



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA


ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Aeroespacial
y Diseño Industrial

Diseño de un reductor de velocidad de dos etapas para
una hormigonera eléctrica de 850 W

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Avilés García, Diego

Tutor/a: Pedrosa Sanchez, Ana Maria

CURSO ACADÉMICO: 2023/2024



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD DE DOS ETAPAS PARA UNA HORMIGONERA ELÉCTRICA DE 850 W

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: Diego Avilés García

Tutor: Ana María Pedrosa Sánchez

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

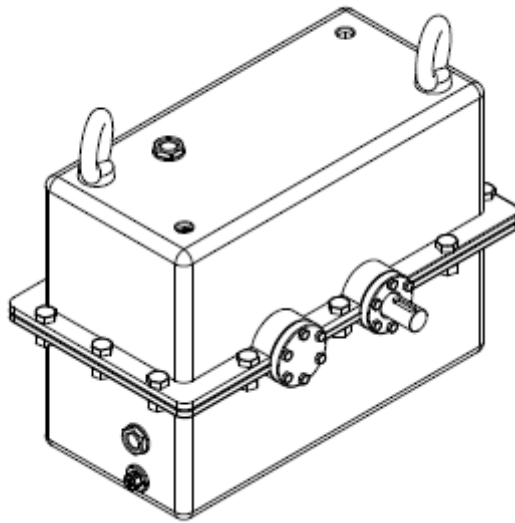
Universidad Politécnica de Valencia

Valencia, diciembre de 2023

Resumen

El presente proyecto trata del cálculo y diseño de una reductora de velocidad aplicada en una hormigonera eléctrica para cementación. Consideraremos que dicha hormigonera se mueve con una velocidad de 50 rpm.

Palabras clave: hormigonera, reductora, cálculo, diseño.



Índice

MEMORIA	7
1 Introducción	1
1.1 Objetivo	1
1.2 Datos de entrada	1
1.3 Motivación	1
2 Justificación de la solución adoptada	2
2.1 Necesidades	2
2.1.1 Potencia	2
2.1.2 Velocidad	3
2.2 Alternativas	4
2.2.1 Justificación de la solución adoptada	4
3 Descripción de la solución adoptada	5
3.1 Engranajes	6
3.1.1 Primera etapa	6
3.1.2 Segunda etapa	6
3.1.3 Material de los engranajes	7
3.2 Ejes	7
3.2.1 Eje de entrada	7
3.2.2 Eje intermedio	8
3.2.3 Eje de salida	9
3.3 Lubricante	10
3.4 Elementos auxiliares	10
3.4.1 Chavetas	10
3.4.2 Casquillos	11
3.4.3 Rodamientos	11
3.4.4 Arandelas	12
3.4.5 Sellos radiales de eje	12
4 Cálculos	12
4.1 Datos iniciales	12
4.2 Engranajes	13
4.2.1 Definición geométrica	13
4.2.2 Cálculo del ancho a presión superficial	16
4.2.3 Cálculo a flexión	22

4.2.4	Resumen cálculo del ancho	25
4.3	Comprobación del lubricante	26
4.4	Diseño de los ejes	27
4.4.1	Material	27
4.4.2	Acciones, solicitaciones	27
4.4.3	Cálculo a deflexión.....	33
4.4.4	Cálculo a fatiga	39
4.5	Rodamientos.....	43
4.5.1	Tipos.....	43
4.5.2	Cálculo de fuerza equivalente	44
4.5.3	Cálculo a fatiga	44
4.5.4	Resultado de la selección de rodamientos.....	46
5	Conclusión	48
6	Relación con las O.D.S.	49
7	Bibliografía.....	50
	ANEXOS.....	51
8	Anexos	52
8.1	Anexo I: Tabla de anillos Seeger	52
8.2	Anexo II: Cálculo del módulo	53
8.2.1	MÓDULO PRIMERA ETAPA	53
8.2.2	MÓDULO SEGUNDA ETAPA	53
8.3	Anexo III: Norma 6885 Chaveta.....	53
8.4	Anexo IV: Materiales utilizables	54
8.5	Anexo V: coeficiente de aplicación.....	54
8.6	Anexo VI: Coeficiente <i>K1</i>	55
8.7	Anexo VII: Coeficientes <i>Hi</i> a fallo superficial.....	55
8.8	Anexo VIII: Coeficientes <i>KHα</i> y <i>KFα</i>	56
8.9	Anexo IX: Rugosidades medias aproximadas en función de la calidad ISO ...	56
8.10	Anexo X: Relación entre viscosidad y temperatura de lubricante	56
8.11	ANEXO XI: Fundiciones y aceros	57
8.12	Anexo XII: Limitación de deflexión y deformación angular de rodamientos .	59
8.13	Anexo XIII: Factor de superficie	59
8.14	Anexo XIV: Fuerza equivalente para rodamientos rígidos de bolas.....	59
8.15	Anexo XV: Factor <i>aiso</i> para rodamientos axiales de bolas	60
8.16	Anexo XVI: Vidas recomendadas para rodamientos	60

PLANOS.....	61
9 ÍNDICE DE PLANOS.....	62
PLIEGO DE CONDICIONES	63
10 Pliego de condiciones	64
10.1 Pliego de condiciones facultativo	64
10.1.1 Ingeniero técnico	64
10.1.2 Fabricación.....	64
10.1.3 Seguimiento del proyecto	64
10.2 Plazos y ejecución.....	65
10.2.1 Inicio de la actividad	65
10.2.2 Inicio de la fabricación.....	65
10.2.3 Período de fabricación.....	65
10.2.4 Período de comprobación de calidad.....	65
10.2.5 Puesta en funcionamiento	66
10.2.6 Garantía	66
10.3 Pliego de condiciones técnicas	66
10.3.1 Engranajes	66
10.3.2 Ejes.....	68
10.3.3 Carcasa del reductor.....	68
10.3.4 Tapas de los ejes.....	69
10.3.5 Apoyos	69
10.3.6 Tapón de llenado y visor de nivel	69
10.3.7 Tapón de vaciado.....	69
10.3.8 Rodamientos.....	69
10.3.9 Certificado de material	70
10.4 Pliego de condiciones económicas.....	70
10.4.1 Plazos de pago	70
10.4.2 Formas de pago	70
PRESUPUESTO.....	71
11 Presupuesto.....	72
11.1 Generalidades.....	72
11.2 Engranajes	73
11.2.1 Piñón primera etapa	73
11.2.2 Rueda primera etapa.....	73
11.2.3 Piñón segunda etapa	74

11.2.4	Rueda segunda etapa	75
11.3	Ejes.....	76
11.3.1	Eje de entrada.....	76
11.3.2	Eje intermedio	76
11.3.3	Eje de salida	77
11.4	Carcasa.....	78
11.5	Tapas de ejes	79
11.6	Apoyos	79
11.7	Elementos normalizados	80
11.8	Presupuesto total	81

MEMORIA

1 Introducción

El presente proyecto trata del cálculo y diseño de una reductora de engranajes aplicada en una hormigonera eléctrica.

Las reductoras son un campo bastante normalizado a nivel académico, sin embargo, son pocos los ejemplos que se centran en las reductoras para hormigoneras, máquinas eléctricas claves en los procesos de cementación y construcción de suelos.

1.1 Objetivo

El objetivo del presente proyecto es consolidar los conocimientos obtenidos durante el grado mediante el trabajo de cálculo y diseño de una reductora de velocidad con una aplicación real en el mundo de la construcción.

Constará de dos fases, la fase de cálculo de los engranajes, donde se definirán las características principales de los engranajes, los ejes y todos los elementos que forman parte del conjunto.

La segunda fase tratará del diseño de los engranajes mediante la aplicación de diseño SolidWorks, y el confeccionado de planos para la propia estructura.

1.2 Datos de entrada

Los datos de entrada del proyecto son los siguientes:

- Velocidad de entrada: 750 r.p.m.
- Velocidad de salida: 50 r.p.m.
- Potencia del motor eléctrico: 850 W. (1)

1.3 Motivación

La motivación de este proyecto viene relacionada con la necesidad de adaptar las velocidades angulares de los motores eléctricos con las velocidades de aplicación que necesitan las máquinas para realizar sus funciones.

Además de eso, las motivaciones personales que motivan el trabajo son tanto el interés en conocer más acerca de las aplicaciones reales de las reductoras de velocidad, como obtener experiencia y destreza empleando software de diseño de máquinas y estructuras.

2 Justificación de la solución adoptada

2.1 Necesidades

Los datos de entrada se han obtenido tras varias búsquedas por internet, en páginas comerciales como Bauhaus, Leroy Merlin y otras páginas.

El dato final de entrada se ha extraído de la referencia (1), página en la cual se indica que las potencias de estos elementos varían entre 500 y 1500 vatios. Por ese motivo, la potencia elegida ha sido la señalada para el instrumento referenciado, en este caso:

$$P = 850 W.$$

Sabiendo que la velocidad angular de salida tiene que ser un valor del orden de 30 revoluciones por minuto, y con el fin de obtener una relación de transmisión válida para el proyecto, la velocidad angular de salida se determina en 50 revoluciones por minuto.

Se busca una relación de transmisión del orden de $i = 15$, por lo que la velocidad de entrada para conseguirla es 750 revoluciones por minuto:

$$i_{TOTAL}^{propuesta} = \frac{\omega_e}{\omega_s} = \frac{750 \text{ rpm}}{50 \text{ rpm}} = 15.$$

2.1.1 Potencia

La necesidad de una potencia de 850 vatios para una reductora en una hormigonera eléctrica está relacionada con la capacidad requerida para mezclar eficientemente el hormigón. La potencia en vatios se asocia con la energía necesaria para realizar el trabajo. Hay algunas razones que pueden explicar esta potencia:

1. Mezcla eficiente. La potencia proporciona la fuerza suficiente para girar la reductora, asegurando una mezcla homogénea y eficiente de los componentes del hormigón.
2. Superar la resistencia del material. El hormigón puede ser viscoso y resistente, especialmente al principio del proceso de mezcla. Una potencia adecuada facilita superar esta resistencia, evitando atascos en el sistema.
3. Durabilidad del equipo. La potencia adecuada ayuda a garantizar la durabilidad del equipo al manejar las cargas de trabajo de manera eficiente.
4. Consistencia en la producción. Mantener una potencia constante es esencial para garantizar la consistencia en la calidad del hormigón. Una potencia insuficiente podría dar como resultado una mezcla incompleta y no uniforme.
5. Adaptabilidad a diferentes consistencias de hormigón. Algunas mezclas pueden requerir más potencia debido a la proporción de ingredientes. Una potencia de 850 vatios ofrece cierta flexibilidad para adaptarse a diferentes consistencias.

En resumen, la potencia se elige para garantizar que la reductora en la hormigonera eléctrica pueda manejar eficientemente la tarea de mezclar hormigón, asegurando resultados consistentes y la durabilidad del equipo.

2.1.2 Velocidad

La velocidad de salida de una reductora para una hormigonera eléctrica se selecciona con base a los requisitos del proceso de mezcla del hormigón y las características del motor eléctrico utilizado. La velocidad de 50 revoluciones por minuto es necesaria por varias razones:

1. La velocidad de salida de la reductora afecta directamente a la rotación del tambor de la hormigonera. Una velocidad más baja puede ser óptima para asegurar una fuerza uniforme y eficiente del hormigón sin generar fuerzas excesivas que podrían afectar a la calidad del producto final.
2. La velocidad de salida más baja permite que los ingredientes del hormigón se mezclen de manera más uniforme. Esto es crucial para garantizar la consistencia de la mezcla, evitando la formación de grumos o zonas con diferentes proporciones de los materiales.
3. Las velocidades bajas contribuyen a una menor fricción y desgaste en los componentes de la hormigonera, prolongando la vida útil de la maquinaria y reduciendo la necesidad de mantenimiento.

La velocidad de entrada, de 750 revoluciones por minuto, está directamente relacionada con los requisitos del motor eléctrico. Se elige en función de las capacidades y características del motor eléctrico utilizado. Algunos motores están diseñados para funcionar de manera más eficiente a velocidades específicas.

También se tiene en cuenta para la velocidad de entrada las diferentes etapas de la reductora, que en este caso van a ser 2, y la relación de transmisiones que se busca conseguir junto con la velocidad de salida.

La selección de velocidades de la reductora debe basarse en un análisis detallado de los requisitos del proceso y las especificaciones de los componentes utilizados en la hormigonera eléctrica. Cada aplicación puede tener necesidades específicas, y las velocidades son solo uno de los muchos factores a considerar en el diseño.

2.2 Alternativas

Para la aplicación que tratamos, existen diversas alternativas que podrían llegar a cumplir con los requisitos de movimiento, pero tienen desventajas frente a la que utilizaremos finalmente. En este apartado, vamos a mencionar algunas de ellas.

Entre las diferentes alternativas podemos encontrar:

- Transmisión por correas planas. Fundamentalmente se emplean en aplicaciones de velocidad elevada, por lo que ya encontramos un motivo para descartarla. Además, su rendimiento viene marcado por el deslizamiento y suele ser del orden del 85%. También puede complicar el diseño ya que para el cambio de velocidades puede requerir poleas si no está correctamente tensada.
- Transmisión por cadena. Básicamente su funcionamiento es similar al de las correas planas, con la diferencia de que puede soportar mayores cargas, a cambio de tener un impacto sonoro mucho mayor.
- Transmisión por fluido. Esta alternativa utiliza un fluido, generalmente aceite, para transmitir el movimiento entre ejes. Es silencioso, pero a la larga es una opción mucho peor que las anteriores ya que el rendimiento se ve muy afectado por las pérdidas de energía y necesita de un mantenimiento mucho más intenso.
- Transmisión por fricción. Utiliza discos o rodillos que transmiten el movimiento por fricción. La gran ventaja es que es simple, no depende del diseño de engranajes más complejos. Sin embargo, es menos eficiente que éstos en la transmisión de par, se desgasta debido al contacto y puede generar calor por la fricción.

2.2.1 Justificación de la solución adoptada

Finalmente, tras valorar las diferentes alternativas, llegamos a la conclusión de que hay que elegir la transmisión por engranajes de dientes helicoidales. Debido a la aplicación que se busca para la reductora, la solución ideal era la transmisión por engranajes de dientes. Esto es debido a que el rendimiento es mejor que las otras alternativas, son capaces de proporcionar mayores pares y tienen un mejor juego de velocidades. Además, las pérdidas y el mantenimiento son mejores a nivel general que los demás tipos.

Sin embargo, hay que hacer hincapié en la comparación entre dientes rectos y helicoidales. Se han escogido los dientes helicoidales y esto es debido a diferentes motivos:

- Menor nivel de ruido. En primer lugar, hay que destacar que el diente recto tiene un peor contacto entre engranajes y genera mayor ruido que los dientes helicoidales.

- Mayor capacidad de carga. Los dientes helicoidales distribuyen mejor la carga a través del ancho del engranaje, lo que permite abaratar los costes del material y conseguir mejores prestaciones con peores resistencias.
- Menor desgaste. El contacto entre dientes es más suave y uniforme en el caso helicoidal, lo que provoca un menor desgaste en comparación con los dientes rectos.
- Mejor velocidad de operación. Los dientes helicoidales permiten una transición en el contacto más favorable y que permite llegar a mayores velocidades con menos potencia.

Todos estos motivos, unidos a los mencionados anteriormente, hacen que la elección de los dientes helicoidales en esta aplicación sea evidente. A partir de conocer todas estas ventajas, comenzamos con los cálculos del engranaje.

3 Descripción de la solución adoptada

La solución final se basa en un estudio en diferentes páginas web para cotejar los diferentes valores de velocidad angular y potencia que utilizan los motores eléctricos para mover las hormigoneras. Finalmente, fijamos

$$P = 850 \text{ W.}$$

para el motor eléctrico, y unos valores de entrada y salida de velocidad angular que faciliten los primeros pasos en los cálculos. Las velocidades de entrada y salida son

$$\omega_e = 750 \text{ rpm} \mid \omega_s = 50 \text{ rpm}$$

Para decidir los diámetros de los ejes, empleamos el método de rigidez torsional. Sabemos que el módulo de rigidez torsional del acero es de

$$G = 8,1 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2.$$

Con ello, mediante las restricciones, se calcula el diámetro del eje y se redondea al mayor valor comercial más cercano. Siempre se escoge la opción más restrictiva.

El par de entrada será

$$T = 10,82 \text{ Nm}$$

Con estos datos iniciales, hay que tener en cuenta que la reductora elegida va a tener dos etapas de engranajes y 3 ejes. Los engranajes serán de dientes helicoidales y la distribución será *piñón-rueda, piñón-rueda*.

Con estos datos iniciales, en los siguientes apartados se concretarán las calidades, los materiales, las fiabilidades y las durezas, entre otras características.

3.1 Engranajes

3.1.1 Primera etapa

En la primera etapa de engranajes, la relación de transmisión será:

$$i = 3.85.$$

El módulo escogido es:

$$m = 2.$$

Se puede comprobar en el Anexo 8.2 del apartado Anexos.

En el eje de entrada, el piñón será el engranaje 1, y tendrá un diámetro y un número de dientes de:

$$d_1 = 42,60 \text{ mm} \mid z_1 = 20 \text{ dientes.}$$

Para el eje intermedio, la rueda será nombrada engranaje 2, y también pertenece a la etapa 1. Los datos de diámetro y dientes son los siguientes:

$$d_2 = 163,90 \text{ mm} \mid z_2 = 77 \text{ dientes.}$$

Es importante que los dientes no tengan divisores comunes para favorecer una transmisión más suave y uniforme.

La distancia entre centros de los dos engranajes será:

$$D_c = 103,22 \text{ mm.}$$

El ancho de los engranajes en la etapa 1 es:

$$b = 51 \text{ mm.}$$

3.1.2 Segunda etapa

Para la segunda etapa, los valores obtenidos son los siguientes.

La relación de transmisión de la segunda etapa es:

$$i = 3.87.$$

Al calcular las relaciones de transmisión reales, se obtiene que la relación de transmisión propuesta en un principio es un poco distinta a la conseguida con los cálculos.

El módulo escogido en la segunda etapa es también:

$$m = 2.$$

Este valor también es basándose en el mismo Anexo que en la primera etapa.

En el eje intermedio, el piñón será de la segunda etapa el engranaje 3, y tendrá un diámetro y un número de dientes de:

$$d_3 = 48,95 \text{ mm} \mid z_3 = 23 \text{ dientes.}$$

Para el eje de salida, la rueda se nombra el engranaje 4. Los datos de diámetro y dientes son:

$$d_4 = 189,42 \text{ mm} \mid z_4 = 89 \text{ dientes.}$$

La distancia entre centros en la etapa 2 es:

$$D_c = 119,19 \text{ mm.}$$

El ancho calculado para los engranajes de la etapa 2 es:

$$b = 38 \text{ mm.}$$

3.1.3 Material de los engranajes

El material viene determinado por un número de iteraciones que hay que poner en práctica para el cálculo del ancho de los engranajes. Se tiene en cuenta que a mayor par, mayores van a ser las fuerzas y reacciones ejercidas sobre los dientes, por lo tanto se necesitará un material mejor y más resistente.

En el caso de la primera etapa, se tiene un par reducido en el eje de entrada, que provoca que el coeficiente de seguridad sea mayor incluso con un material menos duro que el de la segunda etapa. El material obtenido para los engranajes 1 y 2 es el acero no aleado.

En el caso de los engranajes 3 y 4, considerando todos los factores necesarios para el cálculo del ancho, obtenemos que el único material válido y por tanto el escogido es el acero aleado moldeado templado.

Es importante elegir bien el material y el lubricante de los engranajes para que todos los esfuerzos sean compensados correctamente, y no tengamos un coeficiente de seguridad muy bajo.

3.2 Ejes

3.2.1 Eje de entrada

La velocidad de entrada para la primera etapa es:

$$\omega_e = 750 \text{ rpm.}$$

El par, calculado a partir de la velocidad de entrada, es el siguiente:

$$T_e = 10,82 \text{ Nm.}$$

El diámetro obtenido a partir de la restricción de rigidez torsional, (criterio explicado en el apartado 4. Cálculos) es:

$$d_{ejeEnt} = 15,10 \text{ mm} \cong 20 \text{ mm.}$$

Escogemos el valor comercial más cercano al alza.

A continuación, vemos una figura representando el esquema del eje de entrada:

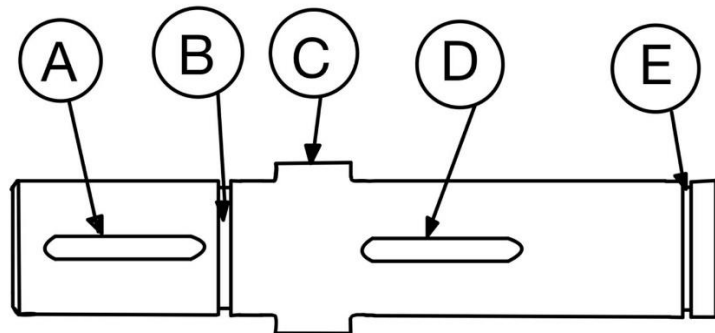


Figura 2: Esquema del eje de entrada

A: Chavetero

B: Ranura

C: Cambio de diámetro

D: Chavetero (etapa 1)

E: Ranura

3.2.2 Eje intermedio

La velocidad de entrada para la segunda etapa es la velocidad del eje intermedio:

$$\omega_{int} = 194,8 \text{ rpm.}$$

El par obtenido es:

$$T_{int} = 41,67 \text{ Nm.}$$

El diámetro calculado para el eje es el siguiente:

$$d_{ejeInt} = 21,18 \text{ mm} \cong 25 \text{ mm.}$$

La figura esquemática del eje intermedio es la siguiente:

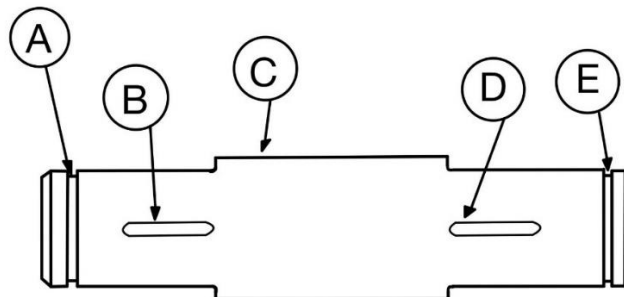


Figura 3: Esquema del eje intermedio

A: Ranura

B: Chavetero

C: Cambio de diámetro

D: Chavetero

E: Ranura

3.2.3 Eje de salida

En el eje de salida solo influye la etapa 2. Para esta etapa, la velocidad de salida es la que se aplica directamente a la máquina. Por tanto, el dato es uno de los datos iniciales del proyecto.

$$\omega_{sal} = 50 \text{ rpm.}$$

Para el par, es el que necesitará nuestra aplicación concreta. En este caso:

$$T_{sal} = 162,34 \text{ Nm.}$$

El diámetro, debido a las especificaciones de par y a los criterios de rigidez torsional, es el más grande de los 3 ejes:

$$d_{ejesal} = 29,72 \text{ mm} \cong 30 \text{ mm.}$$

El esquema para el eje de salida es el siguiente:

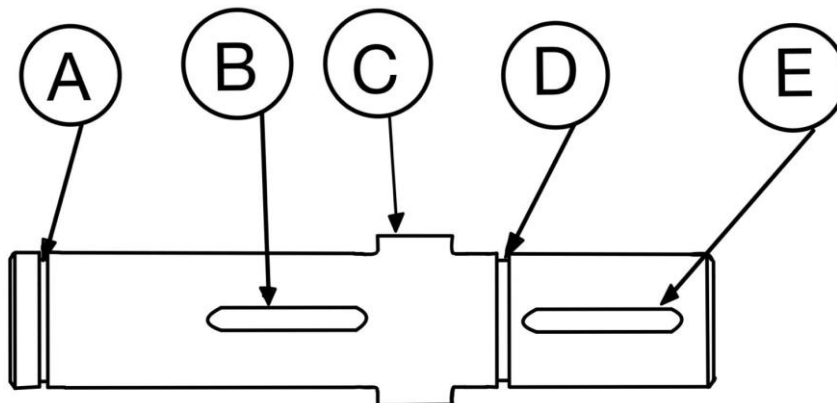


Figura 4: Esquema del eje de salida

A: Ranura

B: Chavetero

C: Cambio de diámetro

D: Ranura

E: Chavetero

3.3 Lubricante

Cita el Sistema de lubricación (barboteo) justifica su uso y el lubricante seleccionado (en el anexo de cálculo se aporta el cálculo justificativo)

Para esta reductora se emplea un sistema de lubricación por barboteo. Este sistema es una opción comúnmente utilizada en aplicaciones donde se requiere una lubricación constante y uniforme de los componentes, como en el caso de este proyecto. Hay algunas razones que justifican su uso.

En una reductora de engranajes helicoidales, es crucial mantener una lubricación constante para reducir la fricción y el desgaste de los engranajes. El sistema de lubricación propuesto proporciona un suministro constante de aceite a los engranajes mientras están en funcionamiento, lo que ayuda a tener una capa lubricante entre los dientes en todo momento.

Además, los engranajes helicoidales tienen una mayor área de contacto en comparación con otros tipos de engranajes, lo que significa que requieren una lubricación más uniforme para evitar puntos calientes y desgastes. El sistema de lubricación por barboteo distribuye el aceite de manera uniforme sobre los engranajes, lo que ayuda a evitar la acumulación de calor y reduce la posibilidad de fallos.

Por último, estos sistemas tienden a ser más económicos tanto en términos de costo inicial como de mantenimiento en comparación con sistemas de lubricación más avanzados, como la lubricación por circulación forzada.

En resumen, el uso de un sistema de lubricación por barboteo ofrece mejores prestaciones que cualquier otro sistema para el proyecto que se está diseñando, con una lubricación constante, uniforme y confiable, y además económica.

El lubricante escogido finalmente es el VG 680. Este lubricante se escoge mediante un cálculo que se detalla en el apartado "4. Cálculos", pero, en síntesis, es el mejor lubricante en cuanto a prestaciones y por ello el único que cumple las condiciones de funcionamiento.

3.4 Elementos auxiliares

3.4.1 Chavetas

Las chavetas son el elemento de unión entre el eje y el engranaje. Tienen una importancia clave en el proceso de transmitir la fuerza desde el cubo al eje, y por ello es importante cumplir con los requisitos mínimos referidos a los diámetros de eje. Dichos requisitos se explican en el apartado "4. Cálculos". Las chavetas serán de tipo perfilado, y los coeficientes K_f serán distintos en cada etapa por la diferencia de dureza Brinell.

Para el primer eje, la chaveta elegida será de sección 6x6, a causa de los 20 milímetros de diámetro del eje.

En el caso del segundo y tercer eje, de 25 mm y 30 mm respectivamente, la sección de la chaveta será de 8x7. (*ancho x altura*) En ambos casos la profundidad de la chaveta será mayor en el eje que en el cubo.

3.4.2 Casquillos

Los casquillos son elementos retenedores para evitar movimientos en el eje longitudinal de los componentes del eje. En este proyecto se utilizarán casquillos en todos los ejes. Habrá un casquillo en los ejes de entrada y salida, y dos casquillos en el eje intermedio. Los casquillos son elementos comerciales que no tienen que calcularse, es decir, que para saber su diseño se necesitan 3 medidas:

- Longitud del tramo donde se situará el casquillo.
- Espesor del casquillo.
- Diámetro interno del casquillo (diámetro del eje).

La longitud de todos los casquillos será de 3 milímetros. El diámetro interno vendrá dado por el diámetro del eje (20 mm, 25 mm y 30 mm), y el diámetro exterior está relacionado con la altura mínima de rodamientos para fijarlos. Respectivamente serán 24 mm, 29 mm y 35 mm. En el eje intermedio se utilizarán dos casquillos y en la entrada y salida sólo uno.

3.4.3 Rodamientos

Los rodamientos son componentes mecánicos utilizados para reducir las fricciones entre dos partes de una máquina o equipo. Consisten en elementos rodantes que se colocan entre dos pistas exteriores e interiores o anillos. La función principal de los rodamientos es permitir el movimiento relativo del eje mientras se minimiza la fricción y se soportan cargas radiales y axiales. En el caso de este proyecto, se utilizarán rodamientos de bolas, ya que son los más simples y económicos y sus prestaciones son suficientes para los requisitos del proyecto.

Los rodamientos con el tiempo se desgastan, por lo que es necesario un mantenimiento periódico para sustituirlos cuando ya no cumplen con las necesidades de la reductora. Este cálculo de vida del rodamiento está desarrollado en el apartado "4. Cálculos". También es necesario un cálculo de fuerzas y momentos para saber que estos elementos van a cumplir con las necesidades del proyecto sin fallar antes de tiempo.

Los rodamientos se escogen con la ayuda del buscador de la referencia [2]. Esta nos lleva a un catálogo de elementos comerciales que simplifica la búsqueda de los rodamientos correctos para el proyecto. Para cada eje se escogen diferentes rodamientos:

En el eje 1 los dos rodamientos (uno en cada lado del eje) escogidos son el mismo modelo. El elemento es el 61904 (3). El cálculo de vida específica un cambio de rodamientos a las 600 000 horas.

Para el eje intermedio se necesitan rodamientos diferentes a ambos lados del eje. Esto se debe a que se intenta que el cambio por mantenimiento de ambos rodamientos sea similar, y no existen las mismas reacciones en los dos extremos. Por ello, para el rodamiento cercano a la primera etapa se obtiene el 61905 (4), y para el cercano a la segunda etapa el 6005 (5). El mantenimiento del eje intermedio se realizaría a las 17 000 horas, debido a que es el eje más demandado por fuerzas de tracción.

En el eje de salida el rodamiento seleccionado es para ambos puntos el mismo. Se trata del rodamiento 6006 (6), con un mantenimiento cada 100 000 horas.

Es importante destacar que, en el estudio de los tiempos de mantenimiento de los rodamientos, el rodamiento B del eje de entrada y el rodamiento A del eje de salida quedan dentro de la carcasa a causa de la disposición de los ejes. Por ello, se ha intentado conseguir unos tiempos de mantenimiento más elevados que el del eje intermedio, ya que para cambiar estos elementos hay que desmontar completamente la reductora y perder más tiempo de funcionamiento.

3.4.4 Arandelas

Las arandelas son elementos con la misma función que los casquillos, retener y limitar el movimiento longitudinal de los componentes que van sobre el eje. Estas son también elementos comerciales, por lo que no se ha realizado ningún cálculo para obtenerlas. En el diseño de los ejes (apartado 3.2), se observa que hay dos ranuras en cada eje, en el lado exterior de cada rodamiento. Estas ranuras son el lugar donde van situadas las arandelas.

Las arandelas no tienen la capacidad de soportar fuerzas que tienen los rodamientos, por eso se ha buscado situarlas al lado de éstos, que ya habrán recibido las tensiones y los momentos correspondientes. Se utilizarán anillos Seeger normalizados según el eje de entrada. (Consultar el anexo 8.1)

3.4.5 Sellos radiales de eje

Los sellos radiales de eje son elementos cuya función es impedir que el lubricante escape de la carcasa del reductor. Van colocados en los extremos de los ejes de entrada y salida (únicos en contacto con el exterior) y van determinados por el diámetro del eje en el que se colocan.

En este proyecto se utilizan sellos de SKF, igual que con los rodamientos. El sello radial en el eje de entrada es el elemento 20x30x5 HMS5 V (7). Para el eje de salida se utiliza un componente 30x40x7 HMS5 V (8).

4 Cálculos

4.1 Datos iniciales

En primer lugar, hablaremos de los datos iniciales. Como datos de entrada, tenemos la potencia, 0,85 kW (850 W). También sabemos la velocidad de entrada a la reductora,

$\omega_e = 750 \text{ rpm}$ que equivalen a $\omega_e = 78,54 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$. Esta conversión la obtenemos de la ecuación $\omega \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) = \omega(\text{rpm}) \cdot \frac{2\pi}{60}$.

También sabemos la velocidad de salida, $\omega_s = 50 \text{ rpm}$ y a partir de la relación entre entrada y salida obtenemos la relación de transmisión propuesta

$$i = \frac{\omega_e}{\omega_s} = 15. \quad [1]$$

A partir de este valor, sabiendo que se trata de una reductora de dos etapas, proponemos en un principio que ambas etapas tengan la misma relación de transmisión para simplificar los cálculos posteriores. Para ello usamos

$$i_{etapa1} = i_{etapa2} = \sqrt{i} = 3,87.$$

A partir de la velocidad de entrada y la relación de transmisión de la etapa 1, calculamos la velocidad del eje intermedio:

$$\omega_{int} = \frac{\omega_e}{i} = 193,65 \text{ rpm} \quad [2]$$

Por último, calculamos el par torsor en la entrada, el eje intermedio y la salida, mediante la ecuación:

$$T = \frac{P(W)}{\omega} \quad [3]$$

Se define como ángulos los siguientes valores:

$$\alpha_n = 20,00^\circ$$

$$\beta = 20,00^\circ$$

El ángulo de presión tangencial α_t lo calculamos como:

$$tg(\alpha_t) = \frac{tg(\alpha_n)}{\cos\beta} = 21,17^\circ \quad [4]$$

Dónde,

α_n es el ángulo de presión normal y β es el ángulo de inclinación del dentado.

4.2 Engranajes

4.2.1 Definición geométrica

Para establecer el diámetro de los ejes, utilizamos las limitaciones de rigidez torsional. Existen dos métodos:

$$\frac{\theta}{L_{max}} = 1,5^\circ/m \quad [5]$$

$$\frac{\theta}{20 \cdot d} = 1^\circ/m$$

Donde,

θ es el giro entre dos secciones.

L_{max} es la longitud máxima del eje.

d es el diámetro del eje.

Para estimar el diámetro utilizamos la más restrictiva, que en este caso es la primera ecuación. Obtenemos un valor de $d = 15,10 \text{ mm}$ para la primera etapa, pero debemos redondear al valor comercial más cercano para los rodamientos, es decir,

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

Tenemos en cuenta también la tabla de alturas del chavetero a partir de los diámetros de eje para obtener nuestra h_{ch} (Tabla 2).

Con estos datos calculamos el $d_{piñón}^*$.

$$d_{piñón}^* = i_{etapa} + 2 \cdot h_{ch} + Dis_{seg} \cdot m \quad [6]$$

Donde,

$$i_{etapa} = \text{relación de transmisión de la etapa} = 3,87.$$

$$h_{ch} = 2,8 \text{ mm (en la primera etapa).}$$

$$Dis_{seg} = 7,9 \text{ mm.}$$

$$m = \text{cada uno de los módulos normalizados.}$$

Una vez tenemos el diámetro de piñón calculado, obtenemos el número de dientes del piñón.

$$z_1^* = d_{piñón}^* \cdot \frac{\cos(\beta)}{m} \cong z_1 \quad [7]$$

Donde,

$$z_1^* = \text{valor de dientes calculado con decimales.}$$

$$z_1 = \text{valor redondeado al alza para obtener número entero de dientes.}$$

$$\beta = \text{ángulo de inclinación del dentado.}$$

Con el número entero de dientes se calcula mediante la misma ecuación el diámetro real del piñón $d_{piñón}$.

Para calcular el número de dientes de la rueda se emplea la relación con la transmisión:

$$z_2^* = i \cdot z_1 \cong z_2 \quad [8]$$

z_2 es el número real de dientes, redondeado para ser un número entero. Hay que realizar una comprobación en el valor de la solución para averiguar si z_2 y z_1 tienen divisores comunes y en ese caso, añadir o quitar un diente al valor de z_2 . En el caso de este proyecto no es necesario.

A partir de z_2 se puede realizar el cálculo de d_2 o d_{rueda} . Este valor viene dado por la ecuación:

$$d_{rueda} = m \cdot \frac{z_2}{\cos(\beta)} \quad [9]$$

Con los dientes reales del piñón y de la rueda se debe calcular la relación de transmisión real de la etapa:

$$i_{real} = \frac{z_2}{z_1} \quad [10]$$

La distancia entre centros de cada iteración en el cálculo del módulo se calcula con la relación de diámetros de los dos engranajes:

$$D_c = \frac{d_{piñón} + d_{rueda}}{2} \quad [11]$$

El módulo escogido es:

$$m = 2.$$

Este módulo viene determinado por varios factores. En primer lugar, el máximo y mínimo número de dientes son:

$$Z_{max} = 100 \text{ dientes} \mid Z_{min} = 14.4 \text{ dientes}$$

Estas limitaciones hacen descartemos los módulos comerciales del [0.5,1.25], y por mínimos [8,25]. El máximo de dientes es establecido por nosotros, mientras que el mínimo se calcula en base al propuesto.

Los módulos del [4,6] los descartamos debido a la restricción de interferencia. Esta restricción remarca que los dientes de la rueda no pueden superar el límite marcado por los dientes del piñón. La tabla que lo clarifica es la siguiente:

Tabla 1: Interferencia del dentado

$Z_{piñón0}$	$Z_{rueda \text{ máximo}}$
13	16
14	26
15	45
16	101
17	1309
18	∞

De los módulos [1.5,3] todos cumplen con las restricciones, pero se escoge el módulo 2 por que es el óptimo. Esto se debe principalmente a que en la segunda etapa también cumple el mismo módulo, y este hecho facilita la consecución de los cálculos.

El cálculo geométrico de la segunda etapa es el mismo que en la primera etapa.

El módulo en la segunda etapa es el mismo que en la primera etapa:

$$m = 2.$$

Debido a los mismos condicionantes que en la etapa 1. La elección final se realiza entre los módulos 2, 2.5 y 3. Se escoge el 2 finalmente para coincidir con la primera etapa y por ser el óptimo en su relación de dientes y diámetros.

El cálculo de módulos se resume con el Anexo II del apartado 8. Anexos.

La profundidad del chavetero en el cubo viene dada por la *Tabla 2*:

Tabla 2. Alturas de chavetero

Rango de d_{eje} (mm)	h_{ch} (mm)
6 a 8	1
8 a 10	1,4
10 a 12	1,8
12 a 17	2,3
17 a 22	2,8
22 a 30	3,3
30 a 38	3,3
38 a 44	3,3
44 a 50	3,8
50 a 58	4,3
58 a 65	4,4
65 a 75	4,9
75 a 85	5,4
85 a 95	5,4

Esta tabla es un resumen de la norma 6885, ya que las chavetas son elementos tabulados. La tabla general se puede consultar en el apartado 8.3. Anexo III.

Para el eje de entrada:

$$h_{ch(entrada)} = 2,8 \text{ mm}$$

Para el eje intermedio y el eje de salida:

$$h_{ch} = 3,3 \text{ mm}$$

De la misma norma se puede consultar la profundidad del chavetero en el eje.

4.2.2 Cálculo del ancho a presión superficial

Para calcular el ancho de los engranajes, se busca que el coeficiente de seguridad a flexión sea superior al coeficiente de seguridad por fallo superficial, ya que el fallo a flexión es catastrófico y no da señales de que va a ocurrir, y el superficial es progresivo y avisa del problema, originando ruido y fuertes vibraciones en el sistema.

Para calcular ambos coeficientes de seguridad es necesario el cálculo de coeficientes intermedios que agilizan el procedimiento final. Existen algunos comunes para ambos casos y otros específicos.

Z_E es el coeficiente elástico. Para obtenerlo empleamos la ecuación:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad [12]$$

En el caso de este proyecto, los engranajes de una misma etapa van a estar formados por el mismo material, por lo que la ecuación quedaría:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{1 - \nu^2}{E} \right)}} \quad [13]$$

Donde, para la primera etapa donde el material es acero no aleado,

$$E = \text{Módulo de Young del material} \left(\frac{N}{mm^2} \right) = 2,06 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$$

$$\nu = \text{Coeficiente de Poisson del material} = 0,3$$

El material de la primera etapa es diferente al de la segunda, pero el procedimiento es el mismo cambiando los valores. La tabla de los materiales utilizados y sus valores se puede comprobar en el apartado 8.4 de los Anexos.

Z_H es el coeficiente geométrico, que depende de los ángulos:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos\beta}{\text{sen}\alpha_t \cdot \text{cos}\alpha_t}} \quad [14]$$

Donde,

$$\beta = \text{ángulo de inclinación del dentado} = 20^\circ$$

$$\alpha_t = \text{ángulo de presión tangencial} = 21,17^\circ$$

El siguiente coeficiente por calcular es Z_ε , el coeficiente de conducción. Este permite considerar el efecto producido por el reparto de carga entre varios dientes del engranaje. Para dientes helicoidales se establece:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} \cdot (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad \text{para } \varepsilon_\beta < 1$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad \text{para } \varepsilon_\beta \geq 1 \quad [15]$$

Donde se puede expresar ε_α como:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{1}{\pi \cos \alpha_t} \left[\sqrt{\frac{z_1^2}{4} \operatorname{sen}^2 \alpha_t + y_1^2 + z_1 y_1} + \sqrt{\frac{z_2^2}{4} \operatorname{sen}^2 \alpha_t + y_2^2 + z_2 y_2} - \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) \operatorname{sen} \alpha_t \right] \quad [16]$$

$$y_1 = \frac{h_{a1}}{m} \quad y_2 = \frac{h_{a2}}{m}$$

Siendo h_{a1} la altura de adendo: $y_1 = y_2 = 1$. El ε_{α} de esta etapa es $\varepsilon_{\alpha} = 1,64$.

La ε_{β} es el índice de recubrimiento se calcula dependiendo de cada iteración, ya que en la ecuación aparece presente el ancho calculado:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \operatorname{sen} \beta}{\pi \cdot m} \quad [17]$$

Donde,

$b = \text{ancho calculado/propuesto (iteración)}$

$m = \text{módulo}$

Z_{β} es el factor de ángulo de hélice, permite considerar el efecto producido por la inclinación del diente:

$$Z_{\beta} = \frac{1}{\sqrt{\cos \beta}} \quad [18]$$

Los cuatro últimos coeficientes correctores son los coeficientes comunes mencionados al principio de este apartado. Estos solo vendrán detallados en esta parte, pero son los mismos para el cálculo a flexión.

El primero es el coeficiente de aplicación K_A . Este pondera las sobrecargas dinámicas debidas a factores externos. Estos son considerados en las tablas del apartado 8.5 Anexo V. En el caso de este proyecto, se considera que la máquina motriz es del tipo *uniforme*, ya que es un motor eléctrico, y la máquina arrastrada es de *choques ligeros*, ya que se trata de una hormigonera. Por tanto:

$$K_A = 1,25.$$

El siguiente es el coeficiente dinámico K_V . Tiene en cuenta las cargas dinámicas internas debidas a vibración del piñón o la rueda sobre el árbol. Este coeficiente tiene en cuenta diversos factores que afectan al árbol, que veremos resumidos en la ecuación. Hay que basarse en el método C de la norma ISO 6336, que es válido en las siguientes condiciones:

- Sistemas bastante rígidos.
- Número de dientes del piñón bajo. ($z_1 < 50$).
- Una relación $\frac{v \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{i^2+1}} < 10 \text{ m/s}$ (velocidad inferior a resonancia).
- $\beta \leq 30^\circ$.

Se obtiene una estimación de K_V para engranajes helicoidales con $\varepsilon_\beta \geq 1$ con la ecuación:

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \cdot \frac{V \cdot z_1}{100} \cdot K_3 \cdot \sqrt{\frac{i^2}{i^2 + 1}} \quad [19]$$

Donde,

$V =$ velocidad tangencial en $m/s = 1,67 m/s$.

Si $K_A \cdot \frac{F_t}{b} < 100 N/mm$ se introduce 100. En este proyecto $K_A \cdot \frac{F_t}{b} \approx 100$, ya que siempre va a ser menor que 100. (ambas etapas)

i relación de velocidades de la etapa

K_1 coeficiente función de la calidad del tallado ($Q_{iso} = 7$) = 23,9
[Anexo 7.6]

K_2 de dentado helicoidal = 0,0087.

$$\text{Si } \frac{V \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{i^2 + 1}} \leq 0,2 m/s \quad K_3 = 2,0$$

$$\text{Si } \frac{V \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{i^2 + 1}} > 0,2 m/s \quad K_3 = -0,357 \cdot \frac{V \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{i^2 + 1}} + 2,071 \quad (K_{3min} = 1)$$

En la etapa 1 $K_3 = 1,96$ y para la etapa 2 $K_3 = 2,00$.

En caso de engranajes helicoidales con índice de recubrimiento $\varepsilon_\beta < 1$ se obtiene K_V interpolando el valor obtenido del coeficiente para dentado recto $K_{V\alpha}$ y para dentado helicoidal $K_{V\beta}$ con $\varepsilon_\beta \geq 1$.

$$K_V = K_{V\alpha} - \varepsilon_\beta \cdot (K_{V\alpha} - K_{V\beta}) \quad [20]$$

Como el índice de recubrimiento es mayor que 1 en todos los casos para este proyecto, siempre se escoge la primera ecuación.

$K_V = 1,157$ para la primera etapa

$K_V = 1,055$ para la segunda etapa

Los coeficientes de distribución de carga longitudinal $K_{F\beta}$ y $K_{H\beta}$ son diferentes para el estudio de presión superficial o el estudio de fallo a flexión. Se explicarán juntos en este apartado, pero $K_{F\beta}$ se utilizará en el apartado siguiente en el fallo a flexión.

Para $K_{F\beta}$ hay que calcular primero la $K_{H\beta}$:

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F} \text{ con } N_F = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2} \quad [21]$$

La ecuación de $K_{H\beta}$ depende de varios factores:

- La calidad I.S.O.
- El ancho de engranaje.

- El diámetro primitivo del piñón.
- Tipo de ajuste. Se escoge el tipo b,c.

$$K_{H\beta} = H_1 + H_2 \cdot b + H_3 \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \quad [22]$$

Para comprobar los valores de H se utiliza la tabla del Anexo 8.7.

Los valores son, para ambas etapas:

$$H_1 = 1,12 \quad H_2 = 2,3 \cdot 10^{-4} \quad H_3 = 0,18$$

Los valores de los coeficientes, al depender del ancho, es diferente en cada iteración. Los valores de cada etapa son los siguientes:

(primera etapa)

$$K_{H\beta} = 1,386 \quad K_{F\beta} = 1,346$$

(segunda etapa)

$$K_{H\beta} = 1,232 \quad K_{F\beta} = 1,201$$

Por último, hay dos coeficientes más como los anteriores, los coeficientes de carga transversal $K_{H\alpha}$ y $K_{F\alpha}$. En este caso, al tener un coeficiente $Q_{iso} = 7$ hay que comprobar la tabla del Anexo VII. Ambos coeficientes son iguales. En este reductor contamos con dientes helicoidales no endurecidos, por tanto:

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$$

La expresión resultante de todos los coeficientes calculados nos aporta la tensión superficial:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{1+i}{i}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \text{ N/mm}^2 \quad [23]$$

Con esta tensión, se define el coeficiente de seguridad a presión superficial.

$$X_H = \left(\frac{S_{HP}}{\sigma_H}\right)^2 \quad [24]$$

Se propone como X de fallo superficial $X = 1,5$. A partir de ese valor y la tensión superficial, se obtiene el ancho a presión superficial resolviendo la incógnita b de la σ_H . El valor de S_{HP} es la tensión admisible para fallo superficial. La ecuación por resolver es:

$$S_{HP} = S_{HL} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_N \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X \quad [25]$$

Donde,

Para calcular S_{HL} se tiene en cuenta la siguiente ecuación:

$$S_{HL} = A \cdot x + B \text{ N/mm}^2 \quad [26]$$

Donde A y B son constantes que se obtienen de la tabla del Anexo IV para el material de cada etapa y x es la dureza superficial del material (HB o HV). Ésta se

propone de entre los valores máximo y mínimo del mismo Anexo. En el caso de la primera etapa $HB = 150$ y para la segunda $HB = 300$. Con la ecuación:

$$S_{HL} = 340,0 \text{ N/mm}^2 \text{ en la primera etapa.}$$

$$S_{HL} = 680,8 \text{ N/mm}^2 \text{ en la segunda etapa.}$$

El cálculo a flexión de esta dureza es el mismo, pero cambiando los coeficientes A y B por los de flexión (Anexo IV).

Para conseguir los coeficientes correctores, se empieza por el coeficiente de duración Z_N . Debido a que se realiza el cálculo para vida infinita, el valor es:

$$Z_N = 1.$$

Los coeficientes Z_L , Z_V y Z_R están relacionados con la película de aceite en la zona del contacto entre dientes. La ecuación para conseguir Z_L es la siguiente:

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{134}{v_{40}}\right)^2} \quad [27]$$

Donde, al tener $S_{HL} \leq 850 \text{ (N/mm}^2)$ se toma $C_{ZL} = 0,83$ en ambas etapas y $v_{40} = 680 \text{ mm}^2/\text{s}$, que es la viscosidad cinemática del lubricante a 40°C . Finalmente obtenemos $Z_L = 1,178$ en ambas etapas.

El coeficiente Z_V es el efecto de la velocidad tangencial sobre la película del aceite. La relación para obtenerlo es:

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2 \cdot (1 - C_{ZV})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{V}}} \quad [28]$$

Donde V es la velocidad tangencial en m/s . Siendo:

$$C_{ZV} = C_{ZL} + 0,02 \quad [29]$$

El resultado es $Z_V = 0,917$ para la primera etapa y $Z_V = 0,887$ para la segunda.

El coeficiente Z_R es el de rugosidad. Para obtenerlo:

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{Z10}}\right)^{C_{ZR}} \quad [30]$$

Siendo $R_{Z10} = R_z \cdot \sqrt{\frac{10}{\rho_r}}$ con $\rho_r = \frac{r_1 \cdot r_2 \cdot \text{sen} \alpha_t}{r_1 + r_2}$ (r_1 y r_2 en mm). Para saber R_z utilizamos la tabla de rugosidades del Anexo IX. $R_z = 0,004 \text{ mm}$. El coeficiente se calcula como

$$C_{ZR} = 0,15 \text{ al tener } S_{HL} \leq 850 \text{ N/mm}^2 \quad [31]$$

Por tanto $Z_R = 0,934$ para la primera y $Z_R = 0,941$ para la segunda etapa.

El coeficiente Z_X es el del tamaño, pero en la norma ISO 6336 se considera igual a la unidad.

El último factor por calcular es Z_W , el factor de la relación de durezas. Debido a que ambas fases de las etapas son del mismo material, el coeficiente es también igual a la unidad.

Con todo esto, volviendo a la ecuación [25], obtenemos:

$$S_{HP} = 343,37 \text{ N/mm}^2 \text{ en la primera etapa.}$$

$$S_{HL} = 669,80 \text{ N/mm}^2 \text{ en la segunda etapa.}$$

El ancho calculado a presión superficial se obtendría combinando las ecuaciones [23] y [24] y despejando b , y tras varias iteraciones se obtiene:

$$b_{prim} = 50,57 \text{ mm} \approx 51 \text{ mm en la primera etapa.}$$

$$b_{segu} = 37,07 \text{ mm} \approx 38 \text{ mm en la segunda etapa.}$$

A falta de comprobar que $X_F > X_H$, cálculo explicado en el siguiente apartado.

4.2.3 Cálculo a flexión

Para calcular el coeficiente de seguridad a flexión, el proceso es inverso. Tras la iteración del cálculo superficial, utilizamos el ancho en el cálculo de la tensión a flexión y despejamos el factor de seguridad, buscando uno mayor que 1,5. La ecuación de relación es la siguiente:

$$X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F} \quad [32]$$

En primer lugar, se calculará la tensión normal máxima como anteriormente. Después se realizará el desarrollo de la tensión máxima admisible del material. La ecuación dicta:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\beta \cdot Y_B \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \text{ N/mm}^2 \quad [33]$$

Como se ha especificado anteriormente, los coeficientes K son coeficientes correctores comunes a ambos tipos de cálculo, y se han resuelto en el apartado anterior.

De los coeficientes de flexión en primer lugar se obtiene el coeficiente de forma Y_{Fa} para la carga aplicada en el extremo. Este coeficiente es diferente para el piñón y la rueda de cada etapa, ya que depende de z_v , el número de dientes virtual al ser un engranaje helicoidal:

$$\text{para } 18 \leq z_v \leq 400 \quad Y_{Fa} = 38,18 \cdot z_v^{-1,29} + 2,11 \quad [34]$$

Donde z_v se calcula:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad [35]$$

Por tanto, en la primera etapa $z_{v1} = 24,10$ dientes en el piñón y $z_{v2} = 92,80$ dientes en la rueda.

En la segunda etapa $z_{v3} = 27,72$ dientes y $z_{v4} = 107,26$ dientes.

Para calcular el coeficiente de conducción, la relación utilizada es la siguiente:

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \left(\frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} \right) \quad [36]$$

Donde ε_α es el calculado en [16].

El siguiente es el coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente, y también depende del número de dientes virtuales:

$$\text{para } 18 \leq z_v \leq 430 \quad Y_{sa} = 0,96 + 0,54 \quad [37]$$

El factor de inclinación tiene en cuenta la tensión generada por el flector en la base de un engranaje helicoidal.

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \left(\frac{\beta}{120^\circ} \right) \quad (\beta < 30^\circ) \quad [38]$$

Como en el caso de este proyecto el coeficiente de película siempre es $\varepsilon_\beta > 1$, se toma en el cálculo $\varepsilon_\beta = 1$.

El último coeficiente de flexión es el factor de espesor del aro, que tiene en cuenta que la rotura puede producirse a causa de un diámetro de fondo del diente excesivamente próximo al diámetro del eje. En el caso de este reductor: s_R/ε_α

$$s_R/h_t \geq 1,2 \quad Y_B = 1 \quad [39]$$

Debido a que en la primera etapa $s_R = 5,98 \text{ mm}$ y $h_t = 4,5 \text{ mm}$ y en la segunda etapa $s_R = 6,18 \text{ mm}$ y $h_t = 4,5 \text{ mm}$.

Sabiendo el valor de estos coeficientes (expresados en el apartado *Resumen cálculo del ancho*), podemos obtener los cuatro valores de tensión a flexión máxima:

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= 27,01 \text{ N/mm}^2 \text{ para el piñón de la primera etapa} \\ \sigma_{F2} &= 25,95 \text{ N/mm}^2 \text{ para la rueda de la primera etapa} \\ \sigma_{F3} &= 117,08 \text{ N/mm}^2 \text{ para el piñón de la segunda etapa} \\ \sigma_{F4} &= 115,65 \text{ N/mm}^2 \text{ para la rueda de la segunda etapa} \end{aligned}$$

En segundo lugar, se procede con el cálculo de la tensión máxima admisible del material.

$$S_{FP} = S_{FL} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rT} \cdot Y_{RrT} \cdot Y_X \quad [40]$$

El primer elemento de la ecuación se calcula igual que en la ecuación [26], con la diferencia de que del Anexo IV se extraen los coeficientes de flexión.

$$S_{FL} = 137,3 \text{ N/mm}^2 \text{ en la primera etapa.}$$

$$S_{FL} = 270,2 \text{ N/mm}^2 \text{ en la segunda etapa.}$$

El coeficiente del concentrador de tensiones es en las dos etapas $Y_{ST} = 2$.

El coeficiente de duración por flexión Y_{NT} se calcula basándose en el máximo de vida posible, por ello:

$$Y_{NT} = 1$$

El siguiente que se obtiene es el coeficiente de sensibilidad relativo a la entalla. Debido a que los materiales utilizados son aceros normalizados en la etapa 1 y aceros templados en la etapa 2, la relación es la siguiente:

$$Y_{\delta rT} = \frac{1 + 0,82 \cdot (Y_{sa} - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}}{1 + 0,82 \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}} \quad [41]$$

S_y en la primera etapa es $S_y = 280 \text{ N/mm}^2$ y en la segunda etapa $S_y = 1000 \text{ N/mm}^2$. Como el coeficiente Y_{sa} es diferente para el piñón y la rueda de cada etapa, obtenemos cuatro factores de sensibilidad diferentes:

$$Y_{\delta rT1} = 0,866 \text{ y } Y_{\delta rT2} = 1,010 \text{ la primera etapa.}$$

$$Y_{\delta rT3} = 0,901 \text{ y } Y_{\delta rT4} = 1,021 \text{ la segunda etapa.}$$

A continuación, se realiza la relación para obtener el coeficiente de rugosidad relativa Y_{RrT} . Dado que en este proyecto se trabaja con aceros normalizados, la ecuación es la siguiente:

$$\text{Como } 1 \mu\text{m} \leq Rz \leq 40 \mu\text{m} \quad Y_{RrT} = 5,306 - 4,203 \cdot (Rz + 1)^{0,01} \quad [41]$$

Ya que $Rz = 4 \mu\text{m}$ (Anexo IX), obtenemos para la primera etapa $Y_{RrT} = 1,035$ y para la segunda $Y_{RrT} = 1,053$.

Por último, el coeficiente de tamaño $Y_x = 1$ para todos los materiales en caso de que el módulo sea $m \leq 5$.

Teniendo en cuenta todos los coeficientes, resolvemos la ecuación [40] para cada engranaje:

$$S_{FP1} = 246,11 \text{ N/mm}^2 \text{ para el piñón de la primera etapa}$$

$$S_{FP2} = 286,96 \text{ N/mm}^2 \text{ para la rueda de la primera etapa}$$

$$S_{FP3} = 512,79 \text{ N/mm}^2 \text{ para el piñón de la segunda etapa}$$

$$S_{FP4} = 580,96 \text{ N/mm}^2 \text{ para la rueda de la segunda etapa}$$

Sabiendo los 8 valores (4 tensiones a flexión y 4 tensiones máximas admisibles), se calculan los dos coeficientes a flexión por etapa (rueda y piñón), y ambos tienen que cumplir con ser mayores que el $X = 1,5$ propuesto (utilizamos la ecuación [32]):

Primera etapa:

$$X_{Fpiñón} = 9,11$$

$$X_{Frueda} = 11,06$$

Segunda etapa:

$$X_{Fpiñón} = 4,38$$

$$X_{Frueda} = 5,02$$

Todos cumplen, por tanto, el cálculo del ancho es correcto y éste está establecido.

4.2.4 Resumen cálculo del ancho

Para el cálculo del ancho, los coeficientes obtenidos se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 3. Coeficientes Etapa 1

Coeficientes	Piñón	Rueda
Z_E	189,81	189,81
Z_H	2,37	2,37
Z_ε	0,78	0,78
Z_β	1,03	1,03
Y_{Fa}	2,74	2,22
Y_{sa}	1,71	2,02
Y_ε	0,71	0,71
Y_β	0,83	0,83
K_A	1,25	1,25
K_V	1,16	1,16
$K_{F\beta}$	1,35	1,35
$K_{F\alpha}$	1,00	1,00
$K_{H\beta}$	1,39	1,39
$K_{H\alpha}$	1,00	1,00

Tabla 4. Coeficientes Etapa 2

Coeficientes	Piñón	Rueda
Z_E	189,81	189,81
Z_H	2,37	2,37
Z_ε	0,78	0,78
Z_β	1,03	1,03
Y_{Fa}	2,64	2,20
Y_{sa}	1,74	2,06
Y_ε	0,70	0,70
Y_β	0,83	0,83

K_A	1,50	1,5
K_V	1,055	1,055
$K_{F\beta}$	1,201	1,201
$K_{F\alpha}$	1,00	1,00
$K_{H\beta}$	1,232	1,232
$K_{H\alpha}$	1,00	1,00

4.3 Comprobación del lubricante

Para comprobar el lubricante a utilizar hay que destacar algunos detalles importantes:

- En primer lugar, como las dos etapas van a estar juntas en la carcasa, el lubricante a utilizar debe cumplir las especificaciones con ambas etapas.
- La temperatura de trabajo de la reductora en condiciones normales será de 25 °C, por lo que se considera este hecho en la comprobación.

Para comprobarlo se desarrollan los cálculos de la etapa 1 y se resumen los de la segunda etapa:

$$v_{38^\circ C} = 10^{\left(-0,028 \cdot \log\left(\frac{K}{v_t} \cdot K_A\right)^3 - 0,025 \cdot \log\left(\frac{K}{v_t} \cdot K_A\right)^2 + 0,46 \cdot \log\left(\frac{K}{v_t} \cdot K_A\right) + 2,593\right)} \quad [42]$$

Donde hay que despejar,

$$K = \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i + 1}{i} = 0,295 \quad [43]$$

La F_t es la fuerza tangencial, en la primera etapa:

$$F_t = \frac{T}{d_1/2} = 508,49 \text{ N} \quad [44]$$

b es el ancho de la etapa, d_1 el diámetro del piñón y i la relación de transmisión.

La K_A es el coeficiente de aplicación, calculado en el apartado *Cálculo a presión superficial*.

$$K_A = 1,25$$

Por último, v_t es la viscosidad relativa propuesta para la iteración. Si el valor final de $v_{38^\circ C}$ no es menor que v_t , habría que escoger otra viscosidad relativa. Así hasta que finalmente se cumpla esta relación. Para este proyecto:

$$v_t = 680 \text{ cSt}$$

Los valores de viscosidad relativa de lubricantes comerciales vienen dados por la gráfica del Anexo X, que se utilizará más adelante en el cálculo de rodamientos. El valor obtenido para la primera etapa y la segunda es:

$$v_{38^{\circ}\text{C}} = 194,2 \text{ cSt} < v_t = 680 \text{ cSt} \text{ en la primera}$$

$$v_{38^{\circ}\text{C}} = 625,9 \text{ cSt} < v_t = 680 \text{ cSt} \text{ en la segunda}$$

Al ser el lubricante con mayor viscosidad relativa, es el único que cumple en ambas etapas. Utilizamos como lubricante el VG 680.

4.4 Diseño de los ejes

4.4.1 Material

Para diseñar los ejes, es importante en muchos factores que el material sea el adecuado. Esto se debe a que en los cálculos de sollicitaciones y a fatiga, hay varios coeficientes que dependen de las tensiones máximas de cada material. Los materiales más comunes empleados en ejes de reductores son aceros: 42CrMo4, 39NiCrMo3 o 20MnCr5.

El escogido para los ejes de este proyecto es el acero 42CrMo4. Se pueden comprobar los materiales en el anexo XI.

4.4.2 Acciones, sollicitaciones

Es importante calcular las acciones y sollicitaciones del eje en los dos sentidos, para ser consciente de cual es el sentido más desfavorable y tenerlo en cuenta a la hora de hacer los cálculos a deflexión y a fatiga. Se procederá eje por eje. Se desarrollarán los cálculos en un sentido, teniendo en cuenta que los dos sentidos se calculan de forma similar.

El sentido escogido viene definido por la *Figura 4*:

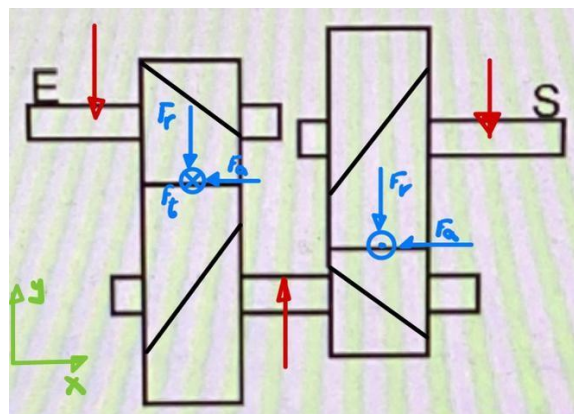


Figura 4: Sentido de giro 1

4.4.2.1 Eje entrada

Las acciones del eje de entrada vienen dadas por las ecuaciones:

$$F_{t1} = \frac{T_1}{d_1/2} = 508,49 \text{ N} \quad [44]$$

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg}(\beta) = 185,08 \text{ N} \quad [45]$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_t) = 196,95 \text{ N} \quad [46]$$

Además de ellas, el siguiente procedimiento es calcular las reacciones en los rodamientos del eje:

En primer lugar, se toma como extremo fijo el rodamiento A. Es decir, la reacción de la fuerza axial se calcula como:

$$R_A(x) = -F_a = 185,08 \text{ N} \quad [47]$$

Para la reacción radial se tienen en cuenta ambos puntos de apoyo. Se iguala a 0 el sumatorio de momentos en A:

$$0 = F_{r1} \cdot L_1 - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + R_B(y) \cdot (L_1 + L_2) \quad [48]$$

Dónde,

L_1 es la distancia entre el centro del engranaje y el centro del rodamiento, y L_2 es la distancia entre el centro del engranaje y el centro del rodamiento B.

El ancho de rodamiento del eje de entrada es $b_{rodA} = 9 \text{ mm}$ y el ancho de engranaje es el calculado anteriormente $b_1 = 51 \text{ mm}$.

El diámetro del piñón en la primera etapa es $d_1 = 42,6 \text{ mm}$. Una vez calculada la reacción en B, obtenemos la reacción en A:

$$R_A(y) = F_{r1} - R_B(y) \quad [49]$$

Reacc en A(N)	20,89
Reacc en B(N)	-217,84

Figura 5: Reacciones en el eje de entrada (XY)

Teniendo las reacciones, se pueden calcular las solicitaciones. En el caso de los ejes de entrada y salida, el único punto crítico es donde se sitúa el eje. En el punto crítico, hay que tener en cuenta la sección izquierda y la derecha, que es diferente puesto que sólo en la derecha se tiene en cuenta la fuerza radial.

El momento anterior en la sección crítica es:

$$M_{Sizq} = R_A(y) \cdot L_1 = -0,689 \text{ Nm} \quad [50]$$

El posterior, sin embargo:

$$M_{Sdcha} = M_{Sizq} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 7,19 \text{ Nm} \quad [51]$$

Todos los demás puntos tienen un momento igual a 0. Por tanto, el diagrama de sollicitaciones en el eje XY quedaría de la siguiente manera:

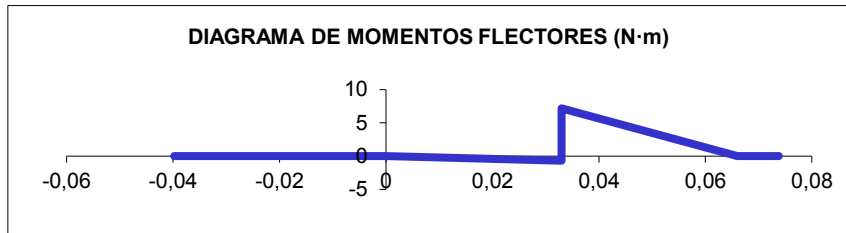


Figura 6: Diagrama de momentos flectores plano XY (entrada)

Para el eje XZ, el cálculo de reacciones funciona de la misma manera, teniendo en cuenta que ya no hay que añadir la fuerza axial, y que la fuerza radial pasa a ser la fuerza tangencial:

$$0 = F_{t1} \cdot L_1 + R_B(z) \cdot (L_1 + L_2) \quad [52]$$

$$R_A(y) = F_{t1} - R_B(y) \quad [53]$$

Reacc en A(N)	-254,25
Reacc en B(N)	-254,25

Figura 7: Reacciones en el eje de entrada (XZ)

El cálculo del momento es igual que antes, pero con las reacciones nuevas y sin tener en cuenta la fuerza axial. El diagrama obtenido:

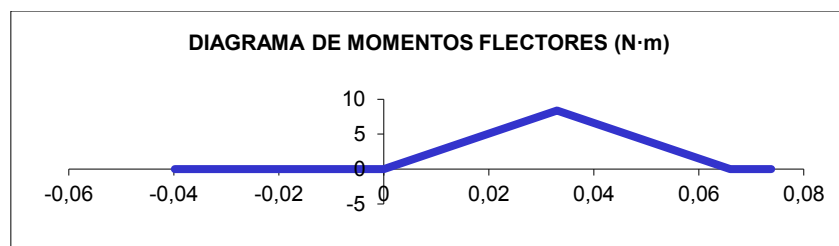


Figura 8: Diagrama de momentos flectores plano XZ (entrada)

4.4.2.2 Eje intermedio

Para el eje intermedio, las fuerzas a considerar para los cálculos son las ecuaciones [44], [45] y [46], además de las de la segunda etapa:

$$F_{t2} = \frac{T_2}{d_2/2} = 1702,35 \text{ N} \quad [54]$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\beta) = 619,60 \text{ N} \quad [55]$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_t) = 659,37 \text{ N} \quad [56]$$

Para calcular las reacciones en este eje, hay pequeñas diferencias respecto a los otros dos, debido a que existen dos engranajes que hacen contacto. Para empezar la reacción axial:

$$R_A(x) = F_{a1} + F_{a2} = 804,68 \text{ N} \quad [57]$$

A continuación, las reacciones radiales. Se calculan también igualando el momento a 0 en uno de los dos rodamientos para conseguir la del otro rodamiento:

$$0 = F_{r1} \cdot L_1 - F_{a1} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r2} \cdot (L_1 + L_2) - F_{a2} \cdot \frac{d_3}{2} \cdot R_B(y) \cdot (L_1 + L_2 + L_3) \quad [58]$$

En este caso,

L_1 y L_3 son iguales que L_1 y L_2 en el eje de entrada, pero con distinto valor. Es decir, son la distancia entre la mitad del rodamiento A y la mitad de la rueda de la primera etapa, y la mitad del piñón de la segunda etapa y la mitad del rodamiento B respectivamente. L_2 en el eje intermedio es la distancia entre la mitad de los engranajes más 46 mm, que es un tramo necesario para acoplar los ejes en la carcasa.

Los diámetros son $d_2 = 164 \text{ mm}$ de la rueda y $d_3 = 49 \text{ mm}$.

Teniendo la reacción en B, se calcula la reacción en A:

$$R_A(y) = F_{r1} + F_{r2} - R_B(y) \quad [59]$$

Los valores son:

Reacc en A(N)	476,12
Reacc en B(N)	380,20

Figura 9: Reacciones en el eje intermedio (XY)

Teniendo las reacciones, se calculan los momentos en las secciones críticas. En el eje intermedio hay dos, la posición de los dos engranajes, pero igual que anteriormente habrá que hacer 4 cálculos, teniendo en cuenta el momento anterior y posterior al propio engranaje. El momento anterior de la rueda se calcula como:

$$M_{SizqR} = R_A(y) \cdot L_1 = -15,71 \text{ Nm} \quad [60]$$

Para el posterior se añade el axil:

$$M_{SdchR} = M_{SizqR} + F_{a1} \cdot \frac{d_2}{2} = -0,55 \text{ Nm} \quad [61]$$

Después se calcula el momento en la sección de la segunda etapa (piñón):

$$M_{SizqP} = R_A(y) \cdot (L_1 + L_2) + F_{a1} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r1} \cdot L_2 = -25,81 \text{ Nm} \quad [62]$$

$$M_{SdchP} = M_{SizqP} + F_{a2} \cdot \frac{d_3}{2} = -10,65 \text{ Nm} \quad [63]$$

Teniendo en cuenta estos valores, se puede obtener el diagrama de momentos flectores XY del eje intermedio:

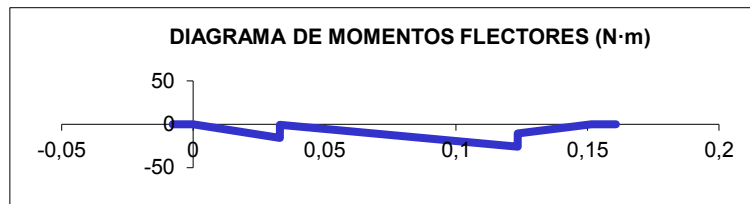


Figura 10: Diagrama de momentos flectores plano XY (intermedio)

En el eje XZ calculamos las reacciones de la misma manera (sin tener en cuenta esfuerzo axial) y obtenemos:

Reacc en A(N)	83,10
Reacc en B(N)	-1276,96

Figura 11: Reacciones en el eje intermedio (XZ)

A partir de las reacciones se calculan los momentos flectores de las secciones críticas. Al no tener en cuenta los esfuerzos axiales, solo son necesarios dos cálculos:

$$M_{SR(XZ)} = R_A(z) \cdot L_1 = -2,74 \text{ Nm} \quad [64]$$

$$M_{SP(XZ)} = -R_A(z) \cdot (L_1 + L_2) + F_{t1} \cdot L_2 = 35,75 \text{ Nm} \quad [65]$$

El diagrama resulta en:

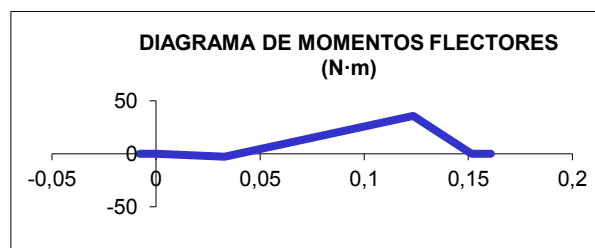


Figura 12: Diagrama de momentos flectores plano XZ (intermedio)

4.4.2.3 Eje de salida

Para el eje de salida, los cálculos son iguales que en el eje de entrada, pero teniendo en cuenta los valores de fuerzas F_{t2} , F_{r2} y F_{a2} . Las reacciones del plano XY resultan:

Reacc en A(N)	1638,36
Reacc en B(N)	-2297,73

Figura 13: Reacciones en el eje de salida (XY)

Se puede observar como el eje de salida presenta unas reacciones bastante más grandes que en los otros ejes. Esto se debe a que la transmisión provoca más para conforme se van superando etapas. Por ello el diagrama de momentos, que se calcula también como el apartado 4.4.2.1 es más pronunciado:

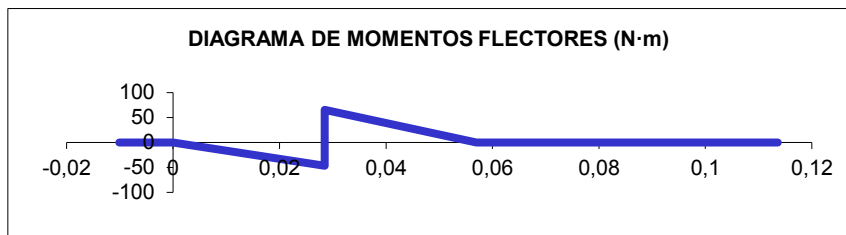


Figura 14: Diagrama de momentos flectores plano XY (salida)

Para el plano XZ se toman las mismas consideraciones que en los dos apartados anteriores, tanto las reacciones como los momentos críticos no tienen en cuenta la fuerza axial, ya que ha sido incluida en el plano XY. Las reacciones obtenidas:

Reacc en A(N)	851,18
Reacc en B(N)	851,18

Figura 15: Reacciones en el eje de salida (XZ)

Por tanto, el momento de este plano será:

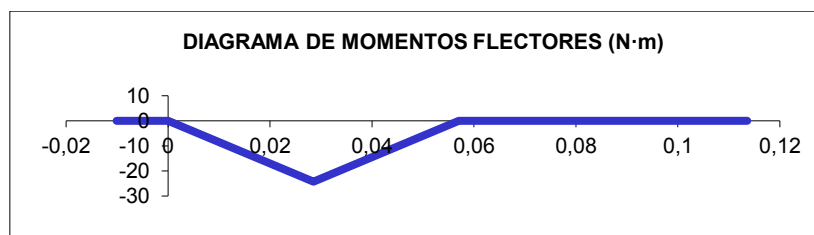


Figura 16: Diagrama de momentos flectores plano XZ (salida)

A parte de los valores fuerzas y momentos que como ya se ha mencionado ahora son bastante superiores, se observa la diferencia visual del cambio de signo. Esto se debe a que la fuerza tangencial en la etapa 2 es contraria a la de la etapa 1, lo que produce que los momentos sean negativos.

4.4.3 Cálculo a deflexión

La deflexión lateral de los ejes ha de estar limitada, por lo que hay que comprobar que no se superan dichos límites con nuestros cálculos. Para evaluar la deflexión es necesario conocer:

- Características del material del eje. (Módulo de Young)
- Geometría del eje.
- Fuerzas y momentos exteriores aplicados.
- Situación de los rodamientos.

Básicamente esta limitación se debe a que los rodamientos deben situarse en un plano lo más horizontal posible, sin deformarse a penas. Para evitar grandes deflexiones se buscan unos ejes lo más cortos posibles, además que ayuda a la compactación de la carcasa. Para conocer las limitaciones de los rodamientos rígidos de bolas comprobar el Anexo XII del apartado 8. Anexos.

Para calcularlo se hace uso de un Excel para facilitar los procedimientos. Los macros del Excel trabajan con los teoremas de Mohr, que dependen de las características previamente mencionadas en este apartado. Son los siguientes:

$$\theta_{BA} = \theta_B - \theta_A = \int_A^B \frac{M}{E \cdot I} dx \quad [66]$$

$$t_{BA} = \int_A^B (x_B - x) \frac{M}{E \cdot I} dx \quad [67]$$

Teniendo en cuenta estos factores, se obtienen las gráficas y resultados para cada eje. Es importante recalcar que sólo aparecerán los resultados para el sentido escogido, ya que para calcular el otro sentido el procedimiento es el mismo. En todos los cálculos el módulo de Young es $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$ ya que el material será el mismo en los tres ejes.

4.4.3.1 Eje entrada

En el eje de entrada los resultados de deflexión son los siguientes:

Tabla 5. Deflexión y deformación angular eje entrada (PLANO XY)

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	-0,03980	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	2,08E-05	-8,291E-07
2	0,00000	0,02200	0,00	0,00	0,00	0,00	2,08E-05	0,000E+00
3	0,03300	0,02000	196,95	-7,88	-0,69	7,19	2,55E-05	7,393E-07
4	0,06600	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-4,64E-05	0,000E+00
5	0,07380	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-4,64E-05	-3,617E-07

Tabla 6. Deflexión y deformación angular eje entrada (PLANO XZ)

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 (N·m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior	posterior		
1	-0,03980	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	6,62E-05	-2,635E-06
2	0,00000	0,02200	0,00	0,00	0,00	0,00	6,62E-05	0,000E+00
3	0,03300	0,02000	508,49	0,00	8,39	8,39	8,87E-06	1,554E-06
4	0,06600	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,51E-05	0,000E+00
5	0,07380	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,51E-05	-5,855E-07

Hay que resaltar varios factores de los resultados:

- El eje de entrada está dividido en 5 secciones, que son:
 - 1. Inicio del eje.
 - 2. Rodamiento A.
 - 3. Piñón 1.
 - 4. Rodamiento B.
 - 5. Final del eje.
- La cota de la sección 1 es estimada, ya que no influye en el cálculo y el eje quizá haya que alargarlo más adelante.
- Sólo existe una sección crítica, donde se disponen las fuerzas.
- Tanto la deformación angular como la deflexión cumplen para este eje.

A continuación, se observan las deformaciones producidas en el eje y una comprobación de la diferencia entre la geometría antes y después:

PLANO XY

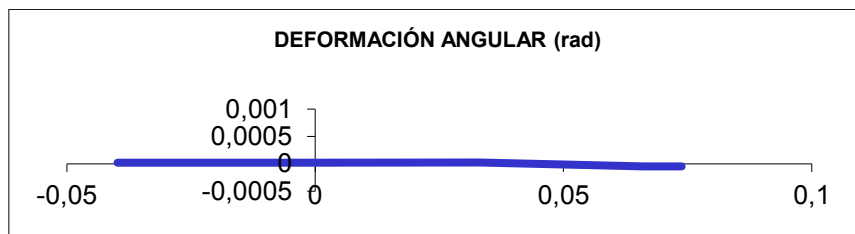


Figura 17: Deformación angular eje de entrada

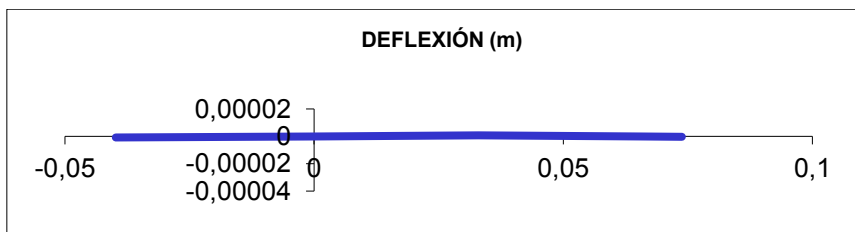


Figura 18: Deflexión eje de entrada

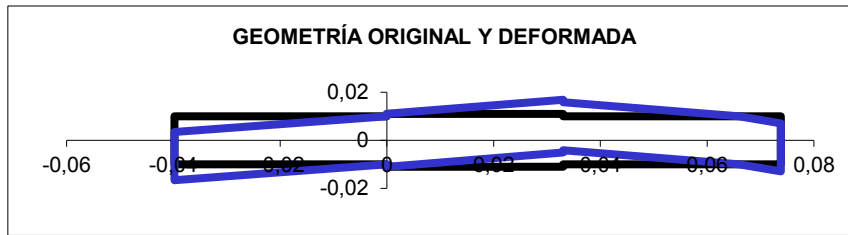


Figura 19: Diferencia entre geometría original y deformada (eje de entrada)

PLANO XZ

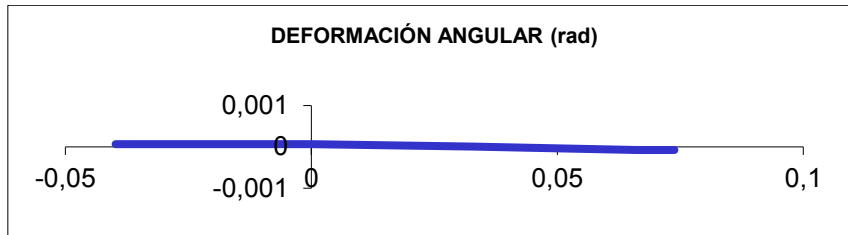


Figura 20

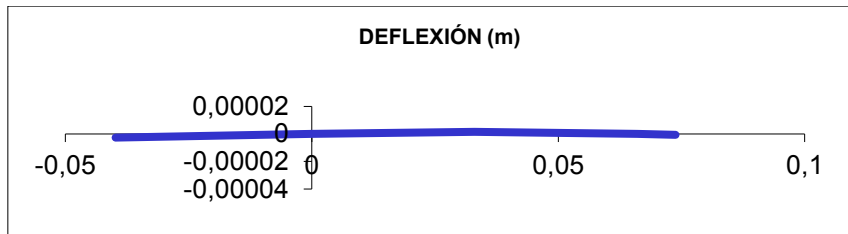


Figura 21

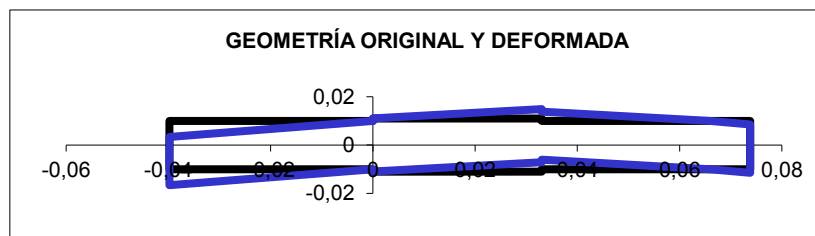


Figura 22

Se observa como la influencia de las fuerzas en el eje de entrada es mínima, ya que es el eje que menos acciones y sollicitaciones recibe.

4.4.3.2 Eje intermedio

Para el eje intermedio el procedimiento es el mismo, pero está dividido en 6 secciones en lugar de 5 ya que hay que incluir el piñón de la segunda etapa.

Tabla 7. Deflexión y deformación angular eje intermedio (PLANO XY)

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 (N·m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior	posterior		
1	-0,00780	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,44E-04	1,124E-06
2	0,00000	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,44E-04	0,000E+00
3	0,03300	0,02700	-196,95	-15,17	-15,71	-0,55	-7,97E-05	-4,046E-06
4	0,12350	0,02500	-659,37	-15,17	-25,81	-10,65	1,38E-04	-4,555E-06
5	0,15150	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,75E-04	0,000E+00
6	0,16080	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,75E-04	1,628E-06

Tabla 8. Deflexión y deformación angular eje intermedio (PLANO XZ)

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	-0,00780	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,06E-04	-8,260E-07
2	0,00000	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,06E-04	0,000E+00
3	0,03300	0,02700	-508,49	0,00	-2,74	-2,74	1,17E-04	3,618E-06
4	0,12350	0,02500	1702,35	0,00	35,75	35,75	-1,56E-04	6,676E-06
5	0,15150	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,80E-04	0,000E+00
6	0,16080	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,80E-04	-2,603E-06

En el eje intermedio la principal diferencia es la mencionada anteriormente. Sin embargo, para el cálculo de deflexión también existe otro cambio respecto a los otros ejes, y es la aparición de una fuerza tangencial en sentido contrario a la primera. Esto se debe a la relación de fuerzas del conjunto, y genera otra desigualdad visual en la gráfica:

PLANO XY

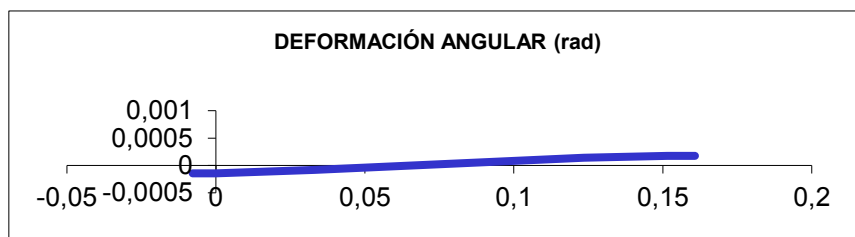


Figura 23: Deformación angular eje intermedio

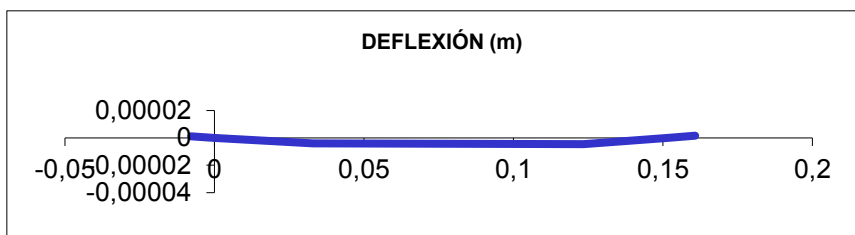


Figura 24: Deflexión eje intermedio

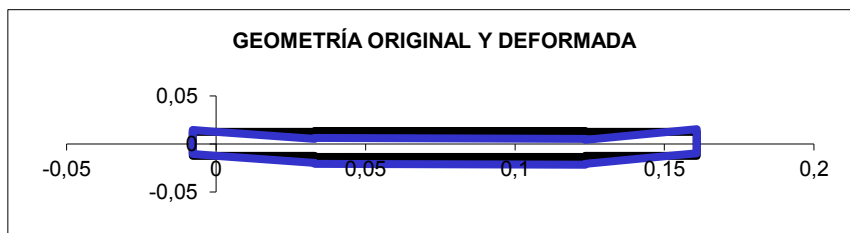


Figura 25: Diferencia entre geometría original y deformada (eje de entrada)

PLANO XZ

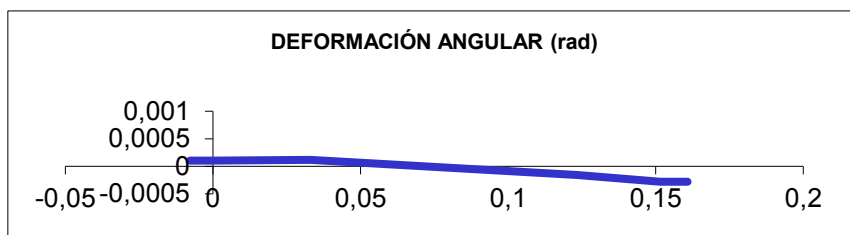


Figura 26

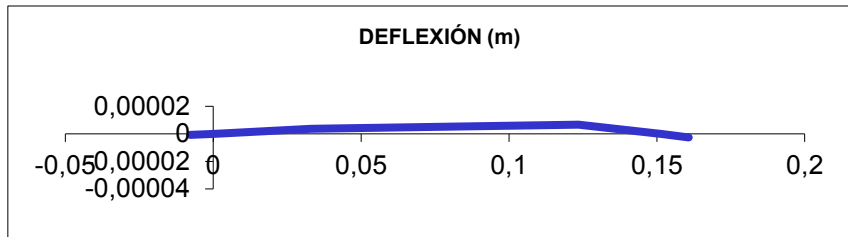


Figura 27



Figura 28

El plano XY se comprime por debajo de 0 en cuanto a posición se refiere, pero en el plano XZ se observa como la deformación angular es positiva en la primera parte del eje y se convierte en negativa a raíz de la fuerza tangencial contraria.

4.4.3.3 Eje de salida

Para el eje de salida los procedimientos son idénticos al eje de entrada, pero con resultados diferentes ya que este eje es el que más par recibe.

Tabla 9. Deflexión y deformación angular eje de salida (PLANO XY)

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 (N·m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior	posterior		
1	-0,01010	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,30E-05	3,335E-07
2	0,00000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,30E-05	0,000E+00
3	0,02850	0,03500	659,37	-112,18	-46,69	65,49	4,67E-05	-1,840E-07
4	0,05700	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,37E-05	0,000E+00
5	0,11360	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,37E-05	-7,728E-07

Tabla 10. Deflexión y deformación angular eje de salida (PLANO XZ)

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 (N·m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior	posterior		
1	-0,01010	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,50E-05	3,540E-07
2	0,00000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,50E-05	0,000E+00
3	0,02850	0,03500	-1702,35	0,00	-24,26	-24,26	6,35E-06	-6,056E-07
4	0,05700	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	2,87E-05	0,000E+00
5	0,11360	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	2,87E-05	1,624E-06

Las gráficas resultantes serían las siguientes:

PLANO XY

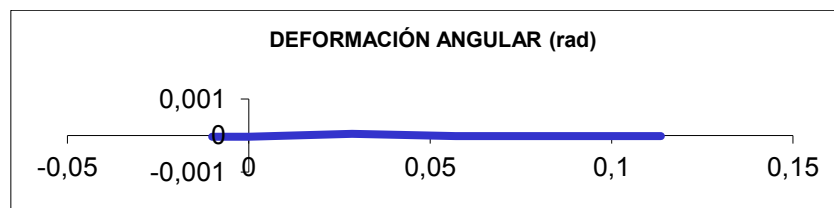


Figura 29: Deformación angular eje de salida

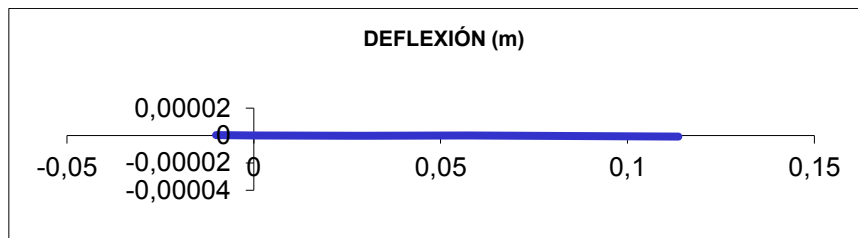


Figura 30: Deflexión del eje de salida

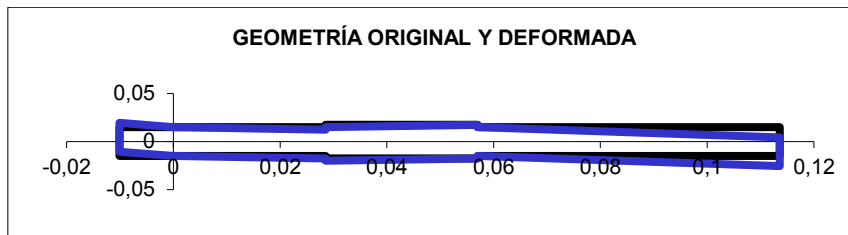


Figura 31: Diferencia entre geometría original y deformada (eje de salida)

PLANO XZ

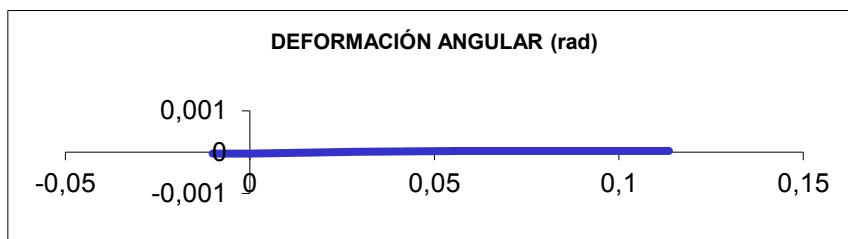


Figura 32

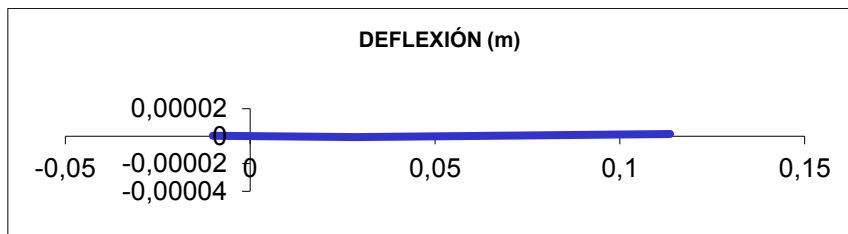


Figura 33

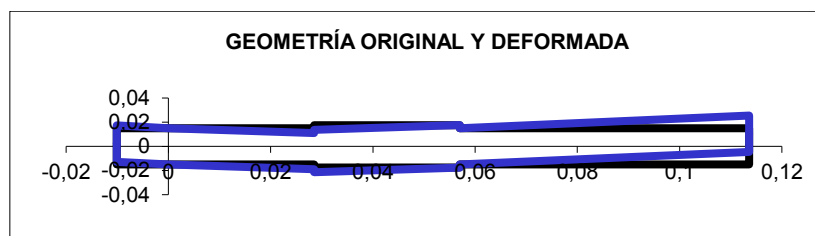


Figura 34

Se puede ver como apenas existen deflexiones ni deformaciones laterales en ningún plano, y esto se debe a que el eje de salida es el más corto. Al ser reducido, las tensiones y sollicitaciones no recorren distancias largas y se reducen estos efectos.

4.4.4 Cálculo a fatiga

Para realizar el cálculo a fatiga de los ejes, se estima el límite de fatiga en función del tipo de ensayo. El coeficiente de seguridad a fatiga debe ser mayor o igual que 4. Si el coeficiente no cumpliera, habría que buscar un diámetro del eje mayor. La ecuación para resolver este factor es la siguiente:

$$X = \frac{Se}{\sigma_a} \quad [68]$$

Donde Se es el límite del material a fatiga y σ_a es la tensión alternante.

Para empezar, es necesaria la tensión S_u del acero a ensayar. A partir de ella, se obtiene la tensión a flexión rotativa mediante

$$S'e = 0.5 \cdot S_u \quad [69]$$

Existen una serie de factores modificativos que pueden influir en el límite de fatiga que nos provocan la siguiente corrección:

$$Se = k_a \cdot k_b \cdot k_e \cdot k_x \cdot S'e \quad [70]$$

El factor de superficie depende de factores determinados por el tipo de tratamiento del acero (ver Anexo XIII). En el caso de estos engranajes, todos serán mecanizados, por tanto, los factores son $a = 4,51 \text{ MPa}$ y $b = -0,265$. La ecuación se completa como:

$$k_a = a \cdot S_u^b \quad [71]$$

Para el factor de tamaño, dado que todos los diámetros de los ejes están entre 3 mm y 270 mm, la relación es la siguiente:

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62 \text{ mm}} \right)^{-0,1} \quad [72]$$

El factor de confiabilidad se toma respecto a la siguiente tabla. La confiabilidad que se elige para los ejes es de 0,999.

Tabla 11. Factor de confiabilidad k_e

Confiabilidad	0.5	0.9	0.95	0.99	0.999	0.9999	0.99999	0.999999
Factor de corrección	1.0	0.897	0.868	0.814	0.753	0.702	0.659	0.620

Por tanto $k_e = 0,753$.

El factor k_x de temperatura se toma como unidad dado que los ejes trabajarán a temperatura ambiente.

Existe un quinto coeficiente relativo a la entalla. Éste es diferente según el punto de cálculo de fatiga en la longitud del eje. Se considera como entalla la chaveta, por lo que en las secciones donde existen engranajes el $k_f = 2$, y en el resto del eje será igual a la unidad.

Para calcular el coeficiente de seguridad a fatiga es necesario tener en cuenta la ecuación de la tensión alternante:

$$\sigma_a = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} \quad [73]$$

Donde M es el momento flector combinado en la sección que se está calculando:

$$M = \sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2} \quad [74]$$

Cada uno de los cálculos efectuados en el apartado de acciones y solicitaciones son lo que nos sirve para conseguir M .

La d es el diámetro de las secciones donde estamos calculando la tensión alternante. Esto quiere decir que no todas las secciones tienen por qué tener el diámetro del eje, sino que se pueden incluir cambios de diámetro para poder cumplir el mínimo coeficiente de seguridad. En caso de este reductor, existe un cambio de diámetro en cada eje, que se verá reflejado en los resultados.

Las secciones estudiadas en los apartados a continuación vienen basadas en las siguientes figuras:

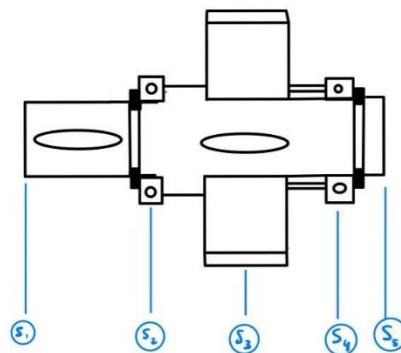


Figura 35: Secciones eje de entrada

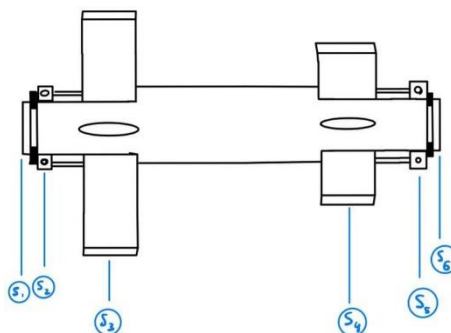


Figura 36: Secciones eje intermedio

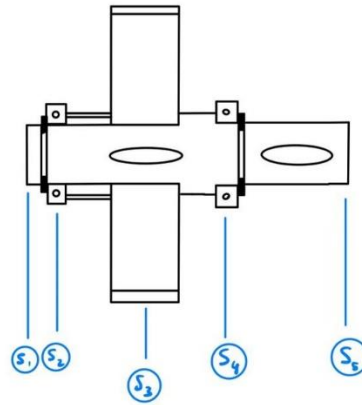


Figura 37: Secciones eje de salida

4.4.4.1 Eje entrada

Teniendo en cuenta todos estos datos y factores, a continuación, se observa una tabla con los resultados en el eje de entrada para el sentido que se está calculando (mismo procedimiento en el otro sentido de giro):

Tabla 12. Cálculo a fatiga del eje de entrada

M TOTAL	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Tensión alternante		Kb	Kf	Se	X	
		anterior (N·m)	posterior (N·m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)				anterior (N·m)	posterior (N·m)
Sección (i)										
1	0,02000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,9080139	1	265,12925	1,17243E+17	1,1724E+17
2	0,02200	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,89940072	1	262,614303	3,83183E+17	3,8318E+17
3	0,02000	8,41837	11,04865	10,71860	14,06758	0,9080139	2	132,564625	12,3677209	9,42341232
4	0,02000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,9080139	1	265,12925	#DIV/0!	#DIV/0!
5	0,02000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,9080139	1	265,12925	#DIV/0!	#DIV/0!

Cabe destacar de la tabla varios aspectos:

- La sección de 2 a 3 tiene el cambio de diámetro de este eje.
- Los resultados del diagrama de momentos son teniendo en cuenta la suma cuadrática del momento flector de ambos planos.
- Solo se obtiene tensión alternante en las secciones críticas de la pieza.
- El coeficiente de tamaño sólo varía en el cambio de diámetro.
- El factor de entalla sólo influye en la chaveta, la sección del piñón.
- El coeficiente de seguridad en el que hay que fijarse, el de la sección crítica, cumple con $X \geq 4$.

4.4.4.2 Eje intermedio

La tabla de resultados del eje intermedio es la siguiente:

Tabla 13. Cálculo a fatiga del eje intermedio

M TOTAL Sección (i)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Tensión alternante		Kb	Kf	Se	X	
		anterior (N·m)	posterior (N·m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)				anterior (N·m)	posterior (N·m)
1	0,02500	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,88797655	1	259,278582	7,39637E+16	7,3964E+16
2	0,02500	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,88797655	1	259,278582	4,036E+16	4,036E+16
3	0,02700	15,94949	2,79629	8,25383	1,44707	0,88116882	2	128,645403	15,58614259	88,900423
4	0,02500	44,09793	37,30615	28,74738	24,31983	0,88797655	2	129,639291	4,509604004	5,33060094
5	0,02500	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,88797655	1	259,278582	#iDIV/0!	#iDIV/0!
6	0,02500	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,88797655	1	259,278582	#iDIV/0!	#iDIV/0!

Como comentario del eje intermedio, se observan algunas diferencias con el eje de entrada:

- Para empezar, las secciones en este caso son 6:
 - 1. Inicio del eje.
 - 2. Rodamiento A.
 - 3. Rueda primera etapa.
 - 4. Piñón segunda etapa.
 - 5. Rodamiento B.
 - 6. Final del eje.

En el eje intermedio se sitúan dos engranajes, lo que provoca más probabilidades de fallo a fatiga ya que existen dos secciones críticas.

- El cambio de diámetro es entre ambos engranajes.
- El coeficiente de entalla está presente en las secciones 3 y 4.
- El coeficiente de seguridad cumple, aunque está más cerca de no cumplir.

4.4.4.3 Eje de salida

En el eje de salida, los resultados del sentido calculado son de la siguiente manera:

Tabla 14. Cálculo a fatiga del eje intermedio

M TOTAL Sección (i)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Tensión alternante		Kb	Kf	Se	X	
		anterior (N·m)	posterior (N·m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)				anterior (N·m)	posterior (N·m)
1	0,03000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,87193352	1	254,594207	6,18964E+16	6,1896E+16
2	0,03000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,87193352	1	254,594207	4,6448E+16	4,6448E+16
3	0,03500	52,61877	69,83409	12,50077	16,59065	0,85859567	2	125,349857	10,02737231	7,55545079
4	0,03000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,87193352	1	254,594207	#iDIV/0!	#iDIV/0!
5	0,03000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,87193352	1	254,594207	#iDIV/0!	#iDIV/0!

Este eje tiene las mismas secciones que en el eje de entrada, pero el cambio de diámetro se hace entre el engranaje y el rodamiento B de salida.

Lo más importante a destacar de este eje es que, a pesar de que los momentos son los más fuertes debido a ser el eje de salida, el coeficiente de fatiga cumple mejor que en el eje intermedio. Esto es sobre todo gracias al cambio de diámetro, que justamente coincide con la sección crítica y ayuda a soportar mejor las cargas.

Cabe mencionar que existen varias celdas en todos los ejes con el valor “#iDIV/0!”. Esto es debido a que en esas secciones no existe una tensión alternante, ya que no tienen momentos que les afecten. Por ello, la división de la ecuación [66] no se puede completar y aparece ese aviso.

4.5 Rodamientos

Los rodamientos son un elemento clave en el conjunto de la reductora. Son los que se encargan de que todos los elementos sobre el eje se mantengan en su posición, y funcionan como apoyos para éstos. Por ello, son puntos críticos receptores de fuerzas. Las reacciones se calculan a partir de los lugares donde estén los rodamientos.

Por ello es importante hacer un cálculo exhaustivo para analizar que rodamientos utilizar en cada eje, e incluso en cada punto del eje (principio o final). Estos elementos necesitan un mantenimiento que también se obtiene de estos cálculos.

4.5.1 Tipos

Existen varios tipos de rodamientos:

- Rodamientos de bolas. Existen varias clases:
 - Rodamientos rígidos de bolas: son los más utilizados y además los que se usan en este proyecto.
 - Rodamientos de contacto angular: Están diseñados para soportar mejor las cargas axiales en comparación con los de bolas.
 - Rodamientos de bolas autoalineables: tiene dos hileras de bolas que se ajustan según los esfuerzos recibidos.
- Rodamientos de rodillos. También existen varias formas:
 - Rodamientos de rodillos cilíndricos: Ideales para cargas radiales y altas velocidades.
 - Rodamientos de rodillos cónicos: Pueden soportar cargas axiales mayores.
- Rodamientos de agujas. Son un tipo de rodamiento de rodillos con rodillos largos y delgados. Ocupan menos espacio que el resto de los rodamientos de rodillos.
- Rodamientos axiales. Están diseñados para soportar cargas axiales.
- Rodamientos magnéticos. Utilizan fuerzas magnéticas para que el eje mantenga su posición.

Los rodamientos dentro de un mismo eje pueden ser de dos tipos: rodamiento libre o rodamiento fijo. Esto depende de la dirección de la fuerza axial. El rodamiento que reciba la acción de la fuerza axial será el rodamiento fijo y el que se dejó conducir el rodamiento libre. Este factor será importante en el cálculo de la fuerza equivalente.

4.5.2 Cálculo de fuerza equivalente

Para calcular la fuerza equivalente es importante conocer la ecuación que relaciona la fuerza radial con la fuerza axial:

$$F_{eq} = x \cdot F_r + y \cdot F_a \quad [75]$$

En caso de no soportar fuerza axial (ser rodamiento libre) la fuerza equivalente se toma como la fuerza radial.

Los coeficientes x e y se obtienen de la tabla para rodamientos rígidos, expuesta en el Anexo XIV. En caso de que $\frac{F_a}{F_r} < e$, los factores son $x = 1$ y $y = 0$, es decir, se toma únicamente la fuerza radial. En el Anexo existe una relación tal que:

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0} \quad [76]$$

Los valores C_0 y f_0 se obtienen de la especificación técnica del rodamiento. C_0 es la capacidad de carga estática básica del rodamiento y f_0 el factor de cálculo para cada uno.

Existen seis posiciones para los rodamientos, rodamiento A y B para cada uno de los ejes. Una vez obtenida la fuerza equivalente para cada posición de rodamiento, se puede comenzar con el cálculo a fatiga.

4.5.3 Cálculo a fatiga

La ecuación por despejar para calcular la vida a fatiga del rodamiento es la siguiente:

$$L_{10} = 10^6 \cdot \left(\frac{C}{F}\right)^q \quad [77]$$

Dónde,

C es la capacidad de carga dinámica (se obtiene también de cada rodamiento) y representa la fuerza transmitida que ocasiona un 10% de fallos a fatiga.

Generalmente $q = 3$ en rodamientos de bolas.

F es la fuerza equivalente o radial calculadas anteriormente.

Por último, L_{10} se obtiene de la ecuación de la vida del L del rodamiento de la norma ISO 281:2007 que viene dada por la siguiente expresión.

$$L = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10} \quad [78]$$

a_1 es el coeficiente de fiabilidad. Hay que tener en cuenta la fiabilidad escogida anteriormente en el cálculo del eje y escoger una similar de la siguiente tabla:

Tabla 15. Factor de fiabilidad a_1

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

En este proyecto se escoge una fiabilidad del 99%, por tanto $a_1 = 0.25$.

El factor a_{iso} tiene en cuenta el efecto de las condiciones de trabajo, sobre todo la lubricación. En este factor se tiene en cuenta la carga límite de fatiga del rodamiento, el componente P_u . Para calcular el factor se necesita un valor de viscosidad relativa. Dado que todos los ejes giran a $n < 1000 \text{ rpm}$:

$$v_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n^{1.667}}} \quad [79]$$

d_m es el diámetro del rodamiento que se está iterando y n la velocidad en rad/s .

Teniendo la viscosidad relativa, es necesaria la viscosidad ν del lubricante a la temperatura de funcionamiento. Para ello utilizamos la gráfica del Anexo X y una temperatura de trabajo de $60 \text{ }^\circ\text{C}$. Obtenemos la ν de todos los ejes del proyecto:

$$\nu = 200 \text{ mm}^2/s$$

El cociente de estas dos viscosidades se identifica con:

$$\kappa = \frac{\nu}{v_1} \quad [80]$$

Con este cociente, hace falta otra relación para conseguir de la gráfica del Anexo XV el valor de a_{iso} :

$$\frac{\eta_c \cdot P_u}{F_{eq}} \quad [81]$$

El elemento P_u es la carga límite de fatiga mencionada anteriormente, y cada rodamiento cuenta con una diferente. Es un valor que hay que cambiar con cada iteración de rodamiento.

El único factor que no se ha mencionado anteriormente es el factor de contaminación η_c , que se obtiene de la tabla:

Tabla 16. Factor de fiabilidad a_1

Condición	$d_m < 100$ (mm)	$d_m \geq 100$ (mm)
Limpieza extrema	1	1
Gran limpieza	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación alta	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy alta	0	0

En el caso de esta reductora se escoge una condición de limpieza normal, es decir un factor de $\eta_c = 0,55$.

Teniendo en cuenta todos los factores, entraríamos en la tabla y obtendríamos a_{iso} .

4.5.4 Resultado de la selección de rodamientos

Es importante destacar que la ecuación [78] ofrece un valor aproximado de ciclos, ya que es no todos los factores son calculados con exactitud y algunos son subjetivos. Para pasar de ciclos a horas el valor de L la conversión será:

$$L_{horas} = \frac{L_{ciclos}}{\omega_{eje} \cdot 60} \quad [82]$$

Sabiendo esto, los resultados son los siguientes. Es importante destacar lo mismo que con los ejes, el cálculo se realiza para ambos sentidos e incluso la influencia de esto se puede ver en el eje intermedio. Ambos sentidos deben cumplir con las especificaciones.

4.5.4.1 Eje de entrada

En el eje de entrada ambos rodamientos cumplen y tienen un ciclo de vida parecido probando el rodamiento 61904 (3):

RODAMIENTO A:

$$L_{horas} = 884066 \text{ horas}$$

$$a_{iso} = 40$$

RODAMIENTO B:

$$L_{horas} = 695091 \text{ horas}$$

$$a_{iso} = 40$$

Por tanto, habría que realizar un mantenimiento del eje de entrada cada 600 000 horas de funcionamiento. Es importante destacar que para la aplicación que se utiliza se pretende que los rodamientos tengan una vida comprendida entre (14-20)·1000 horas. Esto se debe a la tabla del Anexo XVI, que recomienda vidas de rodamiento según que aplicaciones. Sin embargo, es preferible superar esta relación que no llegar al mínimo.

4.5.4.2 Eje intermedio

En el eje intermedio, los rodamientos A y B son diferentes. Esto es por la influencia de un sentido u otro en el cálculo, para que cumplan ambos sentidos e igualar los tiempos de mantenimiento.

RODAMIENTO A

El rodamiento A va a ser un rodamiento 61905 (4) con los siguientes resultados:

$$L_{horas} = 18737 \text{ horas}$$

$$a_{iso} = 5$$

RODAMIENTO B

Para el rodamiento B se utiliza un 6005 (5), ya que el elemento utilizado para el A no cumplía en este caso para el sentido 2. Los valores son:

$$L_{horas} = 25000 \text{ horas}$$

$$a_{iso} = 5$$

El mantenimiento de rodamientos de este eje ha de realizarse cada 17 000 horas, siendo el eje que menos tiempo debe estar en funcionamiento sin el cambio.

4.5.4.3 Eje de salida

En el eje de salida se calcula un rodamiento 6006 (6) que cumple para ambos sentidos y en ambas posiciones. En el caso más desfavorable, que corresponde al sentido establecido anteriormente para el rodamiento A, y el contrario para el rodamiento B, el cálculo establece:

RODAMIENTO A

$$L_{horas} = 114443 \text{ horas}$$

$$a_{iso} = 6$$

RODAMIENTO B

$$L_{horas} = 114443 \text{ horas}$$

$$a_{iso} = 6$$

Se comprueba también un rodamiento 61906, pero a pesar de que cumpliría, es óptimo utilizar el 6006. El cambio de rodamientos se realizaría cada 100 000 horas.

5 Conclusión

En este trabajo de fin de grado se ha realizado con éxito el diseño y cálculo de una reductora de velocidad para una hormigonera eléctrica. A lo largo del proyecto, se han conseguido cumplir los objetivos propuestos inicialmente, demostrando los conocimientos teóricos y prácticos necesarios para llevar a cabo una tarea en un entorno digital y técnico.

Los procesos utilizados han permitido la realización de los cálculos, teniendo en cuenta factores críticos en el proyecto, como son la selección de los materiales de diversas piezas usadas, el cálculo de fallos catastróficos y la subsanación de estos, la relación de los lubricantes y las temperaturas de trabajo o los ciclos de vida de los rodamientos.

El software digital empleado, *SolidWorks* ha sido imprescindible, facilitando el diseño tridimensional de las piezas por separado para después unificarlas y ensamblarlas en un mismo plano, consiguiendo el objetivo deseado.

Los factores calculados al inicio del proyecto confirman que la reductora diseñada ha cumplido con los requisitos de seguridad y durabilidad necesarios para la aplicación en hormigoneras eléctricas de potencias similares. Las resistencias tanto de elementos, como de materiales han sido verificadas y analizadas en diversos apartados para asegurar el cumplimiento de todos los mínimos establecidos.

Como añadido, este trabajo ha resaltado la importancia del diseño de elementos y sólidos por ordenador en el mundo de hoy en día, dejando en evidencia cómo las herramientas actuales pueden ayudar en gran medida al desarrollo de los ingenieros y de proyectos como éste. Es decir, este trabajo no sólo representa una solución técnica aplicable, sino que contribuye a la evolución de las habilidades prácticas y digitales en el campo de la ingeniería mecánica.

Para concluir, este proyecto ha contribuido a la mejora de las competencias técnicas en el ámbito de la ingeniería y ha puesto en práctica los conocimientos adquiridos durante un grado de cuatro años, sintetizando de manera útil y eficaz lo aprendido en las distintas asignaturas de la carrera.

6 Relación con las O.D.S.

Los objetivos de desarrollo sostenible en los que se hará énfasis son los más relacionados con un proyecto de estas características.

En primer lugar, se alinea con la O.D.S número 4: “Educación de calidad” de varias formas. Este trabajo permite a los estudiantes conseguir y desarrollar sus habilidades técnicas y digitales esenciales para el empleo en el mundo de la ingeniería y la empresa en el que vivimos. Además, integra proyectos reales, mejorando el aprendizaje práctico y preparando a los alumnos para su trayectoria profesional.

Este T.F.G. hace uso de plataformas digitales avanzadas, lo cual garantiza que los estudiantes están recibiendo una formación actualizada y relevante. Este tipo de trabajos promueven el pensamiento crítico y la adaptación a inconveniencias que suelen surgir durante la realización de estos.

Por último, esta iniciativa ofrece una igualdad de oportunidades para todos, lo cual asegura una enseñanza equitativa e inclusiva. Todos estos factores relacionan ampliamente el proyecto con la O.D.S. 4.

La segunda O.D.S. que se va a destacar es la número 9: “Industria, Innovación e infraestructura”. El principal objetivo del trabajo es diseñar un conjunto de elementos que deben ser funcionales al estar unidos, contribuyendo así a la industria y colaborando para generar parte de infraestructuras más grandes.

Por otra parte, también pretende desarrollar soluciones innovadoras que faciliten y mejoren las alternativas ya empleadas, promoviendo la creatividad y el avance tecnológico. Para continuar, proporciona a los estudiantes habilidades avanzadas en diseño asistido por ordenador, que son fundamentales para su desarrollo en el mundo laboral actual.

Por último, el trabajo también se relaciona con el objetivo número 12: “Producción y consumo responsables”. La principal razón que destacar es el cálculo dedicado directamente a los procesos de fatiga y rotura de los ejes, que evitan malgastar materiales y contribuyen a la larga duración de los elementos.

El proyecto consigue mediante este tipo de cálculos formar a los estudiantes en la importancia de no emplear demasiados recursos en prácticas recurrentes, y optimizar los tiempos de mantenimiento de cara a evitar la contaminación innecesaria.

También hay que hacer un inciso en la búsqueda del mejor rendimiento posible mediante los cálculos, lo cual genera un proceso de preparación del hormigón más eficiente y, por ende, menos contaminante.

7 Bibliografía

- (1) https://www.ferrokey.eu/hormigonera-construccion-electrica-monofasica-180lt-850w-amarilla-lis190pro-lis?gad_source=1&gclid=CjwKCAiAivGuBhBEEiwAWiFmYQbjgzFBQrI6X1IFZoN1dPPnUSpgvkY-kH0tSdsypO42YPpCilOTHROCDewQAvD BwE
- (2) <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings>
- (3) <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-61904>
- (4) <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-61905>
- (5) <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6005>
- (6) <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6006>
- (7) <https://www.skf.com/es/products/industrial-seals/power-transmission-seals/radial-shaft-seals/productid-20X30X5%20HMS5%20V>
- (8) <https://www.skf.com/es/products/industrial-seals/power-transmission-seals/radial-shaft-seals/productid-30X40X7%20HMS5%20V>
- (9) https://www.mecatech.com/es-ES/tapon-de-vaciado-de-reductores-para-combi-181_KS00109.htm
- (10) https://www.ps-stage.com/es/cancamo/3305-1452182-4250595820736.html?gad_source=1&gclid=Cj0KCQjw0ruyBhDuARIsANSZ3wqbMlp0bTx_Pohlw4xJoAbjNN5M3RiGjXzcNJUj5iljosMoFQweqwgAprREALw_wcB Argolla
- (11) https://www.amazon.es/METERXITY-PI%C3%A1stico-Aceite-Mirilla-Vidrio/dp/B0BVRJM6ST/ref=asc_df_B0BVRJM6ST/?tag=googshopes-21&linkCode=df0&hvadid=670901115088&hvpos=&hvnetw=g&hvrnd=9013460068457501456&hvpone=&hvptwo=&hvqmt=&hvdev=c&hvdvcmld=&hvlocint=&hvlocphy=1005545&hvtargid=pla-2195845573633&psc=1&mcid=c317d731ec553b4f8d75e04b7c19e762
- (12) <https://matmatch.com/es/materials/minfm33553-en-10083-2-grade-c25-quenched-and-tempered-qt->
- (13) https://www.steel-grades.com/metals/85/214018/AFNOR-NF-G35CrMo4.html#google_vignette

ANEXOS

8 Anexos

8.1 Anexo I: Tabla de anillos Seeger



Med.Nom.	ANILLO					RANURA			
	d1	s h 11	d3	Tolerancia d3	a ≈ b ≈	d5 Min.	d2	Tolerancia d2	m Min.
3	0,4	2,7	+0,04 -0,15	1,9 0,8	1,0	2,8	-0,04	0,50	
4		3,7		2,2 0,9		3,8			
5		4,7		2,5 1,1		4,8			
6	0,7	5,6	2,7 1,3	1,2	5,7	-0,06	0,80		
7	0,8	6,5	3,1 1,4		6,7				
8		7,4	3,2 1,5		7,6				
9		8,4	1,7	8,6					
10	1,0	9,3	+0,10 -0,36	3,3	1,8	9,6	-0,11	1,10	
11		10,2				10,5			
12		11,0		11,5					
13		11,9		12,4					
14		12,9		13,4					
15		13,8		14,3					
16		14,7		15,2					
17		15,7		16,2					
18	16,5	17,0	3,9	2,4	1,7	18,0			
19	17,5	18,5					2,0	2,5	19,0
20	18,5	19,5							
21	19,5	20,5	2,8	2,8	21,0				
22	20,5	21,5				2,9	2,9	22,0	
23	21,5	22,2							3,0
24	22,2	23,2	3,1	3,1	23,9				
25	23,2	24,2				3,2	3,2	24,9	
26	24,2	24,9							3,3
27	24,9	25,9	3,4	3,4	26,6				
28	25,9	26,9				3,5	3,5	27,6	
29	26,9	27,9							3,6
30	27,9	28,6	3,7	3,7	29,3				
31	28,6	29,6				3,8	3,8	30,3	
32	29,6	30,5							3,9
33	30,5	31,5	4,0	4,0	32,3				
34	31,5	32,2				4,1	4,1	33,0	
35	32,2	33,2							4,2
36	33,2	34,2	4,3	4,3	35,0				
37	34,2	35,2				4,4	4,4	36,0	
38	35,2								

8.2 Anexo II: Cálculo del módulo

8.2.1 MÓDULO PRIMERA ETAPA

m	d _{pinón} *	z ₁ *	z ₁	d _{pinón}	z ₂ *	z ₂	z _{2compr.}	d _{rueda} *	i _{real}	Dc (mm)	Interferencia	¿Vale?
0,5	29,55	55,5358339	56	29,79697763	216,887067	217	217	115,463288	3,875	72,630133	FALSO	MUCHOS DIENTES
0,6	30,34	47,5171235	48	30,64831985	185,903201	186	186	118,762239	3,875	74,705296	FALSO	MUCHOS DIENTES
0,8	31,92	37,4937356	38	32,35100428	147,173367	147	147	125,147306	3,86842105	78,7491552	FALSO	MUCHOS DIENTES
1	33,5	31,4797028	32	34,05368872	123,935467	124	124	131,958044	3,875	83,0058663	FALSO	MUCHOS DIENTES
1,25	35,475	26,6684766	27	35,91599982	104,57055	105	105	139,673333	3,88888889	87,7946662	FALSO	MUCHOS DIENTES
1,5	37,45	23,4609924	24	38,31039981	92,9516003	93	93	148,452799	3,875	93,3815995	FALSO	VALE
2	41,4	19,4516373	20	42,5671109	77,4596669	77	77	163,883377	3,85	103,225244	FALSO	VALE
2,5	45,35	17,0460241	18	47,88799976	69,7137002	70	70	186,23111	3,88888889	117,059555	FALSO	VALE
3	49,3	15,4422821	16	51,08053308	61,9677335	62	62	197,937066	3,875	124,508799	FALSO	VALE
4	57,2	13,4376045	14	59,59395526	54,2217668	54	54	229,862399	3,85714286	144,728177	VERDADERO	INTERFERENCIA
5	65,1	12,2347979	13	69,17155521	50,3487835	50	50	266,044443	3,84615385	167,607999	VERDADERO	INTERFERENCIA
6	73	11,4329269	12	76,62079962	46,4758002	46	46	293,713065	3,83333333	185,166932	VERDADERO	INTERFERENCIA
8	88,8	10,4305881	11	93,64764398	42,6028168	43	43	366,077154	3,90909091	229,862399	FALSO	POCOS DIENTES
10	104,6	9,82918481	10	106,4177772	38,7298335	39	39	415,029331	3,9	260,723554	FALSO	POCOS DIENTES
12	120,4	9,4282493	10	127,7013327	38,7298335	39	39	498,035198	3,9	312,868265	FALSO	POCOS DIENTES
16	152	8,9270799	9	153,2415992	34,8568501	35	35	595,939553	3,88888889	374,590576	FALSO	POCOS DIENTES
20	183,6	8,62637826	9	191,551999	34,8568501	35	35	744,924441	3,88888889	468,23822	FALSO	POCOS DIENTES
25	223,1	8,38581695	9	239,4399988	34,8568501	35	35	931,155551	3,88888889	585,297775	FALSO	POCOS DIENTES

8.2.2 MÓDULO SEGUNDA ETAPA

m	d _{pinón} *	z ₁ *	z ₁	d _{pinón}	z ₂ *	z ₂	z _{2compr.}	d _{rueda} *	i _{real}	Dc (mm)	Interferencia	¿Vale?
0,5	35,550	66,812	67	35,650	259,29	259	259	137,811022	3,86567164	86,7304885	FALSO	MUCHOS DIENTES
0,6	36,340	58,914	57	36,395	220,59	221	221	141,109973	3,87719298	88,7524262	FALSO	MUCHOS DIENTES
0,8	37,920	44,541	45	38,310	174,15	174	174	148,133546	3,86666667	93,2219729	FALSO	MUCHOS DIENTES
1	39,500	37,118	38	40,439	147,06	147	147	156,434133	3,86842105	98,436444	FALSO	MUCHOS DIENTES
1,25	41,475	31,179	32	42,567	123,84	124	124	164,947555	3,875	103,757333	FALSO	MUCHOS DIENTES
1,5	43,450	27,220	28	44,695	108,36	108	108	172,396799	3,85714286	108,546133	FALSO	MUCHOS DIENTES
2	47,400	22,271	23	48,952	89,01	89	89	189,423644	3,86956522	119,187911	FALSO	VALE
2,5	51,350	19,301	20	53,209	77,4	77	77	204,854221	3,85	129,031555	FALSO	VALE
3	55,300	17,322	18	57,466	69,66	70	70	223,477332	3,88888889	140,471466	FALSO	VALE
4	63,200	14,847	15	63,851	58,05	58	58	246,899243	3,86666667	155,369955	VERDADERO	INTERFERENCIA
5	71,100	13,362	14	74,492	54,18	54	54	287,327999	3,85714286	180,910221	VERDADERO	INTERFERENCIA
6	79,000	12,373	13	83,006	50,31	50	50	319,253332	3,84615385	201,129599	VERDADERO	INTERFERENCIA
8	94,800	11,135	12	102,161	46,44	46	46	391,61742	3,83333333	246,899243	VERDADERO	INTERFERENCIA
10	110,600	10,393	11	117,060	42,57	43	43	457,596442	3,90909091	287,327999	FALSO	POCOS DIENTES
12	126,400	9,898	10	127,701	38,7	39	39	498,035198	3,9	312,868265	FALSO	POCOS DIENTES
16	158,000	9,279	10	170,268	38,7	39	39	664,04693	3,9	417,157687	FALSO	POCOS DIENTES
20	189,600	8,908	9	191,552	34,83	35	35	744,924441	3,88888889	468,23822	FALSO	POCOS DIENTES
25	229,100	8,611	9	239,440	34,83	35	35	931,155551	3,88888889	585,297775	FALSO	POCOS DIENTES

8.3 Anexo III: Norma 6885 Chaveta

Diámetros del eje d		Sección de la chaveta b x h	Chavatero										Chañán P ₁	
			Ancho h					Profundidad						
			Tolerancia					Eje h ₁		Cubo h ₂				
			Clase de ajuste del enchavetado					Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia	Mínimo		
Nominal	Libre		Normal		Ajustado									
más de	hasta		Eje H 9	Cubo D 10	Eje N 9	Cubo Js 9	Eje y cubo P 9							
6	8	2 x 2	2	-0,025	+0,060	-0,004	±0,0125	-0,006	1,2		1		0,08	0,16
8	10	3 x 3	3	0	+0,020	-0,029		-0,031	1,8	+0,1	1,4	+0,1	0,08	0,16
10	12	4 x 4	4	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	2,5	0	1,8	0	0,08	0,16
12	17	5 x 5	5	0	+0,030	-0,030		-0,042	3		2,3		0,16	0,25
17	22	6 x 6	6	0					3,5		2,8		0,16	0,25
22	30	8 x 7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	4		3,3		0,16	0,25
30	38	10 x 8	10	0	+0,040	-0,036		-0,051	5		3,3		0,25	0,40
38	44	12 x 8	12						5,5		3,3		0,25	0,40
44	50	14 x 9	14	+0,043	+0,120	0	±0,0215	0,018	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16 x 10	16	0	+0,050	-0,043		-0,061	6		4,3		0,25	0,40
58	65	18 x 11	18						7	+0,2	4,4	+0,2	0,25	0,40
65	75	20 x 12	20						7,5	0	4,9	0	0,40	0,60
75	85	22 x 14	22	+0,052	-0,149	0	±0,026	-0,022	9		5,4		0,40	0,60
85	95	25 x 14	25	0	+0,065	-0,052		-0,074	9		5,4		0,40	0,60
95	110	28 x 16	28						10		6,4		0,40	0,60
110	130	32 x 18	32						11		7,4		0,40	0,60
130	150	36 x 20	36	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,076	12		8,4		0,70	1,00
150	170	40 x 22	40	0	+0,080	-0,062		-0,088	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45 x 25	45						15		10,4		0,70	1,00
200	230	50 x 28	50						17		11,4		0,70	1,00
230	260	56 x 32	56						20	+0,3	12,3	+0,3	0,70	1,00
260	290	63 x 32	63	+0,074	+0,220	0	±0,037	-0,032	20	0	12,4	0	1,20	1,60
290	330	70 x 36	70	0	-0,100	-0,074		-0,106	22		14,4		1,20	1,60
330	380	80 x 40	80						25		15,4		2,00	2,50
380	440	90 x 45	90	+0,087	+0,260	0	±0,0435	-0,037	28		17,4		2,00	2,50
400	500	100 x 50	100	0	+0,120	-0,087		-0,124	31		19,5		2,00	2,50

8.4 Anexo IV: Materiales utilizables

Nº	Material de los engranajes	E (N/mm ²)	v	Coef Y _{HT}		Coef Y _{HT}				Coef Y _X			S _{HL}		S _{FL}		Dureza (HB ó HV)	
				A	B	Ref	A	B	exp	A	B	Cte	A	B	A	B	B	min
1	Fundición Gris	118000	0,26	1	0	1,025	4,299	-3,259	0,0058	1,075	-0,015	0,70	1,033	132	0,256	8	150	240
2	F. maleable corazón negro	173000	0,28	0,85	0,075	1,12	1,674	-0,529	0,1	1,075	-0,015	0,70	1,371	143	0,345	77	135	250
3	F. nodular	173000	0,28	1	0	1,12	1,674	-0,529	0,1	1,075	-0,015	0,70	1,434	211	0,350	119	175	300
4	Acero moldeado no aleado	206000	0,3			1,07	5,306	-4,203	0,01	1,03	-0,006	0,85	0,986	131	0,313	62	140	210
5	Ac. no aleado	206000	0,3			1,07	5,306	-4,203	0,01	1,03	-0,006	0,85	1	190	0,455	69	110	210
6	Ac. no alead templado y revenido	206000	0,3			1,12	1,674	-0,529	0,1	1,03	-0,006	0,85	0,925	360	0,240	163	115	215
7	Ac. aleado templado y revenido	206000	0,3			1,12	1,674	-0,529	0,1	1,03	-0,006	0,85	1,313	373	0,425	187	200	360
8	Ac. moldeado no aleado templado	206000	0,3			1,12	1,674	-0,529	0,1	1,03	-0,006	0,85	0,831	300	0,224	117	130	215
9	Ac. aleado moldeado templado	206000	0,3			1,12	1,674	-0,529	0,1	1,03	-0,006	0,85	1,276	298	0,364	161	200	360
10	Ac. de cementación	206000	0,3	0,12	0,44	1,12	1,674	-0,529	0,1	1,05	-0,01	0,80	0	1500	0	461	660	800
11	Ac. endurec a la llama o inducción	206000	0,3	0,12	0,44	1,12	1,674	-0,529	0,1	1,05	-0,01	0,80	0,541	882	0,138	290	500	615
12	Ac. de nitruració	206000	0,3	0,6	0,2	1,025	4,299	-3,259	0,0058	1,05	-0,01	0,80	0	1250	0	420	450	900
13	Ac. de nitrocarburation	206000	0,3	0,6	0,2	1,025	4,299	-3,259	0,0058	1,05	-0,01	0,80	1,167	425	0,653	94	300	450

8.5 Anexo V: coeficiente de aplicación

Características de la máquina	Máquina motriz
Uniforme	Motor eléctrico, Turbina de vapor, Turbina de gas con trabajo continuo
Choques ligeros	Motor eléctrico, Turbina de vapor y Turbina de gas con frecuentes paradas y arranques
Choques moderados	Motor de combustión interna de varios cilindros
Choques fuertes	Motor de combustión interna monocilíndrico

Características de la máquina	Máquina arrastrada
Uniforme	Alternador, cintas transportadoras, elevadores ligeros, mecanismos de avance de máquinas herramienta, ventiladores, turbo compresores
Choques ligeros	Cintas transportadoras no uniformes, accionamientos de máquina herramienta, elevadores pesados, ventiladores de minas, agitadores de líquidos viscosos, compresores policilíndricos, rodillos de laminación de aluminio
Choques moderados	Extrusoras de goma, mezcladoras de materias no homogéneas, maquinaria de trabajar la madera, compresores monocilíndricos, molinos de barras
Choques importantes	Transmisiones de excavadoras, prensas, molinos de bolas pesados, cizallas, perforadoras giratorias.

Características de la máquina motriz	Características de la 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
Choques moderados	1,25	1,50	1,75	2,00
Choques fuertes	1,50	1,75	2,00	2,25 o mayor

8.6 Anexo VI: Coeficiente K_1

Q_{ISO}	10	9	8	7	6	5	4	3
K_1 rectos	76,6	52,8	39,1	26,8	14,9	7,5	3,9	2,1
K_1 helic.	68,2	47,0	34,8	23,9	13,3	6,7	3,5	1,9
--- Mecanizado basto ---- Mecan. medio Mecan. preciso -- Rectificado - - Velocidad alta - Automóviles - ----- Camiones ----- ----- Mecánica general ----- Mecánica baja precisión -								

8.7 Anexo VII: Coeficientes H_i a fallo superficial

Q_{ISO}	Ajuste	Dentados no endurecidos superficialmente			Aceros endurecidos superficialmente / dentados cementados rectificados		
		H_1	H_2	H_3	H_1	H_2	H_3
5	a	1.135	$2.3 \cdot 10^{-4}$	0.18	1.09	$1.99 \cdot 10^{-4}$	0.26
5	b, c	1.10	$1.15 \cdot 10^{-4}$	0.18	1.05	$1.0 \cdot 10^{-4}$	0.26
6	a	1.15	$3.0 \cdot 10^{-4}$	0.18	1.09	$3.3 \cdot 10^{-4}$	0.26
6	b, c	1.11	$1.5 \cdot 10^{-4}$	0.18	1.05	$1.6 \cdot 10^{-4}$	0.26
7	a	1.17	$4.7 \cdot 10^{-4}$	0.18	-	-	-
7	b, c	1.12	$2.3 \cdot 10^{-4}$	0.18	-	-	-
8	a	1.23	$6.1 \cdot 10^{-4}$	0.18	-	-	-
8	b, c	1.15	$3.1 \cdot 10^{-4}$	0.18	-	-	-

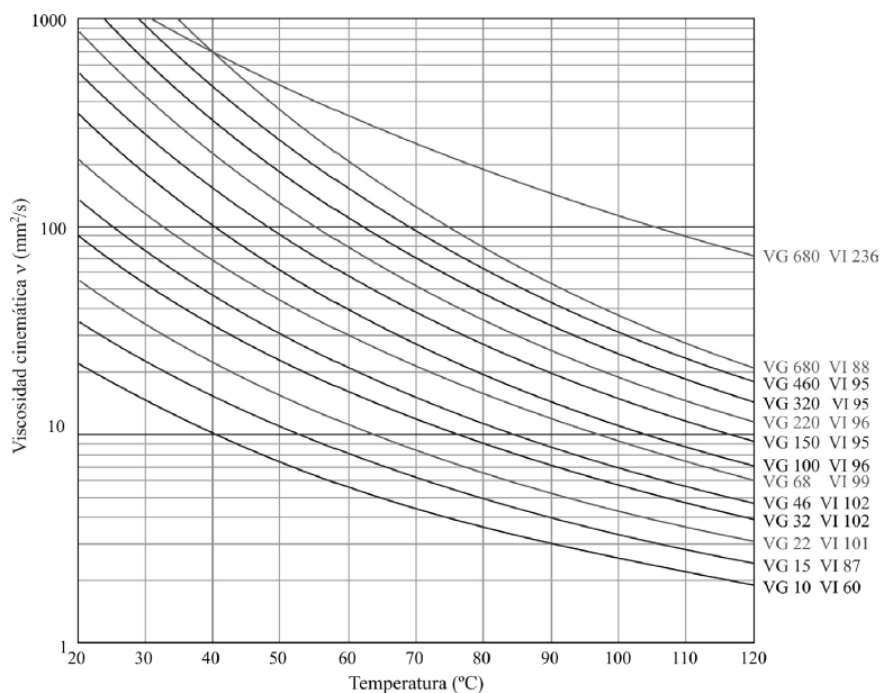
8.8 Anexo VIII: Coeficientes $K_{H\alpha}$ y $K_{F\alpha}$

Q_{ISO}	7	8	9	10
Diente recto endurecido superficialmente	1,0	1,1	1,2	$\frac{1}{Z_{\epsilon}^2} \geq 1,20$
Diente helicoidal endurecido superficialmente	1,1	1,2	1,4	$\frac{\epsilon_{\alpha}}{\cos^2 \beta} \geq 1,40$
Diente recto no endurecido superficialmente	1,0	1,0	1,1	1,2
Diente helicoidal no endurecido superficialmente	1,0	1,1	1,2	1,4

8.9 Anexo IX: Rugosidades medias aproximadas en función de la calidad ISO

Q_{ISO}	10	9	8	7	6	5	4	3
R_{tm}	20	11	6,5	4	2,4	1,4	0,8	0,5

8.10 Anexo X: Relación entre viscosidad y temperatura de lubricante



8.11 ANEXO XI: Fundiciones y aceros

Designación	Composición						Tratamiento		Propiedades mecánicas			
	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni/V	Tipo	Temp (°C)	S_u MPa	S_y MPa	ϵ %	Dur HB
MOLDEADOS												
GC25 / F-8104	0.25		0.55						440	225	22	150
GC35 / F-8106	0.35		0.65						510	255	18	155
GC45 / F-8108	0.45		0.65						580	295	15	195
NO ALEADOS (Mn < 1%)												
C25 1025 / F-1120	0.25		0.55				N	900	490	310	22	150
							T R	870 480	570	430	28	168
C35 1035 / F-1130	0.35		0.65				LC		585	375	29	190
							N	900	680	420	28	183
							T R	840 430	730	520	15	212
C45 1045 / F-1140	0.45		0.65				N	870	660	390	20	197
							Rec	790	600	360	23	180
							T R	825 450	850	640	14	248
C60 1060	0.6		0.75				N	870	760	410		225
							T R	815 430	1000	790	6	315
ALEACIÓN INFERIOR AL 5%												
20MnCr5 5120 / F-150 D	0.2		1.25	1.15			N	900	680	400	23	207
							C T R	880 860 150	980	735	14	302
20NiCrMoS2-2 8620 / F-1522	0.2		0.8	0.55	0.2	0.55	LF	1100/850	650	320	22	192
							N	900	600	340	26	174
							C T R	910 845 150	850	580	19	255
41Cr4 5140 / F-1202	0.41		0.75	1.05			LF	1050/850	770	520		229
							N	870	760	470	23	227
							T R	840 540	970	840	18	293
42CrMo4 4140 / F-1252	0.42		0.75	1.05	0.22		N	900	950	560	19	277
							Rec	830	650	420	25	192
							LF	1100/850	1030	720	15	311
							T R	840 540	1120	1040	14	321
34CrNiMo6 4340 / F-128	0.34		0.65	1.5	0.22	1.5	LF	1150/900	1300	860		401
							N	870	1280	860	12	388
							T R	840 540	1210	1100	14	352
51CrV4 6150	0.51		0.9	1.05		0.17	LF	1100/850	950	630		285
							N	860	940	615	21	277
							T R	840 540	1200	1155	14	352
ALEACIÓN SUPERIOR AL 5%												
X10CrNi18-8 304	0.1	<0.8	<2	18-20		8-10	Rec	1100	510	206	40	160
X5CrNiMo17-12-2 316	0.05	<0.8	<2	16-18	2-3	10 11	Rec	1100	510	206	40	150

MATERIAL	Denominación	S_u (N/mm ²) min - max	S_y (N/mm ²) min - max	Dureza superficial
Fundiciones grises UNE EN 1561:2012	GJL-200	200 - 300	-	HB (150-230)
	GJL-250	250 - 350	-	HB (170-250)
	GJL-350	350 - 450	-	HB (210-275)
Fundiciones maleables de corazón negro UNE EN 1562:2012	GJMB-500-5	500 -	300 -	HB (165-215)
	GJMB-550-4	550 -	340 -	HB (180-230)
	GJMB-600-3	600 -	390 -	HB (195-245)
	GJMB-650-2	650 -	430 -	HB (210-260)
Fundiciones con grafito esferoidal (nodular o dúctil) UNE-EN1563:2012	GJS-400-15	400 -	250 -	HB (150-180)
	GJS-600-3	600 -	380 -	HB (210-250)
	GJS-800-2	800 -	480 -	HB (260-300)

MATERIAL	Denominación	S_u (N/mm ²) min - max	S_y (N/mm ²) min - max	Dureza superficial
Acero moldeado no aleado UNE-EN10293:2006	GE240	450 - 600	240 -	HB 140
	GE300	520 - 670	300 -	HB 175
Acero no aleado forjado	C25	400	280	HB 140
	C35	580	380	HB 180
	C45	680	430	HB 207
Acero no aleado forjado, templado y revenido UNE-EN10083- 2:2008	C25	570	430	HV 170
	C35	600 - 750	430 - 520	HV 216
Aceros aleados templados y revenidos UNE-EN10083-3:2008	20NiCrMoS2-2	850	580	HV 267
	20MnCr5	980	735	HV 317
	34CrMo4	1000 - 1200	800	HV 326
	42CrMo4	1100 - 1300	950	HV 337
	34NiCrMo16	1230 - 1420	1030	HV 368
Acero moldeado no aleado templado				HV 130-215
Acero moldeado aleado templado	G35CrMo4	750-980	650	HV 305
	G42CrMo4	800-1025	700	HV 320
Acero forjado de cementación. UNE- EN10084:2010	20MnCr5	980	735	HV 720
	20NiCrMoS2-2	850	600	HV 600
	15 NiCr13	950	750	HV 700
	14NiCrMo13	1300	1100	HV 740
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción	C45	1034	786	HV 560
	37Cr4	1150		HV 550 - 610
	42CrMo4	1300	1200	HV 615
Acero forjado de nitruración, acero templado de nitruración, acero de nitruración UNE- EN10085:2001	42CrMo4	1450		HV 700
	24CrMo13-6	1100	900	HV 700
	31CrMoV9	1000	800	HV 700
	41CrAlMo7-10	950 - 1150	750	HV 850 - 950
Acero forjado de nitrocarburoización	34CrAlNi7-10	900-1100	680	HV 850 - 950
				HV 300-650

8.12 Anexo XII: Limitación de deflexión y deformación angular de rodamientos

Elemento montado	Pendiente máxima (radianes)
Rodamiento de rodillos cónicos	0,0005 – 0,0012
Rodamiento de rodillos cilíndricos	0,0008 – 0,0012
Rodamiento rígido de bolas	0,001 – 0,003
Rodamiento autoalineación	0,026 – 0,052
Cojinete de aceite ($L/D < 1$)	0,0009
Engranaje cilíndrico de dientes rectos (sin coronación)	0,0005

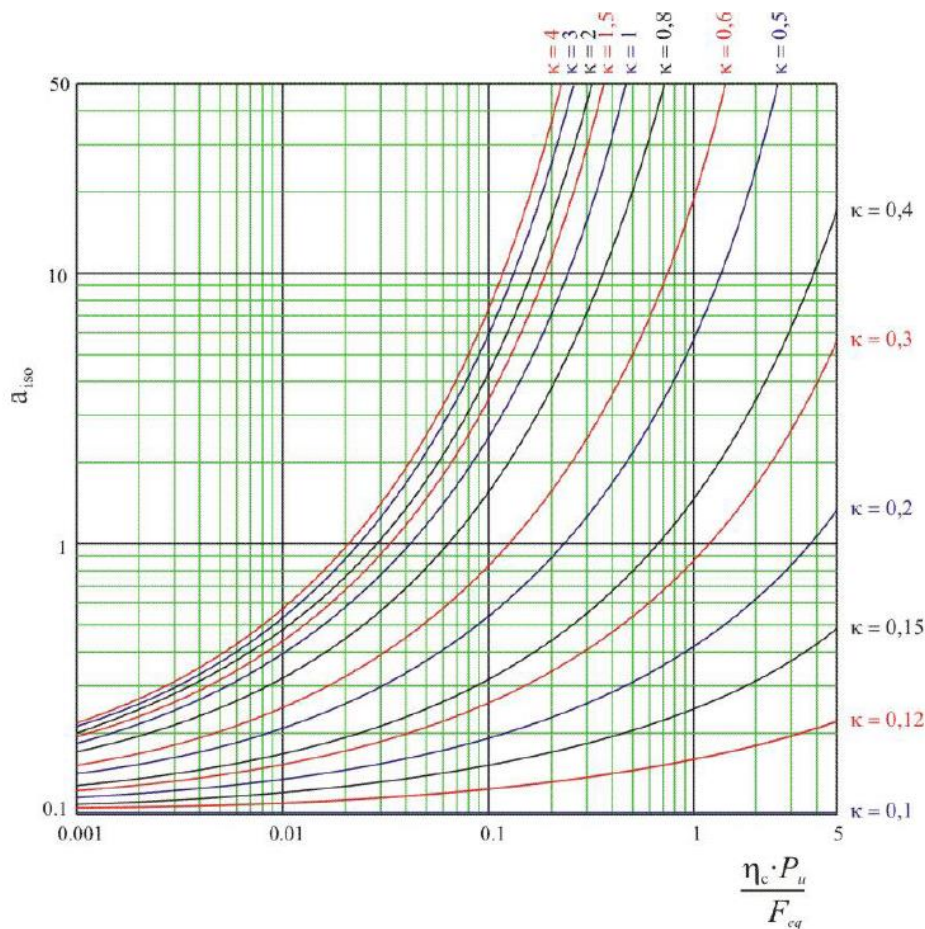
8.13 Anexo XIII: Factor de superficie

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

8.14 Anexo XIV: Fuerza equivalente para rodamientos rígidos de bolas

$f_0 \cdot F_a / C_0$	e	$F_a / F_r > e$	
		x	y
0.172	0.19	0.56	2.30
0.345	0.22	0.56	1.99
0.689	0.26	0.56	1.71
1.03	0.28	0.56	1.55
1.38	0.30	0.56	1.45
2.07	0.34	0.56	1.31
3.45	0.38	0.56	1.15
5.17	0.42	0.56	1.04
6.89	0.44	0.56	1.00

8.15 Anexo XV: Factor a_{iso} para rodamientos axiales de bolas



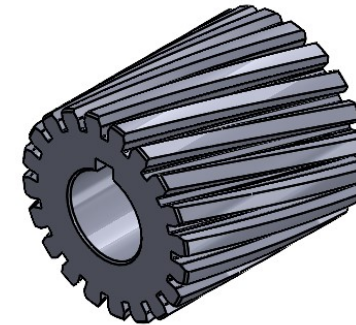
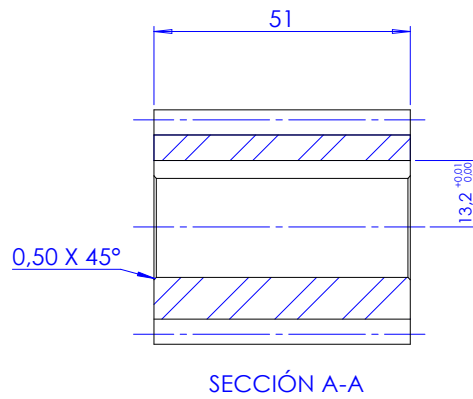
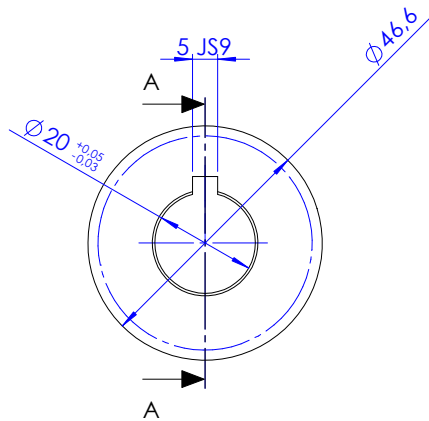
8.16 Anexo XVI: Vidas recomendadas para rodamientos

Tipo de aplicación	Vida (horas · 1000)
Instrumentos y similares de uso infrecuente	Hasta 0.5
Electrodomésticos	1 - 2
Motores para aviación	2 - 4
Máquinas de periodos de servicio cortos o intermitentes, 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

PLANOS

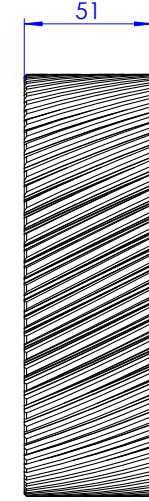
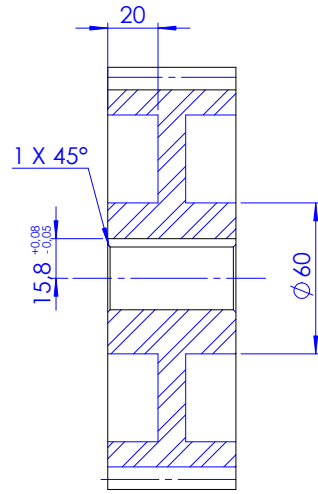
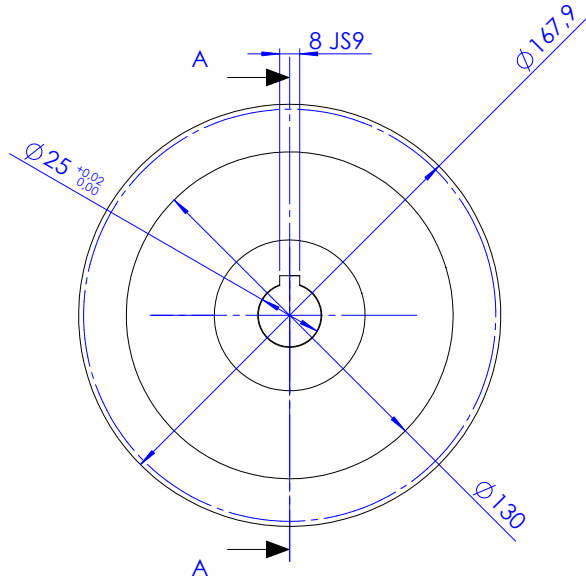
9 ÍNDICE DE PLANOS

1. PIÑÓN 01
2. RUEDA 02
3. PIÑÓN 03
4. RUEDA 04
5. EJE DE ENTRADA
6. EJE INTERMEDIO
7. EJE DE SALIDA
8. CASQUILLO DE ENTRADA
9. CASQUILLOS INTERMEDIOS
10. CASQUILLO DE SALIDA
11. APOYO RODAMIENTO ENTRADA
12. APOYO RODAMIENTO SALIDA
13. TAPA EJE DE ENTRADA
14. TAPA EJE INTERMEDIO 01
15. TAPA EJE INTERMEDIO 02
16. TAPA EJE DE SALIDA
17. CARCASA SUPERIOR
18. CARCASA INFERIOR
19. REDUCTORA (ENSAMBLAJE)
20. REDUCTORA (DESPIECE)



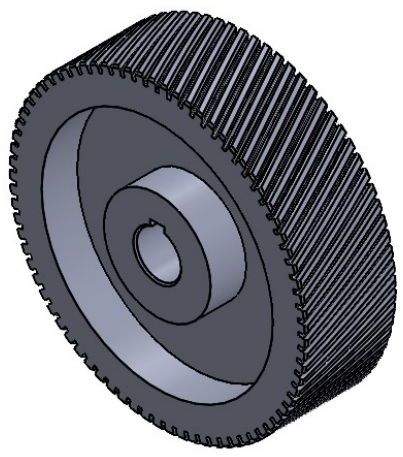
NOTA: $\alpha_n = 20^\circ$
 $\beta = 20^\circ$
 $Z = 20$
 Módulo = 2

Cant.	01	Nombre	Fecha	Material	ACERO C25	Formato Hoja
Dibujado	D. AVILÉS		20/05/2024	Dimensiones	Ø46X51	A3
Comprobado	A. PEDROSA		20/05/2024	Nombre pieza	Nº de plano	
Escala	Nombre del proyecto			PIÑÓN 01	1	
1:1	REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA HORMIGONERA ELÉCTRICA 50 R.P.M			 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	 ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial	

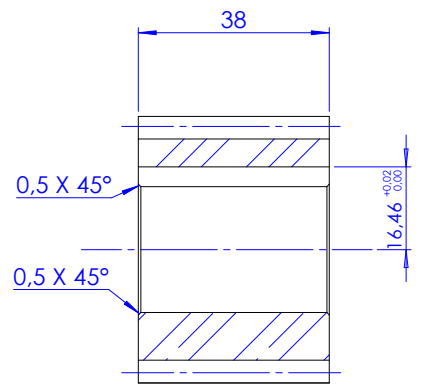
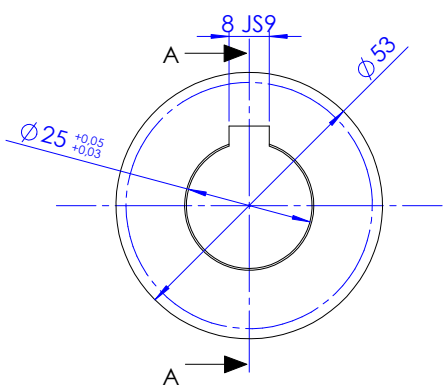


SECCIÓN A-A

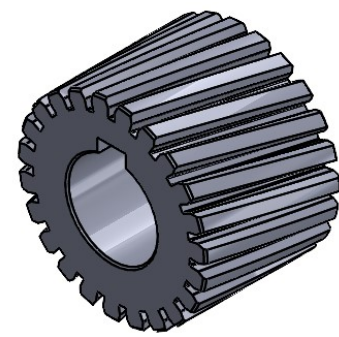
NOTA: $\alpha_n = 20^\circ$
 $\beta = 20^\circ$
 $Z = 77$
Módulo = 2



Cant.	01	Nombre	Fecha	Material	ACERO C25	Formato Hoja	
Dibujado		D. AVILÉS	20/05/2024	Dimensiones	Ø164X51	A3	
Comprobado		A. PEDROSA	20/05/2024	Nombre pieza	RUEDA 02		Nº de plano
Escala	Nombre del proyecto						
1:2	REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA HORMIGONERA ELÉCTRICA 50 R.P.M						
				 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		 ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial	



SECCIÓN A-A



NOTA: $\alpha_n = 20^\circ$
 $\beta = 20^\circ$
 $Z = 23$
 Módulo = 2

Cant.	01	Nombre	Fecha	Material	G35CrMo4	Formato Hoja
Dibujado	D. AVILÉS		22/05/2024	Dimensiones	Ø54X38	A3
Comprobado	A. PEDROSA		22/05/2024	Nombre pieza	Nº de plano	
Escala	Nombre del proyecto			PIÑÓN 03	3	
1:1	REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA HORMIGONERA ELÉCTRICA 50 R.P.M					

8 7 6 5 4 3 2 1

F

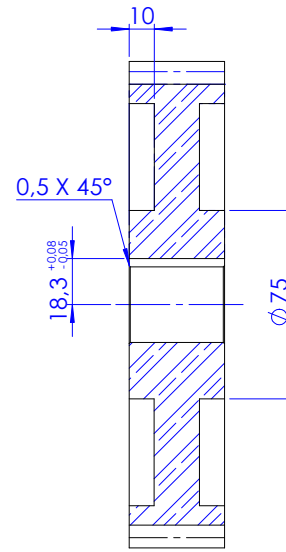
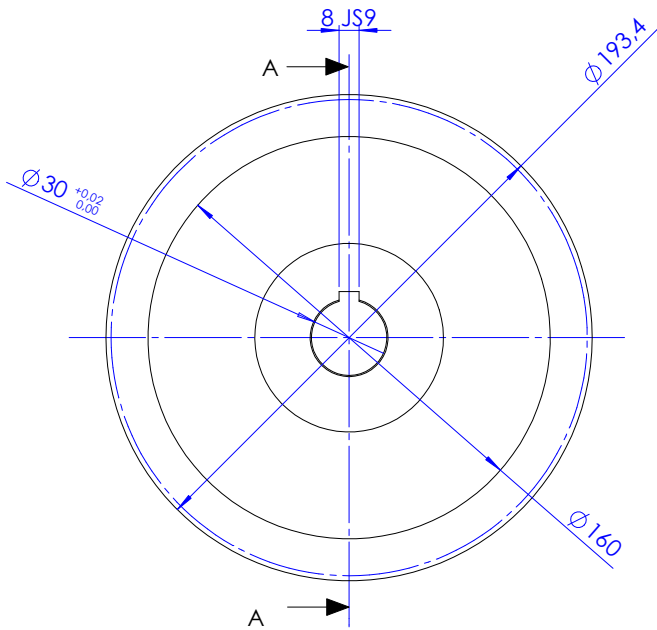
E

D

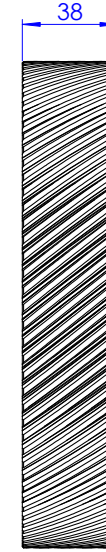
C

B

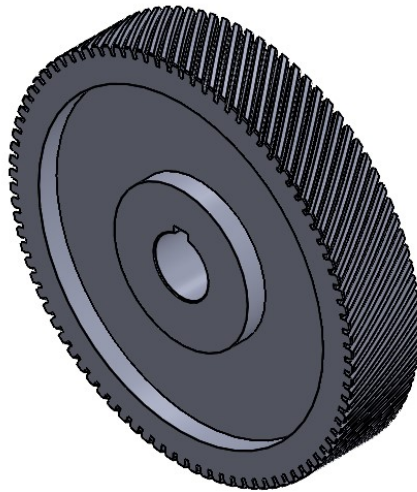
A



SECCIÓN A-A



NOTA: $\alpha_n = 20^\circ$
 $\beta = 20^\circ$
 $Z = 89$
 Módulo = 2



Cant.	01	Nombre	Fecha	Material	G35CrMo4	Formato Hoja
Dibujado	D. AVILÉS		22/05/2024	Dimensiones	Ø193X38	A3
Comprobado	A. PEDROSA		22/05/2024	Nombre pieza	Nº de plano	
Escala	Nombre del proyecto			RUEDA 04	4	
1:2	REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA HORMIGONERA ELÉCTRICA 50 R.P.M					

8 7 6 5 4 3 2 1

F

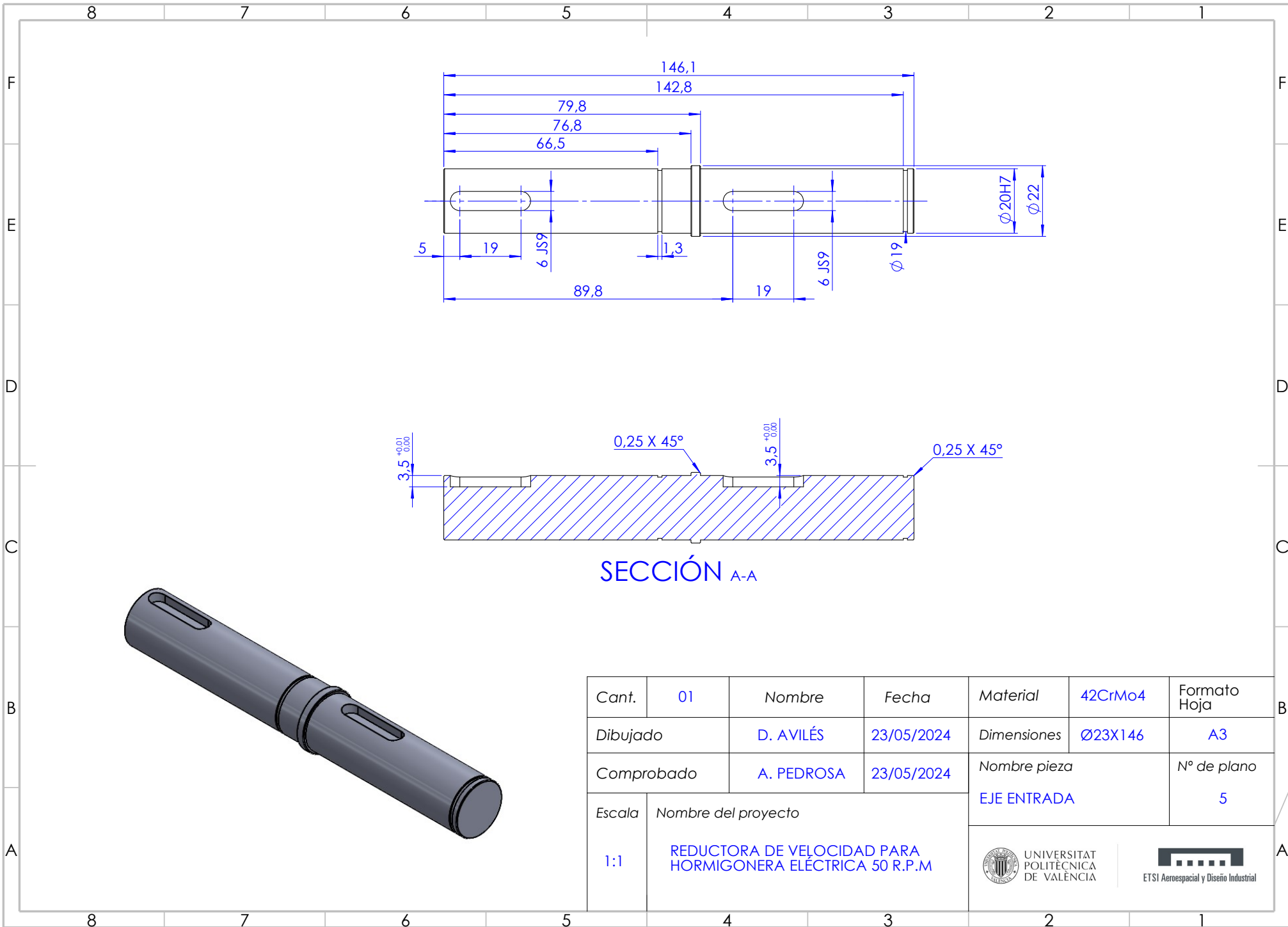
E

D

C

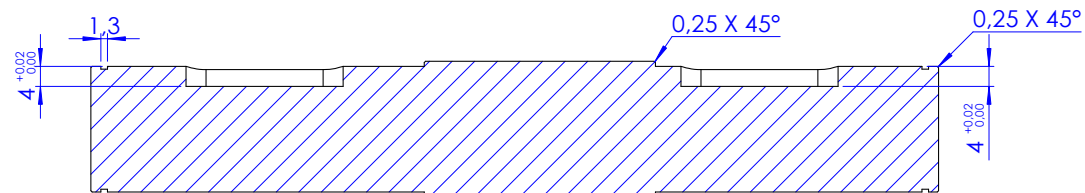
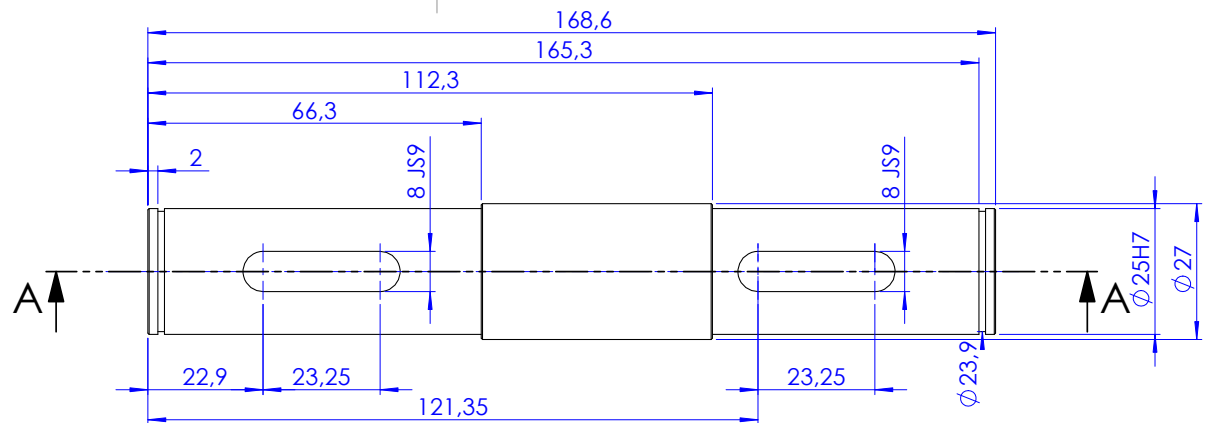
B

A



SECCIÓN A-A

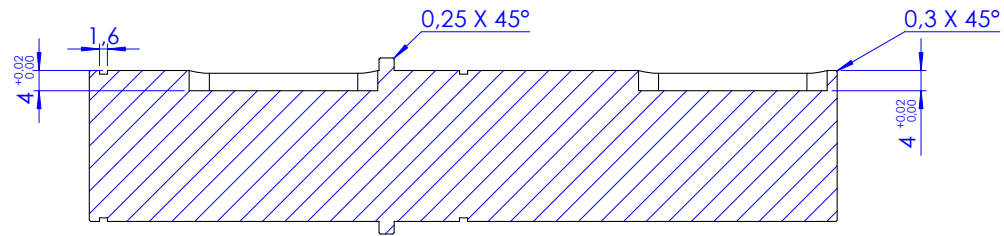
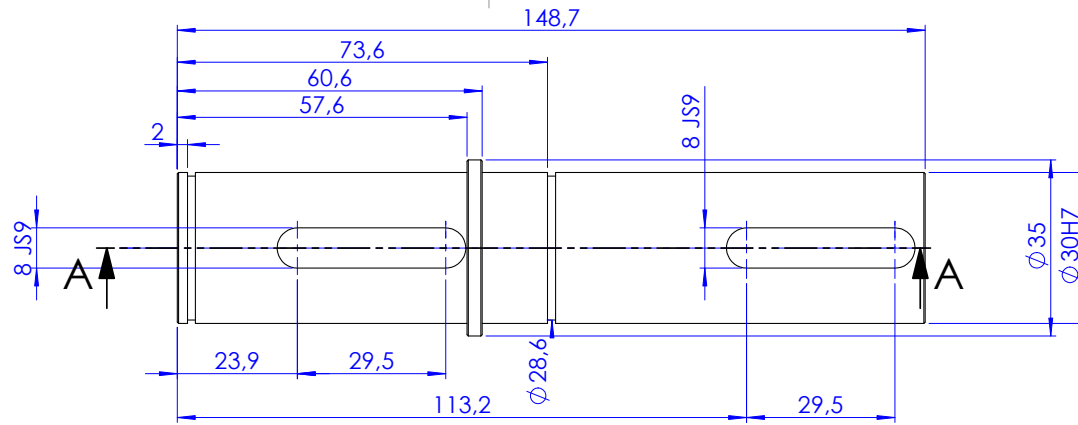
Cant.	01	Nombre	Fecha	Material	42CrMo4	Formato Hoja	
Dibujado		D. AVILÉS	23/05/2024	Dimensiones	$\phi 23 \times 146$	A3	
Comprobado		A. PEDROSA	23/05/2024	Nombre pieza		Nº de plano	
Escala	Nombre del proyecto			EJE ENTRADA		5	
1:1	REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA HORMIGONERA ELÉCTRICA 50 R.P.M			 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		 ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial	



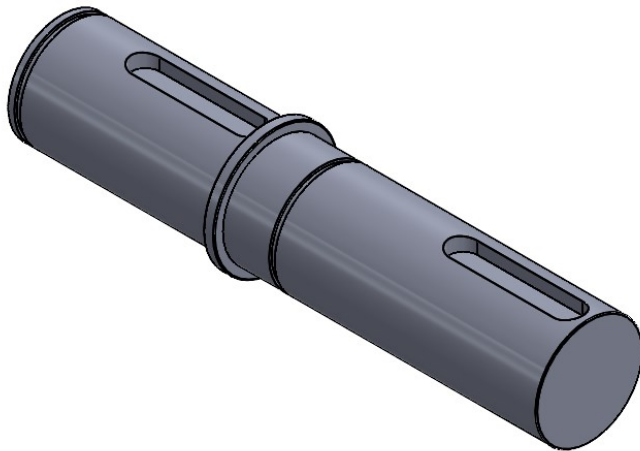
SECCIÓN A-A



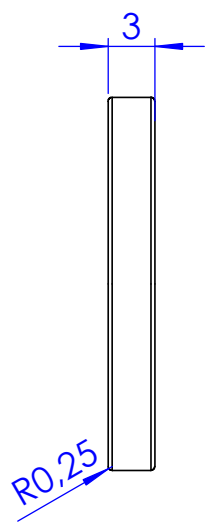
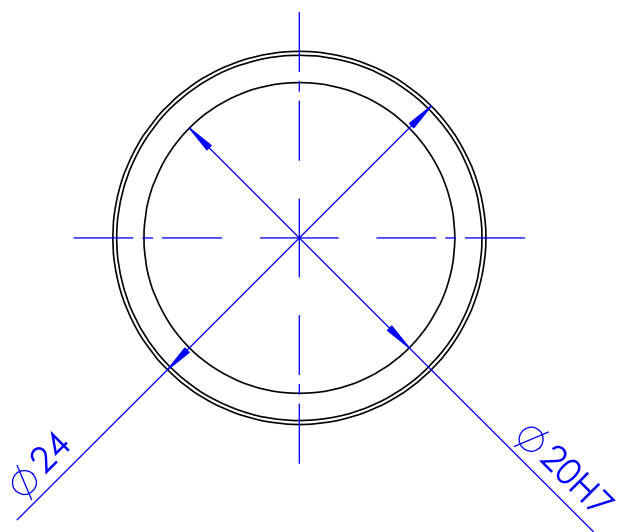
Cant.	01	Nombre	Fecha	Material	42CrMo4	Formato Hoja
Dibujado	D. AVILÉS		22/05/2024	Dimensiones	Ø27X169	A3
Comprobado	A. PEDROSA		22/05/2024	Nombre pieza		Nº de plano
Escala	Nombre del proyecto			EJE INTERMEDIO		6
1:1	REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA HORMIGONERA ELÉCTRICA 50 R.P.M			 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		 ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial




SECCIÓN A-A

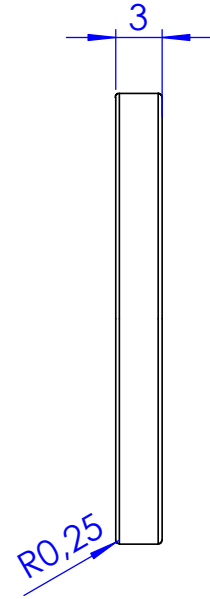
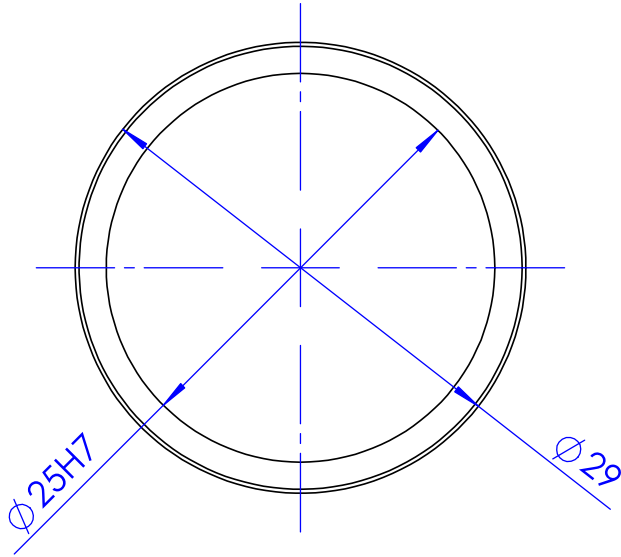



Cant.	01	Nombre	Fecha	Material	42CrMo4	Formato Hoja
Dibujado	D. AVILÉS		22/05/2024	Dimensiones	Ø35X149	A3
Comprobado	A. PEDROSA		22/05/2024	Nombre pieza	Nº de plano	
Escala	Nombre del proyecto			EJE SALIDA		7
1:1	REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA HORMIGONERA ELÉCTRICA 50 R.P.M			 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		 ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial

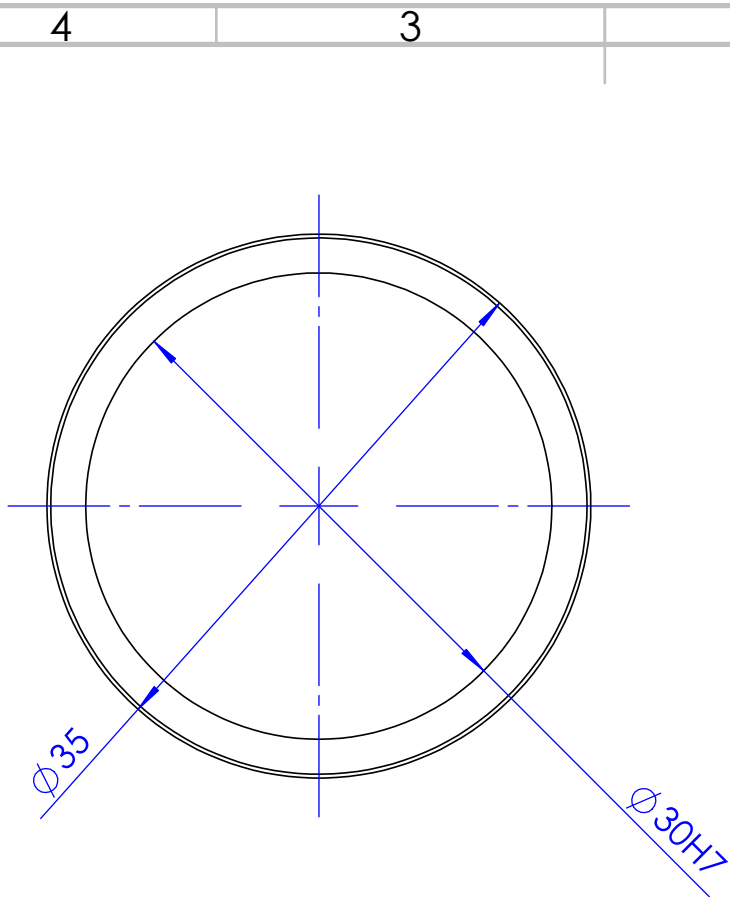


B	Cant.	01	Nombre	Fecha	Material	ACERO C45
	Dibujado		D. AVILÉS	23/05/2024	Dimensiones	Ø24X3
	Comprobado		A. PEDROSA	23/05/2024	Nombre pieza	Formato Hoja
A	Escala	Nombre del proyecto			CASQ. ENTR.	A4
	2:1	REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA HORMIGONERA ELÉCTRICA 50 R.P.M			Nº de plano	 ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial

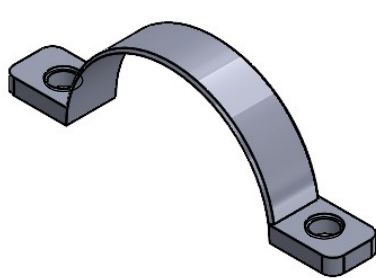
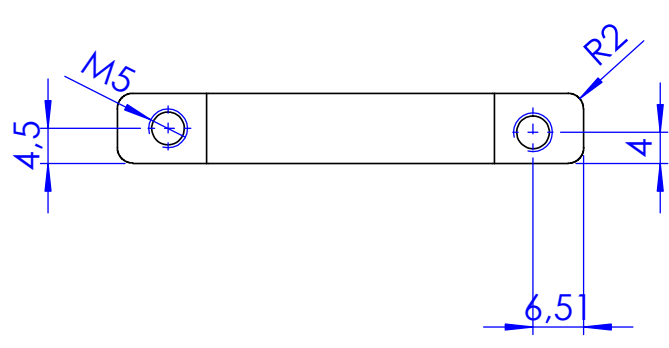
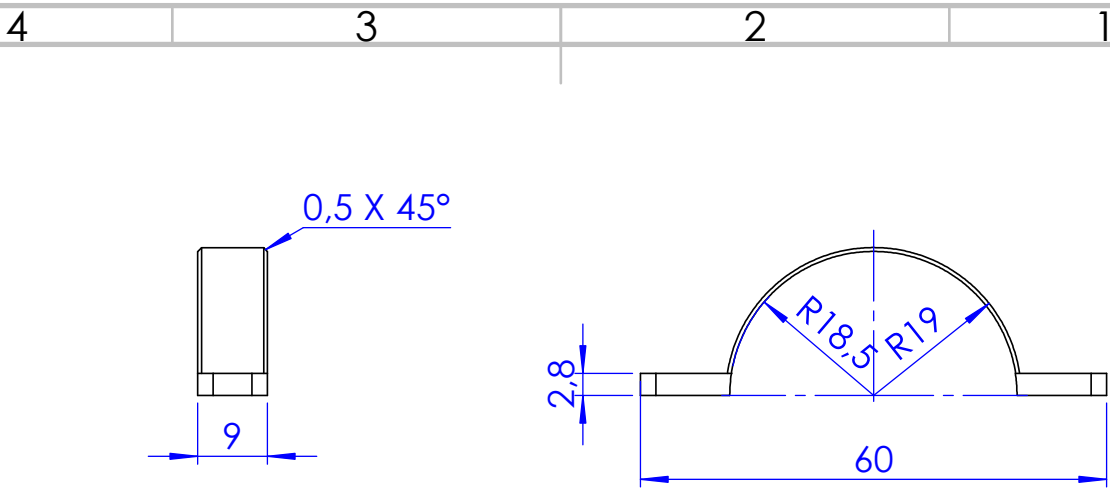
4 3 2 1




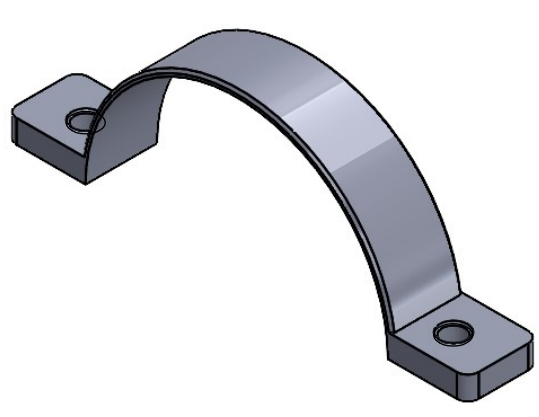
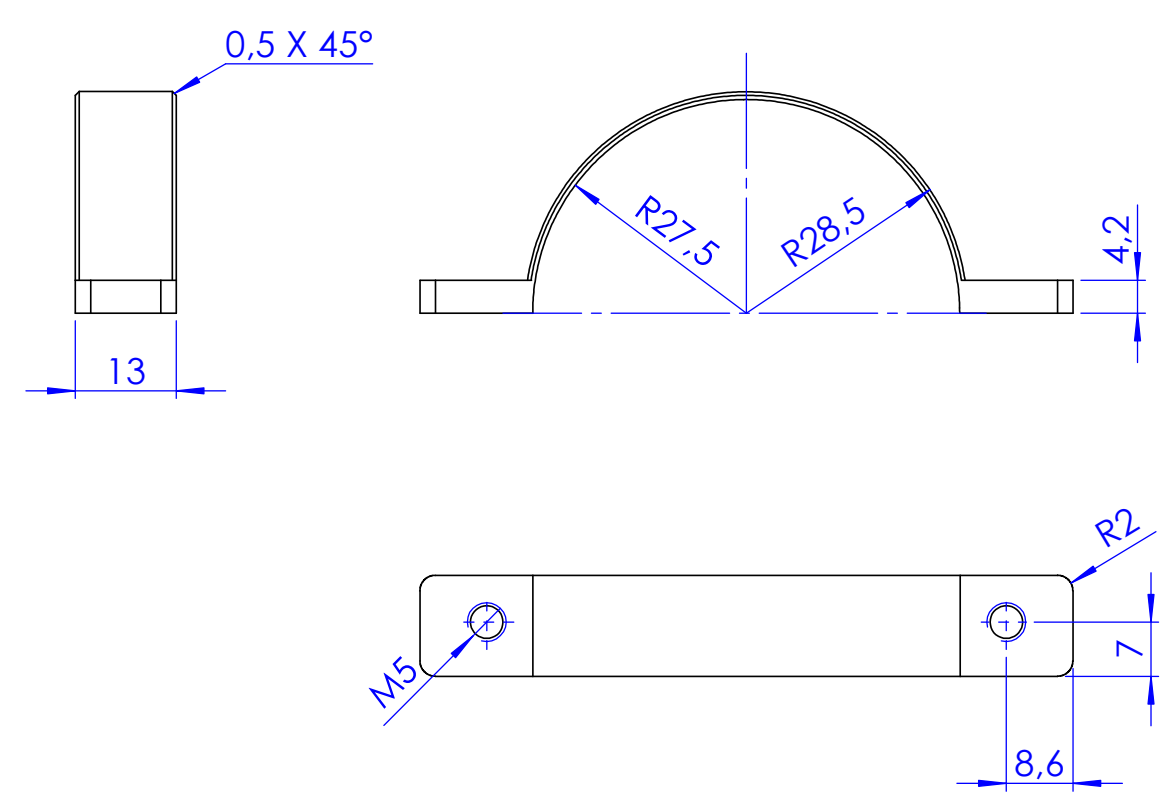
B	Cant.	02	Nombre	Fecha	Material	ACERO C45	B
	Dibujado		D. AVILÉS	23/05/2024	Dimensiones	Ø29X3	
	Comprobado		A. PEDROSA	23/05/2024	Nombre pieza	Formato Hoja	
A	Escala	Nombre del proyecto			CASQ. INT.	A4	A
	2:1	REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA HORMIGONERA ELÉCTRICA 50 R.P.M			Nº de plano	 ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial	
				9			



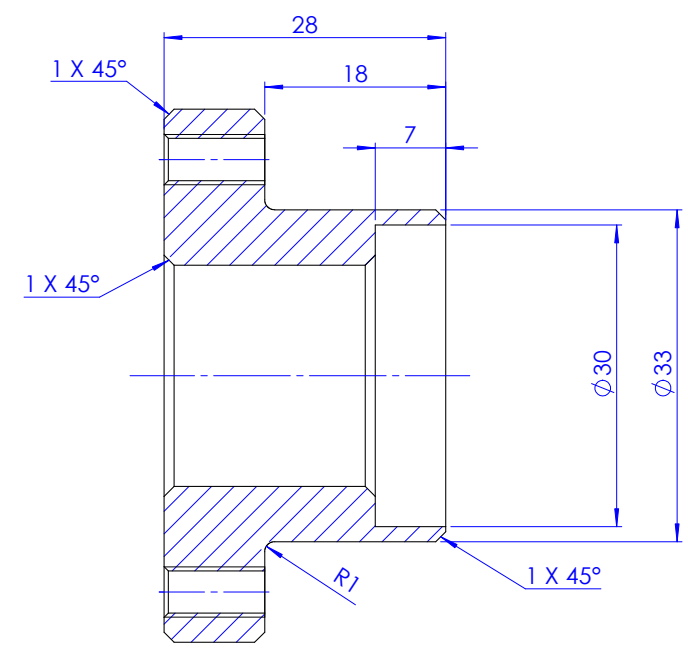
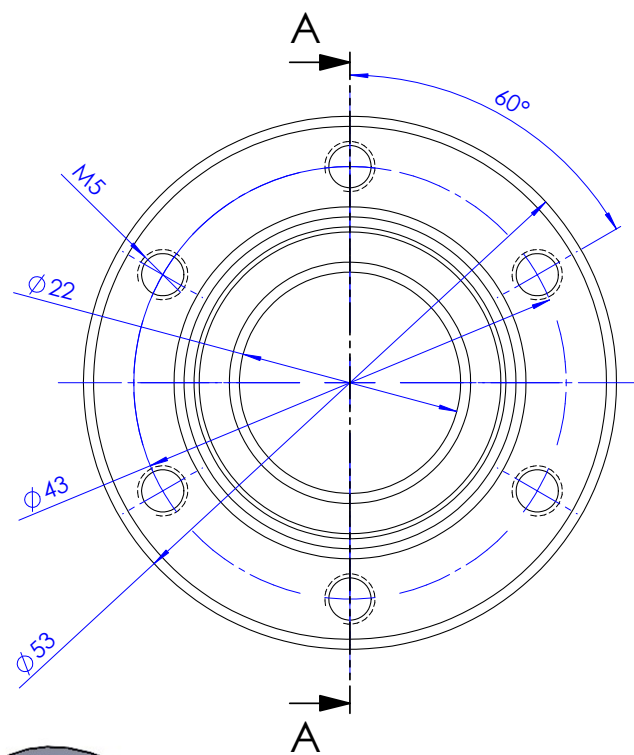
B	Cant.	01	Nombre	Fecha	Material	ACERO C45
	Dibujado	D. AVILÉS		23/05/2024	Dimensiones	Ø35X3
	Comprobado	A. PEDROSA		23/05/2024	Nombre pieza	Formato Hoja
A	Escala	Nombre del proyecto			CASQ. SAL.	A4
	2:1	REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA HORMIGONERA ELÉCTRICA 50 R.P.M			Nº de plano	 ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial
				10		



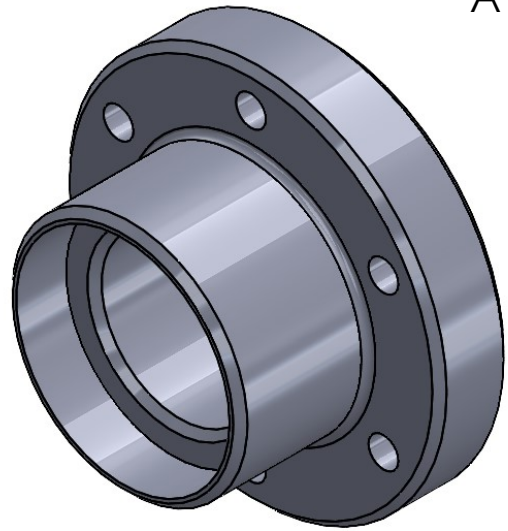
B	Cant.	01	Nombre	Fecha	Material	ACERO C45
	Dibujado		D. AVILÉS	23/05/2024	Dimensiones	R20X60
	Comprobado		A. PEDROSA	23/05/2024	Nombre pieza	Formato Hoja
A	Escala	Nombre del proyecto			APOYO ENT.	A4
	1:1	REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA HORMIGONERA ELÉCTRICA 50 R.P.M			Nº de plano	 ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial
					11	



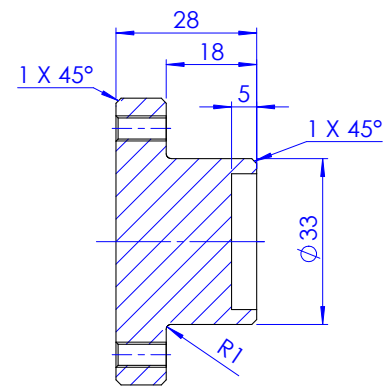
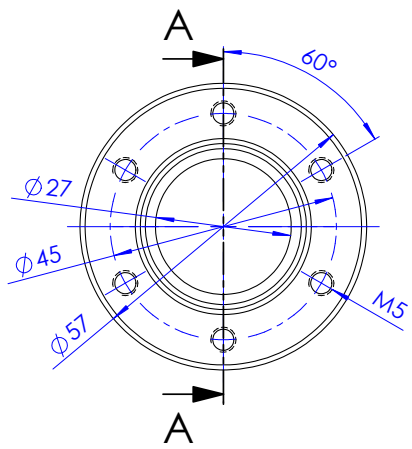
B	Cant.	01	Nombre	Fecha	Material	ACERO C45
	Dibujado	D. AVILÉS		23/05/2024	Dimensiones	R30X84
	Comprobado	A. PEDROSA		23/05/2024	Nombre pieza	Formato Hoja
A	Escala	Nombre del proyecto			APOYO SAL.	A4
	1:1	REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA HORMIGONERA ELÉCTRICA 50 R.P.M			Nº de plano	12
						 ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial



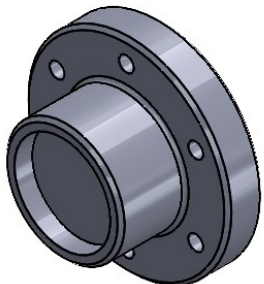
SECCIÓN A-A



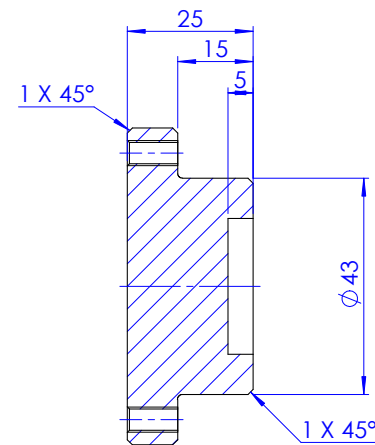
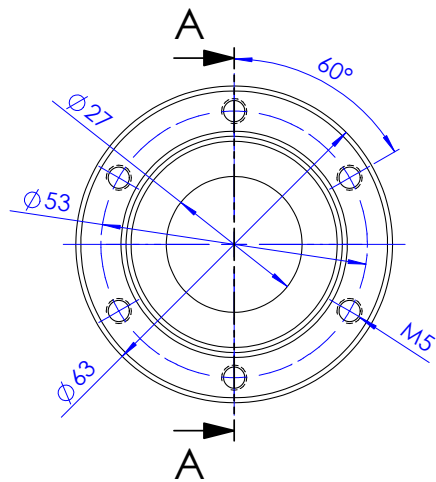
Cant.	01	Nombre	Fecha	Material	GJL-200	Formato Hoja
Dibujado	D. AVILÉS		23/05/2024	Dimensiones	Ø54X28	A3
Comprobado	A. PEDROSA		23/05/2024	Nombre pieza	TAPA EJE ENTRADA	
Escala	Nombre del proyecto			Nº de plano		
2:1	REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA HORMIGONERA ELÉCTRICA 50 R.P.M			13		
				UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial



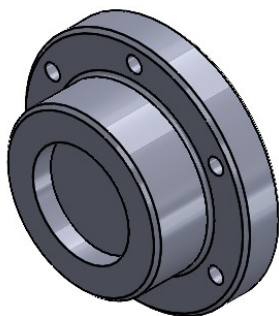
SECCIÓN A-A




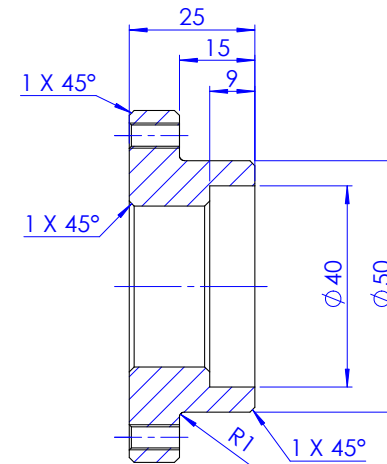
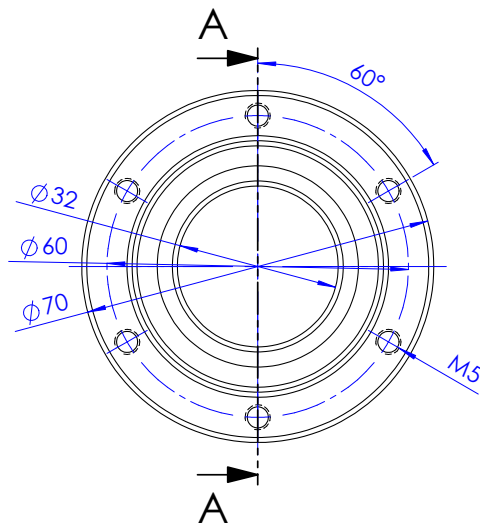
Cant.	01	Nombre	Fecha	Material	GJL-200	Formato Hoja
Dibujado	D. AVILÉS		23/05/2024	Dimensiones	Ø57X28	A3
Comprobado	A. PEDROSA		23/05/2024	Nombre pieza	TAPA EJE INTERMEDIO 01	
Escala	Nombre del proyecto			Nº de plano		
1:1	REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA HORMIGONERA ELÉCTRICA 50 R.P.M			14		
				UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial



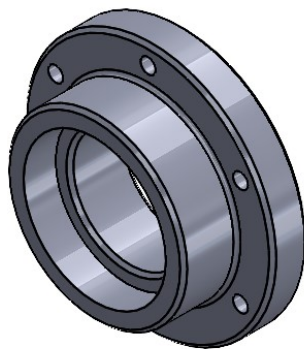
SECCIÓN A-A



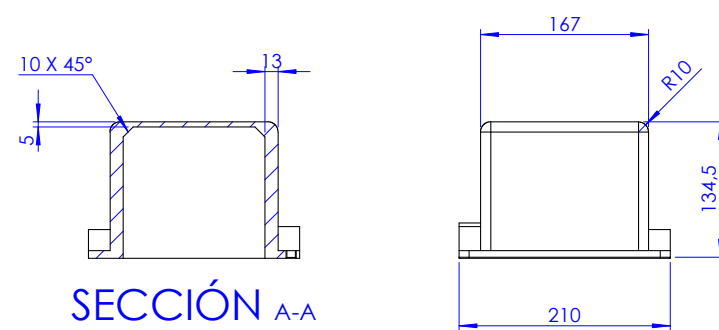
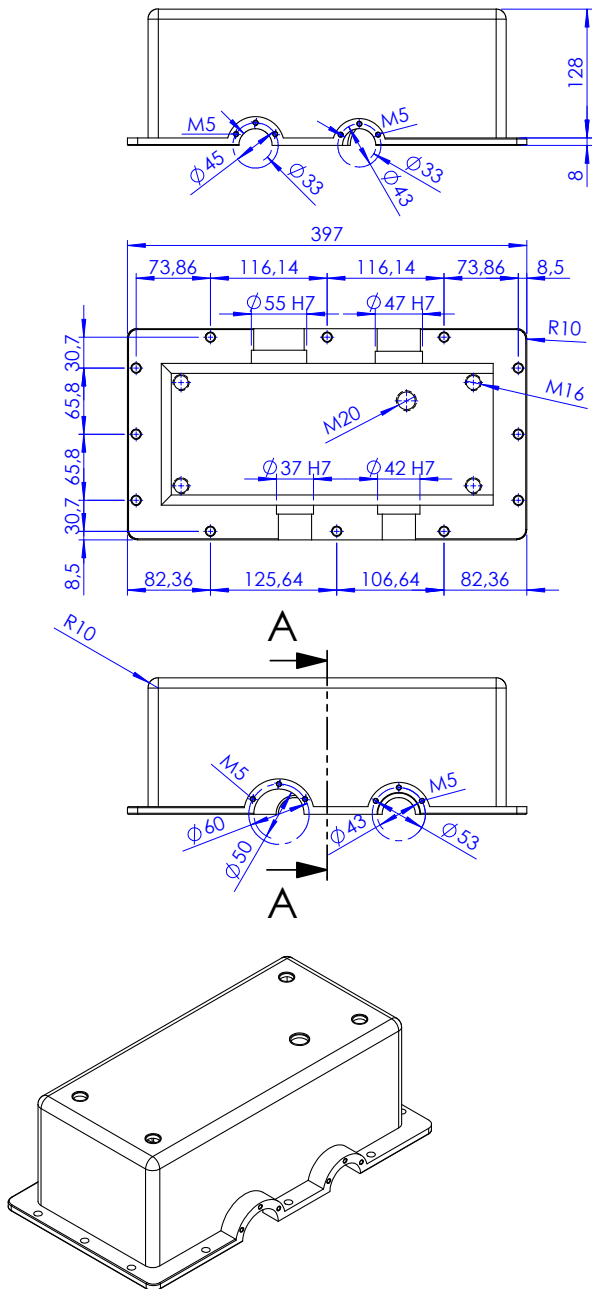
Cant.	01	Nombre	Fecha	Material	GJL-200	Formato Hoja
Dibujado	D. AVILÉS		23/05/2024	Dimensiones	Ø63X25	A3
Comprobado	A. PEDROSA		23/05/2024	Nombre pieza	TAPA EJE INTERMEDIO 02	
Escala	Nombre del proyecto			Nº de plano		
1:1	REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA HORMIGONERA ELÉCTRICA 50 R.P.M			15		
				 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		 ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial



SECCIÓN A-A

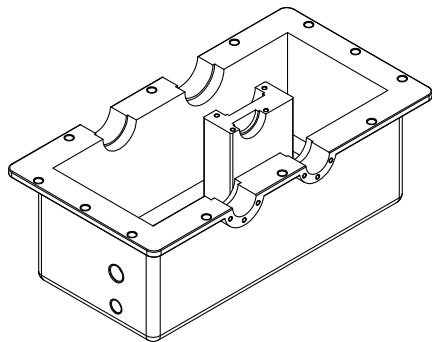
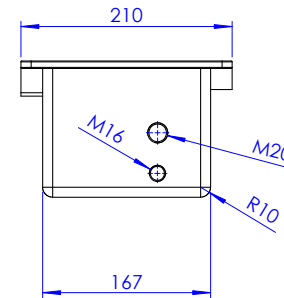
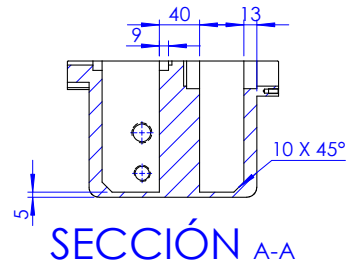
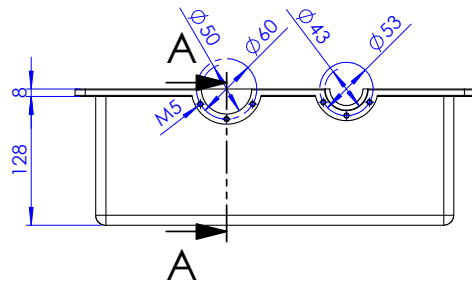
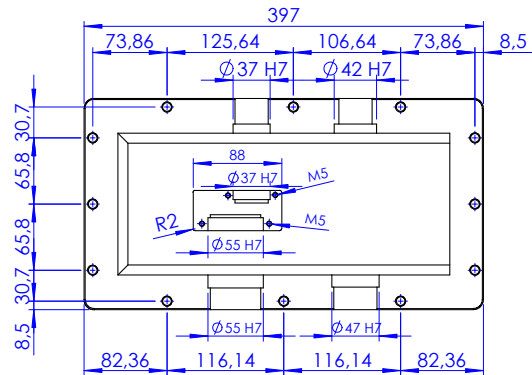
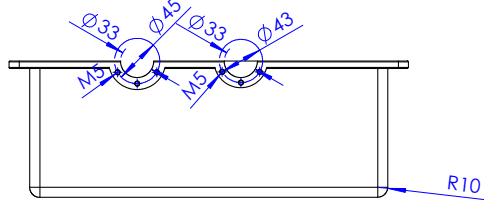


Cant.	01	Nombre	Fecha	Material	GJL-200	Formato Hoja
Dibujado	D. AVILÉS		23/05/2024	Dimensiones	Ø70X25	A3
Comprobado	A. PEDROSA		23/05/2024	Nombre pieza	Nº de plano	
Escala	Nombre del proyecto			TAPA EJE SALIDA	16	
1:1	REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA HORMIGONERA ELÉCTRICA 50 R.P.M			 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA  ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial		

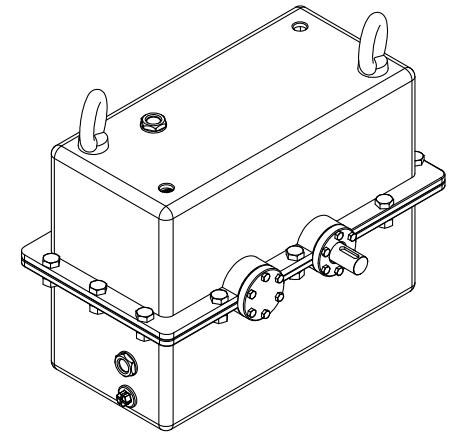
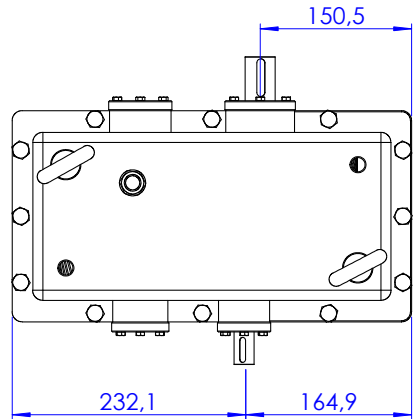
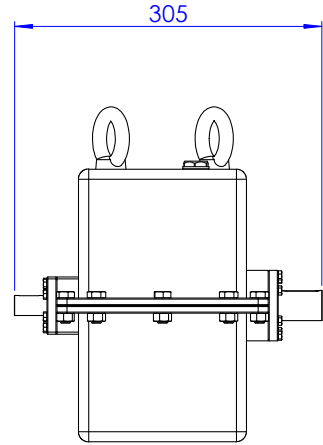
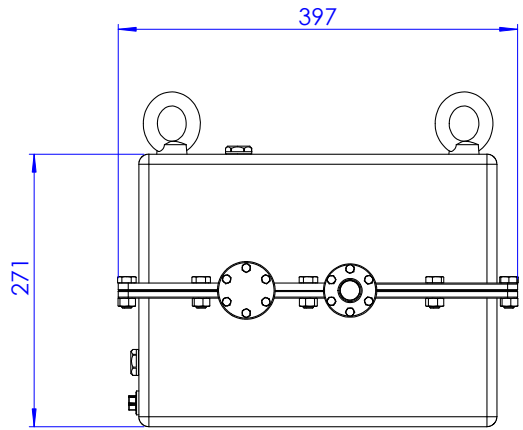


SECCIÓN A-A

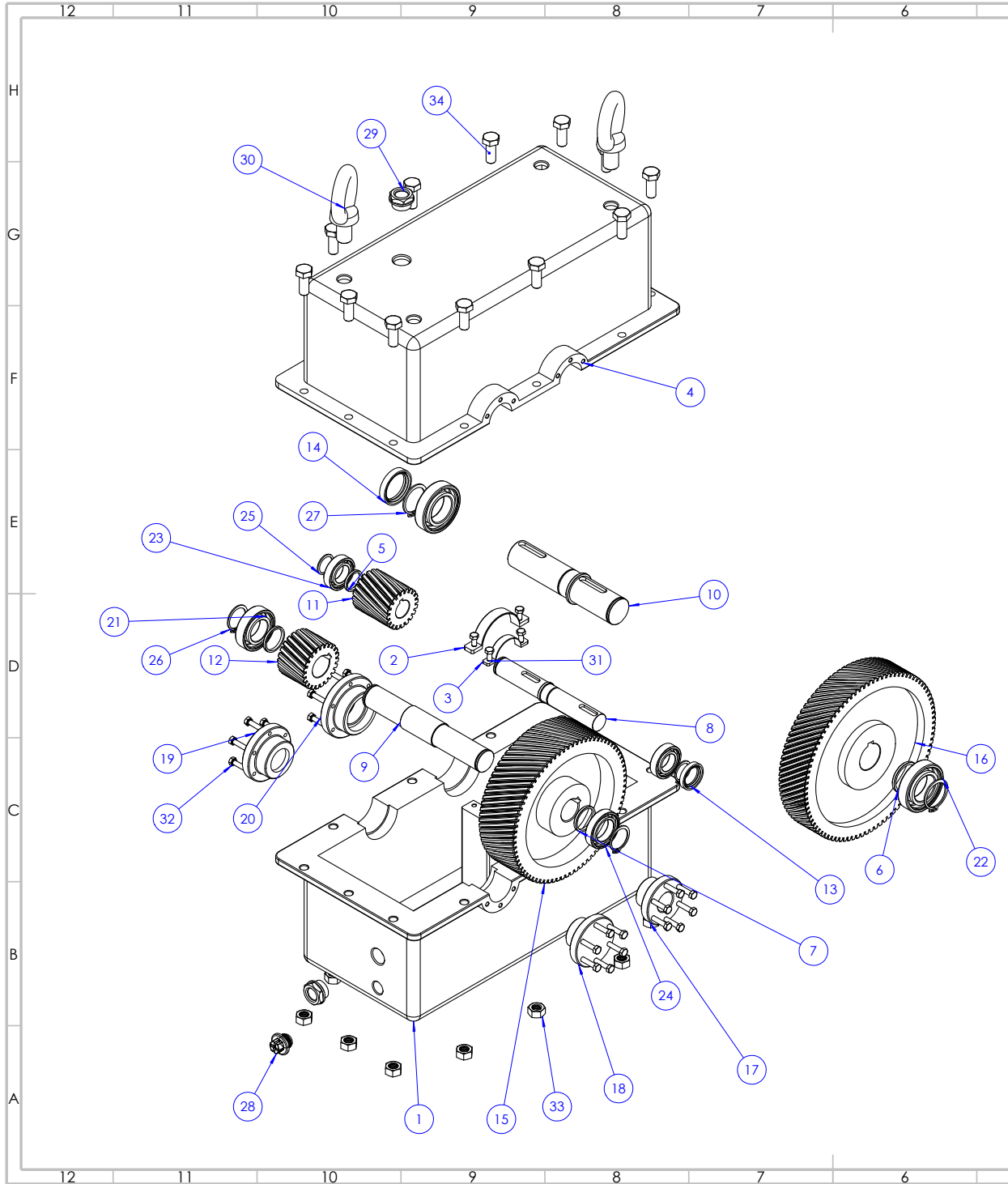
Cant.	01	Nombre	Fecha	Material	GJL-200	Formato Hoja
Dibujado	D. AVILÉS		27/05/2024	Dimensiones	400X250X150	A3
Comprobado	A. PEDROSA		27/05/2024	Nombre pieza	Nº de plano	
Escala	Nombre del proyecto			CARCASA SUPERIOR		17
1:5	REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA HORMIGONERA ELÉCTRICA 50 R.P.M			 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		 ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial



Cant.	01	Nombre	Fecha	Material	GJL-200	Formato Hoja
Dibujado	D. AVILÉS		27/05/2024	Dimensiones	400X250X150	A3
Comprobado	A. PEDROSA		27/05/2024	Nombre pieza	Nº de plano	
Escala	Nombre del proyecto			CARCASA INFERIOR		18
1:5	REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA HORMIGONERA ELÉCTRICA 50 R.P.M			 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		 ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial



Cant.	01	Nombre	Fecha	Material		Formato Hoja
Dibujado		D. AVILÉS	27/05/2024	Dimensiones	400X300X300	A3
Comprobado		A. PEDROSA	27/05/2024	Nombre pieza		Nº de plano
Escala	Nombre del proyecto			REDUCTORA		19
1:5	REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA HORMIGONERA ELÉCTRICA 50 R.P.M			 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		 ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Carcasa Inferior	1
2	Apoyo Sal.	1
3	Apoyo Ent.	1
4	Carcasa Superior	1
5	Casquillo Entrada	1
6	Casquillo Salida	1
7	Casquillo Intermedio	2
8	Eje Entrada	1
9	Eje Intermedio	1
10	Eje Salida	1
11	Piñon 01	1
12	Piñon 03	1
13	20X30X5_HMS5_V	1
14	30X40X7_HMS5_V	1
15	Rueda 02	1
16	Rueda 04	1
17	Tapa Eje Entrada	1
18	Tapa Eje Intermedio 01	1
19	Tapa Eje Intermedio 02	1
20	Tapa Eje Salida	1
21	Rodamiento 6005 SKF	1
22	Rodamiento 6006 SKF	2
23	Rodamiento 6104 SKF	2
24	Rodamiento 6105 SKF	1
25	arandela_din471_20_1_2	2
26	arandela_din471_25_1_2	2
27	arandela_din471_30_1_5	2
28	Tapón Vaciado	1
29	Tapón de Nivel	2
30	Argolla Macho M-16	2
31	M-5X10	4
32	M-5X25	24
33	Tuerca Hex M-10	12
34	M-10X25	12

Cant.	01	Nombre	Fecha	Material	Formato Hoja
Dibujado		D. AVILÉS	27/05/2024	Dimensiones	A2
Comprobado		A. PEDROSA	27/05/2024	Nombre pieza	Nº de plano
Escala	Nombre del proyecto			DESPIECE REDUCTORA	20
1:3	REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA HORMIGONERA ELÉCTRICA 50 R.P.M				

PLIEGO DE CONDICIONES

10 Pliego de condiciones

RESUMEN: En el pliego de condiciones del proyecto se describen las especificaciones y limitaciones técnicas, económicas y legales que darán lugar al plan que se debe seguir para ejecutar y fabricar correctamente el proyecto.

10.1 Pliego de condiciones facultativo

10.1.1 Ingeniero técnico

El ingeniero técnico que dirige el proyecto debe encargarse de diversas funciones:

- Redactar las modificaciones necesarias en el proyecto.
- Supervisar la fabricación y resolver las dudas que puedan aparecer durante el proceso.
- Gestionar la documentación y la certificación de calidad del proyecto.
- Asegurar el cumplimiento de la certificación de calidad en todos los elementos del trabajo.
- Verificar la puesta en servicio y comprobar el correcto funcionamiento del reductor.

10.1.2 Fabricación

El fabricante será el encargado de cumplir con los siguientes objetivos:

- Adquirir todo el material necesario para la ejecución de la fabricación.
- Organizar los procesos de fabricación y montaje.
- Acordar las fechas de construcción, montaje, finalización y puesta en servicio del reductor.
- Revisar todas las piezas a fabricar y preguntar en caso de tener que detener el proyecto.

10.1.3 Seguimiento del proyecto

La correcta comunicación y seguimiento del proyecto debe establecerse entre el fabricante y el ingeniero director, estableciendo un protocolo de actuación acordado entre ambos para realizar la supervisión de los plazos y métodos de ejecución del reductor.

Se recogerá cada una de las órdenes de trabajo y plazos de realización de los trabajos que componen el proyecto.

10.2 Plazos y ejecución

10.2.1 Inicio de la actividad

El inicio del proceso se producirá cuando entre ambas partes (ingeniero y fabricante) se cierre un acuerdo de proyecto y se firme un contrato de ejecución del mismo.

10.2.2 Inicio de la fabricación

Se establecerá un periodo de 15 días hábiles de margen con el fabricante para permitir el aprovisionamiento de los materiales necesarios antes de iniciar la actividad.

En caso de finalizar el aprovisionamiento antes, se deberá comunicar al ingeniero director para iniciar el proceso de fabricación.

10.2.3 Período de fabricación

El período establecido desde el acopio de materiales hasta la finalización de la fabricación se establece por el cliente. En caso de un retraso respecto a la fecha acordada, el cliente puede establecer una penalización económica por cada día de retraso en la entrega del 2% al 5%.

Si el fabricante no cumple los plazos establecidos por el cliente, el proyectista tendrá derecho a cambiar de fabricante sin abonar al fabricante anterior los gastos de los materiales y la ejecución.

10.2.4 Período de comprobación de calidad

Este período se desarrollará los 3 días hábiles tras la finalización de la fabricación. Durante este tiempo se deberá ensamblar el reductor y realizar una prueba de funcionamiento de 14 horas, con sus correspondientes revisiones de calidad.

En esta fase deben participar tanto el proyectista como el fabricante, ya que el proyectista es el encargado de asegurar la certificación de calidad y el operario debe ensamblar el montaje y realizar las pruebas de funcionamiento.

Este período se finaliza una vez el ingeniero director dictamine que la reductora ha superado los controles de calidad y las pruebas de funcionamiento.

10.2.5 Puesta en funcionamiento

En este proceso, el reductor será ensamblado en las instalaciones del cliente y puesto a punto para desarrollar sus funciones.

Este período se establece en 12 días hábiles, en los que el cliente tiene derecho a comunicar cualquier desperfecto procedente de una mala fabricación, puesta a punto o ensamblaje del proyecto.

10.2.6 Garantía

Por ley, queda establecido un período de garantía de 2 años en los que el cliente puede exigir una reparación o cambio del reductor si, habiéndose utilizado para las funciones para las que fue diseñado, fallara por cuestiones relativas a la fabricación o el diseño.

Para tener derecho a la garantía, el cliente deberá probar que se ha realizado el mantenimiento correctamente y se han pasado las pertinentes revisiones de calidad del proyectista.

10.3 Pliego de condiciones técnicas

En el siguiente apartado se definen los materiales de cada uno de los elementos del reductor, así como los procedimientos de fabricación empleados para cada uno de estos elementos.

10.3.1 Engranajes

MATERIALES

Los materiales que se utilizarán para la fabricación de los engranajes serán diferentes en cada etapa.

- Para la primera etapa el material será un acero no aleado C25. La siguiente tabla resume sus características:

Tabla 17. Características del Acero C25

Características C25		
E	206000	N/mm ²
v	0,3	
Sy	310	N/mm ²
Su	490	N/mm ²

- En la segunda etapa, el acero que se utilizará es el G35CrMo4, que es un acero aleado moldeado templado, con las siguientes características:

Tabla 18. Características del Acero G35CrMo4

Características G35CrMo4		
E	206000	N/mm ²
v	0,3	
Sy	1000	N/mm ²
Su	800	N/mm ²

PIÑÓN PRIMERA ETAPA

Para la fabricación del piñón de la primera etapa se parte de una barra en bruto de $\varnothing 47$ mm y 51 mm de longitud. Se mecaniza mediante fresado.

Para conseguir este diámetro, habrá que partir del diámetro comercial $\varnothing 50$ y reducirlo mediante mecanizado hasta obtener el buscado.

RUEDA PRIMERA ETAPA

En la rueda de la primera etapa el cilindro en bruto será de dimensiones $\varnothing 165$ mm y 51 mm. El mecanizado es igual que en el piñón, y el diámetro habrá que rebajarlo 1 mm.

PIÑÓN SEGUNDA ETAPA

La fabricación en la segunda etapa sigue los mismos procedimientos que en la primera etapa. Se diferencian las dimensiones, que en este caso se parte de un cilindro en bruto $\varnothing 55$ mm y 38 mm de longitud.

RUEDA SEGUNDA ETAPA

La rueda tiene unas dimensiones en bruto de $\varnothing 200$ mm y 38 mm de longitud. El diámetro se mecaniza hasta obtener 193 mm, donde se empieza con el fresado de los dientes.

PROCESO DE FABRICACIÓN

El proceso de fabricación mediante el cual se obtienen los engranajes es el mecanizado con torno y fresadora. Al final de ambos procesos se deben comprobar las medidas de éstos, así como las durezas superficiales, que pueden variar a causa del calor generado por la maquinaria durante el proceso.

Si la dureza superficial varía en ± 3 %, el fabricante debe ponerse en contacto con el proyectista para realizar las modificaciones pertinentes.

10.3.2 Ejes

MATERIALES

El material utilizado para los 3 ejes es el acero 42CrMo4. Sus características vienen simplificadas en la siguiente tabla:

Tabla 19. Características del Acero 42CrMo4

Características 42CrMo4		
E	206000	N/mm ²
v	0,3	
Sy	950	N/mm ²
Su	1100	N/mm ²

El proceso de fabricación será el mismo en todos los ejes, mecanizado mediante torno, y la tolerancia a respetar será en todos los ejes H7.

EJE DE ENTRADA

Para fabricar el eje de entrada se parte de una barra de acero 42CrMo4 de dimensiones Ø25 mm y longitud 147 mm.

El diámetro es el comercial más próximo a la dimensión del cambio de diámetro, a partir de ahí se mecaniza hasta obtener el deseado.

EJE INTERMEDIO

El eje intermedio repite los mismos procesos que el eje de entrada, pero en este caso las dimensiones serán Ø30 mm y 169 mm.

EJE SALIDA

El eje de salida también se mecaniza en base al diámetro comercial más próximo. Las dimensiones del bruto serán Ø35 mm y 149 mm de longitud.

10.3.3 Carcasa del reductor

Debido a la geometría de la carcasa del reductor, está debe fabricarse en dos partes separadas. Ambas partes, tanto la superior como la inferior, se fabrican de la misma manera, pero con diferentes moldes.

El proceso de fabricación que se utiliza es la conformación mediante colada con molde perdido de arena. El material de la carcasa será un acero GJL-200.

Una vez tenemos las dos piezas en bruto de la carcasa, se procede a mecanizar debidamente los alojamientos de los rodamientos y de los ejes con una tolerancia H7. También se realizarán los diferentes taladros y roscados mediante el mecanizado.

10.3.4 Tapas de los ejes

Las tapas de los ejes se fabrican mediante el mismo proceso de fabricación que la carcasa, colada con molde perdido de arena. Su material también será el mismo, fundición gris GJL-200.

Tras extraerlas del molde, se realizarán los taladros y rectificadas pertinentes siguiendo los planos establecidos.

10.3.5 Apoyos

El material será común para ambos, acero C45. Los apoyos se realizan mediante mecanizado con fresa. Se parte de un bruto de dimensiones 30X84 mm en caso del apoyo de salida, y de 20X60 mm para el apoyo de entrada.

10.3.6 Tapón de llenado y visor de nivel

Los tapones de llenado y el visor de nivel serán del mismo tipo, el tapón será de la marca M METEXITY con referencia mmf220804ty0076eu en los taladros de rosca M17 de la carcasa superior y del lateral de la carcasa inferior.

10.3.7 Tapón de vaciado

El tapón de vaciado será un modelo de tapón para combi & 181, de la rosca M24 del lateral de la carcasa inferior. De referencia KS00109 en *MECATECHNIC*.

10.3.8 Rodamientos

Los rodamientos que deberán instalarse en cada uno de los ejes deben respetar las medidas marcadas por los planos y con las siguientes especificaciones:

- Los rodamientos instalados en la parte exterior de los ejes de entrada y salida deben disponer de un anillo de retención sellante que impida al lubricante la fuga de la carcasa.
En caso de aportar tan solo un anillo de retención, éste debe montarse en la parte exterior del reductor, para permitir la correcta lubricación del rodamiento.
- Los rodamientos alojados en el interior de la carcasa pueden no disponer de anillos de retención.
- Los rodamientos deberán ser del material AISI 316.
- El proveedor autorizado es SKF. En caso de cambio de proveedor por parte del fabricante, deberá consultarse con el proyectista para realizar la evaluación pertinente. Si los resultados no fuesen concluyentes, el proyectista puede declinar el cambio de proveedor.

10.3.9 Certificado de material

Cada tipo de acero adquirido debe ir acompañado debidamente con su certificado de calidad del proveedor. En caso de que algún proveedor no lo acredite, el fabricante se ocupará de conseguir otro proveedor que cumpla las condiciones.

Todos estos certificados deben pasar por el ingeniero director antes del inicio de la fabricación para que éste pueda dar la orden de inicio de fabricación.

10.4 Pliego de condiciones económicas

En este apartado se describen los plazos, fraccionamientos y formas de pago mediante los cuales se predispone el acuerdo económico entre el ingeniero director y el fabricante. Las cantidades se reflejarán en el Presupuesto del proyecto.

10.4.1 Plazos de pago

El pago de la cantidad fijada en el presupuesto se dividirá en 4 partes repartidas de manera desigual:

- El primer pago se realiza a la firma del contrato y se abona un 30 % de la cantidad total al fabricante.
- El segundo pago es del 20 % de la cantidad final y se realiza al finalizar la fabricación.
- Al finalizar el periodo de comprobación de calidad se abona de nuevo el 20 % del presupuesto total, teniendo en cuenta posibles penalizaciones por retrasos en la fabricación o en este mismo proceso.
- Tras el montaje y ensamblaje se desembolsa el resto del presupuesto.

10.4.2 Formas de pago

La forma de pago será mediante transferencia bancaria al contado en los cuatro fraccionamientos descritos en el apartado anterior.

PRESUPUESTO

11 Presupuesto

11.1 Generalidades

Para calcular un presupuesto del proyecto, se debe tener en cuenta que los precios pueden ser diferentes dependiendo del fabricante y de las empresas que suministren el material necesario. En el presente trabajo se presenta un presupuesto obtenido de diversos proveedores y catálogos.

El presupuesto se realiza por precios descompuestos, ya que es el que más encaja con este proyecto.

Los cuadros de precios detallan:

- Precio de los materiales, dependientes del peso de los brutos para la construcción de los elementos que precisan una elaboración.
- Procesos de mecanizado de los mismos, que dependen del tiempo de mecanizado mediante operaciones con máquinas-herramienta.
- Elementos comerciales, que deben ser componentes de fácil adquisición, y se indicará el precio unitario.
- Mano de obra del proyectista y del fabricante.
- Gastos generales y beneficio industrial.
- IVA.

11.2 Engranajes

11.2.1 Piñón primera etapa

En la fabricación del piñón se utiliza un acero no aleado forjado C25 con dureza HB 140. El peso específico de este acero es de $7,84 \text{ g/cm}^3$, a un precio de 1,20 euros/kg.

Se parte de una pieza de dimensiones $\varnothing 50 \text{ mm}$ y 51 mm de longitud.

El volumen por tanto será:

$$V = \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot L = 100,14 \text{ cm}^3$$

Su masa será:

$$\rho = \frac{m}{V} \rightarrow m = \rho \cdot V = 100,14 \text{ cm}^3 \cdot 7,84 \text{ g/cm}^3 = 785,1 \text{ g} = 0,79 \text{ kg}$$

PIÑÓN 1				
CANTIDAD	UNIDAD	DENOMINACIÓN	COSTE UNITARIO	TOTAL (€)
0,79	kg	Acero C25	1,2	0,9
0,5	horas	Torneado cilindrado exterior	30,8	15,4
0,5	horas	Torneado refrentado	30,8	15,4
0,3	horas	Taladrado con torno	30,8	9,2
0,5	horas	Torneado cilindrado interior	30,8	15,4
1,25	horas	Fresado de dientes	30,8	38,5
0,5	horas	Fresado ranura chavetero	30,8	15,4
0,4	horas	Torneado rectificado (chaflanes)	30,8	12,3
			TOTAL	122,6

11.2.2 Rueda primera etapa

El material es el mismo, con las mismas características que el del piñón.

Las dimensiones en este caso son $\varnothing 165 \text{ mm}$ y 51 mm de longitud.

El volumen:

$$V = \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot L = 1090,5 \text{ cm}^3$$

Su masa será:

$$\rho = \frac{m}{V} \rightarrow m = \rho \cdot V = 1090,5 \text{ cm}^3 \cdot 7,84 \text{ g/cm}^3 = 8549,56 \text{ g} = 8,55 \text{ kg} .$$

RUEDA 2				
CANTIDAD	UNIDAD	DENOMINACIÓN	COSTE UNITARIO	TOTAL (€)
8,55	kg	Acero C25	1,2	10,3
0,5	horas	Torneado cilindrado exterior	30,8	15,4
0,5	horas	Torneado refrentado	30,8	15,4
0,3	horas	Taladrado con torno	30,8	9,2
0,5	horas	Torneado cilindrado interior	30,8	15,4
3	horas	Fresado de dientes	30,8	92,4
0,5	horas	Fresado ranura chavetero	30,8	15,4
0,4	horas	Torneado rectificado (chaflandes)	30,8	12,3
			TOTAL	185,8

11.2.3 Piñón segunda etapa

En la fabricación del piñón se utiliza un acero aleado moldeado y templado G35CrMo4 con dureza HV 305. El peso específico de este acero es de 7,84 g/cm³, a un precio de 1,20 euros/kg.

Se parte de una pieza de dimensiones Ø55 mm y 38 mm de longitud.

El volumen por tanto será:

$$V = \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot L = 90,28 \text{ cm}^3$$

Su masa será:

$$\rho = \frac{m}{V} \rightarrow m = \rho \cdot V = 90,28 \text{ cm}^3 \cdot 7,84 \text{ g/cm}^3 = 707,8 \text{ g} = 0,71 \text{ kg}$$

PIÑÓN 3				
CANTIDAD	UNIDAD	DENOMINACIÓN	COSTE UNITARIO	TOTAL (€)
0,71	kg	Acero G35CrMo4	1,2	0,9
0,5	horas	Torneado cilindrado exterior	30,8	15,4
0,5	horas	Torneado refrentado	30,8	15,4
0,3	horas	Taladrado con torno	30,8	9,2
0,5	horas	Torneado cilindrado interior	30,8	15,4
1,25	horas	Fresado de dientes	30,8	38,5
0,5	horas	Fresado ranura chavetero	30,8	15,4
0,4	horas	Torneado rectificado (chaflandes)	30,8	12,3
			TOTAL	122,5

11.2.4 Rueda segunda etapa

El material es el mismo, con las mismas características que el del piñón.

Las dimensiones en este caso son $\varnothing 200$ mm y 38 mm de longitud.

El volumen:

$$V = \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot L = 1193,8 \text{ cm}^3$$

Su masa será:

$$\rho = \frac{m}{V} \rightarrow m = \rho \cdot V = 1193,8 \text{ cm}^3 \cdot 7,84 \text{ g/cm}^3 = 9359,43 \text{ g} = 9,36 \text{ kg} .$$

PIÑÓN 4				
CANTIDAD	UNIDAD	DENOMINACIÓN	COSTE UNITARIO	TOTAL (€)
9,36	kg	Acero G35CrMo4	1,2	11,2
0,5	horas	Torneado cilindrado exterior	30,8	15,4
0,5	horas	Torneado refrentado	30,8	15,4
0,3	horas	Taladrado con torno	30,8	9,2
0,5	horas	Torneado cilindrado interior	30,8	15,4
4	horas	Fresado de dientes	30,8	123,2
0,5	horas	Fresado ranura chavetero	30,8	15,4
0,4	horas	Torneado rectificado (chaflanes)	30,8	12,3
			TOTAL	217,6

Los engranajes costarán en total:

$$C_{enr} = 122,6 + 185,8 + 122,5 + 217,6 = 648,5 \text{ €}$$

11.3 Ejes

Para fabricar los ejes se utiliza un acero aleado templado y revenido 42CrMo4 con una dureza HV 337. El peso específico considerado es el mismo que en el apartado 11.2, 7,84 g/cm³ y un precio estimado de 1,20 euros/kg. Este material es utilizado en los 3 ejes.

11.3.1 Eje de entrada

Se parte de una pieza cilíndrica de diámetro 25 mm y de longitud 150 mm. La fórmula del volumen será la misma que anteriormente:

$$V = \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot L = 73,63 \text{ cm}^3$$

Su masa será:

$$\rho = \frac{m}{V} \rightarrow m = \rho \cdot V = 73,63 \text{ cm}^3 \cdot 7,84 \text{ g/cm}^3 = 577,27 \text{ g} = 0,58 \text{ kg} .$$

Eje de entrada				
CANTIDAD	UNIDAD	DENOMINACIÓN	COSTE UNITARIO	TOTAL (€)
0,58	kg	Acero 42CrMo4	1,2	0,7
0,5	horas	Torneado cilindrado exterior	30,8	15,4
0,5	horas	Torneado refrentado	30,8	15,4
0,3	horas	Ranurado	30,8	9,2
0,5	horas	Fresado de chaveteros	30,8	15,4
0,5	horas	Torneado rectificado (chaflanes)	30,8	15,4
			TOTAL	71,5

11.3.2 Eje intermedio

Las dimensiones de este eje son de Ø30 mm y 170 mm de longitud. El volumen será:

$$V = \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot L = 120,2 \text{ cm}^3$$

La masa es:

$$\rho = \frac{m}{V} \rightarrow m = \rho \cdot V = 120,2 \text{ cm}^3 \cdot 7,84 \text{ g/cm}^3 = 942,1 \text{ g} = 0,94 \text{ kg} .$$

Eje intermedio				
CANTIDAD	UNIDAD	DENOMINACIÓN	COSTE UNITARIO	TOTAL (€)
0,94	kg	Acero 42CrMo4	1,2	1,1
0,5	horas	Torneado cilindrado exterior	30,8	15,4
0,5	horas	Torneado refrentado	30,8	15,4
0,3	horas	Ranurado	30,8	9,2
0,5	horas	Fresado de chaveteros	30,8	15,4
0,5	horas	Torneado rectificado (chaflanes)	30,8	15,4
			TOTAL	72,0

11.3.3 Eje de salida

Para el eje de salida se parte de una pieza cilíndrica con un diámetro 35 mm y 149 mm de longitud. El volumen es:

$$V = \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot L = 143,4 \text{ cm}^3$$

La masa es:

$$\rho = \frac{m}{V} \rightarrow m = \rho \cdot V = 143,4 \text{ cm}^3 \cdot 7,84 \text{ g/cm}^3 = 1123,9 \text{ g} = 1,12 \text{ kg}.$$

Eje salida				
CANTIDAD	UNIDAD	DENOMINACIÓN	COSTE UNITARIO	TOTAL (€)
1,12	kg	Acero 42CrMo4	1,2	1,3
0,5	horas	Torneado cilindrado exterior	30,8	15,4
0,5	horas	Torneado refrentado	30,8	15,4
0,3	horas	Ranurado	30,8	9,2
0,5	horas	Fresado de chaveteros	30,8	15,4
0,5	horas	Torneado rectificado (chaflanes)	30,8	15,4
			TOTAL	72,2

Por tanto, el presupuesto total de los ejes será la suma de éstos:

$$C_{ejes} = 71,5 + 72,0 + 72,2 = 215,7 \text{ €}$$

11.4 Carcasa

Para fabricar la carcasa, es necesaria la preparación de un molde, lo cual supone un gasto adicional estimado de 350 euros. Este gasto podrá amortizarse con una producción de unas 15 unidades aproximadamente. Además, habrá que preparar dos moldes diferentes, lo que supone un doble gasto.

En la fabricación se emplea una fundición gris GJL-200, que en el caso de fundición para fundir, el precio es aproximadamente 1,80 euros/Kg.

Siguiendo las fórmulas de volumen y las medidas de los planos, el peso de la carcasa se puede estimar en unos 75 kg. Este puede variar según el cumplimiento de las medidas establecidas.

CARCASA				
CANTIDAD	UNIDAD	DENOMINACIÓN	COSTE UNITARIO	TOTAL (€)
75	kg	Fundición	1,8	135,0
2	Unidades	Molde	350	700,0
2	Unidades	Colada de la pieza	15	30,0
1	horas	Desmoldeo y Desbarbado	15	15,0
0,5	horas	Fresado	30,8	15,4
0,3	horas	Mandrinado	30,8	9,2
0,5	horas	Rectificado	30,8	15,4
0,5	horas	Taladrado	30,8	15,4
0,5	horas	Roscado y taladrado	30,8	15,4
			TOTAL	950,8

Total de la carcasa:

950,8 €

11.5 Tapas de ejes

Para calcular el presupuesto de las tapas, se debe considerar que hay poca variación entre las medidas de un eje y otro. Por lo tanto, se da por sentado en el cálculo que los moldes costarán lo mismo para las cuatro tapas. Lo mismo ocurre con todos los procesos de fabricación posteriores.

Por tanto, se tendrá en cuenta la tapa más grande y después se multiplicará por cuatro para obtener el coste total.

TAPA				
CANTIDAD	UNIDAD	DENOMINACIÓN	COSTE UNITARIO	TOTAL (€)
1	kg	Fundición	1,8	1,8
1	Unidades	Molde	25	25,0
1	Unidades	Colada de la pieza	6	6,0
0,5	horas	Desmoldeo y Desbarbado	15	7,5
0,25	horas	Fresado	30,8	7,7
0,25	horas	Mandrinado	30,8	7,7
0,25	horas	Rectificado	30,8	7,7
0,25	horas	Roscado y taladrado	30,8	7,7
			TOTAL	71,1

Por ello, el coste total de las tapas será:

$$C_{tapas} = 71,1 \cdot 4 = 284,4 \text{ €}$$

11.6 Apoyos

En los apoyos se realizará el mismo proceso, calculando el precio de uno de los dos y multiplicando por dos debido a la poca diferencia de medidas.

Apoyos				
CANTIDAD	UNIDAD	DENOMINACIÓN	COSTE UNITARIO	TOTAL (€)
0,25	kg	Acero C45	1,2	0,3
0,25	horas	Fresado	30,8	7,7
0,25	horas	Taladrado y roscado	30,8	7,7
0,25	horas	Rectificado (chaflanes)	30,8	7,7
			TOTAL	23,4

El coste de los apoyos será:

$$C_{apoyos} = 23,4 \cdot 2 = 46,8 \text{ €}$$

11.7 Elementos normalizados

Elementos Normalizados				
CANTIDAD	UNIDAD	DENOMINACIÓN	COSTE UNITARIO	TOTAL (€)
2	Ud	ROD SKF - 6104 (20/37/9)	20	40,0
1	Ud	ROD SKF - 6105 (25/42/9)	20	20,0
1	Ud	ROD SKF - 6005 (25/47/12)	25	25,0
2	Ud	ROD SKF - 6006 (30/55/13)	25	50,0
1	Ud	Retén SKF - 20X30X5_V	8	8,0
1	Ud	Retén SKF - 30X40X7_V	8	8,0
2	Ud	Seeger DIN 471 20 diam	0,5	1,0
2	Ud	Seeger DIN 471 25 diam	0,5	1,0
2	Ud	Seeger DIN 471 30 diam	0,5	1,0
1	Ud	Casquillo d=20 D=23	5	5,0
2	Ud	Casquillo d=25 D=27	5	10,0
1	Ud	Casquillo d=30 D=33	5	5,0
1	Ud	Chaveta Entr.	4	4,0
1	Ud	Chaveta Int. 01	4	4,0
1	Ud	Chaveta Int. 02	4	4,0
1	Ud	Chaveta Sal.	4	4,0
4	Ud	Tornillo M-5x10	0,5	2,0
24	Ud	Tornillo M-5x25	0,5	12,0
12	Ud	Tornillo M-10x25	0,5	6,0
12	Ud	Tuerca Hex M-10	0,5	6,0
2	Ud	Argolla Macho M-16	1,7	3,4
2	Ud	Tapón de nivel	6,5	13,0
1	Ud	Tapón de vaciado	6,3	6,3
10	litros	Aceite VG 680	8	80,0
			TOTAL	318,7

El total de los elementos normalizados es por tanto:

318,7 €

11.8 Presupuesto total

Para calcular el presupuesto total se tendrá en cuenta el coste de las partidas en primer lugar.

COSTE TOTAL PARTIDAS		
ENGRANAJES	648,5	€
EJES	215,7	€
CARCASA	950,8	€
TAPAS	284,4	€
APOYOS	46,8	€
MATERIALES NORMALIZADOS	318,7	€
TOTAL	2465,0	€

Hay que incluir la mano de obra:

Mano de obra				
CANTIDAD	UNIDAD	DENOMINACIÓN	COSTE UNITARIO	TOTAL (€)
15	Horas	Ingeniero	30	450,0
5	Horas	Proyectista	50	250,0
7	Horas	Fabricante	40	280,0
			TOTAL	980,0

Además, debe tenerse en cuenta el IVA, los gastos generales y el beneficio industrial, para tener el gasto total:

PROYECTO	3445,0	€
GASTOS (10 %)	344,5	€
BENEFICIOS (10 %)	344,5	€
IVA (21 %)	723,4	€
TOTAL	4857	€

El presupuesto total será de:

4857 €