



Universidad  
de La Laguna

Escuela Superior de  
Ingeniería y Tecnología  
Sección de Ingeniería Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

## **TRABAJO FIN DE GRADO**

TÍTULO:

**Diseño de una caja reductora con embrague de protección con  
sobrepotencia.**

AUTOR:

Germán Torres Rivero.

TUTOR:

Carmelo Militello Militello

Septiembre de 2016



Universidad  
de La Laguna

Escuela Superior de  
Ingeniería y Tecnología  
Sección de Ingeniería Industrial

Diseño de una caja reductora con embrague de protección con sobrepotencia.



Universidad  
de La Laguna

Escuela Superior de  
Ingeniería y Tecnología  
Sección de Ingeniería Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

## **TRABAJO FIN DE GRADO**

TÍTULO:

**Diseño de una caja reductora con embrague de protección con  
sobrepotencia.**

## **ÍNDICE GENERAL**

**AUTOR:**

Germán Torres Rivero.

**TUTOR:**

Carmelo Militello Militello

Septiembre de 2016



## Índice memoria

0. Hoja de identificación.....	5
1. Object.....	6
2. Alcance.....	6
3. Antecedentes.....	6
4. Referencias.....	7
4.1 Normativa.....	7
4.2 Referencias bibliográficas.....	7
4.3 Catálogos.....	7
4.4 Programas de cálculo.....	8
5. Requisitos del diseño.....	8
6- Análisis de soluciones.....	8
6.1 Ideas previas.....	8
6.1.1 Tipo de engranajes:.....	8
6.1.2 Disposición de los ejes de alta y de baja.....	10
6.1.3 Sistema de fijación.....	10
6.2 Diseño elegido.....	10
7. Criterios aplicados y bases de cálculo.....	11
7.1 Cálculo de los engranajes.....	11
7.1.1 Cálculo del momento flexionante en los dientes.....	13
7.1.2 Selección del material del engranaje para el esfuerzo flexionante.....	18
7.1.3 Resistencia a la picadura de los dientes.....	20
7.1.4 Selección de material del engrane con base en el esfuerzo de contacto.....	20
7.2 Cálculo de ejes.....	22
7.2.1 Fuerzas y momentos que ejercen los elementos de máquinas sobre los ejes.....	22
7.2.2 Diagramas de momento flexionante y torsor.....	23
7.2.3 Selección del material para ejes.....	23
7.2.4 Factor de diseño N.....	24
7.2.5 Diámetros mínimos admisibles en los ejes.....	24
7.3 Selección de rodamientos.....	25
7.3.1 Ajustes de los rodamientos sobre los ejes.....	26
7.4 Chavetas.....	28
7.5 Anillos de retención.....	30

7.6 Sellos y juntas.....	30
7.6.1 Sellos.....	30
7.6.2 Juntas de estanqueidad.....	30
7.7 Apunte sobre tolerancias.....	30
7.8 Carcasa.....	31
7.9 Lubricación.....	31
7.10 Embrague.....	32
7.10 Vista previa del diseño de la caja reductora con embrague de sobrepotencia.....	33
7.11 Tabla resumen de componentes.....	37
8. Índice de figuras.....	39
9. Índice de tablas.....	40
10. Índice de ecuaciones.....	41

## Índice anexos.

1. Anexo de cálculo. ....	5
1.1 Resultados de los cálculos de los engranes y piñones. ....	5
1.1.1 Primera etapa de reducción. ....	5
1.1.1.1 Cálculo de parámetros geométricos de los engranes. ....	5
1.1.1.2 Cálculo de esfuerzo flexionante. ....	6
1.1.1.3 Cálculo de número de esfuerzo flexionante. ....	7
1.1.1.4 Cálculo de resistencia a la picadura de los dientes. ....	7
1.1.1.5 Cálculo de número de esfuerzo de contacto admisible modificado. ....	8
1.1.1.6 Selección del material. ....	8
1.1.2 Segunda etapa de reducción. ....	9
1.1.2.1 Cálculo de parámetros geométricos de los engranes. ....	9
1.1.2.2 Cálculo de esfuerzo flexionante. ....	10
1.1.2.3 Cálculo de número de esfuerzo flexionante. ....	11
1.1.2.4 Cálculo de resistencia a la picadura de los dientes. ....	11
1.1.2.5 Cálculo de número de esfuerzo de contacto admisible modificado. ....	12
1.1.2.6 Selección del material. ....	12
1.1.3 Tercera etapa de reducción. ....	13
1.1.3.1 Cálculo de parámetros geométricos de los engranes. ....	13
1.1.3.2 Cálculo de esfuerzo flexionante. ....	14
1.1.3.3 Cálculo de número de esfuerzo flexionante. ....	14
1.1.3.4 Cálculo de resistencia a la picadura de los dientes. ....	15
1.1.3.5 Cálculo de número de esfuerzo de contacto admisible modificado. ....	15
1.1.3.6 Selección del material. ....	16
1.2 Resultado de cálculo de los ejes. ....	17
1.2.1 Eje de entrada. ....	17
1.2.1.2 Diagrama de momentos del eje de entrada. ....	17
1.2.1.3 Selección del material para eje de entrada. ....	18
1.2.1.4 Cálculo de diámetros mínimos necesarios por sección eje de entrada. ....	19
1.2.1.5 Selección de rodamientos. ....	19
1.2.1.6 Cálculo y selección de chavetas. ....	20
1.2.1.7 Selección de los anillos de retención. ....	21
1.2.2 Eje intermedio 1. ....	21
1.2.2.2 Diagrama de momentos del eje intermedio 1. ....	21

1.2.2.3 Selección del material para eje intermedio 1. ....	23
1.2.2.4 Cálculo de diámetros mínimos necesarios por sección eje intermedio 1. ....	24
1.2.2.5 Selección de rodamientos. ....	24
1.2.2.6 Cálculo y selección de chavetas. ....	25
1.2.2.7 Selección de los anillos de retención. ....	26
1.2.3 Eje intermedio 2. ....	26
1.2.3.2 Diagrama de momentos del eje intermedio 2. ....	26
1.2.3.3 Selección del material para eje intermedio 2. ....	29
1.2.3.4 Cálculo de diámetros mínimos necesarios por sección eje intermedio 1. ....	29
1.2.3.5 Selección de rodamientos. ....	30
1.2.3.6 Cálculo y selección de chavetas. ....	30
1.2.2.7 Selección de los anillos de retención. ....	31
1.2.4 Eje de salida. ....	32
1.2.4.2 Diagrama de momentos del eje de salida. ....	32
1.2.4.3 Selección del material para eje de salida. ....	33
1.2.4.4 Cálculo de diámetros mínimos necesarios por sección eje de salida. ....	34
1.2.4.5 Selección de rodamientos. ....	34
1.2.4.6 Cálculo y selección de chavetas. ....	35
1.2.4.7 Selección de los anillos de retención. ....	36
1.3 Cálculo de ajuste de rodamientos. ....	36
1.3.1 Ajuste rodamientos en el eje. ....	37
1.3.2 Ajuste rodamientos en los soportes. ....	37
1.4 Resultado de cálculo y selección del embrague. ....	38
2 Anexo de catálogos. ....	40
2.1 Catálogo de engranajes seleccionados. ....	40
2.2 Catálogo de rodamientos seleccionados. ....	42
2.3 Catálogo de anillos de retención. ....	46
2.4 Catálogo del embrague seleccionado. ....	51
3 Índice de figuras. ....	53
4 Índice de tablas. ....	54

## Índice de planos.

1. Plano conjunto.
2. Perspectivas.
3. Tapa carcasa.
4. Carcasa.
5. Tapa aceite.
6. Soporte rodamiento A eje entrada.
7. Soporte rodamiento B eje entrada.
8. Soporte rodamiento A eje intermedio 1.
9. Soporte rodamiento B eje intermedio 1.
10. Soporte rodamiento A eje intermedio 2.
11. Soporte rodamiento B eje intermedio 2.
12. Soporte rodamiento A eje salida.
13. Soporte rodamiento B eje salida.
14. Eje de entrada.
15. Eje intermedio 1.
16. Eje intermedio 2.
17. Eje salida.
18. Piñón eje de entrada.
19. Engrane eje intermedio 1.
20. Piñón eje intermedio 1 y 2.
21. Engrane eje intermedio 2.
22. Engrane eje salida.
23. Base.

## Índice pliego de condiciones

1. Pliego de condiciones .....	4
1.1. Condiciones generales .....	4
1.1.1. Condiciones de uso general .....	4
1.2. Condiciones técnicas .....	4
1.2.1. Acabados superficiales .....	4
1.2.2. Montaje .....	4
1.2.3 Orden de montaje .....	5
1.3. Mantenimiento .....	5

## Índice presupuesto y mediciones

1. Presupuesto de materiales.....	4
2. Presupuesto fabricación de piezas. ....	5
3. Presupuesto de ejecución material. ....	6
4. Presupuesto de base por contrata. ....	7
5. Índice de figuras. ....	8



Universidad  
de La Laguna

Escuela Superior de  
Ingeniería y Tecnología  
Sección de Ingeniería Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

## **TRABAJO FIN DE GRADO**

TÍTULO:

**Diseño de una caja reductora con embrague de protección con  
sobrepotencia.**

## **Memoria**

AUTOR:

Germán Torres Rivero.

TUTOR:

Carmelo Militello Militello

Septiembre de 2016



## Índice memoria

0. Hoja de identificación.....	5
1. Object.....	6
2. Alcance.....	6
3. Antecedentes.....	6
4. Referencias.....	7
4.1 Normativa.....	7
4.2 Referencias bibliográficas.....	7
4.3 Catálogos.....	7
4.4 Programas de cálculo.....	8
5. Requisitos del diseño.....	8
6- Análisis de soluciones.....	8
6.1 Ideas previas.....	8
6.1.1 Tipo de engranajes:.....	8
6.1.2 Disposición de los ejes de alta y de baja.....	10
6.1.3 Sistema de fijación.....	10
6.2 Diseño elegido.....	10
7. Criterios aplicados y bases de cálculo.....	11
7.1 Cálculo de los engranajes.....	11
7.1.1 Cálculo del momento flexionante en los dientes.....	13
7.1.2 Selección del material del engranaje para el esfuerzo flexionante.....	18
7.1.3 Resistencia a la picadura de los dientes.....	20
7.1.4 Selección de material del engrane con base en el esfuerzo de contacto.....	20
7.2 Cálculo de ejes.....	22
7.2.1 Fuerzas y momentos que ejercen los elementos de máquinas sobre los ejes.....	22
7.2.2 Diagramas de momento flexionante y torsor.....	23
7.2.3 Selección del material para ejes.....	23
7.2.4 Factor de diseño N.....	24
7.2.5 Diámetros mínimos admisibles en los ejes.....	24
7.3 Selección de rodamientos.....	25
7.3.1 Ajustes de los rodamientos sobre los ejes.....	26
7.4 Chavetas.....	28
7.5 Anillos de retención.....	30

7.6 Sellos y juntas.....	30
7.6.1 Sellos.....	30
7.6.2 Juntas de estanqueidad.....	30
7.7 Apunte sobre tolerancias.....	30
7.8 Carcasa.....	31
7.9 Lubricación.....	31
7.10 Embrague.....	32
7.10 Vista previa del diseño de la caja reductora con embrague de sobrepotencia.....	33
7.11 Tabla resumen de componentes.....	37
8. Índice de figuras.....	39
9. Índice de tablas.....	40
10. Índice de ecuaciones.....	41

## 0. Hoja de identificación.

<b>Título del proyecto</b>	
Diseño de una caja reductora con embrague de protección con sobrepotencia.	

<b>Peticionario</b>	Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología (ESIT). Universidad de La Laguna (ULL).
<b>Dirección</b>	Avda. Astrofísico Francisco Sánchez, s/n San Cristóbal de La Laguna, Santa Cruz de Tenerife.

<b>Autor del proyecto</b>	Germán Torres Rivero.
<b>DNI</b>	48012328-N
<b>Dirección</b>	C/ Fotingo, nº 7, Esc. 1, piso 1-C, La Gallega, Santa Cruz de Tenerife.
<b>Contacto</b>	gtorres.rivero@gmail.com

<b>Tutor</b>	Carmelo Militello Militello
<b>Contacto</b>	carmelomilitello@gmail.com

## 1. Object.

The purpose of this Final Project is the proposal of calculation and design of a gearbox with safety clutch, designed for implementation in different industrial field work. The design of this gearbox will be made in consideration of the proper functionality of its elements, and the different manufacturing processes and assembly to be carried out for construction. Therefore, the work results allow us to:

- Establish appropriate criteria for making an actual prototype.
- Establish the basis for mass production.

In the following chapters, we will see in detail, the criteria and the considerations that were taken in account for the calculation and design of the gearbox, based on the preliminary requirements provided by the client: a reduction from a speed of 3600 revolutions for minute in the input shaft to 100 revolutions for minute in the output shaft, powered by an 5kW combustion engine. Besides, in the input shaft, will be installed an safety clutch to protect the output shaft on engine unexpected overpower.

## 2. Alcance.

El ámbito del Proyecto Fin de Grado, viene dado como requisito fundamental para la obtención del Grado en Ingeniería Mecánica, enmarcado dentro de las áreas específicas y generales de conocimientos de la ingeniería mecánica.

En el siguiente proyecto se busca aplicar de forma global y específica las diferentes áreas de conocimientos impartidos en el Grado en Ingeniería Mecánica, en particular a aquellos que tienen que ver con el cálculo y diseño de máquinas, resistencia y elasticidad de los materiales, dibujo mecánico y tecnología industrial.

Para ello, realizaremos el cálculo y diseño de una caja reductora con un embrague de protección con sobre potencia, la cual se buscará reducir una velocidad en el eje de entrada de 3600 rpm a una velocidad en el eje de salida de 100 rpm, con una potencia de 5 kW, la cual será suministrada por un motor de combustión.

## 3. Antecedentes.

Las cajas reductoras son máquinas que básicamente tienen como finalidad reducir la velocidad de giro de un eje de entrada que gira a altas rpm, a una velocidad de giro menor en el eje de salida de baja velocidad, la cual será apropiada para un determinado uso. Dicha disminución de la velocidad de giro en el eje de salida viene acompañado por un aumento del par torsional, lo que resulta otra utilidad importante para las cajas reductoras.

Las cajas reductoras son de gran importancia en las industrias, ya que permiten adaptar un mismo tipo de motor a diferentes tipos de usos sin la necesidad de tener que forzar al

mismo a trabajar en un rango de potencia donde su rendimiento no sea el óptimo o tener que comprar distintos motores para diferentes tareas.

En la actualidad, existen en el mercado gran variedad de cajas reductoras que se adaptan a diferentes requerimientos que pueda tener el usuario: tamaños, rangos de trabajo, potencias, etc. En el siguiente proyecto, procederemos al cálculo y diseño de una caja reductora con un mecanismo de engranajes rectos de ejes paralelos, la cual tendrá una relación de transmisión de 36 a 1, para una potencia de 5 kW para uso industrial.

## 4. Referencias.

### 4.1 Normativa.

- Acotación de los planos: UNE 1039-94 (ISO 129-1973).
- Aplicación de tolerancias dimensionales: UNE EN 20286-1: 1996 (ISO 286:1988).
- Aplicación de tolerancias generales: UNE EN 22768-m.
- Selección de chavetas: UNE 17102.
- Para el cálculo de la vida de los rodamientos: ISO 281/2.
- Las dimensiones de los anillos de retención: DIN 471, DIN 472.
- Juntas según: ISO 6194/1.
- Designación de materiales: UNE 36011-12.
- Cálculo y diseño de engranajes: Según normas:
  - AGMA.
  - ANSI B106.IM-1985
- Cálculo y diseño de ejes: Según normas AGMA.
- Características de los lubricantes: DIN 51412
- Normativa interna de la Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología de la Universidad de La Laguna para la redacción de Trabajos de Fin de Grado UNE 157001 "Criterios para la elaboración de proyectos".

### 4.2 Referencias bibliográficas.

- MOTT, L. Robert. *Diseño de elementos de Máquinas*. Cuarta edición. México. Pearson, 2006.
- NORTON, L. Robert. *Diseño de Máquinas*. Cuarta edición. México. Pearson, 2011.

### 4.3 Catálogos.

- TIMKEN Ball Bearings Catalog.
- Catálogo de Engranajes rectos Martin.
- Embrague: Cluth Mayr catalog.

- Catálogo ejemplo de cajas reductoras: Coaxials- gears Hydro-mec catalog.

#### 4.4 Programas de cálculo.

- Programa de CAD SOLIDWORKS 2012.
- Microsoft EXCEL.
- Bending moment diagram, software online para la simulación y elaboración de los diagramas de momento.

#### 5. Requisitos del diseño.

Para la realización del diseño de la caja reductora con embrague se nos propusieron los siguientes requisitos:

- Velocidad de giro en el eje de entrada ( $n_{in}$ ): 3600 rpm.
- Velocidad de giro que se quiere en el eje de salida ( $n_{out}$ ): 100 rpm.
- Potencia: 5 kW.
- La velocidad de giro de entrada será proporcionada por un motor de combustión (choque moderado) que tendrá como fin el impulsar una máquina de choque moderado.

Cabe destacar que dichos valores son orientativos.

#### 6- Análisis de soluciones.

##### 6.1 Ideas previas.

Debido a los pocos requisitos dados, podemos decir que tenemos una gran cantidad de diferentes soluciones para la realización de la caja reductora. Las cajas reductoras las podemos clasificar según:

##### 6.1.1 Tipo de engranajes:

- Reductores de velocidad de sin fin-corona.

Es quizás el tipo de reductor de velocidad más sencillo. Se compone de una corona dentada, normalmente de bronce, en cuyo centro se embute el eje lento, normalmente de acero. La corona está en contacto permanente con un husillo de acero en forma de tornillo sin fin. Una vuelta del tornillo sin fin provoca el avance de un diente de la corona y en consecuencia la reducción de velocidad. La reducción de velocidad de una sin fin- corona se calcula con el producto del número de dientes de la corona por el número de entradas del tornillo sin fin.

Paradójicamente, es el tipo de reductor de velocidad más usado y comercializado a la par que todas las tendencias de ingeniería lo consideran obsoleto por sus grandes defectos que son, el bajo rendimiento energético y la pérdida de tiempo entre ciclos

- Reductores de velocidad de engranajes.

Los reductores de engranajes son aquellos en que toda la transmisión mecánica se realiza por pares de engranajes de cualquier tipo excepto los basados en tornillo sin fin. Sus ventajas son el mayor rendimiento energético, menor mantenimiento y menor tamaño.

- Reductores cicloidales.

El sistema de reducción de velocidad de Cicloidal se basa en un principio ingeniosamente simple. El reductor de velocidad sólo tiene tres partes móviles:

- El eje de entrada de alta velocidad con una leva excéntrica integral y un conjunto de cojinete de rodillo
- El disco cicloidal y el conjunto del eje de salida de baja velocidad. La acción de rodamiento progresiva y pareja de los discos cicloidales eliminan la fricción y los puntos de presión de los engranajes convencionales.

Todos los componentes que transmiten el par de torsión de Cicloidal ruedan y están dispuestos en forma simétrica alrededor del eje para una operación equilibrada

- Reductores de velocidad planetarios.

Son reductores de engranaje con la particularidad de que no están compuestos de pares, sino de una disposición algo distinta; y sirven para diferentes tipos de variaciones de velocidad.

Un sistema tiene el engranaje principal fijado rígidamente a la sección delantera del motor, y una corona interna es impulsada por el cigüeñal. El piñón está unido al eje de lo que quiere mover. y montado en ella y son una serie de piñones que cuando el cigüeñal gira, los piñones giran en torno al principal fijo, en compañía de la hélice en la misma dirección, pero a una velocidad reducida.

Los reductores de velocidad de engranajes planetarios, interiores o anulares son variaciones del engranaje recto en los que los dientes están tallados en la parte interior de un anillo o de una rueda con reborde, en vez de en el exterior. Los engranajes interiores suelen ser impulsados por un piñón, (también llamado piñón Sol, que es un engranaje pequeño con pocos dientes).

Debido a que tienen más dientes en contacto que los otros tipos de reductores, son capaces de transferir más par, por lo que su uso en la industria cada vez es más difundido. Ya que generalmente un reductor convencional de flechas paralelas en aplicaciones de alto par debe recurrir a arreglos de corona o cadenas, lo cual no sólo requiere de más tamaño sino que también implicara el uso de lubricantes.

### 6.1.2 Disposición de los ejes de alta y de baja.

- Paralelos.
- Ortogonales.
- Coaxiales.

### 6.1.3 Sistema de fijación.

- Fijo.
- Pendular.

## 6.2 Diseño elegido.

Una vez vistos los diferentes tipos de cajas reductoras que existen, y tomando en cuenta los requerimientos que nos fueron facilitados, optamos finalmente por el cálculo y diseño de una caja reductora de engranajes, debido a su simplicidad y su buen rendimiento. A su vez, decidimos plantear la disposición de los ejes en paralelo. Dentro de ésta configuración, podemos tener a su vez, multitud de diseños: de una o varias etapas, con la entrada y la salida del mismo lado de la caja o en lados opuestos.

Finalmente, hemos optado por un diseño de 3 etapas de reducción para comprimir el tamaño de la caja reductora, ya que debido a la relación de transmisión, al realizar una sola etapa hubiéramos necesitado de engranajes mucho más grandes. En cuanto a la disposición de la entrada y la salida, por tema de comodidad, decidimos colocar la entrada y la salida en caras opuestas, de forma que evitamos así que se puedan interferir entre los posibles acoples que se le conecten a dichos ejes.

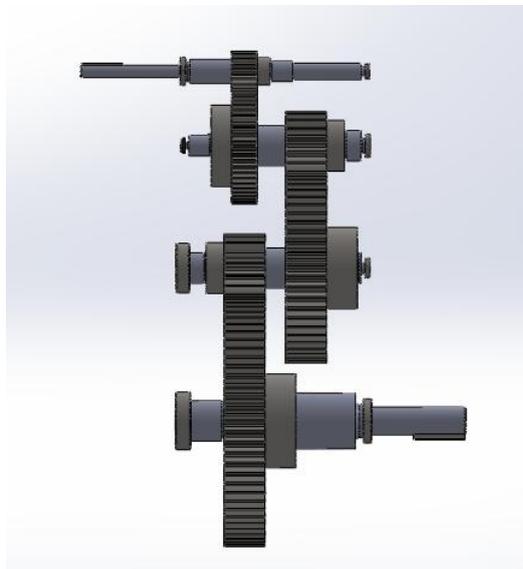


Fig. 1: diseño de engranajes de tres etapas escogido para el cálculo de la caja reductora, con la entrada y la salida en lados opuestos.

En cuanto a la posición de operación la máquina, en un principio nos planteamos la opción de diseñarla para que su posición de operación fuera vertical. Sin embargo, al ser un mecanismo con 3 etapas, resultaría una altura que sobre todo iba a dificultar la lubricación de los ejes más altos. Es por esto que al final hemos optado por diseñar la máquina de modo que su posición de trabajo sea horizontal. De esta forma, la lubricación de todos los ejes se facilita aún más, así como otros aspectos como el del diseño de la carcasa para una mayor accesibilidad a la hora de realizar trabajos de reparación y mantenimiento.

## 7. Criterios aplicados y bases de cálculo.

Una vez elegido el tipo de caja que procederemos a diseñar, procederemos a realizar los cálculos respectivos para su diseño definitivo, en función a los requerimientos exigidos previamente.

A continuación, procederemos a detallar la descripción del proceso de cálculo utilizado para la realización del producto final, así como las diferentes consideraciones y criterios que fueron utilizados en su propio diseño.

### 7.1 Cálculo de los engranajes.

El primer paso que realizamos a la hora de realizar el cálculo de nuestra caja reductora será el cálculo de las dimensiones de los engranajes rectos, el cuál va en función de los datos que nos fueron establecidos previamente: la velocidad del eje de entrada, la velocidad del eje de salida y la potencia. Con la velocidad del eje de entrada y la velocidad del eje de salida, tenemos la relación de transmisión ( $i$ ) de la caja:

$$i = \frac{n_{in}}{n_{out}} = \frac{dp_{out}}{dp_{in}} = \frac{z_{out}}{z_{in}}$$

**Ecuación I: relación de transmisión.**

donde:  $z$ =número de dientes

$dp$ = diámetro primitivo

De los engranajes rectos con un ángulo de presión de 20°, sabemos que el paso diametral se define como:

$$P_d = \frac{z_{in}}{dp_{in}} = \frac{z_{out}}{dp_{out}}$$

**Ecuación II: paso diametral.**

Por otro lado, estableceremos como criterio para engranajes de transmisión en maquinaria general:

$$\frac{8}{P_d} < F < \frac{16}{P_d}$$

**Ecuación III: criterio para ancho de cara en engranajes.**

donde:  $F$  = ancho de cara del diente.

El límite superior tiende a minimizar los problemas de alineamiento y a asegurar que haya una carga razonablemente uniforme en toda la cara. Por otro lado, el límite inferior asegura un diseño más compacto, pero se aumenten los problemas de alineamiento y se concentran los esfuerzos en superficies más pequeñas.

Por lo tanto, el valor nominal de ancho de cara ( $F$ ), lo tomaremos como:

$$F = \frac{12}{P_d}$$

**Ecuación IV: ancho de cara nominal.**

donde el ancho de cara debe ser igual para los engranes que conforman un engranaje.

A partir de éstas fórmulas necesitamos constituir un criterio para establecer algún parámetro que nos permita calcular el resto de dimensiones geométricas del engranaje. Estableceremos como criterio que el número de dientes del piñón a elegir estará en un rango:

$$17 < z_{in} < 20$$

**Ecuación V: criterio para elección de número de dientes del piñón.**

A su vez, tendremos que establecer un ancho de cara o en su defecto, un paso diametral arbitrario. De ésta forma, en conjunto con el número de dientes del piñón, podremos calcular el resto de parámetros para las velocidades de entrada y de salida que nos fueron planteados. Como podemos observar, son múltiples las combinaciones de engranes que podemos utilizar para una misma reducción de velocidad. Con la aplicación de algunos criterios podemos acotar un poco dicha búsqueda.

Aplicando lo descrito anteriormente, para una reducción de 3600 rpm a 100 rpm en una sola etapa, podemos observar que necesitaríamos, para un piñón de 18 dientes y 1,8 pulgadas de diámetro primitivo, un engrane de 64,8 pulgadas de diámetro y de 648 dientes. Esto resultaría un engrane demasiado grande para su uso práctico, por lo que procedemos a agregar otra etapa de reducción para disminuir el tamaño de la caja. Para esto, debemos establecer una relación de transmisión del eje de alta al eje intermedio y repetir el procedimiento anterior. Luego se debe verificar el mismo procedimiento en la transmisión del eje intermedio al eje de baja. Si lo hacemos, podemos observar que nos sigue dando un tamaño de engrane en el eje de salida demasiado grande, por lo que finalmente decidimos agregar otro eje intermedio.

Finalmente, realizando varias iteraciones con el procedimiento y los criterios descritos anteriormente, nos quedan definidos los engranajes de la siguiente manera:

Datos	Engranaje in	Engranaje intermedio	Engranaje out
Potencia (HP)	6,705	6,705	6,705
F (pulgadas)	1,2	2	2
Rela. trans. (i)	0,3272	0,3333	0,3333
$N_{in}$	3600	1178,18	392,72
$N_{out}$	1178,18	392,72	100
Ángulo de presión	20	20	20
Pd	10	6	10
Dp piñón (pulg.)	1,8	3	3
Dp engrane (pulg.)	5,5	9	12
Z piñón	18	18	18
Z engrane	55	54	72

Tabla 1: resumen datos geométricos de los engranes.

Una vez definidos las dimensiones de los engranajes, procederemos a la selección del material de fabricación y su tratamiento superficial en función de las cargas que deben soportar los dientes para la geometría planteada.

### 7.1.1 Cálculo del momento flexionante en los dientes.

Los dientes de los engranajes están sometidos a esfuerzos puesto que son el punto de contacto a través del cual se transmite de un eje al otro el par torsional del eje conductor. La fuerza que actúan sobre los dientes se puede descomponer en dos componentes en el caso de los engranajes rectos: la fuerza ortogonal ( $W_r$ ) y la fuerza tangencial ( $W_t$ ).

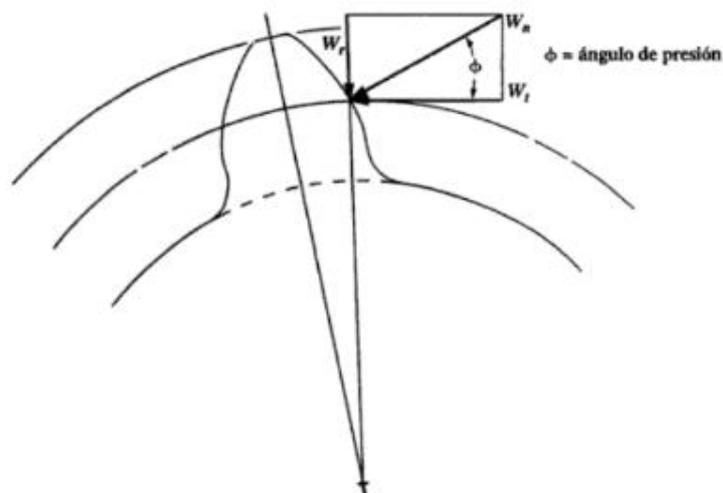


Fig. 2 fuerzas sobre un diente de engranaje.

La fuerza tangencial y radial las podemos calcular a través de las siguientes fórmulas respectivamente:

$$W_t = \frac{P}{v_t} = 33000 * \frac{P}{v_t} [lb]$$

**Ecuación VI: fuerza tangencial.**

$$W_r = W_t * \tan\phi$$

**Ecuación VII: fuerza radial.**

donde:  $v_t$ = velocidad de línea de paso

$\phi$ = ángulo de presión del diente.

La fuerza tangencial produce un momento flexionante en el diente del engranaje parecido al de una viga en voladizo. El esfuerzo flexionante que resulta es máximo en la base del diente. A partir de la deducción de la ecuación de Lewis, podemos calcular el esfuerzo flexionante del perfil del diente:

$$S_t = \frac{W_t * P_d}{F * J} * K_0 K_S K_m K_B K_v$$

**Ecuación VIII: número de esfuerzo flexionante.**

donde:  $J$ = factor de forma de geometría

$K_0$ =Factor de sobrecarga

$K_S$ = Factor de tamaño

$K_m$ = Factor de distribución de carga

$K_B$ = Factor de espesor de orilla

$K_v$ = Factor dinámico

- Factor de sobrecarga: consideran la probabilidad de que variaciones de carga, vibraciones, choques, cambios de velocidad y otras condiciones específicas puedan causar cargas máximas mayores que la fuerza tangencial.

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

Tabla 2:factores de sobrecarga sugeridos,  $K_0$

Para nuestro diseño, estamos considerando que la fuente de potencia, así como la máquina impulsada son de choque moderado. Por lo tanto, nuestro factor de sobrecarga  $K_0=2,00$ .

- Factor de tamaño: la AGMA indica que se puede suponer el factor de tamaño como 1,00 en la mayoría de los engranes, pero para engranes con dientes grandes o ancho de cara grandes se recomienda que sea mayor que 1.

Paso diametral Pd	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

Tabla 3: factores de tamaño sugeridos K<sub>s</sub>

- Factor de distribución de carga: se basa en diferentes variables del diseño, por lo que resulta más difícil de calcular. Se usará la siguiente ecuación para el cálculo del factor de distribución de carga:

$$K_m = 1,0 + C_{pf} + C_{ma}$$

Ecuación IX: factor de distribución de carga.

donde: C<sub>pf</sub>= factor de proporción del piñón

C<sub>ma</sub>= factor por alineamiento del engranado.

En la siguiente figura, podemos observar que el factor de proporción de piñón depende del ancho de cara y la relación del mismo partido el diámetro de paso.

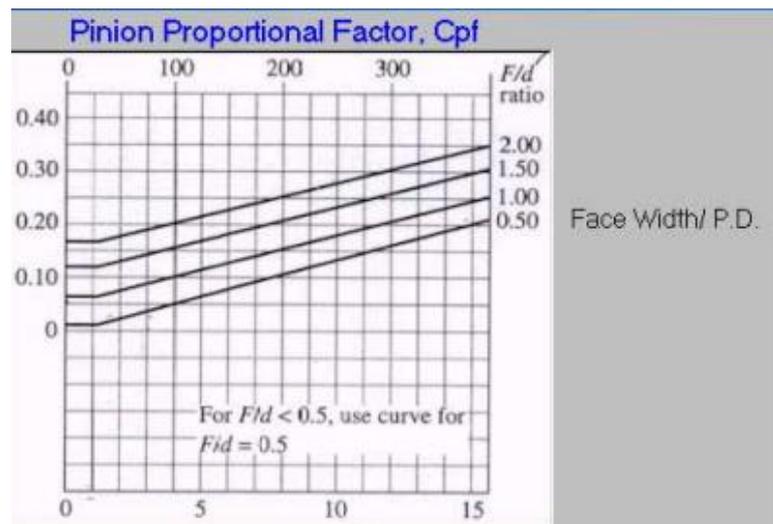


Fig. 3: factor de proporción de piñón, C<sub>pf</sub>.

A su vez, en la siguiente figura relaciona el factor de alineamiento de engrane con la exactitud esperada de los distintos métodos de aplicación de engranes:

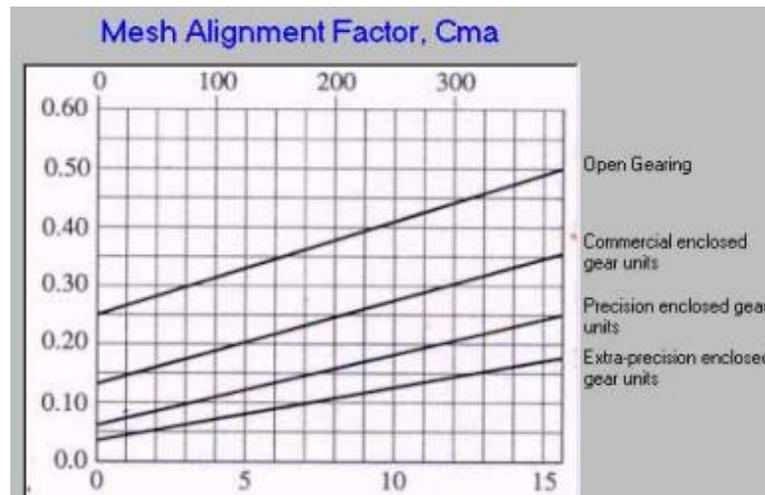


Fig. 4: factor de alineamiento del engranado,  $C_{ma}$

- Factor de espesor de orilla: si la orilla del engrane es muy delgada, se puede deformar, desplazando el punto de esfuerzos máximos desde el área del chaflán del diente hasta el interior de la orilla. Para estimar la influencia del espesor de la orilla, se puede usar la siguiente figura:

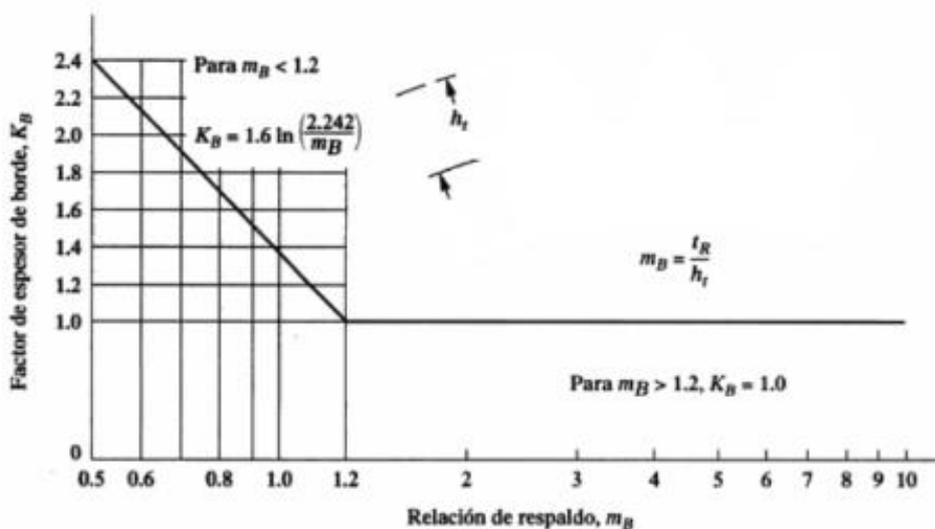


Fig. 5: factor de espesor de orilla,  $K_b$ .

- Factor dinámico: se considera que la carga es resistida por un diente, con cierto grado de impacto, y que la carga real sobre el diente es mayor a la transmitida sola. El valor de  $K_v$  depende de la exactitud del perfil del diente, sus propiedades elásticas y la velocidad con el cual se ponen en contacto los dientes.

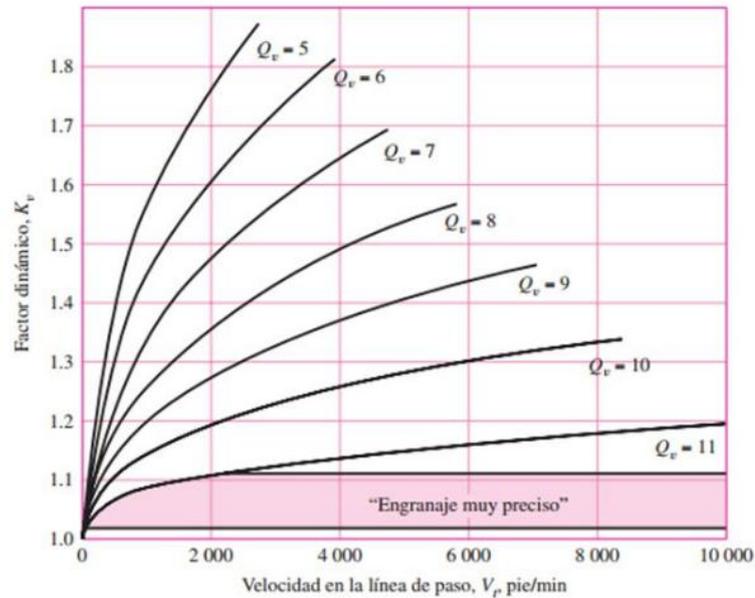


Fig. 6: factor dinámico,  $K_v$ .

En este proyecto, hemos considerado el número de calidad, guiándonos por la tabla de números de calidad AGMA recomendados según su velocidad de línea de paso y su aplicación.

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
Accionamientos de máquinas herramienta y de otros sistemas mecánicos de alta calidad			
Velocidad de la línea de paso (pies/min)	Número de calidad	Velocidad de la línea de paso	
0-800	6-8	0-4	
800-2000	8-10	4-11	
2000-4000	10-12	11-22	
Más de 4000	12-14	Más de 22	

Fig. 7: números de calidad ( $Q_v$ )AGMA recomendados.

- Factor de geometría: viene dado por la relación entre el factor de forma de Lewis ( $Y$ ), el cual depende exclusivamente de la geometría del diente y el factor de concentración de esfuerzos ( $K_t$ ), el cual también depende de la forma del diente.

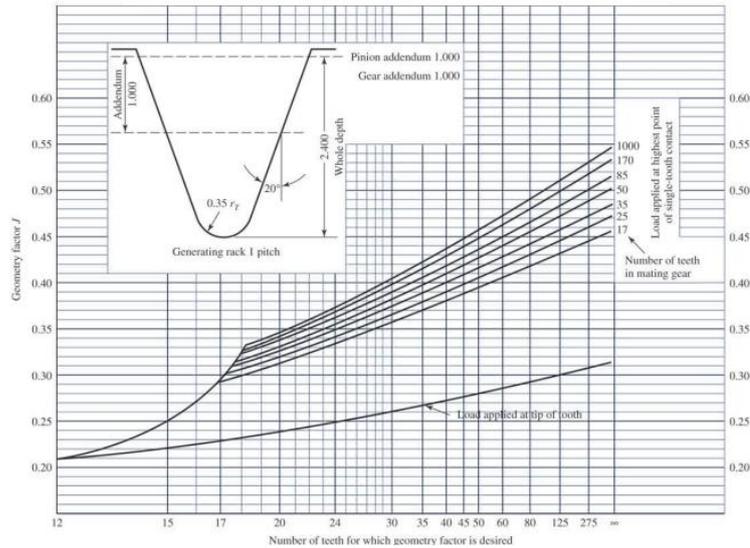


Fig. 8: factor de geometría J para un engranaje recto de ángulo de presión 20°.

### 7.1.2 Selección del material del engranaje para el esfuerzo flexionante.

Una vez hemos calculado el esfuerzo flexionante de la forma descrita en el apartado anterior, procedemos a seleccionar un material que pueda soportar dichos esfuerzos. Por lo tanto, procederemos a calcular un número de esfuerzo flexionante admisible ajustado:

$$S'_{at} = \frac{S_{at} * Y_N}{SF * K_R}$$

Ecuación X: número de esfuerzo flexionante admisible ajustado.

donde:  $Y_N$  = Factor por ciclos de esfuerzo.

$SF$  = coeficiente de seguridad

$K_R$  = Factor de confiabilidad

- Factor de ciclos por esfuerzo: a partir de la siguiente figura, podemos calcular el factor de ajuste de vida,  $Y_N$ :

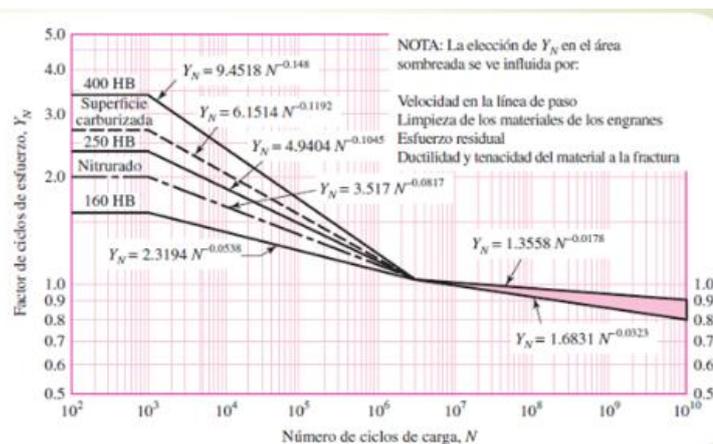


Fig. 9: factor por ciclos de esfuerzo  $Y_n$ .

El cálculo de número de ciclos de carga esperado se puede efectuar:

$$N_c = 60 * L * n * q$$

**Ecuación XI: número de ciclos de carga.**

donde:  $L =$  vida prevista del diseño en horas

$q =$  número de aplicaciones de carga por revolución.

Aplicación	Vida de diseño (h)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Transmisiones de usos múltiples	8000-15000
Maquinaria industrial en general	20000-30000
Bombas y compresores	40000-60000
Equipo en funcionamiento continuo	100000-200000

**Tabla 4: vida de diseño recomendada (L).**

Para este proyecto, hemos considerado una vida de diseño  $L = 12000$  h.

- Factor de confiabilidad: la siguiente tabla presenta datos que ajustan la confiabilidad de diseño que se desee:

Confiabilidad	Kr
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 10000	1,50

**Tabla 5: factor de confiabilidad, Kr**

Para este proyecto, hemos considerado un factor de confiabilidad  $K_r = 1,25$ , lo que corresponde a una falla en 1000.

- Factor de seguridad: se puede emplear para tener en cuenta lo siguiente:

- Incertidumbres en el análisis de diseño.
- Incertidumbres en las características del material.
- Incertidumbres en las tolerancias de manufactura.

En general, debería bastar con un factor de seguridad de entre  $1,00 < SF < 1,50$ .

### 7.1.3 Resistencia a la picadura de los dientes.

Además de tener seguridad a flexión, los dientes de los engranes deben ser capaces de funcionar también durante su vida útil esperada, sin tener muchas picaduras en su perfil. La picadura es el fenómeno en el que se eliminan pequeñas partículas de la superficie de las caras del diente, debido a los grandes esfuerzos de contacto que causan la fatiga, lo que hace que se desbasten y pierdan la forma, lo que lo lleva a la falla del material.

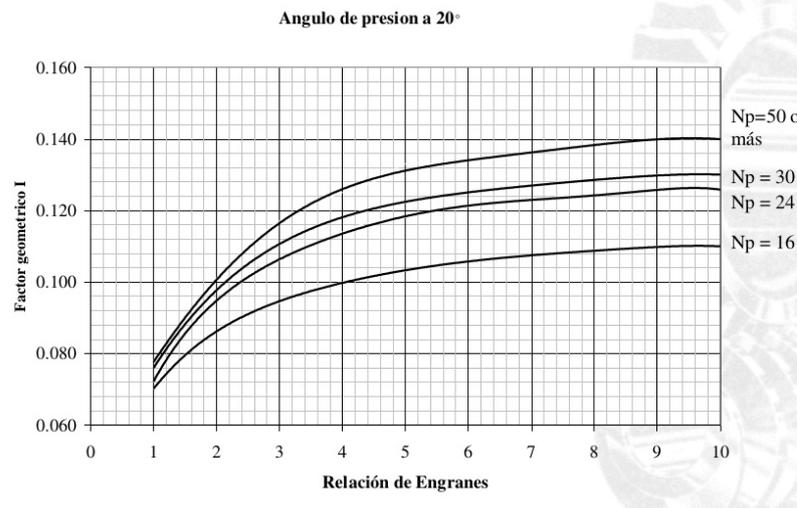
Como el caso de la ecuación para esfuerzos flexionantes en dientes de engranes, se agregan varios factores a la ecuación de esfuerzo de contacto. El resultado es conocido como el número de esfuerzo de contacto  $S_c$ :

$$S_c = C_p * \sqrt{\frac{W_t * K_0 * K_s * K_m * K_v}{F * D_p * I}}$$

**Ecuación XII: número de esfuerzo de contacto.**

donde: *los factores de sobrecarga  $K_0$ , de tamaño  $K_s$ , de distribución de carga  $K_m$  y dinámico  $K_v$ , se pueden suponer iguales que los vistos en el apartado anterior.*

*$I$  = factor de geometría para la picadura, definida por AGMA. Las variables para su cálculo vienen dadas por el ángulo de presión del diente, la relación de engrane y el número de dientes del piñón.*



**Fig. 10: factor de geometría para picaduras ( $I$ ) para un ángulo de presión de 20°**

### 7.1.4 Selección de material del engrane con base en el esfuerzo de contacto.

Una vez calculado el número de esfuerzo de contacto, debemos ahora seleccionar un material que soporte dicho esfuerzo y también de forma paralela, que soporte el esfuerzo a flexión que calculamos en los apartados anteriores. Cabe destacar que la picadura causada por el esfuerzo de contacto es un fenómeno de falla distinto a la falla por flexión. Por lo tanto, el número de esfuerzo de contacto admisible, lo definimos como:

$$S_{ac} > S_c \cdot \frac{SF * K_R}{Z_n * C_H}$$

**Ecuación XIII: número de esfuerzo de contacto admisible.**

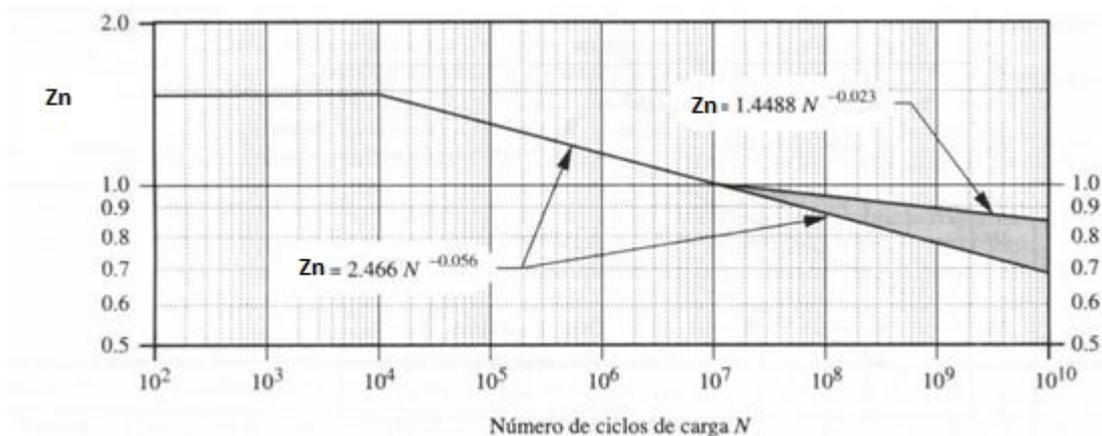
donde:  $Z_n$  = factor de resistencia a la picadura por número de ciclos de esfuerzo.

$SF$  = factor de seguridad

$C_H$  = factor por relación de durezas (sólo para el engrane).

$K_R$  = factor de confiabilidad (igual que en el esfuerzo flexionante).

- Factor de resistencia a la picadura por número de ciclos de esfuerzo ( $Z_n$ ): la siguiente figura nos muestra los valores de  $Z_n$ . Donde la curva es sólida es para la mayoría de los aceros. Donde es punteada es para los aceros nitrurados. Para ciclos mayores, existe un intervalo representado por el área sombreada. Para aplicaciones críticas donde la picadura debe ser mínima, se puede usar la parte inferior de la curva. En general se usará la curva superior.



**Fig. 11: factor de resistencia a la picadura por número de ciclos de esfuerzo ( $Z_n$ ).**

- Factor de seguridad ( $SF$ ): se basa en las mismas condiciones descritas para la flexión, por lo que usaremos el mismo valor considerado en ese apartado.

- Factor por relación de durezas ( $C_H$ ): la dureza de los dientes de piñón es mayor que la dureza de los dientes del engrane, para que estos últimos se alisen y endurezcan durante su funcionamiento. Esto se tendrá en cuenta con el factor  $C_H$ . Por lo tanto, este factor sólo se aplica para el cálculo de los engranes. Puesto que en el primer paso iterativo no conocemos los materiales del piñón ni del engrane, usaremos un primer  $C_H=1,00$ . Una vez obtenido el primer material, cambiaremos dicho factor según la siguiente figura:

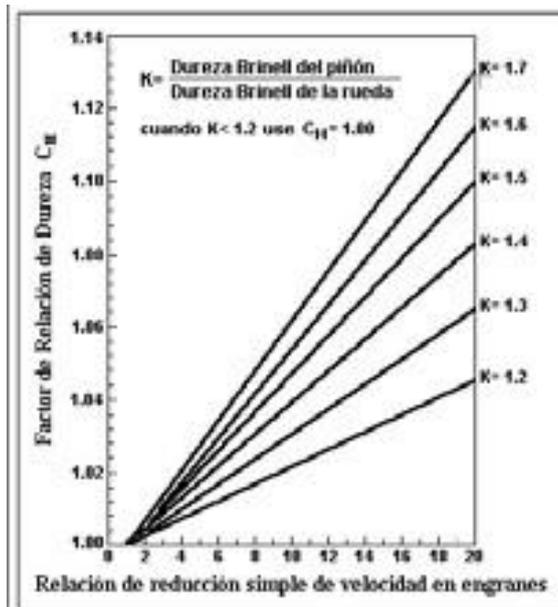


Fig. 12: factor por relación de durezas.

Una vez calculado el número de esfuerzo de contacto del diente y los factores anteriormente descritos, procedemos a comparar el resultado de la operación y compararla con el número de contacto admisible de los diferentes materiales, seleccionando aquél que sea mayor a dicha operación y que más nos convenga. Cabe destacar que dicho material debe cumplir los criterios de esfuerzo por picadura y esfuerzo por flexión. En este caso, como en la mayor parte, el esfuerzo por picadura resulta el caso más desfavorable a la hora de elegir un material.

## 7.2 Cálculo de ejes.

Una vez calculados los engranajes, las fuerzas que actúan sobre ellos y las que transmiten, podemos proceder a dimensionar los ejes en función a las fuerzas y momentos que tendrán que soportar durante su vida de servicio. Para ello, lo primero que procedemos a realizar es un diagrama de momentos en cada uno de los ejes para calcular así los diámetros mínimos en las secciones más críticas del eje, que serán donde tengamos picos de momentos flectores y combinaciones con momentos torsores. Además, calcularemos también las reacciones en los puntos donde irán ubicados los rodamientos, lo que nos servirá más adelante para la selección de los mismos, que irán en función del diámetro del eje y de la carga que tendrán que soportar.

### 7.2.1 Fuerzas y momentos que ejercen los elementos de máquinas sobre los ejes.

Como ya hemos visto en apartados anteriores, la fuerza ejercida sobre un diente en los engranajes rectos se puede descomponer en dos fuerzas: la fuerza tangencial ( $W_t$ ), y la fuerza ortogonal o radial ( $W_r$ ). Dichas fuerzas se pueden calcular tal y como vimos en las ecuaciones 4 y 4,1 respectivamente y serán las que van a inducir un momento flector determinado en el eje. A su vez, la componente tangencial de la fuerza, será la responsable de transmitir un par torsional al eje conducido a través del engrane.

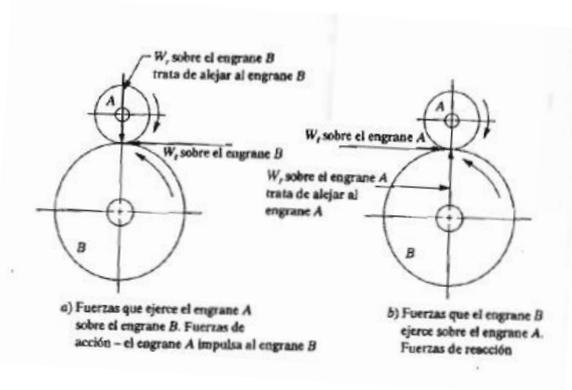


Fig. 13: direcciones de las fuerzas sobre engranes rectos acoplados

Debemos tener en cuenta que la descomposición de las fuerzas que actúan en los dientes de los engranes van a hacer que se produzcan momentos flectores en planos diferentes, por lo que habrá que calcular dichos momentos y posteriormente calcular el momento flector equivalente en cada punto de estudio.

Una vez tenemos ubicados en cada eje los engranes, piñones y soportes, procedemos a calcular las fuerzas que actúan en cada engranaje, así como el momento torsor en cada eje, a partir de:

$$T = 63000 * \frac{P[HP]}{n} [lb * pulg]$$

Ecuación XIV: par torsional.

### 7.2.2 Diagramas de momento flexionante y torsor.

Posteriormente, procedemos a plantear el diagrama de momentos para cada plano, donde podremos calcular las reacciones en los soportes, los momentos en los puntos críticos y además podremos observar los puntos donde tendremos combinaciones de momentos flectores y torsores en el eje. Los diagramas de momentos de cada eje los podremos observar con mayor detalle en el apartado de anexos de cálculo.

### 7.2.3 Selección del material para ejes.

Cada eje tendrán una serie de diámetros diferentes, lo cuales estarán calculados en función de: los escalones con chaflanes, los cuñeros y ranuras para anillos de retención. Los ejes estarán sometidos a momentos flectores invertidos y repetidos, par torsional constante y en algunas secciones, una combinación de ambos.

Estas condiciones requieran de un material con una resistencia mecánica moderadamente alta, buena resistencia a la fatiga, buena ductilidad y facilidad para el maquinado. En este caso, procederemos a plantear un material determinado de antemano, de forma que dimensionaremos el eje en función de las características mecánicas de dicho material. También se podría directamente plantear un diámetro determinado para el eje y en función de esto, hallar un material que cumpla con dichos requisitos. Sin embargo, creemos

que resulta más conveniente en este caso, realizarlo de la forma planteada, ya que no tenemos requisitos de espacio ni peso y podemos elegir el material que ya conocemos.

El material que utilizaremos para el dimensionado del eje será el acero AISI 1144 OQT 1000, cuyas características estarán reflejadas en el anexo de cálculo.

#### 7.2.4 Factor de diseño N.

Es una medida de seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga, de tal forma que la resistencia del material con que se fabricará el componente se divide entre el factor de diseño para determinar su esfuerzo de diseño. De ésta forma, el esfuerzo real que desarrolla en el componente debe ser menor que el esfuerzo de diseño. El factor de diseño podrá ser determinado a juicio del diseñador, aunque existen ciertas recomendaciones por diferentes organizaciones internacionales para diferentes casos.

Para este proyecto, tomaremos como factor de seguridad  $N=4$  de forma general para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga, el cual está pensado para: "diseños de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a los componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores."

Aunque puede resultar un valor de factor de diseño alto, debemos considerar que se trata de una máquina destinada a un amplio espectro de usos industriales, el cual además estará acoplado a maquinaria de choque moderado. Por lo tanto, ante éstas consideraciones, hemos preferido seleccionar un factor de diseño conservador.

#### 7.2.5 Diámetros mínimos admisibles en los ejes.

Los diámetros mínimos admisibles en los ejes se calculan en diferentes secciones a lo largo del eje, utilizando diferentes fórmulas en función del tipo de esfuerzo que esté actuando en él. Para las secciones donde se tiene una combinación de flexión y torsión, flexión pura o torsión pura, utilizaremos la siguiente ecuación:

$$D = \left( \frac{32 * N}{\pi} * \sqrt{\left( \frac{K_t * M}{s'_n} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left( \frac{T}{s_y} \right)^2} \right)^{1/3}$$

**Ecuación XV: diámetro mínimo admisible para combinación de par y flexión.**

donde:  $K_t$ : factor de concentración de esfuerzos.

$M$ : momento flector equivalente.

$T$ : momento torsor.

$s'_n$ : resistencia real estimada a la fatiga.

$s_y$ : resistencia a fluencia.

- Factor de concentración de esfuerzos ( $K_t$ ): en los diferentes escalones y variantes geométricas del eje se producen concentraciones de esfuerzos. Es por esto que, para contemplar dichas concentraciones de esfuerzos a la hora de dimensionar el eje, se define el factor de concentraciones de esfuerzos. Los valores que tomaremos para cada una de estas variantes geométricas las tomaremos como referencia de la bibliografía indicada.

En el caso donde sólo tengamos esfuerzo cortante, nos remitiremos a la ecuación:

$$D = \sqrt{2.94 * K_t * V * N / s'_n}$$

**Ecuación XVI: diámetro mínimo admisible para esfuerzo cortante.**

donde:  $V$ : fuerza cortante vertical.

Las secciones de los ejes vendrán dados por las posiciones de los elementos que forman parte del propio eje, debido a que sus fronteras coinciden justamente los puntos donde reside alguna carga, momento o concentración de esfuerzos debido a un escalón. Esto lo hacemos así para calcular los diámetros mínimos necesarios en los puntos más críticos, y de esta forma, diseñar el resto de la sección en función a éste parámetro.

Los resultados de los diámetros mínimos por secciones de cada eje se pueden encontrar en el anexo de cálculo de este proyecto.

### 7.3 Selección de rodamientos.

Para la selección de rodamientos deberemos tener en cuenta la capacidad de carga y su geometría sean capaces de asegurar un funcionamiento adecuado de la máquina por un determinado número de ciclos. En este proyecto, procederemos a utilizar rodamientos para cargas radiales, ya que, por la geometría de los engranajes, no tendremos cargas axiales en los ejes. Las cargas radiales serán determinadas a partir de las reacciones de los apoyos en los diagramas de momentos de los apartados anteriores, teniendo que tomar en cuenta las reacciones de los diferentes planos, y posteriormente calcular la reacción equivalente.

Una vez tengamos la carga radial que deberá soportar el rodamiento aplicaremos la siguiente ecuación:

$$P_d = V * R$$

**Ecuación XVII: carga equivalente en rodamiento de bolas.**

donde:  $P_d$ : es la carga equivalente para la carga radial  $R$ .

$V$ : factor de rotación, el cual tiene valor 1,0 si lo que gira es la pista interior y 1,2 si lo que gira es la pista exterior. En este proyecto, tomaremos  $V=1,0$ .

Una vez obtenida la carga, procedemos a determinar el número de ciclos de vida ( $L_d$ ) que queremos que dure nuestros rodamientos. Posteriormente, procedemos a aplicar la siguiente ecuación para calcular la capacidad dinámica del rodamiento de bolas:

$$C = P_d * \left( \frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k}$$

**Ecuación XVIII: carga dinámica para rodamiento de bolas.**

donde:  $k=3$  para rodamientos de bolas.

Una vez calculada la capacidad dinámica del rodamiento, procederemos a elegirlo en función al diámetro del eje que ya hemos determinado y su capacidad dinámica.

### 7.3.1 Ajustes de los rodamientos sobre los ejes.

A la hora de realizar el diseño del asiento del rodamiento en el eje, así como el diseño del asiento del rodamiento en los soportes de la carcasa, es importante tener en cuenta los ajustes que tendrá que tener para garantizar así un correcto funcionamiento del mecanismo. El rodamiento debe tener un ajuste determinado para el eje de forma que quede bien sujeto al mismo. A su vez, debe tener otro ajuste en la pista exterior que hace contacto con el soporte del rodamiento, de forma que quede bien fijado al mismo, y finalmente debemos dejar una holgura en la dirección axial de uno de los rodamientos del eje de forma que cuente con un recorrido para las dilataciones térmicas del mecanismo.

En los rodamientos que soportan cargas de moderadas a grandes, como es el caso de éste proyecto, se recomiendan los siguientes grados de tolerancias para los asientos de rodamientos en eje y para ajustes en cajas, entre barrenos y pistas exteriores:

<i>Intervalo de diámetros de barreno en rodamiento</i>	<i>Grado de tolerancia</i>
10-18 mm	j5
20-100 mm	k5
105-140 mm	m5
150-200 mm	m6
Barreno de la caja (cualquiera)	H8

Fig. 14: grados de tolerancias recomendados para rodamientos. Robert L. Mott, Diseño de elementos de máquinas 4ta edición.

**A. Ajustes para ejes**

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
65	2.5591	2.5585	k5	2.5597	2.5592	0.0001T	0.0012T
70	2.7559	2.7553	k5	2.7565	2.7560	0.0001T	0.0012T
75	2.9528	2.9522	k5	2.9534	2.9529	0.0001T	0.0012T
80	3.1496	3.1490	k5	3.1502	3.1497	0.0001T	0.0012T
85	3.3465	3.3457	k5	3.3472	3.3466	0.0001T	0.0015T
90	3.5433	3.5425	k5	3.5440	3.5434	0.0001T	0.0015T
95	3.7402	3.7394	k5	3.7409	3.7403	0.0001T	0.0015T
100	3.9370	3.9362	k5	3.9377	3.9371	0.0001T	0.0015T
105	4.1339	4.1331	m5	4.1350	4.1344	0.0005T	0.0019T
110	4.3307	4.3299	m5	4.3318	4.3312	0.0005T	0.0019T
115	4.5276	4.5268	m5	4.5287	4.5281	0.0005T	0.0019T
120	4.7244	4.7236	m5	4.7255	4.7249	0.0005T	0.0019T
125	4.9213	4.9203	m5	4.9226	4.9219	0.0006T	0.0023T
130	5.1181	5.1171	m5	5.1194	5.1187	0.0006T	0.0023T
140	5.5118	5.5108	m5	5.5131	5.5124	0.0006T	0.0023T
150	5.9055	5.9045	m6	5.9071	5.9061	0.0006T	0.0026T
160	6.2992	6.2982	m6	6.3008	6.2998	0.0006T	0.0026T
170	6.6929	6.6919	m6	6.6945	6.6935	0.0006T	0.0026T
180	7.0866	7.0856	m6	7.0882	7.0872	0.0006T	0.0026T
190	7.4803	7.4791	m6	7.4821	7.4810	0.0007T	0.0030T
200	7.8740	7.8728	m6	7.8758	7.8747	0.0007T	0.0030T

(continúa)

Fig. 15: Ajustes para ejes. Robert L. Mott, Diseño de elementos de máquinas 4ta edición.

Utilizaremos las tablas de la fig. 15 y 16 del libro de Diseño de elementos de máquinas de Robert L. Mott como criterio para la realización de los cálculos de los ajustes de los asientos de los rodamientos en los soportes y en los ejes.

B. Ajustes para cajas

Diámetro exterior del rodamiento			Grado de tolerancia ISO	Diámetro de la caja		Líneas 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
110	4.3307	4.3301	H8	4.3307	4.3328	0	0.0027L
120	4.7244	4.7238	H8	4.7244	4.7265	0	0.0027L
125	4.9213	4.9206	H8	4.9213	4.9238	0	0.0032L
130	5.1181	5.1174	H8	5.1181	5.1206	0	0.0032L
140	5.5118	5.5111	H8	5.5118	5.5143	0	0.0032L
150	5.9055	5.9048	H8	5.9055	5.9080	0	0.0032L
160	6.2992	6.2982	H8	6.2992	6.3017	0	0.0035L
170	6.6929	6.6919	H8	6.6929	6.6954	0	0.0035L
180	7.0866	7.0856	H8	7.0866	7.0891	0	0.0035L
190	7.4803	7.4791	H8	7.4803	7.4831	0	0.0040L
200	7.8740	7.8728	H8	7.8740	7.8768	0	0.0040L
215	8.4646	8.4634	H8	8.4646	8.4674	0	0.0040L
225	8.8583	8.8571	H8	8.8583	8.8611	0	0.0040L
230	9.0551	9.0539	H8	9.0551	9.0579	0	0.0040L
240	9.4488	9.4476	H8	9.4488	9.4516	0	0.0040L
250	9.8425	9.8413	H8	9.8425	9.8453	0	0.0040L
260	10.2362	10.2348	H8	10.2362	10.2394	0	0.0046L
270	10.6299	10.6285	H8	10.6299	10.6331	0	0.0046L
280	11.0236	11.0223	H8	11.0236	11.0268	0	0.0046L
290	11.4173	11.4159	H8	11.4173	11.4205	0	0.0046L
300	11.8110	11.8096	H8	11.8110	11.8142	0	0.0046L
310	12.2047	12.2033	H8	12.2047	12.2079	0	0.0046L
320	12.5984	12.5968	H8	12.5984	12.6019	0	0.0051L
340	13.3858	13.3842	H8	13.3858	13.3897	0	0.0051L
360	14.1732	14.1716	H8	14.1732	14.1767	0	0.0051L
380	14.9606	14.9590	H8	14.9606	14.9641	0	0.0051L
400	15.7480	15.7464	H8	15.7480	15.7515	0	0.0051L
420	16.5354	16.5336	H8	16.5354	16.5392	0	0.0056L

Nota: L = holgo; T = apriado.

Fig. 16: Ajustes para cajas (soportes de rodamientos). Robert L. Mott, Diseño de elementos de máquinas 4ta edición.

Cada rodamiento seleccionado, tendrá indicado por el fabricante la tolerancia que debemos tomar en cuenta para el diámetro interno donde irá sujeto al eje, para el diámetro externo que irá ajustado al soporte y para su ancho. Lo que nosotros deberemos calcular, en base a los criterios establecidos en la figura 14, serán los ajustes en los ejes y en los soportes de todos los rodamientos para garantizar un ajuste adecuado.

En el apartado de anexo de cálculos de este proyecto, podremos ver de manera más detallada los resultados de los ajustes para cada rodamiento.

### 7.4 Chavetas.

Para asegurar el acople solidario de los elementos que reciben o transmiten par torsional del eje, se puede hacer uso de las chavetas. En este caso, procederemos a calcular chavetas rectangulares paralelas en los acoples de la entrada y la salida de la caja, así como en todos los engranes y piñones que conforman el mecanismo de la caja reductora. Para calcular el tipo de chaveta que necesitaremos en cada eje, tenemos un cuadro que nos ilustran un conjunto de chavetas normalizadas en función del diámetro nominal del eje donde irán acopladas.

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	3/16
1 1/4	1 1/4	5/16	5/16	1/4
1 1/2	1 1/2	3/8	3/8	1/4
1 3/4	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 1/4	5/8	5/8	7/16
2 1/2	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 1/4	7/8	7/8	5/8
3 1/2	4 1/2	1	1	3/4
4 1/2	5 1/4	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/4	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/4
7 1/2	9	2	2	1 1/2
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.

Fig. 17: tamaño de chaveta en función del eje.

Por otra parte, debemos calcular la longitud mínima de cada chaveta en función de su sección, par torsional que transmite y tipo del material:

$$L = \frac{4 * T * N}{D * W * s_y}$$

Ecuación XIX: longitud mínima necesaria para chaveta.

Para las tolerancias y ajustes de los chaveteros y chavetas, tomaremos como criterio la siguiente tabla:

Tamaño de la chaveta (ancho en pulgadas)	Tolerancia sobre la chaveta (todas +0,000)	Tolerancia sobre el chavetero (todas -0,000)	Intervalo de ajuste
Hasta 1/2	-0,002	+0,002	0,000-0,004
Más de 1/2 hasta 3/4	-0,002	+0,003	0,000-0,005
Más de 3/4 hasta 1	-0,003	+0,003	0,000-0,006
Más de 1 hasta 1,5	-0,003	+0,004	0,000-0,007
Más de 1,5 hasta 2,5	-0,004	+0,004	0,000-0,008

Tabla 6: tolerancias y ajustes para chavetas y chaveteros. Robert L. Mott, Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición.

Los parámetros de todas las chavetas calculadas para este proyecto se pueden observar con mayor detalle en el apartado de anexo de cálculo de este proyecto.

## 7.5 Anillos de retención.

Los anillos de retención se instalarán en las ranuras de los ejes y en las ranuras de los soportes de los rodamientos para evitar así el movimiento axial de los elementos de la máquina que se encuentran solidarios al eje, en este caso los rodamientos, los engranes y los piñones. Los anillos de retención se pueden dividir en dos tipos: los internos y los externos. Dentro de ésta clasificación, existe una gran variedad de formas y tipos diferentes.

Para la selección de los anillos de retención se debe verificar el diámetro nominal de la ranura en la que irán encajados, la capacidad de carga (radial y axial) que soportan y la velocidad límite para la que están diseñados. Estos valores se encuentran tabulados en los catálogos del fabricante los cuales podremos observar con mayor detalle en los anexos de catálogos de este proyecto. De la misma forma, los anillos de retención escogidos para cada eje estarán especificados en el anexo de cálculo de este proyecto.

## 7.6 Sellos y juntas.

Los sellos y juntas son elementos que tienen como objetivo el de evitar las pérdidas de fluidos, en este caso lubricante, que se puedan dar al ambiente a través de la holgura que puede quedar entre dos piezas unidas.

### 7.6.1 Sellos.

Los sellos son elementos que irán ajustados en los soportes de los rodamientos a través de los cuales pasa el eje de entrada o de salida. En los demás no será necesario su implementación debido a que son cerrados totalmente.

### 7.6.2 Juntas de estanqueidad.

Las juntas de estanqueidad serán elementos que van instalados entre las caras de las piezas de las carcasas que van unidas entre sí, con el objetivo de sellar la holgura entre ambas piezas para evitar así posibles fugas de lubricantes al exterior.

## 7.7 Apunte sobre tolerancias.

Las tolerancias serán calculadas de forma puntual en determinados puntos donde tiene una relevancia mayor, según los criterios establecidos en cada respectivo capítulo. De manera general, a menos que se indique lo contrario, las tolerancias serán las siguientes:

$$XX = \pm 1,0$$

$$XX,X = \pm 0,25$$

$$XX,XX = \pm 0,15$$

$$\text{ÁNGULOS: } \pm 0,50^\circ$$

## 7.8 Carcasa.

La carcasa será aquel conjunto de piezas que tendrán como objetivo el de dar soporte al mecanismo de la caja reductora, así como el de mantener la estanqueidad del propio mecanismo, tanto para evitar fugas de lubricante al exterior como para protegerlo de posibles contaminaciones u otros objetos extraños que puedan interferir en él provenientes desde el exterior.

Los criterios para el diseño de la carcasa fueron básicamente:

- La posición de operación de la máquina (horizontal).
- Optimización del peso.
- Estabilidad de la base, que garantice la rigidez del resto de la carcasa.
- Diseño de fácil accesibilidad al interior de la caja para la realización de trabajos de reparación y mantenimiento.

Además, para la realización de los cambios de lubricante, está provisto de un tapón para el llenado de lubricante en la parte superior de la tapa de la carcasa, así como otro tapón en la parte inferior de la base de la carcasa para el vaciado del lubricante.

Los elementos que conforman la carcasa, la base y la tapa, serán realizados en fundición de aluminio, debido a que el aluminio nos puede dar una buena estabilidad estructural con una notable optimización del peso. EL proceso de fabricación para los elementos de la carcasa será el de moldeo en arena, que resulta un proceso ideal para la producción de piezas sinuosas y de baja producción. Para evitar la aparición de grietas y el adecuado flujo de la fundición en el molde, se diseñan las aristas de la carcasa con radios de curvaturas. Los soportes de los rodamientos, al igual que los ejes, serán fabricados en tornos.

Todos los parámetros de la carcasa, lo que incluye: base de la carcasa, tapa de la carcasa, y soportes de los rodamientos se podrán ver con más detalle en el apartado de planos de este proyecto.

## 7.9 Lubricación.

La lubricación del sistema tendrá como objetivos principales:

- Disminuir el rozamiento entre los elementos móviles que hacen contacto entre sí, principalmente los dientes de los engranes, para reducir así en lo posible su desgaste y aumentar en lo posible su eficiencia mecánica.
- Refrigerar el sistema evitando que se alcancen elevadas temperaturas debido al rozamiento entre las piezas móviles.

El lubricante estará alojado en la carcasa base de la caja reductora, sumergiendo parcialmente los engranes de los ejes de salida e intermedio 2. De esta forma, a través de la

salpicadura producto del movimiento de los engranajes parcialmente sumergidos, el aceite mojará el resto de elementos de los ejes que no se encuentran sumergidos, así como los propios rodamientos.

Para la selección del lubricante, nos decantaremos por un aceite mineral SAE 80w 90 el cual nos deberá proporcionar los requerimientos suficientes para los criterios de trabajo que se tomaron en cuenta en el diseño del mecanismo.

### 7.10 Embrague.

El embrague va a ser un dispositivo que en este proyecto tendrá una función de limitador de la potencia en la entrada de la caja reductora, de modo que, si por algún motivo, el sistema impulsor sobrepasa los parámetros de par torsional para el que fue diseñado la caja, el embrague protegerá el sistema haciendo que no se transmita más par torsional del necesario.

En este proyecto no realizaremos el diseño del embrague, por lo que realizaremos los cálculos de los parámetros necesarios para la selección de un embrague adecuado ya existente en el mercado. Para esto, nos ayudaremos de la ecuación:

$$T = \frac{C * P * K}{n}$$

**Ecuación XX: capacidad de par torsional requerida en el embrague.**

donde: *C*= factor de conversión para las unidades.

*K*= factor de servicio basado en la aplicación.

El valor del factor K en la ecuación es en gran medida, una decisión del diseñador. Sin embargo, nos ayudaremos de los siguientes lineamientos del libro de Diseño de elementos de máquinas de Robert L. Mott para la selección del factor de servicio basado en la aplicación:

1. Para embragues en servicio ligero, donde el eje de salida toma su carga normal sólo después de que está en su velocidad, use K= 1,5
2. Para embragues en servicio pesado, donde se deben acelerar grandes cargas conectadas, use K=3,0.
3. Para embragues en sistemas que tienen cargas variables, use un factor K al menos igual al factor por el cual el par máximo del motor es mayor que el par torsional de carga total. Para un motor industrial típico; use K= 2,75. Para un motor con alto par torsional, K=4,0. Con eso se asegura que el embrague puede transmitir cuando menos tanto par torsional como el motor, y que no se deslice después de llegar a la velocidad.
4. Para embragues en sistemas impulsados por motores de gasolina, diesel u otras máquinas impulsoras, considere la capacidad máxima de par torsional del impulsor; se podría requerir un valor de K=5,0.

**Fig. 18: criterios para la selección del factor de servicio basado en la aplicación. Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott. 4ta edición.**

Para nuestro caso, como se trata de una máquina de servicio ligero, vamos a estimar el factor de servicio en  $K=2$ .

En los anexos de cálculos podremos observar con detalles los cálculos realizados para la selección del embrague. Además, en el anexo de catálogos, podremos ver las características del embrague escogido en el catálogo del fabricante.

### 7.10 Vista previa del diseño de la caja reductora con embrague de sobrepotencia.

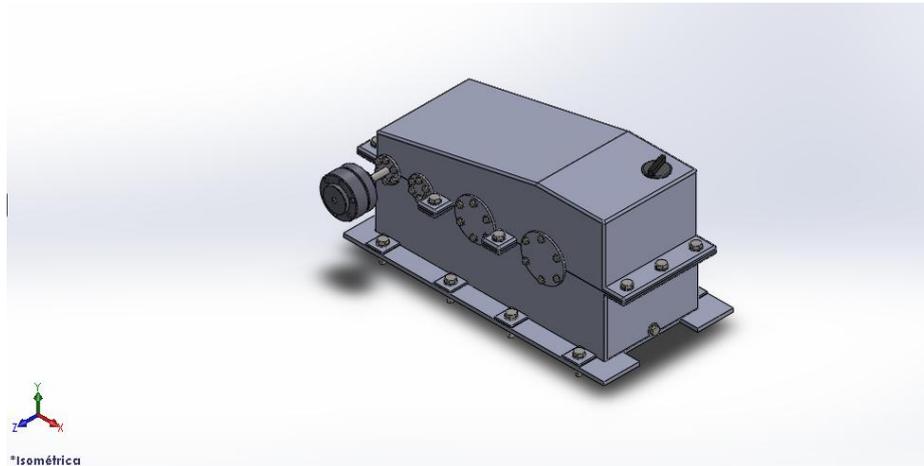


fig. 19: vista isométrica de la caja reductora con embrague con sobrepotencia.

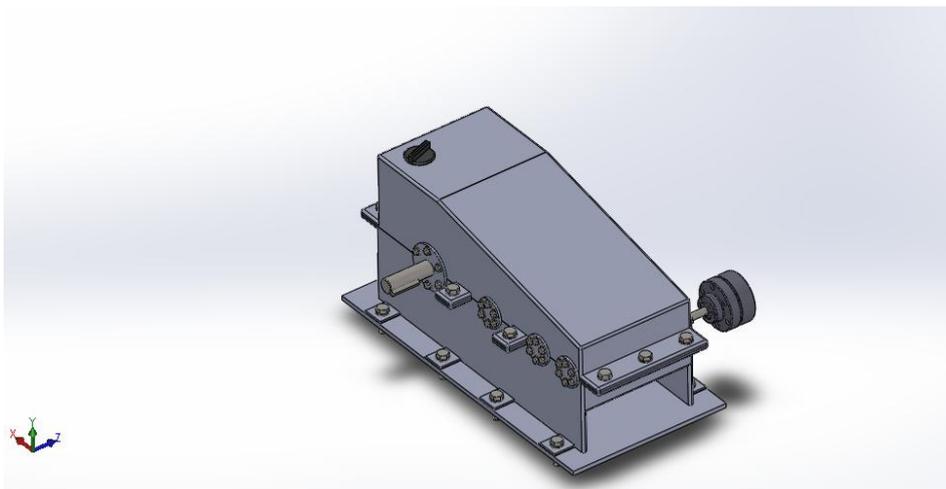


fig. 20: vista ángulo inverso de la caja reductora con embrague con sobrepotencia.

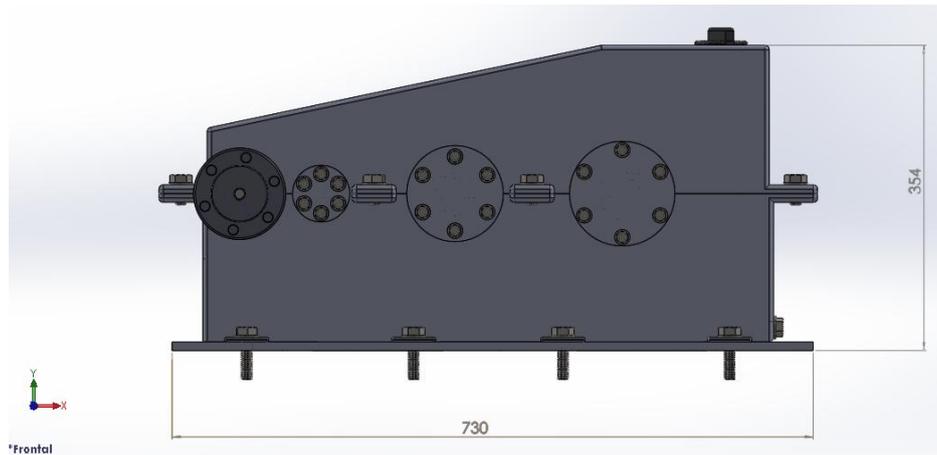


fig. 21: vista frontal de la caja reductora con embrague con sobrepotencia.

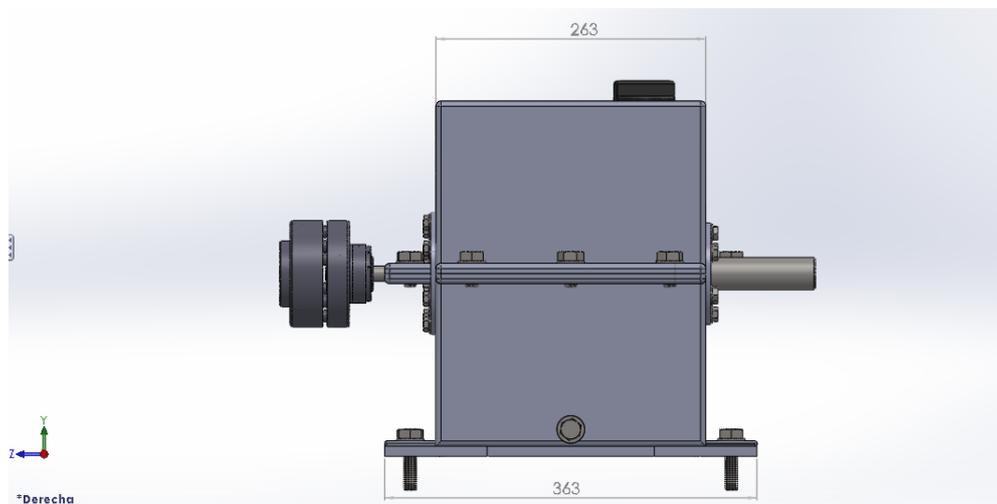


fig. 22: vista derecha de la caja reductora con embrague con sobrepotencia.

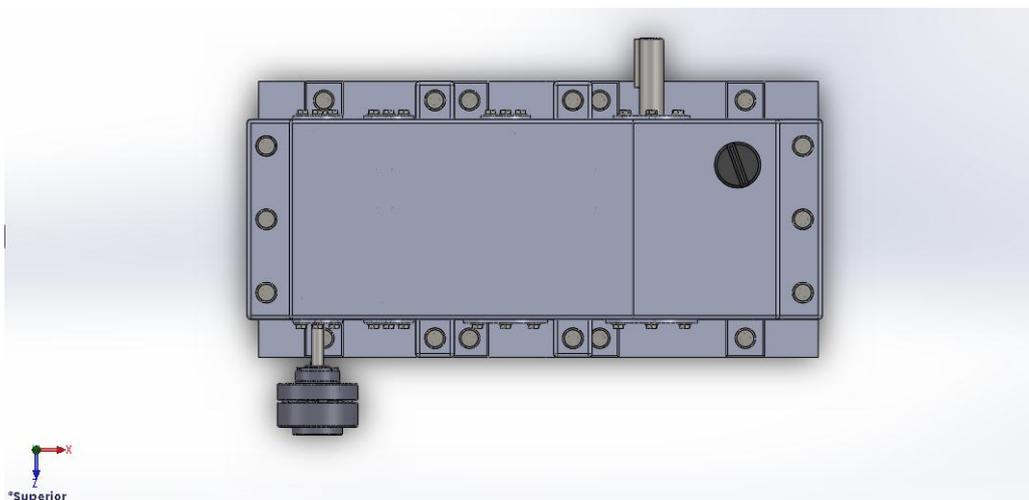


fig. 23: vista superior de la caja reductora con embrague con sobrepotencia.

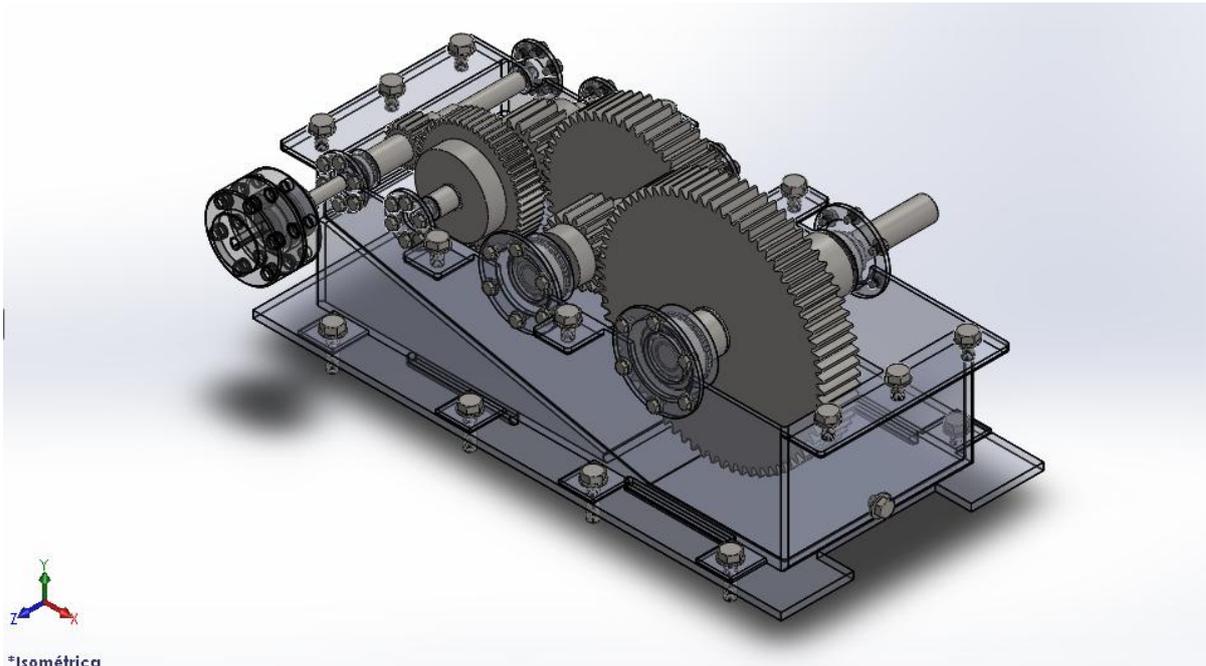


fig. 24: vista isométrica de mecanismo caja reductora con sobrepotencia.

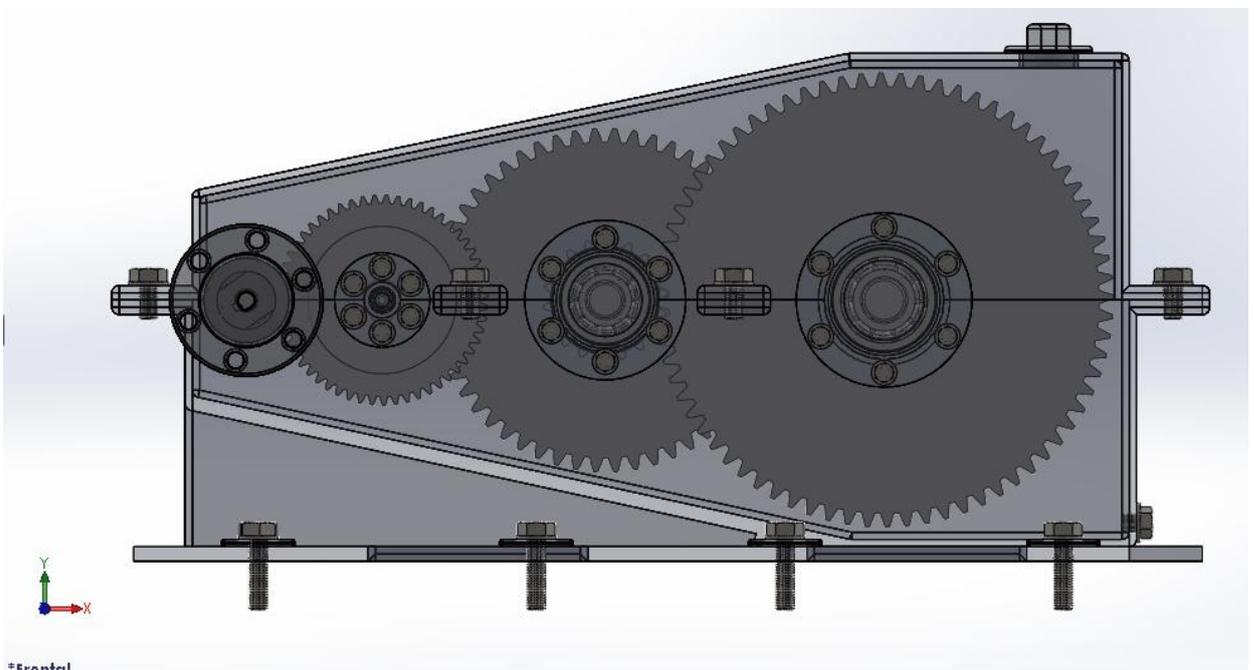


fig. 25: vista frontal de mecanismo caja reductora con sobrepotencia.

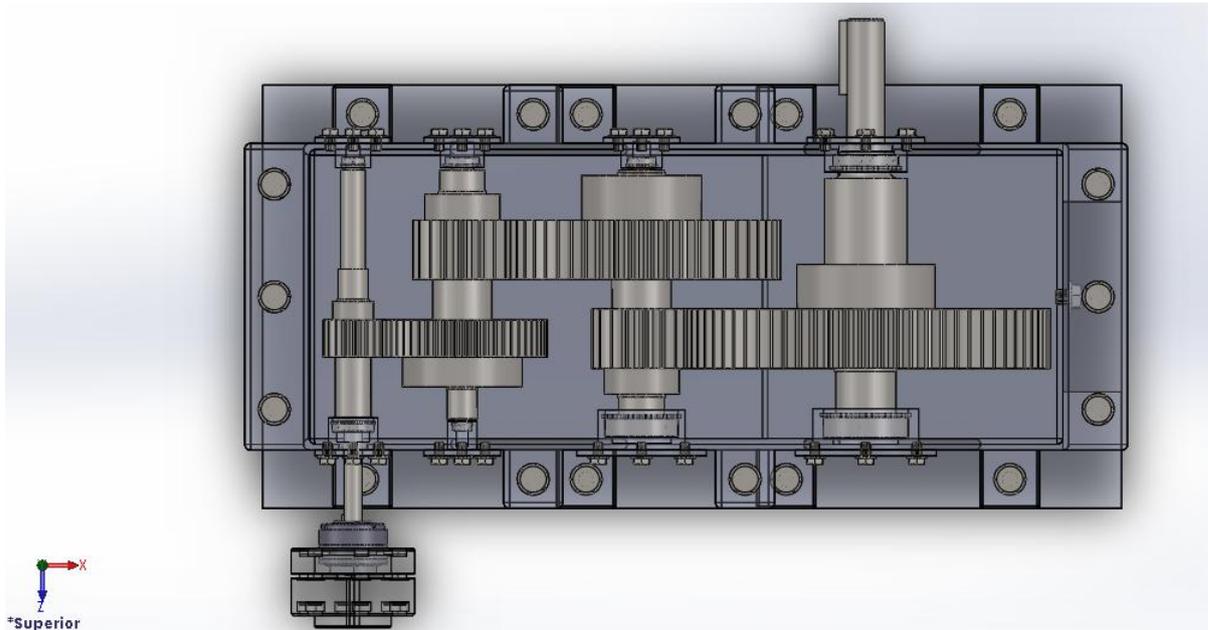


fig. 26: vista superior de mecanismo caja reductora con sobrepotencia.

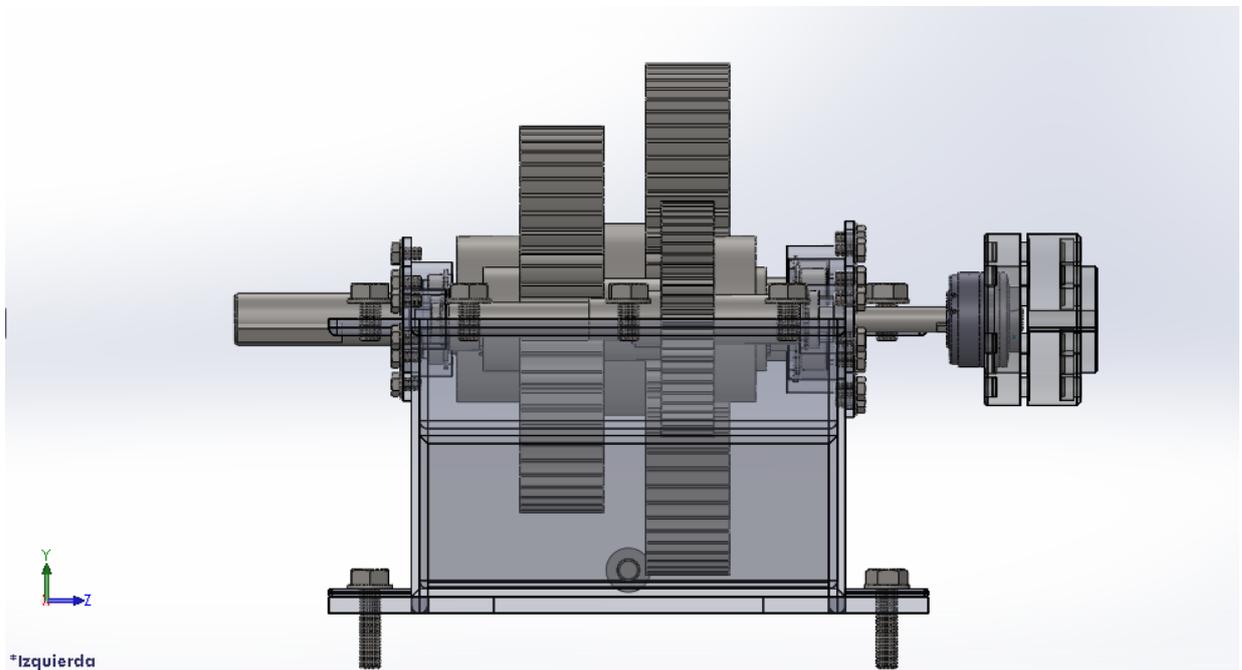


fig. 27: vista izquierda mecanismo caja reductora con sobrepotencia.

### 7.11 Tabla resumen de componentes.

Materiales	Cantidad	Peso (Kg)	Total (Kg)
Carcasa	1	19,640	19,640
Base	1	6,750	6,750
Chavetas cuadradas 0,375*0,375*2"	3	0,005	0,015
Chavetas cuadradas 0,188*0,188*2"	1	0,005	0,005
Chavetas cuadradas 0,25*0,25*1,5"	2	0,005	0,010
Chavetas cuadradas 0,375*0,375*2,5"	1	0,005	0,005
Chavetas cuadradas 0,5*0,5*2"	1	0,005	0,005
Piñón Martin 18 dientes Pd 10	1	0,039	0,039
Engrane Martin 55 dientes Pd 10	1	0,656	0,656
Piñón Martin 18 dientes Pd 6	2	0,210	0,420
Engrane Martin 54 dientes Pd 6	1	2,260	2,260
Engrane Martin 72 dientes Pd 10	1	3,900	3,900
Rodamiento de bolas TIMKEN S7k	1	0,032	0,032
Rodamiento de bolas TIMKEN S1k	1	0,009	0,009
Rodamiento de bolas TIMKEN S1k7	1	0,005	0,005
Rodamiento de bolas TIMKEN S5k	1	0,018	0,018
Rodamiento de bolas TIMKEN 305k	1	0,236	0,236
Rodamiento de bolas TIMKEN 9301k	1	0,014	0,014
Rodamiento de bolas TIMKEN 306k	1	0,254	0,254
Rodamiento de bolas TIMKEN 9307k	1	0,095	0,095
Tornillo hexagonal Wx 5/16"	48	0,005	0,240
Tornillo hexagonal Wx1/2"	29	0,010	0,290
Arandela plana 5/16"	48	0,005	0,240
Arandela plana 1/2"	29	0,005	0,145
Tapa de aceite	1	0,200	0,200
Anillo de retención interno SEEGER 17mm	1	0,001	0,001
Anillo de retención interno SEEGER 20mm	1	0,001	0,001
Anillo de retención interno SEEGER 25mm	1	0,003	0,003
Anillo de retención interno SEEGER 30mm	1	0,003	0,003
Anillo de retención interno SEEGER 35mm	1	0,004	0,004
Anillo de retención interno SEEGER 57mm	1	0,004	0,004
Anillo de retención interno SEEGER 63mm	1	0,005	0,005
Anillo de retención interno SEEGER 72mm	1	0,005	0,005
Anillo de retención externo SEEGER 22mm	1	0,001	0,001
Anillo de retención externo SEEGER 35mm	1	0,004	0,004
Anillo de retención externo SEEGER 45mm	1	0,005	0,005
Embrague limitador de torque	1	3,000	3,000
Sello 35mm	1	3,1	3,100
Sello 15mm	1	1,45	1,450
<b>Peso total aproximado de los elementos de la caja reductora (Kg)</b>			<b>43,069</b>

Tabla 7: resumen de elementos de la caja reductora con embrague con sobrepotencia.



## 8. Índice de figuras.

Fig. 1: diseño de engranajes de tres etapas escogido para el cálculo de la caja reductora, con la entrada y la salida en lados opuestos.....	10
Fig. 2 fuerzas sobre un diente de engranaje.....	13
Fig. 3: factor de proporción de piñón, Cpf.....	15
Fig. 4: factor de alineamiento del engranado, Cma.....	16
Fig. 5: factor de espesor de orilla, Kb. ....	16
Fig. 6: factor dinámico, Kv. ....	17
Fig. 7: números de calidad (Qv)AGMA recomendados.....	17
Fig. 8: factor de geometría J para un engranaje recto de ángulo de presión 20º.....	18
Fig. 9: factor por ciclos de esfuerzo Yn. ....	18
Fig. 10: factor de geometría para picaduras (I) para un ángulo de presión de 20º .....	20
Fig. 11: factor de resistencia a la picadura por número de ciclos de esfuerzo (Zn). ....	21
Fig. 12: factor por relación de durezas. ....	22
Fig. 13: direcciones de las fuerzas sobre engranes rectos acoplados .....	23
Fig. 14: grados de tolerancias recomendados para rodamientos. Robert L. Mott, Diseño de elementos de máquinas 4ta edición. ....	26
Fig. 15: Ajustes para ejes. Robert L. Mott, Diseño de elementos de máquinas 4ta edición. ....	27
Fig. 16: Ajustes para cajas (soportes de rodamientos). Robert L. Mott, Diseño de elementos de máquinas 4ta edición. ....	28
Fig. 17: tamaño de chaveta en función del eje.....	29
Fig. 18: criterios para la selección del factor de servicio basado en la aplicación. Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott. 4ta edición. ....	32
fig. 19: vista isométrica de la caja reductora con embrague con sobrepotencia.....	33
fig. 20: vista ángulo inverso de la caja reductora on embrague con sobrepotencia.....	33
fig. 21: vista frontal de la caja reductora con embrague con sobrepotencia.....	34
fig. 22: vista derecha de la caja reductora con embrague con sobrepotencia. ....	34
fig. 23: vista superior de la caja reductora con embrague con sobrepotencia. ....	34
fig. 24: vista isométrica de mecanismo caja reductora con sobrepotencia. ....	35
fig. 25: vista frontal de mecanismo caja reductora con sobrepotencia.....	35
fig. 26: vista superior de mecanismo caja reductora con sobrepotencia. ....	36
fig. 27: vista izquierda mecanismo caja reductora con sobrepotencia.....	36

## 9. Índice de tablas.

Tabla 1: resumen datos geométricos de los engranes. ....	13
Tabla 2: factores de sobrecarga sugeridos, $K_0$ .....	14
Tabla 3: factores de tamaño sugeridos $K_s$ .....	15
Tabla 4: vida de diseño recomendada (L).....	19
Tabla 5: factor de confiabilidad, $K_r$ .....	19
Tabla 6: tolerancias y ajustes para chavetas y chaveteros. Robert L. Mott, Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición.....	29
Tabla 7: resumen de elementos de la caja reductora con embrague con sobrepotencia. ....	37

## 10. Índice de ecuaciones.

Ecuación I: relación de transmisión.....	11
Ecuación II: paso diametral. ....	11
Ecuación III: criterio para ancho de cara en engranajes. ....	12
Ecuación IV: ancho de cara nominal.....	12
Ecuación V: criterio para elección de número de dientes del piñón. ....	12
Ecuación VI: fuerza tangencial.....	14
Ecuación VII: fuerza radial. ....	14
Ecuación VIII: número de esfuerzo flexionante. ....	14
Ecuación IX: factor de distribución de carga. ....	15
Ecuación X: número de esfuerzo flexionante admisible ajustado. ....	18
Ecuación XI: número de ciclos de carga. ....	19
Ecuación XII: número de esfuerzo de contacto. ....	20
Ecuación XIII: número de esfuerzo de contacto admisible. ....	21
Ecuación XIV: par torsional.....	23
Ecuación XV: diámetro mínimo admisible para combinación de par y flexión. ....	24
Ecuación XVI: diámetro mínimo admisible para esfuerzo cortante.....	25
Ecuación XVII: carga equivalente en rodamiento de bolas.....	25
Ecuación XVIII: carga dinámica para rodamiento de bolas.....	26
Ecuación XIX: longitud mínima necesaria para chaveta. ....	29
Ecuación XX: capacidad de par torsional requerida en el embrague.....	32



Universidad  
de La Laguna

Escuela Superior de  
Ingeniería y Tecnología  
Sección de Ingeniería Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

## **TRABAJO FIN DE GRADO**

TÍTULO:

**Diseño de una caja reductora con embrague de protección con  
sobrepotencia.**

**Anexos.**

AUTOR:

Germán Torres Rivero.

TUTOR:

Carmelo Militello Militello

Septiembre de 2016



## Índice anexos.

1. Anexo de cálculo. ....	5
1.1 Resultados de los cálculos de los engranes y piñones. ....	5
1.1.1 Primera etapa de reducción. ....	5
1.1.1.1 Cálculo de parámetros geométricos de los engranes. ....	5
1.1.1.2 Cálculo de esfuerzo flexionante. ....	6
1.1.1.3 Cálculo de número de esfuerzo flexionante. ....	7
1.1.1.4 Cálculo de resistencia a la picadura de los dientes. ....	7
1.1.1.5 Cálculo de número de esfuerzo de contacto admisible modificado. ....	8
1.1.1.6 Selección del material. ....	8
1.1.2 Segunda etapa de reducción. ....	9
1.1.2.1 Cálculo de parámetros geométricos de los engranes. ....	9
1.1.2.2 Cálculo de esfuerzo flexionante. ....	10
1.1.2.3 Cálculo de número de esfuerzo flexionante. ....	11
1.1.2.4 Cálculo de resistencia a la picadura de los dientes. ....	11
1.1.2.5 Cálculo de número de esfuerzo de contacto admisible modificado. ....	12
1.1.2.6 Selección del material. ....	12
1.1.3 Tercera etapa de reducción. ....	13
1.1.3.1 Cálculo de parámetros geométricos de los engranes. ....	13
1.1.3.2 Cálculo de esfuerzo flexionante. ....	14
1.1.3.3 Cálculo de número de esfuerzo flexionante. ....	14
1.1.3.4 Cálculo de resistencia a la picadura de los dientes. ....	15
1.1.3.5 Cálculo de número de esfuerzo de contacto admisible modificado. ....	15
1.1.3.6 Selección del material. ....	16
1.2 Resultado de cálculo de los ejes. ....	17
1.2.1 Eje de entrada. ....	17
1.2.1.2 Diagrama de momentos del eje de entrada. ....	17
1.2.1.3 Selección del material para eje de entrada. ....	18
1.2.1.4 Cálculo de diámetros mínimos necesarios por sección eje de entrada. ....	19
1.2.1.5 Selección de rodamientos. ....	19
1.2.1.6 Cálculo y selección de chavetas. ....	20
1.2.1.7 Selección de los anillos de retención. ....	21
1.2.2 Eje intermedio 1. ....	21
1.2.2.2 Diagrama de momentos del eje intermedio 1. ....	21

1.2.2.3 Selección del material para eje intermedio 1. ....	23
1.2.2.4 Cálculo de diámetros mínimos necesarios por sección eje intermedio 1. ....	24
1.2.2.5 Selección de rodamientos. ....	24
1.2.2.6 Cálculo y selección de chavetas. ....	25
1.2.2.7 Selección de los anillos de retención. ....	26
1.2.3 Eje intermedio 2. ....	26
1.2.3.2 Diagrama de momentos del eje intermedio 2. ....	26
1.2.3.3 Selección del material para eje intermedio 2. ....	29
1.2.3.4 Cálculo de diámetros mínimos necesarios por sección eje intermedio 1. ....	29
1.2.3.5 Selección de rodamientos. ....	30
1.2.3.6 Cálculo y selección de chavetas. ....	30
1.2.2.7 Selección de los anillos de retención. ....	31
1.2.4 Eje de salida. ....	32
1.2.4.2 Diagrama de momentos del eje de salida. ....	32
1.2.4.3 Selección del material para eje de salida. ....	33
1.2.4.4 Cálculo de diámetros mínimos necesarios por sección eje de salida. ....	34
1.2.4.5 Selección de rodamientos. ....	34
1.2.4.6 Cálculo y selección de chavetas. ....	35
1.2.4.7 Selección de los anillos de retención. ....	36
1.3 Cálculo de ajuste de rodamientos. ....	36
1.3.1 Ajuste rodamientos en el eje. ....	37
1.3.2 Ajuste rodamientos en los soportes. ....	37
1.4 Resultado de cálculo y selección del embrague. ....	38
2 Anexo de catálogos. ....	40
2.1 Catálogo de engranajes seleccionados. ....	40
2.2 Catálogo de rodamientos seleccionados. ....	42
2.3 Catálogo de anillos de retención. ....	46
2.4 Catálogo del embrague seleccionado. ....	51
3 Índice de figuras. ....	53
4 Índice de tablas. ....	54

## 1. Anexo de cálculo.

### 1.1 Resultados de los cálculos de los engranes y piñones.

A continuación, procederemos a indicar de forma detallada los resultados de los cálculos obtenidos, a partir de los procesos y criterios descritos anteriormente en la memoria, en el apartado 7 correspondiente a criterios y bases de cálculo. La realización de dichos cálculos se realizó de forma iterativa a partir de su programación en el software de Excel, de forma que, aplicando los criterios aplicados al procedimiento establecido, dimos con los resultados satisfactorios que vamos a ver a continuación.

Datos (requisitos)	iniciales	Sistema Internacional (S.I.)	Sistema anglosajón imperial (S.A.)
Potencia		5,000 kW	6,705 HP
$n_{in}$		3600 rpm	3600 rpm
$n_{out}$		100 rpm	100 rpm
$K_0$ (choque moderado)		2	2
$\varphi$		20 grados	20 grados

Tabla 1: datos iniciales.

#### 1.1.1 Primera etapa de reducción.

##### 1.1.1.1 Cálculo de parámetros geométricos de los engranes.

Para iniciar los cálculos de la primera etapa de reducción, primero debemos establecer ciertos parámetros, para los cuales seguimos diferentes criterios previamente descritos en la memoria. Los parámetros que tenemos que establecer para iniciar el cálculo son:

- Relación de transmisión de la etapa 1.
- Número de dientes del piñón.
- Paso diametral del engrane y del piñón (que serán iguales para la misma etapa).

Criterios de Etapa 1	
<b>I</b>	1/3
<b>Pd</b>	10
<b>Z<sub>in</sub></b>	18

Tabla 2: criterios adoptados para etapa 1.

Una vez seleccionados los parámetros, procedemos a calcular las dimensiones geométricas orientativas del engrane y del piñón de la etapa 1:

Piñón etapa 1		
	S.I.	S.A.
<b>Z<sub>in</sub></b>	18	18
<b>n<sub>in</sub></b>	3600	3600
<b>F</b>	31,75 mm	1,25"
<b>Dp<sub>in</sub></b>	45,72 mm	1,8"

<b>Engrane etapa 1</b>		
<b>Z<sub>out</sub></b>	54	54
<b>N<sub>out</sub></b>	1200	1200
<b>F</b>	31,75 mm	1,25"
<b>D<sub>pout</sub></b>	137,16 mm	5,4"
<b>C</b>	91,44 mm	3,6"
<b>I</b>	0,3272	0,3272
<b>V<sub>t</sub></b>	8,62m/s	1696,46 ft/min
<b>W<sub>t</sub></b>	580,1704 N	130,4275 lb
<b>Q<sub>v</sub></b>	8	8

Tabla 3: dimensiones geométricas orientativas etapa 1

Una vez tenemos calculado el piñón y el engrane de la etapa 1, procedemos a seleccionar en el catálogo de un fabricante de engranajes, en este caso Martin, el piñón y el engrane de la etapa. En caso de no encontrarse en existencia alguna de las piezas requeridas, elegiremos la más cercana y recalcularemos los parámetros en función a la nueva elección. Los parámetros de los engranes elegidos, finalmente, serán:

<b>Piñón etapa 1</b>		
	<b>S.I.</b>	<b>S.A.</b>
<b>Z<sub>in</sub></b>	18	18
<b>n<sub>in</sub></b>	3600	3600
<b>F</b>	31,75 mm	1,25"
<b>D<sub>p<sub>in</sub></sub></b>	45,72 mm	1,8"
<b>Engrane etapa 1</b>		
<b>Z<sub>out</sub></b>	55	55
<b>N<sub>out</sub></b>	1200	1178,18
<b>F</b>	31,75 mm	1,25"
<b>D<sub>p<sub>out</sub></sub></b>	139,7 mm	5,5"
<b>C</b>	92,71 mm	3,65"
<b>I</b>	0,3272	0,3272
<b>V<sub>t</sub></b>	8,62 m/s	1696,46 ft/min
<b>W<sub>t</sub></b>	580,1704 N	130,4275 lb
<b>Q<sub>v</sub></b>	8	8

Tabla 4: parámetros geométricos de los engranes elegidos para la etapa 1.

### 1.1.1.2 Cálculo de esfuerzo flexionante.

Una vez tenemos los parámetros geométricos del engrane y del piñón, procedemos al cálculo del esfuerzo flexionante para la determinación del material del piñón y del engrane. Para esto, realizando el procedimiento descrito en el apartado 7.1.1, tenemos:

<b>Factores</b>	
<b>Sobrecarga, K<sub>o</sub></b>	2
<b>Tamaño, K<sub>s</sub></b>	1
<b>Distribución de Carga, K<sub>m</sub></b>	1,19414866
<b>Dinámico, K<sub>v</sub></b>	1,33549235
<b>Espesor de orilla, K<sub>b</sub></b>	1

<b>Factor de geometría.</b>		
<b>J piñón</b>	0,319	(Fig. 8, memoria)
<b>J engrane</b>	0,395	(Fig. 8, memoria)
<b>Esfuerzo de los dientes del piñón.</b>		
<b>St piñón</b>	10432,74 psi	71,93 MPa
<b>Esfuerzo de los dientes engrane.</b>		
<b>St engrane</b>	8425,42 psi	58,09 MPa

Tabla 5: esfuerzo flexionante en el piñón y el engrane de la etapa 1.

### 1.1.1.3 Cálculo de número de esfuerzo flexionante.

Una vez calculado el esfuerzo flexionante en los dientes del piñón y engrane, procedemos a seleccionar un material que soporte dicho esfuerzo. Para ello seguimos el procedimiento descrito en el apartado 7.1.2 de la memoria.

<b>Selección de material para el engranaje de la etapa 1.</b>		
<b>Factor de ciclos de esfuerzos Yn</b>		
<i>Piñón</i>		
<b>Ncp (ciclos)</b>	2592000000	
<b>L (h)</b>	12000	(tabla 4, memoria)
<b>q</b>	1	
<i>Engrane</i>		
<b>ncg (ciclos)</b>	848290909	
<b>L (h)</b>	12000	(tabla 4, memoria)
<b>q</b>	1	
<b>Factor de ciclos por esfuerzos</b>		
<b>Ynp</b>	0,92179198	(Fig. 9, memoria)
<b>Yng</b>	0,94030237	(Fig. 9, memoria)
<b>Factor de confiabilidad</b>		
<b>Kr</b>	1,25	(tabla 5, memoria)
<b>*Una falla en 1000</b>		
<b>Factor de seguridad</b>		
<b>SF</b>	1,5	
<b>Número de esfuerzo flexionante admisible ajustado, <math>s_{at}</math></b>		
<b><math>s_{at}</math> piñón</b>	21221,0337 psi	146,3139 MPa
<b><math>s_{at}</math> engrane</b>	16800,628 psi	115,8363 MPa

Tabla 6: cálculo de número de esfuerzo flexionante de la etapa 1.

### 1.1.1.4 Cálculo de resistencia a la picadura de los dientes.

Como hemos dicho en la memoria, además de poder soportar los esfuerzos productos de la flexión, los dientes también tienen que ser capaces de resistir la fatiga que produce el contacto con los dientes del engranaje contrario. Por lo tanto, como se ha descrito en el apartado 7.1.3 de la memoria, procedemos a detallar los resultados del cálculo de resistencia a la picadura en los dientes del piñón y del engrane.

Cálculo de resistencia a la picadura.		
Ng/Np	3,05555556	
I (Ng/Np;Np)	0,09	(fig. 10, memoria)
Cp	2300	Para el acero
Número de esfuerzo de contacto $s_c$		
$S_c$ (piñón y engrane)	104247,29 psi	718,76 MPa

Tabla 7: cálculo de número de esfuerzo de contacto.

### 1.1.1.5 Cálculo de número de esfuerzo de contacto admisible modificado.

Finalmente, para la elección del material del engrane y del piñón, procedemos a calcular el número de esfuerzo de contacto admisible modificado, el cual tendrá que ser menor que el número de esfuerzo admisible característico del material que seleccionaremos para nuestro engranaje.

Cálculo del número de esfuerzo de contacto admisible modificado, $S_{ac}'$		
Zn piñón	0,88002464	(fig. 11, memoria)
Zn engrane	0,90292548	(fig. 11, memoria)
SF	1,25	
$K_r$	1,25	(tabla 5, memoria)
$C_H$ (engrane)	1	
Número de esfuerzo de contacto admisible modificado		
$S_{ac}'$ piñón	222111,582 psi	1531,41 MPa
$S_{ac}'$ engrane	216478,181 psi	1492,56 MPa

Tabla 8: cálculo de número de esfuerzo de contacto admisible modificado.

### 1.1.1.6 Selección del material.

Finalmente, podemos seleccionar el material del engrane y del piñón, a partir del número de esfuerzo flexionante admisible ajustado y del número de esfuerzo de contacto admisible modificado. Para ello, debemos elegir un material que tenga como característica que su número de esfuerzo flexionante admisible ( $s_{at}$ ) y su número de esfuerzo de contacto admisible ( $s_{ac}$ ), sean superiores a los ajustados del piñón y engranes que calculamos en los apartados anteriores.

		Núm. de esfuerzo flex. adm., $s_{at}$ (ksi)	Núm. de esfuerzo de cont. adm., $s_{ac}$ (ksi)
Tratamiento superficial		Cementado y templado.	
Dureza en la superficie		Grado 2	Grado 2
58-64 HRC	601-695 HB	65	225

Tabla 9: números de esfuerzos admisibles para materiales de engrane de acero templado.

Finalmente, el material elegido para una dureza superficial de 62 HRC, un acero con tratamiento térmico superficial cementado y templado, tenemos:

Acero	S <sub>u</sub>	S <sub>y</sub>	Elongación %
AISI 1020 cementado templado una vez en agua y revenido.	106 ksi	60 ksi	15
	730,84 MPa	413,69 MPa	

Tabla 10: material seleccionado para el piñón y el engrane de la etapa 1.

### 1.1.2 Segunda etapa de reducción.

#### 1.1.2.1 Cálculo de parámetros geométricos de los engranes.

Para iniciar los cálculos de la reducción de la segunda etapa, realizaremos el mismo procedimiento que para la etapa anterior. Primero, estableceremos ciertos parámetros, para los cuales seguimos diferentes criterios previamente descritos en la memoria. Los parámetros que tenemos que establecer para iniciar el cálculo son:

- Relación de transmisión de la etapa 2.
- Número de dientes del piñón.
- Paso diametral del engrane y del piñón (que serán iguales para la misma etapa).

Criterios de Etapa 2	
I	1/3
Pd	6
Z <sub>in</sub>	18

Tabla 11: criterios adoptados para etapa 2.

Una vez seleccionados los parámetros, procedemos a calcular las dimensiones geométricas orientativas del engrane y del piñón de la etapa 2:

Piñón etapa 2		
	S.I.	S.A.
Z <sub>in</sub>	18	18
n <sub>in</sub>	1200	1200
F	50,80 mm	2,00"
Dp <sub>in</sub>	76,20 mm	3,0"
Engrane etapa 2		
Z <sub>out</sub>	54	54
N <sub>out</sub>	400	400
F	50,80 mm	2,00"
Dp <sub>out</sub>	228,60 mm	9,00"
C	152,40 mm	6,00"
I	0,3333	0,3333
Vt	4,79 m/s	942,48 ft/min
Wt	1044,31 N	234,77 lb
Qv	8	8

Tabla 12: dimensiones geométricas orientativas etapa 2.

Una vez tenemos calculado el piñón y el engrane de la etapa 2, procedemos a seleccionar en el catálogo de un fabricante de engranajes, en este caso Martin, el piñón y el engrane de la etapa. En este caso, tenemos los engranajes calculados en el catálogo de la marca, por lo que podremos usar la relación de transmisión planteada de 1/3. Sin embargo, tenemos que recalculamos la velocidad de salida para la velocidad de entrada real:

<b>Piñón etapa 2</b>		
	<b>S.I.</b>	<b>S.A.</b>
<b>Z<sub>in</sub></b>	18	18
<b>n<sub>in</sub></b>	1178,18	1178,18
<b>F</b>	50,80 mm	2,00"
<b>Dp<sub>in</sub></b>	76,20 mm	3,0"
<b>Engrane etapa 2</b>		
<b>Z<sub>out</sub></b>	54	54
<b>N<sub>out</sub></b>	392,72	392,72
<b>F</b>	50,80 mm	2,00"
<b>Dp<sub>out</sub></b>	228,60 mm	9,00"
<b>C</b>	152,40 mm	6,00"
<b>I</b>	0,3333	0,3333
<b>Vt</b>	4,70 m/s	925,34 ft/min
<b>Wt</b>	1063,65 N	239,117 lb
<b>Qv</b>	8	8

Tabla 13: parámetros geométricos de los engranes elegidos para la etapa 2.

Como podemos ver, los valores geométricos se mantienen, variando ligeramente la velocidad lineal de paso y la fuerza tangencial.

### 1.1.2.2 Cálculo de esfuerzo flexionante.

Una vez tenemos los parámetros geométricos del engrane y del piñón, procedemos al cálculo del esfuerzo flexionante para la determinación del material del piñón y del engrane. Para esto, realizando el procedimiento descrito en el apartado 7.1.1, tenemos:

<b>Factores</b>		
<b>Sobrecarga, K<sub>o</sub></b>	2	
<b>Tamaño, K<sub>s</sub></b>	1	
<b>Distribución de Carga, K<sub>m</sub></b>	1,21232947	
<b>Dinámico, K<sub>v</sub></b>	1,25297908	
<b>Espesor de orilla, K<sub>b</sub></b>	1	
<b>Factor de geometría.</b>		
<b>J piñón</b>	0,319	(Fig. 8, memoria)
<b>J engrane</b>	0,395	(Fig. 8, memoria)
<b>Esfuerzo de los dientes del piñón.</b>		
<b>St piñón</b>	6831,81 psi	47,10 MPa
<b>Esfuerzo de los dientes engrane.</b>		
<b>St engrane</b>	5517,33 psi	38,04 MPa

Tabla 14: esfuerzo flexionante en el piñón y el engrane de la etapa 2.

### 1.1.2.3 Cálculo de número de esfuerzo flexionante.

Una vez calculado el esfuerzo flexionante en los dientes del piñón y engrane, procedemos a seleccionar un material que soporte dicho esfuerzo. Para ello seguimos el procedimiento descrito en el apartado 7.1.2 de la memoria.

Selección de material para el engranaje de la etapa 2.		
<b>Factor de ciclos de esfuerzos Yn</b>		
<i>Piñón</i>		
Ncp (ciclos)	848290909	
L (h)	12000	(tabla 4, memoria)
q	1	
<i>Engrane</i>		
ncg (ciclos)	282763636	
L (h)	12000	(tabla 4, memoria)
q	1	
<b>Factor de ciclos por esfuerzos</b>		
Ynp	0,94030237	(Fig. 9, memoria)
Yng	0,95887123	(Fig. 9, memoria)
<b>Factor de confiabilidad</b>		
Kr	1,25	(tabla 5, memoria)
<b>*Una falla en 1000</b>		
<b>Factor de seguridad</b>		
SF	1,5	
<b>Número de esfuerzo flexionante admisible ajustado, <math>s_{at}</math></b>		
$s_{at}$ piñón	13622,89 psi	93,93 MPa
$s_{at}$ engrane	10788,73 psi	74,39 MPa

Tabla 15: cálculo de número de esfuerzo flexionante de la etapa 2.

### 1.1.2.4 Cálculo de resistencia a la picadura de los dientes.

Como hemos dicho en la memoria, además de poder soportar los esfuerzos productos de la flexión, los dientes también tienen que ser capaces de resistir la fatiga que produce el contacto con los dientes del engranaje contrario. Por lo tanto, como se ha descrito en el apartado 7.1.3 de la memoria, procedemos a detallar los resultados del cálculo de resistencia a la picadura en los dientes del piñón y del engrane.

Cálculo de resistencia a la picadura.		
Ng/Np	3	
I (Ng/Np;Np)	0,09	(fig. 10, memoria)
Cp	2300	Para el acero
<b>Número de esfuerzo de contacto <math>s_c</math></b>		
$S_c$ (piñón y engrane)	84359,40 psi	581,64 MPa

Tabla 16: cálculo de número de esfuerzo de contacto.

### 1.1.2.5 Cálculo de número de esfuerzo de contacto admisible modificado.

Finalmente, para la elección del material del engrane y del piñón, procedemos a calcular el número de esfuerzo de contacto admisible modificado, el cual tendrá que ser menor que el número de esfuerzo admisible característico del material que seleccionaremos para nuestro engranaje.

Cálculo del número de esfuerzo de contacto admisible modificado, $S_{ac}'$		
Zn piñón	0,90292548	(fig. 11, memoria)
Zn engrane	0,92603136	(fig. 11, memoria)
SF	1,5	
$K_r$	1,25	(tabla 5, memoria)
$C_H$ (engrane)	1	
Número de esfuerzo de contacto admisible modificado		
$S_{ac}'$ piñón	175179,32 psi	1207,82 MPa
$S_{ac}'$ engrane	170808,33 psi	1177,68 MPa

Tabla 17: cálculo de número de esfuerzo de contacto admisible modificado.

### 1.1.2.6 Selección del material.

Finalmente, podemos seleccionar el material del engrane y del piñón, a partir del número de esfuerzo flexionante admisible ajustado y del número de esfuerzo de contacto admisible modificado. Para ello, debemos elegir un material que tenga como característica que su número de esfuerzo flexionante admisible ( $s_{at}$ ) y su número de esfuerzo de contacto admisible ( $s_{ac}$ ), sean superiores a los ajustados del piñón y engranes que calculamos en los apartados anteriores.

		Núm. de esfuerzo flex. adm., $S_{at}$ (ksi)	Núm. de esfuerzo de cont. adm., $S_{ac}$ (ksi)
Tratamiento superficial		Templado por llama o por inducción	
Dureza en la superficie		Grado 2	Grado 2
50 HRC	485 HB	55	190

Tabla 18: números de esfuerzos admisibles para materiales de engrane de acero templado.

Finalmente, al igual que en la primera etapa de reducción, el material elegido para una dureza superficial de 50 HRC, tratamiento térmico superficial de templado por llama o por inducción, tenemos:

Acero	$S_u$	$S_y$	Elongación %
AISI 1040 con tratamiento térmico: templado en agua y revenido.	130 ksi	95 ksi	16
	896,32 MPa	655,00 MPa	

Tabla 19: material seleccionado para el piñón y el engrane de la etapa 2.

### 1.1.3 Tercera etapa de reducción.

#### 1.1.3.1 Cálculo de parámetros geométricos de los engranes.

Finalmente y de forma análoga a los apartados anteriores, realizaremos el mismo procedimiento que para el cálculo y selección de los engranajes de la etapa 3. Primero, estableceremos ciertos parámetros, para los cuales seguimos diferentes criterios previamente descritos en la memoria. Los parámetros que tenemos que establecer para iniciar el cálculo son:

- Relación de transmisión de la etapa 3.
- Número de dientes del piñón.
- Paso diametral del engrane y del piñón (que serán iguales para la misma etapa).

Criterios de Etapa 3	
<b>I</b>	1/3
<b>Pd</b>	6
<b>Z<sub>in</sub></b>	18

Tabla 20: criterios adoptados para etapa 3.

Una vez seleccionados los parámetros, procedemos a calcular las dimensiones geométricas orientativas del engrane y del piñón de la etapa 3:

Piñón etapa 3		
	S.I.	S.A.
<b>Z<sub>in</sub></b>	18	18
<b>n<sub>in</sub></b>	400	400
<b>F</b>	50,80 mm	2,00"
<b>D<sub>p<sub>in</sub></sub></b>	76,20 mm	3,0"
Engrane etapa 3		
<b>Z<sub>out</sub></b>	72	72
<b>N<sub>out</sub></b>	100	100
<b>F</b>	50,80 mm	2,00"
<b>D<sub>p<sub>out</sub></sub></b>	304,8 mm	12,00"
<b>C</b>	190,5 mm	7,50"
<b>I</b>	0,3272	0,25
<b>V<sub>t</sub></b>	1,60 m/s	314,16 ft/min
<b>W<sub>t</sub></b>	3132,93 N	704,31 lb
<b>Q<sub>v</sub></b>	8	8

Tabla 21: dimensiones geométricas orientativas etapa 3.

Una vez tenemos calculado el piñón y el engrane de la etapa 3, procedemos a seleccionar en el catálogo de un fabricante de engranajes, en este caso Martin, el piñón y el engrane de la etapa. Al igual que el caso anterior en este caso, tenemos los engranajes calculados en el catálogo de la marca, por lo que podremos usar la relación de transmisión planteada de 1/4. Sin embargo, tenemos que recalcular la velocidad de salida para la velocidad de entrada real:

<b>Piñón etapa 3</b>		
	<b>S.I.</b>	<b>S.A.</b>
<b>Z<sub>in</sub></b>	18	18
<b>n<sub>in</sub></b>	392,72	392,72
<b>F</b>	50,80 mm	2,00"
<b>D<sub>p</sub>in</b>	76,20 mm	3,0"
<b>Engrane etapa 3</b>		
<b>Z<sub>out</sub></b>	72	72
<b>N<sub>out</sub></b>	98,18	98,18
<b>F</b>	50,80 mm	2,00"
<b>D<sub>p</sub>out</b>	304,8 mm	12,00"
<b>C</b>	190,5 mm	7,50"
<b>I</b>	0,25	0,25
<b>V<sub>t</sub></b>	1,57 m/s	308,45 ft/min
<b>W<sub>t</sub></b>	3190,93 N	717,35 lb
<b>Q<sub>v</sub></b>	8	8

Tabla 22: parámetros geométricos de los engranes elegidos para la etapa 3.

Como podemos ver, los valores geométricos se mantienen, variando ligeramente la velocidad lineal de paso, que disminuye, y la fuerza tangencial, que aumenta.

### 1.1.3.2 Cálculo de esfuerzo flexionante.

Una vez tenemos los parámetros geométricos del engrane y del piñón, procedemos al cálculo del esfuerzo flexionante para la determinación del material del piñón y del engrane. Para esto, realizando el procedimiento descrito en el apartado 7.1.1, tenemos:

<b>Factores</b>		
<b>Sobrecarga, K<sub>o</sub></b>	2	
<b>Tamaño, K<sub>s</sub></b>	1	
<b>Distribución de Carga, K<sub>m</sub></b>	1,21232947	
<b>Dinámico, K<sub>v</sub></b>	1,15007196	
<b>Espesor de orilla, K<sub>b</sub></b>	1	
<b>Factor de geometría.</b>		
<b>J piñón</b>	0,319	(Fig. 8, memoria)
<b>J engrane</b>	0,410	(Fig. 8, memoria)
<b>Esfuerzo de los dientes del piñón.</b>		
<b>St piñón</b>	18812,13 psi	129,71 MPa
<b>Esfuerzo de los dientes engrane.</b>		
<b>St engrane</b>	14636,76 psi	100,92 MPa

Tabla 23: esfuerzo flexionante en el piñón y el engrane de la etapa 3.

### 1.1.3.3 Cálculo de número de esfuerzo flexionante.

Una vez calculado el esfuerzo flexionante en los dientes del piñón y engrane, procedemos a seleccionar un material que soporte dicho esfuerzo. Para ello seguimos el procedimiento descrito en el apartado 7.1.2 de la memoria.

<b>Selección de material para el engranaje de la etapa 3.</b>		
<b>Factor de ciclos de esfuerzos <math>Y_n</math></b>		
<i>Piñón</i>		
<b>Ncp (ciclos)</b>	282763636	
<b>L (h)</b>	12000	(tabla 4, memoria)
<b>q</b>	1	
<i>Engrane</i>		
<b>ncg (ciclos)</b>	70690909,1	
<b>L (h)</b>	12000	(tabla 4, memoria)
<b>q</b>	1	
<b>Factor de ciclos por esfuerzos</b>		
<b>Ynp</b>	0,95887123	(Fig. 9, memoria)
<b>Yng</b>	0,98282673	(Fig. 9, memoria)
<b>Factor de confiabilidad</b>		
<b>Kr</b>	1,25	(tabla 5, memoria)
<b>*Una falla en 1000</b>		
<b>Factor de seguridad</b>		
<b>SF</b>	1,5	
<b>Número de esfuerzo flexionante admisible ajustado, <math>s_{at}</math></b>		
<b><math>s_{at}</math> piñón</b>	36785,6981 psi	253,63 MPa
<b><math>s_{at}</math> engrane</b>	27923,4555 psi	192,53 MPa

Tabla 24: cálculo de número de esfuerzo flexionante de la etapa 3.

#### 1.1.3.4 Cálculo de resistencia a la picadura de los dientes.

Como hemos dicho en la memoria, además de poder soportar los esfuerzos productos de la flexión, los dientes también tienen que ser capaces de resistir la fatiga que produce el contacto con los dientes del engranaje contrario. Por lo tanto, como se ha descrito en el apartado 7.1.3 de la memoria, procedemos a detallar los resultados del cálculo de resistencia a la picadura en los dientes del piñón y del engrane.

<b>Cálculo de resistencia a la picadura.</b>		
<b>Ng/Np</b>	4	
<b>I (Ng/Np;Np)</b>	0,12	(fig. 10, memoria)
<b>Cp</b>	2300	Para el acero
<b>Número de esfuerzo de contacto <math>s_c</math></b>		
<b><math>S_c</math> (piñón y engrane)</b>	121231,45 psi	835,86 MPa

Tabla 25: cálculo de número de esfuerzo de contacto.

#### 1.1.3.5 Cálculo de número de esfuerzo de contacto admisible modificado.

Finalmente, para la elección del material del engrane y del piñón, procedemos a calcular el número de esfuerzo de contacto admisible modificado, el cual tendrá que ser

menor que el número de esfuerzo admisible característico del material que seleccionaremos para nuestro engranaje.

Cálculo del número de esfuerzo de contacto admisible modificado, $S_{ac}'$		
Zn piñón	0,92603136	(fig. 11, memoria)
Zn engrane	0,95603342	(fig. 11, memoria)
SF	1,5	
$K_r$	1,25	(tabla 5, memoria)
$C_H$ (engrane)	1	
Número de esfuerzo de contacto admisible modificado		
$S_{ac}'$ piñón	245465,742 psi	1692,43 MPa
$S_{ac}'$ engrane	237762,582 psi	1639,32 MPa

Tabla 26: cálculo de número de esfuerzo de contacto admisible modificado.

### 1.1.3.6 Selección del material.

Finalmente, podemos seleccionar el material del engrane y del piñón, a partir del número de esfuerzo flexionante admisible ajustado y del número de esfuerzo de contacto admisible modificado. Para ello, debemos elegir un material que tenga como característica que su número de esfuerzo flexionante admisible ( $s_{at}$ ) y su número de esfuerzo de contacto admisible ( $s_{ac}$ ), sean superiores a los ajustados del piñón y engranes que calculamos en los apartados anteriores.

		Núm. de esfuerzo flex. adm., $s_{at}$ (ksi)	Núm. de esfuerzo de cont. adm., $s_{ac}$ (ksi)
<b>Tratamiento superficial</b>		Cementado y templado	
<b>Dureza en la superficie</b>		<b>Grado 3</b>	<b>Grado 3</b>
<b>58-64 HRC</b>	<b>601-695 HB</b>	75	275

Tabla 27: números de esfuerzos admisibles para materiales de engrane de acero templado.

Finalmente, al igual que en la primera etapa de reducción, el material elegido para una dureza superficial de 62 HRC, será un acero cementado y templado:

Acero	$S_u$	$S_y$	Elongación %
<b>AISI 1020 cementado templado una vez en agua y revenido.</b>	106 ksi	60 ksi	15
	730,84 MPa	413,69 MPa	

Tabla 28: material seleccionado para el piñón y el engrane de la etapa 3.

## 1.2 Resultado de cálculo de los ejes.

### 1.2.1 Eje de entrada.

Para el dimensionamiento de los ejes necesitaremos conocer los diferentes esfuerzos que actúan sobre él y que deben soportar por una cantidad de horas determinadas. Los esfuerzos que deberá soportar vendrán dados por las fuerzas que se producen en el contacto de los dientes entre los engranes, tal y como describimos en el apartado 7.2 de la memoria.

#### 1.2.1.2 Diagrama de momentos del eje de entrada.

En la siguiente figura, podremos observar el diagrama de momentos en uno de los planos para el eje de entrada.

- Para el plano x-y:

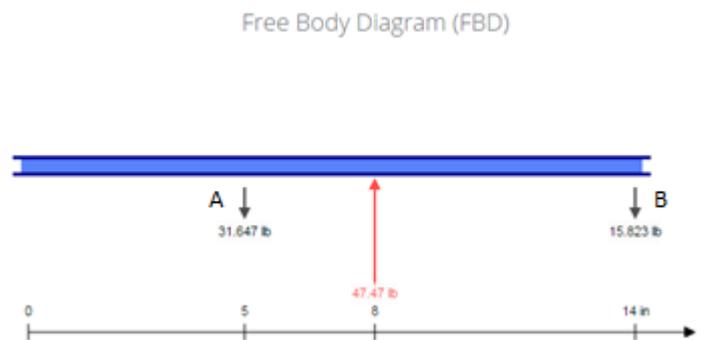


Fig. 1: diagrama de cuerpo libre para el plano x-y del eje de entrada.

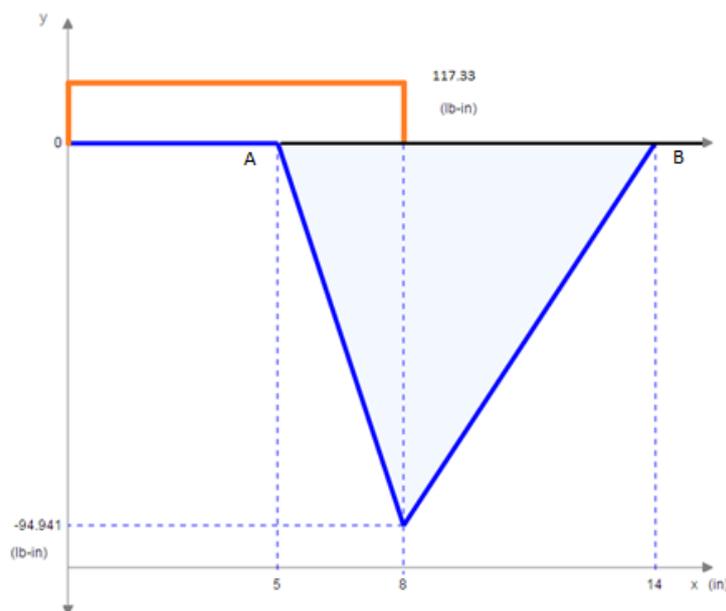


Fig. 2: Diagrama de momento flector (azul) y momento torsor (rojo).

- Plano z-x:

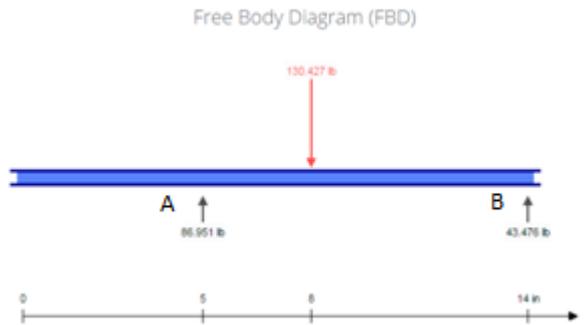


Fig. 3: diagrama de cuerpo libre para el plano z-x.

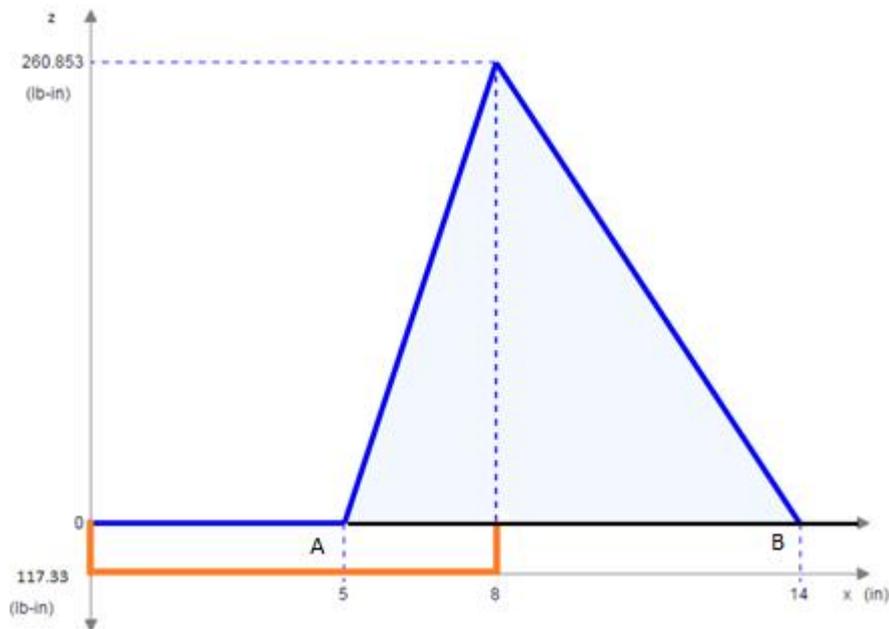


Fig. 4: Diagrama de momento flector (azul) y momento torsor (rojo).

Reacciones en los apoyos.			Momento torsor en el eje de entrada.		
	lb	N		lb*pulg	N*m
Raz	86,95	386,78	Mt in	117,3375	13,26
Rbz	43,48	193,39	<b>Momento flectores en los planos y equivalente.</b>		
Ray	31,65	140,78	Mz	94,9434379	10,73
Rby	15,82	70,39	My	260,854952	29,47
F resul. A	92,53	411,60	M equiv.	277,596041	31,36
F resul. B	46,27	205,80			

Tabla 29: datos de las reacciones y momentos que actúan sobre el eje de entrada.

### 1.2.1.3 Selección del material para eje de entrada.

En este caso, a diferencia de los engranajes, seleccionaremos el material de los ejes para dimensionar, en función de dicho material, los diámetros en cada una de sus secciones. Para soportar adecuadamente las condiciones de operación, el material del eje debe ser un

acero que tenga una resistencia moderadamente alta, una buena resistencia a la fatiga, buena ductilidad y maquinabilidad.

El material que elegimos en este caso tiene las siguientes características:

Acero	S <sub>u</sub>	S <sub>y</sub>	S <sub>n</sub>	Elongación %
AISI 1144 templado en aceite y revenido	118 ksi	83 ksi	43 ksi	20
	813,58 MPa	572,26 MPa	296,48 MPa	

Tabla 30: características del acero elegido para el eje de entrada.

#### 1.2.1.4 Cálculo de diámetros mínimos necesarios por sección eje de entrada.

Tal y como vimos en la sección 7.2.5 de la memoria, procederemos a calcular los diámetros mínimos de cada sección del eje de entrada.

Diámetros mínimos admisibles del eje de entrada. Factor de diseño, N=4			
Acople		Apoyo A	
Mt (N*m)	13,26	Mt (N*m)	13,26
Mf (N*m)	0	Mf (N*m)	0
Kt	1,6	Kt	2,5
D. mín. (mm)	9,35	D mín.(mm)	9,35
D. diseño (mm)	15,24	D. diseño (mm)	15,24
Piñón(hasta el centro)		Ranura de anillo de retención.	
Mt (N*m)	13,26	Mt (N*m)	0
Mf (N*m)	31,36	Mf (N*m)	31,36
Kt	2	Kt	3
D mín.(mm)	23,53	D mín.(mm)	27,06
D. diseño (mm)	40,64	D. diseño (mm)	35,56
Sn' (MPa)	196,29	Sn' (MPa)	193,25
Cs	0,88402934	Cs	0,87036154
Apoyo B			
Mt (N*m)	0		
Mf (N*m)	0		
V (N)	205,80		
Kt	2,5		
D mín.(mm)	5,22		
D. diseño (mm)	7,62		

Tabla 31: Diámetros mínimos admisibles del eje de entrada.

#### 1.2.1.5 Selección de rodamientos.

Una vez hemos calculado los diámetros mínimos en las diferentes secciones del eje, procedemos a seleccionar los elementos que irán acoplados a él. Primer, procedemos a seleccionar los rodamientos, los cuales serán los puntos de apoyo del eje. Para esto, procedemos a calcular la carga dinámica para cada rodamiento, tal y como vimos en la

memoria. En función a esto y al diámetro del asiento del rodamiento, procederemos a su selección en el catálogo del fabricante.

Selección de rodamientos eje de entrada.					
Duración de diseño					
Rodamiento A			Rodamiento B		
L (revol)	2592000000		L (revol)	848290909	
Durac. Dis. (h)	12000		Durac. Dis. (h)	12000	
Capacidad de carga dinámica					
k	3		k	3	
C <sub>A</sub>	1271,07 lb	5654,00 N	C <sub>B</sub>	437,97 lb	1948,19 N

Tabla 32: carga dinámica de los rodamientos del eje de entrada.

Finalmente, seleccionamos los siguientes rodamientos para el eje de entrada en el catálogo que podremos ver en el anexo de catálogo:

Bearing number	Bore		Outside diameter		Width		Dynamic load Rating
Ball bearing for the A support.							
Standard	d (mm)	Tol.(mm)	D (mm)	Tol.(mm)	C (mm)	Tol.(mm)	C (N)
S7K	15,875	0,008	34,925	0,013	7,14	0,016	7500
Ball bearing for the B support.							
Standard	d (mm)	Tol.(mm)	D (mm)	Tol.(mm)	C (mm)	Tol.(mm)	C (N)
S1K	6,35	0,008	19,050	0,01	5,56	0,013	3100

Tabla 33: rodamientos seleccionados para los apoyos del eje de entrada.

### 1.2.1.6 Cálculo y selección de chavetas.

A continuación, procederemos a calcular y seleccionar las dimensiones de las chavetas del eje de entrada, a partir del procedimiento y criterios descritos en el apartado 7.4 de la memoria.

Acople			Piñón		
Sy (psi)= 51000			Sy (MPa)= 351,13		
	Pulgadas	Milímetros		Pulgadas	Milímetros
L mín.	0,3263	8,29	L mín.	0,1052	2,67
L	2,00	50,80	L	1,5	38,10
W	0,188	4,78	W	0,25	6,35
Tolerancia (mm)		+0,0000 -0,0508	Tolerancia (mm)		+0,0000 -0,0508
Intervalo ajuste (mm)		0,000-0,1016 Holgura	Intervalo ajuste (mm)		0,000-0,1016 Holgura

Tabla 34: dimensiones de las chavetas para el eje de entrada.

### 1.2.1.7 Selección de los anillos de retención.

Para la selección de los anillos de retención, simplemente procedemos a verificar sus especificaciones geométricas en el catálogo del fabricante. Los anillos de retención estarán hechos de acero y su función principal será la de asegurar que el elemento acoplado al eje, en este caso los engranes, no se muevan a lo largo del eje, de forma axial. Como en este caso tenemos engranes rectos, la componente axial es inexistente, por lo que la fuerza que tendrá que soportar el anillo de retención no será importante. Si tuviéramos engranajes helicoidales, tendríamos que ser más estrictos a la hora de seleccionar los anillos de retención, teniendo que comprobar su resistencia a cargas axiales y no sólo limitarnos a sus parámetros geométricos.

Tipo	Diámetro interno anillo (mm)	Diámetro del eje (mm)	Espesor de anillo (mm)	Ancho de ranura(mm)
47125	23,2	25	1,2	1,3

Tabla 35: selección de anillos de retención para eje de entrada.

Tipo	Diámetro exterior anillo (mm)	Diámetro del agujero (mm)	Espesor de anillo (mm)	Ancho de ranura(mm)
<b>Anillo para rodamiento A eje entrada.</b>				
47219	20,5	19	1,0	1,1
<b>Anillo para rodamiento B eje entrada.</b>				
47228	30	28	1,2	1,3

Tabla 36: selección de anillos de retención interno para rodamientos eje entrada.

### 1.2.2 Eje intermedio 1.

Realizamos el procedimiento análogo al cálculo del eje de entrada.

#### 1.2.2.2 Diagrama de momentos del eje intermedio 1..

En la siguiente figura, podremos observar el diagrama de momentos en uno de los planos para el eje intermedio 1.

- Para el plano x-y:

Free Body Diagram (FBD)

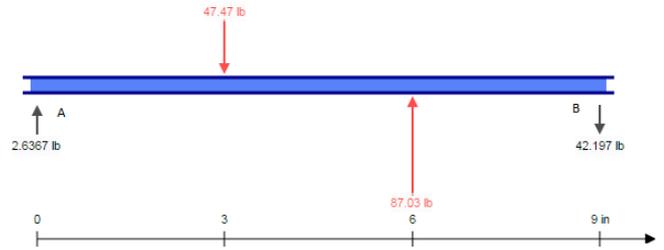


Fig. 5: diagrama de cuerpo libre para el plano x-y del eje intermedio 1.

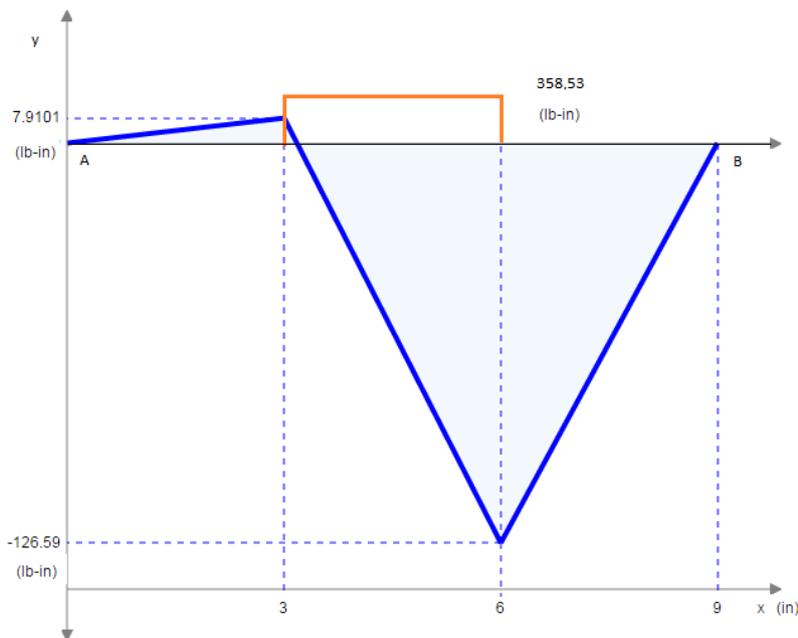


Fig. 6: Diagrama de momento flector (azul) y momento torsor (rojo).

- Plano z-x:

Free Body Diagram (FBD)

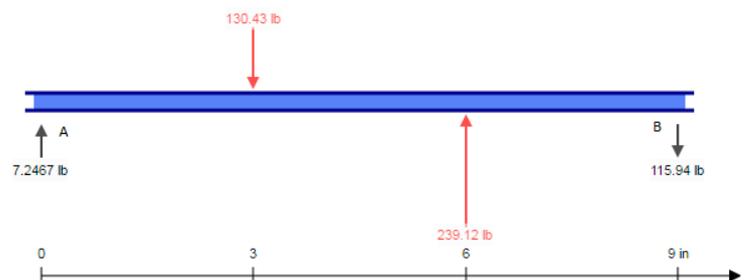


Fig. 7: diagrama de cuerpo libre para el plano z-x.

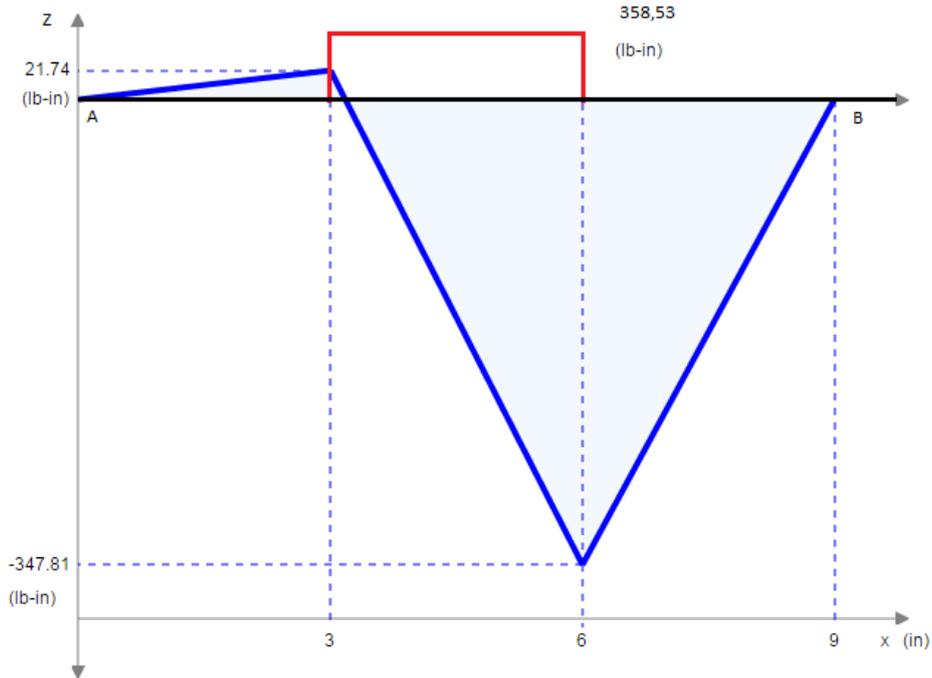


Fig. 8: Diagrama de momento flector (azul) y momento torsor (rojo).

Reacciones en los apoyos.		Momento torsor en el eje intermedio 1.						
	lb	N	Mtin	358,53125 lb*pulg		40,50 N*m		
Raz	7,24	32,21	Momento flectores en los planos y equivalente.					
Rbz	115,93	515,68	Engrane (x=3 in)			Piñón (x=6 in).		
Ray	2,63	11,70		Lb*pulg	N*m		Lb*pulg	N*m
Rby	42,19	187,67	Mz	7,91	0,89	Mz	126,59	14,30
F resul. A	7,71	34,30	My	21,73	2,45	My	347,80	39,29
F resul. B	123,37	548,78	M equiv.	23,13	2,61	M equiv.	370,12	41,81

Tabla 37: datos de las reacciones y momentos que actúan sobre el eje intermedio 1.

### 1.2.2.3 Selección del material para eje intermedio 1.

En este caso, a diferencia de los engranajes, seleccionaremos el material de los ejes para dimensionar, en función de dicho material, los diámetros en cada una de sus secciones. Para soportar adecuadamente las condiciones de operación, el material del eje debe ser un acero que tenga una resistencia moderadamente alta, una buena resistencia a la fatiga, buena ductilidad y maquinabilidad.

El material que elegimos en este caso, será el mismo que elegimos para el eje anterior, el cual tiene las siguientes características:

Acero	S <sub>u</sub>	S <sub>y</sub>	S <sub>n</sub>	Elongación %
AISI 1144 templado en aceite y revenido	118 ksi	83 ksi	43 ksi	20
	813,58 MPa	572,26 MPa	296,48 MPa	

Tabla 38: características del acero elegido para el eje intermedio 1.

### 1.2.2.4 Cálculo de diámetros mínimos necesarios por sección eje intermedio 1.

Tal y como vimos en la sección 7.2.5 de la memoria, procederemos a calcular los diámetros mínimos de cada sección del eje intermedio 1.

<b>Diámetros mínimos admisibles del eje intermedio 1.</b>			
<b>Factor de diseño, N=4</b>			
<b>Apoyo A</b>		<b>Apoyo B</b>	
Mt (N*m)	0	Mt (N*m)	0
Mf (N*m)	0	Mf (N*m)	0
V (N)	34,30	V (N)	548,80
Kt	2,5	Kt	2,5
D. mín. (mm)	2,13	D. mín. (mm)	8,52
D. diseño (mm)	6,35	D. diseño (mm)	12,70
<b>Engrane(hasta el centro)</b>		<b>Ranura de anillo de retención (g).</b>	
Mt (N*m)	40,50	Mt (N*m)	40,50
Mf (N*m)	2,61	Mf (N*m)	0
Kt	2	Kt	3
D. mín. (mm)	13,92	D. mín. (mm)	13,57
D. diseño (mm)	25,40	D. diseño (mm)	20,32
Sn' (MPa)	207,71	Sn' (MPa)	207,30
Cs	0,93549925	Cs	0,93364689
<b>Piñón(hasta el centro)</b>		<b>Ranura de anillo de retención(p).</b>	
Mt (N*m)	40,50	Mt (N*m)	40,50
Mf (N*m)	41,81	Mf (N*m)	41,81
Kt	2	Kt	3
D. mín. (mm)	26,07	D. mín. (mm)	29,13
D. diseño (mm)	38,10	D. diseño (mm)	33,02
Sn' (MPa)	194,07	Sn' (MPa)	207,71
Cs	0,8740521	Cs	0,86259428

Tabla 39: Diámetros mínimos admisibles del eje intermedio 1.

### 1.2.2.5 Selección de rodamientos.

Una vez hemos calculado los diámetros mínimos en las diferentes secciones del eje, procedemos a seleccionar los elementos que irán acoplados a él. Primer, procedemos a seleccionar los rodamientos, los cuales serán los puntos de apoyo del eje. Para esto, procedemos a calcular la carga dinámica para cada rodamiento, tal y como vimos en la memoria. En función a esto y al diámetro del asiento del rodamiento, procederemos a su selección en el catálogo del fabricante.

Selección de rodamientos eje intermedio 1.					
Duración de diseño					
Rodamiento A			Rodamiento B		
L (revol)	2592000000		L (revol)	848290909	
Durac. Dis. (h)	12000		Durac. Dis. (h)	12000	
Capacidad de carga dinámica					
k	3		k	3	
C <sub>A</sub>	105,92 lb	471,16 N	C <sub>B</sub>	1167,92 lb	5195,17 N

Tabla 40: carga dinámica de los rodamientos del eje intermedio 1.

Finalmente, seleccionamos los siguientes rodamientos para el eje de entrada en el catálogo que podremos ver en el anexo de catálogo:

Bearing number	Bore		Outside diameter		Width		Dynamic load Rating
Ball bearing for the A support.							
Standard	d (mm)	Tol.(mm)	D (mm)	Tol.(mm)	C (mm)	Tol.(mm)	C (N)
S1K7	6,35	0,008	15,875	0,01	4,98	0,013	1630
Ball bearing for the B support.							
Standard	d (mm)	Tol.(mm)	D (mm)	Tol.(mm)	C (mm)	Tol.(mm)	C (N)
S5K	12,70	0,008	28,575	0,01	6,35	0,013	5600

Tabla 41: rodamientos seleccionados para los apoyos del eje intermedio 1.

### 1.2.2.6 Cálculo y selección de chavetas.

A continuación, procederemos a calcular y seleccionar las dimensiones de las chavetas del eje intermedio 1, a partir del procedimiento y criterios descritos en el apartado 7.4 de la memoria.

Engrane			Piñón		
<b>Material de la chaveta: Acero ; Sy (psi)= 51000/351,13 MPa</b>					
	Pulgadas	Milímetros		Pulgadas	Milímetros
L mín.	0,494	12,55	L mín.	0,742	18,85
L	2,00	50,80	L	2,0	50,80
W	0,255	8,26	W	0,375	8,26
Tolerancia (mm)	+0,0000 -0,0508		Tolerancia (mm)	+0,0000 -0,0508	
Intervalo de ajuste (mm)	0,000-0,1016 Holgura		Intervalo de ajuste (mm)	0,000-0,1016 Holgura	

Tabla 42: dimensiones de las chavetas para el eje intermedio 1.

### 1.2.2.7 Selección de los anillos de retención.

Para la selección de los anillos de retención, simplemente procedemos a verificar sus especificaciones geométricas en el catálogo del fabricante. Los anillos de retención estarán hechos de acero y su función principal será la de asegurar que el elemento acoplado al eje, en este caso los engranes, no se muevan a lo largo del eje, de forma axial. Como en este caso tenemos engranes rectos, la componente axial es inexistente, por lo que la fuerza que tendrá que soportar el anillo de retención no será importante. Si tuviéramos engranajes helicoidales, tendríamos que ser más estrictos a la hora de seleccionar los anillos de retención, teniendo que comprobar su resistencia a cargas axiales y no sólo limitarnos a sus parámetros geométricos.

Tipo	Diámetro interno anillo (mm)	Diámetro del eje (mm)	Espesor de anillo (mm)	Ancho de ranura(mm)
<b>Anillo para engrane eje intermedio 1.</b>				
47125	23,2	25	1,2	1,3
<b>Anillo para piñón eje intermedio 1.</b>				
47138	35,2	38	1,75	1,85

Tabla 43: selección de anillos de retención para eje intermedio 1.

Tipo	Diámetro exterior anillo (mm)	Diámetro del agujero (mm)	Espesor de anillo (mm)	Ancho de ranura(mm)
<b>Anillo para rodamiento A eje intermedio 1.</b>				
47216	17,3	16	1,2	1,3
<b>Anillo para rodamiento B eje intermedio 1.</b>				
47228	30	28	1,2	1,3

Tabla 44: selección de anillos de retención interno para rodamientos eje intermedio 1.

### 1.2.3 Eje intermedio 2.

Realizamos el procedimiento análogo al cálculo del eje intermedio 2.

#### 1.2.3.2 Diagrama de momentos del eje intermedio 2.

En la siguiente figura, podremos observar el diagrama de momentos en uno de los planos para el eje intermedio 2.

- Para el plano x-y:

Free Body Diagram (FBD)

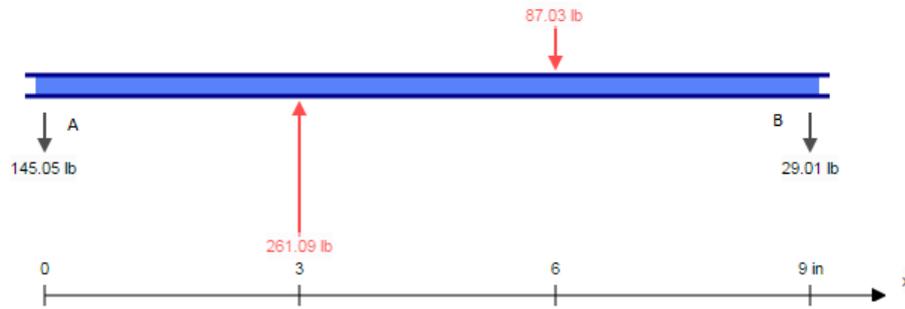


Fig. 9: diagrama de cuerpo libre para el plano x-y del eje intermedio 2.

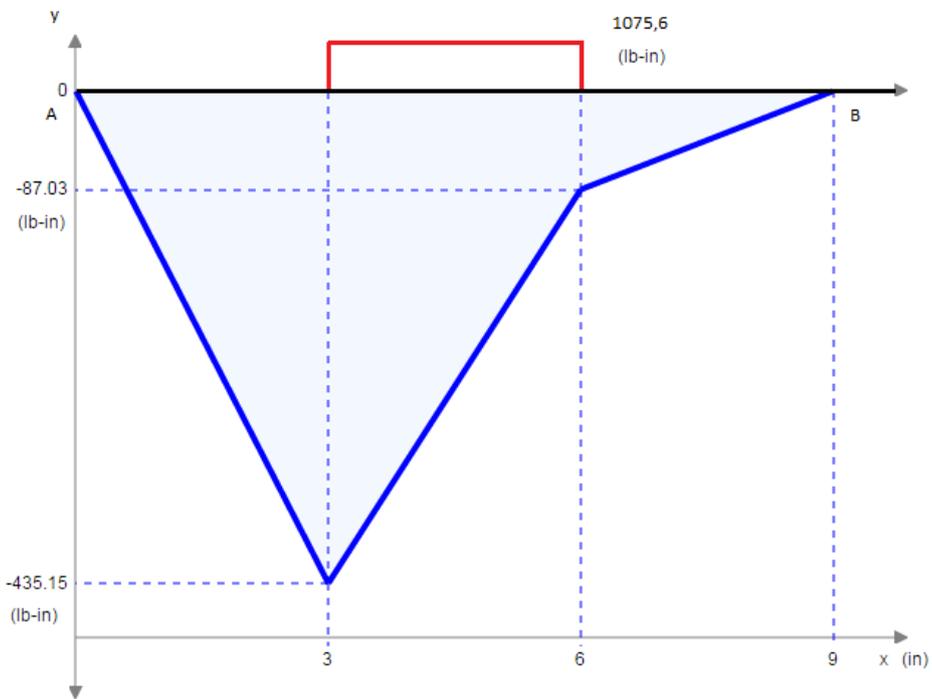


Fig. 10: Diagrama de momento flector (azul) y momento torsor (rojo).

- Plano z-x:

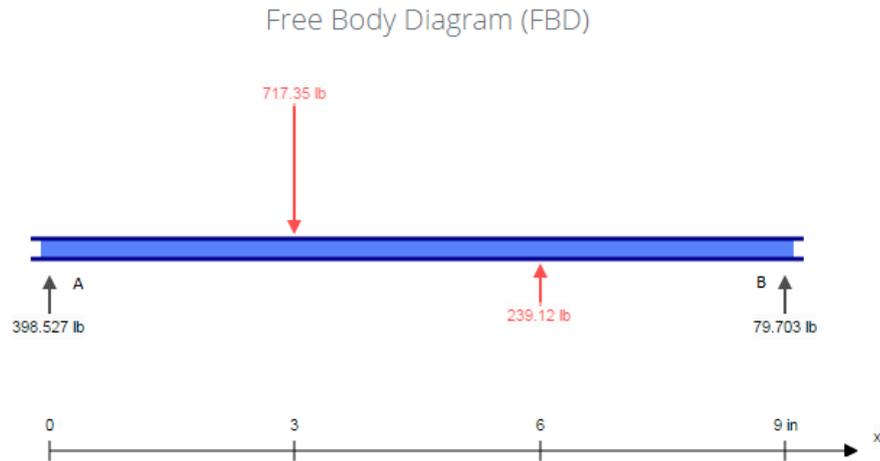


Fig. 11: diagrama de cuerpo libre para el plano z-x.

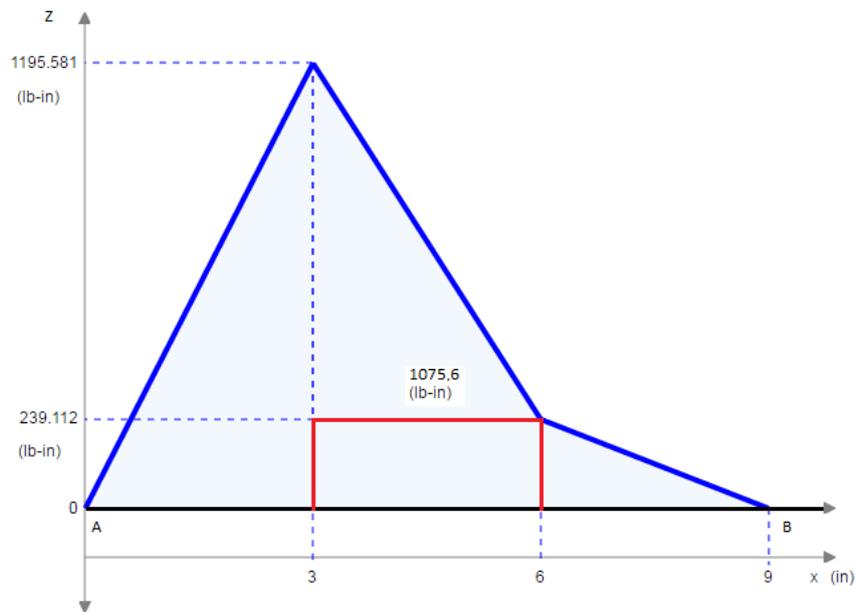


Fig. 12: Diagrama de momento flector (azul) y momento torsor (rojo).

Reacciones en los apoyos.			Momento torsor en el eje intermedio 2.					
	lb	N	Mtin	1076,02 lb*pulg		121,56 N*m		
Raz	398,53	1772,75	Momento flectores en los planos y equivalente.					
Rbz	79,71	354,57	Engrane (x=3 in)			Piñón (x=6 in).		
Ray	145,05	645,21		Lb*pulg	N*m		Lb*pulg	N*m
Rby	29,01	129,04	Mz	435,16	49,16	Mz	87,03	9,83
F resul. A	424,11	1886,53	My	1195,59	135,07	My	239,12	27,01
F resul. B	84,82	377,30	M equiv.	1272,32	143,74	M equiv.	254,46	28,75

Tabla 45: datos de las reacciones y momentos que actúan sobre el eje intermedio 2.

### 1.2.3.3 Selección del material para eje intermedio 2.

En este caso, a diferencia de los engranajes, seleccionaremos el material de los ejes para dimensionar, en función de dicho material, los diámetros en cada una de sus secciones. Para soportar adecuadamente las condiciones de operación, el material del eje debe ser un acero que tenga una resistencia moderadamente alta, una buena resistencia a la fatiga, buena ductilidad y maquinabilidad. El material que elegimos en este caso, será el mismo que elegimos para el eje anterior, el cual tiene las siguientes características:

Acero	S <sub>u</sub>	S <sub>y</sub>	S <sub>n</sub>	Elongación %
AISI 1144 templado en aceite y revenido	118 ksi	83 ksi	43 ksi	20
	813,58 MPa	572,26 MPa	296,48 MPa	

Tabla 46: características del acero elegido para el eje intermedio 2.

### 1.2.3.4 Cálculo de diámetros mínimos necesarios por sección eje intermedio 1.

Tal y como vimos en la sección 7.2.5 de la memoria, procederemos a calcular los diámetros mínimos de cada sección del eje intermedio 2.

Diámetros mínimos admisibles del eje intermedio 2. Factor de diseño, N=4			
Apoyo A		Apoyo B	
Mt (N*m)	0	Mt (N*m)	0
Mf (N*m)	0	Mf (N*m)	0
V (N)	1886,51	V (N)	377,30
Kt	2,5	Kt	2,5
D. mín. (mm)	15,79	D. mín. (mm)	7,06
D. diseño (mm)	24,89	D. diseño (mm)	11,94
Piñón(hasta el centro)		Ranura de anillo de retención (p).	
Mt (N*m)	121,51	Mt (N*m)	0
Mf (N*m)	143,74	Mf (N*m)	143,74
Kt	2	Kt	3
D. mín. (mm)	36,27	D. mín. (mm)	36,58
D. diseño (mm)	38,10	D. diseño (mm)	33,02
Sn' (MPa)	185,08	Sn' (MPa)	182,32
Cs	0,83355522	Cs	0,82111382
Engrane(hasta el centro)		Ranura de anillo de retención(g).	
Mt (N*m)	121,51	Mt (N*m)	0
Mf (N*m)	28,75	Mf (N*m)	28,75
Kt	2	Kt	3
D. mín. (mm)	24,17	D. mín. (mm)	1,05509361
D. diseño (mm)	38,10	D. diseño (mm)	1,3
Sn' (MPa)	195,59	Sn' (MPa)	182,32
Cs	0,88091447	Cs	0,87036154

Tabla 47: Diámetros mínimos admisibles del eje intermedio 2.

### 1.2.3.5 Selección de rodamientos.

Una vez hemos calculado los diámetros mínimos en las diferentes secciones del eje, procedemos a seleccionar los elementos que irán acoplados a él. Primer, procedemos a seleccionar los rodamientos, los cuales serán los puntos de apoyo del eje. Para esto, procedemos a calcular la carga dinámica para cada rodamiento, tal y como vimos en la memoria. En función a esto y al diámetro del asiento del rodamiento, procederemos a su selección en el catálogo del fabricante.

Selección de rodamientos eje intermedio 2.					
Duración de diseño					
Rodamiento A			Rodamiento B		
L (revol)	2592000000		L (revol)	848290909	
Durac. Dis. (h)	12000		Durac. Dis. (h)	12000	
Capacidad de carga dinámica					
k	3		k	3	
C <sub>A</sub>	5825,75 lb	25914,22 N	C <sub>B</sub>	802,94 lb	3571,65 N

Tabla 48: carga dinámica de los rodamientos del eje intermedio 2.

Finalmente, seleccionamos los siguientes rodamientos para el eje de entrada en el catálogo que podremos ver en el anexo de catálogo:

Bearing number	Bore		Outside diameter		Width		Dynamic load Rating
Ball bearing for the A support.							
Standard	d (mm)	Tol.(mm)	D (mm)	Tol.(mm)	C (mm)	Tol.(mm)	C (N)
305k	25	0,010	62	0,013	17	0,120	26600
Ball bearing for the B support.							
Standard	d (mm)	Tol.(mm)	D (mm)	Tol.(mm)	C (mm)	Tol.(mm)	C (N)
9301k	12	0,008	24	0,009	6	0,12	3650

Tabla 49: rodamientos seleccionados para los apoyos del eje intermedio 2.

### 1.2.3.6 Cálculo y selección de chavetas.

A continuación, procederemos a calcular y seleccionar las dimensiones de las chavetas del eje intermedio 2, a partir del procedimiento y criterios descritos en el apartado 7.4 de la memoria.

Engrane			Piñón		
<b>Material de la chaveta: Acero ; Sy (psi)= 51000/351,13 MPa</b>					
	<b>Pulgadas</b>	<b>Milímetros</b>		<b>Pulgadas</b>	<b>Milímetros</b>
<b>L mín.</b>	0,433	11,00	<b>L mín.</b>	0,742	18,85
<b>L</b>	2,00	50,80	<b>L</b>	2,0	50,80
<b>W</b>	0,375	8,26	<b>W</b>	0,375	8,26
<b>Tolerancia (mm)</b>		+0,0000 -0,0508	<b>Tolerancia (mm)</b>		+0,0000 -0,0508
<b>Intervalo de ajuste (mm)</b>		0,000-0,1016 Holgura	<b>Intervalo de ajuste (mm)</b>		0,000-0,1016 Holgura

Tabla 50: dimensiones de las chavetas para el eje intermedio 2.

### 1.2.2.7 Selección de los anillos de retención.

Para la selección de los anillos de retención, realizamos el mismo procedimiento que el planteado en el caso anterior.

Tipo	Diámetro interno anillo (mm)	Diámetro del eje (mm)	Espesor de anillo (mm)	Ancho de ranura(mm)
<b>Anillo para engrane eje intermedio 2.</b>				
47138	35,2	38	1,75	1,85
<b>Anillo para piñón eje intermedio 2.</b>				
47138	35,2	38	1,75	1,85

Tabla 51: selección de anillos de retención para el eje intermedio 2.

Tipo	Diámetro exterior anillo (mm)	Diámetro del agujero (mm)	Espesor de anillo (mm)	Ancho de ranura(mm)
<b>Anillo para rodamiento A eje intermedio 2.</b>				
47262	25,9	24	1,2	1,3
<b>Anillo para rodamiento B eje intermedio 2.</b>				
47224	66,2	62	2,0	2,15

Tabla 52: selección de anillos de retención interno para rodamientos eje intermedio 2.

### 1.2.4 Eje de salida.

Finalmente, para el dimensionamiento del eje de salida, realizaremos un procedimiento análogo al del eje de entrada.

#### 1.2.4.2 Diagrama de momentos del eje de salida.

En la siguiente figura, podremos observar el diagrama de momentos en uno de los planos para el eje de entrada.

- Para el plano x-y:

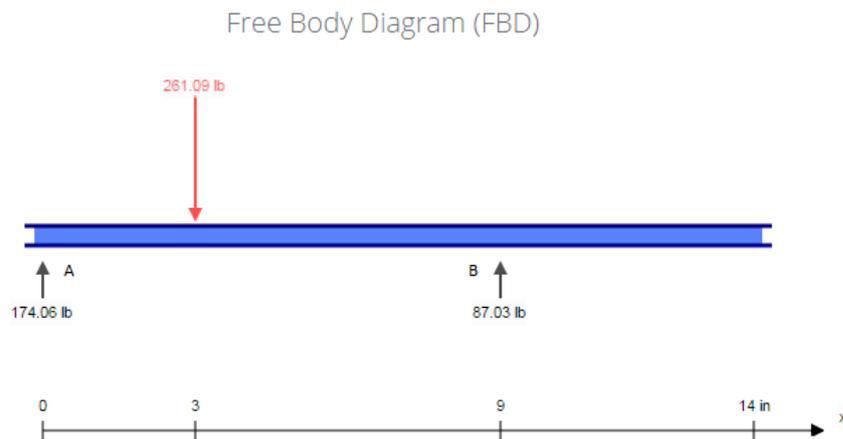


Fig. 13: diagrama de cuerpo libre para el plano x-y del eje de salida.

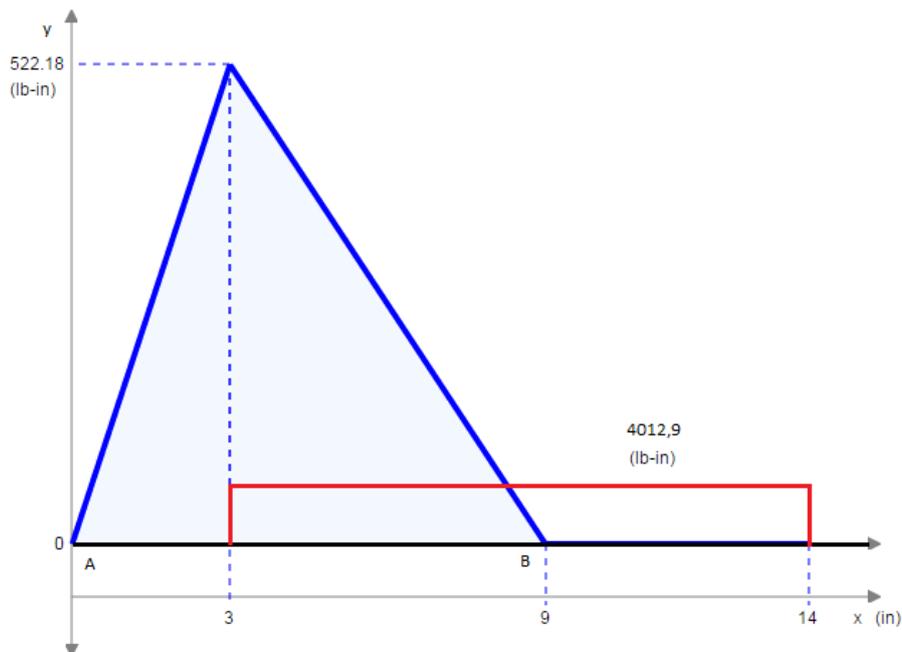


Fig. 14: Diagrama de momento flector (azul) y momento torsor (rojo).

- Plano z-x:

Free Body Diagram (FBD)

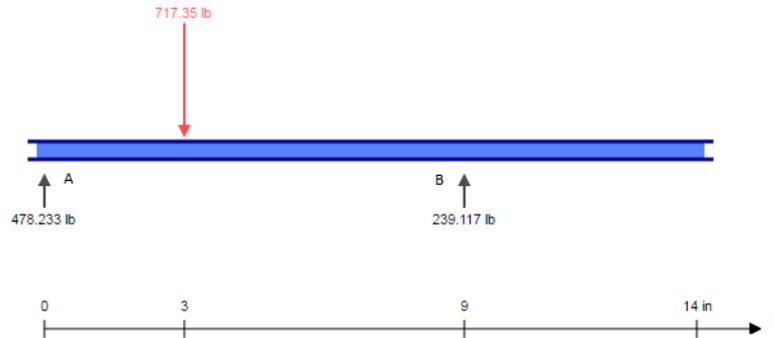


Fig. 15: diagrama de cuerpo libre para el plano z-x.

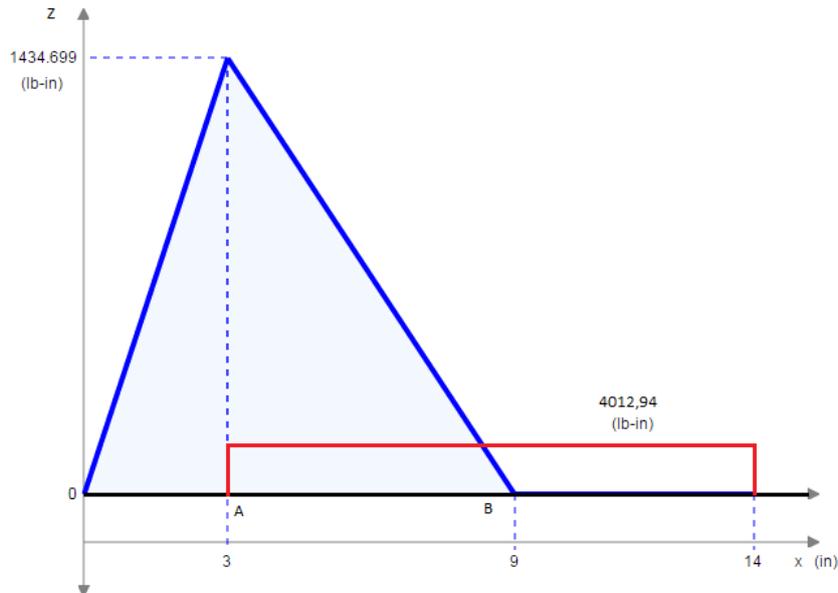


Fig. 16: Diagrama de momento flector (azul) y momento torsor (rojo).

Reacciones en los apoyos.			Momento torsor en el eje de entrada.		
	lb	N		lb*pulg	N*m
Raz	478,23	2127,27	Mt in	4224,15	477,22
Rbz	239,12	1063,66	<b>Momento flectores en los planos y equivalente.</b>		
Ray	174,06	774,26	Mz	522,19	58,99
Rby	87,03	387,13	My	1434,70	162,08
F resul. A	508,93	2263,83	M equiv.	522,19	28,75
F resul. B	254,46	1131,89			

Tabla 53: datos de las reacciones y momentos que actúan sobre el eje de salida.

### 1.2.4.3 Selección del material para eje de salida.

En este caso, a diferencia de los engranajes, seleccionaremos el material de los ejes para dimensionar, en función de dicho material, los diámetros en cada una de sus secciones. Para soportar adecuadamente las condiciones de operación, el material del eje debe ser un

acero que tenga una resistencia moderadamente alta, una buena resistencia a la fatiga, buena ductilidad y maquinabilidad.

El material que elegimos en este caso tiene las siguientes características:

Acero	S <sub>u</sub>	S <sub>y</sub>	S <sub>n</sub>	Elongación %
AISI 1144 templado en aceite y revenido	118 ksi	83 ksi	43 ksi	20
	813,58 MPa	572,26 MPa	296,48 MPa	

Tabla 54: características del acero elegido para el eje de salida.

#### 1.2.4.4 Cálculo de diámetros mínimos necesarios por sección eje de salida.

Tal y como vimos en la sección 7.2.5 de la memoria, procederemos a calcular los diámetros mínimos de cada sección del eje de salida.

Diámetros mínimos admisibles del eje de salida. Factor de diseño, N=4			
Apoyo A		Apoyo B	
Mt (N*m)	0	Mt (N*m)	477,22
Mf (N*m)	0	Mf (N*m)	0
V (N)	2263,82	V (N)	0
Kt	2,5	Kt	2,5
D mín.(mm)	17,30	D mín.(mm)	30,87
D. diseño (mm)	29,97	D. diseño (mm)	45,72
Engrane(hasta el centro)		Ranura de anillo de retención.	
Mt (N*m)	477,22	Mt (N*m)	0
Mf (N*m)	172,49	Mf (N*m)	172,49
Kt	2	Kt	3
D mín.(mm)	43,45	D mín.(mm)	43,73
D. diseño (mm)	50,80	D. diseño (mm)	41,91
Sn' (MPa)	26630,7553	Sn' (MPa)	26293,5921
Cs	0,82575986	Cs	0,81530518
Acople			
Mt (N*m)	477,22		
Mf (N*m)	0		
Kt	1,6		
D. mín. (mm)	30,87		
D. diseño (mm)	35,05		

Tabla 55: Diámetros mínimos admisibles del eje de salida.

#### 1.2.4.5 Selección de rodamientos.

Una vez hemos calculado los diámetros mínimos en las diferentes secciones del eje, procedemos a seleccionar los elementos que irán acoplados a él. Primer, procedemos a seleccionar los rodamientos, los cuales serán los puntos de apoyo del eje. Para esto, procedemos a calcular la carga dinámica para cada rodamiento, tal y como vimos en la

memoria. En función a esto y al diámetro del asiento del rodamiento, procederemos a su selección en el catálogo del fabricante.

Selección de rodamientos eje de salida.					
Duración de diseño					
Rodamiento A			Rodamiento B		
L (revol)	2592000000		L (revol)	848290909	
Durac. Dis. (h)	12000		Durac. Dis. (h)	12000	
Capacidad de carga dinámica					
k	3		k	3	
C <sub>A</sub>	6990,90 lb	31097,06 N	C <sub>B</sub>	1052,15 lb	4680,19 N

Tabla 56: carga dinámica de los rodamientos del eje de salida.

Finalmente, seleccionamos los siguientes rodamientos para el eje de salida en el catálogo que podremos ver en el anexo de catálogo:

Bearing number	Bore		Outside diameter		Width		Dynamic load Rating
Ball bearing for the A support.							
Standard	d (mm)	Tol.(mm)	D (mm)	Tol.(mm)	C (mm)	Tol.(mm)	C (N)
306k	30	0,010	72	0,013	11	0,12	33900
Ball bearing for the B support.							
Standard	d (mm)	Tol.(mm)	D (mm)	Tol.(mm)	C (mm)	Tol.(mm)	C (N)
9307k	35	0,012	55	0,013	10	0,12	13300

Tabla 57: rodamientos seleccionados para los apoyos del eje de salida.

#### 1.2.4.6 Cálculo y selección de chavetas.

A continuación, procederemos a calcular y seleccionar las dimensiones de las chavetas del eje de salida, a partir del procedimiento y criterios descritos en el apartado 7.4 de la memoria.

Acople			Piñón		
<b>Sy (psi)= 51000/351,13 MPa</b>					
L mín.	2,265	57,53	L mín.	1,02	25,91
L	2,50	63,50	L	2,0	50,80
W	0,375	8,26	W	0,50	12,70
Tolerancia (mm)		+0,0000 -0,0508	Tolerancia (mm)		+0,0000 -0,0508
Intervalo de ajuste (mm)	0,000-0,1016 Holgura		Intervalo de ajuste (mm)	0,000-0,1016 Holgura	

Tabla 58: dimensiones de las chavetas para el eje de salida.

### 1.2.4.7 Selección de los anillos de retención.

Para la selección de los anillos de retención, simplemente procedemos a verificar sus especificaciones, análogamente al proceso de selección del eje de entrada.

Tipo	Diámetro interno anillo (mm)	Diámetro del eje (mm)	Espesor de anillo (mm)	Ancho de ranura (mm)
47150	45,8	50	2,0	2,15

Tabla 59: selección de anillos de retención para eje de salida.

Tipo	Diámetro exterior anillo (mm)	Diámetro del agujero (mm)	Espesor de anillo (mm)	Ancho de ranura (mm)
<b>Anillo para rodamiento A eje intermedio 2.</b>				
47272	76,5	72	2,5	2,65
<b>Anillo para rodamiento B eje intermedio 2.</b>				
47255	59,2	55	2,0	2,15

Tabla 60: selección de anillos de retención interno para rodamientos eje intermedio 2.

## 1.3 Cálculo de ajuste de rodamientos.

Los rodamientos deben ir adecuadamente ajustados al eje y al soporte del eje para el correcto funcionamiento del mecanismo, ya que éstos son los que actúan como apoyo de los ejes, por lo que deben estar correctamente acoplados para dar estabilidad a la máquina durante su funcionamiento. Como podemos ver en los datos de los rodamientos en el catálogo del fabricante, podemos observar que se nos es facilitado la tolerancia del diámetro interior y del diámetro exterior. Por lo tanto, en base a esto y al tipo de ajuste que queramos darle a los rodamientos, procederemos a establecer las tolerancias de los asientos de los rodamientos para garantizar así un ajuste adecuado para el funcionamiento del mecanismo de la caja.

Además, añadiremos en los rodamientos de los apoyos B de cada eje una holgura en el eje axial respecto al soporte del rodamiento, de manera que el propio rodamiento tenga un recorrido para evitar tensiones cuando se produzcan dilataciones en los materiales por calentamiento.

### 1.3.1 Ajuste rodamientos en el eje.

Rodamientos de los apoyos A							
				Diámetro de eje (mm)		Ajuste	
Eje	Diámetro nominal asiento. (mm)	Tolerancia Rodamiento. (mm)	Grado de tolerancia	Máx.	mín.	Mín. (mm)	Máx. (mm)
Entrada	15,88	0,0076	j5	15,8801	15,8725	0,0025 L	0,0127T
Inter. 1	6,35	0,0076	j5	6,3551	6,3475	0,0025 L	0,0127T
Inter. 2	25,00	0,0102	k5	25,0114	24,9987	0,0025 T	0,0203T
Salida	30,00	0,0102	k5	30,0101	29,9974	0,0025 L	0,0203T

Tabla 61: ajuste de rodamiento A de cada eje.

Rodamiento de los apoyos B								
				Diámetro de eje (mm)		Ajuste		
Eje	Diámetro nominal asiento. (mm)	Tolerancia Rodamiento. (mm)	Grado de tolerancia	Máx.	mín.	Mín. (mm)	Máx. (mm)	Tolerancia axial. (mm)
Entrada	6,3500	0,0076	j5	6,3551	6,3475	0,0025 L	0,0127T	0,0025L
Inter. 1	12,7000	0,0076	j5	12,7051	12,6975	0,0025 L	0,0127T	0,0025L
Inter. 2	11,9990	0,0076	j5	12,0040	11,9964	0,0025 L	0,0127T	0,0025L
Salida	35,0012	0,0114	k5	35,0139	35,0037	0,0025 T	0,0254T	0,0025L

Tabla 62: ajuste de rodamiento B de cada eje.

donde: L= indica que existe un ajuste con holgura neta (juego).

T= indica que existe un ajuste de interferencia (apriete).

### 1.3.2 Ajuste rodamientos en los soportes.

Rodamientos de los apoyos A							
				Diámetro de soporte (mm)		Ajuste	
Eje	Diámetro nominal asiento. (mm)	Tolerancia Rodamiento. (mm)	Grado de tolerancia	Máx.	mín.	Mín. (mm)	Máx. (mm)
Entrada	35	0,013	H8	34,9250	34,9250	0	0,0483L
Inter. 1	16	0,010	H8	15,8750	15,8750	0	0,0381L
Inter. 2	62	0,013	H8	61,9989	61,9989	0	0,0584L
Salida	72	0,013	H8	71,9988	71,9988	0	0,0584L

Tabla 63: ajuste rodamientos A de los asientos del soporte.

Rodamiento de los apoyos B								
				Diámetro de soporte (mm)		Ajuste		
Eje	Diámetro nominal asiento. (mm)	Tolerancia Rodamiento. (mm)	Grado de tolerancia	Máx.	mín.	Mín. (mm)	Máx. (mm)	Tolerancia axial. (mm)
Entrada	19	0,010	H8	19,0500	19,0500	0	0,0381	0,0025L
Inter. 1	29	0,010	H8	28,5750	28,5750	0	0,0381	0,0025L
Inter. 2	24	0,009	H8	24,0005	24,0005	0	0,0381	0,0025L
Salida	55	0,013	H8	55,0012	55,0012	0	0,0584	0,0025L

Tabla 64: ajuste de rodamientos B de los asientos del soporte.

donde: L= indica que existe un ajuste con holgura neta (juego).

T= indica que existe un ajuste de interferencia (apriete).

## 1.4 Resultado de cálculo y selección del embrague.

Como ya hemos dicho en la memoria, el embrague será un elemento de protección contra las sobrepotencias en nuestro proyecto, por lo que su función será la de desacoplar el eje de impulsión de la máquina transmisora de par del eje de entrada de la caja cuando se llegue a un determinado valor de par torsional.

Para la selección del embrague, utilizaremos los parámetros mencionados en la sección 7.9 de la memoria.

<b>T (N*m)</b>	<b>26,53</b>
<b>P (W)</b>	5000
<b>N (rpm)</b>	3600

Tabla 65: parámetros para la selección del embrague.

Con dichos parámetros, procederemos a seleccionar un embrague comercial. Hemos seleccionado un embrague de discos deslizantes, de la marca Mayr y la serie Slip Hubs, el cual resulta un embrague simple, fiable y polivalente, adecuado para las características y solicitaciones de nuestra caja reductora.

La serie ROBA®-slip hub son dispositivos que se utilizan como mecanismo de protección contra sobrecargas para accionamientos de máquinas con ruedas de cadenas, engranes o poleas. Al producirse una sobrecarga, el elemento de accionamiento se desliza, limitando así el par transmitido al mecanismo que se quiere proteger. La serie ROBA®-slip hub está diseñada para ser utilizada en un amplio espectro del sector industrial en general, tales como para maquinaria agrícola, sistemas de transporte, maquinarias de construcción, unidades de alimentación, equipos de la industria química, maquinaria textil, etc.

Específicamente, de la serie slip hub, hemos seleccionado el embrague modelo ROBA®-lastic - torsionally flexible, el cual resulta adecuado para los parámetros de trabajo que hemos considerado en nuestra caja. Sin embargo, en función del tipo de uso, y transmisión que se vaya a utilizar, se puede seleccionar cualquier otro embrague de dicha serie que cumpla con

los parámetros establecidos de par torsional, velocidad de rotación del eje y diámetro del eje de entrada en el acople.

Technical Data				Size						
				0	01	1	2	3	4	5
Limit torque for overload	Type 135.11_	$M_G$	[Nm]	2 - 10	6 - 30	14 - 70	26 - 130	50 - 250	110 - 550	140 - 700
	Type 135.21_	$M_G$	[Nm]	10 - 20	30 - 60	70 - 130	130 - 250	250 - 550	550 - 1100	700 - 1400
Operating speed <sup>1)</sup>	$n_{max}$	[rpm]		7000	6500	5600	4300	3300	2700	2200
Weight (pilot bored)		[kg]		1,3	3,0	3,2	6,5	10,1	19,5	23,4
Permitted misalignments	axial	$x$	[mm]	± 1,0	± 1,0	± 1,0	± 1,0	± 1,0	± 1,0	± 1,0
	radial	$y$	[mm]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	angular	$\alpha$	[°]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1,0	1,0

Dim. [mm]	D	D <sub>6</sub>	D <sub>7</sub>	d <sup>H7</sup>		d <sub>4</sub> <sup>H7</sup>		E <sub>3</sub>	G	H	h	k	L	L <sub>7</sub>	L <sub>12</sub>	l <sub>3</sub>	l <sub>4</sub>	N <sub>4</sub>	S <sub>2</sub>	u	v
0	45	80	80	7	20 <sup>2)</sup>	11	30	23	M4	37	3	- <sup>7)</sup>	33	66	48	14	30	50 <sub>h11</sub>	4	37	2 <sup>7)</sup>
01	58	105	105	12	22	11	42	32	<sup>3)</sup>	46	5	- <sup>7)</sup>	45	91	68	22	42	65 <sub>h11</sub>	4	46	2,5 <sup>7)</sup>
1	68	105	105	12	25	11	42	32	<sup>4)</sup>	50	5	1,3 <sup>7)</sup>	52	98	69	23	42	65 <sub>h11</sub>	4	50	3 <sup>7)</sup>
2	88	135	135	15	35	13	60	36	<sup>5)</sup>	67	6	3	57	116	86	27	55	85 <sub>h11</sub>	4	67	10
3	115	160	160	19	45	25	60	38	<sup>6)</sup>	84	6	5,3	68	129	92	31	55	90	6	84	13
4	140	198	198	25	55	30	75	47	M8	104	7	5,3	78	166	121	33	82	115	6	97	13
5	170	198	208	30	65	50	75	47	M8	125	8	5,3	92	180	127	39	82	115	6	109	13

Fig. 17: tabla técnica del modelo de embrague seleccionado.

## 2 Anexo de catálogos.

A continuación, podremos observar los catálogos de los elementos fabricados seleccionados para el diseño de la caja reductora con embrague con de sobrepotencia de este proyecto.

### 2.1 Catálogo de engranajes seleccionados.

# 6 DP

## Cara 2"

# Engranajes Rectos de Acero en Existencia

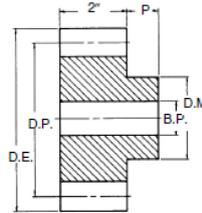
Ángulo de Presión 20°



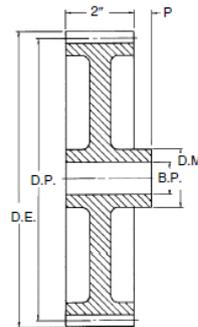
**Tipo B**  
Sencillo con Maza en Acero



**Tipo B<sub>2</sub>**  
Con Alma y Barrenos de Aligeramiento en Acero



**Tipo B**



**Tipo B<sub>2</sub>**

#### Acero

Número de Dientes	Número de Parte	Ángulo de Presión	Diámetro		Tipo	Barreno (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)
			Paso	Exterior		Piloto	Max.*	Diámetro	Proy.	
11	TS611†	20	2,000	2,333	B	1	1	1½	¾	1.6
12	TS612	20	2,000	2,333	B	1	1	1½	¾	1.6
14	TS614	20	2,333	2,666	B	1	1	1½	¾	2.4
15	TS615	20	2,500	2,833	B	1	1½	2	¾	2.9
16	TS616	20	2,666	3,000	B	1	1½	2½	¾	3.4
18	TS618	20	3,000	3,333	B	1	1½	2½	¾	4.6
21	TS621	20	3,500	3,833	B	1	1½	3	¾	6.6
24	TS624	20	4,000	4,333	B	1½	1½	3	¾	8.1
27	TS627	20	4,500	4,833	B	1½	2½	3½	¾	10.6
30	TS630	20	5,000	5,333	B	1½	2½	4	¾	13.4
33	TS633	20	5,500	5,833	B	1½	2½	4	1½	17.8
36	TS636	20	6,000	6,333	B	1½	2½	4	1½	20.4
42	TS642	20	7,000	7,333	B	1½	2½	4	1½	26.2
48	TS648	20	8,000	8,333	B	1½	2½	4	1½	32.8
54	TS654	20	9,000	9,333	B	1½	2½	4	1½	40.4
60	TS660	20	10,000	10,333	B	1½	2½	4½	1½	50.0
64	TS664	20	10,666	11,000	B	1½	2½	4½	1½	56.5
66	TS666	20	11,000	11,333	B	1½	2½	4½	1½	59.8
72	TS672	20	12,000	12,333	B	1½	2½	4½	1½	70.0
84	TS684	20	14,000	14,333	B <sub>2</sub>	1½	2½	5	1½	42.8
96	TS696	20	16,000	16,333	B <sub>2</sub>	1½	2½	5	1½	46.0
108	TS6108	20	18,000	18,333	B <sub>2</sub>	1½	2½	5	1½	48.8
120	TS6120	20	20,000	20,333	B <sub>2</sub>	1½	2½	5	1½	51.3

\* Barreno máximo recomendado con cuñero y opresor.  
† Diámetro de paso alargado con forma especial del diente.

#### Barreno a la Medida

Número de Dientes	Número de Parte	Ángulo de Presión	Diámetro		Tipo	Barreno (Pulg.)		Opresor	Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)
			Paso	Exterior		Piloto	Cuñero		Diámetro	Proy.	
12	TS612BS 1	20	2,000	2,333	B	1	¼X ¼	(f) 1/4-20 @90°	1½	¾	1,60
14	TS614BS 1	20	2,333	2,667	B	1	¼X ¼	(f) 5/16-18 @90°	1½	¾	2,40
14	TS614BS 1-1/8	20	2,333	2,667	B	1½	¼X ¼	(f) 5/16-18 @90°	1½	¾	2,40
15	TS615BS 1	20	2,500	2,833	B	1	¼X ¼	(f) 5/16-18 @90°	2	¾	2,90
15	TS615BS 1-1/8	20	2,500	2,833	B	1½	¼X ¼	(f) 5/16-18 @90°	2	¾	2,90
15	TS615BS 1-3/16	20	2,500	2,833	B	1½	¼X ¼	(f) 5/16-18 @90°	2	¾	2,90
16	TS616BS 1	20	2,667	3,000	B	1	¼X ¼	(f) 5/16-18 @90°	2½	¾	3,40
16	TS616BS 1-1/8	20	2,667	3,000	B	1½	¼X ¼	(f) 5/16-18 @90°	2½	¾	3,40
16	TS616BS 1-3/16	20	2,667	3,000	B	1½	¼X ¼	(f) 5/16-18 @90°	2½	¾	3,40
16	TS616BS 1-1/4	20	2,667	3,000	B	1½	¼X ¼	(f) 5/16-18 @90°	2½	¾	3,40
18	TS618BS 1	20	3,000	3,333	B	1	¼X ¼	(f) 5/16-18 @90°	2½	¾	4,60
18	TS618BS 1-1/8	20	3,000	3,333	B	1½	¼X ¼	(f) 5/16-18 @90°	2½	¾	4,60
18	TS618BS 1-3/16	20	3,000	3,333	B	1½	¼X ¼	(f) 5/16-18 @90°	2½	¾	4,60
18	TS618BS 1-1/4	20	3,000	3,333	B	1½	¼X ¼	(f) 5/16-18 @90°	2½	¾	4,60
21	TS621BS 1	20	3,500	3,833	B	1	¼X ¼	(f) 5/16-18 @90°	3	¾	6,60
21	TS621BS 1-1/8	20	3,500	3,833	B	1½	¼X ¼	(f) 5/16-18 @90°	3	¾	6,60
21	TS621BS 1-3/16	20	3,500	3,833	B	1½	¼X ¼	(f) 5/16-18 @90°	3	¾	6,60
21	TS621BS 1-1/4	20	3,500	3,833	B	1½	¼X ¼	(f) 5/16-18 @90°	3	¾	6,60

Los engranajes con ángulo de presión de 20° no operan con engranajes con ángulo de presión de 14½°.

Fig. 18: catálogo engranajes.

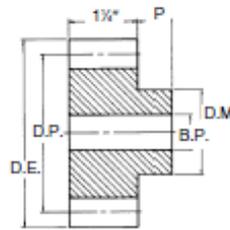
**10 DP** Engranajes Rectos de Acero y Hierro Fundido en Existencia  
Cara 1 1/4" Angulo de Presión 20° *Martin*



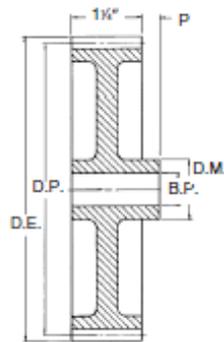
**Tipo B**  
Sencillo con Maza en Acero



**Tipo B3**  
Con Alma y Rayos de Hierro Fundido



**Tipo B**



**Tipo B3**

**Acero**

Número de Dientes	Número de Parte	Angulo de Presión	Diámetro		Tipo	Barreno (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)
			Paso	Exterior		Piloto	Máx.*	Diámetro	Proy.	
12	TS1012	20	1.200	1.400	B	%	%	%	%	0.4
14	TS1014	20	1.400	1.600	B	%	%	1 1/4	%	0.6
15	TS1015	20	1.500	1.700	B	%	%	1 1/4	%	0.6
16	TS1016	20	1.600	1.800	B	%	%	1 1/4	%	0.7
18	TS1018	20	1.800	2.000	B	%	%	1 1/4	%	0.9
20	TS1020	20	2.000	2.200	B	%	%	1 1/4	%	1.2
22	TS1022	20	2.200	2.400	B	%	1 1/4	1 1/4	%	1.5
24	TS1024	20	2.400	2.600	B	%	1 1/4	2 1/4	%	1.8
25	TS1025	20	2.500	2.700	B	%	1 1/4	2 1/4	%	2.0
26	TS1026	20	2.600	2.800	B	%	1 1/4	2 1/4	%	2.2
28	TS1028	20	2.800	3.000	B	%	1 1/4	2 1/4	%	2.7
30	TS1030	20	3.000	3.200	B	%	1 1/4	2 1/4	%	3.4
32	TS1032	20	3.200	3.400	B	%	1 1/4	2 1/4	%	3.7
35	TS1035	20	3.500	3.700	B	1	1 1/4	2 1/4	%	4.2
36	TS1036	20	3.600	3.800	B	1	1 1/4	2 1/4	%	4.3
40	TS1040	20	4.000	4.200	B	1	2 1/4	3 1/4	%	6.4
45	TS1045	20	4.500	4.700	B	1	2 1/4	3 1/4	%	7.5
48	TS1048	20	4.800	5.000	B	1	2 1/4	3 1/4	%	8.7
50	TS1050	20	5.000	5.200	B	1	2 1/4	4	%	9.6
55	TS1055	20	5.500	5.700	B	1	2 1/4	4	1	11.5
60	TS1060	20	6.000	6.200	B	1	2 1/4	4	1	13.1

**Hierro Fundido**

Número de Dientes	Número de Parte	Angulo de Presión	Diámetro		Tipo	Barreno (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)
			Paso	Exterior		Piloto	Máx.*	Diámetro	Proy.	
70	TC1070	20	7.000	7.200	B3	1	1 1/4	2 1/4	1	8.2
80	TC1080	20	8.000	8.200	B3	1	1 1/4	2 1/4	1	11.2
90	TC1090	20	9.000	9.200	B3	1	1 1/4	3	1	11.7
100	TC10100	20	10.000	10.200	B3	1 1/4	1 1/4	3	1 1/4	12.2

\* Barreno máximo recomendado con cuñero y oprobador.

**Barreno a la Medida**

Número de Dientes	Número de Parte	Angulo de Presión	Diámetro		Tipo	Barreno (Pulg.)			Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)
			Paso	Exterior		Piloto	Cuñero	Oprobador	Diámetro	Proy.	
12	TS1012BS 5/8	20	1.200	1.400	B	%	% X %	(1) 10-24 @90°	%	%	0.40
14	TS1014BS 5/8	20	1.400	1.600	B	%	% X %	(1) 1/4-20 @90°	1%	%	0.60
15	TS1015BS 3/4	20	1.500	1.700	B	%	% X %	(1) 1/4-20 @90°	1%	%	0.60
16	TS1016BS 3/4	20	1.600	1.800	B	%	% X %	(1) 1/4-20 @90°	1%	%	0.70
18	TS1018BS 7/8	20	1.800	2.000	B	%	% X %	(1) 1/4-20 @90°	1%	%	0.90
20	TS1020BS 7/8	20	2.000	2.200	B	%	% X %	(1) 1/4-20 @90°	1%	%	1.20
20	TS1020BS 1	20	2.000	2.200	B	1	X X %	(1) 5/16-18 @90°	1%	%	1.20
24	TS1024BS 7/8	20	2.400	2.600	B	%	% X %	(1) 1/4-20 @90°	1%	%	1.50
24	TS1024BS 1	20	2.400	2.600	B	1	X X %	(1) 5/16-18 @90°	1%	%	1.50
25	TS1025BS 7/8	20	2.500	2.700	B	%	% X %	(1) 1/4-20 @90°	2%	%	2.00
25	TS1025BS 1	20	2.500	2.700	B	1	X X %	(1) 5/16-18 @90°	2%	%	2.00
28	TS1028BS 7/8	20	2.800	3.000	B	%	% X %	(1) 1/4-20 @90°	2%	%	2.70
28	TS1028BS 1	20	2.800	3.000	B	1	X X %	(1) 5/16-18 @90°	2%	%	2.70

Los engranes con ángulo de presión de 20° no operan con engranes con ángulo de presión de 14 1/2°.

G-32

Fig. 19: catálogo engranajes.

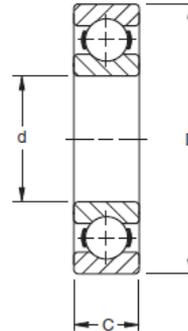
## 2.2 Catálogo de rodamientos seleccionados.



### BALL BEARINGS

#### EXTRA SMALL 33 AND S INCH SERIES

- Designed for small shafts.
- Can sustain radial, thrust and combined loads, proportionate to capacities of small shafts.
- Suitable for use in fractional horsepower motors, domestic appliances, precision instruments and similar devices.
- Include combinations of shields and seals, as listed below.
- Electric motor quality for applications where quietness is required.
- Several sizes are manufactured both in standard bearing-quality steel and stainless steel, as indicated in the tables.



#### DIMENSIONS – TOLERANCES

Bearing Number	Bore d				Outside Diameter D				Width C		Fillet Radius <sup>(1)</sup>	Wt.	Static Load Rating C <sub>0</sub>	Extended Dynamic Load Rating C <sub>e</sub> <sup>(2)</sup>					
	standard	stainless	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.				kg	lbs.	N	lbs.	N	lbs.
33K3	A33K3	3.175	0.1250	0.008	0.0003	9.525	0.3750	0.010	0.0004	3.96	0.156	0.3	0.012	0.005	0.01	212	48	710	160
33K4	A33K4	3.175	0.1250	0.008	0.0003	12.700	0.5000	0.010	0.0004	4.37	0.172	0.3	0.012	0.005	0.01	490	110	1430	325
33K5	A33K5	4.762	0.1875	0.008	0.0003	12.700	0.5000	0.010	0.0004	3.96	0.156	0.3	0.012	0.005	0.01	490	110	1430	325
S1K7	AS1K7	6.350	0.2500	0.008	0.0003	15.875	0.6250	0.010	0.0004	4.98	0.196	0.3	0.012	0.005	0.01	560	125	1630	365
S1K	AS1K	6.350	0.2500	0.008	0.0003	19.050	0.7500	0.010	0.0004	5.56	0.219	0.4	0.016	0.009	0.02	1160	260	3100	695
S3K	AS3K	9.525	0.3750	0.008	0.0003	22.225	0.8750	0.010	0.0004	5.56	0.219	0.4	0.016	0.009	0.02	1400	312	3650	830
S5K	AS5K	12.700	0.5000	0.008	0.0003	28.575	1.1250	0.010	0.0004	6.35	0.250	0.4	0.016	0.018	0.04	2240	500	5600	1270
S7K	AS7K	15.875	0.6250	0.008	0.0003	34.925	1.3750	0.013	0.0005	7.14	0.281	0.8	0.031	0.032	0.07	3050	682	7500	1700
S8K	—	19.050	0.7500	0.010	0.0004	41.275	1.6250	0.013	0.0005	7.92	0.312	0.8	0.031	0.050	0.11	4400	1000	10400	2320
S9K	—	22.225	0.8750	0.010	0.0004	47.625	1.8750	0.013	0.0005	9.52	0.375	0.8	0.031	0.064	0.14	4900	1120	11000	2500
S10K	—	25.400	1.0000	0.010	0.0004	50.800	2.0000	0.013	0.0005	9.52	0.375	0.8	0.031	0.082	0.18	4900	1120	11000	2500
S11K	—	28.575	1.1250	0.010	0.0004	53.975	2.1250	0.013	0.0005	9.52	0.375	0.8	0.031	0.091	0.20	5400	1220	11800	2650
S12K	—	31.750	1.2500	0.013	0.0005	57.150	2.2500	0.013	0.0005	9.52	0.375	0.8	0.031	0.100	0.22	6000	1340	12200	2750

<sup>(1)</sup> Maximum shaft or housing fillet radius that bearing corners will clear.  
<sup>(2)</sup> Based on 10<sup>6</sup> revolutions of calculated fatigue life.

#### SHIELD AND SEAL COMBINATIONS



One Shield D



Two Shields DD



One Shield And Seal PD



Two Seals PP



Two Seals Wireloc PPG

Standard One Shield D	Two Shields DD	Stainless One Shield D		Two Shields DD	Width +0.00 mm, -0.005 mm			One Shield And Seal PD	Two Seals PP	Two Seals (Wireloc) PPG	Width +0.00 mm, -0.005 mm		
		mm	in.		mm	in.	mm				in.	mm	in.
33KD3	33KDD3	A33KD3	A33KDD3	—	3.96	0.156	5/32	—	33PP3	—	3.96	0.156	5/32
33KD4	33KDD4	—	—	—	4.37	0.172	11/64	—	—	—	—	—	—
33KD5	33KDD5	A33KD5	A33KDD5	—	4.98	0.196	—	—	33PP5	33PPG5	4.98	0.196	—
S1KD7	S1KDD7	AS1KD7	AS1KDD7	—	4.98	0.196	—	—	S1PP7	S1PPG7	4.98	0.196	—
S1KD	S1KDD	AS1KD	AS1KDD	—	7.14	0.281	9/32	—	S1PP	S1PPG	7.14	0.281	9/32
S3KD	S3KDD	AS3KD	AS3KDD	—	7.14	0.281	9/32	—	S3PP	S3PPG	7.14	0.281	9/32
S5KD	S5KDD	AS5KD	AS5KDD	—	7.92	0.312	5/16	S5PD	S5PP	S5PPG	7.92	0.312	5/16
S7KD	S7KDD	—	—	—	8.74	0.344	11/32	—	S7PP	—	8.74	0.344	11/32
S8KD	S8KDD	—	AS8KDD	—	11.13	0.438	7/16	S8PD	S8PP	—	11.13	0.438	7/16
S9KD	S9KDD	—	—	—	12.70	0.500	1/2	—	—	—	—	—	—
S10KD	S10KDD	—	—	—	12.70	0.500	1/2	—	S10PP2	—	12.70	0.500	1/2
—	—	—	—	—	—	—	—	—	S12NPP	—	12.70	0.500	—

- D8 TIMKEN PRODUCTS CATALOG

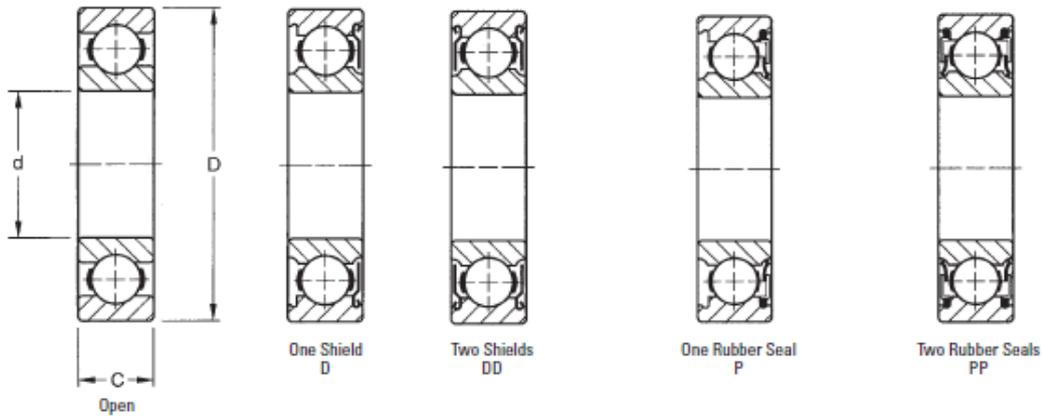
Fig. 20: catálogo de rodamientos.



**BALL BEARINGS**

**EXTRA SMALL 30 METRIC SERIES**

- Designed for small shafts.
- Can sustain radial, thrust and combined load proportionate to capacities of small shafts.
- Suitable for use in fractional horsepower motors, domestic appliances, precision instruments and similar devices.
- Offer various combinations of shields and seals, as listed below.
- Electric motor quality for applications where quietness is required.
- Stainless steel series, denoted by a prefix A before the bearing number. (Example: A38K)



**OPEN AND SHIELDED TYPES  
DIMENSIONS – TOLERANCES**

Bearing Number			Bore d	Outside Diameter D				Width C		Fillet Radius <sup>(1)</sup>		Wt.		Static Load Rating C <sub>0</sub>		Extended Dynamic Load Rating C <sub>e</sub> <sup>(2)</sup>		
open	one shield D	two shield DD		tolerance +0.0007, -0.0003		tolerance +0.0007 to minus		+0.00 mm, -0.12 mm +0.0007, -0.005"		mm	in.	kg	lbs.	N	lbs.	N	lbs.	
34K	34KD	34KDD	4	0.1575	16	0.6299	0.008	0.0003	5	0.197	0.3	0.012	0.005	0.01	560	125	1630	365
35K	35KD	35KDD	5	0.1969	19	0.7480	0.009	0.00035	6	0.236	0.3	0.012	0.009	0.02	665	146	2450	560
36K	36KD	36KDD	6	0.2362	19	0.7480	0.009	0.00035	6	0.236	0.3	0.012	0.009	0.02	665	146	2450	560
37K	37KD	37KDD	7	0.2756	22	0.8661	0.009	0.00035	7	0.276	0.3	0.012	0.009	0.02	1400	312	3650	830
38K	38KD	38KDD	8	0.3150	22	0.8661	0.009	0.00035	7	0.276	0.3	0.012	0.009	0.02	1400	312	3650	830
38KV	—	—	8	0.3150	24	0.9449	0.009	0.00035	7	0.276	0.3	0.012	0.018	0.04	1370	305	3650	830
39K	39KD	39KDD	9	0.3543	26	1.0236	0.009	0.00035	8	0.315	0.3	0.012	0.018	0.04	1960	440	5000	1120

<sup>(1)</sup> Maximum shaft or housing fillet radius that bearing corners will clear.  
<sup>(2)</sup> Based on 10<sup>6</sup> revolutions of calculated fatigue life.

**SEALED TYPES  
DIMENSIONS – TOLERANCES**

Bearing Number		Bore d		Outside Diameter D		Width C		Fillet Radius <sup>(1)</sup>		Wt.		Static Load Rating C <sub>0</sub>		Extended Dynamic Load Rating C <sub>e</sub> <sup>(2)</sup>	
one seal P	two seals PP	+0.000 mm, -0.000 mm +0.00007", -0.0003"		+0.000 mm, -0.000 mm +0.00007", -0.00035"		+0.00 mm, -0.12 mm +0.0007", -0.005"		mm	in.	kg	lbs.	N	lbs.	N	lbs.
36P	36PP	6	0.2362	19	0.7480	10	0.394	0.3	0.012	0.014	0.03	665	146	2450	560
36P2	36PP2	6	0.2362	19	0.7480	6	0.236	0.3	0.012	0.014	0.03	665	146	2450	560
37P	37PP	7	0.2756	22	0.8661	10	0.394	0.3	0.012	0.018	0.04	1370	305	3650	830
37P2	37PP2	7	0.2756	22	0.8661	7	0.276	0.3	0.012	0.018	0.04	1400	312	3650	830
38P	38PP	8	0.3150	22	0.8661	10	0.394	0.3	0.012	0.018	0.04	1370	305	3650	830
38P2	38PP2	8	0.3150	22	0.8661	7	0.276	0.3	0.012	0.018	0.04	1400	312	3650	830
39P	39PP	9	0.3543	26	1.0236	8	0.315	0.6	0.024	0.023	0.05	1960	440	5000	1120

<sup>(1)</sup> Maximum shaft or housing fillet radius that bearing corners will clear.  
<sup>(2)</sup> Based on 10<sup>6</sup> revolutions of calculated fatigue life.

- **D6** TIMKEN PRODUCTS CATALOG

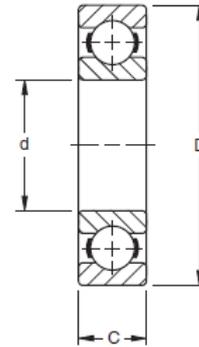
Fig. 21: catálogo de rodamientos.



**BALL BEARINGS**

**MEDIUM 300K SERIES**

- A heavier cross section than the 200 Series.
- Capable of carrying considerably heavier radial, thrust and combined loads for a given bore size.
- Capable of withstanding heavy shock loads. A ball bearing of heavier cross section is rarely required.
- Uses Conrad-type bearing that is well-balanced, with deep races and uninterrupted race shoulders.
- Electric motor quality where quietness is a requirement.



**DIMENSIONS – TOLERANCES**

Bearing Number	Bore d		Outside Diameter D		Width C		Fillet Radius <sup>(1)</sup>		Wt.		Static Load Rating C <sub>0</sub>		Extended Dynamic Load Rating C <sub>e</sub> <sup>(2)</sup>							
	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	kg	lbs.	N	lbs.	N	lbs.						
300K	10	0.3937	0.008	0.0003	35	1.3780	0.011	0.00043	11	0.433	0.12	0.005	0.6	0.024	0.054	0.12	3460	780	9200	2080
301K	12	0.4724	0.008	0.0003	37	1.4567	0.011	0.00043	12	0.472	0.12	0.005	1.0	0.039	0.064	0.14	3620	815	9400	2120
302K	15	0.5906	0.008	0.0003	42	1.6535	0.011	0.00043	13	0.512	0.12	0.005	1.0	0.039	0.082	0.18	5240	1180	13300	3000
303K	17	0.6693	0.008	0.0003	47	1.8504	0.011	0.00043	14	0.551	0.12	0.005	1.0	0.039	0.109	0.24	6550	1460	15300	3450
304K	20	0.7874	0.010	0.0004	52	2.0472	0.013	0.0005	15	0.591	0.12	0.005	1.0	0.039	0.141	0.31	7800	1760	17900	4050
305K	25	0.9843	0.010	0.0004	62	2.4409	0.013	0.0005	17	0.669	0.12	0.005	1.0	0.039	0.236	0.52	12200	2750	29600	6000
306K	30	1.1811	0.010	0.0004	72	2.8346	0.013	0.0005	19	0.748	0.12	0.005	1.0	0.039	0.354	0.78	15600	3550	33900	7650
307K	35	1.3780	0.012	0.00047	80	3.1496	0.013	0.0005	21	0.827	0.12	0.005	1.5	0.059	0.472	1.04	18400	4150	37700	8500
308K	40	1.5748	0.012	0.00047	90	3.5433	0.015	0.0006	23	0.906	0.12	0.005	1.5	0.059	0.644	1.42	25900	5850	50600	11400
309K	45	1.7717	0.012	0.00047	100	3.9370	0.015	0.0006	25	0.984	0.12	0.005	1.5	0.059	0.862	1.90	31500	7100	59500	13400
310K	50	1.9685	0.012	0.00047	110	4.3307	0.015	0.0006	27	1.063	0.12	0.005	2.0	0.079	1.125	2.48	37700	8500	69300	15600
311K	55	2.1654	0.015	0.0006	120	4.7244	0.015	0.0006	29	1.142	0.15	0.006	2.0	0.079	1.424	3.14	44400	10000	81200	18300
312K	60	2.3622	0.015	0.0006	130	5.1181	0.018	0.0007	31	1.220	0.15	0.006	2.0	0.079	1.765	3.89	51500	11600	92300	20800
313K	65	2.5591	0.015	0.0006	140	5.5118	0.018	0.0007	33	1.299	0.15	0.006	2.0	0.079	2.168	4.78	59500	13400	104000	23600
314K	70	2.7559	0.015	0.0006	150	5.9055	0.025	0.0010	35	1.378	0.15	0.006	2.0	0.079	2.617	5.77	67900	15300	116000	26000
315K	75	2.9528	0.015	0.0006	160	6.2992	0.018	0.0007	37	1.457	0.15	0.006	2.0	0.079	3.175	7.00	76800	17300	128000	29000
316K	80	3.1496	0.015	0.0006	170	6.6929	0.025	0.0010	39	1.535	0.15	0.006	2.0	0.079	3.756	8.28	85700	19300	139000	31500
317K	85	3.3465	0.020	0.0008	180	7.0866	0.025	0.0010	41	1.614	0.20	0.008	2.5	0.098	5.008	11.04	95900	21600	151000	34000
318K	90	3.5433	0.020	0.0008	190	7.4803	0.030	0.0012	43	1.693	0.20	0.008	2.5	0.098	5.121	11.29	106000	24000	162000	36500
320K	100	3.9370	0.020	0.0008	215	8.4646	0.030	0.0012	47	1.850	0.20	0.008	2.5	0.098	7.085	15.62	139000	31500	195000	41500
321K	105	4.1339	0.020	0.0008	225	8.8583	0.030	0.0012	49	1.929	0.20	0.008	2.5	0.098	10.21	22.52	163000	36500	126000	48000
322K	110	4.3307	0.020	0.0008	240	9.4488	0.030	0.0012	50	1.969	0.20	0.008	2.5	0.098	12.17	26.82	166000	37500	220000	49000
326K	130	5.1181	0.020	0.0010	280	11.0236	0.035	0.0014	58	2.323	0.25	0.010	2.5	0.098	18.90	41.60	240000	54000	280000	63000
330K	150	5.9055	0.025	0.0010	320	12.5984	0.040	0.0016	65	2.559	0.25	0.010	2.5	0.098	27.10	59.70	310000	69500	335000	75000
332K	160	6.2992	0.025	0.0010	340	13.3858	0.040	0.0016	68	2.677	0.25	0.010	2.5	0.098	31.51	69.40	310000	69500	335000	75000
334K	170	6.6929	0.025	0.0010	360	14.1732	0.040	0.0016	72	2.835	0.25	0.010	2.5	0.098	36.82	81.10	355000	80000	360000	81500
336K	180	7.0866	0.025	0.0010	380	14.9606	0.040	0.0016	75	2.953	0.25	0.010	2.5	0.098	42.04	92.60	390000	88000	390000	88000
338K	190	7.4803	0.030	0.0012	400	15.7480	0.040	0.0016	78	3.071	0.30	0.012	4.0	0.16	47.6	105.0	440000	98000	425000	95000
340K	200	7.8740	0.030	0.0012	420	16.5354	0.045	0.0018	80	3.150	0.30	0.012	4.0	0.16	56.1	123.6	465000	104000	425000	95000
342K	210	8.2677	0.030	0.0012	440	17.3228	0.045	0.0018	84	3.307	0.30	0.012	4.0	0.16	58.1	128.2	570000	129000	510000	114000
344K	220	8.6614	0.030	0.0012	460	18.1102	0.045	0.0018	88	3.465	0.30	0.012	4.0	0.16	69.8	154.0	610000	137000	520000	116000
348K	240	9.4488	0.030	0.0012	500	19.6850	0.045	0.0018	95	3.740	0.30	0.012	4.0	0.16	81.1	178.9	735000	163000	600000	134000
352K	260	10.2362	0.035	0.0014	540	21.2598	0.050	0.0020	102	4.016	0.35	0.014	4.0	0.16	98.4	217.0	850000	190000	670000	150000
356K	280	11.0236	0.035	0.0014	580	22.8346	0.050	0.0020	108	4.252	0.35	0.014	4.0	0.16	142.8	315.0	780000	176000	585000	134000

<sup>(1)</sup> Maximum shaft or housing fillet radius that bearing corners will clear.

<sup>(2)</sup> Based on 10<sup>6</sup> revolutions of calculated fatigue life.

- **D22** TIMKEN PRODUCTS CATALOG

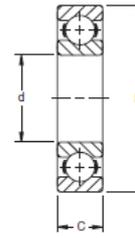
Fig. 22: catálogo de rodamientos.



**BALL BEARINGS**

**ULTRA LIGHT 9300K SERIES**

- Designed for applications where housing diameters are restricted and it is desirable to maintain relatively large shaft diameters.
- Resembles the 9100K Series, except corresponding sizes of the 9300K Series have a somewhat thinner section.
- Used extensively in machine tools, textile machinery and jet engine gearbox applications.



**DIMENSIONS – TOLERANCES**

Bearing Number	Bore d		Outside Diameter D		Width C		Fillet Radius <sup>(1)</sup>		Wt.		Static Load Rating C <sub>0</sub>		Extended Dynamic Load Rating C <sub>e</sub> <sup>(4)</sup>							
	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	kg	lbs.	N	lbs.	N	lbs.						
9301K	12	0.4724	0.008	0.0003	24	0.9449	0.009	0.00035	6	0.236	0.12	0.005	0.3	0.012	0.014	0.03	1600	360	3650	830
9302K	15	0.5906	0.008	0.0003	28	1.1024	0.009	0.00035	7	0.276	0.12	0.005	0.3	0.012	0.018	0.04	2270	510	4890	1100
9303K <sup>(2)</sup>	17	0.6693	0.008	0.0003	30	1.1811	0.009	0.00035	7	0.276	0.12	0.005	0.3	0.012	0.027	0.06	2540	570	5250	1180
9305K <sup>(2)</sup>	25	0.9843	0.010	0.0004	42	1.6535	0.011	0.00045	9	0.354	0.12	0.005	0.3	0.012	0.045	0.10	4540	1020	8010	1800
9306K <sup>(2)(3)</sup>	30	1.1811	0.010	0.0004	47	1.8504	0.011	0.00045	9	0.354	0.12	0.005	0.3	0.012	0.075	0.16	4980	1120	8270	1860
9307K	35	1.3780	0.012	0.00045	55	2.1654	0.013	0.0005	10	0.394	0.12	0.005	0.6	0.024	0.095	0.21	8010	1800	13300	3000
9308K	40	1.5748	0.012	0.00045	62	2.4409	0.013	0.0005	12	0.472	0.12	0.005	0.6	0.024	0.141	0.31	8900	2000	13800	3100
9310K	50	1.9685	0.012	0.00045	72	2.8346	0.013	0.0005	12	0.472	0.12	0.005	0.6	0.024	0.168	0.37	11560	2600	16700	3750
9311K	55	2.1654	0.015	0.0006	80	3.1496	0.013	0.0005	13	0.512*	0.15	0.006	1.0	0.039	0.209	0.46	14010	3150	18900	4250
9313K	65	2.5591	0.015	0.0006	90	3.5433	0.015	0.0006	13	0.512*	0.15	0.006	1.0	0.039	0.250	0.55	16010	3600	19600	4400
9316K	80	3.1496	0.015	0.0006	110	4.3307	0.015	0.0006	16	0.630*	0.15	0.006	1.0	0.039	0.363	0.80	24020	5400	28500	6400

<sup>(1)</sup> Maximum shaft or housing fillet radius that bearing corners will clear.

<sup>(2)</sup> Also available with rubber seals, e.g., 9303PP.

<sup>(3)</sup> Also available with two shields, e.g., 9306KDD.

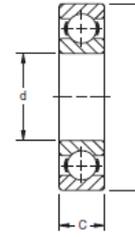
<sup>(4)</sup> Based on 10<sup>6</sup> revolutions of calculated fatigue life.

\* Width tolerance is +0.00 mm to -0.15 mm (+0.000" to -0.006").



**EXTRA LIGHT 9100K SERIES**

- For applications where housing diameters are restricted and it is desirable to maintain relatively large shaft diameters.
- Electric motor quality for applications where quietness is a requirement.



**DIMENSIONS – TOLERANCES**

Bearing Number	Bore d		Outside Diameter D		Width C		Fillet Radius <sup>(1)</sup>		Wt.		Static Load Rating C <sub>0</sub>		Extended Dynamic Load Rating C <sub>e</sub> <sup>(2)</sup>							
	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	kg	lbs.	N	lbs.	N	lbs.						
9100K	10	0.3937	0.008	0.0003	26	1.0236	0.009	0.00035	8	0.3150	0.12	0.005	0.3	0.012	0.018	0.04	1960	440	5160	1160
9101K	12	0.4724	0.008	0.0003	28	1.1024	0.009	0.00035	8	0.3150	0.12	0.005	0.3	0.012	0.018	0.04	2360	530	5870	1320
9102K	15	0.5906	0.008	0.0003	32	1.2598	0.011	0.00045	9	0.3543	0.12	0.005	0.3	0.012	0.027	0.06	2800	630	6360	1430
9103K	17	0.6693	0.008	0.0003	35	1.3780	0.011	0.00045	10	0.3937	0.12	0.005	0.3	0.012	0.041	0.09	3200	720	6800	1530
9104K	20	0.7874	0.010	0.0004	42	1.6535	0.011	0.00045	12	0.4724	0.12	0.005	0.6	0.024	0.073	0.16	5000	1120	10700	2400
9105K	25	0.9843	0.010	0.0004	47	1.8504	0.011	0.00045	12	0.4724	0.12	0.005	0.6	0.024	0.077	0.17	5740	1290	11300	2550
9106K	30	1.1811	0.010	0.0004	55	2.1654	0.013	0.0005	13	0.5118	0.12	0.005	1.0	0.039	0.118	0.26	8010	1800	14600	3350
9107K	35	1.3780	0.012	0.00045	62	2.4409	0.013	0.0005	14	0.5512	0.12	0.005	1.0	0.039	0.145	0.32	9960	2240	18000	4050
9108K	40	1.5748	0.012	0.00045	68	2.6772	0.013	0.0005	15	0.5906	0.12	0.005	1.0	0.039	0.195	0.43	12200	2750	20000	4500
9109K	45	1.7717	0.012	0.00045	75	2.9528	0.013	0.0005	16	0.6299	0.12	0.005	1.0	0.039	0.249	0.55	14900	3350	24000	5400
9110K	50	1.9685	0.012	0.00045	80	3.1496	0.013	0.0005	16	0.6299	0.12	0.005	1.0	0.039	0.272	0.60	16000	3600	24900	5600
9111K	55	2.1654	0.015	0.0006	90	3.5433	0.015	0.0006	18	0.7087	0.15	0.006	1.0	0.039	0.390	0.86	20700	4650	32000	7200
9112K	60	2.3622	0.015	0.0006	95	3.7402	0.015	0.0006	18	0.7087	0.15	0.006	1.0	0.039	0.417	0.92	22600	5100	33400	7500
9113K	65	2.5591	0.015	0.0006	100	3.9370	0.015	0.0006	18	0.7087	0.15	0.006	1.0	0.039	0.445	0.98	24500	5500	34700	7800
9114K	70	2.7559	0.015	0.0006	110	4.3307	0.015	0.0006	20	0.7874	0.15	0.006	1.0	0.039	0.630	1.39	29800	6700	43200	9720
9115K	75	2.9528	0.015	0.0006	115	4.5276	0.015	0.0006	20	0.7874	0.15	0.006	1.0	0.039	0.680	1.50	32700	7350	44500	10000
9116K	80	3.1496	0.015	0.0006	125	4.9213	0.018	0.0007	22	0.8661	0.15	0.006	1.0	0.039	0.885	1.95	35600	8000	54300	12200
9117K	85	3.3465	0.020	0.0008	130	5.1181	0.018	0.0007	22	0.8661	0.20	0.008	1.0	0.039	0.966	2.13	35600	8000	56500	12700
9118K	90	3.5433	0.020	0.0008	140	5.5118	0.018	0.0007	24	0.9449	0.20	0.008	1.5	0.059	1.157	2.55	48000	10800	66700	15000
9119K	95	3.7402	0.020	0.0008	145	5.7087	0.018	0.0007	24	0.9449	0.20	0.008	1.5	0.059	1.188	2.62	52500	11800	68100	15300
9120K	100	3.9370	0.020	0.0008	150	5.9055	0.018	0.0007	24	0.9449	0.20	0.008	1.5	0.059	1.315	2.90	52500	11800	68100	15300

<sup>(1)</sup> Maximum shaft or housing fillet radius that bearing corners will clear.

<sup>(2)</sup> Based on 10<sup>6</sup> revolutions of calculated fatigue life.

*Continued on the next page.*

- **D12** TIMKEN PRODUCTS CATALOG

Fig. 23: catálogo de rodamientos.

## 2.3 Catálogo de anillos de retención.




### Anillos de retención DIN 471 para ejes

IEC KRAMP

Información técnica

---

Página: 1 2 [Siguiente](#)

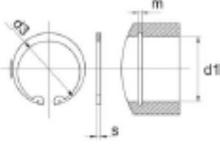
Descripción	Brand	Unidad	Cant. Redondeo	Empaquetado (Unid.)	d2 (mm)	d3 (mm)	s (mm)	m (mm)	Peso (kg/100)	Normativa	Ma
 <b>47121</b> Circlip 21 mm ext.	<small>IEC KRAMP</small>	Cada	10	10	21	19,0	1,2	1,3	0,142	DIN 471	
 <b>47122</b> Circlip 22 mm ext.	<small>IEC KRAMP</small>	Cada	10	10	22	20,5	1,2	1,3	0,16	DIN 471	
 <b>47123</b> Circlip 23 mm ext.	<small>IEC KRAMP</small>	Cada	10	10	23	21,5	1,2	1,3	0,168	DIN 471	
 <b>47124</b> Circlip 24 mm ext.	<small>IEC KRAMP</small>	Cada	10	10	24	22,2	1,2	1,3	0,177	DIN 471	
 <b>47125</b> Circlip 25 mm ext.	<small>IEC KRAMP</small>	Cada	10	10	25	23,2	1,2	1,3	0,19	DIN 471	
 <b>702048W</b> Circlip 25x2 mm ext.		Cada		1	25	23,2	2,0	2,15		DIN 471	
 <b>47126</b> Circlip 26 mm ext.	<small>IEC KRAMP</small>	Cada	10	10	26	24,2	1,2	1,3	0,196	DIN 471	
 <b>47127</b> Circlip 27 mm ext.	<small>IEC KRAMP</small>	Cada	10	10	27	24,9	1,2	1,3	0,212	DIN 471	
 <b>47128</b> Circlip 28 mm ext.	<small>IEC KRAMP</small>	Cada	10	10	28	25,9	1,5	1,6	0,292	DIN 471	
 <b>47129</b> Circlip 29 mm ext.		Cada	10	1	29	26,9	1,5	1,6		DIN 471	
 <b>47130</b> Circlip 30 mm ext.	<small>IEC KRAMP</small>	Cada	10	10	30	27,9	1,5	1,6	0,332	DIN 471	

Fig. 24: catálogo de anillos de retención.

	<b>201692</b> Circlips 1-1/4" ext.		Cada		1	31,75	2,36				DIN 471
	<b>47132</b> Circlip 32 mm ext.		Cada	10	10	32	29,0	1,5	1,6	0,354	DIN 471
	<b>47134</b> Circlip 34 mm ext.		Cada	10	10	34	31,5	1,5	1,6	0,38	DIN 471
	<b>47135</b> Circlip 35 mm ext.		Cada	10	10	35	32,2	1,5	1,6	0,4	DIN 471
	<b>623901</b> Circlip 35x2,5 mm ext.		Cada		1	35	32,2	2,5	2,65		DIN 471
	<b>4713525</b> Circlip 35 x 2,5 mm ext.		Cada		1	35	32,2	2,5	2,65	0,4	DIN 471
	<b>47136</b> Circlip 36 mm ext.		Cada	10	1	36	33,2	1,75	1,85	0,5	DIN 471
	<b>47137</b> Circlip 37mm ext.		Cada	10	10	37	34,2	1,75	1,85	0,531	DIN 471
	<b>47138</b> Circlip 38 mm ext.		Cada		1	38	35,2	1,75	1,85	0,562	DIN 471
	<b>47140</b> Circlip 40 mm ext.		Cada		1	40	36,5	1,75	1,85	0,603	DIN 471
	<b>47142</b> Circlip 42 mm ext.		Cada		1	42	38,5	1,75	1,85	0,65	DIN 471
	<b>47145</b> Circlip 45 mm ext.		Cada		1	45	41,5	1,75	1,85	0,75	DIN 471
	<b>47147</b> Circlip 47 mm ext.		Cada		1	47	43,5	1,75	1,85	0,777	DIN 471

Fig. 25: catálogo de anillo de retención.

### Anillos de retención DIN 472 para orificios



Información técnica



Página: 1 2 [Siguiente](#)

Descripción	Brand	Unidad	Cont. Redondeo	Empaquetado (Unid.)	d1 (mm)	d3 (mm)	s (mm)	m (mm)	Peso (kg/100)	Normativa
47208 Circlip 8 mm int.		Cada	10	10	8	8,7	0,8	0,9	0,014	DIN 472
47209 Circlip 9 mm int.		Cada	10	10	9	9,8	0,8	0,9	0,015	DIN 472
47210 Circlip 10 mm int.		Cada	10	10	10	10,8	1,0	1,1	0,018	DIN 472
47212 Circlip 12 mm int.		Cada	10	10	12	13,0	1,0	1,1	0,037	DIN 472
47214 Circlip 14 mm int.		Cada	10	10	14	15,1	1,0	1,1	0,049	DIN 472
47215 Circlip 15 mm int.		Cada	10	10	15	16,2	1,0	1,1	0,056	DIN 472
47216 Circlip 16 mm int.		Cada	10	10	16	17,3	1,0	1,1	0,06	DIN 472
47217 Circlip 17 mm int.		Cada	10	10	17	18,3	1,0	1,1	0,065	DIN 472
47218 Circlip 18 mm int.		Cada	10	10	18	19,5	1,0	1,1	0,074	DIN 472
47219 Circlip 19 mm int.		Cada	10	10	19	20,5	1,0	1,1	0,083	DIN 472
47220 Circlip 20 mm int.		Cada	10	10	20	21,5	1,0	1,1	0,09	DIN 472
47221 Circlip 21 mm int.		Cada	10	10	21	22,5	1,0	1,1	0,1	DIN 472
47222 Circlip 22 mm int.		Cada	10	10	22	23,5	1,0	1,1	0,11	DIN 472
47223 Circlip 23 mm int.		Cada	10	10	23	24,5	1,2	1,1	0,126	DIN 472
47224 Circlip 24 mm int.		Cada	10	10	24	25,9	1,2	1,3	0,142	DIN 472
47225 Circlip 25 mm int.		Cada	10	10	25	26,9	1,2	1,3	0,15	DIN 472
47226 Circlip 26 mm int.		Cada	10	10	26	27,9	1,2	1,3	0,16	DIN 472

El funcionamiento correcto de nuestra tienda web requiere el empleo de cookies. Consulte nuestra normativa sobre cookies. [Más información](#)

Fig. 26: catálogos anillo de retención.

	<b>47227</b> Circlip 27 mm int.		Cada	10	10	27	29,1	1,2	1,3	0,172	DIN 472
	<b>47228</b> Circlip 28 mm int.		Cada	10	10	28	30,1	1,2	1,3	0,18	DIN 472
	<b>47229</b> Circlip 29 mm int.		Cada	10	10	29	31,1	1,2	1,3	0,193	DIN 472
	<b>47230</b> Circlip 30 mm int.		Cada	10	10	30	32,1	1,2	1,3	0,195	DIN 472
	<b>47232</b> Circlip 32 mm int.		Cada	10	10	32	34,4	1,2	1,3	0,221	DIN 472
	<b>47233</b> Circlip 33 mm int.		Cada		1	33	35,5	1,2	1,3	0,1	DIN 472
	<b>47234</b> Circlip 34 mm int.		Cada	10	10	34	36,5	1,5	1,6	0,304	DIN 472
	<b>47235</b> Circlip 35 mm int.		Cada		1	35	37,8	1,5	1,6	0,354	DIN 472
	<b>47237</b> Circlip 37 mm int.		Cada		1	37	39,8	1,5	1,6	0,374	DIN 472
	<b>47238</b> Circlip 38 mm int.		Cada		1	38	40,8	1,5	1,6	0,39	DIN 472
	<b>47239</b> Circlip 39 mm int.		Cada		1	39	42,0	1,5	1,6	0,406	DIN 472
	<b>47240</b> Circlip 40 mm int.		Cada		1	40	43,5	1,75	1,85	0,47	DIN 472
	<b>47242</b> Circlip 42 mm int.		Cada		1	42	45,5	1,75	1,85	0,54	DIN 472
	<b>47245</b> Circlip 45 mm int.		Cada		1	45	48,5	1,75	1,85	0,6	DIN 472
	<b>47247</b> Circlip 47 mm int.		Cada		1	47	50,5	1,75	1,85	0,61	DIN 472
	<b>47248</b> Circlip 48 mm int.		Cada		1	48	51,5	1,75	1,85	0,67	DIN 472
	<b>47250</b> Circlip 50 mm int.		Cada		1	50	54,2	2,0	2,15	0,73	DIN 472
	<b>47252</b> Circlip 52 mm int.		Cada		1	52	56,2	2,0	2,15	0,82	DIN 472
	<b>47255</b> Circlip 55 mm int.		Cada		1	55	59,2	2,0	2,15	0,83	DIN 472
	<b>47256</b> Circlip 56 mm int.		Cada		1	56	60,2	2,0	2,15	0,87	DIN 472
	<b>47258</b> Circlip 58 mm int.		Cada		1	58	62,2	2,0	2,15	1,05	DIN 472
	<b>47260</b> Circlip 60 mm int.		Cada		1	60	64,2	2,0	2,15	1,11	DIN 472
	<b>47262</b> Anillo de seguridad Interno 62		Cada		1	62	66,2	2,0	2,15	1,12	DIN 472
	<b>47265</b> Circlip 65 mm int.		Cada		1	65	69,2	2,5	2,65	1,43	DIN 472

El funcionamiento correcto de nuestra tienda web requiere el empleo de cookies. Consulte nuestra normativa sobre cookies. [Más información](#)

Fig. 27: catálogo de anillos de retención.

	<b>47268</b> Circlip 68 mm int.		Cada	1	68	72,5	2,5	2,65	1,6	DIN 472
	<b>47270</b> Circlip 70 mm int.		Cada	1	70	74,5	2,5	2,65	1,65	DIN 472
	<b>47272</b> Circlip 72 mm int.		Cada	1	72	76,5	2,5	2,65	1,81	DIN 472
	<b>47275</b> Circlip 75 mm int.		Cada	1	75	79,5	2,5	2,65	1,88	DIN 472
	<b>47278</b> Circlip 78 mm int.		Cada	1	78	82,5	2,5	2,65	2,04	DIN 472
	<b>47280</b> Anillo de seguridad interno 80		Cada	1	80	85,5	2,5	2,65	2,2	DIN 472
	<b>47285</b> Circlip 85 mm int.		Cada	1	85	90,5	3,0	3,15	2,53	DIN 472
	<b>47290</b> Circlip 90 mm int.		Cada	1	90	95,5	3,0	3,15	3,1	DIN 472
	<b>47292</b> Circlip 92 mm int.		Cada	1	92	97,5	3,0	3,15	3,2	DIN 472

Fig. 28: catálogo anillo de retención.

## 2.4 Catálogo del embrague seleccionado.



### ROBA®-slip hubs Summary of Constructional Designs

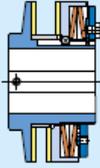
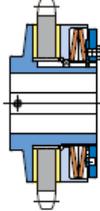
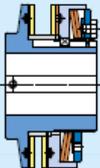
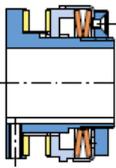
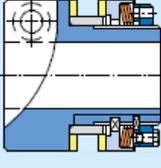
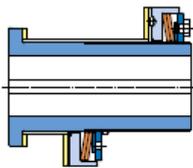
<p><b>ROBA®- slip hub standard</b></p> 	<p>Torque: 2 to 50.000 Nm</p> <p>Sizes 0 to 12 Type 100._ _ _</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Safety clutch for machine drives requiring protection against overload. When the preset overload torque is reached, the drive element slips, preventing damage to the drive system.</li> </ul> <p style="text-align: right;"><b>Page 6</b></p>				
<p><b>ROBA®-slip hub with standard chain sprocket</b></p> 	<p>Torque: 6 to 1.400 Nm</p> <p>Sizes 01 to 5 Type 100._ _ _</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Slip hub complete with chain sprocket as a reasonably-priced drive element with a high safety factor for all chain drives</li> </ul> <p style="text-align: right;"><b>Page 8</b></p>				
<p><b>ROBA®-slip hub with rustproof friction linings</b></p> 	<p>Torque: 6 to 2.400 Nm</p> <p>Sizes 01 to 6 Type 100._ 2 _</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>For drives in open air installations, particularly wet ambient conditions or for long downtimes</li> </ul> <p style="text-align: right;"><b>Page 9</b></p>				
<p><b>ROBA®-Co-Pro®</b></p> 	<p>Torque: 5 to 1.500 Nm</p> <p>Sizes 30 to 50 Type 1000._ 1000 Type 1010._ 1000</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Compact, high performance safety clutch</li> </ul> <p><b>Hub designs:</b></p> <table border="0"> <tr> <td>Design M</td> <td>Type 1000._ 1000</td> </tr> <tr> <td>Design L</td> <td>Type 1010._ 1000</td> </tr> </table> <p style="text-align: right;"><b>Page 10</b></p>	Design M	Type 1000._ 1000	Design L	Type 1010._ 1000
Design M	Type 1000._ 1000					
Design L	Type 1010._ 1000					
<p><b>ROBA®-clamp</b></p> 	<p>Torque: 2 to 400 Nm</p> <p>Sizes 0 to 2 Type 106._ _ _</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>For shaft ends without a keyway. Enables easy and fast shaft installation.</li> <li>The keyless slip hub is better suited to larger shafts than the standard design.</li> </ul> <p style="text-align: right;"><b>Page 11</b></p>				
<p><b>ROBA®-min</b></p> 	<p>Torque: 8 to 1.100 Nm</p> <p>Sizes 1 to 5 Type 121._ _ _ Type 123._ _ _</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>For drive elements with particularly small diameters and very large installation widths</li> <li>Larger installation width than Type 100, but only capable of transmitting lower torques</li> </ul> <p><b>Hub designs:</b></p> <table border="0"> <tr> <td>short hub</td> <td>Type 121._ _ _</td> </tr> <tr> <td>long hub</td> <td>Type 123._ _ _</td> </tr> </table> <p style="text-align: right;"><b>Page 12</b></p>	short hub	Type 121._ _ _	long hub	Type 123._ _ _
short hub	Type 121._ _ _					
long hub	Type 123._ _ _					

Fig. 29: catálogo de embrague.



ROBA®-lastic - torsionally flexible

Type 135...  
Sizes 0 to 5

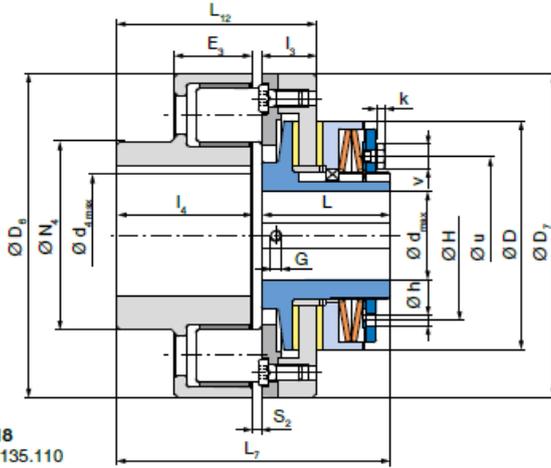


Fig. 18  
Type 135.110

ROBA®-lastic Type 135 is a flexible safety clutch with adjustable torque for connecting two shafts. The flexible coupling part is designed as a simple plug-in coupling. The torque is transmitted via flexible rubber buffers made of wear and oil-resistant plastic material insensitive to temperature changes.

We reserve the right to make dimensional and constructional alterations.

Technical Data				Size						
				0	01	1	2	3	4	5
Limit torque for overload	Type 135.11	$M_G$	[Nm]	2 - 10	6 - 30	14 - 70	26 - 130	50 - 250	110 - 550	140 - 700
	Type 135.21	$M_G$	[Nm]	10 - 20	30 - 60	70 - 130	130 - 250	250 - 550	550 - 1100	700 - 1400
Operating speed <sup>1)</sup>	$n_{max}$	[rpm]		7000	6500	5600	4300	3300	2700	2200
Weight (pilot bored)		[kg]		1,3	3,0	3,2	6,5	10,1	19,5	23,4
Permitted misalignments	axial	x	[mm]	± 1,0	± 1,0	± 1,0	± 1,0	± 1,0	± 1,0	± 1,0
	radial	y	[mm]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	angular	$\alpha$	[°]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1,0	1,0

Dim. [mm]	D	D <sub>5</sub>	D <sub>7</sub>	d <sup>H7</sup>		d <sub>4</sub> <sup>H7</sup>		E <sub>3</sub>	G	H	h	k	L	L <sub>7</sub>	L <sub>12</sub>	l <sub>3</sub>	l <sub>4</sub>	N <sub>4</sub>	S <sub>2</sub>	u	v
0	45	80	80	7	20 <sup>2)</sup>	11	30	23	M4	37	3	- <sup>7)</sup>	33	66	48	14	30	50 <sub>min</sub>	4	37	2 <sup>7)</sup>
01	58	105	105	12	22	11	42	32	<sup>3)</sup>	46	5	- <sup>7)</sup>	45	91	68	22	42	65 <sub>min</sub>	4	46	2,5 <sup>7)</sup>
1	68	105	105	12	25	11	42	32	<sup>4)</sup>	50	5	1,3 <sup>7)</sup>	52	98	69	23	42	65 <sub>min</sub>	4	50	3 <sup>7)</sup>
2	88	135	135	15	35	13	60	36	<sup>5)</sup>	67	6	3	57	116	86	27	55	85 <sub>min</sub>	4	67	10
3	115	160	160	19	45	25	60	38	<sup>6)</sup>	84	6	5,3	68	129	92	31	55	90	6	84	13
4	140	198	198	25	55	30	75	47	M8	104	7	5,3	78	166	121	33	82	115	6	97	13
5	170	198	208	30	65	50	75	47	M8	125	8	5,3	92	180	127	39	82	115	6	109	13

Order Number

Adjusting nut standard with radial adjustment		0 1	Bore Hub $\varnothing d^{H7}$	Bore Hub $\varnothing d_4^{H7}$
___ / 1 3 5 . ___ ___ / ___ / ___ / ___ / ___				
Sizes 0 to 5	Torque range <sup>8)</sup> low 1 medium 2	Friction lining 1 standard 2 rustproof friction pairing <sup>9)</sup>	Keyway acc. DIN 6885-1 DIN 6885-3	Keyway acc. DIN 6885-1

Example: Order Number 5 / 135.210 / 60 / 6885-1 / 60 / 6885-1

- 1) See Explanations page 19
- 2) Size 0: up to  $\varnothing 19$  keyway acc. DIN 6885-1 over  $\varnothing 19$  keyway acc. DIN 6885-3
- 3) Size 01: up to  $\varnothing 12$  M4, over  $\varnothing 12$  M5
- 4) Size 1: up to  $\varnothing 12$  M4, over  $\varnothing 12$  up to  $\varnothing 17$  M5, over  $\varnothing 17$  M6
- 5) Size 2: up to  $\varnothing 17$  M5, over  $\varnothing 17$  M6
- 6) Size 3: up to  $\varnothing 22$  M6, over  $\varnothing 22$  M8
- 7) Hexagon socket countersunk screw to ISO 10642/DIN 7991
- 8) See Technical Data, limit torque for overload  $M_G$
- 9) Only Sizes 01 to 5

Fig. 30: catálogo de embrague.

### 3 Índice de figuras.

Fig. 1: diagrama de cuerpo libre para el plano x-y del eje de entrada.....	17
Fig. 2: Diagrama de momento flector (azul) y momento torsor (rojo). .....	17
Fig. 3: diagrama de cuerpo libre para el plano z-x.....	18
Fig. 4: Diagrama de momento flector (azul) y momento torsor (rojo). .....	18
Fig. 5: diagrama de cuerpo libre para el plano x-y del eje intermedio 1. ....	22
Fig. 6: Diagrama de momento flector (azul) y momento torsor (rojo). .....	22
Fig. 7: diagrama de cuerpo libre para el plano z-x.....	22
Fig. 8: Diagrama de momento flector (azul) y momento torsor (rojo). .....	23
Fig. 9: diagrama de cuerpo libre para el plano x-y del eje intermedio 2. ....	27
Fig. 10: Diagrama de momento flector (azul) y momento torsor (rojo). .....	27
Fig. 11: diagrama de cuerpo libre para el plano z-x.....	28
Fig. 12: Diagrama de momento flector (azul) y momento torsor (rojo). .....	28
Fig. 13: diagrama de cuerpo libre para el plano x-y del eje de salida. ....	32
Fig. 14: Diagrama de momento flector (azul) y momento torsor (rojo). .....	32
Fig. 15: diagrama de cuerpo libre para el plano z-x.....	33
Fig. 16: Diagrama de momento flector (azul) y momento torsor (rojo). .....	33
Fig. 17: tabla técnica del modelo de embrague seleccionado. ....	39
Fig. 18: catálogo engranajes.....	40
Fig. 19: catálogo engranajes.....	41
Fig. 20: catálogo de rodamientos. ....	42
Fig. 21: catálogo de rodamientos. ....	43
Fig. 22: catálogo de rodamientos. ....	44
Fig. 23: catálogo de rodamientos. ....	45
Fig. 24: catálogo de anillos de retención. ....	46
Fig. 25: catálogo de anillo de retención.....	47
Fig. 26: catálogos anillo de retención. ....	48
Fig. 27: catálogo de anillos de retención. ....	49
Fig. 28: catálogo anillo de retención. ....	50
Fig. 29: catálogo de embrague. ....	51
Fig. 30: catálogo de embrague. ....	52

## 4 Índice de tablas.

Tabla 1: datos iniciales. ....	5
Tabla 2: criterios adoptados para etapa 1. ....	5
Tabla 3: dimensiones geométricas orientativas etapa 1. ....	6
Tabla 4: parámetros geométricos de los engranes elegidos para la etapa 1. ....	6
Tabla 5: esfuerzo flexionante en el piñón y el engrane de la etapa 1. ....	7
Tabla 6: cálculo de número de esfuerzo flexionante de la etapa 1. ....	7
Tabla 7: cálculo de número de esfuerzo de contacto. ....	8
Tabla 8: cálculo de número de esfuerzo de contacto admisible modificado. ....	8
Tabla 9: números de esfuerzos admisibles para materiales de engrane de acero templado. ....	8
Tabla 10: material seleccionado para el piñón y el engrane de la etapa 1. ....	9
Tabla 11: criterios adoptados para etapa 2. ....	9
Tabla 12: dimensiones geométricas orientativas etapa 2. ....	9
Tabla 13: parámetros geométricos de los engranes elegidos para la etapa 2. ....	10
Tabla 14: esfuerzo flexionante en el piñón y el engrane de la etapa 2. ....	10
Tabla 15: cálculo de número de esfuerzo flexionante de la etapa 2. ....	11
Tabla 16: cálculo de número de esfuerzo de contacto. ....	11
Tabla 17: cálculo de número de esfuerzo de contacto admisible modificado. ....	12
Tabla 18: números de esfuerzos admisibles para materiales de engrane de acero templado. ...	12
Tabla 19: material seleccionado para el piñón y el engrane de la etapa 2. ....	12
Tabla 20: criterios adoptados para etapa 3. ....	13
Tabla 21: dimensiones geométricas orientativas etapa 3. ....	13
Tabla 22: parámetros geométricos de los engranes elegidos para la etapa 3. ....	14
Tabla 23: esfuerzo flexionante en el piñón y el engrane de la etapa 3. ....	14
Tabla 24: cálculo de número de esfuerzo flexionante de la etapa 3. ....	15
Tabla 25: cálculo de número de esfuerzo de contacto. ....	15
Tabla 26: cálculo de número de esfuerzo de contacto admisible modificado. ....	16
Tabla 27: números de esfuerzos admisibles para materiales de engrane de acero templado. ...	16
Tabla 28: material seleccionado para el piñón y el engrane de la etapa 3. ....	16
Tabla 29: datos de las reacciones y momentos que actúan sobre el eje de entrada. ....	18
Tabla 30: características del acero elegido para el eje de entrada. ....	19
Tabla 31: Diámetros mínimos admisibles del eje de entrada. ....	19
Tabla 32: carga dinámica de los rodamientos del eje de entrada. ....	20
Tabla 33: rodamientos seleccionados para los apoyos del eje de entrada. ....	20
Tabla 34: dimensiones de las chavetas para el eje de entrada. ....	20
Tabla 35: selección de anillos de retención para eje de entrada. ....	21
Tabla 36: selección de anillos de retención interno para rodamientos eje entrada. ....	21
Tabla 37: datos de las reacciones y momentos que actúan sobre el eje intermedio 1. ....	23
Tabla 38: características del acero elegido para el eje intermedio 1. ....	23
Tabla 39: Diámetros mínimos admisibles del eje intermedio 1. ....	24
Tabla 40: carga dinámica de los rodamientos del eje intermedio 1. ....	25
Tabla 41: rodamientos seleccionados para los apoyos del eje intermedio 1. ....	25
Tabla 42: dimensiones de las chavetas para el eje intermedio 1. ....	25

Tabla 43: selección de anillos de retención para eje intermedio 1. ....	26
Tabla 44: selección de anillos de retención interno para rodamientos eje intermedio 1.....	26
Tabla 45: datos de las reacciones y momentos que actúan sobre el eje intermedio 2. ....	28
Tabla 46: características del acero elegido para el eje intermedio 2.....	29
Tabla 47: Diámetros mínimos admisibles del eje intermedio 2.....	29
Tabla 48: carga dinámica de los rodamientos del eje intermedio 2. ....	30
Tabla 49: rodamientos seleccionados para los apoyos del eje intermedio 2. ....	30
Tabla 50: dimensiones de las chavetas para el eje intermedio 2. ....	31
Tabla 51: selección de anillos de retención para el eje intermedio 2.....	31
Tabla 52: selección de anillos de retención interno para rodamientos eje intermedio 2.....	31
Tabla 53: datos de las reacciones y momentos que actúan sobre el eje de salida. ....	33
Tabla 54: características del acero elegido para el eje de salida. ....	34
Tabla 55: Diámetros mínimos admisibles del eje de salida. ....	34
Tabla 56: carga dinámica de los rodamientos del eje de salida.....	35
Tabla 57: rodamientos seleccionados para los apoyos del eje de salida. ....	35
Tabla 58: dimensiones de las chavetas para el eje de salida. ....	35
Tabla 59: selección de anillos de retención para eje de salida. ....	36
Tabla 60: selección de anillos de retención interno para rodamientos eje intermedio 2.....	36
Tabla 61: ajuste de rodamiento A de cada eje. ....	37
Tabla 62: ajuste de rodamiento B de cada eje. ....	37
Tabla 63: ajuste rodamientos A de los asientos del soporte. ....	37
Tabla 64: ajuste de rodamientos B de los asientos del soporte. ....	38
Tabla 65: parámetros para la selección del embrague. ....	38



Universidad  
de La Laguna

Escuela Superior de  
Ingeniería y Tecnología  
Sección de Ingeniería Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

## **TRABAJO FIN DE GRADO**

TÍTULO:

**Diseño de una caja reductora con embrague de protección con  
sobrepotencia.**

### **Planos**

AUTOR:

Germán Torres Rivero.

TUTOR:

Carmelo Militello Militello

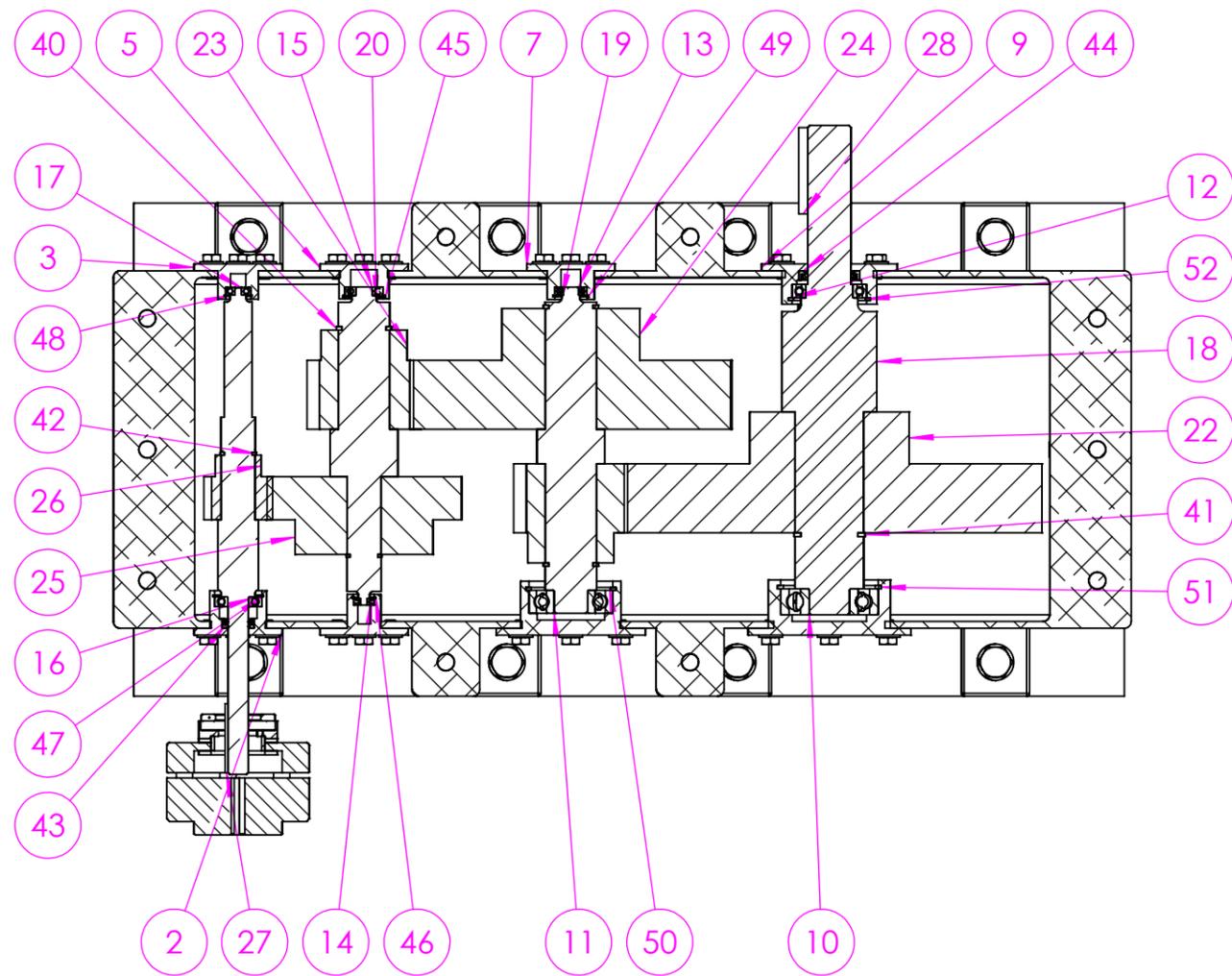
Septiembre de 2016

Diseño de una caja reductora con embrague de protección con sobrepotencia.

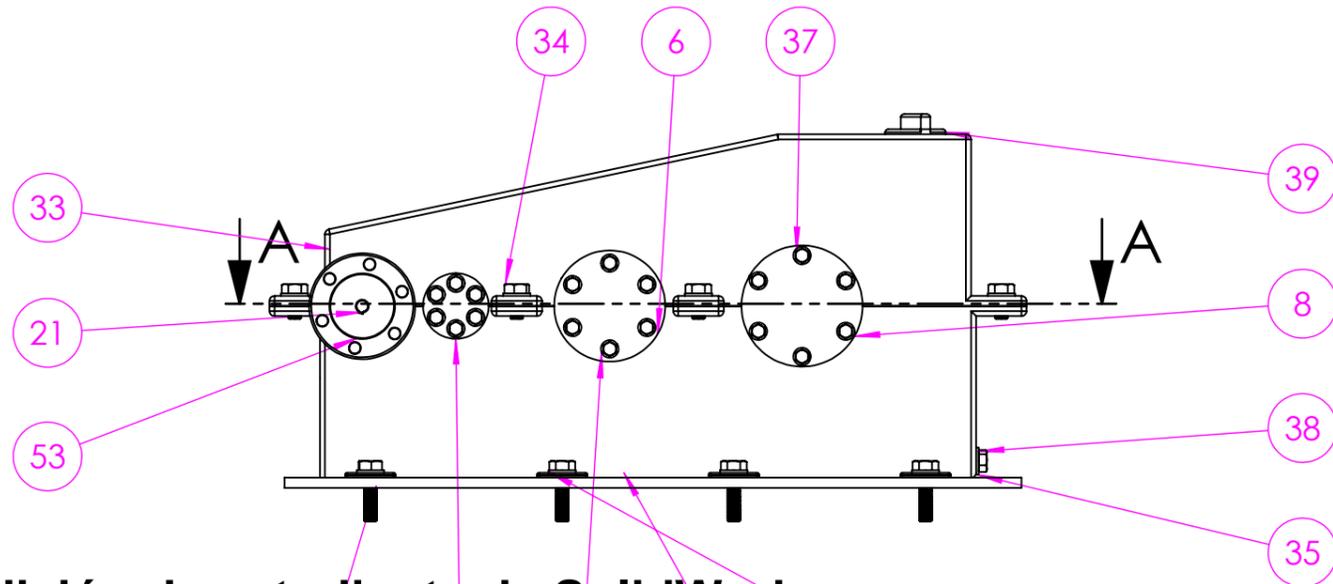
## Índice de planos.

1. Plano conjunto.
2. Perspectivas.
3. Tapa carcasa.
4. Carcasa.
5. Tapa aceite.
6. Soporte rodamiento A eje entrada.
7. Soporte rodamiento B eje entrada.
8. Soporte rodamiento A eje intermedio 1.
9. Soporte rodamiento B eje intermedio 1.
10. Soporte rodamiento A eje intermedio 2.
11. Soporte rodamiento B eje intermedio 2.
12. Soporte rodamiento A eje salida.
13. Soporte rodamiento B eje salida.
14. Eje de entrada.
15. Eje intermedio 1.
16. Eje intermedio 2.
17. Eje salida.
18. Piñón eje de entrada.
19. Engrane eje intermedio 1.
20. Piñón eje intermedio 1 y 2.
21. Engrane eje intermedio 2.
22. Engrane eje salida.
23. Base.





SECCIÓN A-A  
Escala 1:5

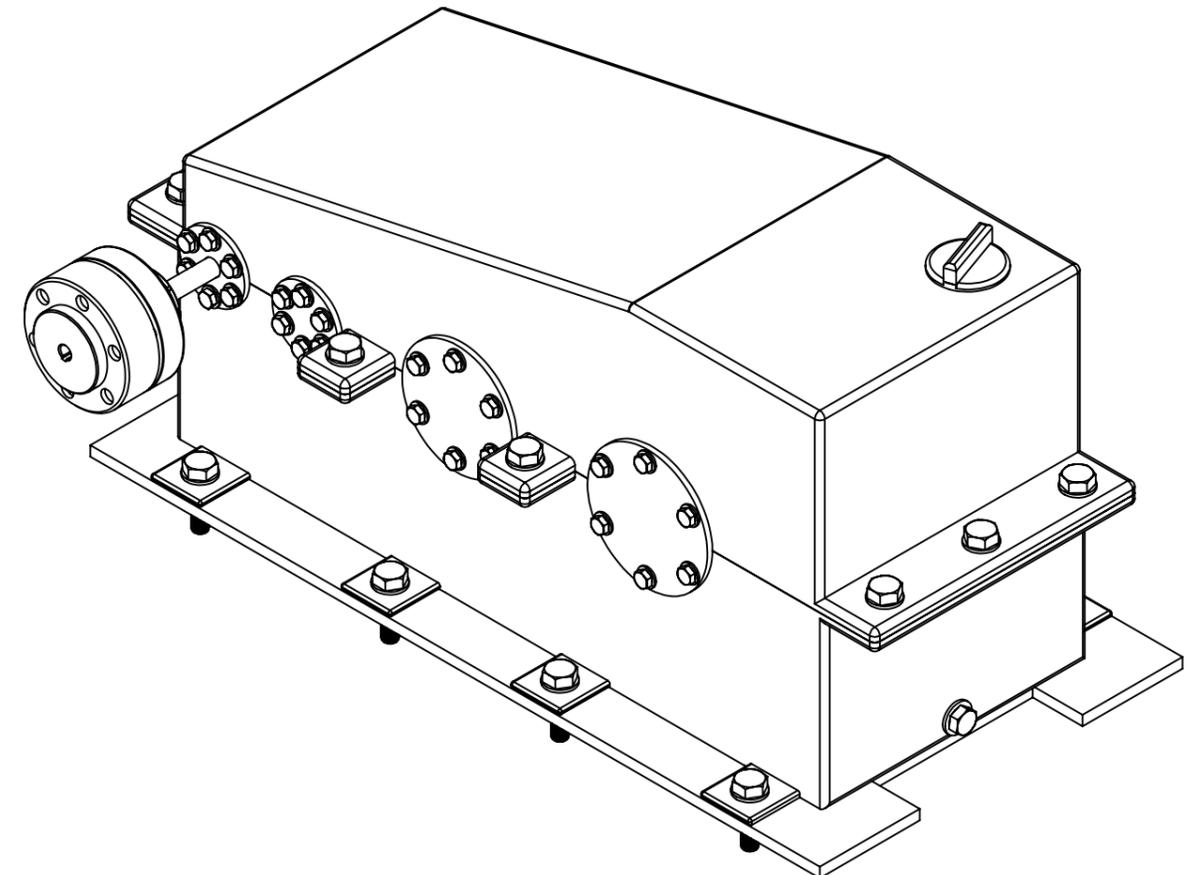
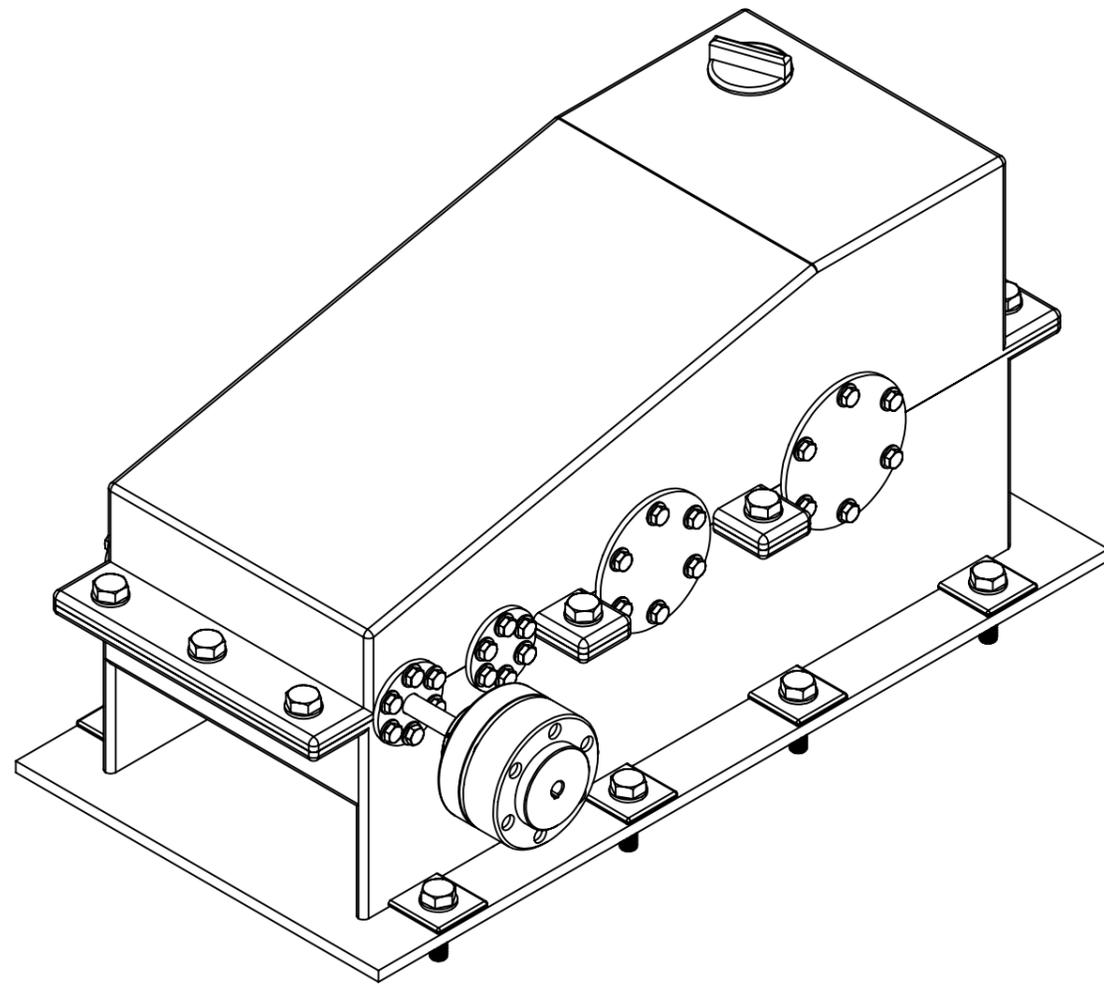


Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Carcasa		1
2	Soporte rodamiento A in		1
3	Soporte rodamiento B in		1
4	Soporte rodamiento A int 1		1
5	Soporte rodamiento B int 1		1
6	Soporte rodamiento A int 2		1
7	Soporte rodamiento B int 2		1
8	Soporte rodamiento A out		1
9	Soporte rodamiento B out		1
10	Rodamiento A eje salida	Rodamiento de bolas 306k	1
11	Rodamiento A eje intermedio 2	Rodamiento de bolas 305k	1
12	Rodamiento B eje salida	Rodamiento de bolas 9307k	1
13	Rodamiento B eje intermedio 2	Rodamiento de bolas 9301k	1
14	Rodamiento A eje intermedio 1	Rodamiento de bolas S1k7	1
15	Rodamiento B eje intermedio 1	Rodamiento de bolas S5k	1
16	Rodamiento A eje entrada	Rodamiento de bolas S7k	1
17	Rodamiento B eje de entrada	Rodamiento de bolas S1k	1
18	Eje salida con chaveta		1
19	Eje int. 2 con chaveta		1
20	Eje int. 1 con chaveta		1
21	Eje entrada con chaveta		1
22	Engrande de eje salida		1
23	Piñón de eje intermedio 1 y 2		2
24	Engrane eje intermedio 2		1
25	Engrane eje intermedio 1		1
26	Piñón eje entrada		1
27	Chaveta eje de entrada	Chaveta paralela 0,188x0,188x2 " , DIN6885	1
28	Chaveta eje de salida	Chaveta paralela 0,325x0,325x2 " , DIN6885	1
29	Chaveta engrane eje de salida	Chaveta paralela 0,5x0,5x2 " DIN6885	1
30	Chaveta piñón eje intermedio 1 y 2 y engrane eje intermedio 2	Chaveta paralela 0,375x0,375x2 " , DIN6885	3
31	Chaveta engrane eje intermedio 1	Chaveta paralela 0,25x0,25x2 " , DIN6885	1
32	Chaveta piñón eje de entrada	Chaveta paralela 0,25x0,25x1,5 " , DIN6885	1
33	Tapa carcasa		1
34	Tornillo de unión carcasa	Tornillo hexagonal Wx0,5	10
35	Arandela	Arandela plana 0,5" DIN125	11
36	Arandela	Arandela plana 5/16" DIN125	48
37	Tornillo soporte de rodamiento	Tornillo hexagonal Wx0,5	48
38	Arandela	Arandela plana 0,5" DIN 125	1
39	Tapa aceite		1
40	Anillo de retención rodamiento A eje entrada		3
41	Anillo de retención engrane eje de salida		1
42	Anillo de retención		2
43	Sello soporte A eje entrada		1
44	Sello soporte B eje salida		1
45	Anillo de retención rodamiento B eje intermedio 1		1
46	Anillo de retención rodamiento A eje intermedio 1		1
47	Anillo de retención rodamiento A eje entrada		1
48	Anillo de retención rodamiento B eje entrada		1
49	Anillo de retención rodamiento B eje intermedio 2		1
50	Anillo de retención rodamiento A eje intermedio 2		1
51	Anillo de retención rodamiento A eje salida		1
52	Anillo de retención rodamiento B eje salida		1
53	Embrague	Mayr ROBA®-lastic - torsionally flexible	1
54	Tornillo base	Tornillo hexagonal Wx0,5	8
55	Arandela	Arandela plana 0,5" DIN 125	8
56	Base		1

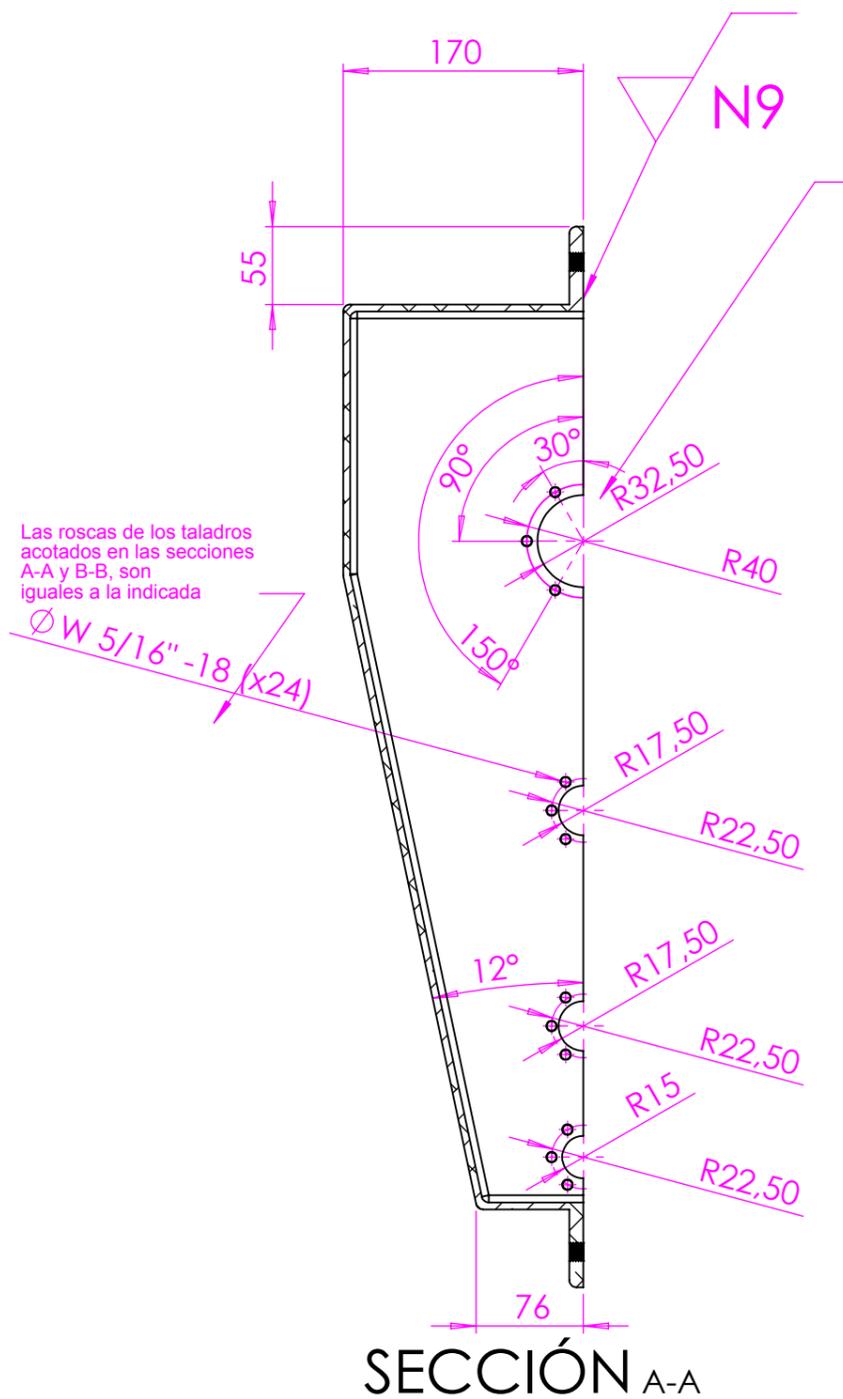
CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA

Dibujado	Autor		ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica. Universidad de La Laguna	Material
Fecha	Germán Torres Rivero			
Id. s. normas	Agosto 2016			
ESCALA: E 1:7	UNE-EN-DIN			
			Plano conjunto	Nº P. : 01
				Marca :
				Nº piezas :
				Nom.Arch:



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

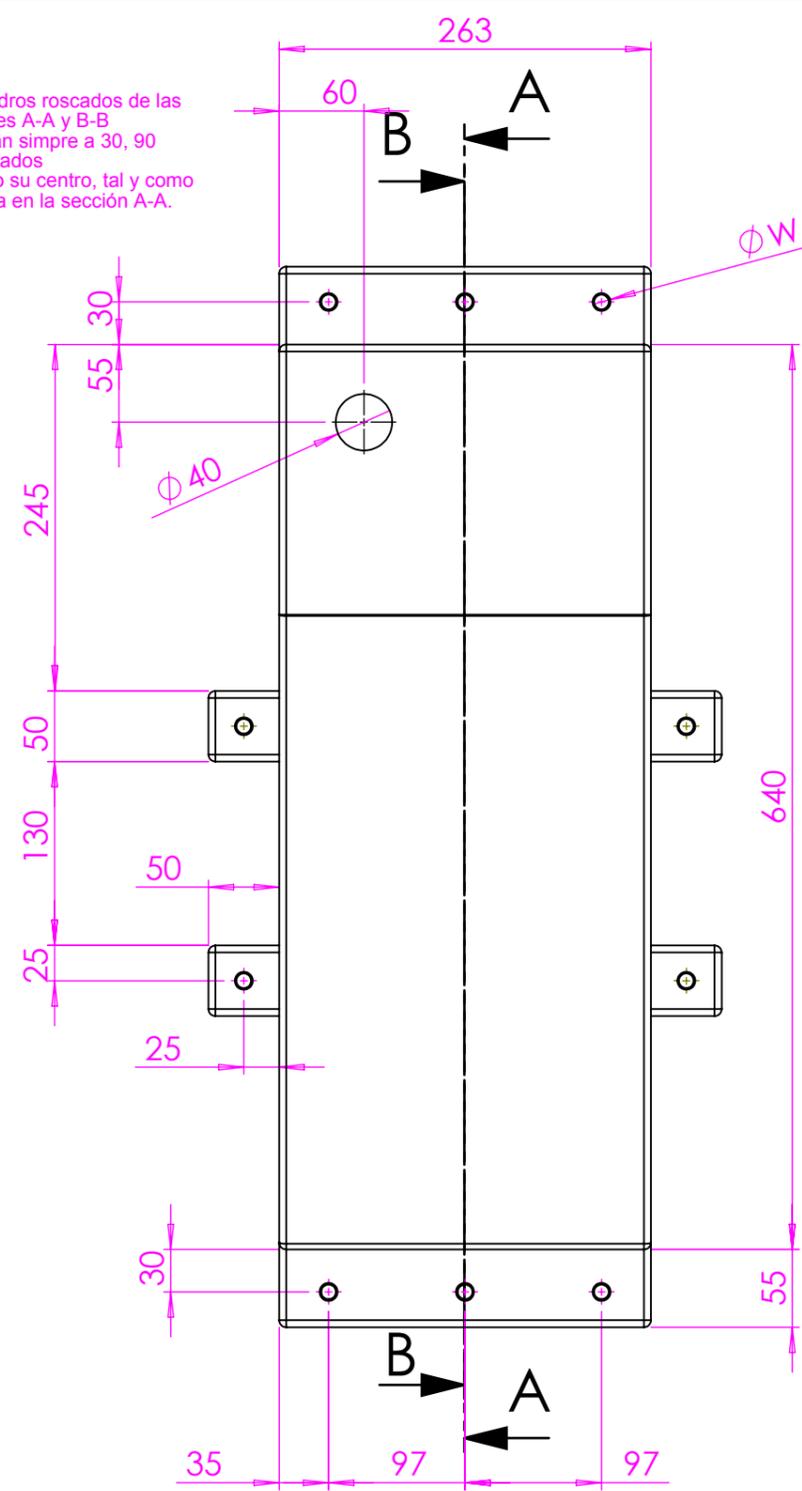
CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA				
Dibujado	Autor	 ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	Material
Fecha	Germán Torres Rivero		Grado en Ingeniería Mecánica.	
Id. s. normas	Agosto 2016		Universidad de La Laguna	
ESCALA: E 1:5	UNE-EN-DIN		Nº P. :1.02	Marca :
		Perspectiva	Nom.Arch:	Nº piezas :



Los taladros roscados de las secciones A-A y B-B se ubican siempre a 30, 90 y 150 grados respecto su centro, tal y como se indica en la sección A-A.

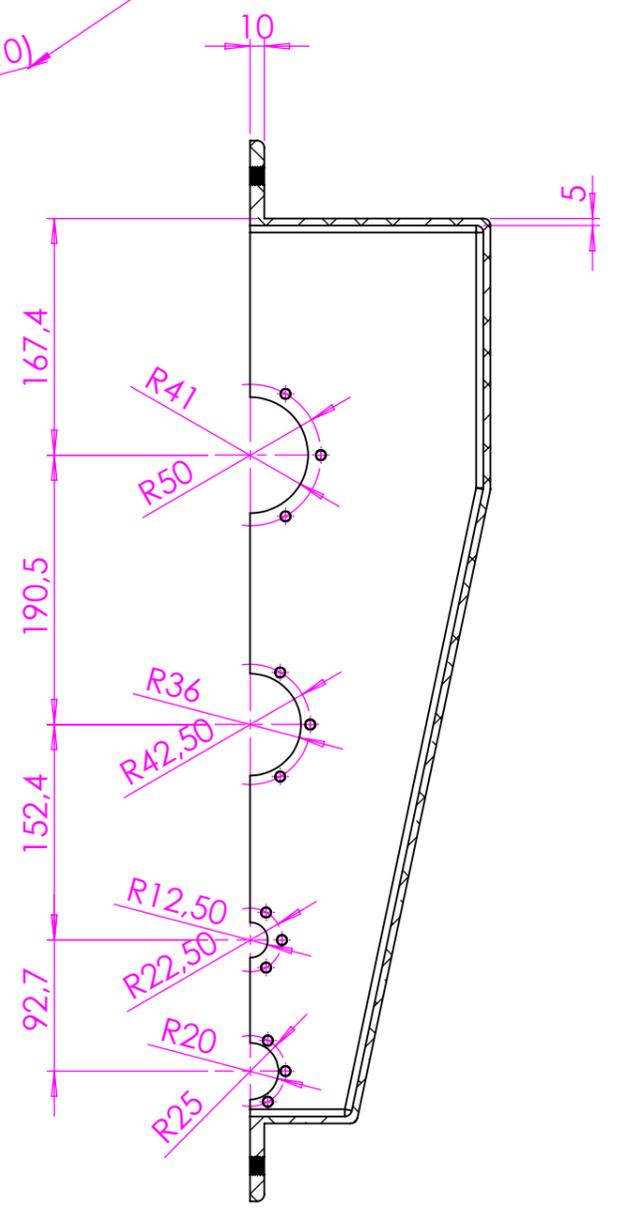
Las roscas de los taladros acotados en la vista superior, son iguales a la indicada

Las roscas de los taladros acotados en las secciones A-A y B-B, son iguales a la indicada



$\phi W 1/2'' - 12 (x10)$

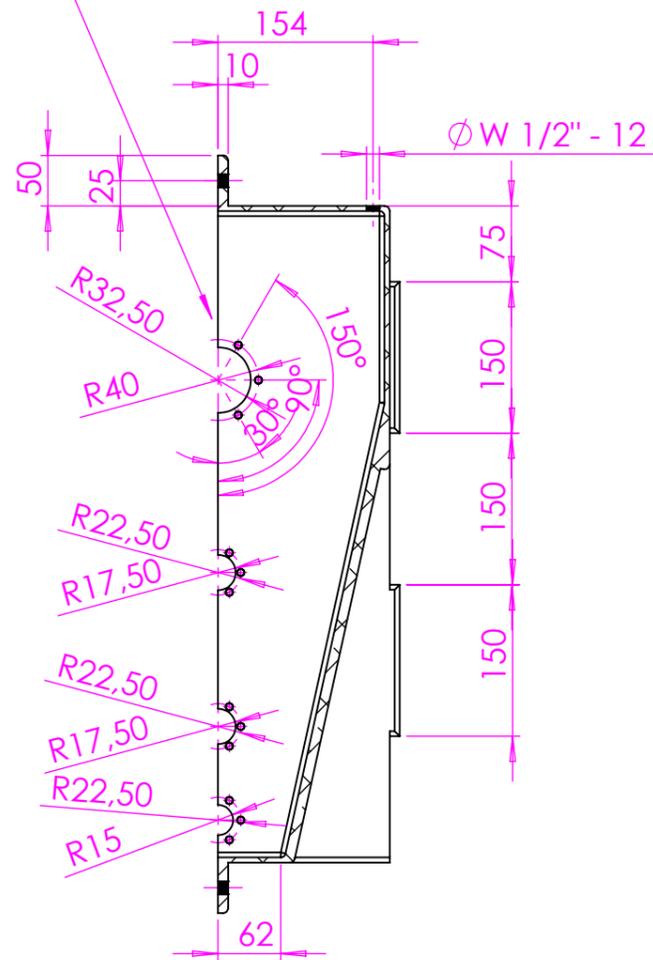
640



Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.

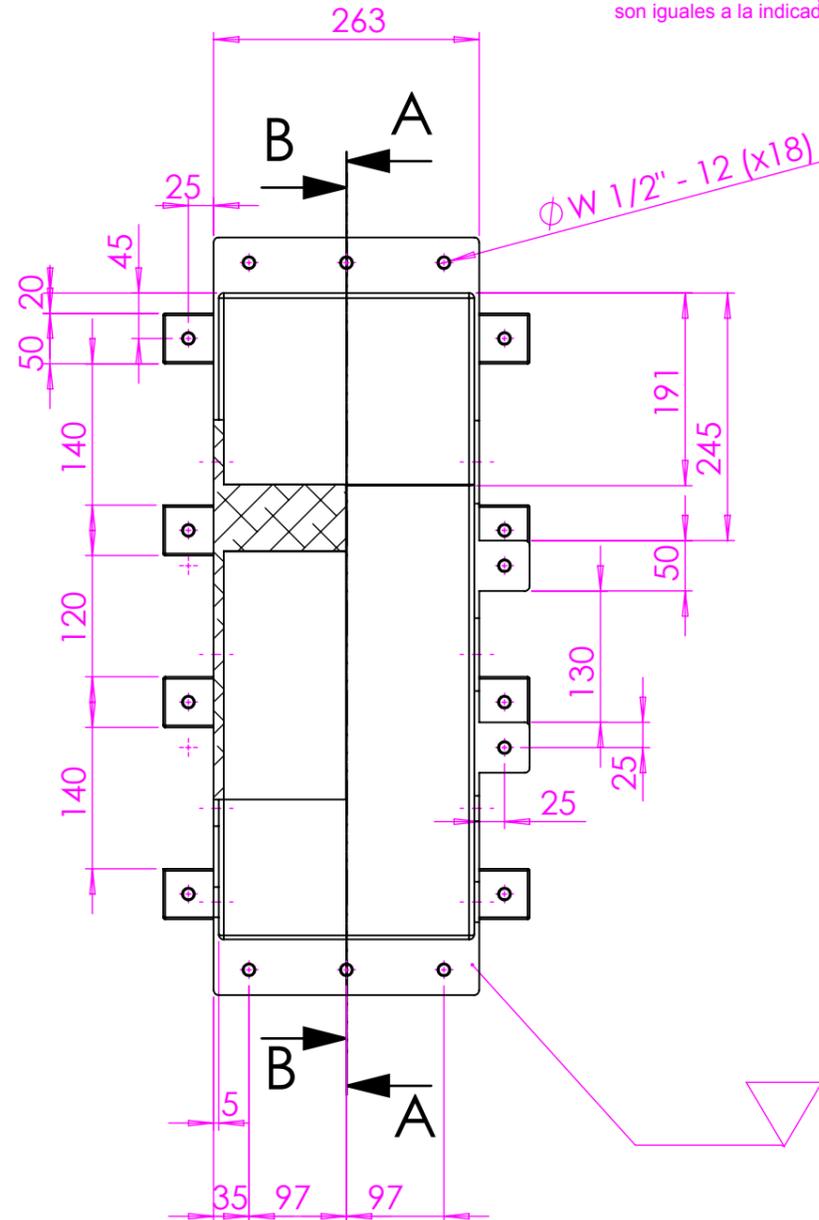
CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA				
Dibujado	Autor		ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica. Universidad de La Laguna	Material
Fecha	Germán Torres Rivero			Fundición aluminio
Id. s. normas	Agosto 2016			
ESCALA: E 1:5	UNE-EN-DIN			
		Tapa carcasa	Nº P. : 1.03	Marca : 33
			Nom.Arch:	Nº piezas : 1

Los taladros roscados de las secciones A-A y B-B se ubican siempre a 30, 90 y 150 grados respecto su centro, tal y como se indica en la sección A-A.

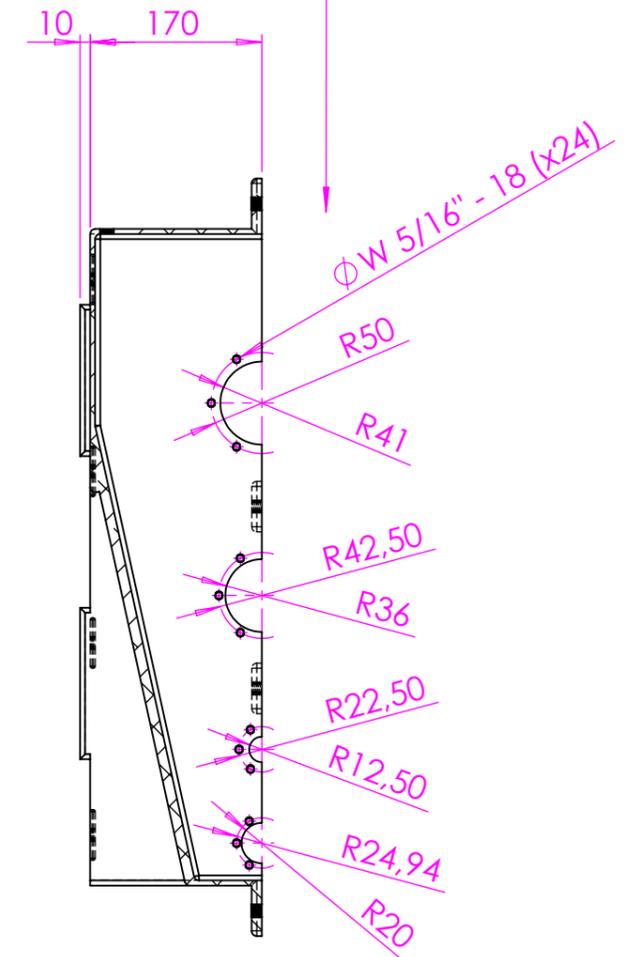


SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 7

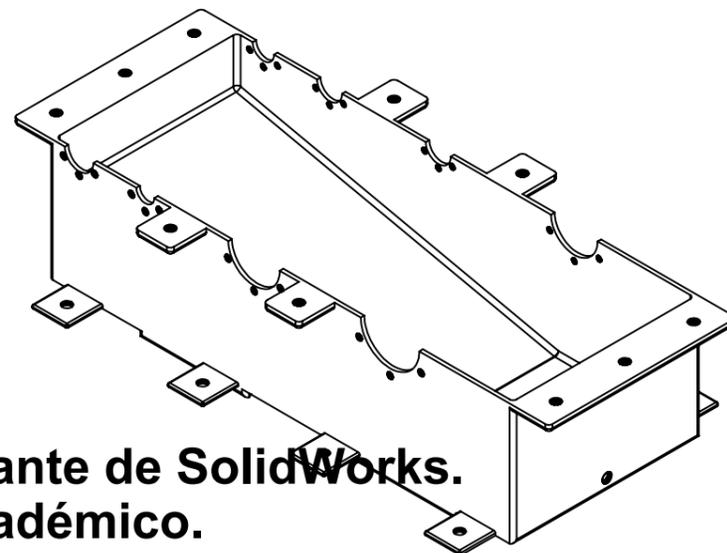
Las roscas de los taladros acotados en la vista superior, son iguales a la indicada



Las roscas de los taladros acotados en las secciones A-A y B-B, son iguales a la indicada, a menos que se indique lo contrario.

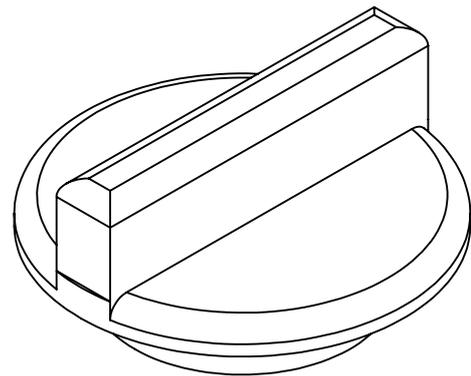
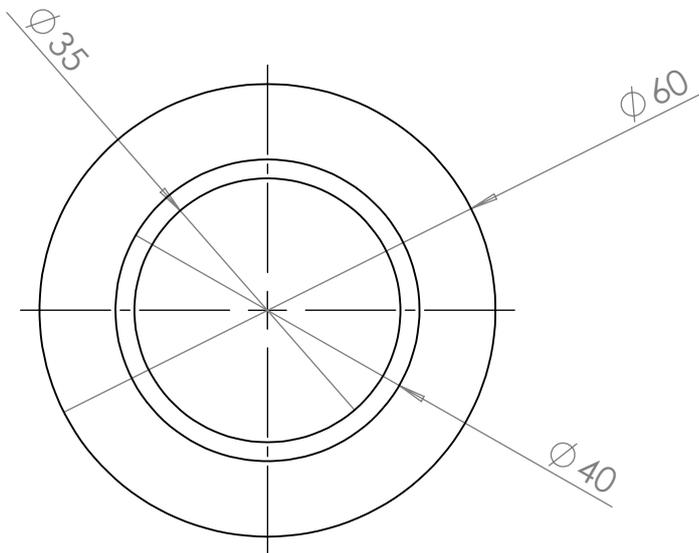
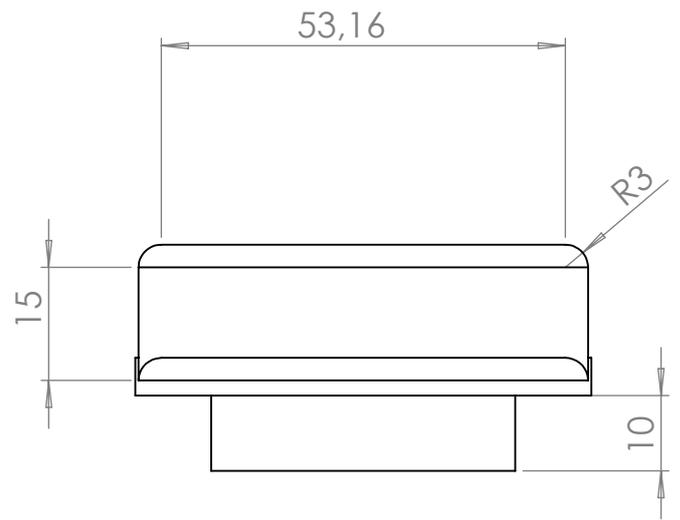
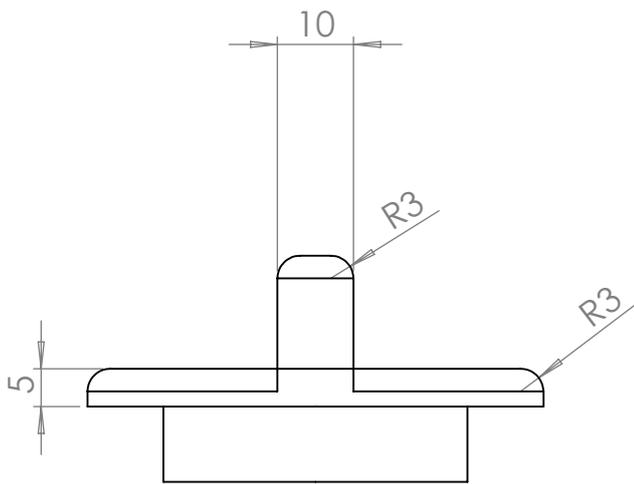


SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 7



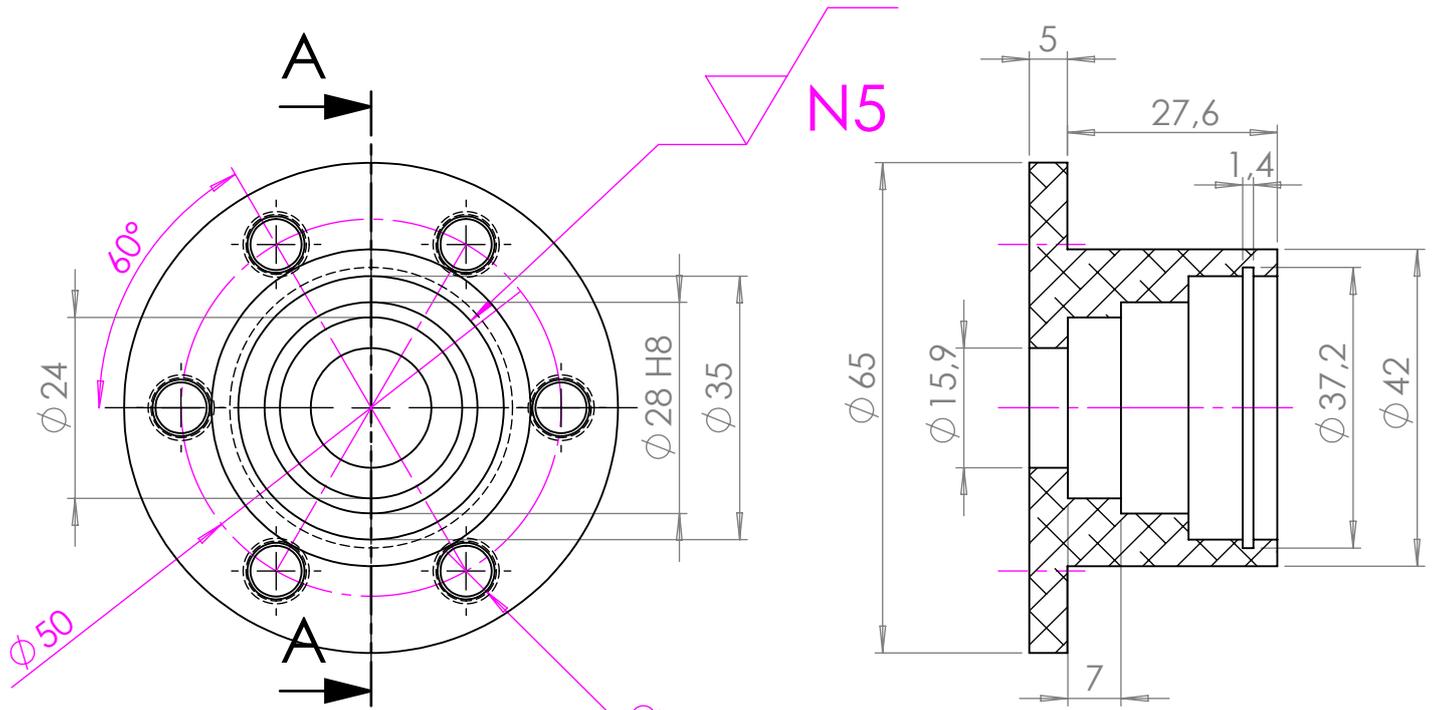
Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.

CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA				
Dibujado	Autor	 ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	Material
Fecha	Germán Torres Rivero		Grado en Ingeniería Mecánica.	Fundición aluminio
Id. s. normas	Agosto 2016		Universidad de La Laguna	
ESCALA: E 1:7	UNE-EN-DIN			
	Carcasa		Nº P. : 1.04	Marca : 1
			Nom.Arch:	Nº piezas : 1

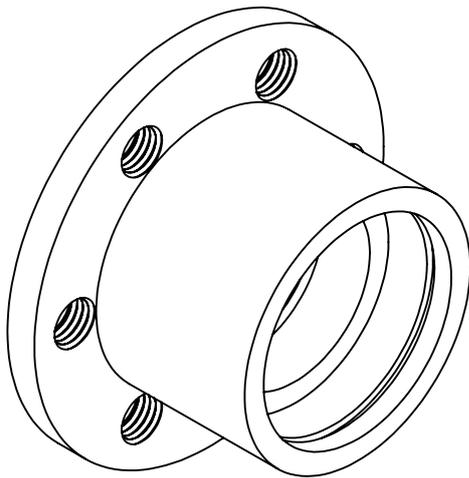


CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA

Autor		 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica. Universidad de La Laguna	Material
Dibujado	Germán Torres Rivero		Goma
Fecha	Agosto 2016		
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico. tapa aceite		Nº P.: 1.05	Marca : 39
		Nom.Arch:	Nº piezas :



SECCIÓN A-A

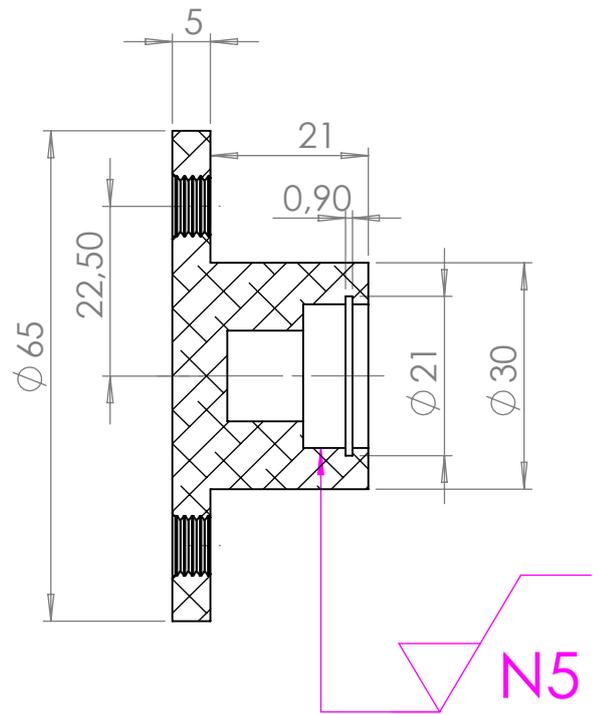
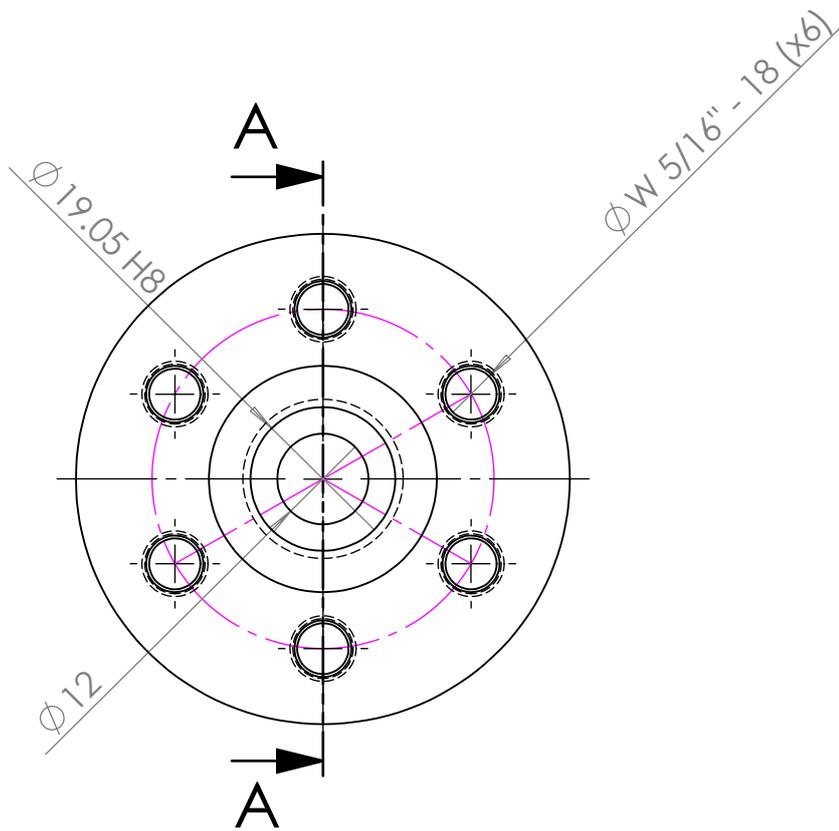


(en todas las superficies a menos que se indique lo contrario)

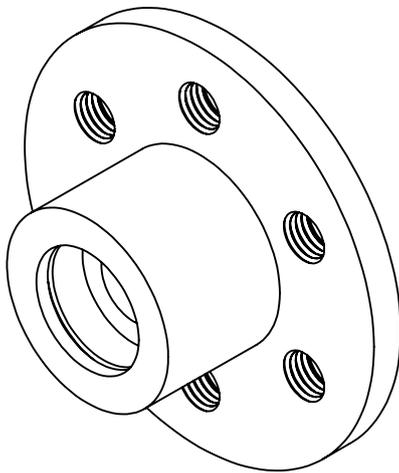
Todos los taladros roscados tienen el mismo tipo de rosca.

Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.

CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA				
	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	Material
Dibujado	Germán Torres Rivero		Grado en Ingeniería Mecánica.	Aluminio
Fecha	Agosto 2016		Universidad de La Laguna	
	Soporte rodamiento A eje entrada		Nº P.: 1.06	Marca :2
			Nom.Arch:	Nº piezas :1



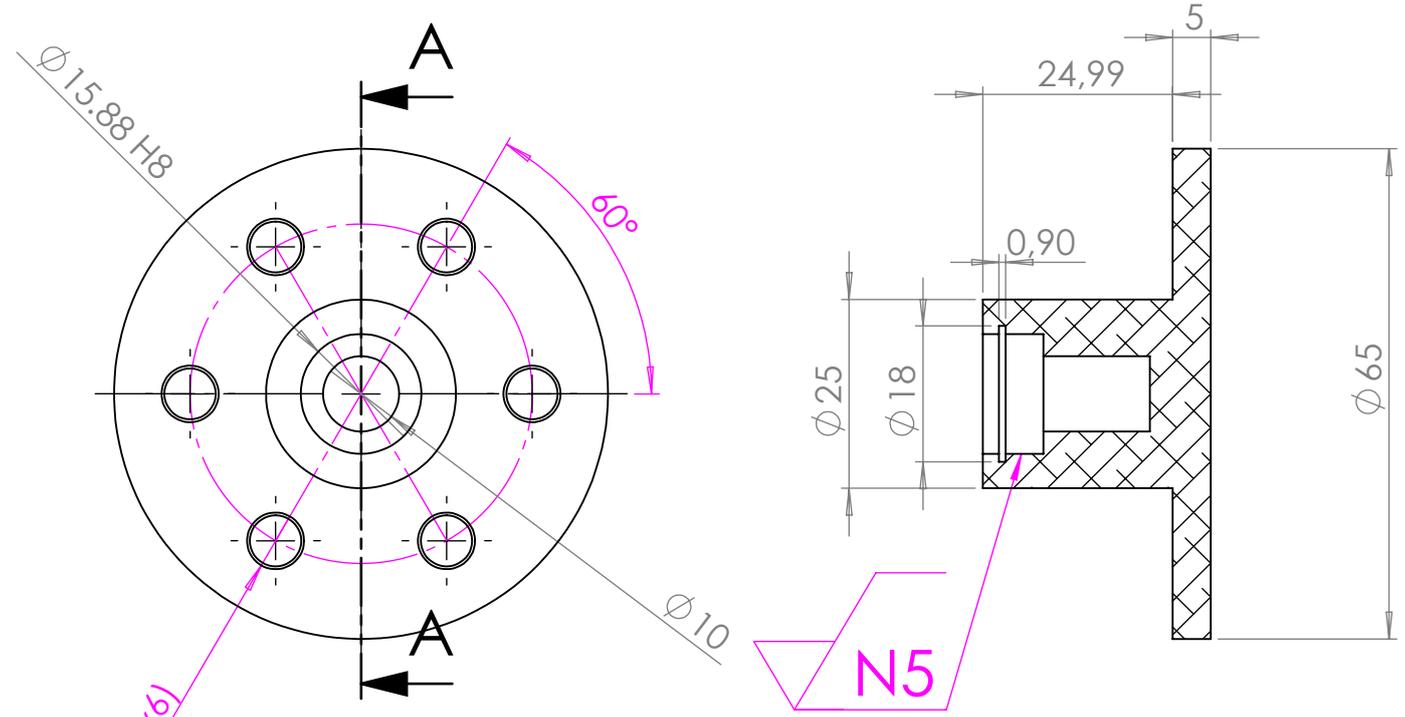
## SECCIÓN A-A



(en todas las superficies a menos que se indique lo contrario)

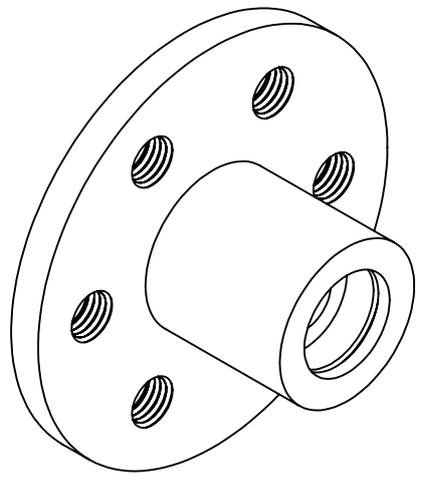
Todos los taladros roscados tienen el mismo tipo de rosca.

CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA				
	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	Material
Dibujado	Germán Torres Rivero		Grado en Ingeniería Mecánica.	Aluminio
Fecha	Agosto 2016		Universidad de La Laguna	
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico.		Soporte rodamiento B eje entrada	Nº P.: 1.07	Marca: 3
			Nom.Arch:	Nº piezas: 1



$\phi W 5/16'' - 18 (x6)$

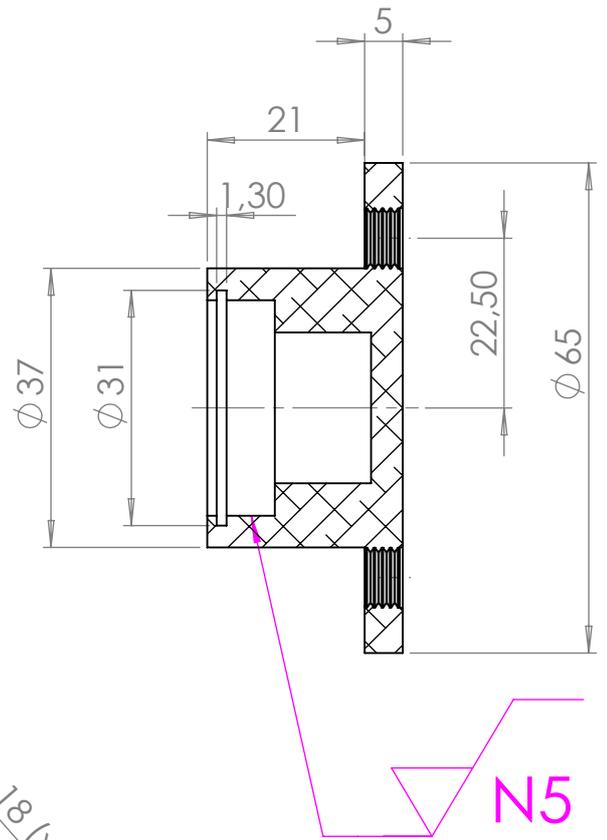
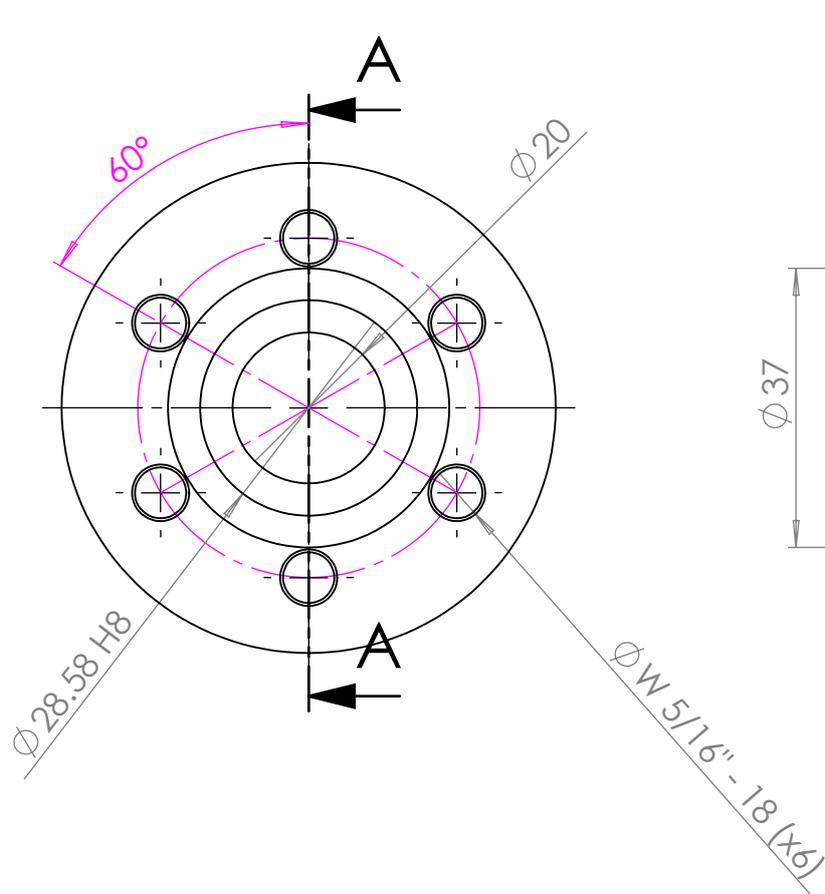
### SECCIÓN A-A



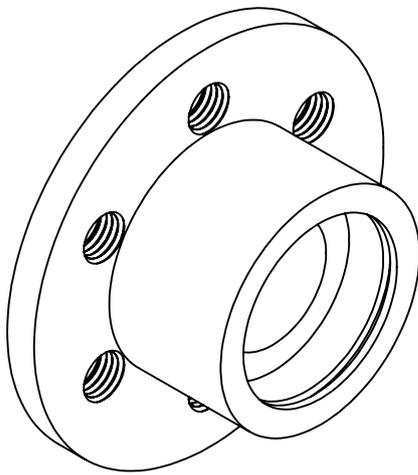
(en todas las superficies a menos que se indique lo contrario)

Todos los taladros roscados tienen el mismo tipo de rosca.

CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA				
	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica. Universidad de La Laguna	Material	
Dibujado	Germán Torres Rivero		Aluminio	
Fecha	Agosto 2016			
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico.		Nº P.: 1.08	Marca : 4	
Soporte rodamiento A eje intermedio 1		Nom.Arch:	Nº piezas : 1	



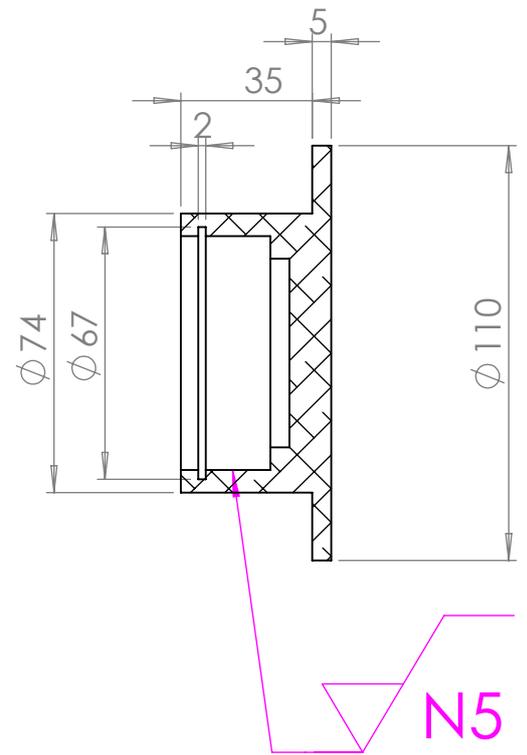
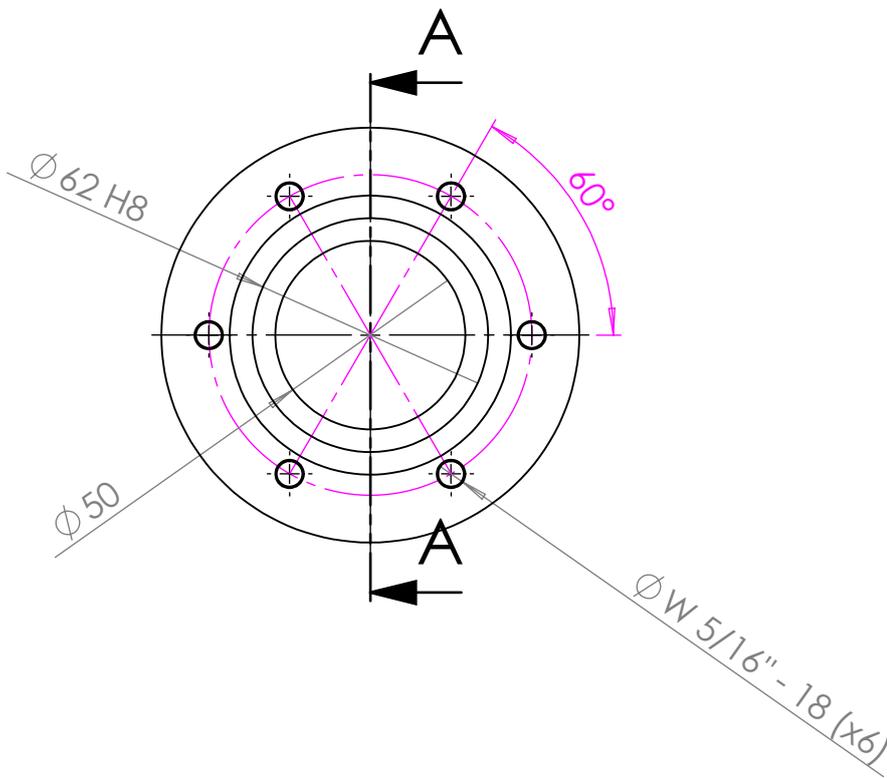
SECCIÓN A-A



(en todas las superficies a menos que se indique lo contrario)

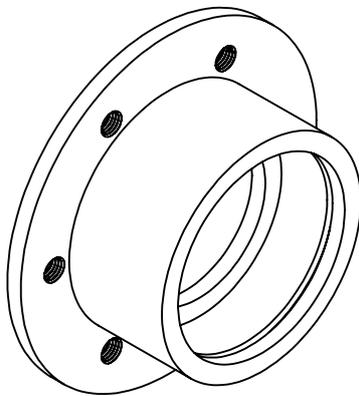
Todos los taladros roscados tienen el mismo tipo de rosca.

CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA				
	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	Material
Dibujado	Germán Torres Rivero		Grado en Ingeniería Mecánica.	Aluminio
Fecha	Agosto 2016		Universidad de La Laguna	
<b>Edición de estudiante de SolidWorks.</b> <b>Sólo para uso académico.</b>		Soporte rodamiento B eje intermedio 1	Nº P.: 1.09	Marca : 5
			Nom.Arch:	Nº piezas : 1



# SECCIÓN A-A

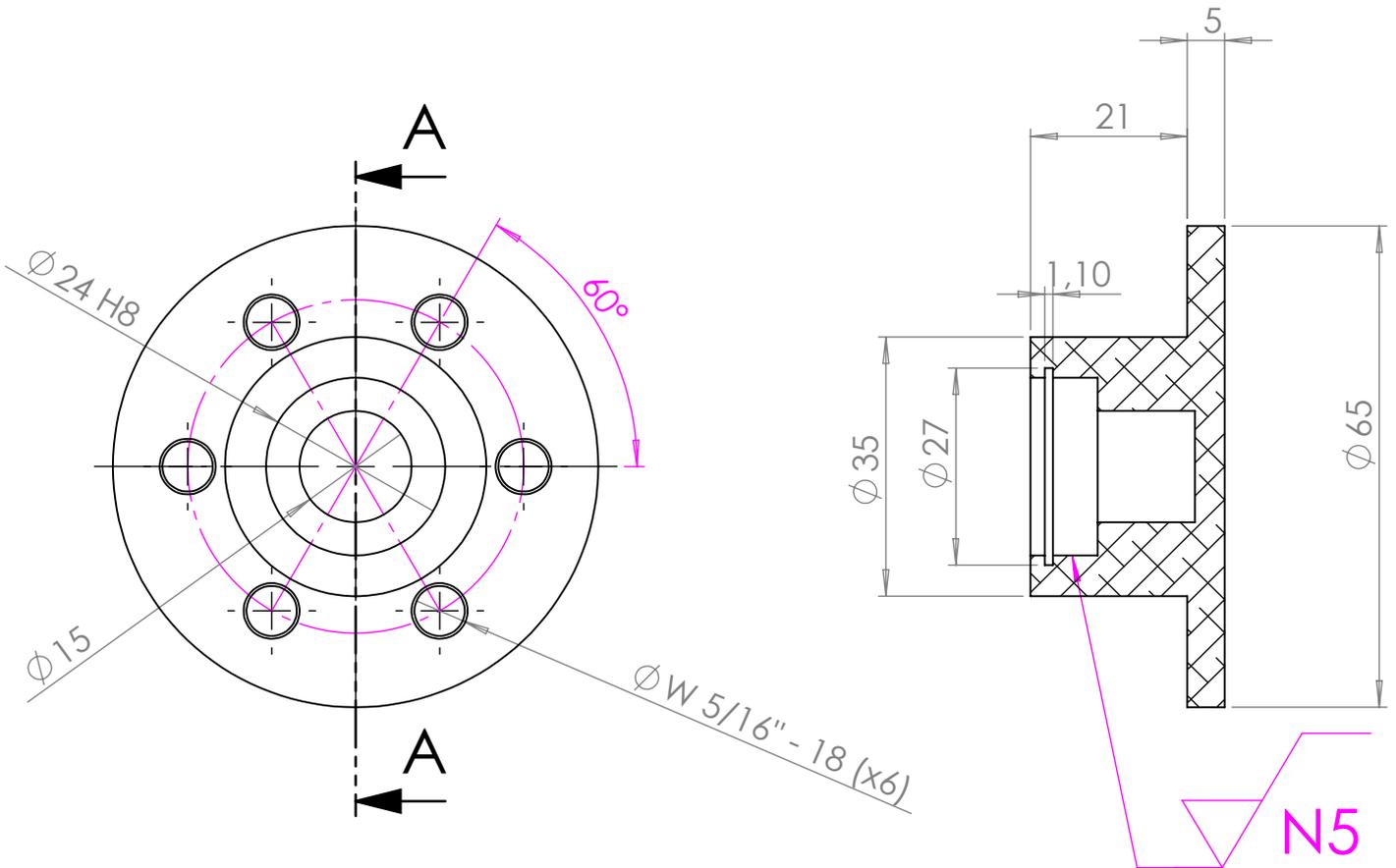
## ESCALA 1 : 2



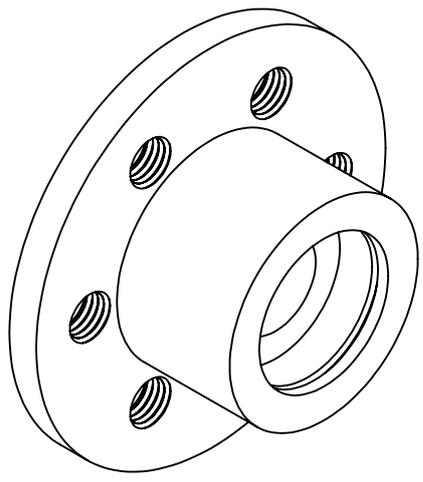
(en todas las superficies a menos que se indique lo contrario)

Todos los taladros roscados tienen el mismo tipo de rosca.

CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA				
	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	Material
Dibujado	Germán Torres Rivero		Grado en Ingeniería Mecánica.	Aluminio
Fecha	Agosto 2016		Universidad de La Laguna	
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico.		Soporte rodamiento A eje intermedio 2	Nº P.: 1.10	Marca : 6
			Nom.Arch:	Nº piezas : 1



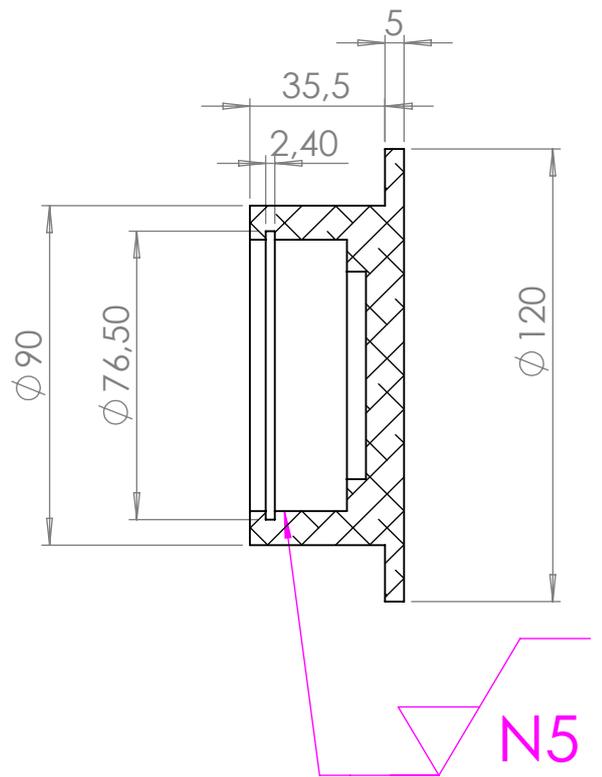
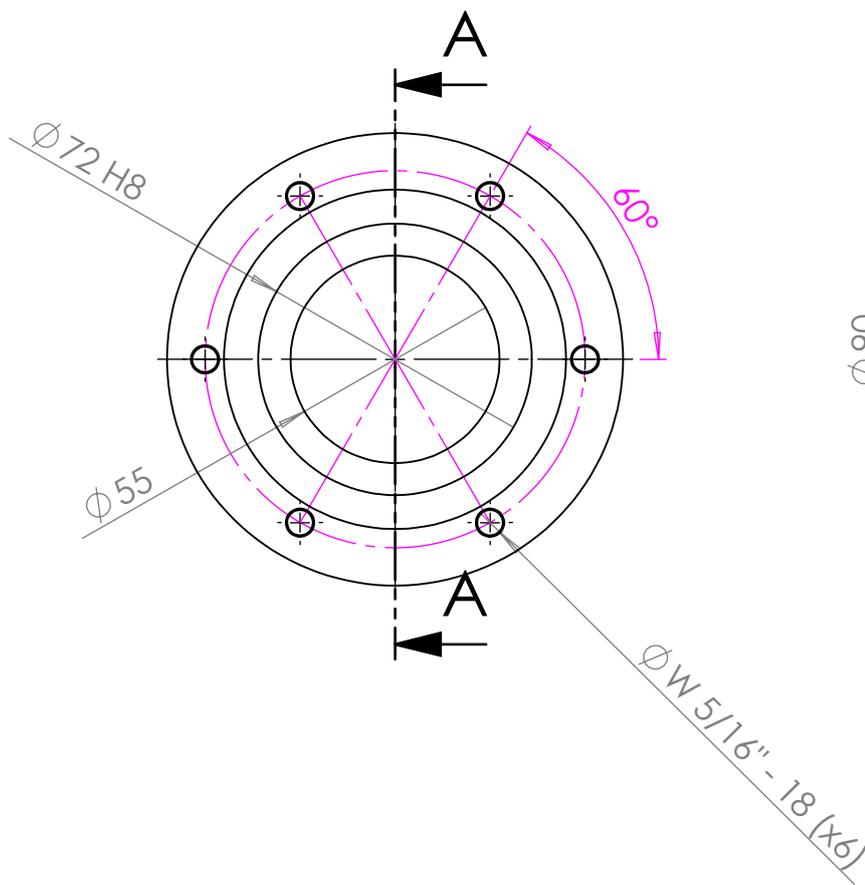
## SECCIÓN A-A



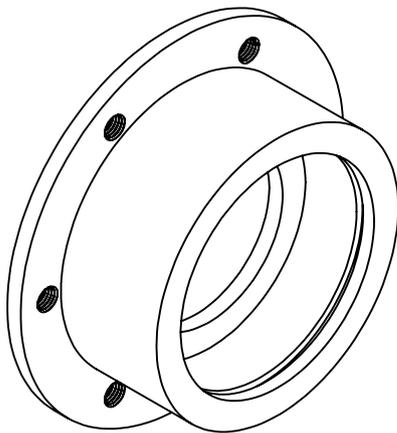
**N9** (en todas las superficies a menos que se indique lo contrario)

Todos los taladros roscados tienen el mismo tipo de rosca.

CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA				
	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	Material
Dibujado	Germán Torres Rivero		Grado en Ingeniería Mecánica.	Aluminio
Fecha	Agosto 2016		Universidad de La Laguna	
<b>Edición de estudiante de SolidWorks.</b> <b>Sólo para uso académico.</b>		Soporte rodamiento B eje intermedio 2	Nº P.: 1.11	Marca : 7
			Nom.Arch:	Nº piezas : 1



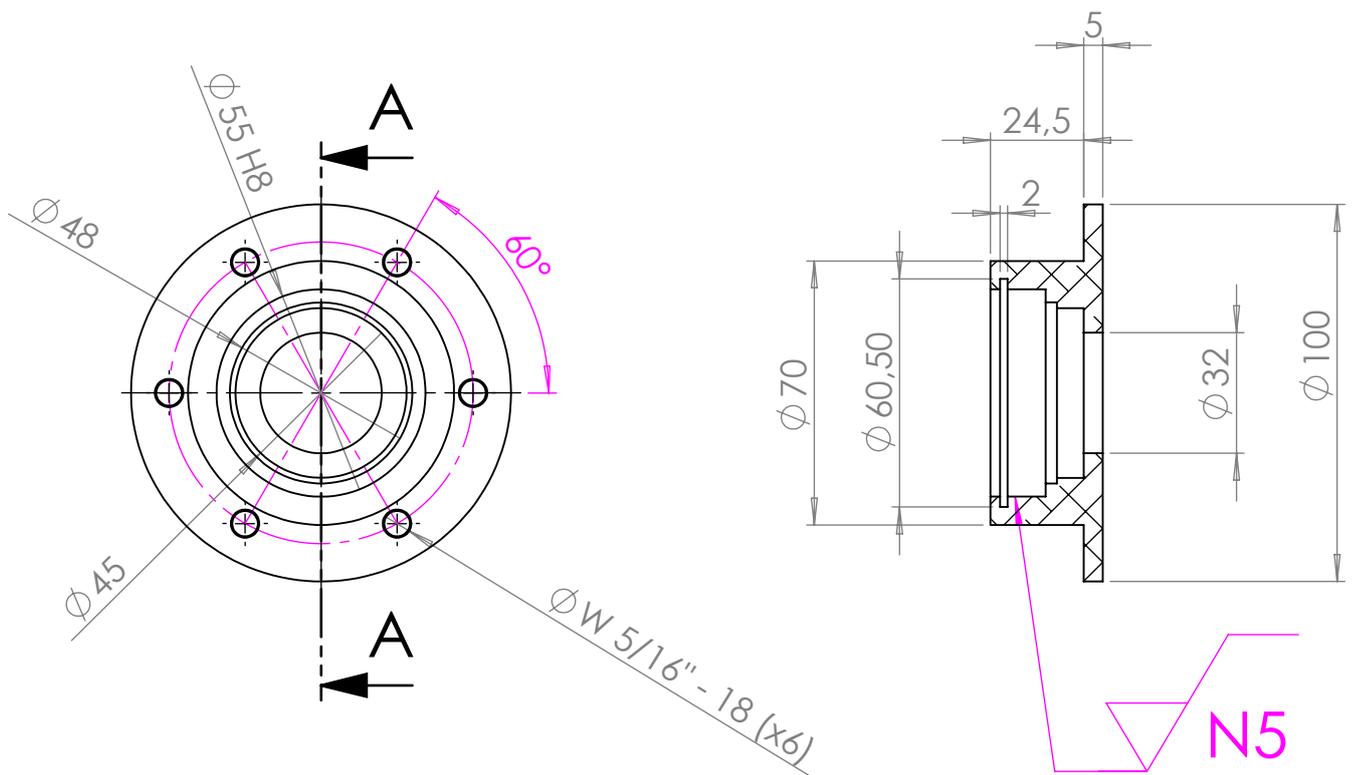
**SECCIÓN A-A**  
ESCALA 1 : 2



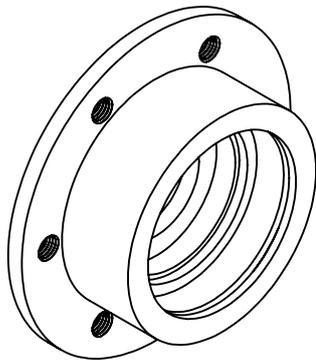
(en todas las superficies a menos que se indique lo contrario)

Todos los taladros roscados tienen el mismo tipo de rosca.

CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA				
	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	Material
Dibujado	Germán Torres Rivero		Grado en Ingeniería Mecánica.	Aluminio
Fecha	Agosto 2016		Universidad de La Laguna	
Edición de estudiante de SolidWorks.		Soporte rodamiento A eje salida		Nº P.: 1.12
Sólo para uso académico.				Marca : 8
				Nº piezas: 1
				Nom.Arch:



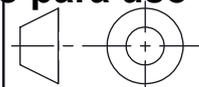
**SECCIÓN A-A**  
ESCALA 1 : 2



(en todas las superficies a menos que se indique lo contrario)

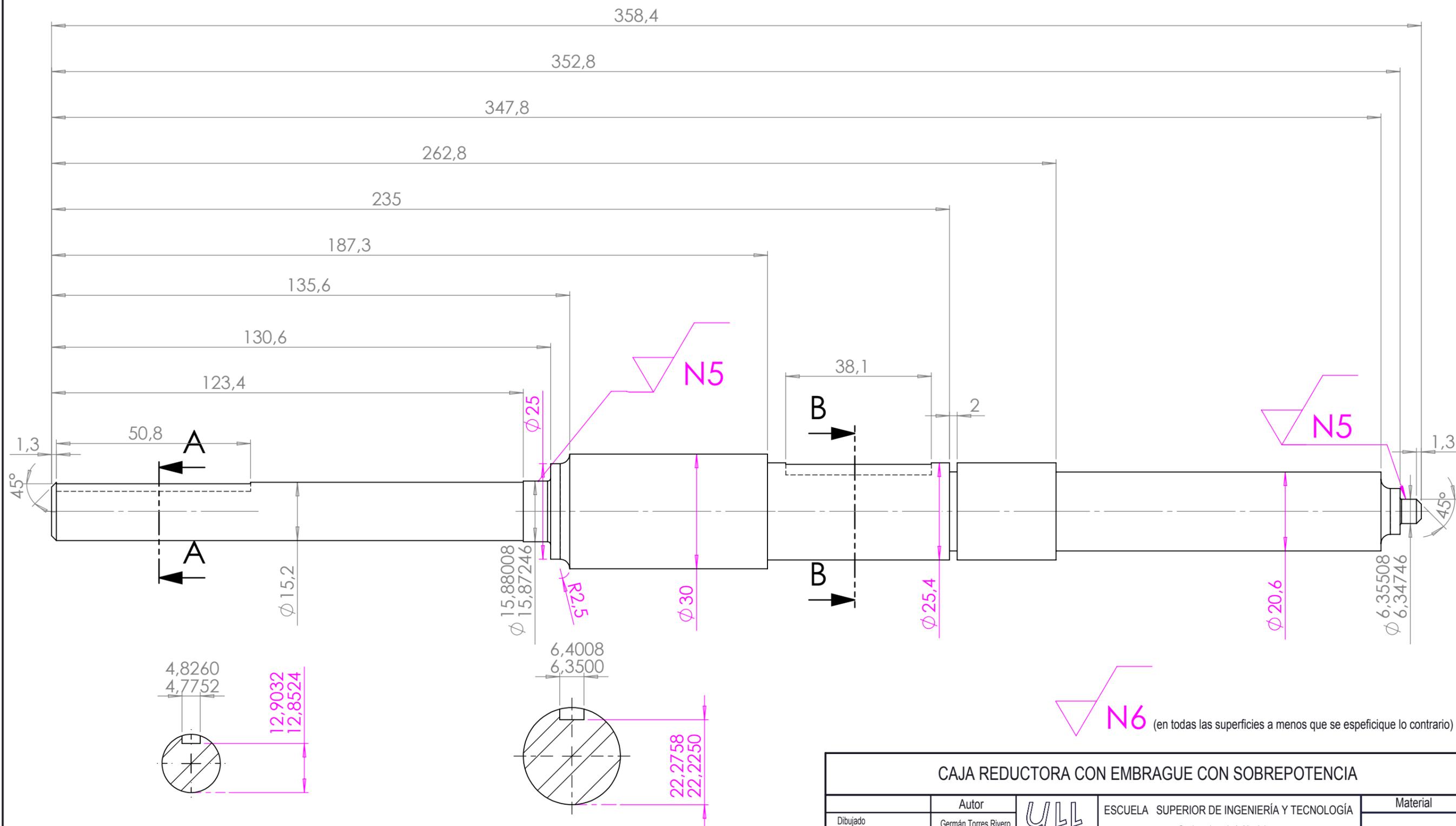
Todos los taladros roscados tienen el mismo tipo de rosca.

Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.



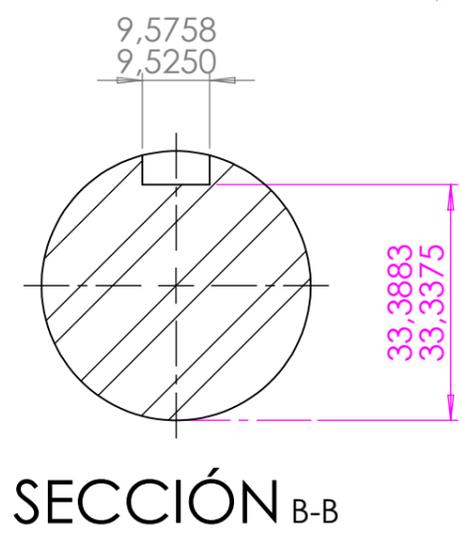
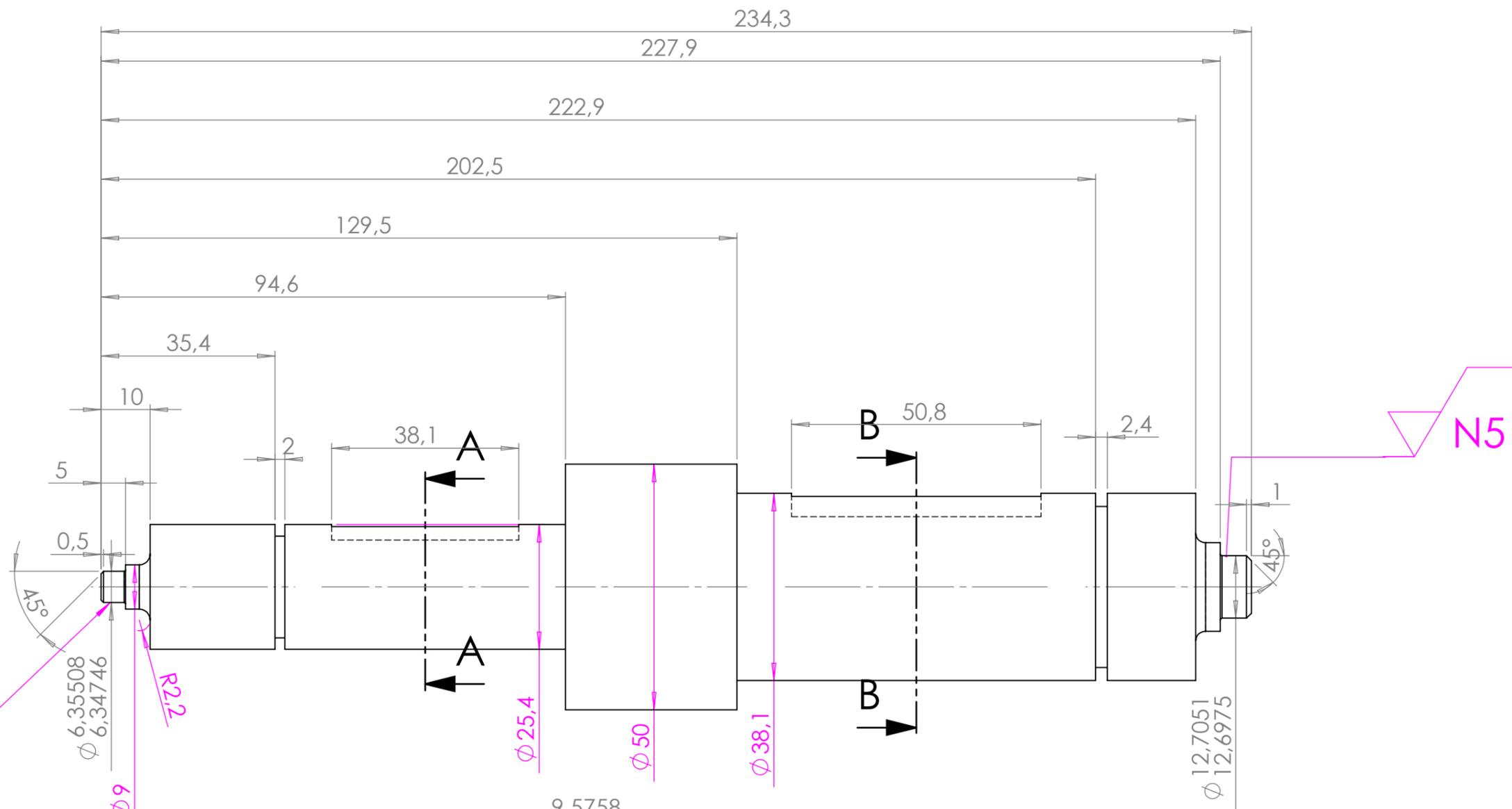
Soporte rodamiento B eje salida

CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA				
Dibujado	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	Material
Fecha	Germán Torres Rivero		Grado en Ingeniería Mecánica.	Aluminio
	Agosto 2016		Universidad de La Laguna	
			Nº P. : 1.13	Marca : 9
			Nom.Arch:	Nº piezas : 1



SECCIÓN A-A  
 Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico.  
 SECCIÓN B-B

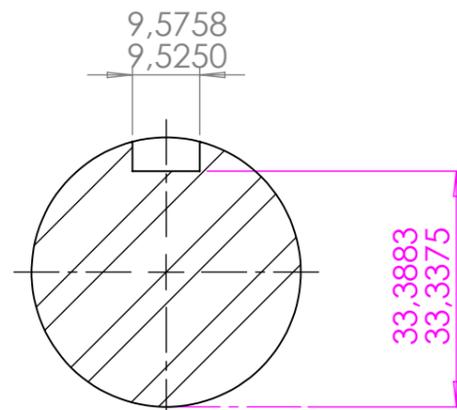
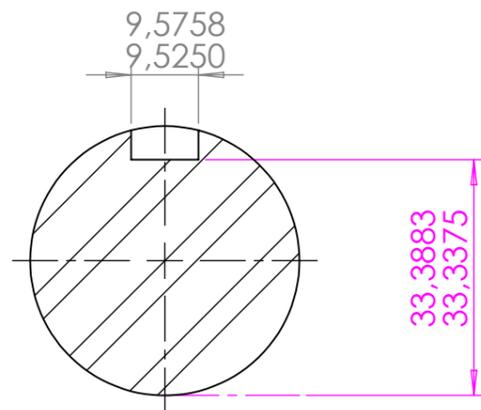
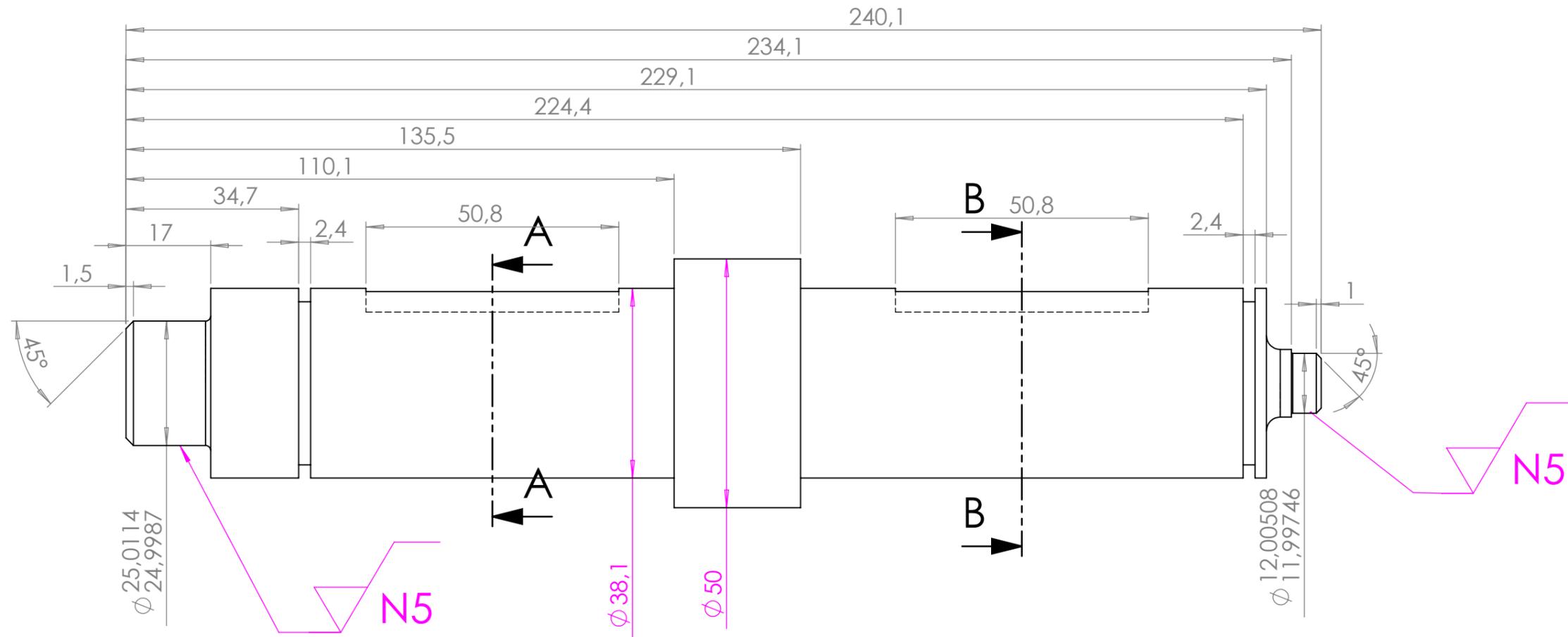
CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA				
Dibujado	Autor		ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	Material
Fecha	Germán Torres Rivero		Grado en Ingeniería Mecánica.	Acero AISI 1144
Id. s. normas	Agosto 2016		Universidad de La Laguna	
ESCALA: E 1:1	UNE-EN-DIN	Eje de entrada		Nº P. : 1.14
				Marca : 21
				Nº piezas : 1



N6 (en todas las superficies a menos que se indique lo contrario)

Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.

CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA				
Dibujado	Autor		ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica. Universidad de La Laguna	Material
Fecha	Germán Torres Rivero			Acero AISI 1144
Id. s. normas	Agosto 2016			
ESCALA: E 1:1	UNE-EN-DIN			
	Eje intermedio 1		Nº P. : 1.15	Marca :20
			Nom.Arch:	Nº piezas : 1



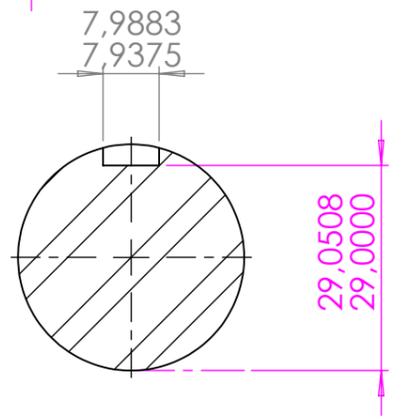
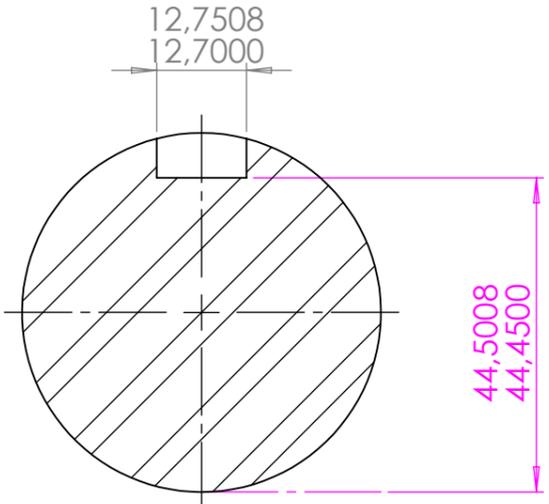
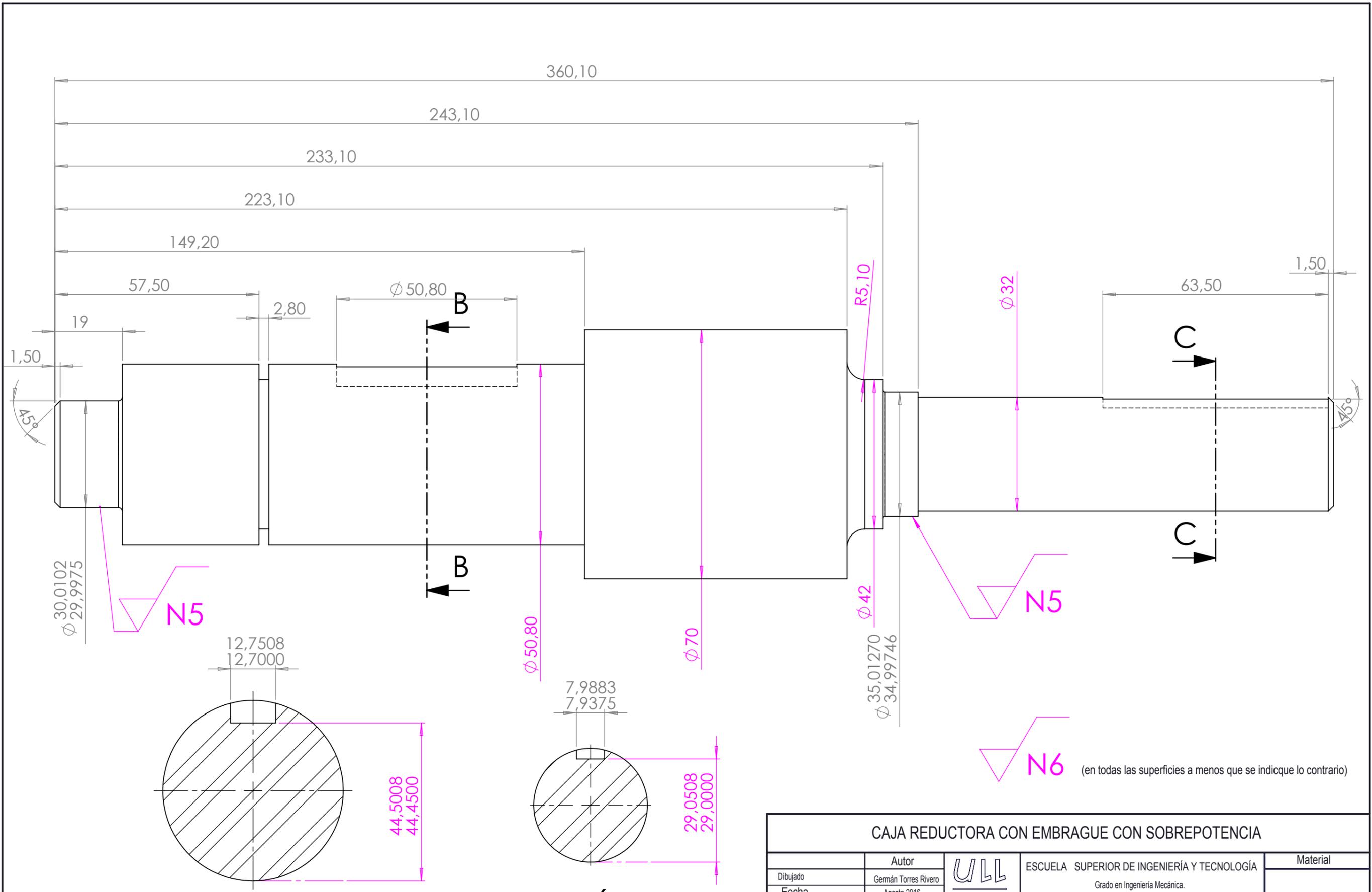
(en todas las superficies a menos que se indique lo contrario)

Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.

SECCIÓN A-A  
ESCALA 1:1

SECCIÓN B-B  
ESCALA 1:1

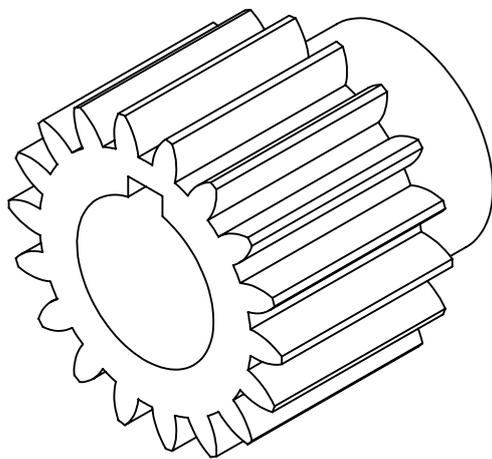
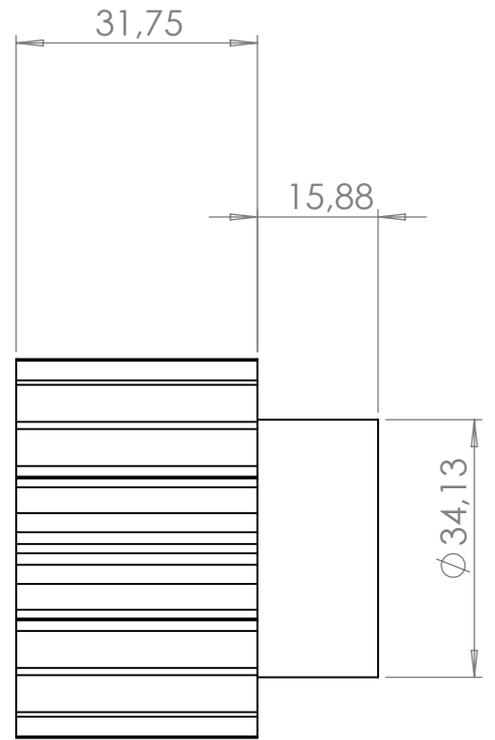
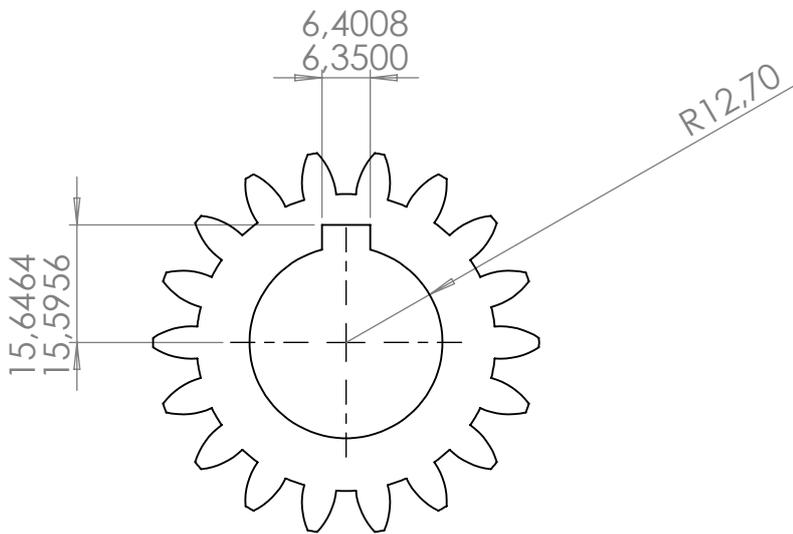
CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA				
Dibujado	Autor		ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica. Universidad de La Laguna	Material
Fecha	Germán Torres Rivero			Acero AISI 1144
Id. s. normas	Agosto 2016			
ESCALA: E 1:N1	UNE-EN-DIN			
		Eje intermedio 2	Nº P. : 1.16	Marca : 19
			Nom.Arch:	Nº piezas : 1



SECCIÓN C-C  
ESCALA 1 : 1

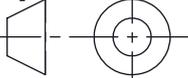
Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.

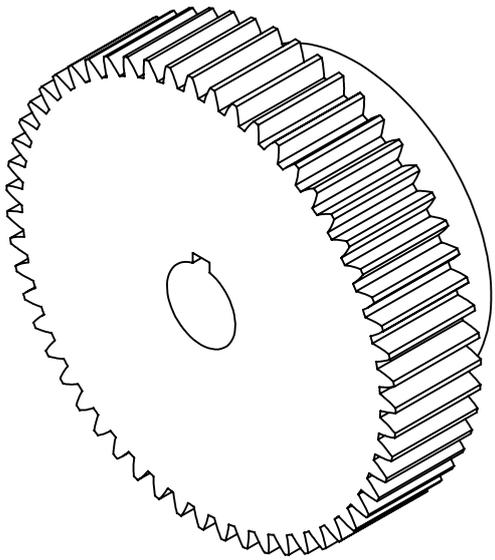
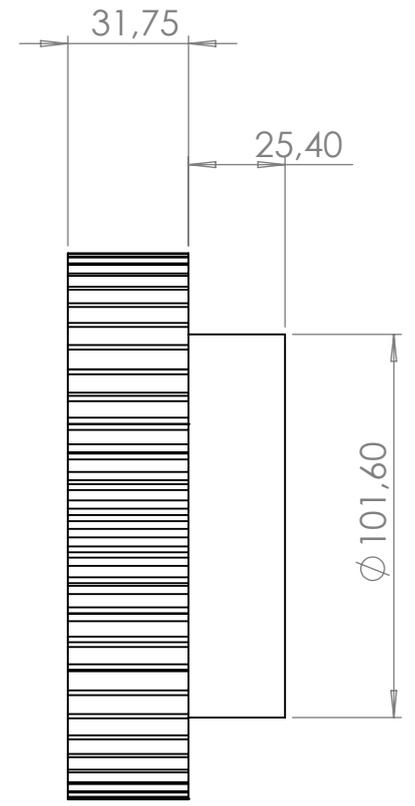
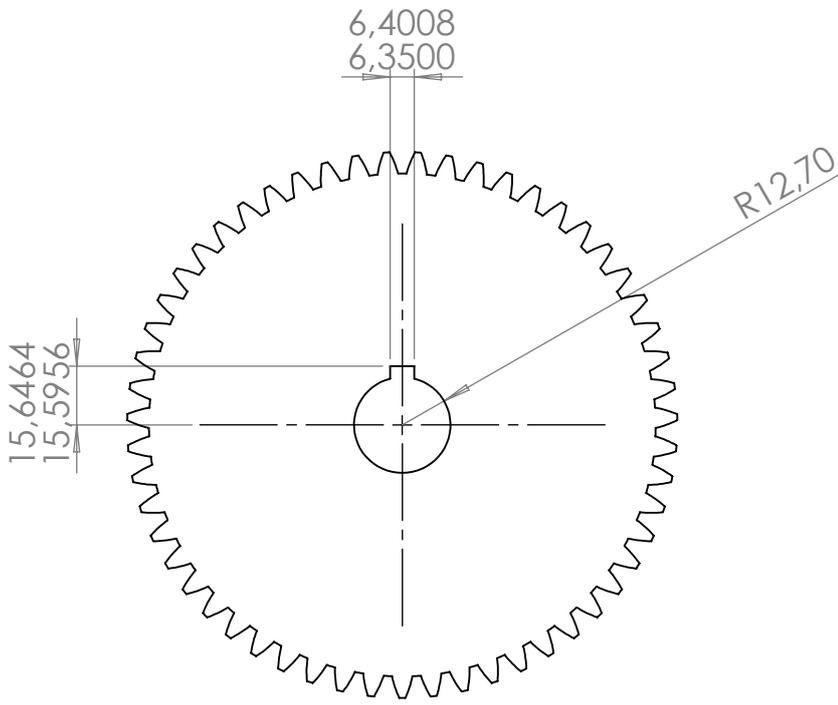
CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA				
Dibujado	Autor		ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica. Universidad de La Laguna	Material
Fecha	Germán Torres Rivero			Acero AISI 1144
Id. s. normas	Agosto 2016			
ESCALA: E 1:1	UNE-EN-DIN			
Eje de salida			Nº P. : 1.17	Marca : 18
			Nom.Arch:	Nº piezas : 1



Piñón eje de entrada.	
Pd	10
Nº de dientes	18
Ángulo de presión	20
Diámetro primitivo	1.8
Diámetro exterior	2



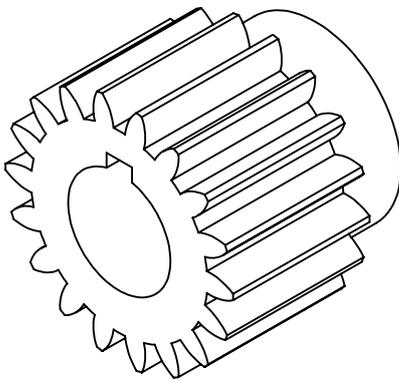
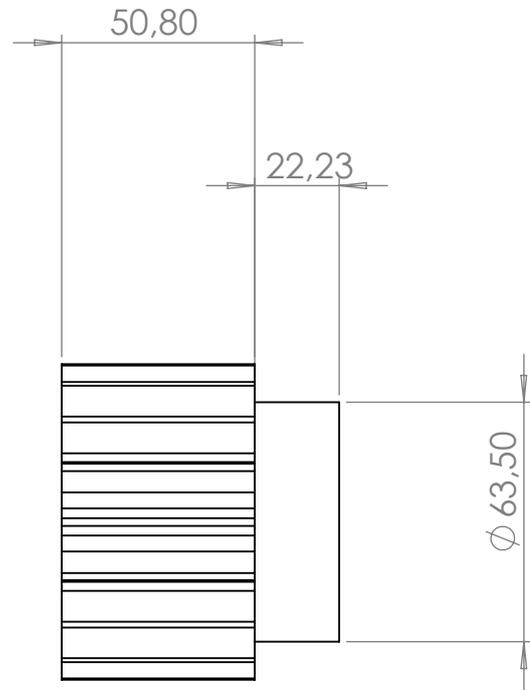
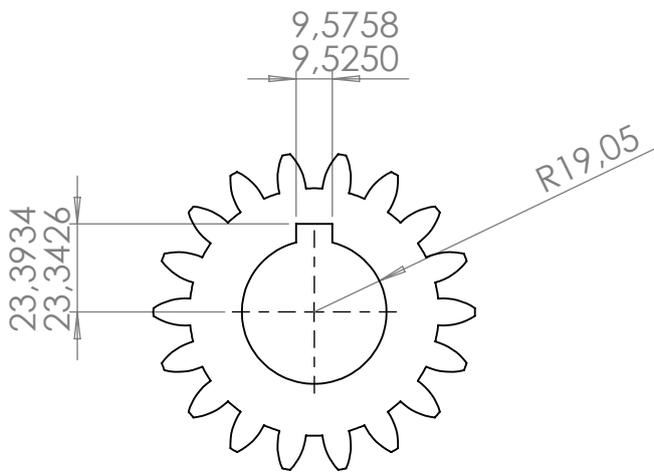
CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA				
	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	Material
Dibujado	Germán Torres Rivero		Grado en Ingeniería Mecánica.	Acero AISI 1020
Fecha	Agosto 2016		Universidad de La Laguna	
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico.			Nº P.: 1.18	Marca : 26
 Piñón eje de entrada			Nom.Arch:	Nº piezas : 1



Engrane eje intermedio 1.	
Pd	10
Nº de dientes	55
Ángulo de presión	20
Diámetro primitivo	5.5
Diámetro exterior	5.7

N6 (en todas las superficies)

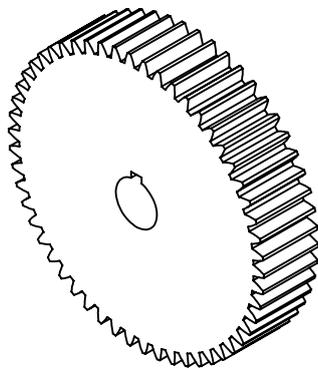
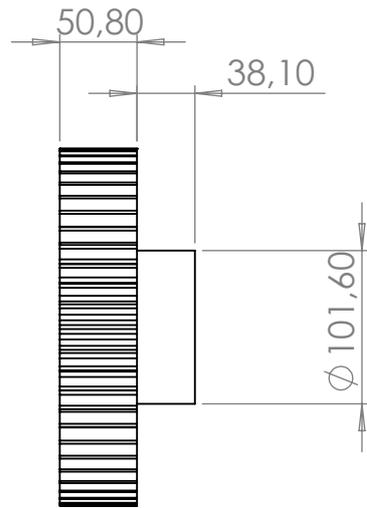
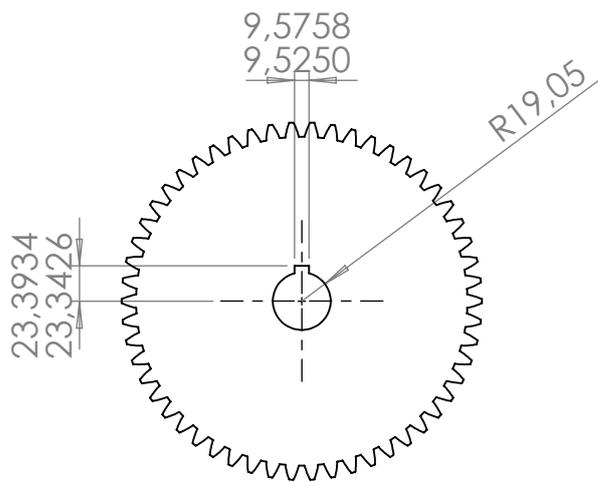
CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA			
Dibujado	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica. Universidad de La Laguna	Material
Fecha	Germán Torres Rivero		Acero AISI 1020
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico.		Nº P.: 1.19	Marca : 25
 Engrane eje intermedio 1		Nom.Arch:	Nº piezas : 1



Piñón eje intermedio 1 y 2.	
Pd	6
Nº de dientes	18
Ángulo de presión	20
Diámetro primitivo	3
Diámetro exterior	3.333



CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA				
	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	Material
Dibujado	Germán Torres Rivero		Grado en Ingeniería Mecánica.	Acero AISI 1040
Fecha	Agosto 2016		Universidad de La Laguna	
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico.			Nº P.: 1.20	Marca : 23
			Nom.Arch:	Nº piezas : 2



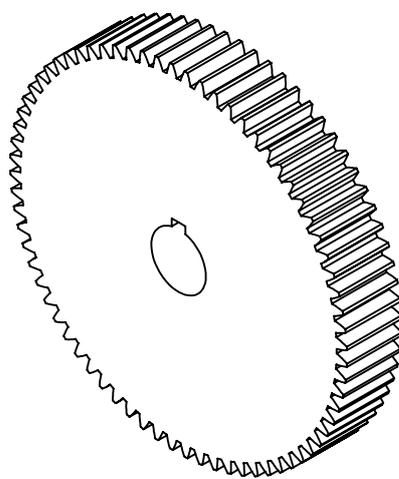
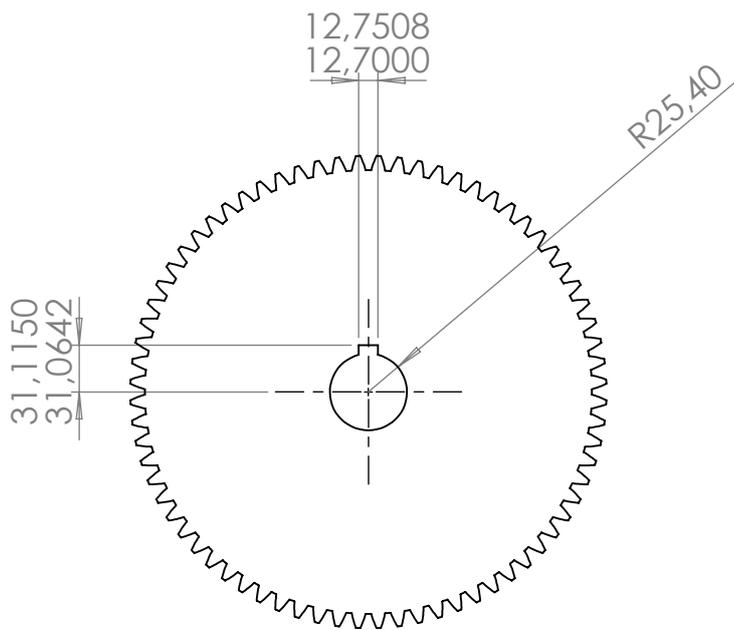
Engrane eje intermedio 2.	
Pd	6
Nº de dientes	54
Ángulo de presión	20
Diámetro primitivo	9
Diámetro exterior	9.333



(en todas las superficies)

Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.

CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA				
	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica. Universidad de La Laguna	Material	
Dibujado	Germán Torres Rivero		Acero AISI 1020	
Fecha	Agosto 2016			
40.6 no. pas ESCALA: E 1:5 	UNIFORMIDAD Engrane eje intermedio 2	Nº P.: 1.21	Marca : 24	
		Nom.Arch:	Nº piezas : 1	

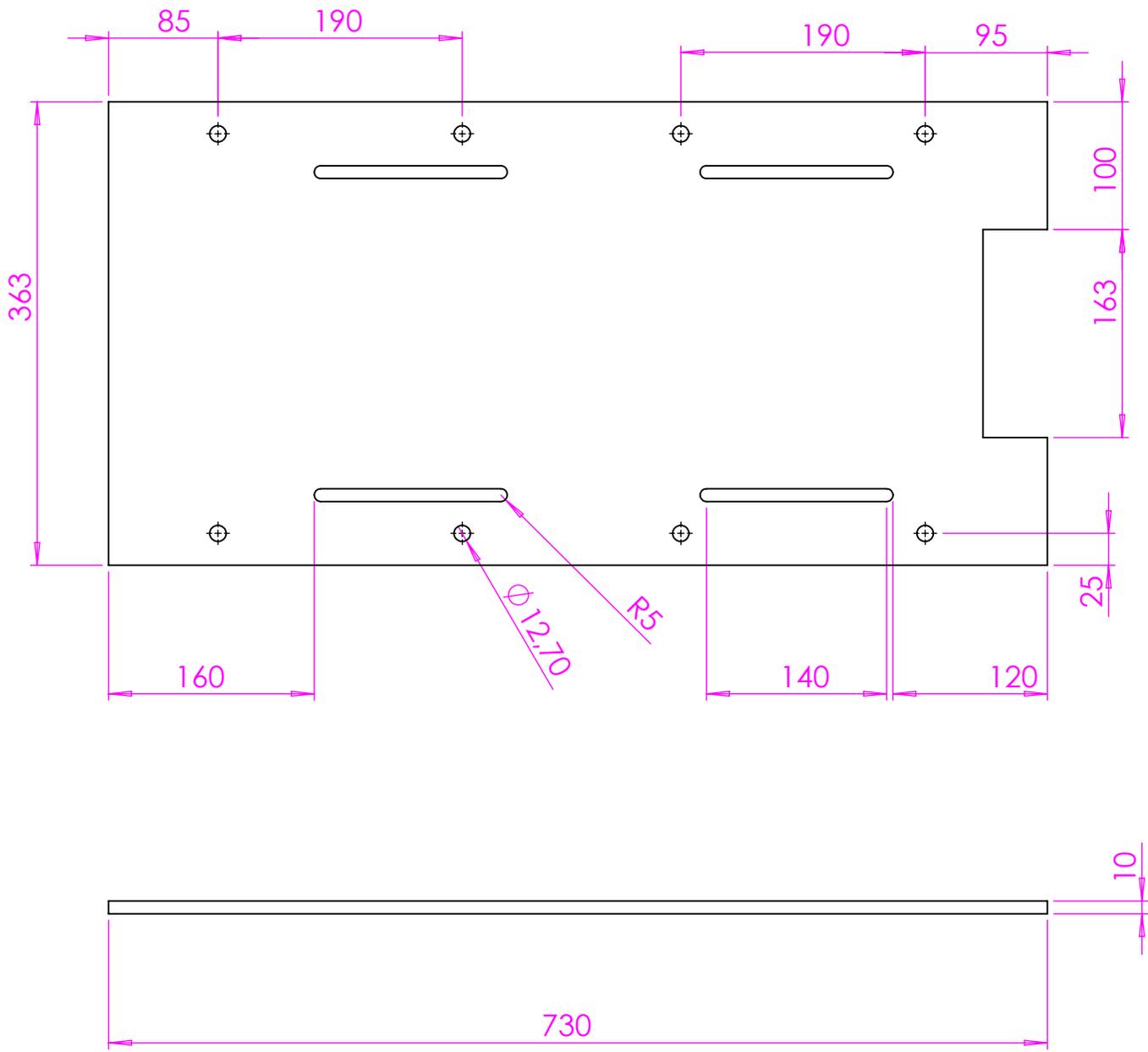


Engrane eje de salida.	
Pd	6
Nº de dientes	72
Ángulo de presión	20
Diámetro primitivo	12
Diámetro exterior	12.333



(en todas las superficies)

CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA			
Dibujado	Autor Germán Torres Rivero	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica. Universidad de La Laguna	Material Acero AISI 1020
Fecha	Agosto 2016		Nº P.: 1.22
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico. Engrane de salida		Nom.Arch:	Nº piezas : 1



 **N9** (en todas las superficies)

CAJA REDUCTORA CON EMBRAGUE CON SOBREPOTENCIA				
	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	Material
Dibujado	Germán Torres Rivero		Grado en Ingeniería Mecánica.	Aluminio
Fecha	Agosto 2016		Universidad de La Laguna	
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico.			Nº P.: 1.23	Marca : 56
 Base			Nom.Arch:	Nº piezas : 1



Universidad  
de La Laguna

Escuela Superior de  
Ingeniería y Tecnología  
Sección de Ingeniería Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

## **TRABAJO FIN DE GRADO**

TÍTULO:

**Diseño de una caja reductora con embrague de protección con  
sobrepotencia.**

### **Pliego de condiciones**

**AUTOR:**

Germán Torres Rivero.

**TUTOR:**

Carmelo Militello Militello

Septiembre de 2016

Diseño de una caja reductora con embrague de protección con sobrepotencia.

## Índice pliego de condiciones

1. Pliego de condiciones .....	4
1.1. Condiciones generales .....	4
1.1.1. Condiciones de uso general .....	4
1.2. Condiciones técnicas .....	4
1.2.1. Acabados superficiales .....	4
1.2.2. Montaje .....	4
1.2.3 Orden de montaje .....	5
1.3. Mantenimiento .....	5

## **1. Pliego de condiciones**

El siguiente pliego de condiciones se hará referencia al diseño y montaje de la caja reductora con embrague de protección con sobrepotencia de éste proyecto. A continuación, procederemos a exponer las cuestiones más relevantes para su correcto montaje y mantenimiento.

### **1.1. Condiciones generales**

De forma general para la caja reductora diseñada en este proyecto, se tendrán en cuenta todas las indicaciones técnicas y manuales suministrados por los fabricantes de los diferentes componentes que forman parte de la máquina diseñada. Por lo tanto, quedan excluidos de este pliego dichos componentes.

#### **1.1.1. Condiciones de uso general**

La caja reductora de la que se trata dicho proyecto está diseñada para ser acoplada a un motor de combustión de una potencia de 5 kW (6,705 HP), para una relación de transmisión de 36 : 1, específicamente para una velocidad de entrada de 3600 rpm y una velocidad de salida de unos 100 rpm.

Como medida de seguridad contra las sobrepotencias que se puedan producir en el motor, la caja cuenta con un embrague de disco, el cual estará calibrado para limitar el par de entrada y evitar así que la velocidad de salida exceda lo requerido. Como ya hemos dicho anteriormente, la caja reductora de este proyecto está pensada para operar con motores de choque moderado, como puede ser un motor de combustión de gasolina o diesel. El uso de dicha caja no está especificado para alguna tarea en específico, por lo que está pensada para ser utilizada en la industria dentro de los parámetros establecidos.

### **1.2. Condiciones técnicas**

#### **1.2.1. Acabados superficiales**

Será indispensable lograr los acabados superficiales especificados en los planos así como, mediante mecanizado, suprimir las aristas vivas aplicando biselados o achaflanados ya que pueden suponer un peligro para los trabajadores y personas que se encuentren cerca del sistema reductor.

#### **1.2.2. Montaje**

Para el correcto montaje del conjunto de la reductora, se han de definir una serie de especificaciones y directrices de montaje, de las cuales la mayoría se definen mediante planos de conjunto o vistas explosionadas y el resto se definen a continuación. Siempre que no se defina ningún tipo de condición de montaje, se entenderá que el orden de montaje no tiene relevancia para el correcto ensamblaje de todos los componentes.

Si el elemento a montar pesa más de quince kilos se deberá levantar mediante una linga para evitar sobreesfuerzos en el operario y las consiguientes lesiones.

### 1.2.3 Orden de montaje

Para el montaje de la caja se recomienda seguir el siguiente orden para garantizar así su adecuado funcionamiento.

1- Antes de montar cualquier elemento sobre la caja, procedemos a ensamblar los rodamientos en sus respectivos soportes, así como los piñones y engranes en sus respectivos ejes, de forma que queden debidamente acoplados al eje con sus respectivas chavetas y asegurados con sus respectivos anillos de retención.

2- Una vez ensamblados todos los ejes con todos sus respectivos componentes, se procede a acoplar cada eje en su posición dentro de la carcasa base, atornillando el soporte a la misma.

3- Una vez montado el mecanismo en la carcasa base y atornillado a la misma, se procede a colocar la junta de la carcasa base y la carcasa tapa antes de atornillar la tapa de la carcasa.

4- Una vez atornillada correctamente la carcasa, procedemos a ubicar la caja en su ubicación en función a la localización del eje conductor. Una vez ubicada, se ancla la base a suelo firme.

5- Posteriormente, procedemos a instalar en el eje de entrada el embrague de protección que ya debe estar conectado al eje conductor. Es importante asegurar una buena alineación de los ejes para evitar así posibles vibraciones en el momento de la operación del mecanismo.

6- Finalmente, se procede a la colocación del tapón de desalojo de lubricante. Antes de poner el mecanismo en funcionamiento, se debe verter el lubricante descrito anteriormente en su interior.

### 1.3. Mantenimiento

El mantenimiento son aquellas acciones que se realizan con el fin de preservar las condiciones óptimas de funcionamiento de un equipo, lo que repercutirá en la vida útil que puede tener dicha máquina. El mantenimiento se adaptará al tipo de uso que le dé cada usuario, por lo que quedará a cargo del mismo su revisión periódica para comprobar que todos los componentes se encuentran en buenas condiciones.

Para facilitar el mantenimiento se ha diseñado una carcasa con tapa desmontable, de forma que se facilitará el acceso a los componentes internos. Por otro lado, se ha añadido un orificio de llenado por la parte superior de la carcasa para permitir el rellenado 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 inferior 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.

El aceite deberá estar siempre como mínimo a un nivel que cubra la mitad del eje de salida, 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.



Universidad  
de La Laguna

Escuela Superior de  
Ingeniería y Tecnología  
Sección de Ingeniería Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

## **TRABAJO FIN DE GRADO**

TÍTULO:

**Diseño de una caja reductora con embrague de protección con  
sobrepotencia.**

**Presupuesto y mediciones.**

AUTOR:

Germán Torres Rivero.

TUTOR:

Carmelo Militello Militello

Septiembre de 2016

Diseño de una caja reductora con embrague de protección con sobrepotencia.

## Índice presupuesto y mediciones

1. Presupuesto de materiales.....	4
2. Presupuesto fabricación de piezas. ....	5
3. Presupuesto de ejecución material. ....	6
4. Presupuesto de base por contrata. ....	7
5. Índice de figuras. ....	8

## 1. Presupuesto de materiales.

Materiales	Unidad	Cantidad	Costo unidad	Total
Fundición de aluminio	kg	19,64	3,99	78,3636
Aluminio	kg	1,17	3,99	31,60
Acero AISI 1144	kg	10,1	1,75	17,675
Chavetas cuadradas 0,375*0,375*2"	Ud	3	0,72	2,16
Chavetas cuadradas 0,188*0,188*2"	Ud	1	0,45	0,45
Chavetas cuadradas 0,25*0,25*1,5"	Ud	2	0,61	1,22
Chavetas cuadradas 0,375*0,375*2,5"	Ud	1	1,02	1,02
Chavetas cuadradas 0,5*0,5*2"	Ud	1	1,43	1,43
Piñón Martin 18 dientes Pd 10	Ud	1	10,35	10,35
Engrane Martin 55 dientes Pd 10	Ud	1	15,92	15,92
Piñón Martin 18 dientes Pd 6	Ud	2	14,5	29
Engrane Martin 54 dientes Pd 6	Ud	1	22,6	22,6
Engrane Martin 72 dientes Pd 10	Ud	1	25,33	25,33
Rodamiento de bolas TIMKEN S7k	Ud	1	10,2	10,2
Rodamiento de bolas TIMKEN S1k	Ud	1	7,33	7,33
Rodamiento de bolas TIMKEN S1k7	Ud	1	15,8	15,8
Rodamiento de bolas TIMKEN S5k	Ud	1	23,9	23,9
Rodamiento de bolas TIMKEN 305k	Ud	1	17,4	17,4
Rodamiento de bolas TIMKEN 9301k	Ud	1	12,3	12,3
Rodamiento de bolas TIMKEN 306k	Ud	1	14,5	14,5
Rodamiento de bolas TIMKEN 9307k	Ud	1	18,94	18,94
Tornillo hexagonal wx 5/16"	Ud	48	0,94	45,12
Tornillo hexagonal wx1/2"	Ud	29	1,14	33,06
Arandela plana 5/16"	Ud	48	0,4	19,2
Arandela plana 1/2"	Ud	29	0,51	14,79
Tapa de aceite	Ud	1	2,45	2,45
Aceite SAE 80W90 mineral	litro	10	4,15	41,5
Anillo de retención interno SEEGER 17mm	Ud	1	0,54	0,54
Anillo de retención interno SEEGER 20mm	Ud	1	0,61	0,61
Anillo de retención interno SEEGER 25mm	Ud	1	0,87	0,87
Anillo de retención interno SEEGER 30mm	Ud	1	1,03	1,03
Anillo de retención interno SEEGER 35mm	Ud	1	1,21	1,21
Anillo de retención interno SEEGER 57mm	Ud	1	1,45	1,45
Anillo de retención interno SEEGER 63mm	Ud	1	1,51	1,51
Anillo de retención interno SEEGER 72mm	Ud	1	1,67	1,67
Anillo de retención externo SEEGER 22mm	Ud	1	0,82	0,82
Anillo de retención externo SEEGER 35mm	Ud	1	0,94	0,94
Anillo de retención externo SEEGER 45mm	Ud	1	1,09	1,09
Embrague limitador de torque Mayr ROBA®-	Ud	1	400	400

<b>lastic - torsionally flexible</b>				
<b>Sello 35mm</b>	Ud	1	3,1	3,1
<b>Sello 15mm</b>	Ud	1	1,45	1,45
<b>Costo total de materiales</b>				<b>929,53</b>

fig. 1: presupuesto de materiales.

## 2. Presupuesto fabricación de piezas.

<b>Fabricación de piezas</b>				
	<b>Ud</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo por unidad</b>	<b>Total</b>
<b>Soporte rodamiento A eje entrada</b>				
Torneado	h	2,1	20	42
Taladrado	h	0,5	25	12,5
Rectificado	h	2	30	60
<b>Soporte rodamiento B eje entrada</b>				
Torneado	h	2,3	20	46
Taladrado	h	0,5	25	12,5
Rectificado	h	2	30	60
<b>Soporte rodamiento A eje intermedio 1</b>				
Torneado	h	2	20	40
Taladrado	h	0,5	25	12,5
Rectificado	h	2	30	60
<b>Soporte rodamiento B eje intermedio 1</b>				
Torneado	h	1,5	20	30
Taladrado	h	0,5	25	12,5
Rectificado	h	2	30	60
<b>Soporte rodamiento A eje intermedio 2</b>				
Torneado	h	3	20	60
Taladrado	h	0,5	25	12,5
Rectificado	h	2	30	60
<b>Soporte rodamiento B eje intermedio 2</b>				
Torneado	h	3	20	60
Taladrado	h	0,5	25	12,5
Rectificado	h	2	30	60
<b>Soporte rodamiento A eje salida</b>				
Torneado	h	3,4	20	68
Taladrado	h	0,5	25	12,5
Rectificado	h	2	30	60
<b>Soporte rodamiento B eje salida</b>				
Torneado	h	3,5	20	70
Taladrado	h	0,5	25	12,5
Rectificado	h	2	30	60
<b>Eje entrada</b>				

Torneado	h	3	20	60
Fresado	h	1	20	20
Rectificado	h	1,5	30	45
<b>Eje intermedio 1</b>				
Fresado	h	1	20	20
Torneado	h	2,4	20	48
Rectificado	h	2	30	60
<b>Eje intermedio 2</b>				
Torneado	h	2,4	20	48
Fresado	h	0,5	25	12,5
Rectificado	h	2	30	60
<b>Eje salida</b>				
Torneado	h	3	20	60
Fresado	h	0,5	25	12,5
Rectificado	h	2	30	60
<b>Carcasa</b>				
Moldeo en arena	h	3	30	90
Taladrado	h	1	25	25
Rectificado	h	2,5	30	75
<b>Tapa carcasa</b>				
Moldeo en arena	h	2,6	30	78
Taladrado	h	1	25	25
Rectificado	h	2,5	30	75
<b>Costo Total de fabricación de piezas (€)</b>				<b>1870</b>

fig. 2: presupuesto de fabricación de piezas.

### 3. Presupuesto de ejecución material.

<b>Presupuesto de ejecución material</b>	<b>Total (€)</b>
Costo de materiales y piezas	929,53
Costo de fabricación de piezas	1870,00
<b>Total presupuesto de ejecución de material (€)</b>	
	<b>2799,53</b>

fig. 3: total presupuesto de ejecución material.

#### 4. Presupuesto de base por contrata.

<b>Presupuesto de base por contrata</b>	
<b>Presupuesto de ejecución material</b>	2799,53
<b>Gastos generales (20%)</b>	559,91
<b>Beneficio industrial (25%)</b>	699,88
<b>Impuestos (I.G.I.C. 7%)</b>	195,97
<b>TOTAL (€)</b>	4255,29

fig. 4: presupuesto base por contrata.

## 5. Índice de figuras.

fig. 1: presupuesto de materiales .....	5
fig. 2: presupuesto de fabricación de piezas. ....	6
fig. 3: total presupuesto de ejecución material.....	6
fig. 4: presupuesto base por contrata. ....	7