



TRABAJO FINAL DE GRADO

DISEÑO DE REDUCTOR DE 300 NM DE PAR DE SALIDA Y RELACIÓN DE VELOCIDADES

13.1

MEMORIA

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO

Presentado por: Alejandro Lluch Esteve.
Tutor: Manuel Tur Valiente.
Titulación: Grado en ingeniería mecánica.
Fecha: Julio 2017.

ÍNDICE

1. OBJETO DEL PROYECTO	4
2. ANTECEDENTES	4
3. ESTUDIO DE NECESIDADES, LIMITACIONES Y CONDICIONANTES	4
3.1 POTENCIA Y REDUCCIÓN DE VELOCIDAD	4
3.2 CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y DURACIÓN	5
3.3 CONDICIONES DE TAMAÑO Y GEOMETRÍA	5
4. SOLUCIONES ALTERNATIVAS	5
4.1 TRANSMISIÓN POR CONTACTO DIRECTO	5
4.1.1 TRANSMISIÓN POR ENGRANAJE	6
4.1.1.1 EJES PARALELOS	6
4.1.1.1.1 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS	7
4.1.1.1.2 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES HELICOIDALES	7
4.1.1.2 EJES PERPENDICULARES	7
4.1.1.2.1 ENGRANAJES CÓNICOS DE DIENTES RECTOS	7
4.1.1.2.2 ENGRANAJES CÓNICOS DE DIENTES HELICOIDALES	8
4.1.1.2.3 TORNILLO SIN FÍN	8
4.1.2 TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO	8
4.2 TRANSMISIÓN POR CONTACTO FLEXIBLE	9
4.2.1 TRANSMISIÓN POR ENGRANE	9
4.2.2 TRANSMISIÓN POR FRICCIÓN	9
4.2.2.1 CORREAS PLANAS	10
4.2.2.2 CORREAS TRAPEZOIDALES	10
5. SOLUCIÓN ADOPTADA	11
5.1 TIPO DE TRANSMISIÓN	11
5.2 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	11
5.3 ACOPLAMIENTO RUEDAS DENTADAS CON EJES	11
5.4 APOYOS EN EJES	12
5.5 SUJECCIÓN DE RODAMIENTOS Y RUEDAS DENTADAS	12
5.6 LUBRICACIÓN	12
6. DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES	13
6.1 CARCASA	13
6.2 ENGRANAJES	14
6.2.1 MATERIAL DE LOS ENGRANAJES	14
6.2.2 GEOMETRÍA DE LOS ENGRANAJES	15
6.2.2.1 PRIMERA ETAPA	15
6.2.2.2 SEGUNDA ETAPA	15

MEMORIA

6.3 EJES	16
6.3.1 MATERIAL DE LOS EJES	16
6.3.2 GEOMETRÍA DE LOS EJES	17
6.3.2.1 EJE DE ENTRADA	17
6.3.2.2 EJE INTERMEDIO	18
6.3.2.3 EJE DE SALIDA	18
6.4 RODAMIENTOS	18
6.4.1 RODAMIENTOS EJE DE ENTRADA	19
6.4.2 RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO	19
6.4.3 RODAMIENTOS EJE SALIDA	19
6.5 RETENES	20
6.6 CASQUILLOS	20
7. LUBRICACIÓN	20
7.1 MÉTODO	21
7.2 LUBRICACIÓN DE ENGRANAJES	21
7.3 LUBRICACIÓN DE RODAMIENTOS	21
7.4 TAPONES	22
7.5 VISOR DE ACEITE	22
7.6 JUNTAS DE ESTANQUEIDAD	22
8. TORNILLERÍA	22
9. ELEMENTOS NORMALIZADOS	23

1. OBJETO DEL PROYECTO

El objeto de este proyecto es diseñar un reductor de velocidad que realice una reducción total de 13.1.

El reductor diseñado no tiene una aplicación concreta sino que se diseñará para uso general y se situará en un catálogo de reductores.

Entre otros objetivos de este proyecto podemos destacar la seguridad ya que en este proyecto se utilizarán altos coeficientes de seguridad y componentes de muy buena calidad. Dentro de esta seguridad trataremos de rebajar los costes lo máximo posible y de reducir los espacios tanto como sea posible.

El autor de dicho proyecto estudia Ingeniería mecánica y está realizando el Trabajo de Fin de Grado con un profesor del departamento de Ingeniería mecánica.

2. ANTECEDENTES

El reductor no consta de antecedentes ya que se diseña completamente.

3. ESTUDIO DE NECESIDADES, LIMITACIONES Y CONDICIONANTES

En este proyecto se calcularán los esfuerzos a los que el reductor se verá sometido en concreto en sus puntos más críticos tales como cambios de sección o puntos en los que se apliquen fuerzas o haya reacciones. De este modo se elegirán los materiales a utilizar siempre desde un razonamiento tanto económico como de seguridad.

Tras calcular los esfuerzos, se dimensionarán a través de sus respectivos cálculos los distintos componentes que forman el reductor utilizando coeficientes de seguridad que garanticen una larga durabilidad de los mismos.

3.1 POTENCIA Y REDUCCIÓN DE VELOCIDAD

Se trasladará una potencia de 7.194 kW con una velocidad del eje de entrada de 3000 rpm y generando un par de 22.9 Nm. El eje de salida deberá girar a una velocidad de 229 rpm generando un par de 300 Nm. De esta forma se deberá de aplicar una reducción total de 13.1, teniendo en cuenta que en cada etapa se produce la misma reducción.

3.2 CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y DURACIÓN

El mantenimiento de este reductor deberá de ser el mínimo posible con el fin de evitar paradas que impliquen un aumento de costes. Los cálculos se han realizado para una duración de 20000 horas, lo que significa que en una aplicación en la que se utilice el reductor las 24 horas del día, este podrá alcanzar aproximadamente poco más de dos años de vida.

3.3 CONDICIONES DE TAMAÑO Y GEOMETRÍA

Se intentará que el reductor sea lo más compacto posible tanto axial como longitudinalmente para que este pueda ser utilizado en aplicaciones que no permitan mucho espacio.

El reductor ha de ser montado y desmontado de manera rápida y sencilla, pero estas características no pueden perjudicar su montaje o su mantenimiento.

La opción elegida para montar el reductor de velocidad ha sido la de tres ejes paralelos dispuestos horizontalmente.

4. SOLUCIONES ALTERNATIVAS

A la hora de crear el reductor se ha de tener en cuenta un tipo de transmisión para hacer rotar los ejes.

Existen diferentes tipos de transmisiones, y cada cual tiene sus características.

A continuación se consideran los posibles tipos de transmisiones que se podrían emplear y sus respectivas características.

4.1 TRANSMISIÓN POR CONTACTO DIRECTO

En la transmisión por contacto directo, los componentes que la establecen deben de estar en contacto en alguno de los puntos de sus superficies.

4.1.1 TRANSMISIÓN POR ENGRANAJE

Los engranajes deben diseñarse para que la relación de velocidades sea constante en todo momento ya que de no ser así, aparecerían grandes vibraciones las cuales perjudicarían la vida útil de la transmisión.

Constituyen el tipo de transmisión más utilizado, ya que sirven para un amplio rango de potencias, velocidades y relaciones de transmisión.

Se pueden destacar las siguientes ventajas de las transmisiones por engranajes:

- ◆ Relación de transmisión constante e independiente de la carga.
- ◆ Elevada fiabilidad y larga duración.
- ◆ Dimensiones reducidas.
- ◆ Elevado rendimiento.
- ◆ Mantenimiento reducido.
- ◆ Capacidad para soportar sobrecargas.

Por contra, tenemos los siguientes inconvenientes:

- ◆ Coste elevado.
- ◆ Generación de ruidos durante el funcionamiento.
- ◆ Transmisión muy rígida, se requiere en la mayoría de aplicaciones un acoplamiento elástico para la absorción de choques y vibraciones.
- ◆ Elevado peso.

Existen diferentes tipos de engranajes, a continuación se nombrarán los más importantes.

4.1.1.1 EJES PARALELOS

En la transmisión de ejes paralelos, los ejes se disponen paralelamente entre ellos a una determinada distancia para que engranen los engranajes.

4.1.1.1.1 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS

Este tipo de transmisión funciona engranando los dientes sin que estos patinen. Puede ser utilizado para muchas aplicaciones ya que se pueden obtener relaciones de transmisión de hasta 8, y velocidades de rotación de hasta 100 000 rpm.

No tiene casi pérdidas por fricción, por ello tienen un rendimiento de transmisión muy alto en cada etapa (96 - 99%). Estos son económicos ya que su mecanizado es relativamente fácil.

Tiene ciertos inconvenientes tales como una transmisión entre dientes no continua lo que provoca fuertes choques entre los dientes produciendo así ruidos y vibraciones.

Esta opción queda descartada debido al alto ruido y el brusco desgaste que provoca el choque de diente contra diente.

4.1.1.1.2 ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES HELICOIDALES

Estos engranajes tienen características similares a las de los engranajes cilíndricos de dientes rectos con la diferencia que estos dientes contactan entre ellos y resbalan.

Con estos engranajes podemos conseguir una gran precisión ya que el choque entre dientes no es brusco sino progresivo, esto provoca una reducción tanto de las vibraciones como del ruido.

Como desventajas podemos citar el mayor desgaste que provoca y su mayor coste de fabricación.

4.1.1.2 EJES PERPENDICULARES

En este tipo de transmisión se ha de utilizar engranajes cónicos ya que los ejes se encuentran perpendicularmente entre ellos.

4.1.1.2.1 ENGRANAJES CÓNICOS DE DIENTES RECTOS

Realizan la transmisión de movimiento de ejes que se cortan en un mismo plano.

El ruido que realizan es mayor que los engranajes cónicos de dientes helicoidales y se pueden utilizar como máximo para relaciones de transmisión de hasta 6. Cabe mencionar que cuando se supera la relación de 1.2, su precio es más elevado que el de los engranajes cilíndricos. Actualmente se utilizan muy poco.

No se ha adoptado esta solución debido a que es más caro realizar la transmisión con este tipo de engranajes que con engranajes cilíndricos ya que la relación de transmisión por etapa en este proyecto es de aproximadamente 3.62.

4.1.1.2.2 ENGRANAJES CÓNICOS DE DIENTES HELICOIDALES

Entre sus ventajas podemos destacar que son más silenciosos y su superficie de contacto es mayor. Este tipo de engranaje ha de ser mecanizado con fresadoras especiales, siendo esto un gran inconveniente ya que aumenta su precio.

No se adopta esta alternativa por el motivo económico. Son caros de fabricar con respecto a los engranajes cilíndricos.

4.1.1.2.3 TORNILLO SINFIN

Se suelen utilizar en ejes que se cruzan noventa grados y está diseñado para transmitir grandes esfuerzos.

Abarca un rango de relaciones de transmisión entre 1 y 100 por cada etapa. Consume mucha potencia con el rozamiento que genera. El rendimiento oscila entre el 45 y el 97%, disminuyendo el rendimiento a medida que aumenta la relación de transmisión.

No se adopta esta medida debido a su bajo rendimiento y a que no acepta altas velocidades de entrada.

4.1.2 TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO

Esta transmisión se realiza por el contacto entre dos ruedas que pueden ser cónicas, cilíndricas o esféricas.

Su desgaste es alto y además no permiten transmitir potencias grandes ya que resbalan. Permite una relación de transmisión máxima de 6, aunque en determinadas ocasiones se puede alcanzar el valor de 10. Debido a su bajo peso y su simplicidad su coste es reducido. Tienen una capacidad de absorción de choques muy pequeña.

No se adopta esta alternativa debido al alto desgaste y a la limitación de transmitir potencias.

4.2 TRANSMISIÓN POR CONTACTO FLEXIBLE

4.2.1 TRANSMISIÓN POR ENGRANE

La transmisión se realiza mediante cadenas o correas dentadas .

Se emplean entre árboles paralelos, pueden transmitir mayores fuerzas que las correas con menores ángulos de abrazamiento y distancia entre ejes. La relación de transmisión en general suele ser $i \leq 7$, pero cuando la velocidad es baja puede llegarse hasta $i=10$. Poseen un alto rendimiento, en torno al 97 - 98%.

Entre sus principales ventajas podemos destacar:

- ◆ Coste reducido frente a los engranajes.
- ◆ Mantienen la relación de transmisión constante.
- ◆ Se puede utilizar en ambientes agresivos.
- ◆ Se pueden accionar varias ruedas con una sola cadena.

Como inconvenientes se pueden destacar:

- ◆ Duración limitada.
- ◆ Limitaciones de potencia y velocidad de máximo funcionamiento.
- ◆ Requerimientos de espacio muy elevados.
- ◆ Necesidad de lubricación y protección frente al polvo.
- ◆ No trabajan elásticamente.

Esta alternativa no se adopta debido al alto requerimiento de espacio necesario para montarla.

4.2.2 TRANSMISIÓN POR FRICCIÓN

La transmisión por fricción aparece por el contacto entre poleas y una correa.

La transmisión por correas tiene un alto rendimiento, entre el 96 y el 98 por ciento. Debido a la ausencia de choques generan muy poco ruido a diferencia de otros sistemas como los engranajes. Funcionan entre distancias de ejes muy grandes y son bastante económicas.

Tiene ciertas desventajas entre las cuales podemos destacar el gran espacio que ocupan, su transmisión no es constante, su vida es pequeña y no permite utilizar grandes potencias ni velocidades de giro.

4.2.2.1 CORREAS PLANAS

Este tipo de correas, las correas planas, pueden llegar a tener un rendimiento del 97 - 98%, son muy resistentes a los choques, son aptas para aplicaciones con altas velocidades, generan muy poco ruido, tiene un fácil montaje, pueden alcanzar relaciones de transmisión del orden de 5, se pueden utilizar entre ejes paralelos y cruzados y son económicas.

4.2.2.2 CORREAS TRAPEZOIDALES

Este tipo de correas también es muy resistente a los choques y tiene un alto rendimiento (96 - 97%). Se pueden utilizar en aplicaciones que requieran altas velocidades. Al igual que las correas planas generan muy poco ruido y son baratas. Se utilizan entre árboles paralelos que tengan una relación de transmisión máxima de 8.

Debido a la necesidad de una relación de transmisión constante y un diseño compacto y reducido de tamaño, no se utilizará ninguna de las poleas o correas.

5. SOLUCIÓN ADOPTADA

5.1 TIPO DE TRANSMISIÓN

Se ha optado por escoger engranajes cilíndricos helicoidales ya que este tipo de transmisión cumple con las exigencias requeridas.

Con la presente obtenemos una buena precisión, se consigue una transmisión constante, se comporta bien a altas velocidades y potencias y además nos permite realizar un diseño compacto. Con este tipo de transmisión conseguiríamos un alto rendimiento debido a las pocas pérdidas por fricción.

También se ha de tener en cuenta el poco ruido que realizará el reductor debido al uso de dientes helicoidales en el que el contacto entre dientes es más suave a causa de su mayor superficie de contacto.

5.2 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

El reductor tendrá una relación de transmisión total de 13.1.

Esta reducción se realizará en dos etapas.

El valor de la relación de transmisión de cada etapa será de $i = \sqrt{13.1} = 3.62$ con el fin de que cada etapa realiza una reducción casi igual.

5.3 ACOPLAMIENTO RUEDAS DENTADAS CON EJES

La unión de estos elementos se realizará con chavetas cuadradas y rectangulares planas de tipo perfilado. Se ha elegido este sistema ya que es económico y permite montar y desmontar las ruedas a los ejes con facilidad. El material seleccionado para las chavetas es el acero F-1140.

Los pasadores son grandes concentradores de tensiones y además no se asegura que puedan resistir las altas cargas que producirán los elementos que constituyen el reductor de velocidad.

Tampoco se tallará el piñón en el eje debido a la diferencia de diámetro existente entre el eje y el mismo. El coste de esta opción sería muy elevado.

Debido también al factor económico queda descartada la opción de construir ejes acanalados.

Por último el soldar las ruedas al eje queda totalmente descartado ya que no permitiría su montaje y desmontaje, un gran inconveniente en caso de avería u otra causa por la que hubiere que desmontar las ruedas. Además una mala soldadura podría crear concentradores de tensiones no visibles al ojo humano como pudieran ser grietas o poros pequeños.

5.4 APOYOS EN EJES

Con el fin de apoyar los ejes se ha optado por los rodamientos ya que pueden trabajar a altas velocidades, son muy silenciosos, tienen un alto rendimiento, tienen una gran durabilidad, no necesitan mucha lubricación y se pueden sustituir de manera sencilla.

Tras haber realizado los cálculos, se opta por utilizar únicamente rodamiento rígidos de bolas de una hilera.

5.5 SUJECIÓN DE RODAMIENTOS Y RUEDAS DENTADAS

Con el fin de sujetar los rodamientos se han adoptado por tres tipos de sujeciones, en primer lugar las arandelas elásticas, en segundo lugar los cambios de sección en el eje y por último, por su bajo coste, los casquillos. Las arandelas elásticas se han utilizado en las partes exteriores de los rodamientos y aunque requieren de un mecanizado, con ellas se consigue optimizar el espacio. Los cambios de sección y los casquillos se han utilizado para sujetar la parte interna de los rodamientos.

5.6 LUBRICACIÓN

La lubricación del sistema será por barboteo, ya que esta aplicación es sencilla y económica ya que no requiere de ninguna instalación adicional. El aceite será salpicado por el propio movimiento de los engranajes que se encontraran sumergidos en el aceite.

El aceite a utilizar en la lubricación será el ISO VG 320, ya que este aceite es apropiado para lubricar tanto los engranajes como los rodamientos.

El proceso de llenado y vaciado de lubricante se realizará con tapones dispuestos en la parte superior e inferior de la carcasa.

También se dispondrá de un visor de aceite en la carcasa con el fin de controlar el nivel del mismo.

6. DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES

6.1 CARCASA

La carcasa es el elemento que rodea el reductor, además tiene que sujetar otros componentes tales como los rodamientos. También mantiene el interior de la carcasa limpio y protegido de agentes externos, ya que esta estará sellada impidiendo así que entren elementos perjudiciales para los componentes del reductor.

Se ha de diseñar para que sea sencilla y compacta. Su montaje y desmontaje ha de ser rápido por lo que este es un condicionante para la misma. también ha de ser resistente a los esfuerzos a los que se verá sometida ya que deberá de soportar tensiones y vibraciones.

El material seleccionado para la carcasa es la fundición gris FG20 según la norma UNE 36111-73. Este material tiene buena resistencia tanto a tracción como compresión. Es un material relativamente barato y de fácil mecanización. También es resistente al desgaste y debido al silicio que contiene, su resistencia a la corrosión es buena. Como inconveniente podríamos citar que la misma no es tenaz.

Se compondrá de dos piezas, la parte derecha y la parte izquierda, con el fin de facilitar y acelerar el montaje y desmontaje del conjunto.

En la parte derecha de la carcasa se incluyen los tapones de llenado y vaciado del aceite ubicados en la parte superior e inferior de la misma. También se incluirá en esta parte de la carcasa un visor de aceite para controlar el nivel del mismo.

Ambas partes estarán unidas por 16 tornillos hexagonales de métrica 6 situados en la parte superior e inferior e izquierda y derecha a lo largo de la unión de ambas piezas.

Se colocará una junta adecuadamente sellada entre ambas partes de la carcasa, para aislar el interior con el fin de evitar la fuga de aceite y el contacto con el medio que perjudique el funcionamiento de la máquina. Para evitar fugas de lubricante, los orificios de los ejes de entrada y salida estarán sellados con retenes.

La carcasa constará de dos patas mecanizadas, una en cada lado de la carcasa, con el fin de poder apoyar el reductor en el suelo, estas patas se dispondrán de manera que el reductor se mantenga estable. Se pintará la carcasa con pintura anticorrosiva.

Por último comentar que la carcasa no dispondrá de tapas sino de un mecanizado interior para sujetar los rodamientos y acoplar los retenes.

6.2 ENGRANAJES

Se han calculado los engranajes para que sean capaces de soportar los esfuerzos a los que se ven sometidos. Estos cálculos están explicados en la parte de Cálculos.

6.2.1 MATERIAL DE LOS ENGRANAJES

Para el material de los engranajes se ha seleccionado un acero aleado revenido y templado ya que este material cumple con todas las exigencias requeridas. El acero a utilizar ha sido el F-1252, un acero utilizado en aplicaciones que requieren una alta tenacidad y resistencia.

Sus características son las siguientes:

Mecánicas:

Su:	1120 MPa
Sy:	1040 MPa
Alargamiento (%):	14
Dureza HB:	321

Composición (%):

C = 0.38 - 0.45
Si < 0.40
Mn = 0.60 - 0.90
P < 0.025
S < 0.035

$$Cr = 0.90 - 1.20$$

$$Mo = 0.15 - 0.30$$

Tecnológicas:

Alta resistencia y tenacidad.

Baja soldabilidad.

Fácil mecanizado.

6.2.2 GEOMETRÍA DE LOS ENGRANAJES

6.2.2.1 PRIMERA ETAPA

Para la primera etapa se tiene:

◆ Módulo de los engranajes:	$m = 2 \text{ mm}$
◆ Anchura de los engranajes:	$b = 15 \text{ mm}$
◆ Diámetro del piñón:	$d_{\text{prim1}} = 38.31 \text{ mm}$
◆ Número de dientes del piñón:	$Z_1 = 18$
◆ Diámetro de la rueda:	$d_{\text{prim2}} = 138.34 \text{ mm}$
◆ Número de dientes de la rueda:	$Z_2 = 65$
◆ Distancia entre centros:	$D_c = 88.325 \text{ mm}$

6.2.2.2 SEGUNDA ETAPA

Para la segunda etapa se tiene:

◆ Módulo de los engranajes:	$m = 2 \text{ mm}$
◆ Anchura de los engranajes:	$b = 30 \text{ mm}$
◆ Diámetro del piñón:	$d_{\text{prim1}} = 48.95 \text{ mm}$
◆ Número de dientes del piñón:	$Z_1 = 23$
◆ Diámetro de la rueda:	$d_{\text{prim2}} = 176.65 \text{ mm}$
◆ Número de dientes de la rueda:	$Z_2 = 83$
◆ Distancia entre centros:	$D_c = 112.8 \text{ mm}$

6.3 EJES

Los ejes se han calculado para que soporten adecuadamente los esfuerzos a los que se ven sometidos. Dichos cálculos están explicados en la parte de Cálculos.

6.3.1 MATERIAL DE LOS EJES

Los ejes sufren esfuerzos tanto de flexión como de torsión, dependiendo de la zona. Por lo cual estos se han de diseñar para que aguanten estos esfuerzos.

Se ha dimensionado por el criterio de rigidez torsional en las zonas donde aparecen esfuerzos de torsión. Las demás partes sometidas a esfuerzos se han dimensionado a fatiga.

El material seleccionado para los ejes es el mismo que para la carcasa, el acero F-1140. A continuación se muestran sus propiedades:

Mecánicas:

Su:	900 MPa
Sy:	700 MPa
Alargamiento (%):	14
Dureza HB:	248

Composición (%):

C = 0.42 - 0.50
Si < 0.40
Mn = 0.50 - 0.80
P < 0.035
S < 0.035
Cr < 0.40
Mo < 0.10
Ni < 0.40

$$\text{Cr} + \text{Mo} + \text{Ni} < 0.63$$

Tecnológicas:

Alta resistencia mecánica.

Económico.

Fácil mecanizado.

6.3.2 GEOMETRÍA DE LOS EJES

6.3.2.1 EJE DE ENTRADA

Este eje se situará en la parte superior interna de la carcasa transmitiendo una potencia de 7.194 kW y girando a una velocidad de 3000 rpm.

El diámetro del eje es de 20 mm, teniendo un cambio de sección a 27 mm de diámetro para sujetar axialmente el piñón. Se utilizará un casquillo para sujetar la parte interior del rodamiento izquierdo, la parte interna del rodamiento derecho se sujetará axialmente con el cambio de sección. Por su parte exterior habrá mecanizadas ranuras para las arandelas que sujetarán los rodamientos.

Los dos rodamientos son rígidos de bolas de una sola hilera y, dependiendo del sentido de giro del eje (horario o antihorario) los rodamientos podrán ser tanto fijos como libres. Se deja una cierta holgura para evitar tensiones en caso de dilataciones producidas por las altas temperaturas o por descolocamientos de los elementos producidos por vibraciones o golpes.

El piñón se sujetará al eje mediante un chavetero mecanizado de longitud 30 mm, anchura 6 mm y profundidad en el eje de 3.5 mm.

6.3.2.2 EJE INTERMEDIO

Este eje realizará la primera reducción lo que lo hará girar a 828.87 rpm, transmitiendo la misma potencia que el eje de entrada entre la rueda de la primera etapa y el piñón de la segunda.

El diámetro del eje será de 30 mm, teniendo un cambio de sección de 41 mm de diámetro para sujetar tanto la rueda que engrana con el piñón del eje de entrada a su izquierda como el piñón que engrana con el eje de salida a su derecha. Se utilizarán casquillos para sujetar la parte interior del rodamiento y se mecanizarán ranuras para las arandelas elásticas que sujetarán los rodamientos por la parte exterior.

Los dos rodamientos son rígidos de bolas de una sola hilera y, como en el caso anterior, dependiendo del sentido de giro del eje (horario o antihorario) los rodamientos podrán ser tanto fijos como libres.

Los chaveteros mecanizados para sujetar la rueda y el piñón serán de 45 mm de longitud, 10 mm de anchura y 5 mm de profundidad en el eje.

6.3.2.3 EJE DE SALIDA

Este eje, tras pasar por dos reducciones, girará a la velocidad de 229.01 rpm y transmitirá los 7.194 kW al eje de salida.

El diámetro del eje será de 40 mm, con un cambio de sección de 47 mm para sujetar tanto el rodamiento izquierdo por su parte interna como la rueda dentada por su parte interna. Se utilizará un casquillo para sujetar la parte externa de la rueda y la parte interna del rodamiento derecho. Por último se mecanizarán ranuras en las partes exteriores de ambos rodamientos para sujetarlos con arandelas elásticas.

Los dos rodamientos son rígidos de bolas de una sola hilera y, como en los casos anteriores, dependiendo del sentido de giro del eje (horario o antihorario) los rodamientos podrán ser tanto fijos como libres.

El chavetero tendrá una longitud de 60 mm, una anchura de 12 mm y una profundidad en el eje de 5 mm.

6.4 RODAMIENTOS

Debido a que los ejes del reductor pueden girar tanto de manera horaria como antihoraria, en uno de estos dos casos las fuerzas actuantes sobre los rodamiento son

muy parecidas mientras que en el otro caso las fuerzas no son similares. Por esta razón se ha procedido a poner el mismo rodamiento para los dos lados de cada uno de los ejes. Los rodamientos se han calculado para que soporten los esfuerzos a los que se verán sometidos. Dichos cálculos están explicados en la parte de Cálculos. Sus resultados son los siguientes.

6.4.1 RODAMIENTOS EJE DE ENTRADA

Se tratan de rodamientos rígidos de bolas de una sola hilera.

Son el modelo SKF 6304.

Tienen un diámetro interior de 20 mm, exterior de 52 mm y una anchura de 15 mm. Su capacidad de carga dinámica es $C = 16.8$ kN y su capacidad de carga estática es $C_0 = 7.8$ kN.

6.4.2 RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO

Se tratan de rodamientos rígidos de bolas de una sola hilera.

Son el modelo SKF 6406.

Tienen un diámetro interior de 30 mm, exterior de 90 mm y una anchura de 23 mm. Su capacidad de carga dinámica es $C = 43.6$ kN y su capacidad de carga estática es $C_0 = 23.6$ kN.

6.4.3 RODAMIENTOS EJE SALIDA

Se tratan de rodamientos rígidos de bolas de una sola hilera.

Son el modelo SKF 6208.

Tienen un diámetro interior de 40 mm, exterior de 80 mm y una anchura de 18 mm. Su capacidad de carga dinámica es $C = 32.5$ kN y su capacidad de carga estática es $C_0 = 19$ kN.

6.5 RETENES

La carcasa consta con dos orificios para los ejes de entrada y de salida, por esta razón, y para asegurar la estanqueidad del conjunto se dispondrá de retenes de estanqueidad para evitar así cualquier fuga de aceite.

El tipo de retenes a montar son obturadores radiales de eje de un labio de goma exterior.

En la siguiente tabla se muestran sus características:

	Eje de entrada	Eje de salida
Diámetro del eje [mm]	20	40
Diámetro del agujero del soporte [mm]	45	72
Ancho del retén [mm]	7	7
Referencia	SKF 20x45x7 HMS5 RG	SKF 40x72x7 HMS5 RG

6.6 CASQUILLOS

Los casquillos son elementos de separación y sujeción de elementos dentro de los ejes. Se ha utilizado este elemento en todos los ejes del reductor con el fin de economizar el mismo, ya que mecanizar un cambio de sección sería una opción mucho más costosa. Estos elementos serán de bronce.

7. LUBRICACIÓN

La lubricación es muy importante, ya que la máquina durará más tiempo si la lubricación se realiza de manera correcta, debido a que evita el desgaste de los elementos en contacto y además funcionará mejor, ya que facilita el contacto entre elementos reduciendo las pérdidas por rozamiento, lo que implica un aumento del rendimiento. A parte, el ruido que produce el contacto de las ruedas se ve reducido.

Se puede lubricar con grasa, pero esta opción queda descartada porque no es recomendable para aplicaciones con altas o medias velocidades.

7.1 MÉTODO

La lubricación de engranajes se puede llevar a cabo de distintas maneras..

Algunos sistemas con los que se podrían lubricar los engranajes son, a presión y atomización, estos métodos resultarían muy caros y más complejos debido a la necesidad de una bomba para que funcionen. Por otro lado se podrían utilizar paletas, aunque este sistema no es adecuado para altas velocidades.

Se llevará a cabo la lubricación por barboteo, ya que este es un sistema de lubricación que no requiere de ninguna complejidad siendo económico y sencillo. Los elementos se lubricarán por la salpicadura de los engranajes.

7.2 LUBRICACIÓN DE ENGRANAJES

Una correcta lubricación de los componentes del reductor es muy importante ya que de esta manera aumentará el tiempo de funcionamiento del reductor. En el caso de realizar una lubricación de manera errónea podrían aparecer problemas tales como el gripado, el picado superficial o pitting o el desgaste en general.

Aumentando la viscosidad del lubricante se pueden solucionar estos problemas.

El aceite seleccionado para lubricar los engranajes es el ISO VG 320.

7.3 LUBRICACIÓN DE RODAMIENTOS

Los rodamientos se lubricarán de la misma manera y con el mismo aceite que el de los engranajes ya que el aceite ISO VG 320 es un aceite adecuado para la lubricación de los mismos.

7.4 TAPONES

Para el llenado y vaciado de aceite en el reductor de velocidad se dispondrá en la parte derecha de la carcasa un orificio roscado en la parte superior (para el llenado de aceite) y un orificio roscado en la parte inferior (para el vaciado del aceite).

Los tapones elegidos para estos orificios de llenado y vaciado de aceite serán de métrica 16 y paso de 1.6 mm.

7.5 VISOR DE ACEITE

En este caso se ha introducido un visor de aceite en la parte delantera de la parte izquierda de la carcasa para observar el nivel de aceite y poder rellenar el aceite en caso de no haber suficiente.

7.6 JUNTAS DE ESTANQUEIDAD

Entre las dos partes de que forman la carcasa se colocará una junta que sellará la unión entre las dos partes de la carcasa con el fin de evitar cualquier fuga de aceite.

Cada vez que se separen las dos partes de la carcasa la junta de estanqueidad deberá de ser sustituida.

8. TORNILLERÍA

El reductor se verá envuelto por una carcasa que constará de dos partes, la izquierda y la derecha, estas dos partes se juntarán mediante 16 tornillos de diámetro 6 y con sus respectivas tuercas.

9. ELEMENTOS NORMALIZADOS

A continuación se adjunta una tabla con los elementos normalizados del reductor:

Ubicación	Componente	Referencia (Dimensiones)
Eje entrada	Rodamiento	SKF 6304
	Arandela elástica	NF E 22-163 (20 x 1.2)
	Retén	SKF HMS5 RG (20 x 45 x 7)
Eje intermedio	Rodamiento	SKF 6406
	Arandela elástica	NF E 22-163 (30 x 1.5)
Eje salida	Rodamiento	SKF 6208
	Arandela elástica	NF E 22-163 (40 x 1.7)
	Retén	SKF HMS5 RG (40 x 72 x 7)
Carcasa	Tornillos	Tornillo allen M6 x 1 DIN912
	Tuercas	Tuerca hexagonal M6 x 5 DIN EN 24034
	Visor de aceite	HCFE.12 - 3/8
	Tapón	Tapón roscado M16 x 1.5 DIN 7604