



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR INGENIEROS  
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

# DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA EL ACCIONAMIENTO DE UNA MÁQUINA DE ROTOMOLDEO

AUTOR: DANIEL MONTALVO MOYA

TUTOR: ANTONIO JOSÉ BESA GONZÁLVEZ

Curso Académico: 2013-14



# Memoria

---

## ÍNDICE

1. OBJETO.....	1
2. FACTORES A CONSIDERAR .....	2
2.1. Potencia y Reducción de Velocidad.....	2
2.2. Condiciones Ambientales.....	2
2.3. Mantenimiento y duración .....	2
2.4. Tamaño.....	3
3. ANTECEDENTES Y JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA .....	4
3.1. Transmisión por Correa de Fricción.....	4
3.2. Transmisión por Cadena.....	5
3.3. Transmisión por Engranajes.....	6
Engranajes Cilíndricos .....	6
Engranajes Cónicos .....	7
Tornillo sin fin.....	7
3.4. Solución Elegida y Justificación .....	8
4. NORMATIVA .....	9
5. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN .....	10
5.1. Engranajes .....	10
Primera Etapa .....	10
Segunda Etapa.....	11
5.2. Ejes.....	12
Eje de Entrada .....	13
Eje Intermedio .....	14
Eje de Salida.....	15
5.3. Rodamientos.....	16
Rodamientos del Eje de Entrada .....	16
Rodamientos del Eje Intermedio .....	16
Rodamientos del Eje de Salida.....	17
5.4. Uniones a torsión.....	18
5.5. Arandelas Elásticas .....	19
5.6. Casquillo .....	19
5.7. Sellado.....	19
5.8. Lubricación .....	20
5.9. Carcasa .....	20
6. BIBLIOGRAFIA.....	21

## 1. OBJETO

El objeto de este trabajo es el diseño y cálculo de un reductor de velocidad de dos etapas para el accionamiento de una máquina de rotomoldeo.

El rotomoldeo o moldeo rotacional es una técnica de conformado de plásticos con la que se obtiene piezas huecas al introducir termoplásticos en un molde que gira respecto a dos ejes perpendiculares entre sí y calentar el molde, de esta forma el plástico se adhiere a todas las caras del molde.

La característica principal del rotomoldeo es que la velocidad de rotación de los ejes es lenta, del orden de los 20 rpm. De esta forma el plástico se encuentra siempre al fondo del molde, pero al rotar el mismo sobre dos ejes el material pasa por todas las caras de este.

El proceso consiste en las siguientes etapas; en primer lugar se rellena el molde con una cantidad de termoplástico. Luego se empieza a rotar el molde y se introduce en un horno durante el tiempo necesario. Al finalizar el cocido de la pieza, y sin detener el movimiento de rotación del molde, este se pasa a una cámara de enfriamiento. Finalmente se desmolda la pieza y se realiza sobre ella las operaciones de acabado necesarias.

El rotomoldeo es un método versátil y barato en su campo de aplicación que permite obtener multitud de piezas; permite obtener formas más o menos complejas, de diferentes tamaños así como insertar diferentes elementos en el molde para que queden embebidos en el producto final. La calidad del producto se puede controlar fácilmente con los tiempos de la pieza en molde y en enfriamiento, así como el espesor de la pieza en sus diferentes puntos mediante las velocidades de rotación de los diferentes ejes.

Entre sus desventajas cabe destacar que es un proceso limitado a los termoplásticos, es un proceso relativamente lento y difícil de automatizar comparado a otras técnicas de conformado de plásticos como la inyección de plástico y puede resultar caro para tiradas cortas. Las máquinas de rotomoldeo son voluminosas y los diseños de las piezas deben ser tales que permitan su desmolde, además debido a que no es un proceso a presión el material puede encontrar dificultades de rellenar todas las cavidades del molde.

Existe una gran variedad de tipos de maquinaria para rotomoldeo, sin embargo este trabajo se centra exclusivamente en el accionamiento del eje mayor de una máquina de moldeo rotacional para acondicionar la salida del motor a las necesidades particulares de este proceso. El motor del cual se obtiene la potencia y velocidad angular necesaria es un motor eléctrico asíncrono de 8 polos de 750 rpm de velocidad nominal y 2kW.

## 2. FACTORES A CONSIDERAR

### 2.1. Potencia y Reducción de Velocidad

Las velocidades de rotación de los ejes mayor y menor son variables dependiendo de la forma de la figura que se desea moldear. Sin embargo la velocidad de los ejes mayor y menor no suele superar los 15 y 30 rpm respectivamente. Se debe tener en cuenta que esas velocidades deben ser lo más constantes posibles ya que de esto depende la calidad del producto final.

Para conseguir los distintos rangos de velocidades para dotar a la máquina de la versatilidad necesaria se utilizan variadores de frecuencia en los motores eléctricos, a pesar de esto en este trabajo se centra en diseñar y calcular un reductor para una velocidad fija de 12 rpm para el eje mayor, partir de la cual se puede ejecutar el diseño del resto del mecanismo.

Por otra parte las necesidades de potencia son mínimas ya que debe en primer lugar conseguir la aceleración angular necesaria para llevar el peso del molde y el material a la velocidad de rotación especificada, que es comparativamente a otras máquinas industriales bastante pequeña, y a partir de ese momento mantener dicha velocidad venciendo la fricción existente en cualquier sistema no ideal. El motor utilizado es un motor eléctrico de 2 kW.

### 2.2. Condiciones Ambientales

Como con la mayoría de procesos industriales de producción, este tipo de maquinaria se sitúa dentro de una nave industrial. Además debido a las necesidades de control de temperatura durante el proceso de rotomoldeo es muy improbable que se sitúe una máquina de rotomoldeo fuera de un recinto cerrado. Debido a esto no se espera que el reductor de velocidad se encuentre en un entorno agresivo.

Por otra parte dadas las características de potencia y velocidad explicadas en el punto anterior y que las cámaras de calentamiento de los moldes deben estar correctamente aisladas, no se prevé que en el reductor aparezcan situaciones de calentamiento excesivo y se calculará la fatiga y el lubricante para unas temperaturas de acuerdo a esto.

También se debe tener en cuenta que el rotomoldeo no es un proceso de conformado por arranque de material, y si aparece este tipo de suciedad será debida a otra maquinaria existente en la nave. Por lo tanto se diseñará para una contaminación típica: por partículas de desgaste y entrada de partículas del exterior.

### 2.3. Mantenimiento y duración

Se debe diseñar un reductor de alta fiabilidad debido a la importancia de este componente en la máquina. Debe transmitir rotación y potencia de manera constante y sin choques, se espera un uso continuado y con constantes interrupciones debido a las etapas de desmoldeo y montaje de los moldes. Por todo esto el mantenimiento debe ser mínimo y a efectos de cálculo se estima un uso continuo de 24h por seguridad.

## 2.4. Tamaño

El rotomoldeo es un proceso de conformado de plásticos que permite obtener productos de gran tamaño como tanques de agua de gran volumen. Por lo tanto las máquinas en este tipo de proceso suelen ser de tamaño considerable. Pese a ello se diseña intentando obtener el reductor de velocidad más compacto posible para reducir al máximo el tamaño de la máquina así como interferir lo menos posible con el diseño del resto de la máquina, teniendo en cuenta que tal como se observa en el *Anexo de Cálculos* las relaciones de transmisión son bastante altas.

### 3. ANTECEDENTES Y JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA

Debido a que los requerimientos de velocidad y par requeridos por la máquina descrita en el objeto del proyecto no se dan directamente en los motores habituales, es necesario emplear elementos de transmisión para acondicionar la salida del motor a las necesidades expuestas.

Tal como se ha comentado esta necesidad es fundamentalmente de una velocidad de entrada a la máquina adecuada, ya que la aplicación no es especialmente exigente en cuanto a potencia se refiere. Para conseguir esta velocidad de salida del motor se utiliza una transmisión mecánica. Entre los métodos para transmitir potencia y movimientos giratorios los más comunes son los presentados a continuación.

#### 3.1. Transmisión por Correa de Fricción

Este método se compone de una correa colocada con una cierta tensión sobre dos o más poleas, transmitiendo el movimiento rotatorio de la rueda conductora al resto por fricción de la correa con las poleas.

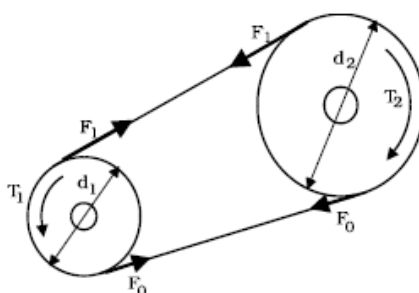


Figura 3.1

Con este tipo de transmisión se puede obtener un rendimiento de entre 85 y 95%. La relación de velocidades no es exacta y depende de la potencia transmitida, debido al deslizamiento que ocurre entre la correa y las poleas. Se pueden dividir en dos tipos; correas planas y correas trapezoidales.

Las correas planas se emplean entre árboles paralelos y cruzados, con relaciones de transmisión  $i \leq 6$  para accionamientos abiertos (no pretensados) e  $i \leq 5$  para accionamientos con rodillos tensores. Debido al deslizamiento su rendimiento se encuentra alrededor del 85%.

Las correas trapezoidales para la misma fuerza de presión poseen una capacidad de transmisión hasta tres veces superior a las correas planas, por lo que no sobrecargan tanto los rodamientos. Arrancan con mayor suavidad y su deslizamiento es prácticamente inexistente, por ello su rendimiento mejora y puede alcanzar hasta un 98%, ofreciendo relaciones de transmisión  $i \leq 10$ .

Entre sus ventajas se destacan:

- Coste Reducido
- Funcionamiento silencioso
- Capacidad de absorción elástica de choques
- Protección frente a sobrecargas.

De entre sus inconvenientes predominan:

- Duración limitada
- Sensibilidad ambiental
- Sobrecarga de los rodamientos de los árboles
- Relación de transmisión no exacta al depender de la carga y el deslizamiento existente.

Se descarta este método ya que la relación de transmisión ofrecida no es constante y para el objeto del proyecto es fundamental conseguir una velocidad constante en todo momento para garantizar la calidad y cualidades del producto final.

### 3.2. Transmisión por Cadena

En este tipo de transmisión una cadena engrana con dos o más ruedas dentadas basándose en la interferencia mecánica para transmitir el movimiento. Se emplea entre árboles paralelos y puede transmitir mayores fuerzas que las correas con menores distancias entre ejes.

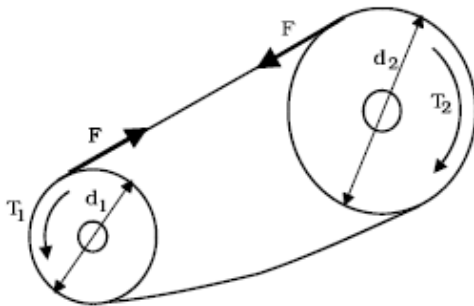


Figura 3.2



Figura 3.3

Se obtiene una relación de transmisión en general de  $i \leq 7$  pero cuando la velocidad es pequeña pueden llegarse hasta  $i = 10$ . Su rendimiento es del orden de 97 a 98%. Las cadenas deben estar correctamente lubricadas y funcionando en condiciones adecuadas deberían alcanzar unas 15000 horas de vida, aunque para ello es necesario limpieza, control y mantenimiento constante.

Entre sus ventajas se encuentran:

- Coste reducido frente a otros tipos de transmisión
- Relación de transmisión es constante
- Se pueden accionar varias ruedas con una sola cadena
- Se pueden utilizar en ambientes agresivos sin necesidad de cárter.

Por otra parte como inconvenientes se pueden destacar:

- Duración limitada
- Requieren de grandes espacios para su instalación
- Deben estar lubricadas y protegidas frente al polvo
- Potencia y velocidades máximas transmitidas están limitadas
- Coste más elevado que el de sus correas correspondientes.

Se descarta este método de transmisión debido a su duración limitada y requerimientos de espacio. Ya que la máquina se diseña para un uso continuo de 24 horas y se pretende generar el diseño más compacto posible.



### 3.3. Transmisión por Engranajes

La transmisión por engranajes es un método de transmisión por interferencia mecánica en la que dos ruedas dentadas se tocan. Constituyen el tipo de transmisión más utilizado, ya que sirven para una gama de potencias, velocidades y relaciones de transmisión muy amplia.

En general e independientemente del tipo de engranajes se pueden destacar las siguientes ventajas:

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

Se destacan los siguientes inconvenientes:

- Coste elevado
- Generación de ruido durante el funcionamiento
- Transmisión muy rígida, no absorbe choques ni vibraciones

Los tipos más habituales de transmisiones por engranaje son los engranajes cilíndricos, los cónicos y de tornillo sin fin.

#### Engranajes Cilíndricos

Se utilizan entre árboles paralelos y admiten relaciones de transmisión de hasta  $i=8$  por etapa de transmisión estando su rendimiento entre el 96 y el 99%. Pueden ser de dentado recto o helicoidal. Si se desea conseguir un funcionamiento silencioso se utilizan engranajes cilíndricos helicoidales.

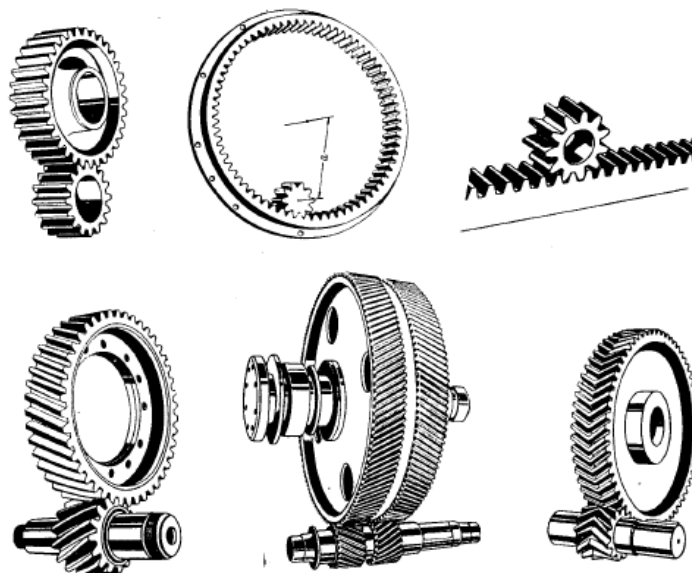


Figura 3.4

En caso de tener ejes que se cruzan, se puede recurrir a engranajes cilíndricos helicoidales cruzados, como los que se muestran en la figura 3.4. Sin embargo estos solo se utilizan cuando están sometidos a pares reducidos, ya que el contacto es puntual, y con relaciones de transmisión de 1 a 5.

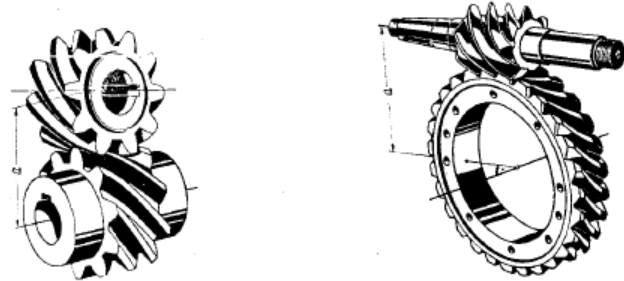


Figura 3.5

### **Engranajes Cónicos**

Se emplean entre árboles que se cortan admitiendo relaciones de transmisión de hasta  $i=6$ . Pueden tener dentados rectos o en espiral, siendo utilizado este último para exigencias elevadas.

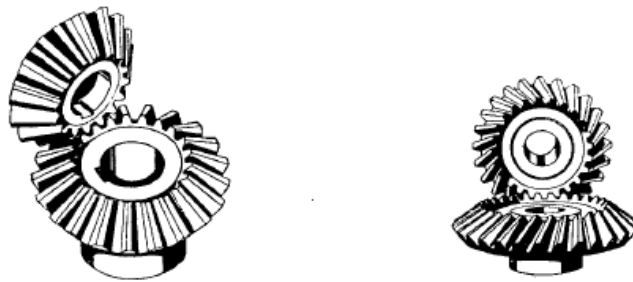


Figura 3.6

### **Tornillo sin fin**

Se utilizan para árboles cruzados con relaciones de transmisión desde 1 a más de 100 por etapa. Su rendimiento es de entre el 97 al 45%, este disminuye al aumentar la relación de transmisión.

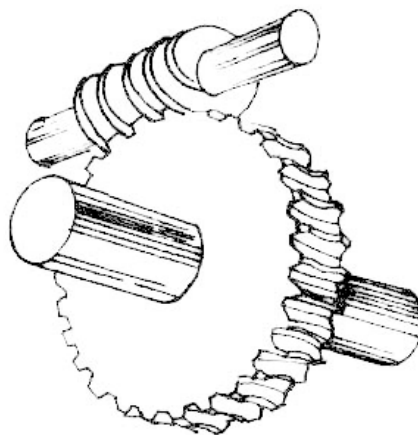


Figura 3.7

### 3.4. Solución Elegida y Justificación

Tras estudiar las diferentes opciones se decide adoptar como elemento de transmisión un reductor de velocidad de dos etapas de engranajes cilíndricos de dientes rectos.

Como se comenta en el apartado 1 y 2 el reductor debe ser fiable y duradero debido al uso que se le va a dar a la máquina es continuo y puede llegar a ser intenso en turnos de 24 dependiendo de la demanda y de la cadena de producción. Su relación de transmisión, es decir la velocidad de entrada a la máquina, debe ser constante ya que de ello depende la calidad y características del producto fabricado por rotomoldeo. Por estas dos razones se descartan todas las soluciones posibles expuestas excepto los engranajes.

Por otra parte por las necesidades de la máquina y con el motor elegido se requiere independientemente de la solución adoptada se requiere una relación de transmisión de  $i = 62,3$ , lo cual limita las opciones a engranajes cilíndricos o tornillos sin fin. Se eligen los primeros por tener un rendimiento mayor. Finalmente se decide emplear engranajes de dientes rectos frente a dientes helicoidales debido a que los primeros son más económicos de fabricar, y el principal motivo de usar dientes helicoidales es limitar el ruido de la reductora, no siendo este un parámetro fundamental de diseño por el uso, en una fábrica, de la máquina.

## 4. NORMATIVA

La normativa utilizada en este trabajo para la designación o cálculo de los diferentes elementos del reductor de velocidad es la descrita a continuación.

Los materiales se designan según la normativa UNE-EN 10027 para los aceros y UNE-EN 36003 para las fundiciones.

Los módulos normalizados de las ruedas cilíndricas se obtienen de la norma UNE 18005, serie I.

La viscosidad del lubricante viene definida según la normativa ISO 3448.

Para el cálculo a fatiga de los rodamientos se sigue la norma ISO 281. Sus dimensiones vienen definidas según la norma UNE 18037 y estos son elegidos de un catálogo de SKF.

Las chavetas se seleccionan según la norma UNE 17102-1.

Para la acotación de los planos se siguen las normas UNE 1120 para la acotación con cifras y la ISO 286 para el símbolo de la tolerancia en la acotación con símbolos. En el caso de los acabados superficiales se designan según la norma UNE 1037.

En la edición de la bibliografía se ha utilizado la herramienta RefWorks bajo la normativa ISO 690.

## 5. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN

El cálculo de los diferentes elementos se puede consultar en el *Anexo de Cálculos*. A continuación se detallan los distintos grupos que componen el reductor de velocidad y la solución final adoptada para resolver el problema planteado en los apartados 1 y 2.

### 5.1. Engranajes

Para el diseño de los engranajes se tiene en cuenta principalmente la relación de transmisión que se desea obtener así como el diámetro mínimo de los ejes obtenido por el criterio de rigidez torsional, así como los factores considerados en el punto 2.

Cabe destacar que se obtuvieron anchos de dientes ligeramente menores a los recomendados, tal como se observa en el *Anexo de Cálculos*, sin embargo se dimensiona este parámetro respecto a las recomendaciones. De esta forma se obtiene un coeficiente de seguridad algo superior al usado en cálculos lo cual representa una mayor seguridad al fallo.

El material utilizado para fabricar los engranajes es una Fundición gris FG 20 con las siguientes características:

	Su (daN/mm <sup>2</sup> )	E (daN/mm <sup>2</sup> )	$\nu$ (Coef. Poisson)	Dureza Superficial
FG 20	20	21000	0,3	HB 175

Tabla 5.1

Teniendo en cuenta esto y que la relación de transmisión por etapa es de  $i = 7,895$  se obtienen los engranajes detallados a continuación.

#### Primera Etapa

En la primera etapa se obtienen los siguientes engranajes considerando las especificaciones de diseño descritas en el punto 2.

##### Piñón

- Módulo  $m = 3$
- Número de dientes  $z_1 = 19$
- Diámetro primitivo  $d_p = 57$
- Ángulo de presión  $\alpha = 20^\circ$

##### Rueda

- Módulo  $m = 3$
- Número de dientes  $z_2 = 150$
- Diámetro primitivo  $d_p = 450$
- Ángulo de presión  $\alpha = 20^\circ$

## Segunda Etapa

En la segunda etapa de reducción se obtienen los siguientes engranajes de acuerdo a los factores considerados en el punto 2.

### **Piñón**

- Módulo  $m = 5$
- Número de dientes  $z_3 = 19$
- Diámetro primitivo  $d_p = 95$
- Ángulo de presión  $\alpha = 20^\circ$

### **Rueda**

- Módulo  $m = 5$
- Número de dientes  $z_4 = 150$
- Diámetro primitivo  $d_p = 750$
- Ángulo de presión  $\alpha = 20^\circ$

## 5.2. Ejes

Los ejes se calculan bajo tres criterios: establecer una rigidez torsional, evitar el fallo a fatiga y limitar la deflexión lateral. El factor limitante es la rigidez torsional, sin embargo esta solo afecta a las secciones del eje donde hay momento torsor. Por lo que el resto del eje se diseña bajo los otros dos parámetros:

- Se limita la rigidez torsional a  $0,25^\circ/\text{m}$
- Se establece como coeficiente de seguridad mínimo  $X=3$  para el diseño a fatiga.
- Se limita la deflexión lateral: En los ejes debe ser inferior a  $1 \text{ mm/m}$ . En engranajes es conveniente una separación menor a  $0,1 \text{ mm}$  y una pendiente de como máximo  $0,03 \text{ mm}$ .

Para realizar el estudio por fallo a fatiga y deflexión lateral se dividen los ejes en secciones críticas, bien por haber un concentrador de tensiones, por haber un momento máximo o la reacción de apoyo. Dichas secciones se pueden observar en los bocetos de los ejes de las figuras 5.2 a 5.4 y se encuentran numeradas para detallar las tablas que le siguen. El diseño a detalle de los ejes se puede consultar en los planos correspondientes.

El cálculo detallado por los tres criterios se puede consultar en el *Anexo de Cálculos*, en los puntos *3.1 Cálculo Previo: Diámetro del Eje por Rigidez Torsional* y *4 Diseño de los Ejes*.

Por otra parte la disposición de los ejes es la mostrada en la en la figura 5.1 para construir un reductor de velocidad lo más compacto posible.

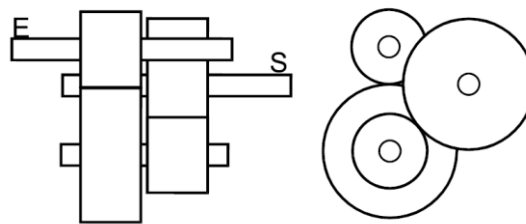


Figura 5.1

Si bien es cierto que con esta configuración de los ejes la ejecución del montaje del reductor y el mantenimiento de sus piezas es más complejo que para otras opciones, como en las que todos los ejes se encuentran en el mismo plano. Pero debido al tamaño de las ruedas de ambas etapas, de  $450$  y  $750 \text{ mm}$  respectivamente, con esta disposición de los ejes se consigue una configuración mucho más compacta que con las otras alternativas.

Se elige esta disposición de ejes para crear un reductor

El material utilizado para fabricar los ejes es un acero  $20\text{MnCr5}$  con un tratamiento térmico de normalización a  $900 \text{ }^\circ\text{C}$  y las siguientes características:

	<b>Su (MPa)</b>	<b>Sy (MPa)</b>	<b><math>\epsilon</math> (%)</b>	<b>Dureza Superficial</b>
<b>20MnCr5</b>	680	400	23	HB 207

Tabla 5.2

## Eje de Entrada

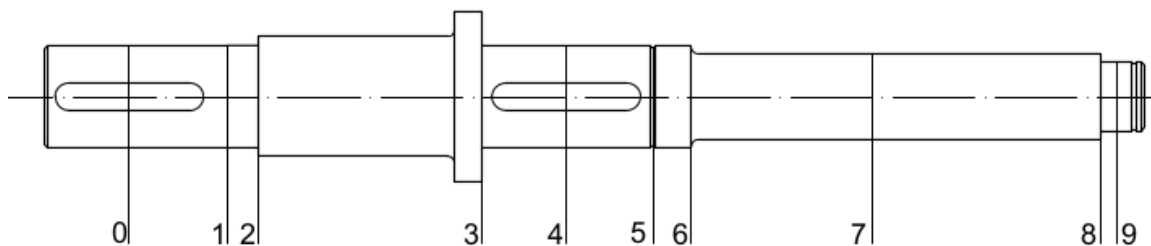


Figura 5.2

### Diseño a Fatiga:

De los cálculos de diseño a fatiga se obtienen los siguientes coeficientes de seguridad X:

Sección	M (Nm)	T (Nm)	d (m)	Se (Mpa)	X
1	0	25,465	0,03	191,42	41,64
2	2,70	25,465	0,03	162,34	40,29
3	41,99	25,465	0,03	149,69	9,21
4	56,84	25,465	0,03	95,71	4,44
5	47,76	0	0,03	87,01	4,83
6	43,88	0	0,025	156,09	5,46
7	25,20	0	0,025	195,19	11,88
8	1,58	0	0,02	164,90	81,64
9	0	0	0,02	199,91	$\infty$

Tabla 5.3

### Deflexión Lateral y Deformación Angular:

Sección	Deformación angular (rad·10 <sup>-4</sup> )	Deflexión (m·10 <sup>-5</sup> )
1	4,36	0
2	4,35	0,1959
3	3,26	2,79
4	1,91	3,426
5	0,723	3,761
6	0,277	3,816
7	-3,08	2,992
8	-4,73	0,2133
9	-4,75	0

Tabla 5.4



## Eje Intermedio

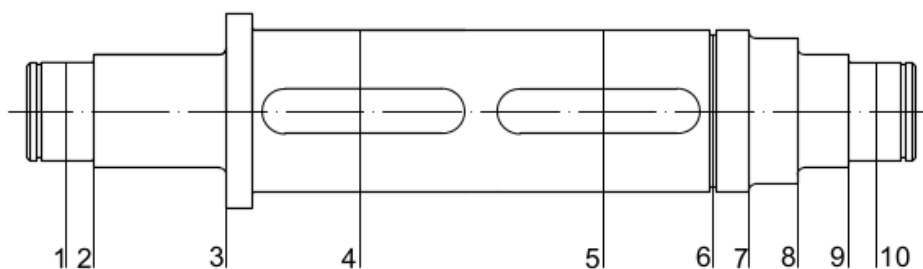


Figura 5.3

### Diseño a Fatiga:

De los cálculos de diseño a fatiga se obtienen los siguientes coeficientes de seguridad X:

Sección	M (Nm)	T (Nm)	d (m)	X
1	0	0	0,03	$\infty$
2	14,74	0	0,03	27,12
3	90,30	0	0,035	6,86
4	165,40	201,33	0,05	6,48
5	263,33	201,33	0,05	4,16
6	157,21	0	0,05	6,43
7	122,63	0	0,045	10,00
8	75,46	0	0,035	8,15
9	25,15	0	0,03	15,37
10	0	0	0,03	$\infty$

Tabla 5.5

### Deflexión Lateral y Deformación Angular:

Debido a la disposición de los ejes, para el eje intermedio se comprueba la deflexión en dos planos.

Plano XZ		
Sección	Deformación angular (rad·10 <sup>-4</sup> )	Deflexión (m·10 <sup>-5</sup> )
1	-3,31	0
2	-3,24	-0,2631
3	-1,94	-1,391
4	-1,19	-2,043
5	1,25	-2,099
6	2,33	-1,479
7	2,57	-1,209
8	2,92	-0,7956
9	3,43	-0,2809
	3,55	0

Tabla 5.6

Plano XY		
Sección	Deformación angular (rad·10 <sup>-5</sup> )	Deflexión (m·10 <sup>-6</sup> )
1	10,1	0
2	9,83	0,7995
3	4,9	4,061
4	2,04	5,533
5	-3,74	4,759
6	-5,42	3,190
7	-5,78	2,574
8	-6,32	1,663
9	-7,11	0,5785
	-7,29	0

Tabla 5.7

**Eje de Salida**

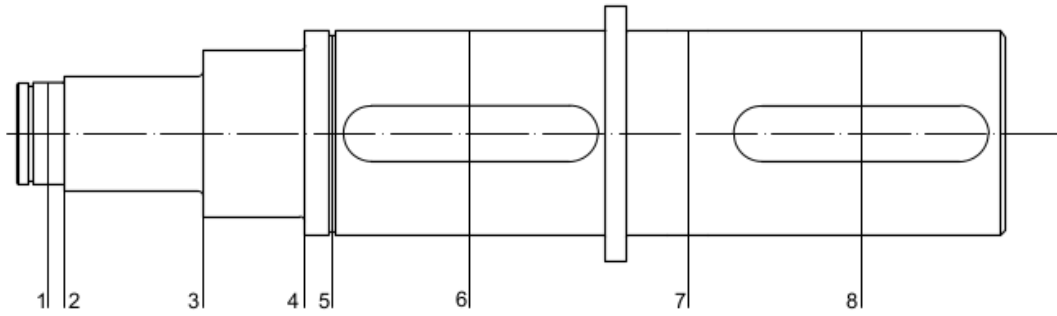


Figura 5.4

**Diseño a Fatiga:**

De los cálculos de diseño a fatiga se obtienen los siguientes coeficientes de seguridad X:

Sección	Ma (Nm)	Tm (Nm)	d (m)	X
1	0	0	0,04	$\infty$
2	9,19	0	0,04	96,16
3	93,09	0	0,045	12,98
4	154,38	0	0,065	21,15
5	170,86	0	0,08	23,47
6	253,99	1591,55	0,08	10,21
7	0	1591,55	0,8	12633

Tabla 5.8

**Deflexión Lateral y Deformación Angular:**

Sección	Deformación angular (rad·10 <sup>-5</sup> )	Deflexión (m·10 <sup>-6</sup> )
1	9,48	0
2	9,37	0,5666
3	2,75	4,381
4	0,0591	4,987
5	-0,308	4,971
6	-5,65	4,087
7	-5,6	0

Tabla 5.9

### 5.3. Rodamientos

Con el fin de disminuir la fricción en los ejes al girar se utilizan como apoyos en la carcasa rodamientos de bolas. Estos se eligen una vez diseñados los ejes y tras calcular las reacciones en los apoyos de estos últimos. Los rodamientos son seleccionados del catálogo online de SKF siguiendo el proceso explicado en el punto 5 del *Anexo de Cálculos*.

Cabe señalar que los cambios de sección que existen en los ejes con el fin de fijar axialmente estos rodamientos presentan radios de acuerdo menores a los indicados por el catálogo para cada uno de los rodamientos. De esta forma se asegura el montaje y funcionamiento correcto de los elementos. Ningún rodamiento tiene obturación lateral salvo que se indique lo contrario. Los términos derecho e izquierdo hacen referencia a los planos de los ejes.

#### Rodamientos del Eje de Entrada

##### **Rodamiento Izquierdo**

Se selecciona un rodamiento de bolas SKF 61906. Este rodamiento tiene obturación lateral en el lado que da al exterior para evitar las pérdidas de lubricante por encontrarse inmediatamente después del acoplamiento con la salida del motor y tiene las siguientes características:

- Ancho: 9 mm
- Diámetro Interior: 30 mm
- Diámetro exterior: 47 mm
- Capacidad de Carga Dinámica: 7,28 kN
- Capacidad de Carga Estática: 4,55 kN
- Carga Límite de Fatiga: 0,212 kN

##### **Rodamiento Derecho**

Se elige un rodamiento de bolas SKF 61904 con las siguientes características:

- Ancho: 9 mm
- Diámetro Interior: 20 mm
- Diámetro exterior: 37 mm
- Capacidad de Carga Dinámica: 6,37 kN
- Capacidad de Carga Estática: 3,65 kN
- Carga Límite de Fatiga: 0,156 kN

#### Rodamientos del Eje Intermedio

##### **Rodamiento Izquierdo y Derecho**

Se selecciona un rodamiento de bolas SKF 6206\* con las siguientes características:

- Ancho: 16 mm
- Diámetro Interior: 30 mm
- Diámetro exterior: 62 mm
- Capacidad de Carga Dinámica: 20,3 kN
- Capacidad de Carga Estática: 11,2 kN
- Carga Límite de Fatiga: 0,475 kN

## **Rodamientos del Eje de Salida**

### **Rodamiento Izquierdo**

Se elige un rodamiento de bolas SKF 61908 con las siguientes características:

- Ancho: 12 mm
- Diámetro Interior: 40 mm
- Diámetro exterior: 62 mm
- Capacidad de Carga Dinámica: 13,8 kN
- Capacidad de Carga Estática: 10 kN
- Carga Límite de Fatiga: 0,425 kN

### **Rodamiento Derecho**

Se selecciona un rodamiento de bolas SKF 61916. Este rodamiento tiene obturación lateral en el lado que da al exterior para evitar las pérdidas de lubricante por encontrarse inmediatamente antes del acoplamiento con la entrada a la máquina y tiene las siguientes características:

- Ancho: 16 mm
- Diámetro Interior: 80 mm
- Diámetro exterior: 110 mm
- Capacidad de Carga Dinámica: 25,1 kN
- Capacidad de Carga Estática: 20,4 kN
- Carga Límite de Fatiga: 1,02 kN

## 5.4. Uniones a torsión

Se resuelve la unión a torsión mediante el uso de chavetas paralelas dado que de esta forma se facilita el desmontaje de las piezas para cualquier posible inspección. Para su selección se utiliza la norma UNE 17.102h1 obteniendo para cada eje las chavetas descritas a continuación definidas por las dimensiones señaladas en la figura 5.5.

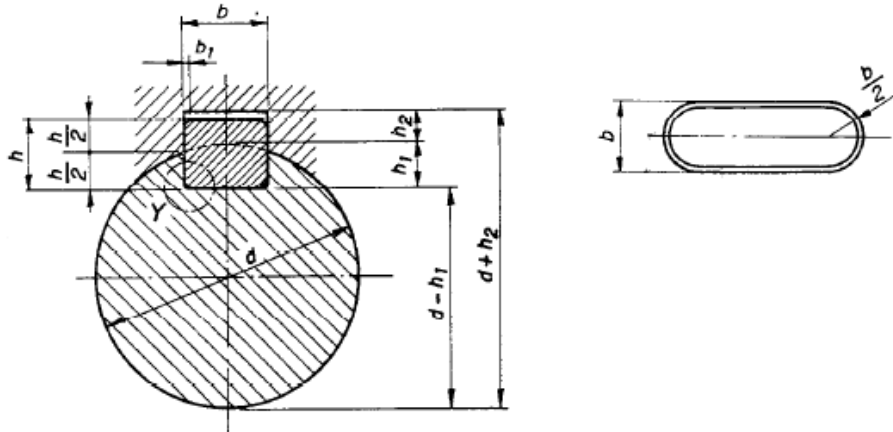


Figura 5.5

### Chavetas del Eje de Entrada

En el eje de entrada existen dos chavetas con las mismas dimensiones, para el engranaje y para el acoplamiento con el motor:

- Longitud: 43,5 mm
- Ancho (b): 8 mm
- Alto (h): 7 mm
- Profundidad en eje (h1): 4 mm
- Profundidad en cubo (h2): 3,3 mm

### Chavetas del Eje Intermedio

En el eje intermedio hay dos chavetas iguales para los dos engranajes:

- Longitud: 62,5 mm
- Ancho (b): 14 mm
- Alto (h): 9 mm
- Profundidad en eje (h1): 5,5 mm
- Profundidad en cubo (h2): 3,8 mm

### Chavetas del Eje de Salida

Hay dos chavetas iguales para el engranaje y el acoplamiento con la máquina en el eje de salida.

- Longitud: 100 mm
- Ancho (b): 22 mm
- Alto (h): 14 mm
- Profundidad en eje (h1): 9 mm
- Profundidad en cubo (h2): 5,4 mm

## 5.5. Arandelas Elásticas

Con el fin de evitar el desplazamiento axial de los elementos se utilizan diferentes métodos. En concreto las arandelas elásticas utilizadas en cada eje, y de izquierda a derecha son las descritas a continuación.

### Eje de entrada

- Diámetro 30 mm; espesor 1,5 mm
- Diámetro 30 mm; espesor 1,5 mm
- Diámetro 20 mm; espesor 1,2 mm

### Eje Intermedio

- Diámetro 30 mm; espesor 1,5 mm
- Diámetro 50 mm; espesor 2 mm
- Diámetro 30 mm; espesor 1,5 mm

### Eje de Salida

- Diámetro 40 mm; espesor 1,75 mm
- Diámetro 80 mm; espesor 2,5 mm
- Diámetro 80 mm; espesor 2,5 mm

## 5.6. Casquillo

Con el fin de evitar el desplazamiento axial de los elementos se utilizan diferentes métodos. En el eje de salida en concreto se utiliza un casquillo de diámetro interior 80mm con una longitud de 16mm. Esta pieza se encuentra representada en el plano número 13.

## 5.7. Sellado

Para evitar la pérdida de lubricante se utilizan los siguientes métodos:

En la carcasa, debido a la configuración de los ejes la carcasa es un solo bloque que cubre todo el reductor excepto por su parte superior. Para cubrir esta apertura se coloca la tapa que se detalla en los planos y para realizar un sellado efectivo se coloca una junta de cobre entre esta y el bloque de la carcasa.

Por otra parte con el fin de realizar el montaje y desmontaje del reductor en todos los apoyos de los ejes en la carcasa existen agujeros pasantes. Para sellar estas entradas y evitar la pérdida de lubricante se utilizan los tapones detallados en los planos. Por otra parte para sellar los ejes de entrada y salida del reductor los rodamientos colocados en estos puntos tienen obturación lateral en el lado que da al exterior.

## 5.8. Lubricación

Para lubricar los elementos móviles en contacto del sistema, es decir los engranajes y los rodamientos, se utiliza el mismo lubricante: ISO VG680, cuya viscosidad cinemática es de 680 mm<sup>2</sup>/s. Este lubricante se selecciona al realizar el cálculo del ancho de diente de los engranajes, y para la elección de rodamientos se fija el parámetro de lubricante. Cabe destacar que en este caso en particular debido a la relación de transmisión la segunda etapa es la que establece el lubricante a utilizar, cumpliéndose en el resto de casos sobradamente las necesidades de lubricación.

El método de lubricación es por barboteo; se llena la carcasa de lubricante hasta la mitad del eje intermedio. De este modo los engranajes de ambas etapas se encuentran mojados en lubricante y además salpican lubricante a los rodamientos.

## 5.9. Carcasa

La carcasa y su tapa se fabrican de fundición gris mediante colada por molde de arena. Este método es rápido y eficaz aunque su acabado superficial es basto para la función de la carcasa no es relevante.

Únicamente se debe mecanizar para obtener las características de acabado superficial especificadas en los planos en las zonas de contacto con otros elementos que son las siguientes:

- Agujeros sobre los que se asientan los rodamientos
- Agujeros para tornillería métrica
- Agujeros para las tapas de los ejes
- Área de contacto entre la carcasa, el sello de cobre y la tapa
- Agujeros para las tapas de entrada y salida del lubricante

Como se ha comentado y por la disposición de los ejes la carcasa cubre todo el reductor de velocidad y la tapa cubre la parte superior de la misma. Por lo tanto para el montaje del reductor los ejes se introducen por un lateral y las piezas se van montando en el orden necesario. Finalmente los rodamientos se colocan desde fuera de la carcasa y se fijan con las arandelas elásticas correspondientes.

Por otra parte para realizar los cambios de lubricante necesarios existen dos tapas de entrada y salida para el mismo, situadas una en la tapa de la carcasa y otra en la parte inferior de esta. Esta segunda tapa, situada en la parte inferior, lleva en su parte interior un imán para atraer a todas las partículas de desgaste del reductor de velocidad.

## 6. BIBLIOGRAFIA

M.J. REIG PÉREZ, 2002. Procesos De Conformado De Materiales Poliméricos y Compuestos: Tomo 4: Soplado, Termoconformado, Rotomoldeo., et al eds., Valencia: Valencia: Universidad Politécnica de Valencia.

R.J. Crawford., 2003. Practical Guide to Rotational Moulding. M.P. KEARNS ed., Shawbury: Shawbury : Rapra Technology.

BEALL, G.L., 1998. Rotational Molding: Design, Materials, Tooling, and Processing. Munich: Hanser; Cincinnati: Hanser-Gardner.

PILAR, L.M., 2009. Diseño y Cálculo De Transmisiones Por Engranajes. J. ECHÁVARRI OTERO and A. DÍAZ LANTADA eds., Madrid: Madrid: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad Politécnica de Madrid.

MOTT, R.L., 2006. Diseño De Elementos De Máquinas. México etc.]: México etc.: Pearson Educación.

Antonio Simón Mata., 2009. Fundamentos De Teoría De Máquinas. Madrid: Madrid: Bellisco.

NICOLÁS, L.A., 2009. Máquinas: Prontuario: Técnicas, Máquinas, Herramientas. Madrid: Madrid: Paraninfo.

JOSÉ, M.G., 2010. Apuntes De Normalización. Valencia: Valencia: Editorial UPV.

Catálogo online SKF: <http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html>



# Anexo de Cálculos

---

## ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN .....	1
2.	DATOS INICIALES .....	1
3.	DISEÑO DE LOS ENGRANAJES.....	2
3.1.	Cálculo Previo: Diámetro del Eje por Rigidez Torsional.....	2
3.2.	Módulo y Número de Dientes .....	4
	Módulo y Número de Dientes de la Primera Etapa.....	5
	Módulo y Número de Dientes de la Segunda Etapa.....	6
	Resumen de los cálculos .....	6
3.3.	Acciones Entre Dientes con Perfil de Envolverte.....	7
3.4.	Ancho de los Dientes.....	8
	Trabajo a Flexión, Método de Lewis Modificado.....	8
	Fallo Superficial .....	9
	Condiciones reales de funcionamiento en engranajes cilíndricos de dientes rectos.....	10
	Coefficientes de Seguridad y Criterio de dimensionado .....	12
	Tensión de Contacto Máxima Admitida por el Material, $S_{HP}$ .....	13
	Tensión Normal Máxima Admitida por el Material, $S_{FP}$ .....	14
3.5.	Comprobación del Lubricante, Método UNITED.....	15
	Comprobación del Lubricante en la Primera Etapa.....	16
	Comprobación del Lubricante en la Segunda Etapa .....	16
4.	DISEÑO DE LOS EJES.....	17
4.1.	Disposición de los Ejes .....	17
4.2.	Propuesta de Diseño de los Ejes.....	18
	Eje de Entrada .....	19
	Eje Intermedio.....	19
	Eje de Salida.....	19
4.3.	Cálculo de Esfuerzos los Ejes .....	20
	Esfuerzos en el Eje de Entrada .....	20
	Esfuerzos en el Eje Intermedio.....	22
	Esfuerzos en el Eje de Salida .....	24
4.4.	Dimensionado de los Ejes por Fatiga.....	25
	Cálculo del Límite a Fatiga, $S_e$ .....	26
	Cálculo del factor de reducción del límite de fatiga por entalla, $k_f$ .....	28
	Resumen de los Cálculos.....	29



---

4.5.	Dimensionado de los Ejes por Deflexión Lateral.....	30
	Deflexión Lateral en el Eje de Entrada .....	30
	Deflexión Lateral en el Eje Intermedio .....	31
	Deflexión Lateral en el Eje de Salida.....	32
5.	CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	33
5.1.	Cálculo por Fallo a Fatiga .....	33
	Cálculo y Criterio de Selección.....	35
	Rodamientos del Eje de Entrada .....	36
	Rodamientos del Eje Intermedio .....	37
	Rodamientos del Eje de Salida.....	38
5.2.	Cálculo por Fallo Bajo Carga Estática .....	39
	Cálculo y Criterio de Selección.....	39
	Rodamientos del Eje de Salida.....	39

## 1. INTRODUCCIÓN

En este Anexo de Cálculos se pretende detallar el método, procedimiento y fórmulas utilizadas para el cálculo y diseño de un reductor de velocidad de dos etapas para la aplicación detallada en el objetivo de la Memoria.

Dado que el proceso de cálculo de varios parámetros como la selección de materiales, ancho de los dientes o el diámetro de las secciones de los ejes es iterativo, en este documento solo se muestra la solución final adoptada excepto en dónde las tablas o gráficos permiten la comparativa entre diversas soluciones.

## 2. DATOS INICIALES

Potencia del motor:  $P = 2 \text{ kW}$

Velocidad de entrada:  $\omega_e = 750 \text{ rpm}$

Velocidad de salida:  $\omega_s = 12 \text{ rpm}$

Relación de transmisión total propuesta:  $i_{TOTAL}^{propuesta} = \frac{\omega_e}{\omega_s} = \frac{750}{12} = 62,5$

Relación de transmisión por etapa:  $i_{etapa 1}^{propuesta} = i_{etapa 2}^{propuesta} = \sqrt{62,5} = 7,906$

### 3. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES

#### 3.1. Cálculo Previo: Diámetro del Eje por Rigidez Torsional

Se tiene que la velocidad del motor es de 750 rpm y la relación de transmisión por etapa es de  $i = 7,906$ . Por lo tanto la velocidad del eje intermedio será de:

$$\omega_i = \frac{750}{7,906} = 94.86 \text{ rpm}$$

A partir de los datos de velocidad angular y potencia se puede obtener el par torsor en cada eje

$$T(Nm) = \frac{P(w)}{\omega \text{ (rad/s)}} \quad \text{Ecuación 3.1}$$

Por lo tanto se tendrá

$$T_e = \frac{2000 \cdot 60}{750 \cdot 2\pi} = 25.465 \text{ Nm}$$

$$T_i = \frac{2000 \cdot 60}{94.86 \cdot 2\pi} = 201,334 \text{ Nm}$$

$$T_s = \frac{2000 \cdot 60}{750 \cdot 2\pi} = 1591,549 \text{ Nm}$$

Dado que los ejes deben transmitir la potencia de una forma uniforme, se ha limitado la deflexión torsional a 0,25 °/m de longitud. El giro producido por un momento torsor T, sobre una longitud L, en una sección de momento polar de inercia J se puede calcular como

$$\theta = \frac{TL}{JG} \quad \text{Ecuación 3.2}$$

Si se considera una sección circular se tiene:

$$\frac{\theta}{L} = \frac{32T}{\pi d^4 G} \quad \text{Ecuación 3.3}$$

Siendo para el acero  $G = 8,1 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$ . Por otra parte se debe tener en cuenta que en la ecuación anterior que si queremos utilizar unidades del SI, hemos de introducir el valor del ángulo en radianes.

$$\frac{\theta}{L} \Big|_{max} = 0,25^\circ/m = 4,363 \cdot 10^{-3} \text{ rad/m}$$

Despejando el diámetro de la ecuación 3.3 y sustituyendo los términos conocidos se llega a la expresión

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T}{\pi \cdot 8,1 \cdot 10^{10} \cdot 4,363 \cdot 10^{-3}}} \quad \text{Ecuación 3.4}$$

Se calcula a partir de esta ecuación y con los torsores calculados previamente los diámetros siguientes:

$$d_e = 0,02927 \text{ m} \cong 0,03 \text{ m}$$

$$d_i = 0,04901 \text{ m} \cong 0,05 \text{ m}$$

$$d_s = 0,08229 \text{ m} \cong 0,08 \text{ m}$$

Se debe tener en cuenta que la ecuación 3.4 sólo tiene sentido en las zonas de los ejes dónde existe un esfuerzo torsor. En un reductor de dos etapas y suponiendo que los esfuerzos están concentrados en el centro de los elementos que se montan sobre el eje, las secciones sometidas a torsión serán las que se muestran sombreadas en la siguiente figura.

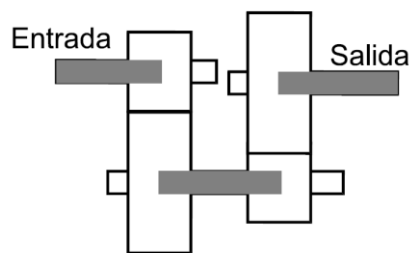


Figura 3.1

El resto de secciones serán diseñadas bajo otros criterios como el de fatiga y límite de flexión lateral más adelante.

### 3.2. Módulo y Número de Dientes

Antes de calcular el módulo y número de dientes de los engranajes se debe determinar el diámetro mínimo de los piñones. En primer lugar se decide el diámetro primitivo del piñón de cada etapa, y a partir de este y la relación de transmisión se deduce los diámetros primitivos las ruedas.

Para ello se sigue la siguiente formula:

$$d_{\text{piñón}}^{\text{mínimo}} = d_{eje} + 2 \cdot (h_2 + L_{\text{seguridad}} + h_a) \quad \text{Ecuación 3.5}$$

Dónde:

- $h_2$  es la profundidad del chavetero en el cubo.
- $L_{\text{seguridad}}$  es una distancia de seguridad escogida como  $2 \cdot m$ .
- $h_a$  es la altura de adendo,  $1,25 \cdot m$  en dientes normalizados de perfil de envolvente.

Se debe tener en cuenta que para transmitir las uniones a torsión se realizan mediante chavetas siguiendo la norma UNE 17.102.h1.

El número de dientes del piñón se calcula de acuerdo a

$$z_{\text{piñón}}^* = \frac{d_{\text{piñón}}^{\text{mínimo}}}{m_{\text{etapa}}} \quad \text{Ecuación 3.6}$$

Siendo el número de dientes real

$$z_{\text{piñón}} = \text{entero siguiente a } z_{\text{piñón}}^* \quad \text{Ecuación 3.7}$$

Calculándose el número de dientes de la rueda como

$$z_{\text{rueda}}^* = z_{\text{piñón}} \cdot i_{\text{etapa}}^{\text{propuesta}} \quad \text{Ecuación 3.8}$$

Siendo el número de dientes real

$$z_{\text{rueda}} = \text{entero mas próximo a } z_{\text{rueda}}^* \quad \text{Ecuación 3.9}$$

Una vez calculados los números de dientes reales de los engranajes, la relación de transmisión real y distancia entre centros ( $D_{\text{centros}}$ ) de cada etapa es respectivamente

$$i_{\text{etapa}} = \frac{z_{\text{rueda}}}{z_{\text{piñón}}} \quad \text{Ecuación 3.10}$$

$$D_{\text{centros}} = \frac{m_{\text{etapa}}}{2} \cdot (z_{\text{piñón}} + z_{\text{rueda}}) \quad \text{Ecuación 3.11}$$

Finalmente el diámetro primitivo, en mm, se obtiene de la ecuación

$$\Phi_p = m \cdot z \quad \text{Ecuación 3.12}$$

Por otra parte en la elección del módulo y número de dientes se tiene en cuenta los siguientes criterios:

- Se toma 175 como número de dientes máximo.
- El número de dientes para cualquier pareja de engranajes no debe nunca tener divisores comunes.
- Se debe seleccionar los módulos normalizados de forma que el número de dientes de cada engranaje permita la construcción de los mismos sin interferencia, para ello se siguen las tablas 2.1 y 2.2 del *Anexo de Tablas y Gráficas*.

### Módulo y Número de Dientes de la Primera Etapa

m	$z_1^*$	$z_1$	$z_2^*$	$z_2$	$i_{\text{real}}$	$D_{\text{centros}}$ (mm)	Validez
0,50	79,70	80	632,48	632	7,900	178,00	NO, z excesivo
0,60	67,50	68	537,61	538	7,912	181,80	NO, z excesivo
0,80	52,25	53	419,02	419	7,906	188,80	NO, z excesivo
1,00	43,10	44	347,86	348	7,909	196,00	NO, z excesivo
1,25	35,78	36	284,62	285	7,917	200,63	NO, z excesivo
1,50	30,90	31	245,09	245	7,903	207,00	NO, z excesivo
2,00	24,80	25	197,65	198	7,920	223,00	NO, z excesivo
2,50	21,14	22	173,93	174	7,909	245,00	NO, z excesivo
3,00	18,70	19	150,21	150	7,895	253,50	SI
4,00	15,65	16	126,50	127	7,938	286,00	NO, interferencia
5,00	13,82	14	110,68	111	7,929	312,50	NO, interferencia
6,00	12,60	13	102,78	103	7,923	348,00	NO, interferencia
8,00	11,08	12	94,87	95	7,917	428,00	NO, interferencia

Tabla 3.1



### Módulo y Número de Dientes de la Segunda Etapa

m	$z_3^*$	$z_3$	$z_4^*$	$z_4$	$i_{real}$	$D_{centros}$ (mm)	Validez
0,50	121,70	122	964,53	965	7,910	271,75	NO, z excesivo
0,60	102,50	103	814,32	814	7,903	275,10	NO, z excesivo
0,80	78,50	79	624,57	625	7,911	281,60	NO, z excesivo
1,00	64,10	65	513,89	514	7,908	289,50	NO, z excesivo
1,25	52,58	53	419,02	419	7,906	295,00	NO, z excesivo
1,50	44,90	45	355,77	356	7,911	300,75	NO, z excesivo
2,00	35,30	36	284,62	285	7,917	321,00	NO, z excesivo
2,50	29,54	30	237,18	237	7,900	333,75	NO, z excesivo
3,00	25,70	26	205,56	205	7,885	346,50	NO, z excesivo
4,00	20,90	21	166,03	166	7,905	374,00	SI
5,00	18,02	19	150,21	150	7,895	422,50	SI
6,00	16,10	17	134,40	134	7,882	453,00	SI
8,00	13,70	14	110,68	111	7,929	500,00	NO, interferencia

Tabla 3.2

Para seleccionar el módulo se tiene en cuenta que a mayor módulo la resistencia será mayor, pero también se tendrá un diámetro primitivo mayor, encareciendo de esta forma la fabricación de los engranajes de la etapa.

### Resumen de los cálculos

Se tiene por lo tanto engranajes con las siguientes características:

Etapa	1	2
<b>Módulo</b>	$m_{etapa1} = 3$	$m_{etapa2} = 5$
<b><math>z_{piñón}</math></b>	$z_1 = 19$	$z_3 = 150$
<b><math>z_{rueda}</math></b>	$z_2 = 19$	$z_4 = 150$
<b><math>\Phi_{piñón}</math> (mm)</b>	$d_1 = 57$	$d_3 = 95$
<b><math>\Phi_{rueda}</math> (mm)</b>	$d_2 = 450$	$d_4 = 750$
<b><math>i_{real}</math></b>	$i_{etapa1} = \frac{z_2}{z_1} = 7,895$	$i_{etapa2} = \frac{z_4}{z_3} = 7,895$

Tabla 3.3

La relación de transmisión total real es:

$$i_{TOTAL} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = 62,327$$

Finalmente los esfuerzos y dimensiones reales de los ejes del conjunto con las características descritas son:

Eje	Velocidad angular (rpm)	Par torsor (Nm)	Diametro (mm)
Entrada	$\omega_e = 750$	$T_e = 25,465$	$d_e = 30$
Intermedio	$\omega_i = 95$	$T_i = 201,038$	$d_i = 50$
Salida	$\omega_s = 12,033$	$T_s = 1587,185$	$d_s = 80$

Tabla 3.4

### 3.3. Acciones Entre Dientes con Perfil de Envolute

Se puede considerar que la transmisión de fuerza en engranajes cilíndricos de dientes rectos se realiza en el punto primitivo, y es normal a las superficies de los dientes en contacto. Así, si se transmite un par torsor  $T$  ( $T_1, T_2$ ), en un engranaje con ángulo de presión  $\alpha$  y diámetro primitivo  $d$  ( $d_1, d_2$ ), la fuerza actuante ( $F_n$ ) descompuesta en fuerza tangencial ( $F_t$ ) y radial ( $F_r$ ) es:

$$F_t = \frac{T_1}{d_1/2} = \frac{T_2}{d_2/2} \quad \text{Ecuación 3.13}$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha) \quad \text{Ecuación 3.14}$$

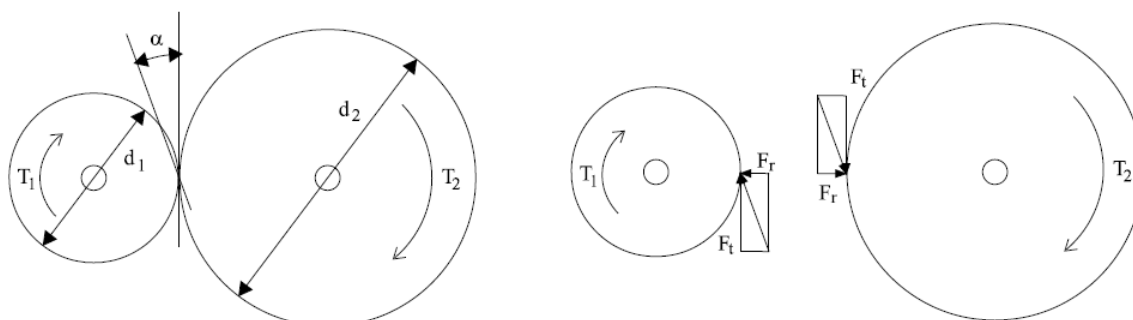


Figura 3.2

Teniendo en cuenta que el ángulo de presión utilizado es de  $20^\circ$ , los diámetros primitivos calculados en el apartado anterior y las ecuaciones 3.13 y 3.14 se tiene en este reductor de velocidad para cada par de engranajes:

Etapas	1	2
<b>F<sub>t</sub> (N)</b>	895,022	325,761
<b>F<sub>r</sub> (N)</b>	4239,579	1543,081

Tabla 3.5

### 3.4. Ancho de los Dientes

Todos los cálculos explicados en este apartado se realizan en hojas de cálculo tanto para simplificar su ejecución como para facilitar la iteración para hallar la solución. Se detalla el procedimiento y las formulas pero tan solo se presenta el resultado final del ancho de los dientes con el fin de que no se pierda de vista el objetivo de este razonamiento.

El material utilizado para fabricar los engranajes es una Fundición gris FG 20 con las siguientes características:

	Su (daN/mm <sup>2</sup> )	E (daN/mm <sup>2</sup> )	v (Coef. Poisson)	Dureza Superficial
FG 20	20	21000	0,3	HB 175

Tabla 3.6

Para la selección de lubricante se tiene en cuenta que es recomendable utilizar el mismo tanto para los engranajes como para los rodamientos, tras varias iteraciones se elige el lubricante ISO VG680, cuya viscosidad cinemática es de 680 mm<sup>2</sup>/s, por cumplir los requisitos para ambos casos.

#### Trabajo a Flexión, Método de Lewis Modificado

Este método se fundamenta en dos hipótesis simplificadoras:

- La fuerza actuante  $F_n$  está aplicada en el extremo del diente
- Se considera únicamente el trabajo a flexión del diente, determinado por la fuerza tangencial sobre la circunferencia primitiva  $F_t$ , despreciando la tensión axial de compresión que genera la fuerza radial  $F_r$ .

Teniendo en cuenta estas hipótesis y añadiendo coeficientes correctores que nos permiten tener una mejor aproximación a la tensión real en la base (método de Lewis corregido) se llega a:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} Y_{Fa} Y_{\epsilon} Y_{Sa} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad \text{Ecuación 3.15}$$

Siendo:

$F_t$ : Fuerza tangencial.

$b$ : Ancho del diente.

$m$ : Módulo.

$Y_{Fa}$ : Coeficiente de forma para la carga aplicada en el extremo, depende de la geometría del diente. Se puede obtener para dentados normales con ángulo de presión de 20° mediante la expresión:

para  $18 \leq z \leq 400$

$$Y_{Fa} = 3,02709 \cdot 10^{-9} z^4 - 2,27098 \cdot 10^{-6} z^3 + 5,32734 \cdot 10^{-4} z^2 - 0,04735z + 3,63291 \quad \text{Ecuación 3.16}$$

para  $z > 400$

$$Y_{Fa} = 2,07 \quad \text{Ecuación 3.17}$$

$Y_\varepsilon$ : Coeficiente de conducción, permite considerar la influencia de la relación de contacto frente al trabajo de flexión en el diente del engranaje y su valor es:

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} \quad \text{Ecuación 3.18}$$

donde se puede expresar la relación de conducción  $\varepsilon_\alpha$  como

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{\pi \cos \alpha} \left[ \sqrt{\frac{z_1^2}{4} \operatorname{sen}^2 \alpha + y_1^2 + z_1 y_1} + \sqrt{\frac{z_2^2}{4} \operatorname{sen}^2 \alpha + y_2^2 + z_2 y_2} - \frac{z_1 + z_2}{2} \operatorname{sen} \alpha \right] \quad \text{Ecuación 3.19}$$

siendo  $y_1=y_2=1$  para dientes normales

$Y_{sa}$ : Coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente, depende de la geometría del diente. Se puede obtener para dentados normales con ángulo de presión de  $20^\circ$  mediante la expresión:

para  $18 \leq z \leq 200$

$$Y_{sa} = 2,58282 \cdot 10^{-7} z^3 - 9,97662 \cdot 10^{-5} z^2 + 0,01319z + 3,63291 \quad \text{Ecuación 3.20}$$

para  $z > 200$

$$Y_{sa} = 2,383 \quad \text{Ecuación 3.21}$$

Los cuatro últimos coeficientes parametrizan las condiciones reales de funcionamiento y se verán más adelante al ser comunes al segundo modo de fallo.

### Fallo Superficial

Aplicando las expresiones de Hertz al instante en que el contacto se realiza en el punto primitivo, agrupando, simplificando y añadiendo diferentes coeficientes correctores se obtiene la siguiente expresión:

$$\sigma_{HO} = Z_H Z_E Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{1+i}{i}} \cdot \sqrt{K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad \text{Ecuación 3.22}$$

Donde:

$F_t$ : Fuerza tangencial

$b$ : Ancho del diente

$d_1$ : Diámetro primitivo del piñón de la etapa.

$i$ : Relación de transmisión de la etapa.

**$Z_H$** : Coeficiente geométrico que depende del ángulo de presión. Para  $\alpha=20^\circ$  y engranajes cilíndricos de dientes rectos y normales,  $Z_H=2,5$

**$Z_E$** : Coeficiente elástico. Su expresión general es:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad \text{Ecuación 3.23}$$

**$Z_\varepsilon$** : Coeficiente de conducción, permite considerar el efecto producido por el reparto de carga entre varios dientes del engranaje

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \quad \text{Ecuación 3.24}$$

siendo la relación de conducción  $\varepsilon_\alpha$  la definida en el punto anterior.

Los cuatro últimos coeficientes parametrizan las condiciones reales de funcionamiento y se verán a continuación al ser comunes al primer modo de fallo.

### Condiciones reales de funcionamiento en engranajes cilíndricos de dientes rectos

Estos coeficientes parametrizan las condiciones reales de funcionamiento y son comunes a los dos modos de fallo descritos. Los propios coeficientes o algunos de los elementos utilizados para su cálculo se encuentran tabulados y se pueden consultar dichas tablas en el *Anexo de Tablas y Gráficas*, apartado 2.2: *Condiciones Reales de Funcionamiento*.

**Coeficiente de aplicación  $K_A$** : Este coeficiente pondera las sobrecargas dinámicas debidas a factores externos al engranaje, estas dependen fundamentalmente del tipo de máquinas motriz y de la arrastrada.

Los valores recomendados se encuentran tabulados, sin embargo el valor para esta aplicación es de  **$K_A=1,25$** .

**Coeficiente dinámico  $K_V$** : Tiene en cuenta las cargas dinámicas internas debidas a la vibración del piñón o la rueda sobre el árbol. Este coeficiente se ve afectado principalmente por los errores en el dentado de los engranajes, los momentos de inercia polares de la rueda y el piñón y la rigidez de los dientes de los engranajes.

Se puede obtener una estimación de  $K_V$  en función de la velocidad tangencial y de la calidad ISO del dentado según:

$$K_V = 1 + B \cdot \frac{V \cdot z_1}{100} \quad \text{Ecuación 3.25}$$

donde

$V$  es la velocidad tangencial en m/s

$z_1$  es el número de dientes del piñón

$B$  es un coeficiente en función de la calidad ISO ( $Q_{ISO}$ ) de los engranajes

El valor de  $B$  se puede consultar en la tabla correspondiente, para este diseño se elige una calidad de mecanizado media ( $Q_{ISO}=6$ ).

**Coeficientes de distribución de carga longitudinal  $K_{F\beta}$  y  $K_{H\beta}$ :** Estos coeficientes son diferentes según se trate del estudio de flexión ( $K_{F\beta}$ ) o presión superficial ( $K_{H\beta}$ ). Consideran los problemas debidos a una distribución de la carga sobre los dientes de los engranajes, diferente a la supuesta en el cálculo de las tensiones, debidos a la calidad ISO, anchura del engranaje, diámetro primitivo del piñón y al tipo de ajuste en el proceso de fabricación.

Sus expresiones son:

$$K_{H\beta} = H_1 + H_2 \cdot b + H_3 \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \quad \text{Ecuación 3.26}$$

$$K_{H\beta} = F_1 + F_2 \cdot b + F_3 \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \quad \text{Ecuación 3.27}$$

Siendo  $b$  y  $d_1$  el ancho del diente y el diámetro primitivo del piñón en mm respectivamente y los coeficientes  $H$  y  $F$  función de  $Q_{ISO}$  y el tipo de ajuste, que se pueden consultar en la tabla correspondiente.

**Coeficientes de distribución de carga transversal  $K_{F\alpha}$  y  $K_{H\alpha}$ :** La distribución de la carga entre los distintos pares de dientes en contacto depende de las dimensiones de los engranajes, de la precisión del tallado, de la rigidez de los dientes y del valor de la carga tangencial transmitida.

Para dientes rectos de índice de calidad ISO 7 o mejor (menor):

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1 \quad \text{Ecuación 3.28}$$

Para peores índices de calidad (ISO 8 o mayor) con dientes rectos:

$$K_{H\alpha} = \frac{1}{Z_\varepsilon^2} \quad \text{Ecuación 3.29}$$

$$K_{F\alpha} = \varepsilon_\alpha \quad \text{Ecuación 3.30}$$

## Coeficientes de Seguridad y Criterio de dimensionado

Se define el coeficiente de seguridad a flexión ( $X_F$ ) del engranaje como:

$$X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F} \quad \text{Ecuación 3.31}$$

donde:

$S_{FP}$  es la tensión normal máxima admisible por el material en las condiciones geométricas y de funcionamiento del engranaje para una vida determinada y con un nivel de confianza conocido. Se define su cálculo más adelante.

$\sigma_F$  es la tensión normal máxima debida a la flexión que aparece en el dentado del engranaje, obtenida con la ecuación 3.15.

Se define el coeficiente de seguridad a presión superficial ( $X_H$ ) como:

$$X_H = \left( \frac{S_{HP}}{\sigma_H} \right)^2 \quad \text{Ecuación 3.32}$$

donde:

$S_{HP}$  es la tensión de contacto máxima admisible por el material en las condiciones geométricas, de funcionamiento y lubricación del engranaje para una vida determinada y con un nivel de confianza conocido. Se aborda su cálculo más adelante.

$\sigma_H$  es la tensión máxima debida a la presión superficial dada por la ecuación 3.22.

El criterio de cálculo del ancho de los engranajes será el de obtener coeficientes de seguridad que siendo superiores al mínimo exigido ( $X$ ) cumplan que

$$X_F > X_H \geq X \quad \text{Ecuación 3.33}$$

Para ello basta con obtener  $b_F$  y  $b_H$  igualando sendos coeficientes al mínimo e igualándolos al coeficiente de seguridad mínimo ( $X$ ) y comprobando posteriormente que  $b_H > b_F$ .

Finalmente se debe tener en cuenta que el ancho de diente se debe encontrar entre dos parámetros definidos por el diámetro primitivo del piñón:

$$b_{min} = \frac{d_1}{2} < b < b_{max} = 2 \cdot d_1 \quad \text{Ecuación 3.34}$$

Se obtiene siguiendo este criterio, y con un coeficiente de seguridad mínimo de  $X=1,5$  los siguientes anchos de diente para cada etapa:

Primera Etapa:

$$b_{min} = 28,5; b_H = 13,017 > b_F = 11,868 \rightarrow b_1 = 28,5 \text{ mm}$$

Segunda etapa:

$$b_{min} = 47,5; b_H = 34,214 > b_F = 33,538 \rightarrow b_1 = 47,5 \text{ mm}$$

### Tensión de Contacto Máxima Admitida por el Material, $S_{HP}$

Este dato característico del material se puede expresar para una probabilidad de fallo del 1% como:

$$S_{HP} = S_{HL} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \quad \text{Ecuación 3.35}$$

donde:

$S_{HL}$  es la tensión de contacto admisible del material durante  $5 \cdot 10^3$  ciclos de carga. Este valor es característico del material y se obtiene mediante ensayos de engranajes de referencia que se tabulan en gráficas; consultar *Anexo de Tablas y Gráficas*. Para estos engranajes se obtiene de la gráfica 2.1 un  $S_{HL}=35 \text{ daN/mm}^2$ .

$Z_N$  es el coeficiente de duración, modifica el límite del material cuando la duración del mismo debe ser reducida. Dado que se está realizando un diseño a vida infinita en este caso  $Z_N=1$ .

$Z_L$  es el coeficiente de viscosidad y considera la influencia de la viscosidad en el comportamiento de la película de lubricante dependiendo del valor de  $S_{HL}$ . Dado que  $S_{HL}<85$  se utiliza la expresión

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{134}{v_{40}}\right)^2} \quad \text{Ecuación 3.36}$$

siendo  $v_{40}$  la viscosidad cinemática del lubricante a  $40^\circ$  en cSt y

$$C_{ZL} = 0,08 \cdot \frac{(S_{HL} - 85)}{35} + 0,83 \quad \text{Ecuación 3.37}$$

tomando  $S_{HL}=85$ .

$Z_V$  es el coeficiente de velocidad que estima el efecto de la velocidad tangencial sobre la formación de la película de lubricante. Dado que  $S_{HL}<85$  su valor se obtiene de

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2 \cdot (1 - C_{ZV})}{\left(0,8 + \frac{32}{V}\right)^2} \quad \text{Ecuación 3.38}$$

donde  $V$  es la velocidad tangencial en m/s y

$$C_{ZV} = 0,08 \cdot \frac{(S_{HL} - 85)}{35} + 0,85 \quad \text{Ecuación 3.39}$$

haciendo  $S_{HL}=85$ .



$Z_R$  es el coeficiente de rugosidad y valora la influencia de la rugosidad superficial en la formación y comportamiento de la película de lubricante. Dado que  $S_{HL} < 85$  se utiliza la expresión

$$Z_R = \left( \frac{3}{R_{tm100}} \right)^{C_{ZR}} \quad \text{Ecuación 3.40}$$

siendo;

$$R_{tm100} = \frac{(R_{tm1} + R_{tm2})}{2} \cdot \sqrt{\frac{100}{D_C}} \quad \text{Ecuación 3.41}$$

$$C_{ZR} = 0,12 + \frac{100 + S_{HL}}{500} \quad \text{Ecuación 3.42}$$

donde  $D_C$  es la distancia entre centros de los engranajes en mm,  $S_{HL}$  se toma igual a 85 y  $R_{tm1}$  y  $R_{tm2}$  son las rugosidades medias del piñón y la rueda respectivamente en micras. Se puede obtener de manera orientativa la rugosidad media consultando la 2.8 del *Anexo de Tablas y Gráficas*.

$Z_W$  es el coeficiente de relación de durezas que considera el posible deterioro que puede ocasionar sobre la rueda la mayor dureza del piñón. Se puede estimar mediante la siguiente expresión:

$$Z_W = 1,2 - \frac{HB_r - 130}{1700} \quad \text{Ecuación 3.43}$$

Siendo  $HB_r$  la dureza Brinell de la rueda.

### Tensión Normal Máxima Admitida por el Material, $S_{FP}$

De entre los diferentes procedimientos existentes para la obtención de esta característica del material se recurre al método basado en la resistencia de un engranaje de referencia, siendo

$$S_{FP} = S_{FL} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rT} \cdot Y_{RrT} \cdot Y_X \quad \text{Ecuación 3.44}$$

donde:

$S_{FL}$  es la resistencia límite nominal a flexión del engranaje de referencia, obtenida para una duración de  $3 \cdot 10^6$  ciclos de carga. Puede encontrarse información relativa a valores característicos para diferentes materiales en bibliografía especializada. En este caso se ha utilizado la gráfica 2.2 del *Anexo de Tablas y Gráficas*, obteniendo  $S_{FL} = 7 \text{ daN/mm}^2$ .

$Y_{ST}$  es el coeficiente de concentración de tensiones del engranaje de referencia;  $Y_{ST} = 2,1$ .

$Y_{NT}$  es el coeficiente de duración por flexión pondera el hecho que cuando se somete al engranaje a un número de ciclos de carga reducido, se puede trabajar con un nivel de tensiones superior. Dado que se está realizando un diseño a vida infinita en este caso  $Y_{NT} = 1$ .

$Y_{\delta T}$  es el coeficiente de sensibilidad relativo a la entalla y evalúa las posibles diferencias existentes entre el engranaje de referencia y el estudiado referente al concentrador de tensiones en la base del diente. Para fundición gris se puede estimar mediante la siguiente ecuación

$$Y_{\delta T} = 0,4559 + 0,2941 \cdot Y_{sa} \quad \text{Ecuación 3.45}$$

donde el coeficiente  $Y_{sa}$  es el mismo que el definido en el apartado 3.4, subapartado *Trabajo a Flexión, Método de Lewis Modificado*.

$Y_{RrT}$  es el coeficiente de rugosidad relativa y considera el efecto de la diferencia de rugosidad entre el engranaje de ensayo ( $R_{tmT}=10\mu m$ ) y el de cálculo. Para fundición gris se tiene:

$$\begin{aligned} R_{tm} < 1\mu m &\rightarrow Y_{RrT} = 1,07 \\ 1\mu m \leq R_{tm} \leq 40\mu m &\rightarrow Y_{RrT} = 4,299 - 3,259 \cdot \sqrt[200]{R_{tm} + 1} \end{aligned} \quad \text{Ecuación 3.46}$$

$Y_X$  es el coeficiente de tamaño y tiene en cuenta la disminución de resistencia asociada al aumento del tamaño, es función del módulo y para todos los materiales **si  $m \leq 5 \rightarrow Y_X=1$** .

### 3.5. Comprobación del Lubricante, Método UNITED

Para evaluar el lubricante a utilizar es necesario conocer las dimensiones de los engranajes. Sin embargo, para evaluar las dimensiones de los engranajes resulta necesario conocer el lubricante utilizado. Por lo tanto para dimensionar los engranajes se propone un proceso iterativo en el que se supone un lubricante y luego se comprueba si es el correcto o al menos tiene mejores características que el necesario. En este diseño se utiliza lubricante ISO VG 680, cuya viscosidad cinemática es de  $680 \text{ mm}^2/\text{s}$ .

Para determinar si las características del lubricante son las adecuadas se utilizara el método UNITED explicado a continuación.

En este método se evalúa la carga por medio de la variable K (daN), siendo:

$$K = \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i + 1}{i} \cdot K_a \quad \text{Ecuación 3.47}$$

donde  $F_t$  es la fuerza tangencial en daN, b y  $d_1$  son el ancho del engranaje y su diámetro primitivo en mm respectivamente y  $K_a$  es el coeficiente de aplicación explicado en el apartado 3.4, condiciones reales de funcionamiento.

El lubricante adecuado se obtiene a partir de su viscosidad a  $38 \text{ }^\circ\text{C}$  calculada a partir de la relación ( $K/V_t$ ), mediante la siguiente ecuación empírica:

Para temperatura ambiente, si  $2,5 \cdot 10^{-4} \leq K/V_t \leq 2$  y  $V_t \leq 20$

$$\log(v_{38}) = -0,02767 \cdot \left[ \log\left(\frac{K}{V_t}\right) \right]^3 - 0,10865 \cdot \left[ \log\left(\frac{K}{V_t}\right) \right]^2 + 0,3263 \cdot \log\left(\frac{K}{V_t}\right) + 3,0079 \quad \text{Ec. 3.48}$$

siendo  $V_t$  la velocidad tangencial en m/s,  $d_1$  el diámetro primitivo del piñón en mm y  $v_{38}$  la viscosidad cinemática en cSt.

Siguiendo este método obtendremos un lubricante adecuado cuando la viscosidad calculada mediante el proceso descrito ( $v_{38}$ ) es igual o menor a la viscosidad cinemática del lubricante a 38°. Esta última se puede obtener mediante la gráfica 2.3, que se puede consultar en el *Anexo de Tablas y Gráficas*.

### Comprobación del Lubricante en la Primera Etapa

En la primera etapa partimos de los siguientes datos:

$K_a$	$F_t$ (daN)	$b$ (mm)	$d_1$ (mm)	$i$	$V_t$ (m/s)
1,25	89,35	28,5	57	7,895	2,24

Tabla 3.7

Siguiendo la metodología explicada obtenemos  $K = 0,07746$  por lo que  $K/V_t = 0,034606$ .

Con estos datos se obtiene un  $\log(v_{38}) = 2,37851$  que despejando la viscosidad obtenemos que  $v_{38} = 239,06 \text{ cST} = 239,06 \text{ mm}^2/\text{s} \leq 680 \text{ mm}^2/\text{s}$  por lo que se concluye que el lubricante supera las características necesarias para la primera etapa.

### Comprobación del Lubricante en la Segunda Etapa

En la segunda etapa partimos de los siguientes datos:

$K_a$	$F_t$ (daN)	$b$ (mm)	$d_1$ (mm)	$i$	$V_t$ (m/s)
1,25	423,24	47,5	95	7,895	0,47

Tabla 3.8

Siguiendo la metodología explicada obtenemos  $K = 0,1321$  por lo que  $K/V_t = 0,279529$ .

Con estos datos se obtiene un  $\log(v_{38}) = 2,79156$  que despejando la viscosidad obtenemos que  $v_{38} = 618,811 \text{ cST} = 618,811 \text{ mm}^2/\text{s} \leq 680 \text{ mm}^2/\text{s}$  por lo que se concluye que el lubricante cumple las características necesarias para la segunda etapa.

## 4. DISEÑO DE LOS EJES

Para determinar el tamaño de cada una de las secciones de los ejes se realizará el dimensionado a rigidez torsional, a fatiga y a flexión lateral. El dimensionado a rigidez torsional ha sido abordado en el apartado 3.1, *Cálculo Previo: Diámetro del Eje por Rigidez Torsional*, por lo que en este apartado se plantea el dimensionado a fatiga y a flexión lateral tras definir unos parámetros iniciales.

El material utilizado para fabricar los ejes es un acero 20MnCr5 con un tratamiento térmico de normalización a 900 °C y con las siguientes características:

	Su (MPa)	Sy (MPa)	ε (%)	Dureza Superficial
20MnCr5	680	400	23	HB 207

Tabla 4.1

### 4.1. Disposición de los Ejes

La disposición escogida es la mostrada en la siguiente figura.

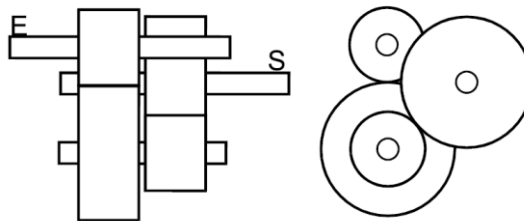


Figura 4.1

Para calcular el ángulo ( $\theta$ ) que forman el plano que contiene los ejes de la primera etapa (entrada e intermedio), y el que contiene los ejes de la segunda etapa (intermedio y salida) se considera el triángulo que forman las distancias entre centros de engranajes ( $D_c$ ) más la distancia entre los centros de los ejes de entrada y salida ( $D_{ES}$ ) tal como se describe en la ecuación 4.2.

$$D_c = \frac{m_{etapa}}{2} (z_{piñón} + z_{rueda}) \quad \text{Ecuación 4.1}$$

siendo  $m$  el módulo de la etapa y  $z$  el número de dientes del engranaje.

$$D_{ES} = \frac{d_e}{2} + d_s + \frac{D_{P4}}{2} \quad \text{Ecuación 4.2}$$

donde  $d_e$  es el diámetro del eje de entrada,  $D_{P4}$  es el diámetro primitivo de la rueda de la segunda etapa y  $d_s$  es una distancia de seguridad para asegurarse que el eje y la rueda dentada no se tocan, que se ha tomado como  $d_s=10 \text{ mm}$ .

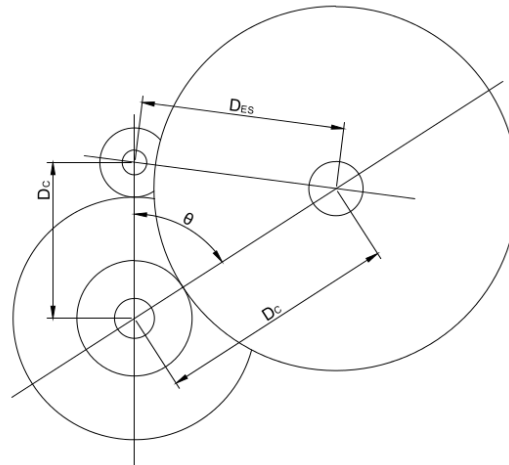


Figura 4.2

Se obtiene por lo tanto un triángulo con las dimensiones representadas en la figura 4.2 y mediante el teorema del coseno obtenemos  $\theta=67,26968^\circ$ .

Con el fin de tomar un valor entero se redondea  $\theta=67^\circ$  y se comprueba que la rueda dentada y el eje de entrada siguen sin tocarse:

$$D_{ES}(\theta = 67^\circ) = 398,837 \text{ mm} > \frac{d_e}{2} + \frac{D_{P4}}{2} = 390 \text{ mm}$$

Por lo tanto se fija  $\theta=67^\circ$  como ángulo de diseño.

## 4.2. Propuesta de Diseño de los Ejes

Dado que tanto como para calcular los esfuerzos en los apoyos como para calcular los coeficientes de seguridad es necesario conocer datos de las dimensiones de los ejes, se propone un diseño inicial y de forma iterativa se modifica el mismo según las necesidades se vean superadas o sean insuficientes. Se debe recordar, tal como se explica en la introducción de este anexo, que se muestra el diseño final.

Cabe destacar que las figuras que se presentan a continuación tan solo son un esquema general del eje. Para consultar los detalles de los ejes se recomienda consultar los planos anexos.

Las secciones numeradas en cada eje son secciones significativas para los diferentes cálculos en el diseño de los ejes y se mantendrán como referencia a lo largo de todo el documento. Por otra parte las longitudes, mostradas en las tablas de los siguientes puntos, son aditivas considerando el apoyo de la izquierda como el punto de origen.

### Eje de Entrada

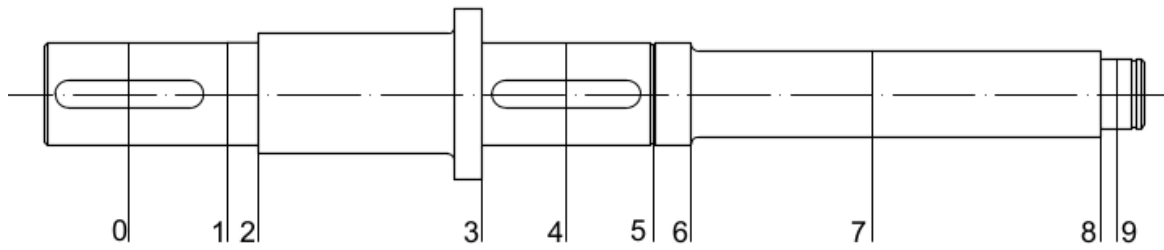


Figura 4.3

### Eje Intermedio

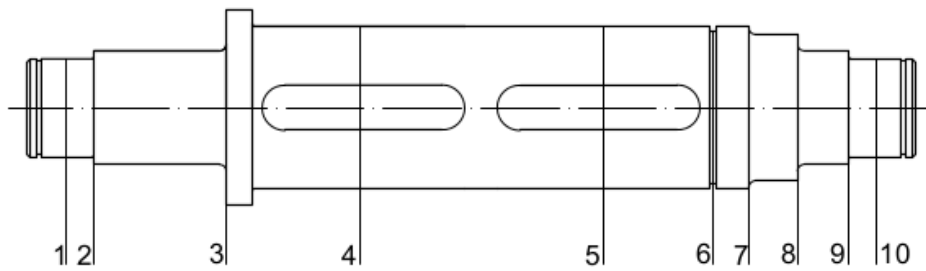


Figura 4.4

### Eje de Salida

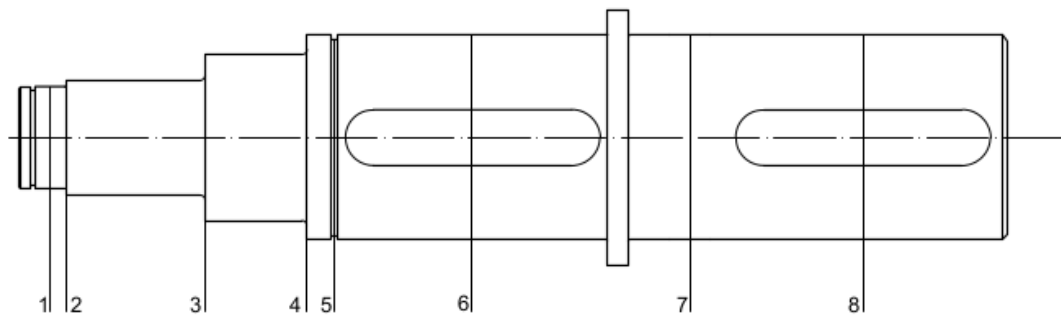


Figura 4.5

### 4.3. Cálculo de Esfuerzos los Ejes

Todos los cálculos explicados en este apartado se realizan en hojas de cálculo tanto para simplificar su ejecución como para facilitar la iteración para hallar la solución. Se detalla el procedimiento y las formulas y se presentan las soluciones de cada sección significativa.

Para el cálculo de las reacciones en los apoyos todos los ejes se procede de la misma manera: Se determina un esfuerzo mediante equilibrio de momentos en el apoyo contrario mediante la ecuación 4.3 y se continúa calculando el esfuerzo restante por equilibrio de fuerzas mediante la ecuación 4.4.

$$\sum M = 0 \quad \text{Ecuación 4.3}$$

$$\sum F = 0 \quad \text{Ecuación 4.4}$$

Tal como se describe en el apartado 3.3 la fuerza actuante ( $F_n$ ) se descompone sus componentes de tangencial ( $F_t$ ) y radial ( $F_r$ ). Por ello para el cálculo de la reacción total se realiza esta misma descomposición. Cabe destacar que debido a la disposición de los ejes, en el eje intermedio se para poder realizar la descomposición descrita se realiza un ajuste que es explicado en su punto correspondiente.

Finalmente el cálculo de momentos a lo largo de los ejes será función de las reacciones en los apoyos calculadas y las fuerzas aplicadas. Se determinarán los momentos en las secciones definidas en el apartado anterior ya que son secciones donde hay concentradores de tensiones o se encuentra el momento máximo.

Por otra parte los ejes que se definen en las figuras y puntos de este apartado hacen referencia siempre a coordenadas locales.

#### Esfuerzos en el Eje de Entrada

##### Plano XZ



Figura 4.6

$$F_{r1} = 325,7614 \text{ N}$$

$$R_A^x = 205,1915 \text{ N}$$

$$R_C^x = 120,5699 \text{ N}$$

Momentos flectores ( $M_y$ ) por sección:

Sección	1	2	3	4	5	6	7	8	9
L (mm)	0	4,5	70	94,8	120,5	131,5	184,5	251,5	256
$M_y$ (Nm)	0	0,92	14,36	19,44	16,34	15,01	8,62	0,54	0

Tabla 4.2

**Plano YZ**

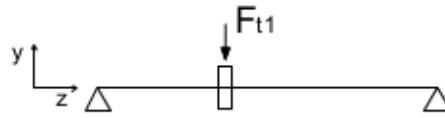


Figura 4.7

$$F_{t1} = 895,0222 \text{ N}$$

$$R_A^y = 205,1915 \text{ N}$$

$$R_C^y = 120,5699 \text{ N}$$

Momentos flectores ( $M_x$ ) por sección:

Sección	1	2	3	4	5	6	7	8	9
L (mm)	0	4,5	70	94,8	120,5	131,5	184,5	251,5	256
$M_x$ (Nm)	0	2,54	39,46	53,42	44,89	41,24	23,69	1,49	0

Tabla 4.3

**Esfuerzos Totales**

La combinación vectorial de los esfuerzos de cada plano es:

$$R_A = 599,94 \text{ N}$$

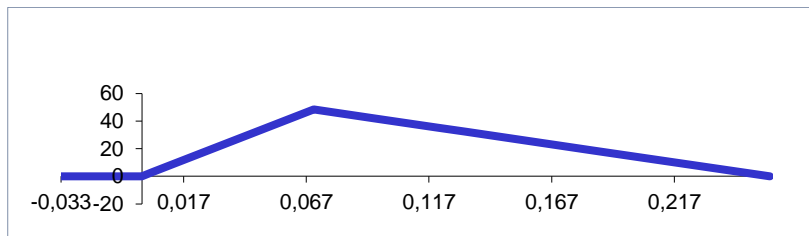
$$R_C = 352,52 \text{ N}$$

Momentos flectores (M) y torsores (T) por sección:

Sección	1	2	3	4	5	6	7	8	9
L (mm)	0	4,5	70	94,8	120,5	131,5	184,5	251,5	256
M (Nm)	0	2,69	41,99	56,84	47,76	43,88	25,20	1,58	0
T (Nm)	25,46	25,46	25,46	25,46	0	0	0	0	0

Tabla 4.4

Diagrama de momentos flectores (N·m):



Gráfica 4.1



### Esfuerzos en el Eje Intermedio

Debido a la disposición de los ejes las fuerzas que aparecen en el piñón y la rueda de este eje no son paralelas tal como se muestra en la 4.8, por lo tanto se descomponen las fuerzas del piñón y se vuelven a componer de forma que se pueda estudiar el en dos planos.

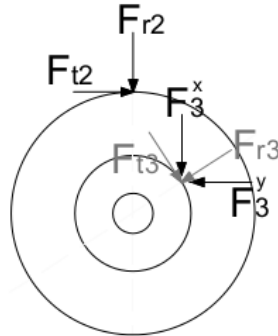


Figura 4.8

$$\begin{matrix} F_{t3} = 4239,58 \text{ N} \\ F_{r3} = 1543,08 \text{ N} \end{matrix} \begin{cases} F_3^x = 4505,48 \text{ N} \\ F_3^y = 236,12 \text{ N} \end{cases}$$

El momento torsor (T) es constante entre las secciones 4 y 5 y de valor **T=201,33 Nm**.

### Plano XZ

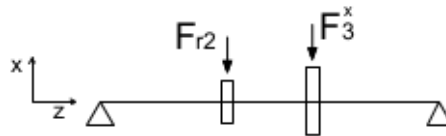


Figura 4.9

$$F_{r2} = 325,76 \text{ N}; \quad F_3^x = 4505,48 \text{ N}$$

$$R_A^x = 1748,92 \text{ N}$$

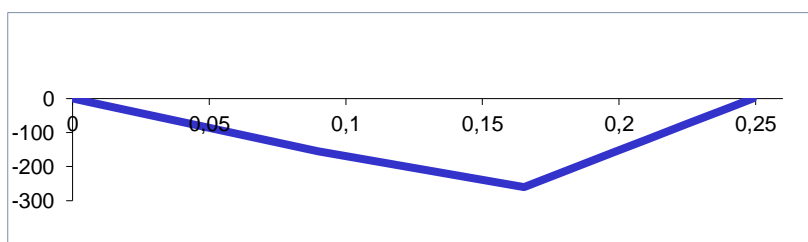
$$R_B^x = 3082,32 \text{ N}$$

Momentos flectores ( $M_y$ ) por sección:

Sección	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L (mm)	0	8	49	89,75	165,25	199	210	225	241	249
$M_y$ (Nm)	0	13,79	84,46	154,71	260,25	155,38	121,19	74,58	24,86	0

Tabla 4.5

Diagrama de momentos flectores (N·m)



Gráfica 4.2

**Plano YZ**

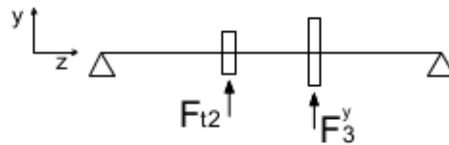


Figura 4.10

$$F_{t2} = 895,02 \text{ N}; \quad F_3^y = 236,12 \text{ N}$$

$$R_A^y = 651,83 \text{ N}$$

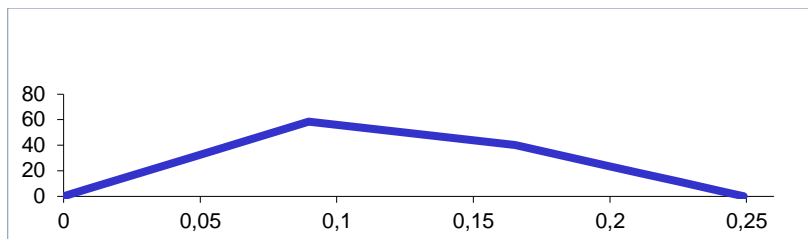
$$R_D^y = 479,30 \text{ N}$$

Momentos flectores ( $M_x$ ) por sección:

Sección	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L (m)	0	8	49	89,75	165,25	199	210	225	241	249
Mx (Nm)	0	5,21	31,94	58,50	40,14	23,97	18,69	11,50	3,83	0

Tabla 4.6

Diagrama de momentos flectores (N·m)



Gráfica 4.3

## Esfuerzos en el Eje de Salida

### Plano XZ

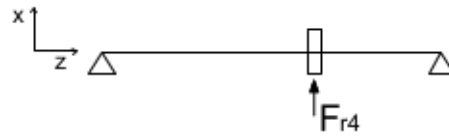


Figura 4.11

$$F_{r4} = 1543,08 \text{ N}$$

$$R_A^x = 524,09 \text{ N}$$

$$R_C^x = 1018,98 \text{ N}$$

Momentos flectores ( $M_y$ ) por sección:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	6	60,75	100,75	111,5	165,75	251
$M_y$ (Nm)	0	3,14	31,84	52,80	58,44	86,87	0

Tabla 4.7

### Plano YZ

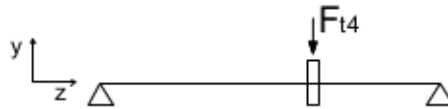


Figura 4.12

$$F_{t4} = 4239,57 \text{ N}$$

$$R_A^y = 1439,93 \text{ N}$$

$$R_C^y = 2799,64 \text{ N}$$

Momentos flectores ( $M_x$ ) por sección:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	6	60,75	100,75	111,5	165,75	251
$M_x$ (Nm)	0	8,64	87,48	145,07	160,55	238,67	0

Tabla 4.8

## Esfuerzos Totales

La combinación vectorial de los esfuerzos de cada plano es:

$$R_A = 1532,34 \text{ N}$$

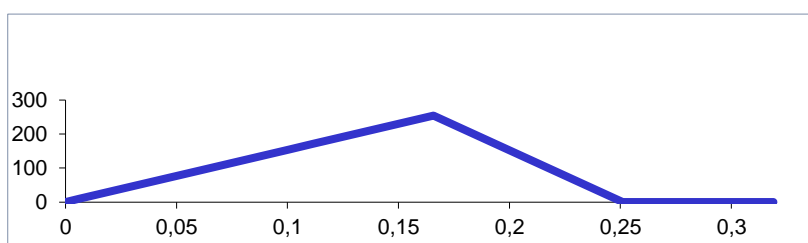
$$R_C = 2979,31 \text{ N}$$

Momentos flectores (M) y torsosres (T) por sección:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
L (mm)	0	6	60,75	100,75	111,5	165,75	251
M (Nm)	0	9,19	93,09	154,38	170,86	253,99	0
T (Nm)	0	0	0	0	0	1591,55	1591,55

Tabla 4.9

Diagrama de momentos flectores (N·m)



Gráfica 4.4

## 4.4. Dimensionado de los Ejes por Fatiga

Para comprobar si existe fallo se debe comparar la tensión tangencial equivalente máxima según el criterio que definamos y compararse con el límite correspondiente del material. En este trabajo se utiliza el criterio de Soderberg para definir la tensión tangencial equivalente.

Tras desarrollar la igualdad mencionada, y si se tiene tensiones alternantes y medias producidas únicamente por momentos flectores alternantes y medios y no por fuerzas axiales se puede llegar a:

$$d^3 = \frac{32 \cdot X}{\pi \cdot S_y} \sqrt{\left(M_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot M_a\right)^2 + \left(T_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot T_a\right)^2} \quad \text{Ecuación 4.5}$$

donde :

**d** es el diámetro del eje en la sección considerada.

**X** es el coeficiente de seguridad considerado. Para los ejes se ha elegido un **X=3**.

**S<sub>y</sub>** es el límite elástico del material.

**S<sub>e</sub>** es el límite a fatiga del material en la sección considerada.

**M<sub>m</sub>** y **T<sub>m</sub>** son los momentos flector y torsor medios del eje en la sección.

**M<sub>a</sub>** y **T<sub>a</sub>** son los momentos flector y torsor alternantes del eje en la sección.

Si se tiene en cuenta que el momento flector medio ( $M_m$ ) y el momento torsor alternante ( $T_a$ ) son nulos, dado que el eje ya ha sido predefinido el criterio de diseño será obtener como mínimo un factor de seguridad  $X=3$  en todas las secciones críticas del eje mediante la expresión:

$$X = \frac{\pi \cdot S_Y \cdot d^3}{\sqrt{\left(\frac{S_Y}{S_e} \cdot M_a\right)^2 + (T_m)^2}} \quad \text{Ecuación 4.6}$$

### Cálculo del Límite a Fatiga, $S_e$

Se utiliza para estimar el límite de fatiga de un punto concreto de una pieza la siguiente expresión:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \frac{S'_e}{k_f} \quad \text{Ecuación 4.7}$$

donde

$S'_e$  es el límite a fatiga de una probeta en un ensayo de flexión rotativa.

$k_a$  es el factor de superficie.

$k_b$  es el factor de tamaño.

$k_c$  es el factor de tipo de carga

$k_d$  es el factor de temperatura.

$k_e$  es el factor de confiabilidad.

$k_f$  es el factor de reducción de límite de fatiga por entalla.

### **Límite a Fatiga de una Probeta, $S'_e$**

Este parámetro se obtiene como resultado empírico en un ensayo de flexión rotativa. Para el acero se estima el límite de fatiga como:

$$\begin{aligned} \text{si } S_u \leq 1400 \text{ MPa} &\rightarrow S'_e = 0,5 \cdot S_u \\ \text{si } S_u > 1400 \text{ MPa} &\rightarrow S'_e = 700 \text{ MPa} \end{aligned} \quad \text{Ecuación 4.8}$$

### **Factor de Superficie, $k_a$**

Debido a que el acabado superficial de la pieza difiere al de la probeta este factor modifica el límite a fatiga según el acabado superficial obtenido, se obtiene mediante la ecuación:

$$k_a = a \cdot S_u^b \quad \text{Ecuación 4.9}$$

Obteniéndose los coeficientes a y b de la tabla 3.1 del *Anexo de Tablas y Gráficas*.

Dado que todos los ejes tienen el mismo acabado superficial, mecanizado, se obtiene  $k_a = 0,8009$ .

### Factor de tamaño, $k_b$

El límite de fatiga de los materiales bajo condiciones de flexión y torsión varía con el tamaño de la pieza. Este coeficiente se puede estimar mediante la ecuación:

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} \quad 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \quad \text{Ecuación 4.10}$$

$$k_b = 0,859 - 8,37 \cdot 10^{-4} \cdot d \quad 51 < d < 254 \text{ mm}$$

### Factor de tipo de carga, $k_c$

Dado que el límite a fatiga se obtiene de un ensayo a flexión rotativa, se debe corregir su valor para otro tipo de cargas, por lo tanto:

$$k_c = \begin{cases} 0,8 & \text{Carga Axial} \\ 1 & \text{Flexión} \\ 0,577 & \text{Torsión y Cortante} \end{cases} \quad \text{Ecuación 4.11}$$

### Factor de temperatura, $k_d$

Cuando la temperatura es baja, puede existir fractura frágil. Por otro lado cuando la temperatura es elevada se debe considerar la fluencia como un posible modo de fallo. Sin embargo en el caso del acero a temperaturas medias (aproximadamente entre 20 y 250 °C) se mejora ligeramente el comportamiento a fatiga tal como se observa en la tabla 3.2 del *Anexo de Tablas y Gráficas*.

Por lo tanto se tomará para todos los casos  $k_d = 1$ .

### Factor de confiabilidad, $k_e$

Considerando la distribución estadística de los resultados de ensayos de fatiga sobre aceros, se puede establecer un coeficiente de corrección del límite de fatiga por confiabilidad. Esto significa que para un número de ciclos dados al menos un % de piezas igual o superior a la confiabilidad elegida no fallarán.

Se puede consultar el factor de corrección para diferentes confiabilidades en la tabla 3.3 del *Anexo de Tablas y Gráficas*.

Dada la importancia del mecanismo se ha elegido una confiabilidad del 99% con el que se tiene un  $k_e = 0,814$ .

### Concentradores de tensiones, factor de reducción del límite de fatiga $k_f$

Este parámetro tiene en cuenta el efecto de los concentradores de tensiones tales como chavetas, ranuras para arandelas o cambios de sección. Se calcula mediante la ecuación 4.12 y es función de otro coeficiente llamado factor de concentración teórico de tensiones,  $k_t$ , que se puede consultar en la gráfica 3.1 del *Anexo de Tablas y Gráficas*, que para este caso concreto es función de los diámetros y del radio de acuerdo ( $\rho$ ).

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \quad \text{Ecuación 4.12}$$

El valor de  $q$  puede estimarse a partir de ecuaciones empíricas tal como:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{\rho}} \quad \text{Ecuación 4.13}$$

donde  $\rho$  es el radio de acuerdo de la sección considerada y

$$\alpha = 0,025 \cdot \left( \frac{2070 \text{ MPa}}{S_u} \right)^{1,8} \text{ mm} \quad \text{Ecuación 4.14}$$

### Cálculo del factor de reducción del límite de fatiga por entalla, $k_f$

Debido a que los ejes, con el fin de fijar el desplazamiento axial de los componentes, presentan diversos concentradores de tensiones tales como cambios de sección, ranuras y agujeros para chavetas, se resume en este apartado el cálculo de  $k_f$  para las respectivas secciones de los tres ejes.

Dado que el material es el mismo para todos los ejes se obtendrá un  $\alpha = 0,076103 \text{ mm}$  para todos los casos. Por otra parte este coeficiente está tabulado para las chavetas y se puede consultar en la tabla 3.4 del *Anexo de Tablas y Gráficas*, siendo en nuestro caso de tipo perfilado. Mientras que para las arandelas se tabula en 2,2.

#### Eje de Entrada:

Sección	D/d	$\rho$ (mm)	$\rho/d$	$k_t$	$q$	$k_f$
1	-	-	-	-	-	1
2	1,167	0,15	0,005	1,27	0,663	1,121
3	1,167	1	0,033	1,3	0,929	1,253
4	CHAVETA	-	-	-	-	2
5	ARANDELA	-	-	-	-	2,2
6	1,2	2	0,08	1,26	0,963	1,238
7	-	-	-	-	-	1
8	1,25	0,15	0,0075	1,32	0,663	1,143
9	-	-	-	-	-	1

Tabla 4.10

#### Eje Intermedio:

Sección	D/d	$\rho$ (mm)	$\rho/d$	$k_t$	$q$	$k_f$
1	-	-	-	-	-	1
2	1,167	0,5	0,017	1,31	0,867	1,226
3	1,714	1	0,028	1,30	0,929	1,253
4	CHAVETA	-	-	-	-	2
5	CHAVETA	-	-	-	-	2
6	ARANDELA	-	-	-	-	2,2
7	1,111	2	0,044	1,35	0,963	1,320
8	1,25	2	0,057	1,30	0,963	1,274
9	1,25	0,5	0,016	1,36	0,867	1,262
10	-	-	-	-	-	1

Tabla 4.11

**Eje de Salida:**

Sección	D/d	$\rho$ (mm)	$\rho/d$	$k_t$	q	$k_f$
1	-	-	-	-	-	1
2	1,125	0,3	0,0075	1,40	0,797	1,247
3	1,444	2	0,044	1,37	0,963	1,338
4	1,230	2	0,0307	1,49	0,963	1,448
5	ARANDELA	-	-	-	-	2,2
6	CHAVETA	-	-	-	-	2
7	-	-	-	-	-	1

Tabla 4.12

**Resumen de los Cálculos**

Con las formulas expuestas y los datos obtenidos, se consiguen los siguientes coeficientes de seguridad (X) para las distintas secciones.

**Eje de Entrada:**

Sección	M (Nm)	T (Nm)	d (m)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke (99%)	Kf	Se (Mpa)	X
1	0	25,465	0,03	0,8009	0,864	1	1	0,814	1	191,42	41,64
2	2,70	25,465	0,03	0,8009	0,864	1	1	0,814	1,121	170	40,41
3	41,99	25,465	0,03	0,8009	0,864	1	1	0,814	1,253	149,69	9,21
4	56,84	25,465	0,03	0,8009	0,864	1	1	0,814	2	95,71	4,44
5	47,76	0	0,03	0,8009	0,864	1	1	0,814	2,2	87,01	4,83
6	43,88	0	0,025	0,8009	0,881	1	1	0,814	1,250	156,09	5,46
7	25,20	0	0,025	0,8009	0,881	1	1	0,814	1	195,19	11,88
8	1,58	0	0,02	0,8009	0,902	1	1	0,814	1,212	164,90	81,64
9	0	0	0,02	0,8009	0,902	1	1	0,814	1	199,91	$\infty$

Tabla 4.13

**Eje Intermedio:**

Sección	M (Nm)	T (Nm)	d (m)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke (99%)	Kf	Se (Mpa)	X
1	0	0	0,03	0,8009	0,864	1	1	0,814	1	191,42	$\infty$
2	14,74	0	0,03	0,8009	0,864	1	1	0,814	1,226	156,11	28,07
3	90,30	0	0,035	0,8009	0,849	1	1	0,814	1,253	150,26	7,00
4	165,40	201,33	0,05	0,8009	0,818	1	1	0,814	2	90,62	6,48
5	263,33	201,33	0,05	0,8009	0,818	1	1	0,814	2	90,62	4,16
6	157,21	0	0,05	0,8009	0,818	1	1	0,814	2,2	82,38	6,43
7	122,63	0	0,045	0,8009	0,827	1	1	0,814	1,320	138,82	10,13
8	75,46	0	0,035	0,8009	0,849	1	1	0,814	1,275	147,73	8,24
9	25,15	0	0,03	0,8009	0,864	1	1	0,814	1,263	151,60	15,98
10	0	0	0,03	0,8009	0,864	1	1	0,814	1	191,42	$\infty$

Tabla 4.14



**Eje de Salida:**

Sección	Ma (Nm)	Tm (Nm)	d (m)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke (99%)	Kf	Se (Mpa)	X
1	0	0	0,04	0,8009	0,837	1	1	0,814	1	185,62	$\infty$
2	9,19	0	0,04	0,8009	0,837	1	1	0,814	1,247	148,82	101,71
3	93,09	0	0,045	0,8009	0,827	1	1	0,814	1,339	136,93	13,16
4	154,38	0	0,065	0,8009	0,805	1	1	0,814	1,448	123,13	21,50
5	170,86	0	0,08	0,8009	0,792	1	1	0,814	2,2	79,80	23,48
6	253,99	1591,55	0,08	0,8009	0,792	1	1	0,814	2	87,78	10,22
7	0	1591,55	0,8	0,8009	0,189	1	1	0,814	1	41,98	12633

Tabla 4.15

#### 4.5. Dimensionado de los Ejes por Deflexión Lateral

El estudio de la deformación lateral por flexión se debe hacer sobre un solo plano, por lo tanto en los ejes de entrada y salida se trabaja sobre el plano donde se encuentra las reacciones y fuerzas totales aplicadas por sencillez. Sin embargo en el eje intermedio debido al caso particular que se explica en el apartado 4.2 y 4.3 es más sencillo continuar trabajando sobre los dos planos por separado.

##### Deflexión Lateral en el Eje de Entrada

Reacciones totales en los apoyos:

$$R_A = 599,94 \text{ N}$$

$$R_C = 352,52 \text{ N}$$

Deflexión y deformación angular por sección:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	-0,03325	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	4,36E-04	-1,448E-05
2	0,00000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	4,36E-04	0,000E+00
3	0,00450	0,03500	0,00	0,00	3,11	3,11	4,35E-04	1,959E-06
4	0,07000	0,03000	952,46	0,00	48,44	48,44	3,26E-04	2,790E-05
5	0,09475	0,03000	0,00	0,00	42,00	42,00	1,91E-04	3,426E-05
6	0,12050	0,03000	0,00	0,00	35,29	35,29	7,23E-05	3,761E-05
7	0,13150	0,02500	0,00	0,00	32,42	32,42	2,77E-05	3,816E-05
8	0,18450	0,02500	0,00	0,00	18,62	18,62	-3,08E-04	2,992E-05
9	0,25150	0,02000	0,00	0,00	1,17	1,17	-4,73E-04	2,133E-06
10	0,25600	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-4,75E-04	0,000E+00

Tabla 4.16

## Deflexión Lateral en el Eje Intermedio

### Plano XZ

Reacciones en los apoyos:

$$R_A^x = 1748,92 \text{ N}$$

$$R_D^x = 3082,32 \text{ N}$$

Deflexión y deformación angular por sección:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,31E-04	0,000E+00
2	0,00800	0,03500	0,00	0,00	-13,79	-13,79	-3,24E-04	-2,631E-06
3	0,04900	0,05000	0,00	0,00	-84,46	-84,46	-1,94E-04	-1,391E-05
4	0,08975	0,05000	-325,76	0,00	-154,71	-154,71	-1,19E-04	-2,043E-05
5	0,16525	0,05000	-4505,4	0,00	-260,25	-260,25	1,25E-04	-2,099E-05
6	0,19900	0,05000	0,00	0,00	-155,38	-155,38	2,33E-04	-1,479E-05
7	0,21000	0,04500	0,00	0,00	-121,19	-121,19	2,57E-04	-1,209E-05
8	0,22500	0,03500	0,00	0,00	-74,58	-74,58	2,92E-04	-7,956E-06
9	0,24100	0,03000	0,00	0,00	-24,86	-24,86	3,43E-04	-2,809E-06
10	0,24900	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	3,55E-04	0,000E+00

Tabla 4.17

### Plano YZ

Reacciones en los apoyos:

$$R_A^y = 1439,93 \text{ N}$$

$$R_C^y = 2799,64 \text{ N}$$

Deflexión y deformación angular x sección:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,01E-04	0,000E+00
2	0,00800	0,03500	0,00	0,00	5,21	5,21	9,83E-05	7,995E-07
3	0,04900	0,05000	0,00	0,00	31,94	31,94	4,90E-05	4,061E-06
4	0,08975	0,05000	895,02	0,00	58,50	58,50	2,04E-05	5,533E-06
5	0,16525	0,05000	236,12	0,00	40,14	40,14	-3,74E-05	4,759E-06
6	0,19900	0,05000	0,00	0,00	23,97	23,97	-5,42E-05	3,190E-06
7	0,21000	0,04500	0,00	0,00	18,69	18,69	-5,78E-05	2,574E-06
8	0,22500	0,03500	0,00	0,00	11,50	11,50	-6,32E-05	1,663E-06
9	0,24100	0,03000	0,00	0,00	3,83	3,83	-7,11E-05	5,785E-07
10	0,24900	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,29E-05	0,00E+00

Tabla 4.18

### Deflexión Lateral en el Eje de Salida

Reacciones totales en los apoyos:

$$R_A = 1532,34 \text{ N}$$

$$R_C = 2979,31 \text{ N}$$

Deflexión y deformación angular por sección:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	9,48E-05	0,000E+00
2	0,00600	0,04500	0,00	0,00	9,19	9,19	9,37E-05	5,666E-07
3	0,06075	0,06500	0,00	0,00	93,09	93,09	2,75E-05	4,381E-06
4	0,10075	0,08000	0,00	0,00	154,38	154,38	5,91E-07	4,987E-06
5	0,11150	0,08000	0,00	0,00	170,86	170,86	-3,55E-06	4,971E-06
6	0,16575	0,08000	4511,67	0,00	253,99	253,99	-3,08E-05	4,087E-06
7	0,25100	0,08000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,65E-05	0,00E+00
8	0,31900	0,08000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,60E-05	-3,841E-06

Tabla 4.19

## 5. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Con el fin de disminuir la fricción de los ejes al girar, se utilizan rodamientos en los puntos del eje dónde este se apoya con la carcasa. Todos los rodamientos del reductor tienen aproximadamente la misma vida de diseño.

Para obtener los datos característicos de los rodamientos se ha consultado el catálogo online de SKF. Los datos concretos de los rodamientos seleccionados se pueden consultar en el punto 5.3 de la *Memoria*, para acceder al catálogo de SKF se puede encontrar un enlace en la bibliografía.

### 5.1. Cálculo por Fallo a Fatiga

En general se debe seleccionar los rodamientos en función del número de horas de diseño que se asigna al producto. Para ello sabiendo o estimando las horas de vida de diseño y preseleccionando un rodamiento se obtiene la carga que aparece sobre dicho rodamiento, que debe ser menor a la carga dinámica máxima que el fabricante garantiza para ese rodamiento.

Para llegar a ese resultado se parte de la siguiente ecuación.

$$L = \frac{a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10}}{60 \cdot n} \quad \text{Ecuación 5.1}$$

siendo:

**L**, vida en horas del rodamiento.

**L<sub>10</sub>**, vida nominal del rodamiento: número de revoluciones a una velocidad constante dada que el 90% de un grupo de rodamientos idénticos completará o excederá antes de desarrollar un fallo.

**a<sub>1</sub>** factor de fiabilidad, corrige la fiabilidad del rodamiento cuando se requieren vidas mayores a las nominales (L<sub>10</sub>).

**a<sub>ISO</sub>** factor por condiciones de trabajo, pondera el estado durante el funcionamiento del rodamiento de la viscosidad y condiciones de limpieza del lubricante, las dimensiones del rodamiento y su velocidad de trabajo.

**n** es la velocidad angular en *rpm*.

### Vida nominal del rodamiento, $L_{10}$

Se calcula a mediante la ecuación:

$$L_{10} = 10^6 \cdot \left( \frac{C}{F_{eq}} \right)^3 \quad \text{Ecuación 5.2}$$

donde:

$C$  es la carga dinámica que soporta el rodamiento.

$F_{eq}$  es la carga se aplica sobre el rodamiento en N, dado que en los ejes no aparecen esfuerzos axiales,  $F_{eq}$  es igual a la reacción en los apoyos de los ejes.

### Factor de fiabilidad, $a_1$

Este dato se obtiene de tablas y se puede consultar en la tabla 4.1 del *Anexo de Tablas y Gráficas*.

Para una fiabilidad del 99% se tiene  $a_1=0,25$ .

### Factor por condiciones de trabajo, $a_{ISO}$

Se puede calcular el factor  $a_{ISO}$  siguiendo el procedimiento indicado por la norma ISO 281:2007 del siguiente modo:

- Se obtiene la viscosidad relativa  $v_1$  de la gráfica 4.1, del Anexo de *Tablas y Gráficas*, en función del diámetro medio  $d_m$ , con la que el fabricante ha definido las capacidades dinámicas, y la velocidad de rotación del rodamiento.
- Se obtiene el coeficiente  $\kappa = v/v_1$ , siendo  $v$  la viscosidad del lubricante utilizado a la temperatura de trabajo.
- Se determina el nivel de contaminación del lubricante ( $\eta_c$ ) consultado la tabla 4.3 del *Anexo de Tablas y Gráficas*. Dadas las condiciones se elige  $\eta_c = 0,3$  (contaminación ligera/típica).
- Se calcula la relación contaminación-carga:

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{F_{eq}} \quad \text{Ecuación 5.3}$$

Donde  $P_u$  es la carga límite de fatiga y es un dato proporcionado por el fabricante, se consulta en el catálogo.

- Para obtener  $a_{ISO}$  se entra con  $\kappa$  y  $\eta_c$  en la gráfica 4.2 del *Anexo de Tablas y Gráficas*.

### Cálculo y Criterio de Selección

Operando, simplificando y despejando la capacidad de carga dinámica de las ecuaciones 5.1 y 5.2, se llega a la siguiente expresión:

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{L \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_{ISO} \cdot 10^6}} \quad \text{Ecuación 5.4}$$

Se preselecciona un rodamiento y con sus datos de catálogo y para una vida de diseño fijada previamente se calcula mediante la ecuación 5.4 la capacidad de carga dinámica que sufre dicho rodamiento.

El criterio de selección es el de comprobar que esta capacidad de carga dinámica calculada es menor a la capacidad de carga dinámica máxima soportada por el rodamiento, que es un dato que proporciona el fabricante y se puede consultar en catálogo.

Para ello se debe tener en cuenta que para el cálculo de  $a_{ISO}$  se utilizan los datos de catálogo del rodamiento preseleccionado,  $a_1$  es igual 0,25 tal como se ha indicado en el punto anterior,  $n$  es la velocidad de rotación del eje para el que se selecciona el rodamiento. Además los rodamientos se lubrican con el mismo lubricante que los engranajes por lo tanto se tiene que  $v = 680 \text{ mm}^2/\text{s}$

Por otra parte se obtiene la vida en horas de la tabla 4.2, del *Anexo de Tablas y Gráficas*, estimando que la maquina podría estar en servicio continuo las 24 y obteniendo de la tabla  $L = 60000 \text{ h}$ .

Finalmente cabe destacar que los términos “rodamiento izquierdo” y “rodamiento derecho” se utilizan utilizando los planos de cada eje como referencia.

## Rodamientos del Eje de Entrada

El eje de entrada tiene una velocidad angular de  $\omega_e = 750 \text{ rpm}$ .

### Rodamiento Izquierdo

Se parte de los siguientes datos:

$$F_{eq} = 1533,045 \text{ N}$$

$$d_{eje} = 30 \text{ mm}$$

Obteniéndose para los diferentes rodamientos del catálogo:

Modelo	Datos de catálogo					v1 (mm <sub>2</sub> /s)	κ	$\eta_c \cdot \frac{P_u}{F_{eq}}$	a <sub>ISO</sub>	C <sub>calc.</sub>	Validez
	C (N)	D (mm)	d (mm)	dm (mm)	Pu (N)						
61806	4490	42	30	36	146	31	21,93	0,072	4,1	8362,25	NO
61906	7280	47	30	38,5	212	30	22,66	0,105	8	6691,97	SI
16006*	11900	55	30	42,5	310	28	24,28	0,154	17	5205,16	SI
6006*	13800	55	30	42,5	355	28	24,28	0,176	24	4639,91	SI

Tabla 5.1

### Rodamiento Derecho

Se parte de los siguientes datos:

$$F_{eq} = 346,968 \text{ N}$$

$$d_{eje} = 20 \text{ mm}$$

Obteniéndose para los diferentes rodamientos del catálogo:

Modelo	Datos de catálogo					v1 (mm <sub>2</sub> /s)	κ	$\eta_c \cdot \frac{P_u}{F_{eq}}$	a <sub>ISO</sub>	C <sub>calc.</sub>	Validez
	C (N)	D (mm)	d (mm)	dm (mm)	Pu (N)						
61804	4030	32	20	26	104	38	17,89	0,090	6	4220,66	NO
61904	6370	37	20	28,5	156	35	19,42	0,135	13	3261,74	SI
16004*	7280	42	20	31	173	32	21,25	0,150	16	2825,45	SI

Tabla 5.2

## Rodamientos del Eje Intermedio

El eje intermedio tiene una velocidad angular de  $\omega_e = 95 \text{ rpm}$ .

### Rodamiento Izquierdo

Se parte de los siguientes datos:

$$F_{eq} = 1855,32 \text{ N}$$

$$d_{eje} = 30 \text{ mm}$$

Obteniéndose para los diferentes rodamientos del catálogo:

Modelo	Datos de catálogo					v1 (mm <sub>2</sub> /s)	κ	$\eta_c \cdot \frac{P_u}{F_{eq}}$	a <sub>ISO</sub>	C <sub>calc.</sub>	Validez
	C (N)	D (mm)	d (mm)	dm (mm)	Pu (N)						
61806	4490	42	30	36	146	190	3,57	0,024	1,05	2026,74	NO
61906-2RS1	7280	47	30	38,5	212	175	3,88	0,034	1,6	17609,33	NO
16006	7350	55	30	42,5	310	165	4,12	0,050	2,8	14612,69	NO
6006-Z	13800	55	30	42,5	355	165	4,12	0,057	3,05	14202	NO
6206*	20300	62	30	46	475	155	4,38	0,077	5,2	11888,17	SI

Tabla 5.3

### Rodamiento Derecho

Se parte de los siguientes datos:

$$F_{eq} = 3130,52 \text{ N}$$

$$d_{eje} = 30 \text{ mm}$$

Obteniéndose para los diferentes rodamientos del catálogo:

Modelo	Datos de catálogo					v1 (mm <sub>2</sub> /s)	κ	$\eta_c \cdot \frac{P_u}{F_{eq}}$	a <sub>ISO</sub>	C <sub>calc.</sub>	Validez
	C (N)	D (mm)	d (mm)	dm (mm)	Pu (N)						
61806	4490	42	30	36	146	190	3,57	0,014	0,6	41203,02	NO
61906-2RS1	7280	47	30	38,5	212	175	3,88	0,020	0,9	35994,15	NO
16006	7350	55	30	42,5	310	165	4,12	0,030	1,5	30358,64	NO
6006-Z	13800	55	30	42,5	355	165	4,12	0,034	1,6	29712,52	NO
6206*	20300	62	30	46	475	155	4,38	0,077	5,2	20059,11	SI

Tabla 5.4



## Rodamientos del Eje de Salida

El eje de salida tiene una velocidad angular de  $\omega_e = 12,033 \text{ rpm}$ .

### Rodamiento Izquierdo

Se parte de los siguientes datos:

$$F_{eq} = 1533,04 \text{ N}$$

$$d_{eje} = 40 \text{ mm}$$

Obteniéndose para los diferentes rodamientos del catálogo:

Modelo	Datos de catálogo					v1 (mm <sub>2</sub> /s)	κ	$\eta_c \cdot \frac{P_u}{F_{eq}}$	a <sub>ISO</sub>	C <sub>calc.</sub>	Validez
	C (N)	D (mm)	d (mm)	dm (mm)	Pu (N)						
61808	4940	52	40	46	186	870	0,78	0,036	0,55	10431,48	NO
61908	13800	62	40	51	425	800	0,85	0,083	1,5	7466,26	SI
6008-Z*	17800	68	40	54	490	795	0,86	0,096	1,7	7161,17	SI
6208-2RS1*	32500	80	40	60	800	750	0,91	0,157	3,7	5525,86	SI

Tabla 5.5

### Rodamiento Derecho

Se parte de los siguientes datos:

$$F_{eq} = 2978,62 \text{ N}$$

$$d_{eje} = 80 \text{ mm}$$

Obteniéndose para los diferentes rodamientos del catálogo:

Modelo	Datos de catálogo					v1 (mm <sub>2</sub> /s)	κ	$\eta_c \cdot \frac{P_u}{F_{eq}}$	a <sub>ISO</sub>	C <sub>calc.</sub>	Validez
	C (N)	D (mm)	d (mm)	dm (mm)	Pu (N)						
61816	13000	100	80	90	640	610	1,11	0,064	1,8	13651,16	NO
61916	25100	110	80	95	1020	600	1,13	0,103	2,85	11712,39	SI
16016*	35100	125	80	102,5	1320	590	1,15	0,133	3,95	10504,97	SI
6016-Z*	49400	125	80	102,5	1660	590	1,15	0,167	4,5	10058,26	SI

Tabla 5.6

## 5.2. Cálculo por Fallo Bajo Carga Estática

Este tipo de fallo aparece cuando el rodamiento no gira o bien lo hace a velocidades muy reducidas; menores a 10 rpm. En condiciones normales un rodamiento puede soportar cargas mayores cuando se encuentra en funcionamiento debido a que las cargas se distribuyen uniformemente. Sin embargo para las condiciones descritas cada rodamiento tiene definida por el fabricante una capacidad de carga estática  $C_0$ , utilizada para definir el fallo estático del mismo.

En general no es necesario calcular el fallo estático ya que en situaciones de parada del reductor no aparecen las fuerzas sobre los engranajes y en los rodamientos solo afecta el peso de los elementos, y en funcionamiento las velocidades de giro suelen ser mayores a 10 rpm.

Aun así, dado que el eje de salida tiene una velocidad de rotación lenta, 12,033 rpm, se considera necesario comprobar el fallo bajo carga estática en los rodamientos de este eje.

### Cálculo y Criterio de Selección

Se define el coeficiente de seguridad estática  $X_0$  como la relación entre la capacidad de carga estática  $C_0$  y la carga estática equivalente del siguiente modo:

$$X_0 = \frac{C_0}{F_{eq}} \quad \text{Ecuación 5.5}$$

Este coeficiente depende de las condiciones de funcionamiento y se puede consultar en la tabla 4.4 del *Anexo de Tablas y Gráficas*. Para este caso se considera  $X_0=1$ .

Por lo tanto simplemente se tiene que comprobar que las reacciones que aparecen en los apoyos de los ejes de salida sean menores a la capacidad carga estática  $C_0$  de los respectivos rodamientos:

$$C_0 \geq X_0 \cdot F_{eq} \quad \text{Ecuación 5.6}$$

### Rodamientos del Eje de Salida

Tal como se ha comentado, sólo se realiza la comprobación bajo fallo estático para los rodamientos del eje de salida, ya que este gira a velocidades próximas a las mínimas recomendadas para realizar esta comprobación.

#### **Rodamiento Izquierdo**

En el apoyo izquierdo aparece una reacción  $F_{eq} = 1533,04 \text{ N}$  mientras que para el rodamiento seleccionado en el punto anterior se observa en el catálogo que  $C_0 = 10 \text{ kN} = 10\,000 \text{ N}$ .

Por lo tanto se cumple que  $C_0 \geq F_{eq}$  y el rodamiento seleccionado no sufrirá un fallo bajo carga estática.

#### **Rodamiento Derecho**

En el apoyo derecho aparece una reacción  $F_{eq} = 2978,62 \text{ N}$  mientras que para el rodamiento seleccionado bajo el criterio de fallo a fatiga se tiene por catálogo que  $C_0 = 20,4 \text{ kN} = 20\,400 \text{ N}$ .

Por lo tanto se cumple que  $C_0 \geq F_{eq}$  y el rodamiento seleccionado no sufrirá un fallo bajo carga estática.

# Anexo de Tablas y Gráficas

---

## ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN .....	1
2.	DISEÑO DE LOS ENGRANAJES.....	1
2.1.	Modulo y Número de Dientes .....	1
2.2.	Ancho de los Dientes.....	2
	Condiciones Reales de Funcionamiento.....	2
	Resistencia Superficial .....	4
	Resistencia a la Rotura por Flexión.....	4
	Lubricante .....	5
3.	DISEÑO DE LOS EJES.....	7
3.1.	Dimensionado de los Ejes por Fatiga.....	7
4.	CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	9
4.1.	Cálculo por Fallo a Fatiga .....	9
	Cálculo del Factor por Condiciones de Trabajo $a_{ISO}$ .....	10
4.2.	Cálculo por Fallo bajo Carga Estática.....	12

## 1. INTRODUCCIÓN

En este anexo se recogen las diferentes tablas y gráficas utilizadas para el diseño, cálculo y selección de los diferentes elementos del reductor de velocidad a las que se hace referencia en el *Anexo de Cálculos*.

## 2. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES

### 2.1. Modulo y Número de Dientes

#### Módulos Normalizados

Módulos normalizados para un ángulo de presión de 20°

<b>m</b>	1	1,25	1,50	1,75	2	2,75	3	5	6	8	10	12
----------	---	------	------	------	---	------	---	---	---	---	----	----

Tabla 2.1

#### Número de dientes máximo en la rueda para que no aparezca interferencia

<b>Z<sub>piñón</sub></b>	<b>Z<sub>rueda,max</sub></b>
12	12
13	16
14	26
15	45
16	101
17	1309
18	∞

Tabla 2.2

## 2.2. Ancho de los Dientes

### Condiciones Reales de Funcionamiento

#### Coefficiente de Aplicación $K_A$

Características de la máquina motriz	Características de la máquina arrastrada		
	Uniforme	Choques moderados	Choques importantes
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choques ligeros	1,25	1,50	2 o mayor
Choques moderados	1,50	1,75	2,25 o mayor

Tabla 2.3

Características de la máquina motriz	Máquina
Uniforme	Motor eléctrico, Turbina de vapor, Turbina de gas
Choques ligeros	Motor de combustión interna de varios cilindros
Choques moderados	Motor de combustión interna monocilíndrico

Tabla 2.4

Características de la máquina arrastrada	Máquina
Uniforme	Alternador, elevadores ligeros, mecanismos de avance de máquinas herramienta, ventiladores, turbo compresores
Choques moderados	Mecanismos de rotación de grúas, ventiladores de minería, mezcladoras de materias no homogéneas, compresores de cilindros múltiples
Choques importantes	Prensas, cizallas, accionamiento de laminadoras

Tabla 2.5

### Coefficiente Dinámico $K_v$

$Q_{ISO}$	10	9	8	7	6	5	4	3
B	0.25	0.18	0.13	0.09	0.06	0.04	0.03	0.02

----- Mecanizado basto -----

Mecanizado medio  
Mecanizado preciso

----- Rectificado -----

--- Mecánica de baja precisión ---

----- Camiones -----

----- Automóviles ----

--- Mecánica general -----

--- Velocidad alta ---

Tabla 2.6

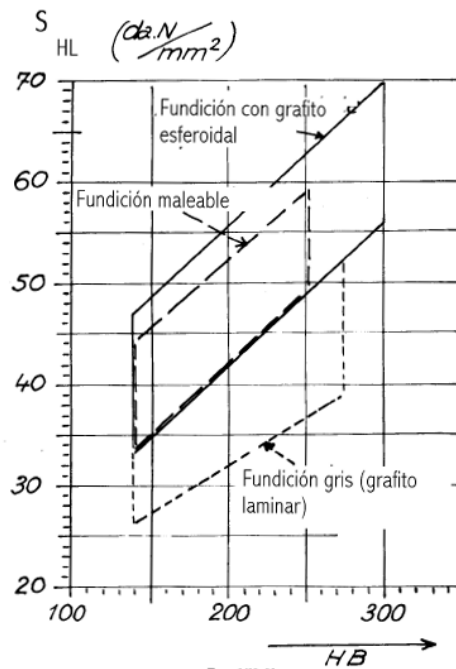
### Coefficientes de distribución de carga longitudinal $K_{F\beta}$ y $K_{H\beta}$

$Q_{ISO}$	Tipo Ajuste	$H_1$	$H_2$	$H_3$	$F_1$	$F_2$	$F_3$
5	a	1.14870	$2.17866 \cdot 10^{-4}$	0.17737	1.12665	$1.96054 \cdot 10^{-4}$	0.15407
5	b, c	1.11024	$4.84048 \cdot 10^{-5}$	0.17350	1.09429	$5.38323 \cdot 10^{-5}$	0.15221
6	a	1.14439	$3.10712 \cdot 10^{-4}$	0.18211	1.13507	$2.53573 \cdot 10^{-4}$	0.15415
6	b, c	1.10851	$1.57148 \cdot 10^{-4}$	0.18092	1.09895	$1.35713 \cdot 10^{-4}$	0.15526
7	a	1.17115	$4.67862 \cdot 10^{-4}$	0.18114	1.14779	$4.00005 \cdot 10^{-4}$	0.15570
7	b, c	1.11765	$2.21430 \cdot 10^{-4}$	0.18277	1.11330	$1.75004 \cdot 10^{-4}$	0.15651
8	a	1.22585	$6.21433 \cdot 10^{-4}$	0.18219	1.20567	$5.21432 \cdot 10^{-4}$	0.15273
8	b, c	1.14813	$3.17861 \cdot 10^{-4}$	0.18064	1.13592	$2.71432 \cdot 10^{-4}$	0.15240

Tabla 2.7

## Resistencia Superficial

Tensión de Contacto Admisible por el Material,  $S_{HL}$



Gráfica 2.1

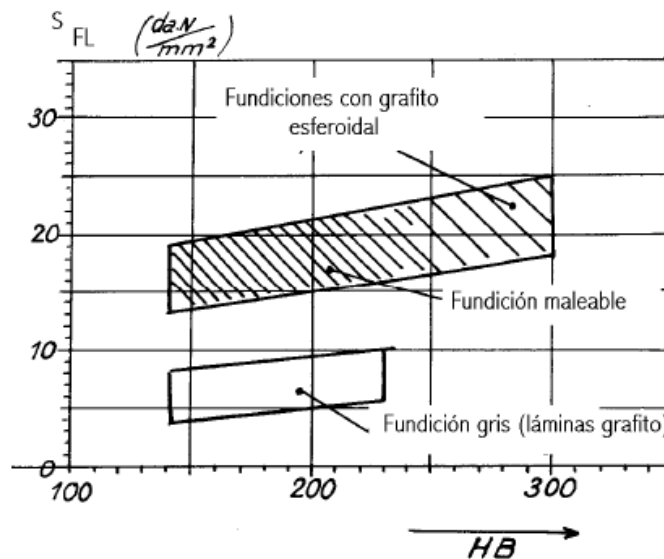
Coefficiente de Rugosidad  $Z_R$

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

Tabla 2.8

## Resistencia a la Rotura por Flexión

Límite de Resistencia Nominal,  $S_{FL}$



Gráfica 2.2



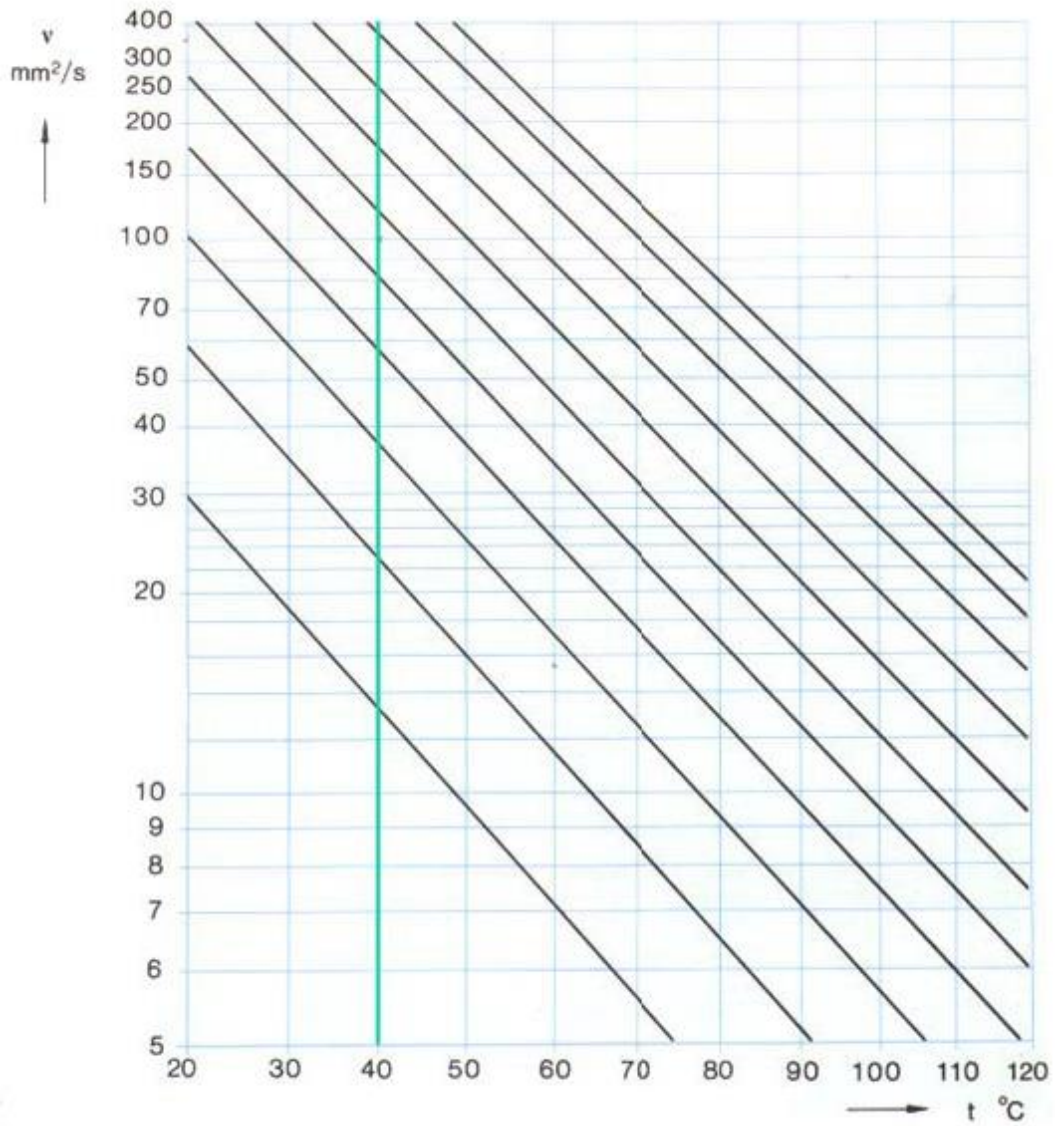
## Lubricante

### Sistema ISO de clasificación de lubricantes según la viscosidad

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

Tabla 2.9

Variación de la viscosidad en función de la temperatura



Gráfica 2.3

### 3. DISEÑO DE LOS EJES

#### 3.1. Dimensionado de los Ejes por Fatiga

Factor de Superficie  $k_a$

ACABADO SUPERFICIAL	Factor a (MPa)	Exponente b
Rectificado	1.58	-0.085
Mecanizado o laminado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Forjado	272.0	-0.995

Tabla 3.1

Factor de Temperatura  $k_d$

T, °C	20	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
$k_d$	1.000	1.010	1.020	1.025	1.020	1.00	0.975	0.927	0.922	0.840	0.766	0.670	0.546

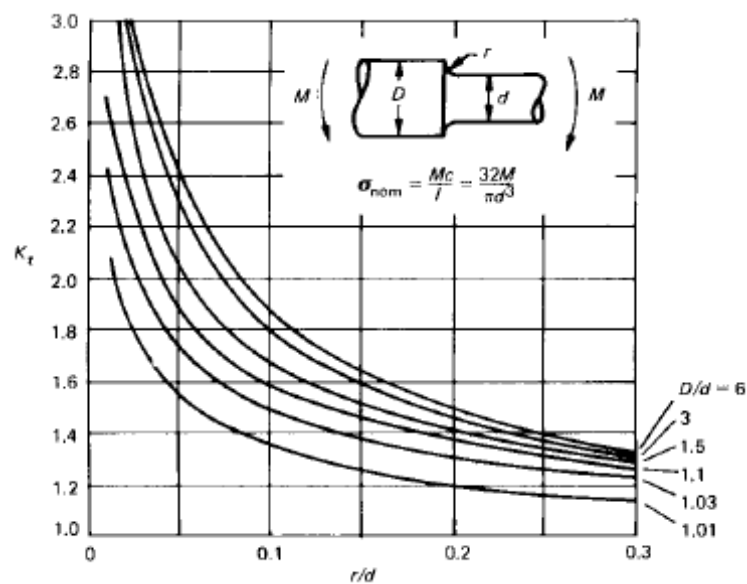
Tabla 3.2

Factor de Confiabilidad  $k_e$

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

Tabla 3.3

Factor de Concentración Teórico de Tensiones  $k_t$



Gráfica 3.1

### Factor de Concentrador de Tensiones $k_f$ en Chaveteros

Acero	Tipo patín (bañera)		Tipo perfilado	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Recocido (< 200 BHN)	1.3	1.3	1.6	1.3
Templado (> 200 BHN)	1.6 (1,4)	1.6	2.0 (1.8)	1.6 (1,7)

Tabla 3.4

## 4. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

### 4.1. Cálculo por Fallo a Fatiga

**Factor de Fiabilidad  $a_1$**

Fiabilidad %	$a_1$
90	1
95	0.64
96	0.55
97	0.47
98	0.37
99	0.25
99.2	0.22
99.4	0.19
99.6	0.16
99.8	0.12
99.9	0.093
99.92	0.087
99.94	0.080
99.95	0.077

Tabla 4.1

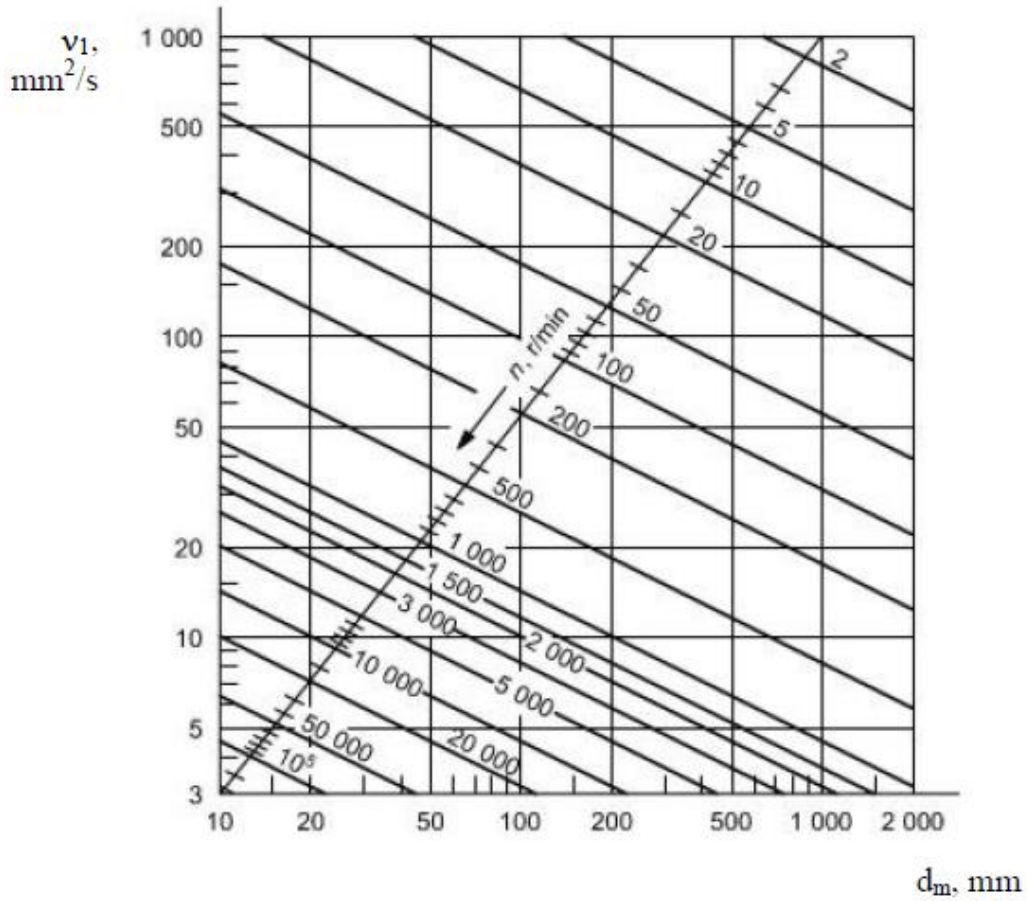
**Recomendaciones de Vidas de Rodamientos**

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

Tabla 4.2

### Cálculo del Factor por Condiciones de Trabajo $a_{ISO}$

#### Viscosidad Relativa $v_1$



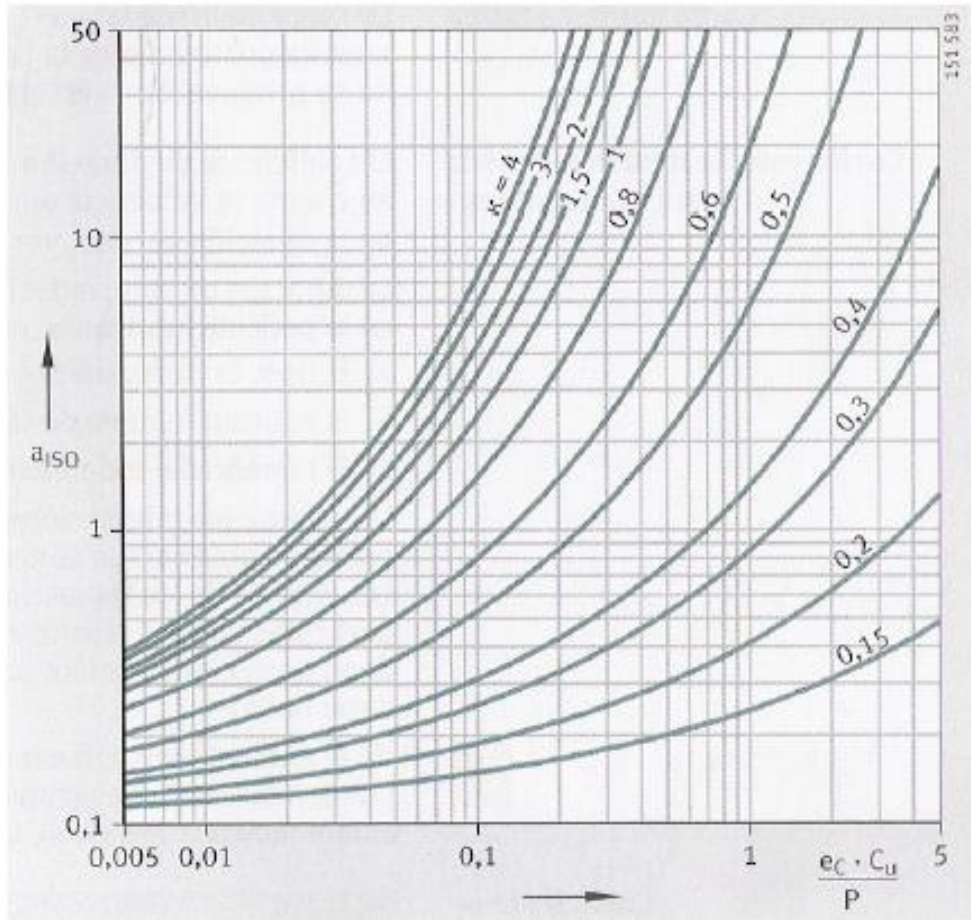
Gráfica 4.1

### Nivel de Contaminación del Lubricante $\eta_c$

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

Tabla 4.3

**Factor  $a_{ISO}$  para Rodamientos Radiales de Bolas**



Gráfica 4.2

**4.2. Cálculo por Fallo bajo Carga Estática**

**Coefficiente de Seguridad Estática  $X_0$**

Condiciones de funcionamiento	Coeficiente de seguridad estática $X_0$	
	Rodillos	Bolas
Carga uniforme, bajas vibraciones, requisitos poco severos para la suavidad de marcha	$\geq 1.0$	$\geq 0.5$
Carga uniforme, bajas vibraciones, con requisitos más elevados para la suavidad de marcha	$\geq 2.0$	$\geq 1.0$
Funcionamiento con considerables cargas de impacto o choques	$\geq 3.0$	$\geq 2.0$
Rodadura con elevados requisitos de precisión de rotación y suavidad de marcha	$\geq 4.0$	$\geq 3.0$

Tabla 4.4



# Presupuesto

---

## ÍNDICE

1.	CUADRO DE PRECIOS .....	1
1.1.	Mano de Obra.....	1
1.2.	Materiales.....	1
1.3.	Maquinaria .....	1
2.	ESTADO DE MEDICIONES .....	2
3.	CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTO.....	4
3.1.	Engranajes .....	4
	Piñón de la primera etapa .....	4
	Rueda de la primera etapa .....	4
	Piñón de la segunda etapa .....	4
	Rueda de la segunda etapa .....	4
3.2.	Ejes.....	5
	Eje de entrada.....	5
	Eje intermedio .....	5
	Eje de salida .....	5
3.3.	Carcasa .....	5
3.4.	Tapas y tapones .....	6
	Tapa eje de entrada derecha .....	6
	Tapa eje intermedio izquierda .....	6
	Tapa eje intermedio derecha .....	6
	Tapa eje de salida izquierda .....	6
	Tapón lubricante.....	6
3.5.	Rodamientos.....	7
3.6.	Tornillería.....	7
3.7.	Arandelas elásticas .....	7
3.8.	Chavetas UNE 17.102h1 .....	7
3.9.	Otros elementos.....	7
4.	PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL.....	8
5.	PRESUPUESTO BASE DE CONTRATA .....	9
6.	PRESUPUESTO TOTAL .....	9

## 1. CUADRO DE PRECIOS

### 1.1. Mano de Obra

- Oficial de Primera.....10,5 €/h
- Oficial de Segunda.....7 €/h

### 1.2. Materiales

- Acero 20MnCr5.....1,85 €/kg
- Fundición Gris FG20.....1,1 €/kg
- Fundición Gris.....1,1 €/kg
- Chaveta 8x43,5.....1,13 €/ud
- Chaveta 14x62,5.....1,66 €/ud
- Chaveta 22x100.....2,34 €/ud
- Rodamiento SKF 61906.....15,33 €/ud
- Rodamiento SKF 61904.....14,11 €/ud
- Rodamiento SKF 6206\*.....48,10 €/ud
- Rodamiento SKF 61908.....31,05 €/ud
- Rodamiento SKF 61916.....65,87 €/ud
- Arandela elástica  $\phi$ 20.....0,042 €/ud
- Arandela elástica  $\phi$ 30.....0,103 €/ud
- Arandela elástica  $\phi$ 40.....0,162 €/ud
- Arandela elástica  $\phi$ 50.....0,251 €/ud
- Tornillo DIN 933 M6x16.....0,17 €/ud
- Tornillo DIN 933 M8x40.....0,36 €/ud
- Casquillo del eje de salida.....0,60 €/ud
- Moldeo y molde de carcasa.....65 €/ud
- Lubricante VG 660.....3,88 €/L
- Junta de estanqueidad.....2,3 €/ud

### 1.3. Maquinaria

- Torno.....20 €/h
- Fresadora.....25 €/h
- Rectificadora.....30 €/h
- Taladrado y roscado de la carcasa.....15 €/h
- Taladrado del engranaje.....10 €/h

## 2. ESTADO DE MEDICIONES

### Engranajes

• Piñón primera etapa.....	1	ud
• Rueda primera etapa.....	1	ud
• Piñón segunda etapa.....	1	ud
• Rueda segunda etapa.....	1	ud

### Ejes

• Eje de entrada.....	1	ud
• Eje intermedio.....	1	ud
• Eje de salida.....	1	ud

### Chavetas UNE 17.102h1

• Chaveta 8x43,5.....	2	ud
• Chaveta 14x62,5.....	2	ud
• Chaveta 22x100.....	2	ud

### Casquillos

• Casquillo eje de salida.....	1	ud
--------------------------------	---	----

### Arandelas elásticas de sujeción

• Arandela elástica $\phi 20$ .....	1	ud
• Arandela elástica $\phi 30$ .....	4	ud
• Arandela elástica $\phi 40$ .....	1	ud
• Arandela elástica $\phi 50$ .....	1	ud

### Rodamientos

• Rodamiento SKF 61906.....	1	ud
• Rodamiento SKF 61904.....	1	ud
• Rodamiento SKF 6206*.....	2	ud
• Rodamiento SKF 61908.....	1	ud
• Rodamiento SKF 61916.....	1	ud

### Tapones

• Tapa eje de entrada derecha.....	1	ud
• Tapa eje intermedio izquierda.....	1	ud
• Tapa eje intermedio izquierda.....	1	ud
• Tapa eje de salida izquierda.....	1	ud
• Tapón lubricante.....	2	ud

#### Tornillos

- Tornillo DIN 933 M6x16.....12 ud
- Tornillo DIN 933 M8x40.....14 ud

#### Carcasa

- Tapa carcasa.....1 ud
- Carcasa.....1 ud
- Junta de estanqueidad.....1 ud
- Lubricante VG 680.....50,25 L

### 3. CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTO

#### 3.1. Engranajes

##### Piñón de la primera etapa

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Fundición Gris FG 20	Kg	0,897	1,1	0,9865
Torneado	h	0,7	20	14
Fresado	h	0,2	25	5
Taladrado	h	0,1	10	1
Rectificado	h	0,2	30	6
			TOTAL	26,99 €

##### Rueda de la primera etapa

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Fundición Gris FG 20	Kg	79,609	1,1	87,5699
Torneado	h	1	20	20
Fresado	h	2,5	25	62,5
Taladrado	h	1	10	10
Rectificado	h	0,4	30	12
			TOTAL	192,07 €

##### Piñón de la segunda etapa

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Fundición Gris FG 20	Kg	3,548	1,1	3,9028
Torneado	h	0,7	20	14
Fresado	h	0,3	25	7,5
Taladrado	h	0,1	10	1
Rectificado	h	0,2	30	6
			TOTAL	32,40 €

##### Rueda de la segunda etapa

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Fundición Gris FG 20	Kg	323,488	1,1	365,7373
Torneado	h	1,2	20	24
Fresado	h	3	25	75
Taladrado	h	1,5	10	15
Rectificado	h	0,4	30	12
			TOTAL	491,73 €

### 3.2. Ejes

#### Eje de entrada

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Acero 20MnCr5	Kg	3,34	1,85	6,1785
Torneado	h	0,5	20	10
Fresado	h	0,2	25	5
Rectificado	h	0,8	30	24
			TOTAL	45,18 €

#### Eje intermedio

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Acero 20MnCr5	Kg	5,527	1,85	36,3849
Torneado	h	0,6	20	12
Fresado	h	0,2	25	5
Rectificado	h	0,9	30	27
			TOTAL	54,22 €

#### Eje de salida

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Acero 20MnCr5	Kg	19,668	1,85	10,2243
Torneado	h	0,9	20	18
Fresado	h	0,4	25	10
Rectificado	h	1	30	30
			TOTAL	94,38 €

### 3.3. Carcasa

En esta operación se incluye tanto la carcasa como su tapa.

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Fundición Gris	Kg	340	1,1	374,8915
Molde y moldeo, incluyendo materia prima y mano de obra.	ud	1	65	65
Fresado tapa	h	0,5	25	12,5
Fresado carcasa	h	1,1	25	27,5
Taladrado y roscado de orificios de tapones y tornillos de la tapa	h	0,8	15	12
Taladrado y roscado de orificios de tapones y tornillos de la carcasa	h	1,4	15	21
			TOTAL	512,90 €

### 3.4. Tapas y tapones

#### Tapas eje de entrada derecha

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Fundición Gris	Kg	0,4529	1,1	0,4982
Torneado	h	0,2	20	4
Taladrado y roscado	h	0,3	15	4,5
Rectificado	h	0,15	30	4,5
			TOTAL	13,50€

#### Tapas eje intermedio izquierda

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Fundición Gris	Kg	0,2901	1,1	0,3191
Torneado	h	0,1	20	2
Taladrado y roscado	h	0,2	15	3
Rectificado	h	0,1	30	3
			TOTAL	8,32 €

#### Tapas eje intermedio derecha

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Fundición Gris	Kg	0,847	1,1	0,9317
Torneado	h	0,2	20	4
Taladrado y roscado	h	0,3	15	4,5
Rectificado	h	0,15	30	4,5
			TOTAL	13,93 €

#### Tapas eje de salida izquierda

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Fundición Gris	Kg	0,9572	1,1	1,053
Torneado	h	0,2	20	4
Taladrado y roscado	h	0,3	15	4,5
Rectificado	h	0,15	30	4,5
			TOTAL	14,05 €

#### Tapón lubricante

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Fundición Gris	Kg	0,9572	1,1	1,053
Torneado	h	0,3	20	6
Taladrado y roscado	h	0,3	15	4,5
Rectificado	h	0,2	30	6
			TOTAL	17,79 €



### 3.5. Rodamientos

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
SKF 61906	ud	1	15,33	15,33
SKF 61904	ud	1	14,11	14,11
SKF 6206*	ud	2	24,04	48,10
SKF 61908	ud	1	31,05	31,05
SKF 91916	ud	1	65	65,87
			TOTAL	174,46 €

### 3.6. Tornillería

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
DIN 933 M6x16	ud	12	0,17	2,04
DIN 933 M8x40	ud	14	0,36	5,04
			TOTAL	7,08 €

### 3.7. Arandelas elásticas

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Arandela $\phi$ 20	ud	1	0,042	0,042
Arandela $\phi$ 30	ud	4	0,103	0,412
Arandela $\phi$ 40	ud	1	0,162	0,162
Arandela $\phi$ 50	ud	1	0,251	0,251
			TOTAL	0,867 €

### 3.8. Chavetas UNE 17.102h1

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Chaveta 8x43,5	ud	2	1,13	2,26
Chaveta 14x62,5	ud	2	1,66	3,32
Chaveta 22x100	ud	2	2,34	4,68
			TOTAL	10,26 €

### 3.9. Otros elementos

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total (€)
Casquillo eje de salida	ud	1	0,6	0,6
Lubricante VG 680	Litros	50,5	3,88	195,94
Junta de estanqueidad	ud	1	2,3	2,3
			TOTAL	198,84 €

## 4. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL

	Precio (€)
Engranajes	743,19
Ejes	193,78
Carcasa	512,90
Tapas y tapones	97,59
Rodamientos	174,46
Tornillería	7,08
Arandelas elásticas	0,867
Chavetas UNE 17.102h1	10,26
Otros elementos	198,84
Montaje (oficial de primera 2h)	21
Montaje (oficial de segunda 1h)	7

**Total Presupuesto de Ejecución Material.....1966,97 €**

## 5. PRESUPUESTO BASE DE CONTRATA

	Precio (€)
Presupuesto de Ejecución Material	1966,97
13% Gastos Generales	255,71
6% Beneficio Industrial	118,02
<b>Presupuesto Base Contrata</b>	<b>2340,69</b>

Presupuesto Base de Contrata.....2340,69 €

## 6. PRESUPUESTO TOTAL

	Precio (€)
Presupuesto Base de Contrata	2340,69
21% IVA	491,55
<b>Presupuesto Total</b>	<b>2832,24</b>

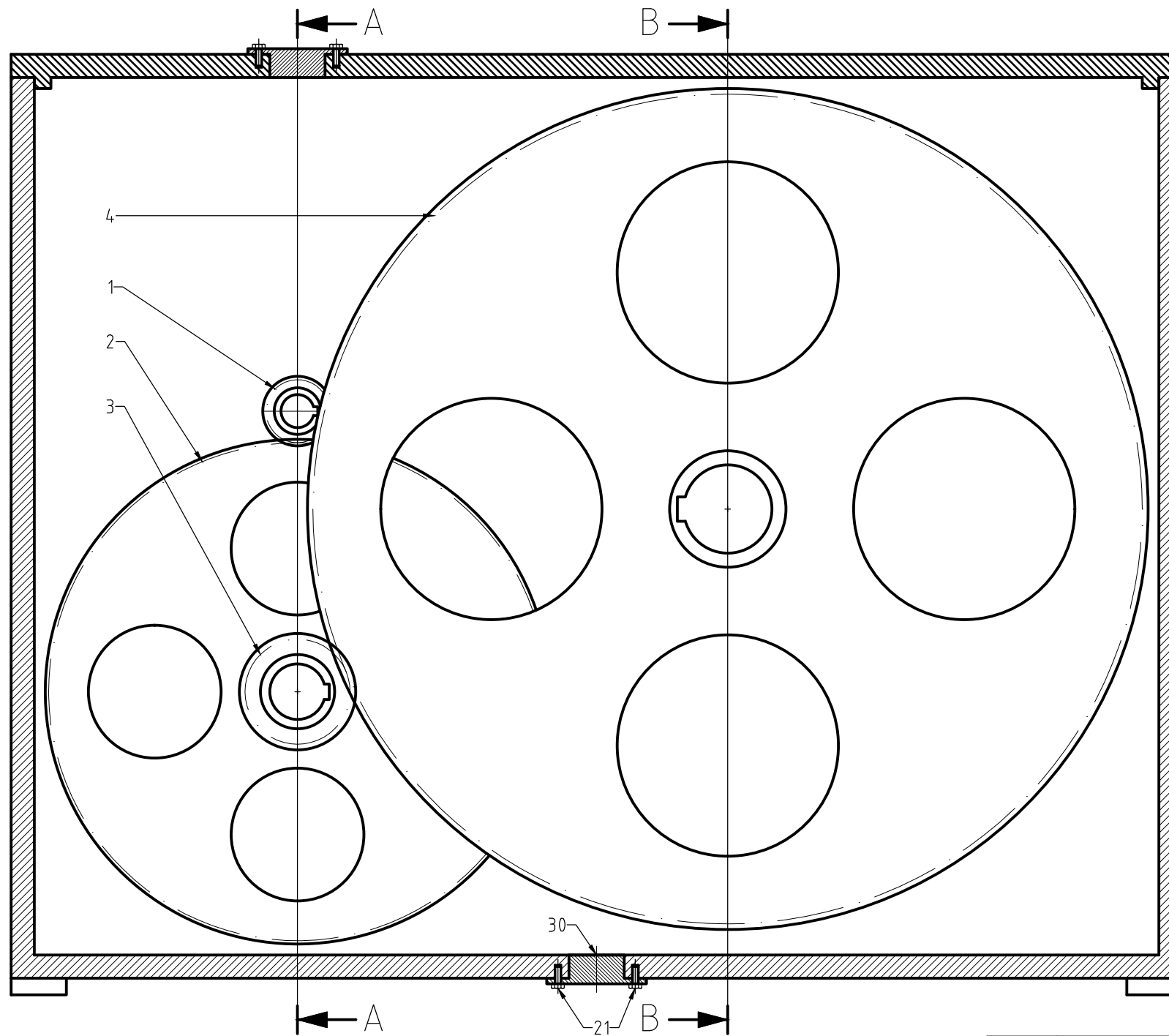
Presupuesto Total.....2832,24 €

El coste total del reductor es de **DOS MIL OCHOCIENTOS TREINTA Y DOS EUROS Y VEINTICUATRO CÉNTIMOS.**

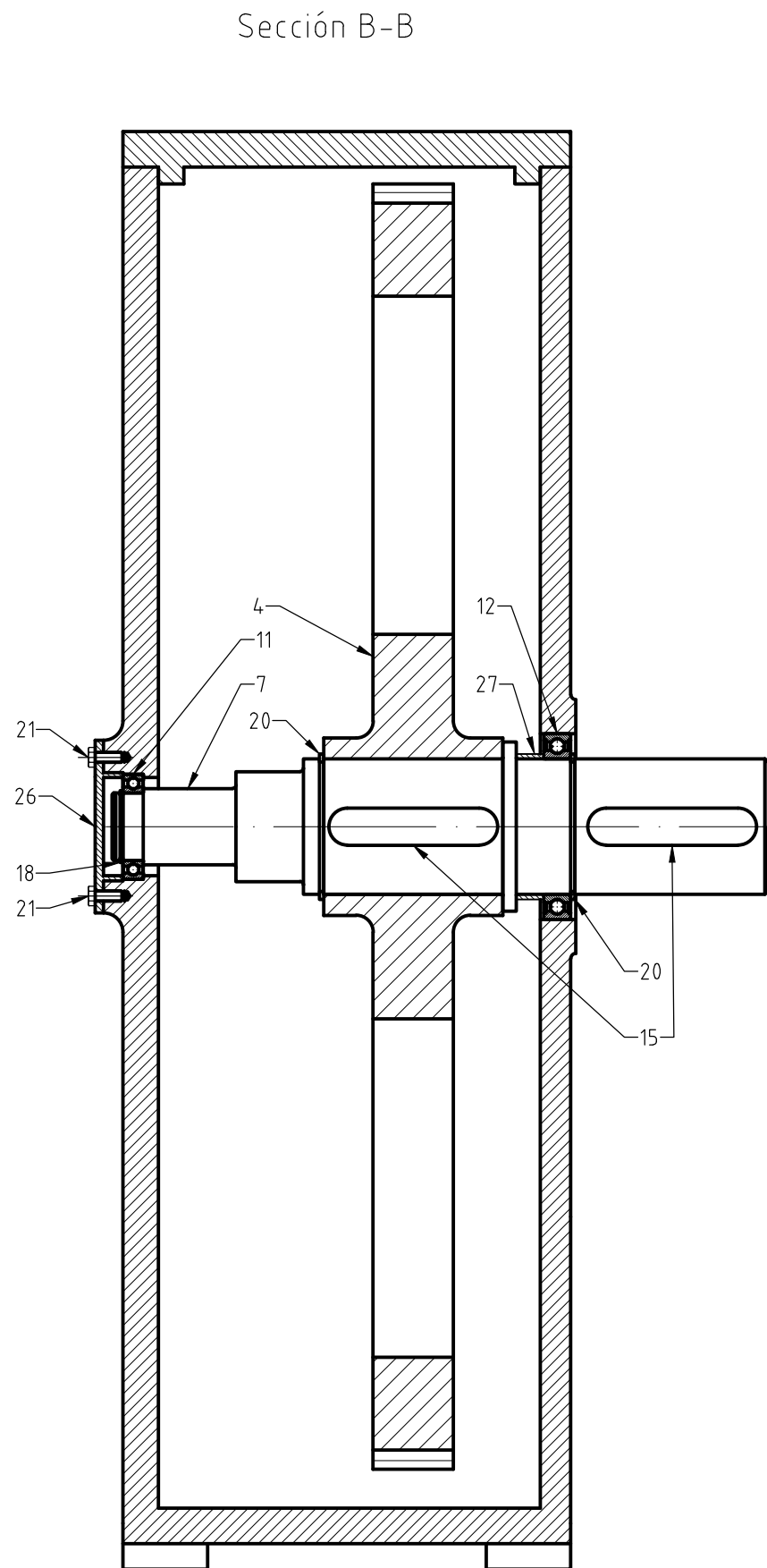
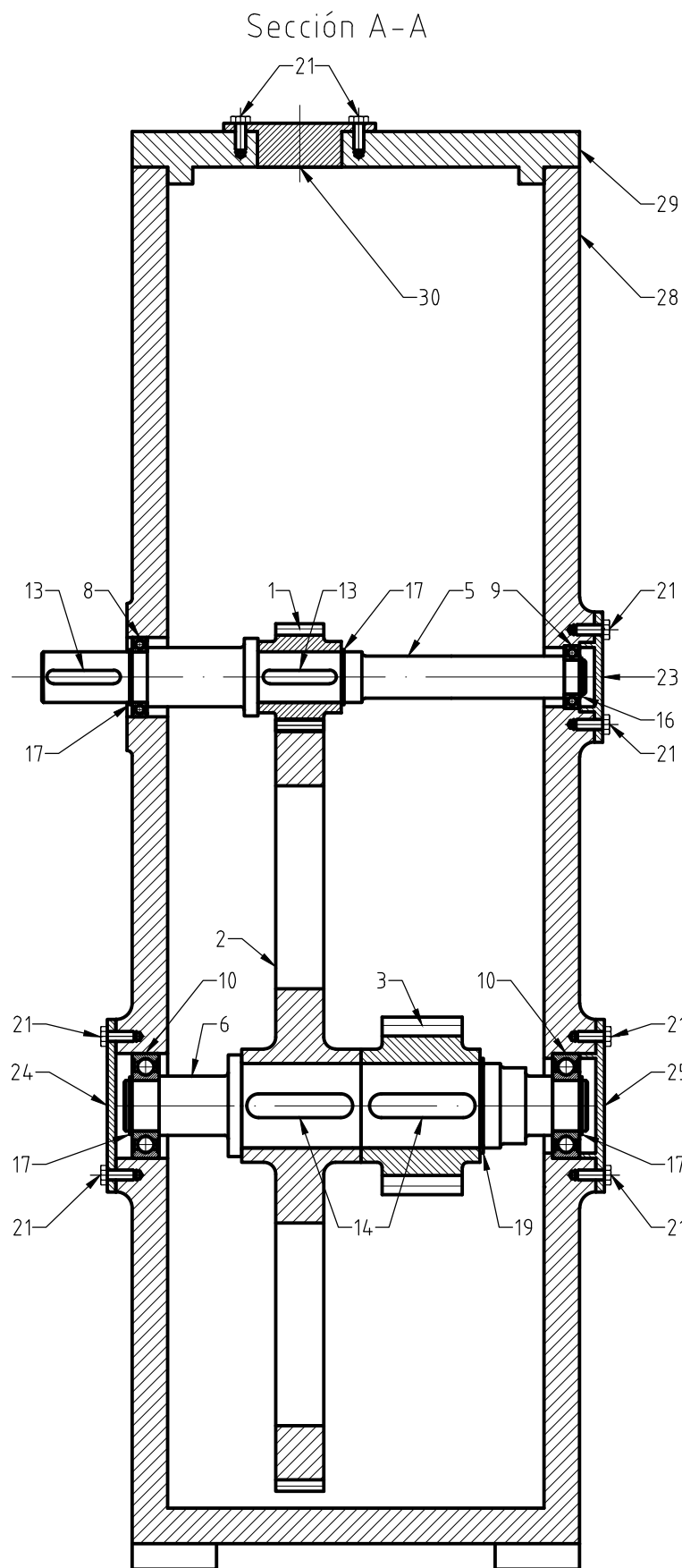
# Planos

---



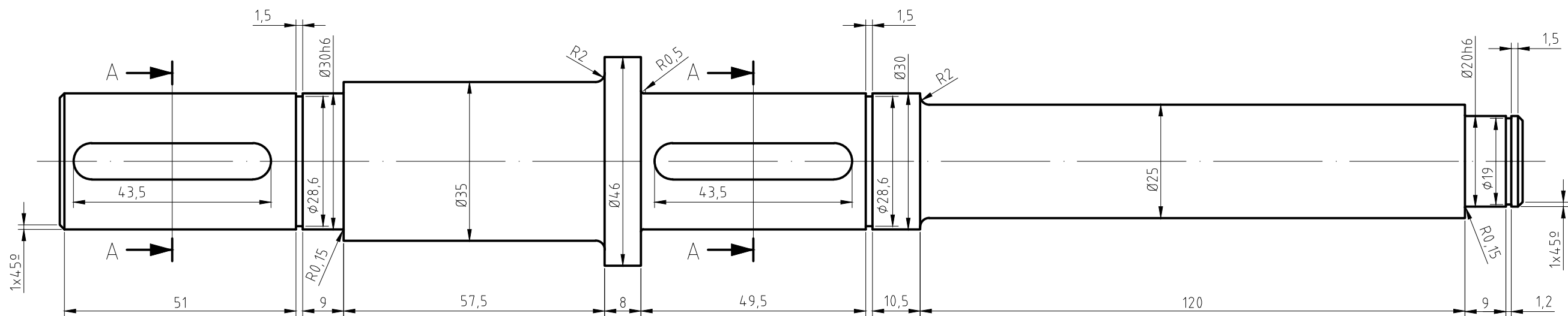


Título Proyecto		
Diseño de un reductor de velocidad para el accionamiento de una máquina de rotomoldeo.		
Título Plano		Fecha
Plano de Conjunto		01/09/2014
		Escala
		1/5
Autor	Firma	Nº Plano
Montalvo Moya, Daniel		1
Tutor	Firma	
Besa Gonzalez, Antonio Jose		

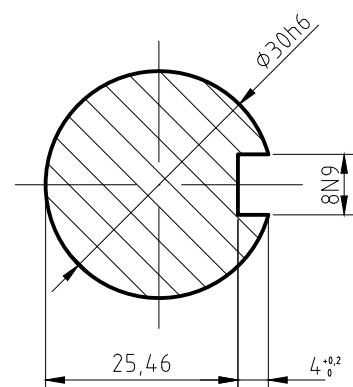


Piezas del Conjunto					
Núm	Pieza	Uds	Núm	Pieza	Uds
1	Engranaje 1	1	16	Arandela Elástica $\phi 20$	1
2	Engranaje 2	1	17	Arandela Elástica $\phi 30$	4
3	Engranaje 3	1	18	Arandela Elástica $\phi 40$	1
4	Engranaje 4	1	19	Arandela Elástica $\phi 50$	1
5	Eje de Entrada	1	20	Arandela Elástica $\phi 80$	1
6	Eje Intermedio	1	21	Tornillo DIN 933 M6x16	12
7	Eje de Salida	1	22	Tornillo DIN 933 M8x60	14
8	Rodamiento SKF 61906	1	23	Tapa Eje E Derecho	1
9	Rodamiento SKF 61904	1	24	Tapa Eje I Izquierdo	1
10	Rodamiento SKF 6206*	2	25	Tapa Eje I Derecho	1
11	Rodamiento SKF 61908	1	26	Tapa Eje S Izquierdo	1
12	Rodamiento SKF 61916	1	27	Casquillo $\phi 80$	1
13	Chaveta Eje de Entrada	2	28	Carcasa	1
14	Chaveta Eje Intermedio	2	29	Tapa de la Carcasa	1
15	Chaveta Eje de Salida	2	30	Tapa Lubricante	2

Título Proyecto		
Diseño de un reductor de velocidad para el accionamiento de una máquina de rotomoldeo.		
Título Plano	Fecha	
Plano de Conjunto (Secciones)	01/09/2014	
	Escala	
	1/4	
Autor	Firma	Nº Plano
Montalvo Moya, Daniel		2
Tutor	Firma	
Besa González, Antonio José		

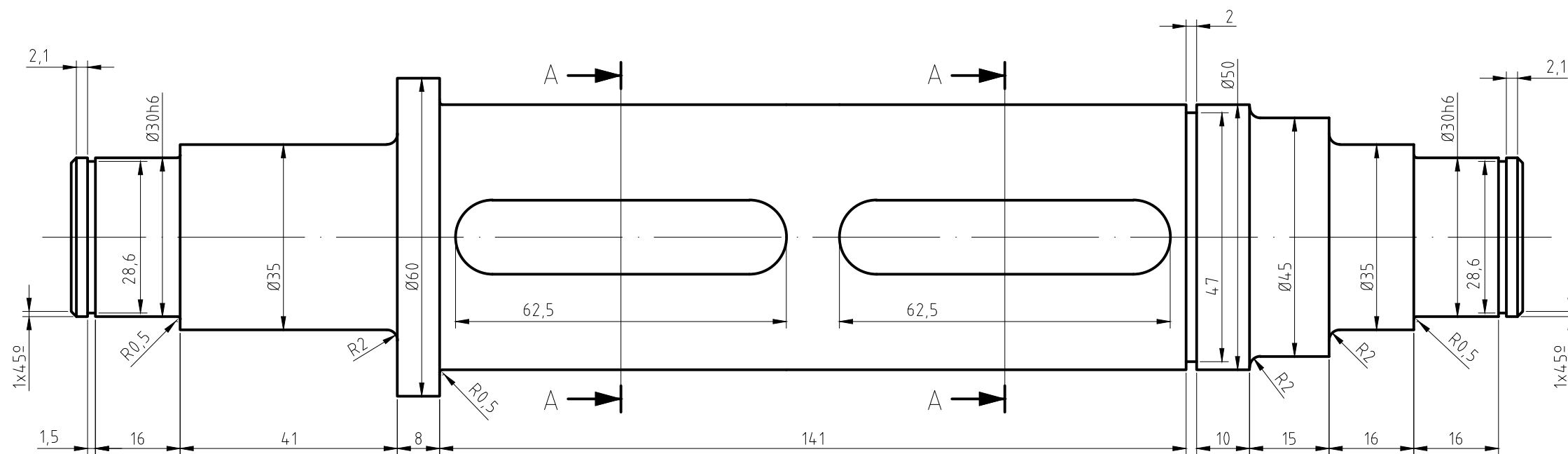


Sección A-A

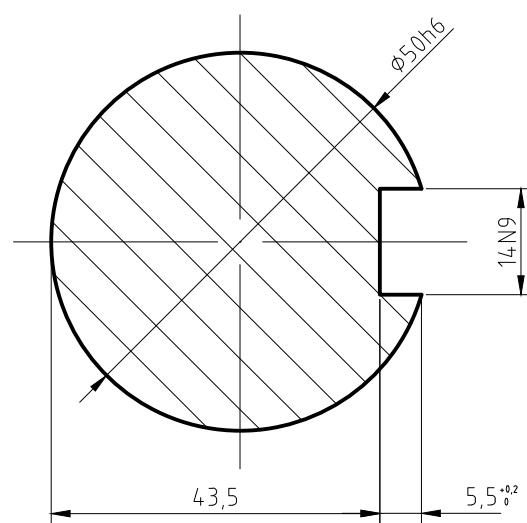


Título Proyecto		
Diseño de un reductor de velocidad para el accionamiento de una máquina de rotomoldeo.		
Título Plano		Fecha
Eje de Entrada		01/09/2014
		Escala
		1/1
Autor	Firma	Nº Plano
Montalvo Moya, Daniel		3
Tutor	Firma	
Besa Gonzalvez, Antonio Jose		

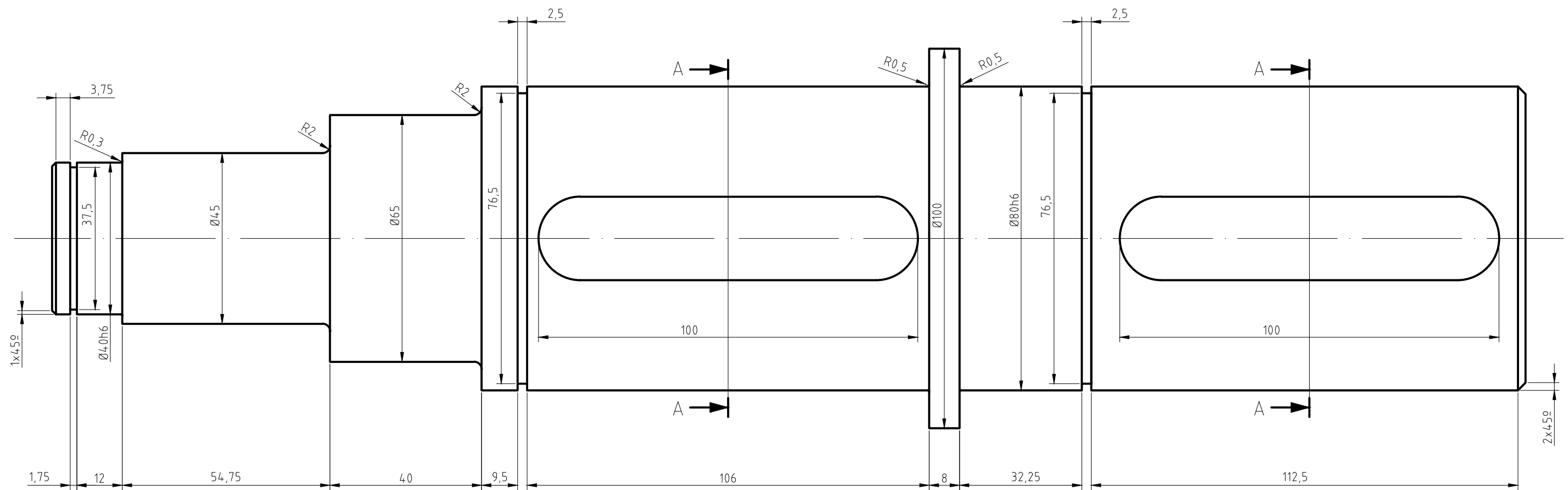




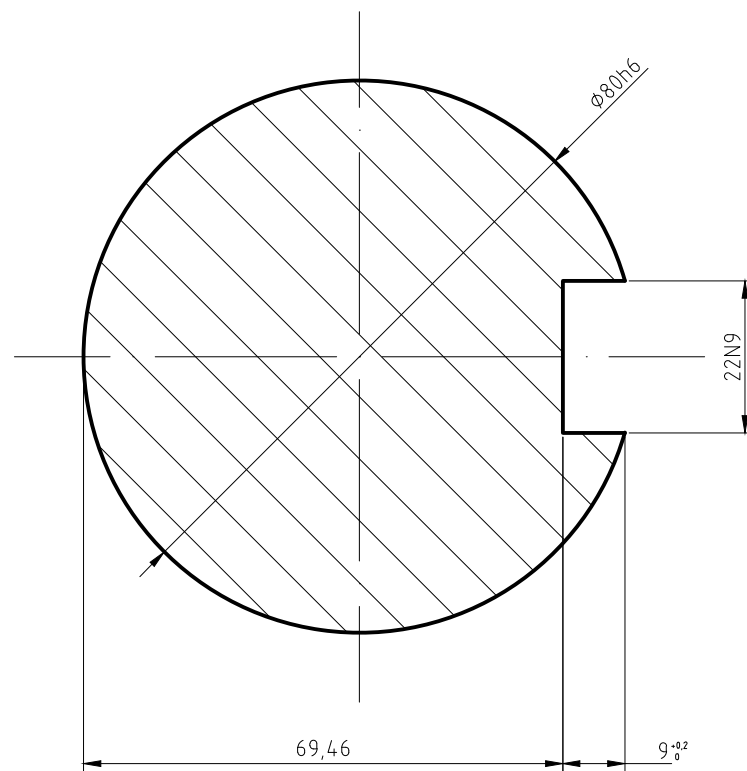
Sección A-A



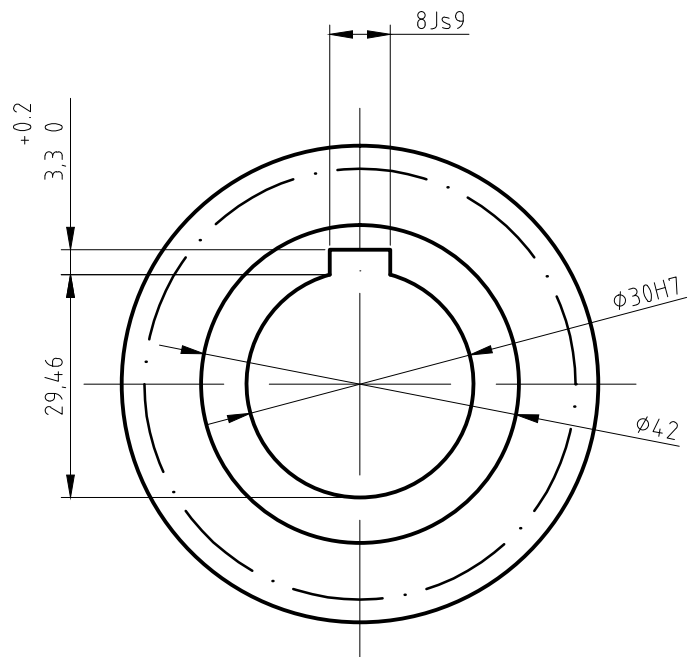
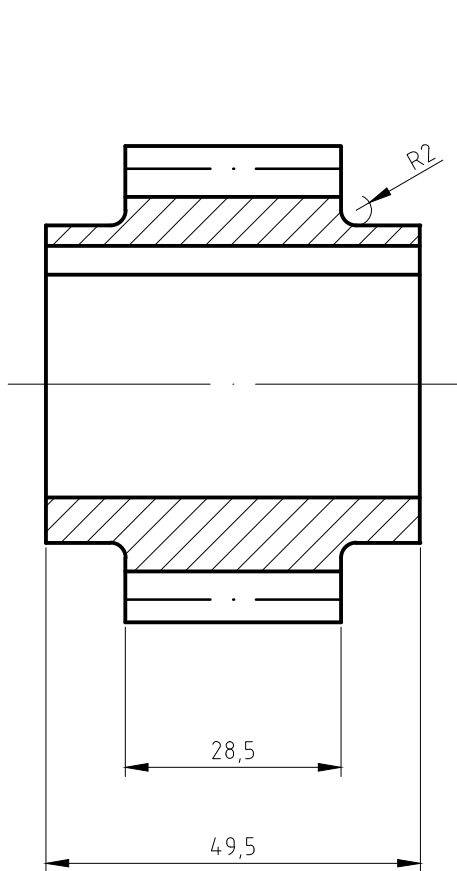
Título Proyecto		
Diseño de un reductor de velocidad para el accionamiento de una máquina de rotomoldeo.		
Título Plano		Fecha
Eje Intermedio		01/09/2014
		Escala
		1/1
Autor	Firma	Nº Plano
Montalvo Moya, Daniel		4
Tutor	Firma	
Besa Gonzalvez, Antonio Jose		



Sección A-A



Título Proyecto		
Diseño de un reductor de velocidad para el accionamiento de una máquina de rotomoldeo.		
Título Plano		Fecha
Eje de Salida		01/09/2014
		Escala
		1/1
Autor	Firma	Nº Plano
Montalvo Moya, Daniel		5
Tutor	Firma	
Besa Gonzalez, Antonio Jose		



### Datos del Engranaje

Número de dientes	$z=19$
Módulo	$m=3$
Ángulo de presión	$\alpha=20^\circ$
Diámetro Primitivo	$D_p=57$
Engranaje conjugado	$z=150$

Título Proyecto

Diseño de un reductor de velocidad para el accionamiento de una máquina de rotomoldeo.

Título Plano

Piñón de la Primera Etapa

Fecha

01/09/2014

Escala

1/1

Autor

Montalvo Moya, Daniel

Firma

Nº Plano

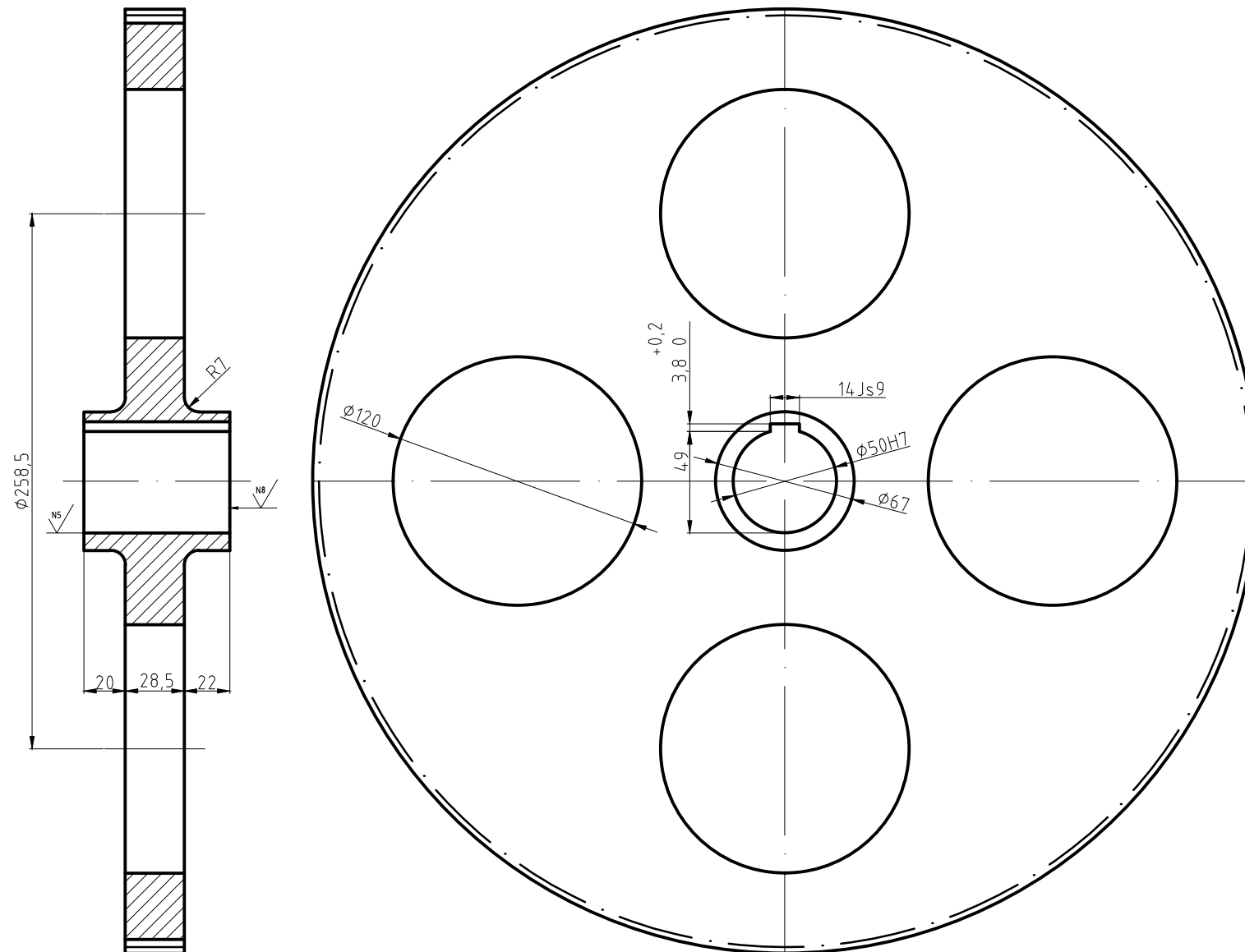
6

Tutor

Besa Gonzalez, Antonio Jose

Firma

N9 ✓ En todas las superficies, salvo indicación en contra

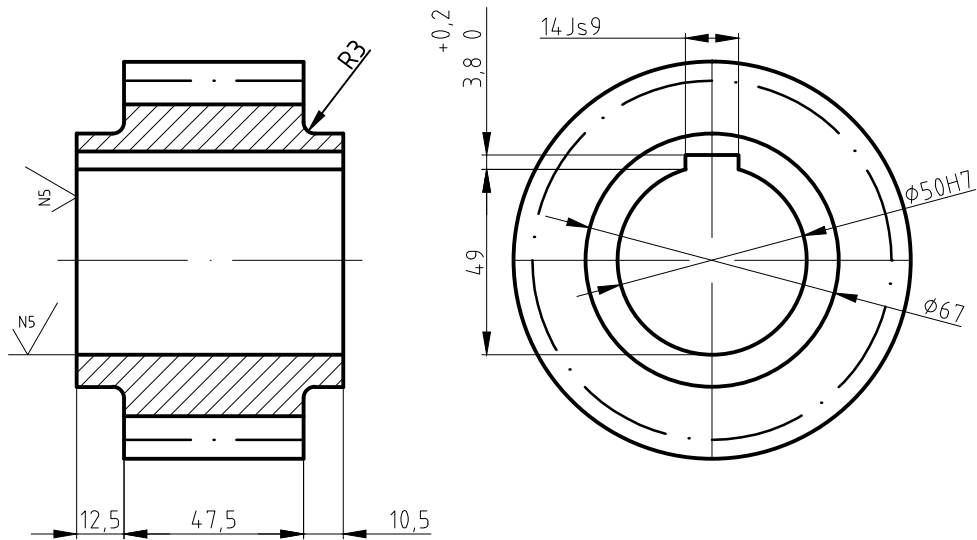


Datos del Engranaje	
Número de dientes	$z=150$
Módulo	$m=3$
Ángulo de presión	$\alpha=20^\circ$
Diámetro Primitivo	$D_p=450$
Engranaje conjugado	$z=19$

Título Proyecto		
Diseño de un reductor de velocidad para el accionamiento de una máquina de rotomoldeo.		
Título Plano		Fecha
Rueda de la Primera Etapa		01/09/2014
		Escala
		1/3
Autor	Firma	Nº Plano
Montalvo Moya, Daniel		7
Tutor	Firma	
Besa González, Antonio José		



En todas las superficies, salvo indicación en contra



Datos del Engranaje	
Número de dientes	$z=19$
Módulo	$m=5$
Ángulo de presión	$\alpha=20^\circ$
Diámetro Primitivo	$D_p=95$
Engranaje conjugado	$z=150$

Título Proyecto

Diseño de un reductor de velocidad para el accionamiento de una máquina de rotomoldeo.

Título Plano

Piñón de la Segunda Etapa

Fecha

01/09/2014

Escala

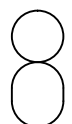
1/2

Autor

Montalvo Moya, Daniel

Firma

Nº Plano

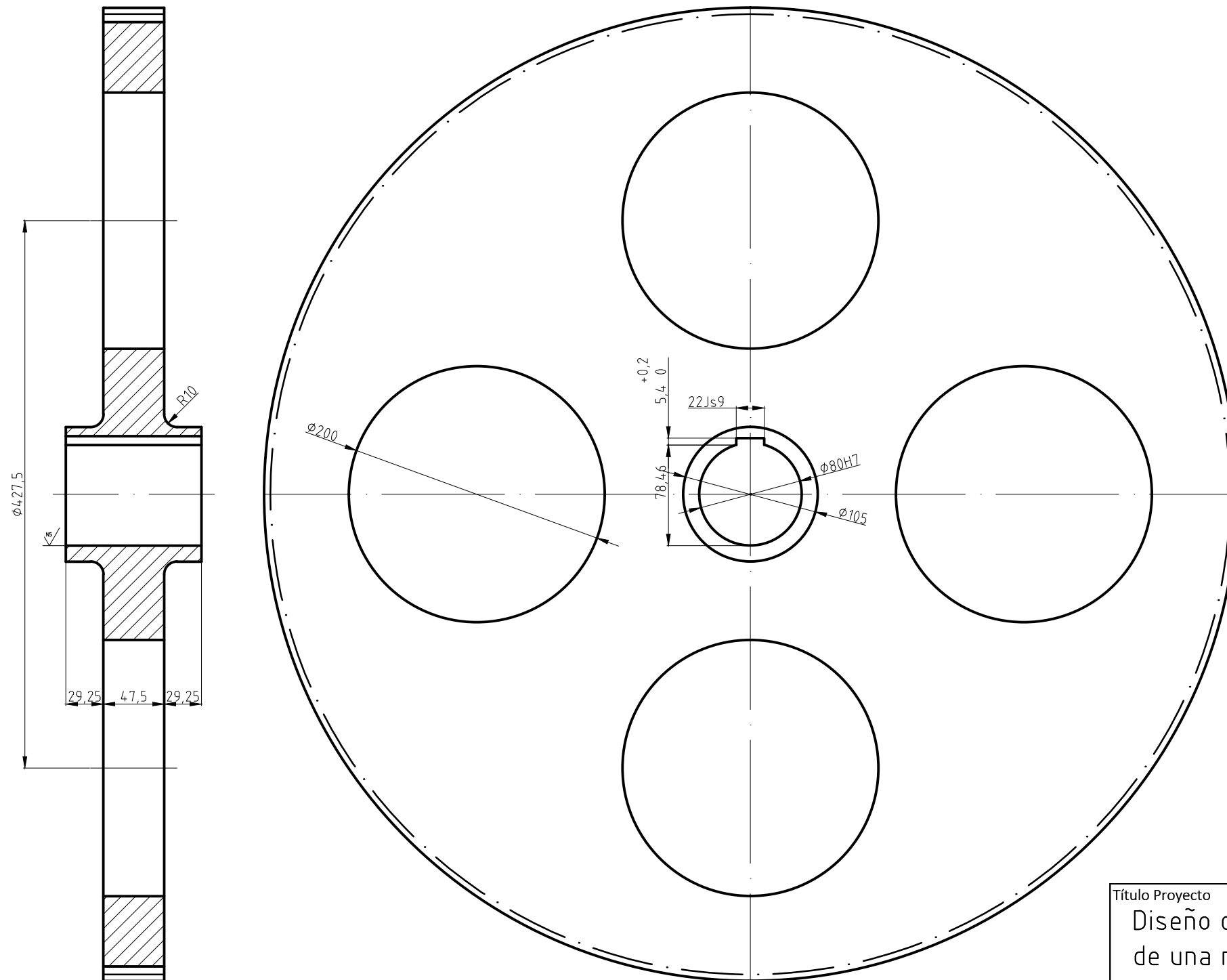


Tutor

Besa González, Antonio José

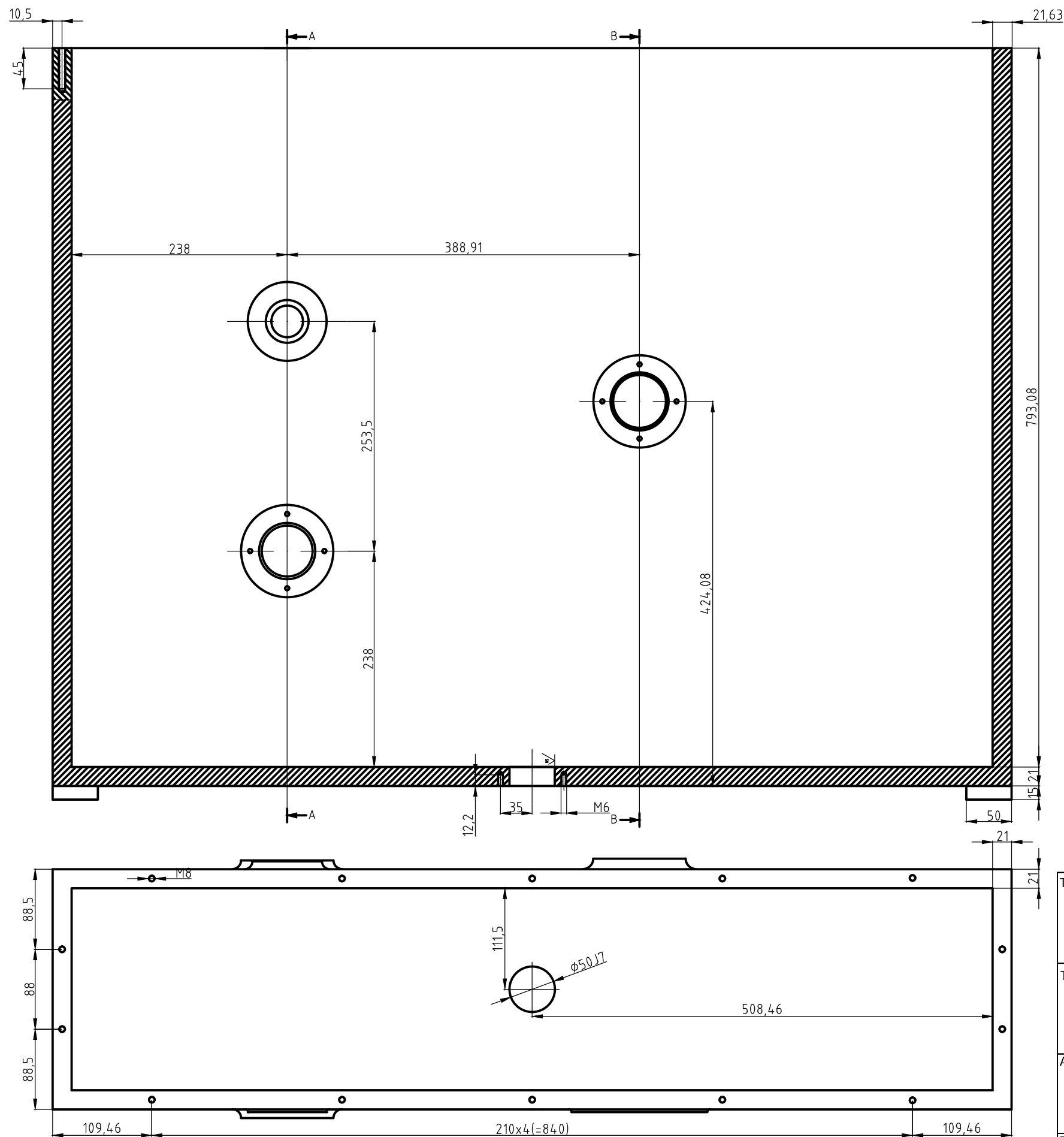
Firma

N9 ✓ En todas las superficies, salvo indicación en contra



Datos del Engranaje	
Número de dientes	$z=150$
Módulo	$m=5$
Ángulo de presión	$\alpha=20^\circ$
Diámetro Primitivo	$D_p=750$
Engranaje conjugado	$z=19$

Título Proyecto		
Diseño de un reductor de velocidad para el accionamiento de una máquina de rotomoldeo.		
Título Plano		Fecha
Rueda de la Segunda Etapa		01/09/2014
		Escala
		1/4
Autor	Firma	Nº Plano
Montalvo Moya, Daniel		9
Tutor	Firma	
Besa González, Antonio José		

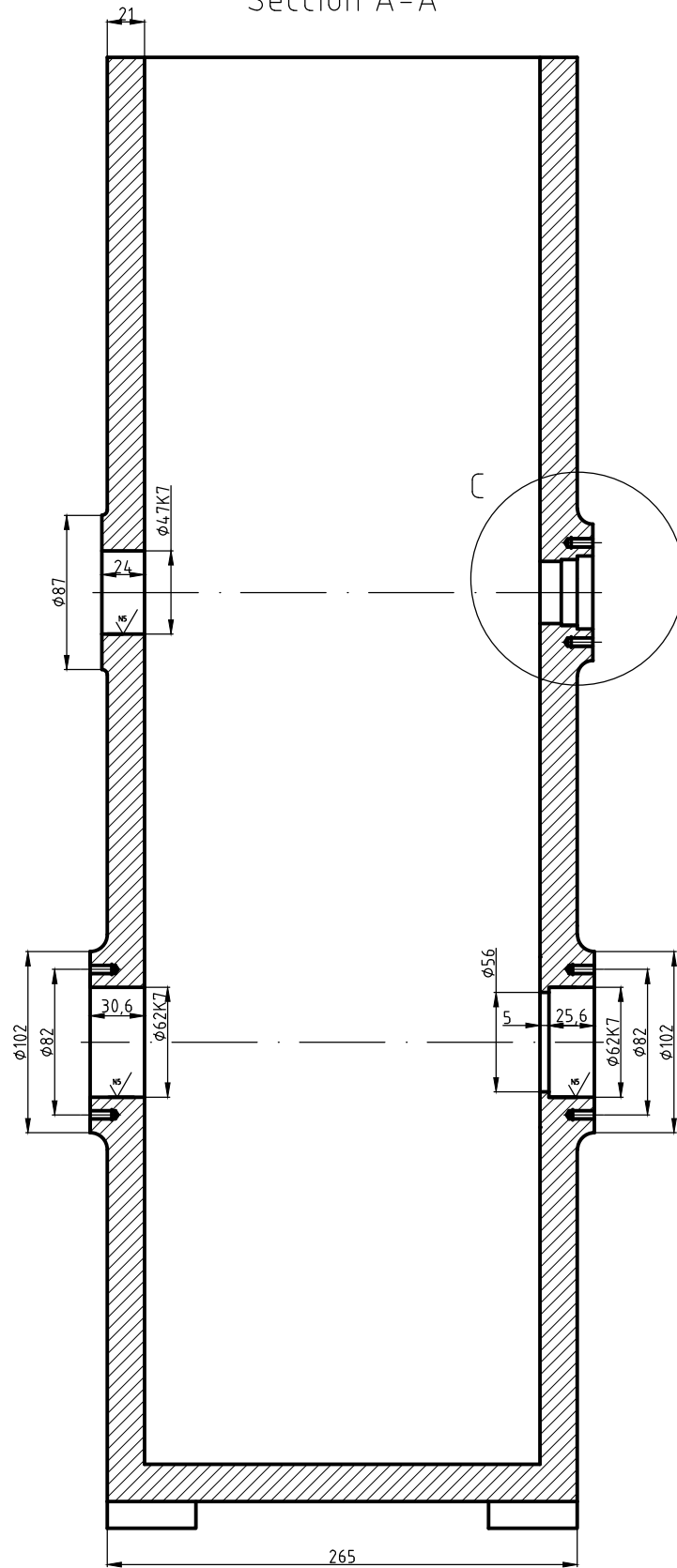


N10  
 En todas las superficies, salvo indicación en contra

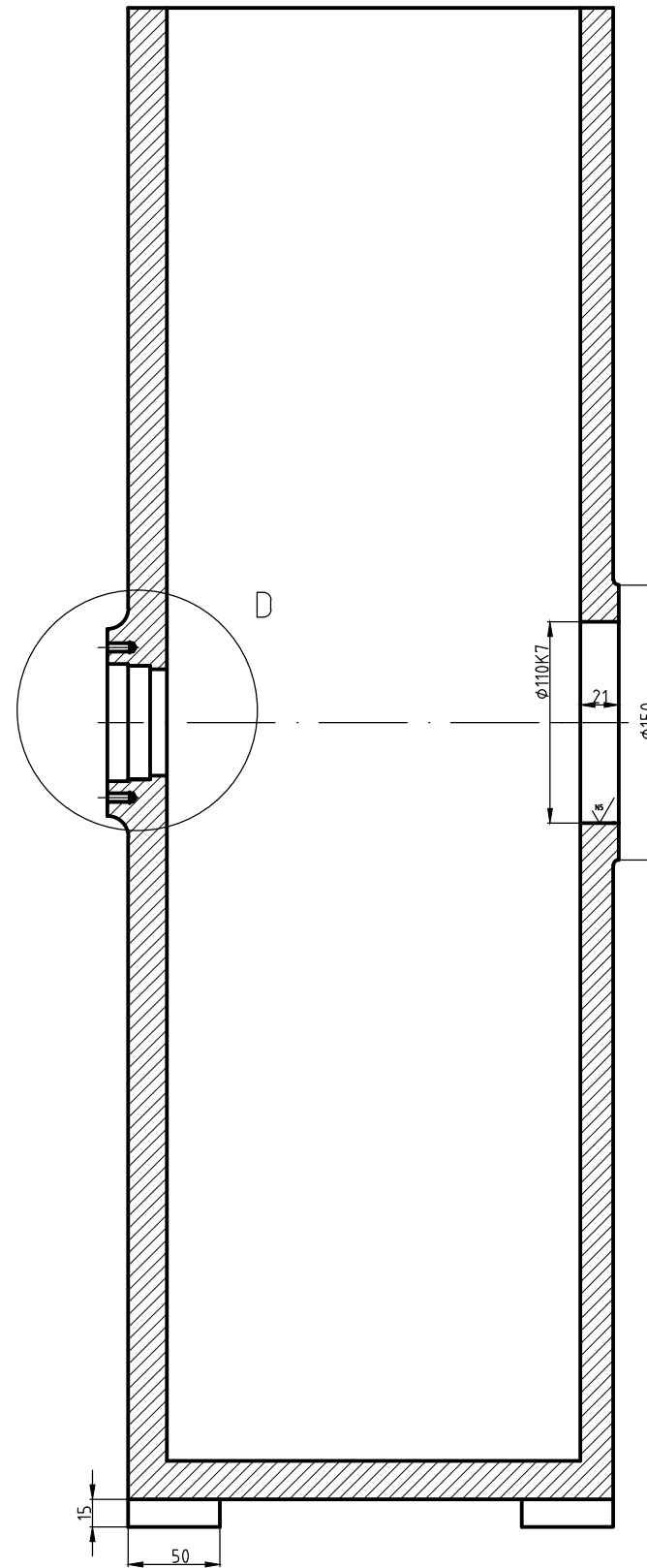
Título Proyecto		
Diseño de un reductor de velocidad para el accionamiento de una máquina de rotomoldeo.		
Título Plano		Fecha
Carcasa		01/09/2014
		Escala
		1/5
Autor	Firma	Nº Plano
Montalvo Moya, Daniel		10
Tutor	Firma	
Besa González, Antonio José		

N10  
 En todas las superficies, salvo indicación en contra

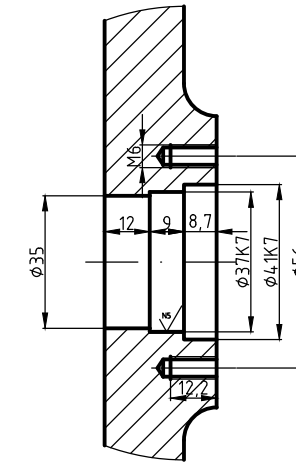
Sección A-A



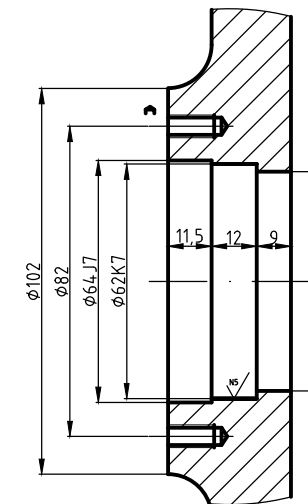
Sección B-B



Detalle C E 1:2



Detalle D E 1:2



Título Proyecto  
 Diseño de un reductor de velocidad para el accionamiento de una máquina de rotomoldeo.

Título Plano  
 Carcasa (Secciones)

Fecha  
 01/09/2014

Escala  
 1/4

Autor  
 Montalvo Moya, Daniel

Firma

Nº Plano

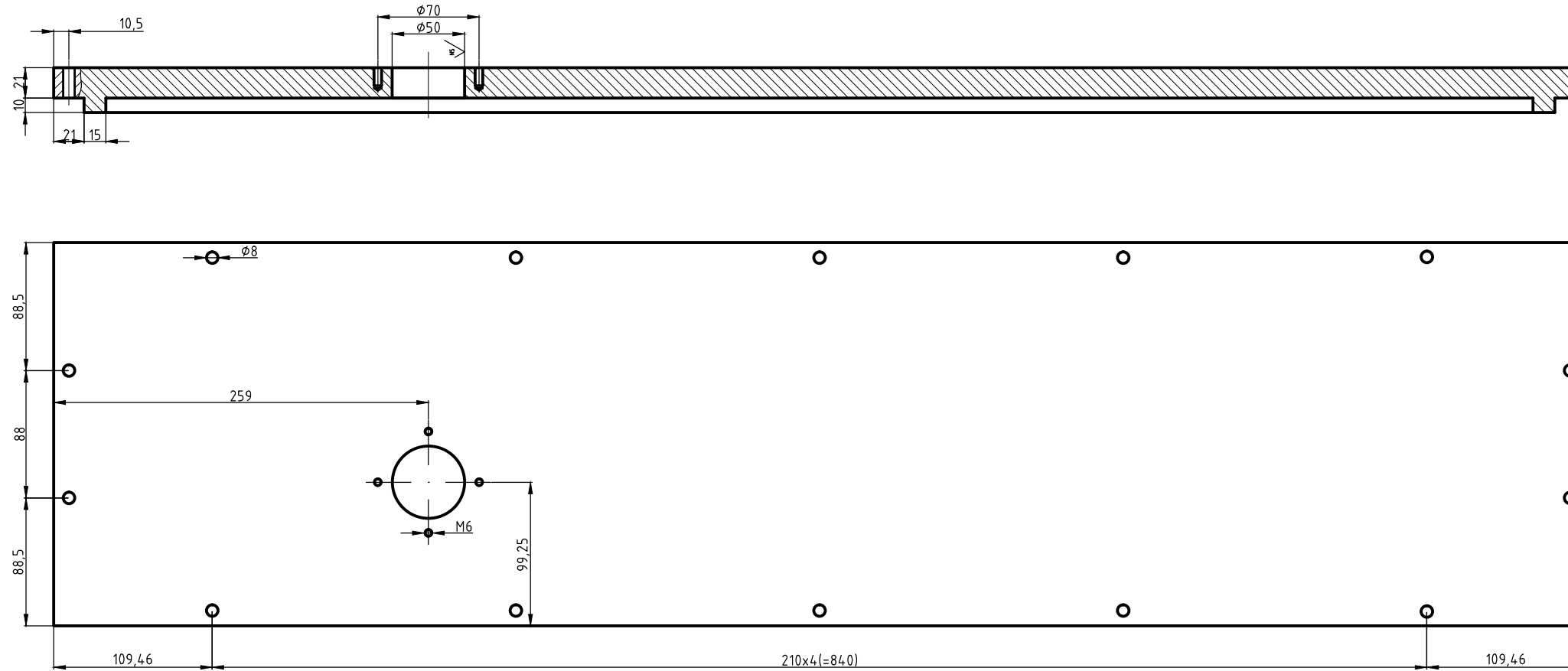
11

Tutor  
 Besa González, Antonio José

Firma

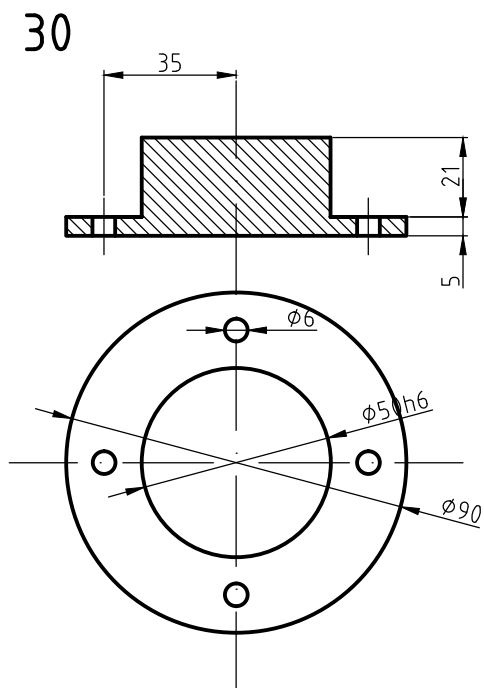
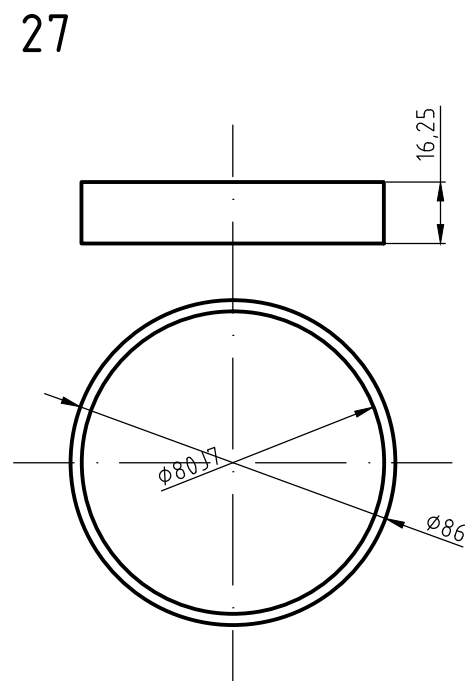
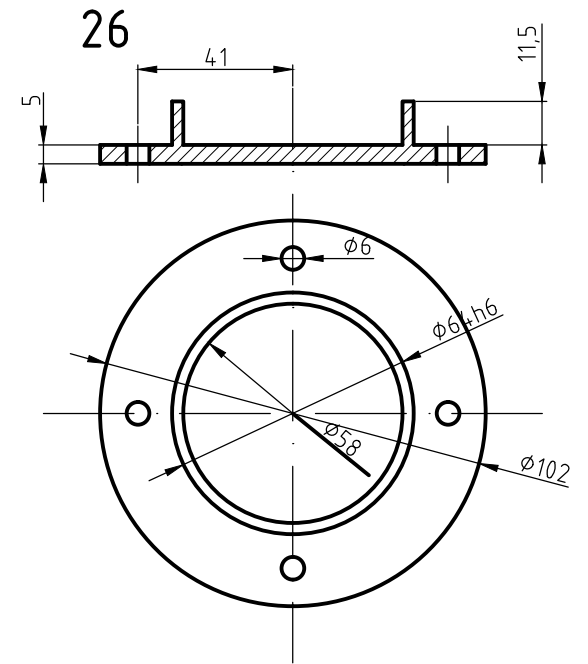
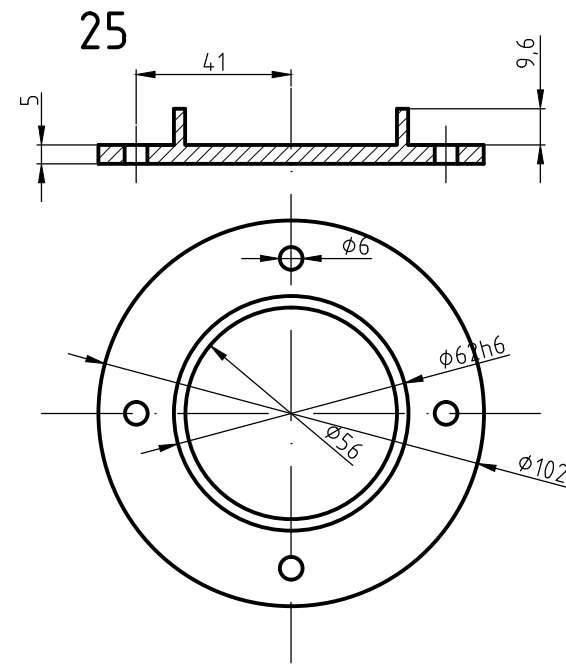
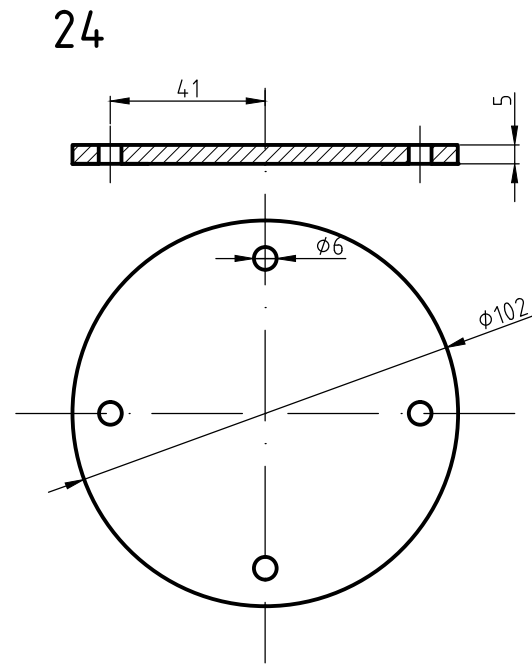
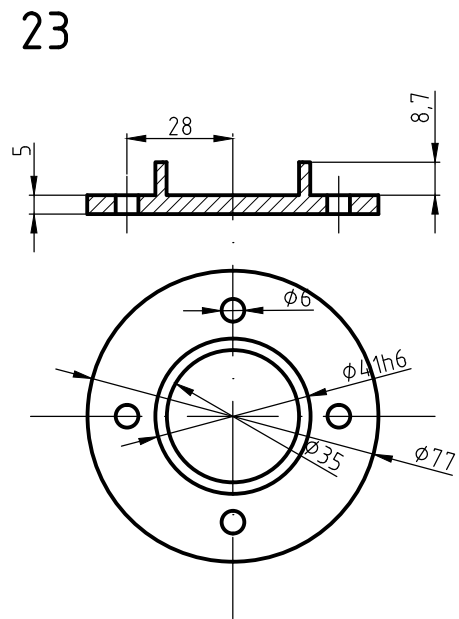


N10  
 En todas las superficies, salvo  
 indicación en contra



Título Proyecto		
Diseño de un reductor de velocidad para el accionamiento de una máquina de rotomoldeo.		
Título Plano		Fecha
Tapa Carcasa		01/09/2014
		Escala
		1/4
Autor	Firma	Nº Plano
Montalvo Moya, Daniel		12
Tutor	Firma	
Besa González, Antonio José		

N5  
 En todas las superficies, salvo indicación en contra



Núm	Pieza	Uds	Núm	Pieza	Uds
23	Tapa Eje E Derecho	1	26	Tapa Eje S Izquierdo	1
24	Tapa Eje I Izquierdo	1	27	Casquillo Ø80	1
25	Tapa Eje I Derecho	1	30	Tapa Lubricante	2

Título Proyecto  
 Diseño de un reductor de velocidad para el accionamiento de una máquina de rotomoldeo.

Título Plano  
 Tapas y Casquillo

Fecha  
 01/09/2014

Escala  
 1/2

Autor  
 Montalvo Moya, Daniel

Firma

Nº Plano

Tutor  
 Besa González, Antonio José

Firma

13