



Universidad  
de La Laguna

Escuela Superior de  
Ingeniería y Tecnología  
Sección de Ingeniería Industrial

GRADO INGENIERÍA MECÁNICA INDUSTRIAL

**TRABAJO DE FIN DE GRADO**

**Título:**

Diseño de una caja reductora de potencia para grúa

**Autor:**

Gonzalo Marrero Ramallo

**Tutora:**

Isabel Martín Mateos

Septiembre, 2016



## ÍNDICE GENERAL

---

### TRABAJO DE FIN DE GRADO:

DISEÑO DE UNA CAJA REDUCTORA DE POTENCIA PARA GRÚA

GRADO INGENIERÍA MECÁNICA INDUSTRIAL

Autor: Gonzalo Marrero Ramallo

Tutora: Isabel Martín Mateos

## ÍNDICE GENERAL

### 1- MEMORIA

1. HOJA DE IDENTIFICACIÓN.....	Página 3.
2. PURPOSE OF THE PROJECT.....	Página 4.
3. ALCANCE.....	Página 5.
4. ANTECEDENTES.....	Página 6.
5. NORMAS Y REFERENCIAS.....	Página 8.
6. REQUISITOS DE DISEÑO.....	Página 9.
7. ANÁLISIS DE SOLUCIONES.....	Página 10.
7.1. Tipos de reductores .....	Página 11.
7.2. Solución elegida y justificación .....	Página 14.
8. RESULTADOS FINALES.....	Página 15.
8.1. Motor eléctrico seleccionado.....	Página 15.
8.2. Transmisión de potencia. Velocidad de reducción.....	Página 16.
8.3. Elementos de transmisión mecánica.....	Página 16.
8.3.1. Esfuerzo flexionante. Método de Lewis.....	Página 17.
8.3.2. Esfuerzo de contacto.....	Página 17.
8.3.3. Selección del material.....	Página 18.
8.3.4. Piñón y engrane .....	Página 18.
8.4. Ejes.....	Página 20.
8.4.1. Eje de entrada.....	Página 20.
8.4.2. Eje de salida.....	Página 20.
8.4.3. Selección del material. Justificación.....	Página 21.
8.4.4. Diámetros finales.....	Página 21.
8.5. Rodamientos.....	Página 24.
8.6. Unión de los engranajes con los ejes.....	Página 25.
8.7. Acoplamientos.....	Página 27.
8.8. Anillos de retención y sellos.....	Página 27.
8.9. Lubricación.....	Página 29.
8.10. Carcasa.....	Página 29.
8.11. Tornillería.....	Página 30.
8.12. Freno de retención.....	Página 32.
8.13. Tapones y visores de nivel de lubricante.....	Página 33.
8.14. Presupuesto.....	Página 34.
9. ORDEN DE PRIORIDAD DE LOS DOCUMENTOS DEL PROYECTO.....	Página 34.

## **2- ANEXO DE CÁLCULOS**

1. INTRODUCCIÓN.....	Página 3.
2. CÁLCULOS PREVIOS.....	Página 3.
3. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES.....	Página 5.
3.1.Primeros cálculos.....	Página 5.
3.2.Cálculo del esfuerzo flexionante. Método de Lewis.....	Página 8.
3.3.Cálculo del esfuerzo de contacto piñón-engrane.....	Página 13.
3.4.Selección del material.....	Página 17.
4. DISEÑO DE LOS EJES.....	Página 20.
4.1.Cálculo de fuerzas en el eje de entrada.....	Página 20.
4.2.Diagramas de Momentos y fuerzas para el eje de entrada.....	Página 22.
4.3.Cálculo de fuerzas en el eje de salida.....	Página 24.
4.4.Diagramas de Momentos y fuerzas para el eje de salida.....	Página 27.
4.5.Momento flector máximo y Fuerza radial máxima.....	Página 30.
4.6.Selección del material para los ejes.....	Página 30.
4.7.Diámetros para el eje de entrada.....	Página 33.
4.8.Diámetros para el eje de salida.....	Página 36.
5. RODAMIENTOS.....	Página 40.
5.1.Selección de rodamientos para ambos ejes.....	Página 40.
5.2.Diámetros de diseño finales en los ejes.....	Página 43.
5.3.Tolerancias en los rodamientos.....	Página 44.
5.4.Diámetros del escalón en el eje y en la caja.....	Página 47.
5.5.Radios del chaflán.....	Página 48.
5.6.Resumen de diámetros para los rodamientos.....	Página 48.
6. CUÑAS.....	Página 49.
6.1.Cuña para el eje del motor.....	Página 49.
6.2.Cuña para el piñón en el eje de entrada.....	Página 50.
6.3.Cuña para el engrane en el eje de salida.....	Página 51.
6.4.Cuña para la polea. Eje de salida.....	Página 51.
7. LUBRICACIÓN DEL CONJUNTO.....	Página 53.

### **3- ANEXO DE CATÁLOGOS**

1. CÁTALOGO DEL MOTOR ELÉCTRICO.....	Página 3.
2. CATÁLOGOS DE ENGRANAJES COMERCIALES.....	Página 4.
2.1. Características de los materiales de los engranajes comerciales.....	Página 6.
3. CÁTALOGO DE RODAMIENTOS.....	Página 7.
3.1. Tabla de tiempo de servicio de rodamientos.....	Página 9.
4. CÁTALOGO DE ACOPLAMIENTOS.....	Página 10.
5. LUBRICACIÓN PARA LOS ELEMENTOS.....	Página 11.
6. CÁTALOGO ANILLOS DE RETENCIÓN.....	Página 12.
7. CÁTALOGO DE SELLOS.....	Página 13.
8. CÁTALOGO TAPÓN DE LLENADO.....	Página 17.
9. CÁTALOGO TAPÓN DE DESAGÜE.....	Página 18.
10. CÁTALOGO VISOR NIVEL DE ACEITE.....	Página 19.
11. CÁTALOGO FRENO DE RETENCIÓN.....	Página 19.

### **4- PLANOS**

1. PLANO DE CONJUNTO. ....	Plano 1.00
2. PERSPECTIVA ISÓMETRICA.....	Plano 1.S1
3. EXPLOSIONADO.....	Plano 1.S2
4. MARCA 1 – PIÑÓN.....	Plano 1.01
5. MARCA 2 – ENGRANE.....	Plano 1.02
6. MARCA 3 – EJE DE ENTRADA.....	Plano 1.03
7. MARCA 4 – EJE DE SALIDA.....	Plano 1.04
8. MARCA 15 – TAPETA RODAMIENTO 1.....	Plano 1.05
9. MARCA 16 – TAPETA RODAMIENTO 2.....	Plano 1.06
10. MARCA 17 – TAPETA RODAMIENTO 3.....	Plano 1.07
11. MARCA 18 – TAPETA RODAMIENTO 4.....	Plano 1.08
12. MARCA 19– CARCASA.....	Plano 1.09
13. MARCA 20 – TAPA DE CARCASA.....	Plano 1.10

## **5- PLIEGO DE CONDICIONES**

1. PLIEGO DE CONDICIONES.....	Página 3.
2. CONDICIONES GENERALES.....	Página 3.
2.1. Condiciones de uso general.....	Página 3.
3. CONDICIONES TÉCNICAS.....	Página 4.
3.1.Acabados superficiales.....	Página 4.
3.2.Montaje.....	Página 5.
3.3.Mantenimiento.....	Página 7.

## **6- PRESUPUESTO**

1. CUADRO DE PRECIOS.....	Página 3.
2. ESTADO DE MEDICIONES.....	Página 4.
3. CUADRO DE PRECIOS DETALLADO.....	Página 5.
4. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL (PEM).....	Página 9.
5. PRESUPUESTO DE BASE POR CONTRATA.....	Página 10.

# MEMORIA

---

## TRABAJO DE FIN DE GRADO:

DISEÑO DE UNA CAJA REDUCTORA DE POTENCIA PARA GRÚA

GRADO INGENIERÍA MECÁNICA INDUSTRIAL

Autor: Gonzalo Marrero Ramallo

Tutora: Isabel Martín Mateos

## ÍNDICE MEMORIA

1. HOJA DE IDENTIFICACIÓN.....	Página 3.
2. PURPOSE OF THE PROJECT.....	Página 4.
3. ALCANCE.....	Página 5.
4. ANTECEDENTES.....	Página 6.
5. NORMAS Y REFERENCIAS.....	Página 8.
6. REQUISITOS DE DISEÑO.....	Página 9.
7. ANÁLISIS DE SOLUCIONES.....	Página 10.
7.1. Tipos de reductores .....	Página 11.
7.2. Solución elegida y justificación .....	Página 14.
8. RESULTADOS FINALES.....	Página 15.
8.1. Motor eléctrico seleccionado.....	Página 15.
8.2. Transmisión de potencia. Velocidad de reducción.....	Página 16.
8.3. Elementos de transmisión mecánica.....	Página 16.
8.3.1. Esfuerzo flexionante. Método de Lewis.....	Página 17.
8.3.2. Esfuerzo de contacto.....	Página 17.
8.3.3. Selección del material.....	Página 18.
8.3.4. Piñón y engrane .....	Página 18.
8.4. Ejes.....	Página 20.
8.4.1. Eje de entrada.....	Página 20.
8.4.2. Eje de salida.....	Página 20.
8.4.3. Selección del material. Justificación.....	Página 21.
8.4.4. Diámetros finales.....	Página 21.
8.5. Rodamientos.....	Página 24.
8.6. Unión de los engranajes con los ejes.....	Página 25.
8.7. Acoplamientos.....	Página 27.
8.8. Anillos de retención y sellos.....	Página 27.
8.9. Lubricación.....	Página 29.
8.10. Carcasa.....	Página 29.
8.11. Tornillería.....	Página 30.
8.12. Freno de retención.....	Página 32.
8.13. Tapones y visores de nivel de lubricante.....	Página 33.
8.14. Presupuesto.....	Página 34.
9. ORDEN DE PRIORIDAD DE LOS DOCUMENTOS DEL PROYECTO.....	Página 34.

## 1. HOJA DE IDENTIFICACIÓN

<b>TÍTULO:</b> Diseño de una caja reductora de potencia para grúa
<b>ENCARGADO POR:</b> Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología (ESIT) <b>Dirección:</b> Avenida Astrofísico Francisco Sánchez s/n. CP: 38200, San Cristóbal de La Laguna, Santa Cruz de Tenerife.
<b>AUTOR:</b> Gonzalo Marrero Ramallo <b>Titulación:</b> Ingeniería Técnica Industrial, especialidad mecánica <b>DNI:</b> 54115454-L <b>Dirección:</b> Carretera Tacoronte-Tejina. N°99-B. Tacoronte, Santa Cruz de Tenerife. <b>Teléfono:</b> 922-57-21-12
<b>ENCARGADO A:</b> Gonzalo Marrero Ramallo
<b>FECHA:</b> septiembre de 2016

## 2. PURPOSE OF THE PROJECT.

This project is the implementation and design of a gearbox power for a small crane elevator.

It is presented as a gearbox of a medium size, which would have anchored or placed on a base, in which the electric motor that delivers the power would also support.

On the input shaft, it would be fitted with a holding brake. On the output shaft, would go a chain or pulley, which, by the rotational movement of the output shaft of the gearbox, cause the ascent / descent of the load to be moved. The main objective is to obtain higher torque and a consequent reduction of the speed of lifting / lowering the load.

As the study precomputed lift a load of 1 ton at a height of 10 meters it is proposed to check how long soon be elevated by our engine.

It has selected an electric motor of 5.5 KW (7.5 H. P.), which rotates at 1430 rpm. In the Calculation Annex its detailed calculations. In the *figure 1*, we can see the illustration.

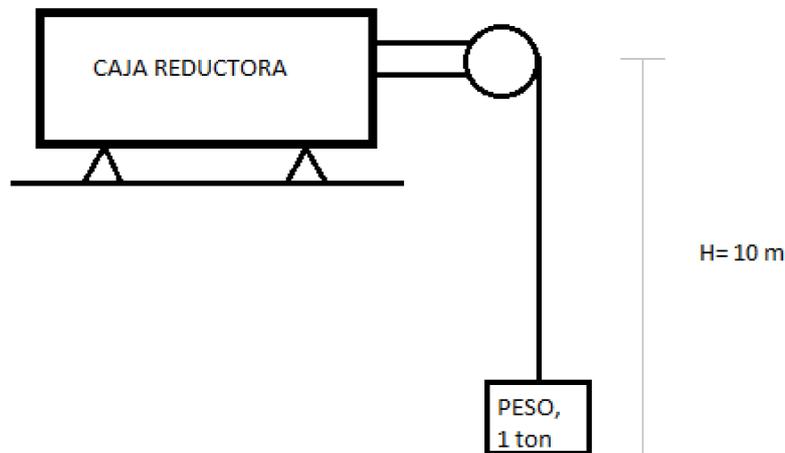


Figura 1: “Esquema ilustrativo del problema”. Fuente propia.

The result is about 18 seconds. This small calculation used to be a composition of place of effectiveness and logic design of this device.

This project combines different aspects that have been held throughout the university, such as the development of plans, calculations of elasticity and strength of materials, use of standards, etc. Also we do a budget about it.

### 3. ALCANCE.

En este proyecto se intenta dar solución a un problema concreto, como es la reductora unida al motor eléctrico que eleva o hace descender una carga.

Los procedimientos y cálculos realizados para dimensionar y realizar la reductora pueden ser aplicados a cualquier otra situación de diseño de máquinas que incluya ejes o árboles y engranajes de cualquier tipo. Estos dos elementos mencionados en la frase anterior son los elementos claves en la transmisión de potencia mecánica. Dichos elementos limitarán según los esfuerzos a los que se vean sometidos, parámetros tan importantes como el diámetro de los ejes o de los engranajes, así como otras características.

Los elementos principales incluidos en este proyecto, son fácilmente localizables hoy en día en cualquier situación de diseño industrial mecánico. Estos elementos, son los ya mencionados engranajes y ejes, a los que se le suman los materiales (como los aceros o las fundiciones), los lubricantes, los acoplamientos, los rodamientos, los elementos de fijación, la tornillería y la carcasa exterior.

En todos estos casos, el modo de resolución es muy similar a los que se siguen en este proyecto, de tal manera que los conocimientos desarrollados tienen un gran alcance, ya que el procedimiento llevado a cabo en este trabajo, puede extrapolarse a cualquier otro de misma índole, tan solo realizando pequeñas variaciones. En común tendrán: el análisis de fuerzas, la elección del diseño y componentes a dimensionar, y su correspondiente comprobación de cumplir ciertas premisas o requisitos.

El proyecto, desarrolla los cálculos de la reducción, engranajes, ejes, selección de rodamientos, sellos, anillos de fijación, dimensionamiento de cuñas, creación de una carcasa, selección de lubricación para estos elementos, elección de un motor eléctrico, elección de un freno de retención. No entra en el desarrollo del sistema de elevación de la carga.

Esto no se considera de alcance del proyecto. Se considera que mediante una cuña se acopla a un eje que será el encargado de llevar ese sistema de elevación.

#### 4. ANTECEDENTES.

Para el diseño del reductor se debe partir de una serie de hipótesis: condiciones de trabajo, elementos a los que irá acoplado, par a transmitir, revoluciones de salida, accesibilidad (a la hora de la examinación y la revisión periódica de los elementos de la caja reductora). Por otro lado, también los costes, los materiales a utilizar, la seguridad en el manejo, y la disponibilidad de recambios y piezas y su durabilidad, etc.

En el caso del diseño que nos ocupa, se intenta a partir del par a transmitir o los mecanismos de transmisión seleccionados (engranajes, en este caso), delimiten la cantidad de dinero invertido en este proyecto. A partir de estos parámetros, se optimiza el resto.

En la actualidad, se cuenta con una gran reducción de costes en cuanto a materiales, por lo que se pueden conseguir elementos de mucha calidad y buenas prestaciones a precios accesibles.

Por otra parte, la reducción de costes se puede llevar a cabo con un diseño lo más simplificado posible. Esto aparte de ser más sencillo de diseñar, contará obviamente con la calidad esperada.

Por último, a la hora de elegir las distintas piezas que componen el reductor, se tendrán en cuenta las condiciones de trabajo y funcionamiento. Esto se debe a que las piezas funcionarán con de mejor manera en ciertas condiciones de trabajo que otras. Por tanto, se tendrá en cuenta esto. De la misma forma, para la serie de materiales seleccionados en el proyecto.

Para entrar en detalles, se tiene en cuenta la visión de alguna marca industrial sobre grúas elevadoras con caja reductora.

Se ha seleccionado la marca *FELLAR* la cual dispone de una amplia y dilatada experiencia en el sector de grúas elevadoras (de pórtico, móviles, de puerto, etc.) en el diseño, fabricación y adaptación a cualquier tipo y espacio deseado. Cuenta con un programa especial de diseño y fabricación de todo tipo de reductores para los distintos accionamientos de las grúas sobre carril de puertos marítimos. Se encuentran:

- Reductores tipo tándem, pesados, de gran tamaño para el accionamiento principal de elevación.
- Reductores planetarios-ortogonales de muy baja velocidad de salida para accionar el giro de la grúa.

- Coronas de giro especiales de gran diámetro con rodadura incorporada para el giro de la grúa.
- Reductores verticales de tamaño medio, adaptables a cualquier tipo de ángulo y posición de sujeción, para el accionamiento de los desplazamientos de la grúa.
- Reductores tándem-ortogonales, destinados al accionamiento del desplazamiento del carro de la grúa.



Figura 2: “Ilustración de una caja reductora para grúa”. Fuente: KRONECRANES

Desde el punto de vista de la marca *KONECRANES*, arroja el siguiente punto de vista: (Se centra en el mantenimiento y la revisión de las cajas reductoras)

Las grúas tienen varios componentes esenciales: Acoplamientos, bloques de ganchos, vástagos, cables, dispositivos bajo el gancho y cajas reductoras, entre otros. Hay situaciones en las que se necesita una evaluación más a fondo de estos componentes que la que se lleva a cabo en las revisiones normales y el mantenimiento preventivo.

En este apartado, se ha visualizado un punto de vista de una marca comercial que trabaja este tipo de cajas reductoras y en nuestro sentido de aplicación del proyecto.

## 5. NORMAS Y REFERENCIAS.

### **Disposiciones legales y normas aplicadas**

- Norma de chavetas y cuñas: **ANSI B17.1-1967 (R98)**
- Norma **UNE 157001** (Criterios generales para la elaboración de proyectos).
- Norma **UNE 18048** (Tolerancias de fabricación de ruedas dentadas).
- Norma **UNE-EN 10020:2001** (Clasificación de los aceros, AISI).
- Norma **DIN ISO 281** (Cálculo de rodamientos).
- Norma **DIN ISO 743** (Cálculo de ejes con fuerza).
- Norma **UNE-EN 36003** (Fundiciones)
- Norma **ISO 3448** (Selección del lubricante).
- Norma **ISO 6433:2012**: (Planos de ensamblaje).
- Norma **UNE 1035** (Cuadro de rotulación).
- Norma **ISO 4017** (Tornillería).
- Norma **ISO 5753-1:2009** (Rodamientos SKF).
- Norma **DIN- ISO 2768 CH** (Acoplamientos MKA).
- Norma **DIN 472** (Anillos de retención).
- Norma **DIN 910** (Tapón de llenado).
- Norma **DIN 908** (Tapón de desagüe).

### **BIBLIOGRAFÍA**

Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott, 4ª Edición.

### **PROGRAMAS DE DISEÑO**

SolidWorks 2012 ®

## 6. REQUISITOS DE DISEÑO

Los reductores de velocidad permiten una gran cantidad de diseños, debido a los múltiples elementos que son capaces de llevar a cabo las transmisiones de momento rotativo: poleas, correas, discos de fricción, engranajes, etc.

En el diseño que nos ocupa, los criterios a tener en cuenta a la hora de llevarlo a cabo son:

- **Seguridad:** la caja reductora debe trabajar bajo las máximas medidas de seguridad tanto por la propia máquina, como por las personas que se encargan de darle uso.
- **Costo:** obviamente, se buscará el menor precio posible, eso sin poner el riesgo la mejor calidad posible de las piezas y elementos que componen el mecanismo.
- **Pequeño tamaño:** se busca un elemento lo más compacto posible.
- **Alta confiabilidad:** uno de los objetivos, es que las piezas que componen el diseño, soporten los esfuerzos y las cargas durante el mayor tiempo posible.
- **Bajo mantenimiento:** se trata de un aspecto clave en este tipo de diseños, en los que se busca una baja intervención de los operarios en cuanto a labores de mantenimiento.

## 7. ANÁLISIS DE SOLUCIONES

Este proyecto se centra en el diseño de una caja reductora de potencia de una sola etapa, acoplada a un freno, un motor eléctrico y una cadena o polea a su salida, a modo de elevador de un peso (Mecanismo de grúa).

Se comienza analizando los diferentes tipos de elementos de transmisión mecánica que existen. Por otro lado, se mencionan las principales clases de reductores, haciendo hincapié en el que más nos conviene al diseño propuesto. En tercer lugar, se realizará un desglose de los principales tipos de engranajes que se pueden encontrar y las ventajas/desventajas entre ellos.

Por último, se llegará a la solución elegida, en cuanto a tipo de engranajes, de reducción, de transmisión mecánica, elegidos para el diseño propuesto en este proyecto, con la consiguiente justificación de dicha elección.

En cuanto al transporte o manejo de la caja reductora, en caso de que quisiera ser transportada, se haría uso de algún tipo de método de elevación, como puede ser las denominadas eslingas. Estos elementos quedan definidos por el tipo de cable empleado, su longitud, tipo de confección y los accesorios (ganchos, grilletes).

La normativa que lleva este tipo de elementos de sujeción y elevación, son la DIN 765 (cadenas calibradas), DIN 766 (cadenas no calibradas) y la DIN696 (Cadenas tratadas, de mayor resistencia).

En nuestro diseño, se sugiere esta forma de elevación y transporte del conjunto en caso de tener que ser desplazado para ser instalado en cierto lugar. (El tema del transporte o el movimiento del conjunto, no es del alcance del proyecto, sin embargo, se realiza esta sugerencia para satisfacer las necesidades del cliente.

### 7.1. Tipos de reductores

Las principales opciones de reducción, son:

#### **-Transmisión por bandas**

Se conoce como correa de transmisión a un tipo de transmisión mecánica basado en la unión de dos o más ruedas, sujetas a un movimiento de rotación, por medio de una cinta o correa continua, la cual abraza a las ruedas ejerciendo fuerza de fricción suministrándoles energía desde la rueda motriz.

Es importante destacar que las correas de transmisión basan su funcionamiento fundamentalmente en las fuerzas de fricción, esto las diferencia de otros medios flexibles de transmisión mecánica, como lo son las cadenas de transmisión y las correas dentadas las cuales se basan en la interferencia mecánica entre los distintos elementos de la transmisión.

Las correas de transmisión son generalmente hechas de goma, y se pueden clasificar en dos tipos: planas y trapezoidales.

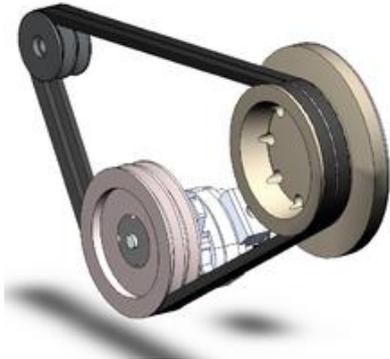


Figura 3: "Transmisión por correas". Fuente: [tecnologiapirineos.blogspot.com](http://tecnologiapirineos.blogspot.com).

#### **-Transmisión por cadenas**

Las cadenas de transmisión son la mejor opción para aplicaciones donde se quiera transmitir grandes pares de fuerza y donde los ejes de transmisión se muevan en un rango de velocidades de giro entre medias y bajas.

Las transmisiones por cadenas son transmisiones robustas, que permiten trabajar en condiciones ambientales adversas y con temperaturas elevadas, aunque requieren de lubricación. Además, proporcionan una relación de transmisión fija entre las

velocidades y ángulo de giro de los ejes de entrada y salida, lo que permite su aplicación en automoción y maquinaria en general que lo requiera.

Según su función a desarrollar, las cadenas se dividen en los siguientes tipos:

- Cadenas de transmisión de potencia: cuya aplicación es transmitir la potencia entre ejes que giran a unas determinadas velocidades.
- Cadenas de manutención: o también llamadas cadenas transportadoras. Son un tipo de cadenas que gracias a una geometría específica de sus eslabones o enlaces le permiten desempeñar una función de transporte o arrastre de material.
- Cadenas de carga: o también llamadas de bancos de fuerzas. Son cadenas que permiten transmitir grandes cargas, y son usadas, por ejemplo, para elevar grandes pesos, o accionar bancos de fuerza, entre otros usos.

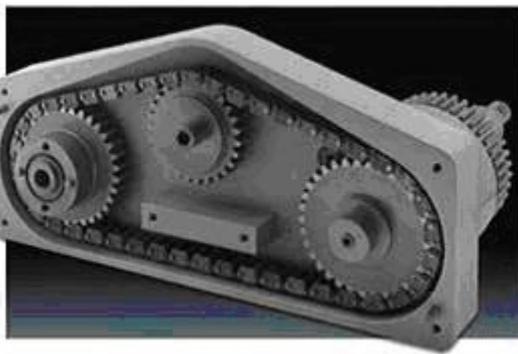


Figura 4: "Transmisión por cadenas". Fuente: [ingemecanica.com](http://ingemecanica.com)

### **-Transmisión por engranajes**

La principal ventaja de las transmisiones por engranajes mediante ruedas dentadas es la gran exactitud en la relación de transmisión que se puede alcanzar frente a otros tipos de transmisiones, lo que permite, entre otras aplicaciones, su uso en maquinaria de precisión.

Por otro lado, el empleo de materiales con gran dureza superficial y rigidez (por ejemplo, aceros templados sometidos a un tratamiento de cementación superficial), permiten transmitir pares elevados de fuerza a velocidades de giro elevadas, conservando a la vez constante la relación de transmisión.

En general, en una transmisión por engranajes se puede distinguir entre rueda conductora solidaria al eje de entrada (input o eje motor) y la rueda conducida a la que se transmite el movimiento y que es solidaria al eje de salida (output). La rueda conductora girará a una velocidad de giro ( $\omega_1$ ), mientras que la rueda conducida podrá girar a otra velocidad de giro ( $\omega_2$ ) distinta. La relación entre ambas velocidades de giro es lo que se llama, y se verá con más detalle posteriormente, relación de transmisión ( $r_t = \omega_2 / \omega_1$ ).

### Tipos de engranajes

Los engranajes rectos son de gran aplicación cuando se requiere transmitir el movimiento de un eje a otro paralelo y cercano. Cuando lo que se requiere es un funcionamiento más silencioso, que transmita menores cargas dinámicas a los cojinetes de apoyo, y puedan funcionar a mayores rangos de velocidad, lo ideal es utilizar engranajes helicoidales. En este caso los dientes son como hélices cilíndricas, de manera que cuando una pareja de dientes entra en contacto siempre hay otros conectados, con lo que se consigue que la conexión se realice gradualmente, sin impactos ni ruidos. Por otro lado, si el movimiento a transmitir es entre ejes cruzados o perpendiculares, entonces lo recomendable es usar engranajes cónicos.

Como contrapartida, al basarse la transmisión por engranajes en el contacto directo entre superficies de los dientes de la rueda conductora y la conducida, esto ocasiona que se generen pérdidas por rozamiento en forma de calor (el engranaje se calienta), por lo que se hace necesario emplear lubricantes que envuelvan el contacto entre los dientes. De esta manera, empleando el lubricante adecuado se reduce el rozamiento entre superficies, además de servir como medio para evacuar el calor generado. Una buena lubricación puede suponer que las pérdidas por rozamiento no superen el 1-2% de la potencia transmitida.



Figura 5: "Tipos de engranajes". Fuente: [ingemecanica.com](http://ingemecanica.com)

## 7.2. Solución elegida y justificación

En cuanto a la solución elegida, se optará por los engranajes rectos de una sola reducción, debido a que la relación propuesta de 3,54:1 es adecuada para este tipo de engranajes y para la reducción que pretendemos. Por otro lado, a pesar de ofrecer mayor ruido y vibración, llevan a cabo una transmisión del par más eficiente que los otros tipos. En tercer lugar, los engranajes rectos solo producen cargas radiales, lo que simplifica el cálculo de los rodamientos.

Además, se consigue una alta eficiencia, si los componentes de la transmisión son de cierta calidad. En cuanto al costo, en comparación con los engranajes helicoidales, los engranajes rectos son de un valor económico inferior, lo cual supone una ventaja.

Los ejes serán paralelos y se supone sencilla la tarea de alinearlos correctamente con el eje del motor.

Los componentes principales son: dos ejes, uno de entrada y otro de salida; dos acoplamientos flexibles, para facilitar la transmisión de par y el alineamiento correcto entre ejes; cuatro rodamientos, que sostienen los ejes y absorben las cargas radiales generadas; y dos engranajes: un piñón (en el eje de entrada) y un engrane, (en el eje de salida).

Otros componentes, son: cuñas (elemento de unión entre los engranajes y los ejes. También se utilizará para acoplar al eje del motor y para unir el eje de salida con el eje que se encargará de la elevación de la carga), sellos, anillos de retención, carcasa, freno de retención, lubricantes, tornillería, tapa para la carcasa, retenes para los rodamientos, y el motor eléctrico. A continuación, se observa en la *figura 6*, los principales elementos:

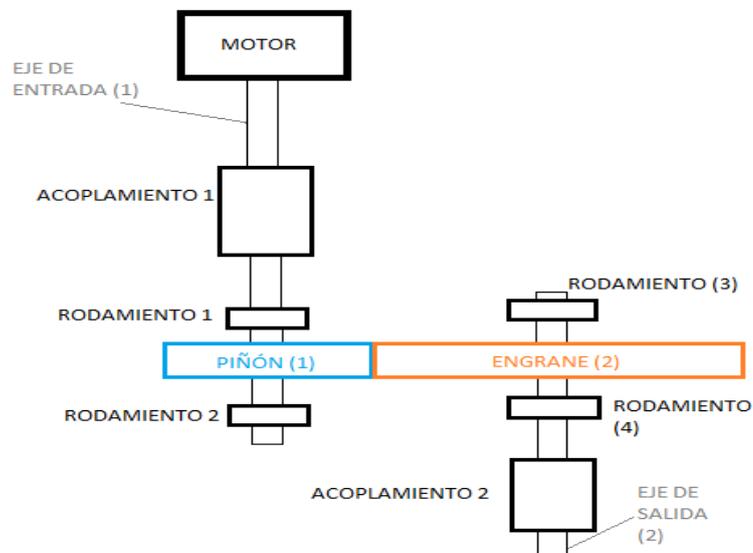


Figura 6: "Esquema simplificado de la caja reductora". Fuente propia.

\*En cuanto a los acoplamientos, se ha seleccionado un acoplamiento flexible (el mismo para los dos ejes).

## 8. RESULTADOS FINALES

En primer lugar, se comienza detallando los principales componentes de la caja reductora: motor eléctrico seleccionado, características de la transmisión y análisis de esfuerzos a los que se le someten, para de esta forma seleccionar los diferentes componentes. Se detalla en cada caso las características principales y las soluciones adoptadas en cada caso.

### 8.1. Motor eléctrico seleccionado

Este diseño consiste en el desarrollo de una caja de reducción, mediante engranajes. Dentro de las opciones que se manejan, se optará por un motor eléctrico de 4 polos (modelo **AM 112 BA**, de la marca AEG), con una potencia de 5,5 kW y 1430 rpm. En este proyecto se trabaja en unidades inglesas, a modo de hacer ver un uso de unidades distintas a las habituales del SI. Por tanto, tomaremos en el cálculo, la potencia como 7,5 H.P. (Ver *Anexo de Catálogos*).

El objetivo de la selección de este motor estriba en trabajar con unas revoluciones no demasiado altas. A la salida conseguiremos un mayor par, para de esta manera

conseguir elevar con mayor facilidad las cargas, y con la consiguiente disminución de revoluciones de salida.

Se ha seleccionado un motor eléctrico ya que posee algunas ventajas con respecto al de combustión:

- A igual potencia, su tamaño y su peso son más reducidos.
- Tiene un par elevado y prácticamente constante.
- Menos ruido y vibraciones.
- Su rendimiento es bastante elevado.

El motor eléctrico irá acoplado al eje de entrada mediante una cuña que se ha diseñado. (Ver *Anexo de Cálculos*).

### 8.2. Transmisión de potencia. Velocidad de reducción.

Se opta por una transmisión de una etapa de engranajes rectos, ya que es la clase más empleada entre árboles paralelos, y además ofrece buenas prestaciones para una amplia gama de potencias y velocidades de giro.

Una de las ventajas, frente a otros tipos, es que la relación de transmisión permanece constante, con independencia de la carga aplicada. Por otro lado, ofrecen una gran fiabilidad durante su funcionamiento, con una gran esperanza de vida, de sus componentes.

Se utilizarán para este proyecto, engranajes cilíndricos de dientes rectos de perfil envolvente. Las relaciones de transmisión, por lo general, van desde 8 hasta 20, por etapa.

Se ha optado por una relación de transmisión de 3,54:1 (Ver *Anexo de Cálculos*).

Se trabajará pues, con una etapa solamente, y para ello consta de un piñón (engranaje más pequeño) y un engrane (engranaje mayor). Por tanto, la velocidad de salida será aproximadamente de 404 rpm. (Ver *Anexo de Cálculos*).

### 8.3. Elementos de transmisión mecánica

Como se comenta en el apartado anterior, se seleccionarán engranajes rectos de perfil envolvente. Para ambos engranajes, se utiliza un acero **AISI 4140 OQT 700**, cuya selección se justifica en el *Anexo de Cálculos*. A modo de resumen, se lleva a

cabo esta selección, pues los cálculos se realizan en función de seleccionar una dureza de material que cumpla la dureza que han arrojado los cálculos. Por otro lado, también se observa que su tensión sea un valor adecuado y tenga cierta ductilidad.

Estos cálculos se realizan para comprobar el diseño desde cero de unos engranajes y un material que cumpla con los diferentes requisitos de esfuerzos (como es nuestro caso). Sin embargo, nos hemos tomado como datos de partida dos engranajes comerciales para a la hora de tomar parámetros nos sirvan de referencia para el diseño de nuestros engranajes.

### 8.3.1. Esfuerzo flexionante. Método de Lewis.

Este esfuerzo es el que se produce en los dientes de los engranajes. Para ello se utiliza el método de Lewis, en el cual se calculan una serie de coeficientes hasta llegar al valor para el piñón y para el engrane. Este esfuerzo nos servirá en la selección del material.

Mediante la fórmula del esfuerzo flexionante:

$$St = \frac{\omega t \cdot Pd}{F \cdot Jp} \cdot (K_0 \cdot K_S \cdot K_m \cdot K_B \cdot K_v) \quad (1)$$

Se calcula el esfuerzo flexionante en el piñón y en el engrane:

<b><math>St_p</math></b>	<b>21949,57 psi</b>	<b>151,33 N/mm<sup>2</sup></b>
<b><math>St_E</math></b>	<b>18376,40 psi</b>	<b>126,70 N/mm<sup>2</sup></b>

Figura 7: “Tabla resumen de esfuerzos flexionantes piñón y engrane”. Fuente propia.

Por lo general, el esfuerzo en el piñón es algo superior al del engrane. (Ver *Anexo de Cálculos*).

### 8.3.2. Esfuerzo de contacto.

Por otro lado, también se recomienda calcular el valor de esfuerzo de contacto (piñón y engrane), que, por otro lado, es el mismo valor para ambos. Este valor tiene en cuenta los ciclos de esfuerzo, y sus correspondientes factores. Con esto se obtiene el esfuerzo de contacto piñón-engrane: (Ver *Anexo de Cálculos*).

$$S_{ac} = 104334,15 \text{ psi} = S_{ac_p} = S_{ac_E} \text{ (719,36 N/mm}^2\text{)}$$

Se avanza un poco más en el cálculo, y se calculan factores de resistencia a la picadura, y se obtiene, por tanto, los esfuerzos ajustados para piñón y engrane:

$$S_{ac_p} > \frac{K_R \cdot SF}{Z_{Np}} \cdot (S_{Cp}) = \frac{1,25 \cdot 1,00}{0,88} \cdot (104334,15 \text{ psi}) = \mathbf{148201,92 \text{ psi}} \text{ (1021,82 N/mm}^2\text{)}$$

$$S_{ac_E} > \frac{K_R \cdot SF}{Z_{NE} \cdot C_H} \cdot (S_{CE}) = \frac{1,25 \cdot 1,00}{0,91 \cdot 1,00} \cdot (104334,15 \text{ psi}) = \mathbf{143316,14 \text{ psi}} \text{ (988,13 N/mm}^2\text{)}$$

### 8.3.3. Selección del material.

Con el mayor esfuerzo de contacto y grado 1 se obtiene la dureza. Acudiendo a las tablas de aceros AISI, se obtiene el material **AISI 4140 OQT 700** cuya tensión  $S_u = 231000$  psi, su dureza es de 461 HB y posee un 13% de elongación. La justificación de la elección se detalla en el *Anexo de Cálculos*.

### 8.3.4. Piñón y engrane.

Tras el análisis de esfuerzos, se recoge en una tabla las dimensiones del piñón y el engrane:

#### PIÑÓN:

PASO DIAMETRAL	<b>10</b>	<b>m = 2,50</b> (modulo)
NÚMERO DE DIENTES	<b>24</b>	
ANCHO DEL DIENTE (Pulg)	<b>1,00</b>	<b>25 mm</b>
DIÁMETRO PRIMITIVO (Pulg)	<b>2,40</b>	<b>60 mm</b>
ÁNGULO DE PRESIÓN	<b>20°</b>	
MATERIAL	<b>AISI 4140</b> <b>OQT 700</b>	
DIÁMETRO INTERIOR, AGUJERO. (Pulg)	<b>0,88</b>	<b>22 mm</b>
DIÁMETRO EXTERIOR (Pulg)	<b>2,60</b>	<b>65 mm</b>
Altura del diente (pulg) $\rightarrow 2,25 \cdot m$	<b>0,225 pulg</b>	<b>5,625 mm</b>

Figura 8: “Tabla resumen de datos del piñón”. Fuente propia.

La justificación de la elección de parámetros como el diámetro primitivo, ancho del diente, número de dientes, material, etc. se encuentran en el *Anexo de Cálculos* y en el *Anexo de Catálogos*.

El engrane posee las siguientes características:

**ENGRANE:**

PASO DIAMETRAL	<b>10</b>	<b>m= 2,50</b> (módulo)
NÚMERO DE DIENTES	<b>85</b>	
ANCHO DEL DIENTE (Pulg)	<b>1,00</b>	<b>25 mm</b>
DIÁMETRO PRIMITIVO (Pulg)	<b>8,50</b>	<b>212,50 mm</b>
ÁNGULO DE PRESIÓN	<b>20°</b>	
MATERIAL	<b>AISI 4140</b> <b>OQT 700</b>	
DIÁMETRO INTERIOR, AGUJERO (Pulg)	<b>1</b>	<b>25 mm</b>
DIÁMETRO EXTERIOR (Pulg)	<b>8,70</b>	<b>217,50 mm</b>
Altura del diente → <b>2,25·m</b>	<b>0,225 pulg</b>	<b>5,625 mm</b>

Figura 9: “Tabla resumen de datos del engrane”. Fuente propia.

Por otro lado, la distancia entre centros de ambos engranajes se calcula, dando el valor de: **5,45 pulgadas** (136,25 mm).

\*Nota: Se ha acudido a catálogos comerciales de engranajes para tomar de ellos referencia en cuanto a parámetros como número de dientes, diámetros, módulo, etc. Esto va unido a nuestras primeras suposiciones realizadas en el Anexo de Cálculos, donde indicamos ciertos parámetros orientativos en cuánto a engranajes.

El piñón comercial de referencia, se toma de la **marca KHK**, modelo **MSGB2.5-24**. En cuanto al engrane, se toma de la **marca BEA Transmission**. (Ver *Anexo de Catálogos*).

\*Se toma como referencia para tolerancias en medidas del chavetero, la aportada por el catálogo del engranaje comercial (piñón), de la **marca KHK**, como **Js9** (Ver *Anexo de Catálogos*).

## 8.4. Ejes.

### 8.4.1. Eje de entrada

Este eje es el encargado de transmitir el par proporcionado por el motor eléctrico al piñón. Dicho piñón estará unido mediante una chaveta al eje.

En el cálculo del eje de entrada, se tienen en cuenta que las fuerzas que actúan son la carga o fuerza generada por el engranaje al girar y las respectivas reacciones en los rodamientos. Se realizan los diagramas de fuerzas, momentos flectores, torsores y cortante en dicho eje.

(Para más detalle: Ver *Anexo de Cálculos*).

A continuación, se refleja en una tabla (*figura 10*) el momento flector máximo y la fuerza radial máxima en este eje:

<b>Momento flector máx. (lb·pulg)</b>	440 lb· pulg	49,72 N·m
<b>Fuerza radial máxima (lb)</b>	147 lb	653,88 N
<b>Momento torsional (lb·pulg)</b>	330,42 lb·pulg	37,34 N·m

Figura 10: “Tabla resumen de momentos y fuerza radial máxima- Eje de entrada”.  
Fuente propia.

### 8.4.2. Eje de salida

Este eje es el encargado de transmitir el nuevo par, proporcionado por el mayor tamaño de la rueda dentada. Dicha rueda, estará unida al eje mediante una chaveta.

En el cálculo del eje de salida, se tienen en cuenta que las fuerzas que actúan son la carga o fuerza generada por el engranaje al girar y las respectivas reacciones en los rodamientos. Se realizan los diagramas de fuerzas, momentos flectores, torsores y cortante en dicho eje. (Para más detalle: Ver *Anexo de Cálculos*). En la siguiente tabla (*figura 11*), se recogen los resultados de momentos y fuerzas principales en este eje:

<b>Momento flector máx. (lb·pulg)</b>	440 lb· pulg	49,72 N·m
<b>Fuerza radial máxima (lb)</b>	147 lb	653,88 N
<b>Momento torsional (lb·pulg)</b>	330,42 lb·pulg	37,34 N·m

Figura 11: “Tabla resumen de momentos y fuerza radial máxima- Eje de salida”. Fuente propia.

#### 8.4.3. Selección del material. Justificación.

Se selecciona en el catálogo de aceros un **AISI 1040 con tratamiento térmico de templado al agua y revenido, de alta dureza (534 HB)**. Se opta por un acero de este tipo porque ofrece una buena resistencia, debido al tratamiento térmico aplicado, y una dureza alta, apropiada para un eje de estas características. Por otro lado, a modo de guía, se ha observado otros diseños de ejes y se toma en cuenta los materiales más utilizados, y entre ellos se encuentran estos aceros AISI 1040, con diferentes tratamientos térmicos. Por tanto, se considera una selección apropiada.

#### 8.4.4. Diámetros finales.

En las siguientes tablas y figuras, se resumen los valores de diámetro mínimo y de diseño, tanto para el piñón y el engrane. Estos elementos se encuentran en el *Anexo de Cálculos*.

**EJE DE ENTRADA:**

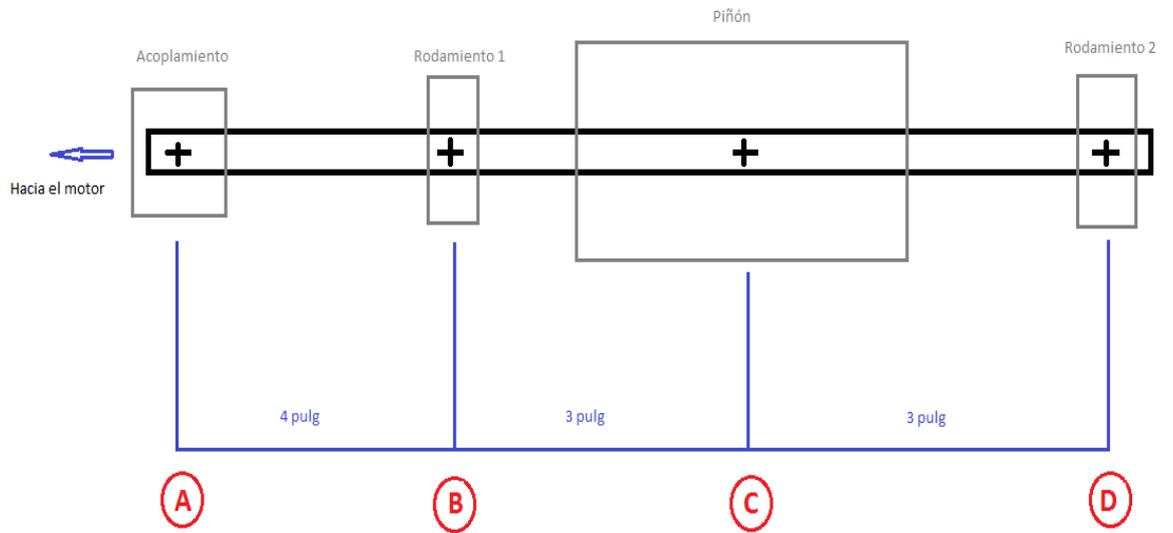


Figura 12: “Disposición de elementos en el eje de entrada”. Fuente propia.

**EJE DE ENTRADA**

	<b>D<sub>mín</sub></b> <b>(pulg)</b>	<b>D<sub>mín</sub></b> <b>(mm)</b>	<b>Diámetro de diseño</b> <b>(pulg)</b>	<b>Diámetro de</b> <b>diseño (mm)</b>
<b>D<sub>1</sub></b> <b>(acoplamiento)/Sección</b> <b>A</b>	0,41	10,25	<b>0,63</b> (Definido por acopl.)	15,75
<b>D<sub>2</sub> (a la derecha: rod.</b> <b>1)/Sección B+</b>	0,41	10,25	<b>0,787</b> (Definido por rod1)	19,675
<b>D<sub>3</sub> (Sección B-C)</b>	$D_3 > D_2,$ $D_3 > D_4$		<b>1,500</b>	37,5
<b>D<sub>4</sub> (piñón)/Sección C</b>	0,88	22	<b>0,88</b> (Definido por catálogo)	22
<b>D<sub>5</sub> (Sección C, a la</b> <b>derecha)</b>	1	25	<b>1,00</b> (Definido por catálogo)	25
<b>D<sub>6</sub> (Rodamiento 2) /</b> <b>Sección D</b>	0,30	7,5	<b>0,787</b> (Definido por rod2)	19,675

Figura 13: “Diámetros finales- Eje de entrada”. Fuente propia.

**EJE DE SALIDA:**

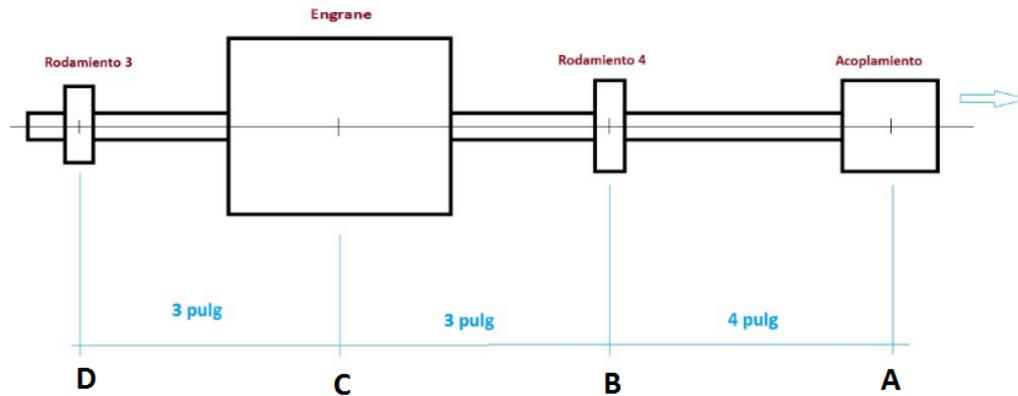


Figura 14: “Disposición de elementos en el eje de salida”. Fuente propia.

**EJE DE SALIDA**

	Dmín (pulg)	Dmín (mm)	Diámetro de diseño (pulg)	Diámetro de diseño (mm)
<b>D<sub>1</sub></b> <b>(acoplamiento)/Sección A</b>	0,62	15,50	<b>0,63</b> (Definido por acopl.)	15,75
<b>D<sub>2</sub></b> (a la izquierda: <b>rod.3)/Sección B-</b>	0,62	15,50	<b>0,669</b> (Definido por rod3)	16,725
<b>D<sub>3</sub></b> (Sección B-C)	$D_3 > D_2, D_3 > D_4$		<b>1,5</b>	37,5
<b>D<sub>4</sub></b> (engrane)/Sección C	0,88	22	<b>1</b> (Definido por catálogo)	25
<b>D<sub>5</sub></b> (Sección C, a la izquierda)	1	25	<b>1,0</b> (Definido por catálogo)	25
<b>D<sub>6</sub></b> (Rodamiento 4)/Sección D	0,30	7,5	<b>0,669</b> (Definido por rod4)	16,725

Figura 15: “Diámetros finales- Eje de salida”. Fuente propia.

### 8.5. Rodamientos.

En cuanto a los rodamientos, se opta por unos rodamientos de bolas de una sola hilera, de la marca SKF (Ver *Anexo de Catálogos*). La principal función de estos elementos mecánicos es reducir la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste, por medio de rodadura, que sirve de apoyo y facilita el desplazamiento. Se colocarán cuatro rodamientos: dos en el eje de entrada y dos en el eje de salida. Para reducir la movilidad, se colocarán cuatro retenes y cuatro sellos. Se tendrá en cuenta como parámetros de diseño, la capacidad de carga dinámica de los rodamientos, y el diámetro mínimo de la sección del eje donde se asientan. Los diámetros mínimos en las diferentes secciones de los ejes de entrada y salida. (Ver *Anexo de Cálculos*).

Para el eje de entrada, los rodamientos 1 y 2 seleccionamos el mismo tipo (figura 16):

Nº 6204, de la marca SKF, con las siguientes características:

Rodamiento	d	D	B	C
Nº 6204	0,787 pulg	1,850 pulg	0,551 pulg	3035 lb
	19,675 mm	46,25 mm	13,775 mm	13500 N

Figura 16: “Tabla resumen de datos de rodamiento del eje de entrada”. Fuente propia.

Para el eje de salida, los rodamientos 3 y 4, son del mismo tipo (figura 17):

Nº6203, de la marca SKF, con las siguientes características:

Rodamiento	d	D	B	C
Nº 6203	0,669 pulg	1,575 pulg	0,472 pulg	2237 lb
	16,725 mm	39,375 mm	11,80 mm	9950,67 N

Figura 17: “Tabla resumen de datos de rodamiento del eje de salida”. Fuente propia.

### 8.6. Unión de los engranajes con los ejes.

Para llevar a cabo la unión entre los ejes y las ruedas dentadas, se hace uso de chavetas o cuñas cuadradas, con su correspondiente cuñero. En total, se dimensionan cuatro: una para el piñón, otra para el engrane, otra para el eje del motor, y una última para unir al eje de la polea o cadena que eleva/desciende la carga. (Ver *Anexo de Cálculos*).

Estos elementos de sección rectangular o cuadrada, se inserta entre dos elementos solidarios entre sí, para transmitir potencia y evitar que se produzcan deslizamientos de una pieza sobre otra. El hueco que se practica para alojar la chaveta, se denomina chavetero.

El material utilizado, es un acero **AISI 1020 CD**, con una tensión ( $S_y = 51000$  psi). Este acero cumple con los requisitos para la elaboración de cuñas por su buena resistencia.

A continuación, se muestran las características principales de las cuñas:

#### **CUÑA CUADRADA PARA EL EJE DEL MOTOR: ( $D_{eje} = 0,63$ pulg)**

<b>w (ancho)</b>	0,1875 pulg	4,6875 mm
<b>h (altura)</b>	0,1875 pulg	4,6875 mm
<b>L (largo)</b>	0,90 pulg	22,50 mm

Figura 18: "Tabla resumen de cuña eje del motor". Fuente propia.

#### **CUÑA CUADRADA PARA EL PIÑÓN: ( $D_{eje} = 0,88$ pulg)**

<b>w (ancho)</b>	0,25 pulg	6,25 mm
<b>h (altura)</b>	0,25 pulg	6,25 mm
<b>L (largo)</b>	0,50 pulg	12,50 mm

Figura 19: "Tabla resumen de cuña del piñón". Fuente propia.

**CUÑA CUADRADA PARA EL ENGRANE: (D<sub>eje</sub> = 1,00 pulg)**

<b>w (ancho)</b>	0,50 pulg	12,50 mm
<b>h (altura)</b>	0,50 pulg	12,50 mm
<b>L (largo)</b>	0,75 pulg	18,75 mm

Figura 20: “Tabla resumen de cuña del engrane”. Fuente propia.

**CUÑA CUADRADA PARA EL EJE DE SALIDA: (D<sub>eje</sub> = 0,669 pulg)**

<b>w (ancho)</b>	0,1875 pulg	4,6875 mm
<b>h (altura)</b>	0,1875 pulg	4,6875 mm
<b>L (largo)</b>	3,00 pulg	75,00 mm

Figura 21: “Tabla resumen de cuña del eje de salida”. Fuente propia.

En cuanto a tolerancias de las cuñas nos basamos en la *figura 22*:

Día Nominal (mm)	G7	H6	H7	H8	J6	J7	Js6	Js7	K6	K7	M6	M7	N6	N7	P6	P7	Día Nominal		
																	Más de	Hasta	
10	18	+24 +6	+11 0	+18 0	+27 0	+6 -5	+10 -8	± 5.5	± 9	+2 -9	+6 -12	-4 -15	0 -18	-9 -20	-5 -23	-15 -26	-11 -29	10	18
18	30	+28 +7	+13 0	+21 0	+33 0	+8 -5	+12 -9	± 6.5	± 10	+2 -11	+6 -15	-4 -17	0 -21	-11 -24	-7 -28	-18 -31	-14 -35	18	30
30	50	+34 +9	+16 0	+25 0	+39 0	+10 -6	+14 -11	± 8	± 12	+3 -13	+7 -18	-4 -20	0 -25	-12 -28	-8 -33	-21 -37	-17 -42	30	50
50	80	+40 +10	+19 0	+30 0	+46 0	+13 -6	+18 -12	± 9.5	± 15	+4 -15	+9 -21	-5 -24	0 -30	-14 -33	-9 -39	-26 -45	-21 -51	50	80
80	120	+47 +12	+22 0	+35 0	+54 0	+16 -6	+22 -13	± 11	± 17	+4 -18	+10 -25	-6 -28	0 -35	-16 -38	-10 -45	-30 -52	-24 -59	80	120
120	180	+54 +14	+25 0	+40 0	+63 0	+18 -7	+26 -14	± 12.5	± 20	+4 -21	+12 -28	-8 -33	0 -40	-20 -45	-12 -52	-36 -61	-28 -68	120	180
180	250	+61 +15	+29 0	+46 0	+72 0	+22 -7	+30 -16	± 14.5	± 23	+5 -24	+13 -33	-8 -37	0 -46	-22 -51	-14 -60	-41 -70	-33 -79	180	250
250	315	+69 +17	+32 0	+52 0	+81 0	+25 -7	+36 -16	± 16	± 26	+5 -27	+16 -36	-9 -41	0 -52	-25 -57	-14 -66	-47 -79	-36 -88	250	315
315	400	+75 +18	+36 0	+57 0	+89 0	+29 -7	+39 -18	± 18	± 28	+7 -29	+17 -40	-10 -46	0 -57	-26 -62	-16 -73	-51 -87	-41 -98	315	400
400	500	+83 +20	+40 0	+63 0	+97 0	+33 -7	+43 -20	± 20	± 31	+8 -32	+18 -45	-10 -50	0 -63	-27 -67	-17 -80	-55 -95	-45 -108	400	500
500	630	+92 +22	+44 0	+70 0	+110 0	-----	-----	± 22	± 35	0 -44	0 -70	-26 -70	-26 -96	-44 -88	-44 -114	-78 -122	-78 -148	500	630
630	800	+104 +24	+50 0	+80 0	+125 0	-----	-----	± 25	± 40	0 -50	0 -80	-30 -110	-30 -110	-50 -100	-50 -130	-88 -138	-88 -168	630	800
800	1000	+116 +26	+56 0	+90 0	+140 0	-----	-----	± 28	± 45	0 -56	0 -90	-34 -124	-34 -124	-56 -112	-56 -146	-100 -156	-100 -190	800	1000
1000	1250	+133 +28	+66 0	+105 0	+165 0	-----	-----	± 33	± 52	0 -66	0 -105	-40 -106	-40 -145	-66 -132	-66 -171	-120 -186	-120 -225	1000	1250
1250	1600	+155 +30	+78 0	+125 0	+195 0	-----	-----	± 39	± 62	0 -78	0 -125	-48 -126	-48 -173	-78 -156	-78 -203	-140 -218	-140 -265	1250	1600

Figura 22: “Tabla resumen de tolerancias ISO agujero”. Fuente: <http://es.slideshare.net/>

### 8.7. Acoplamientos.

En cuanto a los acoplamientos son elementos, que ayudan en la transmisión adecuada del par, y en un correcto alineamiento de los ejes. Para un diseño más completo de la caja reductora, se ha optado por un acoplamiento flexible de, los cuales no generan reacciones en los apoyos y facilitan el cálculo de ejes. Tanto para el eje de entrada como de salida se ha seleccionado el modelo: **MKA-6**, de la casa **TecnoPower**. (Ver *Anexo de Catálogos*).

Se ha elegido este para los dos, por un lado, por simplicidad (ya que es el mismo para ambos ejes), y o por otro, observando los diámetros mínimos para las secciones donde están ubicados los acoplamientos (Ver en este documento, el apartado de *diámetros finales*, Págs. 20 y 21). Los cuales son: de 0,41 pulg (10,25 mm) para el eje de entrada, y 0,62 pulg (15,50 mm) para el eje de salida, definimos la selección de este acoplamiento, para diámetro mínimo de eje de 0,63 pulg (15,75 mm) → Ver *Anexo de Catálogos*. (El diámetro de eje, se encuentra en el rango de diámetros permitido).

### 8.8. Anillos de retención y sellos.

En cuanto a los anillos retención, se opta por circlips para la sujeción del piñón y del engrane. (Ver *Anexo de Catálogos*), para ver las dimensiones y las características de los circlips seleccionados. La condición de diámetro mínimo coincide en la sección de estudio donde se decidió colocar estos anillos de retención, tanto para piñón como para engrane. (Ver *Anexo de Cálculos*, para observar el análisis de las secciones y los diámetros mínimos en éstas).

Como se comenta, se analiza el diámetro mínimo para la ranura en ambos casos ( $D_{\min} = 1$  pulg). Por tanto, se busca en los catálogos, unos anillos que satisfagan esta premisa. Se selecciona el modelo **DHO-25** de la casa **RotorCirclips**, con diámetro de eje (1,00 pulg → 25 mm), diámetro de ranura (1,048 pulg → 26,20 mm), ancho mínimo de la ranura (0,052 pulg → 1,3 mm).

En cuanto a los sellos, se utilizan para evitar que el lubricante escape hacia afuera de los orificios practicados en la carcasa, para la salida y entrada de los ejes. Se utilizarán a la salida de los rodamientos 1, 2, 3 y 4. En el catálogo de la casa

**Tejasa**, se seleccionan dos sellos: (Ver *Anexo de Catálogos*, a partir de la página 13).

- Para la entrada del rodamiento 1, se selecciona el modelo **nº 710343 de tipo DL**, y material **NBR** (Nitrilo). Esta selección, se debe a que el diámetro de asiento del rodamiento es de 0,63 pulg (15,75 mm). El valor más cercano es 16 mm, para ese parámetro. Y, por otro lado, el sello debe quedar más o menos ajustado al diámetro medio del rodamiento → 1,598 pulg (40 mm).

- Para la entrada del rodamiento 2, se selecciona el modelo **nº 714817 de tipo LEO**, y material **NBR** (Nitrilo). Esta selección, se debe a que el diámetro de asiento del rodamiento es de 0,787 pulg (19,67 mm). El valor más cercano es 20 mm, para ese parámetro. Y, por otro lado, el sello debe quedar más o menos ajustado al diámetro medio del rodamiento → 1,598 pulg (40 mm).

- Para la entrada del rodamiento 3, se selecciona el modelo **nº 715402 de tipo LER** y material **NBR** (Nitrilo). Esta selección, se debe a que el diámetro de asiento del rodamiento es de 0,67 pulg (16,7 mm). El valor más cercano es 16 mm, para ese parámetro. Y, por otro lado, el sello debe quedar más o menos ajustado al diámetro medio del rodamiento → 1,377 pulg (35 mm).

-Para la salida del rodamiento 4, se selecciona el modelo **nº715402**, de tipo **LER**, y material **NBR** (Nitrilo). La selección, se debe a que el diámetro del asiento del rodamiento es de 0,63 pulg (15,75 mm). El valor más cercano es 16 mm, para ese parámetro. Y, por otro lado, el sello debe quedar más o menos ajustado al diámetro medio del rodamiento → 1,377 pulg (35 mm).

### 8.9. Lubricación.

Se selecciona un lubricante de acuerdo al método United. En primer lugar, se supone un lubricante y mediante una serie de cálculos (Ver *Anexo de Cálculos*), se determina una viscosidad y se compara con la del lubricante supuesto para ver si éste es válido. El lubricante nos resulta válido → **ISO VG 680**, con viscosidad 680 mm<sup>2</sup>/s. (Ver *Anexo de Catálogos* → *características del lubricante*).

### 8.10. Carcasa.

Para la carcasa y su tapa se fabrican de **aluminio 5083**, mediante colada por molde de arena. Este método es rápido y eficaz, aunque no posee un exquisito acabado superficial, para la aplicación que deseamos, no es necesario.

El mecanizado a realizar será en estas zonas:

- Agujeros sobre los que se asientan los rodamientos.
- Agujeros para tornillería métrica.
- Agujeros para la entrada y salida del lubricante.
- Agujero para el visor.

A la hora del montaje, los ejes se introducen lateralmente en la carcasa. Las piezas se van montando en el orden necesario: a partir de la carcasa, se montan a parte ambos ejes con los rodamientos, sellos, engranajes, anillos de retención. Los ejes con sus componentes y lubricados, se insertan en los agujeros correspondientes de la carcasa. En tercer lugar, se colocan las tapetas respectivas a estos agujeros que fijaran estos ejes a dicha carcasa. En cuarto lugar, se coloca la tapa de la carcasa, con su respectiva tornillería, y luego las tapetas correspondientes, para fijar el conjunto. Por último, se colocan el visor de aceite, y los tapones de llenado y desagüe del lubricante.

La carcasa posee redondeos (0,20 pulg → 5 mm) en sus aristas, para mayor seguridad, más sencillez en el mecanizado y mejor acabado superficial.

### 8.11. Tornillería.

En cuanto a la tornillería empleada en el proyecto, se utilizan en total 4 tipos diferentes de tornillos de acero inoxidable al cromo y número de calidad **8**.

La norma que siguen: **ISO 4017** para tornillos de cabeza hexagonal.

#### -Tornillería métrica para la tapa de la carcasa:

Se trata de la más comprometida, porque debe sujetar el peso del conjunto. Mediante el software donde se ha realizado el ensamblado de la caja reductora, se obtiene el peso del conjunto. Se seleccionan tornillos de cabeza hexagonal: **M8 x 40** (16 tornillos).

En el archivo de ensamblaje, acudimos a propiedades físicas (*figura 23*):

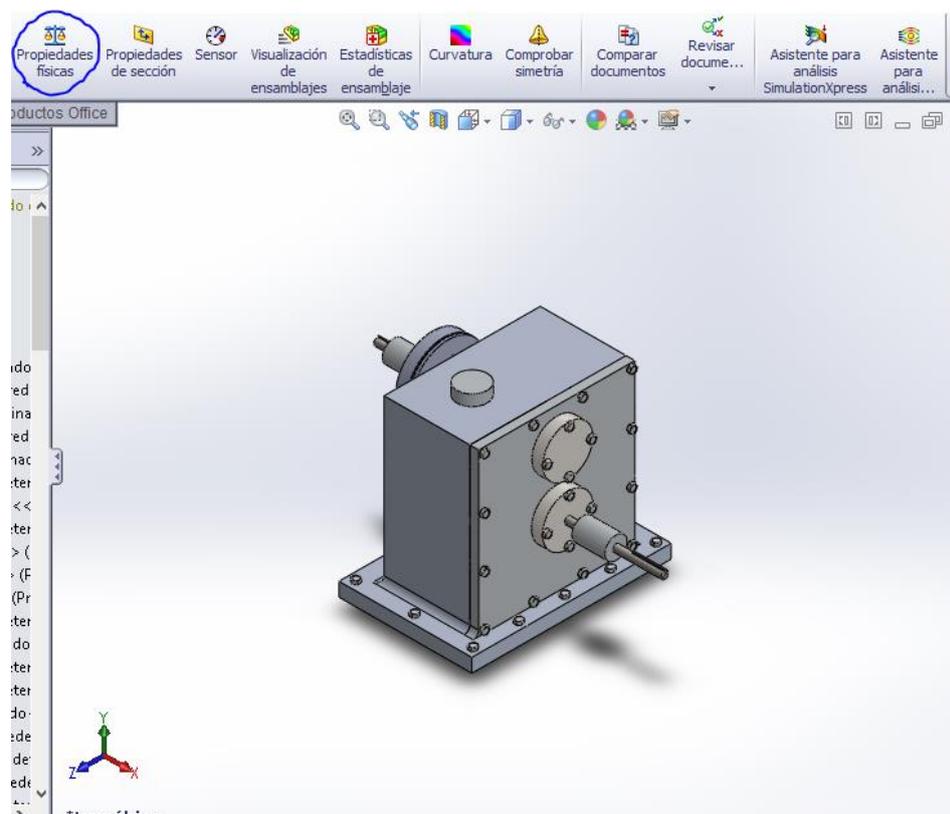


Figura 23: "Propiedades físicas del ensamblaje". Fuente: SolidWorks

Al clicar en esta opción nos genera un listado con una serie de parámetros, entre los que se encuentra el peso del conjunto:

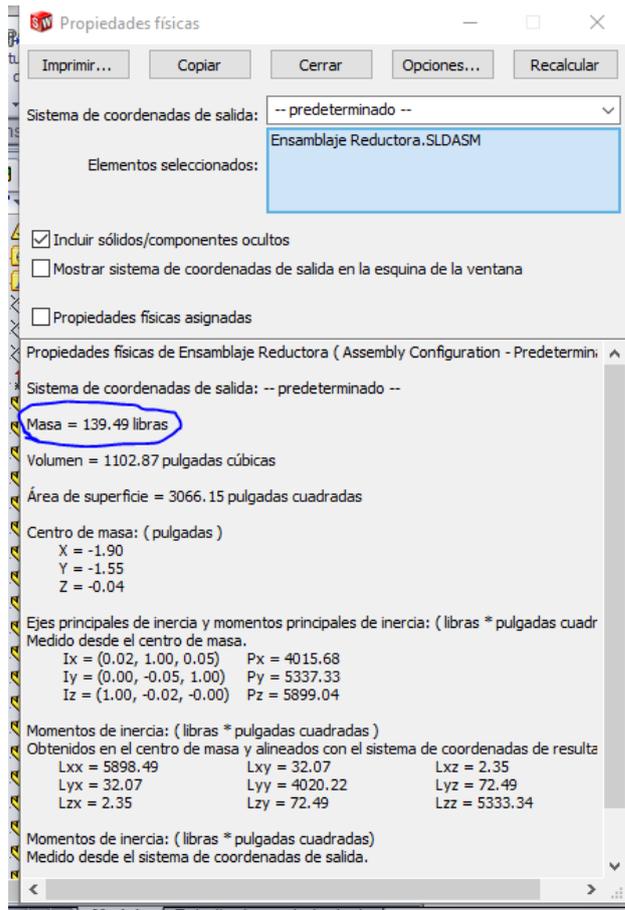


Figura 24: “Propiedades físicas del ensamblaje – Masa del conjunto”. Fuente: SolidWorks

El conjunto en su totalidad está en 139,5 libras, que en kilogramos (1 libra → 0,453592 kg)

El peso total del conjunto: **63,2715997 kilogramos** (aquí consideramos todos los elementos, y de paso nos da cierto factor de seguridad en la comprobación de la tornillería).

Se conoce que la tensión del acero de los tornillos es de 770 N/mm<sup>2</sup>

En la tapa de la carcasa, se decide colocar 16 tornillos en total distribuyendo 4 por cara (se opta por no poner demasiados pues no facilita un posible desmontaje).

Conocida la expresión, tensión es fuerza por unidad de área →  $\tau = \frac{F}{A} \cdot \lambda \cdot N$

$\lambda$  : (factor de seguridad de 1,50) // N → número de tornillos

$$\rightarrow A = \text{área de los tornillos} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot 16 = \frac{\pi}{4} \cdot (8 \text{ mm})^2 = 50,26 \text{ mm}^2$$

Despejando la fuerza de los tornillos:  $\frac{\tau \cdot A}{\lambda \cdot N} = F_{\text{tornillos}} =$   
 $\frac{770 \text{ N/mm}^2}{1,50 \cdot 16} (804,25 \text{ mm}^2) = \mathbf{1612 \text{ N}}$

Se calcula ahora, la fuerza real:

$$F_{\text{real}} = m_{\text{caja}} \cdot g = 63 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \lambda = \mathbf{927,0475 \text{ N}}$$

La fuerza real es menor a la teórica de los tornillos, por tanto aguantarán con solvencia.

-Tornillería métrica para la base de la carcasa:

Para la base de la carcasa se seleccionan tornillos de cabeza hexagonal, **M12 x 45** (7 tornillos distribuidos en la base).

-Tornillería métrica para las tapetas:

Para las cuatro tapetas que cierran los orificios de la caja, se seleccionan tornillos de cabeza hexagonal **M4 x 30**. (Se colocan 4 tornillos por tapeta, a 45° entre ellos).

-Tornillería para el freno de retención:

La unión del freno de retención con la carcasa, se realizará mediante 4 tornillos de cabeza hexagonal **M5 x 45**.

**8.12. Freno de retención.**

En cuanto al freno de retención, se optará por ubicarlo en el eje de entrada atornillado a la carcasa, pues no influirá en parámetros ya calculados de los ejes y será accionado eléctricamente mediante un pulsador que el operario tendrá a mano durante el funcionamiento de la máquina, y pueda accionar para bloquear el giro del eje, a la vez que quitando la corriente del motor para cortar el giro del piñón a su vez y evitar una rotura de los engranajes. El freno será seleccionado de un catálogo comercial.

Se selecciona un freno electromagnético monodisco, de la marca **TEKMATIC**, modelo **EFD-20**.

Modelo	Torque (Nm)	A	B	C	D		E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P
					min	max												
<b>EDF-20</b>	200	165	157	100	16	34	65	80	92	167	46,5	28,5	2	22	80	6,5	6xM5	8x5,5
EDF-40	400	210	200	128	20	45	80	100	116	212	58	37	2	29	100	8,5	6xM6	8x8,5
EDF-80	800	262	248	160	30	60	100	125	142	264	69,5	45	2	35	125	8,5	6xM8	8x8,5
EDF-160	1600	320	302	184	35	70	115	145	165	322	78	53	3,5	42	145	11	6xM10	8x10,5
EDF-320	3200	400	376	220	42	82	140	175	196	402	102	65	4	48	175	13	6xM10	8x13

Figura 25: "TABLA DE DATOS FRENOS". Fuente: catálogo de Tekmatic

Se selecciona este freno, pues se ajusta tanto a las dimensiones de carcasa y la forma que queremos de acoplarlo, como en características técnicas, puesto que el torque que maneja es de 200 N·m, y el par que se maneja en el eje de entrada es de 330 lb·pulg (37 N·m). Aplicando un coeficiente de seguridad de 2,00 → **74 N·m**. En conclusión: 200 N·m > 74 N·m

Por tanto, se está cumpliendo con solvencia con este parámetro.

En cuanto al eje, el diámetro que manejamos en el proyecto es de 0,63 pulgadas. (en la tabla, corresponde a la columna de D: nos fijamos en el mínimo, 16 mm (0,63 pulg aproximadamente).

Irá con la tornillería métrica indicada: **M5**

Por tanto, el modelo seleccionado se ajusta al parámetro del diámetro.

\*En el *Anexo de Catálogos* se adjunta el correspondiente al freno de retención.

### 8.13. Tapones y visores de nivel de lubricante.

En cuanto a los tapones de llenado y desagüe de lubricante, se seleccionan los siguientes:

-Tapón de llenado **DIN 910 M30** de la Marca **KRAMP** (Consultar *Anexo de Catálogos* para más detalles).

Este elemento irá roscado en la parte superior de la carcasa de la caja reductora.

-Tapón de desagüe **DIN 908 M33** de la marca **Elesa+Ganter** (Consultar *Anexo de Catálogos*). Este tapón irá roscado en la parte inferior de la carcasa.

-Visor de nivel de aceite **modelo 3720**, de la casa **Tecnodin**. Este accesorio se ubicará en un lateral de la carcasa y servirá para inspección de niveles de lubricante.

#### 8.14. Presupuesto.

En este proyecto se realiza un presupuesto que se compone de varias partes:

-Cuadro de precios: se desglosan los materiales y elementos en su precio por unidad. En segundo lugar, se detalla el precio por hora de las diferentes operaciones de mecanizado.

-Estado de las mediciones: se indican las unidades de cada elemento, de forma separada.

-Cuadro de precios detallado: se desgranar los precios de los diferentes elementos y las operaciones de mecanizado que precisan. En los materiales se considera una pérdida de un 30 % por pérdidas de dicho material durante los diferentes procesos.

-Presupuesto de ejecución material: es el resultado de la adición de los diferentes precios de todas las partidas del presupuesto.

-Presupuesto de base por contrata: se trata del presupuesto final una vez tenidos en cuenta los gastos generales, el beneficio industrial y los impuestos (I.G.I.C).

Por tanto, el precio total del proyecto es de **dos mil doscientos euros con setenta y seis céntimos**.

## 9. ORDEN DE PRIORIDAD DE LOS DOCUMENTOS DEL PROYECTO

El orden de prioridad de documentos básicos es el que sigue:

1. PLANOS
2. PLIEGO DE CONDICIONES
3. PRESUPUESTO
4. MEMORIA



## ANEXO DE CÁLCULOS

---

### TRABAJO DE FIN DE GRADO:

DISEÑO DE UNA CAJA REDUCTORA DE POTENCIA PARA GRÚA

GRADO INGENIERÍA MECÁNICA INDUSTRIAL

Autor: Gonzalo Marrero Ramallo

Tutora: Isabel Martín Mateos

## ÍNDICE ANEXO DE CÁLCULOS

1. INTRODUCCIÓN.....	Página 3.
2. CÁLCULOS PREVIOS.....	Página 3.
3. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES.....	Página 5.
3.1.Primeros cálculos.....	Página 5.
3.2.Cálculo del esfuerzo flexionante. Método de Lewis.....	Página 8.
3.3.Cálculo del esfuerzo de contacto piñón-engrane.....	Página 13.
3.4.Selección del material.....	Página 17.
4. DISEÑO DE LOS EJES.....	Página 20.
4.1.Cálculo de fuerzas en el eje de entrada.....	Página 20.
4.2.Diagramas de Momentos y fuerzas para el eje de entrada.....	Página 22.
4.3.Cálculo de fuerzas en el eje de salida.....	Página 24.
4.4.Diagramas de Momentos y fuerzas para el eje de salida.....	Página 27.
4.5.Momento flector máximo y Fuerza radial máxima.....	Página 30.
4.6.Selección del material para los ejes.....	Página 30.
4.7.Diámetros para el eje de entrada.....	Página 33.
4.8.Diámetros para el eje de salida.....	Página 36.
5. RODAMIENTOS.....	Página 40.
5.1.Selección de rodamientos para ambos ejes.....	Página 40.
5.2.Diámetros de diseño finales en los ejes.....	Página 43.
5.3.Tolerancias en los rodamientos.....	Página 44.
5.4.Diámetros del escalón en el eje y en la caja.....	Página 47.
5.5.Radios del chaflán.....	Página 48.
5.6.Resumen de diámetros para los rodamientos.....	Página 48.
6. CUÑAS.....	Página 49.
6.1.Cuña para el eje del motor.....	Página 49.
6.2.Cuña para el piñón en el eje de entrada.....	Página 50.
6.3.Cuña para el engrane en el eje de salida.....	Página 51.
6.4.Cuña para la polea. Eje de salida.....	Página 51.
7. LUBRICACIÓN DEL CONJUNTO.....	Página 53.

## 1. INTRODUCCIÓN

En este anexo de cálculos se pretende detallar el procedimiento, métodos y fórmulas empleadas, para el diseño de una caja reductora de potencia, de una sola etapa, cuyo objetivo es elevar cargas, (a modo de grúa o elevador), por ejemplo, en viviendas de dos plantas o infraestructuras u obras, que precisen la elevación de una mercancía o material.

El proceso de cálculo va desde el dimensionamiento de los engranajes, pasando por los ejes, rodamientos, carcasa, acoplamientos y cuñas. También en la selección y acople de un freno de retención.

## 2. CÁLCULOS PREVIOS

A modo de cálculo previo se propone el estudio de la elevación de una carga de 1 tonelada, a una altura de 10 metros, para comprobar cuánto tiempo tardaría en ser elevada por nuestro motor.

Se ha seleccionado un motor eléctrico de 5.5 KW (7,5 H.P.), que gira a 1430 rpm.

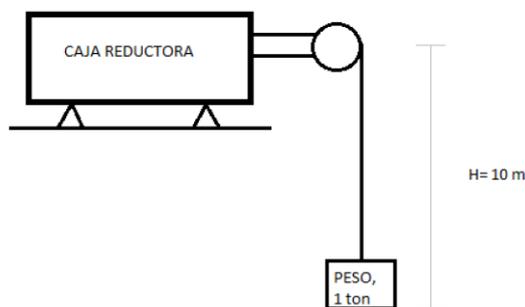


FIGURA 1: "Dibujo del ejemplo de cálculo previo". Fuente propia

Se conoce que la potencia (P), es la fuerza (F) por la velocidad (v):

$$P = F \cdot v \quad [\text{Ec 2.1}]$$

La fuerza es la masa por la aceleración de la gravedad:  $F = m \cdot g$  [Ec 2.2]

$$\rightarrow F = 1000 \text{ (kg)} \cdot 9.81 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) = 9810 \text{ (N)}$$

De la fórmula [2.1], despejamos la velocidad:

$$v = \frac{P}{F} \rightarrow v = \frac{5.5 \text{ kW}}{9810 \text{ N}} = 0.561 \text{ m/s} \rightarrow v = H/t \rightarrow t = H/v = \frac{10 \text{ m}}{0.561 \text{ m/seg}} = \mathbf{17,84 \text{ seg.}}$$

Con dicho cálculo, nos hacemos a la idea de cuánto tiempo tarda en subir dicha carga. Parece un valor razonable.

Esquema inicial de la caja reductora de potencia:

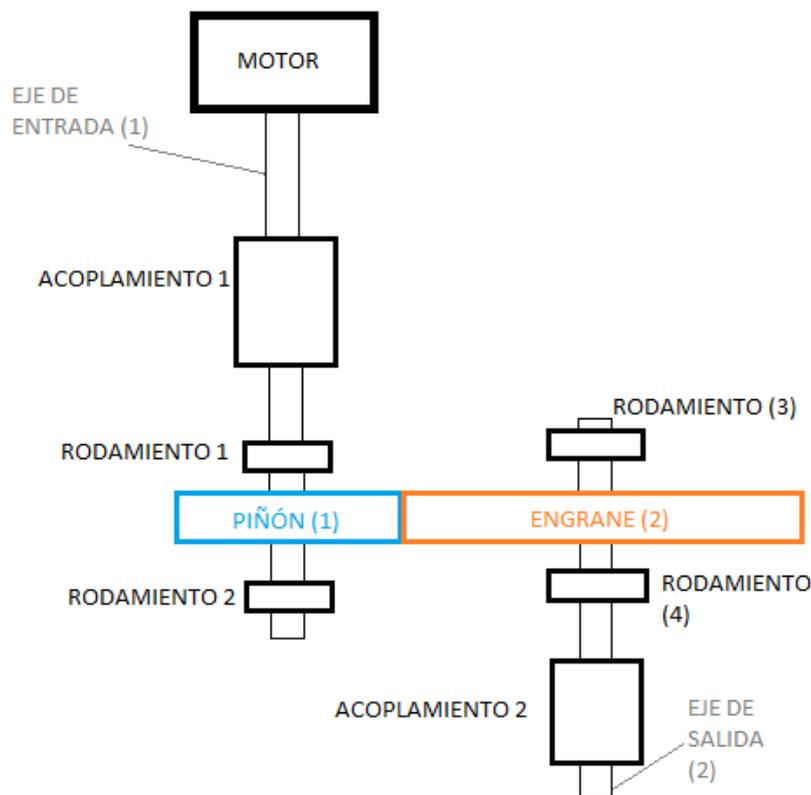


FIGURA 2: "Esquema de los elementos que conforman la caja reductora". Fuente propia.

Los elementos principales que componen la caja son dos ejes (uno de entrada, a la velocidad de rotación del motor, y otro de salida), dos acoplamientos flexibles, un piñón, y un engrane de mayor diámetro, para conseguir la reducción de velocidad y el incremento de par a la salida.

### 3. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES.

#### 3.1. Primeros cálculos.

#### DATOS INICIALES

- Potencia del motor: (Ver Anexo de Catálogos)  **$P = 7,5 \text{ H.P. (5,5 kW)}$**
- Velocidad de rotación de entrada: (Ver Anexo de Catálogos)  **$n_1 = 1430 \text{ rpm}$**
- Relación de transmisión propuesta (de reducción):  **$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = 3,54$**
- Número de dientes del piñón (1). (ver Anexo de Catálogos)  **$Z_P=Z_1 = 24 \text{ dientes}$**
- Ancho de cara de los engranajes (ver Anexo de Catálogos)  **$F= 1,00 \text{ pulg (25 mm)}$**
- Número de dientes del engrane (2). (ver Anexo de Catálogos)  **$Z_E=Z_2 = 85 \text{ dientes}$**

#### CÁLCULOS DE VELOCIDAD DE SALIDA Y NÚMERO DE DIENTES DEL ENGRANE

-Determinación del número de calidad AGMA recomendado.

Se acude para ello se acude a la bibliografía, y para grúas se toma un valor intermedio entre los recomendados: Tomaremos,  $Q_v = 6$ . (La tabla nos indica que el número de calidad, para grúas, está entre 5 y 7).

**TABLA 9-2** Números de calidad AGMA recomendados

Aplicación	Número de calidad	Aplicación	Número de calidad
Accionamiento de tambor mezclador de cemento	3-5	Taladro pequeño	7-9
Horno de cemento	5-6	Lavadora de ropa	8-10
Impulsores de laminadoras de acero	5-6	Prensa de impresión	9-11
Cosechadora de granos	5-7	Mecanismo de cómputo	10-11
Grúas	5-7	Transmisión automotriz	10-11
Prensas de punzonado	5-7	Accionamiento de antena de radar	10-12
Transportador de mina	5-7	Accionamiento de propulsión marina	10-12
Máquina para fabricar cajas de papel	6-8	Accionamiento de motor de avión	10-13
Mecanismo de medidores de gas	7-9	Giroscopio	12-14

FIGURA 3: "Tabla 9-2". Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición.

Por otra parte, se quiere obtener un paso diametral ( $P_d$ ), un diámetro primitivo del piñón ( $D_P = D_1$ ), y un módulo ( $m$ ), todos ellos como valores tentativos, para poder iniciar los cálculos pertinentes de los engranajes y comparar con los engranajes comerciales.

A partir de la velocidad de giro del motor ( $n_1$ ) y la potencia ( $P_{dis}$ ), se obtienen unos valores aproximados para empezar los cálculos:

$-P_{dis} = K_0 \cdot P \text{ (H.P.)} = 1,5 \cdot 7,5 = 11,25 \text{ H.P.} \rightarrow$  El coeficiente  $K_0$ , se calcula posteriormente en este anexo.

$-n_1 = 1430 \text{ rpm}$

**FIGURA 9-27**  
Potencia de diseño transmitida en función de la velocidad del piñón, para engranes rectos con distintos pasos y diámetros

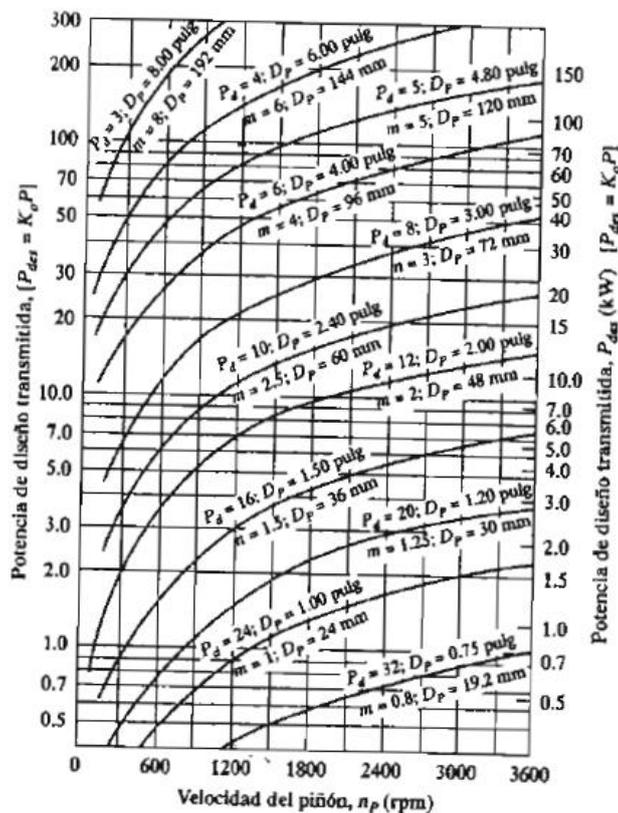


FIGURA 4: "Figura 9-27". Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición.

**TABLA 1. Valores tentativos de paso diametral, módulo y diámetro del piñón**

<b>Pd</b>	10
<b>Dp</b>	2,40 pulg (60 mm)
<b>m</b>	2,5

FIGURA 5: “Tabla 1: Valores tentativos de paso diametral, módulo y diámetro del piñón”. Fuente propia.

Estos valores tentativos, coinciden con los valores de los engranajes comerciales en cuanto a diámetro de paso del piñón y módulo. (Ver *Anexo de Catálogos*). Estos primeros cálculos corroboran la decisión acertada en cuanto a dichos parámetros, en este caso del piñón. De ahí en adelante y con esta deducción, unido a los catálogos, se prosiguen los cálculos.

-Cálculo de la velocidad de salida ( $n_2$ ):

Con la definición de la relación de transmisión del sistema:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = 3,54 \rightarrow i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1430 \text{ rpm}}{n_2} = 3,54 \rightarrow n_2 = \frac{1400 \text{ rpm}}{3,54} = \mathbf{404 \text{ rpm}}$$

-Cálculo del diámetro del engrane, mediante la relación de transmisión ( $D_2 = D_E$ ):

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = 3,54 \rightarrow i = \frac{d_2}{d_1} \rightarrow i = \frac{d_2}{2,40"} = 3,54 \rightarrow D_2 = D_E = 3,54 \cdot 2,40 \text{ pulg} = \mathbf{8,50 \text{ pulg. (212,5mm)}}$$

Es el diámetro comercial para el engrane seleccionado: Ver *Anexo de Catálogos*.

-Cálculo de la distancia entre centros:

$$C = \frac{D_P + D_E}{2} = \frac{2,40 \text{ pulg} + 8,50 \text{ pulg}}{2} = \mathbf{5,45 \text{ pulg (136,25 mm)}}$$

-Cálculo de la velocidad de la línea de paso ( $v_t$ ) la fuerza tangencial en los engranajes ( $\omega_t$ ):

Se calcula la velocidad de la línea de paso, mediante la fórmula que relaciona el diámetro del piñón, el número de revoluciones del piñón:

$$V_t = \frac{\pi \cdot D_p \cdot n_P}{60000} = \frac{\pi \cdot 2,40 \text{ pulg} \cdot 1430 \text{ rpm}}{12 \text{ pie/pulg}} = \mathbf{898,5 \text{ pies/min (4,56 m/s)}}$$

Con este dato, se procede a calcular la fuerza tangencial ( $\omega_t$ ):

$$P \text{ (H.P.)} = \frac{\omega_t \cdot v_t}{33000} \rightarrow \omega_t = \frac{P \cdot 33000}{v_t} = \frac{7,5 \text{ (H.P.)} \cdot 33000}{898,5 \text{ pies/min}} = \mathbf{275,46 \text{ (lb)}} \text{ (1125,30 N)}$$

### 3.2. Cálculo del esfuerzo flexionante. Método de Lewis.

Utilizando la expresión del esfuerzo flexionante y el método de Lewis:

$$St = \frac{\omega_t \cdot Pd}{F \cdot Jp} \cdot (K_0 \cdot K_S \cdot K_m \cdot K_B \cdot K_v) \quad [\text{Ec 3.2.1}]$$

Para ello, se debe determinar en primer lugar los coeficientes o factores (K):

#### **-Factor de sobrecarga (K<sub>0</sub>):**

- Fuente de potencia: uniforme (Motor eléctrico)
- Máquina impulsada: choque moderado

**TABLA 9-5** Factores de sobrecarga sugeridos, K<sub>0</sub>

Fuente de potencia	Máquina impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

FIGURA 6: "Tabla 9-5". Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición.

Se obtiene por tanto un factor de sobrecarga de: **K<sub>0</sub>=1,50**

#### **-Factor de tamaño (K<sub>s</sub>):** Se acude a la tabla (9-6) de la bibliografía:

**TABLA 9-6** Factores de tamaño sugeridos, K<sub>s</sub>

Paso diametral, P <sub>d</sub>	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K <sub>s</sub>
≥5	≤5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

FIGURA 7: "Tabla 9-6". Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición.

**$K_s = 1,00$**  (para  $P_d \geq 5$ )

**-Factor de distribución de carga ( $K_m$ ):**

Este factor se define por la siguiente expresión:

$$K_m = 1 + C_{p_f} + C_{m_a} \quad [\text{Ec 3.2.2}]$$

Se toma unidades de engrane cerradas. Se tienen las siguientes fórmulas:

$$\left\{ \begin{array}{l} F \leq 1,00 \text{ pulg} \\ C_{p_f} = \frac{F}{10Dp}^{-0,025} = \frac{1 \text{ pulg}}{10 \cdot 2,40 \text{ pulg}}^{-0,025} = \mathbf{1,08} \end{array} \right.$$

$$C_{m_a} = 0,127 + 0,0158 \cdot F - 1,093 \cdot 10^{-4} (F)^2 = 0,127 + 0,0158 \cdot (1 \text{ pulg}) - 1,093 \cdot 10^{-4} (1 \text{ pulg})^2 = \mathbf{0,143}$$

Se calcula el factor  $K_m$ :

$$K_m = 1 + C_{p_f} + C_{m_a} = 1 + 1,08 + 0,143 = \mathbf{1,366}$$

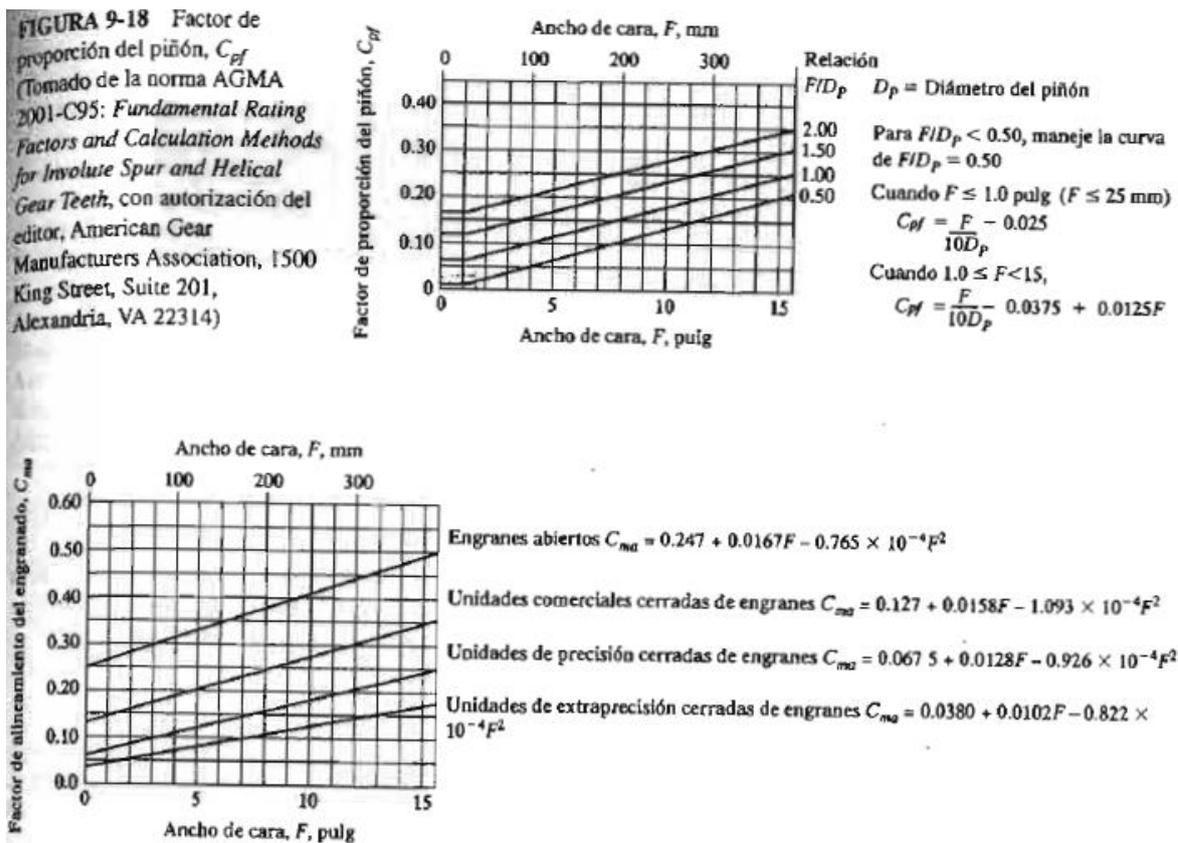


FIGURA 8: "Figura 9-18". Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición.

**-Factor de espesor de orilla ( $K_B$ ):**

Se tomará como valor tentativo,  $K_B = 1,00$  (Se desconoce  $t_R$  y  $h_t$ ).

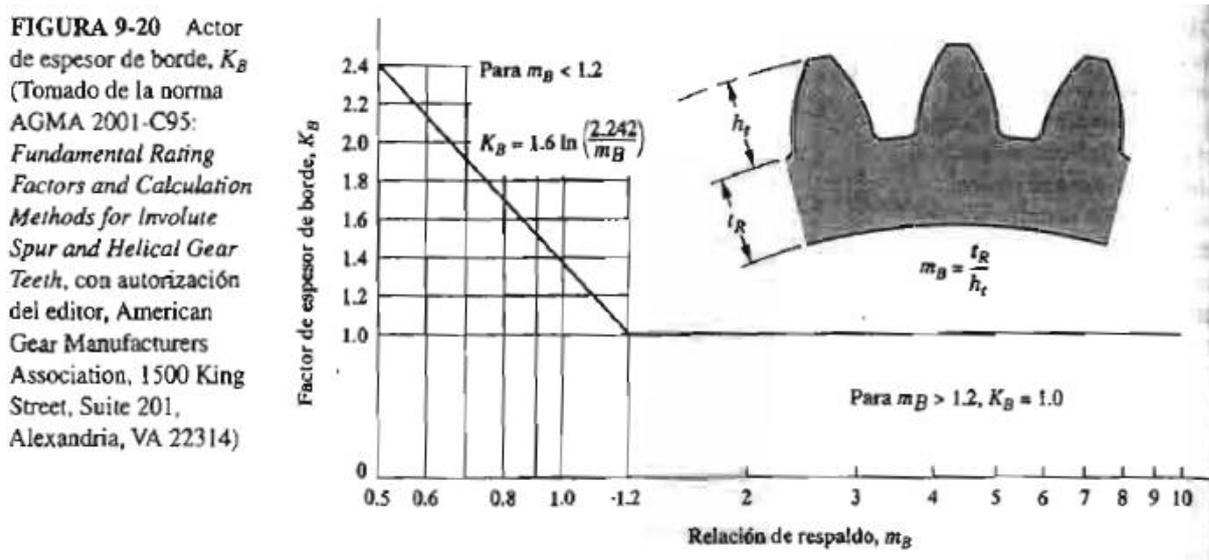


FIGURA 9: "Figura 9-20". Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición.

**-Espesor dinámico ( $K_v$ ):**

Se hace uso de la velocidad de la línea de paso ( $v_t$ ) calculada, y del número de calidad ( $Q_v$ ).  
Con la siguiente figura se obtiene:

**$K_v = 1,40$**

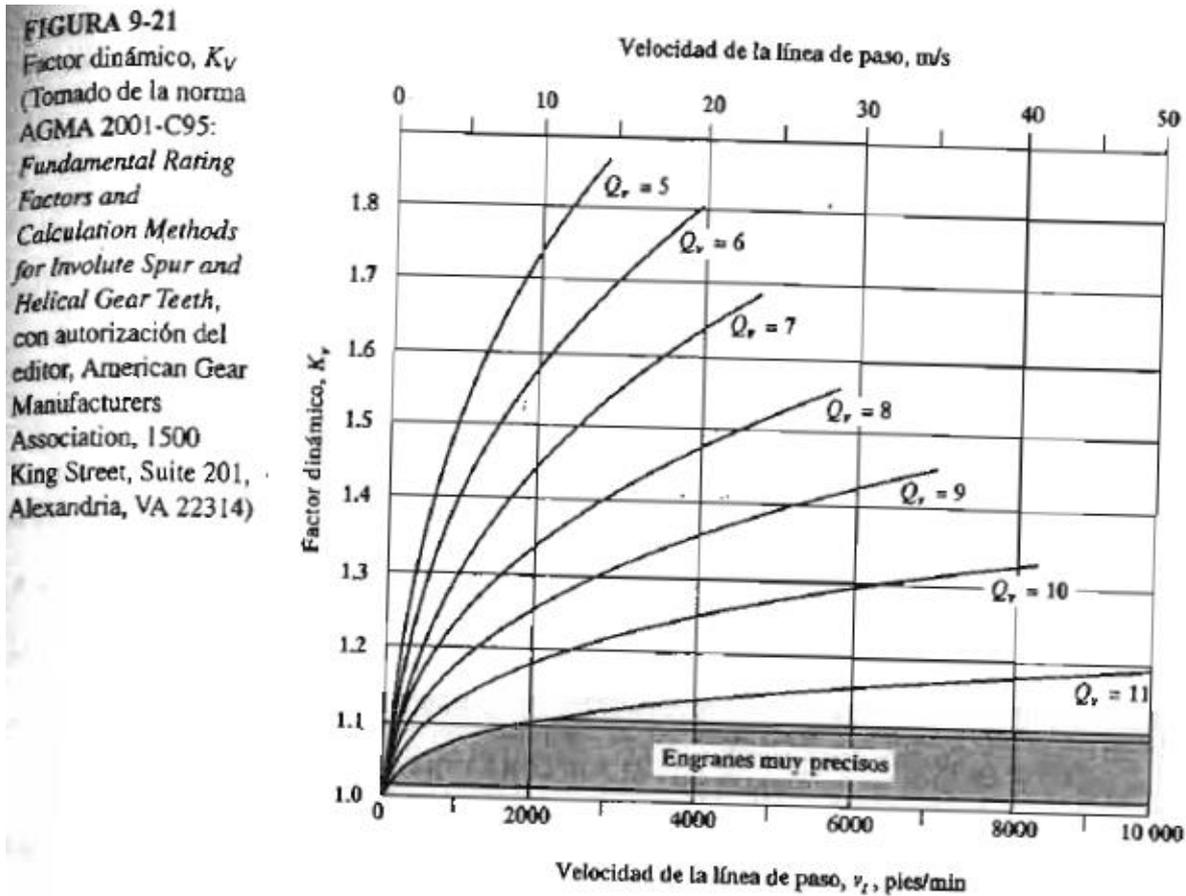


FIGURA 10: "Figura 9-21". Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición.

Por tanto, con todos los factores de diseño ya calculados, se procede a obtener el esfuerzo flexionante esperado tanto en el piñón como en el engrane:

Para ello, el único factor que difiere en ambos, y restaba por calcular, es **el factor de geometría (J)**:

Se calcula, con la figura 10, el factor de geometría para el piñón, al que denominaremos ( $J_p$ ):

Se conoce  $Z_p = 24$  dientes y  $Z_E = 85$  dientes:

**$J_p = 0,36$**

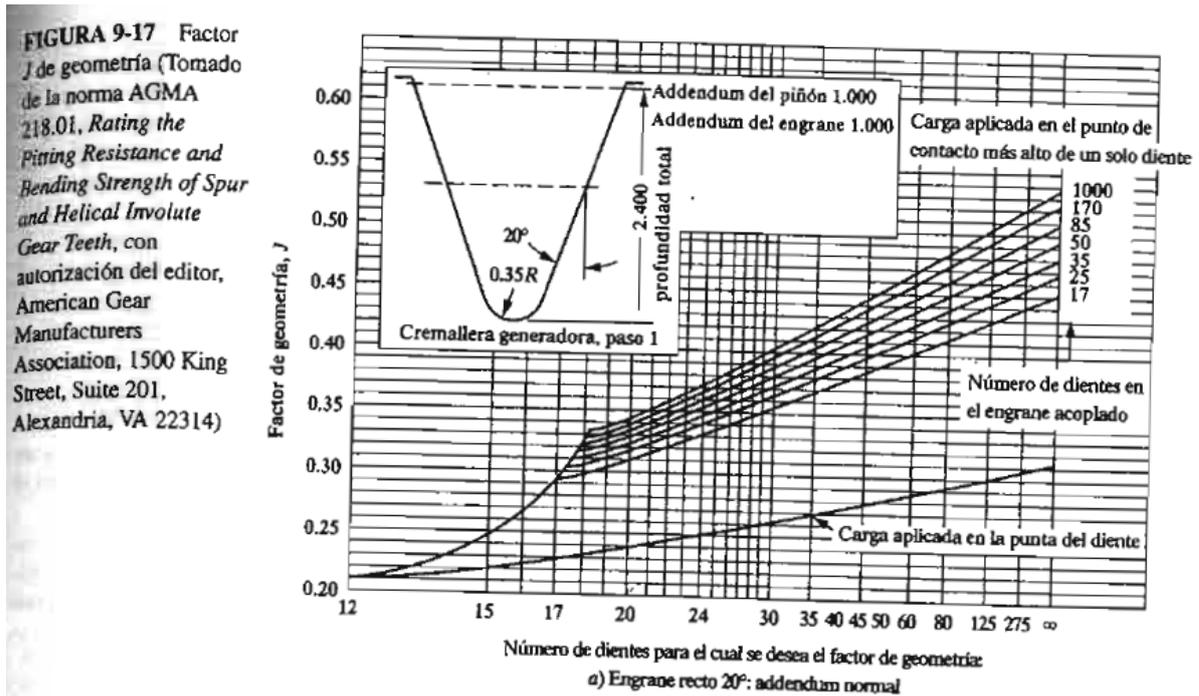


FIGURA 11: "Figura 9-17". Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición.

Realizamos el mismo procedimiento para el engrane, y se obtiene su correspondiente factor de geometría. Con la figura 10 de este anexo, se calcula el factor:

Se conoce  $Z_p = 24$  dientes y  $Z_E = 85$  dientes:

$$J_E = 0,43$$

Finalmente, se concluye este apartado calculando los esfuerzos flexionantes en ambos engranajes:

$$St_p = \frac{\omega \cdot Pd}{F \cdot J_p} \cdot (K_0 \cdot K_S \cdot K_m \cdot K_B \cdot K_v) = \frac{275,46 \text{ (lb)} \cdot 10}{1 \text{ pulg} \cdot 0,36} \cdot (1,00 \cdot 1,50 \cdot 1,366 \cdot 1,00 \cdot 1,40) = 21949,57 \text{ psi} \quad [\text{Ec 3.2.3}]$$

Mediante la siguiente fórmula que relaciona el esfuerzo flexionante del piñón y los factores de geometría de ambos, se obtiene el esfuerzo flexionante en el engrane:

$$St_E = \frac{J_p}{J_E} \cdot (St_p) = \frac{0,36}{0,43} \cdot (21949,57 \text{ psi}) = 18376,40 \text{ psi} \quad [\text{Ec 3.2.3}]$$

### 3.3 Cálculo del esfuerzo de contacto piñón-engrane.

Para ello, en primer lugar, se calculan el número de ciclos de carga esperados para el piñón y el engrane: (se toman 20000 horas de uso → ver figura 13)

$$N_{cp} = 60 \cdot L \cdot n_p \cdot q = 60 \cdot 20000 \text{ horas} \cdot 1430 \text{ rpm} \cdot 1 = 1,716 \cdot 10^9 \text{ ciclos (para el piñón).}$$

$$N_{ce} = 60 \cdot L \cdot n_e \cdot q = 60 \cdot 20000 \text{ horas} \cdot 404 \text{ rpm} \cdot 1 = 4,85 \cdot 10^8 \text{ ciclos (para el engrane).}$$

Ambos valores son mayores de  $10^7$  ciclos. Se toma de la figura 11 y tomando la curva superior de la zona sombreada:

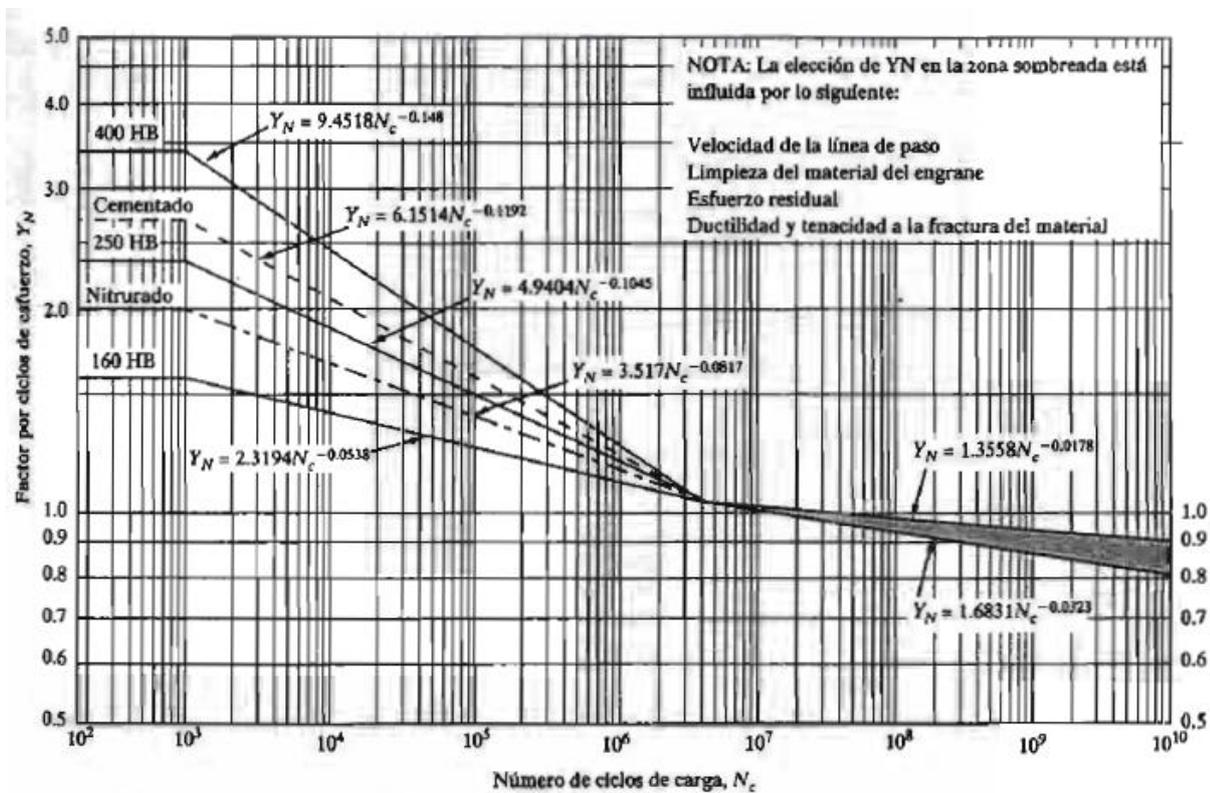


FIGURA 9-22 Factor de resistencia flexionante por ciclos de esfuerzo,  $Y_N$  (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)

FIGURA 12: "Figura 9-22". Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición.

Se obtienen los factores por ciclos de esfuerzos ( $Y_N$ ) para el piñón y el engrane:

$$Y_{Np} = 1,3558 \cdot N_{cp}^{-0,0178} = 1,3558 \cdot (1,716 \cdot 10^9 \text{ ciclos})^{-0,0178} = 0,93$$

$$Y_{NE} = 1,3558 \cdot N_{ce}^{-0,0178} = 1,3558 \cdot (4,85 \cdot 10^8 \text{ ciclos})^{-0,0178} = 0,95$$

Una vez obtenidos estos factores, se calculan los esfuerzos flexionantes ajustados ( $Sat$ ):

Para ello, previamente se calculan dos factores de seguridad:

$K_R =$  (para una confiabilidad de 0,999, una falla en 1000)  $\rightarrow K_R=1,25$  (Figura 13)

$S_F = 1,00$  (Por lo general, es un valor aceptable de diseño).

**TABLA 9-7** Vida de diseño recomendada

Aplicación	Vida de diseño (h)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinaria industrial en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24 h	100 000-200 000

Fuente: Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, editores. *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill, 1986

**TABLA 9-8** Factor de confiabilidad,  $K_R$

Confiabilidad	$K_R$
0.90, una falla en 10	0.85
0.99, una falla en 100	1.00
0.999, una falla en 1000	1.25
0.9999, una falla en 10 000	1.50

FIGURA 13: "Tabla 9-7 y 9-8". Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición.

Ahora, se puede calcular esos esfuerzos flexionantes ajustados:

-Para el piñón:

$$\frac{K_R \cdot S_F}{Y_{Np}} \cdot (St_p) = \frac{1,25 \cdot 1,00}{0,93} \cdot (21949,57 \text{ psi}) = 29502,11 \text{ psi} < Sat \text{ (del material)} \quad [\text{Ec 3.3.1}]$$

-Para el engrane:

$$\frac{K_R \cdot S_F}{Y_{NE}} \cdot (St_E) = \frac{1,25 \cdot 1,00}{0,95} \cdot (18376,40 \text{ psi}) = 24179,47 \text{ psi} < Sat \text{ (del material)} \quad [\text{Ec 3.3.2}]$$

Por otro lado, se procede a calcular el esfuerzo de contacto del piñón y del engrane, que será el mismo para ambos ( $Sac$ ):

Para ello, se obtiene el coeficiente elástico ( $Cp$ )  $\rightarrow Cp = 2300 \text{ lb/pulg}^2$  (Figura 14).

\*Se tiene en cuenta que el material es acero para el piñón y el engrane

TABLA 9-9 Coeficiente elástico,  $C_p$

Material del piñón	Módulo de elasticidad, $E_p$ , lb/pulg <sup>2</sup> (MPa)	Material y módulo de elasticidad $E_g$ , lb/pulg <sup>2</sup> (MPa), del engrane					
		Acero $30 \times 10^6$ ( $2 \times 10^5$ )	Hierro maleable $25 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	Hierro nodular $24 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	Hierro colado $22 \times 10^6$ ( $1.5 \times 10^5$ )	Bronce de aluminio $17.5 \times 10^6$ ( $1.2 \times 10^5$ )	Bronce de estaño $16 \times 10^6$ ( $1.1 \times 10^5$ )
Acero	$30 \times 10^6$ ( $2 \times 10^5$ )	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	$25 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	$24 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro colado	$22 \times 10^6$ ( $1.5 \times 10^5$ )	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de aluminio	$17.5 \times 10^6$ ( $1.2 \times 10^5$ )	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce de estaño	$16 \times 10^6$ ( $1.1 \times 10^5$ )	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Fuente: Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth* con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314  
 Nota: Relación de Poisson = 0.30; unidades de  $C_p$ : (lb/pulg<sup>2</sup>)<sup>0.5</sup> o (MPa)<sup>0.5</sup>

FIGURA 14: "Tabla 9-9". Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición.

Con este dato se sustituye en la fórmula del esfuerzo de contacto:

$$S_{ac} = C_p \sqrt{\frac{\omega_t \cdot K_o \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_v}{F \cdot D_p \cdot I}} = 2300 \cdot \sqrt{\frac{275,46 \cdot 1,00 \cdot 1,50 \cdot 1,366 \cdot 1,40}{1 \cdot 2,40 \cdot 0,160}} = 104334,15 \text{ psi} = S_{acp} = S_{ace}$$

[Ec 3.3.3]

El factor de geometría para la resistencia a la picadura se obtiene de la siguiente manera:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_E / Z_p = 3,50 \\ Z_p = 24 \text{ dientes} \\ \phi_p = 20^\circ \text{ (ángulo de presión)} \end{array} \right. \Rightarrow I = 0,160$$

Con estos datos se acude a la figura 15:

FIGURA 9-23 Factor de geometría  $I$  para piñones rectos externos y distancias entre centros estándar. Todas las curvas son para el punto inferior de contacto de un solo diente sobre el piñón (Tomado de la norma AGMA 218.01, *Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur and Helical Involute Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)

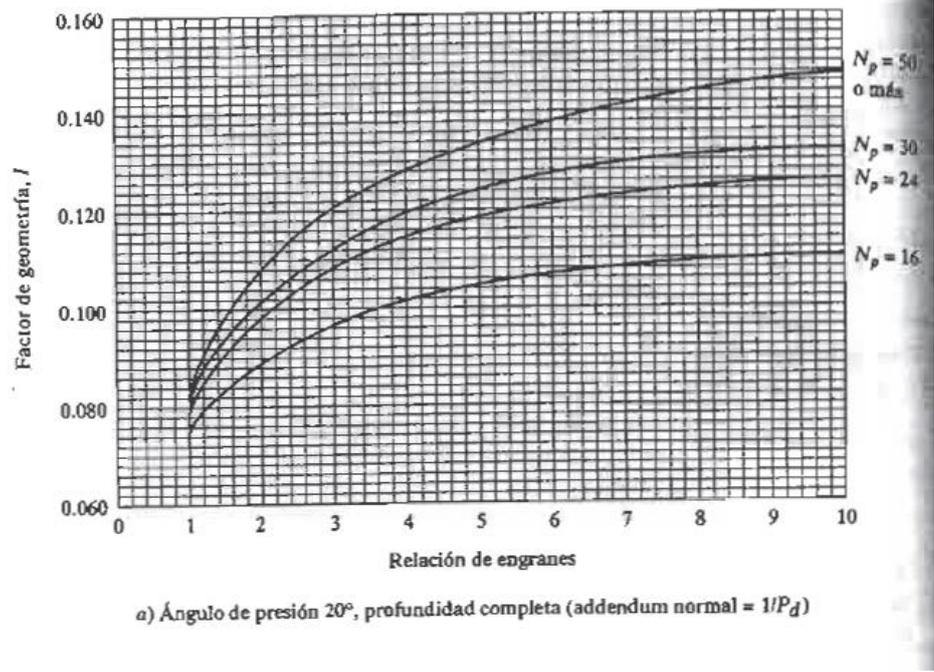


FIGURA 15: "Figura 9-23". Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición.

Se continúa calculando los factores de resistencia a la picadura ( $Z_N$ ):

Se calculan para el piñón y el engrane, tomando la curva superior de la zona sombreada de la figura 16:

$$Z_{Np} = 1,4488 \cdot N_{Cp}^{-0,023} = 1,4488 \cdot (1,716 \cdot 10^9)^{-0,023} = 0,88$$

$$Z_{NE} = 1,4488 \cdot N_{CE}^{-0,023} = 1,4488 \cdot (4,85 \cdot 10^8)^{-0,023} = 0,91$$

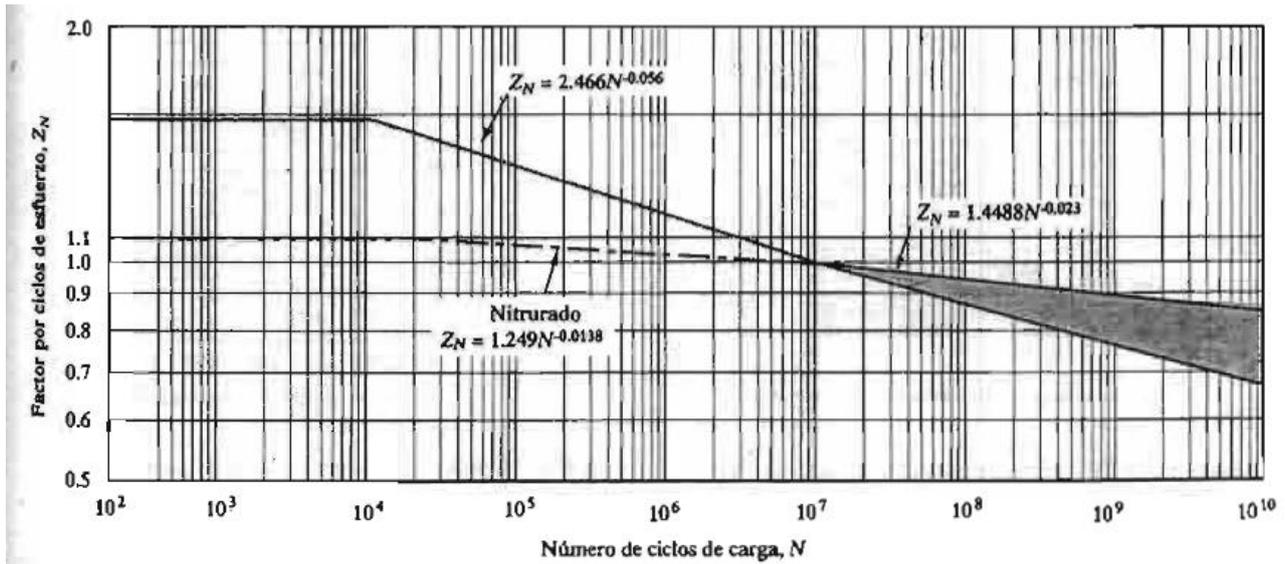


FIGURA 9-24 Factor de resistencia a la picadura por ciclos de esfuerzo,  $Z_N$  (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)

FIGURA 16: "Figura 9-24". Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición.

Se continua con el cálculo de los esfuerzos de contacto del piñón y el engrane ajustados

$$S_{acp} > \frac{K_R \cdot SF}{Z_{Np}} \cdot (S_{Cp}) = \frac{1,25 \cdot 1,00}{0,88} \cdot (104334,15 \text{ psi}) = \mathbf{148201,92 \text{ psi}} \quad [\text{Ec 3.3.4}]$$

$$S_{ace} > \frac{K_R \cdot SF}{Z_{NE} \cdot C_H} \cdot (S_{CE}) = \frac{1,25 \cdot 1,00}{0,91 \cdot 1,00} \cdot (104334,15 \text{ psi}) = \mathbf{143316,14 \text{ psi}} \quad [\text{Ec 3.3.5}]$$

\* $C_H$  es un valor que se suele tomar como 1,00 sino se indica lo contrario. (Recomendación).

### 3.4 Selección del material.

A la hora de seleccionar el material se tendrá en cuenta el esfuerzo flexionante del piñón y del engrane ( $S_{at}$ ) y el esfuerzo de contacto del piñón y del engrane ( $S_{ac}$ ). En estos casos y observando los valores descritos, se ve que los de esfuerzo de contacto del piñón son mayores a los de flexión. Como criterio general, se tomarán los esfuerzos de contacto para la selección del material. Se toma el esfuerzo de contacto mayor de los dos.

Se acude a la figura 17 y con estos parámetros se obtiene una dureza (HB):

Grado 1

$$S_{ac} \text{ (mayor)} = S_{ac_p} = 148201,92 \text{ psi} \approx 150000 \text{ psi}$$

De la figura 17 se obtiene una dureza de, aproximadamente, **370 HB**

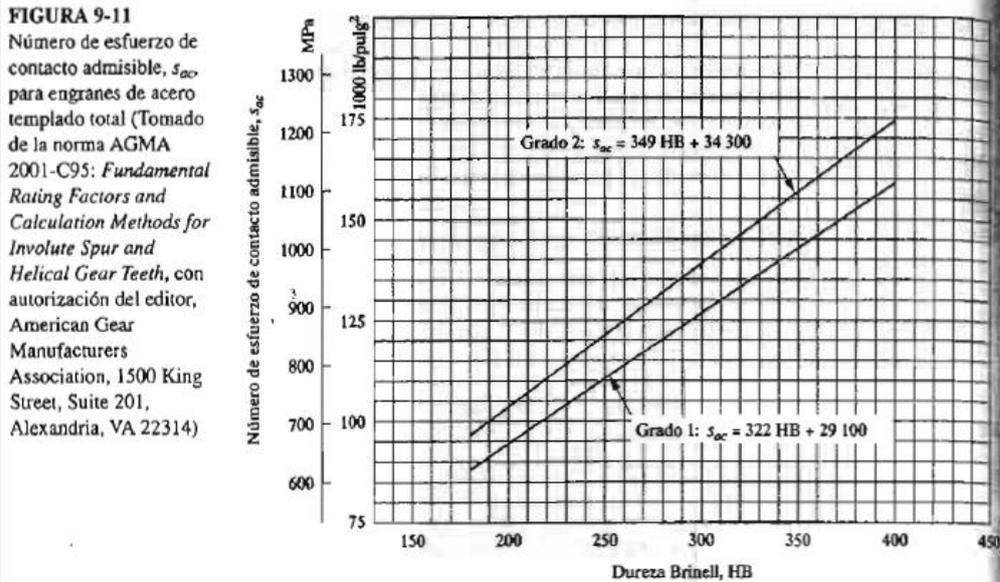


FIGURA 17: "Figura 9-11". Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición.

Por tanto, se busca en la tabla de aceros uno de ellos que posea una dureza algo superior a esa.

Seleccionamos el **AISI 4140 OQT 700** cuya tensión  $S_u = 231000 \text{ psi}$ , su dureza es de 461 HB y posee un 13% de elongación. (Figura 18).

En cuanto a los engranajes comerciales que se toman como referencia para este diseño, están fabricados con acero C45 (El engrane) y SCM415 (el piñón), cuyas características se recogen en el *Anexo de Catálogos*.

Se toman estos engranajes comerciales, ya que coinciden en las características geométricas de nuestros engranajes supuestos, y nos sirve para tomar ciertas decisiones en cuanto a diámetros internos, externos y de paso. Por otro lado, sirven para orientar en cuanto a un diseño con coherencia de nuestros propios engranajes.

APÉNDICE 3 PROPIEDADES DE DISEÑO PARA LOS ACEROS AL CARBÓN Y ALEADOS

Designación del material (Número AISI)	Condición	S <sub>u</sub> Resistencia a la tensión		S <sub>y</sub> Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Laminado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Estirado en frío	61	420	31	212	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121
1040	Laminado en caliente	72	496	42	290	18	144
1040	Estirado en frío	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Laminado en caliente	90	620	49	338	15	180
1050	Estirado en frío	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	996	110	758	10	321
1117	Laminado en caliente	62	427	34	234	33	124
1117	Estirado en frío	69	476	31	212	20	138
1117	WQT 350	89	614	50	345	22	178
1137	Laminado en caliente	88	607	48	331	15	176
1137	Estirado en frío	98	676	82	565	10	196
1137	OQT 1300	87	600	60	414	28	174
1137	OQT 400	157	1083	136	938	5	352
1144	Laminado en caliente	94	648	51	352	15	188
1144	Estirado en frío	100	690	90	621	10	200
1144	OQT 1300	96	662	68	469	23	200
1144	OQT 400	127	876	91	627	16	277
1213	Laminado en caliente	55	379	33	228	25	110
1213	Estirado en frío	75	517	58	340	10	150
12L13	Laminado en caliente	57	393	34	234	22	114
12L13	Estirado en frío	70	483	60	414	10	140
1340	Recocido	102	703	63	434	26	207
1340	OQT 1300	100	690	75	517	25	235
1340	OQT 1000	144	993	132	910	17	363
1340	OQT 700	221	1520	197	1360	10	444
1340	OQT 400	285	1960	234	1610	8	578
3140	Recocido	95	655	67	462	25	187
3140	OQT 1300	115	792	94	648	23	233
3140	OQT 1000	152	1050	133	920	17	311
3140	OQT 700	220	1520	200	1380	13	461
3140	OQT 400	280	1930	248	1710	11	555
4130	Recocido	81	558	52	359	28	156
4130	WQT 1300	98	676	89	614	28	202
4130	WQT 1000	143	986	132	910	16	302
4130	WQT 700	208	1430	180	1240	13	415
4130	WQT 400	234	1610	197	1360	12	461
4140	Recocido	95	655	60	414	26	197
4140	OQT 1300	117	807	100	690	23	235
4140	OQT 1000	168	1160	152	1050	17	341
4140	OQT 700	231	1590	212	1460	13	461
4140	OQT 400	290	2000	251	1730	11	578

FIGURA 18: "Apéndice 3". Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición.

\*(Nuestro acero, es el penúltimo de esta figura marcado en un rectángulo rojo).

#### 4. DISEÑO DE LOS EJES

##### 4.1. Cálculo de fuerzas en el eje de entrada.

Se plantea la distribución de los acoplamientos, rodamientos y piñón a lo largo del eje de entrada. En la figura 19 se detallan las distancias entre elementos.

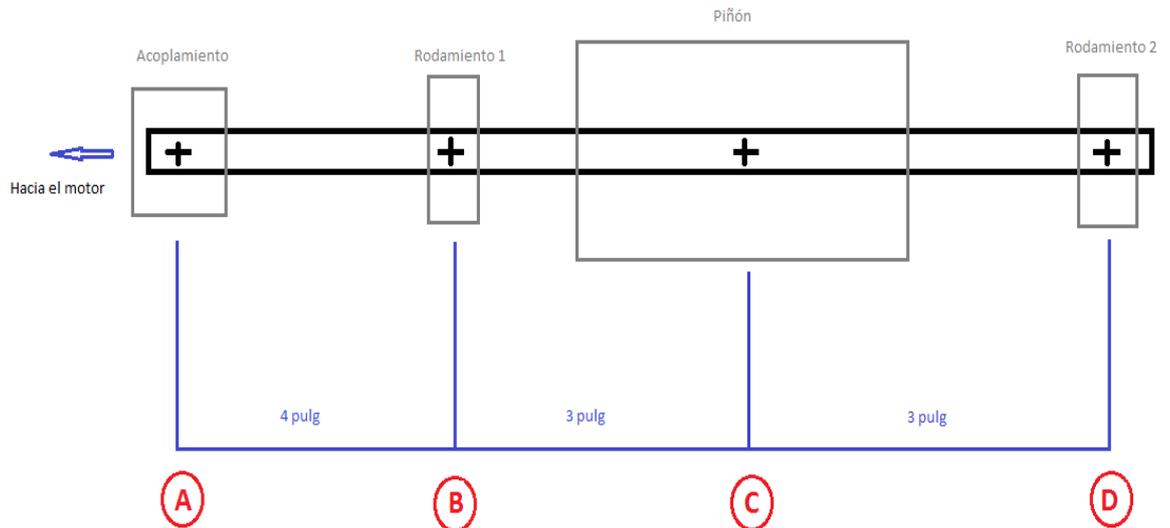


FIGURA 19: "Distancias entre elementos. Eje de entrada". Fuente propia.

-Se plantean los diagramas en el plano X:

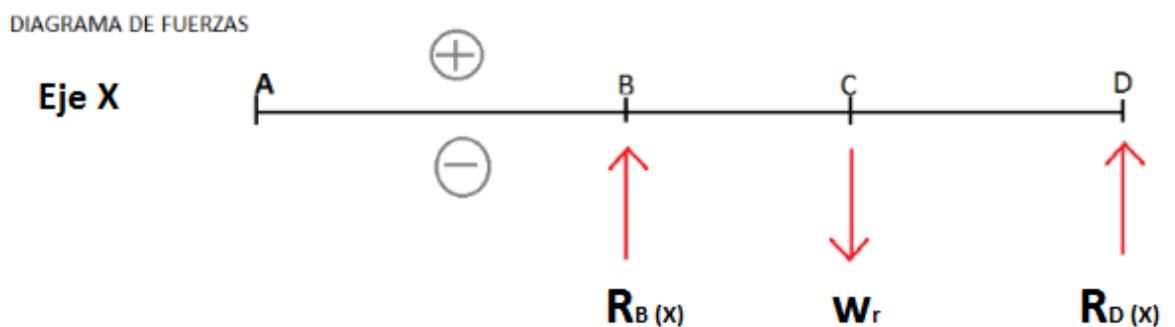


FIGURA 20: "Diagrama de fuerzas, plano X. Eje de entrada". Fuente propia.

Con el valor de la fuerza tangencial ( $\omega t$ ) y el ángulo de presión  $\phi_p = 20^\circ$ , se obtiene la fuerza radial en los engranajes (en este caso en el piñón):

$$\omega_r = \omega_t \cdot \tan(\phi_p) = 275,46 \text{ (lb)} \cdot \tan(20^\circ) = 100,26 \text{ (lb)} \quad [\text{Ec 4.1.1}]$$

Se toman las condiciones de sumatorio de fuerzas en el plano X igual a cero y sumatorio de momentos respecto al punto B igual a cero, para obtener las reacciones en los rodamientos. Se sigue el criterio de signos para el cálculo del momento respecto a B, los signos que aparecen en la figura de las fuerzas en el eje de entrada.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_B^X + R_D^X - \omega_r = 0 \rightarrow \omega_r = R_B^X + R_D^X \quad [\text{Ec 4.1.2}]$$

$$\sum M_{B(x)} = 0 \rightarrow -(\omega_r \cdot 3 \text{ pulg}) \cdot (R_D^X \cdot 6 \text{ pulg}) = 0 \rightarrow R_D^X = \frac{100,26 \text{ (lb)} \cdot 3 \text{ (pulg)}}{6 \text{ (pulg)}} = 50,13 \text{ (lb)} \quad [\text{Ec 4.1.3}]$$

Sustituyendo  $R_D^X$  en la ecuación [Ec 4.1.2], se obtiene  $R_B^X$ :

$$R_B^X = 100,26 \text{ (lb)} - 50,13 \text{ (lb)} = 50,13 \text{ (lb)}$$

-Eje de entrada, plano Y:

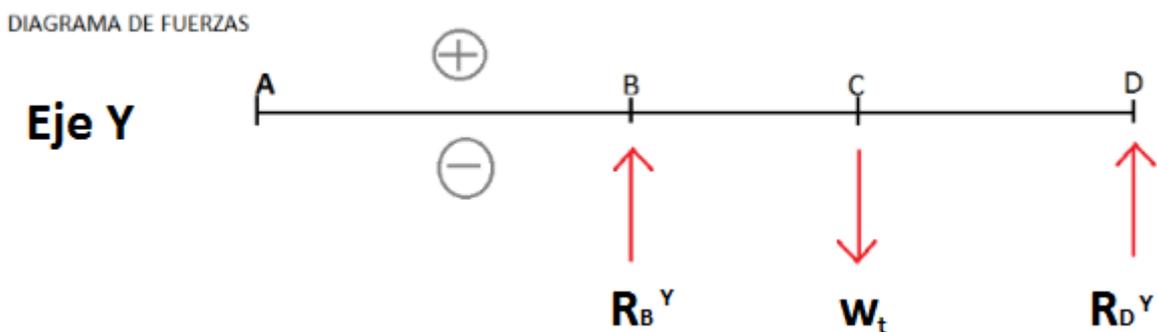


FIGURA 21: "Diagrama de fuerzas, plano Y. Eje de entrada". Fuente propia.

Siguiendo el método de cálculo para el eje X, se realiza el sumatorio de fuerzas igual a cero y el sumatorio de momentos respecto al punto B, igual a cero, con el objetivo de obtener las reacciones en los rodamientos. (Para ver donde tracciona o compresiona, se tienen en cuenta los signos: +, tracción -, compresión).

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow R_B^Y + R_D^Y - \omega_t = 0 \rightarrow \omega_t = R_B^Y + R_D^Y \quad [\text{Ec 4.1.4}]$$

$$\sum M_{B(y)} = 0 \rightarrow -(\omega_t \cdot 3 \text{ pulg}) \cdot (R_D^Y \cdot 6 \text{ pulg}) = 0 \rightarrow R_D^Y = \frac{275,46 \text{ (lb)} \cdot 3 \text{ (pulg)}}{6 \text{ (pulg)}} = 137,73 \text{ (lb)} \quad [\text{Ec 4.1.5}]$$

Sustituyendo  $R_D^Y$  en la ecuación [Ec 4.1.4], se obtiene  $R_B^Y$ :

$$R_B^Y = 275,46 \text{ (lb)} - 137,73 \text{ (lb)} = 137,73 \text{ (lb)}$$

#### 4.2 Diagramas de Momentos y fuerzas para el eje de entrada.

Se comienza calculando para el eje o plano **X**:

Únicamente se debe calcular el momento en el punto “C”, ya que en los acoplamientos y en los rodamientos no se genera momento flexionante o flector:

$$M_c = M_{\text{máx}}(x) = -(R_B^X \cdot 3 \text{ pulg}) = -(50,13 \text{ lb} \cdot 3 \text{ pulg}) = \mathbf{-150,40 \text{ (lb}\cdot\text{pulg)}}$$

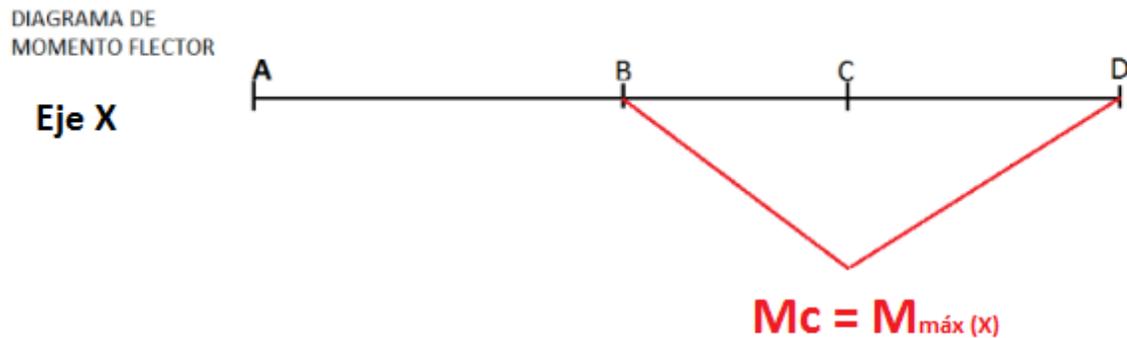


FIGURA 22: “Diagrama de Momento Flector, plano X. Eje de entrada”. Fuente propia.

Para el plano Y:

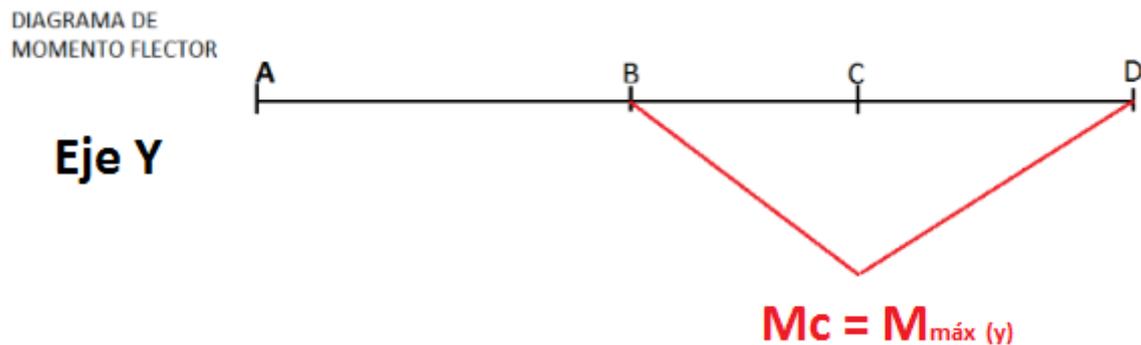


FIGURA 23: “Diagrama de Momento Flector, plano Y. Eje de entrada”. Fuente propia.

$$M_c = M_{\text{máx}}(y) = -(R_B^Y \cdot 3 \text{ pulg}) = -(137,73 \text{ lb} \cdot 3 \text{ pulg}) = \mathbf{-413,20 \text{ (lb}\cdot\text{pulg)}}$$

Por otro lado, se prosigue calculando los esfuerzos cortantes en el eje de entrada y su correspondiente diagrama de esfuerzo cortante. Analizamos de derecha a izquierda:

$$V_D^X = R_D^X = 50,13 \text{ (lb)}$$

$$V_C^X = (R_D^X - \omega_r) = 50,13 \text{ (lb)} - 100,26 \text{ (lb)} = -50,13 \text{ (lb)}$$

$$V_B^X = R_B^X = 50,13 \text{ (lb)}$$

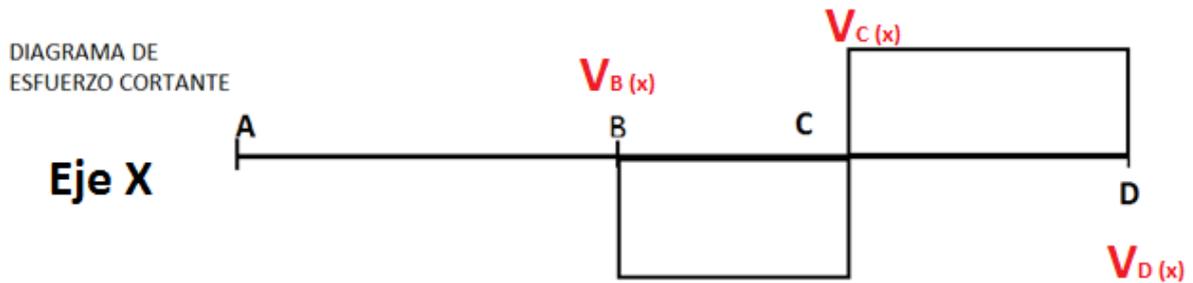


FIGURA 24: “Diagrama de esfuerzo cortante, plano X. Eje de entrada”. Fuente propia.

-Eje Y:

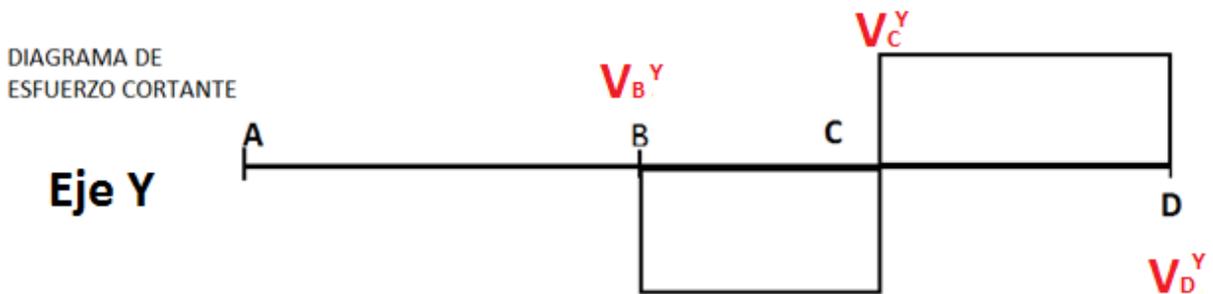


FIGURA 25: “Diagrama de esfuerzo cortante, plano Y. Eje de entrada”. Fuente propia.

Analizando de derecha a izquierda, se va construyendo el diagrama de esfuerzo cortante para el eje Y:

$$V_D^Y = R_D^Y = 137,73 \text{ (lb)}$$

$$V_C^Y = (R_D^Y - \omega_t) = 275,46 \text{ (lb)} - 137,73 \text{ (lb)} = -137,73 \text{ (lb)}$$

$$V_B^Y = R_B^Y = +137,73 \text{ (lb)}$$

Por último, y para concluir este apartado, se representa el diagrama del momento torsor (el cual será el mismo tanto en el plano X como en el plano Y, para el eje de entrada):

El momento torsor en el eje de entrada ( $M_{T1}$ ), se obtiene con la siguiente fórmula:

$$M_{T1} \text{ (lb}\cdot\text{pulg)} = \frac{63000 \cdot P \text{ (H.P.)}}{n_1} = \frac{63000 \cdot 7,5 \text{ (H.P.)}}{1430 \text{ rpm}} = \mathbf{330,42 \text{ (lb}\cdot\text{pulg)}} \text{ [Ec 4.1.6]}$$

Este momento actúa desde el punto “A”, donde está el acoplamiento hasta el piñón (punto C). A continuación, se muestra la representación del diagrama de momento torsor:

DIAGRAMA DE MOMENTO TORSOR

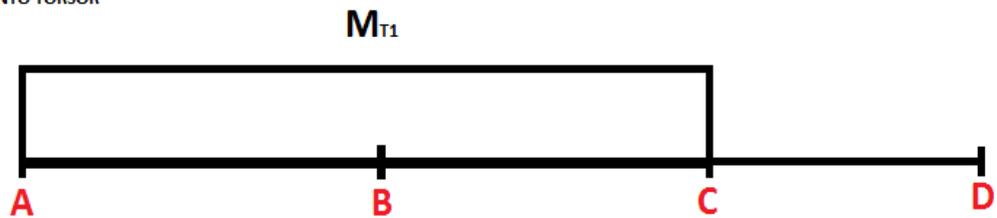


FIGURA 26: “Diagrama de momento torsor. Eje de entrada”. Fuente propia.

### 4.3 Cálculo de fuerzas en el eje de salida.

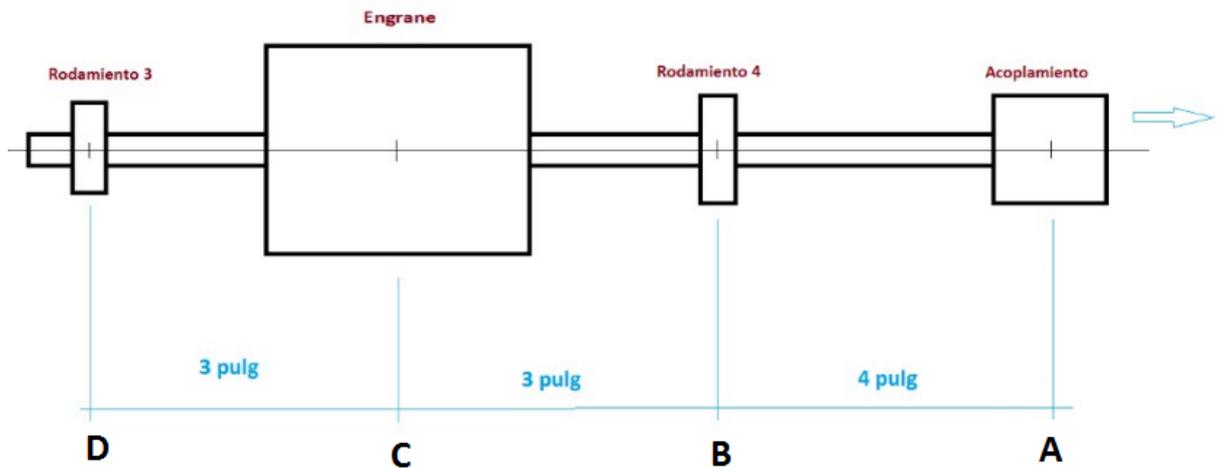


FIGURA 27: “Distancias entre elementos. Eje de salida”. Fuente propia.

Con este dibujo se pueden ver las distancias entre los elementos en el eje de salida.

Se plantea, por otro lado, el diagrama de fuerzas.

Se analiza en el plano X:

Del apartado anterior se mantiene:

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_r = \omega_t \cdot \tan(\phi_p) = 275,46 \text{ (lb)} \cdot \tan(20^\circ) = 95,58 \text{ (lb)} \\ R_B^X = R_D^X = 50,13 \text{ (lb)} \end{array} \right.$$

Las reacciones en los rodamientos se mantienen, porque son las mismas distancias entre los puntos B, C y D. A continuación, se detalla el dibujo en el que se muestran y las fuerzas que actúan.

Diagrama de fuerzas eje de salida

Eje X

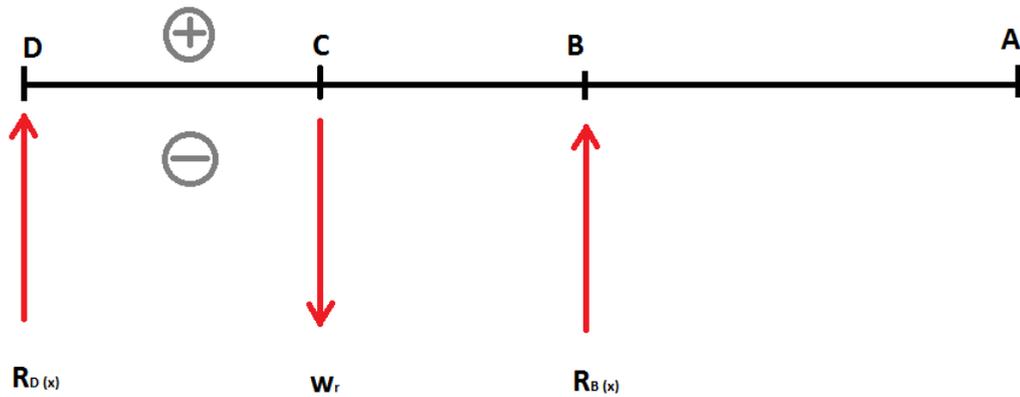


FIGURA 28: "Diagrama de fuerzas, plano X. Eje de salida". Fuente propia.

-Se analiza en el plano Y:

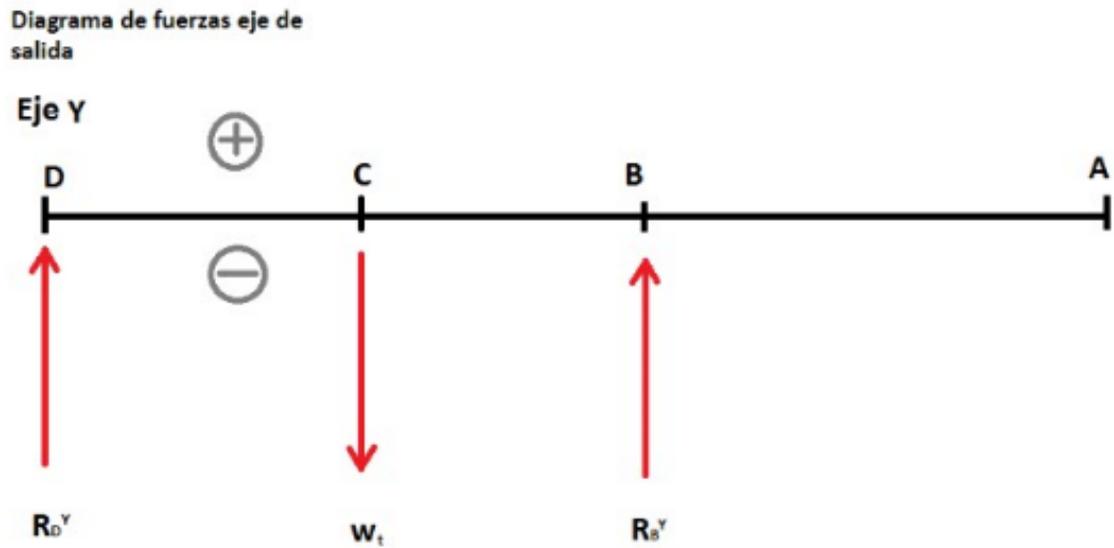


FIGURA 29: "Diagrama de fuerzas, plano Y. Eje de salida". Fuente propia.

Sucede lo mismo que para el eje de entrada en este plano pues las distancias se mantienen. Por tanto:

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_t = 275,46 \text{ (lb)} \\ R_B^Y = R_D^Y = 137,73 \text{ (lb)} \end{array} \right.$$

4.4. Diagramas de Momentos y fuerzas para el eje de salida.

-Eje X:

Diagrama Momento flector. Eje de salida. Plano X

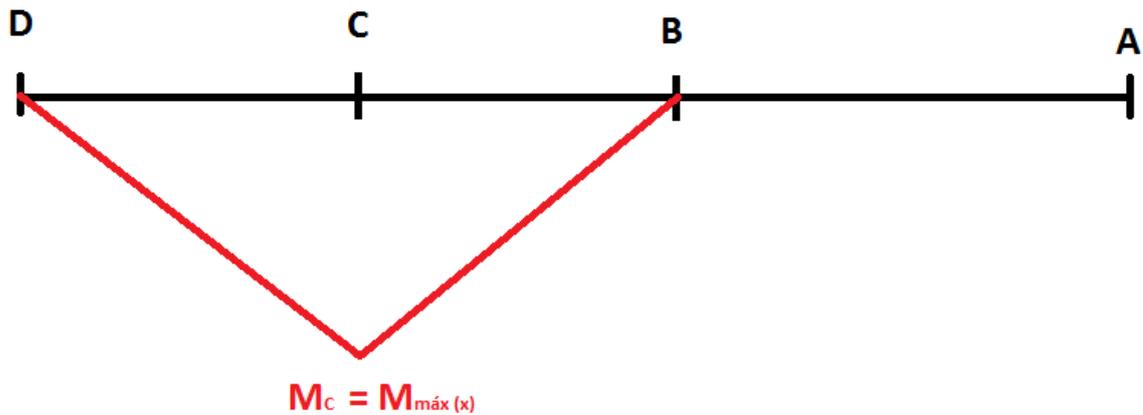


FIGURA 30: "Diagrama de Momento Flector, plano X. Eje de salida". Fuente propia.

En los puntos C y B, no se genera momento, pues están ubicados los rodamientos. Por tanto, el momento flector máximo en el plano X, es  $M_C(x) = -(R_D^X \cdot 3 \text{ pulg}) = -(50,13 \cdot 3) = -150,40 \text{ (lb}\cdot\text{pulg)}$

-Eje Y:

**Diagrama Momento Flector. Eje de salida. Plano Y**

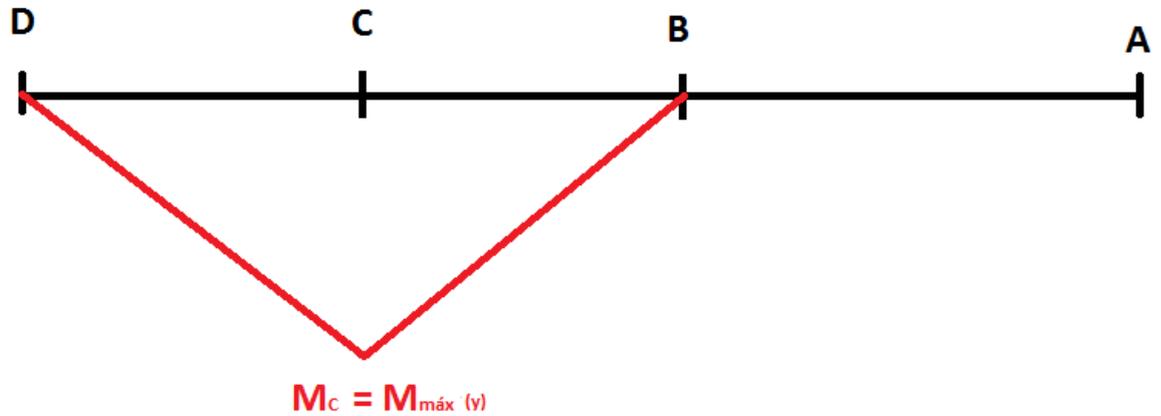


FIGURA 31: "Diagrama de Momento Flector, plano Y. Eje de salida". Fuente propia.

En los puntos C y B, no se genera momento, pues están ubicados los rodamientos. Por tanto, el momento flector máximo en el plano Y, es  $M_C (y) = -(R_D^Y \cdot 3 \text{ pulg}) = -(137,73 \cdot 3) = -413,20 \text{ (lb}\cdot\text{pulg)}$

-Eje X: (analizando de izquierda a derecha)

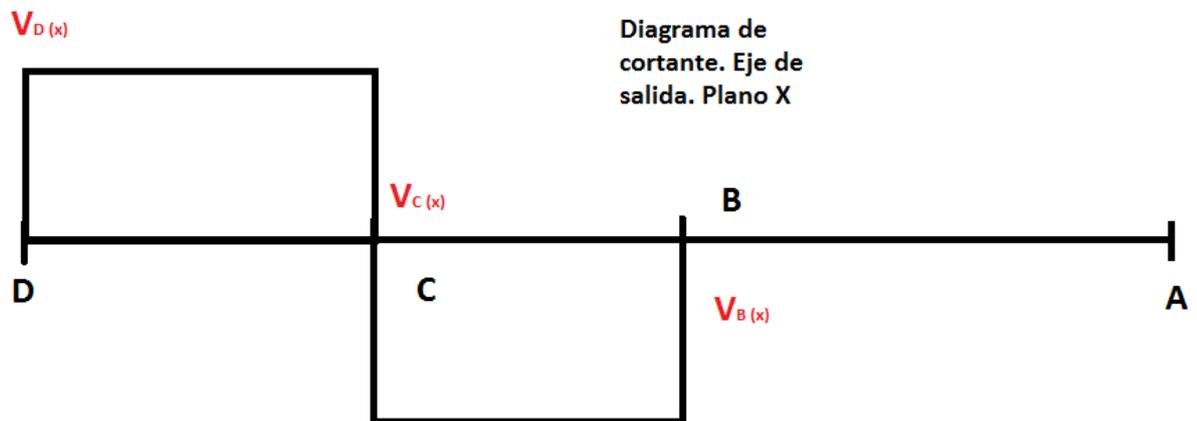


FIGURA 32: "Diagrama de esfuerzo cortante, plano X. Eje de salida". Fuente propia.

$$V_D^X = R_D^X = 50,13 \text{ (lb)}$$

$$V_C^X = (R_D^X - \omega_f) = 50,13 \text{ (lb)} - 100,26 \text{ (lb)} = -50,13 \text{ (lb)}$$

$$V_B^X = R_B^X = + 50,13 \text{ (lb)}$$

-Eje Y: (analizando de izquierda a derecha)

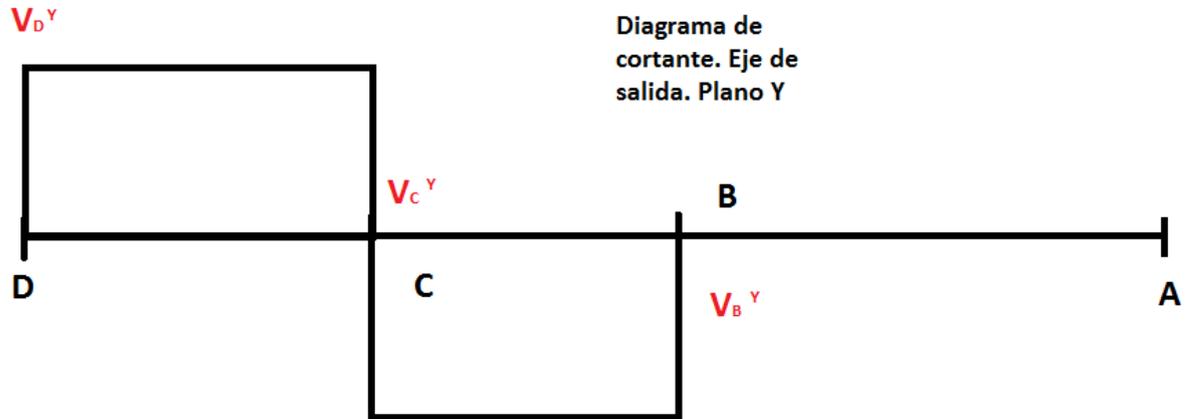


FIGURA 33: "Diagrama de esfuerzo cortante, plano Y. Eje de salida". Fuente propia.

$$V_D^Y = R_D^Y = 137,73 \text{ (lb)}$$

$$V_C^Y = (R_D^Y - \omega_t) = 275,46 \text{ (lb)} - 137,73 \text{ (lb)} = -137,73 \text{ (lb)}$$

$$V_B^Y = R_B^Y = +137,73 \text{ (lb)}$$

-Diagrama de momento torsor para el eje de salida:



FIGURA 34: "Diagrama de Momento Torsor. Eje de salida". Fuente propia.

El momento torsor en el eje de salida ( $M_{T2}$ ), se obtiene con la siguiente fórmula:

$$M_{T2} \text{ (lb}\cdot\text{pulg)} = \frac{63000 \cdot P \text{ (H.P.)}}{n_2} = \frac{63000 \cdot 7,5 \text{ (H.P.)}}{404 \text{ rpm}} = \mathbf{1170 \text{ (lb}\cdot\text{pulg)}} \quad [\text{Ec 4.3.1}]$$

Este momento actúa desde el punto “C”, donde está el engrane hasta el acoplamiento (punto A).

#### 4.5. Momento flector máximo y Fuerza radial máxima.

Se toman de los diagramas del apartado anterior los momentos flectores máximos en los ejes:

$$M_x (\text{máx}) = 150,40 \text{ lb}\cdot\text{pulg}$$

$$M_y (\text{máx}) = 413,20 \text{ lb}\cdot\text{pulg}$$

Con estos valores, se calcula el momento flector máximo equivalente:

$$M_{eq} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{(150,40)^2 + (413,20)^2} = 439,72 \approx \mathbf{440 \text{ lb}\cdot\text{pulg}} \quad [\text{Ec 4.4.1}]$$

Por otro lado, teniendo en cuenta las reacciones en los rodamientos, se calcula la fuerza radial, la cual se emplea en el proceso de selección de los rodamientos:

$$F_x = 137,73 \text{ lb}$$

$$F_y = 50,13 \text{ lb}$$

Con estos valores, se calcula la fuerza radial en los rodamientos:

$$F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{(137,73)^2 + (50,13)^2} = 146,57 \approx \mathbf{147 \text{ lb}} \quad [\text{Ec 4.4.2}]$$

#### 4.6. Selección del material para los ejes.

Acudiendo a la bibliografía, se selecciona un acero (**AISI 1040**) con tratamiento térmico de templado al agua y revenido, de alta dureza: 534 HB. Sus características son:

$$\left\{ \begin{array}{l} S_y = 87000 \text{ psi (Resistencia a la fatiga)} \\ \%EL = 25 \% \\ S_w = 115000 \text{ psi (Resistencia a la tensión)} \end{array} \right.$$

Se acude a la *figura 35* y se obtienen estas características (Se toman 1000 °F):

A-8

APÉNDICE 4 PROPIEDADES DE LOS ACEROS CON TRATAMIENTO TÉRMICO

FIGURA A4-1  
Propiedades del acero AISI 1040 con tratamiento térmico: templado en agua y revenido (*Modern Steels and Their Properties*, Bethlehem Steel Co., Bethlehem, PA)

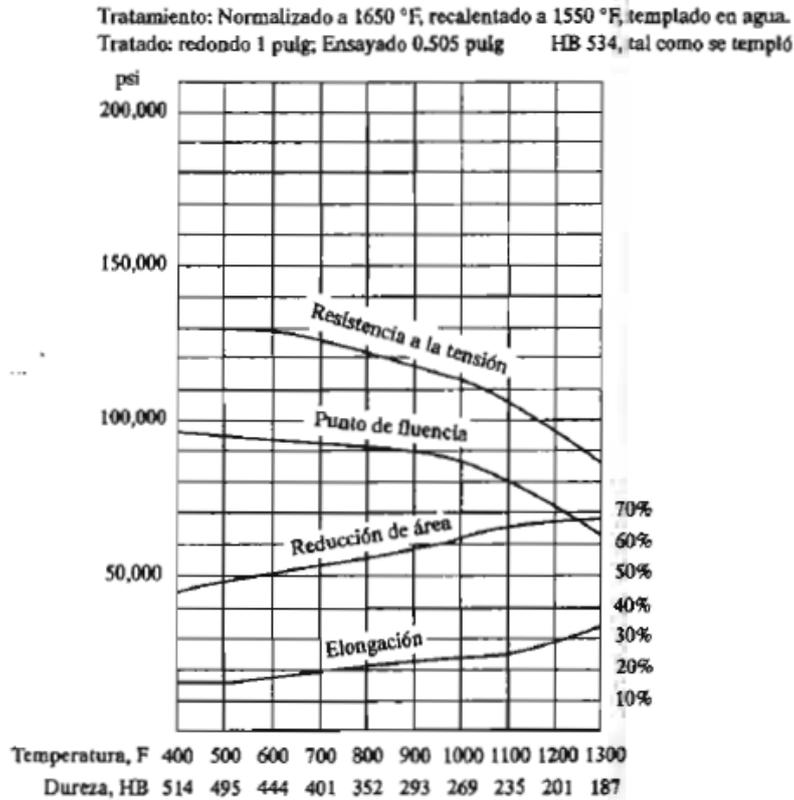


FIGURA 35: "Apéndice 4". Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición.

Estimación de la resistencia básica a la fatiga (Sn):

Según la *figura 19*, en función de Su (115000 psi) y el parámetro de maquinado, se obtiene un valor de aproximadamente, **40000 psi= Sn.**

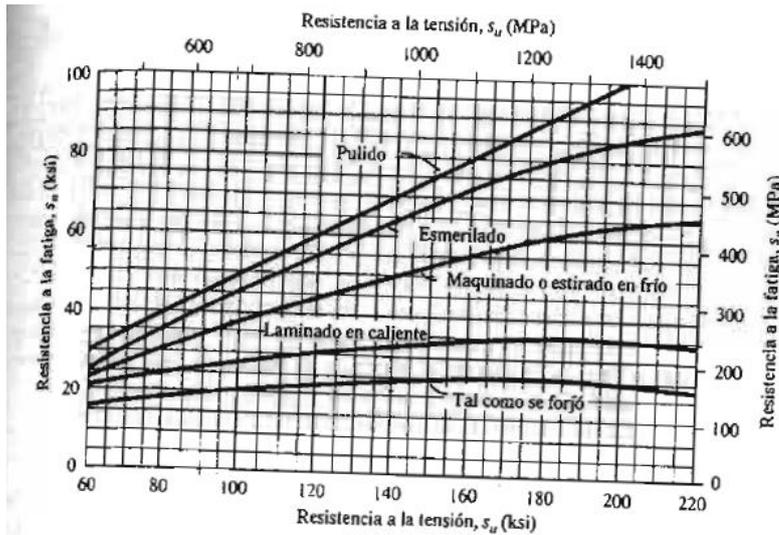


FIGURA 5-8 Resistencia a la fatiga  $s_n$  en función de la resistencia a la tensión, para acero forjado con varias condiciones de superficie

FIGURA 36: "Figura 5-8". Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición.

-Factores de diseño: factor de tamaño ( $C_S$ ) y factor de confiabilidad ( $C_R$ ): (Ver Figura 37)

→  $C_S$ : para un diámetro de diseño de 1 pulgada, se toma un coeficiente de 0,88.

→  $C_R$ : para una confiabilidad de 0,999, se obtiene un valor de 0,75

**TABLA 5-2 Factores de tamaño**

Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional

Rango de tamaño	Para $D$ en pulgadas
$D \leq 0.30$	$C_S = 1.0$
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_S = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D < 10.0$	$C_S = 0.859 - 0.02125D$

Unidades SI

Rango de tamaño	Para $D$ en mm
$D \leq 7.62$	$C_S = 1.0$
$7.62 < D \leq 50$	$C_S = (D/7.62)^{-0.11}$
$50 < D < 250$	$C_S = 0.859 - 0.000837D$

**TABLA 5-1 Factores de confiabilidad aproximados  $C_R$**

Confiabilidad deseada $C_R$	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

FIGURA 37: "Tablas 5-1 y 5-2". Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición.

-Resistencia modificada a la fatiga ( $S_n'$ ):

Mediante la expresión,  $S_n' = S_n \cdot C_s \cdot C_R = 40000 \text{ psi} \cdot 0,75 \cdot 0,88 = \mathbf{26400 \text{ psi}}$  [Ec 4.5.1]

Por último, se toma un factor de diseño de los ejes de  $N=2$  (para maquinaria en general).

En el siguiente apartado, se calculan los diámetros mínimos en los ejes.

4.7. Diámetros para el eje de entrada.

En primer lugar, se recuerdan las secciones en las que se había realizado el estudio de cargas y momentos, en las cuales determinaremos los diámetros.

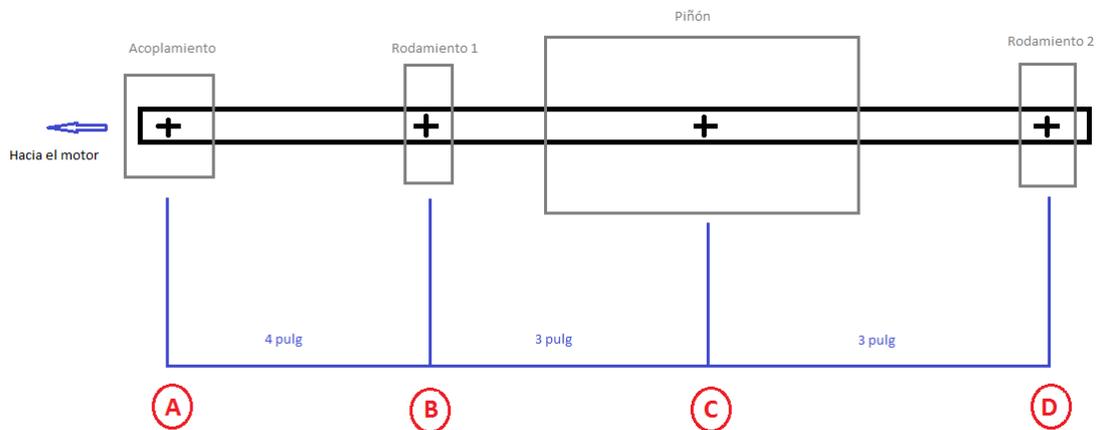


FIGURA 38: "Disposición de elementos. Eje de entrada". Fuente propia

-Sección A (acoplamiento):

$$D_1 \left\{ \begin{array}{l} M_{T1} = 330,42 \text{ (lb} \cdot \text{pulg)} \\ M_{f1} = 0 \text{ lb} \cdot \text{pulg} \\ K_T = 1,60 \text{ (Cuñero en trineo)} \end{array} \right.$$

Mediante la ecuación [Ec 4.6.1] que considera la flexión y la torsión en ejes, se calcula el diámetro mínimo para la sección A:

$$D = \left[ \frac{32 \cdot N}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{K_T \cdot M_f}{S_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{M_T}{S_y}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad [\text{Ec 4.6.1}]$$

$$D_1 = \left[ \frac{32 \cdot 2}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{1,60 \cdot 0}{26400 \text{ psi}}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{330,42 \text{ lb} \cdot \text{pulg}}{87000 \text{ psi}}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = \mathbf{0,41 \text{ pulg}}$$

-Sección B (a la izquierda)  $\rightarrow B^-, (D_2^-)$ :

Se mantienen las mismas condiciones que para el anterior, pues el momento flector en B, sigue siendo cero, y el momento torsor, continua con el mismo valor. Por tanto:

$$D_2^- = D_1 = \mathbf{0,41 \text{ pulg}}$$

-Sección B (a la derecha)  $\rightarrow B^+, (D_2^+)$ :

Se mantienen las mismas condiciones que para el anterior, pues el momento flector en B, sigue siendo cero, y el momento torsor, continua con el mismo valor. Por tanto:

$$D_2^+ = D_1 = \mathbf{0,41 \text{ pulg}}$$

-Sección B-C  $(D_3)$ :

Entre el rodamiento y el piñón, se debe dar un diámetro superior en la sección de B a C, ya que así se produce el escalón que mantiene al rodamiento colocado. Por tanto, dicho diámetro, debe cumplir las siguientes condiciones:

$$D_3 > D_2 \text{ y } D_3 > D_4$$

Se determinará más adelante.

-Sección C (D<sub>4</sub>):

En esta sección, es en la cual, se produce el momento flector máximo equivalente, calculado en el apartado anterior: **Meq = 440 lb · pulg**. El resto de parámetros a tener en cuenta son:

$$D_4 \begin{cases} M_{T1} = 330,42 \text{ (lb} \cdot \text{pulg)} \\ M_{f1} = 440 \text{ lb} \cdot \text{pulg} \\ K_T = 2,00 \text{ (Perfil del cuñero)} \end{cases}$$

Retomando la fórmula empleada en los cálculos de diámetros:

$$D_4 = \left[ \frac{32 \cdot N}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{K_T \cdot M_f}{S_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{M_T}{S_y}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = \left[ \frac{32 \cdot 2}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{2,00 \cdot 440 \text{ lb} \cdot \text{pulg}}{26400 \text{ psi}}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{330,42 \text{ lb} \cdot \text{pulg}}{87000 \text{ psi}}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} =$$

**=0,88 pulg**

-Sección C, a la derecha, (D<sub>5</sub>):

En esta sección, es en la cual, se produce el momento flector máximo equivalente, calculado en el apartado anterior: Meq = 440 lb · pulg. En esta sección, irá colocado el anillo de retención del piñón. El resto de parámetros a tener en cuenta son:

$$D_5 \begin{cases} M_T = 0 \text{ (lb} \cdot \text{pulg)} \rightarrow \text{En este punto ya no se produce par torsional.} \\ M_{f1} = 440 \text{ lb} \cdot \text{pulg} \\ K_T = 3,00 \text{ (Ranura para anillo)} \end{cases}$$

Retomando la fórmula empleada en los cálculos de diámetros:

$$D_5 = \left[ \frac{32 \cdot N}{\pi} \cdot \sqrt{\left( \frac{K_T \cdot M_f}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{M_T}{S_y} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = \left[ \frac{32 \cdot 2}{\pi} \cdot \sqrt{\left( \frac{3,00 \cdot 440 \text{ lb} \cdot \text{pulg}}{26400 \text{ psi}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{0 \text{ lb} \cdot \text{pulg}}{87000 \text{ psi}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} =$$

= **1,0 pulg**

-Sección D: Rodamiento (D<sub>6</sub>)

En el asiento del rodamiento, no existen momentos torsionales ni flexionantes. Por ello, utilizaremos otra fórmula [Ec 4.6.2], para el cálculo del diámetro. “V”, es la fuerza radial en el rodamiento, ya calculada en apartados anteriores.

$$D_6 \begin{cases} M_{T1} = 0 \text{ (lb} \cdot \text{pulg)} \\ M_{f1} = 0 \text{ lb} \cdot \text{pulg} \\ K_T = 2,50 \text{ (Chaflán agudo)} \end{cases}$$

$$D_6 = \sqrt{\frac{2,94 \cdot K_T \cdot V \cdot N}{S_n'}} = \sqrt{\frac{2,94 \cdot 2,50 \cdot 147 \text{ lb} \cdot 2}{26400 \text{ psi}}} = \mathbf{0,30 \text{ pulg}} \quad [\text{Ec 4.6.2}]$$

4.8. Diámetros para el eje de salida.

En primer lugar, se recuerda la disposición del eje de salida, junto a las secciones de estudio:

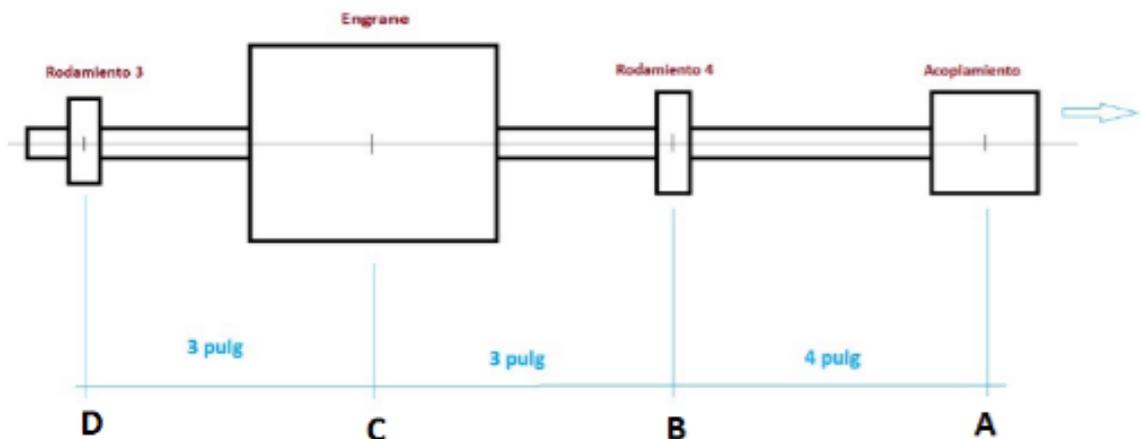


FIGURA 39: “Disposición de elementos. Eje de salida”. Fuente propia

-Sección A (acoplamiento):

$$D_1 \left\{ \begin{array}{l} M_{T2} = 1170 \text{ (lb} \cdot \text{pulg)} \\ M_{f1} = 0 \text{ lb} \cdot \text{pulg} \\ K_T = 1,60 \text{ (Cuñero en trineo)} \end{array} \right.$$

Mediante la ecuación, [Ec 4.6.1], que considera la flexión y la torsión en ejes, se calcula el diámetro mínimo para la sección A:

$$D_1 = \left[ \frac{32 \cdot N}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{K_T \cdot M_f}{S_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{M_T}{S_y}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad [\text{Ec 4.6.1}]$$

$$D_1 = \left[ \frac{32 \cdot 2}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{1,60 \cdot 0 \text{ lb} \cdot \text{pulg}}{26400 \text{ psi}}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1170 \text{ lb} \cdot \text{pulg}}{87000 \text{ psi}}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = \mathbf{0,62 \text{ pulg}}$$

-Sección B (a la derecha) → B<sup>+</sup>, (D<sub>2</sub><sup>+</sup>):

Se mantienen las mismas condiciones que para el anterior, pues el momento flector en B, sigue siendo cero, y el momento torsor, continua con el mismo valor. Por tanto:

$$D_2^+ = D_1 = \mathbf{0,62 \text{ pulg}}$$

-Sección B (a la izquierda) → B<sup>-</sup>, (D<sub>2</sub><sup>-</sup>):

Se mantienen las mismas condiciones que para el anterior, pues el momento flector en B, sigue siendo cero, y el momento torsor, continua con el mismo valor. Por tanto:

$$D_2^- = D_1 = \mathbf{0,62 \text{ pulg}}$$

-Sección B-C (D<sub>3</sub>):

Entre el rodamiento y el piñón, se debe dar un diámetro superior en la sección de B a C, ya que así se produce el escalón que mantiene al rodamiento colocado. Por tanto, dicho diámetro, debe cumplir las siguientes condiciones:

$$D_3 > D_2 \text{ y } D_3 > D_4$$

Se determinará más adelante.

-Sección C (D<sub>4</sub>):

En esta sección, es en la cual, se produce el momento flector máximo equivalente, calculado en el apartado anterior:  $M_{eq} = 440 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$ . El resto de parámetros a tener en cuenta son:

$$D_4 \begin{cases} M_{T2} = 1170 \text{ (lb} \cdot \text{pulg)} \\ M_{f1} = 440 \text{ lb} \cdot \text{pulg} \\ K_T = 2,00 \text{ (Perfil del cuñero)} \end{cases}$$

Retomando la fórmula empleada en los cálculos de diámetros:

$$D_4 = \left[ \frac{32 \cdot N}{\pi} \cdot \sqrt{\left( \frac{K_T \cdot M_f}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{M_T}{S_y} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = \left[ \frac{32 \cdot 2}{\pi} \cdot \sqrt{\left( \frac{2,00 \cdot 440 \text{ lb} \cdot \text{pulg}}{26400 \text{ psi}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{1170 \text{ lb} \cdot \text{pulg}}{87000 \text{ psi}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} =$$

**=0,90 pulg**

-Sección C, a la izquierda, (D<sub>5</sub>):

En esta sección, es en la cual, se produce el momento flector máximo equivalente, calculado en el apartado anterior:  $M_{eq} = 440 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$ . En esta sección, irá colocado el anillo de retención del engrane. El resto de parámetros a tener en cuenta son:

$$D_5 \left\{ \begin{array}{l} M_{T1} = 0 \text{ (lb} \cdot \text{pulg)} \rightarrow \text{En este punto ya no se produce par torsional.} \\ M_{f1} = 440 \text{ lb} \cdot \text{pulg} \\ K_T = 3,00 \text{ (Ranura para anillo)} \end{array} \right.$$

Retomando la fórmula empleada en los cálculos de diámetros:

$$D_5 = \left[ \frac{32 \cdot N}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{K_T \cdot M_f}{S_n'}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{M_T}{S_y}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = \left[ \frac{32 \cdot 2}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{3,00 \cdot 440 \text{ lb} \cdot \text{pulg}}{26400 \text{ psi}}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{0 \text{ lb} \cdot \text{pulg}}{87000 \text{ psi}}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} =$$

= **1,00 pulg**

-Sección D: Rodamiento (D<sub>6</sub>)

En el asiento del rodamiento, no existen momentos torsionales ni flexionantes. Por ello, utilizaremos otra fórmula [Ec 4.6.2], para el cálculo del diámetro. “V”, es la fuerza radial en el rodamiento, ya calculada en apartados anteriores.

$$D_6 \left\{ \begin{array}{l} M_{T2} = 0 \text{ (lb} \cdot \text{pulg)} \\ M_{f1} = 0 \text{ lb} \cdot \text{pulg} \\ K_T = 2,50 \text{ (Chaflán agudo)} \end{array} \right.$$

$$D_6 = \sqrt{\frac{2,94 \cdot K_T \cdot V \cdot N}{S_n'}} = \sqrt{\frac{2,94 \cdot 2,50 \cdot 147 \text{ lb} \cdot 2}{26400 \text{ psi}}} = \mathbf{0,30 \text{ pulg}} \text{ [Ec 4.6.2]}$$

## 5. RODAMIENTOS

### 5.1. Selección de rodamientos para ambos ejes.

Debido a la simetría del problema, las cargas radiales consideradas en los rodamientos serán iguales:  $F_r = 147$  (lb)

Para más datos de los rodamientos consultar el *Anexo de Catálogos*.

#### -Determinación de la duración de diseño de los rodamientos

##### **EJE DE ENTRADA**

$$n_1 = 1430 \text{ rpm}$$

20000 horas de servicio (Recomendación para este diseño: Ver *Anexo de Catálogos*.)

Por tanto, el número de revoluciones esperadas en servicio ( $L_{D1}$ ) serán:

$$L_{D1} = 20000 \text{ horas} \cdot 1430 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} = 1,716 \cdot 10^9 \text{ ciclos}$$

##### **EJE DE SALIDA**

$$n_2 = 404 \text{ rpm}$$

20000 horas de servicio (Recomendación para este diseño: Ver *Anexo de Catálogos*.)

Por tanto, el número de revoluciones esperadas en servicio ( $L_{D2}$ ) serán:

$$L_{D2} = 20000 \text{ horas} \cdot 404 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} = 4,85 \cdot 10^8 \text{ ciclos}$$

-Capacidad de carga dinámica de los rodamientos (C)

Donde Pd es la carga radial en el rodamiento y “k”, es un coeficiente que toma el valor 3,00 para rodamientos de bolas.

**EJE DE ENTRADA**

$$C_1 = Pd \cdot \left(\frac{L_{D1}}{10^6}\right)^{1/k} = 147 \text{ (lb)} \cdot \left(\frac{1,716 \cdot 10^9}{10^6}\right)^{1/3,0} = \mathbf{1759,91 \text{ (lb)}}$$

**EJE DE SALIDA**

$$C_2 = Pd \cdot \left(\frac{L_{D2}}{10^6}\right)^{1/k} = 147 \text{ (lb)} \cdot \left(\frac{4,85 \cdot 10^8}{10^6}\right)^{1/3,0} = \mathbf{1154,95 \text{ (lb)}}$$

-Selección de los rodamientos en función de la capacidad dinámica y el diámetro mínimo en las secciones donde se sitúan los rodamientos

**EJE DE ENTRADA**

-Rodamiento 1: (Ver Anexo de Catálogos)

→Sección B, del eje de entrada: Dmín = 0,41 pulg

→C<sub>1</sub>= 1759,91 (lb)

Teniendo en cuenta estas dos condiciones, buscamos el rodamiento que más se ajuste a los parámetros. Se selecciona el nº6204 (SKF), con las siguientes características:

Rodamiento	d	D	B	C
Nº 6204	0,787 pulg	1,850 pulg	0,551 pulg	3035 lb

FIGURA 40: “Datos del rodamiento 1 del eje de entrada”. Fuente propia

Donde “d”, es el diámetro del barreno, “D”, el diámetro de la pista exterior, “B”, el ancho del rodamiento, y “C”, la capacidad dinámica, en libras.

-Rodamiento 2: (Ver Anexo de Catálogos).

→Sección D, del eje de entrada:  $D_{mín} = 0,30$  pulg

→ $C_1 = 1759,91$  (lb)

Teniendo en cuenta estas dos condiciones, buscamos el rodamiento que más se ajuste a los parámetros. Se selecciona el nº6204 (SKF), con las siguientes características:

Rodamiento	d	D	B	C
Nº 6204	0,787 pulg	1,850 pulg	0,551 pulg	3035 lb

FIGURA 41: "Datos del rodamiento 2 del eje de entrada". Fuente propia

Donde "d", es el diámetro del barreno, "D", el diámetro de la pista exterior, "B", el ancho del rodamiento, y "C", la capacidad dinámica en libras.

## EJE DE SALIDA

-Rodamiento 3: (Ver Anexo de Catálogos).

→Sección B, del eje de salida:  $D_{mín} = 0,62$  pulg

→ $C_2 = 1154,95$  (lb)

Teniendo en cuenta estas dos condiciones, buscamos el rodamiento que más se ajuste a los parámetros. Se selecciona el nº6203 (SKF), con las siguientes características:

Rodamiento	d	D	B	C
Nº 6203	0,669 pulg	1,575 pulg	0,472 pulg	2237 lb

FIGURA 42: "Datos del rodamiento 3 del eje de salida". Fuente propia

Donde "d", es el diámetro del barreno, "D", el diámetro de la pista exterior, "B", el ancho del rodamiento, y "C", la capacidad dinámica en libras.

-Rodamiento 4: (Ver Anexo de Catálogos).

→ Sección D, del eje de salida:  $D_{mín} = 0,30$  pulg

→  $C_2 = 1154,95$ (lb)

Teniendo en cuenta estas dos condiciones, buscamos el rodamiento que más se ajuste a los parámetros. Se selecciona el nº6203 (SKF), con las siguientes características:

Rodamiento	d	D	B	C
Nº 6203	0,669 pulg	1,575 pulg	0,472 pulg	2237 lb

FIGURA 43: "Datos del rodamiento 4 del eje de salida". Fuente propia

Donde "d", es el diámetro del barreno, "D", el diámetro de la pista exterior, "B", el ancho del rodamiento, y "C", la capacidad dinámica en libras.

### 5.2. Diámetros de diseño finales en los ejes.

#### EJE DE ENTRADA

	$D_{mín}$ (pulg)	Diámetro de diseño (pulg)
<b>D<sub>1</sub> (acoplamiento)/Sección A</b>	0,41	<b>0,63</b> (Definido por acopl.)
<b>D<sub>2</sub> (a la derecha: rod. 1)/Sección B+</b>	0,41	<b>0,787</b> (Definido por rod1)
<b>D<sub>3</sub> (Sección B-C)</b>	$D_3 > D_2, D_3 > D_4$	<b>1,5</b>
<b>D<sub>4</sub> (piñón)/Sección C</b>	0,88	<b>0,88</b> (Definido por catálogo)
<b>D<sub>5</sub> (Sección C, a la derecha) Ranura para anillo</b>	1	<b>1,00</b> (Definido por catálogo)
<b>D<sub>6</sub> (Rodamiento 2)/ Sección D</b>	0,30	<b>0,787</b> (Definido por rod2)

FIGURA 44: "Diámetros finales del eje de entrada". Fuente propia

**EJE DE SALIDA**

	<b>Dmín (pulg)</b>	<b>Diámetro de diseño (pulg)</b>
<b>D1 (acoplamiento)/Sección A</b>	0,62	<b>0,63</b> (Definido por acopl.)
<b>D2 (a la izquierda: rod.3)/Sección B-</b>	0,62	<b>0,669</b> (Definido por rod3)
<b>D3 (Sección B-C)</b>	$D_3 > D_2, D_3 > D_4$	<b>1,5</b>
<b>D4 (engrane)/Sección C</b>	0,88	<b>1</b> (Definido por catálogo)
<b>D5 (Sección C, a la izquierda) Ranura para anillo</b>	1	<b>1,00</b> (Definido por catálogo)
<b>D6 (Rodamiento 4) /Sección D</b>	0,30	<b>0,669</b> (Definido por rod4)

FIGURA 45: “Diámetros finales del eje de salida”. Fuente propia

5.3.Tolerancias en los rodamientos.

**EJE DE ENTRADA**

-Rodamientos 1 y 2: (nº6204)

Se sabe que el barreno nominal es de **0,787 pulgadas** (20 mm). De la tabla de tolerancias (Figura 46), se obtiene para ese barreno nominal el grado de tolerancia ISO k5 (en el asiento del eje). Los límites para el diámetro del eje de entrada son los que siguen:

{

 -Superior: 0,7878 pulg  
 -Inferior: 0,7875 pulg

El ajuste entre el barreno del rodamiento y el asiento del eje, (límites del ajuste):

Apriete de 0,0001 pulg a 0,0008 pulg

**TABLA 15-5** Ajustes de eje y caja para rodamientos.

Barreno del rodamiento			Grado de tolerancia ISO	Diámetro del eje		Límites del ajuste	
Nominal (mm)	Máximo (pulg)	Mínimo (pulg)		Máximo (pulg)	Mínimo (pulg)	Mínimo (pulg)	Máximo (pulg)
10	0.3937	0.3934	j5	0.3939	0.3936	0.0001L	0.0005T
12	0.4724	0.4721	j5	0.4726	0.4723	0.0001L	0.0005T
15	0.5906	0.5903	j5	0.5908	0.5905	0.0001L	0.0005T
17	0.6693	0.6690	j5	0.6695	0.6692	0.0001L	0.0005T
20	0.7874	0.7870	k5	0.7878	0.7875	0.0001T	0.0008T
25	0.9843	0.9839	k5	0.9847	0.9844	0.0001T	0.0008T
30	1.1811	1.1807	k5	1.1815	1.1812	0.0001T	0.0008T
35	1.3780	1.3775	k5	1.3785	1.3781	0.0001T	0.0010T
40	1.5748	1.5743	k5	1.5753	1.5749	0.0001T	0.0010T
45	1.7717	1.7712	k5	1.7722	1.7718	0.0001T	0.0010T
50	1.9685	1.9680	k5	1.9690	1.9686	0.0001T	0.0010T
55	2.1654	2.1648	k5	2.1660	2.1655	0.0001T	0.0012T
60	2.3622	2.3616	k5	2.3628	2.3623	0.0001T	0.0012T

FIGURA 46: "Tablas 15-5". Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición.

Por otro lado, la tolerancia en el diámetro exterior del rodamiento, para el orificio de la caja o carcasa, sabiendo que, para este rodamiento, el diámetro de la pista exterior es de 1,8504 pulg (47 mm). En la *figura 47*, de ajustes para cajas, se determina un ajuste ISO H8, cuyos límites son:

- Superior: **1,8504 pulg = Dext**
- Inferior: 0,7875 pulg

El ajuste resultante entre la pista exterior y el barreno de la caja o carcasa, observando la *figura 47*:

De 0 a 0,0019 pulg (flojo).

TABLA 15-5 (continúa)

Diámetro exterior del rodamiento			Grado de tolerancia ISO	Diámetro de la caja		Límites del ajuste	
Nominal (mm)	Máximo (pulg)	Mínimo (pulg)		Máximo (pulg)	Mínimo (pulg)	Mínimo (pulg)	Máximo (pulg)
30	1.1811	1.1807	H8	1.1811	1.1824	0	0.0017L
32	1.2598	1.2594	H8	1.2598	1.2613	0	0.0019L
35	1.3780	1.3776	H8	1.3780	1.3795	0	0.0019L
37	1.4567	1.4563	H8	1.4567	1.4582	0	0.0019L
40	1.5748	1.5744	H8	1.5748	1.5763	0	0.0019L
42	1.6535	1.6531	H8	1.6535	1.6550	0	0.0019L
47	1.8504	1.8500	H8	1.8504	1.8519	0	0.0019L
52	2.0472	2.0467	H8	2.0472	2.0490	0	0.0023L
62	2.4409	2.4404	H8	2.4409	2.4427	0	0.0023L
72	2.8346	2.8341	H8	2.8346	2.8364	0	0.0023L
80	3.1496	3.1491	H8	3.1496	3.1514	0	0.0023L
85	3.3465	3.3459	H8	3.3465	3.3486	0	0.0027L
90	3.5433	3.5427	H8	3.5433	3.5454	0	0.0027L
100	3.9370	3.9364	H8	3.9370	3.9391	0	0.0027L

FIGURA 47: "Tablas 15-5". Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición.

## EJE DE SALIDA

### -Rodamientos 3 y 4: (nº6203)

Se sabe que el barreno nominal es de **0,669 pulgadas** (17 mm). De la *figura 46*, de tolerancias, se obtiene para ese barreno nominal el grado de tolerancia ISO j5 (en el asiento del eje). Los límites para el diámetro del eje de entrada son los que siguen:

- Superior: 0,6693 pulg
- Inferior: 0,6692 pulg

El ajuste entre el barreno del rodamiento y el asiento del eje, (límites del ajuste):

Apriete de 0,0001 pulg a 0,0005 pulg (*figura 47*).

Por otro lado, la tolerancia en el diámetro exterior del rodamiento, para el orificio de la caja o carcasa, sabiendo que, para este rodamiento, el diámetro de la pista exterior es de 1,5748 pulg (40 mm). En la *figura 47*, de ajustes para cajas, se determina un ajuste ISO H8, cuyos límites son:

- Superior: **1,5748 pulg = Dext**
- Inferior: 1,5763 pulg

El ajuste resultante entre la pista exterior y el barreno de la caja o carcasa (*figura 47*). De 0 a 0,0019 pulg (flojo).

#### 5.4. Diámetros del escalón en el eje y en la caja.

##### **EJE DE ENTRADA, Rodamientos 1 y 2 (nº6204):**

Según la *figura 48*, para ese caso, se obtiene:

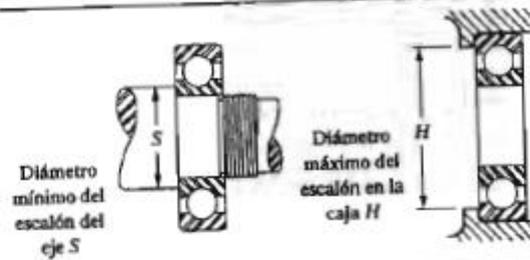
- S: diámetro mínimo del escalón, en el eje → **S= 0,94 pulg**
- H: diámetro máximo del escalón en el eje → **H= 1,61 pulg**

##### **EJE DE SALIDA, Rodamientos 3 y 4 (nº6203):**

Según la *figura 48*, para ese caso, se obtiene:

- S: diámetro mínimo del escalón, en el eje → **S= 0,77 pulg**
- H: diámetro máximo del escalón en el eje → **H= 1,34 pulg**

TABLA 15-6 Diámetros de escalón en el eje y en la caja



Rodamientos serie 200						Rodamientos serie 300					
Núm.	S	H	Núm.	S	H	Núm.	S	H	Núm.	S	H
200	0.50	0.98	216	3.55	5.12	300	0.50	1.18	316	3.62	6.22
201	0.58	1.06	217	3.75	5.51	301	0.63	1.22	317	3.90	6.54
202	0.69	1.18	218	3.94	5.91	302	0.75	1.42	318	4.09	6.93
203	0.77	1.34	219	4.21	6.22	303	0.83	1.61	319	4.29	7.32
204	0.94	1.61	220	4.41	6.61	304	0.94	1.77	320	4.49	7.91
205	1.14	1.81	221	4.61	7.01	305	1.14	2.17	321	4.69	8.31
206	1.34	2.21	222	4.80	7.40	306	1.34	2.56	322	4.88	8.90
207	1.53	2.56	224	5.20	7.99	307	1.69	2.80	324	5.28	9.69
208	1.73	2.87	226	5.67	8.50	308	1.93	3.19	326	5.83	10.32
209	1.94	3.07	228	6.06	9.29	309	2.13	3.58	328	6.22	11.10
210	2.13	3.27	230	6.46	10.08	310	2.36	3.94	330	6.61	11.89
211	2.41	3.68	232	6.85	10.87	311	2.56	4.33	332	7.01	12.68
212	2.67	3.98	234	7.40	11.50	312	2.84	4.65	334	7.40	13.47
213	2.86	4.37	236	7.80	11.89	313	3.03	5.04	336	7.80	14.25
214	3.06	4.57	238	8.19	12.68	314	3.23	5.43	338	8.35	14.88
215	3.25	4.76	240	8.58	13.47	315	3.43	5.83	340	8.74	15.67

Notas:  
 S = diámetro mínimo del escalón en el eje  
 El diámetro máximo no deberá ser mayor que el diámetro medio del rodamiento, a la mitad de las bolas.  
 H = diámetro máximo del escalón en la caja  
 El diámetro mínimo no deberá ser menor que el diámetro medio del rodamiento, a la mitad de las bolas.

FIGURA 48: "Tablas 15-6". Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición.

### 5.5. Radios del chaflán.

$r^*$  (rodamientos 1 y 2)  $\rightarrow$  n° 6204  $\rightarrow r^* = 0,039$  pulg (redondeos aplicados en todo el eje de entrada).

$r^*$  (rodamientos 3 y 4)  $\rightarrow$  n° 6203  $\rightarrow r^* = 0,024$  pulg (redondeos aplicados en todo el eje de salida).

(Ver Anexo de Catálogos).

### 5.6. Resumen de diámetros para los rodamientos.

A continuación, se adjuntan unas tablas donde se recogen las principales dimensiones de los apartados anteriores. \*Dm es diámetro medio y equivale a:  $(\text{Barreno} + \text{Dext}) / 2$

EJE DE ENTRADA (todo en pulgadas)		Barreno	Dext	Dm	S(mín)	H(máx)	Escalón eje especificado	Escalón en la caja especificado
Rodamiento n°6204	Sección B	0,787	1,850	1,32	0,94	1,61	1*	1,63*
	Sección D	0,787	1,850	1,32	0,94	1,61	1*	1,63*

FIGURA 49: “Tabla resumen de principales dimensiones de los rodamientos. Eje de entrada”. Fuente propia

EJE DE SALIDA (todo en pulgadas)		Barreno	Dext	Dm	S(mín)	H(máx)	Escalón eje especificado	Escalón en la caja especificado
Rodamiento n°6203	Sección B	0,669	1,575	1,122	0,77	1,34	1*	1,4*
	Sección D	0,669	1,575	1,122	0,77	1,34	1*	1,4*

FIGURA 50: “Tabla resumen de principales dimensiones de los rodamientos. Eje de salida”. Fuente propia

\*Ver Anexo de Catálogos. → Dimensiones de los resaltes.

## 6. CUÑAS.

### 6.1. Cuña para el eje del motor.

El barreno en esa sección es de **0,63 pulgadas**. (En la sección A, del eje de entrada).

Se acude a la *figura 55* y según el intervalo donde se sitúa el barreno, se toma cuña cuadrada, de  $w = 0,1875$  pulg (ancho),  $h = 0,1875$  pulg (altura). Se quiere calcular la longitud de la cuña, con la siguiente expresión [Ec 6.1.1]:

$$L = \frac{4 \cdot M_{T1} \cdot N}{D \cdot S_y \cdot w} = \frac{4 \cdot 330,42 \text{ lb} \cdot \text{pulg} \cdot 4}{0,63 \text{ pulg} \cdot 51000 \text{ psi} \cdot 0,1875 \text{ pulg}} = 0,877 \text{ pulg} \rightarrow \text{Para mayor seguridad daremos una longitud de } \mathbf{0,90 \text{ pulg.}}$$

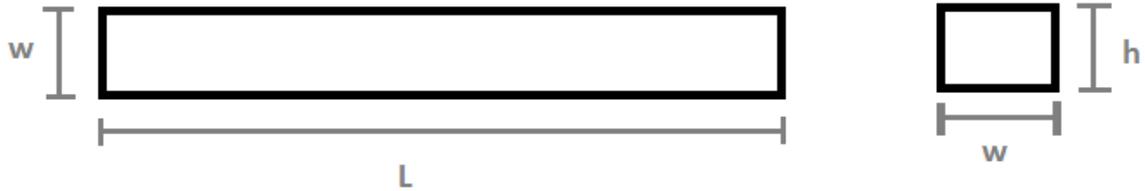


FIGURA 51: "Ilustración de dimensiones de cuña para el eje del motor". Fuente propia

Se toma como material para las cuñas, acero **AISI 1020 CD** → **Sy = 51000 psi** (resistencia a la fluencia). El coeficiente de seguridad "N", se toma como 4. Recordar que el momento torsor en el eje de entrada, era de **330,42 lb·pulg.**

### 6.2. Cuña para el piñón en el eje de entrada.

El barreno en esa sección es de **0,88 pulgadas.** (En la sección C del eje de entrada).

Se acude a la *figura 55* y según el intervalo donde se sitúa el barreno, se toma cuña cuadrada, de  $w = 0,25$  pulg (ancho),  $h = 0,25$  pulg (altura). Se quiere calcular la longitud de la cuña, con la siguiente expresión:

$$L = \frac{4 \cdot M_{T1} \cdot N}{D \cdot S_y \cdot w} = \frac{4 \cdot 330,42 \text{ lb} \cdot \text{pulg} \cdot 4}{0,88 \text{ pulg} \cdot 51000 \text{ psi} \cdot 0,25 \text{ pulg}} = 0,47 \text{ pulg} \rightarrow \text{Para mayor seguridad daremos}$$

una longitud de **0,50 pulg.**

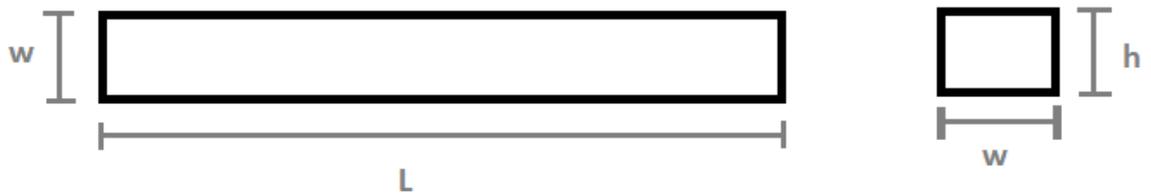


FIGURA 52: "Ilustración de dimensiones de cuña para el piñón". Fuente propia

Se toma como material para las cuñas, acero **AISI 1020 CD** → **Sy = 51000 psi** (resistencia a la fluencia). El coeficiente de seguridad "N", se toma como 4. Recordar que el momento torsor en el eje de entrada, era de **330,42 lb·pulg.**

### 6.3. Cuña para el engrane en el eje de salida.

El barreno en esa sección es de **1 pulgada**. (En la sección C del eje de salida).

Se acude a la *figura 55* y según el intervalo donde se sitúa el barreno, se toma cuña cuadrada, de  $w = 0,25$  pulg (ancho),  $h = 0,25$  pulg (altura). Se quiere calcular la longitud de la cuña, con la siguiente expresión:

$$L = \frac{4 \cdot M_T \cdot N}{D \cdot S_y \cdot w} = \frac{4 \cdot 1170 \text{ lb} \cdot \text{pulg} \cdot 4}{1 \text{ pulg} \cdot 51000 \text{ psi} \cdot 0,25 \text{ pulg}} = 1,47 \text{ pulg}$$

Debido a que el ancho del engrane es de 1 pulgada, variaremos las dimensiones para conseguir un largo de ese tamaño o menor. Dando un ancho de **0,50** y altura **0,50** pulgadas:

$$L = \frac{4 \cdot M_T \cdot N}{D \cdot S_y \cdot w} = \frac{4 \cdot 1170 \text{ lb} \cdot \text{pulg} \cdot 4}{1 \text{ pulg} \cdot 51000 \text{ psi} \cdot 0,50 \text{ pulg}} = 0,73 \text{ pulg} \rightarrow \text{Para mayor seguridad daremos una longitud de } \mathbf{0,75 \text{ pulg.}}$$

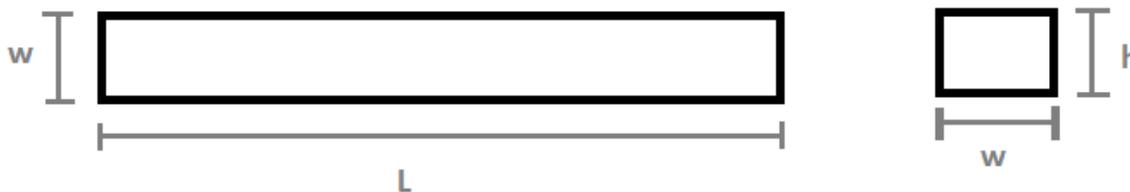


FIGURA 53: “Ilustración de dimensiones de cuña para el engrane”. Fuente propia

Se toma como material para las cuñas, acero **AISI 1020 CD**  $\rightarrow S_y = 51000$  psi (resistencia a la fluencia). El coeficiente de seguridad “N”, se toma como 4.

Se recuerda que el momento torsor en el eje de salida, es de **1170 lb·pulg**.

### 6.4. Cuña para la polea. Eje de salida.

El barreno en esa sección es de **0,669 pulgada**. (En la sección D del eje de salida).

Se acude a la *figura 55* y según el intervalo donde se sitúa el barreno, se toma cuña cuadrada, de  $w = 0,1875$  pulg (ancho),  $h = 0,1875$  pulg (altura). Se quiere calcular la longitud de la cuña, con la siguiente expresión:

$$L = \frac{4 \cdot M_T \cdot N}{D \cdot S_y \cdot w} = \frac{4 \cdot 1170 \text{ lb} \cdot \text{pulg} \cdot 4}{0,669 \text{ pulg} \cdot 51000 \text{ psi} \cdot 0,1875 \text{ pulg}} = 2.92 \text{ pulg} \rightarrow \text{Para mayor seguridad daremos una longitud de } \mathbf{3 \text{ pulg.}}$$

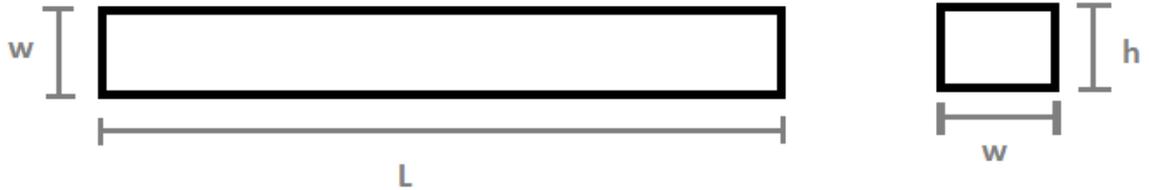


FIGURA 54: "Ilustración de dimensiones de cuña para el eje de salida". Fuente propia

Se toma como material para las cuñas, acero **AISI 1020 CD**  $\rightarrow S_y = 51000 \text{ psi}$  (resistencia a la fluencia). El coeficiente de seguridad "N", se toma como 4.

Se recuerda que el momento torsor en el eje de salida, es de **1170 lb·pulg.**

**TABLA 11-1** Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 1/4	1/4	1/4	3/16
1 1/4	1 3/8	5/16	5/16	1/4
1 3/8	1 1/2	3/8	3/8	1/4
1 1/2	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 3/4	5/8	5/8	7/16
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8	5/8
3 3/4	4 1/2	1	1	3/4
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/2
7 1/2	9	2	2	1 3/4
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Fuente: Reimpreso de la norma ANSI B17.1-1967 (R98) con autorización de la American Society of Mechanical Engineers. Todos los derechos reservados.  
 Nota: Se prefieren los valores en las áreas no sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.

FIGURA 55: "Tablas 11-1". Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición.

### 7. LUBRICACIÓN DEL CONJUNTO.

Para decidir el lubricante a utilizar en los engranajes, se realiza un proceso iterativo en el que se supone un lubricante, y luego se comprueba si es el correcto o posee mejores características que el necesario. Tomaremos de partida el lubricante ISO VG 680 → cuya viscosidad cinemática es de 680 mm<sup>2</sup>/s.

En el método UNITED, se evalúa la carga, por medio de la variable "K" cuya unidad para este estudio es el decanewton (daN), siendo la fórmula:

$$K = \frac{\omega_t}{F \cdot D_p} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot K_a \text{ [Ec 7.1].}$$

Donde “ $\omega_t$ ” es la fuerza tangencial en el engranaje, “F”, el ancho de cara del engranaje, “Dp”, diámetro del piñón, y “ $K_0$ ”, factor de sobrecarga ya calculado como 1,50 durante el cálculo de engranajes, e “i”, la relación de transmisión.

Sustituyendo en la ecuación 3 [Ec 7.1]: \*Este método opera con unidades del SI (realizamos las correspondientes conversiones).

$$K = \frac{\omega_t}{F \cdot D_p} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot K_a = \frac{112,53 \text{ daN}}{25 \text{ mm} \cdot 60 \text{ mm}} \cdot \frac{3,54+1}{3,54} \cdot (1,50) = 0,144 \text{ (daN)}$$

Para temperatura ambiente, si  $2,5 \cdot 10^{-4} \leq K/v_t \leq 2$ , y  $v_t \leq 20 \text{ m/s}$  (Velocidad de la línea de paso).

$K/v_t = 0,144 / 4,57 = 0,031 \rightarrow$  el valor de este cociente, está en el intervalo propuesto. Por tanto, con la ecuación 4 [Ec 4], comprobamos la viscosidad cinemática en cSt, resultante, a 38°C (consideramos esta temperatura de trabajo).

$$\log(\nu_{38}) = -0,02767 \left[ \log\left(\frac{K}{v_t}\right) \right]^3 - 0,10865 \left[ \log\left(\frac{K}{v_t}\right) \right]^2 + 0,3263 \cdot \left[ \log\left(\frac{K}{v_t}\right) \right] + 3,0079$$

[Ec 7.2]

Sustituyendo y despejando  $\nu_{38} \rightarrow \nu_{38} = 230,87 \text{ mm}^2/\text{seg} < 680 \text{ mm}^2/\text{seg}$ .

Se concluye que el lubricante supera las características necesarias para esta etapa.

A continuación, en la *figura 25*, se muestra la gráfica de la viscosidad cinemática variando con la temperatura. Por otro lado, en la *figura 26*, se muestra la clasificación de lubricantes, según la viscosidad.

Este lubricante será utilizado para lubricar todos los elementos de la caja reductora que lo precisen (rodamientos, acoplamientos, juntas, etc.).

Variación de la viscosidad en función de la temperatura

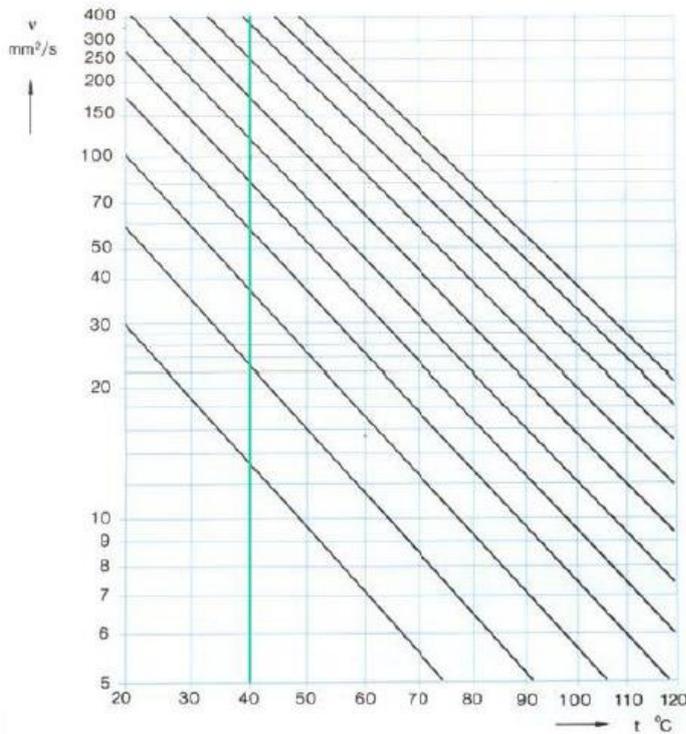


FIGURA 56: “Variación de la viscosidad en función de la temperatura”.

Sistema ISO de clasificación de lubricantes según la viscosidad

Grado de viscosidad	Viscosidad Cinemática media	Límites de Viscosidad Cinemática en cSt @ 40 °C	
		Mínima	Máxima
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,03
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10,0	9,00	11,00
ISO VG 15	15,0	13,50	16,50
ISO VG 22	22,0	19,80	24,20
ISO VG 32	32,0	28,80	35,20
ISO VG 46	46,0	41,40	50,60
ISO VG 68	68,0	61,20	74,80
ISO VG 100	100,0	90,00	110,00
ISO VG 150	150,0	135,00	165,00
ISO VG 220	220,0	198,00	242,00
ISO VG 320	320,0	288,00	352,00
ISO VG 460	460,0	414,00	506,00
ISO VG 680	680,0	612,00	748,00
ISO VG 1.000	1.000,0	900,00	1100,00
ISO VG 1.500	1.500,0	1.350,00	1650,00

FIGURA 57: “Sistema ISO de clasificación de lubricantes, según la viscosidad”.



## ANEXO DE CATÁLOGOS

---

### TRABAJO DE FIN DE GRADO:

DISEÑO DE UNA CAJA REDUCTORA DE POTENCIA PARA GRÚA

GRADO INGENIERÍA MECÁNICA INDUSTRIAL

Autor: Gonzalo Marrero Ramallo

Tutora: Isabel Martín Mateos

## ÍNDICE ANEXO DE CATÁLOGOS

1. CÁTALOGO DEL MOTOR ELÉCTRICO.....	Página 3.
2. CATÁLOGOS DE ENGRANAJES COMERCIALES.....	Página 4.
2.1. Características de los materiales de los engranajes comerciales.....	Página 6.
3. CÁTALOGO DE RODAMIENTOS.....	Página 7.
3.1. Tabla de tiempo de servicio de rodamientos.....	Página 9.
4. CÁTALOGO DE ACOPLAMIENTOS.....	Página 10.
5. LUBRICACIÓN PARA LOS ELEMENTOS.....	Página 11.
6. CÁTALOGO ANILLOS DE RETENCIÓN.....	Página 12.
7. CÁTALOGO DE SELLOS.....	Página 13.
8. CÁTALOGO TAPÓN DE LLENADO.....	Página 17.
9. CÁTALOGO TAPÓN DE DESAGÜE.....	Página 18.
10. CÁTALOGO VISOR NIVEL DE ACEITE.....	Página 19.
11. CÁTALOGO FRENO DE RETENCIÓN.....	Página 19.

# 1. CÁTALOGO DEL MOTOR ELÉCTRICO.

A continuación, se adjunta el catálogo del motor eléctrico seleccionado para este diseño:

T

**Motores trifásicos en ejecución  
para gama de tensión asignada  
380-420 V ± 5% - 50 Hz**

**Para tensión de red  
según IEC 60038  
400 V ± 10% - 50 Hz**

Motores de rendimiento normal - EFF2  
Cálculo de rendimiento estándar IEC 60034-2; 1996 Calentamiento clase B

Tipo	kW	HP	min <sup>-1</sup>	M <sub>n</sub> Nm	EFF2 η			cos φ	I <sub>n</sub>		I <sub>d</sub> /I <sub>n</sub>	M <sub>d</sub> /M <sub>n</sub>	M <sub>2</sub> /M <sub>n</sub>	M <sub>1</sub> /M <sub>n</sub>	J 10 <sup>-3</sup> kgm <sup>2</sup>	kg	
					50%	75%	100%		400V	380-420V							
<b>1500 min<sup>-1</sup> (4 polos)</b>																	
AM 56Z AA	4	0.06	0.08	1300	0.4	42	44	48	0.70	0.28	0.32	2.6	2.1	2.0	2.1	0.14	2.7
AM 56Z BA	4	0.09	0.12	1330	0.6	43	47	51	0.74	0.35	0.40	2.5	2.2	2.1	2.2	0.16	2.9
AM 63Z AA	4	0.12	0.16	1350	0.8	46	50	57	0.65	0.50	0.55	2.4	2.0	1.9	2.0	0.25	3.3
AM 63Z BA	4	0.18	0.25	1330	1.3	47	50	58	0.70	0.65	0.70	2.3	1.9	1.8	1.9	0.27	4.1
AM 63Z CA	4*	0.25	0.33	1360	1.8	49	52.5	58	0.74	0.85	0.90	2.7	2.2	2.0	2.1	0.30	4.2
AM 71Z AA	4	0.25	0.33	1340	1.8	55	59	64	0.66	0.9	1.00	3.2	1.9	1.8	2.0	0.70	5.7
AM 71Z BA	4	0.37	0.50	1370	2.6	60	63	67	0.67	1.2	1.25	3.3	2.2	2.1	2.2	0.82	6.0
AM 71Z CA	4*	0.55	0.75	1380	3.8	61	64	69	0.68	1.7	1.80	3.6	2.4	2.3	2.4	0.95	7.3
AM 80Z AA	4	0.55	0.75	1400	3.8	67.0	69.0	70.0	0.72	1.6	1.7	3.6	2.6	2.5	2.6	1.58	8.2
AM 80Z BA	4	0.75	1.0	1410	5.1	62.5	69.0	70.6	0.71	2.2	2.3	4.4	2.8	2.3	2.8	2.00	9.3
AM 80Z CA	4*	1.1	1.5	1385	7.6	74.1	76.4	75.9	0.77	2.8	2.9	4.4	2.5	2.5	2.6	2.41	10.6
AM 90S AA	4	1.1	1.5	1400	7.5	69.6	75.4	76.5	0.78	2.7	2.9	5.2	2.5	2.4	2.8	2.5	12.5
AM 90L BA	4	1.5	2.0	1400	10.2	75.6	78.7	78.6	0.77	3.6	3.7	5.7	2.8	2.6	3.0	3.13	14.5
AM 90L CA	4	1.8	2.5	1380	12.5	75.1	77.8	77.3	0.80	4.2	4.3	5.5	2.7	2.5	2.9	3.13	14.5
AM 90L BA	4*	2.2	3.0	1400	15.0	76.3	79.3	79.3	0.75	5.3	5.5	4.8	2.9	2.8	3.2	4.05	17
AM 100L AA	4	2.2	3.0	1435	14.6	77.5	80.2	81.0	0.74	5.4	5.6	5.3	2.5	2.4	2.7	4.6	19.5
AM 100L BA	4	3	4.0	1425	20.1	81.7	83.4	82.8	0.76	6.8	6.9	4.6	2.4	2.3	2.5	5.58	22.5
AM 100L CA	4*	4	5.5	1400	27.3	82.1	83.0	81.6	0.78	9.2	9.3	6.0	2.6	2.4	2.9	6.05	25
AM 112M AA	4	4	5.5	1430	26.7	84.5	85.3	84.2	0.81	8.5	8.8	6.3	2.2	2.0	2.8	12.2	29.5
AM 112M BA	4*	5.5	7.5	1430	36.7	85.9	86.2	85.2	0.83	11.4	11.7	6.5	2.2	2.0	2.9	15.2	34
AM 132S ZA	4	5.5	7.5	1430	36.7	85.6	86.6	85.7	0.82	11.3	11.7	5.8	3.0	2.7	3.0	22.40	41.9
AM 132M ZA	4	7.5	10.0	1440	49.7	87.7	88.1	87.4	0.82	15.1	15.5	6.8	3.1	2.7	3.1	29.25	51.0
AM 132M RA	4	9.2	12.5	1440	61.0	87.3	88.1	87.2	0.86	17.7	17.8	8.0	3.5	3.2	3.5	37.25	65.0
AM 132M TA	4*	11	15.0	1440	72.9	87.5	87.9	88.5	0.85	21.1	21.5	8.3	3.1	3.0	3.3	37.25	65.0
AM 160M XA	4	11	15	1460	71.9	88.4	89.2	88.6	0.80	22.5	24.0	6.5	2.5	2.3	2.8	81.25	88.5
AM 160L XA	4	15	20	1460	98.1	89.6	90.3	89.5	0.81	30.0	31.5	6.5	2.6	2.4	2.8	105.75	106.5
AM 160L ZA	4*	18.5	25	1460	121.8	89.6	90.5	90.0	0.81	37.0	39.0	6.7	2.4	2.2	2.6	120.9	115.5
AM 160L RA	4*	22	30	1460	143.9	89.8	90.8	90.5	0.81	44.0	46.0	6.5	2.4	2.2	2.6	136	124.5
AM 180M XE	4	18.5	25	1460	121.0	90.0	90.8	90.3	0.84	35.5	36.5	7.2	2.7	2.2	3.0	105	150
AM 180L XE	4	22	30	1460	143.9	90.4	91.1	90.5	0.84	42.0	43.5	7.3	2.7	2.2	3.0	118	160
AM 180L RE	4*	30	40	1465	196.9	90.4	91.4	91.4	0.82	58.0	60.0	7.8	3.0	2.4	3.2	150	175
AM 200L NE	4	30	40	1465	195.6	90.5	91.6	91.5	0.84	56.5	58.5	7.0	2.4	1.8	2.6	195	225
AM 200L FE	4*	37	50	1465	241.2	91.7	92.4	92.4	0.83	69.5	71.5	7.4	2.6	2.0	2.8	248	255
AM 225S NE	4	37	50	1475	239.5	90.8	92.1	92.2	0.84	69.5	71.5	7.5	2.3	2.0	2.9	356	290
AM 225M NE	4	45	60	1475	291.3	91.7	92.7	92.6	0.86	81.5	85.0	7.6	2.3	2.0	2.9	461	330
AM 250M NE	4	55	75	1475	356.1	92.6	93.3	93.1	0.84	103	107	6.5	3.5	2.1	2.4	640	385
AM 250M KE	4*	75	100	1470	487.2	92.3	93.4	93.6	0.82	142	146	7.3	3.9	2.3	2.7	812	440
AMHE 280S E	4	75	100	1475	485.6	93.5	94.8	94.7	0.87	131	138	7.4	2.4	1.9	2.7	1400	570
AMHE 280M E	4	90	125	1475	582.7	93.8	95.1	95	0.87	157	165	7.4	2.5	2.0	2.8	1600	660
AMHE 315S E	4	110	150	1480	709.8	94.0	95.5	95.6	0.87	191	201	7.7	2.4	2.0	2.6	3200	800
AMHE 315M E	4	132	180	1482	850.6	94.2	95.6	95.8	0.87	229	241	7.7	2.4	2.0	2.6	3700	1000
AMHE 315M RE	4	160	220	1487	1027.5	94.7	95.7	95.9	0.88	274	288	7.8	2.4	2.0	2.7	4700	1100
AMHE 315L E	4	200	270	1485	1286.1	95.0	95.8	96	0.88	342	360	7.6	2.3	1.9	2.6	5500	1300

1) Calentamiento según clase F  
 \* Mejor potencia (motor progresivo)  
 Motores de alto rendimiento IEC/ EFF1 en tensiones 280 a 315

Enlace: [www.lafert.com](http://www.lafert.com)

## 2. CATÁLOGOS DE ENGRANAJES COMERCIALES.

-Catálogo del piñón, de la marca **KHK**, modelo **MSG2.5-24**:

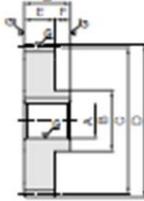


**MSGA · MSGB**  
**Ground Spur Gears**

**Module 2.5**



Specifications	
Precision grade	JIS grade H5 (JIS B1700-1: new) JIS grade 1 (JIS B1700: new)
Gear tooth	Standard full depth
Pressure angle	20°
Material	SCM415
Heat treatment	Overall carburizing
Tooth hardness	55 ~ 60HRC



51

Catalog No.	Module	No. of teeth	Shape	Stem		Hub dia.	Pitch dia.	Outside dia.	Face width	Hub width	Total length	Web thickness	Web O.D.
				A/r	B								
MSG2.5-15 MSGB2.5-15**	m2.5	15	S1	15 18	30	37.5	42.5	25	12	37	—	—	
MSG2.5-18 MSGB2.5-18		18	S1	18 20	38	45	50	25	12	37	—	—	
MSG2.5-20 MSGB2.5-20		20	S1	18 22	40	50	55	25	12	37	—	—	
MSG2.5-24 MSGB2.5-24		24	S1	18 22	40	60	65	25	12	37	—	—	
MSG2.5-25 MSGB2.5-25		25	S1	20 25	45	62.5	67.5	25	12	37	—	—	
MSG2.5-30 MSGB2.5-30		30	S1	22 28	50	75	80	25	12	37	—	—	
MSG2.5-35 MSGB2.5-35		35	S1	25 30	55	87.5	92.5	25	12	37	—	—	
MSG2.5-36 MSGB2.5-36		36	S1	25 30	55	90	95	25	12	37	—	—	
MSG2.5-40 MSGB2.5-40		40	S1	25 32	55	100	105	25	12	37	—	—	
MSG2.5-45 MSGB2.5-45		45	S1	30 35	60	112.5	117.5	25	12	37	—	—	
MSG2.5-48 MSGB2.5-48		48	S1	30 35	60	120	125	25	12	37	—	—	
MSG2.5-50 MSGB2.5-50		50	S1	30 35	60	125	130	25	12	37	—	—	
MSG2.5-55 MSGB2.5-55		55	S1	30 40	70	137.5	142.5	25	12	37	—	—	
MSG2.5-60 MSGB2.5-60		60	S1	30 40	70	150	155	25	12	37	—	—	
MSG2.5-70 MSGB2.5-70		70	S2	40 50	85	175	180	25	12	37	17	150	

**Notes on Product Characteristics**

- ① Although the dimensions of the keyway are made to the JIS (JIS9) tolerance, there may be some deviations due to the effects of the heat treatment.
- ② The allowable torques shown in the table are the calculated values according to the assumed usage conditions. Please see Page 31 for more details.
- ③ The backlash values shown in the table are the theoretical values for the backlash in the normal direction for a pair of identical gears in mesh.
- ④ Products marked with \*\* have a small amount of material between the corner of the keyway and the tooth root. This mode of failure must be considered when selecting these gears. For details, please see our web site.

Enlace: <http://www.khkgears.co.jp/world/spain.html>

-Catálogo del engrane, de la marca **BEA Transmission**:

**ENGRANAJES CILINDRICOS**  
**CYLINDRICAL GEARS**

**MODULO 2,5**  
ANGULO DE PRESION 20°

A	B
45	25

Material a acero C45

Z	de	dp	dm	D1	Kg.
12	35,0	30,0	22	10	0,17
13	37,5	32,5	25	10	0,21
14	40,0	35,0	28	10	0,25
15	42,5	37,5	30	10	0,30
16	45,0	40,0	32	12	0,33
17	47,5	42,5	35	12	0,38
18	50,0	45,0	35	12	0,42
19	52,5	47,5	35	12	0,45
20	55,0	50,0	40	12	0,54
21	57,5	52,5	40	14	0,56
22	60,0	55,0	45	14	0,66
23	62,5	57,5	45	14	0,70
24	65,0	60,0	45	14	0,74
25	67,5	62,5	50	14	0,85
26	70,0	65,0	50	14	0,90
27	72,5	67,5	50	14	0,95
28	75,0	70,0	50	14	1,00
29	77,5	72,5	50	14	1,06
30	80,0	75,0	55	14	1,18
31	82,5	77,5	55	16	1,22
32	85,0	80,0	55	16	1,28
33	87,5	82,5	55	16	1,34
34	90,0	85,0	55	16	1,41
35	92,5	87,5	60	16	1,54
36	95,0	90,0	60	16	1,61
37	97,5	92,5	60	16	1,68
38	100,0	95,0	60	16	1,75
39	102,5	97,5	60	16	1,83
40	105,0	100,0	70	16	2,06
41	107,5	102,5	70	16	2,14
42	110,0	105,0	70	16	2,22
43	112,5	107,5	70	16	2,30
44	115,0	110,0	70	16	2,38
45	117,5	112,5	70	16	2,47
46	120,0	115,0	70	20	2,52
47	122,5	117,5	80	20	2,80
48	125,0	120,0	80	20	2,88
49	127,5	122,5	80	20	2,98
50	130,0	125,0	80	20	3,07
51	132,5	127,5	80	20	3,17
52	135,0	130,0	90	20	3,48
53	137,5	132,5	90	20	3,58
54	140,0	135,0	90	20	3,68

Z	de	dp	dm	D1	Kg.
55	142,5	137,5	90	20	3,78
56	145,0	140,0	100	20	4,13
57	147,5	142,5	100	20	4,23
58	150,0	145,0	100	20	4,34
59	152,5	147,5	100	20	4,46
60	155,0	150,0	100	20	4,57
65	167,5	162,5		20	3,99
70	180,0	175,0		20	4,64
72	185,0	180,0		20	4,91
75	192,5	187,5		20	5,33
76	195,0	190,0		20	5,48
80	205,0	200,0		25	6,04
85	217,5	212,5		25	6,84
90	230,0	225,0		25	7,68
95	242,5	237,5		25	8,57
100	255,0	250,0		25	9,51
110	280,0	275,0		25	11,53
114	290,0	285,0		25	12,39
120	305,0	300,0		25	13,74
127	322,5	317,5		25	15,40

Enlace: <http://www.beatransmission.com/es/catalogo-industrial/categoria,transmision-engranajes/categoria.engranajes-cilindricos/>

## 2.1. Características de los materiales de los engranajes comerciales.

### -Material del piñón: SCM415

#### Especificación:

Grado de acero: 15CrMo/SCM415/4115/15CrMo5

Estándar: GB/JIS/AISI/DIN

Dimensión: 5.5-40m m

Estándar									
GB	JIS	AISI	Estruendo						
15CrMo	SCM415	4115	15CrMo5						
Composición química (%)									
C	Si	Manganeso	P≤	S≤	Cu≤	Cr	Ni	MES	V
0.13-0.18	0.15-0.35	0.60-0.85	0,030	0,030	0	0.9-1.2	0	0,15-0,30	0
Propiedades mecánicas									
Resistencia a la tensión/MPa	Fuerza de producción/MPa	Alargamiento (%)	Reducción (%)		Impact/J	Hardness/HBS			
≥440	≥295	≥22	≥60		≥94	≤179			

### -Material del engrane: Acero C45

F114																																														
GRIÑON	UNE	NUMERO	DIN	EUROPA EN	UNI	AFNOR																																								
F114	F1140	1.1191	C45	C45E	C45	XC45																																								
<p>ACERO AL CARBONO, PARA TEMPLE Y REVENIDO DE USOS GENERALES, DE SOLDABILIDAD CONDICIONADA A UN CORRECTO PRECALENTAMIENTO DE LAS PIEZAS A SOLDAR, MUY RECOMENDADO PARA EL TEMPLE POR INDUCCION.</p> <p><b>GAMA DIMENSIONAL</b></p> <p>REDONDOS LAMINADOS DE 20 A 1000 MM</p> <p>CUADRADOS LAMINADOS DE 16 A 150 MM</p> <p>PLETINAS LAMINADAS DE 20x3 A 300x30 MM</p> <p><b>CARACTERISTICAS QUIMICAS % EN 10083-2: 2002</b></p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>C</th> <th>Si</th> <th>Mn</th> <th>P</th> <th>S</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0,42 / 0,50</td> <td>0,40 Máximo</td> <td>0,50 / 0,80</td> <td>0,035 Máximo</td> <td>0,035 Máximo</td> </tr> <tr> <th>Cr</th> <th>Mo</th> <th>Ni</th> <th colspan="2">Nota:</th> </tr> <tr> <td>0,40 Máximo</td> <td>0,10 Máximo</td> <td>0,40 Máximo</td> <td colspan="2">Cr+Mo+Ni Máx. 0,63</td> </tr> </tbody> </table> <p><b>CARACTERISTICAS MECANICAS LAMINADO NORMALIZADO (+N) EN 10083-2:2000</b></p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Díámetro</th> <th>R<sub>N</sub> N/mm<sup>2</sup></th> <th>Re N/mm<sup>2</sup></th> <th>A %</th> <th>Dureza HB</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Hasta 16 mm</td> <td>620 Mínimo</td> <td>340 Mínimo</td> <td>14 Mínimo</td> <td>190 Mínimo</td> </tr> <tr> <td>De 16 a 100 mm</td> <td>580 Mínimo</td> <td>305 Mínimo</td> <td>16 Mínimo</td> <td>172 Mínimo</td> </tr> <tr> <td>De 100 a 250 mm</td> <td>560 Mínimo</td> <td>275 Mínimo</td> <td>16 Mínimo</td> <td>162 Mínimo</td> </tr> </tbody> </table>							C	Si	Mn	P	S	0,42 / 0,50	0,40 Máximo	0,50 / 0,80	0,035 Máximo	0,035 Máximo	Cr	Mo	Ni	Nota:		0,40 Máximo	0,10 Máximo	0,40 Máximo	Cr+Mo+Ni Máx. 0,63		Díámetro	R <sub>N</sub> N/mm <sup>2</sup>	Re N/mm <sup>2</sup>	A %	Dureza HB	Hasta 16 mm	620 Mínimo	340 Mínimo	14 Mínimo	190 Mínimo	De 16 a 100 mm	580 Mínimo	305 Mínimo	16 Mínimo	172 Mínimo	De 100 a 250 mm	560 Mínimo	275 Mínimo	16 Mínimo	162 Mínimo
C	Si	Mn	P	S																																										
0,42 / 0,50	0,40 Máximo	0,50 / 0,80	0,035 Máximo	0,035 Máximo																																										
Cr	Mo	Ni	Nota:																																											
0,40 Máximo	0,10 Máximo	0,40 Máximo	Cr+Mo+Ni Máx. 0,63																																											
Díámetro	R <sub>N</sub> N/mm <sup>2</sup>	Re N/mm <sup>2</sup>	A %	Dureza HB																																										
Hasta 16 mm	620 Mínimo	340 Mínimo	14 Mínimo	190 Mínimo																																										
De 16 a 100 mm	580 Mínimo	305 Mínimo	16 Mínimo	172 Mínimo																																										
De 100 a 250 mm	560 Mínimo	275 Mínimo	16 Mínimo	162 Mínimo																																										

### 3. CATÁLOGO DE RODAMIENTOS.

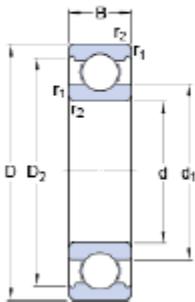
-Catálogo de los rodamientos del eje de entrada, **modelo: 6204, de la casa SKF**



#### 6204

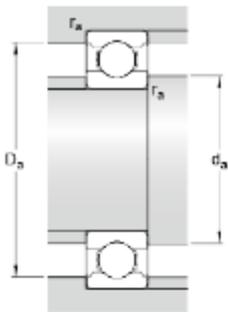
SKF Explorer

#### Dimensiones



d	0.787	in
D	1.85	in
B	0.551	in
d <sub>1</sub>	1.134	in
D <sub>2</sub>	1.598	in
r <sub>1,2</sub> min.	0.0394	in

#### Dimensiones de los resaltes



d <sub>a</sub> min.	1.008	in
D <sub>a</sub> max.	1.63	in
r <sub>a</sub> max.	0.0394	in

#### Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	3035	lbf
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	1472	lbf
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	62.9	lbf
Velocidad de referencia		32000	r/min
Velocidad límite		20000	r/min
Factor de cálculo	k <sub>r</sub>	0.025	
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	13	

Enlace: <http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?designation=6204>

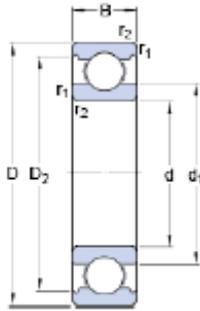
-Catálogo de los rodamientos del eje de salida, modelo: 6203, de la casa SKF



**6203**

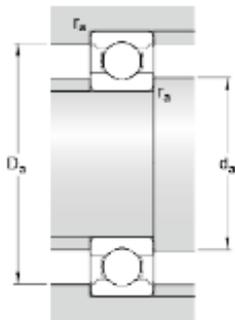
SKF Explorer

**Dimensiones**



d	0.669	in
D	1.575	in
B	0.472	in
d <sub>1</sub>	0.965	in
D <sub>2</sub>	1.377	in
r <sub>1,2</sub> min.	0.0238	in

**Dimensiones de los resaltes**



d <sub>a</sub> min.	0.835	in
D <sub>a</sub> max.	1.409	in
r <sub>a</sub> max.	0.0238	in

**Datos del cálculo**

Capacidad de carga dinámica básica	C	2237	lbf
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	1068	lbf
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	45	lbf
Velocidad de referencia		38000	r/min
Velocidad límite		24000	r/min
Factor de cálculo	k <sub>r</sub>	0.025	
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	13	

Enlace: <http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?designation=6203>

### 3.1. Tabla de tiempo de servicio de rodamientos.

En la bibliografía, *Robert L. Mott, 4ª Edición, "Diseño de elementos de máquinas", Página 612.*

**TABLA 14-4 Duración recomendada para rodamientos**

Aplicación	Duración de diseño $L_{10}$ , h
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de aviación	1000-4000
Automotores	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, máquinas industriales en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento durante 24 h	100 000-200 000

Fuente: Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, editores, *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill, 1986.

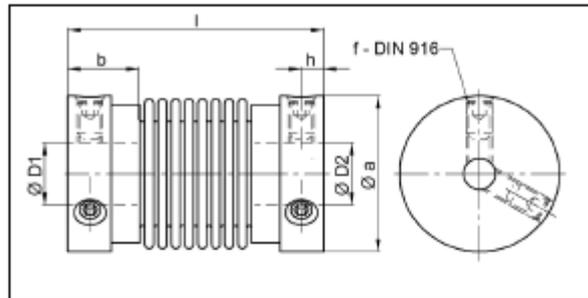
#### 4. CATÁLOGO DE ACOPLAMIENTOS.

A continuación, se muestran los dos acoplamientos flexibles, seleccionados para el eje de entrada y de salida, modelo: **MKA-6**, de la casa **TecnoPower**:

#### TIPO MKA - ACOPLAMIENTOS MINIATURA



5



**Material:**

Cubos: Aluminio de alta resistencia  
 Fuelle: Acero Inoxidable  
 Rango de temperatura MKA: -20° hasta +150°C

**Datos técnicos: DIN ISO 2768 CH**

Tipo	Par nominal (Nm)	Velocidad máxima (rpm)	Momento de Inercia (kgm <sup>2</sup> )	Rigidez torsional (Nm/rad)	Desalineación máxima		Peso (g)
					Lateral (mm)	Axial (mm)	
MKA 0,4	0,4	20000	1,9* 10 <sup>-7</sup>	160	0,1	0,35	8
MKA 0,9	0,9	20000	1,9* 10 <sup>-7</sup>	350	0,1	0,3	10
MKA 2	2	12000	2,9* 10 <sup>-6</sup>	750	0,1	0,5	32
MKA 4	4	12000	3,2* 10 <sup>-6</sup>	1500	0,1	0,4	37
MKA 6	6	12000	16*10 <sup>-6</sup>	3780	0,25	0,6	85
MKA 8	9	12000	2,9* 10 <sup>-5</sup>	4300	0,25	0,8	120

**Dimensiones: (mm)**

Tipo	a	b	h	l +/-0,5	D <sub>min</sub>	D <sub>max</sub>	f-T <sub>A</sub>
MKA 0,4	16	7	2,3	26	3	8	2xM3 - 1 Nm
MKA 0,9	16	7	2,3	27,5	3	8	2xM3 - 1 Nm
MKA 2	25	11	3,6	38	5	15	2xM4- 4 Nm
MKA 4	25	11	3,6	39,5	5	15	2xM4- 4 Nm
<b>MKA 6</b>	<b>35</b>	<b>12,5</b>	<b>4,3</b>	<b>54</b>	<b>6</b>	<b>20</b>	<b>2xM5- 8 Nm</b>
MKA 8	41	14	5	54,5	6	26	2xM6- 10 Nm

**Agujeros estándar D<sub>1</sub>/D<sub>2</sub>(G7)**

Tipo	3	4	5	6	6,35	8	9,53	10	12	15	16	19	24
MKA 0,4	•	•	•	•	•	•							
MKA 0,9	•	•	•	•	•	•							
MKA 2			•	•	•	•	•	•	•	•			
MKA 4			•	•	•	•	•	•	•	•			
MKA 6				•	•	•	•	•	•	•	•		
MKA 8				•	•	•	•	•	•	•	•	•	•

Ejemplo de pedido: MKA 2 D<sub>1</sub> = 6<sup>G7</sup> / D<sub>2</sub> = 8<sup>G7</sup>

Página web: [www.tecnopower.es](http://www.tecnopower.es)

## 5. LUBRICACIÓN PARA LOS ELEMENTOS.

Del catálogo de lubricantes y grasas de la casa **Comercial MDuránSL**, se considera apropiado emplear una grasa de uso general en la industria y automoción tipo: **ISO VG 680**. En el anexo de Cálculos, se justifica la selección de este aceite. Sus principales características desde el catálogo son:

01/09/2016 - Verkol lubricantes ©2011 - www.verkol.es



### PRODUCTO

---

#### COMPOUND E-6 / ISO-680

#### ISO VG 680

---

Aceite lubricante para cajas de engranajes industriales, sinfín-corona, sistemas piñón-corona, acoplamientos dentados, rodamientos y cojinetes a velocidades moderadas, sistemas de circulación, etc., donde se precisen fluidos de alta viscosidad con un extraordinario poder antidesgaste y cualidades de extrema presión. Posee excelentes propiedades de desemulsión de agua (facilitando su eliminación por simple purga) cualidades protectivas de la corrosión y de la herrumbre y contra la formación de espuma.

Industria del papel: ENGRANAJES (accionamiento de rodillos, pulpers, etc. por barboteo o sistema centralizado).

Cumple los requerimientos de la U.S. Steel-224 y DIN 51517 Parte 3-CLP-680.

Enlace: <http://www.comercialmduran.com/aceites/>

6. CATÁLOGO ANILLOS DE RETENCIÓN.

Los anillos de retención, irán colocados en las ranuras diseñadas en los ejes de entrada y salida, para los engranajes. Del catálogo **Rotor Circlips**®, ya que la condición de diámetro mínimo en esos puntos coincide para ambos, se seleccionan 2 circlips modelo **DHO-25**, los cuales por dimensiones se aproximan más a lo que se busca.

A continuación, se muestra el catálogo correspondiente:

**Anillos DHO (DIN 472)**

No. de Anillo	CÁRACA		TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO				DATOS SUPLEMENTARIOS						
	Dia. (mm)		DIAMETRO	ANCHUR	PRO-FUNDIDAD	ESPESOR ***	DIAMETRO LIBRE	ALTURA de la OREJETA	SECCION MAX.	DIAMETRO DEL AGUJERO.	PESO	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel Rad./admisibles	Carga máx. c/ R/Ch Máx.	
	Dh	Dg	Tol.	W Min.	d	T Tol.	Df Tol.	H Max.	S Ref.	R Min.	kg/1000	Y Min.	Pr kN	Pq kN	R/Ch Max.	Pr kN	
DHO-8	8	8,4	+0,08	0,90	0,20	0,80	-0,05	8,7	2,4	1,1	1,0	0,10	0,5	2,0	0,86	0,5	1,5
DHO-9	9	9,4		0,90	0,20	0,80		9,8	2,5	1,3	1,0	0,13	0,6	2,0	0,96	0,5	1,5
DHO-10	10	10,4		1,10	0,20	1,00		10,8	3,2	1,4	1,2	0,26	0,6	4,0	1,08	0,5	2,2
DHO-11	11	11,4		1,10	0,20	1,00		11,8	3,3	1,5	1,2	0,31	0,6	4,0	1,17	0,5	2,3
DHO-12	12	12,5		1,10	0,25	1,00		13,0	3,4	1,7	1,3	0,37	0,8	4,0	1,60	0,5	2,3
DHO-13	13	13,6	+0,11	1,10	0,30	1,00		14,1	3,6	1,8	1,5	0,42	0,9	4,2	2,10	0,5	2,3
DHO-14	14	14,6		1,10	0,30	1,00		15,1	3,7	1,8	1,7	0,52	0,9	4,5	2,35	0,5	2,3
DHO-15	15	15,7		1,10	0,35	1,00		16,2	3,7	2,0	1,7	0,56	1,1	5,0	2,80	0,5	2,3
DHO-16	16	16,8		1,10	0,40	1,00		17,3	3,8	2,0	1,7	0,60	1,2	5,5	3,40	1,0	2,6
DHO-17	17	17,8		1,10	0,40	1,00		18,3	3,9	2,1	1,7	0,65	1,2	6,0	3,60	1,0	2,5
DHO-18	18	19,0		1,10	0,50	1,00		19,5	4,1	2,2	2,0	0,74	1,5	6,5	4,80	1,0	2,6
DHO-19	19	20,0		1,10	0,50	1,00		20,5	4,1	2,2	2,0	0,83	1,5	6,8	5,10	1,0	2,6
DHO-20	20	21,0	+0,13	1,10	0,50	1,00		21,5	4,1	2,3	2,0	0,90	1,5	7,2	5,40	1,0	2,6
DHO-21	21	22,0		1,10	0,50	1,00		22,5	4,2	2,4	2,0	1,00	1,5	7,6	5,70	1,0	2,6
DHO-22	22	23,0		1,10	0,50	1,00	-0,13	23,5	4,2	2,5	2,0	1,10	1,5	8,0	5,90	1,0	2,7
DHO-23	23	24,1		1,30	0,55	1,20		24,6	4,2	2,5	2,0	1,34	1,7	8,0	6,80	1,0	4,6
DHO-24	24	25,2		1,30	0,60	1,20		25,9	4,4	2,6	2,0	1,42	1,8	13,9	7,70	1,0	4,6
DHO-25	25	26,3		1,30	0,60	1,20	+0,42	26,9	4,5	2,7	2,0	1,50	1,8	14,6	8,00	1,0	4,7
DHO-26	26	27,3	+0,21	1,30	0,60	1,20	-0,06	27,9	4,7	2,8	2,0	1,60	1,8	13,8	8,40	1,0	4,6
DHO-27	27	28,4		1,30	0,70	1,20		29,1	4,7	2,9	2,0	1,75	2,1	13,5	10,10	1,0	4,5
DHO-28	28	29,4		1,30	0,70	1,20		30,1	4,8	2,9	2,0	1,80	2,1	13,3	10,50	1,0	4,5
DHO-29	29	30,4		1,30	0,70	1,20		31,1	4,8	3,0	2,0	1,88	2,1	13,6	10,90	1,0	4,6
DHO-30	30	31,4		1,30	0,70	1,20		32,1	4,8	3,0	2,0	2,06	2,1	13,7	11,30	1,0	4,6
DHO-31	31	32,7		1,30	0,85	1,20		33,4	5,2	3,1	2,5	2,10	2,6	13,8	14,10	1,0	4,7
DHO-32	32	33,7		1,30	0,85	1,20		34,4	5,4	3,2	2,5	2,21	2,6	13,8	14,60	1,0	4,7
DHO-33	33	34,7		1,30	0,85	1,20	+0,50	35,5	5,4	3,3	2,5	2,40	2,6	14,3	15,00	1,0	4,9
DHO-34	34	35,7		1,60	0,85	1,50	-0,26	36,5	5,4	3,3	2,5	3,20	2,6	26,2	15,40	1,5	6,3

\*En el catálogo, las dimensiones están en **mm**. En el proyecto, se trabaja en pulgadas.

(Ver Memoria, para la justificación de la elección).

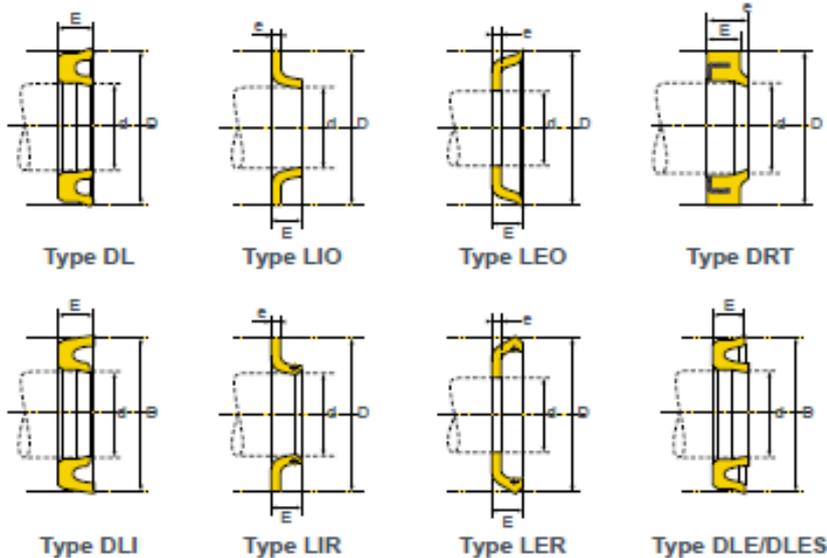
Enlace: [www.rotorclip.com%2Fuk%2Fdownloads%2Fspanish\\_catalog.pdf](http://www.rotorclip.com%2Fuk%2Fdownloads%2Fspanish_catalog.pdf)

### 7. CATÁLOGO DE SELLOS.

Estos sellos, se ubicarán a la salida de los rodamientos que se encuentren situados en la carcasa: los rodamientos 1, 2, 3 y 4. Se acude al catálogo de retenes de la marca **Tejasa**. Según parámetros de diseño, para el **rodamiento 1**, se selecciona:



## JUNTAS DE ARBOLES DESLIZANTES



- Longitud de la garganta :  $E + 1$  mm (para DL).
- Rango de utilización :  
 Presión máxima admisible : 150 bars (para DL) ; 30 bars (para LIO, LEO).  
 Velocidad lineal admisible : hasta 0,3 m/seg según condiciones de utilización.

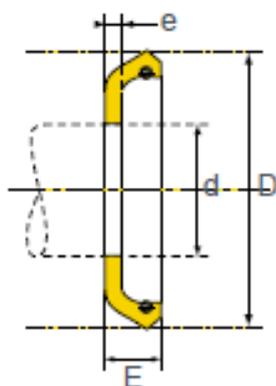
d (mm)	D (mm)	E (mm)	Tipo	Elastómero	Referencia	d (mm)	D (mm)	E (mm)	Tipo	Elastómero	Referencia
4	14	12	DL	NBR	710093	14	28	8	LIR	NBR	713853
6	14	11,5	DL	NBR	710820	14	38,1	10	DL	NBR	710132
	32	10	LEO	NBR	714057		15	21	3,5x5	DRT	NBR
8	14	3,5x5	DRT	NBR	711700	25	8	8	DLT	NBR	711404
	14	4	DLI	NBR	718501	25	10x3	LEO	NBR	714178	
	17,9	5,5x1,5	LEO	NBR	714432	30	10x3	LEO	NBR	714179	
9	20	4	DL8	NBR	710878	18	22	3,5x5	DRT	NBR	711705
	10	18	3,5x5	DRT	NBR		24	9	9	DL	NBR
10	17,9	5,5	LEO	NBR	714045	25	8,5	8,5	DLE	NBR	718508
	20	7	DLP	NBR	711001	28	8	8	DLT	NBR	711405
	11	28	7x2,5	LIO	NBR	712094	28	9,8	9,8	DL	NBR
11	38	12	LEO	NBR	714020	35	10	10	LER	NBR	715402
	12	18	3,5x5	DRT	NBR	711702	35	10x3	LEO	NBR	714418
12	22	3,5x5	LIR	NBR	710878	38	8x2,5	LIO	NBR	712095	
	22	3,5x5	LIR	NBR	710878	38	12	12	LEO	NBR	714442
						40	10	10	DL	NBR	710343
	40	12x3	LEO	NBR	714884						

El modelo seleccionado, con nº **710343**, tipo **DL**, **NBR** material (Nitrilo).

Para el **rodamiento 2**, se opta por la selección:

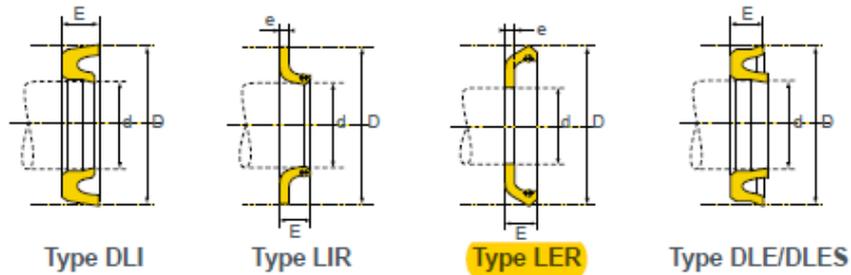
## DIMENSIONES

d (mm)	D (mm)	E (mm)	Tipo	Elastómero	Referencia	d (mm)	D (mm)	E (mm)	Tipo	Elastómero	Referencia
18	45	6x2	LEO	NBR	714645	40	62	14,5	DL	NBR	710489
	52	8x2	LEO	NBR	714013		65	10x5	LIO	NBR	712491
	55	10x3	LEO	NBR	714471	42	52	5x7	DRT	NBR	711716
<b>19</b>	<b>37</b>	<b>12</b>	<b>LEO</b>	<b>NBR</b>	<b>714817</b>		52	12	DLES	NBR	716590
19,6	49	10,5	LEO	NBR	714486	45	55	5x7	DRT	NBR	711717
20	28	4,8	DL	NBR	710777		63	12	DL	NBR	710529
	30	5	DLI	NBR	716503		74	17x5	LIO	NBR	712737
	30	5x7	DRT	NBR	711707	48	63	9	DLP	NBR	711008
	30	8	DLT	NBR	711407		63,5	10	DLE	NBR	716561
	32	8	DL	NBR	710555		65	3,5x5	LEOS	NBR	714093
	35	6,5	DLS	NBR	710091	50	56	5x7	DRT	NBR	711746
	35	12	DL	NBR	710795		60	5x7	DRT	NBR	711718
	40	8x3	LIO	NBR	712572		65	7x10	DRT	NBR	711745
	40	12	DL	NBR	710111		65	10	DLT	NBR	711417
	65	10x3	LEO	NBR	714472		70	10x3	LIO	NBR	712571
21	40	12	DL	NBR	710023		70	12	DL	NBR	710530
	45	12	DL	NBR	710344		74	15	DL	NBR	710078
22	32	5x7	DRT	NBR	711708		76	17	DL	NBR	710056
	32	7	DLP	NBR	711004	50,5	66,5	12	DL	NBR	710196
	32	8	DLT	NBR	711408	52	68	10	LIR	NBR	713809
	32	12	DLES	NBR	716588	55	63	7x10	DRT	NBR	711747
	40	12	DL	NBR	710527		65	12	DLES	NBR	716591
	44	10x4	LIO	NBR	712533		71	12	DL	NBR	710629
22,2	38	6x2,5	LIO	NBR	712701		75	10	DLS	NBR	710057
	38	10	LIR	NBR	713702	56	66	5x7	DRT	NBR	711720
24	36	8x2,5	LIO	NBR	712348		72	12	DLES	NBR	716533
	36	9,6	DL	NBR	710289		80	12x3	LIO	NBR	712475
25	25	8x2,5	LIO	NBR	712012		80	14,5	DL	NBR	710474
	40	9	DLP	NBR	711005	57	73	9,6	DL	NBR	710086
	45	11	DL	NBR	710061						
	49	10,8	DL	NBR	710060						
	35	5x7	DRT	NBR	711709						



**Type LER**

**Para el rodamiento 3:**



- Longitud de la garganta : E + 1 mm (para DL).
- Rango de utilización :  
 Presión máxima admisible : 150 bars (para DL) ; 30 bars (para LIO, LEO).  
 Velocidad lineal admisible : hasta 0,3 m/seg según condiciones de utilización.

d (mm)	D (mm)	E (mm)	Tipo	Elastómero	Referencia
4	14	12	DL	NBR	710093
6	14	11,5	DL	NBR	710620
	32	10	LEO	NBR	714057
8	14	3,5x5	DRT	NBR	711700
	14	4	DLI	NBR	716501
	17,9	5,5x1,5	LEO	NBR	714432
9	20	4	DLS	NBR	710678
10	16	3,5x5	DRT	NBR	711701
	17,9	5,5	LEO	NBR	714045
	20	7	DLP	NBR	711001
11	28	7x2,5	LIO	NBR	712094
	36	12	LEO	NBR	714020
12	18	3,5x5	DRT	NBR	711702
	22	5,5	DLS	NBR	710679
	22	5x1,5	DLI	NBR	716502
	22	6,5	LIO	NBR	712350
	25	6,5	DLS	NBR	710233
13	21	5x2	LIO	NBR	712414
14	20	3,5x5	DRT	NBR	711703

Las referencias en negrita existen en stock.

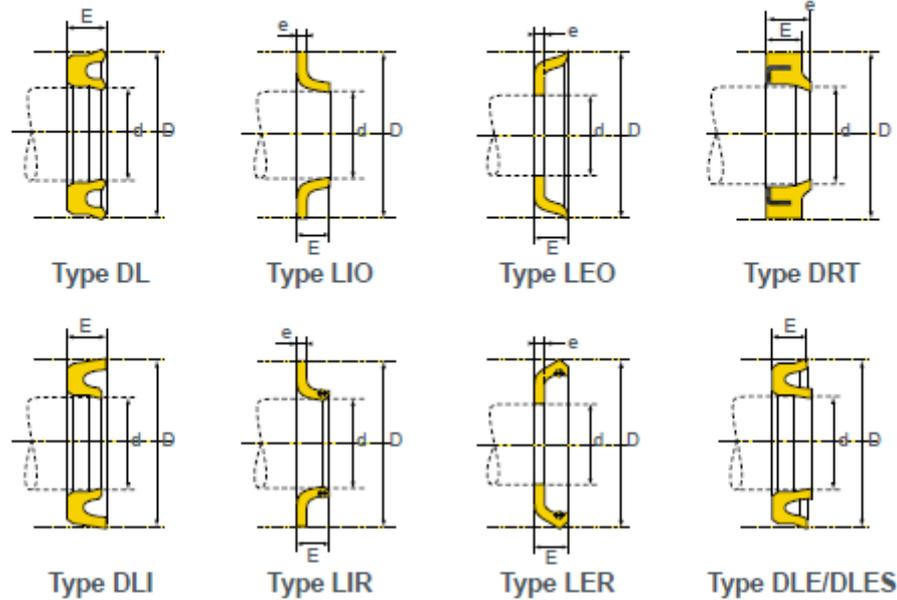
d (mm)	D (mm)	E (mm)	Tipo	Elastómero	Referencia
14	26	8	LIR	NBR	713653
	38,1	10	DL	NBR	710132
15	21	3,5x5	DRT	NBR	711704
	25	8	DLT	NBR	711404
	25	10x3	LEO	NBR	714178
	30	10x3	LEO	NBR	714179
16	22	3,5x5	DRT	NBR	711705
	24	9	DL	NBR	710129
	25	6,5	DLE	NBR	716506
	26	8	DLT	NBR	711405
	28	9,6	DL	NBR	710218
	35	10	LER	NBR	715402
	35	10x3	LEO	NBR	714418
	36	8x2,5	LIO	NBR	712095
	38	12	LEO	NBR	714442
	40	10	DL	NBR	710343
40	12x3	LEO	NBR	714864	
18	28	5x7	DRT	NBR	711706
	30	8	DLES	NBR	716531
	30	10	DL	NBR	710290
	32,9	7,2	DL	NBR	710431
	36	6x2	LEO	NBR	714006
	36	7x2,5	LIO	NBR	712005
	38	10	LIR	NBR	713613

Abreviaturas : NBR = Nitrilo ; FKM = Fluocarbonada

Para el **rodamiento 4**, se selecciona de la marca **Tejasa**, del mismo catálogo que el anterior:



## JUNTAS DE ÁRBOLES DESLIZANTES



- Longitud de la garganta :  $E + 1$  mm (para DL).
- Rango de utilización :  
 Presión máxima admisible : 150 bars (para DL) ; 30 bars (para LIO, LEO).  
 Velocidad lineal admisible : hasta 0,3 m/seg según condiciones de utilización.

d (mm)	D (mm)	E (mm)	Tipo	Elastómero	Referencia	d (mm)	D (mm)	E (mm)	Tipo	Elastómero	Referencia
4	14	12	DL	NBR	710093	14	26	8	LIR	NBR	713653
6	14	11,5	DL	NBR	710620		38,1	10	DL	NBR	710132
	32	10	LEO	NBR	714057	15	21	3,5x5	DRT	NBR	711704
8	14	3,5x5	DRT	NBR	711700		25	8	DLT	NBR	711404
	14	4	DLI	NBR	716501		25	10x3	LEO	NBR	714178
	17,9	5,5x1,5	LEO	NBR	714432		30	10x3	LEO	NBR	714179
9	20	4	DLS	NBR	710678	16	22	3,5x5	DRT	NBR	711705
10	16	3,5x5	DRT	NBR	711701		24	9	DL	NBR	710129
	17,9	5,5	LEO	NBR	714045		25	6,5	DLE	NBR	716506
	20	7	DLP	NBR	711001		26	8	DLT	NBR	711405
11	28	7x2,5	LIO	NBR	712094		28	9,6	DL	NBR	710218
	36	12	LEO	NBR	714020		28	10	LER	NBR	715402
12	18	3,5x5	DRT	NBR	711702		35	10x3	LEO	NBR	714418
	22		DLS	NBR	710679		35	8x2,5	LIO	NBR	712095
							36	12	LEO	NBR	714442
							40	10	DL	NBR	710343
							40	12x3	LEO	NBR	714864

Se trata del modelo con **nº715402**, de tipo **LER**, y material **NBR** (Nitrilo).

Enlace: [www.tejasa.es](http://www.tejasa.es)

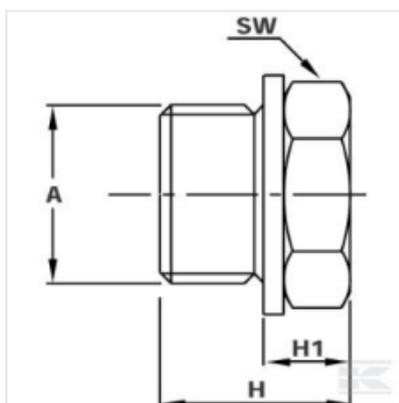
## 8. CATÁLOGO TAPÓN DE LLENADO

Se selecciona un tapón cárter **DIN 910 M30** de la marca **KRAMP**



### 9103015 Tapón de cárter DIN 910 M30

Información técnica	Vídeos (2)
Número de pieza	9103015
Usos	- Apto para cárteres de aceite y cajas de cambios
Propiedades	- Conforme a DIN 910 - Conexión métrica - Acero pulido - Junta plana
Unidad	Cada
Conexión	métrico
Adecuado con	Tornillo de drenaje
Material	Acero
Junta	De junta plana
Normativa	DIN 910
Tratamiento de superficies	Galvanizado
A	M 30 x 1,5
H (mm)	31
H1 (mm)	14
SW (mm)	24

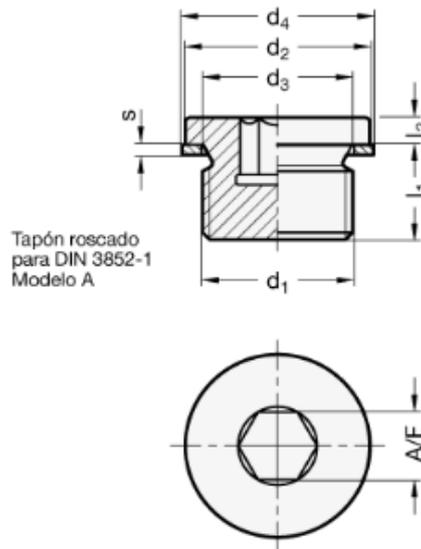


Enlace web:

<http://www.kramp.com/shop-es/es/817543/494774/205664/9103015+Tap%C3%B3n+de+c%C3%A1rter+DIN+910+M30>

## 9. CATÁLOGO TAPÓN DE DESAGÜE

Se elige un tapón de desagüe **DIN 908** roscado **M33**, de la marca **Elesa+Ganter**.



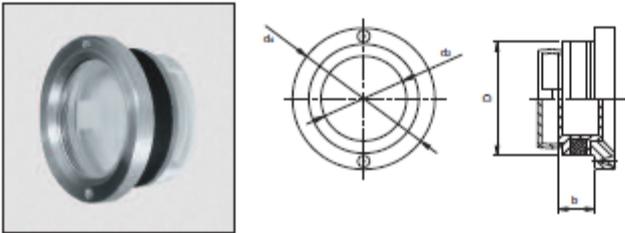
Elementos estándar	Dimensiones principales								Peso
Descripción	$d_1$	$d_2^{h14}$	$d_3$	$d_4$	$l_1 \pm 0.2$	$l_2 \pm 0.5$	s	A/F	g
<a href="#">DIN 908-ST-M8x1-A</a>	M8x1	12	8.3	-	8	3	1	4	4
<a href="#">DIN 908-ST-M10x1-A</a>	M10x1	14	10.3	-	8	3	1	5	6
<a href="#">DIN 908-ST-M12x1.5-A</a>	M12x1.5	17	12.3	-	12	3	1.5	6	11
<a href="#">DIN 908-ST-M14x1.5-A</a>	M14x1.5	19	14.3	-	12	3	1.5	6	16
<a href="#">DIN 908-ST-M16x1.5-A</a>	M16x1.5	21	16.3	-	12	3	1.5	8	20
<a href="#">DIN 908-ST-M18x1.5-A</a>	M18x1.5	23	18.3	-	12	4	1.5	8	29
<a href="#">DIN 908-ST-M20x1.5-A</a>	M20x1.5	25	20.3	-	14	4	1.5	10	38
<a href="#">DIN 908-ST-M27x2-AC</a>	M27x2	32	27.3	32	16	4	2	12	79
<a href="#">DIN 908-ST-M30x1.5-AC</a>	M30x1.5	36	30.3	36	16	4	2	17	88
<a href="#">DIN 908-ST-M33x2-AC</a>	M33x2	39	33.3	39	16	5	2	17	124
<a href="#">DIN 908-ST-M42x2-AC</a>	M42x2	49	42.3	49	16	5	2	22	194
<a href="#">DIN 908-ST-M48x2-AC</a>	M48x2	55	48.3	55	16	5	2	24	248

Enlace web: <http://www.elesa-ganter.com/es/30/sp/9590/4/92/tapones-roscados/din-908/eg/>

## 10. CATÁLOGO VISOR DE NIVEL DE ACEITE

Se ha escogido la mirilla para nivel de aceite, **modelo 3720**, marcado en amarillo en la imagen del catálogo de la empresa **Tecnodin**:

**3720 MIRILLA PARA NIVEL DE ACEITE**



Código	D	d2	d4	bmin.
372016101	20	16	25	9
372022101	28	22	35	10
<b>372032101</b>	<b>38</b>	<b>33</b>	<b>45</b>	<b>12</b>
372050101	58	50	64	14

Cristal: Plexiglás transparente (PMMA)  
 Anilla lisa: Aluminio  
 Junta de estanqueidad: Goma resistente al aceite y a la gasolina.  
 Reflector: Plástico blanco.  
 Para depósitos sin sobrepresión. Agujero no roscado H 11.  
 Hermeticidad asegurada girando la anilla.  
 Temperatura máxima de utilización: 70°C.  
 Para cada mirilla tenemos la llave de montaje adecuada.

Enlace:

web:

[https://www.google.es/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwju0bbW0N\\_OAhUsJMAKHjYBIsQFggcMAA&url=http%3A%2F%2Fwww.tecnodin.com%2Foleodinamica%2Fpdf%2F4820.pdf&usg=AFQjCNEg4McFkvuOgkQ45DiWzp0gEFZgKg&sig2=Wce8QU5i6U5htZ4\\_AJCt-w&bvm=bv.131286987,d.d24](https://www.google.es/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwju0bbW0N_OAhUsJMAKHjYBIsQFggcMAA&url=http%3A%2F%2Fwww.tecnodin.com%2Foleodinamica%2Fpdf%2F4820.pdf&usg=AFQjCNEg4McFkvuOgkQ45DiWzp0gEFZgKg&sig2=Wce8QU5i6U5htZ4_AJCt-w&bvm=bv.131286987,d.d24)

## 11. CATÁLOGO DEL FRENO DE RETENCIÓN

Se selecciona un freno electromagnético monodisco, de la marca **TEKMATIC**, modelo **EFD-20**.

\*Página 37 según numeración del catálogo adjunto en el enlace:

Enlace del freno de retención:

[https://www.google.es/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwiZu\\_nVpfvOAhXCaxQKHdu9A5AQFggcMAA&url=http%3A%2F%2Fwww.tekmatic.com.ar%2Fpdfs%2F06\\_EMDC\\_EmbraguesElectromagneticosMonodisco.pdf&usg=AFQjCNF0XcXzRi8F8KG8SI0S49qGeCOkIA&sig2=t\\_ayKLN7w6Y-YmgZw88OyQ&bvm=bv.131783435,d.d24](https://www.google.es/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwiZu_nVpfvOAhXCaxQKHdu9A5AQFggcMAA&url=http%3A%2F%2Fwww.tekmatic.com.ar%2Fpdfs%2F06_EMDC_EmbraguesElectromagneticosMonodisco.pdf&usg=AFQjCNF0XcXzRi8F8KG8SI0S49qGeCOkIA&sig2=t_ayKLN7w6Y-YmgZw88OyQ&bvm=bv.131783435,d.d24)

## PLANOS

---

### TRABAJO DE FIN DE GRADO:

DISEÑO DE UNA CAJA REDUCTORA DE POTENCIA PARA GRÚA

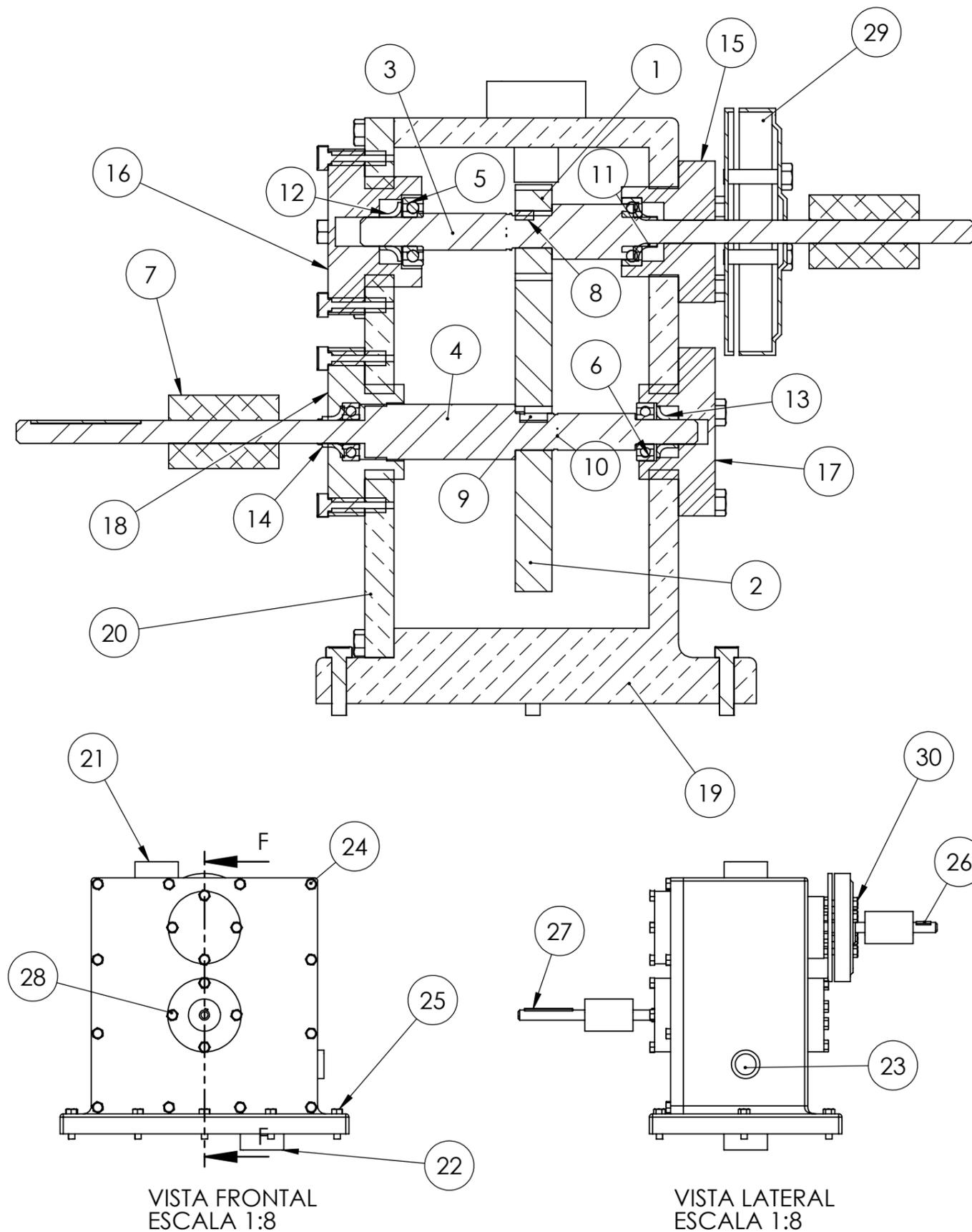
GRADO INGENIERÍA MECÁNICA INDUSTRIAL

Autor: Gonzalo Marrero Ramallo

Tutora: Isabel Martín Mateos

## ÍNDICE PLANOS

1. PLANO DE CONJUNTO. ....	Plano 1.00
2. PERSPECTIVA ISÓMETRICA.....	Plano 1.S1
3. EXPLOSIONADO.....	Plano 1.S2
4. MARCA 1 – PIÑÓN.....	Plano 1.01
5. MARCA 2 – ENGRANE.....	Plano 1.02
6. MARCA 3 – EJE DE ENTRADA.....	Plano 1.03
7. MARCA 4 – EJE DE SALIDA.....	Plano 1.04
8. MARCA 15 – TAPETA RODAMIENTO 1.....	Plano 1.05
9. MARCA 16 – TAPETA RODAMIENTO 2.....	Plano 1.06
10. MARCA 17 – TAPETA RODAMIENTO 3.....	Plano 1.07
11. MARCA 18 – TAPETA RODAMIENTO 4.....	Plano 1.08
12. MARCA 19– CARCASA.....	Plano 1.09
13. MARCA 20 – TAPA DE CARCASA.....	Plano 1.10

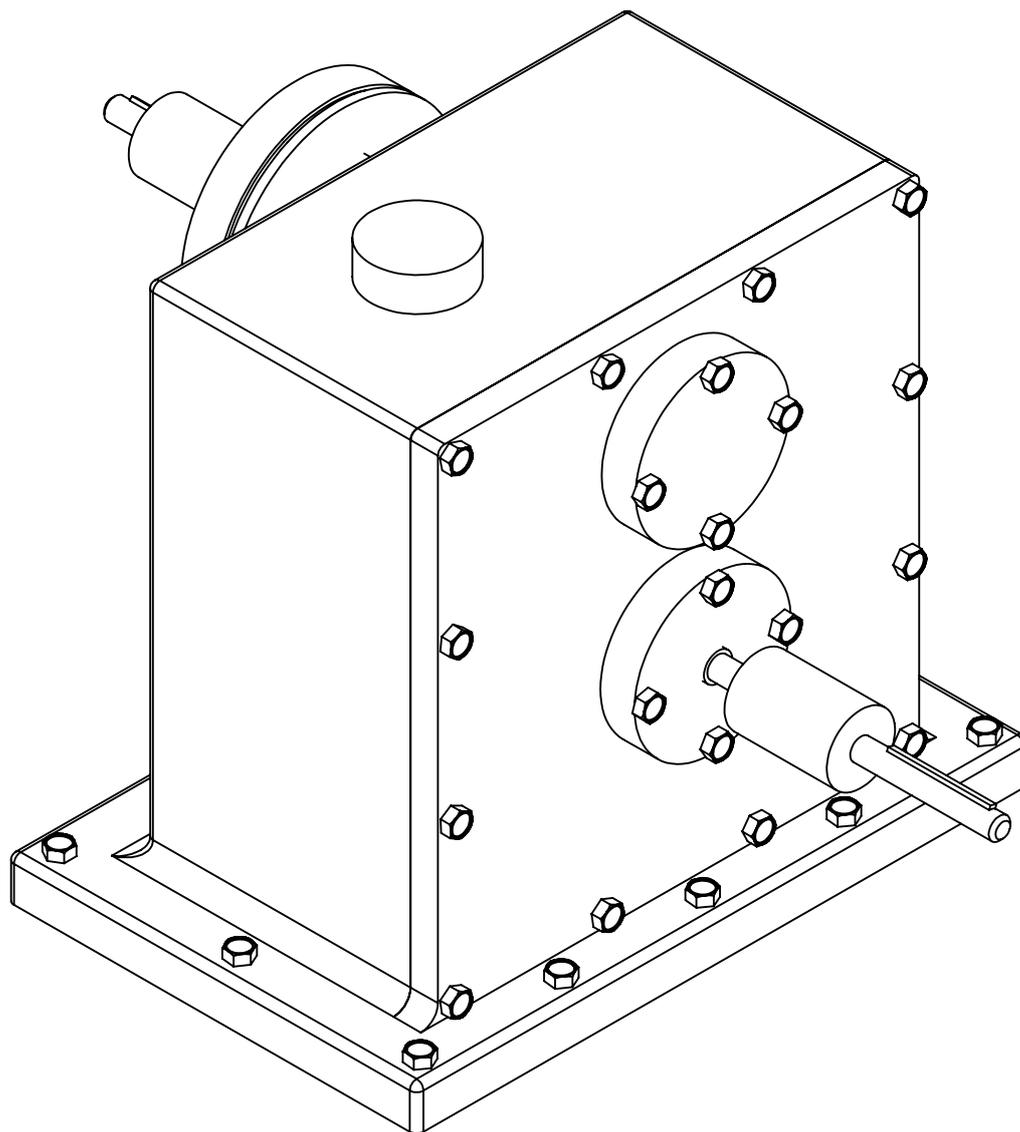


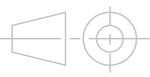
30	4	TORNILLO M5 x 45 (mm)	ANSI B17.1 1967 (R98)	ACERO INOX. AL CROMO
29	1	FRENO MONODISCO EFD-20 TEKMATIC		
28	16	TORNILLO M4 x 30 (mm)	ISO 4017	ACERO INOX. AL CROMO
27	1	CHAVETA 4,6875 x 4,6875 x 75	ANSI B17.1 1967 (R98)	AISI 1020 CD
26	1	CHAVETA 4,6875 x 4,6875 x 22,50	ANSI B17.1 1967 (R98)	AISI 1020 CD
25	7	TORNILLO M12 x 45 (mm)	ISO 4017	ACERO INOX. AL CROMO
24	16	TORNILLO M8 x 40 (mm)	ISO 4017	ACERO INOX. AL CROMO
23	1	VISOR DE NIVEL DE ACEITE		PMMA Y ALUMINIO
22	1	TAPÓN DE DESAGÜE	DIN 908	ACERO PULIDO
21	1	TAPÓN DE LLENADO	DIN 910	ACERO PULIDO
20	1	TAPA DE CARCASA		ALUMINIO 5083
19	1	CARCASA		ALUMINIO 5083
18	1	TAPETA RODAMIENTO 4		ACERO C 45
17	1	TAPETA RODAMIENTO 3		ACERO C 45
16	1	TAPETA RODAMIENTO 2		ACERO C 45
15	1	TAPETA RODAMIENTO 1		ACERO C 45
14	1	SELLO RODAMIENTO 4		NBR
13	1	SELLO RODAMIENTO 3		NBR
12	1	SELLO RODAMIENTO 2		NBR
11	1	SELLO RODAMIENTO 1		NBR
10	2	ANILLO DE RETENCIÓN DHO-25	DIN 472	Acero al carbono
9	1	CHAVETA 12,5 x 12,5 x 18,75 (Engrane)	ANSI B17.1 1967 (R98)	AISI 1020 CD
8	1	CHAVETA 6,25 x 6,25 x 12,50 (Piñón)	ANSI B17.1 1967 (R98)	AISI 1020 CD
7	2	ACOPLAMIENTO MKA- 6	DIN ISO 2768 CH	Aluminio de alta resistencia y acero inox.
6	2	RODAMIENTO SKF N° 6203	ISO 5753-1:2009	Acero cementado
5	2	RODAMIENTO SKF N° 6204	ISO 5753-1:2009	Acero cementado
4	1	EJE DE SALIDA		AISI 1040
3	1	EJE DE ENTRADA		AISI 1040
2	1	ENGRANE		AISI 4140 OQT 700
1	1	PIÑÓN		AISI 4140 OQT 700

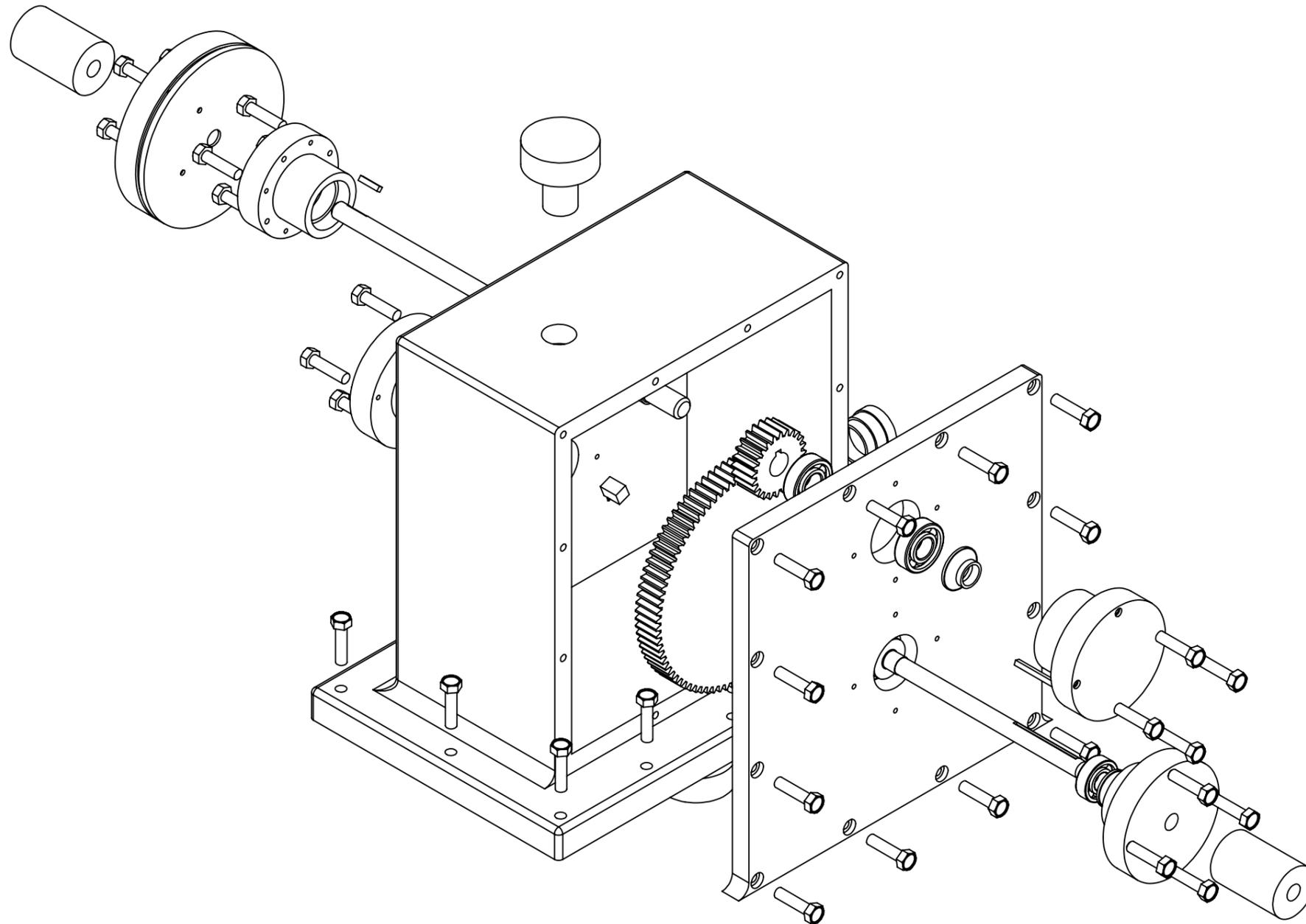
MARCA	Nº DE PIEZAS	Designación y observaciones	NORMA	MATERIAL
<b>PLANO DE CONJUNTO</b>			<b>ULL</b> Universidad de La Laguna	Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m
Fecha		Autor		
25/08/16		Gonzalo Marrero Ramallo		ESCALA: <b>2:7</b>

Conjunto:	<b>CAJA REDUCTORA PARA GRÚA</b>			<b>E.S.I.T.</b> ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
Título:	<b>PLANO DE CONJUNTO</b>			Conjunto Nº: 1.00 Plano Nº: 1.00

**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**

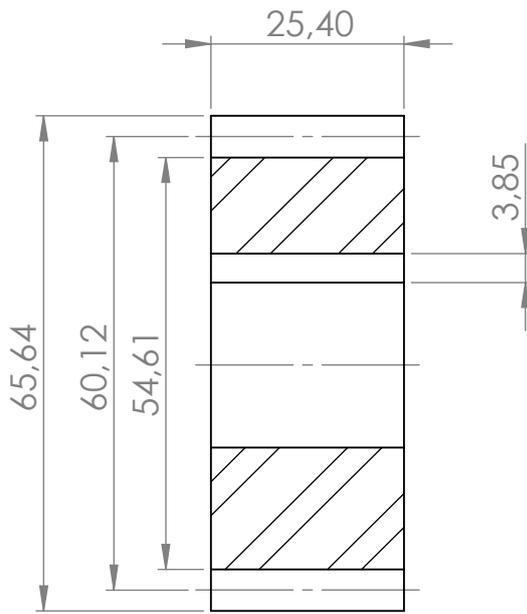


		PERSPECTIVA ISOMÉTRICA				
Marca	Nº de Piezas	Designación y observaciones		Norma	Material y medidas	
		Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m	
<i>Dibujado</i>		30/08/16	Gonzalo Marrero Ramallo		ESCALA:	
<i>Comprobado</i>		30/08/16	Gonzalo Marrero Ramallo		<b>S/E</b>	
Conjunto:				<b>E.S.I.T.</b>		
<b>CAJA REDUCTORA PARA GRÚA</b>				<i>ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA</i> <i>GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA</i>		
Título:				Conjunto Nº: 1.00		
<b>Edición de estudiante de SolidWorks.</b>				Plano Nº: 1.S1		
<b>Sólo para uso académico.</b>						
<b>PERSPECTIVA ISOMÉTRICA</b>						

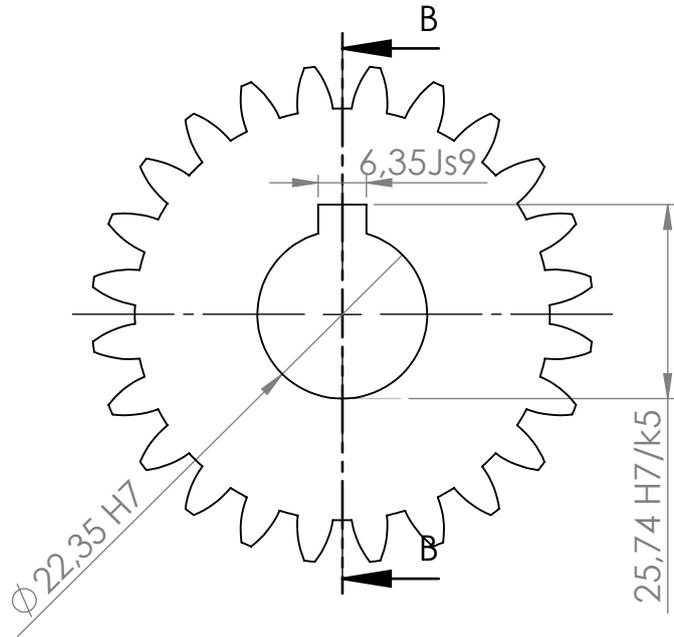


**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**

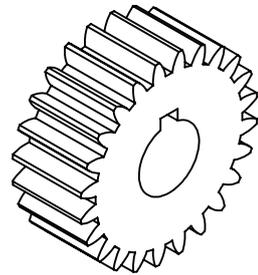
		Designación y observaciones	NORMA	MATERIAL	
<b>MARCA</b>	<b>Nº DE PIEZAS</b>	<b>EXPLOSIONADO</b>		Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m	
	<b>Fecha</b>	<b>Autor</b>		ESCALA: <b>S/E</b>	
<b>Dibujado</b>	09/09/2016	Gonzalo Marrero Ramallo			
Conjunto: <b>CAJA REDUCTORA PARA GRÚA</b>				<b>E.S.I.T.</b> <small>ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA</small> <small>GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA</small>	
Título:				Conjunto Nº:	1.00
				Plano Nº:	1.S2
<b>EXPLOSIONADO</b>					



SECCIÓN B-B



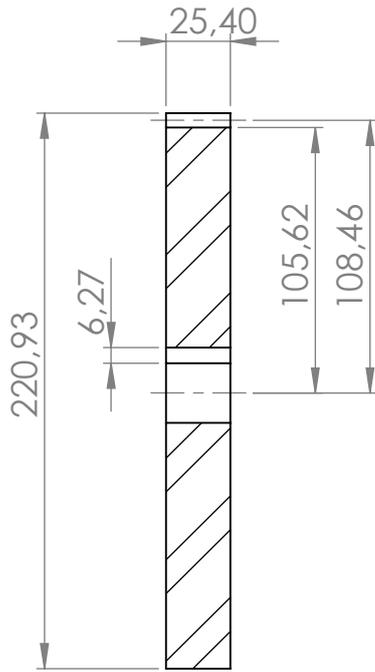
PIÑÓN		
Paso Diametral (Pd)	10	m = 2,5
Nº Dientes (Z1)	24	
Ancho de Cara (F)	1,00 pulg	25 mm
Diámetro Primitivo (Dp)	2,40 pulg	60 mm
Ángulo de presión	20°	
Diámetro eje	0,88 pulg	22 mm
Diámetro exterior(Dext)	2,60 pulg	65 mm
Altura del diente (At)	0,225 pulg	5,625 mm



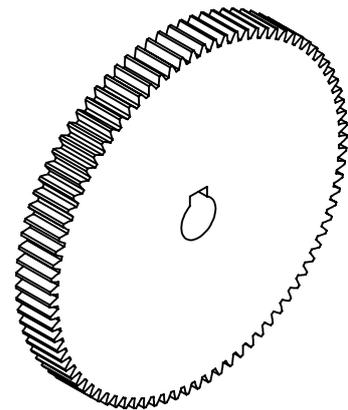
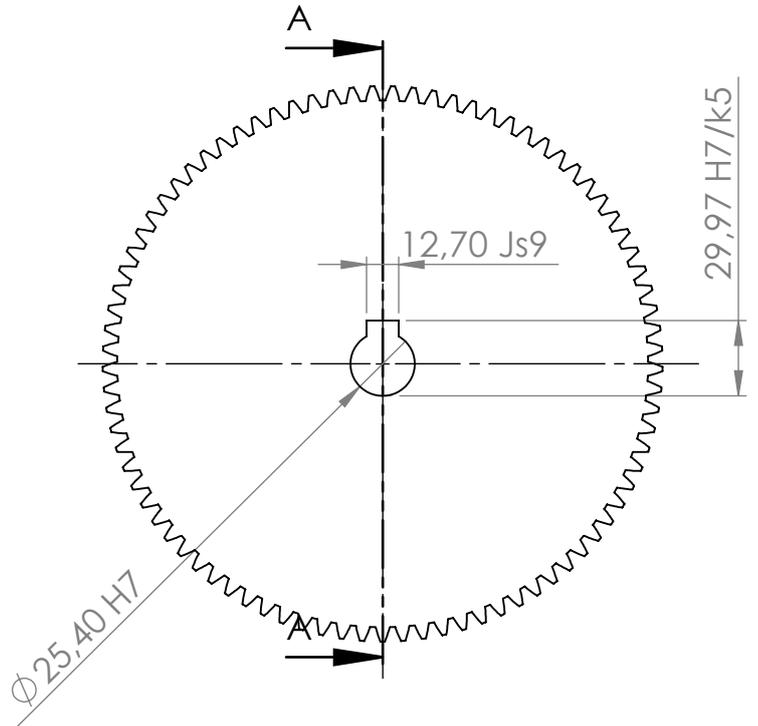
√ N9

En todas las superficies

1	1	PIÑÓN			AIS 4140 OQT 700
<b>Marca</b>	<b>Nº de Piezas</b>	<b>Designación y observaciones</b>		<b>Norma</b>	<b>Material y medidas</b>
		<b>Fecha</b>	<b>Autor</b>	 Universidad de La Laguna	Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m
<b>Dibujado</b>	26/08/16	Gonzalo Marrero Ramallo			ESCALA:
<b>Comprobado</b>	26/08/16	Gonzalo Marrero Ramallo			<b>1:1</b>
Conjunto:					<b>E.S.I.T.</b>
<b>CAJA REDUCTORA PARA GRÚA</b> Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico.					ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
					<b>PIÑÓN</b>
Título:				Plano Nº:	1.01



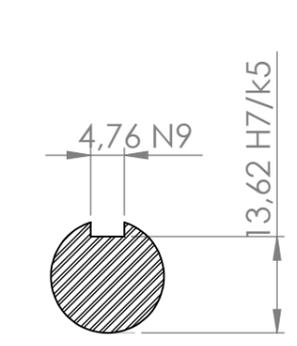
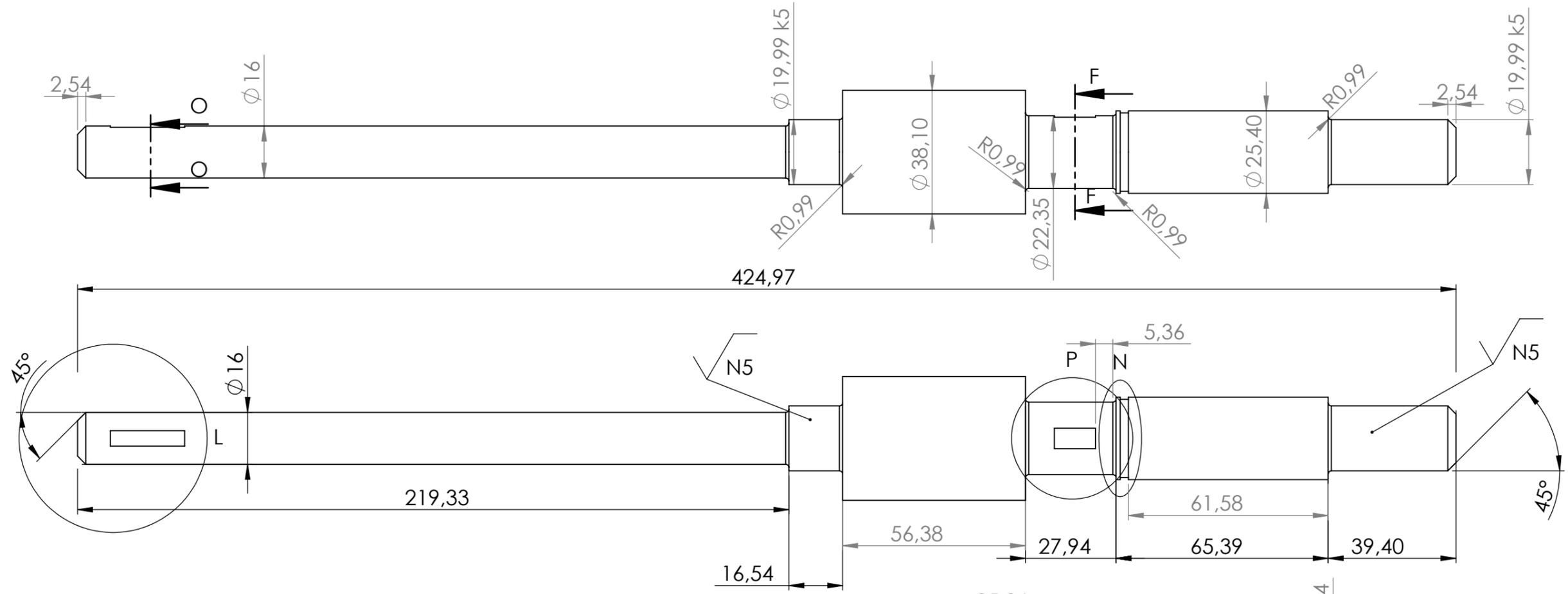
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 3



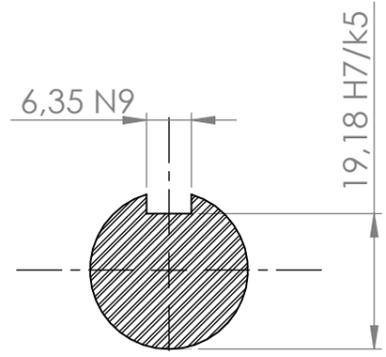
√ N9 En todas las superficies

ENGRANE		
Paso Diametral (Pd)	10	m=2,5
Nº Dientes (Z1)	85	
Ancho de Cara (F)	1,00 pulg	25 mm
Diámetro Primitivo (Dp)	8,50 pulg	212,5 mm
Ángulo de presión	20°	
Diámetro eje	1,00 pulg	25 mm
Diámetro exterior(Dext)	8,70 pulg	217,5 mm
Altura del diente (At)	0,225 pulg	5,625 mm

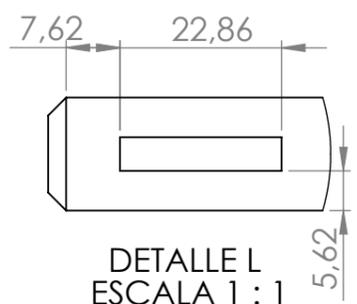
2	1	Engrane	Acero AISI 4140 OQT 700
<b>Marca</b>	<b>Nº de Piezas</b>	<b>Designación y observaciones</b>	<b>Norma</b>
		<b>Fecha</b>	<b>Material y medidas</b>
		<b>Autor</b>	Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m
<b>Dibujado</b>	26/08/16	Gonzalo Marrero Ramallo	ESCALA:
<b>Comprobado</b>	26/08/16	Gonzalo Marrero Ramallo	<b>1:3</b>
Conjunto:			<b>E.S.I.T.</b>
<b>CAJA REDUCTORA PARA GRÚA</b>			ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA
Título:			GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
Edición de estudiante de SolidWorks.			Conjunto Nº: 1.00
Sólo para uso académico.			Plano Nº: 1.02
<b>ENGRANE</b>			



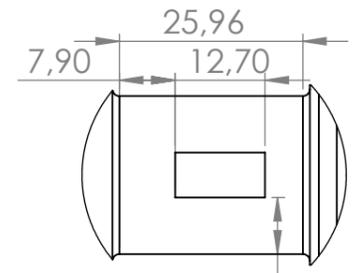
SECCIÓN O-O  
ESCALA 1 : 1



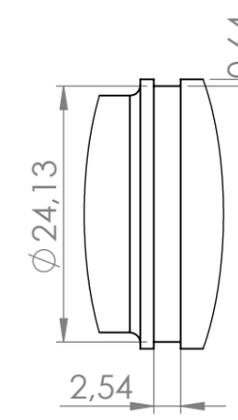
SECCIÓN F-F  
ESCALA 1 : 1



DETALLE L  
ESCALA 1 : 1



DETALLE P  
ESCALA 1 : 1

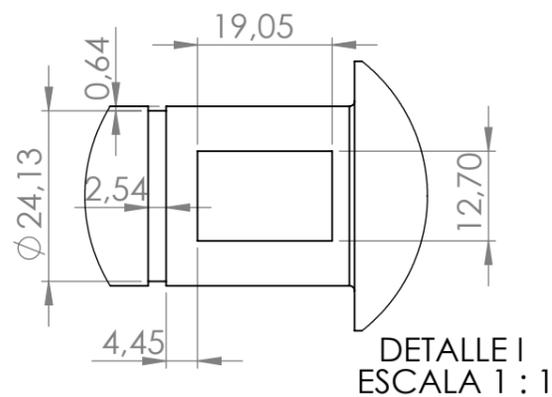
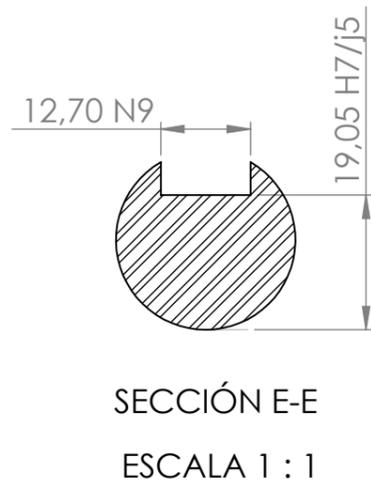
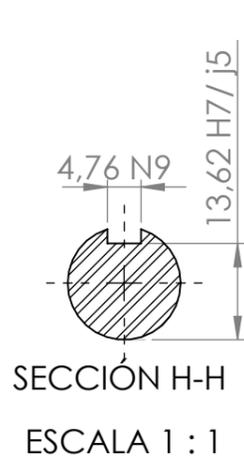
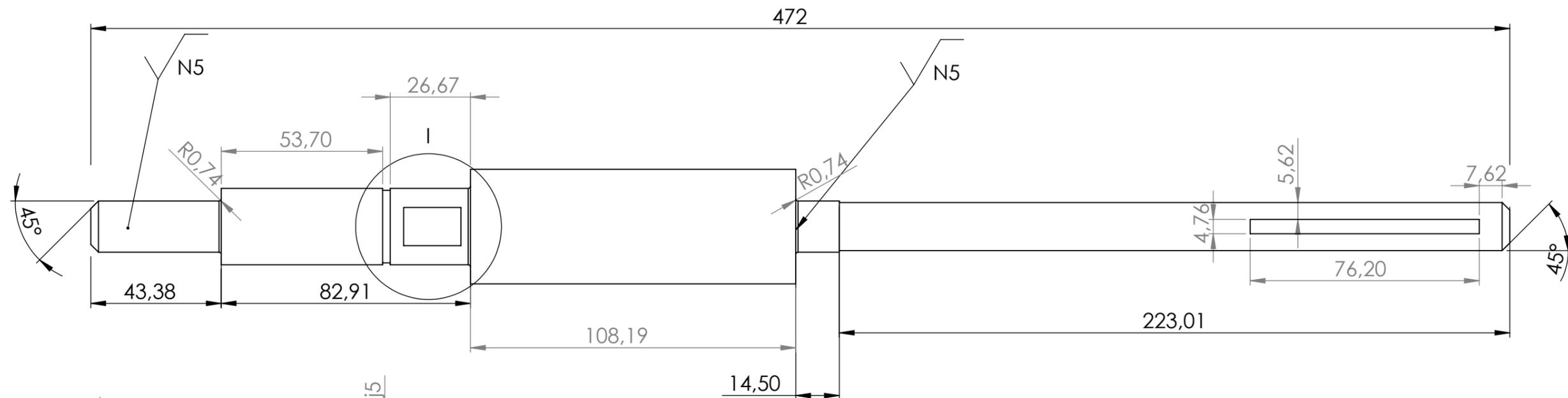
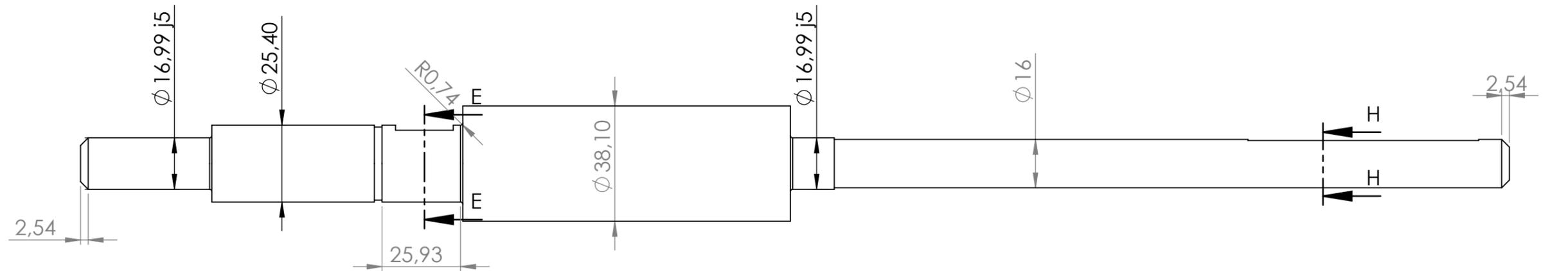


DETALLE N  
ESCALA 3 : 2

√N7 (√N5)

3	1	Designación y observaciones	NORMA	AISI 1040
MARCA	Nº DE PIEZAS	EJE DE ENTRADA	ULL	MATERIAL
Dibujado	Fecha	Autor	Universidad de La Laguna	Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m
	25/08/16	Gonzalo Marrero Ramallo		ESCALA: <b>5:7</b>
Conjunto: <b>CAJA REDUCTORA PARA GRÚA</b>				E.S.I.T. ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
Título: <b>EJE DE ENTRADA</b>				Conjunto Nº: 1.00
				Plano Nº: 1.03

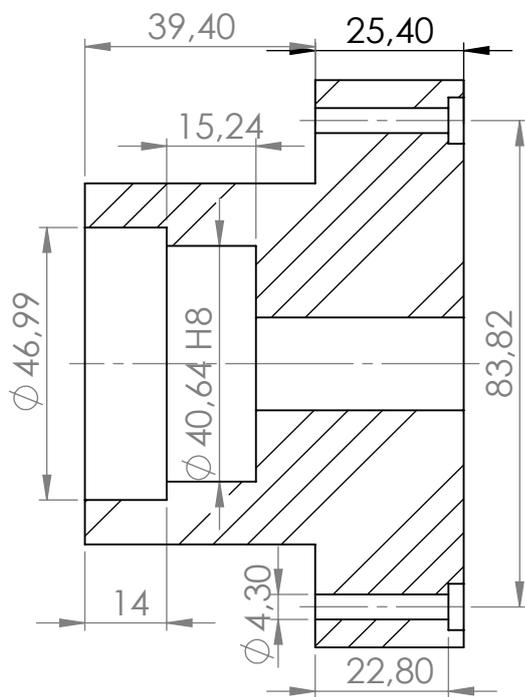
Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.



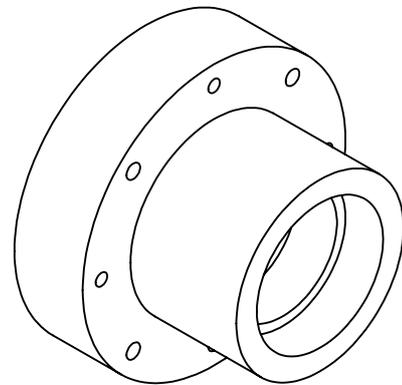
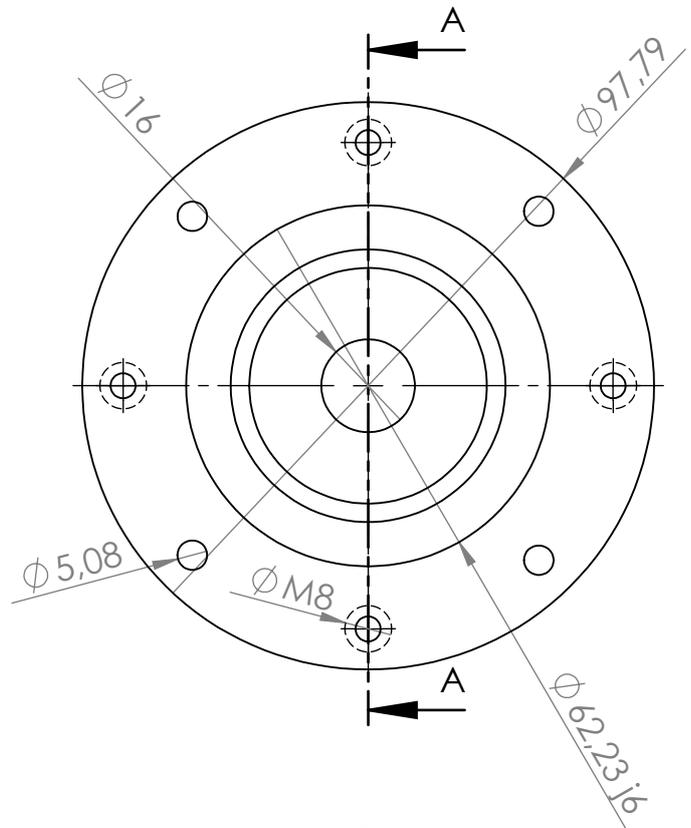
$\sqrt{N7}$  (  $\sqrt{N5}$  )

Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.

			AISI 1040	
			MATERIAL	
4	1	Designación y observaciones	NORMA	
MARCA	Nº DE PIEZAS	EJE DE SALIDA	 Universidad de La Laguna	Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m
Dibujado	Fecha	Autor		ESCALA:
			2:3	
Conjunto:			E.S.I.T.	
CAJA REDUCTORA PARA GRÚA			ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	
Título:			GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA	
EJE DE SALIDA			Conjunto Nº:	1.00
			Plano Nº:	1.04

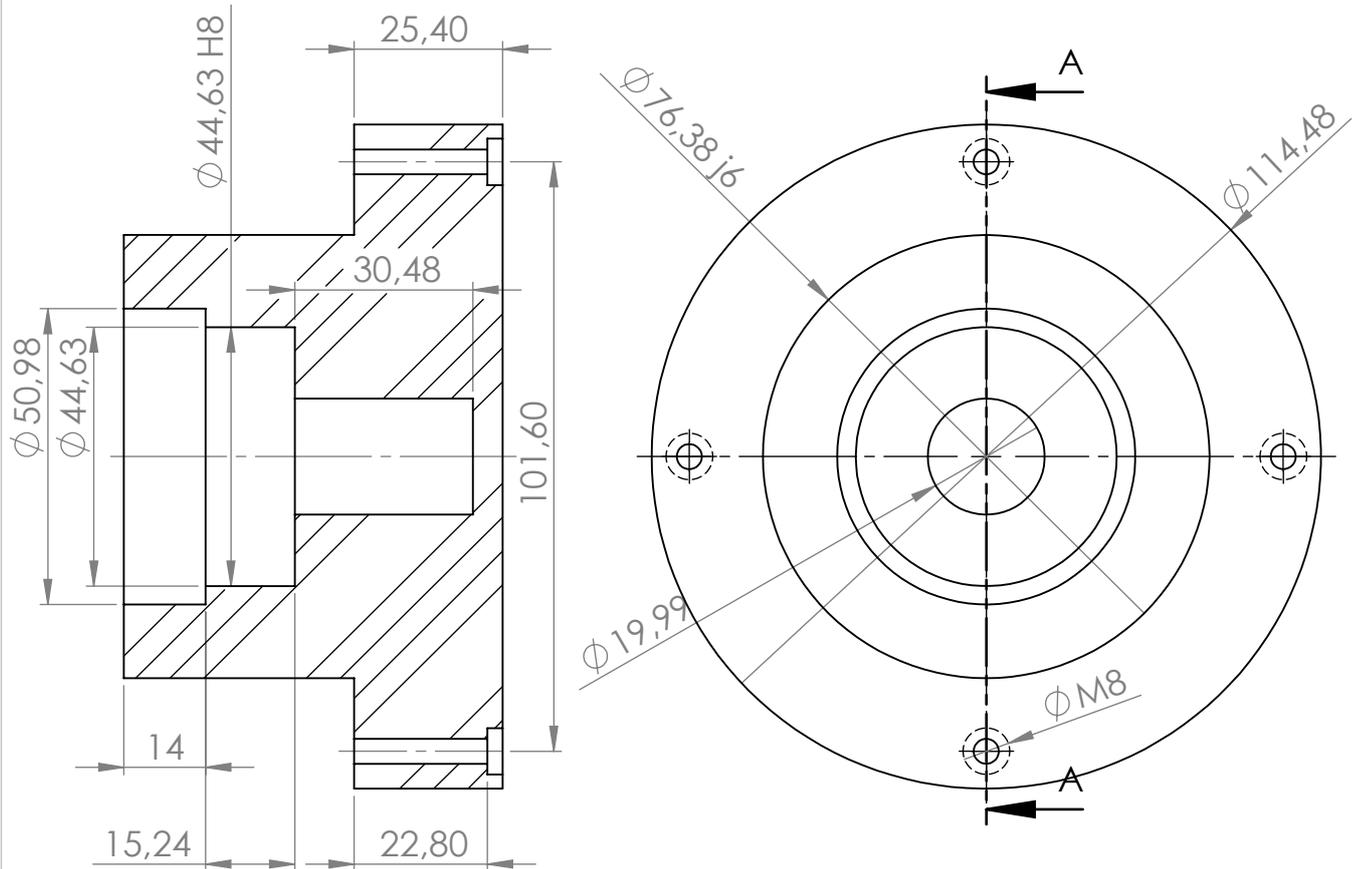


SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 1.3

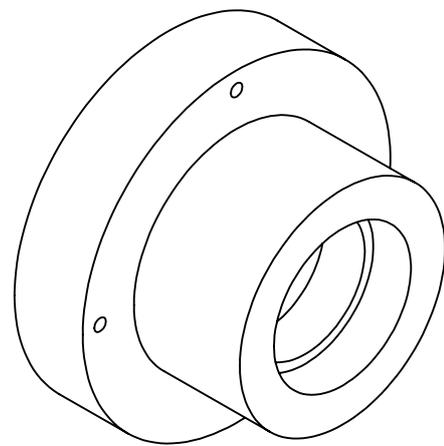


√ N9 En todas las superficies

15	1	Tapeta Rodamiento 1		ACERO C45		
Marca	Nº de Piezas	Designación y observaciones		Norma	Material y medidas	
		Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m	
<i>Dibujado</i>		26/08/16	Gonzalo Marrero Ramallo		ESCALA:	
<i>Comprobado</i>		28/08/16	Gonzalo Marrero Ramallo		<b>10:13</b>	
Conjunto:				<b>E.S.I.T.</b>		
<b>CAJA REDUCTORA PARA GRÚA</b>				<i>ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA</i> <i>GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA</i>		
				Título:		Edición de estudiante de SolidWorks.
<b>TAPETA RODAMIENTO 1</b>				Conjunto Nº: 1.00		
				Sólo para uso académico.		Plano Nº: 1.05

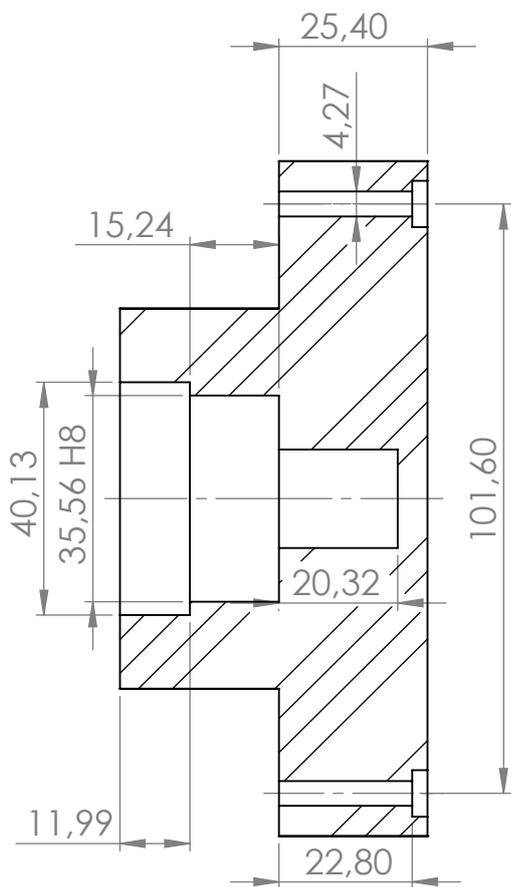


SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 1.3

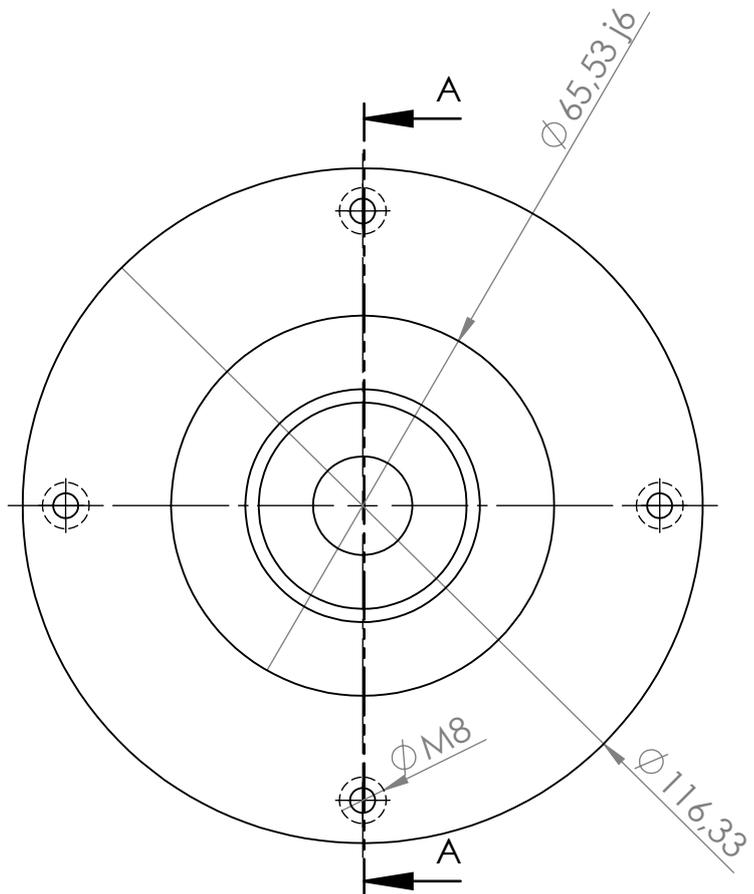


√ N9 En todas las superficies

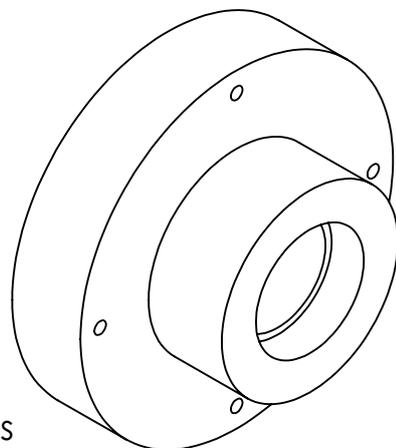
16	1	Tapeta Rodamiento 2		Acero C45		
Marca	Nº de Piezas	Designación y observaciones		Norma	Material y medidas	
		Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m	
<i>Dibujado</i>		26/08/16	Gonzalo Marrero Ramallo		ESCALA:	
<i>Comprobado</i>		26/08/16	Gonzalo Marrero Ramallo		<b>10:13</b>	
Conjunto:				<b>E.S.I.T.</b>		
<b>CAJA REDUCTORA PARA GRÚA</b>  Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico.				ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA		
				Conjunto Nº: 1.00 Plano Nº: 1.06		
<b>TAPETA RODAMIENTO 2</b>						



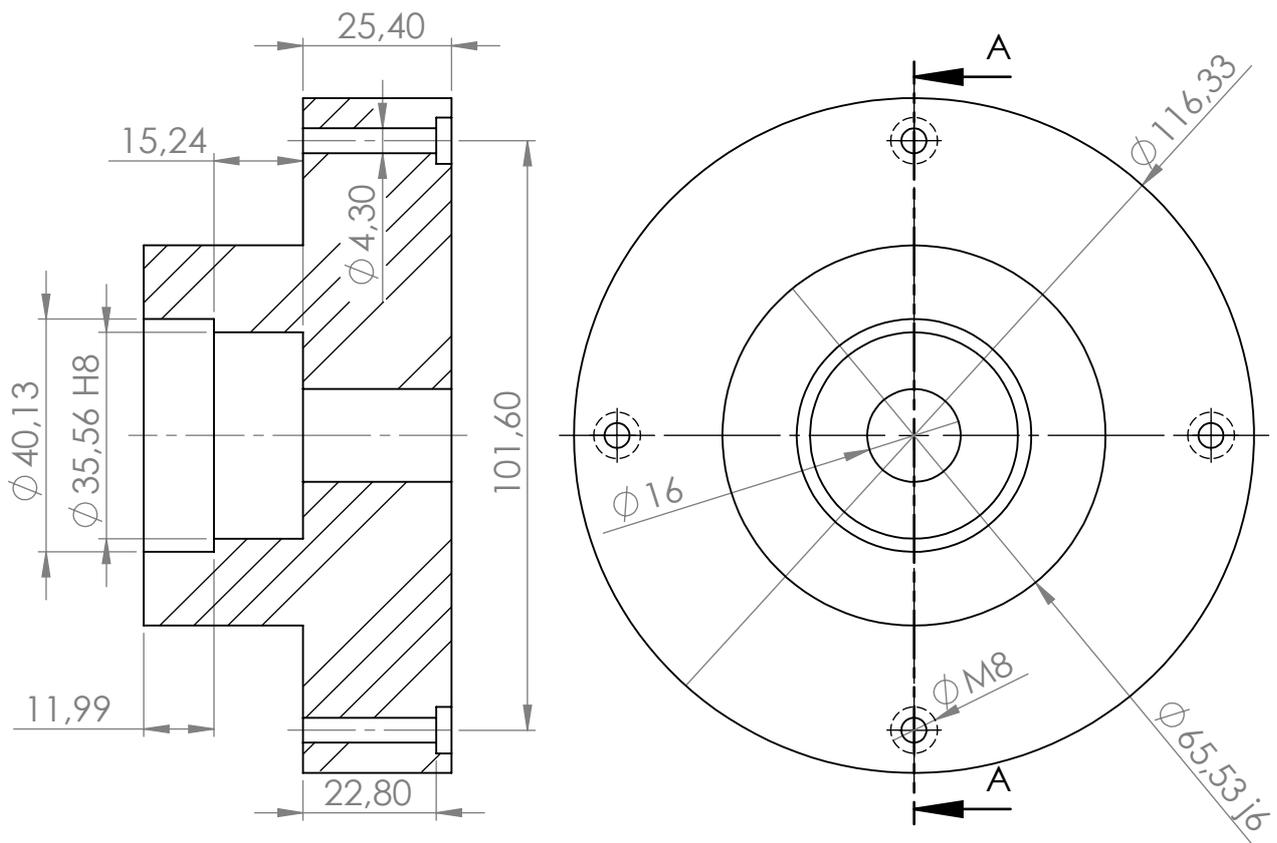
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 1.3



√ N9 En todas las superficies

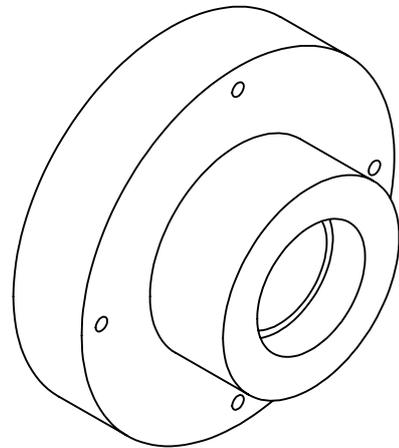


17	1	Tapeta Rodamiento 3	Acero C45
Marca	Nº de Piezas	Designación y observaciones	Norma
		Fecha	Autor
<i>Dibujado</i>	26/08/16	Gonzalo Marrero Ramallo	 Universidad de La Laguna
<i>Comprobado</i>	26/08/16	Gonzalo Marrero Ramallo	
Conjunto:		<b>CAJA REDUCTORA PARA GRÚA</b> E.S.I.T. ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA	
Título:		Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico.	
		Conjunto Nº:	1.00
		Plano Nº:	1.07

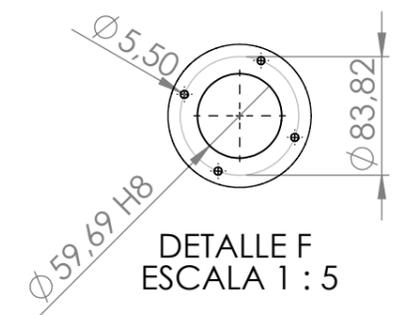
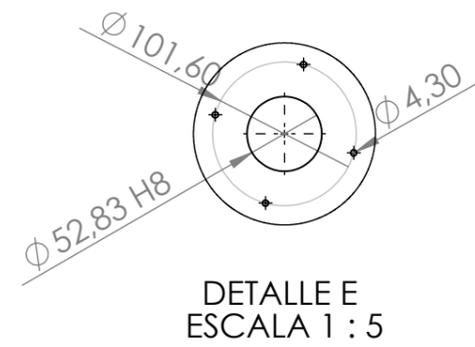
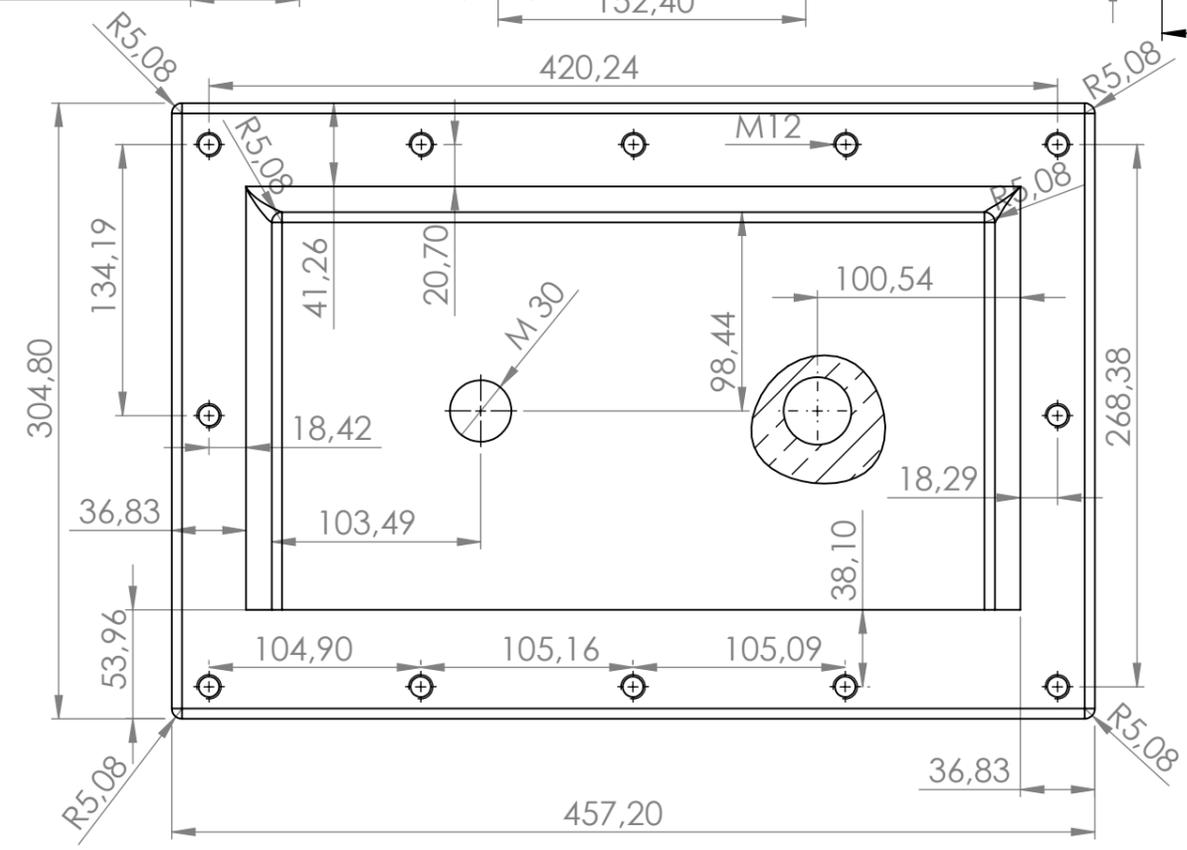
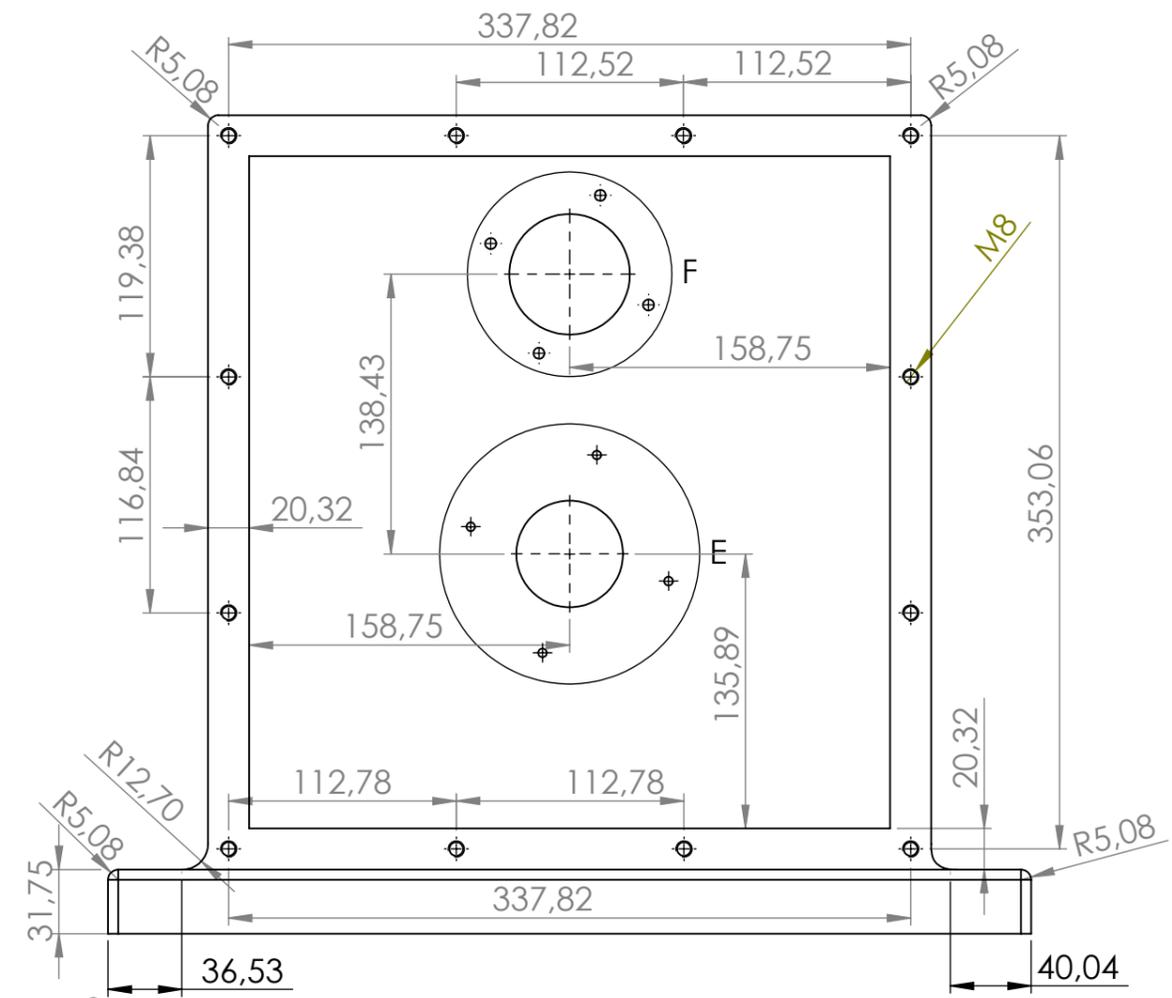
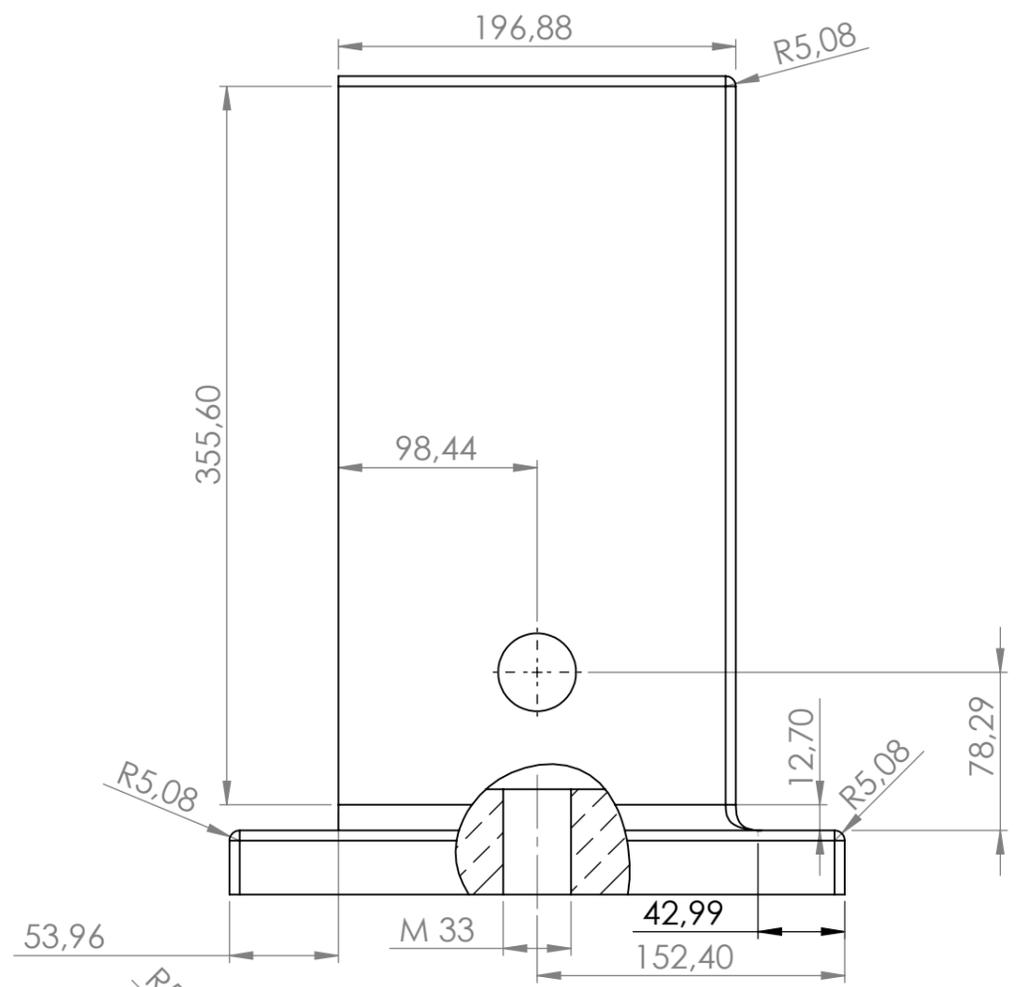


SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 1.3

√ N9 En todas las superficies

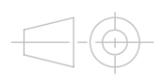


18	1	Tapeta Rodamiento 4			Acero C45	
Marca	Nº de Piezas	Designación y observaciones		Norma	Material y medidas	
		Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m	
<i>Dibujado</i>		26/08/16	Gonzalo Marrero Ramallo		ESCALA:	
<i>Comprobado</i>		26/08/16	Gonzalo Marrero Ramallo		<b>10:13</b>	
Conjunto:				<b>E.S.I.T.</b>		
<b>CAJA REDUCTORA PARA GRÚA</b>				<i>ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA</i>		
				<i>GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA</i>		
Título: <b>Edición de estudiante de SolidWorks.</b> <b>Sólo para uso académico.</b> <b>TAPETA RODAMIENTO 4</b>				Conjunto Nº:	1.00	
				Plano Nº:	1.08	

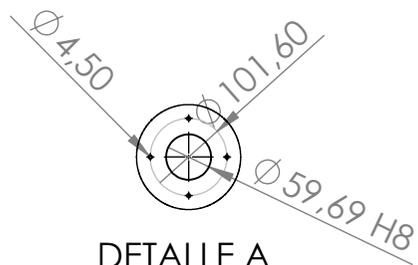


Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.

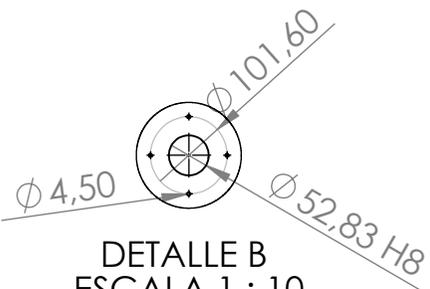
√ N9 En todas las superficies

				Aluminio 5083
				MATERIAL
				Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m
				ESCALA:
				<b>2:7</b>
				
Conjunto: <b>CAJA REDUCTORA PARA GRÚA</b>				E.S.I.T.
				ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA
				GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
Título:				Conjunto Nº: 1.00
				Plano Nº: 1.09

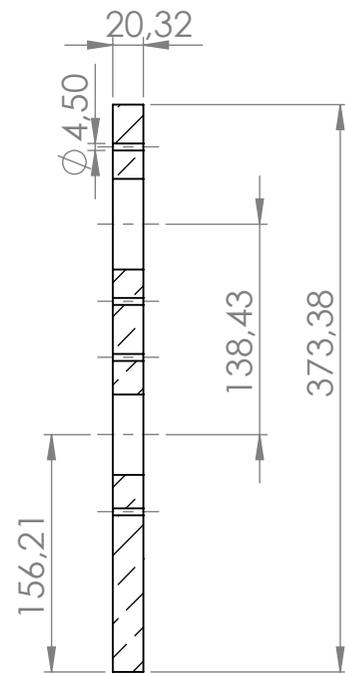
**CARCASA**



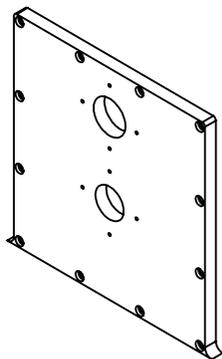
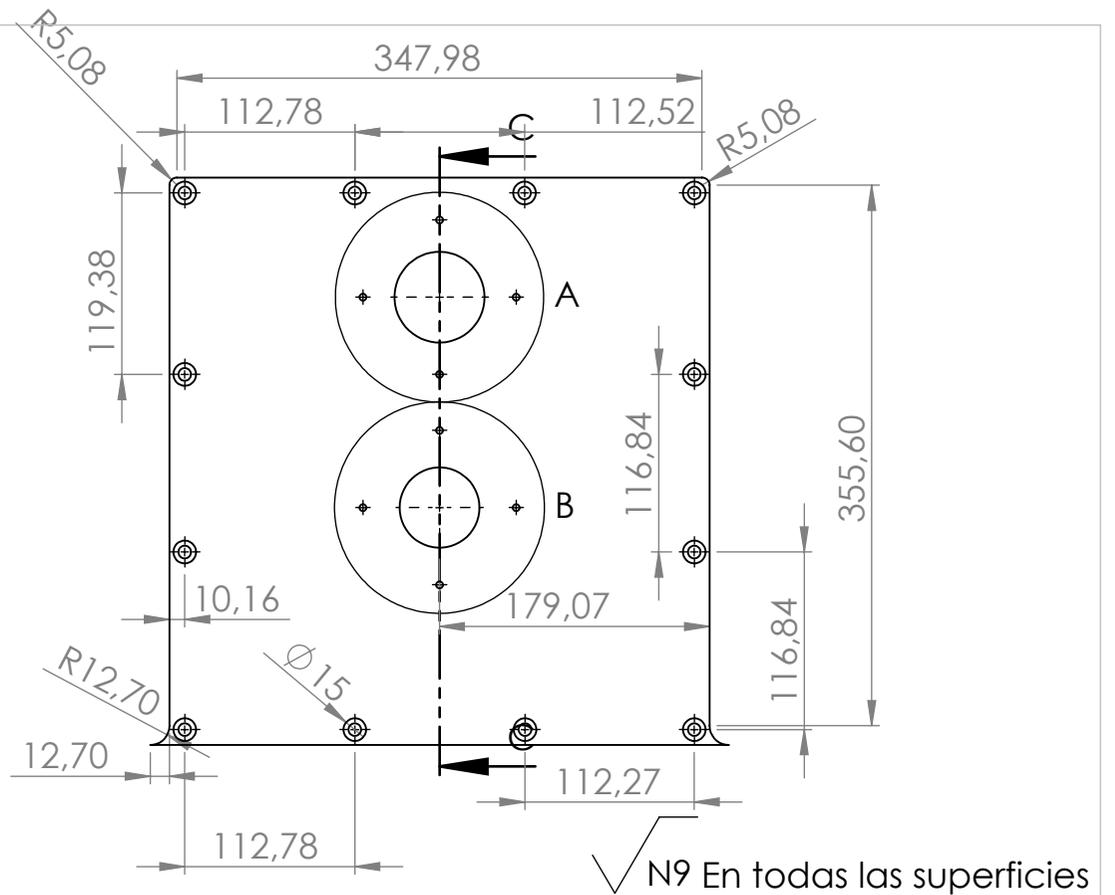
DETALLE A  
ESCALA 1 : 10



DETALLE B  
ESCALA 1 : 10



SECCIÓN C-C



Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.

20	1	Tapa de Carcasa		Aleación de Aluminio 5083
<b>Marca</b>	<b>Nº de Piezas</b>	<b>Designación y observaciones</b>		<b>Norma</b>
		<b>Fecha</b>	<b>Autor</b>	 Universidad de La Laguna
<b>Dibujado</b>	31/08/16	Gonzalo Marrero Ramallo		
<b>Comprobado</b>	31/08/16	Gonzalo Marrero Ramallo		
Conjunto:				<b>Material y medidas</b>
<b>CAJA REDUCTORA PARA GRÚA</b>				Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m
				ESCALA: <b>1:5</b>
Título: <b>TAPA DE CARCASA</b>				<b>E.S.I.T.</b>
				ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
Conjunto N°:				1.00
Plano N°:				1.10

## PLIEGO DE CONDICIONES

---

### TRABAJO DE FIN DE GRADO:

DISEÑO DE UNA CAJA REDUCTORA DE POTENCIA PARA GRÚA

GRADO INGENIERÍA MECÁNICA INDUSTRIAL

Autor: Gonzalo Marrero Ramallo

Tutora: Isabel Martín Mateos

## ÍNDICE PLIEGO DE CONDICIONES

1. PLIEGO DE CONDICIONES.....	Página 3.
2. CONDICIONES GENERALES.....	Página 3.
2.1. Condiciones de uso general.....	Página 3.
3. CONDICIONES TÉCNICAS.....	Página 4.
3.1.Acabados superficiales.....	Página 4.
3.2.Montaje.....	Página 5.
3.3.Mantenimiento.....	Página 7.

## 1. PLIEGO DE CONDICIONES

El presente pliego de condiciones hace referencia al diseño y fabricación de una caja reductora con freno de retención. En este documento del proyecto, se expondrán las cuestiones relevantes para la correcta fabricación y montaje del conjunto.

## 2. CONDICIONES GENERALES

Como condición general para el presente proyecto, se tendrán en cuenta todas las indicaciones técnicas y manuales suministrados por los fabricantes con respecto a todos los componentes que sean comerciales y normalizados. Por lo tanto, quedan excluidos del pliego este tipo de componentes.

### 2.1. Condiciones de uso general

En lo que respecta al uso de la caja reductora, esta se diseña para una potencia de 5,5 kW (7,5 HP) y para lograr una reducción de velocidad desde 1430 rpm a 404 rpm, apróx.

La caja reductora, constará como elementos principales: dos ejes, dos engranajes, cuatro rodamientos de bolas, dos acoplamientos flexibles, una carcasa, un freno de retención.

Otros componentes son: tapetas, sellos, circlips, cuñas y lubricantes.

Se debe suministrar la potencia al sistema mediante un motor eléctrico que cumpla los requerimientos especificados por el proyecto y la caja reductora debe ser montada sobre una placa rígida y firme para asegurar que se mantenga lo más estática posible.

Principalmente, el sistema ha sido diseñado para elevar/descender cargas en pequeñas obras o en viviendas, quedando fuera de la responsabilidad del proyectista las posibles consecuencias que conllevara utilizar el sistema para otras funciones.

### 3. CONDICIONES TÉCNICAS

En este apartado, se recogen temas como el acabado superficial, el montaje y el mantenimiento.

#### 3.1. Condiciones de uso general

El acabado superficial es imprescindible y se especifica en los planos.

Se realizan, por tanto, achaflanados en los extremos de los ejes, y redondeos en los “saltos” que se producen en los ejes, con el fin de suavizar la transición de una sección a otra de diferente diámetro.

El tema del achaflanado y biselado, también se trata de una medida de protección para trabajadores y personal que estén en contacto con estos elementos de la caja reductora, puedan sufrir cualquier tipo de lesión o daño.

Por otro lado, se trata de un aspecto estético, el cual les otorga a los ejes un acabado más limpio y preciso. También, en la carcasa se aplican redondeos de 5 mm.

Retomando el tema de los acabados superficiales, se tiene en cuenta para el encaje de piezas como rodamientos, cuñas, sellos, tapetas, etc. Estos elementos, encajan unos con otros tanto en la carcasa como en los ejes, y deben respetar ciertas tolerancias para que el conjunto se mantenga correctamente unido en los parámetros establecidos.

Atendiendo a la bibliografía tomada en este proyecto, se tomarán los siguientes acabados superficiales:

- Para ejes, se tomará número de rugosidad 7 → (N7)
- Para los asientos de los rodamientos, se tomará el número de rugosidad 5 → (N5)
- Para las tapetas, se toma como número de rugosidad el 9 → (N9)
- Para el resto de elementos se toma el número de rugosidad 9 → (N9)

A continuación, se adjunta la tabla de rugosidades:

Valores de rugosidad Ra		Números de grados de rugosidad
$\mu\text{m}$	$\mu\text{pulg}$	
50	2000	N 12
25	1000	N 11
12.500	500	N 10
6.3	250	N 9
3.2	125	N 8
1.6	63	N 7
0.8	32	N 6
0.4	16	N 5
0.2	8	N 4
0.1	4	N 3
0.05	2	N 2
0.025	1	N 1

Figura 1: “Tabla de números de rugosidad”. Fuente: ocw.uc3m.es

### 3.2.Montaje.

Para el correcto montaje de la reductora, se han de definir una serie de especificaciones y directrices de montaje, de las cuales se definen a continuación en una serie de pasos, que se han decidido conforme se avanzaba en el diseño de la caja reductora:

1. La carcasa es de forma rectangular y desmontable en dos partes: una, cual tendrá forma de caja, y la otra, actuará como tapa o cierre.
2. Se introducirán los ejes, con los engranajes (unidos al eje con las cuñas correspondientes), los rodamientos, los circlips, los sellos correspondientes, en los orificios de la primera parte de la carcasa.
3. Se colocarán las tapetas con su correspondiente tornillería para fijar esos elementos.
4. Se cerrará el conjunto, con la segunda parte de la carcasa (placa rectangular, con sus correspondientes orificios para la salida de los ejes), y se fijarán las tapetas y la placa, con los tornillos correspondientes.
5. La carcasa, se fijará a una base que le proporcionará la estabilidad necesaria, mediante la tornillería.
6. Se colocarán los tapones de entrada y salida del lubricante, y del visor.
7. Se colocarán los acoplamientos flexibles y el freno de retención en el eje de entrada unido a la carcasa. El eje del motor se une al eje de entrada con una cuña.
8. Por último, se unirá el eje de salida al eje de elevación/descenso con la correspondiente cadena o polea mediante cuña. (Este eje secundario ya no es del alcance del proyecto).

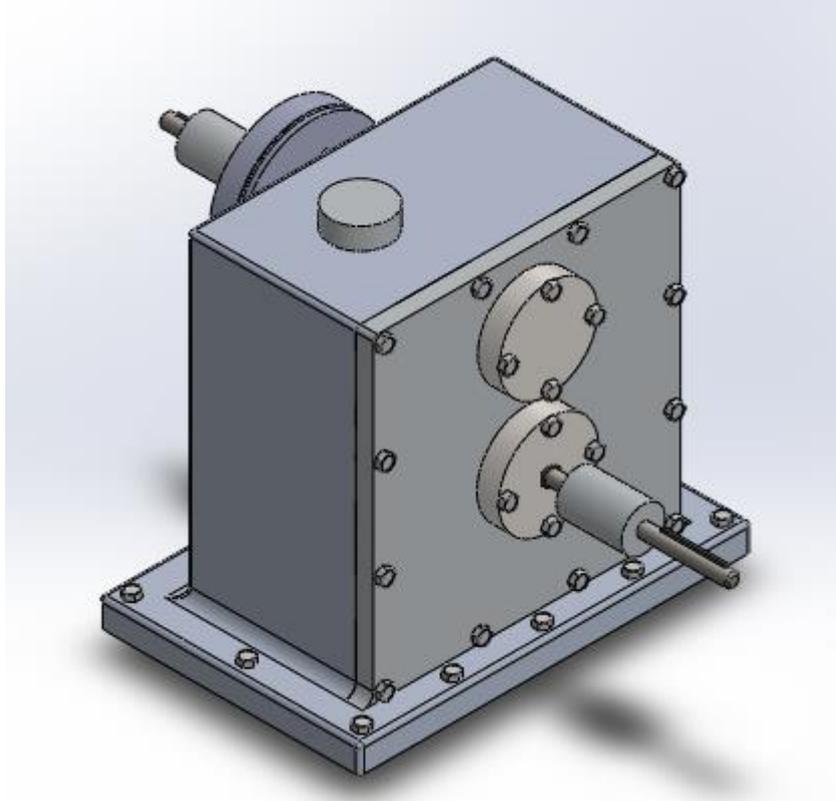


Figura 2: "Representación en 3-D del conjunto ". Fuente propia: SolidWorks

### 3.3.Mantenimiento.

El mantenimiento consiste el conjunto de labores que permiten preservar el buen estado del conjunto, así como aumentar su durabilidad. El mantenimiento se deberá realizar periódicamente para comprobar que todos los componentes se encuentran en buenas condiciones y correrá a cargo del cliente.

Para facilitar el mantenimiento se ha diseñado una carcasa con tapa desmontable de forma que se facilitará el acceso a los componentes internos. Además, si solamente se desea acceder a los rodamientos o juntas, bastará con retirar las tapetas que los cubren.

Por otro lado, se ha añadido un orificio de llenado por la parte superior de la carcasa para permitir la introducción de lubricante con mayor comodidad. Se recomienda realizar el llenado a través de un embudo.

Del mismo modo, la carcasa tiene un orificio en su parte interior para permitir el drenaje del lubricante cuando sea necesario. Este orificio se cubrirá mediante un tapón, que debe llevar un imán en su parte interna para poder arrastrar la viruta desprendida por el uso de los componentes, y así garantizar una mayor limpieza del sistema.

Además, el sistema incorpora un visor en uno de sus laterales que servirá para comprobar el nivel de aceite. El aceite deberá estar siempre como mínimo a un nivel que cubra la mitad del eje inferior para garantizar una correcta lubricación de todos los componentes.

Para el mantenimiento de los elementos comerciales y normalizados presentes, se recurrirá a los catálogos y manuales suministrados por sus fabricantes, ya que en ellos se expresan todas las instrucciones para su mantenimiento, para su uso y sus limitaciones.



## PRESUPUESTO

---

### TRABAJO DE FIN DE GRADO:

DISEÑO DE UNA CAJA REDUCTORA DE POTENCIA PARA GRÚA

GRADO INGENIERÍA MECÁNICA INDUSTRIAL

Autor: Gonzalo Marrero Ramallo

Tutora: Isabel Martín Mateos

## ÍNDICE PRESUPUESTO

1. CUADRO DE PRECIOS.....Página 3.
2. ESTADO DE MEDICIONES.....Página 4.
3. CUADRO DE PRECIOS DETALLADO.....Página 5.
4. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL (PEM).....Página 9.
5. PRESUPUESTO DE BASE POR CONTRATA.....Página 10.

## 1. CUADRO DE PRECIOS

MANO DE OBRA		
Oficial de primera	10,50 €	€/hora
Oficial de segunda	7,00	€/hora

MATERIALES		
AISI 4140 OQT 700	1,00	€/kg
AISI 1040	0,80	€/kg
Rodamiento SKF nº 6204	12,30	€/ud
Rodamiento SKF nº 6203	14,89	€/ud
Acoplamiento MKA-6	6,55	€/ud
Anillo de retención DHO-25	0,08	€/ud
Sello nº 710343 (Rodamiento 1)	2,30	€/ud
Sello nº 714817 (Rodamiento 2)	2,30	€/ud
Sello nº 715402 (Rodamiento 3)	2,30	€/ud
Sello nº 715402 (Rodamiento 4)	2,30	€/ud
Acero C45	0,44	€/kg
Aluminio 5083	2,33	€/kg
Tapón de llenado DIN 910 M30	11,34	€/ud
Tapón de desagüe DIN 908 M33	3,95	€/ud
Visor nivel de aceite nº 3720 - M38	4,68	€/ud
Tornillo ISO 4017 M8 x 40	0,36	€/ud
Tornillo ISO 4017 M12 x 45	0,62	€/ud
Tornillo ISO 4017 M4 x 30	0,11	€/ud
Tornillo ISO 4017 M5 x 45	0,14	€/ud
Freno Monodisco EFD - 20 TEKMATIC	379,95	€/ud
Chaveta 0,25 x 0,25 x 0,50	0,33	€/ud
Chaveta 0,50 x 0,50 x 0,75	1,35	€/ud
Chaveta 0,1875 x 0,1875 x 0,90	0,31	€/ud
Chaveta 0,1875 x 0,1875 x 3,00	0,31	€/ud
Lubricante ISO VG 680	3,88	€/ litro
Moldeo y molde de la carcasa	65,00	€/ud
Motor eléctrico AM 112 BA (AEG)	375,00	€

MAQUINARIA		
Torno	20,00	€/hora
Fresadora	25,00	€/hora
Rectificadora	30,00	€/hora
Taladrado y roscado de la carcasa	15,00	€/hora
Taladrado del engranaje	10,00	€/hora

## 2. ESTADO DE LAS MEDICIONES

ENGRANAJES		
Piñón	1,00	ud
Engrane	1,00	ud
EJES		
Eje de entrada	1,00	ud
Eje de salida	1,00	ud
RODAMIENTOS		
Rodamiento SKF nº 6204	2,00	ud
Rodamiento SKF nº 6203	2,00	ud
ACOPLAMIENTOS		
Acoplamiento MKA-6	2,00	ud
CHAVETAS		
Chaveta 0,25 x 0,25 x 0,50	1,00	ud
Chaveta 0,50 x 0,50 x 0,75	1,00	ud
Chaveta 0,1875 x 0,1875 x 0,90	1,00	ud
Chaveta 0,1875 x 0,1875 x 3,00	1,00	ud
SELLOS		
Sello nº 710343 (Rodamiento 1)	1,00	ud
Sello nº 714817 (Rodamiento 2)	1,00	ud
Sello nº 715402 (Rodamiento 3)	1,00	ud
Sello nº 715402 (Rodamiento 4)	1,00	ud
ANILLOS DE RETENCIÓN		
Anillo de retención DHO-25	2,00	ud
TAPETAS		
Tapeta rodamiento 1	1,00	ud
Tapeta rodamiento 2	1,00	ud
Tapeta rodamiento 3	1,00	ud
Tapeta rodamiento 4	1,00	ud
CARCASA		

Carcasa	1,00	ud
Lubricante ISO VG 680	4,00	litros
Tapa de carcasa	1,00	ud
<b>TAPONES</b>		
Tapón de llenado DIN 910 M30	1,00	ud
Tapón de desagüe DIN 908 M33	1,00	ud
Visor nivel de aceite nº 3720 - M38	1,00	ud
<b>TORNILLERÍA</b>		
Tornillo ISO 4017 M8 x 40	16,00	ud
Tornillo ISO 4017 M12 x 45	7,00	ud
Tornillo ISO 4017 M4 x 30	16,00	ud
Tornillo ISO 4017 M5 x 45	4,00	ud

### 3. CUADRO DE PRECIOS DETALLADO.

ENGRANAJES				
PIÑÓN	Unidades	Cantidad	Subtotal €	Total €
AISI 4140 OQT 700	kg	0,4816	0,4816	0,6261
Torneado	hora	1	20	20
Fresado	hora	2	25	50
Taladrado	hora	0,1	10	1
Rectificado	hora	0,2	30	6
			<b>TOTAL</b>	<b>77,6261</b>

ENGRANE	Unidades	Cantidad	Subtotal €	Total €
AISI 4140 OQT 700	kg	7,13	7,13	9,3
Torneado	hora	1,2	20	24
Fresado	hora	2,2	25	55
Taladrado	hora	0,1	10	1
Rectificado	hora	0,2	30	6
			<b>TOTAL</b>	<b>95,30</b>

<b>TOTAL</b>	<b>172,93</b>
--------------	---------------

EJES				
EJE DE ENTRADA	Unidades	Cantidad	Subtotal €	Total €
AISI 1040	kg	1,328	1,0624	1,38112
Torneado	hora	2	20	40
Fresado	hora	2,5	25	62,5
Taladrado	hora	0,2	10	2
Rectificado	hora	1	30	30
			<b>TOTAL</b>	<b>135,88112</b>

EJE DE ENTRADA	Unidades	Cantidad	Subtotal €	Total €
AISI 1040	kg	1,732	1,3856	1,80128
Torneado	hora	2	20	40
Fresado	hora	2,5	25	62,5
Taladrado	hora	0,2	10	2
Rectificado	hora	1	30	30
			<b>TOTAL</b>	<b>136,30128</b>

**TOTAL 272,1824**

CARCASA				
CARCASA	Unidades	Cantidad	Subtotal €	Total €
ALUMINIO 5083	kg	31,62	73,6746	95,77698
Molde y moldeo	ud	1	65	65
Fresado	h	1	25	25
Taladrado y roscado	h	1	15	15
			<b>TOTAL</b>	<b>200,77698</b>

TAPA DE CARCASA	Unidades	Cantidad	Subtotal €	Total €
ALUMINIO 5083	kg	6,89	16,0537	20,86981
Molde y moldeo	ud	1	65	65
Fresado	h	1	25	25
Taladrado y roscado	h	1	15	15
			<b>TOTAL</b>	<b>125,86981</b>

**TOTAL 326,64679**

TAPETAS				
TAPETA RODAMIENTO 1	Unidades	Cantidad	Subtotal €	Total €
AISI C45	kg	2,00	0,88	1,144
Torneado	hora	0,2	20	4
Taladrado y roscado	hora	0,35	10	3,5
Rectificado	hora	0,2	30	6
			<b>TOTAL</b>	<b>14,644</b>

TAPETA RODAMIENTO 2	Unidades	Cantidad	Subtotal €	Total €
AISI C45	kg	2,95	1,298	1,6874
Torneado	hora	0,2	20	4
Taladrado y roscado	hora	0,35	10	3,5
Rectificado	hora	0,2	30	6
			<b>TOTAL</b>	<b>15,1874</b>

TAPETA RODAMIENTO 3	Unidades	Cantidad	Subtotal €	Total €
AISI C45	kg	2,54	1,1154	1,45002
Torneado	hora	0,2	20	4
Taladrado y roscado	hora	0,35	10	3,5
Rectificado	hora	0,2	30	6
			<b>TOTAL</b>	<b>14,95002</b>

TAPETA RODAMIENTO 4	Unidades	Cantidad	Subtotal €	Total €
AISI C45	kg	2,53	1,1132	1,44716
Torneado	hora	0,2	20	4
Taladrado y roscado	hora	0,35	10	3,5
Rectificado	hora	0,2	30	6
			<b>TOTAL</b>	<b>14,94716</b>

<b>TOTAL</b>	<b>59,72858</b>
--------------	-----------------

TAPONES			
	Cantidad (ud)	Subtotal €	Total €
Tapón de llenado DIN 910 M30	1,00	11,34	11,34
Tapón de desagüe DIN 908 M33	1,00	3,95	3,95
Visor nivel de aceite nº 3720 - M38	1,00	4,68	4,68
		<b>TOTAL</b>	<b>19,97</b>

TORNILLERÍA			
	Cantidad (ud)	Subtotal €	Total €
Tornillo ISO 4017 M8 x 40	16,00	0,36	5,76
Tornillo ISO 4017 M12 x 45	7,00	0,62	4,34
Tornillo ISO 4017 M4 x 30	16,00	0,11	1,76
Tornillo ISO 4017 M5 x 45	4,00	0,14	0,56
		<b>TOTAL</b>	<b>11,86</b>

ANILLOS DE RETENCIÓN			
	Cantidad (ud)	Subtotal €	Total €
Anillo de retención DHO-25	2,00	0,08	0,16
		<b>TOTAL</b>	<b>0,16</b>

CHAVETAS			
	Cantidad (ud)	Subtotal €	Total €
Chaveta 6,25 x 6,25 x 12,50	1,00	0,33	0,33
Chaveta 12,50 x 12,50 x 18,75	1,00	1,35	1,35
Chaveta 4,6875 x 4,6875 x 22,50	1,00	0,31	0,31
Chaveta 4,6875 x 4,6875 x 75	1,00	0,31	0,31
		<b>TOTAL</b>	<b>2,30</b>

RODAMIENTOS			
	Cantidad (ud)	Subtotal €	Total €
Rodamiento SKF nº 6204	2,00	12,30	24,6
Rodamiento SKF nº 6203	2,00	14,89	29,78
		<b>TOTAL</b>	<b>54,38</b>

SELLOS			
	Cantidad (ud)	Subtotal €	Total €
Sello nº 710343 (Rodamiento 1)	1,00	2,30	2,30
Sello nº 714817 (Rodamiento 2)	1,00	2,30	2,30
Sello nº 715402 (Rodamiento 3)	1,00	2,30	2,30
Sello nº 715402 (Rodamiento 4)	1,00	2,30	2,30
		<b>TOTAL</b>	<b>9,20</b>

OTROS				
	Unidades	Cantidad	Subtotal €	Total €
Lubricante ISO VG 680	Litros	4,00	3,88	15,52
Motor eléctrico AM 112 BA (AEG)	ud	1,00	375,00	375
Freno Monodisco EFD - 20 TEKMATIC	ud	1,00	379,95	379,95
			<b>TOTAL</b>	<b>770,47</b>

#### 4. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL (PEM).

PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL (PEM)	
CONCEPTO	PRECIO €
ENGRANAJES	172,93
EJES	272,18
CARCASA	326,65
TAPETAS	59,73
TAPONES	19,97
TORNILLERÍA	11,86
ANILLOS DE RETENCIÓN	0,16
CHAVETAS	2,30
RODAMIENTOS	54,38
SELLOS	9,20
OTROS	770,47

<b>TOTAL</b>	<b>1699,82</b>
--------------	----------------

## 5. PRESUPUESTO DE BASE POR CONTRATA

PRESUPUESTO DE BASE POR CONTRATA	
CONCEPTO	PRECIO (€)
Presupuesto de ejecución material (PEM)	1699,82
Gastos generales (14%)	237,97
Beneficio Industrial (7%)	118,99
I.G.I.C. (7%)	143,97
<b>TOTAL</b>	<b>2200,76</b>

El precio total del proyecto, asciende a **dos mil doscientos euros con setenta y seis céntimos.**