



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 9,3 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 2180 NM

TRABAJO FINAL DEL GRADO DE INGENIERIA MECANICA

REALIZADO POR

RUBÉN IBÁÑEZ MARTÍNEZ

TUTORIZADO POR

JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO

***FECHA:* Valencia, Julio, 2019**

TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN
DE TRANSMISION 9,3 Y PAR MAXIMO A LA SALIDA DE 2180 NM**



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



DOCUMENTO Nº: 1

MEMORIA

ÍNDICE

1. OBJETO DEL PROYECTO	7
2. NECESIDADES Y CONDICIONES	7
2.1. NECESIDADES DE VELOCIDAD	7
2.2. NECESIDADES DE PAR	7
2.3. CONDICIONES DE TRABAJO	7
2.4. CONDICIONES DE DISEÑO	7
3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS	8
3.1. TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO	8
3.1.1. CORREAS PLANAS	8
3.1.2. CORREAS TRAPEZOIDALES	9
3.1.3. RUEDAS DE FRICCIÓN	9
3.2. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES POR CONTACTO FLEXIBLE	9
3.2.1. CADENA	9
3.2.2. CORREAS DENTADAS	9
3.3. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES POR CONTACTO DIRECTO	9
3.3.1. TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES CILÍNDRICOS	10
3.3.2. TRANSMISION POR ENGRANAJES CONICOS Y CÓNICOS DESPLAZADOS	10
3.3.3. TRANSMISIÓN POR TORNILLOS SIN FIN	10
4. SOLUCIÓN ADOPTADA	10
5. DESCRIPCIÓN DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD	10
5.1. DESCRIPCIÓN DE LOS ENGRANAJES	12
5.2. DESCRIPCION DE LAS ETAPAS	14
5.3. MATERIALES DE LOS ENGRANAJES	15
5.4. DESCRIPCIÓN DE LOS EJES	15
5.4.1. EJE DE ENTRADA	15
5.4.2. EJE INTERMEDIO	16
5.4.3. EJE DE SALIDA	16
5.5. DESCRIPCION DE LA CARCASA	16
5.6. DESCRIPCIÓN DE LAS TAPAS	17
5.7. DESCRIPCION CASQUILLO SEPARADOR	18
6. ELEMENTOS NORMALIZADOS	18
6.1. CHAVETAS	18
6.2. TAPÓN DE LLENADO, DE DRENAJE Y VISOR DE NIVEL	19
6.3. LUBRICANTE	19
6.4. RETENES	19
6.5. RODAMIENTOS	20
7. BIBLIOGRAFÍA	21

1. OBJETO DEL PROYECTO

El objetivo del proyecto es el diseño y cálculo de un grupo reductor de velocidad destinado para uso industrial.

La función del equipo reductor de velocidad consiste en disminuir la velocidad de un motor eléctrico de forma segura y eficiente, adaptar la velocidad de entrada que proporciona el motor eléctrico y entregar el par requerido para el correcto accionamiento del equipo industrial.

A continuación, se muestran las especificaciones que debe cumplir este reductor de velocidad:

- Velocidad entrada: 1400 rpm.
- Par máximo a la salida: 2180 Nm.
- Relación de transmisión: 9.3.

2. NECESIDADES Y CONDICIONES

2.1. NECESIDADES DE VELOCIDAD

El equipo reductor se ha diseñado de forma que el par máximo se entregue cuando la velocidad de accionamiento sea de 1400 rpm. Se tiene en cuenta la relación de transmisión impuesta.

Por la siguiente relación (1), obtenemos la velocidad de salida del equipo reductor. De esta forma tendremos una velocidad aproximada de 150 rpm.

$$i = \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{salida}} \quad (1)$$

2.2. NECESIDADES DE PAR

El equipo reductor transforma el bajo par que entrega el motor eléctrico, al par requerido demandado por el equipo industrial para el correcto funcionamiento.

El equipo industrial demanda un par máximo de 2180 Nm, por la siguiente relación (2). De esta forma obtenemos que el motor eléctrico debe entregar un par aproximado de 234 Nm.

$$i = \frac{t_{salida}}{t_{entrada}} \quad (2)$$

2.3. CONDICIONES DE TRABAJO

La temperatura media ambiental de trabajo de este equipo se estima alrededor de 25 °C.

El motor eléctrico que acciona el grupo reductor tiene un funcionamiento uniforme con bajas vibraciones. La máquina industrial a la cual se le acopla el equipo reductor se considerará que tiene un funcionamiento con choques ligeros.

2.4. CONDICIONES DE DISEÑO

Las condiciones que se han tenido en cuenta en la elaboración del diseño del equipo reductor son las siguientes:

- Precio: el coste total del equipo de reducción tiene que ser reducido sin sacrificar la fiabilidad del mismo.
- Dimensiones: se diseña de forma que sea lo más compacto posible, ya que esto ayudará a reducir los costes.
- Vida prolongada: es necesario que el diseño cumpla con unas condiciones de transmisión uniforme y minimizar las vibraciones.
- Mantenimiento: el diseño facilitará lo máximo posible las operaciones de mantenimiento.

3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Los principales equipos motrices en la industria moderna son los motores eléctricos. El motor eléctrico es la máquina encargada de transformar la energía eléctrica en energía mecánica. Este tipo de motores se clasifican en dos grandes grupos:

- Motores de corriente continua: son motores que precisan de una fuente de alimentación continua o un dispositivo que transforme la corriente alterna en continua. Estos motores pueden ajustar su velocidad de trabajo y solo se utilizan de forma muy específica o cuando no hay otra alternativa ya que presentan un precio de adquisición, instalación y montaje muy elevado.
- Motores de corriente alterna: son los más utilizados, ya que la distribución de energía eléctrica normalmente se suministra como corriente alterna. Funciona a una velocidad constante, que puede variar según la carga que se aplica en el eje. Presentan un precio de adquisición, instalación y montaje más económico que los motores de corriente continua.

Las máquinas industriales necesitan unas velocidades y par muy constantes, no se pueden obtener de forma económica con motores eléctricos.

Se utilizan elementos de transmisión para acondicionar las características del motor eléctrico a las exigencias de la máquina. Existen muchos sistemas de transmisiones mecánicas para dar solución al problema que nos concierne.

A continuación, se muestra una clasificación de las transmisiones por principio de funcionamiento. (Apuntes de diseño de máquinas II: transmisiones).

3.1. TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO

Este tipo de transmisiones tienen un rendimiento comprendido entre el 85 y el 98%. La relación de velocidades no es exacta y depende de la potencia transmitida, a causa del deslizamiento entre correa y poleas.

Ventajas:

- Coste reducido y bajos requerimientos en el posicionamiento de los árboles.
- Funcionamiento silencioso.
- Capacidad de absorción elástica de choques y protección contra sobrecargas.

Inconvenientes:

- La relación de transmisión no es exacta y depende de la carga, existe un deslizamiento entre el 1 y el 3%.
- Sobrecarga de los rodamientos de los ejes debido a la necesidad de un pretensado de las correas.
- Duración limitada.
- Sensibilidad al ambiente de trabajo.

3.1.1. CORREAS PLANAS

Se emplean entre ejes paralelos y perpendiculares, con relaciones de transmisión $i \leq 6$ para accionamientos abiertos, $i \leq 15$ para accionamientos con rodillos tensores. A causa de los deslizamientos entre la correa y las poleas su rendimiento se sitúa alrededor del 85%.

3.1.2. CORREAS TRAPEZOIDALES

Se emplean en ejes paralelos, para el mismo pretensado tienen una capacidad de transmisión de hasta tres veces superior que las correas planas por lo que sobrecargan menos los rodamientos. La relación de transmisión $i \leq 10$. Pueden montarse sistemas con varias correas trapezoidales en paralelo. Su rendimiento se sitúa alrededor del 98% que se verá disminuido sin un tensado correcto.

3.1.3. RUEDAS DE FRICCIÓN

Este sistema consiste en dos ruedas solidarias a sus ejes, cuyo perímetro está en contacto directo. Los ejes pueden estar en paralelo o perpendicular, y transmiten el movimiento entre sí. Como inconvenientes: no se pueden transmitir grandes esfuerzos, y les afecta la humedad ambiental.

3.2. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES POR CONTACTO FLEXIBLE

3.2.1. CADENA

Se emplea en ejes paralelos, cuando la distancia que existe entre los piñones es excesiva. La relación de transmisión que alcanzan estos sistemas es de $i \leq 7$, pero con velocidades reducidas puede alcanzar una relación de transmisión de $i = 10$. Su rendimiento se sitúa entre el 97 y 98%

Ventajas:

- Coste reducido.
- Relación de transmisión constante.
- Se puede usar en ambientes agresivos.

Inconvenientes:

- Duración limitada.
- Limitaciones de potencia y velocidad máxima de funcionamiento.
- Necesidad de lubricación y protección frente al polvo.

3.2.2. CORREAS DENTADAS

Con este elemento se pueden conseguir unas ventajas similares a las cadenas, eliminando el problema de la lubricación y el polvo, permitiendo trabajar a mayores velocidades. Por el contrario, necesitan más espacio para trabajar en las mismas condiciones que la cadena.

3.3. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES POR CONTACTO DIRECTO

Este tipo de transmisión es el más utilizado debido a que sirven para un gran abanico de potencias, velocidades y relaciones de transmisión. También se usan para varias configuraciones de los ejes ya sean paralelos, perpendiculares o que se corten entre ellos.

Ventajas:

- Relación de transmisión constante e independiente de la carga y velocidad.
- Elevada fiabilidad gracias a su gran durabilidad.
- Dimensiones reducidas.
- Elevado rendimiento
- Mantenimiento reducido

Desventajas:

- Coste elevado.
- Generación de ruidos.
- Baja absorción de choques elásticos y vibraciones.

3.3.1. TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES CILÍNDRICOS

Esta configuración se utiliza en ejes paralelos. Este tipo de sistema tiene una relación de transmisión en cada etapa de $i \leq 8$. El rendimiento por etapa se sitúa entre el 96 y 99%. Existen dos configuraciones básicas del dentado.

Configuración del engranaje cilíndrico de dentado recto: Es más simple y económico que el engranaje de dentado helicoidal, pero genera problemas de ruidos y vibraciones ya que los esfuerzos se transmiten de una forma más brusca entre ellos.

Configuración del engranaje cilíndrico de dentado helicoidal: Los esfuerzos se transmiten de forma más progresiva, con lo que se reducen los ruidos y las vibraciones.

3.3.2. TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES CÓNICOS Y CÓNICOS DESPLAZADOS

Esta configuración se utiliza cuando los ejes se cortan entre ellos. Este tipo de sistema alcanza una relación de transmisión de $i \leq 6$.

En los engranajes cónicos desplazados el rendimiento es menor que en los engranajes cónicos ya que se generan deslizamientos, alcanza una relación de transmisión de $i \leq 5$. Este tipo de configuración se utiliza cuando los ejes se cruzan y la distancia entre ellos es reducida.

3.3.3. TRANSMISIÓN POR TORNILLOS SIN FIN

Esta configuración se utiliza exclusivamente en ejes cruzados. Tienen una relación de transmisión muy amplia por etapa que está entre $1 \leq i \leq 100$. El rendimiento se ve afectado inversamente proporcional a la relación de transmisión. Su rendimiento se sitúa entre 97 y el 45%.

4. SOLUCIÓN ADOPTADA

De los anteriores sistemas descritos, la solución elegida es: un sistema de transmisión de contacto directo con engranajes cilíndricos y dentado helicoidal.

Las ventajas que aporta:

- Elevado rendimiento.
- Posibilidad de diseño compacto.
- Transmisión suave, uniforme, silencioso y reducidas vibraciones
- Reducido mantenimiento y alta fiabilidad de los componentes.

5. DESCRIPCIÓN DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD

Al principio de este documento se han detallado las especificaciones de entrada y salida del sistema junto con la relación de transmisión. Nuestro conjunto será un reductor de velocidad que el par máximo se entregue cuando la velocidad de accionamiento es de 1400 rpm. Teniendo en cuenta la relación de transmisión impuesta, obtenemos la velocidad de salida del equipo reductor. Tendremos una velocidad aproximada de 150 rpm.

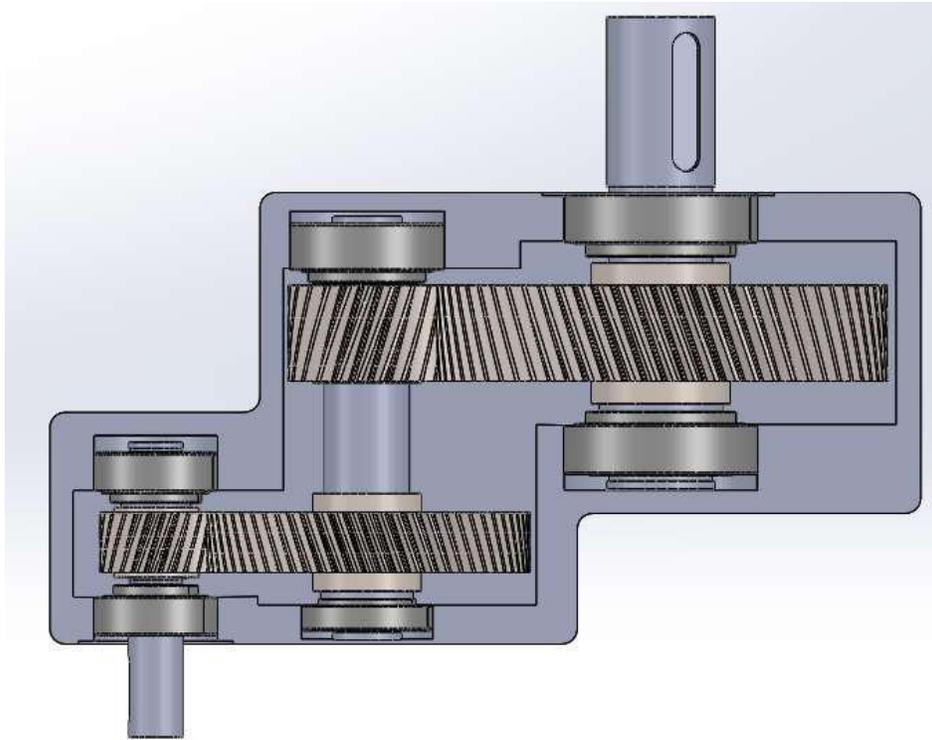
Ya que hay que cumplir la relación de transmisión de $i = 9,3$, y la relación máxima que puede transmitir una etapa del sistema adoptado es de $i \leq 8$. Teniendo en cuenta que la relación de transmisión total debe tener un error menor al 5%, $i [8,835, 9,765]$.

Mediante la ecuación (3), llegamos a la conclusión que el sistema de transmisión debe ser de 2 etapas y que la relación de transmisión de cada etapa será $i \approx 3,05$

$$\begin{aligned} i_{total} &= i_{1^{\circ}etapa} * i_{2^{\circ}etapa} \\ i_{1^{\circ}etapa} &= i_{2^{\circ}etapa} \\ i_{1^{\circ}etapa} &= i_{2^{\circ}etapa} = \sqrt{i_{total}} \end{aligned} \quad (3)$$

En la figura 1 está representada la configuración que tendrá el reductor de velocidad y la distribución de los elementos necesarios para el correcto funcionamiento.

Ilustración 1 Configuración reductor



Los ejes están diseñados siguiendo los siguientes criterios:

- Rigidez torsional: Un eje debe estar diseñado para que transmita la potencia de una forma uniforme. Los ejes con una baja rigidez torsional presentan problemas de vibraciones, causando el fallo prematuro en los componentes que forman el conjunto. Se ha establecido el límite para el cálculo de los ejes en 1° en una longitud de 20 su diámetro, con un máximo de $1,5^\circ/m$.
- Deformación lateral por flexión: Si la deflexión lateral en los puntos de apoyo es elevada, aumenta el juego existente entre los dientes de los engranajes produciendo mayores cargas a la hora de generarse el engranado reduciendo la vida útil de los engranajes. El límite establecido para ejes con engranajes cilíndricos con dentado helicoidal es de 0,005 veces m_n , siendo m_n el módulo normal en milímetros. La pendiente máxima será de 0.0005 radianes.
- Resistencia a fatiga: Se estudiará cada una de las secciones propensas al fallo.

La unión de los engranajes a los ejes se realizará mediante chavetas, formando una unión solidaria entre estos elementos para la transmisión de esfuerzos. Los chaveteros son elementos que generan concentradores de tensión, por lo que los tendremos en cuenta a la hora de realizar el cálculo de resistencia a fatiga del eje.

Los ejes se fijarán a la carcasa por rodamientos. Los rodamientos son elementos que sirven de apoyo a un eje sobre el cual éste gira. Estos elementos reducen la fricción que se produce en el eje.

La lubricación de los elementos se realiza por barboteo, el nivel de lubricante será el suficiente para bañar parcialmente uno de los engranajes de cada etapa. Se elige este sistema de lubricación para reducir las piezas móviles, minimizar costes, facilitar las revisiones y evitar futuras averías.

La carcasa del reductor estará fabricada en fundición. Para evitar las fugas de lubricante, en las uniones de los semicárteres se usarán retenes, juntas y siliconas de estanqueidad.

5.1. DESCRIPCIÓN DE LOS ENGRANAJES

Se define engranaje al mecanismo utilizado para transmitir potencia mecánica de un componente al otro. Los engranajes están formados por dos ruedas dentadas, la que recibe el movimiento desde su eje es la rueda motriz y se le denomina piñón, y la que transmite el movimiento a su eje es la conducida, llamada rueda.

Como se ha mencionado anteriormente se utilizará engranajes cilíndricos con dentado helicoidal, ya que su rendimiento y fiabilidad son elevados.

Existen tres tipos de fallos fundamentales en el dentado de los engranajes, estos son:

- Rotura del diente: se produce en la base del diente, se manifiesta como una rotura por fatiga y se debe a las tensiones producidas por las fuerzas que se transmiten entre los engranajes. Desde la primera rotura, las condiciones de funcionamiento empeoran, ya que el diente puede bloquear el movimiento de otros elementos, provocando un bloqueo con el consecuente fallo catastrófico del grupo de reducción.
 - En caso de que esto ocurra y en un primer momento no bloquee el sistema, el diente caerá al fondo de la caja con el aceite, para evitar que mediante el barboteo el diente se proyecte a los engranajes, el tapón de drenado de aceite estará imantado.
- Desgaste o gripado: este tipo de fallos se produce por una lubricación deficiente, ya sea por falta de lubricante o por usarse un lubricante inadecuado, este tipo de fallo puede ser catastrófico si no se detecta a tiempo.
- Fallo superficial: se presentan en forma de picado y desconchado en la superficie del dentado. Esto se debe a las tensiones de contacto que aparecen durante en engranado de los piñones. El fallo superficial es progresivo. Un picado superficial de 1 milímetro de diámetro puede ser el inicio de una grieta de fatiga pudiendo provocar la rotura del diente.
 - Este tipo de problema se puede detectar de forma precoz antes de que afecte a otros componentes, un claro indicativo de este problema, sería encontrar ferricha en el tapón de drenaje, ya que, al estar imantado, atraparía las partículas metálicas.

A la hora de dimensionar los engranajes aplicaremos coeficientes de seguridad, y a la vez le daremos más importancia al coeficiente de seguridad frente al problema de flexión. Debido a que es un fallo catastrófico difícil de detectar antes de que se produzca.

Para definir los engranajes con dentado helicoidal es necesario especificar sus características fundamentales:

- Módulo (m): Es una característica de magnitud que se define como la relación entre la medida del diámetro primitivo (d) en milímetros y el número de dientes (z). En los engranajes helicoidales tendremos en cuenta el módulo normal (m_n) perpendicular al diente y el módulo aparente (m_t) en dirección perpendicular al eje de rotación.
- Circunferencia primitiva: Es la circunferencia a lo largo de la cual engranan los dientes.
- Paso circular: La longitud de la circunferencia primitiva correspondiente a un diente y un vano.
- Dientes: Son los que realizan el esfuerzo de empuje y transmiten la potencia desde el conjunto motriz al conjunto conducido. La forma del flanco del diente está constituida por dos curvas evolventes de círculo, simétricas respecto al eje que pasa por el centro del diente.

- Número de dientes (z): Es fundamental para calcular la relación de transmisión (i), situamos el máximo número de dientes en (z_{max}) 150 y mediante la fórmula (4) obtenemos el mínimo de dientes es 14,41, redondeamos a (z_{min}) 15 dientes.

$$Z_{min} = \frac{2 * \text{Cos}[\beta]}{\text{Sin}^2[\text{Tan}^{-1}\left[\frac{\text{Tan}[\alpha_n]}{\text{Cos}[\beta]}\right]]^2} \quad (4)$$

- Diámetro exterior: Diámetro de la circunferencia que limita la parte exterior del engranaje.
- Diámetro interior: Diámetro de la circunferencia que coincide con el pie del diente.
- Ángulo de presión (α): Ángulo comprendido entre la línea de acción con la tangente de la circunferencia de paso. En los engranajes de dentado helicoidal, tenemos que distinguir entre el ángulo de presión normal (α_n) y el ángulo de presión aparente (α_t).
- Ángulo de inclinación (β): Ángulo de inclinación del dentado. Es la relación entre el módulo normal (m_n) y el módulo aparente (m_t).
- Dedendum (I): Circunferencia que pasa por el pie del diente. En dentados normales esta dimensión corresponde con la formula (5), también denominada pie del diente.

$$I = 1,25 * m_n \quad (5)$$

- Adendum (a): Parte del diente comprendida entre el diámetro exterior y el diámetro primitivo. También denominada cabeza del diente.
 - Diente corto:

$$a = 0.75 * m_n$$

- Diente largo:

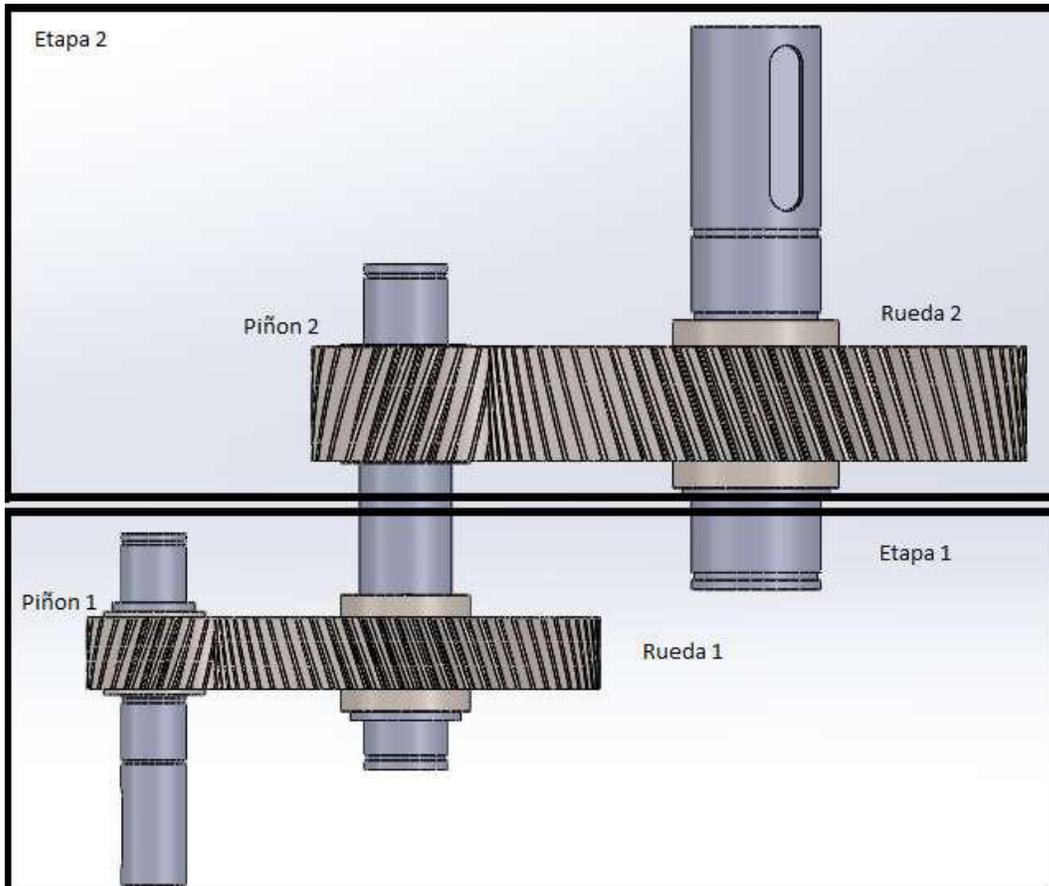
$$a = 1.75 * m_n$$

- Largo del diente: Longitud del diente del engranaje. Es la suma del adendum y el dedendum.
- Distancia entre centros: Distancia que hay entre los centros de las circunferencias de los engranajes.
- Ancho (b): Dimensión mínima que según el material elegido es capaz de soportar los esfuerzos proporcionados.
- Relación de transmisión (i): Relación de giro que existe entre el piñón y la rueda.

5.2. DESCRIPCIÓN DE LAS ETAPAS

Se ha diseñado el ancho del dentado teniendo en cuenta el fallo a flexión y el fallo por presión, dando más importancia al fallo por flexión tal y como se ha explicado anteriormente. Las características de los engranajes son las siguientes:

Ilustración 2 Disposición engranajes



La primera etapa está compuesta por un juego de engranajes cilíndricos de dentado helicoidal, tal y como se indica en la figura 2.

Tabla 1 Primera etapa

Primera etapa				
		Piñón	Rueda	
Modulo normal	m_n	3		
Diámetro primitivo	d	67,04	204,32	mm
Ancho	b	39		mm
Numero de dientes	z	21	64	
Material		Ac. aleado moldeado		
Velocidad	ω piñón	1400	0,000	rpm
Par	T	234,409	714,850	Nm
Relacion transmisión	i	3,048		

El ancho obtenido de $b=39$ mm se puede comprobar en el anexo de "cálculos".

La segunda etapa está compuesta por un juego de engranajes cilíndricos de dentado helicoidal, tal y como se indica en la figura 2.

Tabla 2 Segunda etapa

Segunda etapa				
		Piñon	Rueda	
Modulo normal	mn	4		
Diámetro primitivo	d	93,65	285,2	mm
Ancho	b	62		mm
Numero de dientes	z	22	67	
Material		Ac. aleado moldeado		
Velocidad	ω piñon	459,078	150,538	rpm
Par	T	714,850	2180	Nm
Relacion transmisión	i	3,045		

El ancho obtenido de $b=62$ mm se puede comprobar en el anexo de "cálculos".

5.3. MATERIALES DE LOS ENGRANAJES

Para ambas etapas se ha seleccionado:

Tabla 3 Acero 34CrMo4

Acero moldeado templado 34CrMo4			
Módulo elastico	E	2,10E+11	N/mm ²
Coef Poisson	ν	0,28	
Densidad	ρ	7800	kg/m ³
Límite de rotura	Su	9,00E+08	N/m ²
Límite elastico	Sy	6,50E+08	N/m ²
Dureza Brinell	HBr	360	
Tensión de contacto	SHL	845	N/mm ²
Limite de resistencia normal	SFL	340	N/mm ²

5.4. DESCRIPCIÓN DE LOS EJES

Los ejes son elementos constructivos destinados a guiar el movimiento de rotación del engranaje. Serán solidarios a los engranajes mediante chavetas y en los extremos del eje se montarán rodamientos sirviendo de punto de apoyo y reduciendo la fricción.

Debido a la configuración del reductor es necesario que monte tres ejes:

- Eje de entrada: Por un extremo se conectará el motor eléctrico y se encargará de introducir en momento torsor y de giro al interior del grupo reductor.
- Eje intermedio: Enlace entre las dos etapas del grupo reductor.
- Eje de salida: Se encarga de transmitir las características demandadas por la máquina industrial.

Los ejes se diseñan siguiendo los criterios anteriormente descritos. Estos criterios son:

- Rigidez torsional.
- Deformación lateral por flexión.
- Resistencia a fatiga.

5.4.1.EJE DE ENTRADA

Se conecta el motor eléctrico a este eje y se introduce el trabajo desarrollado por este al interior de la caja de reducción. La velocidad de entrada es de 1400rpm con un par de giro aproximado de 234,41Nm.

Obtenemos un diámetro del eje de entrada de 35mm mediante el cálculo de rigidez torsional.

5.4.2.EJE INTERMEDIO

Este eje es el enlace entre las dos etapas del grupo reductor. La velocidad de giro es de aproximadamente 459 rpm debido a la primera etapa y aumentando su par de giro aproximadamente a 714,85Nm.

Obtenemos un diámetro del eje intermedio de 50mm mediante el cálculo de rigidez torsional.

5.4.3.EJE DE SALIDA

Se conecta a la máquina industrial y es el encargado de transmitir el trabajo desarrollado por el equipo reductor. La velocidad de salida del reductor es de aproximadamente de 150 rpm, aumentando su par de giro aproximadamente a 2180Nm.

Obtendremos un diámetro del eje de salida de 70mm mediante el cálculo de rigidez torsional.

El material elegido para desarrollar los ejes es:

Tabla 4 Acero 20MnCr5

Acero 20MnCr5			
Módulo elastico	E	2,10E+11	N/mm ²
Coef Poisson	v	0,28	
Densidad	ρ	7800	kg/m ³
Límite de rotura	S _u	1,10E+09	N/m ²
Límite elastico	S _y	7,50E+08	N/m ²
Dureza Brinell	HB _r	800	
Tensión de contacto	S _{HL}	1500	N/mm ²
Limite de resistencia normal	S _{FL}	461	N/mm ²

5.5. DESCRIPCION DE LA CARCASA

Es el armazón exterior del equipo reductor, cumple las siguientes funciones:

- Soporte estructural: Tiene que ser lo suficientemente rígida, para que soporte las cargas que se generan en el equipo reductor, sin provocar deformaciones, ya que se generarían holguras no deseadas provocando vibraciones y ruidos.
- Hermética: Tiene que aislar los elementos internos del exterior, conservando una atmósfera interna limpia y consiguiendo prolongar la vida de los elementos internos.

Sirve de recipiente para almacenar el lubricante necesario para el correcto funcionamiento del equipo.

Los componentes principales de la carcasa son:

- El cuerpo de la carcasa.
- Tapa.
- Soporte interno de los rodamientos.
- Junta de estanqueidad.
- Tapón de nivel.
- Tapón de vaciado.
- Tapón de llenado.

La fabricación de la carcasa se realizará por el sistema moldeo en arena. Se realizará el mecanizado en aquellas zonas en las que sea necesario. Estas zonas serán:

- Alojamiento de rodamientos.
- Base del equipo.
- Zona de cierre.
- Taladros y roscas, donde sean necesario.

Se le dará un acabado exterior que proteja y decore el equipo reductor.

El material elegido para el desarrollo de la carcasa es:

Tabla 5 Fundición gris

Fundición gris FG-25			
Módulo elastico	E	1,10E+11	N/mm ²
Coef Poisson	v	0,26	
Densidad	ρ	7200	kg/m ³
Límite de rotura	S _u	2,50E+08	N/m ²
Límite elastico	S _y	1,60E+08	N/m ²
Dureza Brinell	HB _r	180-220	
Resistencia a tracción	S _{ut}	250	N/mm ²
Resistencia a compresión	S _{uc}	900	N/mm ²

Debido a sus características:

- Buena disponibilidad para el moldeo.
- Facilidad de mecanizado.
- Buena colabilidad.
- Precio reducido.

5.6. DESCRIPCIÓN DE LAS TAPAS.

El equipo reductor de velocidad tiene 4 tapas laterales, las principales funciones son:

- Transmitir el esfuerzo axial de los rodamientos a la carcasa.
- Facilitar el mantenimiento del equipo.
- Hacer estanco el conjunto.

El material elegido para el desarrollo de las tapas es:

Tabla 6 Acero CK-25

Acero CK-25			
Módulo elastico	E	2,10E+11	N/mm ²
Coef Poisson	v	0,28	
Densidad	ρ	7800	kg/m ³
Límite de rotura	S _u	4,40E+08	N/m ²
Límite elastico	S _y	2,30E+08	N/m ²
Dureza Brinell	HB _r	340-440	

5.7. DESCRIPCIÓN CASQUILLO SEPARADOR

Es un elemento destinado a mantener la posición axial de los engranajes del eje intermedio.

Tabla 7 Características casquillo separador

Casquillo	
Diametro exterior	
55	mm
diametro interior	
50	mm
longitud	
71,6	mm

El material elegido para el desarrollo del casquillo es:

Tabla 8 Acero CK-25

Acero CK-25			
Módulo elastico	E	2,10E+11	N/mm ²
Coef Poisson	v	0,28	
Densidad	ρ	7800	kg/m ³
Límite de rotura	S _u	4,40E+08	N/m ²
Límite elastico	S _y	2,30E+08	N/m ²
Dureza Brinell	HB _r	340-440	

6. ELEMENTOS NORMALIZADOS

A continuación, se describen los elementos normalizados que componen el equipo reductor.

6.1. CHAVETAS

Para el sistema de unión entre los ejes y los engranajes usaremos chavetas, debido a su sencillez y efectividad. Para el método de cálculo seguiremos la norma UNE 17102-1:1967.

Las dimensiones obtenidas son:

Tabla 9 Dimensiones de las chavetas

Chavetas	
Eje de entrada	Chaveta paralela tipo B 10x8x45
Eje intermedio	Chaveta paralela tipo B 16x9x63
Eje de salida	Chaveta paralela tipo B 20x12x90

El material elegido para las chavetas es:

Tabla 10 Acero CK-25

Acero CK-25			
Módulo elastico	E	2,10E+11	N/mm ²
Coef Poisson	v	0,28	
Densidad	ρ	7800	kg/m ³
Límite de rotura	S _u	4,40E+08	N/m ²
Límite elastico	S _y	2,30E+08	N/m ²
Dureza Brinell	HB _r	340-440	

6.2. TAPÓN DE LLENADO, DE DRENAJE Y VISOR DE NIVEL.

el equipo reductor dispone de 3 tapones: Un tapón de llenado en la tapa del equipo de reducción, un visor de nivel, situado en la parte media del equipo, para facilitar la lectura del nivel de aceite y un tapón de vaciado en la zona inferior del cuerpo del reductor, para facilitar el drenaje del aceite durante las operaciones de mantenimiento.

- Tapón de llenado: Será un tornillo de ventilación de latón con cabeza hexagonal G1/2 con una longitud de rosca de 8,5mm.
- Tapón de drenaje: Será un tapón acero pulido con cabeza Allen M22 150 con una longitud de 26 mm según normativa DIN 910. en la punta tendrá un imán, para recoger las partículas metálicas.
- Visor: Cuerpo del visor de aceite es de acero inoxidable con cabeza Allen M20 150 con una longitud de 16 mm, el visor es de cristal natural resistente hasta 180°C.

Los tres tapones llevarán arandelas de cobre, para sellar la unión y evitar las pérdidas de lubricantes.

6.3. LUBRICANTE

Es un lubricante sintético de altas prestaciones basados en poliglicoles, especialmente formulado para el uso en rodamientos y cajas de engranajes. El proveedor será Repsol y el aceite seleccionado será un VG 680 Super tauro.

6.4. RETENES

Son elementos fabricados en caucho sintético resistente a los aceites, se utilizan para evitar las fugas o el intercambio no deseado de fluidos o gases.

Los retenes seleccionados para el equipo reductor están fabricados en caucho resistente a los aceites. Disponen de unos labios que aseguran una buena estanqueidad.

Los retenes elegidos son:

- Eje de entrada: 35*47*6 HMS5 RG.
- Eje de salida: 70*90*10 HMS5 RG.

Estos retenes los proporciona SKF de su línea de sellos radiales de eje para aplicaciones industriales.

6.5. RODAMIENTOS

Los rodamientos son un sistema mecánico que está formado en su versión más básica por:

- Aro interno con camino de rodadura.
- Aro externo con camino de rodadura.
- Jaula: Estructura que mantiene en su posición los elementos rodantes.
- Elementos rodantes.

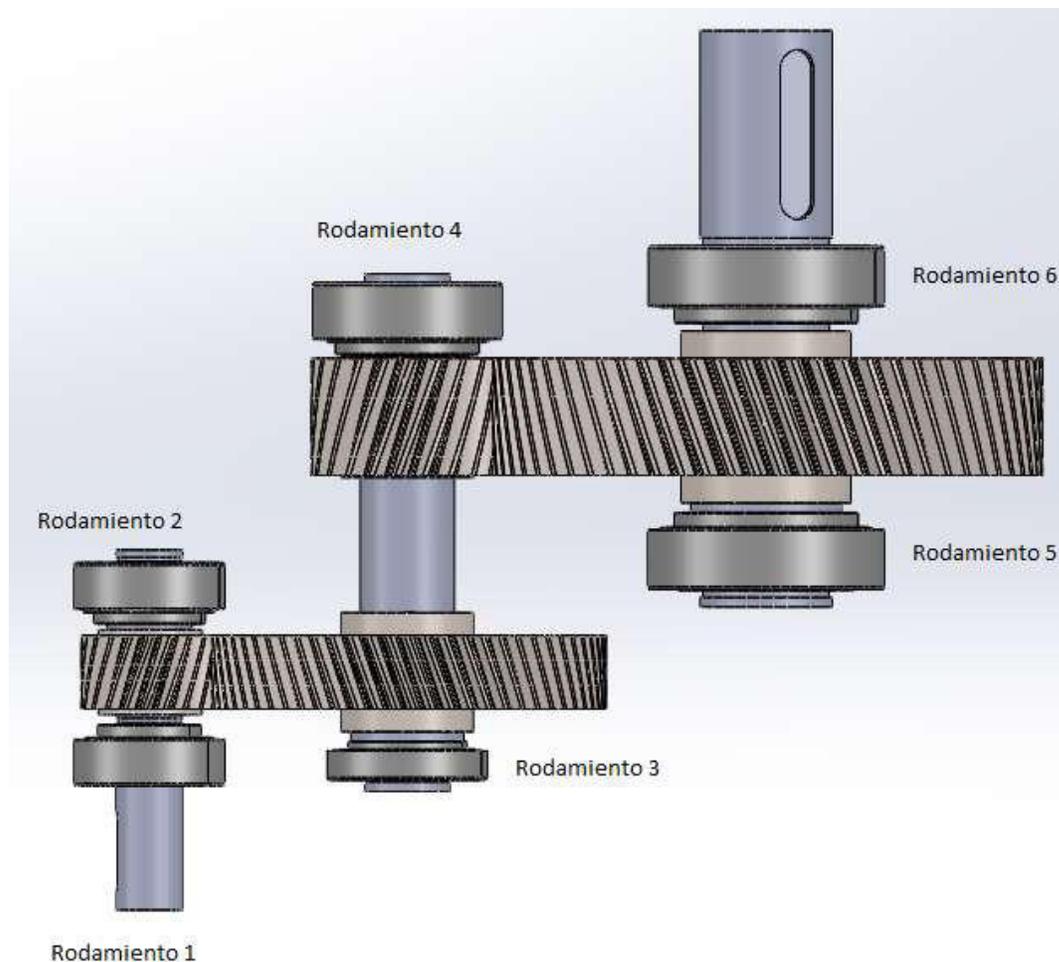
Los rodamientos sirven de apoyo de los ejes y sus funciones principales son:

- Reducir la fricción que se produce entre el eje y su soporte.
- Transmitir los esfuerzos generados por el eje a la carcasa.

Los rodamientos seleccionados del catálogo del fabricante SKF (ver bibliografía), son los adecuados para soportar los esfuerzos axiales generados por los engranajes cilíndricos con dentado helicoidal.

Los cálculos realizados para la selección de los rodamientos, cumpliendo las características necesarias para su correcto funcionamiento y duración, están disponibles en la sección de "cálculos".

Ilustración 3 Disposición rodamientos



7. BIBLIOGRAFÍA

APUNTES

- Tur Valiente, Manuel; Pedrosa Sánchez, Ana. Grado en ingeniería mecánica: Diseño de máquinas I. Valencia: Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.
- Grado en ingeniería mecánica: Diseño de máquinas II. Valencia: Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.

AENORmas

- UNE-EN 14399-6:2016
Conjuntos de elementos de fijación estructurales de alta resistencia para precarga. Parte 6: Arandelas planas achaflanadas.
- UNE 18066:1961
Engranajes. Rectos y helicoidales.
- UNE 17102-1:1967
Chavetas paralelas. serie normal.
- UNE 18068-1978
Engranajes cilíndricos. Datos por figurar en los planos.
- UNE 18012:1962
Engranajes. tipos de dentado.
- UNE 18113-1983
Rodamientos. Capacidad de carga dinámica y vida útil. Métodos de cálculo.

ENLACES

- INTEREMPRESAS Grasas lubricantes: características, ventajas y aplicaciones (<http://www.interempresas.net/Mantenimiento/Articulos/113067-Grasas-lubricantes-caracteristicas-ventajas-y-aplicaciones.html>).
- Sistemas de lubricación ([https://www.ecured.cu/Sistemas_de_lubricaci%C3%B3n_\(Motores_de_combusti%C3%B3n_interna\)](https://www.ecured.cu/Sistemas_de_lubricaci%C3%B3n_(Motores_de_combusti%C3%B3n_interna)))
- Rodamientos seleccionados del catálogo del fabricante SKF (<http://www.skf.com/es/products/product-tables/index.html>)

LIBROS

- Sergio Gómez González, el gran libro de SOLIDWORKS 3ª Edición.

TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN
DE TRANSMISIÓN 9,3 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 2180 NM**



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ANEXO DEL DOCUMENTO Nº: 1

CÁLCULOS

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	27
2. DATOS INICIALES	27
3. CÁLCULOS GENERALES	27
3.1. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN.....	27
3.2. VELOCIDAD ANGULAR DE LOS EJES.....	27
3.3. POTENCIA	28
4 CÁLCULO DE LOS ENGRANAJES	29
4.2 LUBRICANTES	29
4.2.1 SELECCIÓN DEL TIPO DE LUBRICANTE.....	30
4.2.2 SISTEMAS DE LUBRICACIÓN	30
4.2.3 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE LUBRICACION	30
4.2.4 IMPORTANCIA DE UNA CORRECTA LUBRICACIÓN	31
4.2.5 SELECCIÓN DEL LUBRICANTE.....	31
4.3 CÁLCULO DEL DIAMETRO DE LOS EJES POR DEFLEXIÓN TORSIONAL	33
4.4 CHAVETERO	33
4.5 NÚMERO DE DIENTES MÁXIMOS Y MÍNIMOS.	34
4.6 DIÁMETRO DE LOS ENGRANAJES SEGÚN MÓDULO.....	34
4.7 CÁLCULO ANCHO DE LOS ENGRANAJES	35
4.7.1 CÁLCULO A FLEXIÓN.....	36
4.7.2 CALCULO A PRESION SUPERFICIAL.....	37
4.8 RESUMEN DE LOS CÁLCULOS DE LOS ENGRANAJES	45
5 DIMENSIONADO DE LOS EJES	47
5.2 TIPO DE MATERIAL	47
5.3 CÁLCULO A FATIGA.....	47
5.4 CÁLCULO DEFORMACIÓN LATERAL Y ANGULAR.....	51
5.5 CÁLCULO A RIGIDEZ TORSIONAL.....	51
5.6 CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS EN LOS EJES	51
5.7 EJE DE ENTRADA.....	52
5.8 EJE INTERMEDIO.....	62
5.9 EJE DE SALIDA.....	68
6 DIMENSIONADO DE LOS RODAMIENTOS	77
6.2 CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS.....	77
6.3 CÁLCULO DE LA VIDA DEL RODAMIENTO UNE 18113-1983	78

6.4	RESULTADO DE LOS CÁLCULOS	82
7	DIMENSIONADO DE LAS UNIONES A TORSION	83

1. INTRODUCCIÓN

En el siguiente anexo se plasman los cálculos realizados para definir el diseño de un reductor de velocidad con unas condiciones de funcionamiento determinadas.

2. DATOS INICIALES

Las condiciones de servicio propuestas son las siguientes:

Datos iniciales			
Velocidad de entrada	$\omega_{entrada}$	1400	rpm
Relación de transmisión	i	9,3	
Par de salida	T_{max}	2180	Nm

Reductor de dos etapas.

3. CÁLCULOS GENERALES

3.1. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

El reductor de velocidad se realizará en dos etapas, en la ecuación (1), se obtiene un valor aproximado de la relación de transmisión por cada etapa.

$$i_{total} = i_{1etapa} * i_{2etapa} \quad (1)$$

$$i_{1etapa} = i_{2etapa}$$

$$i_{1etapa} = i_{2etapa} = \sqrt{i_{total}} = \sqrt{9,3} = 3,04959014$$

3.2 VELOCIDAD ANGULAR DE LOS EJES

A partir de la igualdad (2), obtenemos las velocidades de giro del eje intermedio y el de salida, el par torsor necesario a la entrada del reductor.

$$i_{total} = \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{salida}} = \frac{T_{salida}}{T_{entrada}} \quad (2)$$

$$\omega_{intermedio} = \frac{\omega_{entrada}}{i_{1etapa}} = \frac{1400}{3,04959014} = 459,078085 \text{ rpm}$$

$$\omega_{salida} = \frac{\omega_{entrada}}{i_{total}} = \frac{1400}{9,3} = 150,5376344 \text{ rpm}$$

3.3 POTENCIA

A través de la igualdad (3), obtenemos la potencia del reductor de velocidad, y el par torsor en el eje intermedio y en el eje de entrada.

P = potencia [W]

T = par torsor [Nm]

ω = velocidad[rpm] * $2\pi/60$ =rad/s

$$P = T_{entrada} * \omega_{entrada} = T_{salida} * \omega_{salida} \quad (3)$$

$$P = T_{salida} * \omega_{salida} = 2180 * \frac{150.5376344 * 2 * \pi}{60} = 34345,5827W$$

$$T_{intermedio} = \frac{P}{\omega_{intermedio}} = \frac{34345,5827}{\left(\frac{459.078085 * 2 * \pi}{60}\right)} = 714,850161Nm$$

$$T_{entrada} = \frac{P}{\omega_{entrada}} = \frac{34345,5827}{\left(\frac{1400 * 2 * \pi}{60}\right)} = 234,4086022Nm$$

En la siguiente tabla se muestran las propiedades mecánicas necesarias para el cálculo del reductor de velocidad.

Características de cada etapa					
	ω (rpm)	rad/s	T(N*m)	P(W)	P(kW)
Eje de entrada	1400	146,607657	234,4086022	34345,58273	34,34558273
Eje intermedio	459,078085	48,0745446	714,850161	34345,58273	34,34558273
Eje salida	150,537634	15,7642642	2180	34345,58273	34,34558273

Relación de transmision	
i total	9,3
$i_1=i_2$	3,04959014

4 CÁLCULO DE LOS ENGRANAJES

4.2 LUBRICANTES

Para determinar la resistencia de los dientes de los engranajes que conforman el equipo reductor, es necesario conocer el tipo de lubricante y la viscosidad de este.

GRASAS

Las grasas lubricantes pueden definirse como sólidos o semifluidos, resultado de una dispersión de un agente espesante en un líquido lubricante. Se identifican como sólidos plásticos con propiedades viscoelásticas. Contienen del 65% al 95% en peso de aceite lubricante, del 5% al 35% de espesante y del 0% al 10% de aditivos que pueden ser líquidos, sólidos o una mezcla de ambos. Dependiendo de la cantidad de sólidos, se clasifican como:

- Grasas: aditivo sólido < 10%.
- Grasa-pasta: aditivo sólido del 10% al 40%.
- Pasta: aditivo sólido >40%.

Se los clasificamos en función del origen de sus componentes, pueden ser:

- Minerales.
- Semisintéticos.
- Sintéticos.

Ventajas:

- Adherencia a superficies.
- Capacidad de sellado y aislamiento del medio.
- Protección contra el desgaste.
- Protección contra la corrosión.
- Lubricación a altas cargas y bajas velocidades.

Inconvenientes:

- Dificultad para refrigerar las piezas a través del lubricante.
- No extrae las partículas producidas por el desgaste.

ACEITES

Los aceites lubricantes pueden definirse como semifluidos o fluidos. Pueden tener cualquier tipo de aditivo para las distintas condiciones de trabajo. Tipos de aceite:

- Aceites minerales: Son los que proceden del petróleo y son elaborados del mismo después de múltiples procesos.
- Aceites sintéticos: Tienen su origen en laboratorios creándolos a partir de subproductos petrolíferos combinados en procesos de laboratorio.
- Aceites semisintéticos: Son el resultado de la mezcla de aceite minerales y sintéticos.

Ventajas:

- Adherencia a superficies.
- Protección contra el desgaste.
- Protección contra la corrosión.
- Refrigeración de las piezas.
- Extracción de las partículas de desgaste.

Desventajas:

- Baja capacidad de sellado y aislamiento del medio.
- Utilización en sistemas cerrados.

4.2.1 SELECCIÓN DEL TIPO DE LUBRICANTE

Elegimos la lubricación por aceite, ya que las desventajas de la grasa son cruciales para nuestro sistema de reducción.

4.2.2 SISTEMAS DE LUBRICACIÓN

Son los distintos métodos para distribuir el lubricante por el equipo. Consiste en hacer llegar una capa de aceite a cada una de las superficies de las piezas que están en movimiento entre sí. Los sistemas más habituales son:

- Por barboteo:
Es el sistema más simple de lubricación, también conocido como lubricación por salpicadura. La lubricación se efectúa proyectando el lubricante contenido en el cárter mediante la inmersión de las piezas en movimiento salpicando todos los componentes que están encerrados dentro de la carcasa.
- Lubricación a presión:
El aceite llega impulsado por la bomba a todos los elementos, por medio de unos conductos.
- Goteo:
Este sistema dispone de un recipiente en el exterior del equipo, y mediante unas canalizaciones deja caer el aceite sobre los elementos a lubricar.

4.2.3 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE LUBRICACION

Elegimos el sistema de lubricación por barboteo, es el sistema más simple de lubricación y el que mejor se adapta a nuestra caja de reducción, debido a que se reducen los elementos que pueden causar fallo y se simplifica el diseño del conjunto.

4.2.4 IMPORTANCIA DE UNA CORRECTA LUBRICACIÓN

La función principal del aceite es la de lubricar dos superficies que están en contacto reduciendo la fricción entre ellas y evitando el desgaste prematuro de los elementos. Esto se logra interponiendo una capa de lubricante sobre los elementos en contacto evitando su desgaste.

Otra función del lubricante es la de refrigerar las piezas móviles. La fricción entre los elementos incrementa las temperaturas del conjunto, llegando a provocar el agarrotamiento de las piezas móviles y un desgaste prematuro.

Las características del lubricante:

- Adhesión a los elementos mecánicos.
- Prevención de la formación de suspensión de partículas.
- Evitar la formación de óxido.
- Viscosidad a temperatura de funcionamiento.

MALA LUBRICACIÓN

Los problemas de lubricación se manifiestan en forma de problemas típicos en equipos mecánicos, estos suelen ser:

- Desgastes: Debido a una capa de aceite insuficiente, no es capaz de cubrir las rugosidades del material, este fenómeno es característico de engranajes que funcionan a bajas velocidades y están sometidos a cargas importantes.
- Picados o pitting: Suele aparecer en caso de velocidades medias y cargas elevadas, es debido a la presión de contacto entre las superficies.
- Gripado: Se produce cuando la combinación de velocidad de deslizamiento y presión superficial favorecen un aumento de la temperatura de contacto ocasionando la rotura de la capa de aceite, provocando el contacto metal con metal y junto con las presiones elevadas de trabajo, pueden aparecer una tendencia de la soldadura de las superficies.

4.2.5 SELECCIÓN DEL LUBRICANTE

Para calcular el ancho de los engranajes se ha supuesto un aceite, ISO VG 680. La temperatura ambiente de funcionamiento varía entre 10 °C y 40 °C. Este lubricante tiene una viscosidad cinemática de 680 mm²/s a 40 °C.

Procedemos a comprobar si es el lubricante es correcto siguiendo el método United.

- Primera etapa

Este método es aplicable a engranajes con velocidades y cargas medias, donde la carga se evalúa por medio de la variable K:

F_t fuerza tangencial [N]

b ancho del engranaje [mm]

D_1 diámetro del engranaje [mm]

K_A coeficiente de aplicación [1.25 obtenido de las condiciones de trabajo y la tabla]

i relación de transmisión de la etapa

$$K = \frac{F_t}{b * D_1} * \frac{i + 1}{i} * K_A = \frac{6693,1}{47 * 67,04} * \frac{3,05 + 1}{3,05} * 1,25 = 3,53$$

Calculamos la velocidad tangencial de nuestros engranajes:

V_{t1} velocidad tangencial [m/s]

ω velocidad de giro [rad]

D diámetro primitivo engranaje [m]

$$V_{t1} = \omega_{1 \text{ etapa}} * \frac{D_1}{2} = 146,61 * \frac{67,04 * 10^{-3}}{2} = 4,91 \text{ m/s}$$

Como la velocidad tangencial es menor de 20 mm/s se aplica la siguiente fórmula para obtener la viscosidad a 38°C.

$$\log v_{38} = -0,028 * \left(\log \frac{K}{V_t}\right)^3 - 0,025 * \left(\log \frac{K}{V_t}\right)^2 + 0,46 * \left(\log \frac{K}{V_t}\right) + 2,593$$

Despejamos v_{38}

$$v_{38} = 10^{-0,028 * \left(\log \frac{K}{V_t}\right)^3 - 0,025 * \left(\log \frac{K}{V_t}\right)^2 + 0,46 * \left(\log \frac{K}{V_t}\right) + 2,593}$$

$$v_{38} = 10^{-0,028 * \left(\log \frac{3,53}{4,91}\right)^3 - 0,025 * \left(\log \frac{3,53}{4,91}\right)^2 + 0,46 * \left(\log \frac{3,53}{4,91}\right) + 2,593} = 336,239 \text{ cSt}$$

- Segunda etapa

$$K = \frac{F_t}{b * D_1} * \frac{i + 1}{i} * K_A = \frac{15287,52}{22 * 285,2} * \frac{3,05 + 1}{3,05} * 1,25 = 4,04$$

$$V_{t2} = \omega_{2 \text{ etapa}} * \frac{D_2}{2} = 15,76 * \frac{285,2 * 10^{-3}}{2} = 2,25 \text{ m/s}$$

$$\log v_{38} = -0,028 * \left(\log \frac{K}{V_t}\right)^3 - 0,025 * \left(\log \frac{K}{V_t}\right)^2 + 0,46 * \left(\log \frac{K}{V_t}\right) + 2,59$$

Despejamos v_{38}

$$v_{38} = 10^{-0,028 * \left(\log \frac{K}{V_t}\right)^3 - 0,025 * \left(\log \frac{K}{V_t}\right)^2 + 0,46 * \left(\log \frac{K}{V_t}\right) + 2,593}$$

$$v_{38} = 10^{-0,028 * \left(\log \frac{4,04}{2,25}\right)^3 - 0,025 * \left(\log \frac{4,04}{2,25}\right)^2 + 0,46 * \left(\log \frac{4,04}{2,25}\right) + 2,593} = 510,336 \text{ cSt}$$

Los resultados obtenidos indican que el equipo reductor necesita un lubricante con una viscosidad de 510 cSt a 38 °C. Para ambas etapas del equipo de reducción es válido el aceite escogido VG680 para el diseño de los engranajes.

4.3 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DE LOS EJES POR DEFLEXIÓN TORSIONAL

En el diseño de los ejes, el factor crítico suele ser la rigidez del mismo, se procede a determinar un diámetro mínimo, marcando una deflexión torsional máxima de $(\theta/L)_{\max} = 1.5^\circ/m$, a continuación, se comprueba que cumple con una deformación menor a 1° para $L = 20 d$.

θ = giro en el eje [rad]

D= diámetro del eje [m]

G=módulo de rigidez torsional (primera aproximación acero [$G=8,1 \cdot 10^{10}$ N/m²])

T= par torsor [Nm]

$$\frac{\theta}{L} = \frac{32 * T}{\pi * d^4 * G} \leq 1,5^\circ$$

$$\frac{\theta}{20 * d} = \frac{32 * T}{\pi * d^4 * G} \leq 1^\circ$$

	$(\theta/L)=1,5^\circ/m$	$(\theta/L)=20d$	Normalizados
Eje de entrada [m]	0,032574668	0,032325637	0,035
Eje intermedio [m]	0,04304675	0,046877119	0,05
Eje de salida [m]	0,05688539	0,067978994	0,07

	Normalizados
Eje de entrada [mm]	35
Eje de intermedio [mm]	50
Eje de salida [mm]	70

4.4 CHAVETERO

La chaveta deberá dimensionarse de manera que pueda transmitir el mismo par de torsión que el eje correspondiente. Por ello, la longitud de la chaveta deberá ser como mínimo igual a 1,25 veces el diámetro del eje.

Los chaveteros de eje y rueda deberán tener los bordes redondeados para evitar grietas y posteriores roturas.

		Eje entrada	Eje intermedio	Eje de salida	
Diámetro eje [mm]	d eje	35	50	70	de tablas
Ancho [mm]	b	10	16	20	
Alto [mm]	h	8	10	12	
Profundidad eje [mm]	h1	5	6	7,5	tolerancia $\pm 0,2$
Profundidad cubo [mm]	h2	3,3	4,3	4,9	tolerancia $\pm 0,2$
Largo [mm] $1,25*d$ eje	l	45	63	90	

4.5 NÚMERO DE DIENTES MÁXIMOS Y MÍNIMOS.

Numero de dientes máximo 150.

α_n = ángulo de presión normal (ANGULO TIPICO DE 20°)

α_t = ángulo de presión tangencial

β = ángulo inclinación del dentado (ANGULO TIPICO DE 20°)

Velocidad lenta: $\beta = 5^\circ - 10^\circ$

Velocidad normal: $\beta = 15^\circ - 25^\circ$

Velocidad elevada: $\beta = 30^\circ - 45^\circ$

$$Z_{min} = \frac{2 * \text{Cos}[\beta]}{\text{Sin}^2[\alpha_t]}$$

$$\text{Tan}[\alpha_t] = \frac{\text{Tan}[\alpha_n]}{\text{Cos}[\beta]} \quad \alpha_t = \text{Tan}^{-1} \left[\frac{\text{Tan}[\alpha_n]}{\text{Cos}[\beta]} \right]$$

$$Z_{min} = \frac{2 * \text{Cos}[\beta]}{\text{Sin}[\text{Tan}^{-1} \left[\frac{\text{Tan}[\alpha_n]}{\text{Cos}[\beta]} \right]]^2} = \frac{2 * \text{Cos}[20]}{\text{Sin}[\text{Tan}^{-1} \left[\frac{\text{Tan}[20]}{\text{Cos}[20]} \right]]^2} = 14.4066 \text{ dientes}$$

4.6 DIÁMETRO DE LOS ENGRANAJES SEGÚN MÓDULO

Con los datos anteriormente aportados en la determinación del diámetro mínimo de los ejes y las restricciones en el número de dientes máximos y mínimos de los engranajes, procederemos al cálculo de los diámetros de los engranajes dependiendo del módulo estandarizado.

Teniendo en cuenta que los engranajes son helicoidales, es necesario calcular el módulo aparente m_t :

$$m_t = m_n / \text{Cos}[\beta]$$

Calculamos una aproximación del diámetro de los engranajes mediante la expresión:

$$d = d_{eje} + 2 * h_2 + 7,9 * m_n$$

Donde h_2 es la altura del cubo chavetero del engranaje.

Con el diámetro obtenido, obtenemos el número de dientes aproximado mediante la expresión:

$$d = m_t * z$$

Redondearemos el número de dientes a un número entero y volvemos a realizar el cálculo del diámetro del primer engranaje. Partiendo del engranaje de entrada determinaremos el engranaje de salida, mediante las expresiones anteriores. Obteniendo la siguiente tabla correspondiente a los cálculos de la primera etapa.

1 etapa											
mn	mt	d1' [mm]	Z1'	Z1	d1 [mm]	Z2'	Z2	d2 [mm]	i 1-2	error	
0.5	0.53	45,55	85,61	86,00	45,76	261,06	262,00	139,41	3,05	0%	
0.6	0.64	46,34	72,58	73,00	46,61	221,33	222,00	141,75	3,04	0%	
0.8	0.85	47,92	56,29	57,00	48,53	171,65	172,00	146,43	3,02	1%	
1	1.06	49,50	46,51	47,00	50,02	141,85	142,00	151,11	3,02	1%	
1,25	1.33	51,48	38,70	39,00	51,88	118,01	119,00	158,30	3,05	0%	
1.5	1.60	53,45	33,48	34,00	54,27	102,11	103,00	164,42	3,03	1%	
2	2.13	57,40	26,97	27,00	57,47	82,24	83,00	176,65	3,07	-1%	
2.5	2.66	61,35	23,06	24,00	63,85	70,32	71,00	188,89	2,96	3%	
3	3.19	65,30	20,45	21,00	67,04	62,38	63,00	201,13	3,00	2%	
4	4.26	73,20	17,20	18,00	76,62	52,44	53,00	225,61	2,94	3%	
5	5.32	81,10	15,24	16,00	85,13	46,48	47,00	250,08	2,94	4%	
6	6.39	89,00	13,94	14,00	89,39	42,51	43,00	274,56	3,07	-1%	
8	8.51	104,80	12,31	13,00	110,67	37,54	38,00	323,51	2,92	4%	
10	10.64	120,60	11,33	12,00	127,70	34,56	35,00	372,46	2,92	4%	

Para los próximos cálculos excluirémos los módulos de la primera etapa que en su fila tengan Z₁ o Z₂ en rojo, debido a que no cumplen con las condiciones de:

- Número mínimo de dientes, que no debe ser menor de 15 dientes.
- Número máximo de dientes, que no debe ser mayor a 150 dientes.

Resultados de los cálculos para la segunda etapa.

2 etapa											
mn	mt	d3' [mm]	Z3'	Z3	d3 [mm]	Z4'	Z4	d4 [mm]	i 1-2	error	
0.5	0.53	62,55	117,56	118,00	62,79	358,50	359,00	191,02	3,04	0%	
0.6	0.64	63,34	99,20	100,00	63,85	302,52	303,00	193,47	3,03	1%	
0.8	0.85	64,92	76,26	77,00	65,55	232,55	233,00	198,36	3,03	1%	
1	1.06	66,50	62,49	63,00	67,04	190,57	191,00	203,26	3,03	1%	
1,25	1.33	68,48	51,48	52,00	69,17	156,98	157,00	208,84	3,02	1%	
1.5	1.60	70,45	44,13	45,00	71,83	134,59	135,00	215,50	3,00	2%	
2	2.13	74,40	34,96	35,00	74,49	106,60	107,00	227,73	3,06	0%	
2.5	2.66	78,35	29,45	30,00	79,81	89,81	90,00	239,44	3,00	2%	
3	3.19	82,30	25,78	26,00	83,01	78,62	79,00	252,21	3,04	0%	
4	4.26	90,20	21,19	22,00	93,65	64,62	65,00	276,69	2,95	3%	
5	5.32	98,10	18,44	19,00	101,10	56,22	57,00	303,29	3,00	2%	
6	6.39	106,00	16,60	17,00	108,55	50,63	51,00	325,64	3,00	2%	
8	8.51	121,80	14,31	15,00	127,70	43,63	44,00	374,59	2,93	4%	
10	10.64	137,60	12,93	13,00	138,34	39,43	40,00	425,67	3,08	-1%	

Para los próximos cálculos excluirémos los módulos de la segunda etapa que en su fila tengan Z₃ o Z₄ en rojo, debido a que no cumplen con las condiciones de:

- Número mínimo de dientes, que no debe ser menor de 15 dientes.
- Número máximo de dientes, que no debe ser mayor a 150 dientes.

Tabla comparativa módulos de cada etapa obteniendo el error respecto a la relación de transmisión objetivo (9.3) las que están fuera del +-3% están en rojo.

segunda etapa									
p r i m e r a	m	módulo							
		1,5	2	2,5	3	4	5	6	
e t a p a	i	3,02	3,06	3,00	3,04	2,95	3,00	3,00	
	1	3,02	1,91%	0,68%	2,54%	1,29%	4,02%	2,54%	2,54%
	1,25	3,05	0,94%	-0,30%	1,57%	0,31%	3,06%	1,57%	1,57%
	1,5	3,03	1,65%	0,42%	2,28%	1,02%	3,76%	2,28%	2,28%
	2	3,07	0,20%	-1,05%	0,84%	-0,44%	2,34%	0,84%	0,84%
	2,5	2,96	3,96%	2,75%	4,57%	3,35%	6,02%	4,57%	4,57%
	3	3,00	2,61%	1,38%	3,23%	1,99%	4,69%	3,23%	3,23%
	4	2,94	4,41%	3,21%	5,02%	3,80%	6,46%	5,02%	5,02%
	5	2,94	4,63%	3,44%	5,24%	4,03%	6,68%	5,24%	5,24%

4.7 CÁLCULO ANCHO DE LOS ENGRANAJES

Calcularemos el ancho de los engranajes con los módulos que cumplen con las limitaciones aplicadas, realizaremos los cálculos con distintos materiales, para poder optimizar el ancho de los engranajes.

Con los resultados obtenidos en los cálculos anteriores y adoptando un coeficiente de seguridad de X=1,25, obtendremos los anchos posibles que tendrán los engranajes.

4.7.1 CÁLCULO A FLEXIÓN

Usaremos el modelo de Lewis para la obtención del esfuerzo a flexión y aplicaremos los factores correctores necesarios para una aproximación más real, (apuntes de diseño de máquinas II: Transmisiones).

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b * m_n} * Y_{Fa} * Y_\varepsilon * Y_{sa} * Y_\beta * Y_B * Y_A * Y_V * Y_{F\beta} * Y_{F\alpha}$$

Definiendo el coeficiente de seguridad.

$$X_f = \frac{S_{FP}}{\sigma_F}$$

Despejando el coeficiente de seguridad y sustituyéndolo en la formula anterior

$$X_f = \frac{S_{FP} * b * m_n}{Y_{Fa} * Y_\varepsilon * Y_{sa} * Y_\beta * Y_B * Y_A * Y_V * Y_{F\beta} * Y_{F\alpha} * F_t}$$

- Coeficiente de forma para carga aplicada Y_{Fa} :

$$Y_{Fa} = 38,18 * z_v^{-1,29} + 2,11$$

- Coeficiente de conducción Y_ε :

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha}$$

- Coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente Y_{sa} :

$$Y_{sa} = 0,96 + 0,54 * \log z_v$$

- Factor de espesor del aro, ya que $S_r/h_t > 0.5$, Y_B :

$$Y_B = 1,6 * \log(2,242 * \frac{h_t}{S_R})$$

- Factor de inclinación, como $\beta=20^\circ$, Y_β :

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta * \frac{\beta}{120^\circ}$$

- Coeficiente de aplicación $K_A=1,25$

Este coeficiente se obtiene de la siguiente tabla:

K_A aplicación	Máquina arrastrada			
	Uniforme	Choques ligeros	Choques moderados	Choques fuertes
Uniforme	1,00	1,25	1,50	1,75
Choques ligeros	1,10	1,35	1,60	1,85
Ch. moderados	1,25	1,50	1,75	2,00
Choques fuertes	1,50	1,75	2,00	$\geq 2,25$

La máquina motriz es de tipo uniforme y la maquina arrastrada tendrá choques ligeros.

- Coeficiente dinámico, como tenemos $Q_{ISO}=5$, K_v :

$$K_v = 1 + \left(\frac{6,7}{K_A * \frac{F_t}{b}} + 0.0087 \right) * \frac{V * z_1}{100} * 2 * \sqrt{\frac{i^2}{1 + i^2}}$$

- Coeficiente de distribución de carga longitudinal $K_{F\beta}$:

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_F} \text{ siendo } N_F = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2}$$

- Coeficiente de carga transversal, este valor es dependiente de la calidad y de las características de los engranajes, $K_{F\alpha}=1$.
- Tensión normal máxima admisible por el material S_{FP} :

$$S_{FP} = S_{FI} * Y_{ST} * Y_{NT} * Y_{\delta rT} * Y_{RrT} * Y_X$$

- Tensión a flexión límite del engranaje.
- Coeficiente de duración por flexión, en situaciones críticas $Y_{Nt}=0,85$, en nuestro caso es una situación no critica, por lo que $Y_{Nt}=1$.
- Coeficiente de concentración de tensiones $Y_{ST}=2.1$.
- Coeficiente sensibilidad de entalla relativo $Y_{\delta rT}$:

$$Y_{\delta rT} = \frac{1 + 0,82 * (Y_{Sa} - 1) * \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}}{1 + 0,82 * \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}}$$

- Coeficiente de rugosidad relativa $R_z=1,4 \mu\text{m}$, por lo que Y_{RrT} :
- $$Y_{RrT} = 1,674 - 0,259 * (R_z + 1)^{0,1}$$
- Coeficiente de tamaño como $m_n \leq 5$, $Y_x=1$.

Una vez que:

- Se ha establecido el ancho del engranaje mediante la presión superficial.
- Se ha comprobado que el coeficiente de seguridad es mayor al estimado.

Se comprobará que el ancho del engranaje este comprendido entre:

$$b < 2 * d \text{ y } b > 0.5 * d$$

4.7.2 CALCULO A PRESION SUPERFICIAL

Partiremos de la expresión de Hertz y teniendo en cuenta los factores que se aplican a los engranajes helicoidales, (apuntes de diseño de máquinas II: Transmisiones).

$$\sigma_H = Z_H * Z_E * Z_\epsilon * Z_\beta * \sqrt{\frac{F_t}{b * d_1} * \frac{1 + i}{i}} * \sqrt{K_A * K_v * K_{H\beta} * K_{H\alpha}}$$

El coeficiente de seguridad:

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

Despejando el ancho de la ecuación de Hertz y definiendo el coeficiente de seguridad obtenemos:

$$b = \frac{F_t}{d_1} * \frac{1+i}{i} * K_A * K_v * K_{H\beta} * K_{H\alpha} * \left(\frac{Z_H * Z_E * Z_\varepsilon * Z_\beta}{S_{HP}} \right)^2$$

- Fuerza tangencial que aparece en un punto, F_t .
- Coeficiente de aplicación $K_A=1,25$

Este coeficiente se obtiene de la siguiente tabla:

K_A aplicación	Máquina arrastrada			
	Uniforme	Choques ligeros	Choques moderados	Choques fuertes
Máquina motriz Uniforme	1,00	1,25	1,50	1,75
Choques ligeros	1,10	1,35	1,60	1,85
Ch. moderados	1,25	1,50	1,75	2,00
Choques fuertes	1,50	1,75	2,00	$\geq 2,25$

La máquina motriz es de tipo uniforme y la maquina arrastrada tendrá choques ligeros.

- Coeficiente dinámico, como tenemos $Q_{ISO}=5$, K_v :

$$K_v = 1 + \left(\frac{6,7}{K_A * \frac{F_t}{b}} + 0.0087 \right) * \frac{V * z_1}{100} * 2 * \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}}$$

- Coeficiente de distribución de carga longitudinal, como es dependiente de la calidad, diámetro y ancho del engranaje, $K_{H\beta}$:
 $Q_{ISO}=5$, ajuste tipo b,c

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

- Coeficiente de distribución transversal, es dependiente de la calidad, $K_{H\alpha}=1$
- Coeficiente geométrico, Z_H :

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 * \cos \beta}{\sin \alpha_t * \cos \alpha_t}}$$

- Coeficiente elástico, Z_E :

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi * \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right)}}$$

- Coeficiente de conducción, en caso de engranajes helicoidales, Z_ε :
 - $\varepsilon_\beta > 1$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

- $\varepsilon_\beta < 1$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} * (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}$$

- factor del ángulo de hélice, considera el factor de inclinación del diente, Z_β

$$Z_\beta = \frac{1}{\sqrt{\cos \beta}}$$

- tensión de contacto máxima admisible por el material, S_{HP} :

$$S_{HP} = S_{HL} * Z_N * Z_L * Z_V * Z_R * Z_W$$

- tensión contacto límite del material, S_{HL} .
- Coefficiente de duración, para vida infinita, $Z_N=1$.
- Coefficiente de viscosidad, influye la viscosidad del aceite, Z_L :

Como $S_{HL} < 850 \text{ N/mm}^2$, $C_{ZL}=0.83$

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 * (1 - C_{ZL})}{(1,2 + \frac{134}{v_{40}})^2}$$

- Coefficiente de velocidad, se tiene en cuenta la velocidad tangencial sobre la película de aceite del engranaje, Z_V :

$$C_{ZV}=C_{ZL}+0.02$$

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2 * (1 - C_{ZV})}{\sqrt{0.8 + \frac{32}{V}}}$$

- Coefficiente de rugosidad, Z_R :

$$Rz_{10}=1.4 * \sqrt[3]{\frac{10 * (r_1 + r_2)}{r_1 * r_2 * \sin \alpha_t}} \text{ y } C_{ZR}=0,15$$

$$Z_R = \left(\frac{3}{Rz_{10}}\right)^{C_{ZR}}$$

- Coefficiente de dureza. Como el material del piñón y la rueda son los mismos $Z_W=1$.

Introduciendo los siguientes datos en el Excel proporcionada por el Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales (D.I.M.M), aplicando las fórmulas anteriormente descritas se estimará el ancho de los engranajes.

Características de cada etapa					
	ω (rpm)	rad/s	T(N*m)	P(W)	P(kW)
Eje de entrada	1400	146,607657	234,4086022	34345,58273	34,34558273
Eje intermedio	459,078085	48,0745446	714,850161	34345,58273	34,34558273
Eje salida	150,537634	15,7642642	2180	34345,58273	34,34558273

relación de transmision	
i total	9,3
i1=i2	3,04959014

	Normalizados
Eje de entrada [mm]	35
Eje de intermedio [mm]	50
Eje de salida [mm]	70

1 etapa			
Coefficiente de seguridad	X	1,25	
Potencia	potencia	34345,5827	W
Relación de transmisión	i	3,04959014	
Velocidad del piñón	$w_{\text{piñón}}$	1400	rpm
Módulo normal	m_n	entre 1 y 10	
Ángulo de inclinación del dent		20°	
Ángulo de presión normal		20°	
Diámetro del piñón	d	tabla	mm
Material eje			
Diámetro del eje	D_{eje}	tabla	mm
Material piñón		a elegir	
Viscosidad cinemática	ν_{40}	680	mm ² /s
Índice de calidad	QISO	5	
Coefficiente de aplicación	K_A	1,25	
Tipo de ajuste		b,c	

Material engranajes acero aleado templado y revenido, acero moldeado no aleado templado, acero moldeado aleado templado y acero cementado.

Material de los ejes acero cementado por sus características.

Comprobaremos los módulos dentro del margen de error del 3%.

Seleccionamos los materiales de los piñones ya que son más críticos que las ruedas.

Piñon 1				
	material	8	9	10
rpm	1400			
Modulo	d_1 [mm]	b [mm]	b [mm]	b [mm]
1	50,02	no	no	no
1,25	51,88	no	no	no
1,5	54,27	no	no	no
2	57,47	no	no	no
2,5	63,85	no	118	no
3	67,04	no	88	no
4	76,62	92	55	10
5	85,13	65	43	9

2 etapa			
Coefficiente de seguridad	X	1,25	
Potencia	potencia	34345,5827	W
Relación de transmisión	i	3,04959014	
Velocidad del piñón	$v_{\text{piñón}}$	459,08	rpm
Módulo normal	m_n	entre 1 y 10	
Ángulo de inclinación del dent		20°	
Ángulo de presión normal		20°	
Diámetro del piñón	d	tabla	mm
material eje			
Diámetro del eje	D_{eje}	tabla	mm
Material piñón		a elegir	
Viscosidad cinemática	ν_{40}	680	mm ² /s
Índice de calidad	QISO	5	
Coefficiente de aplicación	K_A	1,25	
Tipo de ajuste		b,c	

Piñón 2				
	material	8	9	10
rpm	459,078085			
modulo	d3 [mm]	b [mm]	b [mm]	b [mm]
1,5	71,83	no	no	no
2	74,49	no	no	no
2,5	79,81	no	102	no
3	83,01	no	88	no
4	93,65	no	62	no
5	101,10	no	52	18
6	108,55	141	46	16

Materiales:

- 8 Ac. moldeado no aleado templado.
- 9 Ac. aleado moldeado templado.
- 10 Ac. de cementación.

En la siguiente tabla se muestran las iteraciones validas, para proceder a la elección del material y los módulos de los engranajes.

Etapas 1

1 etapa							
m	Z1	d1 [mm]	Z2 [mm]	d2	Material	Ancho	i1-2
4	18	76,62	55	234,12	8	92	3,0556
5	16	85,13	49	260,72	8	65	3,0626
m	Z1	d1 [mm]	Z2 [mm]	d2	Material	Ancho	i1-2
1,5	34	54,27	104	166,01	9	80	3,0590
2	27	57,47	82	174,53	9	62	3,0369
2,5	24	63,85	73	194,21	9	44	3,0417
3	21	67,04	64	204,32	9	39	3,0477
4	18	76,62	55	234,12	9	30	3,0556
5	16	85,13	49	260,72	9	26	3,0626
m	Z1	d1 [mm]	Z2 [mm]	d2	Material	Ancho	i1-2
4	18	76,62	55	234,12	10	10	3,0556
5	16	85,13	49	260,72	10	9	3,0626

Elegimos el material acero aleado moldeado templado con un módulo de 3.

Etapas 2

2 etapa							
m	Z3	d3 [mm]	Z4 [mm]	d4	Material	Ancho	i1-2
6	17	108,55	52	332,02	8	141	3,0587
m	Z3	d3 [mm]	Z4 [mm]	d4	Material	Ancho	i1-2
2,5	30	79,81	91	242,1	9	102	3,0335
3	26	83,01	79	252,21	9	88	3,0383
4	22	93,65	67	285,2	9	62	3,0454
5	19	101,1	58	308,61	9	52	3,0525
6	17	108,55	52	332,02	9	46	3,1456
m	Z3	d3 [mm]	Z4 [mm]	d4	Material	Ancho	i1-2
5	19	101,1	58	308,61	10	18	3,0525
6	17	108,55	52	332,02	10	16	3,0587

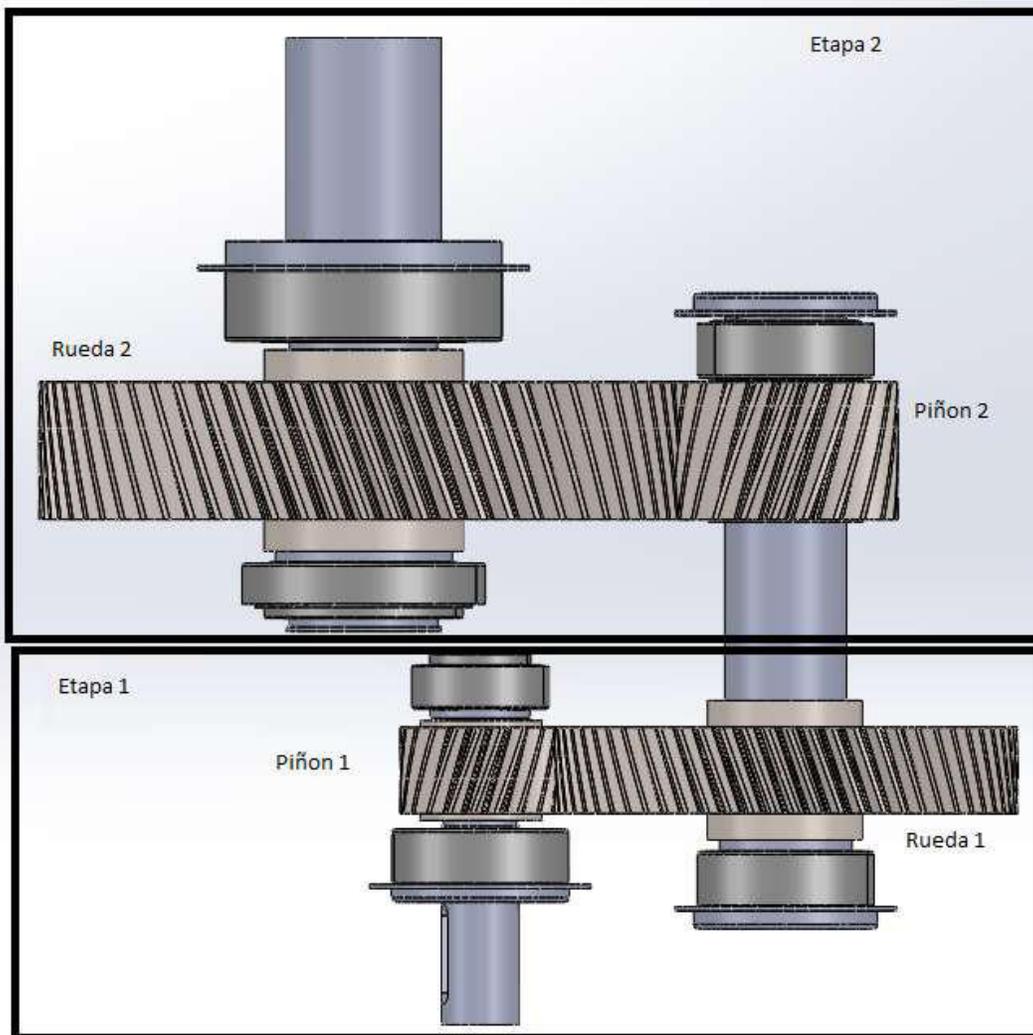
Elegimos el material acero aleado moldeado templado con un módulo de 4.

Seleccionamos para la primera etapa los engranajes de módulo 3 y para la segunda etapa los engranajes con módulo 4. Los engranajes de cada etapa se fabricarán en Ac. aleado moldeado templado.

Etapa 2

Datos generales				Geometría dentada				Resultados eje por Torsión										
X	1,25			α_f	21,17 °	0,3695 rad	G	8,20E+10 N/m ²										
Pot	34345,583 W			β_b	18,75 °	0,3272 rad	T	714,42 N·m										
i	3,0495901			m_t	4,26			1,5	42,9 mm									
ω_{pinon}	459,07809 rpm	48,07 rad/s		b_{ini}	93,647644 mm		1° en 20-d	46,7 mm										
m_n	4 mm			h_f	9,000 mm	altura diente	d	46,7 mm										
β	20 °	0,3491 rad		h_z	4,3 mm	h chavetero cubo	d_1	88,6 mm	estimado									
α_n	20 °	0,3491 rad		S_R	12,52 mm	S_R/h_f	1,39											
d_1	93,647644 mm	d(n)	d3															
Datos eje				Datos generales				Interferencia dentada helicoidal										
Eje	2,10E+11 N/m ²			Z_1	22 dientes	d_1 real	93,65 mm	Z_{min}	14,41									
v_{eje}	0,28			Z_2	67 dientes	d_2 real	285,20 mm											
θ/L_{max}	1,5 °/m	0,0262 rad/m		Z_{1v}	26,51 dientes	D_c	189,42 mm											
d_{eje}	50 mm			Z_{2v}	80,75 dientes	Par (T)	714,42 N/m											
				F_{tang}	15257,69 N	$V_{Z_1/100R}$	0,471 m/s											
				V_{tang}	2,25 m/s	i_{real}	3,0455											
Datos Engranajes				Coef. a fallo superficial				Coeficientes de tension a flexión				Coef. de funcionamiento						
N° Material piñón = 9				Z_H	2,37	Y_{fa_1} 2,67				Y_{fa_2}	2,24	K_{z_f} 0,0193						
Ac. aleado moldeado templado				Z_E	189,81 (N/mm ²) ^{0,5}	ϵ_{α} 1,64				ϵ_{β}	1,64	$K_{\beta h}$ 0,0087						
E1	2,06E+05 N/mm ²			Z_p	1,03	Y_{ca} 0,71				Y_{sa_1}	1,73	K_{β} 1,90						
v_1	0,3			62				Y_{sa_2}				1,99	$K_{H\alpha}$ 1,00					
N° Material rueda = 9				Cálculos previos material				Y_{β}				1,00	$K_{R\alpha}$ 1,00					
Ac. aleado moldeado templado				ρ_f	12,7	R_{Z_H}				3,00	1,28							
E2	2,06E+05 N/mm ²			C_{ZL1}	0,83	C_{ZL2}				0,83								
v_2	0,3	min	max	C_{ZV1}	0,85	C_{ZV2}				0,85								
HB1	360 O.K.	200	360	C_{ZR1}	0,15	C_{ZR2}				0,15								
HB2	360 O.K.	200	360	$R_{\epsilon\sigma}$	1,29													
SHL1	757,4 N/mm ²			Material a fallo superficial				Material a flexión				0,0251	0,0251					
SFL1	292,0 N/mm ²			Z_N	1,000	Z_{L1}				1,178	Y_{NT}				1,000			
SHL2	757,4 N/mm ²			Z_{L1}	1,178	Z_{L2}				1,178	Y_{ST}				2,100			
SFL2	292,0 N/mm ²			Z_{V1}	0,927	Z_{V2}				0,927	$Y_{\beta T1}$				0,000			
Sy1	7,50E+08 N/mm ²			Z_{R1}	1,135	Z_{R1}				1,135	$Y_{\beta R T1}$				1,097			
Sy2	7,50E+08 N/mm ²			Z_{W}	↑	Z_{W}				↑	Y_{X1}				1,000			
v_{ω}	680 mm ² /s			SHP1	939,21	SHP2				939,21 N/mm ²	SFP1				668,84 N/mm ²			
Qiso	5			bH=	82,6495 $Z^2 K_{H\beta} K_v$ mm	PINÓN				SFP2				672,39 N/mm ²				
$K_1 r$	7,5																	
$K_1 h$	6,7																	
Rz1	1,4 η m																	
Rz2	1,4 η m																	
Rz	1,4 η m																	
K_A	1,25																	
Datos para K_H				Anchura a fallo superficial														
Ajuste	b, c			bH_0		Z_e		K_H		$K_H F_t / b$		$K_{V\alpha}$		$K_{V\beta}$		K_v		bH
H1	1,100			93,65	2,55	0,78	1,291	203,66	1,050	1,037	1,037	1,037	67,57					
H2	1,15E-04			67,57	1,84	0,78	1,201	282,26	1,041	1,029	1,029	1,029	62,40					
H3	0,180			62,40	1,70	0,78	1,187	305,66	1,039	1,027	1,027	1,027	61,55					
Otros coeficientes				61,55	1,68	0,78	1,185	309,85	1,039	1,027	1,027	1,027	61,42					
Coef $K_{H\beta}$				61,42	1,67	0,78	1,184	310,52	1,039	1,027	1,027	1,027	61,40					
A1	0	A2	0	61,40	1,67	0,78	1,184	310,62	1,039	1,027	1,027	1,027	61,40					
B1	0	B2	0	61,40	1,67	0,78	1,184	310,64	1,039	1,027	1,027	1,027	61,40					
Coef $Y_{R,T}$				61,40	1,67	0,78	1,184	310,64	1,039	1,027	1,027	1,027	61,40					
Ref1	1,12	Ref2	1,12	61,40	1,67	0,78	1,184	310,64	1,039	1,027	1,027	1,027	61,40					
A1	1,674	A2	1,674	61,40	1,67	0,78	1,184	310,64	1,039	1,027	1,027	1,027	61,40					
B1	-0,529	B2	-0,529	61,40	1,67	0,78	1,184	310,64	1,039	1,027	1,027	1,027	61,40					
exp1	0,1	exp2	0,1	61,40	1,67	0,78	1,184	310,64	1,039	1,027	1,027	1,027	61,40					
Coef Y_x				Coeficiente de seguridad a flexión				$X_{baseado} = 1,25$				d_1	93,6 mm					
A1	1,03	A2	1,03	N_p		K		σ_f piñón		σ_f rueda		X_{β}		b_{min}	23,4 mm			
B1	-0,006	B2	-0,006	0,8561	1,156	0,83	250,76	242,72	2,67 O.K.				b_{max}	187,3 mm				
Cte1	0,85	Cte2	0,85				N/mm ²	N/mm ²	PINÓN				$b =$	62 mm				
							X_{ϵ}	2,67	2,77									

4.8 RESUMEN DE LOS CÁLCULOS DE LOS ENGRANAJES



Primera etapa

Primera etapa				
		Piñón	Rueda	
Módulo normal	m_n	3		
Diámetro primitivo	d	67,04	204,32	mm
Ancho	b	39		mm
Número de dientes	z	21	64	
Material		Ac. aleado moldeado		
Velocidad	ω piñón	1400	459,078	rpm
Par	T	234,409	714,850	Nm
Relación transmisión	i	3,048		
Error		0,06%		

Segunda etapa

Segunda etapa				
		Piñón	Rueda	
Módulo normal	m_n	4		
Diámetro primitivo	d	93,65	285,2	mm
Ancho	b	62		mm
Número de dientes	z	22	67	
Material		Ac. aleado moldeado		
Velocidad	ω piñon	459,078	150,538	rpm
Par	T	714,850	2180	Nm
Relación transmisión	i	3,045		
Error		0,14%		

Reducción total

Reducción total			
		Entrada	Salida
Velocidad	ω piñon	1400	150,538
Par	T	234,409	2180
Relación transmisión	i	9,300000025	
Error		-0,0000003%	

5 DIMENSIONADO DE LOS EJES

5.2 TIPO DE MATERIAL

Para la fabricación de los ejes se ha elegido el material acero de cementación según normativa UNE 36011-12 con denominación Acero 20MnCr5.

Acero 20MnCr5			
Módulo elastico	E	2,10E+11	N/mm ²
Coef Poisson	v	0,28	
Densidad	ρ	7800	kg/m ³
Límite de rotura	S _u	1,10E+09	N/m ²
Límite elastico	S _y	7,50E+08	N/m ²
Dureza Brinell	HB _r	800	
Tensión de contacto	S _{HL}	1500	N/mm ²
Límite de resistencia normal	S _{FL}	461	N/mm ²

CRITERIOS DE CÁLCULO

El proceso que seguiremos para comprobar los tres ejes es el siguiente:

5.3 CÁLCULO A FATIGA

- Obtener las reacciones de los apoyos y los esfuerzos en las secciones de los ejes.
- Obtendremos el coeficiente de seguridad a fatiga para la sección más desfavorable mediante el criterio de tensión tangencial, a través de la siguiente fórmula:

X: coeficiente de seguridad $\sigma_{a,m}$: tensión alternante, tensión media

S_y: límite de fluencia $\tau_{a,m}$: tensión tangencial alternante, media

S_n: límite de fatiga S_e: limite fatiga del punto del componente

S'_e: limite fatiga de la probeta

$$\frac{S_y}{X} = \sqrt{(\sigma_m + \frac{S_y}{S_n} * \sigma_a)^2 + 4 * (\tau_m + \frac{S_y}{S_n} * \tau_a)^2}$$

Teniendo en cuenta que el eje está sometido a tensión rotativa, el momento flector medio y el momento torsor alternante son nulos, podemos simplificar la anterior ecuación a:

$$X = \frac{D^3 * \pi * S_y}{32 * \sqrt{(\frac{S_y}{S_n} * M)^2 + T^2}}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{X * 32 * \sqrt{\left(\frac{S_y}{S_n} * M\right)^2 + T^2}}{\pi * S_y}}$$

Para reducir el diámetro del eje en las secciones que no están sometidas a torsión, T nulo, el cálculo será iterativo ya que algunos factores correctores dependen del diámetro de sección.

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 * X * M}{\pi * S_n}}$$

Esta iteración se llevará a cabo hasta que el ajuste sea menor de 1%.

Para obtener el límite de fatiga del material, S_n , se aproxima a partir del límite de fatiga de una probeta normalizada y combinándolo con unos factores modificadores:

$$S_e = K_a * K_e * K_b * K_x * K_c * \frac{S_e'}{K_f}$$

- K_a : factor de superficie:

Debido a que las piezas pueden tener un acabado muy diferente al acabado de la probeta de ensayo y esto afecta al límite de fatiga. Puede introducir tres efectos:

- Generación de rugosidad superficial.
- Introducción de tensiones residuales superficiales.
- Modificación de las características microestructurales del material.

El factor modificador del límite de fatiga depende de la calidad del acabado y del límite de rotura del material. Se puede ajustar a curvas que corresponden a la ecuación:

$$K_a = a * S_u^b$$

Donde los parámetros a y b se definen en la siguiente tabla:

Acabado superficial	Factor a (MPa)	Exponente b	S_u Mpa	$K_a = a * S_u^b$
Rectificado	1,58	-0,085	1100	0,87124181
Mecanizado o laminado frío	4,51	-0,265	1100	0,70502981
Laminado caliente	57,7	-0,718	1100	0,37796872
Forjado	272	-0,995	1100	0,25608443

Los ejes serán tallados desde un tocho del material elegido, por lo que el factor de superficie será: $K_a = 0,705$

- K_e : confiabilidad del 0,99 corresponde a $K_e = 0,814$

Es un factor a considerar en el diseño de componentes críticos cuando su vida es mayor que 10^6 ciclos. Considerando la distribución estadística de los resultados de ensayos de fatiga sobre aceros, se puede establecer un coeficiente de corrección según la siguiente tabla:

Confiabilidad	0,5	0,9	0,95	0,99	0,999	0,9999
Factor de correccion	1	0,897	0,868	0,814	0,753	0,702

- K_b : factor de tamaño

El límite de fatiga de los materiales ensayados bajo condiciones de flexión y torsión varía con el tamaño del componente. Este hecho está relacionado con el gradiente de tensiones, ya que no aparece el mismo efecto con carga axial.

El factor de tamaño, obtenido de los datos experimentales sobre probetas de sección circular, puede estimarse con las siguientes ecuaciones:

- Si $2,79 \leq d \leq 51$ mm

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107}$$

- Si $51 < d \leq 254$ mm

$$K_b = 0,859 - 0,000837 * d$$

Elemento	d inicial	Si $2,79 \leq d \leq 51$ mm	si $51 < d \leq 254$ mm
Eje entrada	35	0,849481453	
Eje intermedio	50	0,817672499	
Eje salida	70		0,80041

- K_x : otras influencias

- Soldadura: La soldadura produce cambios en la geometría que introduce concentradores de tensión, y habitualmente se inducen tensiones residuales perjudiciales debido al enfriamiento. Pueden generarse microestructuras no usuales, así como poros y otros defectos. Por estos motivos, la presencia de soldadura usualmente reduce la resistencia a fatiga y exige una atención especial. Al no tener soldaduras no lo tendremos en cuenta.
- Tratamientos superficiales: No se aplican tratamientos superficiales en los ejes, como niquelado o cromado, ya que estos tratamientos pueden introducir tensiones residuales de tracción, llegando a disminuir el límite de fatiga a la mitad.
- Temperatura: Factor de temperatura, rango de funcionamiento de 50 °C, $K_x=1,01$. Si la temperatura es baja, puede existir fractura frágil y si la temperatura es alta la fluencia como posible fallo.

T [°C]	20	50	100	150	200	250	300
SeT/Se	1	1,01	1,02	1,025	1,02	1	0,975

- Corrosión: Un ambiente químico hostil puede acelerar la iniciación y crecimiento de grietas a fatiga debido al deterioro superficial que produce la corrosión. Los ejes trabajarán en una atmósfera controlada y con lubricante adecuado, por lo que no se verá afectado por la corrosión.
- Deformación dependiente del tiempo: También conocido como efecto creep, está asociada a temperaturas altas combinadas con cargas cíclicas, este efecto puede disminuir la vida de los materiales de forma inesperada. La temperatura de trabajo de los ejes será inferior a los 100 °C. Por lo que no se prevé la aparición de este efecto.

- Fretting-fatiga: Es un fenómeno ocasionado por movimientos muy pequeños de los componentes unidos mediante ajuste. El proceso está asociado a decoloraciones superficiales, picado superficial y eventualmente el fallo por fatiga.

Los únicos elementos que montaremos mediante ajuste son los rodamientos. No tendremos en cuenta este fenómeno ya que en estos puntos no existen solicitaciones por momentos flectores.

Límite de fatiga S_e . Se obtiene como resultado empírico de los ensayos a flexión. Para el acero se estima el límite de fatiga como:

- Si $S_u \leq 1400$ MPa: $S'_e = 0.5 * S_u$
- Si $S_u > 1400$ MPa: $S'_e = 700$ MPa

- K_f : concentrador de tensiones

Según la forma del concentrador de tensiones, afecta de forma distinta al límite de fatiga del material, todas estas fórmulas son empíricas.

- Para los chaveteros: $K_f = 1,6$
- Para las ranuras: $K_f = 2,2$
- Para las reducciones de sección:

q : factor sensibilidad a entalla

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}$$

el factor a sensibilidad de entalla se puede estimar a partir de constantes empíricas del material.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{\rho}}$$

ρ : radio de la entalla

α : constante del material (Aceros con $S_u \geq 550$ MPa)

$$\alpha = 0,025 * \left(\frac{2070}{S_u}\right)^{1.8} = 0,025 * \left(\frac{2070}{1100}\right)^{1.8} = 0,078 \text{ mm}$$

K_t : concentrador de tensiones de carga estática se obtiene mediante grafica

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1)$$

- K_c : factor de carga $K_c = 1$

Toman en cuenta la posibilidad de que se presenten sobrecargas, en nuestro caso es a flexión

5.4 CÁLCULO DEFORMACIÓN LATERAL Y ANGULAR

La rigidez lateral es un factor a tener en cuenta en el diseño de los ejes, se pueden producir deformaciones laterales debido a la rigidez insuficiente del eje y a flexiones excesivas debidas a las cargas. Estas deformaciones excesivas dan lugar a un mal funcionamiento y a una reducción de la vida de los ejes.

Si la deformación en el punto donde se monta el engranaje es elevada, aumenta el entre luz del dentado de ambos engranajes, induciendo a mayores cargas por impacto.

Se tomarán como referencias los siguientes valores estipulados por el departamento de ingeniería mecánica y de materiales.

- En ejes con engranajes cilíndricos de dientes rectos es conveniente una separación menor de $0,01 \cdot m_e$, siendo el módulo en mm, y la mitad de este valor si se trata de engranajes con dentado helicoidal.
- En rodamientos la pendiente debe ser menor:
 - Rodamiento rígido de bolas: 0,002 rad.
 - Rodamiento de rodillos cilíndricos: 0,001 rad.
 - Rodamientos de rodillos cónicos: 0,0008 rad.

Los engranajes de dentado helicoidal transmiten cargas en dos planos diferentes, por lo que obtendremos la deformación total mediante la suma cuadrática de las deformaciones en los planos ortogonales yx e yz , obteniendo las deformaciones en valor absoluto.

Para estos cálculos se ha utilizado una hoja de cálculo Excel, donde se han introducido las propiedades del material, los valores geométricos y los esfuerzos a los que se somete el eje.

5.5 CÁLCULO A RIGIDEZ TORSIONAL

Este cálculo se ha realizado anteriormente, ya que era necesario para realizar el cálculo de los engranajes.

5.6 CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS EN LOS EJES

CONSIDERACIONES INICIALES

Para calcular los esfuerzos en los apoyos y calcular los coeficientes de seguridad, se necesitan conocer las dimensiones de los ejes y realizar dos hipótesis de cálculos dependientes del giro, giro horario y giro antihorario. La componente radial será independiente del giro, sin embargo, la fuerza axial y tangencial mantienen su valor, pero no su dirección.

La sección más crítica no tiene por qué coincidir con el máximo momento flector, ya que nuestros ejes no son de sección constante, las tensiones producidas en cada sección dependerán del diámetro, los concentradores de tensiones también afectan, aumentando la tensión en ciertas secciones sin olvidar que hay que considerar la transmisión simultánea de fuerzas axiales y de momentos. Por estos motivos analizaremos los ejes en busca de la sección más crítica al fallo.

Se usará una hoja de cálculo Excel para realizar los cálculos.

CÁLCULO DE LAS SOLICITACIONES

A fin de evitar un sobredimensionado de los rodamientos, se diseñan los ejes con un extremo libre y otro fijo.

Para el cálculo de las fuerzas de reacción en los apoyos, se calcula como un eje isostático mediante las ecuaciones de equilibrio.

$$\sum M = \sum F = 0$$

Sobre los dientes del dentado helicoidal de los engranajes aparecen fuerzas en tres direcciones perpendiculares, es necesario un análisis de momentos flectores considerando dos planos perpendiculares, obteniendo los momentos flectores totales a partir de su composición vectorial mediante la suma cuadrática de sus componentes.

$$M_{total} = \sqrt{M_z^2 + M_y^2}$$

5.7 EJE DE ENTRADA

5.7.1 FUERZAS ACTUANTES

Sobre el eje actúan fuerzas originadas por el motor eléctrico y las fuerzas generadas por la transmisión de los engranajes. Estas fuerzas se sitúan en el punto medio del engranaje.

Dado que no se conocen las fuerzas introducidas por el motor eléctrico, las obtenemos de forma aproximada.

- Fuerza radial ($F_{Exterior}$):

$$F_{Exterior} = \frac{T_e}{2 * d_{eje}} = \frac{234,409}{2 * 35 * 10^{-3}} = \pm 3348,69 \text{ N}$$

Las fuerzas que actúan sobre la sección B que es donde se sitúa el piñón 1.

$$F_{t_{p1}} = \frac{T_e}{d_{p1}/2} = \frac{234,409}{67,04 * 10^{-3}/2} = 6993,097 \text{ N}$$

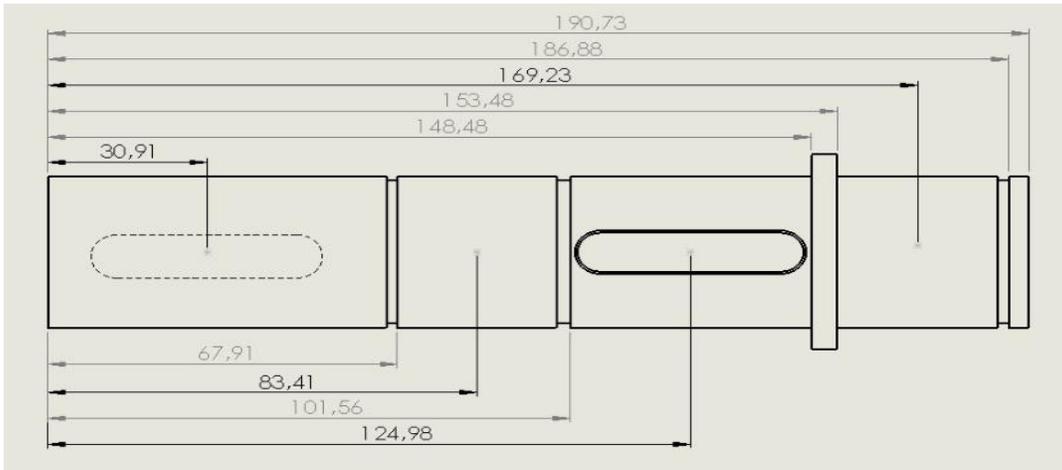
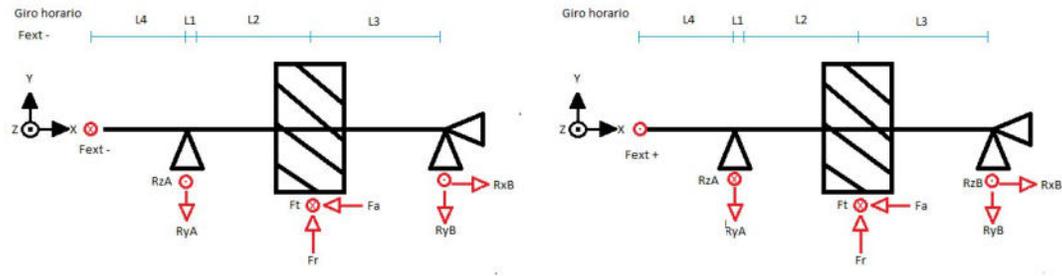
$$F_{r_{p1}} = F_{t_{p1}} * \tan \alpha_t = 6993,097 * \tan[21,17] = 2708,232 \text{ N}$$

$$F_{a_{p1}} = F_{t_{p1}} * \tan \beta = 6993,097 * \tan[20] = 2545,279 \text{ N}$$

Los esfuerzos soportados por el eje en la sección B.

$$M_{Fa} = \frac{d_{p1}}{2} * F_{a_{p1}} = \frac{67,04 * 10^{-3}}{2} * 2545,279052 = 85,318 \text{ Nm}$$

Eje entrada								
Ft1	6993,097	N	L1	0,009	m	m Fa	85,3177538	Nm
Fa1	2545,27905	N	L2	0,02533	m	Dpiñon1	67,04	mm
Fr1	2708,23187	N	L3	0,039	m			

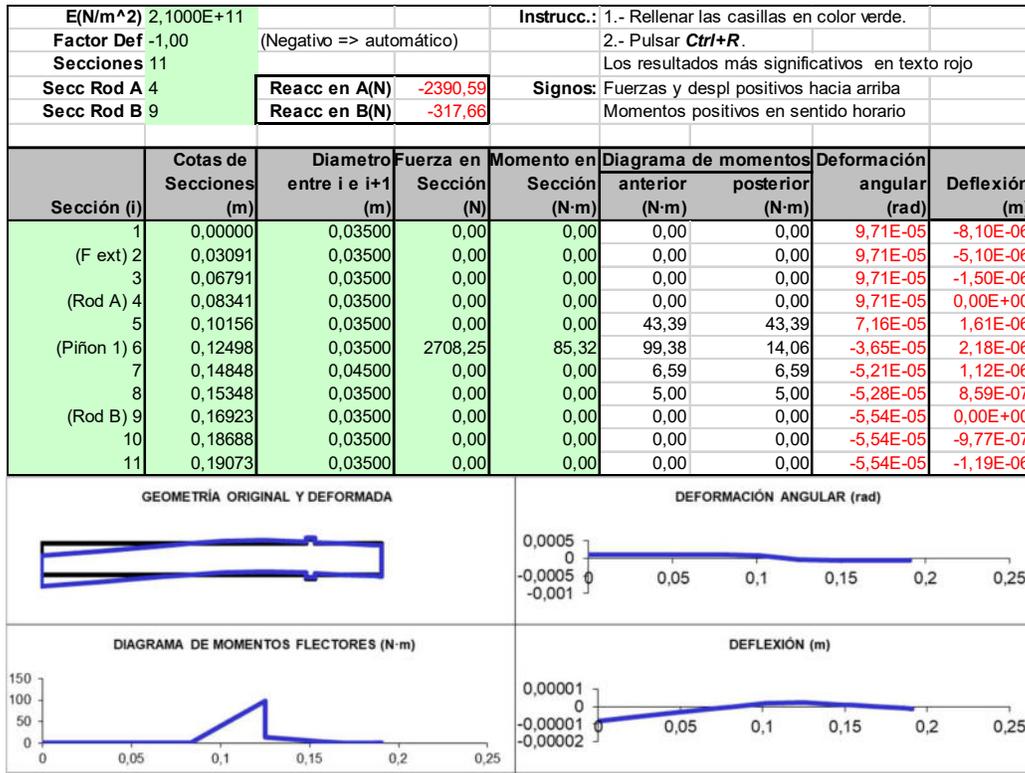


5.7.2 DEFLEXIÓN LATERAL

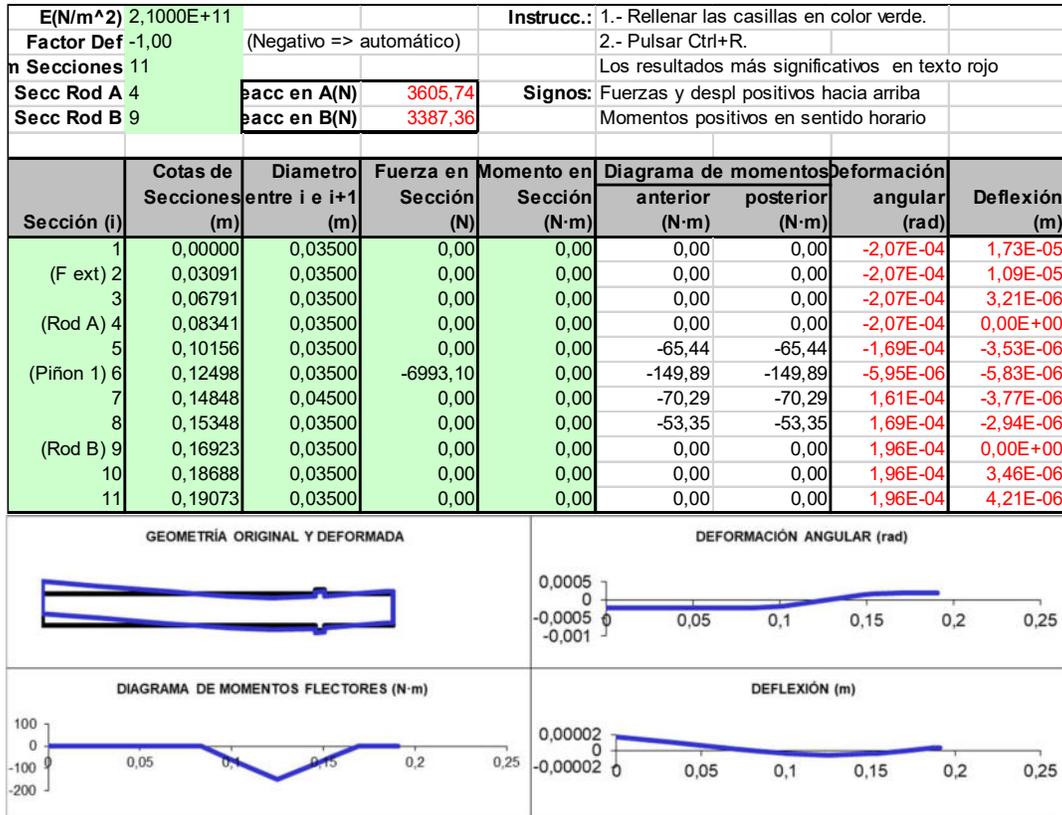
Dado que tenemos dos posibles esfuerzos en el eje de entrada provocados por el motor eléctrico debido al sentido de la fuerza externa y dos casos debidos al sentido de giro, estudiaremos cual es el más desfavorable. Para realizar los cálculos utilizamos una hoja Excel facilitada por el D.I.M.M para el cálculo de deformaciones y momentos en los ejes.

Primero se realiza un estudio de la deflexión lateral en el plano horizontal y vertical, y en el caso más crítico incluiremos la fuerza exterior.

Plano horizontal sentido de giro horario:

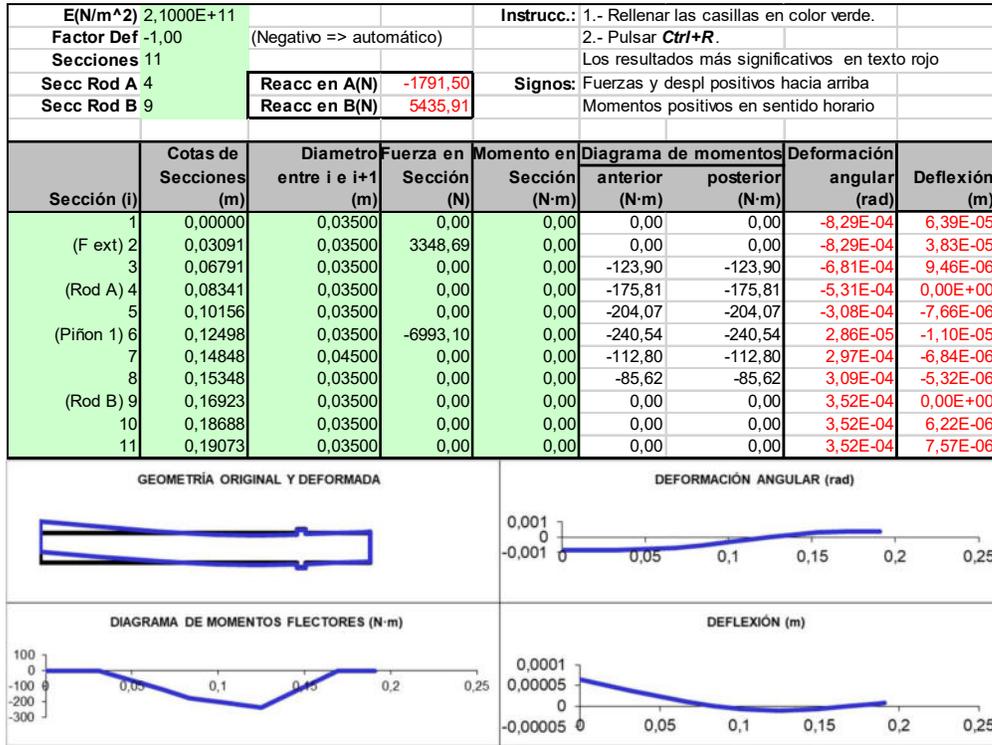


Plano vertical sentido de giro horario:

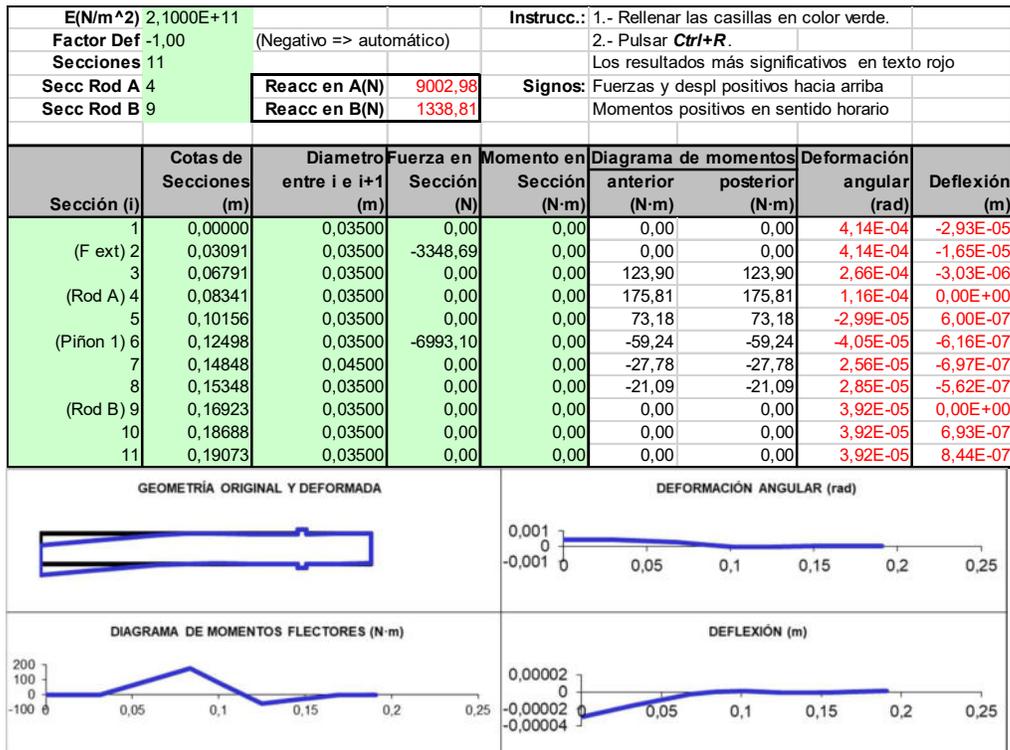


El plano vertical es el más crítico, desde el punto de vista de momentos flectores, por lo que añadiremos la fuerza exterior en este plano.

Plano vertical sentido de giro horario y fuerza exterior positiva:



Plano horizontal sentido de giro horario y fuerza exterior negativa:

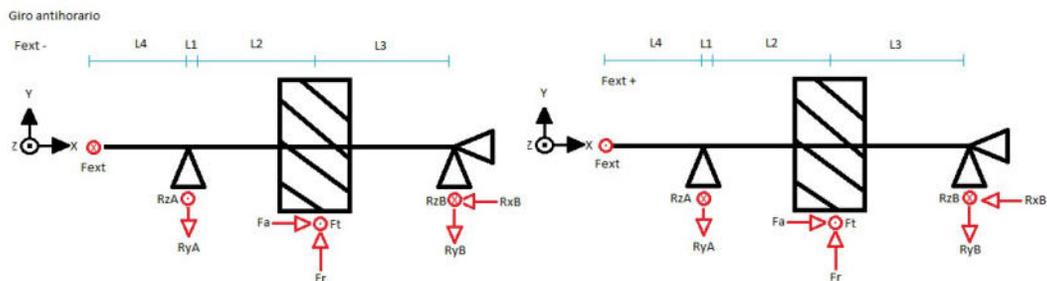


Combinación esfuerzos eje de entrada sentido horario plano horizontal y vertical con la fuerza exterior con signo negativo:

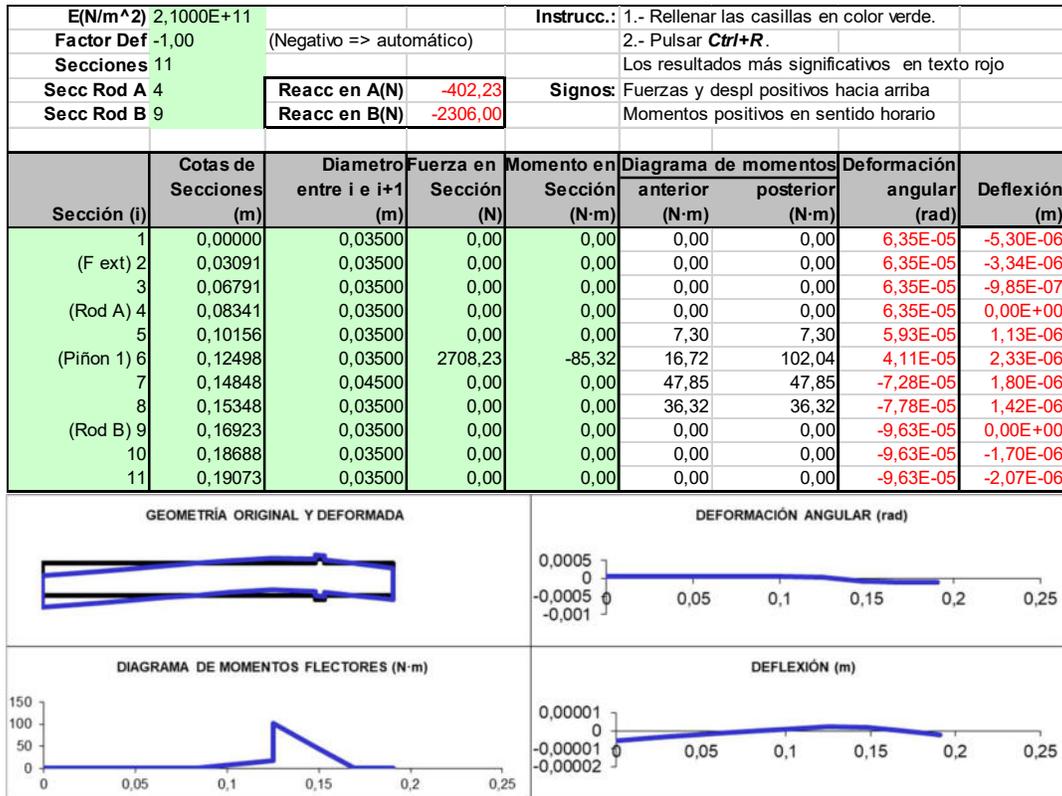
Reacc en A(N)		9314,96	Reacc en B(N)		1375,98
Cotas de Secciones		Diagrama de momentos		Deformación	
Sección (i)	(m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,00	0,00	4,26E-04	3,04E-05
(F ext) 2	0,03091	0,00	0,00	4,26E-04	1,73E-05
3	0,06791	123,90	123,90	2,83E-04	3,38E-06
(Rod A) 4	0,08341	181,08	181,08	1,51E-04	0,00E+00
5	0,10156	123,41	74,52	7,76E-05	1,72E-06
(Piñon 1) 6	0,12498	59,61	59,61	5,45E-05	2,27E-06
7	0,14848	28,23	28,23	5,81E-05	1,32E-06
8	0,15348	21,09	21,09	6,00E-05	1,03E-06
(Rod B) 9	0,16923	0,00	0,00	6,79E-05	0,00E+00
10	0,18688	0,00	0,00	6,79E-05	1,20E-06
11	0,19073	0,00	0,00	6,79E-05	1,46E-06

Combinación esfuerzos eje de entrada sentido horario plano horizontal y vertical con la fuerza exterior con signo positivo:

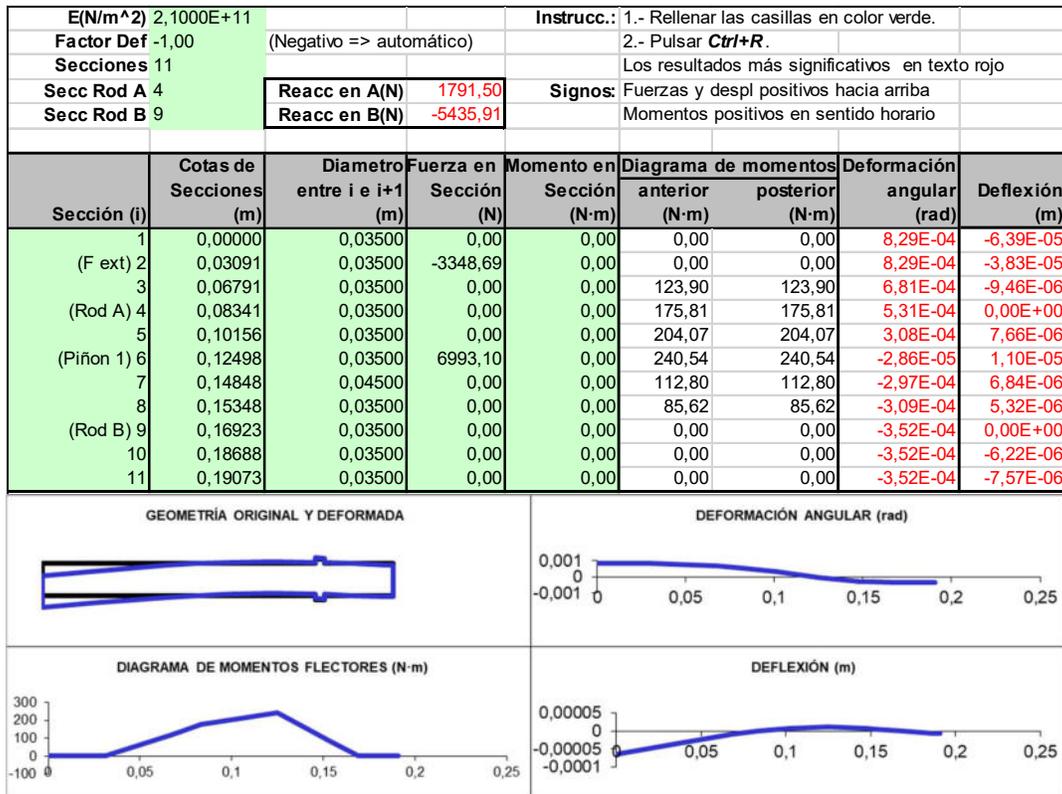
Reacc en A(N)		2987,37	Reacc en B(N)		5445,18
Cotas de Secciones		Diagrama de momentos		Deformación	
Sección (i)	(m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,00	0,00	8,35E-04	6,44E-05
(F ext) 2	0,03091	0,00	0,00	8,35E-04	3,86E-05
3	0,06791	123,90	123,90	6,88E-04	9,58E-06
(Rod A) 4	0,08341	175,81	175,81	5,40E-04	0,00E+00
5	0,10156	208,63	208,63	3,16E-04	7,83E-06
(Piñon 1) 6	0,12498	260,26	240,95	4,63E-05	1,13E-05
7	0,14848	112,99	112,99	3,02E-04	6,93E-06
8	0,15348	85,76	85,76	3,13E-04	5,39E-06
(Rod B) 9	0,16923	0,00	0,00	3,57E-04	0,00E+00
10	0,18688	0,00	0,00	3,57E-04	6,29E-06
11	0,19073	0,00	0,00	3,57E-04	7,67E-06



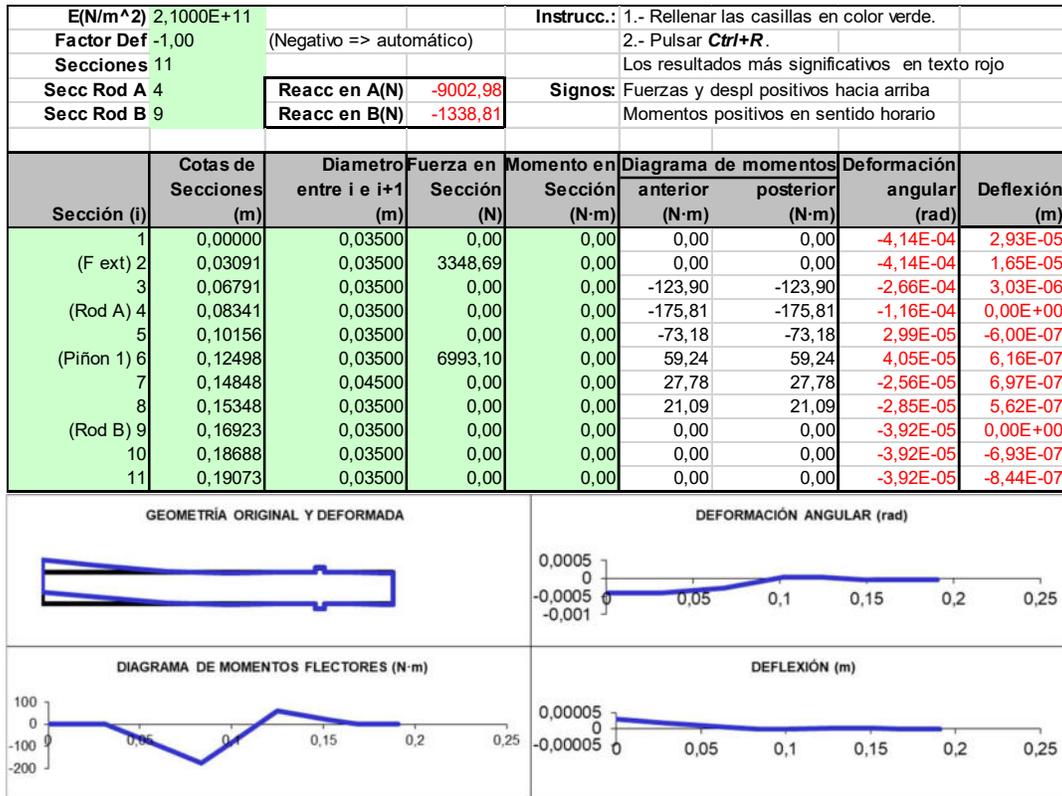
Plano horizontal antihorario:



Plano vertical giro antihorario fuerza exterior negativa:



Plano vertical giro antihorario fuerza exterior positiva:



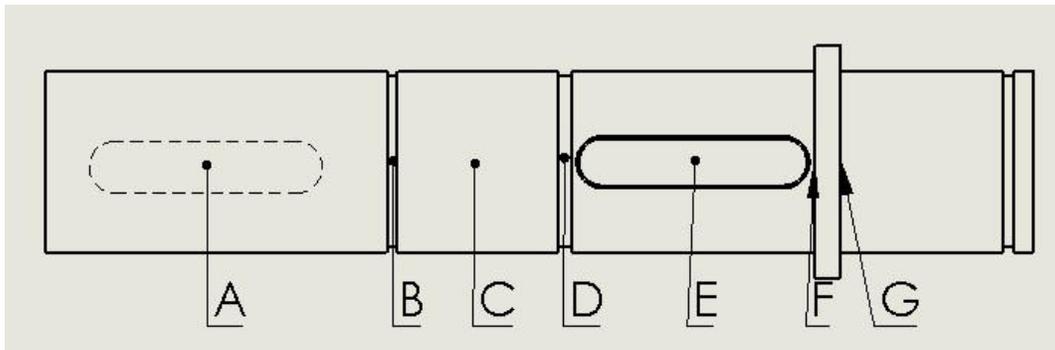
Combinación esfuerzos eje de entrada sentido antihorario plano horizontal y vertical con la fuerza exterior con signo negativa:

Reacc en A(N)	1836,09	Reacc en B(N)	5904,80		
Cotas de Secciones	Diagrama de momentos		Deformación		
Sección (i)	(m)	anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,00	0,00	8,32E-04	6,42E-05
(F ext) 2	0,03091	0,00	0,00	8,32E-04	3,85E-05
3	0,06791	123,90	123,90	6,84E-04	9,51E-06
(Rod A) 4	0,08341	175,81	175,81	5,35E-04	0,00E+00
5	0,10156	204,20	204,20	3,14E-04	7,74E-06
(Piñon 1) 6	0,12498	241,12	261,29	5,00E-05	1,13E-05
7	0,14848	122,52	122,52	3,06E-04	7,07E-06
8	0,15348	93,00	93,00	3,18E-04	5,51E-06
(Rod B) 9	0,16923	0,00	0,00	3,65E-04	0,00E+00
10	0,18688	0,00	0,00	3,65E-04	6,45E-06
11	0,19073	0,00	0,00	3,65E-04	7,85E-06

Combinación esfuerzos eje de entrada sentido antihorario plano horizontal y vertical con la fuerza exterior con signo positiva:

Reacc en A(N)		9011,96	Reacc en B(N)		2666,47
Cotas de Secciones		Diagrama de momentos		Deformación	
Sección (i)	(m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,00	0,00	4,19E-04	2,98E-05
(F ext) 2	0,03091	0,00	0,00	4,19E-04	1,69E-05
3	0,06791	123,90	123,90	2,74E-04	3,19E-06
(Rod A) 4	0,08341	175,81	175,81	1,32E-04	0,00E+00
5	0,10156	73,54	73,54	6,64E-05	1,28E-06
(Piñon 1) 6	0,12498	61,56	117,99	5,77E-05	2,41E-06
7	0,14848	55,33	55,33	7,72E-05	1,93E-06
8	0,15348	42,00	42,00	8,28E-05	1,53E-06
(Rod B) 9	0,16923	0,00	0,00	1,04E-04	0,00E+00
10	0,18688	0,00	0,00	1,04E-04	1,83E-06
11	0,19073	0,00	0,00	1,04E-04	2,23E-06

5.7.3 DISEÑO A FATIGA



Las secciones de estudio serán, aplicando la combinación de esfuerzos más desfavorable:

Reacc en A(N)		1836,09	Reacc en B(N)		5904,80
Cotas de Secciones		Diagrama de momentos		Deformación	
Sección (i)	(m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,00	0,00	8,32E-04	6,42E-05
(F ext) 2	0,03091	0,00	0,00	8,32E-04	3,85E-05
3	0,06791	123,90	123,90	6,84E-04	9,51E-06
(Rod A) 4	0,08341	175,81	175,81	5,35E-04	0,00E+00
5	0,10156	204,20	204,20	3,14E-04	7,74E-06
(Piñon 1) 6	0,12498	241,12	261,29	5,00E-05	1,13E-05
7	0,14848	122,52	122,52	3,06E-04	7,07E-06
8	0,15348	93,00	93,00	3,18E-04	5,51E-06
(Rod B) 9	0,16923	0,00	0,00	3,65E-04	0,00E+00
10	0,18688	0,00	0,00	3,65E-04	6,45E-06
11	0,19073	0,00	0,00	3,65E-04	7,85E-06

Sección A:

Esta sección es el voladizo de conexión entre la caja de reducción y el motor eléctrico. Está sometida a un momento torsor. Se comprobará si cumple con lo requerido mediante rigidez torsional, teniendo en cuenta que hay un chavetero. Se aplicará un Kf: 1,6

Eje de entrada punto A		Chaveta							
Comprobacion		válido							
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550				
x	2,5	Sy[Mpa]	750						
flector [Nm]	torsor [Nm]	d eje [mm]	Kf	se	Kb	d necesario	Ka	7,05E-01	
0	234,408602	35	1,6	180,479062	0,84948145	32,0993037	a	4,51	
0	234,408602	32,0993037	1,6	182,157507	0,85738159	32,00040894	b	-0,265	
0	234,408602	32,0004089	1,6	182,217659	0,85766471	31,99688733	Kc	1	
0	234,408602	31,9968873	1,6	182,219805	0,85767481	31,99676173	Kd	1,01	
0	234,408602	31,9967617	1,6	182,219881	0,85767517	31,99675725	Ke	0,868	

El diámetro necesario es menor que el diámetro establecido por rigidez torsional, por lo que la sección A del eje de entrada no se producirá fallo.

Sección B:

Esta sección está sometida a un momento torsor y a un momento flector, al tratarse de una entalla aplicaremos un Kf: 2.2

Eje de entrada punto B		Ranura							
Comprobacion		válido							
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550				
x	2,5	Sy[Mpa]	750						
flector [Nm]	torsor [Nm]	d eje [mm]	Kf	se	Kb	d necesario	Ka	7,05E-01	
123,9	234,408602	35	2,2	131,257499	0,84948145	29,36469377	a	4,51	
123,9	234,408602	29,3646938	2,2	133,746394	0,86558925	29,19976912	b	-0,265	
123,9	234,408602	29,1997691	2,2	133,82702	0,86611106	29,19450361	Kc	1	
123,9	234,408602	29,1945036	2,2	133,829603	0,86612777	29,19433503	Kd	1,01	
123,9	234,408602	29,194335	2,2	133,829686	0,86612831	29,19432964	Ke	0,868	

Sección C

Al no variar el diámetro en este punto, sabemos que resistirá a los esfuerzos ya que cumple con el diámetro mínimo según el cálculo a rigidez torsional.

Sección D:

Esta sección está sometida a un momento torsor y a un momento flector, al tratarse de una entalla aplicaremos un Kf: 2.2

Eje de entrada punto D		Entalla							
Comprobacion		valido							
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550				
x	2,5	Sy[Mpa]	750						
flector [Nm]	torsor [Nm]	D eje [mm]	Kf	sn	Kb	d necesario	Ka	7,05E-01	
204,2	234,408602	35	2,2	131,257499	0,84948145	34,31530913	a	4,51	
204,2	234,408602	34,3153091	2,2	131,535264	0,85127911	34,29207678	b	-0,265	
204,2	234,408602	34,2920768	2,2	131,544796	0,8513408	34,29128072	Kc	1	
204,2	234,408602	34,2912807	2,2	131,545123	0,85134291	34,29125343	Kd	1,01	
204,2	234,408602	34,2912534	2,2	131,545134	0,85134299	34,29125249	Ke	0,868	

Sección E:

Es la sección más crítica, en ella se producen el mayor momento flector del eje combinado con un momento torsor, al tratarse de un chavetero aplicamos un K_f : 1.6

Eje de entrada punto E									
Comprobación		valido							
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn'[Mpa]	550				
x	2,5	Sy[Mpa]	750						
flector [Nm]	torsor [Nm]	D eje [mm]	Kf	sn	Kb	d necesario	Ka		7,05E-01
261,29	234,408602	35	1,6	180,479062	0,84948145	33,53583788	a		4,51
261,29	234,408602	33,5358379	1,6	181,306187	0,85337458	33,48704555	b		-0,265
261,29	234,408602	33,4870455	1,6	181,334435	0,85350754	33,48538472	Kc		1
261,29	234,408602	33,4853847	1,6	181,335397	0,85351207	33,48532815	Kd		1,01
261,29	234,408602	33,4853282	1,6	181,33543	0,85351222	33,48532622	Ke		0,868

Sección F:

En este punto aumenta el diámetro del eje y sabemos que resistirá a los esfuerzos ya que cumple con el diámetro mínimo según el cálculo a rigidez torsional.

Sección G:

Al no variar el diámetro en este punto, sabemos que resistirá a los esfuerzos ya que cumple con el diámetro mínimo según el cálculo a rigidez torsional.

5.8 EJE INTERMEDIO

Las fuerzas que actúan sobre la sección B que es donde se sitúa la rueda 1.

$$F_{t_{r1}} = \frac{T_{interm}}{d_{r1}/2} = \frac{714,850161}{204,32 * 10^{-3} / 2} = 6997,359N$$

$$F_{r_{r1}} = F_{t_{r1}} * \tan \alpha_t = -6997,359 * \tan[21,17] = 2709,882N$$

$$F_{a_{r1}} = F_{t_{r1}} * \tan \beta = -6997,359 * \tan[20] = 2546,830N$$

$$M_{Fa1} = \frac{d_{r1}}{2} * F_{a_{r1}} = \frac{204,32 * 10^{-3}}{2} * -2546,830 = 260,184Nm$$

Las fuerzas que actúan sobre la sección C que es donde se sitúa el piñón 2.

$$F_{t_{p2}} = \frac{T_e}{d_{p2}/2} = \frac{714,850161}{93,65 * 10^{-3} / 2} = 15266,421N$$

$$F_{r_{p2}} = F_{t_{p2}} * \tan \alpha_t = -15266,421 * \tan[21,17] = 5912,260N$$

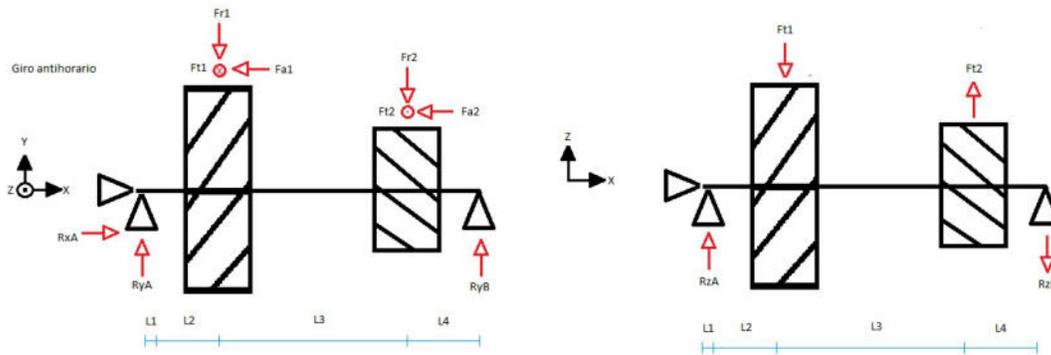
$$F_{a_{p2}} = F_{t_{p2}} * \tan \beta = -15266,421 * \tan[20] = 5556,523N$$

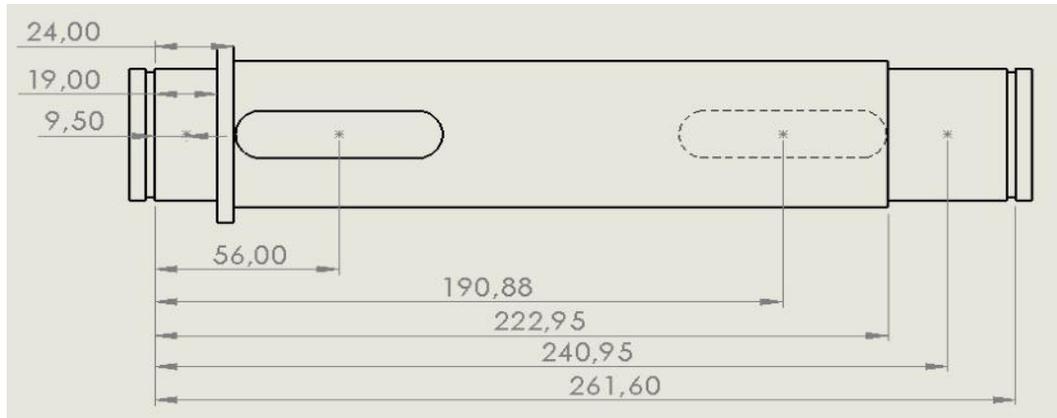
$$M_{Fa2} = \frac{d_{p2}}{2} * F_{a_{p2}} = \frac{93,65 * 10^{-3}}{2} * -2545,279052 = 260,184Nm$$

Como los esfuerzos no están en el mismo plano, se analizan cada plano de forma independiente y se combinarán los resultados.

Reacciones

Eje intermedio							
Ft1	6993,097 N	Ft2	15266,421 N	L1	0,0115 m	Dr1	0,20432 mm
Fa1	2545,27905 N	Fa2	5556,26 N	L2	0,03685 m	Dp2	0,09365 mm
Fr1	2708,23187 N	Fr2	5912,26 N	L3	0,14235 m	M Fa1	260,025708 Nm
				L4	0,04374 m	M Fa2	260,171875 Nm

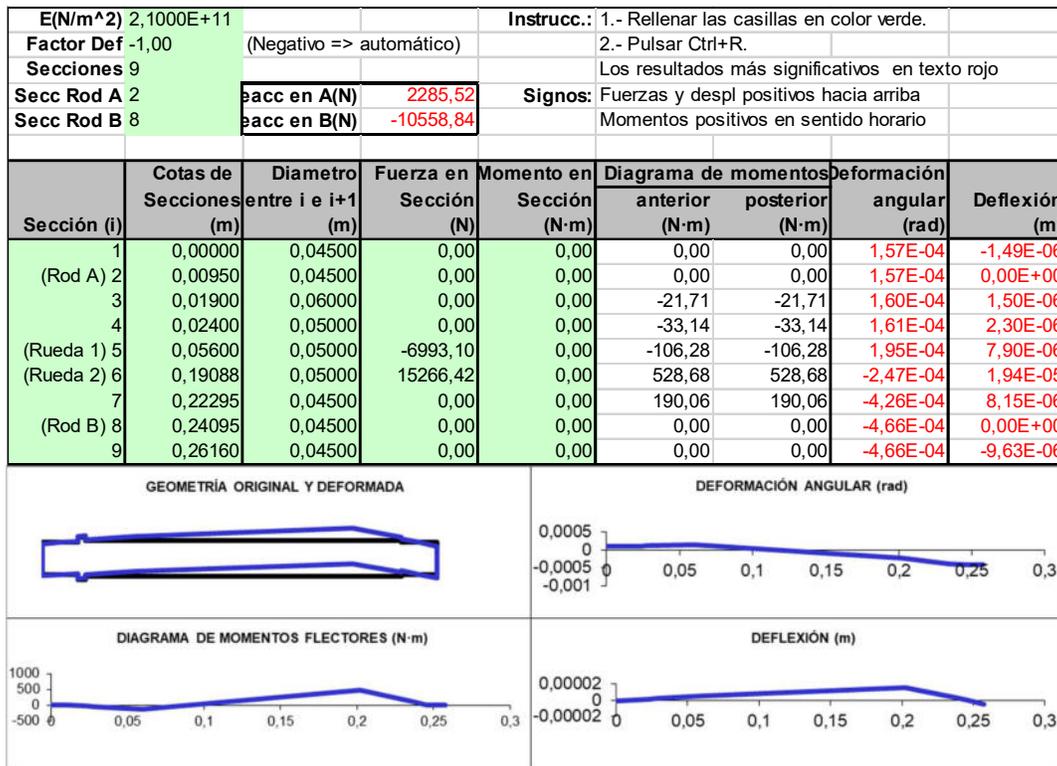




5.8.1 DEFLEXIÓN LATERAL

- Caso 1 giro antihorario.

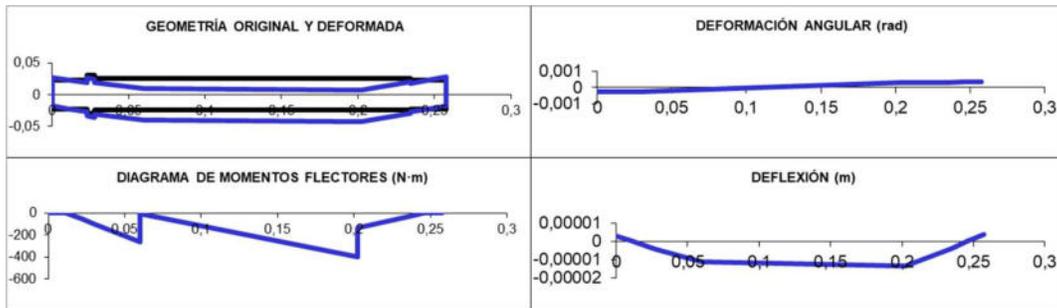
Plano vertical:



Plano horizontal:

$E(N/m^2)$ 2,1000E+11				Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.		
Factor Def -1,00	(Negativo => automático)				2.- Pulsar Ctrl+R.		
Secciones 9					Los resultados más significativos en texto rojo		
Secc Rod A 2	Reacc en A(N)	5690,10		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba		
Secc Rod B 8	Reacc en B(N)	2930,39			Momentos positivos en sentido horario		

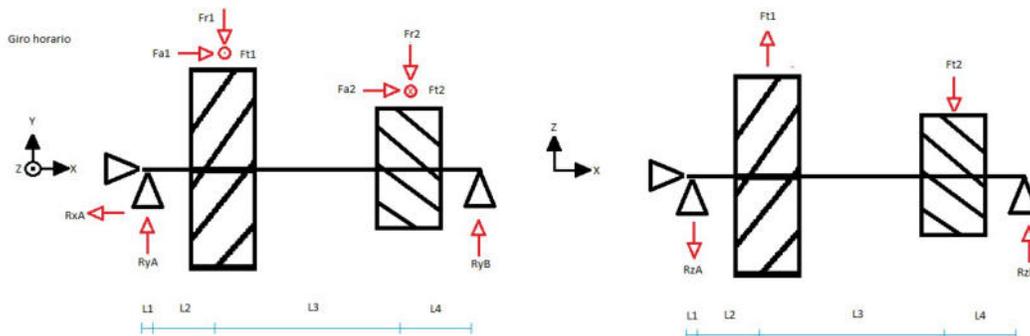
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación	
					anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,68E-04	2,55E-06
(Rod A) 2	0,00950	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,68E-04	0,00E+00
3	0,01900	0,06000	0,00	0,00	-54,06	-54,06	-2,62E-04	-2,53E-06
4	0,02400	0,05000	0,00	0,00	-82,51	-82,51	-2,60E-04	-3,83E-06
(Rueda 1) 5	0,05600	0,05000	-2708,23	-260,03	-264,59	-4,56	-1,73E-04	-1,10E-05
(Rueda 2) 6	0,19088	0,05000	-5912,26	-260,03	-406,75	-146,72	2,57E-04	-1,48E-05
7	0,22295	0,04500	0,00	0,00	-52,75	-52,75	3,07E-04	-5,66E-06
(Rod B) 8	0,24095	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	3,18E-04	0,00E+00
9	0,26160	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	3,18E-04	6,57E-06



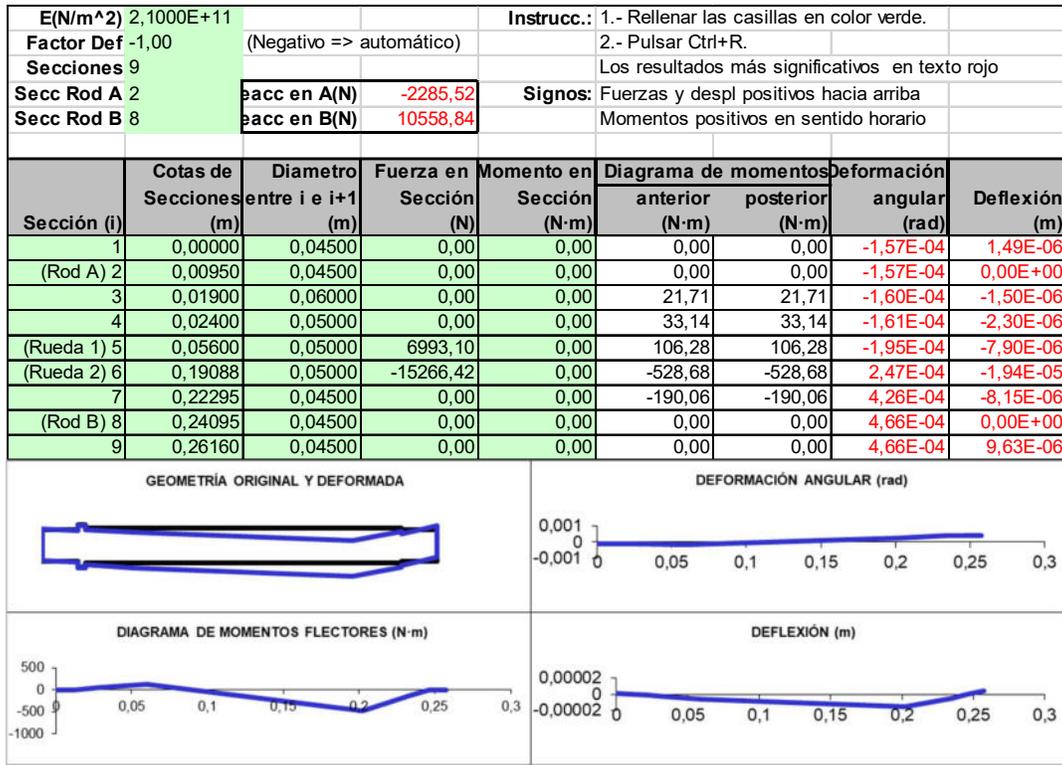
Combinación esfuerzos eje intermedio sentido antihorario plano horizontal y vertical:

Reacc en A(N)	6131,95	Reacc en B(N)	10957,93		
Cotas de Secciones	Diagrama de momentos	Deformación			
Sección (i)	(m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,00	0,00	3,11E-04	2,95E-06
(Rod A) 2	0,00950	0,00	0,00	3,11E-04	0,00E+00
3	0,01900	58,25	58,25	3,07E-04	2,94E-06
4	0,02400	88,91	88,91	3,05E-04	4,47E-06
(Rueda 1) 5	0,05600	285,14	106,37	2,61E-04	1,35E-05
(Piñon 2) 6	0,19088	667,05	548,66	3,56E-04	2,44E-05
7	0,22295	197,24	197,24	5,25E-04	9,92E-06
(Rod B) 8	0,24095	0,00	0,00	5,64E-04	0,00E+00
9	0,26160	0,00	0,00	5,64E-04	1,17E-05

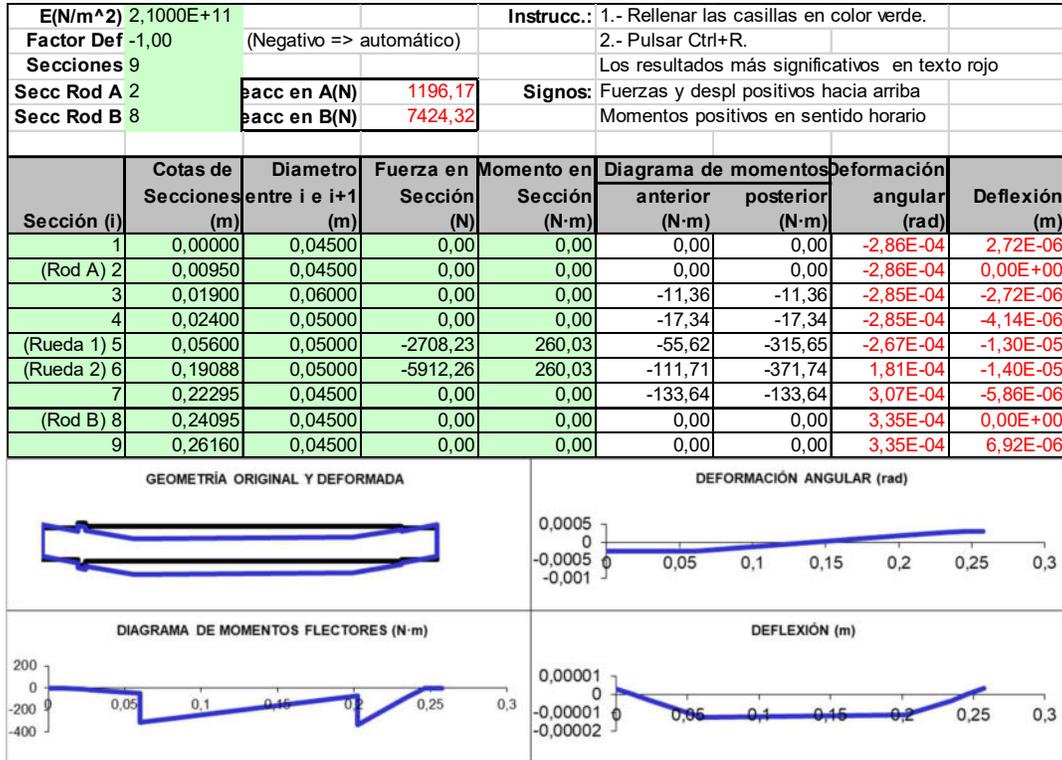
- Caso 2 giro horario



Plano vertical:



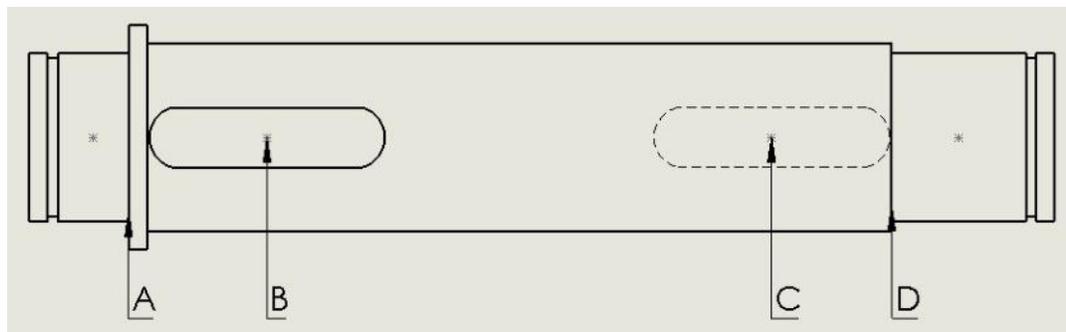
Plano horizontal:



Combinación esfuerzos eje intermedio sentido horario plano horizontal y vertical:

Reacc en A(N)		2579,62	Reacc en B(N)		12907,74
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deformación	
		anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,00	0,00	3,27E-04	3,10E-06
(Rod A) 2	0,00950	0,00	0,00	3,27E-04	0,00E+00
3	0,01900	24,51	24,51	3,27E-04	3,10E-06
4	0,02400	37,40	37,40	3,27E-04	4,74E-06
(Rueda 1) 5	0,05600	119,95	333,06	3,30E-04	1,52E-05
(Piñon 2) 6	0,19088	540,35	646,29	3,06E-04	2,39E-05
7	0,22295	232,34	232,34	5,25E-04	1,00E-05
(Rod B) 8	0,24095	0,00	0,00	5,74E-04	0,00E+00
9	0,26160	0,00	0,00	5,74E-04	1,19E-05

DISEÑO A FATIGA



Reacc en A(N)		6131,95	Reacc en B(N)		10957,93
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deformación	
		anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,00	0,00	3,11E-04	2,95E-06
(Rod A) 2	0,00950	0,00	0,00	3,11E-04	0,00E+00
3	0,01900	58,25	58,25	3,07E-04	2,94E-06
4	0,02400	88,91	88,91	3,05E-04	4,47E-06
(Rueda 1) 5	0,05600	285,14	106,37	2,61E-04	1,35E-05
(Piñon 2) 6	0,19088	667,05	548,66	3,56E-04	2,44E-05
7	0,22295	197,24	197,24	5,25E-04	9,92E-06
(Rod B) 8	0,24095	0,00	0,00	5,64E-04	0,00E+00
9	0,26160	0,00	0,00	5,64E-04	1,17E-05

Sección A:

Esta sección está sometida a un momento flector, al tratarse de una reducción de diámetro, se aplicará el Kf obtenido de una tabla de concentrador de tensiones según diámetro.

Eje intermedio punto A						Ka	7,05E-01	alfa	0,0780153
Comprobacion	valido					a	4,51	rad. Acuerdo	1,5
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550	b	-0,265	q	0,95056112
x	2,5	Sy[Mpa]	750			Kc	1	D original	50
						Kd	1,01	Ke	0,868
flector [Nm]	torsor [Nm]	D reduc [mm]	r/D redu	D orig/D redu	Kt	Kf	sn	Kb	d necesario
58,25	0	45	0,03333333	0,77777778	2	1,95056112	136,60176	0,78383193	22,144196
58,25	0	22,144196	0,06773784	1,58054959	2	1,95056112	147,369368	0,84561734	21,5911748
58,25	0	21,5911748	0,06947283	1,62103268	1,9	1,85550501	155,338785	0,84790878	21,2154402
58,25	0	21,2154402	0,07070322	1,64974187	1,9	1,85550501	155,630852	0,84950301	21,2021604
58,25	0	21,2021604	0,07074751	1,65077517	1,9	1,85550501	155,64128	0,84955993	21,2016869

Sección B:

Esta sección está sometida a un momento flector del eje combinado con un momento torsor, al tratarse de un chavetero aplicamos un Kf: 1.6

eje intermedio punto B									
Comprobacion	valido								
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550				
x	2,5	Sy[Mpa]	750						
flector [Nm]	torsor [Nm]	D eje [mm]	Kf	sn	Kb	d necesario	Ka	7,05E-01	
285,14	714,850161	50	1,6	173,720997	0,8176725	36,4262998	a	4,51	
285,14	714,850161	36,4262998	1,6	179,709358	0,8458586	36,1225022	b	-0,265	
285,14	714,850161	36,1225022	1,6	179,870473	0,84661694	36,114576	Kc	1	
285,14	714,850161	36,114576	1,6	179,874697	0,84663682	36,1143684	Kd	1,01	
285,14	714,850161	36,1143684	1,6	179,874808	0,84663734	36,1143629	Ke	0,868	

Sección C:

Es la sección más crítica, en ella se producen el mayor momento flector del eje combinado con un momento torsor, al tratarse de un chavetero aplicamos un Kf: 1.6

Eje intermedio punto C									
Comprobacion	valido								
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550				
x	2,5	Sy[Mpa]	750						
flector [Nm]	torsor [Nm]	D eje [mm]	Kf	sn	Kb	d necesario	Ka	7,05E-01	
667,05	714,850161	50	1,6	173,720997	0,8176725	46,5311004	a	4,51	
667,05	714,850161	46,5311004	1,6	175,062679	0,82398754	46,4188829	b	-0,265	
667,05	714,850161	46,4188829	1,6	175,107914	0,82420046	46,4151209	Kc	1	
667,05	714,850161	46,4151209	1,6	175,109432	0,8242076	46,4149946	Kd	1,01	
667,05	714,850161	46,4149946	1,6	175,109483	0,82420784	46,4149904	Ke	0,868	

Sección D:

Esta sección está sometida a un momento flector, al tratarse de una reducción de diámetro, se aplicará el Kf obtenido de una tabla de concentrador de tensiones según diámetro.

Eje de entrada punto D						Ka	7,05E-01	alfa	0,0780153
Comprobacion	valido					a	4,51	rad. Acuerdo	1,5
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550	b	-0,265	q	0,95056112
x	2,5	Sy[Mpa]	750			Kc		1	D original
						Kd	1,01	Ke	0,868
flector [Nm]	torsor [Nm]	D reduc [mm]	r/D redu	D orig/D redu	Kt	Kf	sn	Kb	d necesario
197,24	0	45	0,03333333	0,77777778	2	1,95056112	136,60176	0,78383193	33,2526508
197,24	0	33,2526508	0,04510919	1,05254767	1,9	1,85550501	148,324213	0,8096201	32,352488
197,24	0	32,352488	0,04636429	1,08183334	1,9	1,85550501	148,760402	0,81200101	32,3208362
197,24	0	32,3208362	0,04640969	1,08289277	1,9	1,85550501	148,775983	0,81208606	32,3197079
197,24	0	32,3197079	0,04641131	1,08293058	1,9	1,85550501	148,776539	0,81208909	32,3196676

5.9 EJE DE SALIDA

$$F_R = \frac{T_s}{2 * d_{eje}} = \frac{2180}{2 * 70 * 10^{-3}} = \pm 15571,429 N$$

Las fuerzas que actúan sobre la sección C que es donde se sitúa el piñón 1.

$$F_{t_{r2}} = \frac{T_s}{d_{r2}/2} = \frac{2180}{285,2 * 10^{-3}/2} = 15287,518 N$$

$$F_{r_{r2}} = F_{t_{r2}} * \tan \alpha_t = 15287,518 * \tan[21,17] = 5920,43 N$$

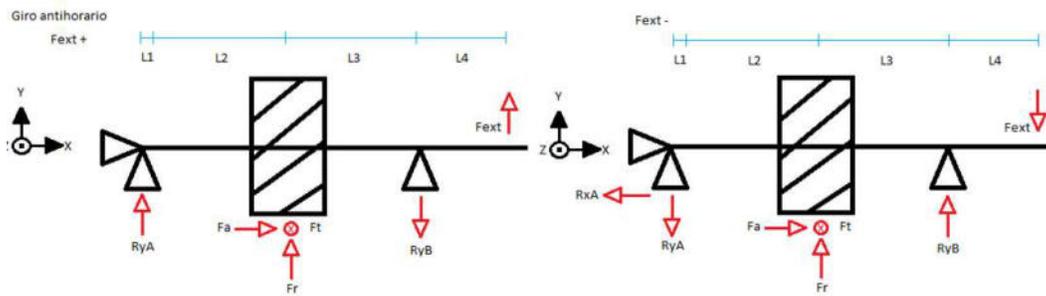
$$F_{a_{r2}} = F_{t_{r2}} * \tan \beta = 15287,518 * \tan[20] = 5564,20 N$$

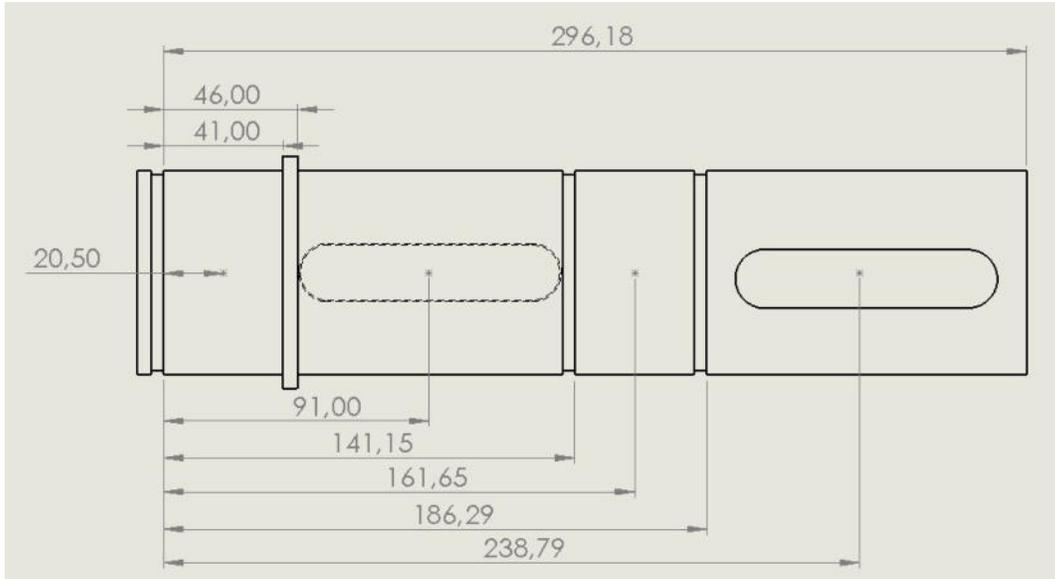
Los esfuerzos soportados por el eje en la sección C:

$$M_{Fa} = \frac{d_{r2}}{2} * F_{a_{r2}} = \frac{285,2 * 10^{-3}}{2} * 5564,20 = 793,455 Nm$$

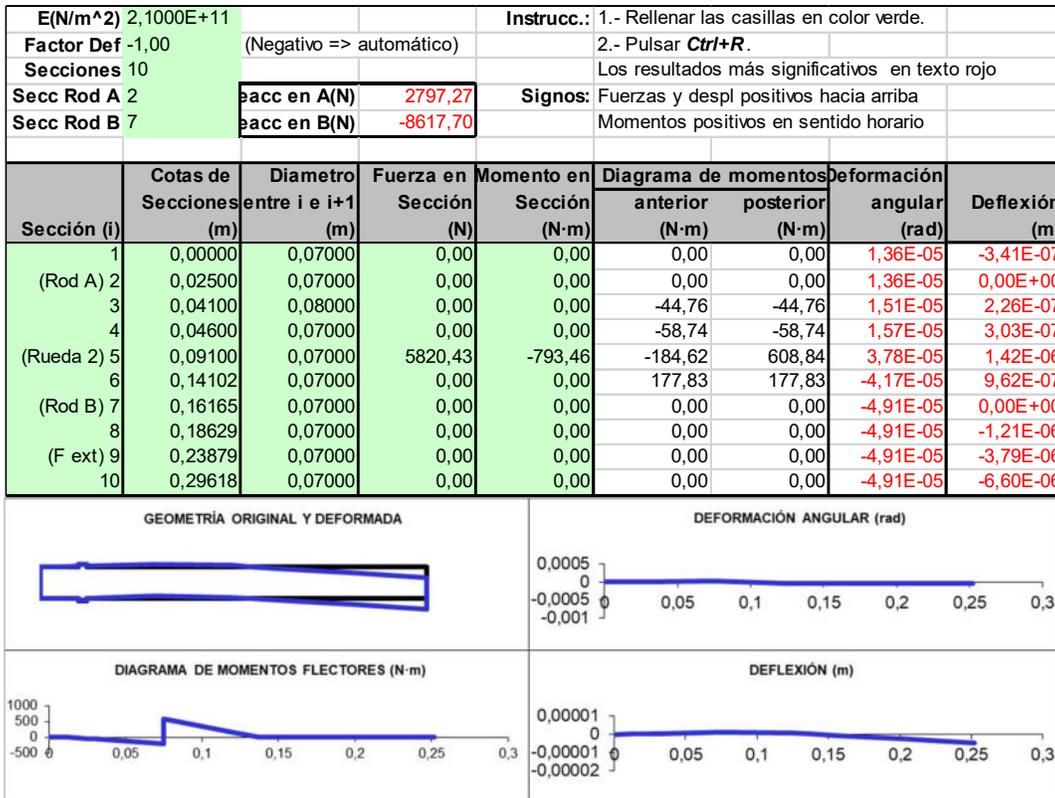
Reacciones

Eje de salida								
Ft1	15287,518	N	L1	0,0125	m	m Fa	793,455135	Nm
Fa1	5564,20151	N	L2	0,049813	m	Dpiñon1	285,2	mm
Fr1	5920,43054	N	L3	0,06283	m	Fext	15571,429	Nm
			L4	0,06515				

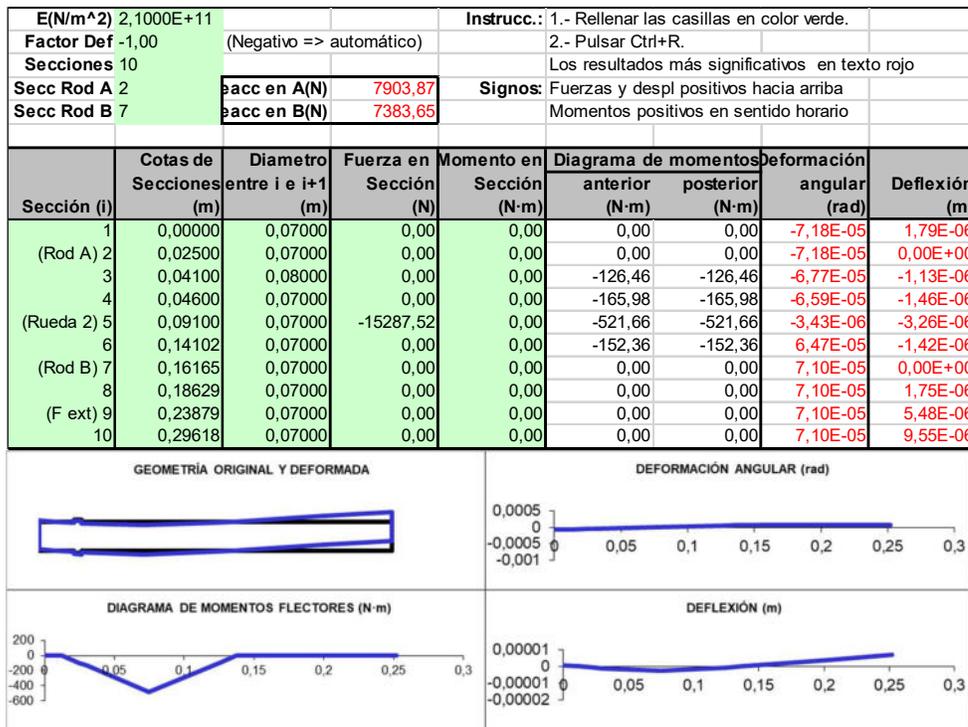




Plano horizontal compuesto por la fuerza radial y el momento generado por la fuerza axial:

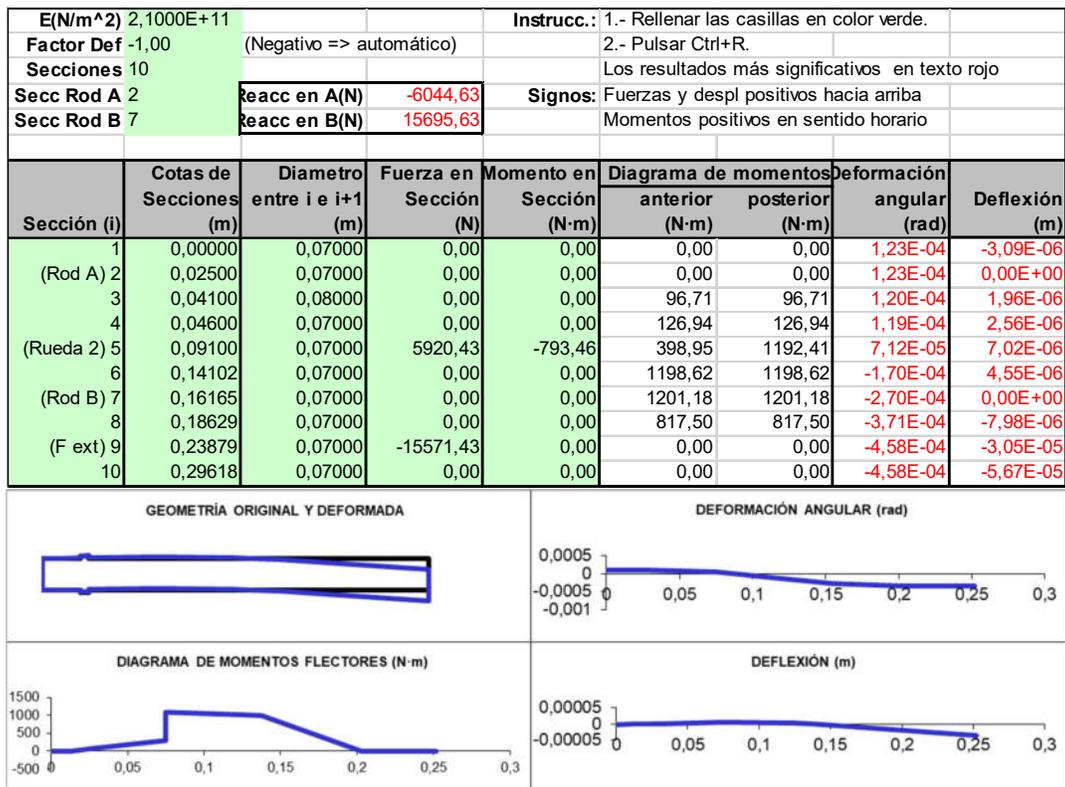


Plano vertical compuesto por la fuerza tangencial:



El plano horizontal es el más crítico, desde el punto de vista de momentos flectores, por lo que añadiremos la fuerza exterior en este plano.

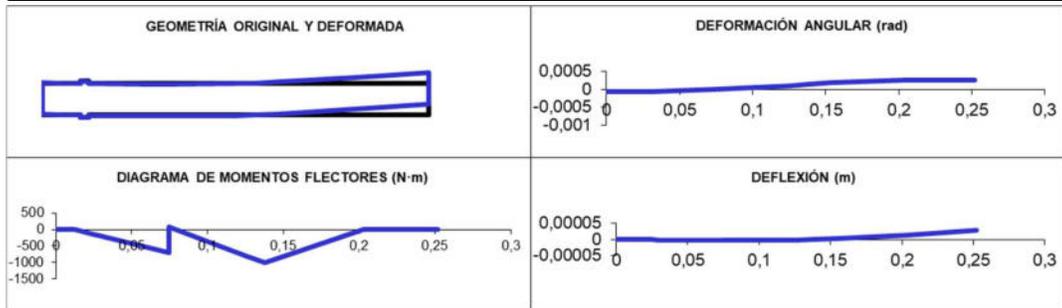
Plano horizontal compuesto por la radial, axial y la fuerza exterior negativa:



Plano horizontal compuesto por la radial, axial y la fuerza exterior positiva:

E(N/m²) 2,1000E+11			Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def -1,00	(Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R.
Secciones 10			Los resultados más significativos en texto rojo
Secc Rod A 2	Reacc en A(N) 11535,76		Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba
Secc Rod B 7	Reacc en B(N) -33027,62		Momentos positivos en sentido horario

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	
					anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-9,53E-05	2,38E-06
(Rod A) 2	0,02500	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-9,53E-05	0,00E+00
3	0,04100	0,08000	0,00	0,00	-184,57	-184,57	-8,93E-05	-1,49E-06
4	0,04600	0,07000	0,00	0,00	-242,25	-242,25	-8,68E-05	-1,93E-06
(Rueda 2) 5	0,09100	0,07000	5920,43	-793,46	-761,36	32,10	4,48E-06	-4,14E-06
6	0,14102	0,07000	0,00	0,00	-840,97	-840,97	8,62E-05	-2,61E-06
(Rod B) 7	0,16165	0,07000	0,00	0,00	-1201,18	-1201,18	1,71E-04	0,00E+00
8	0,18629	0,07000	0,00	0,00	-817,50	-817,50	2,72E-04	5,54E-06
(F ext) 9	0,23879	0,07000	15571,43	0,00	0,00	0,00	3,59E-04	2,28E-05
10	0,29618	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	3,59E-04	4,34E-05

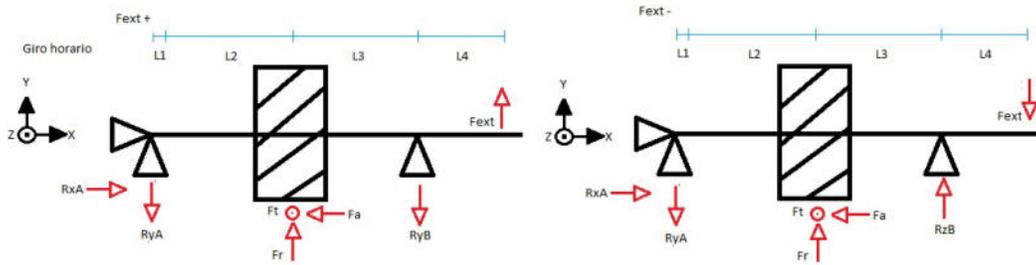


Combinación esfuerzos eje de entrada sentido antihorario plano vertical y horizontal con la fuerza exterior con signo positivo:

Reacc en A(N)	13983,74	Reacc en B(N)	33842,90		
Cotas de Secciones	Diagrama de momentos		Deformación		
Sección (i)	(m)	anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,00	0,00	1,19E-04	2,98E-06
(Rod A) 2	0,02500	0,00	0,00	1,19E-04	0,00E+00
3	0,04100	223,74	223,74	1,12E-04	1,87E-06
4	0,04600	293,66	293,66	1,09E-04	2,42E-06
(Rueda 2) 5	0,09100	922,93	522,64	5,64E-06	5,27E-06
6	0,14102	854,66	854,66	1,08E-04	2,97E-06
(Rod B) 7	0,16165	1201,18	1201,18	1,85E-04	0,00E+00
8	0,18629	817,50	817,50	2,81E-04	5,81E-06
(F ext) 9	0,23879	0,00	0,00	3,65E-04	2,35E-05
10	0,29618	0,00	0,00	3,65E-04	4,45E-05

Combinación esfuerzos eje de entrada sentido antihorario plano horizontal y vertical con la fuerza exterior con signo negativo:

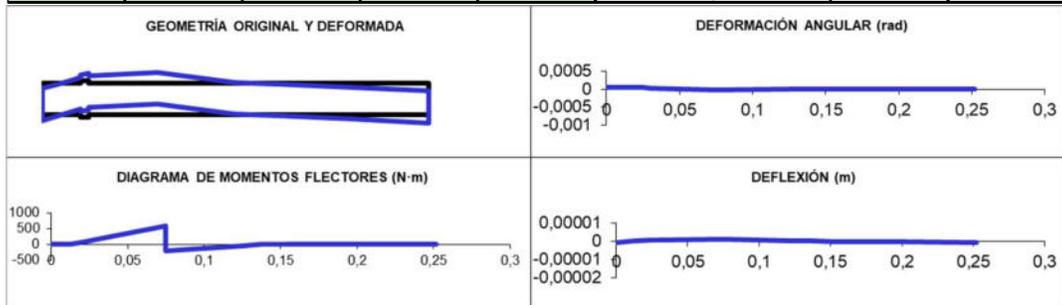
Reacc en A(N)		9950,31	Reacc en B(N)		17345,64
Cotas de Secciones		Diagrama de momentos		Deformación	
Sección (i)	(m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,00	0,00	1,56E-04	3,90E-06
(Rod A) 2	0,02500	0,00	0,00	1,56E-04	0,00E+00
3	0,04100	208,38	208,38	1,50E-04	2,46E-06
4	0,04600	273,49	273,49	1,47E-04	3,21E-06
(Rueda 2) 5	0,09100	859,55	1192,84	7,13E-05	8,15E-06
6	0,14102	1464,21	1464,21	1,91E-04	5,24E-06
(Rod B) 7	0,16165	1698,73	1698,73	3,20E-04	0,00E+00
8	0,18629	1156,12	1156,12	4,60E-04	9,71E-06
(F ext) 9	0,23879	0,00	0,00	5,81E-04	3,81E-05
10	0,29618	0,00	0,00	5,81E-04	7,15E-05



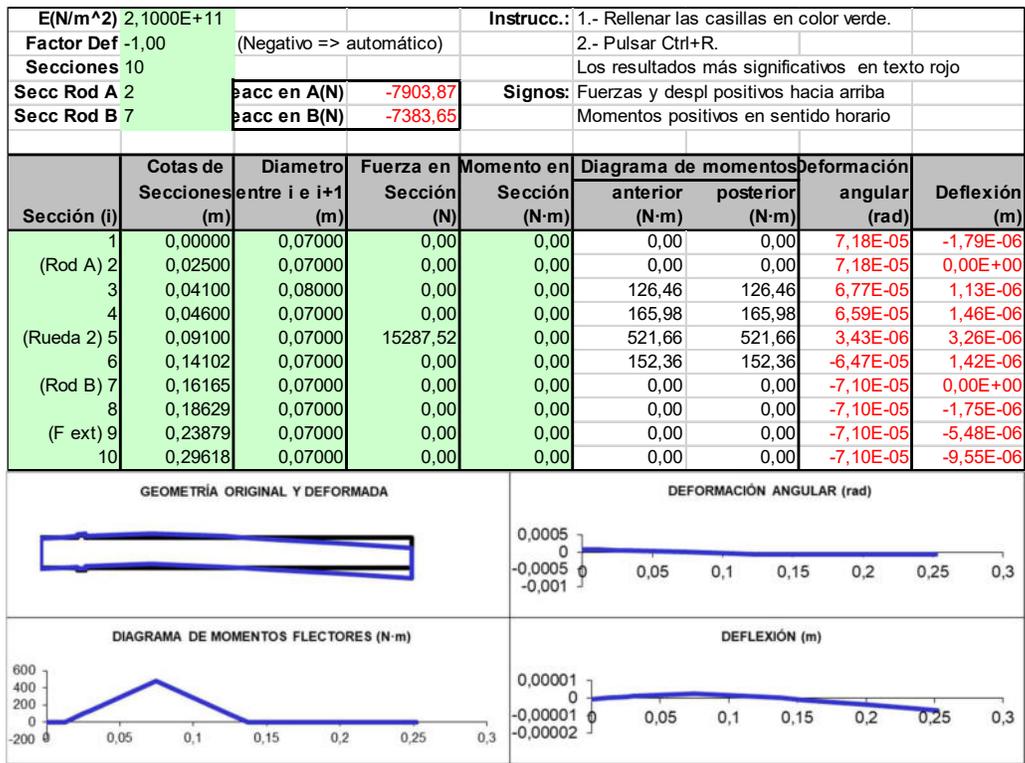
Plano horizontal:

E(N/m ²)	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R .
Secciones	10		Los resultados más significativos en texto rojo
Secc Rod A	2	Secc en A(N)	-9313,09
Secc Rod B	7	Secc en B(N)	3392,66
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

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	
					anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	3,87E-05	-4,84E-07
(Rod A) 2	0,01250	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	3,87E-05	0,00E+00
3	0,02500	0,08000	0,00	0,00	116,41	116,41	3,58E-05	4,72E-07
4	0,03000	0,07000	0,00	0,00	162,98	162,98	3,41E-05	6,47E-07
(Rueda 2) 5	0,07481	0,07000	5920,43	793,46	580,30	-213,16	-3,32E-05	9,50E-07
6	0,12515	0,07000	0,00	0,00	-42,37	-42,37	-7,18E-06	8,07E-08
(Rod B) 7	0,13764	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,11E-06	0,00E+00
8	0,15429	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,11E-06	-1,02E-07
(F ext) 9	0,20279	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,11E-06	-3,98E-07
10	0,25200	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,11E-06	-6,98E-07

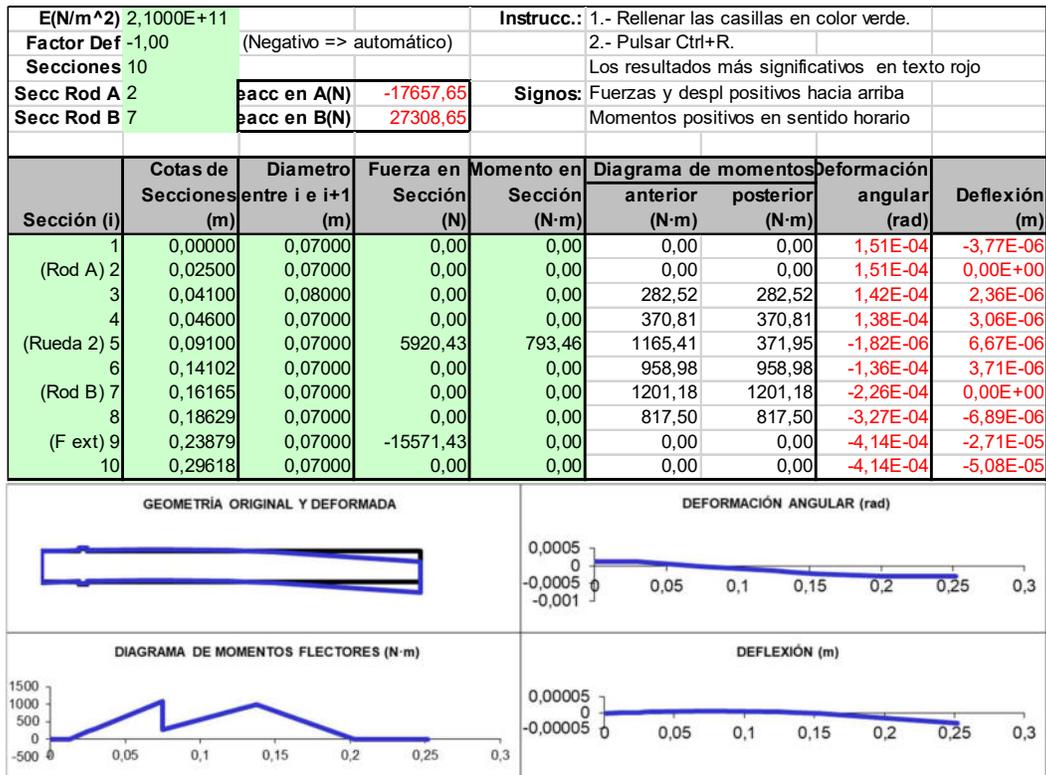


Plano vertical compuesto por las acciones debidas a la fuerza tangencial:



Deflexión lateral:

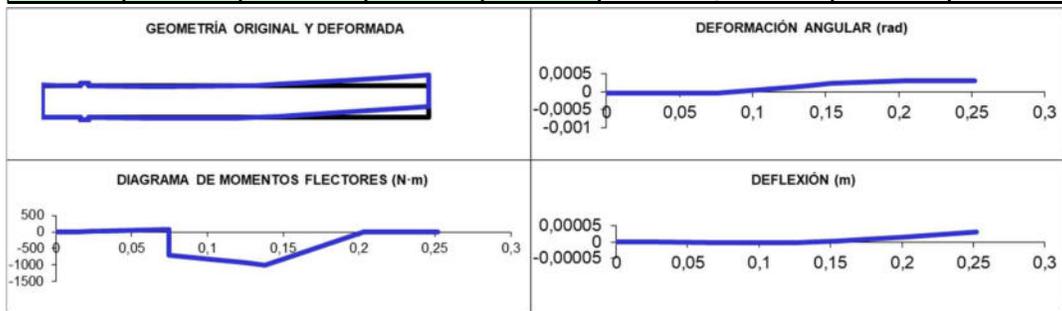
Plano horizontal compuesto por la radial, axial y la fuerza exterior negativa:



Plano horizontal compuesto por la radial, axial y la fuerza exterior positiva:

E(N/m²) 2,1000E+11			Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def -1,00	(Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R.
Secciones 10			Los resultados más significativos en texto rojo
Secc Rod A 2	Reacc en A(N) -77,27		Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba
Secc Rod B 7	Reacc en B(N) -21414,59		Momentos positivos en sentido horario

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	
					anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,79E-05	1,70E-06
(Rod A) 2	0,02500	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,79E-05	0,00E+00
3	0,04100	0,08000	0,00	0,00	1,24	1,24	-6,79E-05	-1,09E-06
4	0,04600	0,07000	0,00	0,00	1,62	1,62	-6,79E-05	-1,43E-06
(Rueda 2) 5	0,09100	0,07000	5920,43	793,46	5,10	-788,36	-6,85E-05	-4,49E-06
6	0,14102	0,07000	0,00	0,00	-1080,61	-1080,61	1,20E-04	-3,45E-06
(Rod B) 7	0,16165	0,07000	0,00	0,00	-1201,18	-1201,18	2,15E-04	0,00E+00
8	0,18629	0,07000	0,00	0,00	-817,50	-817,50	3,16E-04	6,62E-06
(F ext) 9	0,23879	0,07000	15571,43	0,00	0,00	0,00	4,03E-04	2,62E-05
10	0,29618	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	4,03E-04	4,93E-05



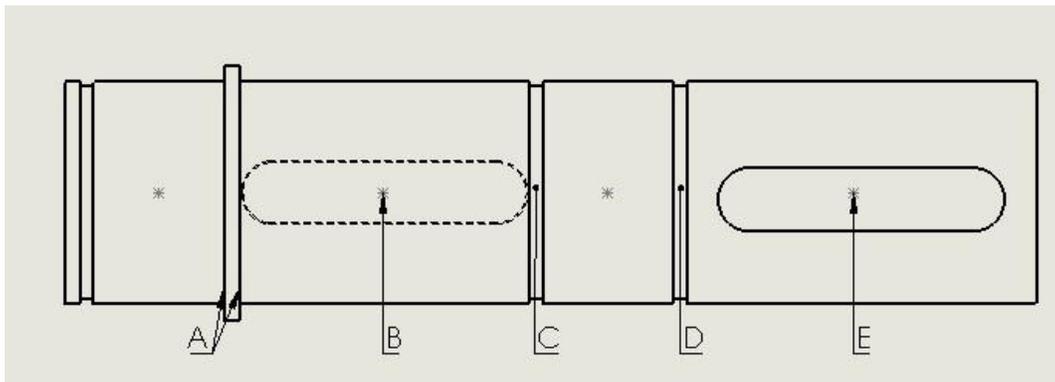
Combinación esfuerzos eje de entrada sentido horario plano vertical y horizontal con la fuerza exterior con signo positivo:

Reacc en A(N)	7904,24	Reacc en B(N)	22651,78		
Cotas de Secciones	Diagrama de momentos		Deformación		
Sección (i)	(m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)		
		angular (rad)	Deflexión (m)		
1	0,00000	0,00	0,00	1,65E-04	4,14E-06
(Rod A) 2	0,02500	0,00	0,00	1,65E-04	0,00E+00
3	0,04100	282,53	282,53	1,57E-04	2,60E-06
4	0,04600	370,81	370,81	1,54E-04	3,38E-06
(Rueda 2) 5	0,09100	1165,42	871,70	6,86E-05	8,04E-06
6	0,14102	1444,77	1444,77	1,82E-04	5,06E-06
(Rod B) 7	0,16165	1698,73	1698,73	3,12E-04	0,00E+00
8	0,18629	1156,12	1156,12	4,55E-04	9,56E-06
(F ext) 9	0,23879	0,00	0,00	5,77E-04	3,77E-05
10	0,29618	0,00	0,00	5,77E-04	7,08E-05

Combinación esfuerzos eje de entrada sentido horario plano horizontal y vertical con la fuerza exterior con signo negativo:

Reacc en A(N)		19345,90	Reacc en B(N)		28289,24
Cotas de Secciones		Diagrama de momentos		Deformación	
Sección (i)	(m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,00	0,00	1,67E-04	4,18E-06
(Rod A) 2	0,02500	0,00	0,00	1,67E-04	0,00E+00
3	0,04100	309,53	309,53	1,57E-04	2,62E-06
4	0,04600	406,26	406,26	1,53E-04	3,39E-06
(Rueda 2) 5	0,09100	1276,83	640,68	3,88E-06	7,42E-06
6	0,14102	971,01	971,01	1,51E-04	3,97E-06
(Rod B) 7	0,16165	1201,18	1201,18	2,37E-04	0,00E+00
8	0,18629	817,50	817,50	3,34E-04	7,11E-06
(F ext) 9	0,23879	0,00	0,00	4,20E-04	2,76E-05
10	0,29618	0,00	0,00	4,20E-04	5,17E-05

DISEÑO A FATIGA



Reacc en A(N)		9950,31	Reacc en B(N)		17345,64
Cotas de Secciones		Diagrama de momentos		Deformación	
Sección (i)	(m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,00	0,00	1,56E-04	3,90E-06
(Rod A) 2	0,02500	0,00	0,00	1,56E-04	0,00E+00
3	0,04100	208,38	208,38	1,50E-04	2,46E-06
4	0,04600	273,49	273,49	1,47E-04	3,21E-06
(Rueda 2) 5	0,09100	859,55	1192,84	7,13E-05	8,15E-06
6	0,14102	1464,21	1464,21	1,91E-04	5,24E-06
(Rod B) 7	0,16165	1698,73	1698,73	3,20E-04	0,00E+00
8	0,18629	1156,12	1156,12	4,60E-04	9,71E-06
(F ext) 9	0,23879	0,00	0,00	5,81E-04	3,81E-05
10	0,29618	0,00	0,00	5,81E-04	7,15E-05

Sección A:

Al no variar el diámetro en este punto, sabemos que resistirá a los esfuerzos ya que cumple con el diámetro mínimo según el cálculo a rigidez torsional.

Sección B:

Es la sección más crítica, en ella se producen el mayor momento flector del eje combinado con un momento torsor. Al tratarse de un chavetero aplicamos un Kf: 1.6

Eje salida punto B									
Comprobacion		valido							
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550				
x	2,5	Sy[Mpa]	750						
flector [Nm]	torsor [Nm]	D eje [mm]	Kf	sn	Kb	d necesario	Ka		7,05E-01
1192,84	2180	70	1,6	170,053443	0,80041	57,8250054	a		4,51
1192,84	2180	57,8250054	1,6	172,218489	0,81060047	57,6176501	b		-0,265
1192,84	2180	57,6176501	1,6	172,255362	0,81077403	57,6141543	Kc		1
1192,84	2180	57,6141543	1,6	172,255984	0,81077695	57,6140954	Kd		1,01
1192,84	2180	57,6140954	1,6	172,255994	0,810777	57,6140944	Ke		0,868

Sección C:

Esta sección está sometida a un momento torsor y a un momento flector, al tratarse de una entalla aplicaremos un Kf: 2.2

Eje de salida C									
Comprobacion		valido							
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550				
x	2,5	Sy[Mpa]	750						
flector [Nm]	torsor [Nm]	D eje [mm]	Kf	sn	Kb	d necesario	Ka		7,05E-01
1464,21	2180	70	2,2	123,675231	0,80041	67,7106191	a		4,51
1464,21	2180	67,7106191	2,2	123,971314	0,80232621	67,6597439	b		-0,265
1464,21	2180	67,6597439	2,2	123,977894	0,80236879	67,6586153	Kc		1
1464,21	2180	67,6586153	2,2	123,97804	0,80236974	67,6585903	Kd		1,01
1464,21	2180	67,6585903	2,2	123,978043	0,80236976	67,6585897	Ke		0,868

Sección D:

Esta sección está sometida a un momento torsor y a un momento flector, al tratarse de una entalla aplicaremos un Kf: 2.2

Eje de salida D									
Comprobacion		valido							
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550				
x	2,5	Sy[Mpa]	750						
flector [Nm]	torsor [Nm]	D eje [mm]	Kf	sn	Kb	d necesario	Ka		7,05E-01
1156,12	2180	70	2,2	123,675231	0,80041	62,9361662	a		4,51
1156,12	2180	62,9361662	2,2	124,588789	0,80632243	62,7956314	b		-0,265
1156,12	2180	62,7956314	2,2	124,606964	0,80644006	62,792851	Kc		1
1156,12	2180	62,792851	2,2	124,607324	0,80644238	62,792796	Kd		1,01
1156,12	2180	62,792796	2,2	124,607331	0,80644243	62,7927949	Ke		0,868

Sección E:

Esta sección está sometida a un momento torsor, al tratarse de un chavetero aplicamos un Kf: 1.6

Eje de salida E									
Comprobacion		valido							
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550				
x	2,5	Sy[Mpa]	750						
flector [Nm]	torsor [Nm]	D eje [mm]	Kf	sn	Kb	d necesario	Ka		7,05E-01
0	2180	70	1,6	170,053443	0,80041	68,85525	a		4,51
0	2180	68,85525	1,6	170,257011	0,80136816	68,8277968	b		-0,265
0	2180	68,8277968	1,6	170,261892	0,80139113	68,827139	Kc		1
0	2180	68,827139	1,6	170,262009	0,80139168	68,8271232	Kd		1,01
0	2180	68,8271232	1,6	170,262012	0,8013917	68,8271229	Ke		0,868

6 DIMENSIONADO DE LOS RODAMIENTOS

La finalidad de la utilización de los rodamientos es la de minimizar las pérdidas de rozamiento en el eje.

La siguiente tabla muestra las vidas recomendadas para los rodamientos según su aplicación.

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

Debido a las características del equipo reductor, y las condiciones de funcionamiento del equipo al cual se conectará, la vida de los rodamientos tiene que estar entre las 20000 y las 30000 horas.

Elegimos los rodamientos de SKF.

Para proceder a la elección de los rodamientos tendremos en cuenta:

- Diámetro del eje.
- Cargas transmitidas.
 - Por tratarse de engranajes cilíndricos con dentado helicoidal aparecen cargas:
 - Carga radial.
 - Carga axial.

6.2 CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS

En el eje aparecen esfuerzos axiales considerables generados por los engranajes de dentado helicoidal. Para garantizar el buen funcionamiento del equipo reductor se procede a realizar los cálculos para la elección correcta de los rodamientos y que cumplan con las horas de vida impuestas.

Elegiremos rodamientos de rodillos cónicos de una hilera.

La fuerza equivalente en estos rodamientos se aproxima:

$$\frac{F_{axial}}{F_{radial}} < e \rightarrow F_{eq} = F_{radial}$$

$$\frac{F_{axial}}{F_{radial}} > e \rightarrow F_{eq} = 0,4 * F_{radial} + Y * F_{axial}$$

Donde los valores de “e” y de “Y” vienen determinados por el fabricante de los rodamientos.

En este tipo de rodamientos se genera un empuje axial, al recibir un esfuerzo radial debido al Ángulo de contacto. Este empuje lo determinamos:

$$F_{a.rod} = 0.5 * \frac{F_{radial}}{Y}$$

Debido a la configuración de los rodamientos y a que hay dos rodamientos por eje, se presentan dos casos. Siendo el primer rodamiento “A” el que se opone a la fuerza axial y el segundo rodamiento “B” el opuesto al rodamiento “A”:

- Primer caso:

$$F_{axial} + \frac{0,5 * F_{radial B}}{Y_B} > \frac{0.5 * F_{radial A}}{Y_A}$$

- Entonces:

$$F_{axial A} = \frac{0,5 * F_{radial B}}{Y_B} + F_{axial}$$

$$F_{axial B} = \frac{0,5 * F_{radial B}}{Y_B}$$

- Segundo caso:

$$F_{axial} + \frac{0,5 * F_{radial B}}{Y_B} < \frac{0.5 * F_{radial A}}{Y_A}$$

- Entonces:

$$F_{axial A} = \frac{0,5 * F_{radial A}}{Y_A}$$

$$F_{axial B} = \frac{0,5 * F_{radial A}}{Y_A} - F_{axial}$$

6.3 CÁLCULO DE LA VIDA DEL RODAMIENTO UNE 18113-1983

La vida útil, representa el periodo de funcionamiento correcto de un rodamiento cuando este ha sido montado de forma correcta y las condiciones de trabajo son adecuadas.

Para estimar la vida de los rodamientos partiremos de la vida nominal (L_{10}):

$$L_{10} = 10^6 * \left(\frac{C}{F_{eq}}\right)^q$$

F_{eq} : fuerza equivalente

q:

- Rodamiento de bolas o contacto puntual: 3
- Rodamientos cónicos o contacto lineal: 10/3

C: carga dinámica básica estipulada para el rodamiento, es la fuerza que origina un 10% de los fallos a los 10^6 ciclos.

Dado que este cálculo es para una probabilidad de fallo del 10% se debe aplicar unos factores correctores para garantizar una probabilidad al fallo menor.

La norma ISO 281:2001 facilita una ecuación para este fin:

$$L = a_1 * a_{iso} * L_{10}$$

a_1 : Factor fiabilidad: dado que los rodamientos son un elemento fundamental del equipo reductor, queremos una fiabilidad del 99% que le corresponde el factor a_1 : 0,25.

a_{iso} : Es un factor complejo que depende de dos factores, el factor de viscosidad del lubricante y la relación contaminación-carga.

aceite	V40	V100	t trabajo	A	B	Vt
ISO VG 860	860	51	50	8,12896265	3,06976623	461,558865

Factor de viscosidad:

$$k = \frac{v}{v_1}$$

Donde: v: Es la viscosidad del aceite a la temperatura de funcionamiento.

v_1 : Se determina mediante las expresiones:

Depende del diámetro medio de cada rodamiento.

Si $n < 1000$ rpm:

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m * n^{1,667}}}$$

Si $n > 1000$ rpm:

$$v_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m * n}}$$

Donde:

d_m : diámetro medio del rodamiento en mm.

n: en la velocidad en rpm.

Comprobación del factor de viscosidad

$$k = \frac{v}{v_1}$$

Donde:

v: viscosidad del aceite a la temperatura de trabajo.

ν_1 : viscosidad relativa del aceite.

Como $k > 0,4$ en los tres casos, no existirá contacto entre los elementos móviles en contacto, debido a que se generará una capa lubricante entre estos.

https://medias.schaeffler.com/medias/es!hp.tg.cat/tg_hr*ST4_102027403

Se determina el factor de contaminación del lubricante η_c , a partir de la siguiente tabla.

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

Tabla 6. Factor de contaminación η_c

Nuestro sistema presenta una contaminación típica, tomando η_c un valor de 0.25.

Conociendo \hat{k} y la relación contaminación-carga, obtenemos el valor a_{iso} de la gráfica:

- Para $\hat{k} > 4$ hay q considerar que $\hat{k} = 4$.

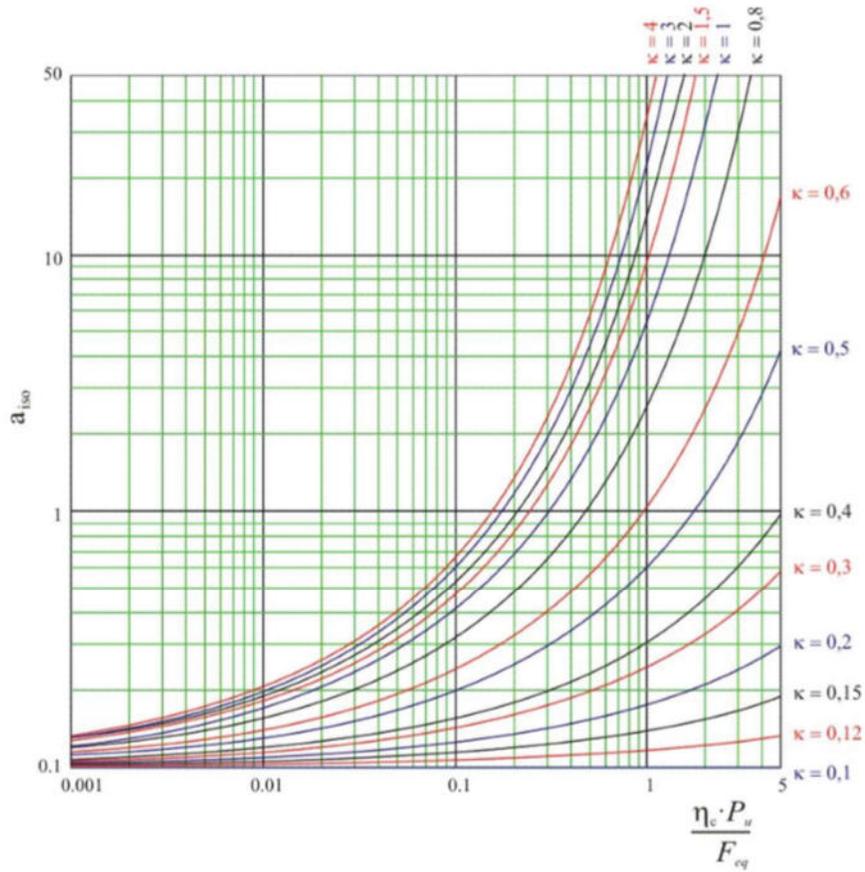
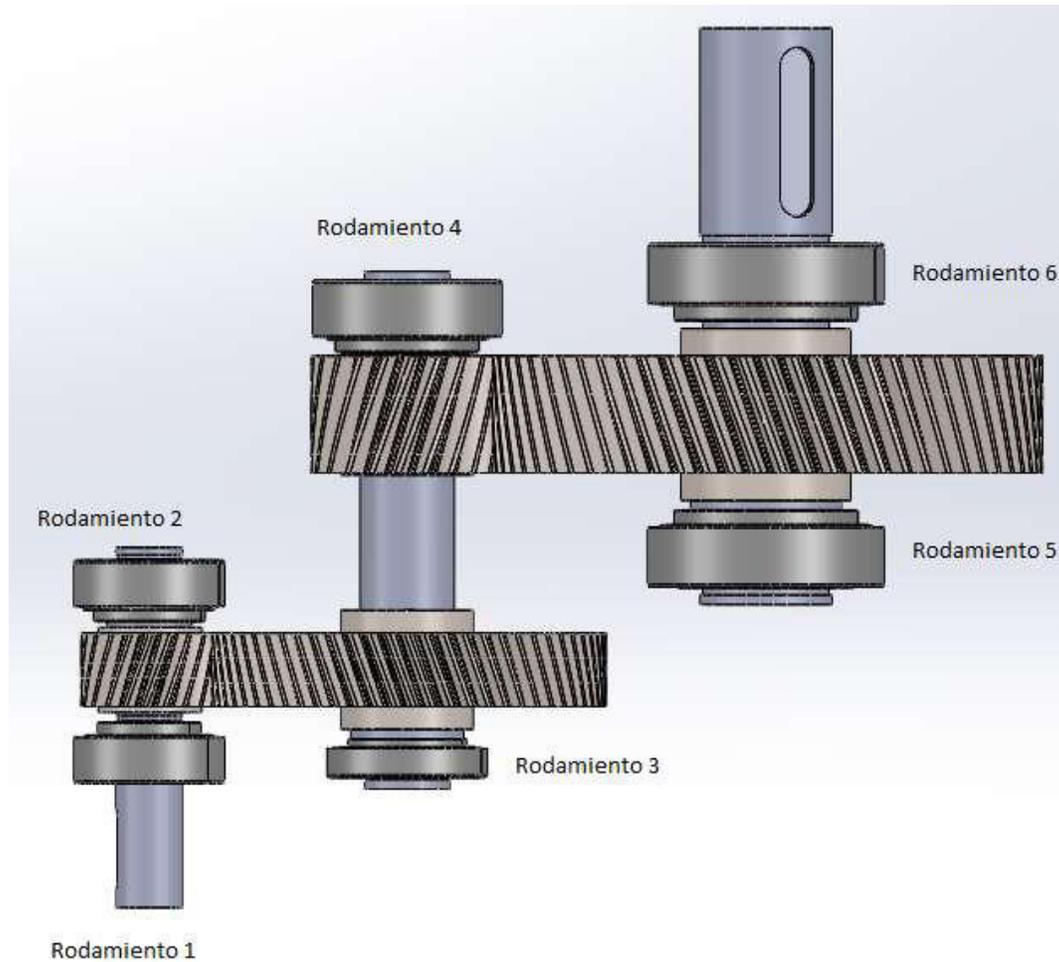


Figura 19. Factor a_{iso} para rodamientos radiales de rodillos

6.4 RESULTADO DE LOS CÁLCULOS



Los rodamientos han sido calculados mediante una hoja de cálculo programada con las fórmulas descritas en este documento.

Resultados fuerza equivalente:

	Fr N	Fa N	e	y	Feq	nc	a1	(nc*Pu/Feq)	Posicion
Rodamiento 1	9524,52	6614,25	0,31	0,72	8572,069351	0,25	0,25	0,36455608	Libre
Rodamiento 2	1184,78114	9159,529	0,54	1,1	10549,39436	0,25	0,25	0,414715751	Fijo
Rodamiento 3	2893,79098	964,596667	0,4	1,5	2893,79098	0,25	0,25	0,747289633	libre
Rodamiento 4	13342,3519	9066,13567	0,54	1,1	15309,69001	0,25	0,25	0,326590545	fijo
Rodamiento 5	19035,8765	14929,8133	0,4	1,5	30009,07059	0,25	0,25	0,270751471	fijo
Rodamiento 6	28120,69	9373,56333	0,4	1,5	28120,6867	0,25	0,25	0,2889332	libre

Resultados a_{ISO}:

	Referencia	Pu[Kn]	F eq N	v	v1	k=v/v1	(nc*Pu/Feq)	a iso
Rodamiento 1	32307	12,5	8572,06935	461,558865	14,16057452	32,5946426	0,36455608	3
Rodamiento 2	32307 B	17,5	10549,3944	461,558865	14,16057452	32,5946426	0,414715751	3,6
Rodamiento 3	30209	8,65	2893,79098	461,558865	26,05028954	17,71799367	0,747289633	20
Rodamiento 4	32309 B	20	15309,69	461,558865	24,66608534	18,71228689	0,326590545	2,5
Rodamiento 5	33214	32,5	30009,0706	461,558865	37,14391376	12,42623134	0,270751471	2
Rodamiento 6	33214	32,5	28120,6867	461,558865	37,14391376	12,42623134	0,2889332	2

Cálculo carga dinámica y vida de los rodamientos en horas:

	Referencia	c	F eq N	l10 h	a iso	l	n	c calculada
Rodamiento 1	32307	117	8572,06935	72341,5817	3	54256,18624	1400	92,73273855
Rodamiento 2	32307 B	115	10549,3944	34194,4081	3,6	30774,96729	1400	108,048953
Rodamiento 3	30209	81,6	2893,79098	2477643,72	20	12388218,59	459,078085	12,68146722
Rodamiento 4	32309 B	166	15309,69	102431,726	2,5	64019,82882	459,078085	125,1975234
Rodamiento 5	33214	247	30009,0706	124647,916	2	62323,95818	150,5376344	187,7943179
Rodamiento 6	33214	247	28120,6867	154801,002	2	77400,50097	150,5376344	175,9769654

Comprobación y sustitución de los rodamientos:

	Referencia	C > Ccalculada	l > 25000h	sustituir	
Rodamiento 1	32307	valido	valido	30000h	cada revision
Rodamiento 2	32307 B	valido	valido	30000h	cada revision
Rodamiento 3	30209	valido	valido	30000h	cada 2 revisiones
Rodamiento 4	32309 B	valido	valido	30000h	cada 2 revisiones
Rodamiento 5	33214	valido	valido	30000h	cada 2 revisiones
Rodamiento 6	33214	valido	valido	30000h	cada 2 revisiones

7 DIMENSIONADO DE LAS UNIONES A TORSION

Los engranajes están unidos a los ejes mediante chavetas, ya que ofrecen buenos resultados aunque este sistema introduce concentradores de tensiones. En la sección de cálculos se ha comprobado que no afectan al dimensionado de los ejes, ya que el método de rigidez torsional es más restrictivo.

Calcularemos la longitud de la chaveta mediante la siguiente fórmula:

L: Longitud de la chaveta.

D: Diámetro del eje.

$$L \geq 1.25 \cdot d$$

		Eje 1	Eje 2	Eje 3	
Diametro	d	35	50	70	mm
longitudo chaveta	L	43,75	62,5	87,5	mm
Longitud normalizada	L	45	63	90	mm

Las dimensiones finales de las chavetas serán:

Chavetas	
Eje de entrada	Chaveta paralela tipo B 10x8x45
Eje intermedio	Chaveta paralela tipo B 16x9x63
Eje de salida	Chaveta paralela tipo B 20x12x90

TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN
DE TRANSMISION 9,3 Y PAR MAXIMO A LA SALIDA DE 2180 NM**



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

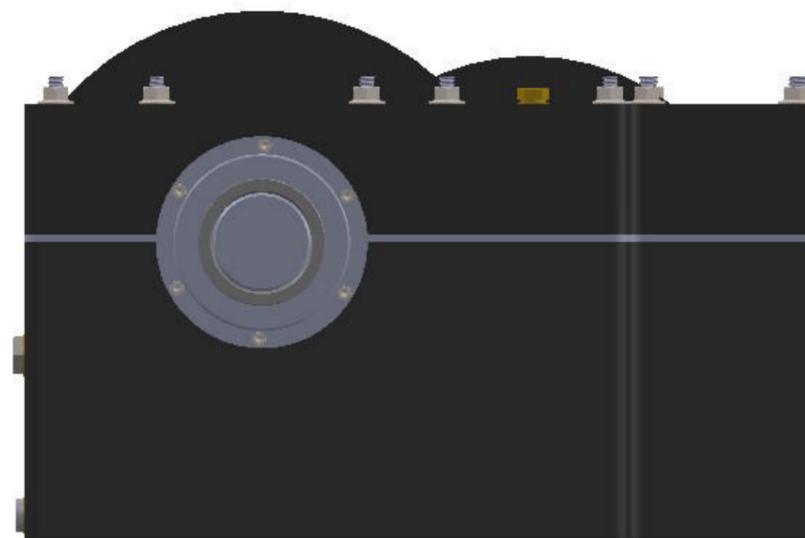
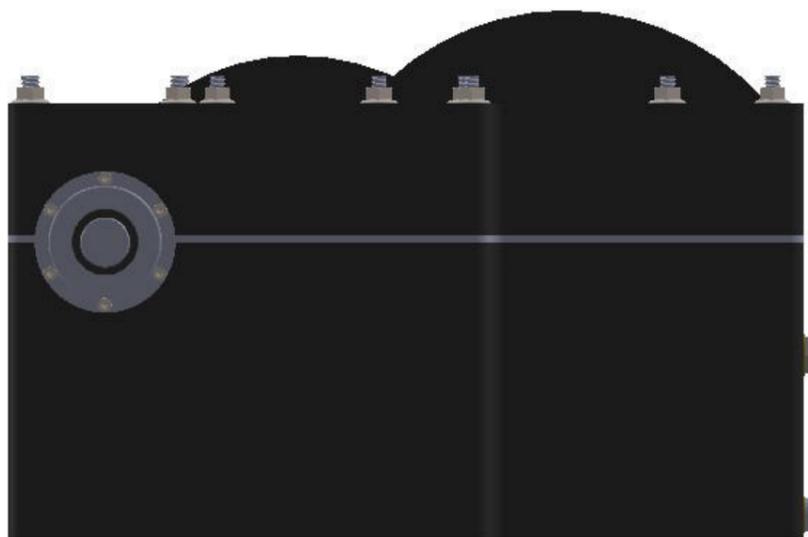
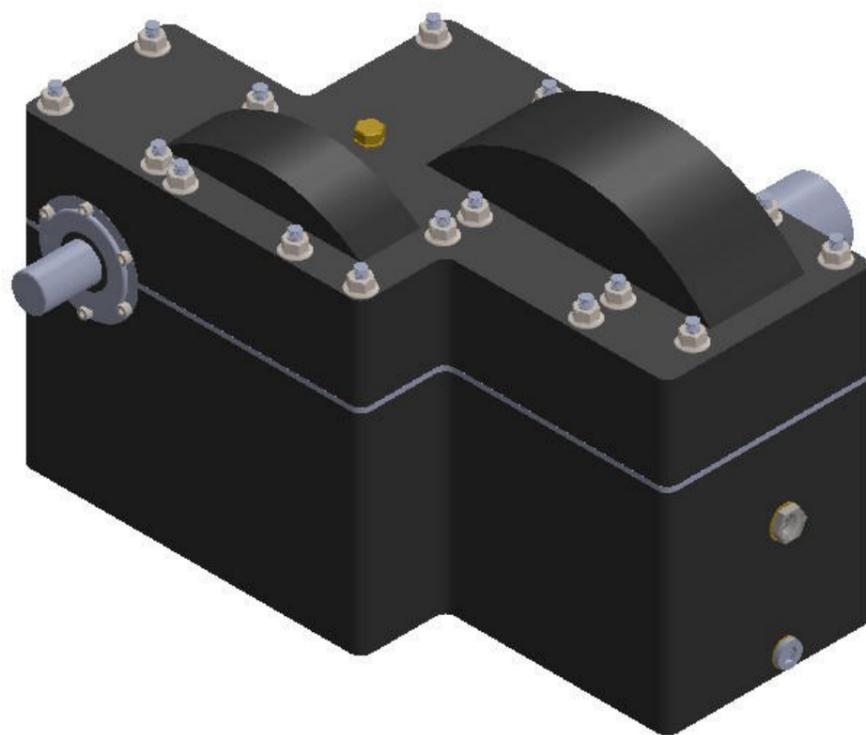


DOCUMENTO Nº: 2

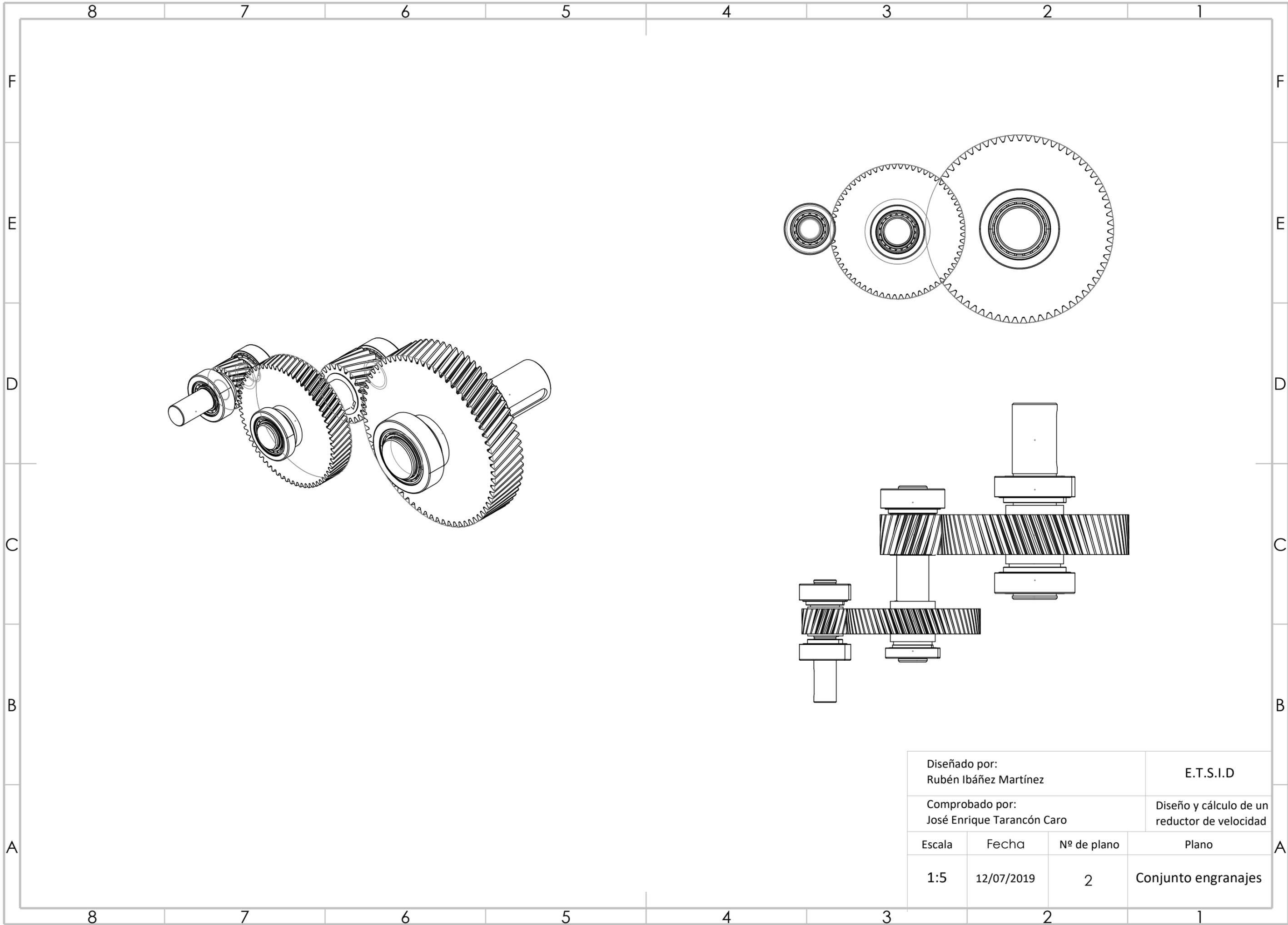
PLANOS

ÍNDICE

PLANO 1 CONJUNTO	89
PLANO 2 CONJUNTO ENGRANAJES	91
PLANO 3 CONJUNTO PIEZAS	93
PLANO 4 CARCASA SUPERIOR	95
PLANO 5 CARCASA INFERIOR	97
PLANO 6 PIÑÓN 1	99
PLANO 7 RUEDA 1	100
PLANO 8 PIÑÓN 2	101
PLANO 9 RUEDA 2	103
PLANO 10 EJE DE ENTRADA	105
PLANO 11 EJE INTERMEDIO	107
PLANO 12 EJE DE SALIDA	109
PLANO 13 TAPA EJE DE ENTRADA	111
PLANO 14 TAPA EJE DE SALIDA	112

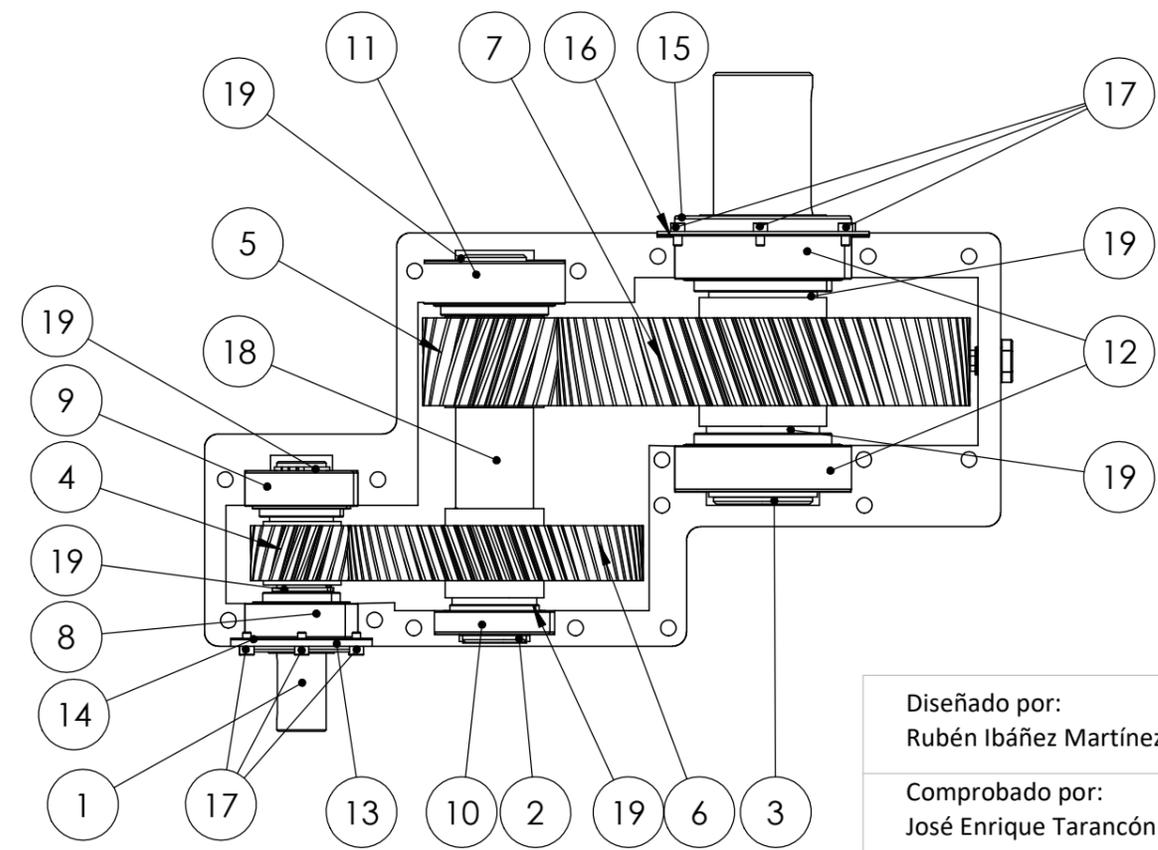
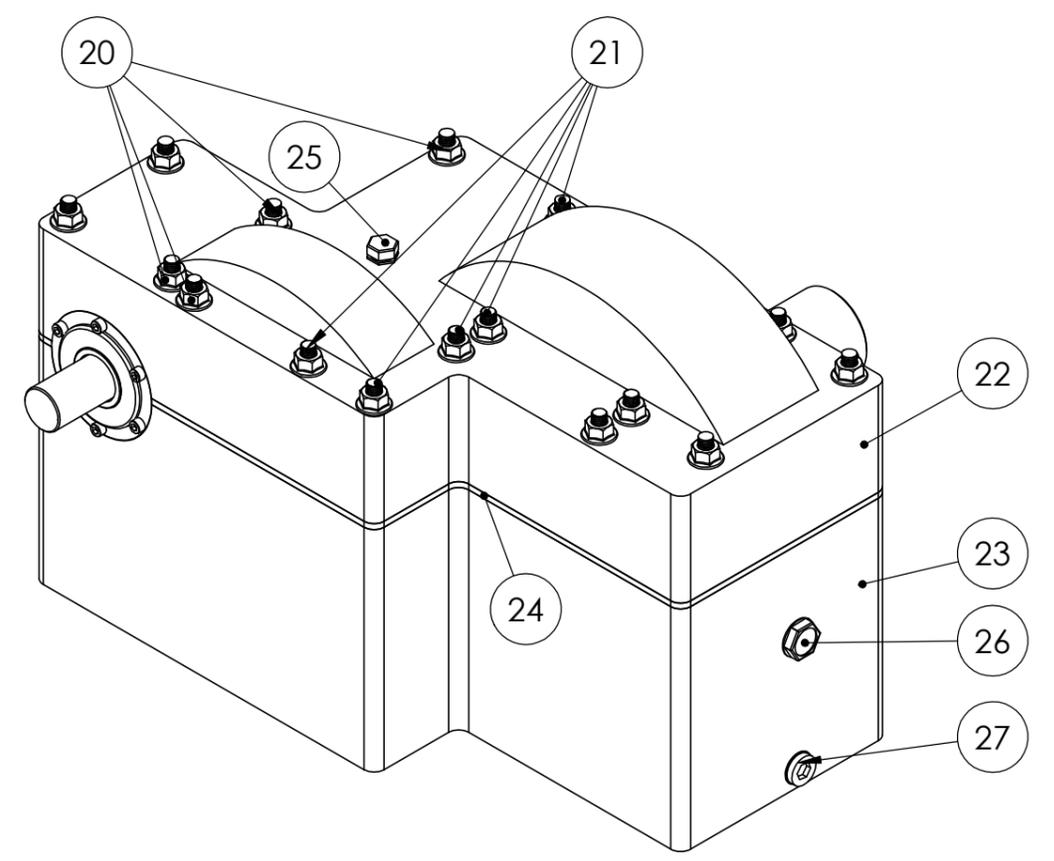


Diseñado por: Rubén Ibáñez Martínez			E.T.S.I.D
Comprobado por: José Enrique Tarancón Caro			Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Escala	Fecha	Nº de plano	Plano
1:5	12/07/2019	1	Conjunto

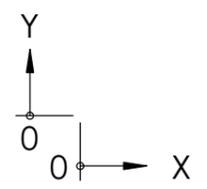
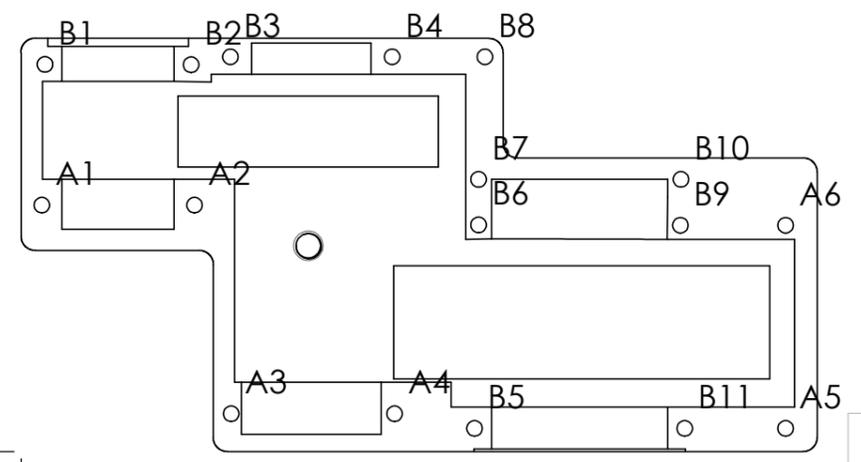
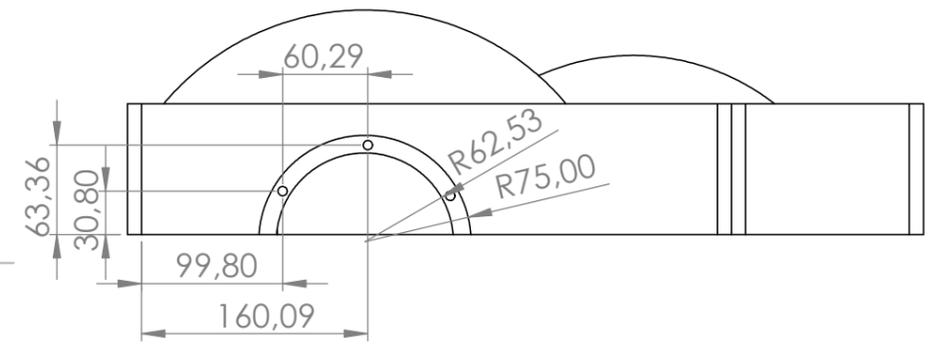
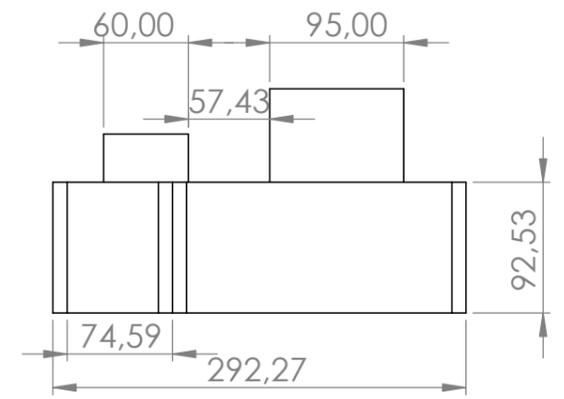
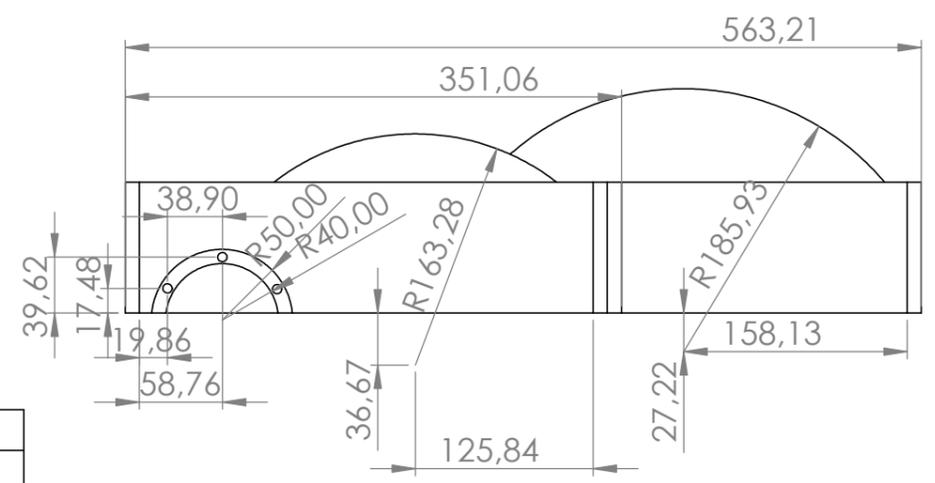
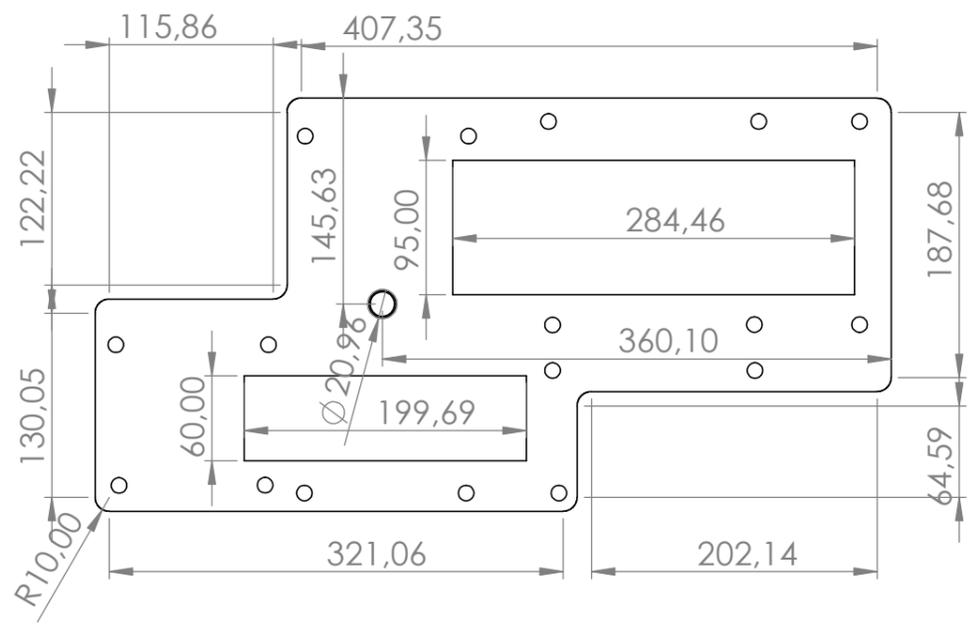


Diseñado por: Rubén Ibáñez Martínez			E.T.S.I.D
Comprobado por: José Enrique Tarancón Caro			Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Escala	Fecha	Nº de plano	Plano
1:5	12/07/2019	2	Conjunto engranajes

LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	PIEZA	CANTIDAD
1	EJE DE ENTRADA	1
2	EJE INTERMEDIO	1
3	EJE DE SALIDA	1
4	PIÑON 1	1
5	RUEDA 1	1
6	PIÑON 2	1
7	RUEDA 2	1
8	ROD SKF 32307	1
9	ROD SKF 32307B	1
10	ROD SKF 30209	1
11	ROD SKF 32309B	1
12	ROD SKF 33214	2
13	TAPA EJE ENTRADA	1
14	JUNTA TAPA EJE ENTRADA	1
15	TAPA EJE DE SALIDA	1
16	JUNTA TAPA EJE SALIDA	1
17	T ALLEN CIRC M6 1.5	12
18	CASQUILLO SEPARADOR	1
19	CIRCLIP	
20	TUEERCA M10 1.5	17
21	ESPARRAGOS M10 1.5	17
22	CARCASA SUP	1
23	CARCASA INF	1
24	JUNTA CARCASA	1
25	TAPON DE LLENADO	1
26	VISOR NIVEL	1
27	TAPON VACIADO	1

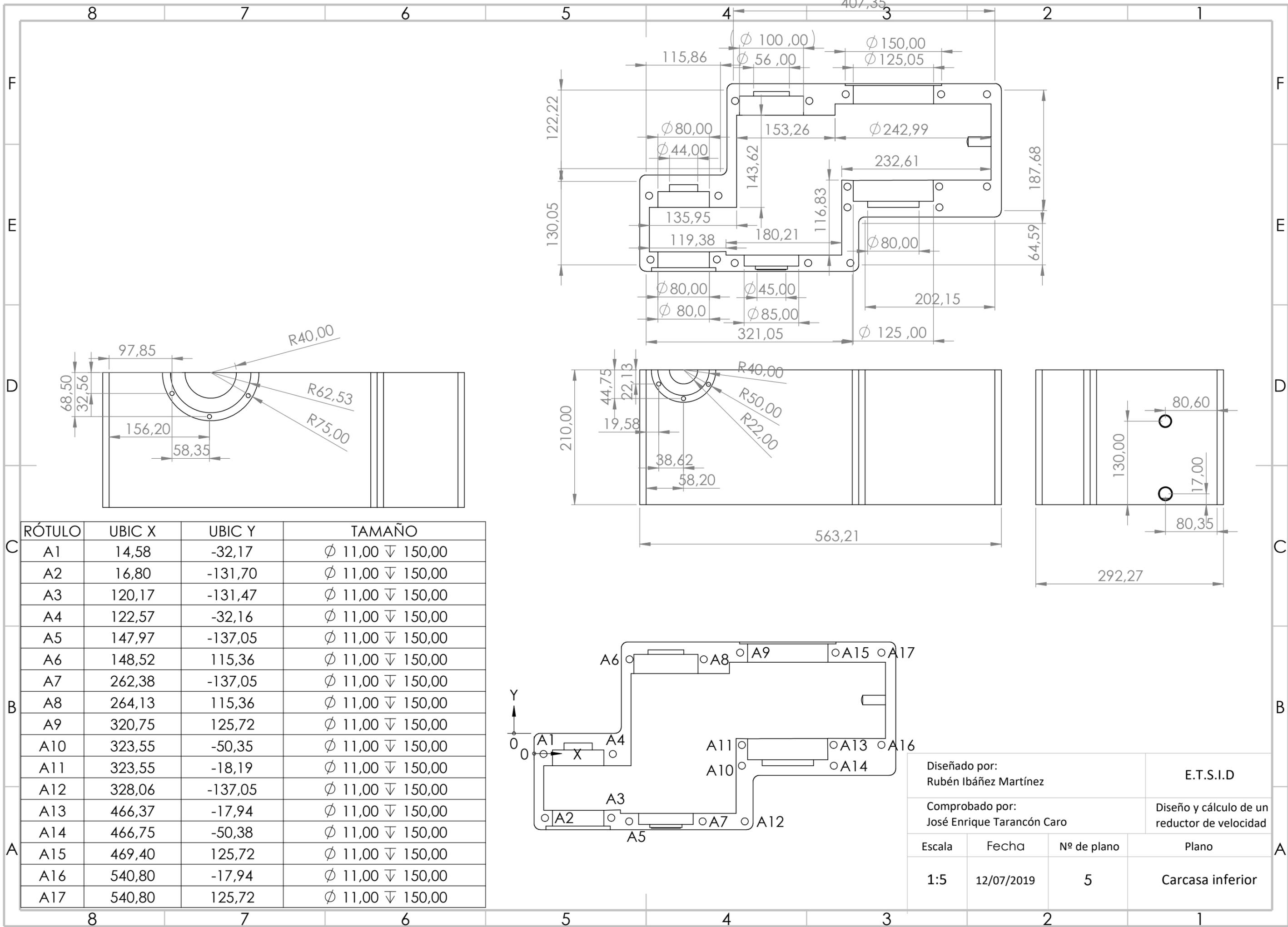


Diseñado por: Rubén Ibáñez Martínez			E.T.S.I.D
Comprobado por: José Enrique Tarancón Caro			Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Escala	Fecha	Nº de plano	Plano
1:5	12/07/2019	3	Conjunto



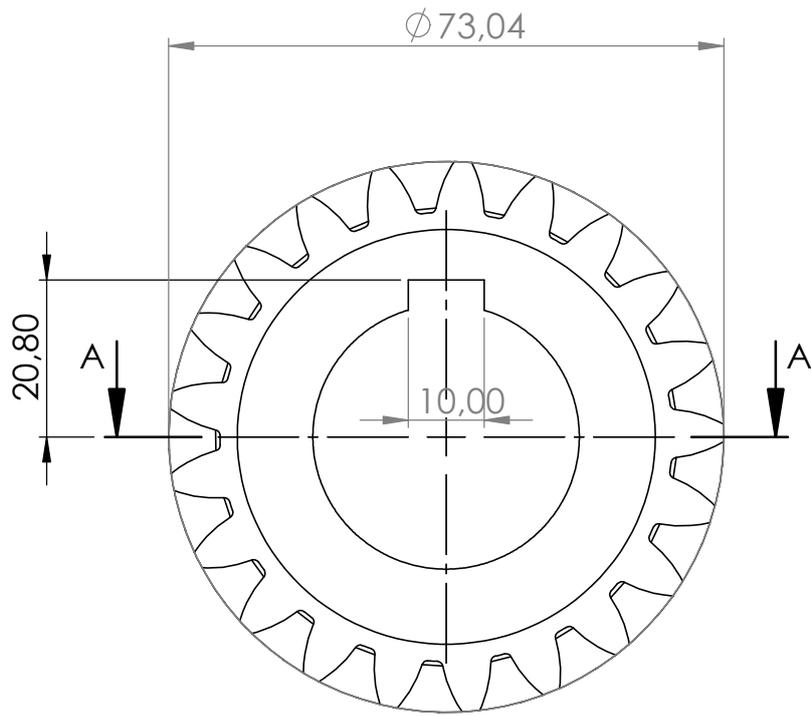
RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	14,58	174,39	∅ 11,00 ∇ 150,00
A2	122,57	174,38	∅ 11,00 ∇ 150,00
A3	148,52	26,86	∅ 11,00 ∇ 150,00
A4	264,13	26,86	∅ 11,00 ∇ 150,00
A5	540,80	16,50	∅ 11,00 ∇ 150,00
A6	540,80	160,16	∅ 11,00 ∇ 150,00
B1	16,80	273,92	∅ 11,00 POR TODO
B2	120,17	273,69	∅ 11,00 POR TODO
B3	147,97	279,27	∅ 11,00 POR TODO
B4	262,38	279,27	∅ 11,00 POR TODO
B5	320,75	16,50	∅ 11,00 POR TODO
B6	323,55	160,41	∅ 11,00 POR TODO
B7	323,55	192,57	∅ 11,00 POR TODO
B8	328,06	279,27	∅ 11,00 POR TODO
B9	466,37	160,16	∅ 11,00 POR TODO
B10	466,75	192,60	∅ 11,00 POR TODO
B11	469,40	16,50	∅ 11,00 POR TODO

Diseñado por: Rubén Ibáñez Martínez			E.T.S.I.D
Comprobado por: José Enrique Tarancón Caro			Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Escala	Fecha	Nº de plano	Plano
1:5	12/07/2019	4	Carcasa superior

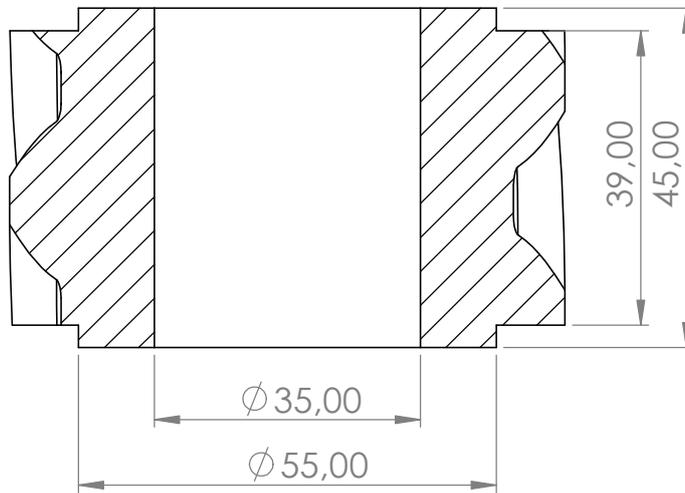


RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	14,58	-32,17	∅ 11,00 ∇ 150,00
A2	16,80	-131,70	∅ 11,00 ∇ 150,00
A3	120,17	-131,47	∅ 11,00 ∇ 150,00
A4	122,57	-32,16	∅ 11,00 ∇ 150,00
A5	147,97	-137,05	∅ 11,00 ∇ 150,00
A6	148,52	115,36	∅ 11,00 ∇ 150,00
A7	262,38	-137,05	∅ 11,00 ∇ 150,00
A8	264,13	115,36	∅ 11,00 ∇ 150,00
A9	320,75	125,72	∅ 11,00 ∇ 150,00
A10	323,55	-50,35	∅ 11,00 ∇ 150,00
A11	323,55	-18,19	∅ 11,00 ∇ 150,00
A12	328,06	-137,05	∅ 11,00 ∇ 150,00
A13	466,37	-17,94	∅ 11,00 ∇ 150,00
A14	466,75	-50,38	∅ 11,00 ∇ 150,00
A15	469,40	125,72	∅ 11,00 ∇ 150,00
A16	540,80	-17,94	∅ 11,00 ∇ 150,00
A17	540,80	125,72	∅ 11,00 ∇ 150,00

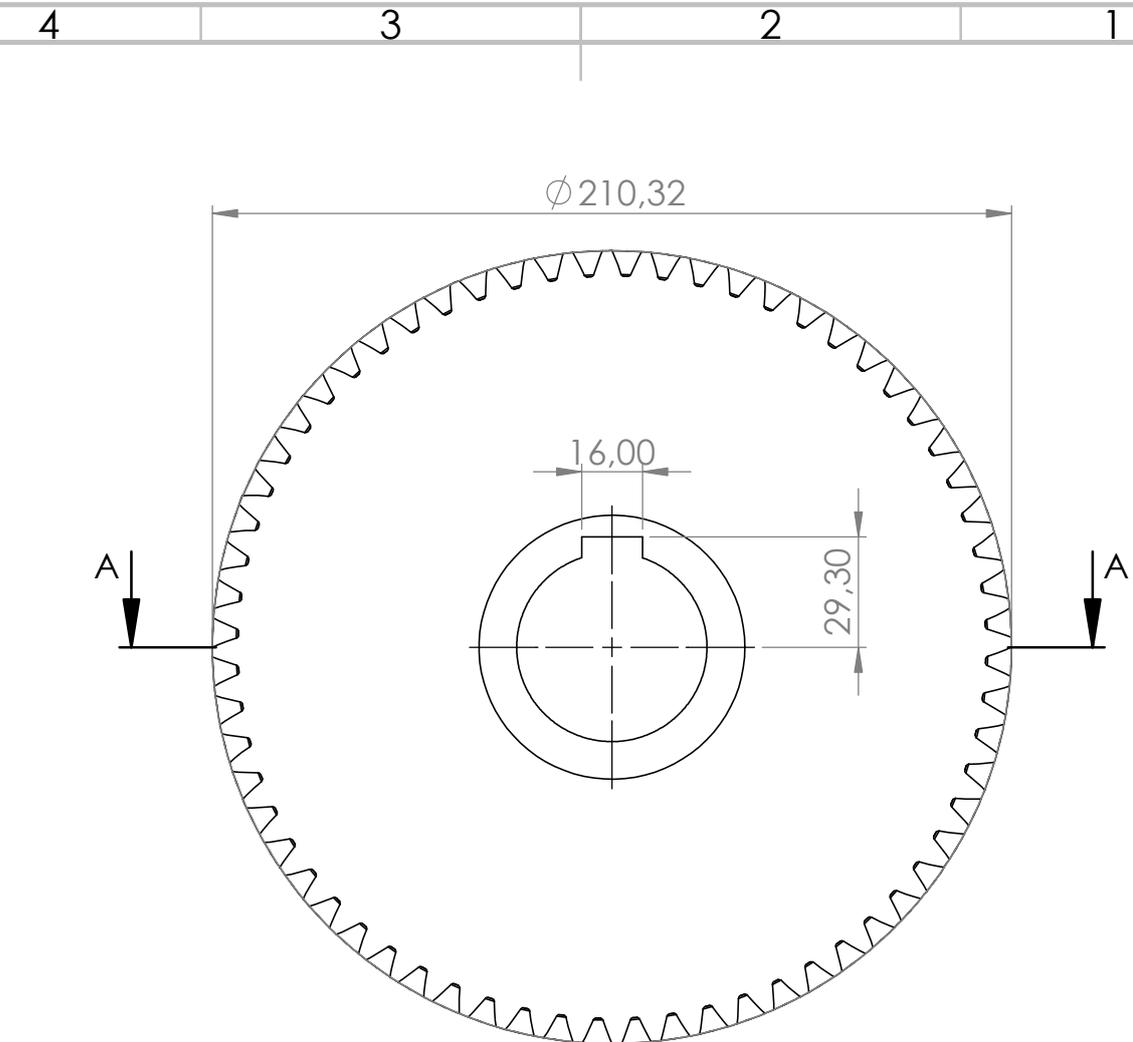
Diseñado por: Rubén Ibáñez Martínez			E.T.S.I.D
Comprobado por: José Enrique Tarancón Caro			Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Escala	Fecha	Nº de plano	Plano
1:5	12/07/2019	5	Carcasa inferior



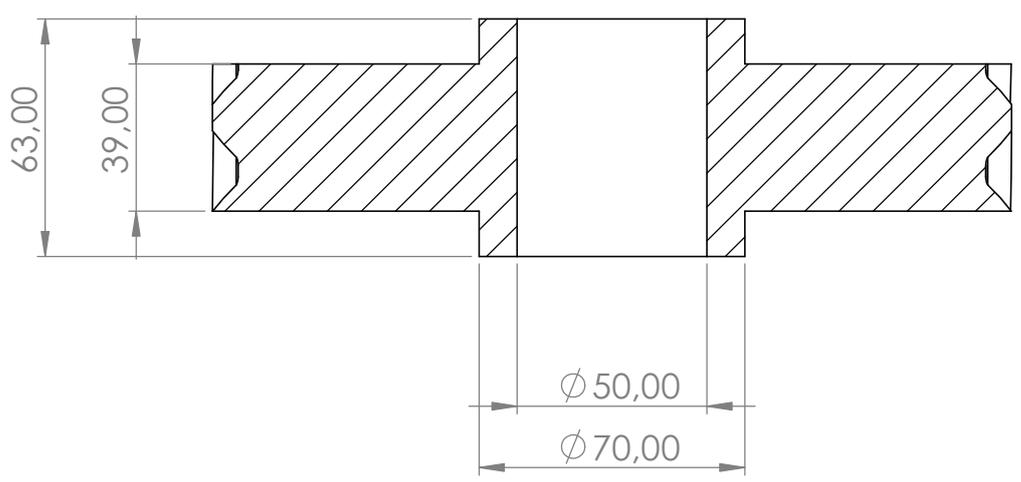
SECCIÓN A-A



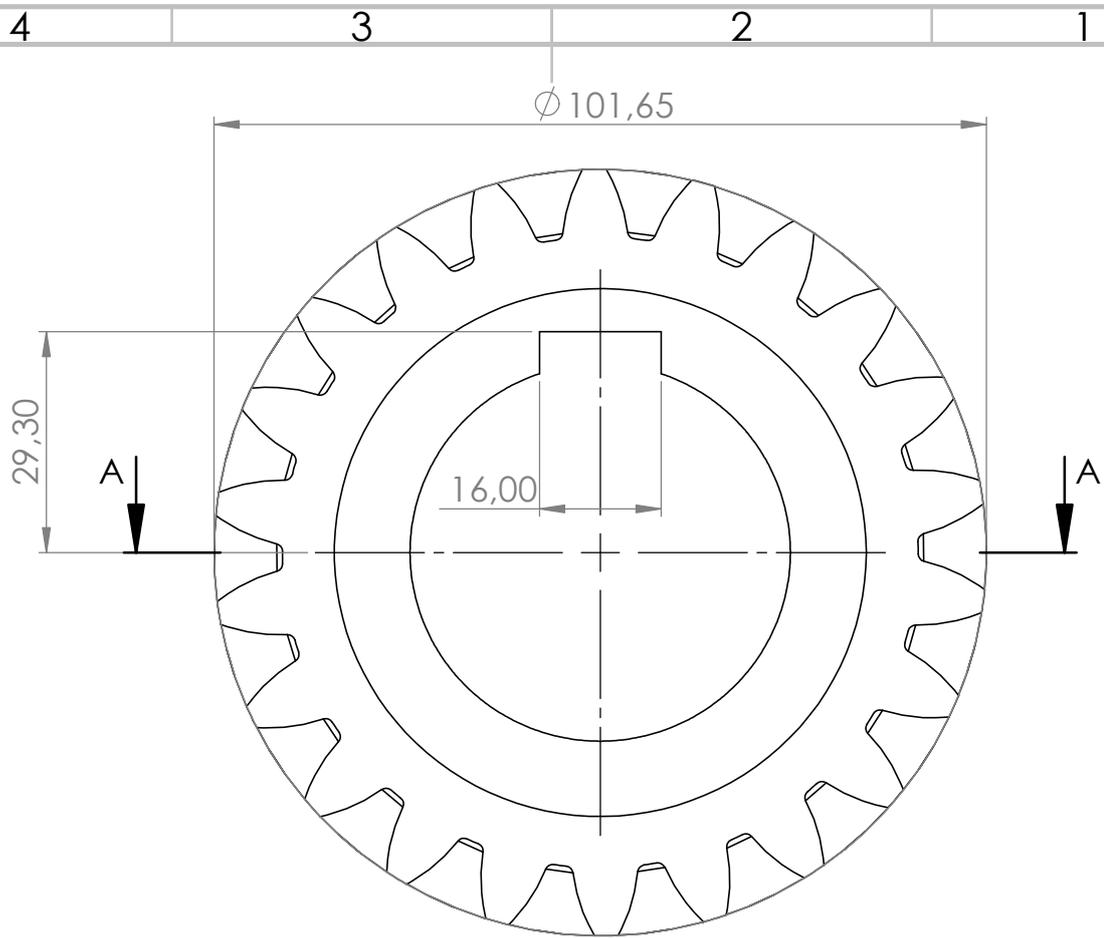
Diseñado por: Rubén Ibáñez Martínez			E.T.S.I.D
Comprobado por: José Enrique Tarancón Caro			Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Escala	Fecha	Nº de plano	Plano
1:1	12/07/2019	6	Piñon 1



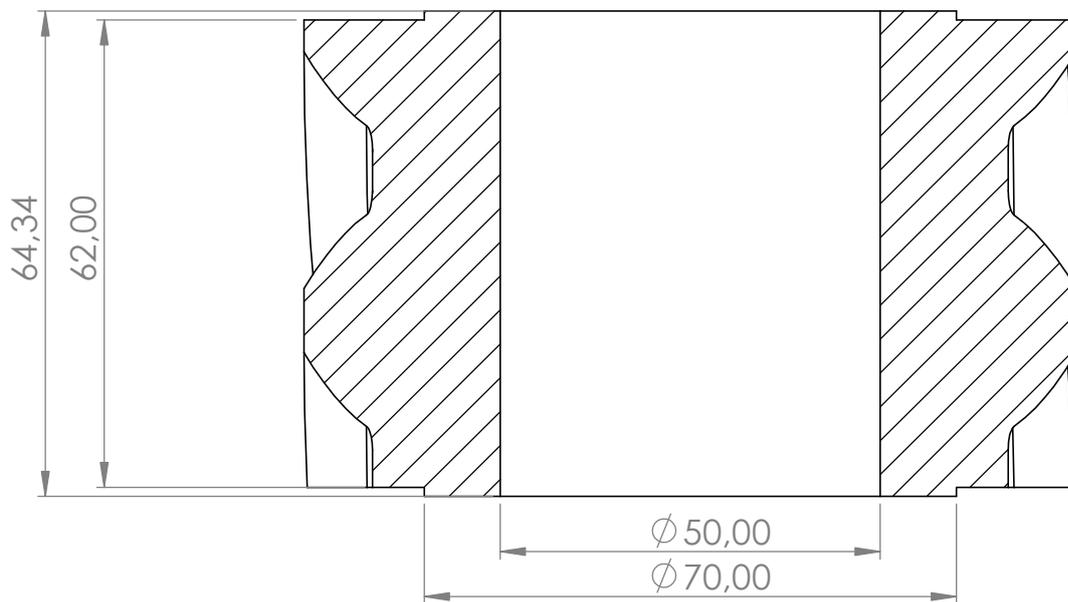
SECCIÓN A-A



Diseñado por: Rubén Ibáñez Martínez			E.T.S.I.D
Comprobado por: José Enrique Tarancón Caro			Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Escala	Fecha	Nº de plano	Plano
1:2	12/07/2019	7	Rueda 1



SECCIÓN A-A



Diseñado por:
Rubén Ibáñez Martínez

E.T.S.I.D

Comprobado por:
José Enrique Tarancón Caro

Diseño y cálculo de un
reductor de velocidad

Escala

Fecha

Nº de plano

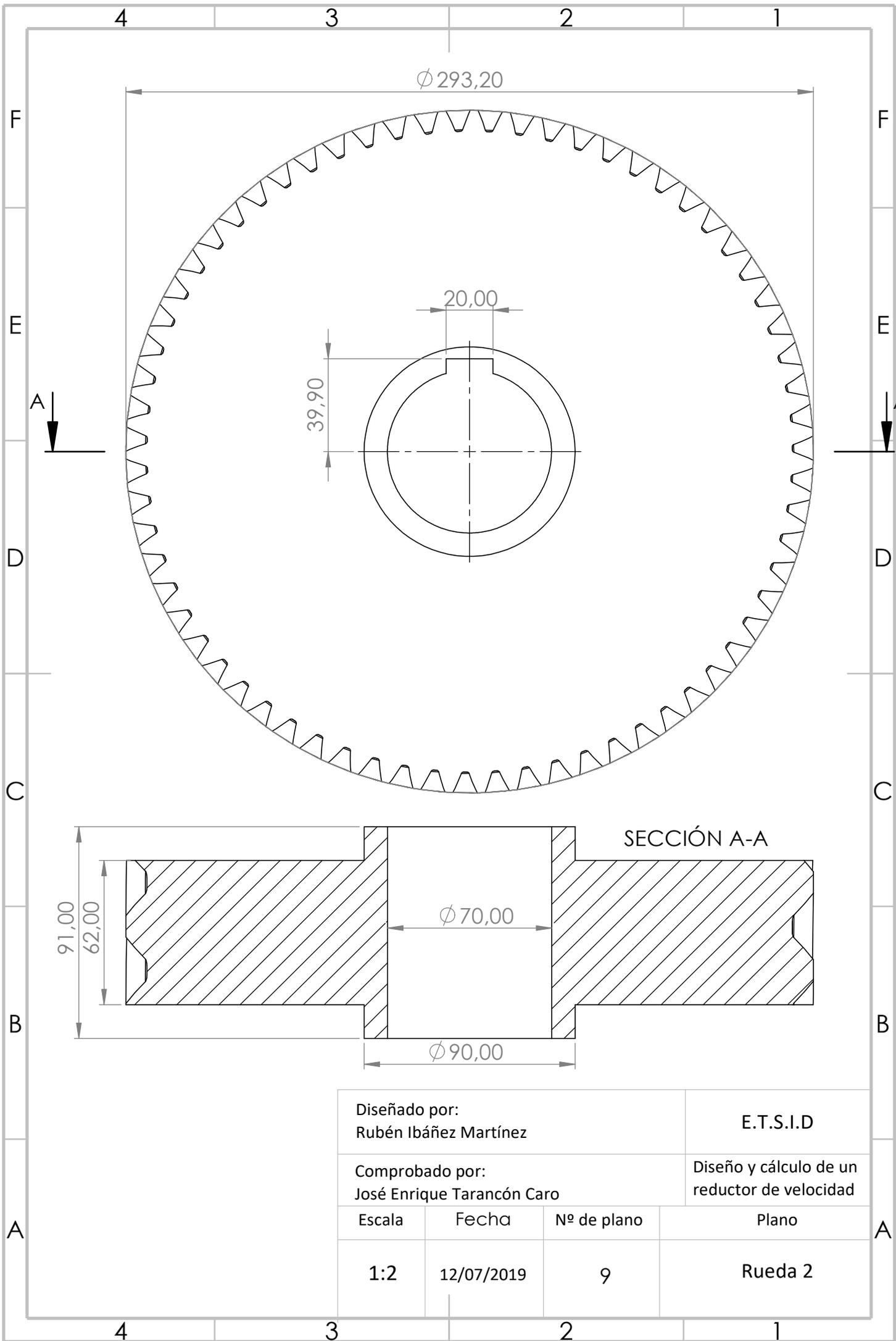
Plano

1:1

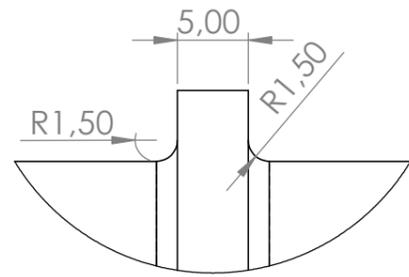
12/07/2019

8

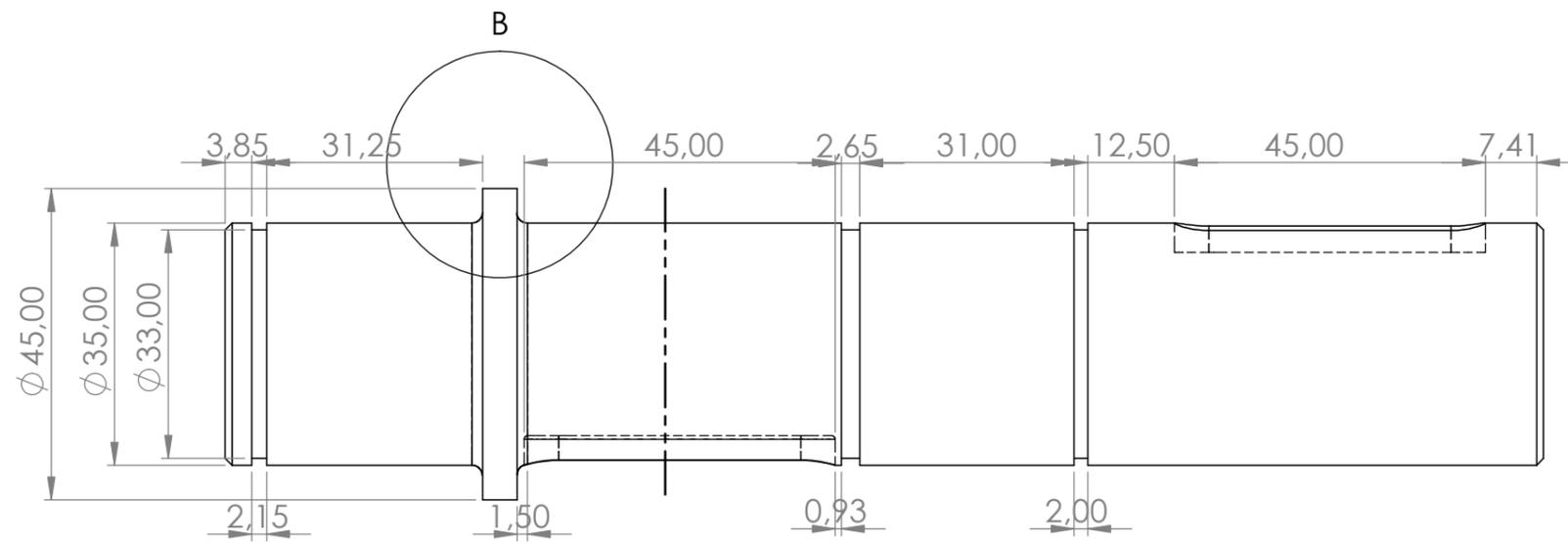
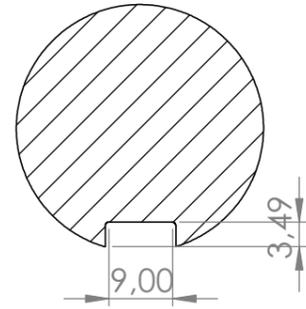
Piñon 2



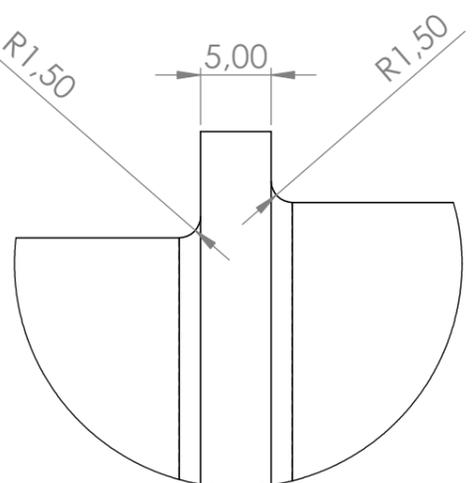
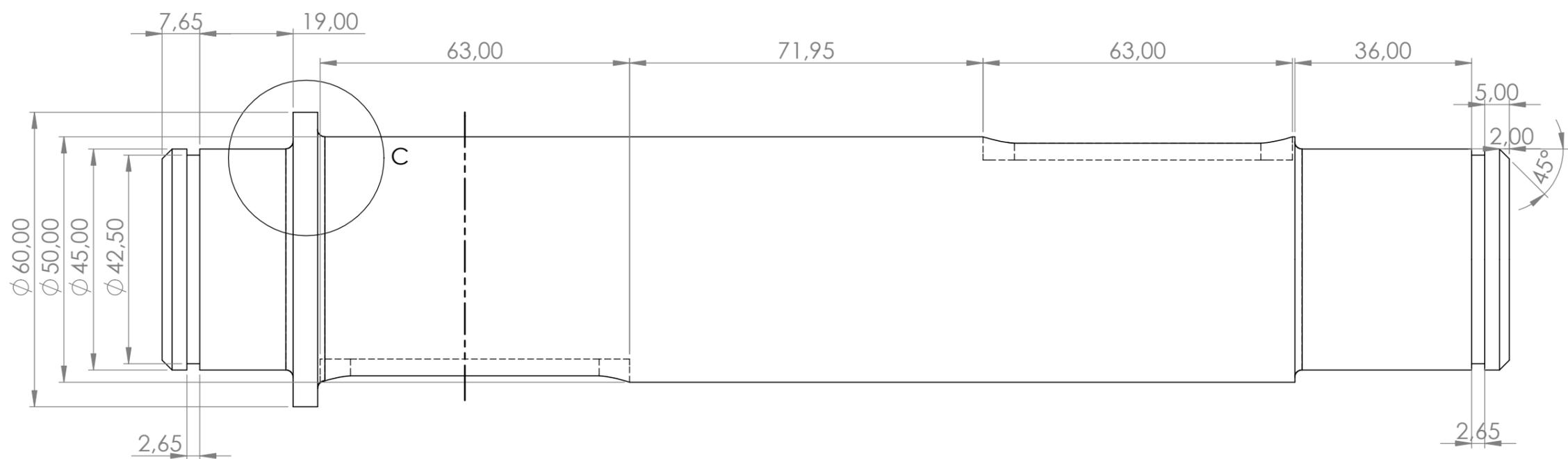
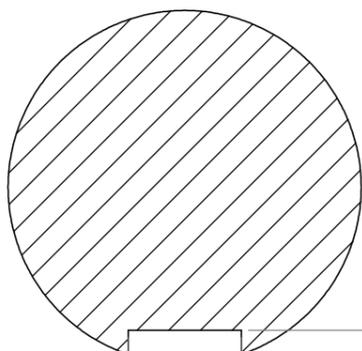
Diseñado por: Rubén Ibáñez Martínez			E.T.S.I.D
Comprobado por: José Enrique Tarancón Caro			Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Escala	Fecha	Nº de plano	Plano
1:2	12/07/2019	9	Rueda 2



DETALLE B
ESCALA 2 : 1

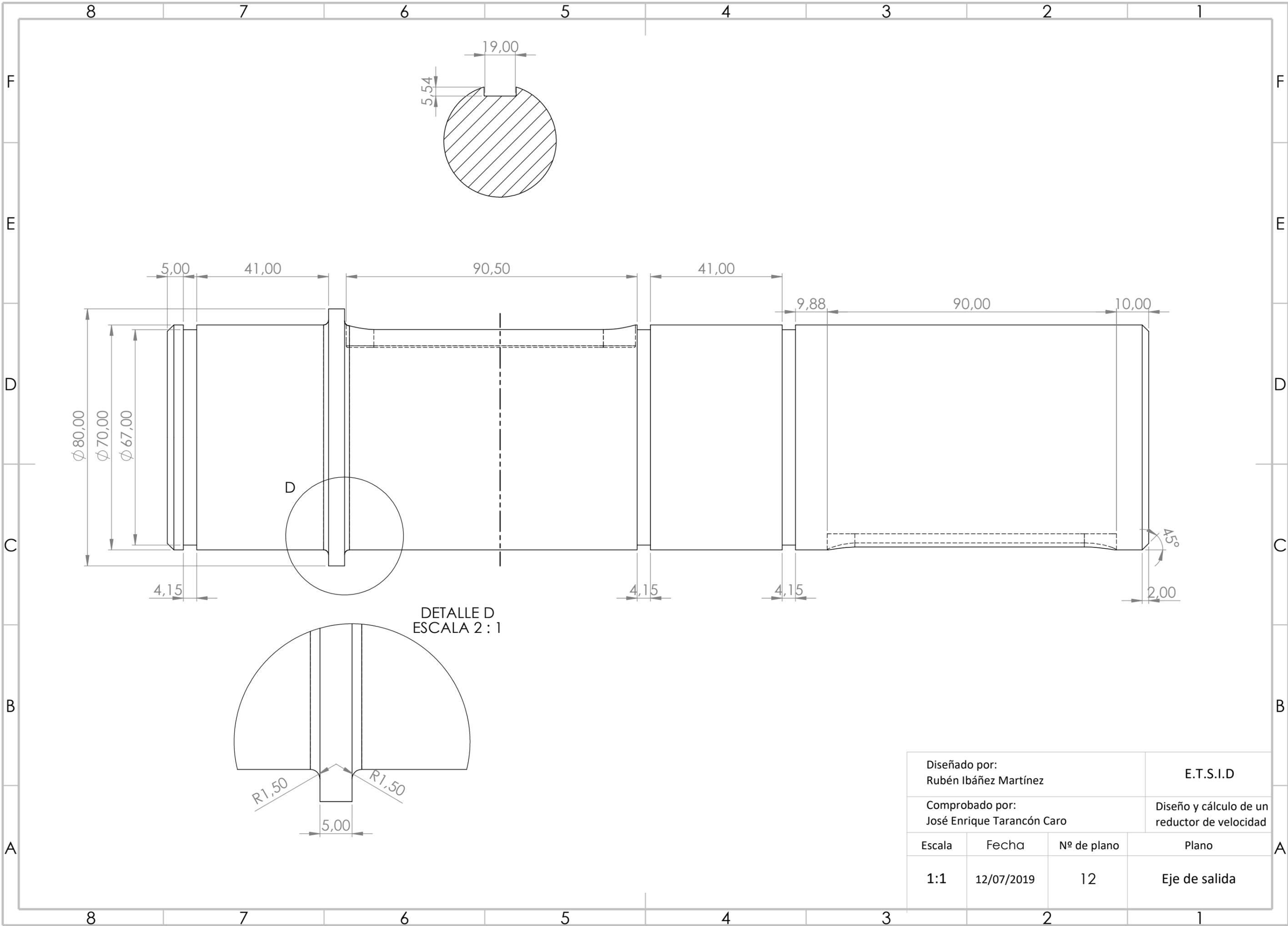


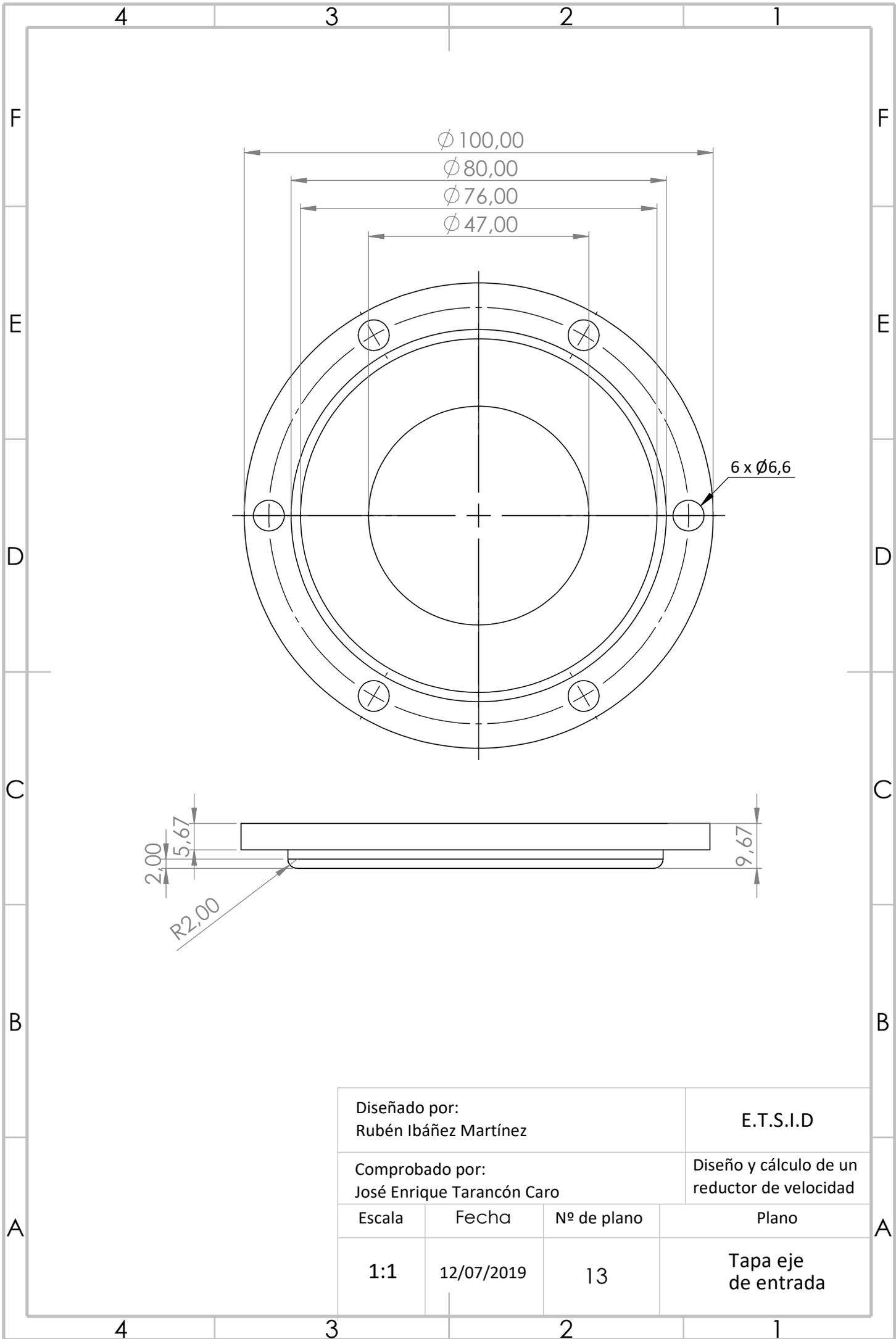
Diseñado por: Rubén Ibáñez Martínez			E.T.S.I.D
Comprobado por: José Enrique Tarancón Caro			Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Escala	Fecha	Nº de plano	Plano
1:1	12/07/2019	10	Eje de entrada



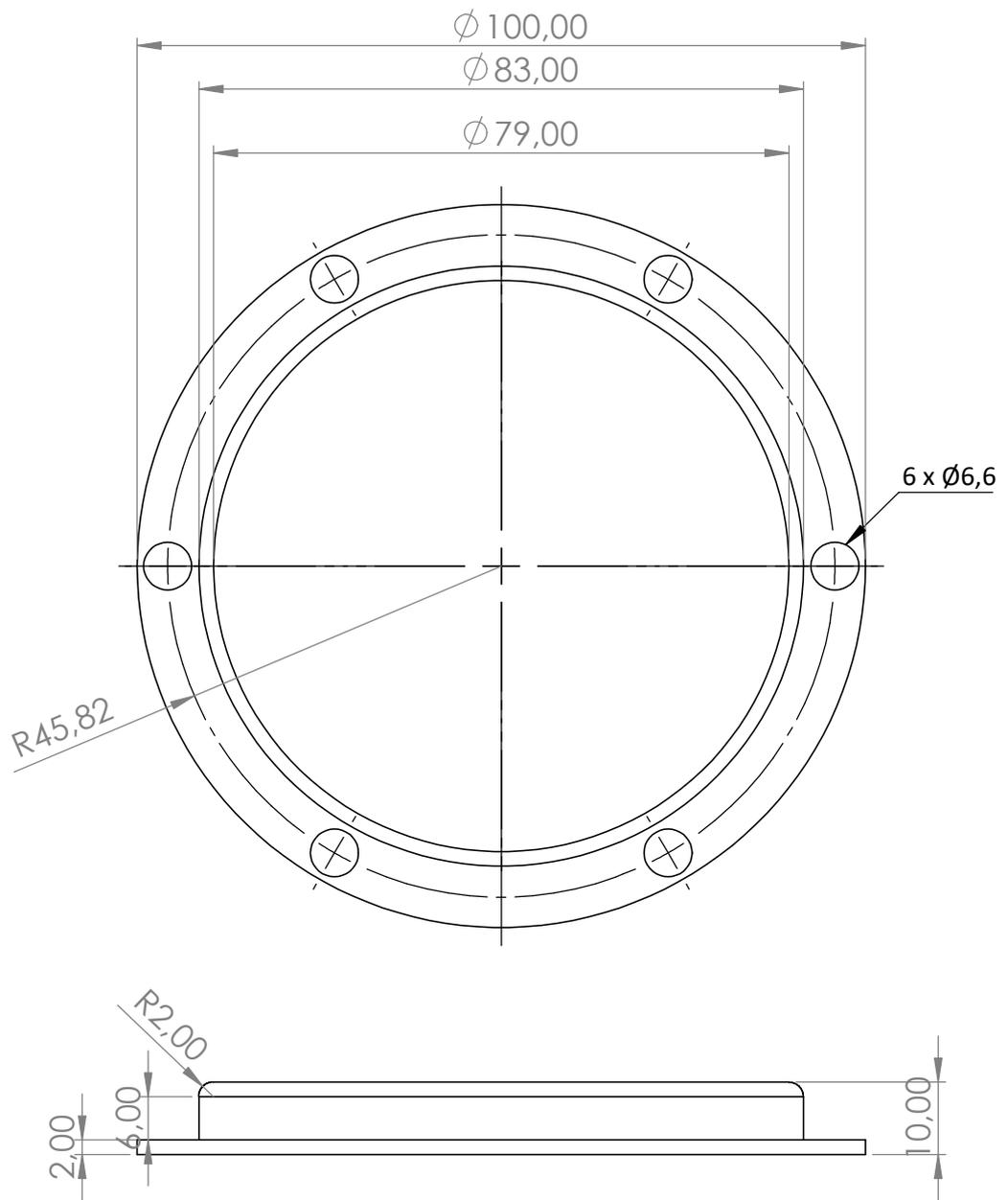
DETALLE C
ESCALA 2 : 1

Diseñado por: Rubén Ibáñez Martínez			E.T.S.I.D
Comprobado por: José Enrique Tarancón Caro			Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Escala	Fecha	Nº de plano	Plano
1:1	12/07/2019	11	Eje intermedio





Diseñado por: Rubén Ibáñez Martínez			E.T.S.I.D
Comprobado por: José Enrique Tarancón Caro			Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Escala	Fecha	Nº de plano	Plano
1:1	12/07/2019	13	Tapa eje de entrada



Diseñado por: Rubén Ibáñez Martínez			E.T.S.I.D
Comprobado por: José Enrique Tarancón Caro			Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Escala	Fecha	Nº de plano	Plano
1:1	12/07/2019	14	Tapa eje de salida

TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN
DE TRANSMISION 9,3 Y PAR MAXIMO A LA SALIDA DE 2180 NM**



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



DOCUMENTO Nº: 3

PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	117
1.1. OBJETIVO.....	117
1.2. DOCUMENTOS QUE DEFINEN EL EQUIPO DE REDUCCIÓN	117
1.3. RELACIÓN ENTRE DOCUMENTOS	117
2. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS	117
2.1. ELEMENTOS FABRICADOS	117
2.2. CONTROL DE CALIDAD DE LAS PIEZAS FABRICADAS	119
2.3. ELEMENTOS NORMALIZADOS.....	120
2.4. CONDICIONES DE EJECUCIÓN DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD.....	121
2.5. CONTROL DEL PRODUCTO	124
2.6. PRUEBAS FINALES	124
2.7. EMBALAJE Y TRANSPORTE.....	125
3. PLIEGO DE CONDICIONES FACULTATIVAS	125
3.1. CONTRATISTA.....	125
3.2. FACULTADES DE LA DIRECCIÓN TÉCNICA	125
3.3. LIBRO DE ÓRDENES Y ASISTENCIA	125
3.4. EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS.....	126
3.5. TRABAJOS DEFECTUOSO Y MODIFICACIONES	126
3.6. RECEPCIÓN PROVISIONAL.....	126
3.7. PERIODO DE GARANTÍA.....	127
3.8. RECEPCIÓN DEFINITIVA	127

1. INTRODUCCIÓN

En el presente documento se procederá a definir las exigencias de carácter técnico, facultativa y legal que fijaran las normas a seguir para la realización del proyecto. Una vez aceptadas las condiciones descritas en este documento por la parte contratante, obliga a su cumplimiento.

1.1. OBJETIVO

El objetivo es establecer las condiciones necesarias de los materiales, proceso de ejecución, montaje y comprobaciones necesarias para la finalización del proyecto.

1.2. DOCUMENTOS QUE DEFINEN EL EQUIPO DE REDUCCIÓN

El equipo de reducción de velocidad está definido por los documentos:

- Memoria descriptiva.
- Planos.
- Pliego de condiciones.
- Presupuesto.

1.3. RELACIÓN ENTRE DOCUMENTOS

En el caso que, durante la ejecución de la obra, se produzca algún tipo de incoherencia entre los distintos documentos del presente proyecto, se establecerá una serie de preferencias.

- La memoria descriptiva, tiene prioridad sobre otro documento del proyecto respecto a la fabricación y elección de los materiales.
- Planos, tiene prioridad sobre otro documento del proyecto respecto el dimensionado de los elementos del conjunto del grupo reductor.
- Pliego de condiciones, tiene prioridad sobre otro documento del proyecto respecto en el ámbito de la calidad de fabricación y normativa.
- Presupuesto, tiene prioridad sobre otro documento del proyecto respecto el coste de fabricación de los elementos del conjunto del grupo reductor.

2. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS

Esta sección regula las características de cada componente y los procesos de fabricación de los mismos. Esta sección debe de servir como complemento a los apartados de memoria y planos.

2.1. ELEMENTOS FABRICADOS

A continuación, se mencionan los materiales empleados para cada uno de los elementos que forman el equipo de reducción.

- Engranajes

Para la fabricación de los engranajes de ambas etapas, usaremos un acero aleado moldeado templado 34CrMo4.

Características mecánicas:

Acero moldeado templado 34CrMo4			
Módulo elástico	E	2,10E+11	N/mm ²
Coef Poisson	v	0,28	
Densidad	ρ	7800	kg/m ³
Límite de rotura	S _u	9,00E+08	N/m ²
Límite elástico	S _y	6,50E+08	N/m ²
Dureza Brinell	HBr	360	
Tensión de contacto	SHL	845	N/mm ²
Límite de resistencia normal	SFL	340	N/mm ²

Acero de cromo molibdeno, para la fabricación de piezas que tratadas térmicamente ofrecen una resistencia de 735 a 1080 N/mm² y una buena tenacidad. En ingeniería mecánica se emplea para la fabricación de: engranajes, árboles de levas, bielas...

- Proceso de fabricación.

La parte contratada realizara la fabricación de los engranajes bajo su criterio, siempre y cuando se garantice el cumplimiento de las características estipuladas en la memoria.

- Ajustes y tolerancias.

Utilizamos el método ISO para seleccionar la calidad de los engranajes. La calidad elegida para ambas etapas es Q_{iso} 5, lo que corresponde a una tolerancia IT7. para el montaje de las ruedas sobre los ejes, se necesita una tolerancia con el mínimo juego posible, para evitar problemas de funcionamiento. Al realizarse el montaje sobre el equipo se necesitará que exista un deslizamiento axial entre los engranajes y los ejes, por lo que se seleccionara una tolerancia H7 para los diámetros interiores de los engranajes.

- Ejes.

Para la fabricación de los tres ejes usaremos acero de cementación 20MnCr5.

Características mecánicas:

Acero 20MnCr5			
Módulo elástico	E	2,10E+11	N/mm ²
Coef Poisson	v	0,28	
Densidad	ρ	7800	kg/m ³
Límite de rotura	S _u	1,10E+09	N/m ²
Límite elástico	S _y	7,50E+08	N/m ²
Dureza Brinell	HB _r	800	
Tensión de contacto	S _{HL}	1500	N/mm ²
Límite de resistencia normal	S _{FL}	461	N/mm ²

Acero de magnesio cromo, para trabajarlo en frio obteniendo una superficie resistente al desgaste con un núcleo tenaz con una resistencia desde 500 a 1400 MPa. En ingeniería mecánica se emplea para la fabricación de: manguetas, ejes, coronas...

- Proceso de fabricación

La parte contratada realizara la fabricación de los engranajes bajo su criterio, siempre y cuando se garantice el cumplimiento de las características estipuladas en la memoria.

- Ajustes y tolerancias

Utilizamos el método ISO para seleccionar la calidad de los ejes. La calidad elegida para los tres es Q_{iso} 5. Para el montaje de los rodamientos y los engranajes en el eje se elige una tolerancia

k5 consiguiendo un juego mínimo para evitar un desgaste prematuro de los elementos.

- Casquillo separador.

Para la fabricación de los separadores se utilizará acero al carbono F-112. Su función es la de distanciar los engranajes y rodamientos, aparte de transmitir las cargas axiales a los elementos.

Características:

Acero al carbono F-112			
Módulo elástico	E	1,00E+11	N/mm ²
Coef Poisson	v	0,26	
Densidad	ρ	7200	kg/m ³
Límite de rotura	S _u	2,50E+08	N/m ²
Límite elástico	S _y	1,60E+08	N/m ²
Dureza Brinell	HB _r	180	

- Proceso de fabricación.

La parte contratada realizara la fabricación de los engranajes bajo su criterio, siempre y cuando se garantice el cumplimiento de las características estipuladas en la memoria.

- Carcasa y tapas.

Para la fabricación de la carcasa del reductor de velocidad usaremos un acero de fundición gris FG-25.

Características:

Fundición gris FG-25			
Resistencia a tracción	S _{ut}	250	N/mm ²
Resistencia a compresión	S _{uc}	900	N/mm ²
Dureza superficial	HB	180	

- Proceso de fabricación.

La parte contratada realizara la fabricación de los engranajes bajo su criterio, siempre y cuando se garantice el cumplimiento de las características estipuladas en la memoria.

- Ajustes y tolerancias.

Los alojamientos de los rodamientos en la carcasa tendrán una tolerancia de J6, asegurando un juego mínimo entre las partes.

Las tapas del eje de entrada y de salida tendrán una tolerancia de G7

Las tapas del rodamiento del eje intermedio tendrán una tolerancia de Js8.

2.2. CONTROL DE CALIDAD DE LAS PIEZAS FABRICADAS

El fabricante llevará a cabo el control de calidad mediante su departamento de calidad. Con el fin de detectar posibles errores en las máquinas y herramienta y corregirlos.

A continuación, se indican los controles que tiene que realizar el fabricante durante la fabricación de los componentes encargados.

- Control de calidad engranajes.

Se deberán de verificar:

- Espesor y altura del diente.
- El paso.
- Concentricidad.
- Caras paralelas del chavetero.
- Tolerancias del ancho y alto del chavetero.

- Control de calidad de los ejes.

Se deberá de verificar:

- Conicidad del eje.
- Abombamiento.
- Concavidad.

- Control de calidad carcasa.

Se deberá de verificar:

- Ausencia de grietas.
- Caras opuestas que sean paralelas entre sí.
- Caras contiguas que formen un ángulo de 90°.

2.3. ELEMENTOS NORMALIZADOS

Algunos de los elementos que forman el equipo de reducción, es conveniente adquirirlos a los distribuidores especializados. Ya que serán más económicos que fabricarlos en tandas reducidas.

Para la realización de los cálculos y dimensionado del equipo reductor se han utilizados los datos proporcionados por los catálogos de los distribuidores.

Se realizará una inspección visual en la recepción de los elementos, si los embalajes están dañados o el sello de las cajas esta alterado, se procederá a su devolución.

- Chavetas.

El material seleccionado para las chavetas será acero al carbono F-112.

Características:

Acero al carbono F-112			
Módulo elastico	E	1,00E+11	N/mm ²
Coef Poisson	v	0,26	
Densidad	ρ	7200	kg/m ³
Límite de rotura	S _u	2,50E+08	N/m ²
Límite elastico	S _y	1,60E+08	N/m ²
Dureza Brinell	HB _r	180	

Las dimensiones de las chavetas se obtienen a partir de la norma UNE 17102-h1:1967

chavetas F-112	
Eje de entrada	Chaveta paralela tipo B 10x8x45
Eje intermedio	Chaveta paralela tipo B 14x9x63
Eje de salida	Chaveta paralela tipo B 20x12x90

- Lubricante.

El lubricante encargado de la lubricación los componentes del equipo de reducción es el VG-680. Cumple con los niveles de calidad de la normativa ISO6743/6 -CKT 680.

Lubricante sintético de altas prestaciones, incorpora aditivos que lo hacen ideal para aplicaciones severas en un amplio rango de temperaturas.

Especialmente formulados para su uso en cojinetes, rodamientos y en una amplia variedad de cajas de engranajes industriales.

- Retenes.

Son elementos fabricados en caucho sintético resistente a los aceites. Se utilizan para evitar las fugas o el intercambio no deseado de fluidos o gases.

Los retenes seleccionados para el equipo reductor están fabricados en caucho resistente a los aceites. Disponen de unos labios que aseguran una buena estanqueidad.

Los retenes elegidos son:

- Eje de entrada: 35x47x6 HMS5 RG.
- Eje de salida: 70x90x10 HMS5 RG.

Estos retenes los proporciona SKF de su línea de sellos radiales de eje para aplicaciones industriales.

2.4. CONDICIONES DE EJECUCIÓN DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD

- Descripción del proceso de fabricación.

Se expone el conjunto de operaciones para la fabricación de los elementos necesarios para el equipo de reducción.

- Piñón eje de entrada.

Para realizar el piñón del eje de entrada se partirá de un tocho cilíndrico de 80 mm de diámetro y 45 mm de largo.

El primer proceso de mecanizado se realizará en la estación del torno.

- Se refrentarán las caras, para eliminar las imperfecciones del material.
- Cilindrado interior de 35 mm.
- Cilindrado exterior de 76 mm.

En las operaciones de torneado: Primero se realizará un desbaste y luego un acabado.

El segundo proceso de mecanizado se realizará en la estación de fresado.

- Tallado del dentado.
- Ranurado del chavetero.

- Rueda eje intermedio.

Para realizar el piñón del eje de entrada se partirá de un tocho cilíndrico de 250 mm de diámetro y 45 mm de largo.

El primer proceso de mecanizado se realizará en la estación del torno.

- Se refrentarán las caras, para eliminar las imperfecciones del material.
- Cilindrado interior de 50 mm.
- Cilindrado exterior de 214 mm.

En las operaciones de torneado: primero se realizará un desbaste y luego un acabado.
El segundo proceso de mecanizado se realizará en la estación de fresado.

- Tallado del dentado.
- Ranurado del chavetero.

- Piñón eje intermedio.

Para realizar el piñón del eje de entrada se partirá de un tocho cilíndrico de 100 mm de diámetro y 70 mm de largo.

El primer proceso de mecanizado se realizará en la estación del torno.

- Se refrentarán las caras, para eliminar las imperfecciones del material.
- Cilindrado interior de 50 mm.
- Cilindrado exterior de 96 mm.

En las operaciones de torneado: Primero se realizará un desbaste y luego un acabado.
El segundo proceso de mecanizado se realizará en la estación de fresado.

- Tallado del dentado.
- Ranurado del chavetero.

- Rueda eje de salida.

Para realizar el piñón del eje de entrada se partirá de un tocho cilíndrico de 300mm de diámetro y 70mm de largo.

El primer proceso de mecanizado se realizará en la estación del torno.

- Se refrentarán las caras, para eliminar las imperfecciones del material.
- Cilindrado interior de 70 mm.
- Cilindrado exterior de 295 mm.

En las operaciones de torneado: Primero se realizará un desbaste y luego un acabado.
El segundo proceso de mecanizado se realizará en la estación de fresado.

- Tallado del dentado.
- Ranurado del chavetero.

Con ello tendríamos los engranajes de la primera y la segunda etapa, si pasan el control de calidad estarán listos para el montaje.

- Eje de entrada.

Para la fabricación del eje de entrada se utilizará un tocho cilíndrico de 50 mm de diámetro y 220 mm de largo.

El primer proceso de mecanizado se realizará en la estación del torno.

- Refrentado de las caras.
- Cilindrado inicial de 45 mm.
- Cilindrado con un diámetro de 35 mm de 148.48 mm longitud.
- Cilindrado con un diámetro de 35 mm de 37.25 mm longitud por el lado opuesto.
- Ranurado de 33 mm de diámetro con un espesor de 2.65 mm.
- Ranurado de 33 mm de diámetro con un espesor de 2.65 mm.
- Ranurado de 28.6 mm de diámetro con un espesor de 2.15 mm.
- Avellanado de los extremos.

En las operaciones de torneado: primero se realizará un desbaste y luego un acabado.
El segundo proceso de mecanizado se realizará en la estación de fresado.

- Ranurado de los dos chaveteros.

En la sección del eje donde se sitúan los rodamientos y los engranajes tendrán una tolerancia de ajuste k5.

- Eje intermedio.

Para la fabricación del eje intermedio se utilizará un tocho cilíndrico de 65 mm de diámetro y 275 mm de largo.

El primer proceso de mecanizado se realizará en la estación del torno.

- Refrentado de las caras.
- Cilindrado inicial de 60 mm.
- Cilindrado con un diámetro de 50 mm de 242.60 mm longitud.
- Cilindrado con un diámetro de 45 mm de 43.65 mm longitud.
- Cilindrado con un diámetro de 45 mm de 26.65 mm longitud por el lado opuesto.
- Ranurado de 42.5 mm de diámetro con un espesor de 2.65 mm.
- Ranurado de 42.5 mm de diámetro con un espesor de 2.65 mm.
- Avellanado de los extremos.

En las operaciones de torneado: primero se realizará un desbaste y luego un acabado.
El segundo proceso de mecanizado se realizará en la estación de fresado.

- Ranurado de los dos chaveteros.

En la sección del eje donde se sitúan los rodamientos y los engranajes tendrán una tolerancia de ajuste k5.

- Eje de salida.

Para la fabricación del eje intermedio se utilizará un tocho cilíndrico de 85 mm de diámetro y 300 mm de largo.

El primer proceso de mecanizado se realizará en la estación del torno.

- Refrentado de las caras.
- Cilindrado inicial de 80 mm.
- Cilindrado con un diámetro de 70 mm de 250.18 mm longitud.
- Cilindrado con un diámetro de 70 mm de 50.14 mm longitud por el lado opuesto.
- Ranurado de 67 mm de diámetro con un espesor de 4.15 mm.
- Ranurado de 67 mm de diámetro con un espesor de 4.15 mm.
- Ranurado de 67 mm de diámetro con un espesor de 4.15 mm.
- Avellanado de los extremos.

En las operaciones de torneado: primero se realizará un desbaste y luego un acabado.
El segundo proceso de mecanizado se realizará en la estación de fresado.

- Ranurado de los dos chaveteros.

En la sección del eje donde se sitúan los rodamientos y los engranajes tendrán una tolerancia de ajuste k5.

Con ello tendríamos los tres ejes, si pasan el control de calidad estarán listos para el montaje.

- Carcasa del equipo reductor.

La fabricación de la carcasa del grupo reductor se realizará con el proceso de colada en molde de arena. Se realizarán dos moldes distintos, uno para cada pieza.

Una vez desmoldeadas las piezas se procederá a realizar los taladros, para las sujeciones, los alojamientos del tapón de llenado vaciado y el de tapón testigo de nivel.

Se realizará el planeado de los labios de la carcasa y su tapa y se mecanizarán los asientos de los rodamientos para conseguir una tolerancia de ajuste K6.

- Tapa eje de entrada.

Para la fabricación de la tapa lateral del eje de entrada, se empleará un tocho cilíndrico de 110 mm de diámetro y una longitud de 15 mm.

El proceso de mecanización empezará en la estación del torno, siguiendo los siguientes pasos.

- Refrentado de las caras.
- Cilindrado de 100 mm diámetro.
- Cilindrado de 80 mm de diámetro con una longitud de 4 mm.
- Cilindrado interior de 80 mm de diámetro con una longitud de 3.67 mm.
- Cilindrado interior de 47mm de 6mm de longitud.
- Redondeo.
- Taladrado.

La cara en contacto con los rodamientos tendrá una tolerancia de ajuste de k5.

- Tapa eje de salida.

Para la fabricación de la tapa lateral del eje de entrada, se empleará un tocho cilíndrico de 175 mm de diámetro y una longitud de 20 mm.

El proceso de mecanización empezará en la estación del torno, siguiendo los siguientes pasos.

- Refrentado de las caras.
- Cilindrado de 150 mm diámetro.
- Cilindrado de 125 mm de diámetro con una longitud de 11 mm.
- Cilindrado interior de 115 mm de diámetro con una longitud de 3.78 mm.
- Cilindrado interior de 90 mm de 9.22 mm de longitud.
- Redondeo.
- Taladrado.

La cara en contacto con los rodamientos tendrá una tolerancia de ajuste de k5.

2.5. CONTROL DEL PRODUCTO

Se realizarán todas las mediciones necesarias para comprobar que todos los elementos están dentro de los parámetros permitidos establecidos en el presente documento.

2.6. PRUEBAS FINALES

Para realizar las pruebas finales, es necesario realizar en ensamblaje completo del equipo de reducción, durante el montaje se comprobará que no tiene holguras indeseadas, ni fugas de lubricante. Se procederá a poner el equipo en funcionamiento, y se comprobará que no genera vibraciones ni ruidos elevados.

2.7. EMBALAJE Y TRANSPORTE

Se retirará el lubricante del equipo y se embalará el conjunto reductor sobre un pallet, protegiendo las partes más sensibles a golpes. Para realizar el envío al cliente. El envío incluirá el lubricante suficiente para la puesta en funcionamiento del equipo.

3. PLIEGO DE CONDICIONES FACULTATIVAS

En esta sección se regulan las relaciones entre el contrato, la propiedad y la dirección del proyecto.

3.1. CONTRATISTA

es la persona o empresa que es contratada por otra organización o particular para la realización de un proyecto. Tendrá carácter de jefe, con dedicación plena y facultades para representar y a adoptar en todo momento las decisiones que sean competentes para la contrata.

- Obligaciones del contratista.

Está obligado a conocer y cumplir las leyes, no pudiendo realizar el presente proyecto en caso de haber sido sancionado por negligencia en el ejercicio de su profesión. Además, debe de conocer el proyecto que pretende desarrollar.

El contratista no iniciará su trabajo si la autorización de la Dirección. Una vez iniciada la fabricación, tiene que cumplir con las indicaciones establecidas en el actual proyecto.

El personal del contratista debe de estar cualificado para las tareas asignadas.

El contratista deberá nombrar a un titulado superior para que actúe como representante de calidad ante el director de la contrata.

El contratista tiene que disponer de los medios necesarios para la realización del proyecto.

El contratista tiene que supervisar y organizar el trabajo de su personal.

El contratista tiene que custodiar el libro de órdenes, y estar pendiente de las anotaciones que se practiquen.

Subscribir con el promotor las actas de recepción provisional y definitiva.

- Derechos del contratista.

El contratista tiene derecho a recibir un ejemplar completo del proyecto del cliente.

El contratista tiene derecho al asesoramiento técnico de los problemas que puedan surgir durante la ejecución del proyecto.

3.2. FACULTADES DE LA DIRECCIÓN TÉCNICA

El cliente será el encargado de designar la dirección técnica que crea conveniente para su representación. Al ser el máximo responsable de la ejecución del proyecto, se confiere a la Dirección técnica facultades para decidir sobre los plazos.

3.3. LIBRO DE ÓRDENES Y ASISTENCIA

Libro de ordenes o incidencias, se recogerán todas las órdenes y modificaciones que se dicten en cada momento se realizara en formato digital según la ley 39/2015 del procedimiento administrativo común de las administraciones públicas.

3.4. EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS

En esta sección se establecerán los tiempos a cumplir durante la ejecución del proyecto.

- Inicio.

El proyecto se iniciará 7 días después de que todas las partes acepten cumplir con el proyecto aprobado por el cliente.

- Ritmo.

El periodo establecido desde la comunicación al Contratista de su selección provisiona para la realización del proyecto basado en el diseño del equipo reductor, hasta la puesta en funcionamiento en las instalaciones del cliente, deberá ser como máximo de 3 meses.

En caso de retraso en la elaboración del proyecto, el cliente tendrá derecho a cancelar la selección provisional del contratista, con pérdida de la fianza de este último y sin posibilidad de remuneración alguna por las molestias ocasionadas.

- Plazo y condiciones de la ejecución.
 - Período de fabricación.

El periodo fijado para el proceso de fabricación es de máximo de 20 días hábiles desde la comunicación al contratista de su selección provisional. Será la dirección técnica la encargada de dar por finalizada esta fase.

- Período de puesta a punto.

Esta fase del proyecto tendrá una duración de 10 días hábiles. Los gastos generados derivados de la puesta en marcha corren a cargo del contratista.

Será la dirección técnica la encargada de dar por finalizada esta fase.

- Período de puesta en marcha.

Esta fase del proyecto tendrá una duración de 10 días hábiles. En este período se realizarán las pruebas para comprobar que el equipo de reducción cumple con el propósito para el cual ha sido diseñado. Si durante este período surge algún contratiempo en la puesta en marcha, se iniciará el protocolo establecido por el contratista.

Si no surge ningún inconveniente se realizará la recepción provisional del mismo.

3.5. TRABAJOS DEFECTUOSO Y MODIFICACIONES

Es obligación del contratista reponer a su costa todas las operaciones que a juicio de la Dirección técnica no estén correctamente ejecutadas, imputándose incluso los vicios ocultos. El contratista tiene el deber a realizar las modificaciones oportunas, asumiendo el coste de las modificaciones a quien le corresponda, siempre que no sea por culpa de la ejecución de los procesos.

3.6. RECEPCIÓN PROVISIONAL

Una vez finalizado el período de puesta en marcha. Se procederá a la recepción de forma provisional. Si no es posible la recepción por causas atribuibles al Contratista, la Dirección técnica marcara unos plazos para solucionar las causas del retraso. Se una vez finalizado el plazo, no se han corregido los problemas, se dará por finalizado el contrato.

Cuando se produzca la recepción provisional se realizará un acta y comenzara el período de garantía y realizando la liquidación provisional según el reglamento general de contratación.

3.7. PERIODO DE GARANTÍA

Este período empieza tras la recepción provisional, se procederá al uso del equipo por parte del cliente. Durante el periodo de un año tras la recepción por parte del cliente, el contratista se hará cargo de cualquier problema que surja en el mecanismo, siempre y cuando el problema no se deba a un uso inadecuado o falta de mantenimiento del equipo por parte del cliente, debiendo reponer el producto lo antes posible.

La sustitución del mecanismo amplía el período de garantía iniciado tras la recepción provisional, desde el fallo del mecanismo hasta su nueva puesta en marcha.

3.8. RECEPCIÓN DEFINITIVA

Este período empieza cuando finaliza el periodo de garantía.

TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN
DE TRANSMISION 9,3 Y PAR MAXIMO A LA SALIDA DE 2180 NM**



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



DOCUMENTO Nº: 4

PRESUPUESTO

INDICE

1. INTRODUCCIÓN	133
2. ENGRANAJES	133
2.1. PIÑÓN 1	133
2.2. RUEDA 1	133
2.3. PIÑÓN 2	134
2.4. RUEDA 2	134
3. EJES	135
3.1. EJE DE ENTRADA	135
3.2. EJE INTERMEDIO	135
3.3. CASQUILLO SEPARADOR EJE INTERMEDIO	136
3.4. EJE DE SALIDA	136
4. CARCASA	137
5. TAPAS LATERALES	137
5.1. TAPA EJE DE ENTRADA	137
5.2. TAPA EJE DE SALIDA	138
6. ELEMENTOS NORMALIZADOS	139
7. COSTE NETO CAJA DE REDUCCIÓN	139
8. COSTE FINAL DEL PRODUCTO	140

1. INTRODUCCIÓN

En este documento se definen los costes generados en los diferentes apartados que componen el equipo de reducción de velocidad.

Se describen los costes por material y proceso de mecanizado.

El resumen con el precio de cada apartado se muestra al final de este.

Para los elementos que se adquieren de un proveedor, se ha elaborado una tabla con el número de componentes y precio.

Al final de este documento se muestra una tabla con el precio final del equipo de reducción de velocidad, indicado el precio neto, impuestos, beneficio obtenido y el precio total del equipo.

2. ENGRANAJES

2.1. PIÑÓN 1

- **Material**

Material	d mm	L mm	Volumen m ³	Masa Kg	Precio (€/Kg)	Total
34CrMo4	80	45	0,00022619	1,76431843	4,25	€ 7,498

- **Proceso de mecanizado**

Incluye precio de la mano de obra.

Operación	Coste	Horas	Total
Refentado	21,5	0,7	15,05
Cilindrado interior	21,5	0,4	8,6
Cilindrado exterior	21,5	0,2	4,3
Fresado de dientes	21,5	0,73	15,695
Fresado chavetero	21,5	0,21	4,515
Total		2,24	€ 48,160

- **Precio piñón 1**

Piñón 1	
Material	€ 7,498
Mecanizado	€ 48,160
Total	€ 55,658

2.2. RUEDA 1

- **Material**

Material	d mm	L mm	Volumen m ³	Masa Kg	Precio (€/Kg)	Total
34CrMo4	250	45	0,00220893	17,2296722	4,25	€ 73,226

- **Proceso de mecanizado**

Incluye precio de la mano de obra.

Operación	Coste	Horas	Total
Refentado	21,5	3,85	82,775
Cilindrado interior	21,5	0,4	8,6
Cilindrado exterior	21,5	0,5	10,75
Fresado de dientes	21,5	2,5	53,75
Fresado chavetero	21,5	0,28	6,02
Total		7,53	€ 161,895

- **Precio rueda 1**

rueda 1	
Material	€ 73,226
Mecanizado	€ 161,895
Total	€ 235,121

2.3. PIÑÓN 2

- **Material**

Material	d mm	L mm	Volumen m ³	Masa Kg	Precio (€/Kg)	Total
34CrMo4	100	70	0,00054978	4,28827397	4,25	€ 18,225

- **Proceso de mecanizado**

Incluye precio de la mano de obra.

Operación	Coste	Horas	Total
Refentado	21,5	0,38	8,17
Cilindrado interior	21,5	1	21,5
Cilindrado exterior	21,5	0,32	6,88
Fresado de dientes	21,5	1,95	41,925
Fresado chavetero	21,5	0,28	6,02
Total		3,93	€ 84,495

- **Precio piñón 2**

Piñón 2	
Material	€ 18,225
Mecanizado	€ 84,495
Total	€ 102,720

2.4. RUEDA 2

- **Material**

Material	d mm	L mm	Volumen m ³	Masa Kg	Precio (€/Kg)	Total
34CrMo4	300	70	0,00494801	38,5944657	4,25	€ 164,026

- **Proceso de mecanizado**

Incluye precio de la mano de obra.

Operación	Coste	Horas	Total
Refentado	21,5	4,8	103,2
Cilindrado interior	21,5	0,79	16,985
Cilindrado exterior	21,5	0,4	8,6
Fresado de dientes	21,5	6,5	139,75
Fresado chavetero	21,5	0,3	6,45
Total		12,79	€ 274,985

- **Precio rueda 2**

rueda 2	
Material	€ 164,026
Mecanizado	€ 274,985
Total	€ 439,011

3. EJES**3.1. EJE DE ENTRADA**

- Material**

Material	d mm	L mm	Volumen m ³	Masa Kg	Precio (€/Kg)	Total
20MnCr5	50	220	0,00043197	3,36935812	4,66	€ 15,701

- Proceso de mecanizado.**

Incluye precio de la mano de obra.

Operación	Coste	Horas	Total
Refentado	21,5	0,28	6,02
Cilindrado	21,5	1,7	36,55
Ranurado	21,5	0,31	6,665
Avellanado	21,5	0,11	2,365
Fresado chavetero	21,5	0,15	3,225
Total		2,55	€ 54,825

- Precio eje entrada**

Eje de entrada	
Material	€ 19,983
Mecanizado	€ 54,825
Total	€ 74,808

3.2. EJE INTERMEDIO

- Material**

Material	d mm	L mm	Volumen m ³	Masa Kg	Precio (€/Kg)	Total
20MnCr5	65	275	0,00091253	7,11776903	4,66	€ 33,169

- Proceso de mecanizado**

Incluye precio de la mano de obra.

Operación	Coste	Horas	Total
Refentado	21,5	0,35	7,525
Cilindrado	21,5	2,72	58,48
Ranurado	21,5	0,3	6,45
Avellanado	21,5	0,11	2,365
Fresado chavetero	21,5	0,25	5,375
Total		3,73	€ 80,195

- Precio eje intermedio**

Eje intermedio	
Material	€ 33,169
Mecanizado	€ 80,195
Total	€ 113,364

3.3. CASQUILLO SEPARADOR EJE INTERMEDIO

- **Material**

Material	D mm	d mm	L mm	Volumen m ³	Masa Kg	Precio (€/Kg)	Total
Ck-25	60	55	71,6	3,23348E-05	0,252211771	2,57	€ 0,648

- **Proceso de conformado**

Incluye precio de la mano de obra.

Operación	Coste	Horas	Total
Refrentado	21,5	0,1	2,15
Cilindrado exterior	21,5	0,5	10,75
Cilindrado interior	21,5	0,5	10,75
Total		56,1	€ 23,650

- **Precio casquillo separador**

Casquillo separador	
Material	€ 0,648
Mecanizado	€ 23,650
Total	€ 24,298

3.4. EJE DE SALIDA

- **Material**

Material	d mm	L mm	Volumen m ³	Masa Kg	Precio (€/Kg)	Total
20MnCr5	85	300	0,00170235	13,278334	4,66	€ 61,877

- **Proceso de mecanizado**

Incluye precio de la mano de obra.

Operación	Coste	Horas	Total
Refrentado	21,5	0,52	11,18
Cilindrado	21,5	7,5	161,25
Ranurado	21,5	0,36	7,74
Avellanado	21,5	0,16	3,44
Fresado chavetero	21,5	0,64	13,76
Total		9,18	€ 197,370

- **Precio eje de salida**

Eje de salida	
Material	€ 55,689
Mecanizado	€ 197,370
Total	€ 253,059

4. CARCASA

se incluyen las dos partes que forman la carcasa del equipo reductor

- Material**

Material	Pieza	Volumen m ³	Masa Kg	Precio (€/Kg)	Total
FG-25	Carcasa inferior	0,0111997	80,63784	0,99	€ 79,831
FG-26	Carcasa superior	0,00491767	35,4072231	0,99	€ 35,053

Proceso de conformado

Operación	Coste unidad
Fabricación molde superior	1350
Fabricación molde inferior	1350
Desmoldado y desbarbado	65
Total	€ 2.765,000

- Proceso de mecanizado**

Incluye precio de la mano de obra.

Operación	Coste	Horas	Total
Fresado	21,5	5	107,5
Taladrado	15	3	45
Roscado	10	3	30
Redondeado	21,5	6	129
Junta	30	1	30
Total		17	€ 341,500

- Precio carcasas**

Carcasas	
Material	€ 114,885
Conformado	€ 2.765,000
Mecanizado	€ 341,500
Total	€ 3.221,385

5. TAPAS LATERALES**5.1. TAPA EJE DE ENTRADA**

- Material**

Material	d mm	L mm	Volumen m ³	Masa Kg	Precio (€/Kg)	Total
Ck-25	110	15	0,00014255	1,11188818	2,57	€ 2,858

- Proceso de mecanizado.**

Incluye precio de la mano de obra.

Operación	Coste	Horas	Total
Refrentado	21,5	0,1	2,15
Cilindrado exterior	21,5	0,4	8,6
Cilindrado interior	21,5	0,1	2,15
Redondeo	21,5	0,1	2,15
Taladrado	15	0,1	1,5
Junta	10	1	10
Total		1,8	€ 26,550

- **Precio tapa lateral eje de entrada**

Tapa eje de entrada	
Material	€ 2,858
Mecanizado	€ 26,550
Total	€ 29,408

5.2. TAPA EJE DE SALIDA

- **Material**

Material	d mm	L mm	Volumen m ³	Masa Kg	Precio (€/Kg)	Total
CK-25	175	20	0,00048106	3,75223973	2,57	€ 9,643

- **Proceso de mecanizado**

Incluye precio de la mano de obra.

Operación	Coste	Horas	Total
Refrentado	21,5	0,1	2,15
Cilindrado exterior	21,5	0,6	12,9
Cilindrado interior	21,5	0,21	4,515
Redondeo	21,5	0,15	3,225
Taladrado	15	0,2	3
Junta	10	1	10
Total		1,06	€ 35,790

- **Precio tapa lateral eje de salida**

Tapa eje de salida	
Material	€ 9,643
Mecanizado	€ 35,790
Total	€ 45,433

8. COSTE FINAL DEL PRODUCTO

Concepto	Precio	
Coste neto		€ 5.161,29
Beneficio industrial	20%	€ 1.032,26
Honorarios proyectista	5%	€ 258,06
Gastos generales	15%	€ 774,19
Subtotal		€ 7.225,80
I.V.A	21%	€ 1.517,42
Precio de venta		€ 8.743,22