



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

DISEÑO Y CÁLCULO DE REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 22,2 Y PAR MÁXIMO DE SALIDA 2750 N·M

TRABAJO FIN DE GRADO

Autor: Gastón Ramírez Raspudich

Tutor: José Enrique Tarancón Caro

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Fecha: Julio 2020



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**DISEÑO Y CÁLCULO DE
REDUCTOR DE VELOCIDAD CON
RELACIÓN DE TRANSMISIÓN
22,2 Y PAR MÁXIMO DE SALIDA
2750 N·M**

MEMORIA

ÍNDICE – MEMORIA

1. OBJETO.....	4
2. ESTUDIO DE NECESIDADES.....	4
2.1. NECESIDADES DE PAR.....	4
2.2. NECESIDADES DE VELOCIDAD.....	4
2.3. CONDICIONES DE TRABAJO Y TEMPERATURA.....	4
2.4. CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y SUSTITUCIÓN.....	5
3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS.....	5
3.1. TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO.....	5
3.1.1. VENTAJAS.....	5
3.1.2. DESVENTAJAS.....	5
3.1.3. CORREAS PLANAS.....	6
3.1.4. CORREAS TRAPEZOIDALES.....	6
3.1.5. RUEDAS DE FRICCIÓN.....	6
3.2. TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE.....	6
3.2.1. CADENAS.....	6
3.2.2. CORREAS DENTADAS.....	7
3.3. TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES.....	7
3.3.1. ENGRANAJES CILÍNDRICOS.....	8
3.3.2. ENGRANAJES CÓNICOS.....	8
3.3.3. ENGRANAJES CÓNICOS DESPLAZADOS.....	8
3.3.4. ENGRANAJES CILÍNDRICOS HELICOIDALES CRUZADOS.....	8
3.3.5. TORNILLO SIN FIN.....	8
4. SOLUCIÓN ADOPTADA.....	9
4.1. DESCRIPCIÓN GENERAL.....	9
4.2. DESCRIPCIÓN ENGRANAJES.....	9
4.2.1. ETAPA 1.....	10
4.2.2. ETAPA 2.....	11
4.3. DESCRIPCIÓN EJES.....	11
4.4. DESCRIPCIÓN DE RODAMIENTOS.....	13
4.5. DESCRIPCIÓN DE CHAVETAS.....	14
4.6. DESCRIPCIÓN DE RETENES.....	14
4.7. DESCRIPCIÓN DE VISOR DE NIVEL.....	14
4.8. DESCRIPCIÓN DE LOS TAPONES.....	15
4.9. DESCRIPCIÓN DE LAS TAPAS.....	15
4.10. DESCRIPCIÓN CARCASA.....	15
5. BIBLIOGRAFÍA.....	16

1. OBJETO

El presente proyecto tiene como objeto el diseño y cálculo de un reductor de velocidad. El reductor diseñado se encontrará dentro de un catálogo, con diferentes relaciones y pares máximos transmisibles. Este reductor contará con las siguientes características de trabajo:

Velocidad de entrada: 1400 RPM

Relación de transmisión: 22,2

Par máximo de salida: 2570 N·m

2. ESTUDIO DE NECESIDADES

2.1. NECESIDADES DE PAR

El diseño del reductor nos permitirá aumentar el par entre nuestro motor eléctrico situado a la entrada y la maquinaria acoplada a la salida. El par necesario en la entrada será de 115.77 N·m.

2.2. NECESIDADES DE VELOCIDAD

El reductor tiene como objetivo reducir la velocidad entre motor eléctrico y la máquina acoplada. Para nuestro caso concreto convertiremos la velocidad de 1400 RPM a 63,06 RPM.

2.3. CONDICIONES DE TRABAJO Y TEMPERATURA

Las condiciones de trabajo marcadas serán para que nuestro diseño funcione en temperaturas que oscilen entre los 20°C y 30°C.

Tanto ejes como engranajes, intentarán compactarse al máximo, para optimizar el espacio de trabajo.

La contaminación a la que estará sometida la máquina se puede considerar baja, con limpiezas periódicas de su ambiente de trabajo.

Tanto maquinaria acoplada como el motor eléctrico a la entrada, estará sometida a choques ligeros durante el funcionamiento.

2.4. CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y SUSTITUCIÓN

En lo que se refiere al aceite, se sustituirá tras las 3000 horas de funcionamiento del reductor.

Con respecto a los rodamientos se sustituirán cada 50000 horas de trabajo.

A pesar de marcar estas pautas, se tendrán en cuenta normativas relacionadas con el mantenimiento y calidad, las cuales tienen en consideración inspecciones periódicas, tanto de profesionales como de operarios que trabajen cerca de la maquinaria.

3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Con el fin de alcanzar nuestro objetivo de reducción de velocidad y aumento del par entre motor eléctrico y máquina acoplada, debemos tener en cuenta las condiciones de transmisión mecánica en las que trabajará el reductor. Con el fin de optimizar nuestro diseño, analizaremos las diferentes posibilidades de transmisión entre árboles de nuestra máquina.

3.1. TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO

Este tipo de transmisión normalmente tiene como elemento principal la correa, aunque también son comunes las ruedas de fricción. Tienen un rendimiento que oscila entre el 85% y 98%. Además, la relación de velocidades no es exacta debido al deslizamiento entre los elementos de transmisión. Valoramos sus ventajas y desventajas.

3.1.1. VENTAJAS

- Coste reducido y bajos requerimientos en el posicionamiento de los árboles.
- Funcionamiento silencioso.
- Absorción óptima de los choques sufridos y protección contra las sobrecargas.

3.1.2. DESVENTAJAS

- Relación de transmisión inexacta y dependiente de la carga.
- Se sobrecargan los cojinetes debido a la necesidad de la tensión previa.
- Duración limitada.
- Son sensibles al ambiente y a las condiciones climatológicas.

Dentro de las transmisiones por rozamiento tenemos dos tipos: las correas planas y correas trapezoidales.

3.1.3. CORREAS PLANAS

Este tipo de correas son utilizadas entre árboles paralelos y cruzados, los cuales trabajan a una alta velocidad, o bien requieren el paso por poleas de radio pequeño.

Debido a que funcionan con alto deslizamiento, el rendimiento no sobrepasa del 85%. Sin embargo, este hecho también propicia que funcionen de elemento de protección frente a sobrecargas.

3.1.4. CORREAS TRAPEZOIDALES

Se utilizan entre árboles paralelos y cuyo rango de velocidades se encuentran entre los 2m/s y 50 m/s. Teniendo en cuenta la misma fuerza de presión, puede lograr una capacidad de transmisión tres veces superior a la de las correas planas.

Pueden llegar a alcanzar el 98% del rendimiento, pero es más susceptible de que aparezca deslizamiento, provocando un menor rendimiento de la transmisión.

3.1.5. RUEDAS DE FRICCIÓN

Su utilización es apta tanto para árboles paralelos como cruzados. Debido a la gran fuerza de contacto, no pueden transmitir grandes potencias. Esto también provoca, elevados esfuerzos en los árboles, haciéndolos más susceptibles de fallos mecánicos.

3.2. TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE

Este tipo de transmisión permite conseguir relaciones más óptimas en cuanto a rendimiento se refiere. Además, debido a la mayor resistencia de los materiales, permiten que los árboles trabajen con fuerzas más elevadas que las correas y ruedas de fricción. Las principales transmisiones flexibles por engrane son: cadenas y correas dentadas o síncronas.

3.2.1. CADENAS

Su utilización es típica en arboles paralelos y pueden transmitir fuerzas mayores que las correas, con ángulos menores de abrazamiento y distancia entre ejes. Los rendimientos de estas pueden llegar hasta el 98%. Analizamos sus principales ventajas y desventajas.

VENTAJAS

- El coste es menor respecto a los engranajes
- Mantienen una relación de transmisión constante.
- Posibilidad de accionar más de una rueda con una sola cadena.

DESVENTAJAS

- Duración limitada.
- Limitaciones de potencia y velocidad de funcionamiento hasta 15 m/s.
- Ocupan mucho espacio.
- Necesitan lubricación.
- No trabajan elásticamente.
- Son más caras que las correas.

3.2.2. CORREAS DENTADAS

Con este tipo de correas, se pueden conseguir ventajas similares a las cadenas. La ventaja principal respecto a ellas es la lubricación y la capacidad de trabajar a velocidades superiores. Su desventaja principal respecto a la anteriormente mencionada, es la necesidad de un mayor espacio de trabajo.

Por otra parte, su rendimiento puede alcanzar el 98% y resiste altas temperaturas de trabajo, incluso llegando a los 80°C.

3.3. TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES

La transmisión directa por engranajes ofrece un amplio abanico de posibilidades. Ya que sirve para la transmisión de diferentes potencias, velocidades y relaciones. Así pues, procedemos a analizar sus ventajas y desventajas:

VENTAJAS

- Relación de transmisión constante.
- Alta fiabilidad y duración
- Dimensiones reducidas.
- Elevado rendimiento
- Baja tasa de mantenimiento
- Capacidad de soportar sobrecargas.

DESVENTAJAS

- Elevados grados de ruido
- Transmisión rígida
- Elevado coste

Procedemos a explicar los diferentes tipos de transmisión por engranajes:

3.3.1. ENGRANAJES CILÍNDRICOS

Utilizado en árboles paralelos con relaciones de transmisión de hasta valor igual a ocho. Su rendimiento oscila entre el 95% y 99%, considerándolo así una de sus grandes ventajas. A su vez dentro de los cilindros, tenemos los rectos o helicoidales. Los primeros, aparte de ser menos costosos, presentan una geometría más simple. Sin embargo, los helicoidales, al tener una geometría más compleja, definida por su ángulo de hélice, generan menos ruido y vibraciones al transmitir el movimiento.

3.3.2. ENGRANAJES CÓNICOS

Utilizado en ejes perpendiculares y cuya relación de transmisión puede llegar hasta seis. Dentro de estos, se encuentra el dentado en espiral o el dentado helicoidal, siendo el primero más óptimo en estados de alta exigencia.

3.3.3. ENGRANAJES CÓNICOS DESPLAZADOS

Este tipo de transmisión es utilizada entre arboles cruzados y cuando la distancia entre estos es pequeña. El rendimiento de los engranajes cónicos desplazados es inferior a los cónicos debido al factor deslizamiento.

3.3.4. ENGRANAJES CILÍNDRICOS HELICOIDALES CRUZADOS

Este tipo de engranado se usa para pares reducidas y cuando los ejes son cruzados. La relación de transmisión para este tipo de contacto varía entre 1 y 5.

3.3.5. TORNILLO SIN FIN

Se usa en ejes cruzados situados normalmente a 90°. La gran desventaja de esta transmisión es su único sentido de giro de trabajo y la gran oscilación de rendimientos que puede variar entre el 45% y 97%.

4. SOLUCIÓN ADOPTADA

Tras el análisis de nuestras necesidades y de las diferentes opciones por las que podemos optar, nos decantamos por la transmisión de contacto directo de engranajes cilíndricos helicoidales. Los argumentos para escoger este tipo de transmisión es el elevado rendimiento que presenta este tipo de engranado, la carencia de ruido y la alta transmisión que es capaz de transmitir. Como plus que puede beneficiar al cliente, se debe tener en cuenta el bajo mantenimiento que necesita este tipo de transmisión y la larga vida de funcionamiento.

4.1. DESCRIPCIÓN GENERAL

Como se indica en el estudio de las necesidades, nuestra relación de transmisión debe ser igual a 22,2. Para compactar nuestro diseño se ha optado por un reductor de dos etapas, con el fin de tener engranajes lo más pequeños posible. Así pues, teniendo en cuenta esto, cada etapa tendrá una relación de transmisión diferente, teniendo la primera un valor de 5 y la segunda de 4,4.

4.2. DESCRIPCIÓN ENGRANAJES

Para el diseño de los engranajes se partirá de las necesidades del reductor. Con estos datos se procederá a obtener los datos básicos que nos proporcionaran la definición del engranaje. Los datos básicos para un engranaje helicoidal son los siguientes:

Módulo normal: Es el cociente que resulta de dividir el diámetro primitivo, expresado en milímetros, entre el número de dientes de la rueda.

Módulo aparente: Es el cociente que resulta de dividir módulo normal, expresado en milímetros, entre el coseno del ángulo de hélice.

Diámetro primitivo: Es el diámetro correspondiente a la circunferencia primitiva.

Diámetro exterior: También denominado diámetro total, es el correspondiente a la circunferencia en la cual está inscrita la rueda dentada.

Diámetro de base: Conocido también como diámetro de fondo, es el correspondiente a la circunferencia que limita interiormente a los dientes.

Número de dientes: Cantidad de dientes que forma el engranaje.

Ángulo de presión: Ángulo entre la dirección de la fuerza de contacto (normal común en el caso sin rozamiento) y la dirección de la velocidad en el sólido conducido.

Ángulo de hélice: ángulo agudo formado por una tangente cualquiera a la hélice primitiva con el eje de la rueda dentada.

Ancho: Distancia entre las dos caras del engranaje.

Con estos datos se podrá diseñar completamente una etapa, es decir, un piñón (engranaje motriz) y una rueda (engranaje conducido). Los cálculos que nos permitirán determinar que nuestra etapa cumple cálculo por tensión superficial y cálculo por flexión. Nuestro objetivo será que estos tengan un coeficiente de seguridad igual a 1,4 y que el primero que debe aparecer sea por tensión superficial ya que, es más fácil de detectar y cuya consecuencia no se puede definir de catastrófica.

4.2.1. ETAPA 1

La etapa 1, la cual es definida por el piñón del eje de entrada (Engranaje 1) y rueda del eje intermedio (Engranaje 2) queda de la siguiente forma:

Primera etapa			
Relación de transmisión		5	
Módulo normal		4	
Módulo aparente		4,257	
Piñón		Rueda	
Dientes	17	Dientes	85
Diámetro primitivo (mm)	72,364	Diámetro primitivo (mm)	361,82
Diámetro extremo (mm)	80,364	Diámetro extremo (mm)	369,82
Diámetro de base (mm)	62,364	Diámetro de base (mm)	351,82
Ángulo de presión (°)	20		
Ángulo de inclinación (°)	20		
Ancho (mm)	21		
Material	42CrMo4		
Resistencia a tracción (MPa)	1120		
Límite de fluencia (MPa)	1040		
Dureza (HB)	321		

Tabla 1 - Resumen Etapa 1

4.2.2. ETAPA 2

La etapa 1, la cual es definida por el piñón del eje intermedio (Engranaje 3) y rueda del eje de salida (Engranaje 4) queda de la siguiente forma:

Segunda etapa			
Relación de transmisión		4,44	
Módulo normal		5	
Módulo aparente		5,321	
Piñón		Rueda	
Dientes	18	Dientes	76
Diámetro primitivo (mm)	95,776	Diámetro primitivo (mm)	425,671
Diámetro extremo (mm)	105,776	Diámetro extremo (mm)	435,671
Diámetro de base (mm)	83,276	Diámetro de base (mm)	413,171
Ángulo de presión (°)	20		
Ángulo de inclinación (°)	20		
Ancho (mm)	58		
Material	42CrMo4		
Resistencia a tracción (MPa)	1120		
Límite de fluencia (MPa)	1040		
Dureza (HB)	321		

Tabla 2 - Resumen Etapa 2

4.3. DESCRIPCIÓN EJES

Al igual que para escoger los engranajes, para el diseño de los ejes se partirá de las necesidades del reductor. Los datos básicos para el diseño del eje son:

Longitud: Distancia entre los dos extremos del eje.

Secciones del eje: División de cada una de las zonas críticas a lo largo del eje, ya sea por cambios de geometría o esfuerzos a considerar.

Para el cálculo y dar por válida la funcionalidad de los árboles, se tendrán en cuenta dos métodos de cálculo. El primero el diseño por deflexión lateral y segundo el cálculo a fatiga. Para poder realizar el cálculo, se deberá obtener las fuerzas producidas por engranajes y rodamientos que se sitúan a lo largo del eje. Con el objetivo de asegurarnos que nuestro eje no fallara, se tendrán en cuenta ocho casos, para el eje de entrada y salida y dos para el intermedio.

En resumen, los tres ejes quedan definidos de la siguiente forma:

Eje de entrada			
Velocidad de giro (RPM)		1400	
Par torsor (N·m)		115,77	
Longitud (mm)		220	
Material		34CrNiMo6	
Resistencia a tracción (MPa)		1300	
Límite de fluencia (MPa)		860	
Dureza (HB)		401	
Nº Sección	Sección	Cota (mm)	Descripción
1	0	35	Inicio chflán
2	2	35	Final chaflán
3	50	35	Maquinaria entrada
4	95	35	Rodamiento
5	140	35	Engranaje 1
6	177	40	Cambio de diámetro
7	183	35	Cambio de diámetro
8	202	35	Rodamiento
9	218	31	Incio chaflán
10	220	0	Final chaflán

Tabla 3 - Resumen Eje de entrada

Eje intermedio			
Velocidad de giro (RPM)		280	
Par torsor (N·m)		578,83	
Longitud (mm)		255	
Material		34CrNiMo6	
Resistencia a tracción (MPa)		1300	
Límite de fluencia (MPa)		860	
Dureza (HB)		401	
Nº Sección	Sección	Cota (mm)	Descripción
1	0	50	Inicio chflán
2	2	50	Final chaflán
3	16,2	50	Rodamiento
4	33	60	Cambio de diámetro
5	43	50	Cambio de diámetro
6	87,5	50	Engranaje 2
7	177,5	50	Engranaje 3
8	236,5	50	Rodamiento
9	253	45	Incio chaflán
10	255	0	Final chaflán

Tabla 4 - Resumen Eje intermedio

Eje de salida			
Velocidad de giro (RPM)		63,06	
Par torsor (N·m)		2570	
Longitud (mm)		350	
Material		34CrNiMo6	
Resistencia a tracción (MPa)		1300	
Límite de fluencia (MPa)		860	
Dureza (HB)		401	
Nº Sección	Sección	Cota (mm)	Descripción
1	0	75	Inicio chflán
2	2	75	Final chaflán
3	24,8	75	Rodamiento
4	50	85	Cambio de diámetro
5	60	75	Cambio de diámetro
6	124	75	Engranaje 4
7	201	75	Rodamiento
8	284	75	Maquinaria salida
9	348	71	Inicio chaflán
10	350	0	Final chaflán

Tabla 5 - Resumen Eje de salida

4.4. DESCRIPCIÓN DE RODAMIENTOS

Los rodamientos tendrán como función principal reducir la fricción entre los ejes y la carcasa. Los rodamientos escogidos tendrán una sola hilera y serán cónicos. Con el fin de contrarrestar las fuerzas axiales presentes en los engranajes, la mejor opción es la de rodamientos cónicos.

El suministrador de los rodamientos será SKF. En el estudio de los rodamientos se analizarán los 8 casos expuestos en el eje de entrada y salida, y los dos del eje intermedio. Así pues, tras los cálculos, los rodamientos escogidos son los siguientes:

	Rodamiento A	Rodamiento B
Eje de entrada	33207	33207
Eje intermedio	JM 205149/110	JM 205149/110
Eje de salida	33115	33115

Tabla 6 - Selección de rodamiento

4.5. DESCRIPCIÓN DE CHAVETAS

Las chavetas serán las encargadas de fijar los engranajes sobre los ejes. Su función principal será mantener en los engranajes el mismo par y velocidad que hay en el eje. Estas se situarán entre los chaveteros de los engranajes y las ranuras mecanizadas del eje.

Para el dimensionado de las chavetas nos hemos basado en la norma UNE 171012-1:1967. El material utilizado para las chavetas será el 20MnCr5. Se trata de un material con menor resistencia, que permitirá absorber la energía en caso de rotura. La definición de las chavetas es la siguiente:

Chaveta			
Material		20MnCr5	
Resistencia a tracción (MPa)		400	
Límite de fluencia (MPa)		680	
Dureza (HB)		207	
	Longitud (mm)	Ancho(mm)	Espesor(mm)
Eje de entrada	44	10	8
Eje intermedio	63	14	9
Eje de salida	88	20	12

Tabla 7 - Resumen Chavetas

4.6. DESCRIPCIÓN DE RETENES

La funcionalidad de los retenes será la estanqueidad del lubricante durante la puesta en servicio del reductor. Para evitar que salga el aceite, se colocaran a la entrada y salida de la máquina. Los retenes serán suministrador por SKF y serán del modelo HMS5. Este modelo está compuesto por caucho de nitrilo, lo cual permite una capacidad de obturación óptima en el alojamiento y evita que el retén se escape durante su montaje.

El retén para el eje de entrada será el HMS5 RG 35x47x6.

El retén para el eje de salida será el 75X90X7 HMS5 RG1.

4.7. DESCRIPCIÓN DE VISOR DE NIVEL

El visor de nivel tendrá como objetivo el control del nivel de aceite del cual dispone el reductor para lubricar el mecanismo. Se situará en la zona lateral de la carcasa. El suministrador del visor de nivel para nuestro reductor será ELESA+GANTER y el modelo escogido es el GN-743.5-11-M16x1.5-B.

4.8. DESCRIPCIÓN DE LOS TAPONES

Para el vaciado y llenado del lubricante se realizarán dos agujeros en la carcasa donde se alojará un tapón de llenado y otro de salida. El suministrador de los tapones será Norelem.

El tapón de llenado se ubicará en la zona superior de la carcasa para facilitar el acceso al llenado. Este tapón contará con filtro de aire, para la entrada de posibles partículas dañinas para el reductor. El modelo escogido será el 28022-33018.

Por otra parte, el tapón de vaciado se situará en la zona lateral inferior de la carcasa e incluir un imán para atraer las partículas metálicas que puede desprender la carcasa o el propio mecanismo. El modelo escogido será el 28024-201415.

4.9. DESCRIPCIÓN DE LAS TAPAS

Se diseñan dos tapas, una para el eje de entrada y otra para el eje de salida, con el fin de tapar y asentar los alojamientos de los rodamientos de entrada y salida. Serán dos tapas metálicas de material fundición gris EN-GJL-250, según la norma UNE-EN 1561:2011, con 6 agujeros avellanados, los cuales asentarán sobre la carcasa.

4.10. DESCRIPCIÓN CARCASA

La carcasa será la estructura encargada de asentar el mecanismo del reductor y protegerlo de los agentes externos que puedan provocar el fallo de este. Además de la protección del propio reductor, tendrá como función aislar el ruido provocado por este.

El material con el que se fabricará la carcasa será fundición gris EN-GJL-250, según la norma UNE-EN 1561:2011, el cual tiene que, como característica esencial para nuestro diseño, una gran capacidad amortiguadora, cosa que favorecerá el diseño ante las posibles vibraciones de la máquina.

La carcasa se compone por dos piezas simétricas, las cuales se unirán mediante tornillería y asentarán entre sí mediante una junta para conseguir una fijación segura y estanca.

La fabricación de la carcasa se realizará mediante molde de arena. Los agujeros para tapones, tapas, visor, eje de entrada y eje de salida se realizarán mediante mecanizado para asegurar que las cotas de fabricación son exactas. Además, se redondeará las aristas para evitar que en caso de conexiones eléctricas alrededor los cables se corten.

Para asegurar que el cliente pueda usar el reductor tanto en interior como exterior se le realizarán dos procesos de tratamiento de la superficie.

- Anodizado: evita la corrosión filiforme y permitirá que la pintura se adhiera correctamente.
- Pintura: evita la corrosión y permite un acabado estético de mayor calidad en caso de que el mecanismo sea visto. La pintura utilizada será gris (RAL 7016)

5. BIBLIOGRAFÍA

- BESA GONZÁLEZ, A.J. y VALERO CHULIÁ, F.J. (2016). Diseño de Máquinas. Valencia: Universitat Politècnica de València.
- SHIGLEY, J.E. (2002). Diseño en Ingeniería Mecánica. México: McGraw-Hill/Interamericana.
- GONZÁLEZ CONTRERAS, F., [et al] (2015). Control numérico: marco y fundamentos. Valencia: Universitat Politècnica de València.
- Apuntes del grado en ingeniería mecánica: Diseño de máquinas I y II. Valencia: Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**DISEÑO Y CÁLCULO DE REDUCTOR
DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE
TRANSMISIÓN 22,2 Y PAR MÁXIMO
DE SALIDA 2750 N·M**

CÁLCULOS

ÍNDICE – CÁLCULOS

1. INTRODUCCIÓN	21
2. DATOS INICIALES.....	21
3. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES	23
3.1. NÚMERO DE DIENTES/DIÁMETROS.....	23
3.1.1. DATOS INICIALES	23
3.1.2. ECUACIONES CONSIDERADAS	24
3.1.3. RESULTADOS.....	25
3.2. ANCHO.....	26
3.2.1. SUPOSICIÓN LUBRICANTE	26
3.2.2. ECUACIONES CONSIDERADAS	26
3.2.3. TENSIÓN SUPERFICIAL	27
TENSIÓN DE CONTACTO LÍMITE DEL MATERIAL	27
COEFICIENTE DE DURACIÓN.....	28
COEFICIENTE DE VISCOSIDAD DEL LUBRICANTE	28
COEFICIENTE DE RUGOSIDAD	29
COEFICIENTE DE VELOCIDAD	29
COEFICIENTE DE RELACIÓN DE DUREZAS.....	30
COEFICIENTE DE TAMAÑO	30
TENSIÓN MÁXIMA DE PRESIÓN SUPERFICIAL.....	30
COEFICIENTE GEOMÉTRICO	31
COEFICIENTE ELÁSTICO	31
COEFICIENTE DE CONDUCCIÓN	32
FACTOR ÁNGULO DE HÉLICE	33
FUERZA TANGENCIAL	33
COEFICIENTE DE APLICACIÓN	33
COEFICIENTE DINÁMICO.....	33
COEFICIENTE DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA LONGITUDINAL	35
COEFICIENTE DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA TRANSVERSAL	35
CUADRO RESUMEN FALLO SUPERFICIAL	36
3.2.4. CÁLCULO FLEXIÓN	36
TENSIÓN DE FLEXIÓN LÍMITE	36
COEFICIENTE DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES	37
COEFICIENTE DE DURACIÓN.....	37
COEFICIENTE DE SENSIBILIDAD DE LA ENTALLA RELATIVO	38
COEFICIENTE DE RUGOSIDAD RELATIVA	38
COEFICIENTE DE TAMAÑO	38
ESFUERZO DE FLEXIÓN.....	38
COEFICIENTE DE FORMA.....	39
COEFICIENTE DE CONDUCCIÓN	39
COEFICIENTE DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES EN LA BASE DEL DIENTE	39
FACTOR DE INCLINACIÓN.....	40
FACTOR DE ESPESOR DEL ARO	40
COEFICIENTE DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA LONGITUDINAL	40
COEFICIENTE DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA TRANSVERSAL	40

RESUMEN CÁLCULO FLEXIÓN.....	41
3.2.5. COMPROBACIÓN LUBRICANTE	42
4. DISEÑO DE CHAVETAS.....	43
4.1. INTRODUCCIÓN	43
4.2. MATERIAL	43
4.3. ECUACIONES CONSIDERADAS.....	43
4.4. CHAVETA EJE ENTRADA.....	44
4.5. CHAVETA EJE INTERMEDIO	44
4.6. CHAVETA EJE SALIDA.....	45
5. DISEÑO DE LOS EJES.....	46
5.1. INTRODUCCIÓN	46
5.2. MATERIAL	46
5.3. DEFLEXIÓN LATERAL DE LOS EJES	47
5.3.1. EJE DE ENTRADA	47
FUERZA MOTOR.....	48
FUERZA TANGENCIAL, FUERZA RADIAL Y FUERZA AXIAL	48
RESULTADOS.....	48
CONCLUSIÓN EJE ENTRADA	65
5.3.2. EJE INTERMEDIO	65
FUERZA TANGENCIAL, FUERZA RADIAL Y FUERZA AXIAL	65
FUERZA TANGENCIAL, FUERZA RADIAL Y FUERZA AXIAL	66
RESULTADOS.....	67
CONCLUSIÓN EJE INTERMEDIO.....	71
5.3.3. EJE DE SALIDA	71
FUERZA MOTOR.....	71
FUERZA TANGENCIAL, FUERZA RADIAL Y FUERZA AXIAL	72
RESULTADOS.....	72
CONCLUSIÓN EJE SALIDA	89
5.4. CÁLCULO POR FATIGA.....	89
LÍMITE FATIGA DEL MATERIAL	90
FACTOR DE SUPERFICIE PARA ACEROS	90
FACTOR DE TAMAÑO	90
FACTOR DE CARGA.....	91
FACTOR DE TEMPERATURA.....	91
FACTOR DE CONFIABILIDAD.....	91
LÍMITE DE FATIGA DEL MATERIAL.....	91
FACTOR CONCENTRADOR DE TENSIONES	91
5.4.2. EJE DE ENTRADA	92
5.4.3. EJE INTERMEDIO	95
5.4.4. EJE SALIDA	97
6. RODAMIENTOS.....	99
6.1. CÁLCULO FUERZA EQUIVALENTE	99
6.2. CÁLCULO VIDA A FATIGA	100
6.2.1. FACTOR POR FIABILIDAD.....	100
6.2.2. FACTOR POR CONDICIONES DE TRABAJO	100
6.3. RESULTADOS	102
6.3.1. EJE DE ENTRADA	102

6.3.2. EJE INTERMEDIO	107
6.3.3. EJE DE SALIDA	109

1. INTRODUCCIÓN

En este apartado se tiene como objetivo explicar los cálculos y argumentar los resultados obtenidos para el diseño del reductor de velocidad, el cual funcionará en las condiciones explicadas en la memoria del proyecto.

2. DATOS INICIALES

A continuación, se presentan los datos iniciales de los cuales partimos para diseñar el reductor de velocidad:

- **Par máximo a la salida:** 2570 N·m
- **Velocidad entrada:** 1400 RPM
- **Relación de transmisión:** 22,2
- **Número de etapas:** 2

A partir de estos datos se calcularán las velocidades y pares de los ejes de entrada, intermedio y de salida. Para ello, es necesario obtener la relación de transmisión de cada etapa. La relación de cada etapa se define mediante la siguiente fórmula, la cual se expresa como la raíz de la relación de transmisión total:

$$i_{etapa} = \sqrt{i} = \sqrt{22,2} = 4,69$$

Conociendo la relación de transmisión de cada etapa, aproximaremos este valor al más cercano entero para definir la relación de transmisión de la etapa 1. Para conocer el valor de la relación de transmisión de la etapa 2, dividiremos la relación de la primera etapa entre la relación de transmisión total, para respetar el dato inicial. Así pues, obtenemos los siguientes datos:

$$i_{etapa1} = 5$$

$$i_{etapa2} = 4,44$$

Conociendo la relación de transmisión de cada etapa y con los datos iniciales, se usarán las fórmulas citadas a continuación para obtener todos los datos iniciales de cada eje:

$$i_{etapa1} = \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{intermedia}}$$

$$i_{etapa2} = \frac{\omega_{intermedia}}{\omega_{salida}}$$

$$T_e = \frac{P}{\omega_e}$$

$$T_i = \frac{P}{\omega_i}$$

$$T_s = \frac{P}{\omega_s}$$

Los resultados obtenidos son los siguientes:

Eje	$\omega(\text{rpm})$	$\omega(\text{rad/s})$	$T(\text{N} \cdot \text{m})$
Entrada	1400	146,61	115,77
Intermedio	280	29,32	578,83
Salida	63,06	6,60	2570
Potencia (kW)	16972,14		

Tabla 8 - Velocidades y esfuerzos torsores de los ejes

Aparte de conocer la velocidad y par de cada eje, habrá que estimar un diámetro para poder empezar a calcular los datos de los engranajes. Para calcular este diámetro usaremos las fórmulas de “Cálculo de diámetros del eje por rigidez torsional”:

$$\theta = \frac{T \cdot L}{J \cdot G}$$

θ = Deformación angular de la barra

T = Par torsor en la barra.

L = Longitud de la barra.

G = Módulo de rigidez torsional del material.

Teniendo en cuenta que se trata de una barra de sección circular, calcularemos el diámetro por metro de longitud. La fórmula se queda de la siguiente forma:

$$\frac{\theta}{L} = \frac{32 \cdot T}{\pi \cdot d^4 \cdot G}$$

$\frac{\theta}{L}$ = Deformación angular por metro de longitud de la barra

T = Par torsor en la barra.

d = Diámetro de la barra.

G = Módulo de rigidez torsional del material.

Para nuestro diseño tomaremos una deformación torsional máxima de 1, 5°/m. Otro valor límite que vamos a indicar es el de la deformación torsional a 1° en una longitud de 20 veces el diámetro. De esta forma, analizaremos los dos valores para calcular el diámetro, quedándonos siempre con el más alto, es decir eligiendo el más restrictivo. Teniendo en cuenta el cambio de unidades al sistema internacional, el análisis quedará de la siguiente forma:

$$\frac{\pi \cdot 1,5}{180} = \frac{32 \cdot T}{\pi \cdot d^4 \cdot G}$$

El último dato que necesitaríamos para obtener el diámetro de la barra es el módulo de rigidez torsional del material, que se define como:

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)}$$

E = Módulo de elasticidad del material.

ν = Coeficiente de Poisson

Teniendo en cuenta que definimos el acero como el material de la barra, sabemos que:

$$E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\nu = 0,3$$

Con todos los datos, se obtienen los siguientes resultados:

Condición	Diámetros (mm)		
	1,5º/m	1º	Seleccionado
Entrada	27,46	25,74	35
Intermedio	41,06	44,02	50
Salida	59,60	72,34	75

Tabla 9 - Diámetros seleccionados ejes

3. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES

3.1. NÚMERO DE DIENTES/DIÁMETROS

3.1.1. DATOS INICIALES

Con los ejes definidos se pasará al cálculo para el diseño de los engranajes.

Debido a que el engranaje tiene un dentado helicoidal, definiremos los dos ángulos para poder empezar los cálculos. Estos ángulos son el ángulo de presión normal (α_n) y el ángulo de inclinación (β). Definiremos ambos ángulos con estos valores:

$$\alpha_n = 20^\circ$$

$$\beta = 20^\circ$$

Además, se deberá conocer el ángulo de presión tangencial, que se define como:

$$\alpha_t = \arctg \frac{tg(\alpha_n)}{\cos(\beta)}$$

$$\alpha_t = 21,18^\circ$$

3.1.2. ECUACIONES CONSIDERADAS

Con nuestros tres ángulos definidos, podemos calcular el número de dientes mínimos, que debe tener nuestro piñón. Indicaremos que el número máximo de dientes será de 150, para limitar un número excesivo de dientes:

$$z_{min} = \frac{2 \cdot \cos\beta}{\sin^2 \alpha_t} = 14,41$$

$$z_{max} = 150$$

Una vez calculado el rango de dientes que puede tener el engranaje, se procede a calcular el diámetro de estos. La fórmula utilizada será:

$$d_{piñon} = d_{eje} + 2h_2 + 7,5 \cdot m_n$$

d_{eje} = Diámetro del eje donde apoya el piñón

h_2 = Profundidad chaveta

m_n = Módulo estandarizado de engranajes

La profundidad de la chaveta la extraeremos de la TABLA N°1, teniendo en cuenta nuestro diámetro de eje de entrada, intermedio y de salida. Por otra parte, los módulos estandarizados, serán seleccionados de la TABLA N°2. A la hora de calcular los diámetros, debemos tener en cuenta que el valor del módulo será inversamente proporcional al número de dientes, por lo que habrá que valorar que no salgan pocos o muchos dientes, lo cual puede hacer aparecer problemas de interferencia.

A continuación, se explica, como se obtendrá el número de dientes del engranaje. Para ello, se utilizará la siguiente fórmula:

$$z = \frac{m_t}{d_{piñon}}$$

Para calcular el módulo aparente, haremos uso de la fórmula que lo define:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos(\beta)}$$

3.1.3. RESULTADOS

Con todas las fórmulas citadas anteriormente se recogen todos los resultados obtenidos en la siguiente tabla, donde partimos como dato inicial, del módulo estandarizado para sacar los diámetros y dientes del engranaje:

ETAPA 1		ETAPA 2	
α_n (°)	20	α_n (°)	20
β (°)	20	β (°)	20
α_t (°)	21,18	α_t (°)	21,18
h_2 (mm)	3,3	h_2 (mm)	3,8

Tabla 10 - Datos iniciales etapas

ETAPA 1									
Módulos		Engranaje 1			Engranaje 2				
mn	mt	d1	z1*	z1	d1	z2*	z2	d2	Valido
0,8	0,851	47,6	55,912	56	47,675	280	280	238,376	No valido
1	1,064	49,1	46,139	46	48,952	230	230	244,761	No valido
1,25	1,330	50,975	38,321	38	50,548	190	190	252,742	No valido
1,5	1,596	52,85	33,109	33	52,677	165	165	263,384	No valido
2	2,128	56,6	26,593	27	57,466	135	135	287,328	Valido
2,5	2,660	60,35	22,684	23	61,190	115	115	305,951	Valido
3	3,193	64,1	20,078	20	63,851	100	100	319,253	Valido
4	4,257	71,6	16,820	17	72,364	85	85	361,820	Valido
5	5,321	79,1	14,866	15	79,813	75	75	399,067	Valido
6	6,385	86,6	13,563	14	89,391	70	70	446,955	No valido

Tabla 11 - Resumen diámetros Etapa 1

ETAPA 2										
Módulos		Engranaje 3			Engranaje 4					
mn	mt	d1	z1	z1	d1	z2*	z2	d2	i real	Valido
0,8	0,851	63,6	74,706	75	63,851	333	333	283,497	4,440	No valido
1	1,064	65,1	61,174	62	65,979	275,28	276	293,713	4,452	No valido
1,25	1,330	66,975	50,349	51	67,841	226,44	227	301,960	4,451	No valido
1,5	1,596	68,85	43,132	44	70,236	195,36	196	312,868	4,455	No valido
2	2,128	72,6	34,111	35	74,492	155,4	156	332,023	4,457	No valido
2,5	2,660	76,35	28,698	29	77,153	128,76	129	343,197	4,448	Valido
3	3,193	80,1	25,090	26	83,006	115,44	116	370,334	4,462	Valido
4	4,257	87,6	20,579	21	89,391	93,24	94	400,131	4,476	Valido
5	5,321	95,1	17,873	18	95,776	79,92	80	425,671	4,444	Valido
6	6,385	102,6	16,069	17	108,546	75,48	76	485,265	4,471	Valido

Tabla 12 - Resumen diámetros Etapa 2

3.2. ANCHO

Con los posibles módulos que hemos calculado y teniendo ya el número de dientes y el diámetro de cada engranaje, calcularemos el ancho del engranaje. Antes de proceder a ello, tendremos que suponer un lubricante y elegir un material para el engranaje.

3.2.1. SUPOSICIÓN LUBRICANTE

Teniendo en cuenta las condiciones de trabajo en las cuales se encuentra el material, elegiremos el aceite ISO VG 680, el cual trabajará entre 20°C y 50°C. Este aceite tiene una viscosidad cinemática de 680 mm^2/s a una temperatura de 40°C. Este dato lo extraemos de la GRAFICA N°1, el cual necesitaremos para calcular el ancho del engranaje. Recordemos que este lubricante, es supuesto, por lo que al final del proceso de cálculo del ancho del engranaje tendremos que verificar que el aceite es el correcto mediante el Método United. En caso de que este lubricante no sea el correcto, habrá que suponer otro y volver a hacer los cálculos del ancho.

Por otra parte, como se explica anteriormente, escogeremos un material para la fabricación de los engranajes. Teniendo en cuenta los datos obtenidos hasta ahora elegiremos uno de los materiales disponibles en la TABLA N°3. El material seleccionado es el Acero templado y revenido con las siguientes características:

- Composición: 42CrMo4
- $\sigma_T = 1120$ MPa
- $\sigma_F = 1040$ MPa
- Dureza = 321 HB

3.2.2. ECUACIONES CONSIDERADAS

Para poder asegurar el correcto funcionamiento y posibles fallos habrá que tener en cuenta, el coeficiente por fallo superficial y el coeficiente por flexión. Cabe considerar que el fallo superficial es fácil de detectar en inspecciones y no se trata de un fallo espontáneo, por lo que, si debe aparecer uno de los dos fallos, nos interesa que este sea el más probable de que aparezca. Teniendo en cuenta esto obtenemos:

$$X_F \geq X_H$$

$$X_H = X$$

Tomaremos un coeficiente de seguridad de 1,5. Con ello, podremos calcular el ancho por fallo superficial de los engranajes. Así pues, para obtener este ancho, definimos:

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

S_{HP} = Tensión de contacto máxima admisible.

σ_H = Tensión máxima presión superficial.

Por otra parte, para asegurarnos que el coeficiente por flexión es mayor que el fallo superficial, tendremos que hacer uso de la siguiente formula:

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

S_{FP} = Tensión normal máxima admisible

σ_F = Esfuerzo de flexión

Además, habrá que tener en cuenta, que el ancho tiene que cumplir las siguientes condiciones para que cumpla el ancho por fallo superficial. El ancho debe encontrarse entre un rango de dimensión definidos por:

$$b \leq 2d_1$$

$$b > 0,25 \cdot d_1$$

3.2.3. TENSIÓN SUPERFICIAL

La tensión de contacto máxima admisible se define como:

$$S_{HP} = S_{HL} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X$$

S_{HL} = Tensión de contacto límite del material

Z_N = Coeficiente de duración.

Z_L = Coeficiente de viscosidad del lubricante.

Z_R = Coeficiente de rugosidad.

Z_V = Coeficiente de velocidad.

Z_W = Coeficiente de relación de durezas.

Z_X = Coeficiente de tamaño.

TENSIÓN DE CONTACTO LÍMITE DEL MATERIAL

La tensión de contacto límite del material es la tensión que resiste el material durante $5 \cdot 10^7$ ciclos de carga en función de su dureza. Se define mediante esta fórmula:

$$S_{HL} = A \cdot x + B$$

A = Constante tensión límite fallo superficial (TABLA N°4)

x = Dureza Brinell

B = Constante tensión límite fallo superficial (TABLA N°4)

Debido a que tenemos el mismo material en todos nuestros engranajes, Acero aleado templado y revenido, la tensión de contacto límite será la misma en todos ellos, con lo que nos queda que:

S_{HL}					
Nº	Material de los engranajes	E (N/mm ²)	ν	A	B
1	Fundición Gris	118000	0,26	1,033	132
2	F. maleable corazón negro	173000	0,28	1,371	143
3	F. nodular	173000	0,28	1,434	211
4	Acero moldeado no aleado	206000	0,3	0,986	131
5	Ac. no aleado	206000	0,3	1	190
6	Ac. no aleado templado y revenido	206000	0,3	0,925	360
7	Ac. aleado templado y revenido	206000	0,3	1,313	373
8	Ac. moldeado no aleado templado	206000	0,3	0,831	300
9	Ac. aleado moldeado templado	206000	0,3	1,276	298
10	Ac. de cementación	206000	0,3	0	1500
11	Ac. endurecido a la llama o inducción	206000	0,3	0,541	882
12	Ac. de nitruración	206000	0,3	0	1250
13	Ac. de nitro carburación	206000	0,3	1,167	425

Tabla 13 - Datos aceros

$$S_{HL} = 794,5$$

COEFICIENTE DE DURACIÓN

El coeficiente de duración define la duración que queremos del material. En nuestro caso tomaremos este coeficiente como valor 1.

$$Z_N = 1$$

COEFICIENTE DE VISCOSIDAD DEL LUBRICANTE

El coeficiente de viscosidad del lubricante está en función de la viscosidad, el cual tiene en cuenta el comportamiento de la película del lubricante. La fórmula de este coeficiente es:

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

Teniendo en cuenta que $S_{HL} \leq 850 \text{ N/mm}^2$:

$$C_{ZL} = 0,83$$

$$v_{40} = 460 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Teniendo en cuenta todos los datos, el coeficiente de viscosidad queda de la siguiente forma:

$$Z_L = 1,136$$

COEFICIENTE DE RUGOSIDAD

El coeficiente de rugosidad indica la rugosidad superficial del material y se expresa mediante la siguiente formula:

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

Para poder resolver y calcular el coeficiente de rugosidad debemos tener en cuenta:

$$R_{Z_{10}} = R_Z \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_r}}$$

$$\rho_r = \frac{r_1 \cdot r_2 \cdot \text{sen}\alpha_t}{r_1 + r_2}$$

$$R_Z = \frac{R_{Z1} + R_{Z2}}{2}$$

Teniendo en cuenta las rugosidades medias de cada piñón, teniendo en cuenta la $Q_{ISO} = 5$ y que $S_{HL} \leq 850 \text{ N/mm}^2$:

QISO	3	4	5	6	7	8	9	10
K1 r	2,1	3,9	7,5	14,9	26,8	39,1	52,8	76,6
K1 h	1,9	3,5	6,7	13,3	23,9	34,8	47	68,2
Rz ₁	0,5	0,8	1,4	2,4	4	6,5	11	20

Tabla 14 - Rugosidad media - Calidad

$$C_{ZR} = 0,15$$

Con todos estos datos y viendo las variables, tomaremos en consideración que este coeficiente variara al analizar cada módulo.

COEFICIENTE DE VELOCIDAD

El coeficiente de velocidad es el que indica el comportamiento del aceite en función de la velocidad tangencial del piñón, por lo que la formula queda:

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

Para obtener el coeficiente de velocidad obtener:

$$C_{ZV} = C_{ZL} + 0,02$$

$$V = \omega_{\text{piñon}} \cdot r_{\text{piñon}}$$

Teniendo en cuenta las fórmulas anteriores, vemos que el radio del engranaje es una variable, por lo que este valor cambiará probando los diferentes módulos.

COEFICIENTE DE RELACIÓN DE DUREZAS

El coeficiente de relación de durezas tiene en cuenta la diferencia entre materiales del piñón y la rueda. En este caso, al tener el mismo material:

$$Z_W = 1$$

COEFICIENTE DE TAMAÑO

El coeficiente de tamaño tiene en consideración el efecto del tamaño en el fallo a fatiga. Según la norma ISO 6336 este queda de esta forma:

$$Z_X = 1$$

TENSIÓN MÁXIMA DE PRESIÓN SUPERFICIAL

Una vez obtenida la tensión de contacto máxima admisible, obtendremos la tensión máxima presión superficial, para sacar el ancho del engranaje, con el coeficiente de seguridad elegido.

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_{\text{piñon}}} \cdot \frac{1+i}{i}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}$$

Z_H = Coeficiente geométrico

Z_E = Coeficiente elástico

Z_ε = Coeficiente de conducción

Z_β = Factor ángulo de hélice.

F_t = Fuerza tangencial

b = Ancho de engranaje.

$d_{\text{piñon}}$ = Diámetro del piñón

i = Relación de transmisión

K_A = Coeficiente de aplicación

K_V = Coeficiente dinámico

$K_{H\beta}$ = Coeficiente de distribución de carga longitudinal

$K_{H\alpha}$ = Coeficiente de distribución de carga transversal

A partir de esta fórmula, obtendremos el ancho superficial teniendo en cuenta el coeficiente de seguridad establecido. Así pues, se procederá a determinar cada uno de los coeficientes citados anteriormente.

COEFICIENTE GEOMÉTRICO

El coeficiente geométrico tiene en cuenta la forma del dentado del engranaje y se define mediante la siguiente fórmula:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos\beta}{\text{sen}\alpha_t \cdot \text{cos}\alpha_t}}$$

$$Z_H = 2,37$$

COEFICIENTE ELÁSTICO

El coeficiente elástico considera la elasticidad del material teniendo en cuenta el módulo elástico de Young y el coeficiente de Poisson:

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

Teniendo en cuenta el tipo de material utilizado para nuestro diseño obtenemos:

S_{HL}			
Nº	Material de los engranajes	E (N/mm ²)	v
1	Fundición Gris	118000	0,26
2	F. maleable corazón negro	173000	0,28
3	F. nodular	173000	0,28
4	Acero moldeado no aleado	206000	0,3
5	Ac. no aleado	206000	0,3
6	Ac. no aleado templado y revenido	206000	0,3
7	Ac. aleado templado y revenido	206000	0,3
8	Ac. moldeado no aleado templado	206000	0,3
9	Ac. aleado moldeado templado	206000	0,3
10	Ac. de cementación	206000	0,3
11	Ac. endurecido a la llama o inducción	206000	0,3
12	Ac. de nitruración	206000	0,3
13	Ac. de nitrógeno carburación	206000	0,3

Tabla 15 - Datos aceros

$$Z_E = 189,81$$

COEFICIENTE DE CONDUCCIÓN

El coeficiente de conducción tiene en cuenta el reparto de carga en los dientes del engranaje. Considerando que tenemos un dentado helicoidal:

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

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad \text{si } \varepsilon_\beta \geq 1$$

Para averiguar el valor del coeficiente de conducción, necesitamos conocer el valor de:

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

$$\varepsilon_\beta = \sin \beta \cdot \frac{b \cdot m_n}{\pi}$$

Como podemos ver el coeficiente de conducción, depende del ancho del engranaje, dato que buscamos con esto, por lo que tendremos que suponer uno e iterar hasta conseguir un dato fiable.

FACTOR ÁNGULO DE HÉLICE

El factor ángulo de hélice tiene en cuenta la inclinación del diente:

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

$$Z_{\beta} = 1,03$$

FUERZA TANGENCIAL

La fuerza tangencial se define como la relación entre el par torsor de entrada y el radio del engranaje de la siguiente forma:

$$F_t = \frac{T_e}{r_1}$$

Como podemos comprobar la fuerza tangencial, depende del diámetro del engranaje, por lo que este dato variará con cada módulo que probemos.

COEFICIENTE DE APLICACIÓN

El coeficiente de aplicación tiene en cuenta las fuerzas externas que dependen de la propia maquinaria donde está funcionando. Debido a que se trata de una maquinaria de sobrecargas ligeras, mirando la TABLA N°6 obtenemos la siguiente información:

Característica maquina motriz	Característica maquina 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

Tabla 16 - Característica maquina motriz/arrastrada

$$K_A = 1,5$$

COEFICIENTE DINÁMICO

El coeficiente dinámico considera las fuerzas debido a la vibración del piñón o la rueda sobre el eje:

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

COEFICIENTE DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA LONGITUDINAL

El coeficiente de distribución de carga longitudinal tiene en cuenta el ancho del engranaje respecto a su diámetro, quedando la fórmula de la siguiente formula:

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

H_1 = Constante 1

H_2 = Constante 2

H_3 = Constante 3

b = Ancho del engranaje

d_1 = Diámetro del piñón

Obtendremos las constantes pedidas, teniendo en cuenta nuestra Q_{ISO} y nuestro ajuste b,c , de la siguiente tabla:

Q_{ISO}	Ajuste	Dentados no endurecidos superficialmente			Aceros endurecidos superficialmente / dentados cementados rectificadas		
		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	-	-	-

Tabla 18 - Constante coeficiente distrib. carga longitudinal - Calidad

Con la definición de la fórmula observamos, que necesitamos el ancho, por lo que iteraremos con un valor inicial hasta conseguir el que queremos.

COEFICIENTE DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA TRANSVERSAL

El coeficiente de distribución de carga transversal tendrá el valor de unidad debido a que nuestra calidad ISO es menor que 6, por lo que:

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

CUADRO RESUMEN FALLO SUPERFICIAL

En este cuadro resumen, se recogen los coeficientes que hemos podido obtener en cálculo de la tensión superficial. Como podemos observar, tenemos valores constantes, valores que dependen del módulo analizado y valores que depende del propio ancho que buscamos. Así pues, con todos los datos recogidos, pasaremos a hacerlo de la misma forma con el cálculo a flexión para poder analizar de forma global nuestro diseño de engranajes.

CALCULO TENSION SUPERFICIAL					
S_{HP} = Tensión de contacto límite del material			σ_H = Tensión máxima presión superficial		
Termino	Descripción	Valor	Termino	Descripción	Valor
S_{HL}	TENSION DE CONTACTO LIMITE DEL MATERIAL	794,5	Z_H	COEFICIENTE GEOMETRICO	2,37
Z_N	COEFICIENTE DE DURACION	1	Z_E	COEFICIENTE ELASTICO	189,81
Z_L	COEFICIENTE DE VISCOSIDAD DEL LUBRICANTE	1,136	Z_ϵ	COEFICIENTE DE CONDUCCION	$f(b)$
Z_R	COEFICIENTE DE RUGOSIDAD	$f(m_n)$	Z_β	FACTOR ANGULO DE HELICE	1,03
Z_V	COEFICIENTE DE VELOCIDAD	$f(m_n)$	F_t	FUERZA TANGENCIAL	$f(m_n)$
Z_W	COEFICIENTE DE RELACION DE DUREZAS	1	b	ANCHO DE ENGRANAJE	$f(b)$
Z_X	COEFICIENTE DE TAMAÑO	1	d_{p1nom}	DIAMETRO DEL PIÑON	$f(m_n)$
			i	RELACION DE TRANSMISION	22,2
			K_A	COEFICIENTE DE APLICACIÓN	1,5
			K_V	COEFICIENTE DINAMICO	$f(m_n)$
			$K_{H\beta}$	COEFICIENTE DE DISTRIBUCION DE CARGA LONGITUDINAL	$f(b)$
			$K_{H\alpha}$	COEFICIENTE DE DISTRIBUCION DE CARGA TRANSVERSAL	1

Tabla 19 - Resumen variables cálculo por fallo superficial

3.2.4. CÁLCULO FLEXIÓN

La tensión normal máxima admisible se define mediante la siguiente formula:

$$S_{FP} = S_{FL} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rT} \cdot Y_{RtT} \cdot Y_X$$

S_{FL} = Tensión de flexión límite

Y_{ST} = Coeficiente de concentración de tensiones

Y_{NT} = Coeficiente de duración

$Y_{\delta rT}$ = Coeficiente de sensibilidad de la entalla relativo

Y_{RtT} = Coeficiente de rugosidad relativa

Y_X = Coeficiente de tamaño

TENSIÓN DE FLEXIÓN LÍMITE

La tensión de flexión límite, tiene en cuenta los esfuerzos para una duración de $3 \cdot 10^6$ ciclos de carga. La tensión se define mediante:

$$S_{FL} = A \cdot x + B$$

A = Constante tensión límite fallo de flexión (TABLA N°10)

x = Dureza Brinell

B = Constante tensión límite fallo de flexión (TABLA N°10)

S_{FL}					
N°	Material de los engranajes	E (N/mm ²)	ν	A	B
1	Fundición Gris	118000	0,26	0,256	8
2	F. maleable corazón negro	173000	0,28	0,345	77
3	F. nodular	173000	0,28	0,350	119
4	Acero moldeado no aleado	206000	0,3	0,313	62
5	Ac. no aleado	206000	0,3	0,455	69
6	Ac. no aleado templado y revenido	206000	0,3	0,240	163
7	Ac. aleado templado y revenido	206000	0,3	0,425	187
8	Ac. moldeado no aleado templado	206000	0,3	0,224	117
9	Ac. aleado moldeado templado	206000	0,3	0,364	161
10	Ac. de cementación	206000	0,3	0	461
11	Ac. endurecido a la llama o inducción	206000	0,3	0,138	290
12	Ac. de nitruración	206000	0,3	0	420
13	Ac. de nitro carburación	206000	0,3	0,653	94

Tabla 20 - Datos aceros

$$S_{FL} = 323,4$$

COEFICIENTE DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES

El coeficiente de concentración de tensiones tiene en cuenta la entalla para el chavetero. En nuestro caso:

$$Y_{ST} = 2,1$$

COEFICIENTE DE DURACIÓN

El coeficiente duración, tiene en cuenta la durabilidad, en función del material. Para nuestro diseño partimos de:

$$Y_{NT} = 1$$

COEFICIENTE DE SENSIBILIDAD DE LA ENTALLA RELATIVO

Este coeficiente tiene en cuenta las diferencias entre el concentrador de tensiones de referencia y el estudiado. Este coeficiente se define mediante:

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

Para obtener este coeficiente debemos de tener en cuenta:

$$Y_{sa} = 0,96 + 0,54 \cdot \log_{10}(z_{1v})$$

$$z_{1v} = \frac{z_1}{\cos \beta}$$

$$S_y = 1040$$

Este coeficiente tiene en consideración los dientes, por lo tanto, depende de los diferentes módulos seleccionados.

COEFICIENTE DE RUGOSIDAD RELATIVA

El coeficiente de rugosidad relativa tiene en cuenta la rugosidad del material. En nuestro caso teniendo en cuenta el tipo de material escogido y la siguiente fórmula:

$$Y_{RtT} = 1,674 - 0,529 \cdot (R_z + 1)^{0,1}$$

$$Y_{RtT} = 1,097$$

COEFICIENTE DE TAMAÑO

El coeficiente de tamaño tiene en cuenta la disminución de resistencia al fallo asociada al aumento de tamaño. En nuestro caso, atendiendo a que nuestros módulos son inferiores a 5:

$$Y_X = 1$$

ESFUERZO DE FLEXIÓN

El esfuerzo de flexión se define mediante la siguiente fórmula:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_{sa} \cdot Y_\beta \cdot Y_B \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$$

F_t = Fuerza tangencial

b = Ancho

m_n = Módulo nominal

Y_{Fa} = Coeficiente de forma

Y_ε = Coeficiente de conducción

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

Y_β = Factor de inclinación

Y_B = Factor de espesor del aro

K_A = Coeficiente de aplicación

K_V = Coeficiente dinámico

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

$K_{F\alpha}$ = Coeficiente de distribución de carga transversal

COEFICIENTE DE FORMA

El coeficiente de forma tiene en cuenta la geometría del dentado del engranaje, teniendo en cuenta el número de dientes virtual, usamos la siguiente fórmula:

$$Y_{Fa} = 38,18 \cdot Z_v^{-1,29} + 2,11$$

Teniendo en cuenta el número de dientes virtual, sabemos que este depende del módulo y por lo tanto se deberá analizar más tarde, ya que su valor es variable.

COEFICIENTE DE CONDUCCIÓN

El coeficiente de conducción tiene en consideración la influencia de la relación de contacto frente al trabajo de flexión en el dentado. La fórmula de este coeficiente es:

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

COEFICIENTE DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES EN LA BASE DEL DIENTE

$$Y_{sa} = 0,96 + 0,54 \cdot \log(z_v)$$

FACTOR DE INCLINACIÓN

El factor de inclinación tiene en cuenta el ángulo de inclinación del dentado. En nuestro caso, al tratarse de un ángulo de inclinación inferior a 30°, nuestra fórmula queda del siguiente modo:

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot \left(\frac{\beta}{120^{\circ}}\right)$$

FACTOR DE ESPESOR DEL ARO

El factor de espesor del aro considera la posibilidad de rotura en el fondo del diente. Debido a que el valor de S_R/h_t se encuentra entre 0,5 y 1,2, la fórmula que define nuestro factor es:

$$Y_B = 1,6 \cdot \ln \left(2,242 \cdot \frac{h_t}{S_R} \right)$$

COEFICIENTE DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA LONGITUDINAL

El coeficiente de distribución de carga longitudinal está en función de la tensión superficial, de la siguiente forma:

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F}$$

Teniendo en cuenta que:

$$N_F = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2}$$

COEFICIENTE DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA TRANSVERSAL

El coeficiente de distribución de carga transversal, de la misma que forma que en cálculo para fallo superficial, es el siguiente:

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

RESUMEN CÁLCULO FLEXIÓN

Al igual que hicimos en el cálculo de tensión superficial, resumimos en esta tabla los coeficientes que tenemos para el cálculo de flexión. Como en el caso anterior, tenemos valores que se mantendrán constantes, que dependerán del módulo seleccionado y del ancho del engranaje, el cual tendremos que iterar. De esta forma quedan nuestros coeficientes de flexión:

CALCULO TENSION FLEXION					
S_{FP} = Tensión normal máxima admisible			σ_f = Esfuerzo de flexión		
Termino	Descripción	Valor	Termino	Descripción	Valor
S_{FL}	TENSION DE FLEXION LIMITE DEL MATERIAL	323,4	F_t	FUERZA TANGENCIAL	$f(m_n)$
Y_{ST}	COEFICIENTE CONCENTRACION DE TENSIONES	2,1	b	ANCHO DE ENGRANAJE	$f(b)$
Y_{NT}	COEFICIENTE DE DURACION	1	m_n	MODULO NOMINAL	$f(m_n)$
$Y_{\delta RT}$	COEFICIENTE DE SENSIBILIDAD DE LA ENTALLA RELATIVO	$f(m_n)$	Y_{Fa}	COEFICIENTE DE FORMA	$f(m_n)$
Y_{RT}	COEFICIENTE DE RUGOSIDAD RELATIVA	$f(m_n)$	Y_ϵ	COEFICIENTE DE CONDUCCION	$f(b)$
Y_X	COEFICIENTE DE TAMAÑO	1	Y_{sa}	COEFICIENTE DE CONCENTRACION DE TENSIONES BASE DIENTE	$f(m_n)$
			Y_β	FACTOR DE INCLINACION	$f(b)$
			Y_δ	FACTOR DE ESPESOR DELARO	$f(m_n)$
			K_A	COEFICIENTE DE APLICACION	1,5
			K_V	COEFICIENTE DINAMICO	$f(m_n)$
			$K_{F\beta}$	COEFICIENTE DE DISTRIBUCION DE CARGA LONGITUDINAL	$f(b)$
			$K_{F\alpha}$	COEFICIENTE DE DISTRIBUCION DE CARGA TRANSVERSAL	1

Tabla 21 - Resumen variables cálculo por flexión

MODELO PARA ANCHO DE ENGRANAJE ETAPA 1

Con todos los datos obtenidos, procedemos a crear un modelo capaz de determinar nuestros anchos para los diferentes módulos seleccionados. Teniendo en cuenta obtenemos para la primera etapa, el siguiente:

ETAPA 1											
Módulos		Engranaje 1				Engranaje 2				b	Xf
mn	mt	d1	z1*	z1	d1	z2*	z2	d2			
2	2,128	56,6	26,593	27	57,466	135	135	287,328	31	2,16	
2,5	2,660	60,35	22,684	23	61,190	115	115	305,951	27	2,41	
3	3,193	64,1	20,078	20	63,851	100	100	319,253	25	2,4	
4	4,257	71,6	16,820	17	72,364	85	85	361,820	21	2,96	
5	5,321	79,1	14,866	15	79,813	75	75	399,067	18	3,19	

Tabla 22 - Resumen geometría engranajes Etapa 1

MODELO PARA ANCHO DE ENGRANAJE ETAPA 2

ETAPA 2										
Módulos		Engranaje 3				Engranaje 4			b	Xf
mn	mt	d1	z1	z1	d1	z2*	z2	d2		
2,5	2,660	76,35	28,698	29	77,153	128,76	129	343,197	116	1,95
3	3,193	80,1	25,090	26	83,006	115,44	116	370,334	100	2
4	4,257	87,6	20,579	21	89,391	93,24	94	400,131	69	2,71
5	5,321	95,1	17,873	18	95,776	79,92	80	425,671	58	2,81
6	6,385	102,6	16,069	17	108,546	75,48	76	485,265	52	2,9

Tabla 23 - Resumen geometría engranajes Etapa 2

3.2.5. COMPROBACIÓN LUBRICANTE

Una vez obtenidos los anchos de engranaje, vamos a proceder a comprobar si estos son válidos mediante el Método United. Este método, nos permitirá saber si el lubricante supuesto al principio es el correcto. Para ello haremos uso de la fórmula citada a continuación. En ella se obtendrá el valor de la viscosidad a 38°. Para saber si nuestro lubricante es correcto, compararemos el valor obtenido con el extraído de la GRAFICA Nº1. Si el valor obtenido es menor, el lubricante será correcto.

$$\log(v_{38}) = -0,028 \cdot \log\left(\frac{K}{v_t} \cdot K_A\right)^3 - 0,0025 \cdot \log\left(\frac{K}{v_t} \cdot K_A\right)^2 + 0,460 \cdot \log\left(\frac{K}{v_t} \cdot K_A\right) + 2,593$$

K = Variable K

K_A = Coeficiente de aplicación

v_t = Velocidad tangencial

Tanto el coeficiente de aplicación como la velocidad tangencial se han extraído anteriormente para obtener el ancho. La variable K, se define mediante:

$$K = \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i + 1}{i}$$

Para la primera etapa obtenemos los siguientes datos:

Ft	b	d1	i	K	vt	Ka	K·Ka/vt	v38
3199,54	21,00	72,36	5,00	2,53	5,30	1,50	0,71	335,63

Tabla 24 - Comprobación lubricante Etapa 1

Como podemos observar, la viscosidad a 38°C es de 335,63 mientras que la viscosidad obtenida de las tablas a 38°C es de 700 cST. Con este dato, obtenido podemos decir, que el ancho seleccionado y el lubricante, es el correcto para la etapa 1.

Para la segunda etapa obtenemos los siguientes resultados:

Ft	b	d1	i	K	vt	Ka	K·Ka/vt	v38
12087,14	58,00	95,78	4,44	2,67	1,40	1,50	2,85	629,42

Tabla 25 - Resumen geometría engranajes Etapa 2

Para la segunda etapa, podemos observar que también se cumple el teorema establecido en un inicio. La viscosidad calculada queda por debajo de los 700 cST extraídos de la tabla. Por lo que podemos afirmar que el aceite es el correcto para nuestro diseño.

4. DISEÑO DE CHAVETAS

4.1. INTRODUCCIÓN

En este apartado se procederá a calcular las dimensiones de las chavetas. Las chavetas serán los elementos que nos permitan garantizar la fijación del engranaje a los ejes evitando posibles rotaciones y asegurando la transmisión correcta del par torsor.

4.2. MATERIAL

El material escogido para la fabricación de la chaveta será el 20MnCr5. Este material tiene un límite de fluencia de 400 MPa y de fractura 680 MPa.

4.3. ECUACIONES CONSIDERADAS

Para el diseño dimensional de las chavetas haremos uso de la siguiente fórmula:

$$L_{chaveta} \geq 1,25 \cdot d_{eje}$$

Una vez obtenidos las longitudes de las chavetas, tanto el ancho como el espesor se extraerán de la TABLA N°1, el cual tiene como variable el diámetro del eje donde irá situada.

Por otra parte, habrá que calcular las dimensiones del chavetero, es decir, el alojamiento donde se colocará la chaveta en el eje. La longitud del chavetero se define mediante la siguiente fórmula:

$$L_{chavetero} \cong L_{chaveta} + b_{chaveta}$$

Además, cabe tener en cuenta que tanto el eje de entrada como de salida tendrán dos chaveteros y dos chavetas, que permitirán el par entre la maquinaria de entrada y de salida. El diseño de la chaveta no procederá en este proyecto, debido a que se trata un diseño que implica un conocimiento más profundo de elementos externos y de los cuales no disponemos. Por otra parte, el diseño del chavetero sí que se tendrá en cuenta y será exactamente igual al que calculamos en el eje.

4.4. CHAVETA EJE ENTRADA

Se procederá a calcular chaveta y chavetero del eje de entrada. Como hemos explicado antes, este eje tendrá dos chavetas, la que conecta la maquinaria de entrada y la que conectará el primer engranaje. Así pues, quedan las dimensiones:

$$L_{chaveta} \geq 43,75 \cong 44$$

De la TABLA N°1 extraemos ancho y espesor de la chaveta:

$$b_{chaveta} = 10$$

$$h_{chaveta} = 8$$

Por otra parte, el chavetero tendrá las siguientes dimensiones, obtenidas de la formula explicada anteriormente y de la TABLA N°1:

$$L_{chavetero} = 52$$

$$b_{chaveta} = 10$$

$$h_{1chaveta} = 5$$

$$h_{2chaveta} = 3,3$$

4.5. CHAVETA EJE INTERMEDIO

El eje intermedio también tendrá dos chavetas y chaveteros, los cuales permitirán la transmisión correcta del segundo y tercer engranaje. Las dimensiones quedan de la siguiente forma:

$$L_{chaveta} \geq 62,5 \cong 63$$

$$b_{chaveta} = 14$$

$$h_{chaveta} = 9$$

El chavetero tendrá las siguientes dimensiones:

$$L_{chavetero} = 77$$

$$b_{chaveta} = 14$$

$$h_{1chaveta} = 5,5$$

$$h_{2chaveta} = 3,8$$

4.6. CHAVETA EJE SALIDA

Finalmente se calculará el diseño de la chaveta y chavetero del eje de salida. Al igual que el resto de los ejes tendrá dos alojamientos y dos chavetas para el engranaje 4 y la maquinaria de salida. La chaveta de esta última, como hemos explicada no se calculará. Así queda las dimensiones de la chaveta del engranaje 4:

$$L_{chaveta} \geq 87,5 \cong 88$$

$$b_{chaveta} = 20$$

$$h_{chaveta} = 12$$

El chavetero quedará con el siguiente diseño:

$$L_{chavetero} = 108$$

$$b_{chaveta} = 20$$

$$h_{1chaveta} = 7,5$$

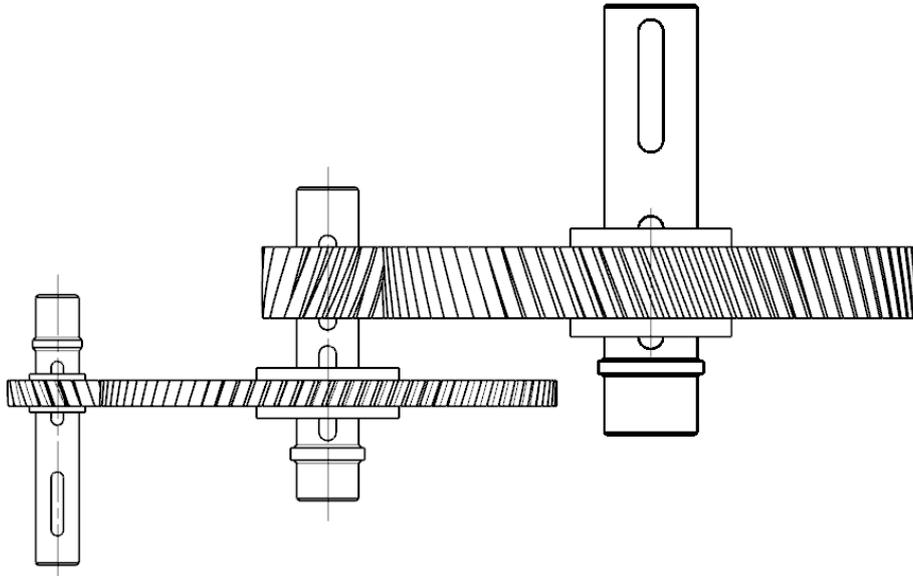
$$h_{2chaveta} = 4,9$$

5. DISEÑO DE LOS EJES

5.1. INTRODUCCIÓN

En esta sección vamos a proceder al cálculo y diseño de los ejes. Recordemos que partimos de los cálculos obtenidos en el apartado “DATOS INICIALES” donde sacamos el diámetro de los ejes, tanto de entrada, intermedio y salida. A partir de ello, realizaremos el cálculo por deflexión lateral y el cálculo por fallo de fatiga.

Se tendrá en cuenta para los cálculos la disposición que hemos escogido para nuestro diseño. Se tratará del eje de entrada, el cual contará con el piñón de la primera etapa. Este transmitirá el movimiento al eje intermedio mediante la rueda de la primera etapa. En este eje también se encontrará el piñón de la segunda etapa que transmitirá el movimiento al eje final, mediante la rueda de la segunda etapa que se encontrará en él. El esquema del diseño quedará tal y como se indica en la imagen:



Esquema 1 - Disposición ejes/engranajes

5.2. MATERIAL

A continuación, seleccionaremos el material para cada uno de los ejes. Habrá que tener en cuenta que las sollicitaciones serán mayores en el eje de entrada e intermedio y menores en el eje de salida. Así pues, los materiales seleccionados para los ejes quedan de la siguiente forma:

Material	Tipo	Resistencia tracción	Limite de fluencia	Dureza
Acero laminado forjado	34CrNiMo6	1300	860	401

Tabla 26 - Características material eje

5.3. DEFLEXIÓN LATERAL DE LOS EJES

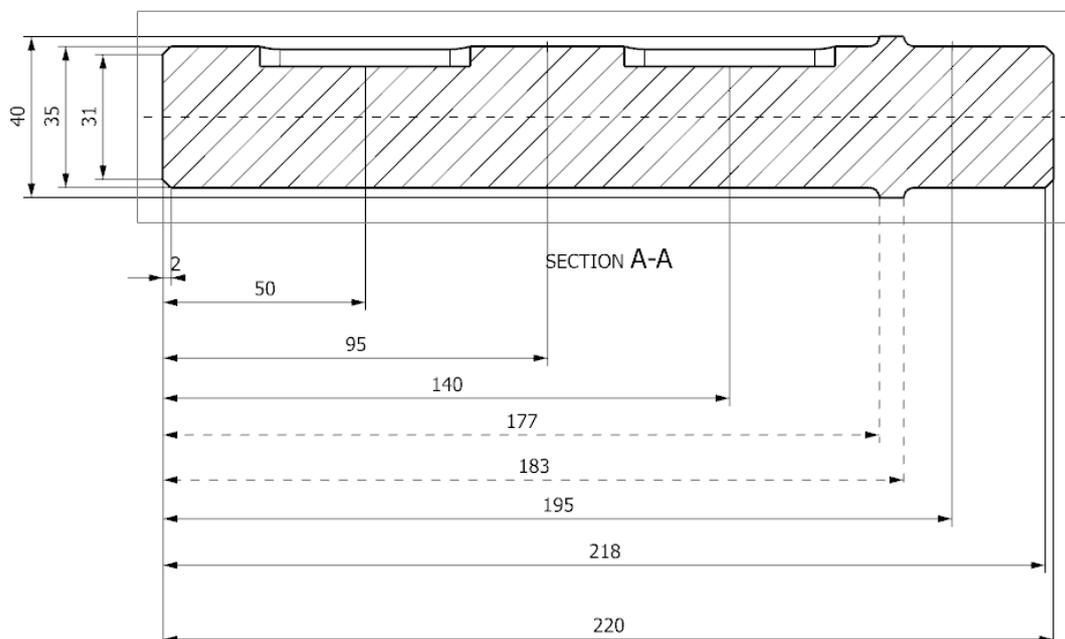
En este apartado se procederá a calcular las deformaciones y fuerzas que actúan en las diferentes secciones de los ejes, teniendo en cuenta la deflexión lateral de estos. Para ello calcularemos las fuerzas que aparecen en el dentado helicoidal, es decir la fuerza tangencial, radial y axial. Además, se tendrá en cuenta, la fuerza motor producida tanto a la entrada como salida del reductor, generada por las maquinas acopladas a este.

Estudiaremos los diferentes casos para escoger el más desfavorable para nuestro eje. Para hacer este análisis tendremos valoraremos la dirección y sentido de la fuerza motor, además del sentido de giro del eje.

A pesar de que existe una limitación regularizada sobre la máxima deflexión de los ejes tomaremos en cuenta un criterio, para dar por válida la deformación de estos y aceptar el diseño establecido. El criterio elegido será que nuestro eje trabajará con engranajes de dentado helicoidal y, por lo tanto, la deformación no será mayor que $0,005 \cdot m_n$ y la deformación angular no será superior a 0.002 rad .

5.3.1. EJE DE ENTRADA

Para poder empezar con los cálculos, supondremos las dimensiones del eje, en este caso el eje de entrada. Así pues, nuestro diseño del eje de entrada queda de la siguiente manera:



Esquema 2 - Cotas secciones críticas en Eje de entrada

Con nuestro eje supuesto y las secciones definidas, pasaremos al cálculo de las fuerzas que actúan en nuestro eje de entrada.

FUERZA MOTOR

Esta fuerza, actuará sobre nuestra sección 2 del eje de entrada y será la transmitida por la maquina acoplada y la cual queremos reducir su velocidad. Se define como la relación entre el tursor de entrada, calculado en el apartado DATOS INICIALES, y dos veces el diámetro del eje. Así pues, la fuerza motor queda de la siguiente forma:

$$F_{motor} = \frac{T_e}{2 \cdot d_{eje}} = \frac{115,76}{2 \cdot 35} = 1653,80$$

FUERZA TANGENCIAL, FUERZA RADIAL Y FUERZA AXIAL

Estas fuerzas actuarán en la sección 6 de nuestro eje de entrada, lugar donde se encuentra nuestro primer engranaje. Así pues, nuestras fuerzas se definen de la siguiente forma:

$$F_{tang} = \frac{T_e}{\frac{d_1}{2}} = \frac{115,76}{\frac{72,36}{2}} = 3199,54$$

$$F_{radial} = F_{tang} \cdot \tan(\alpha_t) = 1239,27$$

$$F_{axial} = F_{tang} \cdot \tan(\beta) = 1164,54$$

Además, cabe tener en cuenta que estas fuerzas, provocarán una resultante que habrá que valorar cuando realicemos nuestro cálculo. De esta forma, obtenemos la fuerza resultante normal y el momento provocado por la fuerza axial:

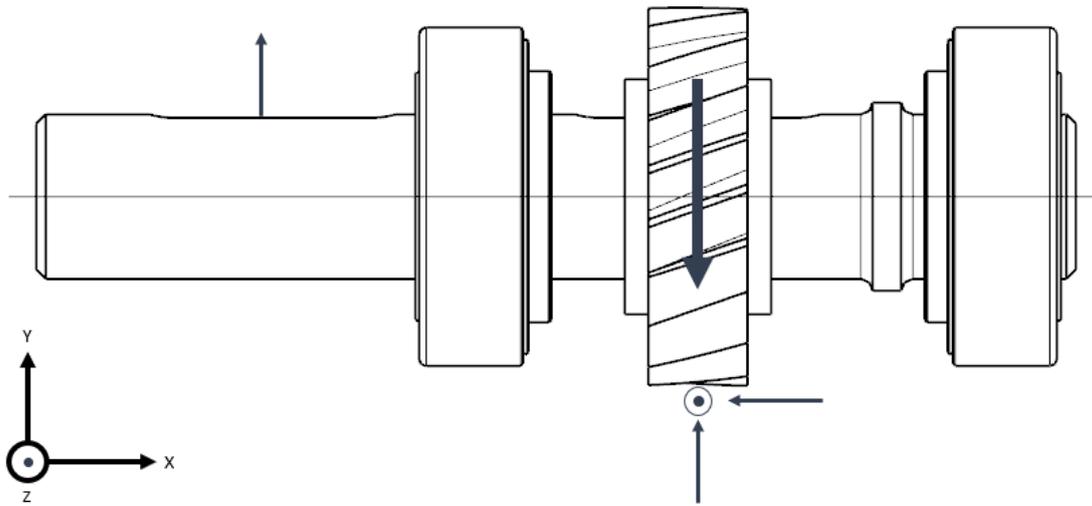
$$F_{normal} = \sqrt{F_{tang}^2 + F_{radial}^2} = 3431,16$$

$$M_{axial} = \frac{d_1}{2} \cdot F_{axial} = 42,14$$

RESULTADOS

Con el valor de las fuerzas obtenidas se procederá a estudiar los ocho casos diferentes que puede haber en nuestro eje de entrada. Estos casos dependerán del sentido de giro del eje y la dirección y sentido de la fuerza motor. Empezaremos estudiando los giros antihorarios.

CASO 1: Fuerza motor dirección Y positiva / Giro eje antihorario



Esquema 3 - Eje de entrada: Caso 1

E(N/m²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde. 2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo				
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)							
Num Secciones	10								
Secc Rod A	4	Reacc en A(N)	-3461,24	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario				
Secc Rod B	8	Reacc en B(N)	568,17						
	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos anterior (N-m)	Diagrama de momentos posterior (N-m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)	
Sección (i)									
1	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,21E-04	1,937E-05	
2	0,00200	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,21E-04	1,892E-05	
3	0,05000	0,03500	1653,80	0,00	0,00	0,00	-2,21E-04	8,318E-06	
4	0,09500	0,03500	0,00	0,00	-74,42	-74,42	-1,13E-04	0,000E+00	
5	0,14000	0,03500	1239,27	42,14	6,91	-35,23	-1,45E-05	-1,975E-06	
6	0,17700	0,04000	0,00	0,00	-14,20	-14,20	4,46E-05	-1,262E-06	
7	0,18300	0,03500	0,00	0,00	-10,80	-10,80	4,75E-05	-9,857E-07	
8	0,20200	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,41E-05	0,000E+00	
9	0,21800	0,03100	0,00	0,00	0,00	0,00	5,41E-05	8,654E-07	
10	0,22000	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	5,41E-05	9,736E-07	

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA		DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)	
DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m)		DEFLEXIÓN (m)	

Tabla 27 - Eje de entrada: Caso 1 - Plano XY

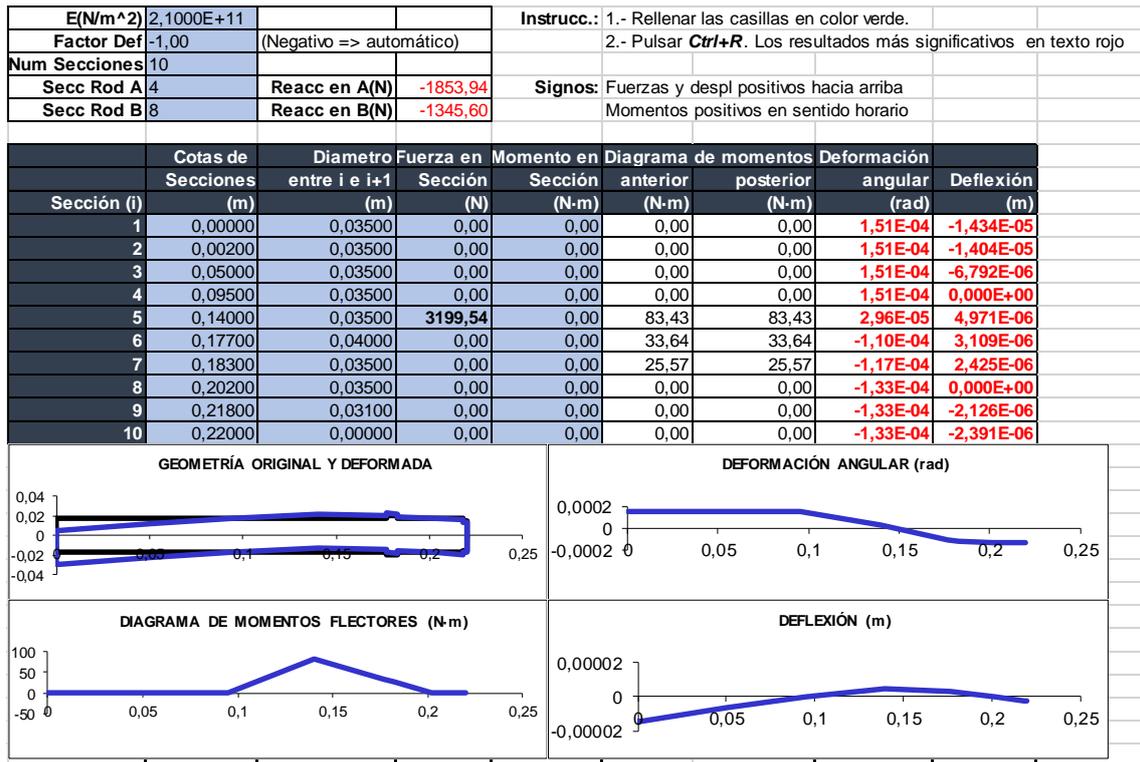


Tabla 28 - Eje de entrada: Caso 1 - Plano XZ

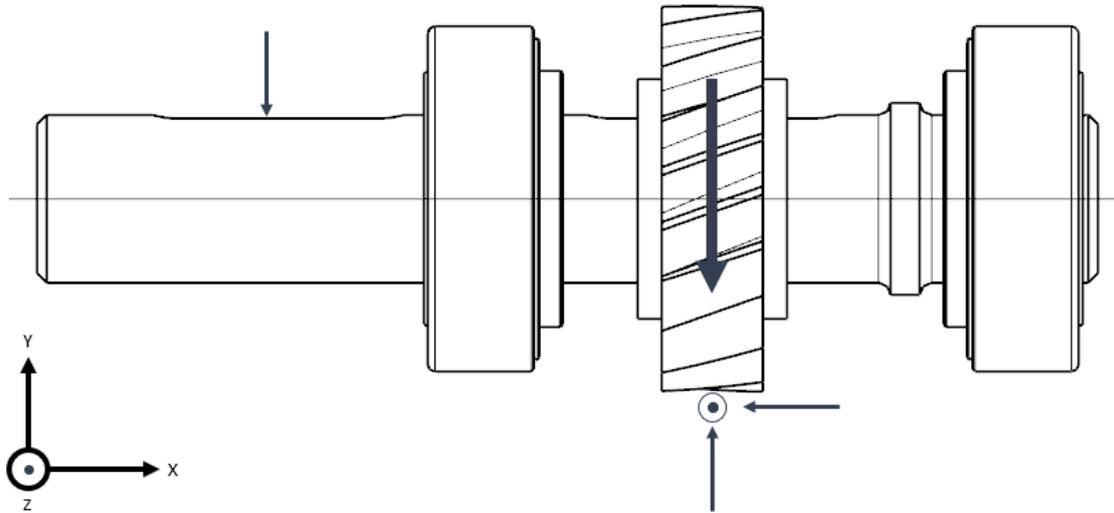
			Reacc en A(N)	3926,48
			Reacc en B(N)	1460,64

Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación	
	anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00	0,00	2,68E-04	2,41E-05
2	0,00	0,00	2,68E-04	2,36E-05
3	0,00	0,00	2,68E-04	1,07E-05
4	74,42	74,42	1,88E-04	0,00E+00
5	83,71	90,56	3,29E-05	5,35E-06
6	36,52	36,52	1,19E-04	3,36E-06
7	27,75	27,75	1,26E-04	2,62E-06
8	0,00	0,00	1,43E-04	0,00E+00
9	0,00	0,00	1,43E-04	2,30E-06
10	0,00	0,00	1,43E-04	2,58E-06

Tabla 29 - Eje de entrada: Caso 1 - Resultantes

En este primer caso, podemos observar que las deflexiones no sobrepasan nuestro valor marcado de 0.02 y que la sección más crítica es la quinta, donde se encuentra nuestro engranaje 1.

CASO 2: Fuerza motor dirección Y negativa / Giro eje antihorario



Esquema 4 - Eje de entrada: Caso 2

E(N/m²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde. 2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo			
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)						
Num Secciones	10							
Secc Rod A	4	Reacc en A(N)	1237,41	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario			
Secc Rod B	8	Reacc en B(N)	-822,88					

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 anterior (N-m)	Diagrama de momentos posterior (N-m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	3,38E-04	-3,046E-05
2	0,00200	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	3,38E-04	-2,978E-05
3	0,05000	0,03500	-1653,80	0,00	0,00	0,00	3,38E-04	-1,357E-05
4	0,09500	0,03500	0,00	0,00	74,42	74,42	2,29E-04	0,000E+00
5	0,14000	0,03500	1239,27	42,14	93,16	51,02	-1,43E-05	5,047E-06
6	0,17700	0,04000	0,00	0,00	20,57	20,57	-9,99E-05	2,710E-06
7	0,18300	0,03500	0,00	0,00	15,63	15,63	-1,04E-04	2,098E-06
8	0,20200	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,14E-04	0,000E+00
9	0,21800	0,03100	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,14E-04	-1,818E-06
10	0,22000	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,14E-04	-2,045E-06

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m)

DEFLEXIÓN (m)

Tabla 30 - Eje de entrada: Caso 2 - Plano XY

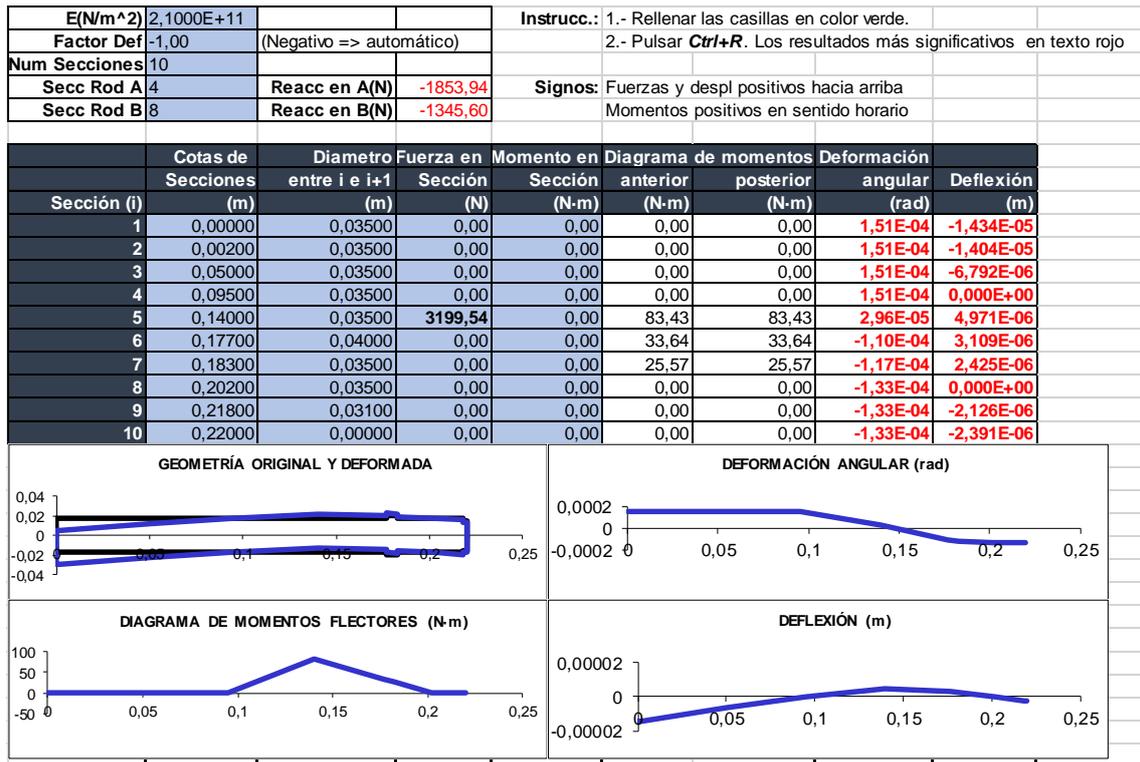


Tabla 31 - Eje de entrada: Caso 2 - Plano XZ

			Reacc en A(N)	2228,96
			Reacc en B(N)	1577,27

Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación	
	anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00	0,00	3,70E-04	3,37E-05
2	0,00	0,00	3,70E-04	3,29E-05
3	0,00	0,00	3,70E-04	1,52E-05
4	74,42	74,42	2,75E-04	0,00E+00
5	125,05	97,79	3,28E-05	7,08E-06
6	39,43	39,43	1,49E-04	4,12E-06
7	29,97	29,97	1,57E-04	3,21E-06
8	0,00	0,00	1,75E-04	0,00E+00
9	0,00	0,00	1,75E-04	2,80E-06
10	0,00	0,00	1,75E-04	3,15E-06

Tabla 32 - Eje de entrada: Caso 2 - Resultantes

Al igual que en nuestro caso 1, todas las deformaciones se dan por válidas y se considera como más crítica la sección 5, lugar donde se encuentra el engranaje 1.

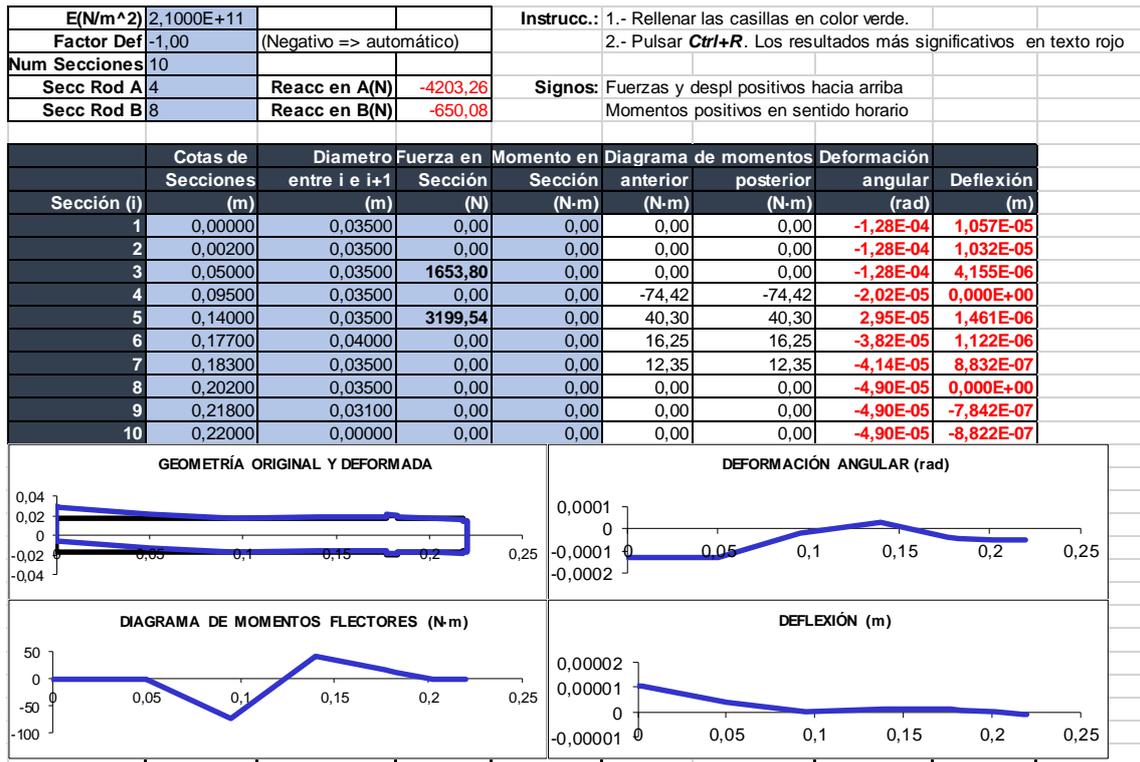


Tabla 34 - Eje de entrada: Caso 3 - Plano XZ

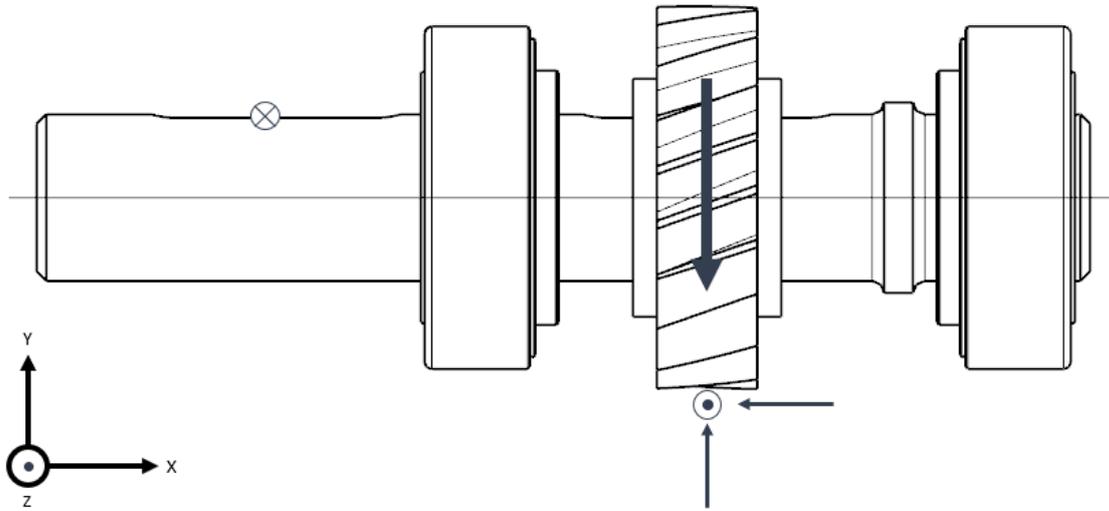
			Reacc en A(N)	4347,85
			Reacc en B(N)	662,44

Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación angular	Deflexión
	anterior (N-m)	posterior (N-m)	(rad)	(m)
1	0,00	0,00	1,41E-04	1,19E-05
2	0,00	0,00	1,41E-04	1,17E-05
3	0,00	0,00	1,41E-04	4,92E-06
4	74,42	74,42	6,18E-05	0,00E+00
5	64,25	41,07	3,28E-05	2,12E-06
6	16,56	16,56	4,71E-05	1,34E-06
7	12,59	12,59	5,02E-05	1,04E-06
8	0,00	0,00	5,73E-05	0,00E+00
9	0,00	0,00	5,73E-05	9,17E-07
10	0,00	0,00	5,73E-05	1,03E-06

Tabla 35 - Eje de entrada: Caso 3 - Resultantes

En este tercer caso, los resultados siguen siendo continuistas, las deformaciones siguen si sobrepasar el límite estipulado, sin embargo, la sección más crítica sigue siendo la sexta.

CASO 4: Fuerza motor dirección Z negativa / Giro eje antihorario



Esquema 6 - Eje de entrada: Caso 4

E(N/m²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde. 2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo			
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)						
Num Secciones	10							
Secc Rod A	4	Reacc en A(N)	-1111,91	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario			
Secc Rod B	8	Reacc en B(N)	-127,36					

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación	
					anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,84E-05	-5,547E-06
2	0,00200	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,84E-05	-5,431E-06
3	0,05000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,84E-05	-2,628E-06
4	0,09500	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,84E-05	0,000E+00
5	0,14000	0,03500	1239,27	42,14	50,04	7,90	-1,44E-05	1,536E-06
6	0,17700	0,04000	0,00	0,00	3,18	3,18	-2,76E-05	7,238E-07
7	0,18300	0,03500	0,00	0,00	2,42	2,42	-2,83E-05	5,560E-07
8	0,20200	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,98E-05	0,000E+00
9	0,21800	0,03100	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,98E-05	-4,762E-07
10	0,22000	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,98E-05	-5,357E-07

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m)

DEFLEXIÓN (m)

Tabla 36 - Eje de entrada: Caso 4 - Plano XY

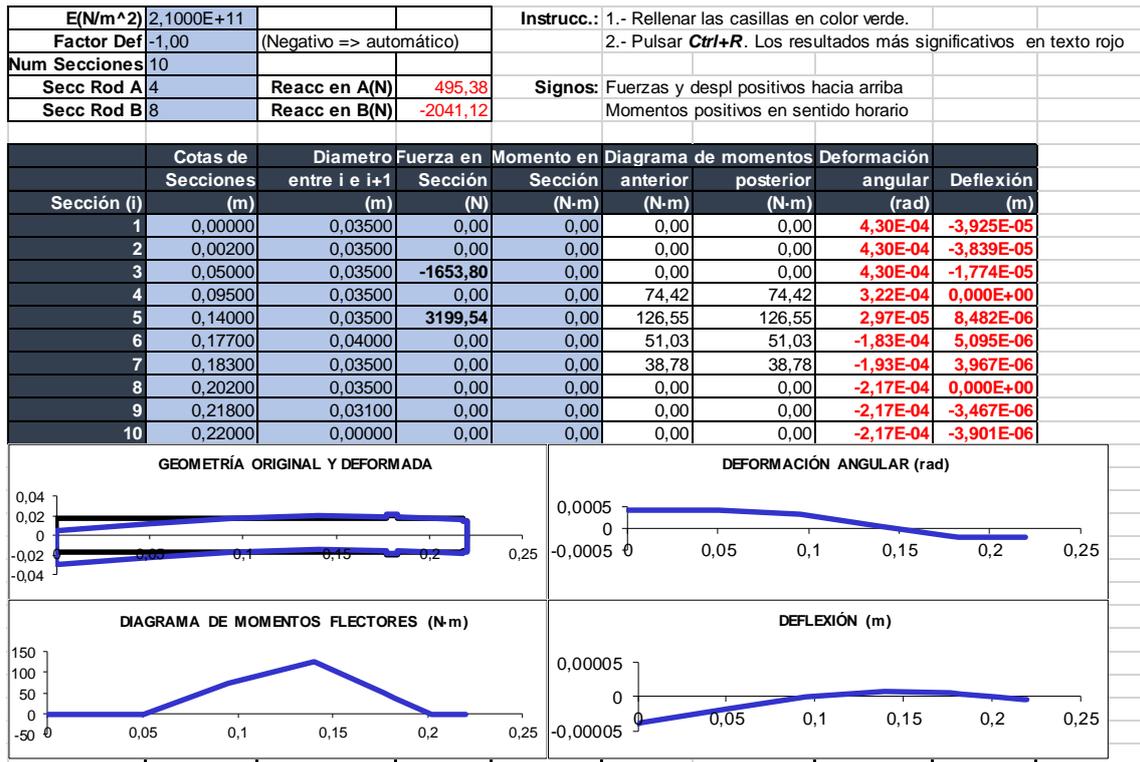


Tabla 37 - Eje de entrada: Caso 4 - Plano XZ

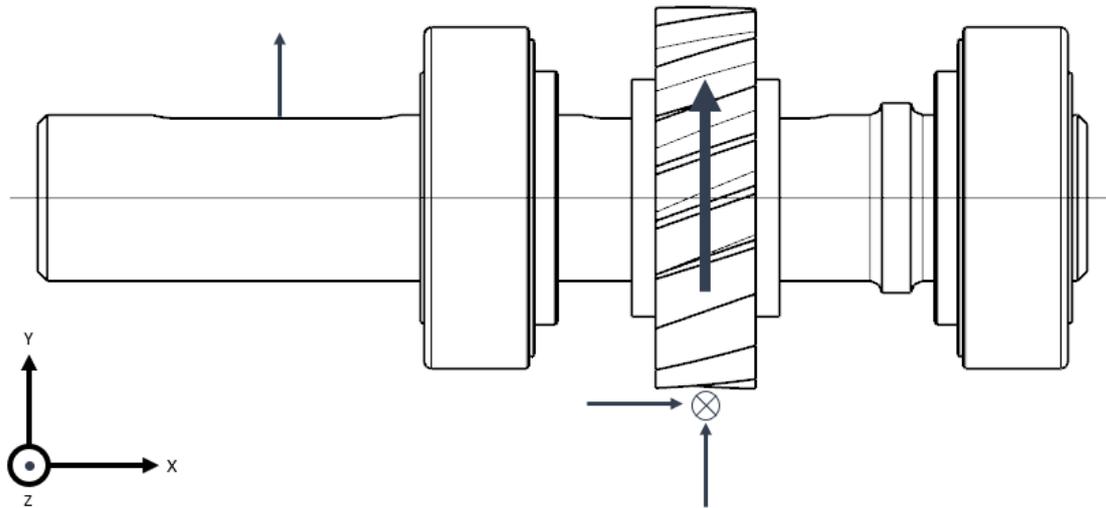
			Reacc en A(N)	1217,27
			Reacc en B(N)	2045,09

Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación	
	anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00	0,00	4,34E-04	3,96E-05
2	0,00	0,00	4,34E-04	3,88E-05
3	0,00	0,00	4,34E-04	1,79E-05
4	74,42	74,42	3,27E-04	0,00E+00
5	136,08	126,80	3,30E-05	8,62E-06
6	51,13	51,13	1,85E-04	5,15E-06
7	38,86	38,86	1,95E-04	4,01E-06
8	0,00	0,00	2,19E-04	0,00E+00
9	0,00	0,00	2,19E-04	3,50E-06
10	0,00	0,00	2,19E-04	3,94E-06

Tabla 38 - Eje de entrada: Caso 4 - Resultantes

Para finalizar el análisis del eje de entrada en sentido antihorario nos encontramos con este cuarto caso, el cual tiene la sollicitación más crítica en cuanto a valor se refiere en la quinta sección marcada. A pesar de ello, las deformaciones siguen siendo correctas.

CASO 5: Fuerza motor dirección Y positiva / Giro eje horario



Esquema 7 - Eje de entrada: Caso 5

E(N/m²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde. 2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo			
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)						
Num Secciones	10							
Secc Rod A	4	Reacc en A(N)	-2673,57	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario			
Secc Rod B	8	Reacc en B(N)	-219,50					

	Cotas de Secciones	Diametro entre i e i+1	Fuerza en Sección	Momento en Sección	Diagrama de momentos anterior	Diagrama de momentos posterior	Deformación angular	Deflexión
Sección (l)	(m)	(m)	(N)	(N-m)	(N-m)	(N-m)	(rad)	(m)
1	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,21E-04	1,935E-05
2	0,00200	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,21E-04	1,891E-05
3	0,05000	0,03500	1653,80	0,00	0,00	0,00	-2,21E-04	8,313E-06
4	0,09500	0,03500	0,00	0,00	-74,42	-74,42	-1,13E-04	0,000E+00
5	0,14000	0,03500	1239,27	-42,14	-28,53	13,61	3,72E-05	-1,195E-06
6	0,17700	0,04000	0,00	0,00	5,49	5,49	1,43E-05	-3,019E-07
7	0,18300	0,03500	0,00	0,00	4,17	4,17	1,32E-05	-2,193E-07
8	0,20200	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,07E-05	0,000E+00
9	0,21800	0,03100	0,00	0,00	0,00	0,00	1,07E-05	1,710E-07
10	0,22000	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,07E-05	1,924E-07

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m)

DEFLEXIÓN (m)

Tabla 39 - Eje de entrada: Caso 5 - Plano XY

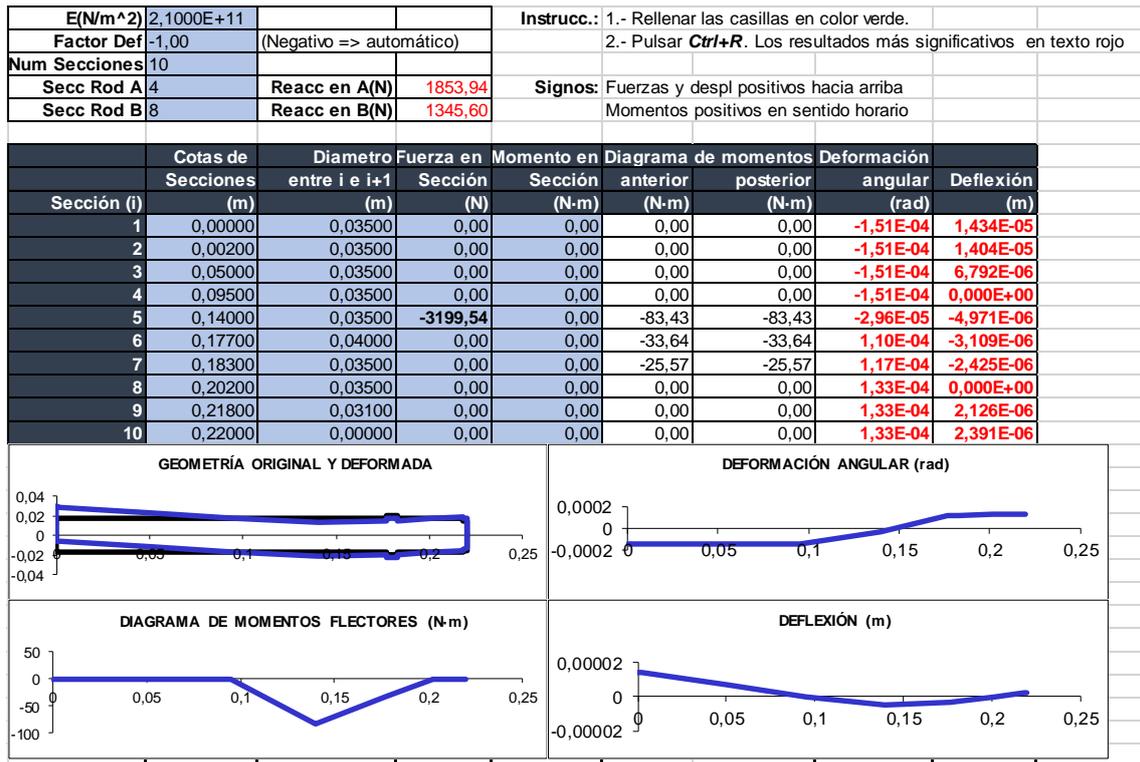


Tabla 40 - Eje de entrada: Caso 5 - Plano XZ

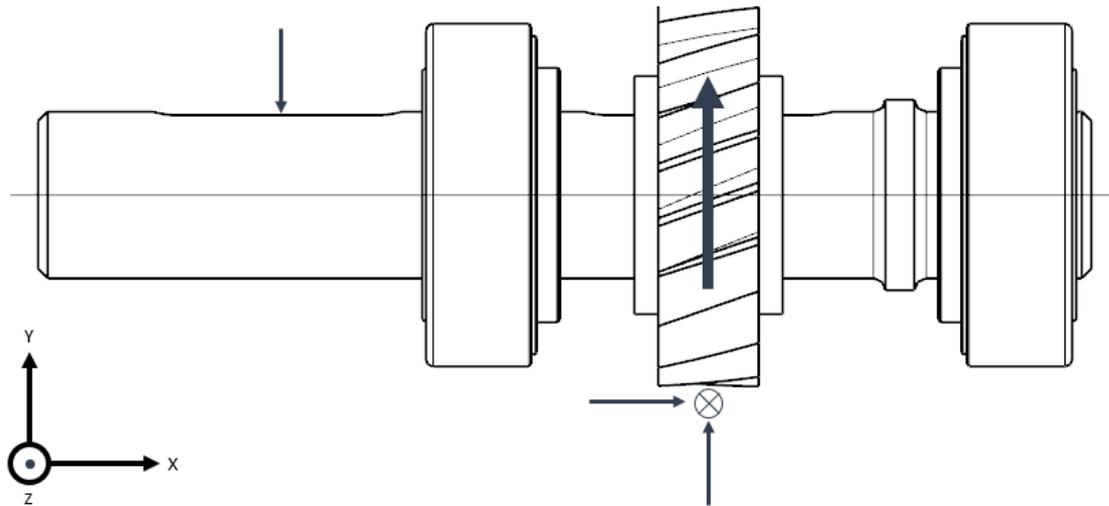
			Reacc en A(N)	3253,47
			Reacc en B(N)	1363,39

Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación	
	anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00	0,00	2,67E-04	2,41E-05
2	0,00	0,00	2,67E-04	2,36E-05
3	0,00	0,00	2,67E-04	1,07E-05
4	74,42	74,42	1,88E-04	0,00E+00
5	88,17	84,53	4,75E-05	5,11E-06
6	34,08	34,08	1,11E-04	3,12E-06
7	25,90	25,90	1,18E-04	2,43E-06
8	0,00	0,00	1,33E-04	0,00E+00
9	0,00	0,00	1,33E-04	2,13E-06
10	0,00	0,00	1,33E-04	2,40E-06

Tabla 41 - Eje de entrada: Caso 5 - Resultantes

En este quinto caso del eje de entrada, comenzamos analizando el sentido horario del eje. Al igual que en el antihorario, vemos que la deformación es aceptable y las sollicitaciones críticas se dan en el chavetero del engranaje 1.

CASO 6: Fuerza motor dirección Y negativa / Giro eje horario



Esquema 8 - Eje de entrada: Caso 6

E(N/m ²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde. 2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo			
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)						
Num Secciones	10							
Secc Rod A	4	Reacc en A(N)	2025,07	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B	8	Reacc en B(N)	-1610,54		Momentos positivos en sentido horario			
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos anterior (N-m)	Diagrama de momentos posterior (N-m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,0000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	3,38E-04	-3,047E-05
2	0,00200	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	3,38E-04	-2,980E-05
3	0,05000	0,03500	-1653,80	0,00	0,00	0,00	3,38E-04	-1,358E-05
4	0,09500	0,03500	0,00	0,00	74,42	74,42	2,30E-04	0,000E+00
5	0,14000	0,03500	1239,27	-42,14	57,71	99,85	3,74E-05	5,826E-06
6	0,17700	0,04000	0,00	0,00	40,26	40,26	-1,30E-04	3,670E-06
7	0,18300	0,03500	0,00	0,00	30,60	30,60	-1,38E-04	2,864E-06
8	0,20200	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,57E-04	0,000E+00
9	0,21800	0,03100	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,57E-04	-2,512E-06
10	0,22000	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,57E-04	-2,826E-06

<p>GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA</p>		<p>DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)</p>	
<p>DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m)</p>		<p>DEFLEXIÓN (m)</p>	

Tabla 42 - Eje de entrada: Caso 6 - Plano XY

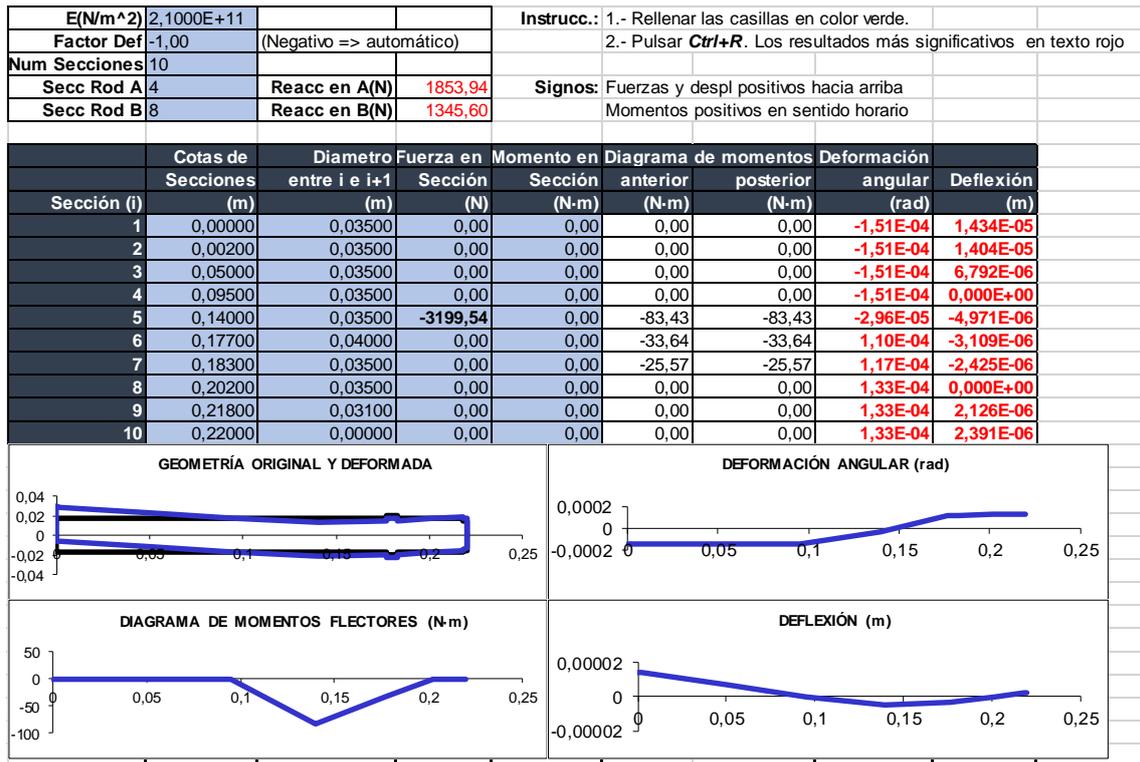


Tabla 43 - Eje de entrada: Caso 6 - Plano XZ

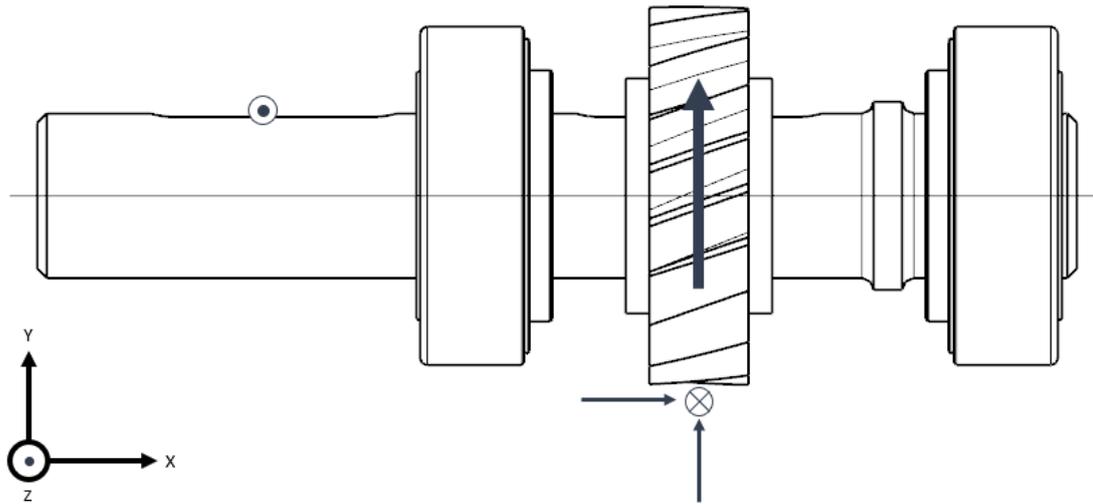
			Reacc en A(N)	2745,54
			Reacc en B(N)	2098,69

Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación	Deflexión (m)
	anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	
1	0,00	0,00	3,70E-04	3,37E-05
2	0,00	0,00	3,70E-04	3,29E-05
3	0,00	0,00	3,70E-04	1,52E-05
4	74,42	74,42	2,75E-04	0,00E+00
5	101,44	130,12	4,77E-05	7,66E-06
6	52,47	52,47	1,71E-04	4,81E-06
7	39,88	39,88	1,81E-04	3,75E-06
8	0,00	0,00	2,06E-04	0,00E+00
9	0,00	0,00	2,06E-04	3,29E-06
10	0,00	0,00	2,06E-04	3,70E-06

Tabla 44 - Eje de entrada: Caso 6 - Resultantes

Analizando el séptimo caso, continuamos con resultados que nos permiten dar por correcto el eje en esta situación. Vemos que las deformaciones son mínimas a las establecidas y la sección crítica continúa siendo la quinta.

CASO 7: Fuerza motor dirección Z positiva / Giro eje horario



Esquema 9 - Eje de entrada: Caso 7

E(N/m²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde. 2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo			
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)						
Num Secciones	10							
Secc Rod A	4	Reacc en A(N)	-324,25	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario			
Secc Rod B	8	Reacc en B(N)	-915,02					

	Cotas de Secciones	Diametro entre i e i+1	Fuerza en Sección	Momento en Sección	Diagrama de momentos		Deformación	
Sección (i)	(m)	(m)	(N)	(N-m)	anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,0000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,85E-05	-5,560E-06
2	0,00200	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,85E-05	-5,443E-06
3	0,05000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,85E-05	-2,633E-06
4	0,09500	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,85E-05	0,000E+00
5	0,14000	0,03500	1239,27	-42,14	14,59	56,73	3,73E-05	2,315E-06
6	0,17700	0,04000	0,00	0,00	22,88	22,88	-5,79E-05	1,684E-06
7	0,18300	0,03500	0,00	0,00	17,39	17,39	-6,25E-05	1,322E-06
8	0,20200	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,32E-05	0,000E+00
9	0,21800	0,03100	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,32E-05	-1,171E-06
10	0,22000	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,32E-05	-1,317E-06

<p>GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA</p>	<p>DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)</p>
<p>DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m)</p>	<p>DEFLEXIÓN (m)</p>

Tabla 45 - Eje de entrada: Caso 7 - Plano XY

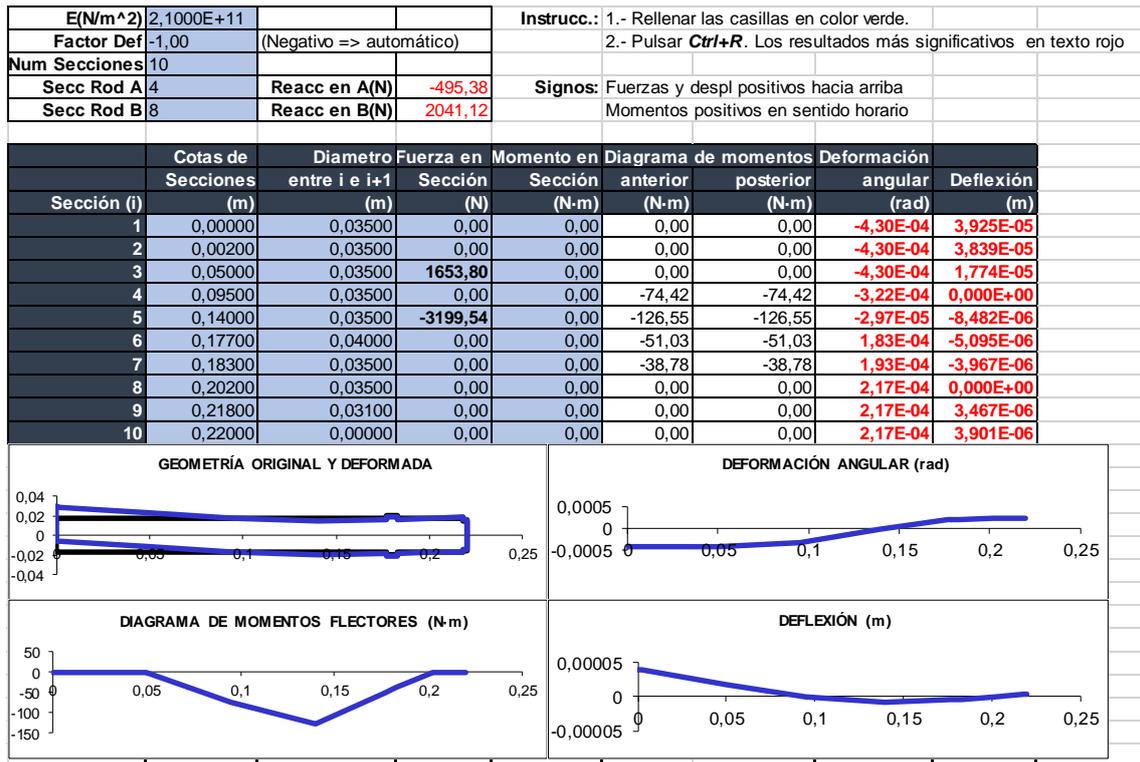


Tabla 46 - Eje de entrada: Caso 7 - Plano XZ

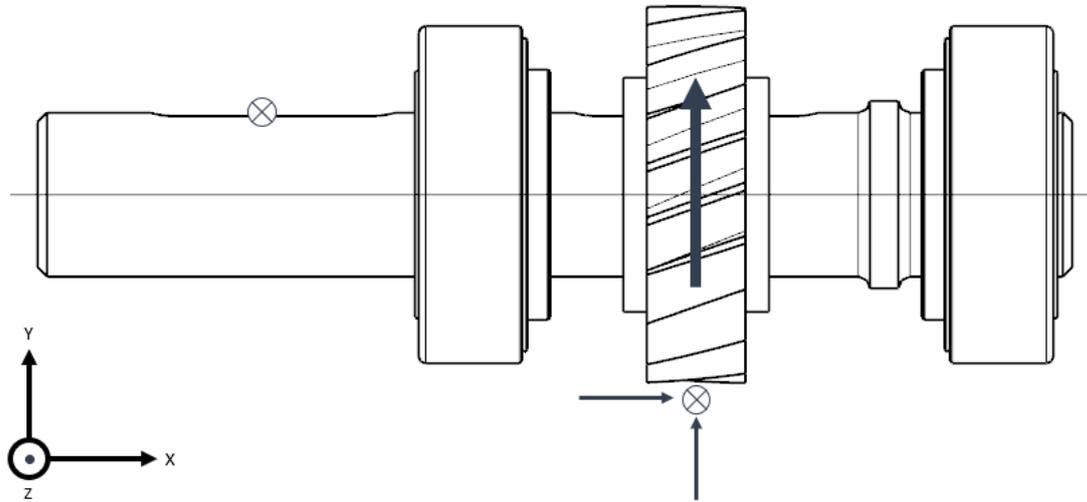
			Reacc en A(N)	592,07
			Reacc en B(N)	2236,84

Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación angular	Deflexión
	anterior (N-m)	posterior (N-m)	(rad)	(m)
1	0,00	0,00	4,34E-04	3,96E-05
2	0,00	0,00	4,34E-04	3,88E-05
3	0,00	0,00	4,34E-04	1,79E-05
4	74,42	74,42	3,27E-04	0,00E+00
5	127,39	138,68	4,77E-05	8,79E-06
6	55,92	55,92	1,92E-04	5,37E-06
7	42,50	42,50	2,03E-04	4,18E-06
8	0,00	0,00	2,29E-04	0,00E+00
9	0,00	0,00	2,29E-04	3,66E-06
10	0,00	0,00	2,29E-04	4,12E-06

Tabla 47 - Eje de entrada: Caso 1 - Resultantes

En el séptimo caso de eje de entrada vemos el caso más crítico, la sección 5, es la peor en cuanto a solicitaciones se refiere y las deflexiones cumplen.

CASO 8: Fuerza motor dirección Z negativa / Giro eje horario



Esquema 10 - Eje de entrada: Caso 8

E(N/m²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde. 2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo		
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)					
Num Secciones	10						
Secc Rod A	4	Reacc en A(N)	-324,25	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario		
Secc Rod B	8	Reacc en B(N)	-915,02				

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	
					anterior	posterior	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,85E-05	-5,560E-06
2	0,00200	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,85E-05	-5,443E-06
3	0,05000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,85E-05	-2,633E-06
4	0,09500	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,85E-05	0,000E+00
5	0,14000	0,03500	1239,27	-42,14	14,59	56,73	3,73E-05	2,315E-06
6	0,17700	0,04000	0,00	0,00	22,88	22,88	-5,79E-05	1,684E-06
7	0,18300	0,03500	0,00	0,00	17,39	17,39	-6,25E-05	1,322E-06
8	0,20200	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,32E-05	0,000E+00
9	0,21800	0,03100	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,32E-05	-1,171E-06
10	0,22000	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,32E-05	-1,317E-06

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N·m)

DEFLEXIÓN (m)

Tabla 48 - Eje de entrada: Caso 8 - Plano XY

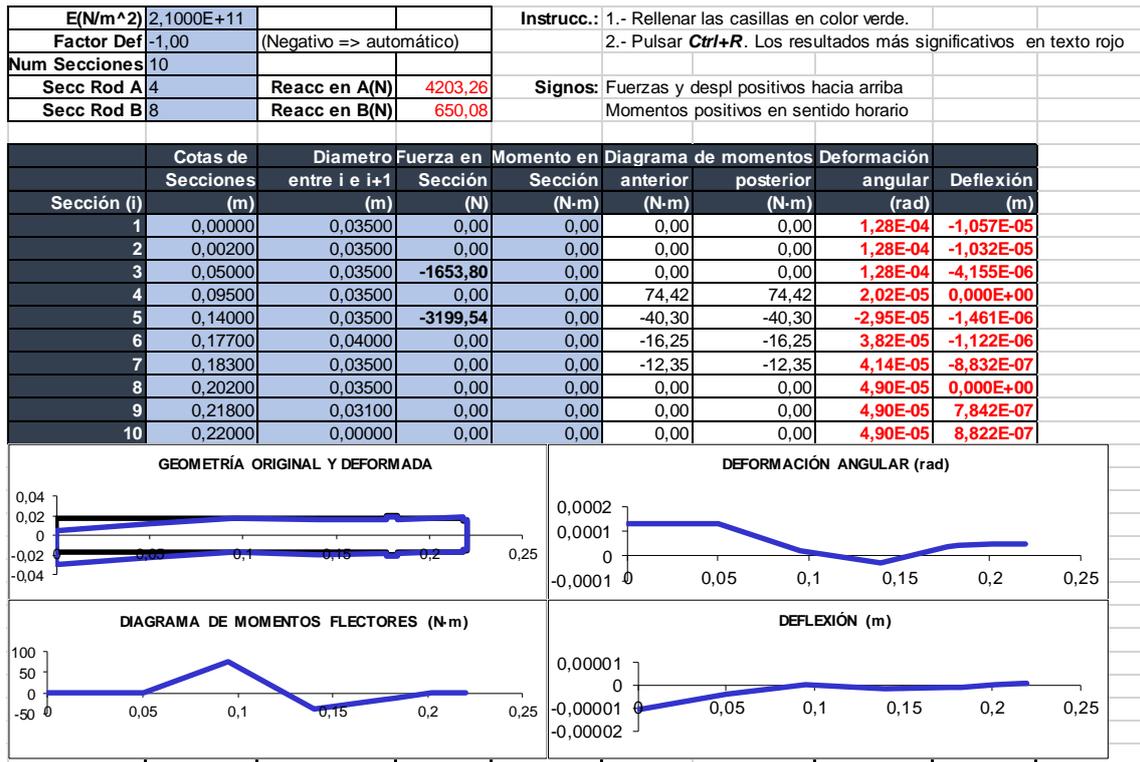


Tabla 49 - Eje de entrada: Caso 8 - Plano XZ

			Reacc en A(N)	4215,75
			Reacc en B(N)	1122,44

Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación	
	anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00	0,00	1,41E-04	1,19E-05
2	0,00	0,00	1,41E-04	1,17E-05
3	0,00	0,00	1,41E-04	4,92E-06
4	74,42	74,42	6,19E-05	0,00E+00
5	42,86	69,59	4,75E-05	2,74E-06
6	28,06	28,06	6,94E-05	2,02E-06
7	21,33	21,33	7,50E-05	1,59E-06
8	0,00	0,00	8,81E-05	0,00E+00
9	0,00	0,00	8,81E-05	1,41E-06
10	0,00	0,00	8,81E-05	1,59E-06

Tabla 50 - Eje de entrada: Caso 8 - Resultantes

Analizando el último caso, podemos dar por correctas las deformaciones del eje y afirmar que la sección más solicitada es aquella donde se encuentra el chavetero del eje de entrada.

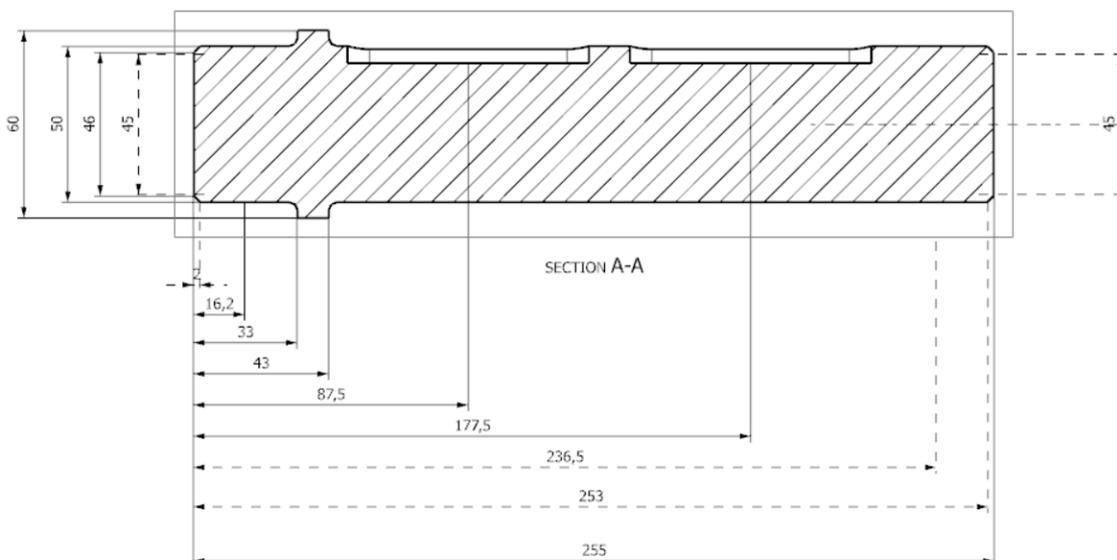
CONCLUSIÓN EJE ENTRADA

Como hemos podido observar tanto en el análisis del sentido horario como antihorario, las deflexiones que se dan son correctas. Por otra parte, las mayores sollicitaciones se dan en la quinta sección, lugar donde se encuentra el primer engranaje. El caso más crítico desde el punto de vista, de los momentos se dan en el caso 7, es decir cuando gira en sentido horario y fuerza del motor positiva en el sentido Z.

A la hora de escoger los rodamientos para este eje de entrada estudiaremos los 8 casos de forma individual. Estudiar todos los casos se debe a que nuestra elección para los rodamientos, han sido de tipo rodillos cónicos. Las fuerzas axiales en el extremo fijo dependen de las radiales en el extremo libre, y eso conlleva analizar los 8 casos posibles.

5.3.2. EJE INTERMEDIO

Al igual que hemos hecho en el eje de entrada, supondremos un diseño para nuestro eje intermedio. Las dimensiones para este eje quedan de la siguiente forma:



Esquema 11 – Cotas secciones críticas en Eje intermedio

Con nuestro eje supuesto y las secciones definidas, pasaremos al cálculo de las fuerzas que actúan en nuestro eje de entrada.

FUERZA TANGENCIAL, FUERZA RADIAL Y FUERZA AXIAL

Estas fuerzas actuarán en la sección 6 de nuestro eje de intermedio, lugar donde se encuentra nuestro segundo engranaje. Así pues, nuestras fuerzas se definen de la siguiente forma:

$$F_{tang} = \frac{T_i}{\frac{d_2}{2}} = \frac{T_i}{\frac{d_2}{2}} = 3199,54$$

$$F_{radial} = F_{tang} \cdot \tan(\alpha_t) = 1239,27$$

$$F_{axial} = F_{tang} \cdot \tan(\beta) = 1164,54$$

Además, cabe tener en cuenta que estas fuerzas, provocarán una resultante que habrá que valorar cuando realicemos nuestro cálculo. De esta forma, obtenemos la fuerza resultante normal y el momento provocado por la fuerza axial:

$$F_{normal} = \sqrt{F_{tang}^2 + F_{radial}^2} = 3431,15$$

$$M_{axial} = \frac{d_2}{2} \cdot F_{axial} = 210,68$$

FUERZA TANGENCIAL, FUERZA RADIAL Y FUERZA AXIAL

Estas fuerzas actuarán en la sección 7 de nuestro eje de intermedio, lugar donde se encuentra nuestro primer engranaje. Así pues, nuestras fuerzas se definen de la siguiente forma:

$$F_{tang} = \frac{T_i}{\frac{d_1}{2}} = \frac{T_i}{\frac{d_1}{2}} = 12087,14$$

$$F_{radial} = F_{tang} \cdot \tan(\alpha_t) = 4681,70$$

$$F_{axial} = F_{tang} \cdot \tan(\beta) = 4399,36$$

Además, cabe tener en cuenta que estas fuerzas, provocarán una resultante que habrá que valorar cuando realicemos nuestro cálculo. De esta forma, obtenemos la fuerza resultante normal y el momento provocado por la fuerza axial:

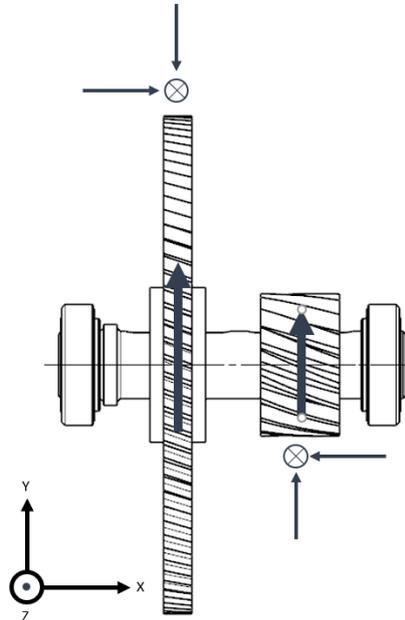
$$F_{normal} = \sqrt{F_{tang}^2 + F_{radial}^2} = 12962,14$$

$$M_{axial} = \frac{d_2}{2} \cdot F_{axial} = 210,68$$

RESULTADOS

Hemos obtenido las fuerzas que actuarán en ambos engranajes del eje intermedio. Con estos valores obtenidos, analizaremos los dos casos que se pueden dar en el eje, que giro en sentido horario o antihorario.

CASO 1: Giro eje antihorario



Esquema 12 - Eje intermedio: Caso 1

E(N/m²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde. 2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo			
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)						
Num Secciones	10							
Secc Rod A	3	Reacc en A(N)	-2328,50	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario			
Secc Rod B	8	Reacc en B(N)	-1114,20					

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 anterior (N-m)	Diagrama de momentos posterior (N-m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,35E-04	-2,185E-06
2	0,00200	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,35E-04	-1,916E-06
3	0,01620	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,35E-04	0,000E+00
4	0,03300	0,06000	0,00	0,00	39,12	39,12	1,30E-04	2,238E-06
5	0,04300	0,05000	0,00	0,00	62,40	62,40	1,26E-04	3,518E-06
6	0,08750	0,05000	-1239,00	210,68	166,02	-44,66	4,71E-05	7,635E-06
7	0,17750	0,05000	4681,70	210,68	276,42	65,74	-1,15E-04	7,955E-06
8	0,23650	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,45E-04	0,000E+00
9	0,25300	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,45E-04	-2,390E-06
10	0,25500	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,45E-04	-2,680E-06

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m)

DEFLEXIÓN (m)

Tabla 51 - Eje intermedio: Caso 1 - Plano XY

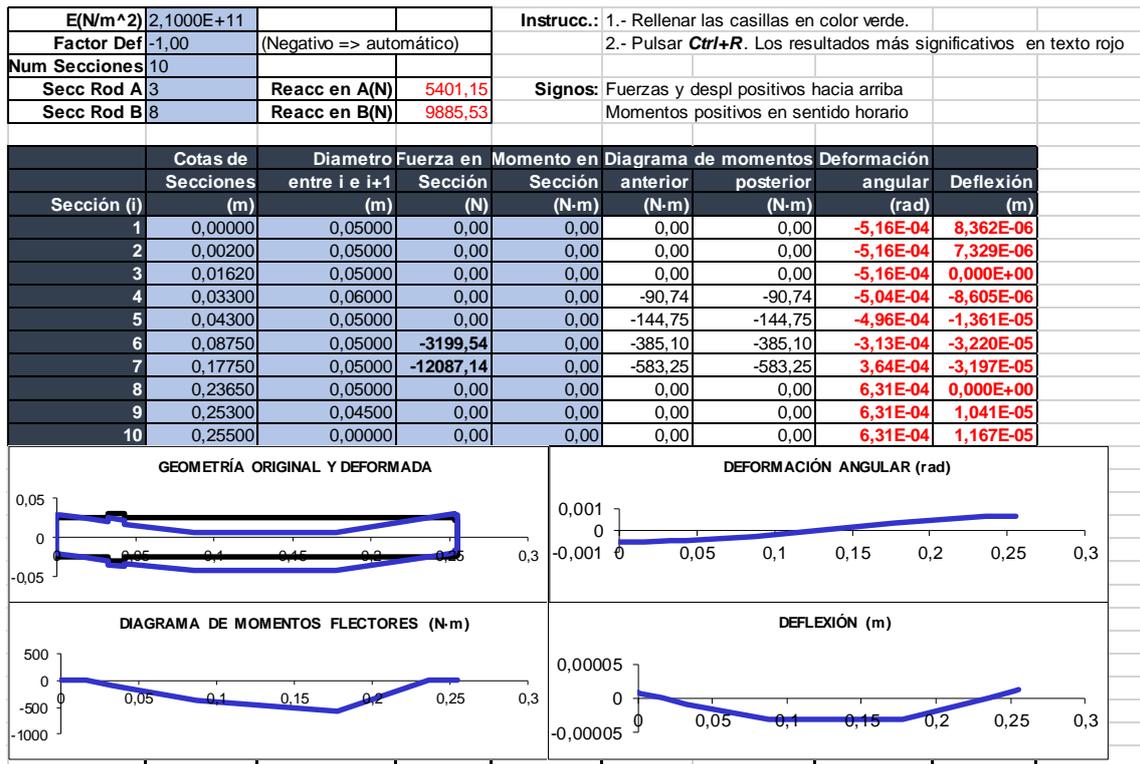


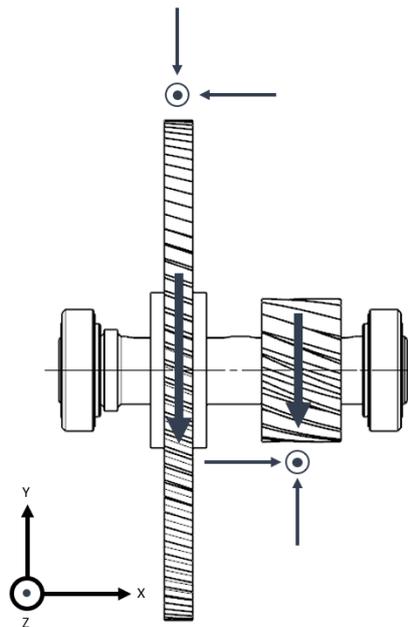
Tabla 52 - Eje intermedio: Caso 1 - Plano XZ

		Reacc en A(N)	5881,69	
		Reacc en B(N)	9948,13	
Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación	Deflexión (m)
	anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	
1	0,00	0,00	5,33E-04	8,64E-06
2	0,00	0,00	5,33E-04	7,58E-06
3	0,00	0,00	5,33E-04	0,00E+00
4	98,81	98,81	5,21E-04	8,89E-06
5	157,63	157,63	5,11E-04	1,41E-05
6	419,36	387,68	3,16E-04	3,31E-05
7	645,43	586,94	3,81E-04	3,29E-05
8	0,00	0,00	6,47E-04	0,00E+00
9	0,00	0,00	6,47E-04	1,07E-05
10	0,00	0,00	6,47E-04	1,20E-05

Tabla 53 - Eje intermedio: Caso 1 - Resultantes

En este primer caso de análisis del eje intermedio, se puede observar que las deformaciones son correctas y se encuentran dentro del rango marcado. Cabe tener en cuenta que la mayor sección solicitada es aquella, donde se encuentra nuestro tercer engranaje.

CASO 2: Giro eje horario



Esquema 13 - Eje intermedio: Caso 2

E(N/m²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde. 2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo			
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)						
Num Secciones	10							
Secc Rod A	3	Reacc en A(N)	1496,83	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B	8	Reacc en B(N)	-4939,53		Momentos positivos en sentido horario			

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos anterior (N-m)	Diagrama de momentos posterior (N-m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	4,19E-05	-6,784E-07
2	0,00200	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	4,19E-05	-5,947E-07
3	0,01620	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	4,19E-05	0,000E+00
4	0,03300	0,06000	0,00	0,00	-25,15	-25,15	4,52E-05	7,219E-07
5	0,04300	0,05000	0,00	0,00	-40,11	-40,11	4,76E-05	1,185E-06
6	0,08750	0,05000	-1239,00	-210,68	-106,72	103,96	9,83E-05	4,261E-06
7	0,17750	0,05000	4681,70	-210,68	80,75	291,43	-3,07E-05	7,060E-06
8	0,23650	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,64E-04	0,000E+00
9	0,25300	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,64E-04	-2,708E-06
10	0,25500	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,64E-04	-3,037E-06

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m)

DEFLEXIÓN (m)

Tabla 54 - Eje intermedio: Caso 2 - Plano XY

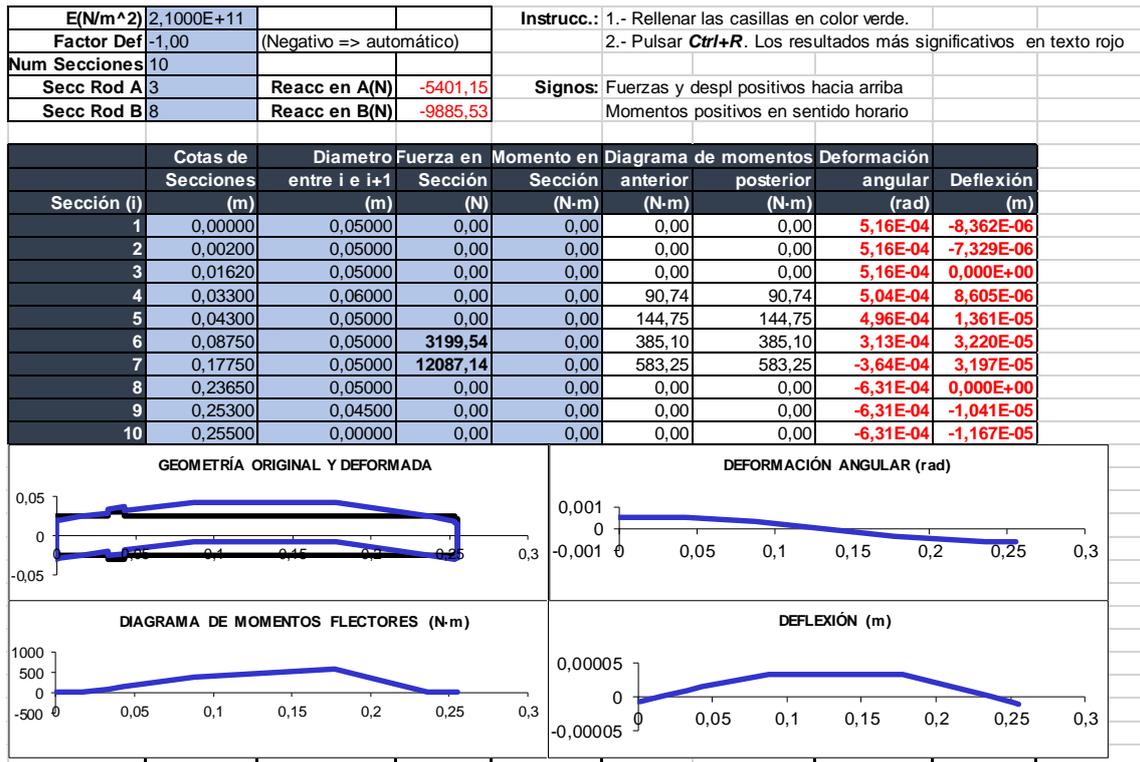


Tabla 55 - Eje intermedio: Caso 2 - Plano XZ

			Reacc en A(N)	5604,72
			Reacc en B(N)	11050,91
Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación	
	anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00	0,00	5,18E-04	8,39E-06
2	0,00	0,00	5,18E-04	7,35E-06
3	0,00	0,00	5,18E-04	0,00E+00
4	94,16	94,16	5,06E-04	8,64E-06
5	150,21	150,21	4,98E-04	1,37E-05
6	399,62	398,89	3,28E-04	3,25E-05
7	588,81	652,00	3,65E-04	3,27E-05
8	0,00	0,00	6,52E-04	0,00E+00
9	0,00	0,00	6,52E-04	1,08E-05
10	0,00	0,00	6,52E-04	1,21E-05

Tabla 56 - Eje intermedio: Caso 2 - Resultantes

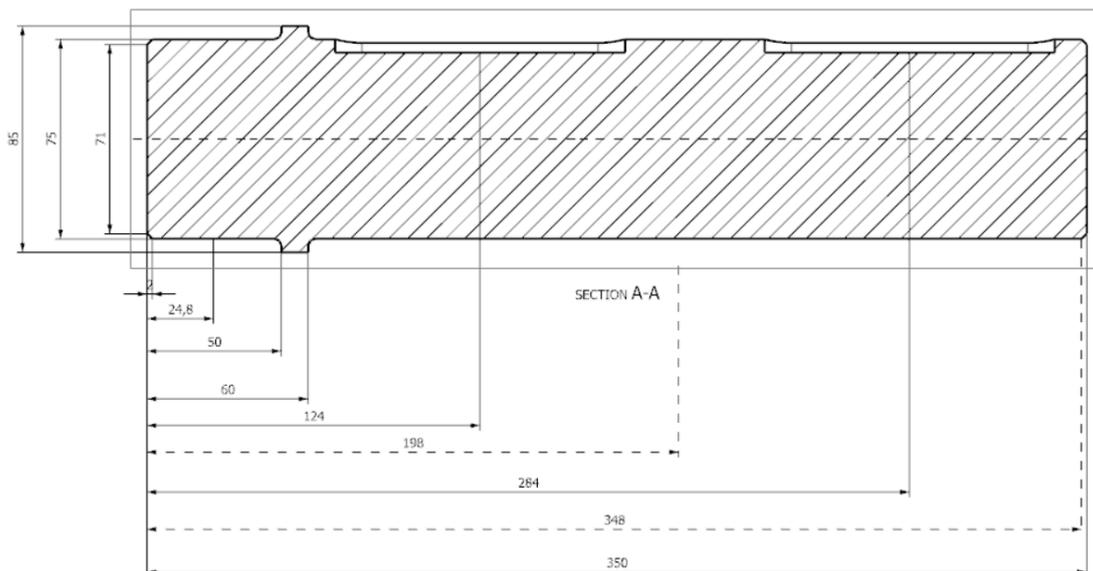
Finalmente, en el segundo y último escenario del eje intermedio, vemos que las deformaciones son aceptables y que la sección más crítica es la tercera, alojamiento del tercer engranaje del reductor.

CONCLUSIÓN EJE INTERMEDIO

Como hemos podido observar, tanto cuando el eje gire en sentido antihorario, como horario, va a cumplir los requisitos de deflexión que habíamos marcado como objetivo. Teniendo en cuenta ambos casos, se observa que nuestro caso más crítico será cuando el eje gire en sentido horario. Será este el caso que tendremos en cuenta cuando hagamos nuestro cálculo a fatiga. Al igual que se ha hecho, en el eje de entrada, para la selección de rodamientos se estudiarán ambos casos.

5.3.3. EJE DE SALIDA

Finalizamos el análisis de deflexión con el eje de salida. Se trata del eje más largo y ancho, el cual será el encargado de reducir la velocidad a la deseada de nuestra maquinaria. Las dimensiones de nuestro eje de salida será el siguiente:



Esquema 14 - Secciones críticas Eje de salida

Con nuestro eje supuesto y las secciones definidas, pasaremos al cálculo de las fuerzas que actúan en nuestro eje de salida.

FUERZA MOTOR

Esta fuerza, actuará sobre nuestra sección 10 del eje de salida. Se trata de la fuerza que provocará nuestra maquinaria de salida sobre el eje. Al igual que en la fuerza motora inicial, se define como la relación entre el tursor de salida, calculado en el apartado DATOS INICIALES, y dos veces el diámetro del eje. Así pues, la fuerza motor queda de la siguiente forma:

$$F_{motor} = \frac{T_s}{2 \cdot d_{eje}} = 18357,14$$

FUERZA TANGENCIAL, FUERZA RADIAL Y FUERZA AXIAL

Estas fuerzas aparecerán en el último engranaje que transmite el movimiento y se sitúa en la sección 6. Las tres fuerzas que aparecerán en este eje son las siguientes:

$$F_{tang} = \frac{T_s}{\frac{d_1}{2}} = \frac{T_s}{\frac{d_1}{2}} = 12075,05$$

$$F_{radial} = F_{tang} \cdot \tan(\alpha_t) = 4677,02$$

$$F_{axial} = F_{tang} \cdot \tan(\beta) = 4394,96$$

Además, cabe tener en cuenta que estas fuerzas, provocarán una resultante que habrá que valorar cuando realicemos nuestro cálculo. De esta forma, obtenemos la fuerza resultante normal y el momento provocado por la fuerza axial:

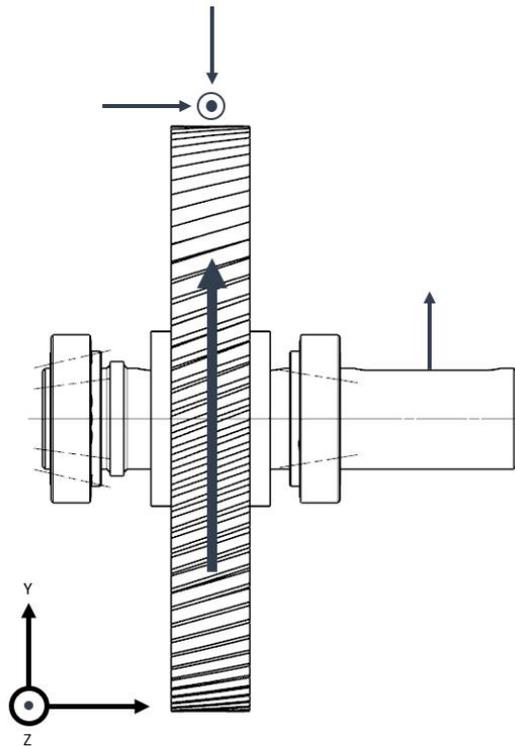
$$F_{normal} = \sqrt{F_{tang}^2 + F_{radial}^2} = 12949,18$$

$$M_{axial} = \frac{d_1}{2} \cdot F_{axial} = 935,40$$

RESULTADOS

Con el valor de las fuerzas obtenidas se procederá a estudiar los ocho casos diferentes que puede haber en nuestro eje de salida. Estos casos dependerán del sentido de giro del eje y la dirección y sentido de la fuerza motor. Empezaremos estudiando los giros antihorarios.

CASO 1: Fuerza motor dirección Y positiva / Giro eje antihorario



Esquema 15 - Eje de salida: Caso 1

E(N/m ²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde. 2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario
Num Secciones	10				
Secc Rod A	3	Reacc en A(N)	4805,88		
Secc Rod B	7	Reacc en B(N)	-17262,19		

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 anterior (N-m)	Diagrama de momentos posterior (N-m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,17E-04	2,898E-06
2	0,00200	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,17E-04	2,664E-06
3	0,02480	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,17E-04	0,000E+00
4	0,05000	0,08500	0,00	0,00	-121,11	-121,11	-1,12E-04	-2,905E-06
5	0,06000	0,07500	0,00	0,00	-169,17	-169,17	-1,09E-04	-4,014E-06
6	0,12400	0,07500	-4677,02	935,40	-476,74	-1412,14	-4,61E-05	-9,315E-06
7	0,20100	0,07500	0,00	0,00	-1422,07	-1422,07	2,88E-04	0,000E+00
8	0,28400	0,07500	17133,33	0,00	0,00	0,00	4,69E-04	3,395E-05
9	0,34800	0,07100	0,00	0,00	0,00	0,00	4,69E-04	6,399E-05
10	0,35000	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	4,69E-04	6,493E-05

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m)

DEFLEXIÓN (m)

Tabla 57 - Eje de salida: Caso 1 - Plano XY

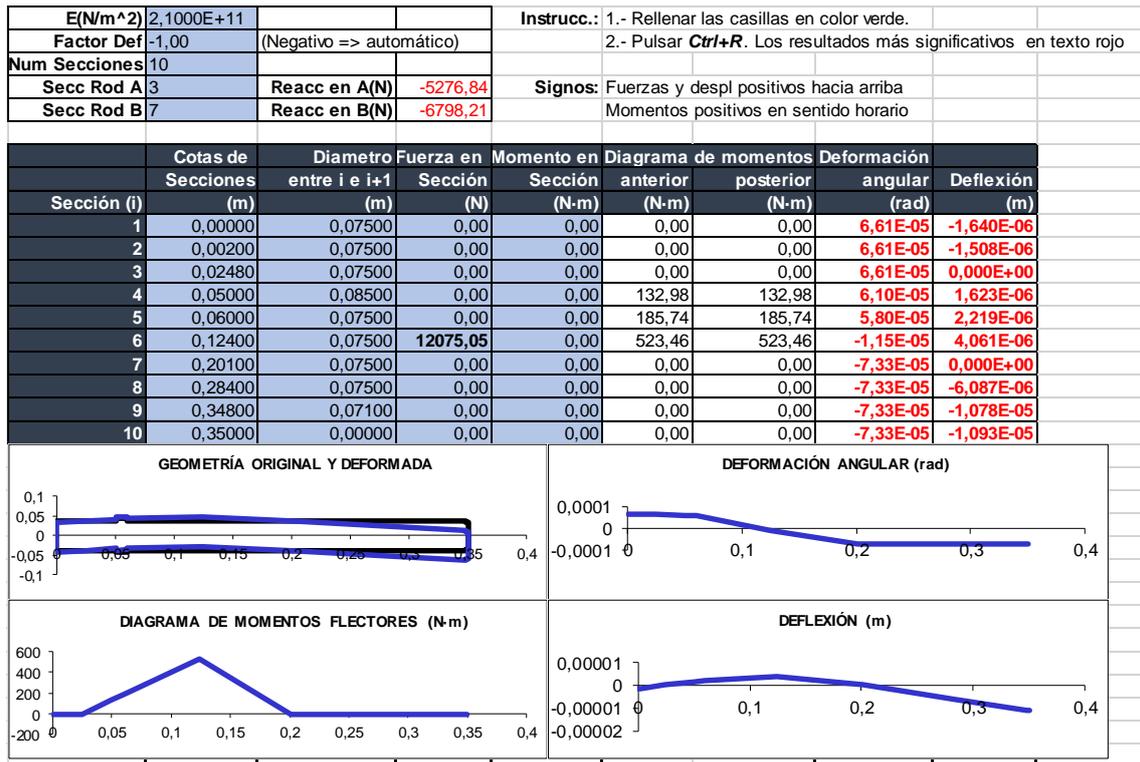


Tabla 58 - Eje de salida: Caso 1 - Plano XZ

			Reacc en A(N)	7137,33
			Reacc en B(N)	18552,60
Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación angular	Deflexión
	anterior (N-m)	posterior (N-m)	(rad)	(m)
1	0,00	0,00	1,34E-04	3,33E-06
2	0,00	0,00	1,34E-04	3,06E-06
3	0,00	0,00	1,34E-04	0,00E+00
4	179,86	179,86	1,28E-04	3,33E-06
5	251,23	251,23	1,24E-04	4,59E-06
6	708,02	1506,04	4,75E-05	1,02E-05
7	1422,07	1422,07	2,98E-04	0,00E+00
8	0,00	0,00	4,75E-04	3,45E-05
9	0,00	0,00	4,75E-04	6,49E-05
10	0,00	0,00	4,75E-04	6,58E-05

Tabla 59 - Eje de salida: Caso 1 - Resultantes

En el primer escenario del eje de salida, podemos dar por válidas las deflexiones y asegurar que las secciones más críticas en cuanto a momentos se refieren, son la sexta y séptima, lugar donde se aloja el cuarto engranaje y el rodamiento B.

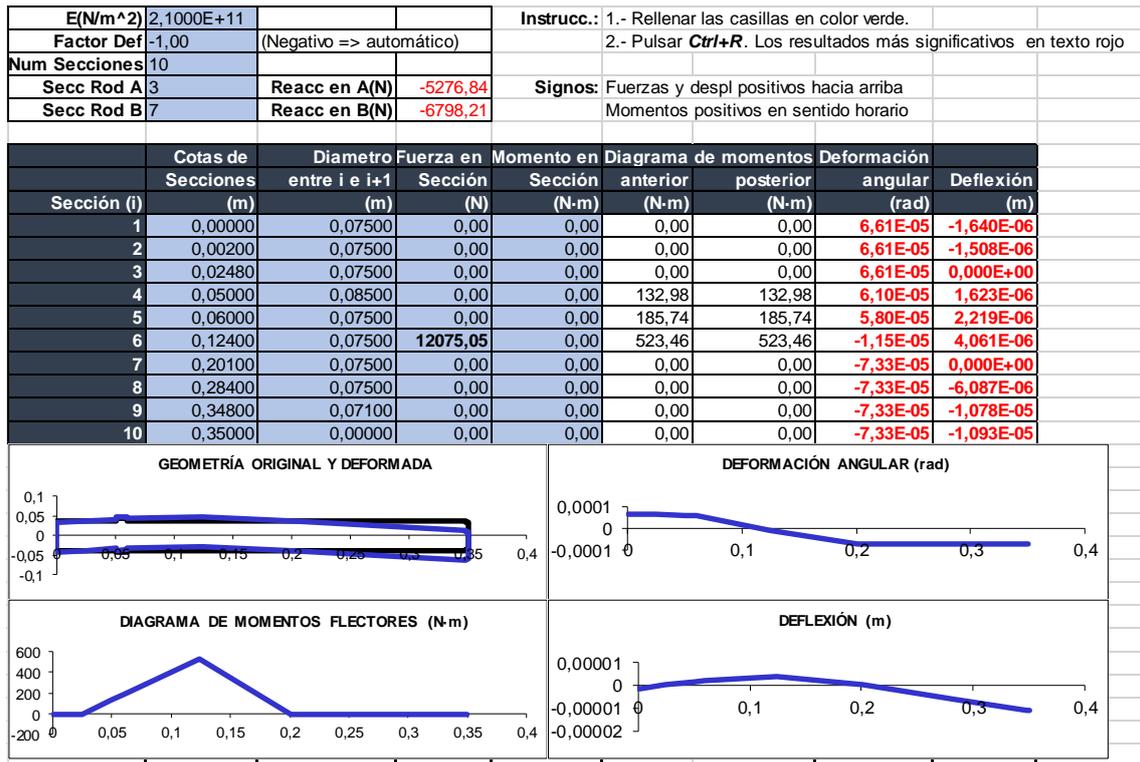


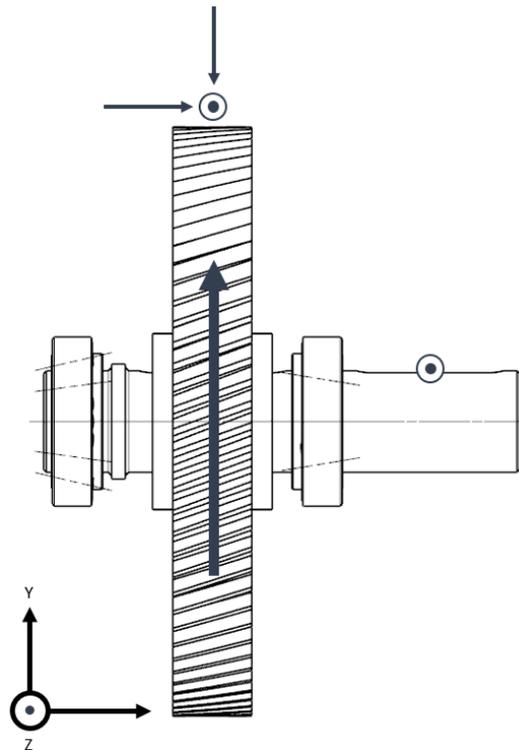
Tabla 61 - Eje de salida: Caso 2 - Plano XZ

			Reacc en A(N)	12454,41
			Reacc en B(N)	33859,80
Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación angular	Deflexión
	anterior (N-m)	posterior (N-m)	(rad)	(m)
1	0,00	0,00	1,48E-04	3,68E-06
2	0,00	0,00	1,48E-04	3,38E-06
3	0,00	0,00	1,48E-04	0,00E+00
4	313,85	313,85	1,36E-04	3,64E-06
5	438,40	438,40	1,29E-04	4,97E-06
6	1235,48	545,60	3,50E-05	8,82E-06
7	1422,07	1422,07	2,34E-04	0,00E+00
8	0,00	0,00	4,10E-04	2,91E-05
9	0,00	0,00	4,10E-04	5,54E-05
10	0,00	0,00	4,10E-04	5,62E-05

Tabla 62 - Eje de salida: Caso 2 - Resultantes

En este segundo caso, vemos que las deflexiones son correctas y la sección más crítica es la séptima.

CASO 3: Fuerza motor dirección Z positiva / Giro eje antihorario



Esquema 17 - Eje de salida: Caso 3

E(N/m²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.			
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)			2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo			
Num Secciones	10							
Secc Rod A	3	Reacc en A(N)	-3264,87	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B	7	Reacc en B(N)	7941,89		Momentos positivos en sentido horario			

	Cotas de Secciones	Diametro entre i e i+1	Fuerza en Sección	Momento en Sección	Diagrama de momentos anterior	Diagrama de momentos posterior	Deformación angular	Deflexión
Sección (i)	(m)	(m)	(N)	(N-m)	(N-m)	(N-m)	(rad)	(m)
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,75E-06	-2,170E-07
2	0,00200	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,75E-06	-1,995E-07
3	0,02480	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,75E-06	0,000E+00
4	0,05000	0,08500	0,00	0,00	82,27	82,27	5,57E-06	1,938E-07
5	0,06000	0,07500	0,00	0,00	114,92	114,92	3,74E-06	2,409E-07
6	0,12400	0,07500	-4677,02	935,40	323,87	-611,53	-3,93E-05	-6,786E-07
7	0,20100	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	3,29E-05	0,000E+00
8	0,28400	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	3,29E-05	2,729E-06
9	0,34800	0,07100	0,00	0,00	0,00	0,00	3,29E-05	4,833E-06
10	0,35000	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	3,29E-05	4,898E-06

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA	DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)
DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m)	DEFLEXIÓN (m)

Tabla 63 - Eje de salida: Caso 3 - Plano XY

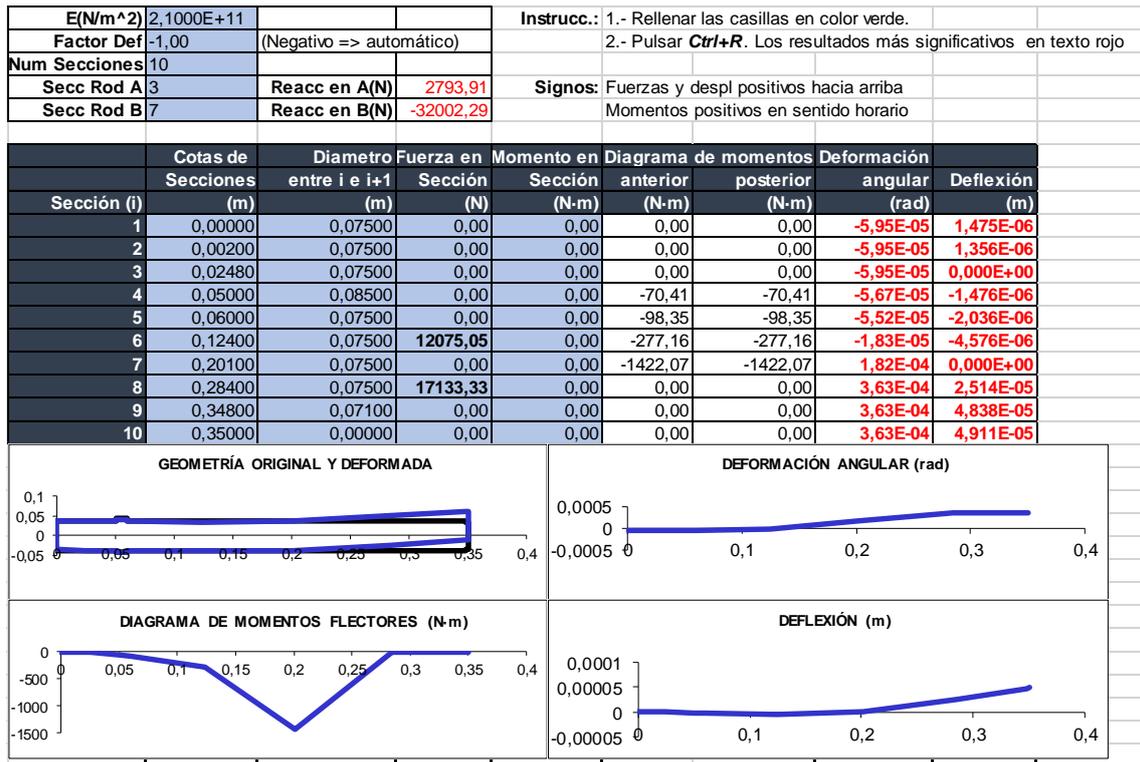


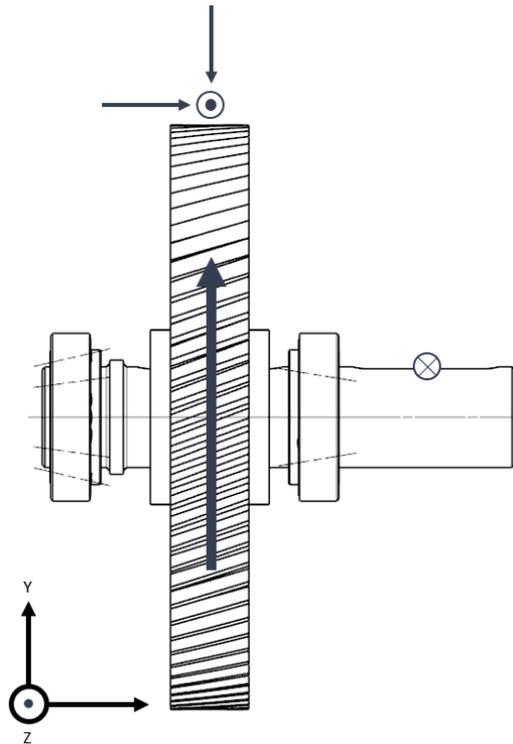
Tabla 64 - Eje de salida: Caso 3 - Plano XZ

			Reacc en A(N)	4297,13
			Reacc en B(N)	32973,02
Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación angular	Deflexión (m)
	anterior (N-m)	posterior (N-m)	(rad)	
1	0,00	0,00	6,01E-05	1,49E-06
2	0,00	0,00	6,01E-05	1,37E-06
3	0,00	0,00	6,01E-05	0,00E+00
4	108,29	108,29	5,70E-05	1,49E-06
5	151,26	151,26	5,53E-05	2,05E-06
6	426,28	671,40	4,34E-05	4,63E-06
7	1422,07	1422,07	1,85E-04	0,00E+00
8	0,00	0,00	3,65E-04	2,53E-05
9	0,00	0,00	3,65E-04	4,86E-05
10	0,00	0,00	3,65E-04	4,94E-05

Tabla 65 - Eje de salida: Caso 3 - Resultantes

En este tercer caso, observamos que las deflexiones cumplen con los objetivos marcados y la sección crítica se mantiene la séptima.

CASO 4: Fuerza motor dirección Z negativa / Giro eje antihorario



Esquema 18 - Eje de salida: Caso 4

E(N/m²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde. 2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo			
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)						
Num Secciones	10							
Secc Rod A	3	Reacc en A(N)	-3264,87	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B	7	Reacc en B(N)	7941,89		Momentos positivos en sentido horario			
	Cotas de Secciones	Diametro entre i e i+1	Fuerza en Sección	Momento en Sección	Diagrama de momentos		Deformación	
Sección (i)	(m)	(m)	(N)	(N-m)	anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,75E-06	-2,170E-07
2	0,00200	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,75E-06	-1,995E-07
3	0,02480	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,75E-06	0,000E+00
4	0,05000	0,08500	0,00	0,00	82,27	82,27	5,57E-06	1,938E-07
5	0,06000	0,07500	0,00	0,00	114,92	114,92	3,74E-06	2,409E-07
6	0,12400	0,07500	-4677,02	935,40	323,87	-611,53	-3,93E-05	-6,786E-07
7	0,20100	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	3,29E-05	0,000E+00
8	0,28400	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	3,29E-05	2,729E-06
9	0,34800	0,07100	0,00	0,00	0,00	0,00	3,29E-05	4,833E-06
10	0,35000	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	3,29E-05	4,898E-06

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA 		DEFORMACIÓN ANGULAR (rad) 	
DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m) 		DEFLEXIÓN (m) 	

Tabla 66 - Eje de salida: Caso 4 - Plano XY

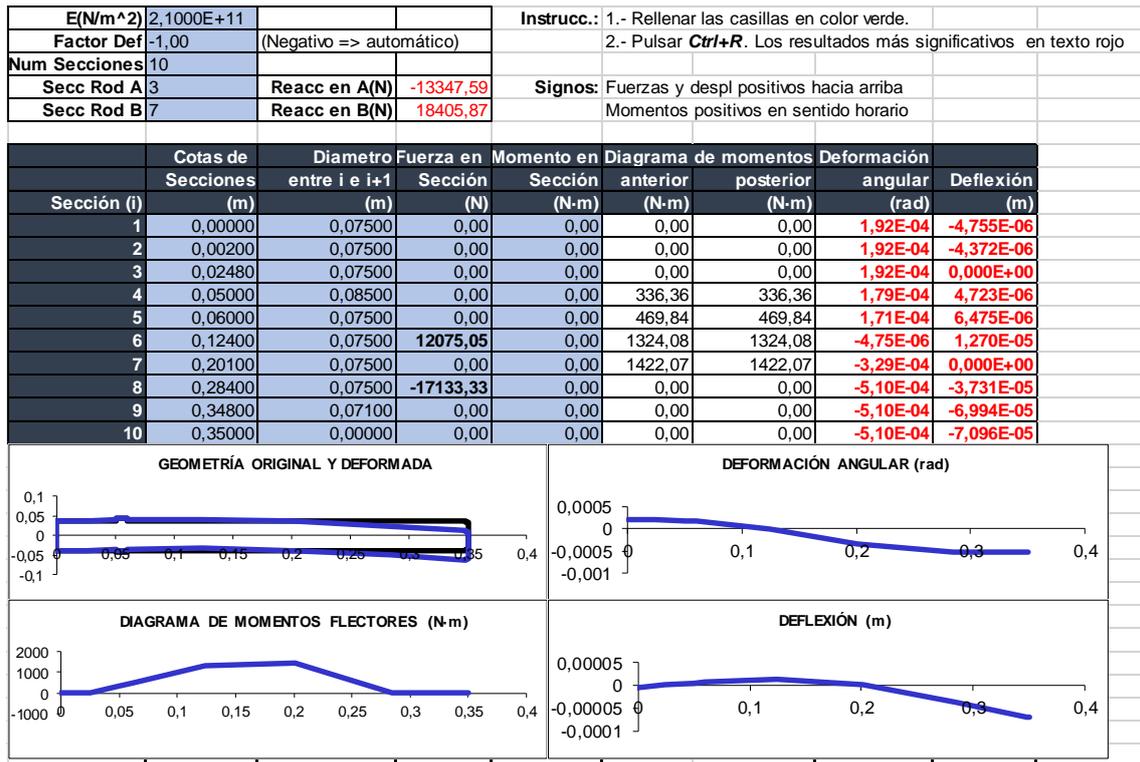


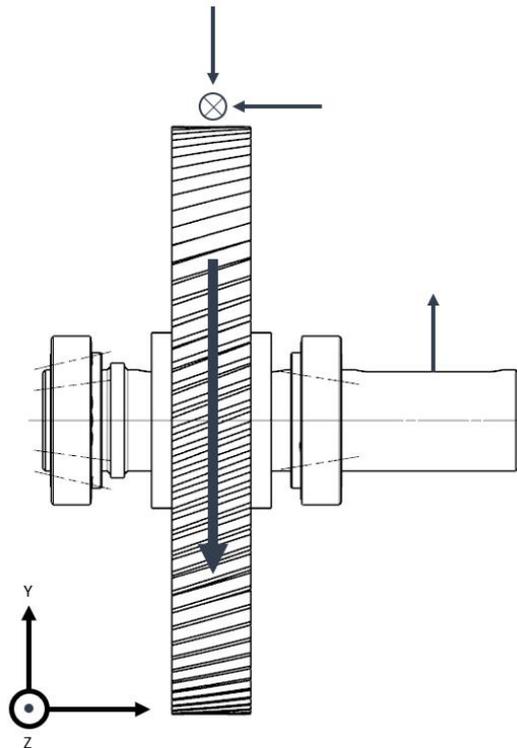
Tabla 67 - Eje de salida: Caso 4 - Plano XZ

			Reacc en A(N)	13741,09
			Reacc en B(N)	20046,19
Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación	
	anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00	0,00	1,92E-04	4,76E-06
2	0,00	0,00	1,92E-04	4,38E-06
3	0,00	0,00	1,92E-04	0,00E+00
4	346,28	346,28	1,79E-04	4,73E-06
5	483,69	483,69	1,71E-04	6,48E-06
6	1363,12	1458,48	3,96E-05	1,27E-05
7	1422,07	1422,07	3,31E-04	0,00E+00
8	0,00	0,00	5,11E-04	3,74E-05
9	0,00	0,00	5,11E-04	7,01E-05
10	0,00	0,00	5,11E-04	7,11E-05

Tabla 68 - Eje de salida: Caso 4 - Resultantes

El último caso del giro antihorario vemos como las deflexiones son correctas y la sección crítica, es la sexta y séptima.

CASO 5: Fuerza motor dirección Y positiva / Giro eje horario



Esquema 19 - Eje de salida: Caso 5

E(N/m ²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.			
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)			2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo			
Num Secciones	10							
Secc Rod A	3	Reacc en A(N)	15423,37	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B	7	Reacc en B(N)	-27879,68		Momentos positivos en sentido horario			

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos anterior (N-m)	Diagrama de momentos posterior (N-m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,86E-04	4,603E-06
2	0,00200	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,86E-04	4,231E-06
3	0,02480	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,86E-04	0,000E+00
4	0,05000	0,08500	0,00	0,00	-388,67	-388,67	-1,71E-04	-4,551E-06
5	0,06000	0,07500	0,00	0,00	-542,90	-542,90	-1,62E-04	-6,216E-06
6	0,12400	0,07500	-4677,02	-935,40	-1530,00	-594,60	4,15E-05	-1,110E-05
7	0,20100	0,07500	0,00	0,00	-1422,07	-1422,07	2,80E-04	0,000E+00
8	0,28400	0,07500	17133,33	0,00	0,00	0,00	4,60E-04	3,321E-05
9	0,34800	0,07100	0,00	0,00	0,00	0,00	4,60E-04	6,268E-05
10	0,35000	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	4,60E-04	6,360E-05

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m)

DEFLEXIÓN (m)

Tabla 69 - Eje de salida: Caso 5 - Plano XY

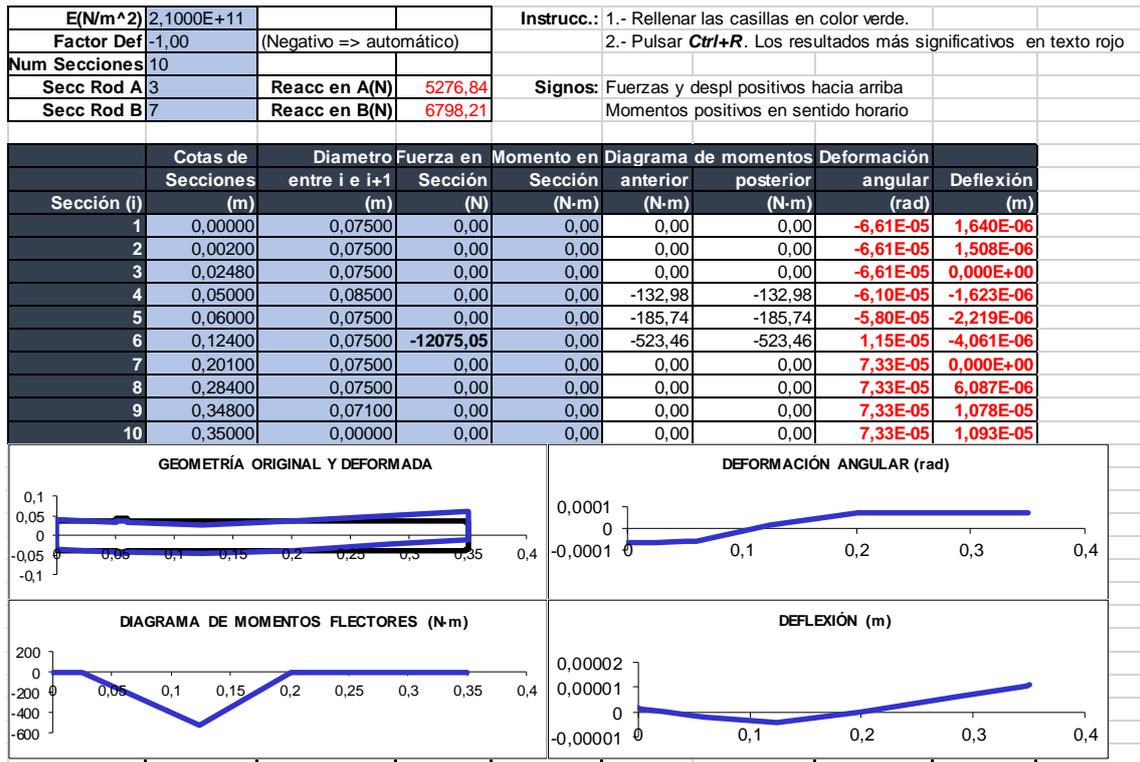


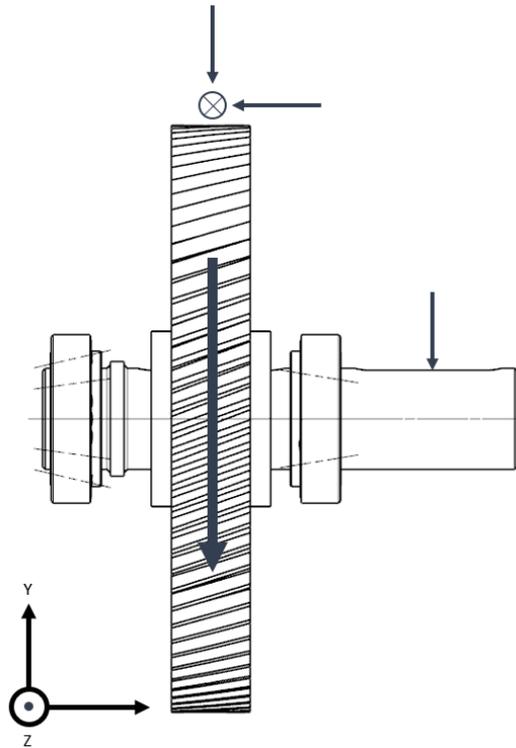
Tabla 70 - Eje de salida: Caso 1 - Plano XZ

			Reacc en A(N)	16301,08
			Reacc en B(N)	28696,55
Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación	
	anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00	0,00	1,97E-04	4,89E-06
2	0,00	0,00	1,97E-04	4,49E-06
3	0,00	0,00	1,97E-04	0,00E+00
4	410,79	410,79	1,81E-04	4,83E-06
5	573,80	573,80	1,72E-04	6,60E-06
6	1617,07	792,19	4,30E-05	1,18E-05
7	1422,07	1422,07	2,89E-04	0,00E+00
8	0,00	0,00	4,66E-04	3,38E-05
9	0,00	0,00	4,66E-04	6,36E-05
10	0,00	0,00	4,66E-04	6,45E-05

Tabla 71 - Eje de salida: Caso 1 - Resultantes

En este caso vemos, como las deflexiones cumplen y las secciones críticas siguen siendo el chavetero del ultimo engranaje del reductor y rodamientos B.

CASO 6: Fuerza motor dirección Y negativa / Giro eje horario



Esquema 20 - Eje de salida: Caso 6

E(N/m²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.				
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)			2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo				
Num Secciones	10								
Secc Rod A	3	Reacc en A(N)	-718,14	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba				
Secc Rod B	7	Reacc en B(N)	22528,49		Momentos positivos en sentido horario				

	Cotas de Secciones	Diametro entre i e i+1	Fuerza en Sección	Momento en Sección	Diagrama de momentos anterior	Diagrama de momentos posterior	Deformación angular	Deflexión
Sección (i)	(m)	(m)	(N)	(N-m)	(N-m)	(N-m)	(rad)	(m)
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,56E-05	-1,627E-06
2	0,00200	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,56E-05	-1,496E-06
3	0,02480	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,56E-05	0,000E+00
4	0,05000	0,08500	0,00	0,00	18,10	18,10	6,49E-05	1,648E-06
5	0,06000	0,07500	0,00	0,00	25,28	25,28	6,45E-05	2,295E-06
6	0,12400	0,07500	-4677,02	-935,40	71,24	1006,64	5,50E-05	6,169E-06
7	0,20100	0,07500	0,00	0,00	1422,07	1422,07	-2,32E-04	0,000E+00
8	0,28400	0,07500	-17133,33	0,00	0,00	0,00	-4,13E-04	-2,924E-05
9	0,34800	0,07100	0,00	0,00	0,00	0,00	-4,13E-04	-5,564E-05
10	0,35000	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	-4,13E-04	-5,647E-05

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m)

DEFLEXIÓN (m)

Tabla 72 - Eje de salida: Caso 6 - Plano XY

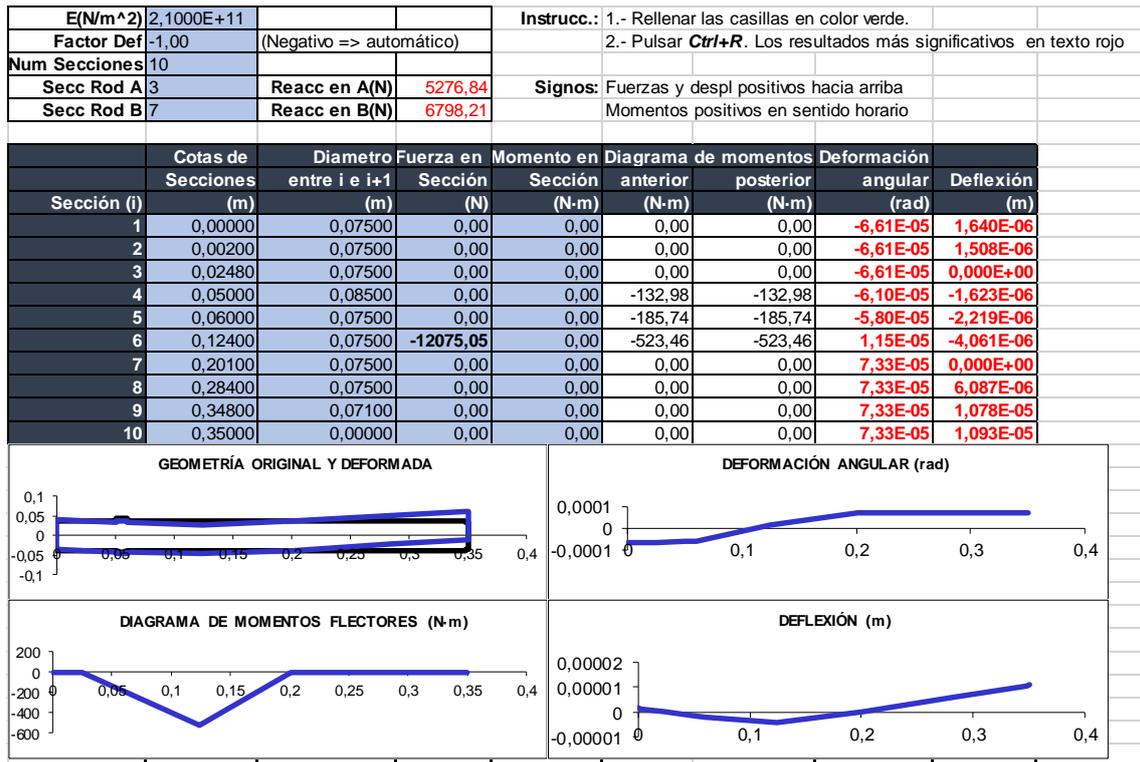


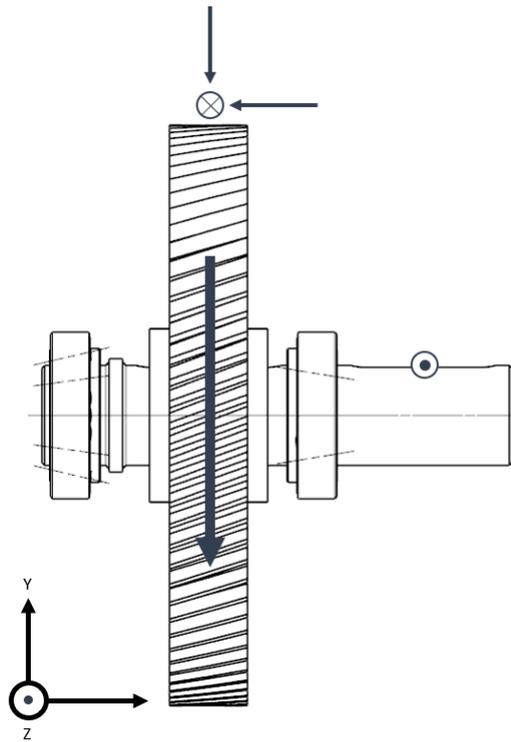
Tabla 73 - Eje de salida: Caso 6 - Plano XZ

			Reacc en A(N)	5325,48
			Reacc en B(N)	23531,86
Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación angular	Deflexión
	anterior (N-m)	posterior (N-m)	(rad)	(m)
1	0,00	0,00	9,32E-05	2,31E-06
2	0,00	0,00	9,32E-05	2,12E-06
3	0,00	0,00	9,32E-05	0,00E+00
4	134,20	134,20	8,91E-05	2,31E-06
5	187,46	187,46	8,68E-05	3,19E-06
6	528,29	1134,61	5,62E-05	7,39E-06
7	1422,07	1422,07	2,43E-04	0,00E+00
8	0,00	0,00	4,19E-04	2,99E-05
9	0,00	0,00	4,19E-04	5,67E-05
10	0,00	0,00	4,19E-04	5,75E-05

Tabla 74 - Eje de salida: Caso 6 - Resultantes

Volvemos a observar que las deflexiones se cumplen, y la sección crítica en cuanto a momentos se refiere es la séptima.

CASO 7: Fuerza motor dirección Z positiva / Giro eje horario



Esquema 21 - Eje de salida: Caso 7

E(N/m²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde. 2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo			
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)						
Num Secciones	10			Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario			
Secc Rod A	3	Reacc en A(N)	7352,61					
Secc Rod B	7	Reacc en B(N)	-2675,59					

Sección (i)	Cotas de Secciones		Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación	
	(m)	(m)				anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,07500	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,00E-05	1,488E-06
2	0,00200	0,07500	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,00E-05	1,368E-06
3	0,02480	0,07500	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,00E-05	0,000E+00
4	0,05000	0,08500	0,08500	0,00	0,00	-185,29	-185,29	-5,28E-05	-1,451E-06
5	0,06000	0,07500	0,07500	0,00	0,00	-258,81	-258,81	-4,87E-05	-1,960E-06
6	0,12400	0,07500	0,07500	-4677,02	-935,40	-729,38	206,02	4,83E-05	-2,467E-06
7	0,20100	0,07500	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,39E-05	0,000E+00
8	0,28400	0,07500	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,39E-05	1,986E-06
9	0,34800	0,07100	0,07100	0,00	0,00	0,00	0,00	2,39E-05	3,518E-06
10	0,35000	0,00000	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	2,39E-05	3,566E-06

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m)

DEFLEXIÓN (m)

Tabla 75 - Eje de salida: Caso 7 - Plano XY

SITUACION PLANO XZ

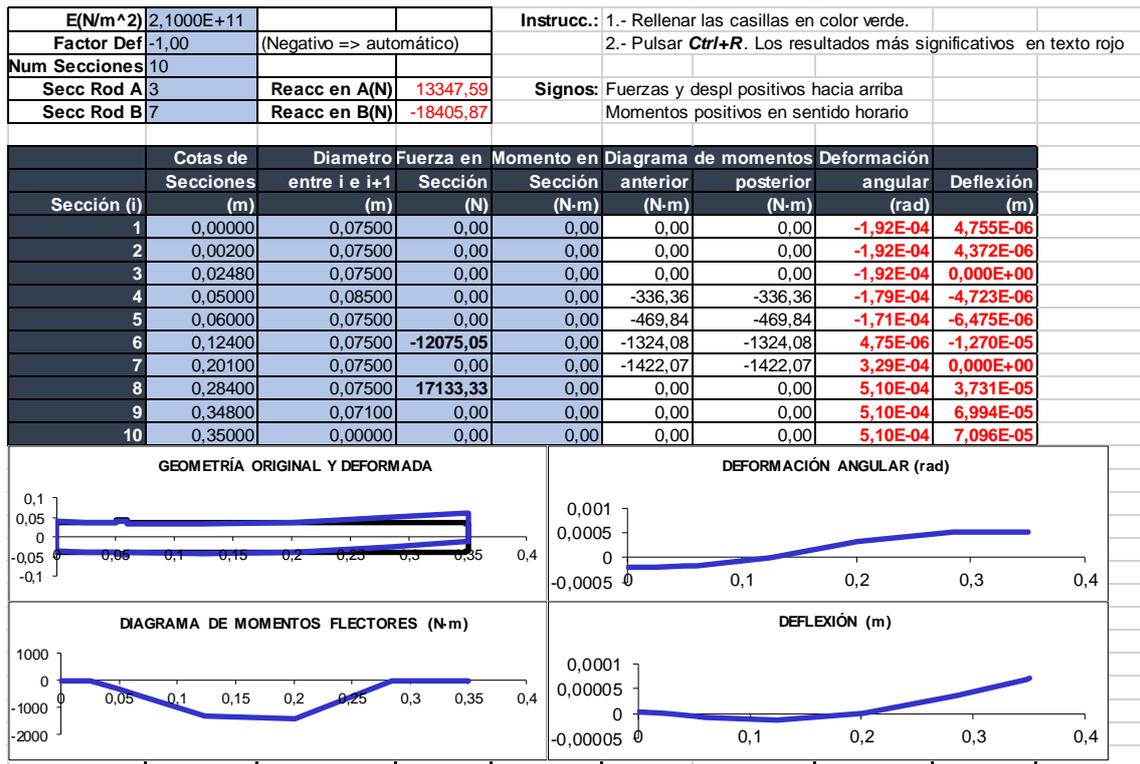


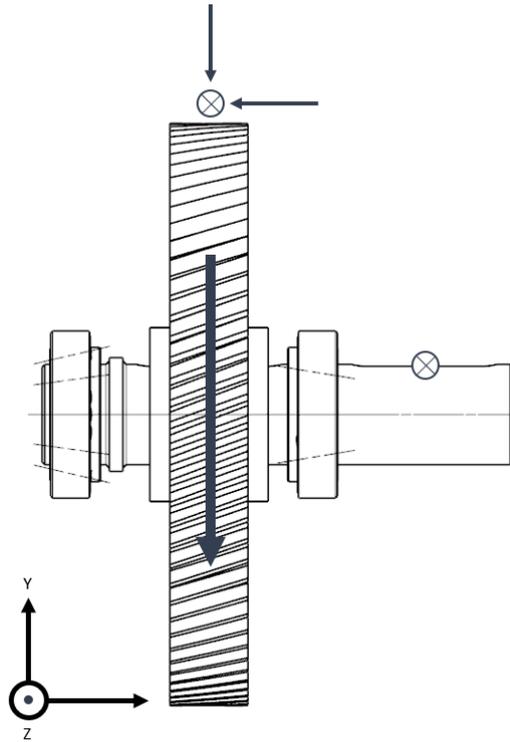
Tabla 76 - Eje de salida: Caso 7 - Plano XZ

			Reacc en A(N)	15238,74
			Reacc en B(N)	18599,32
Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación	Deflexión (m)
	anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	
1	0,00	0,00	2,01E-04	4,98E-06
2	0,00	0,00	2,01E-04	4,58E-06
3	0,00	0,00	2,01E-04	0,00E+00
4	384,02	384,02	1,86E-04	4,94E-06
5	536,40	536,40	1,78E-04	6,77E-06
6	1511,68	1340,01	4,85E-05	1,29E-05
7	1422,07	1422,07	3,30E-04	0,00E+00
8	0,00	0,00	5,10E-04	3,74E-05
9	0,00	0,00	5,10E-04	7,00E-05
10	0,00	0,00	5,10E-04	7,10E-05

Tabla 77 - Eje de salida: Caso 7 - Resultantes

En séptimo caso vemos como las deflexiones son correctas y la sección crítica es la del chavetero del ultimo engranaje y alojamiento del rodamiento B.

CASO 8: Fuerza motor dirección Z negativa / Giro eje horario



Esquema 22 - Eje de salida: Caso 8

E(N/m²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde. 2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)			
Num Secciones	10				
Secc Rod A	3	Reacc en A(N)	7352,61	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba
Secc Rod B	7	Reacc en B(N)	-2675,59		Momentos positivos en sentido horario

	Cotas de Secciones	Diametro entre i e i+1	Fuerza en Sección	Momento en Sección	Diagrama de momentos anterior	Diagrama de momentos posterior	Deformación angular	Deflexión
Sección (i)	(m)	(m)	(N)	(N-m)	(N-m)	(N-m)	(rad)	(m)
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,00E-05	1,488E-06
2	0,00200	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,00E-05	1,368E-06
3	0,02480	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,00E-05	0,000E+00
4	0,05000	0,08500	0,00	0,00	-185,29	-185,29	-5,28E-05	-1,451E-06
5	0,06000	0,07500	0,00	0,00	-258,81	-258,81	-4,87E-05	-1,960E-06
6	0,12400	0,07500	-4677,02	-935,40	-729,38	206,02	4,83E-05	-2,467E-06
7	0,20100	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,39E-05	0,000E+00
8	0,28400	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,39E-05	1,986E-06
9	0,34800	0,07100	0,00	0,00	0,00	0,00	2,39E-05	3,518E-06
10	0,35000	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	2,39E-05	3,566E-06

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m)

DEFLEXIÓN (m)

Tabla 78 - Eje de salida: Caso 8 - Plano XY

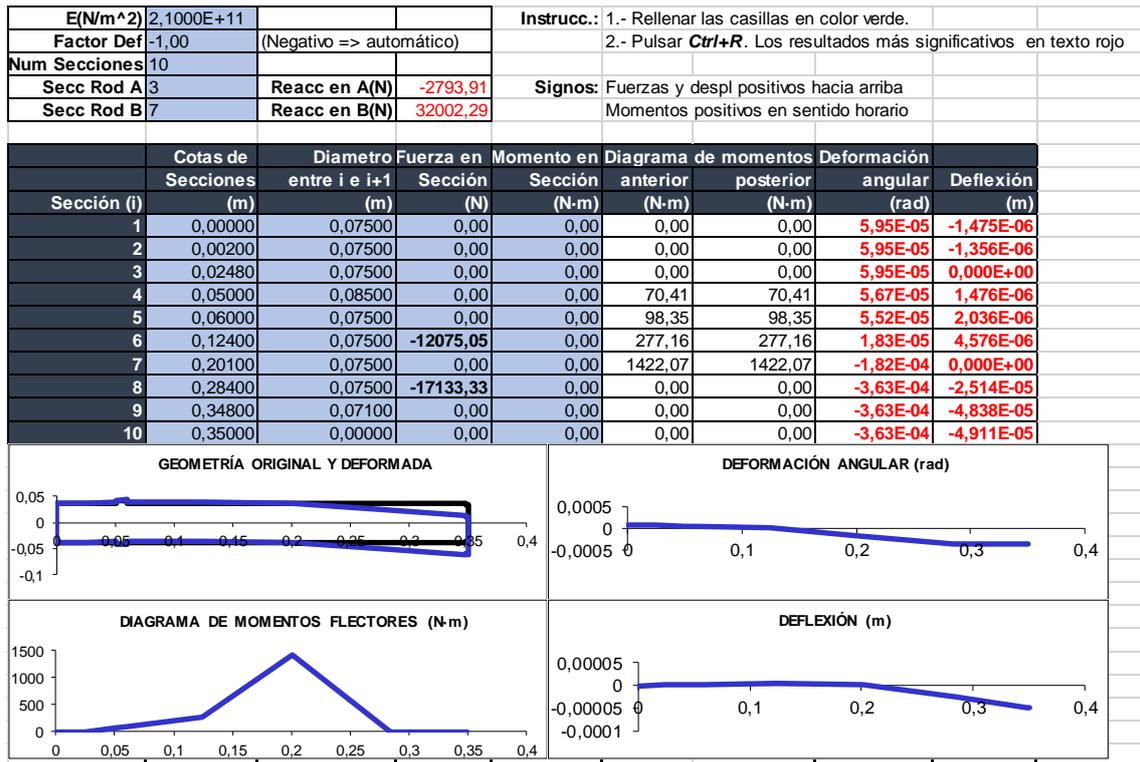


Tabla 79 - Eje de salida: Caso 8 - Plano XZ

			Reacc en A(N)	4402,55
			Reacc en B(N)	33006,43
Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación angular	Deflexión
	anterior (N-m)	posterior (N-m)	(rad)	(m)
1	0,00	0,00	6,05E-05	1,50E-06
2	0,00	0,00	6,05E-05	1,38E-06
3	0,00	0,00	6,05E-05	0,00E+00
4	110,94	110,94	5,73E-05	1,50E-06
5	154,97	154,97	5,55E-05	2,06E-06
6	436,73	659,00	4,28E-05	4,60E-06
7	1422,07	1422,07	1,85E-04	0,00E+00
8	0,00	0,00	3,64E-04	2,53E-05
9	0,00	0,00	3,64E-04	4,86E-05
10	0,00	0,00	3,64E-04	4,93E-05

Tabla 80 - Eje de salida: Caso 8 - Resultantes

En este último caso, observamos que se cumplen las deflexiones y nuestra sección crítica como en muchos de los casos estudiados es la séptima.

CONCLUSIÓN EJE SALIDA

Observando los ocho casos hemos podido determinar que el caso más crítico es el quinto, con giro horario y fuerza motora positiva. La sexta y séptima sección, lugar donde se aloja el cuarto engranaje y el rodamiento B del eje. A pesar de ello, las deflexiones son correctas.

5.4. CÁLCULO POR FATIGA

En este segundo análisis para comprobar que el diseño del eje establecido es correcto, vamos a analizar las secciones más críticas y que pueden fallar por fatiga. Así puede determinaremos si estas zonas podrán soportar una carga de trabajo de 10^6 ciclos. Para realizar nuestro estudio nos basaremos en el criterio de Soderberg, del cual extraeremos el diámetro mínimo que debe tener nuestro eje para que cumpla con nuestras condiciones de diseño. La ecuación de Soderberg se define como:

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

d = Diámetro mínimo seccion

X = Coeficiente de seguridad por fallo a fatiga

S_y = Límite fluencia material

S_e = Límite fatiga material

M_m = Momento flector medio

M_a = Momento flector alternante

T_m = Momento torsor medio

T_a = Momento torsor alternante

Debido a que tanto el momento flector medio como el momento torsor alternante son nulos, la ecuación se simplifica y queda del siguiente modo.

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

LÍMITE FATIGA DEL MATERIAL

A continuación, veremos cada uno de los términos y extraemos los valores que aún no conocemos o no hemos mencionado anteriormente para poder extraer el diámetro mínimo de nuestro eje para que no falle por fatiga.

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot \frac{S'_e}{K_f}$$

K_a = Factor de superficie para aceros

K_b = Factor de tamaño

K_c = Factor tipo de carga

K_d = Factor de temperatura

K_e = Factor de confiabilidad

S'_e = Límite de fatiga del material

K_f = Factor de concentrador de tensiones

FACTOR DE SUPERFICIE PARA ACEROS

Este factor será el que determine el acabado superficial de nuestro acero. Para poder sacar el valor de esta constante, haremos uso de la siguiente fórmula:

$$K_a = a \cdot S_u^b$$

En nuestro caso al ser mecanizado los valores de a y b, se extraerán de la TABLA N° 11. Con lo que nuestro factor de superficie tiene el siguiente valor:

$$K_a = 0.674$$

FACTOR DE TAMAÑO

El factor de tamaño será el que determine el tamaño de nuestro eje. Dependiendo de si nuestro eje está por encima o debajo de los 51mm tomaremos las siguientes formulas.

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

$$K_b = 0,859 - 0,000837 \cdot d \quad \text{si } 51 \leq d \leq 254 \text{ mm}$$

De esta forma, cogemos la primera fórmula para nuestro eje de entrada e intermedio y la segunda para nuestro eje de salida debido a las dimensiones de nuestros ejes.

FACTOR DE CARGA

Esta constante tiene en cuenta el tipo de carga, en nuestro caso flexión. Tomaremos como valor para este factor 1.

$$K_c = 1$$

FACTOR DE TEMPERATURA

Como bien indica este factor toma en cuenta la temperatura a la que trabajara el eje. Para determinar este factor, debemos tener en cuenta que la temperatura de trabajo oscilará en los 20°C y 100°C. Así pues, extraemos de la TABLA N° 12 y nos queda el siguiente valor:

$$K_d = 1.01$$

FACTOR DE CONFIABILIDAD

Este factor tiene en cuenta la fiabilidad del eje. De la TABLA N° 13 obtendremos nuestro factor de confiabilidad al establecer un 95%. Por lo que el factor es:

$$K_e = 0.868$$

LÍMITE DE FATIGA DEL MATERIAL

Tiene en cuenta el tipo de material que estamos usando. Dependiendo de su límite de fluencia, usaremos las siguientes fórmulas:

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

FACTOR CONCENTRADOR DE TENSIONES

Finalmente, el factor de concentrador de tensiones tiene en cuenta los cambios de geometría del propio eje y se determina de la siguiente forma:

$$K_{f \text{ ENTALLA RADIO}} = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

Donde el factor sensibilidad de entalla se define como:

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

$\alpha =$ Radio de entalla

$K_b =$ Parámetro Peterson material

El parámetro Peterson tiene en cuenta los aceros los cuales tienen límite de fluencia entre los 345 y 2070 MPa. Así pues, este parámetro se define como:

$$\alpha = \frac{75000}{(S_u + 210)^{1,92}}$$

Para las secciones con chaveteros, extraeremos el valor de la GRAFICA N° 2 con lo que nuestro K_f queda así:

$$K_{f \text{ ENTALLA CHAVETERO}} = 2.2$$

Para las entallas del eje usaremos el siguiente valor:

$$K_{f \text{ ENTALLA EJE}} = 2$$

5.4.2. EJE DE ENTRADA

Tras ver el análisis por deflexión, vimos que todas las secciones en ese ámbito cumplían. Para este caso estudiaremos las secciones más críticas de nuestro eje de entrada. Nos centraremos en el caso 7, y cuyas secciones críticas son:

Sección 3: Ranura chavetero máquina de entrada

Sección 5: Ranura chavetero engranaje 1

Sección 6: Cambio diámetro tope eje

Sección 7: Cambio diámetro tope eje

SECCIÓN 3

Esta sección es la que acopla la maquinaria de entrada. Aquí, se encuentra la ranura para el chavetero. Como hemos obtenido anteriormente, tendrá un par torsor de entrada con valor igual a 115.76 N·m y momento flector nulo.

Eje	Entrada	Material							
Seccion	3	Su	1300						
a	4,51	Sy	860	Flector	0				
b	-0,265	X	2,5	Torsor	115,76000				
dinicial	ka	kb	kc	kd	ke	kf	se"	se	d mínimo
35,000	0,674	0,849	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	163,253	15,078
15,078	0,674	0,930	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	178,646	15,078
15,078	0,674	0,930	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	178,646	15,078
15,078	0,674	0,930	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	178,646	15,078
15,078	0,674	0,930	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	178,646	15,078
15,078	0,674	0,930	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	178,646	15,078
15,078	0,674	0,930	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	178,646	15,078
15,078	0,674	0,930	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	178,646	15,078

Tabla 81 - Eje de entrada - Sección 3

Como podemos observar, la sección 3 del eje entrada cumple con los requisitos.

SECCIÓN 5

En esta sección se acopla el primer engranaje del reductor. El análisis teniendo en cuenta la entalla de la chaveta es el siguiente:

Eje	Entrada	Material							
Seccion	5	Su	1300						
a	4,51	Sy	860	Flector	138,68				
b	-0,265	X	2,5	Torsor	115,76000				
dinicial	ka	kb	kc	kd	ke	kf	se"	se	d mínimo
35,000	0,674	0,849	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	163,253	27,979
27,979	0,674	0,870	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	167,211	27,762
27,762	0,674	0,871	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	167,350	27,754
27,754	0,674	0,871	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	167,355	27,754
27,754	0,674	0,871	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	167,355	27,754
27,754	0,674	0,871	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	167,355	27,754
27,754	0,674	0,871	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	167,355	27,754
27,754	0,674	0,871	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	167,355	27,754

Tabla 82 - Eje de entrada - Sección 5

SECCIÓN 6

Esta sección es en la que habrá cambio de diámetro, el cual hará de tope en el eje. Esta sección no tendrá momento torsor, pero sí flector calculado anteriormente.

Eje	Entrada	Material							
Sección	6	Su	1300						
a	4,51	Sy	860	Flector	55,92				
b	-0,265	X	2,5	Torsor	0				
d	r	D	r/d	D/d	kt	kf	kb	Se	d _{minimo}
35,000	2,500	40,000	0,071	1,143	1,900	1,879	0,849	173,745	20,162
20,162	2,500	40,000	0,124	1,984	1,750	1,733	0,901	199,894	19,241
19,241	2,500	40,000	0,130	2,079	1,750	1,733	0,906	200,896	19,209
19,209	2,500	40,000	0,130	2,082	1,750	1,733	0,906	200,932	19,208
19,208	2,500	40,000	0,130	2,082	1,750	1,733	0,906	200,934	19,208
19,208	2,500	40,000	0,130	2,082	1,750	1,733	0,906	200,934	19,208
19,208	2,500	40,000	0,130	2,082	1,750	1,733	0,906	200,934	19,208

Tabla 83 - Eje de entrada - Sección 6

SECCIÓN 7

Al igual que en la sección 6, tenemos un cambio de diámetro en el eje que hará de tope. Volvemos a tener una sección sin momento torsor, pero sí flector. Así pues, queda el análisis por fatiga en la última sección crítica del eje de entrada:

Eje	Entrada	Material							
Sección	7	Su	1300						
a	4,51	Sy	860	Flector	42,5				
b	-0,265	X	2,5	Torsor	0				
d	r	D	r/d	D/d	kt	kf	kb	Se	d _{minimo}
35,000	2,500	40,000	0,071	1,143	1,900	1,879	0,849	173,745	18,399
18,399	2,500	40,000	0,136	2,174	1,750	1,733	0,910	201,860	17,502
17,502	2,500	40,000	0,143	2,285	1,750	1,733	0,915	202,943	17,471
17,471	2,500	40,000	0,143	2,290	1,750	1,733	0,915	202,982	17,470
17,470	2,500	40,000	0,143	2,290	1,750	1,733	0,915	202,983	17,470
17,470	2,500	40,000	0,143	2,290	1,750	1,733	0,915	202,983	17,470
17,470	2,500	40,000	0,143	2,290	1,750	1,733	0,915	202,983	17,470

Tabla 84 - Eje de entrada - Sección 7

5.4.3. EJE INTERMEDIO

Tras ver el análisis por deflexión, vimos que todas las secciones en ese ámbito cumplían. El caso más desfavorable era el giro antihorario. Así pues, estudiaremos las secciones más críticas de nuestro eje intermedio, las cuales son:

Sección 4: Cambio diámetro tope eje

Sección 5: Cambio diámetro tope eje

Sección 6: Ranura chavetero engranaje 2

Sección 7: Ranura chavetero engranaje 3

SECCIÓN 4

La primera sección crítica de nuestro eje intermedio es el cambio de diámetro, el cual carece de momento torsor y del cual obtenemos los siguientes resultados:

Eje	Intermedio	Material								
Seccion	4	Su	1300							
a	4,51	Sy	860	Flector	98,81					
b	-0,265	X	2,5	Torsor	0					
d	r	D	r/d	D/d	kt	kf	kb	Se	dminimo	
50,000	2,500	60,000	0,050	1,200	1,900	1,879	0,818	167,239	24,687	
24,687	2,500	60,000	0,101	2,430	1,750	1,733	0,882	195,610	23,431	
23,431	2,500	60,000	0,107	2,561	1,750	1,733	0,887	196,706	23,387	
23,387	2,500	60,000	0,107	2,566	1,750	1,733	0,887	196,746	23,385	
23,385	2,500	60,000	0,107	2,566	1,750	1,733	0,887	196,747	23,385	
23,385	2,500	60,000	0,107	2,566	1,750	1,733	0,887	196,747	23,385	
23,385	2,500	60,000	0,107	2,566	1,750	1,733	0,887	196,747	23,385	

Tabla 85 - Eje intermedio - Sección 4

SECCIÓN 5

La sección cinco, se trata el cambio de diámetro del tope del eje. Los resultados obtenidos quedan de la siguiente forma:

Eje	Intermedio	Material								
Seccion	5	Su	1300							
a	4,51	Sy	860	Flector	157,63					
b	-0,265	X	2,5	Torsor	0					
d	r	D	r/d	D/d	kt	kf	kb	Se	dminimo	
50,000	2,500	60,000	0,050	1,200	1,900	1,879	0,818	167,239	28,846	
28,846	2,500	60,000	0,087	2,080	1,750	1,733	0,867	192,379	27,530	
27,530	2,500	60,000	0,091	2,179	1,750	1,733	0,872	193,342	27,484	
27,484	2,500	60,000	0,091	2,183	1,750	1,733	0,872	193,376	27,483	
27,483	2,500	60,000	0,091	2,183	1,750	1,733	0,872	193,378	27,483	
27,483	2,500	60,000	0,091	2,183	1,750	1,733	0,872	193,378	27,483	
27,483	2,500	60,000	0,091	2,183	1,750	1,733	0,872	193,378	27,483	

Tabla 86 - Eje intermedio - Sección 5

SECCIÓN 6

En esta sección se encuentra el segundo engranaje del reductor, habrá que tener en cuenta el momento torsor como flector. El análisis queda de la siguiente forma:

Eje	Intermedio	Material							
Seccion	6	Su	1300						
a	4,51	Sy	860	Flector	419,36				
b	-0,265	X	2,5	Torsor	578,82000				
dinicial	ka	kb	kc	kd	ke	kf	se"	se	d mínimo
50,000	0,674	0,818	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	157,140	41,230
41,230	0,674	0,835	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	160,416	40,964
40,964	0,674	0,835	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	160,527	40,955
40,955	0,674	0,835	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	160,531	40,955
40,955	0,674	0,835	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	160,531	40,955
40,955	0,674	0,835	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	160,531	40,955
40,955	0,674	0,835	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	160,531	40,955
40,955	0,674	0,835	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	160,531	40,955

Tabla 87 - Eje intermedio - Sección 6

SECCIÓN 7

La última sección estudiada, se trata del alojamiento del tercer engranaje. Se trata de la sección más crítica y se obtienen los siguientes resultados:

Eje	Intermedio	Material							
Seccion	7	Su	1300						
a	4,51	Sy	860	Flector	645,43				
b	-0,265	X	2,5	Torsor	578,82000				
dinicial	ka	kb	kc	kd	ke	kf	se"	se	d mínimo
50,000	0,674	0,818	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	157,140	47,324
47,324	0,674	0,822	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	158,067	47,234
47,234	0,674	0,823	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	158,099	47,231
47,231	0,674	0,823	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	158,100	47,231
47,231	0,674	0,823	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	158,100	47,231
47,231	0,674	0,823	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	158,100	47,231
47,231	0,674	0,823	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	158,100	47,231
47,231	0,674	0,823	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	158,100	47,231

Tabla 88 - Eje intermedio - Sección 7

5.4.4. EJE SALIDA

Finalmente, el eje de salida, tras el estudio por deflexión, los resultados fueron positivos. Tras determinar que el quinto caso, era el más desfavorable para el eje de salida, procedemos a evaluar sus secciones más críticas para el análisis a fatiga:

Sección 4: Cambio diámetro tope eje

Sección 5: Cambio diámetro tope eje

Sección 6: Ranura chavetero engranaje 2

Sección 8: Ranura chavetero engranaje 3

SECCIÓN 4

Analizamos la primera sección crítica del eje de salida. Se trata del cambio del cambio de diámetro y queda de la siguiente forma:

Eje	Salida	Material								
Seccion	4	Su	1300							
a	4,51	Sy	860	Flector	410,79					
b	-0,265	X	2,5	Torsor	0					
d	r	D	r/d	D/d	kt	kf	kb	Se	dminimo	
75,000	2,500	85,000	0,033	1,133	1,900	1,879	0,783	160,138	40,274	
40,274	2,500	85,000	0,062	2,111	1,750	1,733	0,837	185,630	38,339	
38,339	2,500	85,000	0,065	2,217	1,750	1,733	0,841	186,611	38,271	
38,271	2,500	85,000	0,065	2,221	1,750	1,733	0,841	186,646	38,269	
38,269	2,500	85,000	0,065	2,221	1,750	1,733	0,841	186,647	38,269	
38,269	2,500	85,000	0,065	2,221	1,750	1,733	0,841	186,647	38,269	
38,269	2,500	85,000	0,065	2,221	1,750	1,733	0,841	186,647	38,269	

Tabla 89 - Eje salida - Sección 4

SECCIÓN 5

La quinta sección, al igual que la anterior es el cambio de diámetro del eje. El análisis obtenido es el siguiente:

Eje	Salida	Material								
Seccion	5	Su	1300							
a	4,51	Sy	860	Flector	573,8					
b	-0,265	X	2,5	Torsor	0					
d	r	D	r/d	D/d	kt	kf	kb	Se	dminimo	
75,000	2,500	85,000	0,033	1,133	1,900	1,879	0,783	160,138	45,020	
45,020	2,500	85,000	0,056	1,888	1,750	1,733	0,827	183,430	43,027	
43,027	2,500	85,000	0,058	1,975	1,750	1,733	0,831	184,321	42,958	
42,958	2,500	85,000	0,058	1,979	1,750	1,733	0,831	184,353	42,955	
42,955	2,500	85,000	0,058	1,979	1,750	1,733	0,831	184,354	42,955	
42,955	2,500	85,000	0,058	1,979	1,750	1,733	0,831	184,354	42,955	
42,955	2,500	85,000	0,058	1,979	1,750	1,733	0,831	184,354	42,955	

Tabla 90 - Eje salida - Sección 5

SECCIÓN 6

La sexta sección, se trata de la más crítica y es donde se aloja el ultimo engranaje del reductor. El análisis obtenido es el siguiente:

Eje	Salida	Material							
Seccion	6	Su	1300						
a	4,51	Sy	860	Flector	1617,07				
b	-0,265	X	2,5	Torsor	2570,00				
dinicial	ka	kb	kc	kd	ke	kf	se"	se	d mínimo
75,000	0,674	0,783	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	150,468	65,735
65,735	0,674	0,794	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	152,606	65,449
65,449	0,674	0,794	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	152,677	65,440
65,440	0,674	0,794	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	152,679	65,440
65,440	0,674	0,794	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	152,679	65,440
65,440	0,674	0,794	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	152,679	65,440
65,440	0,674	0,794	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	152,679	65,440
65,440	0,674	0,794	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	152,679	65,440

Tabla 91 - Eje salida - Sección 6

SECCIÓN 8

La última sección analizada, es el lugar donde se encuentra acoplada la maquinaria. El análisis de la sección donde se encuentra la chaveta queda así:

Eje	Salida	Material							
Seccion	8	Su	1300						
a	4,51	Sy	860	Flector	0				
b	-0,265	X	2,5	Torsor	2570,00				
dinicial	ka	kb	kc	kd	ke	kf	se"	se	d mínimo
75,000	0,674	0,783	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	150,468	42,376
42,376	0,674	0,832	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	159,946	42,376
42,376	0,674	0,832	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	159,946	42,376
42,376	0,674	0,832	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	159,946	42,376
42,376	0,674	0,832	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	159,946	42,376
42,376	0,674	0,832	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	159,946	42,376
42,376	0,674	0,832	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	159,946	42,376
42,376	0,674	0,832	1,000	1,010	0,868	2,000	650,000	159,946	42,376

Tabla 92 - Eje salida - Sección 8

6. RODAMIENTOS

Procedemos a la elección de los rodamientos que se van a alojar en nuestros ejes del reductor. Para poder determinar el rodamiento correcto, calcularemos la vida aproximada que puede tener, considerando un servicio continuo de 24 horas. Este tipo de máquinas deben tener una vida de entre 50000 y 60000 horas, como podemos observar en la TABLA N°15.

Debemos tener en cuenta para la elección de rodamientos, que hemos determinado que usaremos rodamientos de rodillos cónicos. Elegiremos diseños del catálogo del SKF.

6.1. CÁLCULO FUERZA EQUIVALENTE

Hay que tener en cuenta que el rodamiento de rodillos cónicos necesita una fuerza axial para que no se desmonte en el funcionamiento de la maquinaria. Para ello, habrá que encontrar esa fuerza equivalente, capaz de equilibrar el resto de las fuerzas.

Antes de empezar con los cálculos extraeremos los datos necesarios del rodamiento para poder obtener la fuerza equivalente. Estos parámetros son:

C = Capacidad de carga dinámica

P_u = Fuerza

e = Factor de cálculo 1

Y = Factor de cálculo 2

q = Parámetro de contacto

Con estos valores definidos y sabiendo que fuerzas de reacción radial aparecen en nuestro eje, procedemos a explicar la fórmula para extraer la fuerza equivalente:

$$F_{eq} = F_r \quad \text{Cuando } F_a/F_r < e$$

$$F_{eq} = 0.4 \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{Cuando } F_a/F_r > e$$

Como hemos comentado anteriormente, este tipo de rodamientos genera un empuje axial debido al ángulo de contacto que tiene. Este empuje axial se define como:

$$E_a = \frac{0,5 \cdot F_r}{Y}$$

Una vez obtenida el empuje axial de los rodamientos, habrá que obtener la fuerza axial resultante del eje para saber cuál funcionará como extremo fijo y cual como extremo móvil. Para poder saber esto, realizaremos el sumatorio de fuerzas axiales. Dentro de este sumatorio se encontrarán los dos empujes de los rodamientos y la fuerza axial de los engranajes.

$$F_{axial\ resultante} = F_{axial\ engranaje} + E_{aRodA} + E_{aRodB}$$

Con la fuerza axial resultante y el comportamiento de cada rodamiento, obtendremos la fuerza axial de cada rodamiento, que junto con las radiales obtenidas en el cálculo de las deflexiones de los ejes, nos permitirán conocer el valor de la fuerza equivalente.

6.2. CÁLCULO VIDA A FATIGA

Para empezar a calcular el número de horas que puede llegar a aguantar el rodamiento antes de fallar por fatiga, averiguaremos el valor de la vida nominal del rodamiento, es decir, el número de horas que completará un grupo de rodamientos y que el 90% aguante su carga de trabajo. Este valor se determina mediante:

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

Para asegurarse de que esta vida presente una fiabilidad mayor a 90%, habrá que aplicar unos valores de corrección, quedando la ecuación de la siguiente forma:

$$L = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10}$$

a_1 = Factor por fiabilidad

a_{iso} = Factor por condiciones de trabajo

6.2.1. FACTOR POR FIABILIDAD

Este factor tiene en consideración, la probabilidad de fallo del rodamiento. Este valor se puede obtener de la TABLA N°1. Teniendo en cuenta que queremos una fiabilidad del 98%, obtenemos:

$$a_1 = 0,37$$

6.2.2. FACTOR POR CONDICIONES DE TRABAJO

Este parámetro tiene en cuenta, la lubricación, carga del rodamiento, fuerza límite si el lubricante es adecuado, y factor de contaminación. Para poder obtener el valor del factor por condiciones de trabajo, haremos uso del gráfico N°19, en el cual tenemos dos valores de entrada para conseguir nuestro valor objetivo. Estos dos valores serán kappa y factor de contaminación, los cuales se definen mediante las siguientes fórmulas:

$$\kappa = \frac{v_{60e}}{v_{rel}}$$

El valor v_{60e} se extrae del gráfico N°3 y sabiendo que usaremos el lubricante VG680, obtenemos:

$$v_{60^\circ} = 200$$

Por otra parte, el valor v_{rel} depende la velocidad de giro del eje y se define como:

$$v_{rel} = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1,677}}} \quad \text{si } n < 1000 \text{ rpm}$$

$$v_{rel} = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n}} \quad \text{si } n > 1000 \text{ rpm}$$

El factor contaminación-carga, segundo valor de entrada para conocer el factor por condiciones de trabajo, se define como:

$$F_{CC} = \frac{\eta_c \cdot P_u}{F_{eq}}$$

Habrà que tener en cuenta que si nuestro valor factor por condiciones de trabajo, no se puede hallar en la GRÁFICA N°19, tomaremos como valor:

$$a_{iso} = 50$$

Teniendo en cuenta todos estos valores y despejando la ecuación de la vida nominal del rodamiento, queda tal que así:

$$C_{nec} = F_{eq} \cdot \left(\frac{60 \cdot n \cdot L}{10^6 \cdot a_1 \cdot a_{iso}} \right)^{1/q}$$

Con el resultado de esta ecuación, obtendremos un valor capaz de determinar si nuestro rodamiento es adecuado. Si el resultado es superior al C marcado por el fabricante del rodamiento, lo daremos como no válido. Si por el contrario, se encuentra por debajo de este valor, el rodamiento será válido para nuestro diseño de reductor.

6.3. RESULTADOS

Pasamos a analizar los resultados obtenidos de cada caso planteado en el cálculo por deflexión. Recordemos que, en el eje de entrada y salida, tenemos ocho casos, teniendo en cuenta el giro horario, antihorario y cuatro direcciones que puede ejercer la fuerza motor y máquina acoplada. Por otra parte, en el eje intermedio, se analizaron dos casos, el giro horario y antihorario. Así pues, pasamos a valorar cada uno de los ejes y casos.

6.3.1. EJE DE ENTRADA

Para nuestro eje de entrada optaremos por rodamientos SKF 33207, los cuales servirán dimensionalmente para nuestro eje de diámetro 35. Recordemos que nuestro eje, rodará 1400 RPM y nuestro lubricante se trata del VG680. Daremos estos rodamientos por válidos siempre y cuando nuestra capacidad de carga dinámica necesaria no supere el valor de 104000.

CASO 1 - EJE ENTRADA									
RODAMIENTO A				RODAMIENTO B					
TIPO	33207	C	104000	TIPO	33207	C	104000		
d	35	Pu	11800	d	35	Pu	11800		
D	72	e	0,35	D	72	e	0,35		
Dmedio	53,5	Ya	1,7	Dmedio	53,5	Ya	1,7		
		q	3,33			q	3,33		
Fuerza radial rodamiento A				3926,48	Fuerza radial rodamiento B				1460,64
Fuerza axial rodamiento A				1594,14	Fuerza axial rodamiento B				429,60
Fuerza axial debida al engranaje					-1164,54				
Fuerza axial resultante eje					-439,29				
Fuerza axial generada por reaccion radial				1154,85	Fuerza axial generada por reaccion radial				429,60
Tipo extremo				FIJO	Tipo extremo				MOVIL
Fa/Fr				0,41	Fa/Fr				0,29
Fuerza equivalente				4280,63	Fuerza equivalente				1460,64
Velocidad giro eje				1400	Velocidad giro eje				1400
Vida rodamiento				50000	Vida rodamiento				50000
Viscosidad (60° C)				200	Viscosidad (60° C)				200
Viscosidad relativa				16,443	Viscosidad relativa				16,443
Contaminacion lubricante				0,6	Contaminacion lubricante				0,6
a1				0,37	a1				0,37
Factor contaminacion carga				1,654	Factor contaminacion carga				4,847
Kappa				12,163	Kappa				12,163
aiso				50	aiso				50
C necesario				21829,23	C necesario				7448,59

Tabla 93 - Eje de entrada - Caso 1

CASO 2 - EJE ENTRADA									
RODAMIENTO A				RODAMIENTO B					
TIPO	33207	C	104000	TIPO	33207	C	104000		
d	35	Pu	11800	d	35	Pu	11800		
D	72	e	0,35	D	72	e	0,35		
Dmedio	53,5	Ya	1,7	Dmedio	53,5	Ya	1,7		
		q	3,33			q	3,33		
Fuerza radial rodamiento A				2228,96	Fuerza radial rodamiento B				1577,27
Fuerza axial rodamiento A				1628,442941	Fuerza axial rodamiento B				463,90
Fuerza axial debida al engranaje					-1164,54				
Fuerza axial resultante eje					-972,8664706				
Fuerza axial generada por reaccion radial				655,58	Fuerza axial generada por reaccion radial				463,90
Tipo extremo				FIJO	Tipo extremo				MOVIL
Fa/Fr				0,73	Fa/Fr				0,29
Fuerza equivalente				3659,94	Fuerza equivalente				1577,27
Velocidad giro eje				1400	Velocidad giro eje				1400
Vida rodamiento				50000	Vida rodamiento				50000
Viscosidad (60° C)				200	Viscosidad (60° C)				200
Viscosidad relativa				16,443	Viscosidad relativa				16,443
Contaminacion lubricante				0,6	Contaminacion lubricante				0,6
a1				0,37	a1				0,37
Factor contaminacion carga				1,934	Factor contaminacion carga				4,489
Kappa				12,163	Kappa				12,163
aiso				50	aiso				50
C necesario				18663,99	C necesario				8043,35

Tabla 94 - Eje de entrada - Caso 2

CASO 3 - EJE ENTRADA									
RODAMIENTO A				RODAMIENTO B					
TIPO	33207	C	104000	TIPO	33207	C	104000		
d	35	Pu	11800	d	35	Pu	11800		
D	72	e	0,35	D	72	e	0,35		
Dmedio	53,5	Ya	1,7	Dmedio	53,5	Ya	1,7		
		q	3,33			q	3,33		
Fuerza radial rodamiento A				4347,85	Fuerza radial rodamiento B				662,44
Fuerza axial rodamiento A				1359,375294	Fuerza axial rodamiento B				194,84
Fuerza axial debida al engranaje					-1164,54				
Fuerza axial resultante eje					-80,59588235				
Fuerza axial generada por reaccion radial				1278,78	Fuerza axial generada por reaccion radial				194,84
Tipo extremo				FIJO	Tipo extremo				MOVIL
Fa/Fr				0,31	Fa/Fr				0,29
Fuerza equivalente				4347,85	Fuerza equivalente				662,44
Velocidad giro eje				1400	Velocidad giro eje				1400
Vida rodamiento				50000	Vida rodamiento				50000
Viscosidad (60° C)				200	Viscosidad (60° C)				200
Viscosidad relativa				16,443	Viscosidad relativa				16,443
Contaminacion lubricante				0,6	Contaminacion lubricante				0,6
a1				0,37	a1				0,37
Factor contaminacion carga				1,628	Factor contaminacion carga				10,688
Kappa				12,163	Kappa				12,163
aiso				50	aiso				50
C necesario				22172,02	C necesario				3378,14

Tabla 95 - Eje de entrada - Caso 3

CASO 4 - EJE ENTRADA									
RODAMIENTO A				RODAMIENTO B					
TIPO	33207	C	104000	TIPO	33207	C	104000		
d	35	Pu	11800	d	35	Pu	11800		
D	72	e	0,35	D	72	e	0,35		
Dmedio	53,5	Ya	1,7	Dmedio	53,5	Ya	1,7		
		q	3,33			q	3,33		
Fuerza radial rodamiento A				1217,27	Fuerza radial rodamiento B				2045,09
Fuerza axial rodamiento A				1766,037059	Fuerza axial rodamiento B				601,50
Fuerza axial debida al engranaje					-1164,54				
Fuerza axial resultante eje					-1408,016471				
Fuerza axial generada por reaccion radial				358,02	Fuerza axial generada por reaccion radial				601,50
Tipo extremo				FIJO	Tipo extremo				MOVIL
Fa/Fr				1,45	Fa/Fr				0,29
Fuerza equivalente				3489,171	Fuerza equivalente				2045,09
Velocidad giro eje				1400	Velocidad giro eje				1400
Vida rodamiento				50000	Vida rodamiento				50000
Viscosidad (60° C)				200	Viscosidad (60° C)				200
Viscosidad relativa				16,443	Viscosidad relativa				16,443
Contaminacion lubricante				0,6	Contaminacion lubricante				0,6
a1				0,37	a1				0,37
Factor contaminacion carga				2,029	Factor contaminacion carga				3,462
Kappa				12,163	Kappa				12,163
aiso				50	aiso				50
C necesario				17793,16	C necesario				10429,01

Tabla 96 - Eje de entrada - Caso 4

CASO 5 - EJE ENTRADA									
RODAMIENTO A				RODAMIENTO B					
TIPO	33207	C	104000	TIPO	33207	C	104000		
d	35	Pu	11800	d	35	Pu	11800		
D	72	e	0,35	D	72	e	0,35		
Dmedio	53,5	Ya	1,7	Dmedio	53,5	Ya	1,7		
		q	3,33			q	3,33		
Fuerza radial rodamiento A				3523,47	Fuerza radial rodamiento B				1363,39
Fuerza axial rodamiento A				1036,31	Fuerza axial rodamiento B				2200,85
Fuerza axial debida al engranaje					1164,54				
Fuerza axial resultante eje					1799,86				
Fuerza axial generada por reaccion radial				1036,31	Fuerza axial generada por reaccion radial				401,00
Tipo extremo				MOVIL	Tipo extremo				FIJO
Fa/Fr				0,29	Fa/Fr				1,61
Fuerza equivalente				3523,47	Fuerza equivalente				4286,81
Velocidad giro eje				1400	Velocidad giro eje				1400
Vida rodamiento				50000	Vida rodamiento				50000
Viscosidad (60° C)				200	Viscosidad (60° C)				200
Viscosidad relativa				16,443	Viscosidad relativa				16,443
Contaminacion lubricante				0,6	Contaminacion lubricante				0,6
a1				0,37	a1				0,37
Factor contaminacion carga				2,009	Factor contaminacion carga				1,652
Kappa				12,163	Kappa				12,163
aiso				50	aiso				50
C necesario				17968,07	C necesario				21860,74

Tabla 97 - Eje de entrada - Caso 5

CASO 6 - EJE ENTRADA									
RODAMIENTO A				RODAMIENTO B					
TIPO	33207	C	104000	TIPO	33207	C	104000		
d	35	Pu	11800	d	35	Pu	11800		
D	72	e	0,35	D	72	e	0,35		
Dmedio	53,5	Ya	1,7	Dmedio	53,5	Ya	1,7		
		q	3,33			q	3,33		
Fuerza radial rodamiento A				2745,54	Fuerza radial rodamiento B				2098,69
Fuerza axial rodamiento A				807,51	Fuerza axial rodamiento B				1972,05
Fuerza axial debida al engranaje					1164,54				
Fuerza axial resultante eje					1354,79				
Fuerza axial generada por reaccion radial				807,51	Fuerza axial generada por reaccion radial				617,26
Tipo extremo				MOVIL	Tipo extremo				FIJO
Fa/Fr				0,29	Fa/Fr				0,94
Fuerza equivalente				2745,54	Fuerza equivalente				4191,964
Velocidad giro eje				1400	Velocidad giro eje				1400
Vida rodamiento				50000	Vida rodamiento				50000
Viscosidad (60° C)				200	Viscosidad (60° C)				200
Viscosidad relativa				16,443	Viscosidad relativa				16,443
Contaminacion lubricante				0,6	Contaminacion lubricante				0,6
a1				0,37	a1				0,37
Factor contaminacion carga				2,579	Factor contaminacion carga				1,689
Kappa				12,163	Kappa				12,163
aiso				50	aiso				50
C necesario				14000,98	C necesario				21377,08

Tabla 98 - Eje de entrada - Caso 6

CASO 7 - EJE ENTRADA									
RODAMIENTO A				RODAMIENTO B					
TIPO	33207	C	104000	TIPO	33207	C	104000		
d	35	Pu	11800	d	35	Pu	11800		
D	72	e	0,35	D	72	e	0,35		
Dmedio	53,5	Ya	1,7	Dmedio	53,5	Ya	1,7		
		q	3,33			q	3,33		
Fuerza radial rodamiento A				592,07	Fuerza radial rodamiento B				2236,84
Fuerza axial rodamiento A				174,14	Fuerza axial rodamiento B				1338,68
Fuerza axial debida al engranaje					1164,54				
Fuerza axial resultante eje					680,7841176				
Fuerza axial generada por reaccion radial				174,14	Fuerza axial generada por reaccion radial				657,89
Tipo extremo				MOVIL	Tipo extremo				FIJO
Fa/Fr				0,29	Fa/Fr				0,60
Fuerza equivalente				592,07	Fuerza equivalente				3170,489
Velocidad giro eje				1400	Velocidad giro eje				1400
Vida rodamiento				50000	Vida rodamiento				50000
Viscosidad (60° C)				200	Viscosidad (60° C)				200
Viscosidad relativa				16,443	Viscosidad relativa				16,443
Contaminacion lubricante				0,6	Contaminacion lubricante				0,6
a1				0,37	a1				0,37
Factor contaminacion carga				11,958	Factor contaminacion carga				2,233
Kappa				12,163	Kappa				12,163
aiso				50	aiso				50
C necesario				3019,28	C necesario				16168,03

Tabla 99 - Eje de entrada - Caso 7

CASO 8 - EJE ENTRADA									
RODAMIENTO A				RODAMIENTO B					
TIPO	33207	C	104000	TIPO	33207	C	104000		
d	35	Pu	11800	d	35	Pu	11800		
D	72	e	0,35	D	72	e	0,35		
Dmedio	53,5	Ya	1,7	Dmedio	53,5	Ya	1,7		
		q	3,33			q	3,33		
Fuerza radial rodamiento A				4215,75	Fuerza radial rodamiento B				1122,44
Fuerza axial rodamiento A				1239,93	Fuerza axial rodamiento B				2404,47
Fuerza axial debida al engranaje								1164,54	
Fuerza axial resultante eje								2074,337059	
Fuerza axial generada por reaccion radial				1239,93	Fuerza axial generada por reaccion radial				330,13
Tipo extremo				MOVIL	Tipo extremo				FIJO
Fa/Fr				0,29	Fa/Fr				2,14
Fuerza equivalente				4215,75	Fuerza equivalente				4536,569
Velocidad giro eje				1400	Velocidad giro eje				1400
Vida rodamiento				50000	Vida rodamiento				50000
Viscosidad (60° C)				200	Viscosidad (60° C)				200
Viscosidad relativa				16,443	Viscosidad relativa				16,443
Contaminacion lubricante				0,6	Contaminacion lubricante				0,6
a1				0,37	a1				0,37
Factor contaminacion carga				1,679	Factor contaminacion carga				1,561
Kappa				12,163	Kappa				12,163
aiso				50	aiso				50
C necesario				21498,38	C necesario				23134,40

Tabla 100 - Eje de entrada - Caso 8

6.3.2. EJE INTERMEDIO

En nuestro eje intermedio haremos uso de rodamientos SKF 32010 X. Estos rodamientos se acoplarán a nuestro eje de diámetro 50, el cual rodará a 280 RPM. Al igual que en el resto del reductor, usaremos un lubricante VG680.

CASO 1 - EJE INTERMEDIO							
RODAMIENTO A		RODAMIENTO B					
TIPO	JM 205149/110	C	130000	TIPO	JM 205149/110	C	130000
d	50	Pu	16000	d	50	Pu	16000
D	90	e	0,33	D	90	e	0,33
Dmedio	70	Ya	1,8	Dmedio	70	Ya	1,8
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A		5581,69	Fuerza radial rodamiento B	9948,13			
Fuerza axial rodamiento A		5998,19	Fuerza axial rodamiento B	2763,37			
Fuerza axial debida al engranaje			-3234,82				
Fuerza axial resultante eje			-4447,72				
Fuerza axial generada por reaccion radial	1550,47	Fuerza axial generada por reaccion radial	2763,37				
Tipo extremo	FIJO	Tipo extremo	MOVIL				
Fa/Fr	1,07	Fa/Fr	0,28				
Fuerza equivalente	13029,417	Fuerza equivalente	9948,13				
Velocidad giro eje	280	Velocidad giro eje	280				
Vida rodamiento	50000	Vida rodamiento	50000				
Viscosidad (60° C)	147,74	Viscosidad (60° C)	147,74				
Viscosidad relativa	49,086	Viscosidad relativa	49,086				
Contaminacion lubricante	0,6	Contaminacion lubricante	0,6				
a1	0,37	a1	0,37				
Factor contaminacion carga	0,737	Factor contaminacion carga	0,965				
Kappa	3,010	Kappa	3,010				
aiso	10	aiso	20				
C necesario	66444,00	C necesario	41197,69				

Tabla 101 - Eje intermedio - Caso 1

CASO 2 - EJE INTERMEDIO							
RODAMIENTO A		RODAMIENTO B					
TIPO	JM 205149/110	C	130000	TIPO	JM 205149/110	C	130000
d	50	Pu	16000	d	50	Pu	16000
D	90	e	0,33	D	90	e	0,33
Dmedio	70	Ya	1,8	Dmedio	70	Ya	1,8
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A		5604,72	Fuerza radial rodamiento B	11050,91			
Fuerza axial rodamiento A		1556,87	Fuerza axial rodamiento B	4791,69			
Fuerza axial debida al engranaje		3234,82					
Fuerza axial resultante eje		1721,99					
Fuerza axial generada por reaccion radial	1556,87	Fuerza axial generada por reaccion radial	3069,70				
Tipo extremo	MOVIL	Tipo extremo	FIJO				
Fa/Fr	0,28	Fa/Fr	0,43				
Fuerza equivalente	5604,72	Fuerza equivalente	13045,4				
Velocidad giro eje	280	Velocidad giro eje	280				
Vida rodamiento	50000	Vida rodamiento	50000				
Viscosidad (60° C)	147,74	Viscosidad (60° C)	147,74				
Viscosidad relativa	49,086	Viscosidad relativa	49,086				
Contaminacion lubricante	0,6	Contaminacion lubricante	0,6				
a1	0,37	a1	0,37				
Factor contaminacion carga	1,713	Factor contaminacion carga	0,736				
Kappa	3,010	Kappa	3,010				
aiso	50	aiso	10				
C necesario	17627,22	C necesario	66525,51				

Tabla 102 - Eje intermedio - Caso 2

6.3.3. EJE DE SALIDA

Finalmente, en el eje de salida analizamos el rodamiento 33115. Se trata de un rodamiento capaz de encajar en nuestro eje de 75mm, que rodará a unas 63,06 RPM. El análisis para los ocho diferentes casos queda de la siguiente forma:

CASO 1 - EJE SALIDA									
RODAMIENTO A				RODAMIENTO B					
TIPO	33115	C	216000	TIPO	33115	C	216000		
d	75	Pu	30000	d	75	Pu	30000		
D	125	e	0,4	D	125	e	0,4		
Dmedio	100	Ya	1,5	Dmedio	100	Ya	1,5		
		q	3,33			q	3,33		
Fuerza radial rodamiento A				7137,33	Fuerza radial rodamiento B				18552,6
Fuerza axial rodamiento A				2379,11	Fuerza axial rodamiento B				6774,07
Fuerza axial debida al engranaje								4394,96	
Fuerza axial resultante eje								589,87	
Fuerza axial generada por reaccion radial				2379,11	Fuerza axial generada por reaccion radial				6184,20
Tipo extremo				MOVIL	Tipo extremo				FIJO
Fa/Fr				0,33	Fa/Fr				0,37
Fuerza equivalente				6423,597	Fuerza equivalente				17582,145
Velocidad giro eje				63,06	Velocidad giro eje				63,06
Vida rodamiento				50000	Vida rodamiento				50000
Viscosidad (60° C)				147,74	Viscosidad (60° C)				147,74
Viscosidad relativa				142,271	Viscosidad relativa				142,271
Contaminacion lubricante				0,6	Contaminacion lubricante				0,6
a1				0,37	a1				0,37
Factor contaminacion carga				2,802	Factor contaminacion carga				1,024
Kappa				1,038	Kappa				1,038
aiso				50	aiso				5,5
C necesario				12911,97	C necesario				68573,48

Tabla 103 - Eje de salida - Caso 1

CASO 2 - EJE SALIDA									
RODAMIENTO A				RODAMIENTO B					
TIPO	33115	C	216000	TIPO	33115	C	216000		
d	75	Pu	30000	d	75	Pu	30000		
D	125	e	0,4	D	125	e	0,4		
Dmedio	100	Ya	1,5	Dmedio	100	Ya	1,5		
		q	3,33			q	3,33		
Fuerza radial rodamiento A				12454,41	Fuerza radial rodamiento B				33859,8
Fuerza axial rodamiento A				15681,56	Fuerza axial rodamiento B				11286,60
Fuerza axial debida al engranaje								4394,96	
Fuerza axial resultante eje								-2740,17	
Fuerza axial generada por reaccion radial				4151,47	Fuerza axial generada por reaccion radial				11286,60
Tipo extremo				FIJO	Tipo extremo				MOVIL
Fa/Fr				1,26	Fa/Fr				0,33
Fuerza equivalente				28504,104	Fuerza equivalente				33859,8
Velocidad giro eje				63,06	Velocidad giro eje				63,06
Vida rodamiento				50000	Vida rodamiento				50000
Viscosidad (60° C)				147,74	Viscosidad (60° C)				147,74
Viscosidad relativa				142,271	Viscosidad relativa				142,271
Contaminacion lubricante				0,6	Contaminacion lubricante				0,6
a1				0,37	a1				0,37
Factor contaminacion carga				0,631	Factor contaminacion carga				0,532
Kappa				1,038	Kappa				1,038
aiso				2,5	aiso				2
C necesario				140870,92	C necesario				178937,12

Tabla 104 - Eje de salida - Caso 2

CASO 3 - EJE SALIDA									
RODAMIENTO A				RODAMIENTO B					
TIPO	33115	C	216000	TIPO	33115	C	216000		
d	75	Pu	30000	d	75	Pu	30000		
D	125	e	0,4	D	125	e	0,4		
Dmedio	100	Ya	1,5	Dmedio	100	Ya	1,5		
		q	3,33			q	3,33		
Fuerza radial rodamiento A				4297,13	Fuerza radial rodamiento B				32973,02
Fuerza axial rodamiento A				15385,97	Fuerza axial rodamiento B				10991,01
Fuerza axial debida al engranaje								4394,96	
Fuerza axial resultante eje								-5163,67	
Fuerza axial generada por reaccion radial				1432,38	Fuerza axial generada por reaccion radial				10991,01
Tipo extremo				FIJO	Tipo extremo				MOVIL
Fa/Fr				3,58	Fa/Fr				0,33
Fuerza equivalente				24797,802	Fuerza equivalente				32973,02
Velocidad giro eje				63,06	Velocidad giro eje				63,06
Vida rodamiento				50000	Vida rodamiento				50000
Viscosidad (60° C)				147,74	Viscosidad (60° C)				147,74
Viscosidad relativa				142,271	Viscosidad relativa				142,271
Contaminacion lubricante				0,6	Contaminacion lubricante				0,6
a1				0,37	a1				0,37
Factor contaminacion carga				0,726	Factor contaminacion carga				0,546
Kappa				1,038	Kappa				1,038
aiso				3	aiso				1,8
C necesario				116024,31	C necesario				179852,21

Tabla 105 - Eje de salida - Caso 3

CASO 4 - EJE SALIDA									
RODAMIENTO A				RODAMIENTO B					
TIPO	33115	C	216000	TIPO	33115	C	216000		
d	75	Pu	30000	d	75	Pu	30000		
D	125	e	0,4	D	125	e	0,4		
Dmedio	100	Ya	1,5	Dmedio	100	Ya	1,5		
		q	3,33			q	3,33		
Fuerza radial rodamiento A				13741,09	Fuerza radial rodamiento B				20046,19
Fuerza axial rodamiento A				4580,36	Fuerza axial rodamiento B				8975,32
Fuerza axial debida al engranaje									4394,96
Fuerza axial resultante eje									2293,26
Fuerza axial generada por reaccion radial				4580,36	Fuerza axial generada por reaccion radial				6682,06
Tipo extremo				MOVIL	Tipo extremo				FIJO
Fa/Fr				0,33	Fa/Fr				0,45
Fuerza equivalente				13741,09	Fuerza equivalente				21481,461
Velocidad giro eje				63,06	Velocidad giro eje				63,06
Vida rodamiento				50000	Vida rodamiento				50000
Viscosidad (60° C)				147,74	Viscosidad (60° C)				147,74
Viscosidad relativa				142,271	Viscosidad relativa				142,271
Contaminacion lubricante				0,6	Contaminacion lubricante				0,6
a1				0,37	a1				0,37
Factor contaminacion carga				1,310	Factor contaminacion carga				0,838
Kappa				1,038	Kappa				1,038
aiso				10	aiso				3,5
C necesario				44785,39	C necesario				95961,16

Tabla 106 - Eje de salida - Caso 4

CASO 5 - EJE SALIDA									
RODAMIENTO A				RODAMIENTO B					
TIPO	33115	C	216000	TIPO	33115	C	216000		
d	75	Pu	30000	d	75	Pu	30000		
D	125	e	0,4	D	125	e	0,4		
Dmedio	100	Ya	1,5	Dmedio	100	Ya	1,5		
		q	3,33			q	3,33		
Fuerza radial rodamiento A				16301,08	Fuerza radial rodamiento B				28696,55
Fuerza axial rodamiento A				13960,48	Fuerza axial rodamiento B				9565,52
Fuerza axial debida al engranaje									-4394,96
Fuerza axial resultante eje									-8526,78
Fuerza axial generada por reaccion radial				5433,69	Fuerza axial generada por reaccion radial				9565,52
Tipo extremo				FIJO	Tipo extremo				MOVIL
Fa/Fr				0,86	Fa/Fr				0,33
Fuerza equivalente				27461,147	Fuerza equivalente				28696,55
Velocidad giro eje				63,06	Velocidad giro eje				63,06
Vida rodamiento				50000	Vida rodamiento				50000
Viscosidad (60° C)				147,74	Viscosidad (60° C)				147,74
Viscosidad relativa				142,271	Viscosidad relativa				142,271
Contaminacion lubricante				0,6	Contaminacion lubricante				0,6
a1				0,37	a1				0,37
Factor contaminacion carga				0,655	Factor contaminacion carga				0,627
Kappa				1,038	Kappa				1,038
aiso				2	aiso				2
C necesario				145122,50	C necesario				151651,17

Tabla 107 - Eje de salida - Caso 5

CASO 6 - EJE SALIDA									
RODAMIENTO A				RODAMIENTO B					
TIPO	33115	C	216000	TIPO	33115	C	216000		
d	75	Pu	30000	d	75	Pu	30000		
D	125	e	0,4	D	125	e	0,4		
Dmedio	100	Ya	1,5	Dmedio	100	Ya	1,5		
		q	3,33			q	3,33		
Fuerza radial rodamiento A				5325,48	Fuerza radial rodamiento B				23531,86
Fuerza axial rodamiento A				12238,91	Fuerza axial rodamiento B				7843,95
Fuerza axial debida al engranaje									-4394,96
Fuerza axial resultante eje									-10463,75
Fuerza axial generada por reaccion radial				1775,16	Fuerza axial generada por reaccion radial				7843,95
Tipo extremo				FIJO	Tipo extremo				MOVIL
Fa/Fr				2,30	Fa/Fr				0,33
Fuerza equivalente				20488,562	Fuerza equivalente				23531,86
Velocidad giro eje				63,06	Velocidad giro eje				63,06
Vida rodamiento				50000	Vida rodamiento				50000
Viscosidad (60° C)				147,74	Viscosidad (60° C)				147,74
Viscosidad relativa				142,271	Viscosidad relativa				142,271
Contaminacion lubricante				0,6	Contaminacion lubricante				0,6
a1				0,37	a1				0,37
Factor contaminacion carga				0,879	Factor contaminacion carga				0,765
Kappa				1,038	Kappa				1,038
aiso				4	aiso				3
C necesario				87928,19	C necesario				110101,20

Tabla 108 - Eje de salida - Caso 6

CASO 7 - EJE SALIDA									
RODAMIENTO A				RODAMIENTO B					
TIPO	33115	C	216000	TIPO	33115	C	216000		
d	75	Pu	30000	d	75	Pu	30000		
D	125	e	0,4	D	125	e	0,4		
Dmedio	100	Ya	1,5	Dmedio	100	Ya	1,5		
		q	3,33			q	3,33		
Fuerza radial rodamiento A				15238,74	Fuerza radial rodamiento B				18599,32
Fuerza axial rodamiento A				10594,73	Fuerza axial rodamiento B				6199,77
Fuerza axial debida al engranaje									-4394,96
Fuerza axial resultante eje									-5515,15
Fuerza axial generada por reaccion radial				5079,58	Fuerza axial generada por reaccion radial				6199,77
Tipo extremo				FIJO	Tipo extremo				MOVIL
Fa/Fr				0,70	Fa/Fr				0,33
Fuerza equivalente				21987,596	Fuerza equivalente				18599,32
Velocidad giro eje				63,06	Velocidad giro eje				63,06
Vida rodamiento				50000	Vida rodamiento				50000
Viscosidad (60° C)				147,74	Viscosidad (60° C)				147,74
Viscosidad relativa				142,271	Viscosidad relativa				142,271
Contaminacion lubricante				0,6	Contaminacion lubricante				0,6
a1				0,37	a1				0,37
Factor contaminacion carga				0,819	Factor contaminacion carga				0,968
Kappa				1,038	Kappa				1,038
aiso				4	aiso				4,5
C necesario				94361,41	C necesario				77046,45

Tabla 109 - Eje de salida - Caso 7

CASO 8 - EJE SALIDA									
RODAMIENTO A				RODAMIENTO B					
TIPO	33115	C	216000	TIPO	33115	C	216000		
d	75	Pu	30000	d	75	Pu	30000		
D	125	e	0,4	D	125	e	0,4		
Dmedio	100	Ya	1,5	Dmedio	100	Ya	1,5		
		q	3,33			q	3,33		
Fuerza radial rodamiento A				4402,55	Fuerza radial rodamiento B				33006,43
Fuerza axial rodamiento A				15397,10	Fuerza axial rodamiento B				11002,14
Fuerza axial debida al engranaje									-4394,96
Fuerza axial resultante eje									-13929,59
Fuerza axial generada por reaccion radial				1467,52	Fuerza axial generada por reaccion radial				11002,14
Tipo extremo				FIJO	Tipo extremo				MOVIL
Fa/Fr				3,50	Fa/Fr				0,33
Fuerza equivalente				24856,675	Fuerza equivalente				33006,43
Velocidad giro eje				63,06	Velocidad giro eje				63,06
Vida rodamiento				50000	Vida rodamiento				50000
Viscosidad (60° C)				147,74	Viscosidad (60° C)				147,74
Viscosidad relativa				142,271	Viscosidad relativa				142,271
Contaminacion lubricante				0,6	Contaminacion lubricante				0,6
a1				0,37	a1				0,37
Factor contaminacion carga				0,724	Factor contaminacion carga				0,545
Kappa				1,038	Kappa				1,038
aiso				3	aiso				2
C necesario				116299,77	C necesario				174427,36

Tabla 110 - Eje de salida - Caso 8



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**DISEÑO Y CÁLCULO DE REDUCTOR
DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE
TRANSMISIÓN 22,2 Y PAR MÁXIMO
DE SALIDA 2750 N·M**

ANEXOS

ÍNDICE – ANEXOS

1. TABLAS	116
1.1. TABLA Nº 1: DIMENSIONES ESTANDARIZADAS PARA CHAVETAS	116
1.2. TABLA Nº 2: MÓDULOS ESTANDARIZADOS	116
1.3. TABLA Nº 3: DATOS DE ACEROS.....	117
1.4. TABLA Nº 4: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE LA TENSIÓN LÍMITE A FALLO SUPERFICIAL	118
1.5. TABLA Nº 5: RUGOSIDADES MEDIAS APROXIMADAS EN FUNCIÓN CALIDAD ISO	119
1.6. TABLA Nº 7: K1	120
1.7. TABLA Nº 8: COEFICIENTES HI A FALLO SUPERFICIAL	121
1.8. TABLA Nº 9: MÓDULO DE YOUNG Y COEFICIENTE DE POISSON	121
1.9. TABLA Nº 10: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE LA TENSIÓN LÍMITE A FLEXIÓN	122
1.10. TABLA Nº 11: FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS	123
1.11. TABLA Nº 13: FACTOR DE TEMPERATURA EN ACEROS.....	123
1.12. TABLA Nº 14: FACTORES DE REDUCCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA KF.....	124
1.13. TABLA Nº 15: VIDAS RECOMENDADAS PARA RODAMIENTOS.....	124
1.14. TABLA Nº 16: FACTOR DE FIABILIDAD A1	125
1.15. TABLA Nº 17: FACTOR DE CONTAMINACIÓN	125
2. GRÁFICAS	126
2.1. GRÁFICA Nº 1: VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMÉTICA DE ACEITES CON LA TEMPERATURA. 126	126
2.2. GRÁFICA Nº 2: FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES KT EN EJE / CAMBIO DE DIÁMETRO 127	127
2.3. GRÁFICA Nº 3: FACTOR AISO PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS	127
3. DATOS TÉCNICOS	128
3.1. RODAMIENTO EJE DE ENTRADA	128
3.2. RODAMIENTO EJE INTERMEDIO	129
3.3. RODAMIENTO EJE DE SALIDA	130
3.4. VISOR DE NIVEL	131
3.5. TAPÓN DE LLENADO	132
3.6. TAPÓN DE VACIADO	133
3.7. RETÉN EJE DE ENTRADA	134
3.8. RETÉN EJE DE SALIDA	134

1. TABLAS

1.1. TABLA Nº 1: DIMENSIONES ESTANDARIZADAS PARA CHAVETAS

Dímetros del eje <i>d</i>		Sección de la chaveta <i>b x A</i>	Chavatero										Chafán <i>P₁</i>	
			Ancho <i>b</i>					Profundidad						
más de	hasta	Nominal	Tolerancia					Eje <i>h₁</i>		Cubo <i>h₂</i>		Mínimo	Máximo	
			Clase de ajuste del enchavetado					Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia			
			Libre		Normal		Ajustado							
			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		1,4		0,08	0,16
10	12	4 x 4	4							+ 0,1	1,8	+ 0,1	0,08	0,16
12	17	5 x 5	5	+ 0,030	+ 0,078	0	± 0,015	- 0,012	2,5		2,3		0,16	0,25
17	22	6 x 6	6	0	+ 0,030	- 0,030		- 0,042	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		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	+ 0,030	- 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						12		8,4		0,70	1,00
150	170	40 x 22	40	+ 0,062	+ 0,180	0	± 0,031	- 0,076	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45 x 25	45	0	+ 0,080	- 0,062		- 0,088	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

1.2. TABLA Nº 2: MÓDULOS ESTANDARIZADOS

m	0.5	0.6	0.8	1	1.25	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
---	-----	-----	-----	---	------	-----	---	-----	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----

1.3. TABLA Nº 3: DATOS DE ACEROS

Designación EN 10027-1 AISI / UNE (antigua)	Composición							Tratamiento		Propiedades mecánicas			
	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	Otros	Tipo	Temp (°C)	Su MPa	Sy MPa	ε %	Dureza 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 T + R	900 870 + 480	490 570	310 430	22 28	150 168
C35 1035 / F-1130	0.35		0.65					LC N T + R	900 840 + 430	585 680 730	375 420 520	29 28 15	190 183 212
C45 1045 / F-1140	0.45		0.65					N Rec T + R	870 790 825 + 450	660 600 850	390 360 640	20 23 14	197 180 248
C60 1060	0.6		0.75					N T + R	870 815 + 430	760 1000	410 790	22 6	225 315
ALEACIÓN INFERIOR AL 5%													
20MnCr5 5120 / F-150 D	0.2		1.25	1.15				N C + T + R	900 880 + 860 + 150	680 980	400 735	23 14	207 302
20NiCrMoS2-2 8620 / F-1522	0.2		0.8	0.55	0.2	0.55		LF N C + T + R	1100/850 900 910 + 845 + 150	650 600 850	320 340 580	22 26 19	192 174 255
41Cr4 5140 / F-1202	0.41		0.75	1.05				LF N T + R	1050/850 870 840 + 540	770 760 970	520 470 840	23 23 18	229 227 293
42CrMo4 4140 / F-1252	0.42		0.75	1.05	0.22			N Rec LF T + R	900 830 1100/850 840 + 540	950 650 1030 1120	560 420 720 1040	19 25 15 14	277 192 311 321
34CrNiMo6 4340 / F-128	0.34		0.65	1.5	0.22	1.5		LF N T + R	1150/900 870 840 + 540	1300 1280 1210	860 860 1100		401 388 352
51CrV4 6150	0.51		0.9	1.05			V 0.17	LF N T + R	1100/850 860 840 + 540	950 940 1200	630 615 1155	21	285 277 352
55Cr3 5160 / F-1431	0.55		0.85	0.85				LF N T + R	1050/850 900 840 + 540	1000 950 1200	680 600 1100	15 16 14	302 285 352
ALEACIÓN SUPERIOR AL 5%													
X10CrNi18-8 304	0.1	<0.8	<2	18-20		8-10		Recoc	1100	510	206	40	160
X5CrNiMo17-12-2 316	0.05	<0.8	<2	16-18	2-3	10_11		Recoc	1100	510	206	40	150
X6CrNiTi18-10 321	0.06	<1	<2	17-19		9_10 Ti				540	245	45	

N normalizado, T templado, R revenido, Rec recocido, LF laminado forjado, C cementado.

1.4. TABLA N° 4: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE LA TENSIÓN LÍMITE A FALLO SUPERFICIAL

Material	Calidad	A	B	Dureza min	Dureza max
Aceros al carbono forjados no aleados (normalizados)	ML/MQ	1,000	190	HB 110	HB210
	ME	1,520	250	HB 110	HB210
Acero al carbono moldeado no aleado (fundido)	ML/MQ	0,986	131	HB 140	HB210
	ME	1,143	237	HB 140	HB210
Fundición maleable de corazón negro	ML/MQ	1,371	143	HB 135	HB250
	ME	1,333	267	HB 175	HB250
Fundición con grafito esférico	ML/MQ	1,434	211	HB 175	HB300
	ME	1,500	250	HB 200	HB300
Fundición gris	ML/MQ	1,033	132	HB 150	HB240
	ME	1,465	122	HB 175	HB275
Acero al carbono (no aleado) forjado, templado y revenido	ML	0,963	283	HV 135	HV210
	MQ	0,925	360	HV 135	HV210
	ME	0,838	432	HV 135	HV210
Aceros aleados forjado, templado y revenido	ML	1,313	188	HV 200	HV360
	MQ	1,313	373	HV 200	HV360
	ME	2,213	260	HV 200	HV390
Acero al carbono moldeado, templado.	ML/MQ	0,831	300	HB 130	HB215
	ME	0,951	345	HB 130	HB215
Acero aleado moldeado templado	ML/MQ	1,276	298	HB 200	HB360
	ME	1,350	356	HB 200	HB360
Acero forjado de cementación	ML	0	1300	HV 600	HV800
	MQ	0	1500	HV 660	HV800
	ME	0	1650	HV 660	HV800
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción	ML	0,740	602	HV 485	HV615
	MQ	0,541	882	HV 500	HV615
	ME	0,505	1013	HV 500	HV615
Aceros de nitruración forjados	ML	0	1125	HV 650	HV900
	MQ	0	1250	HV 650	HV900
	ME	0	1450	HV 650	HV900
Aceros de nitruración templados	ML	0	788	HV 450	HV 650
	MQ	0	998	HV 450	HV 650
	ME	0	1217	HV 450	HV 650
Aceros forjado de nitrocarburoización	ML	0	650	HV 300	HV 650
	MQ	1,167	425	HV 300	HV 450
	ME	0	950	HV 450	HV 650

1.5. TABLA Nº 5: RUGOSIDADES MEDIAS APROXIMADAS EN FUNCIÓN CALIDAD ISO

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

TABLA Nº 6: COEFICIENTE DE APLICACIÓN KA

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

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.

1.6. TABLA N° 7: K1

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 -							

1.7. TABLA N° 8: COEFICIENTES HI A FALLO SUPERFICIAL

Q _{ISO}	Ajuste	Dentados no endurecidos superficialmente			Aceros endurecidos superficialmente / dentados cementados rectificadas		
		H ₁	H ₂	H ₃	H ₁	H ₂	H ₃
5	a	1.135	2.3·10 ⁻⁴	0.18	1.09	1.99·10 ⁻⁴	0.26
5	b, c	1.10	1.15·10 ⁻⁴	0.18	1.05	1.0·10 ⁻⁴	0.26
6	a	1.15	3.0·10 ⁻⁴	0.18	1.09	3.3·10 ⁻⁴	0.26
6	b, c	1.11	1.5·10 ⁻⁴	0.18	1.05	1.6·10 ⁻⁴	0.26
7	a	1.17	4.7·10 ⁻⁴	0.18	-	-	-
7	b, c	1.12	2.3·10 ⁻⁴	0.18	-	-	-
8	a	1.23	6.1·10 ⁻⁴	0.18	-	-	-
8	b, c	1.15	3.1·10 ⁻⁴	0.18	-	-	-

1.8. TABLA N° 9: MÓDULO DE YOUNG Y COEFICIENTE DE POISSON

Material	Módulo de Young E (N/mm ²)	Coefficiente de Poisson ν
Acero	206.000	0,30
Fundición Gris	118.000	0,26
F. maleable	173.000	0,28
F. Grafito esferoidal	173.000	0,28

1.9. TABLA Nº 10: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE LA TENSIÓN LÍMITE A FLEXIÓN

Material	Calidad	A	B	Dureza min	Dureza max
Aceros al carbono forjados no aleados (normalizados)	ML/MQ	0,455	69	HB 110	HB210
	ME	0,386	147	HB 110	HB210
Acero al carbono moldeado no aleado (fundido)	ML/MQ	0,313	62	HB 140	HB210
	ME	0,254	137	HB 140	HB210
Fundición maleable de corazón negro	ML/MQ	0,345	77	HB 135	HB250
	ME	0,403	128	HB 175	HB250
Fundición con grafito esferoidal	ML/MQ	0,350	119	HB 175	HB300
	ME	0,380	134	HB 200	HB300
Fundición gris	ML/MQ	0,256	8	HB 150	HB240
	ME	0,200	53	HB 175	HB275
Acero al carbono (no aleado) forjado, templado y revenido	ML	0,250	108	HV 115	HV215
	MQ	0,240	163	HV 115	HV215
	ME	0,283	202	HV 115	HV215
Aceros aleados forjado, templado y revenido	ML	0,423	104	HV 200	HV360
	MQ	0,425	187	HV 200	HV360
	ME	0,358	231	HV 200	HV390
Acero al carbono moldeado, templado.	ML/MQ	0,224	117	HB 130	HB215
	ME	0,286	167	HB 130	HB215
Acero aleado moldeado templado	ML/MQ	0,364	161	HB 200	HB360
	ME	0,356	186	HB 200	HB360
Acero forjado de cementación	ML	0	312	HV 600	HV800
	MQ	0	461	HV 660	HV800
	ME	0	525	HV 660	HV800
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción	ML	0,305	76	HV 485	HV615
	MQ	0,138	290	HV 500	HV570
		0	369	HV 570	HV615
	ME	0,271	237	HV 500	HV615
Aceros de nitruración forjados	ML	0	270	HV 650	HV900
	MQ	0	420	HV 650	HV900
	ME	0	468	HV 650	HV900
Aceros de nitruración templados	ML	0	258	HV 450	HV 650
	MQ	0	363	HV 450	HV 650
	ME	0	432	HV 450	HV 650
Aceros forjado de nitrocarburoización	ML	0	224	HV 300	HV 650
	MQ	0,653	94	HV 300	HV 450
	ME	0	388	HV 450	HV 650

1.10. TABLA Nº 11: FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS

ACABADO SUPERFICIAL	Factor a (MPa)	Exponente b
Rectificado	1,58	-0,085
Mecanizado o laminado en frío	4,51	-0,265
Laminado en caliente	57,7	-0,718
Forjado	272,0	-0,995

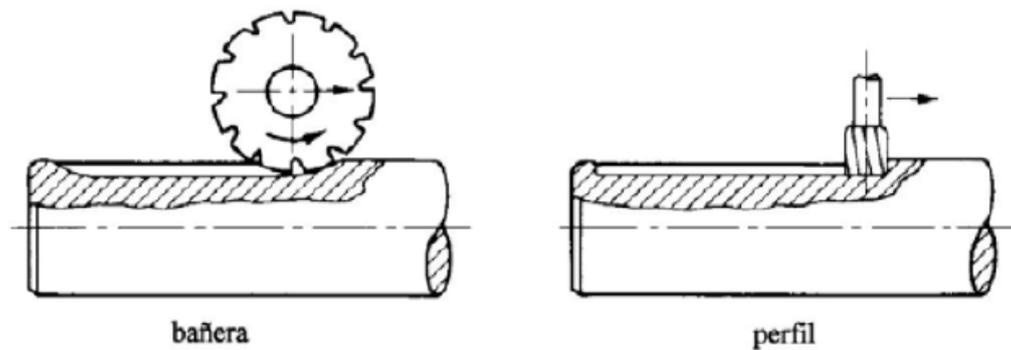
TABLA Nº 12: FACTOR DE TEMPERATURA EN ACEROS

T^a (°C)	Factor k_x
20	1,0
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,0
300	0,975
350	0,927
400	0,922
450	0,840
500	0,766
550	0,670
600	0,546

1.11. TABLA Nº 13: FACTOR DE TEMPERATURA EN ACEROS

Confiabilidad	Factor k_e
0,50	1,0
0,90	0,897
0,95	0,868
0,99	0,814
0,999	0,753
0,9999	0,702
0,99999	0,659
0,999999	0,620

1.12. TABLA Nº 14: FACTORES DE REDUCCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA K_F



Acero	Tipo patín (bañera)		Tipo perfilado	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Recocido (< 200 HB)	1.3	1.3	1.6	1.3
Templado (> 200 HB)	1.6	1.6	2.0	1.6

1.13. TABLA Nº 15: 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

1.14. TABLA Nº 16: FACTOR DE FIABILIDAD A1

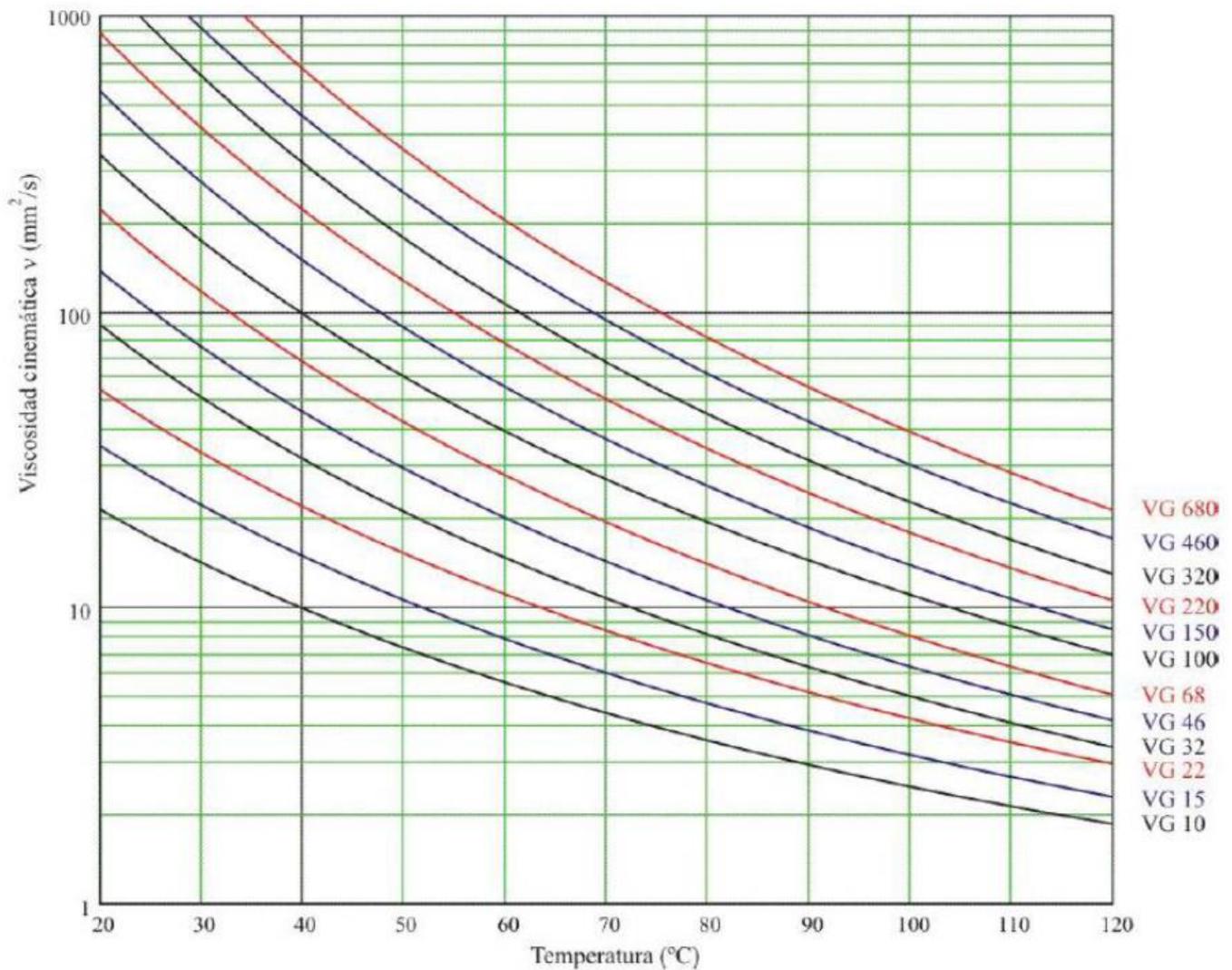
Fiabilidad %	a_1
90	1
95	0.64
96	0.55
97	0.47
98	0.37
99	0.25
99.2	0.22
99.4	0.19
99.6	0.16
99.8	0.12
99.9	0.093
99.92	0.087
99.94	0.080
99.95	0.077

1.15. TABLA Nº 17: FACTOR DE CONTAMINACIÓN

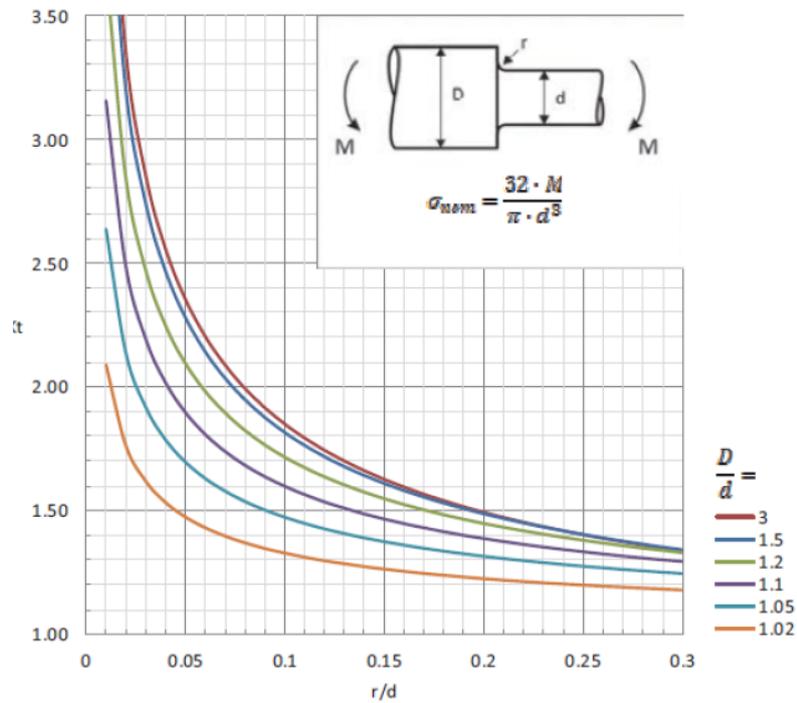
Condición	$d_m < 100$ mm	$d_m \geq 100$ mm
Limpieza extrema Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante Condiciones de laboratorio	1	1
Gran limpieza Aceite filtrado a través de un filtro muy fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y obturados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

2. GRÁFICAS

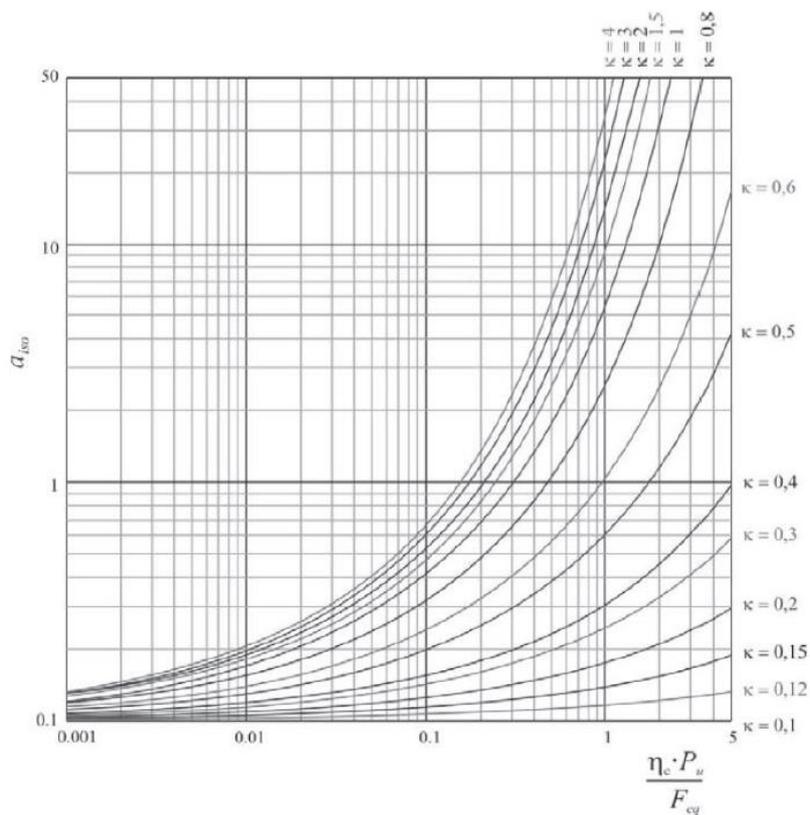
2.1. GRÁFICA Nº 1: VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE ACEITES CON LA TEMPERATURA



2.2. GRÁFICA Nº 2: FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES K_t EN EJE / CAMBIO DE DIÁMETRO



2.3. GRÁFICA Nº 3: FACTOR AISO PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS



3. DATOS TÉCNICOS

3.1. RODAMIENTO EJE DE ENTRADA

Generado desde [sitio] el [fecha]



33207

Producto popular
SKF Explorer

Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos

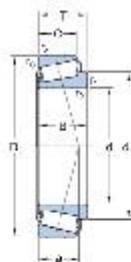
Datos de los rodamientos
Tolerancias,
Normal y CL7C, CLN, Normal y CL,
ancho de desviación

Interfaces del rodamiento
Tolerancias de los asientos
para condiciones estándares,
Tolerancias y ajuste resultante

Especificación técnica

Series de dimensiones

2DE



DIMENSIONES

d	35 mm
D	72 mm
T	28 mm
	+ 53.45 mm
B	28 mm
C	22 mm
	min. 1.5 mm
	min. 1.5 mm
a	18.084 mm

DIMENSIONES DE LOS RESALTES

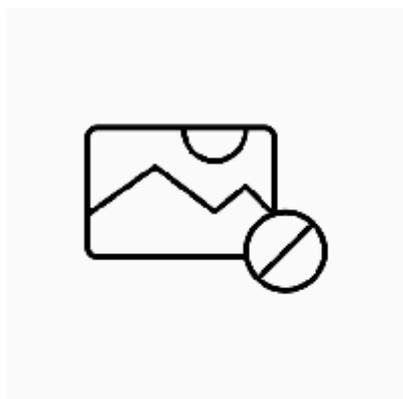
	max. 43 mm
	min. 43.5 mm
	min. 61 mm

Página [página] de 4

3.2. RODAMIENTO EJE INTERMEDIO

SKF

Generado desde [sitio] el [fecha]



JM 205149/110

SKF Explorer

Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos

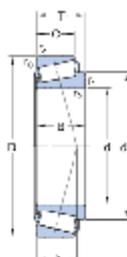
Datos de los rodamientos
Tolerancias,
Normal y CL7C, CLN, Normal y CL,
ancho de desviación

Interfaces del rodamiento
Tolerancias de los asientos
para condiciones estándares,
Tolerancias y ajuste resultante

Especificación técnica

Series de dimensiones

M 205100



DIMENSIONES

d	50 mm
D	90 mm
T	28 mm
	≈ 68.8 mm
B	28 mm
C	23 mm
	min. 3 mm
	min. 2.5 mm
a	20.024 mm

DIMENSIONES DE LOS RESALTES

	max. 58 mm
	min. 62 mm
	min. 78 mm

SKF

Página [página] de 4

3.3. RODAMIENTO EJE DE SALIDA

SKF Generado desde [sitio] el [fecha]



33115

Producto popular
SKF Explorer

Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos

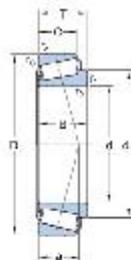
Datos de los rodamientos
Tolerancias,
Normal y CL7C, CLN, Normal y CL,
ancho de desviación

Interfaces del rodamiento
Tolerancias de los asientos
para condiciones estándares,
Tolerancias y ajuste resultante

Especificación técnica

Serie de dimensiones

3DE



DIMENSIONES

d	75 mm
D	125 mm
T	37 mm
	• 100.4 mm
B	37 mm
C	29 mm
	min. 2 mm
	min. 1.5 mm
a	28.82 mm

DIMENSIONES DE LOS RESALTES

	max. 84 mm
	min. 85.5 mm
	min. 109 mm

SKF Página [página] de 4

3.4. VISOR DE NIVEL

GN 743.5



Visores de nivel de aceite de acero inoxidable

Cristal natural, resistente hasta 180°C

ESPECIFICACIÓN

Tipos

- Tipo A: con chapilla
- Tipo B: sin chapilla

Cuerpo

Acero inoxidable AISI 303

Chapa de contraste (Tipo A)

Tecnopolímero (Polysulfan)

Cinclip (Tipo B)

Acero inoxidable AISI 301

- resistentes a temperaturas de hasta 180 °C
- Visor de vidrio de seguridad templado
- Anillo de sellado de goma FPM (Viton®)

Identificable porque la junta de estanqueidad no es negra



INFORMACIÓN

Los indicadores de nivel de aceite GN 743.5 están hechos con vidrio natural de alta estabilidad y resistente a arañazos. La total hermeticidad está garantizada por una junta tórica colocada en el perímetro del indicador y no en el borde del vidrio. De este modo, la estanqueidad no resulta afectada por presiones axiales.

El diámetro externo de estos visores de vidrio para el nivel de aceite con hembra hexagonal debe coincidir con agujeros de montaje para conexiones según DIN 3852.

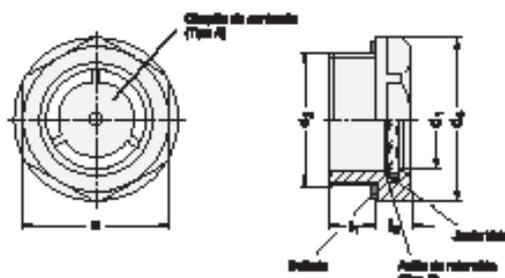
La junta está colocada en una ranura y no se puede perder. Además, esta ranura evita que la junta sea aplastada cuando se aprieta el visor. Los indicadores de nivel de aceite GN 743.5 pueden ser utilizados en depósitos de aceite presurizados. Pruebas relativas a la presión máxima son disponibles bajo pedido.

BAJO PEDIDO

- Sello de EPDM

DATOS TÉCNICOS

- Características del elastómero (ver página A32)
- Características del acero inoxidable (ver página A26)



* Completar con tipo del cristal del visor de nivel de aceite

- A con chapilla de contraste
- B sin chapilla de contraste

GN 743.5

STAINLESS STEEL

Descripción	d1	d2	d3	h1	h2	s	Ø
GN 743.5-11-M16x1,5-A*	11	M16 x 1,5	22	8	75	20	19
GN 743.5-14-M20x1,5-A*	14	M20 x 1,5	26	8,5	75	23	20
GN 743.5-18-M26x1,5-A*	18	M26 x 1,5	32	9	8	30	42
GN 743.5-18-M27x1,5-A*	18	M27 x 1,5	32	9	8	30	50
GN 743.5-24-M33x1,5-A*	24	M33 x 1,5	40	11	8,5	36	64
GN 743.5-32-M42x1,5-A*	32	M42 x 1,5	50	12	9	46	90
GN 743.5-32-M42x2-A*	32	M42 x 2	50	12	9	46	100
GN 743.5-11-G3/8-A*	11	G 3/8	22	8	75	20	19
GN 743.5-14-G1/2-A*	14	G1/2	26	8,5	75	23	23
GN 743.5-18-G3/4-A*	18	G3/4	32	9	8	30	41
GN 743.5-24-G1-A*	24	G1	40	11	8,5	36	64
GN 743.5-32-G1 1/4-A*	32	G 1 1/4	50	12	9	46	102

Peso del tipo A

Modelos LESA y GANTER propiedad reservada según la ley. Mencionar siempre afuente cuando se reproduzcan nuestros dibujos.



12/2010

17/31



Accesorios hidráulicos 15

3.5. TAPÓN DE LLENADO

28022 Tapones **norelem**

Descripción del artículo/Imágenes del producto



Descripción

Material:

Carcasa de poliamida termoplástica 66, cubierta de poliamida 66. Filtro de aire de poliuretano (espuma PU), junta tórica de goma (NBR).

Versión:

Carcasa negra, cubierta roja. Finura de filtro 50 µm.

Rango de temperatura:

Resistente a la temperatura con aceite hasta 100 °C.

Indicación sobre el dibujo:

Forma A: sin ventilación

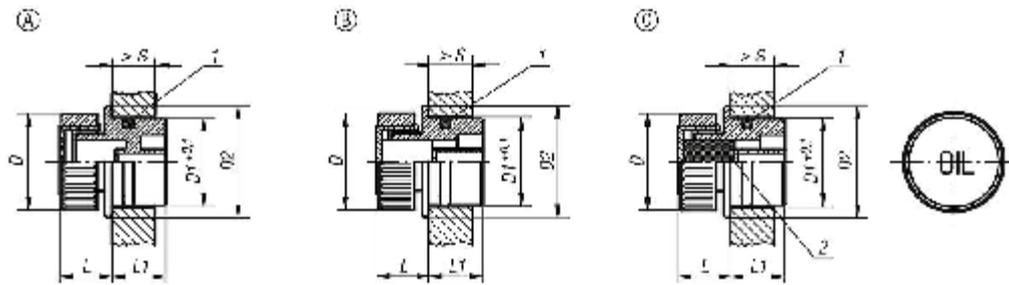
Forma B: con ventilación

Forma C: con ventilación y filtro de aire

1) Junta tórica

2) Filtro de aire solo con forma C

Planos



Nuestros productos

Referencia Forma A	Referencia Forma B	Referencia Forma C	D	D1	D2	L	L1	S mín.
28022-13018	28022-23018	28022-33018	30	18	23	14	14	8
28022-13020	28022-23020	28022-33020	30	20	24	14	15,5	8
28022-13026	28022-23026	28022-33026	30	26	30	14	16,5	9,5
28022-13030	28022-23030	28022-33030	30	30	34	14	17	9,5

3.6. TAPÓN DE VACIADO

28024 Tornillos tapón con Imán

Descripción del artículo/Imágenes del producto



Descripción

Material:

Termoplástico, poliamida 66. Imán permanente de ferrita.

Versión:

Negro. Junta plana sin asbesto.

Indicación:

El efecto magnético de los tornillos tapón atrapa las partículas de hierro presentes en el aceite.

El montaje de los tornillos tapón cerca del suelo ayuda a evitar daños en los componentes mecánicos, como las bombas.

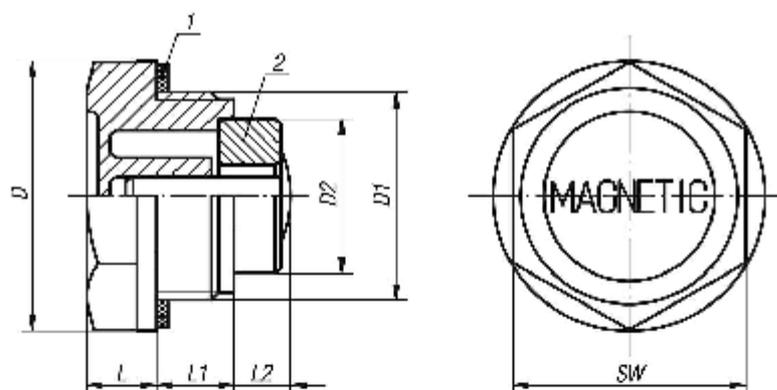
Rango de temperatura:

Resistente a la temperatura con aceite hasta 100 °C.

Indicación sobre el dibujo:

- 1) Junta plana
- 2) Imán

Planos



Nuestros productos

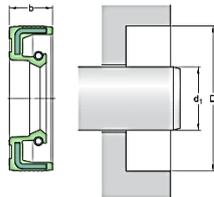
Referencia	D	D1	D2	L	L1	L2	SW
28024-20014	20	G1/4	8	7	9	5	17
28024-22038	22	G3/8	13	7,5	10	10	18
28024-27012	27	G1/2	13	8	11	9	24
28024-34034	34	G3/4	19,6	9	11	6,5	30
28024-42100	42	G1	19,6	10,5	12	14	35
28024-201415	20	M14X1,5	8	7	9	5	17

3.7. RETÉN EJE DE ENTRADA

Especificación técnica

Metric Imperial

Tipo de diámetro exterior	Rubber metal reinforced
Material del labio	Nitrile rubber (NBR)
Diseño de los sellos	HMS5
Cumplimiento con el estándar	ISO 6194,DIN 3760



DIMENSIONES

d_1	35 mm
D	47 mm
b	6 mm

APLICACIÓN Y CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

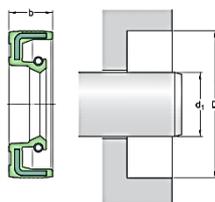
Temperatura de funcionamiento	min. -40 °C
Temperatura de funcionamiento	max. 100 °C
Temperatura de funcionamiento admisible, períodos breves	max. 120 °C
Velocidad del eje	max. 3480 r/min
Velocidad de la superficie del eje	max. 6.39 m/s

3.8. RETÉN EJE DE SALIDA

Especificación técnica

Metric Imperial

Tipo de diámetro exterior	Rubber metal reinforced
Material del labio	Nitrile rubber (NBR)
Diseño de los sellos	HMS5
Cumplimiento con el estándar	ISO 6194,DIN 3760



DIMENSIONES

d_1	75 mm
D	90 mm
b	7 mm

APLICACIÓN Y CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

Temperatura de funcionamiento	min. -40 °C
Temperatura de funcionamiento	max. 100 °C
Temperatura de funcionamiento admisible, períodos breves	max. 120 °C
Velocidad del eje	max. 2400 r/min
Velocidad de la superficie del eje	max. 9.48 m/s



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



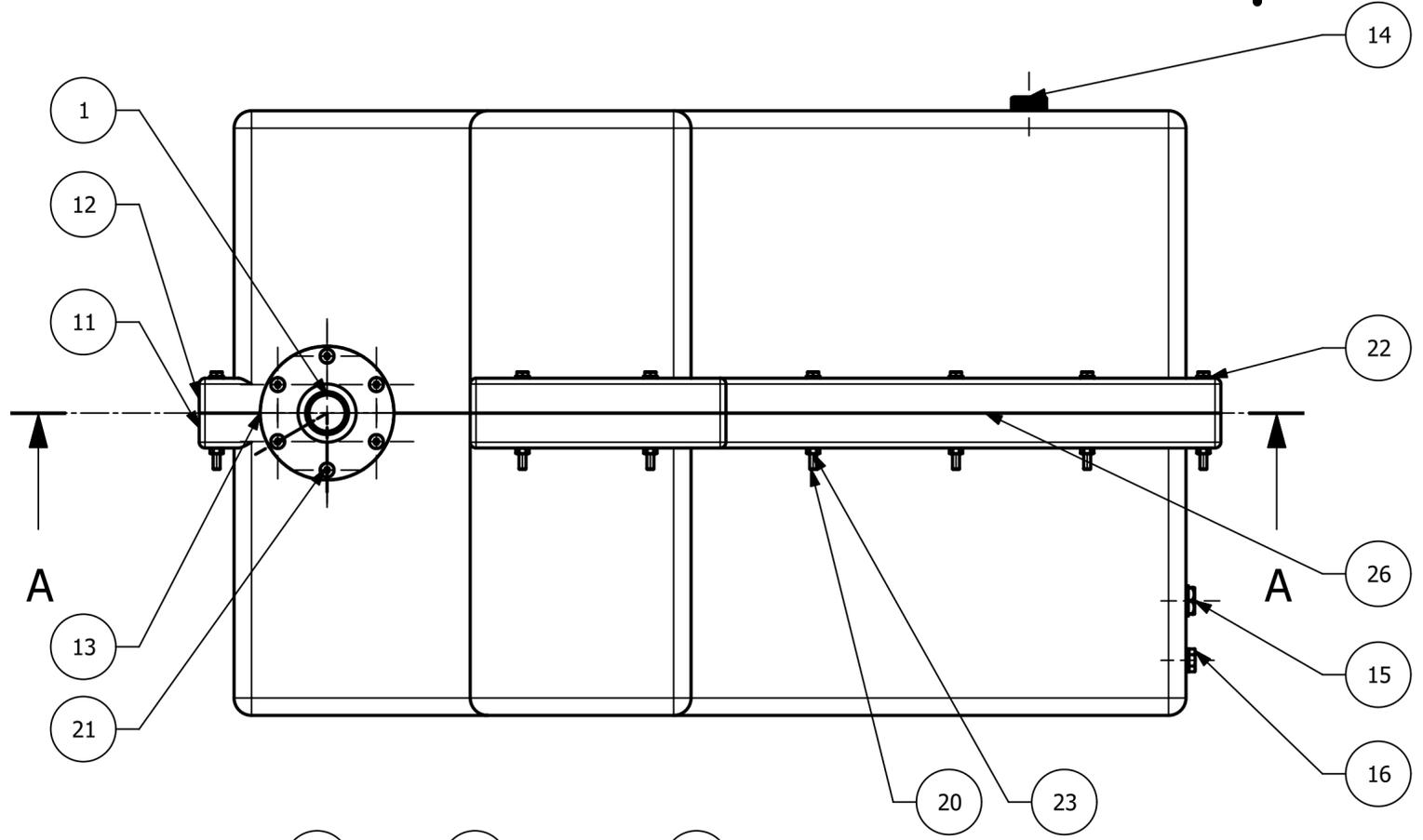
Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

DISEÑO Y CÁLCULO DE REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 22,2 Y PAR MÁXIMO DE SALIDA 2750 N·M

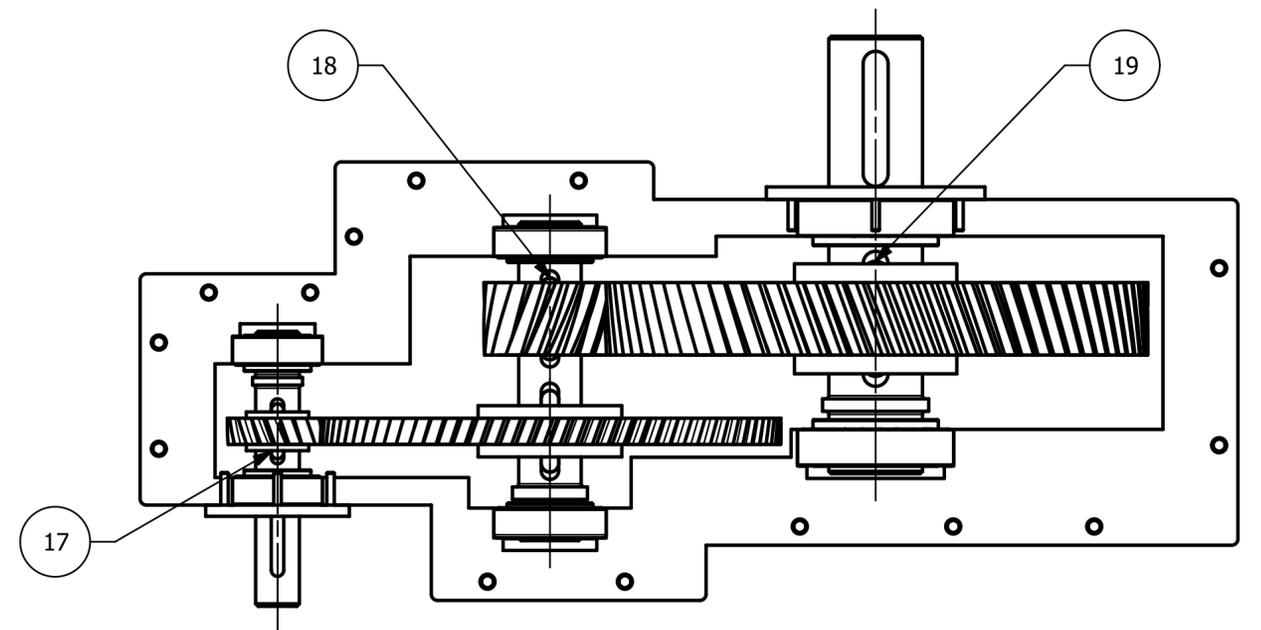
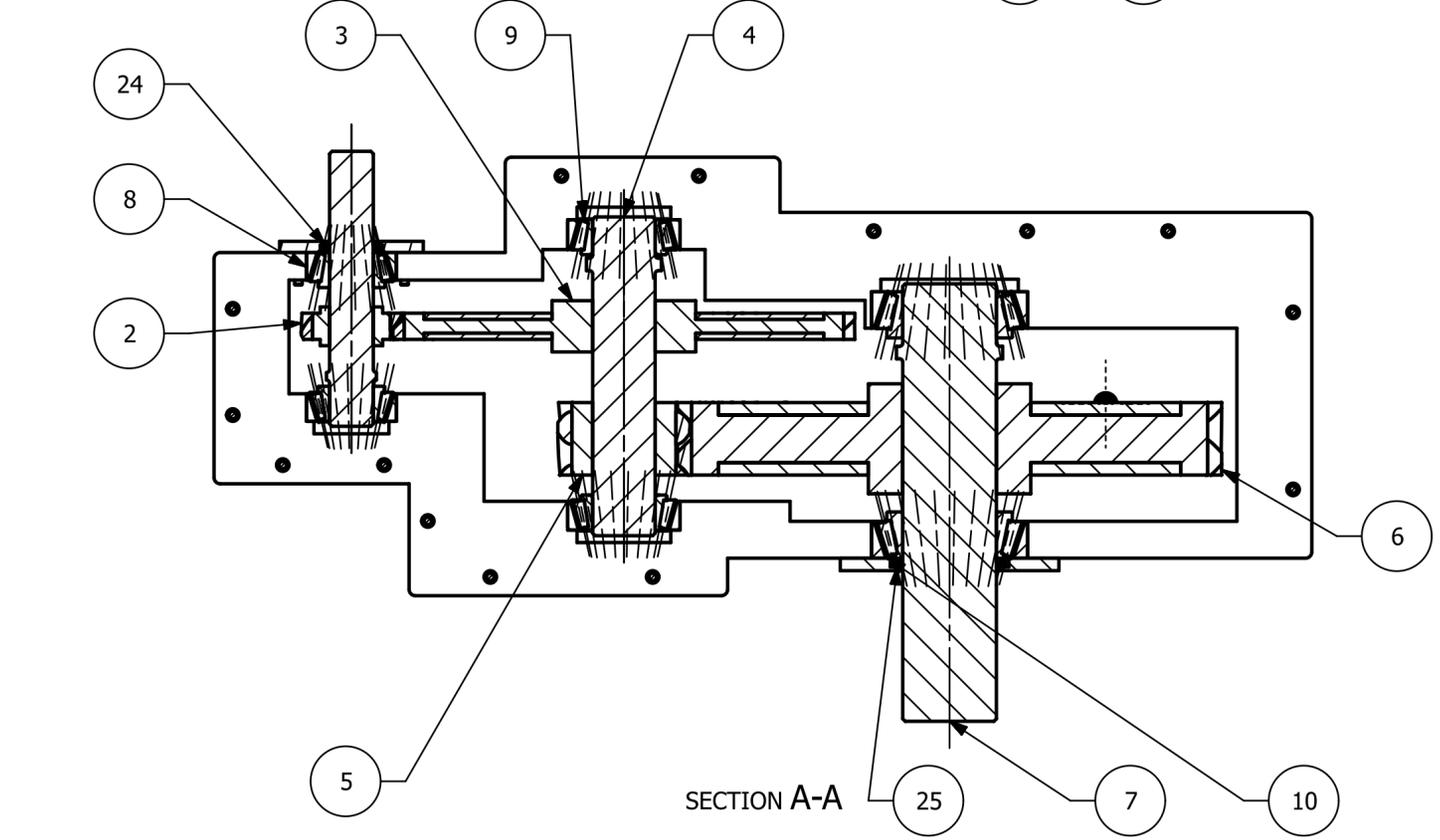
PLANOS

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12

A
B
C
D
E
F
G
H



Posición	Descripción	Cantidad
26	Tapa eje de salida	1
25	Retén eje de salida	1
24	Retén eje de entrada	1
23	Tuerca M6 - DIN 934	14
22	Arandela D6,4 - DIN 125	14
21	Torn. Ave. M6x35 - DIN	12
20	Torn. Hex. M6x80 - DIN	14
19	Chaveta eje de salida	1
18	Chaveta eje intermedio	2
17	Chaveta eje de entrada	1
16	Tapon de vaciado	1
15	Visor de nivel	1
14	Tapón de llenado	1
13	Tapa eje de entrada	1
12	Carcasa superior	1
11	Carcasa inferior	1
10	Rodamiento eje	2
9	Rodamiento eje intermedio	2
8	Rodamiento eje	2
7	Eje de salida	1
6	Rueda eje de salida	1
5	Piñón eje intermedio	1
4	Eje intermedio	1
3	Rueda eje de intermedio	1
2	Piñón eje de entrada	1
1	Eje de entrada	1

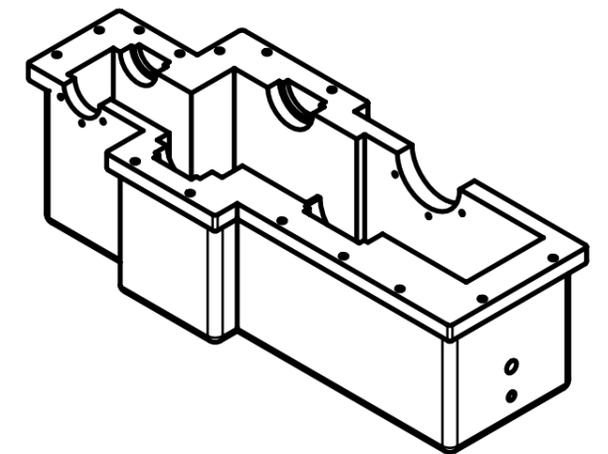
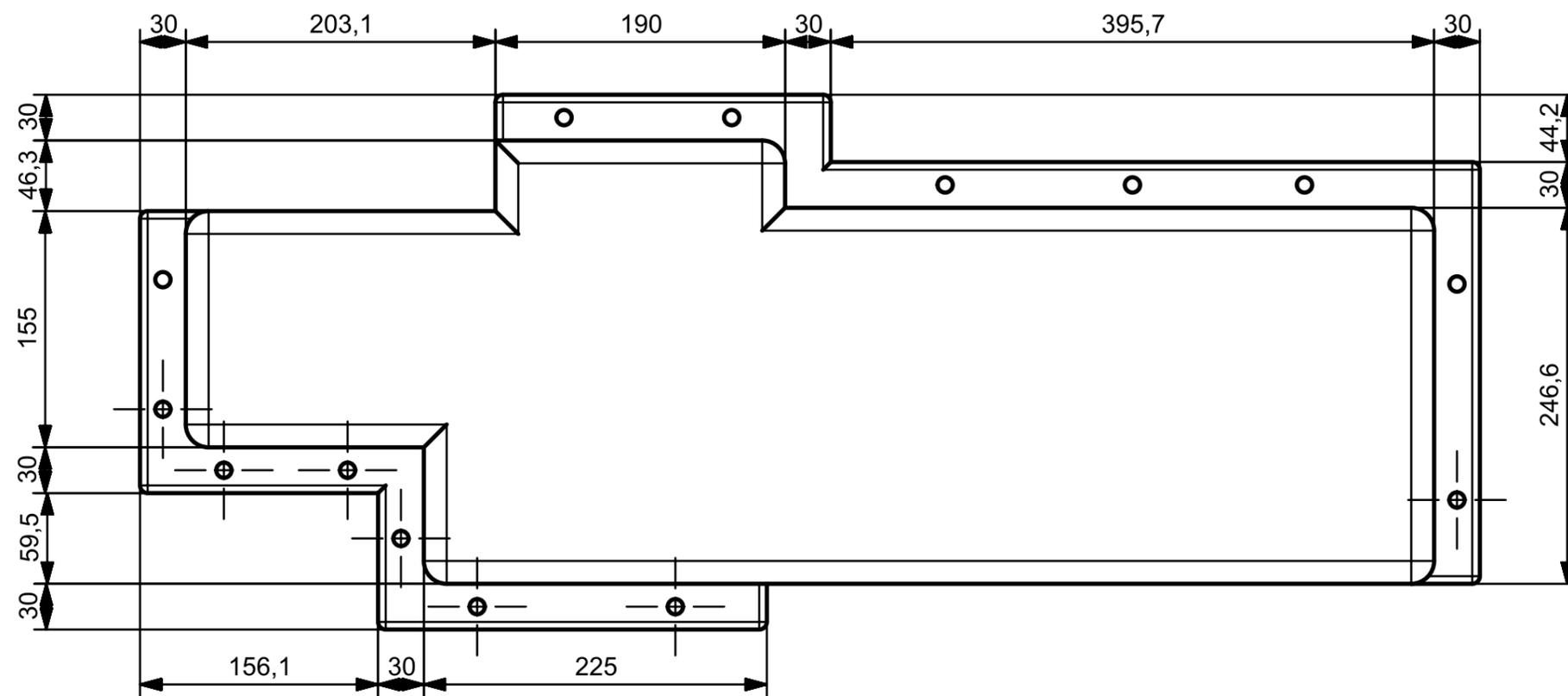
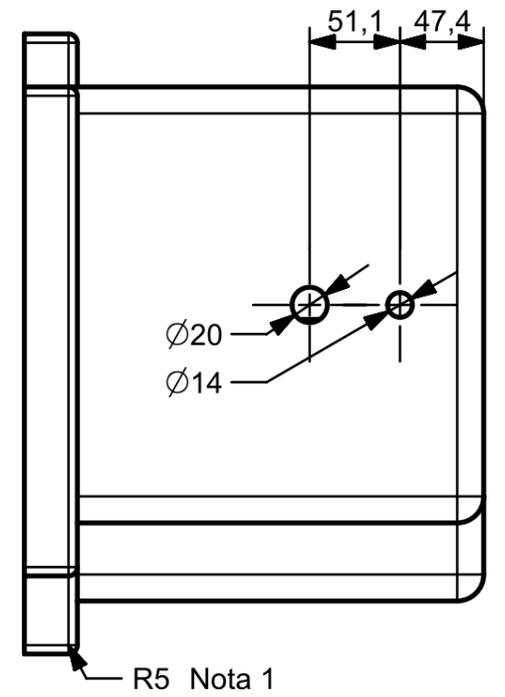
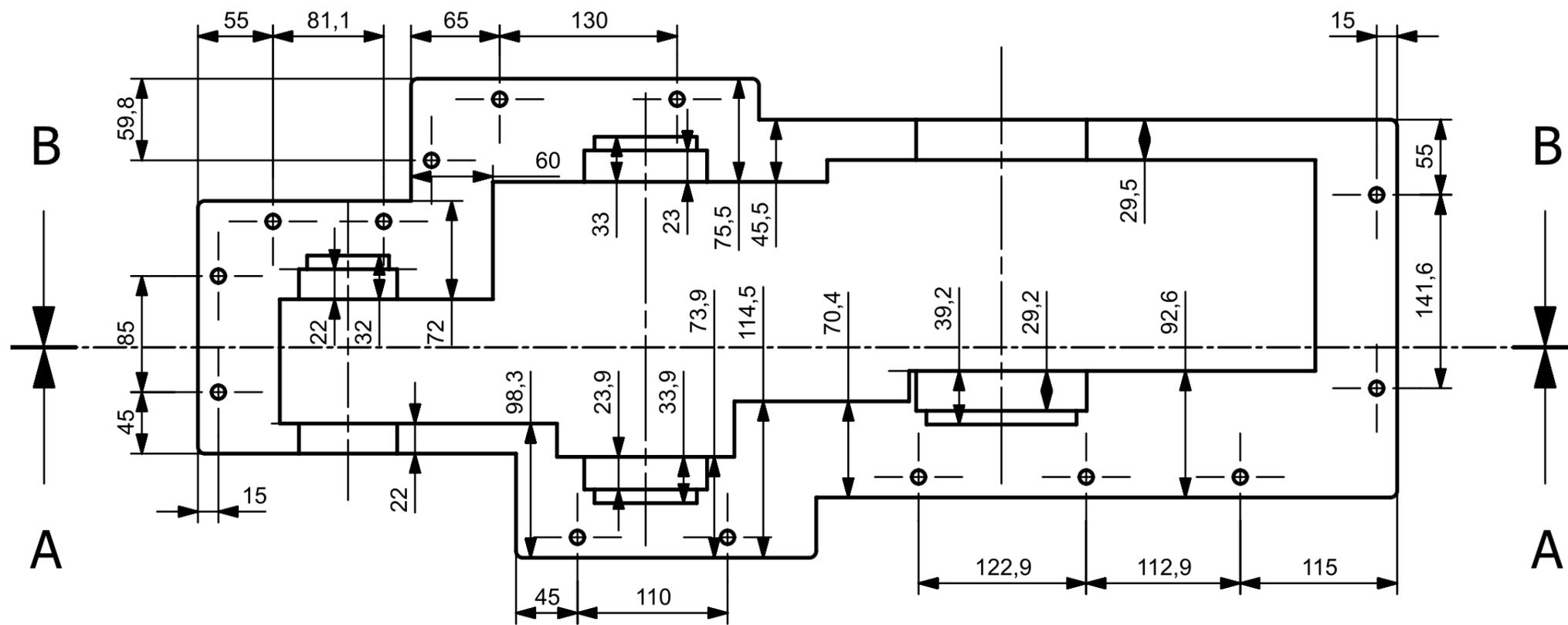


NOTAS
 1. Añadir juntas entre las dos carcasas y tapas de ejes, asegurando estanqueidad
 2. Comprobar par de apriete de tornillería de fijación.



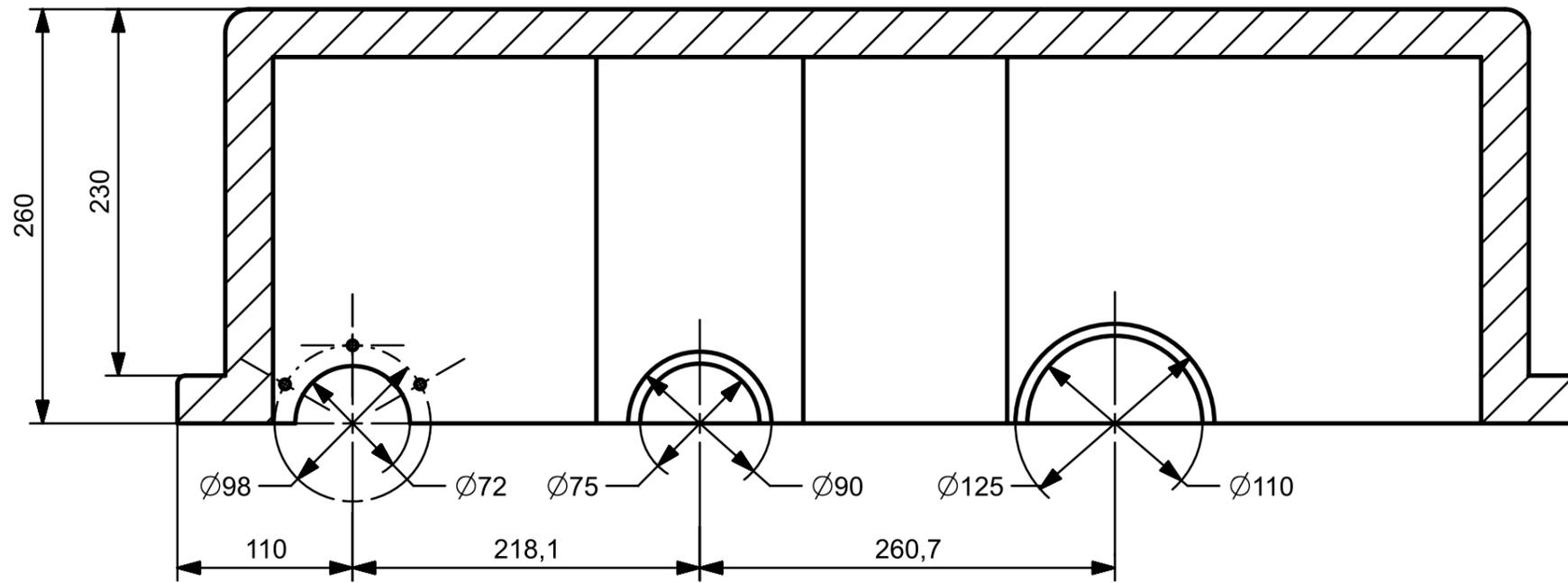
Version 0	DISEÑO Y CALCULO REDUCTOR DE VELOCIDAD			
Diseño: G. Ramirez	Montaje reductor de velocidad			
Revisión: G. Ramirez				
Tutor: J.E. Tarancon				
Universidad Politecnica de Valencia	Escala	1:4	Material	-
	Fecha	26/07/2020	Hoja	1

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 A2

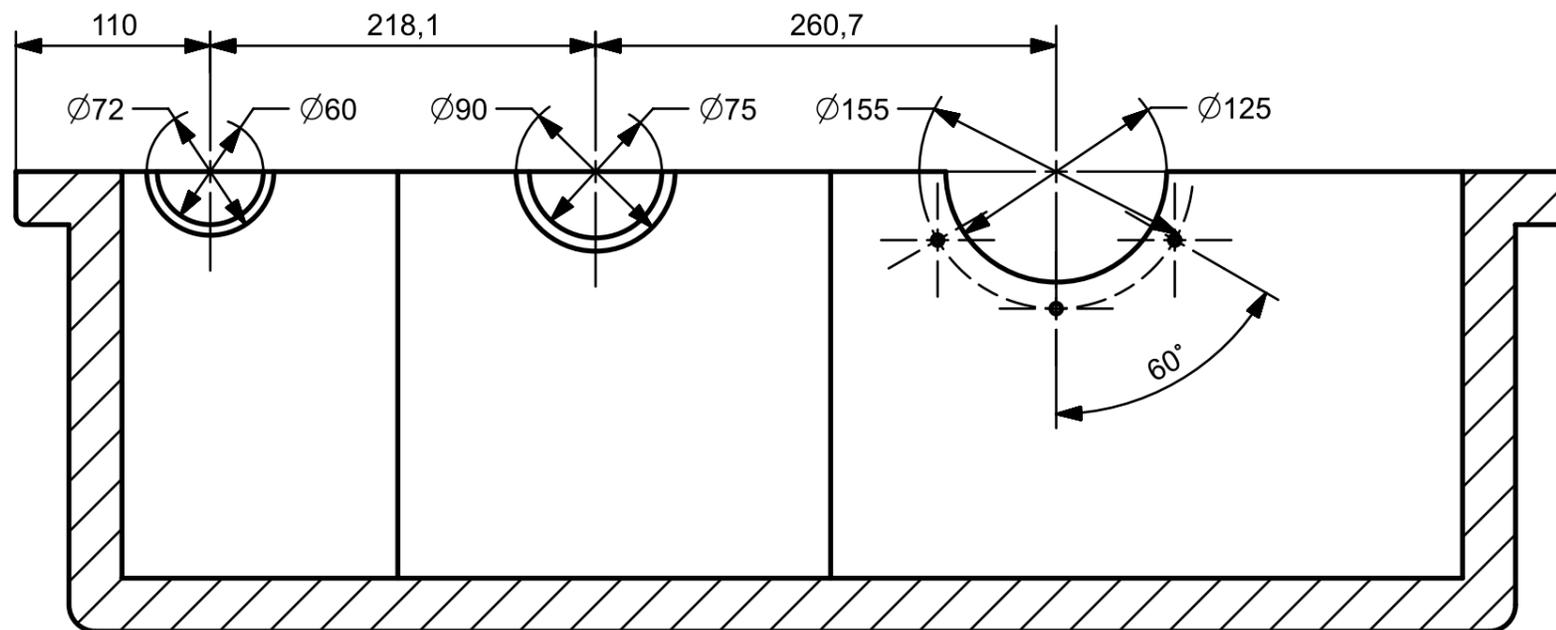


NOTAS

1. Todas las aristas vivas/cantos se redondearan con radio 5
2. La pieza se fabricara en molde, mecanizará y pasará por tratamientos de anodizado y pintura.



SECTION B-B



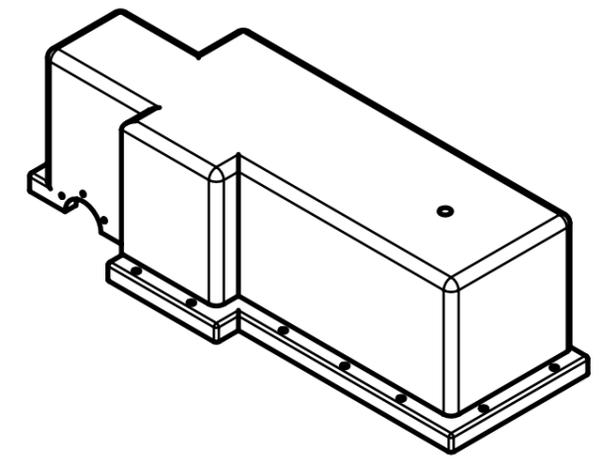
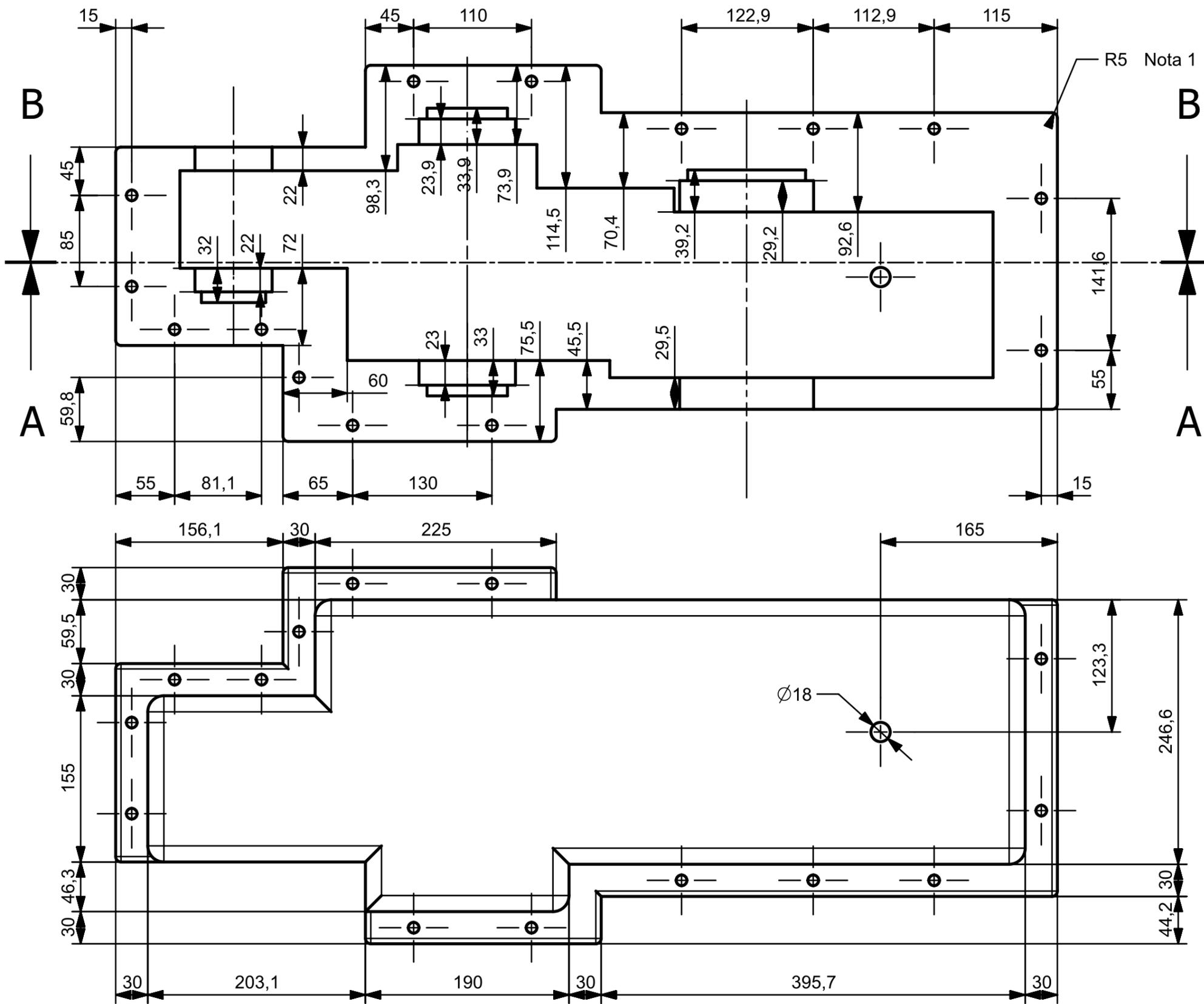
SECTION A-A



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

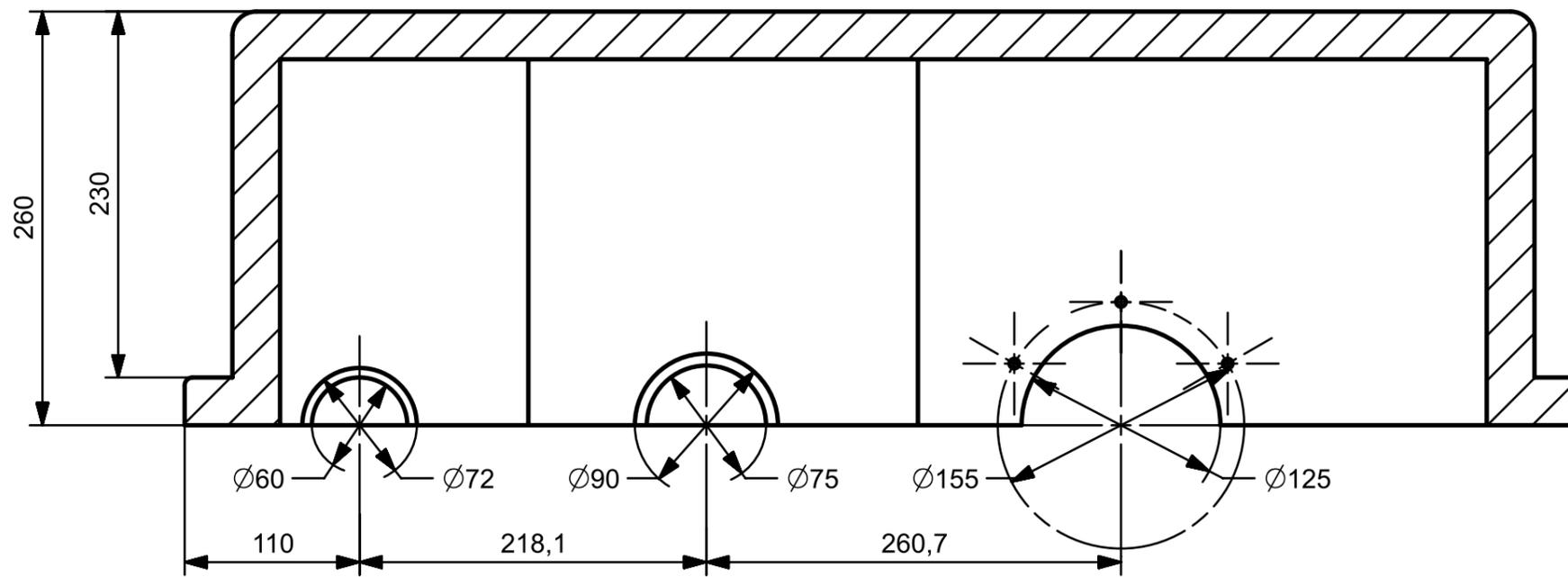
Version 0
 Diseño: G. Ramirez
 Revisión: G. Ramirez
 Tutor: J.E. Tarancon
 Universidad Politecnica de Valencia

DISEÑO Y CALCULO REDUCTOR DE VELOCIDAD			
Carcasa inferior			
Escala	1:4	Material	EN-GJL-250
Fecha	26/07/2020	Hoja	2

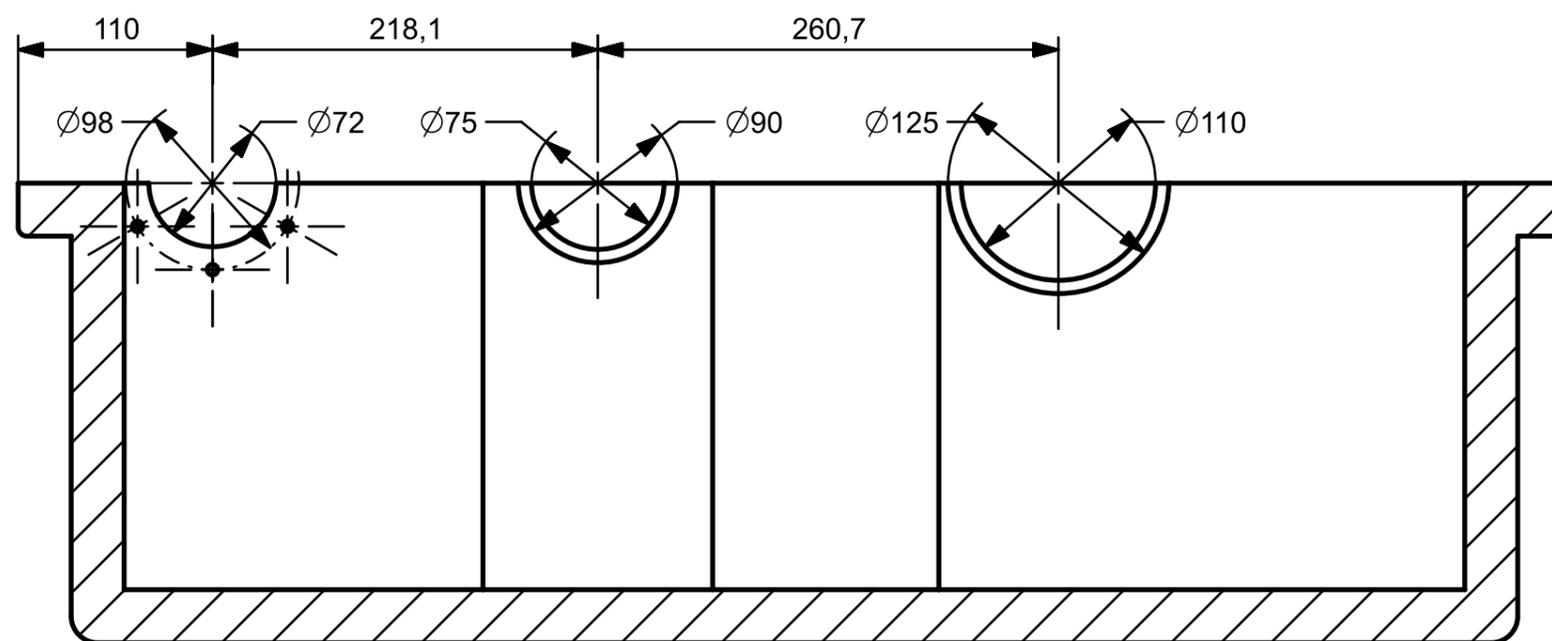


- NOTAS
1. Todas las aristas/cantos vivos se redondearan con radio 5.
 2. La pieza se fabricara en molde, mecanizará y pasará por tratamientos de anodizado y pintura.

 <p>Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño</p>	Version 0		DISEÑO Y CALCULO REDUCTOR DE VELOCIDAD			
	Diseño: G. Ramirez		Carcasa superior			
	Revisión: G. Ramirez					
	Tutor: J.E. Tarancon					
Universidad Politecnica de Valencia		Escala	1:4	Material	EN-GJL-250	
		Fecha	26/07/2020	Hoja	1	



SECTION B-B

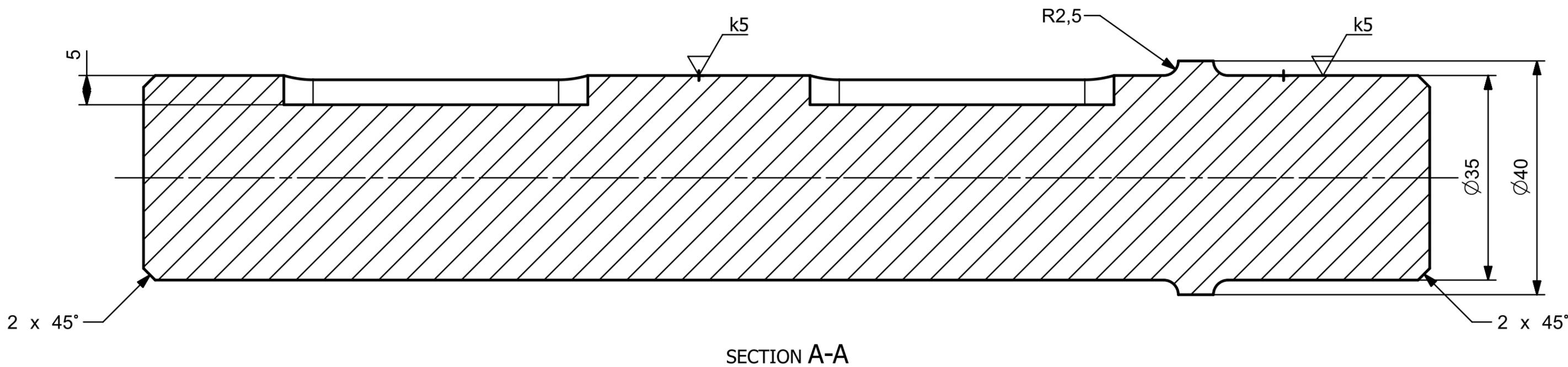
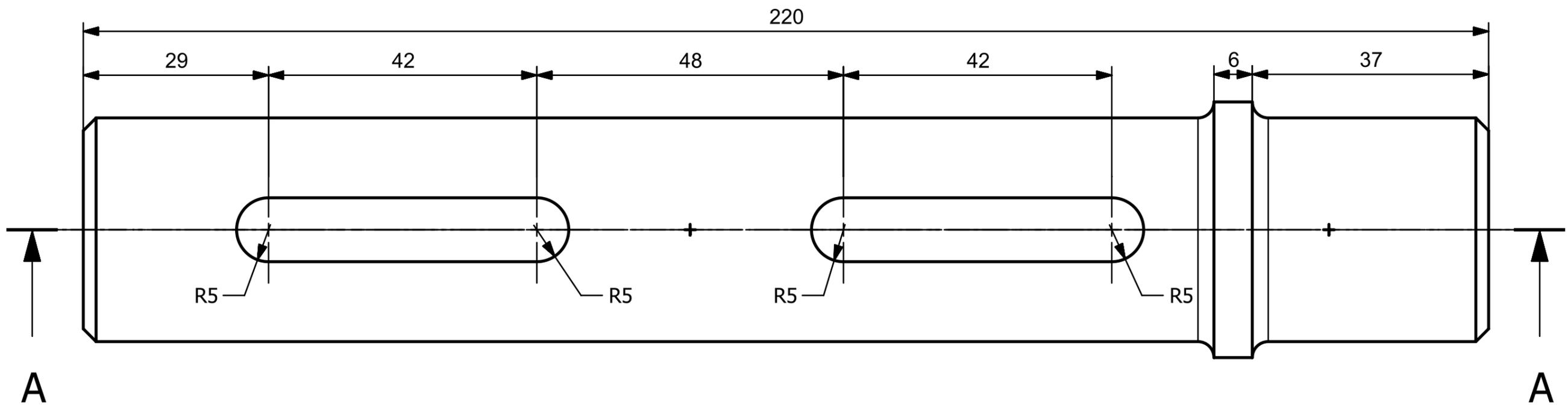


SECTION A-A

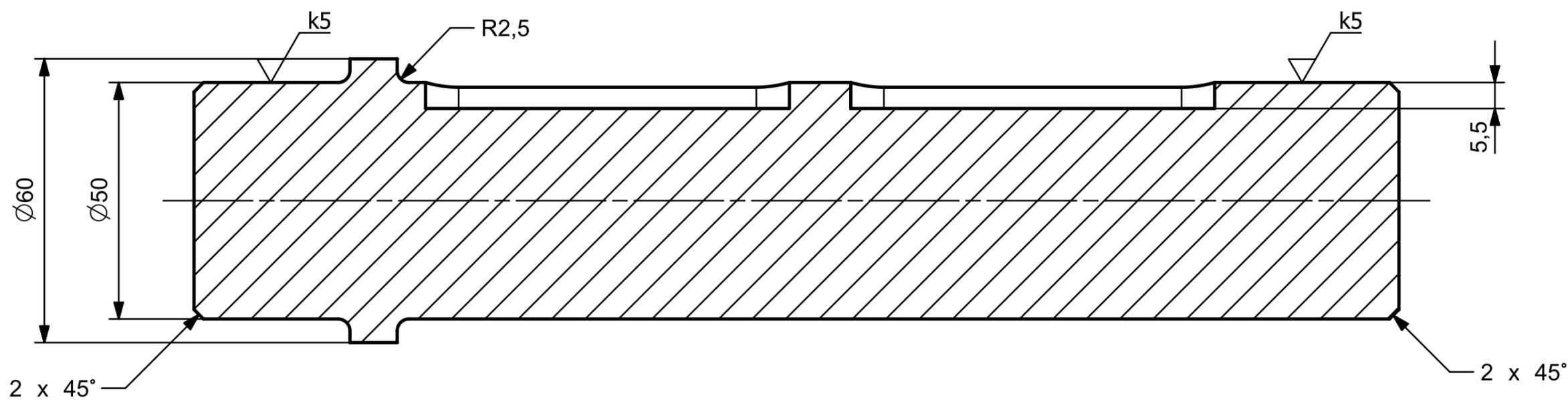
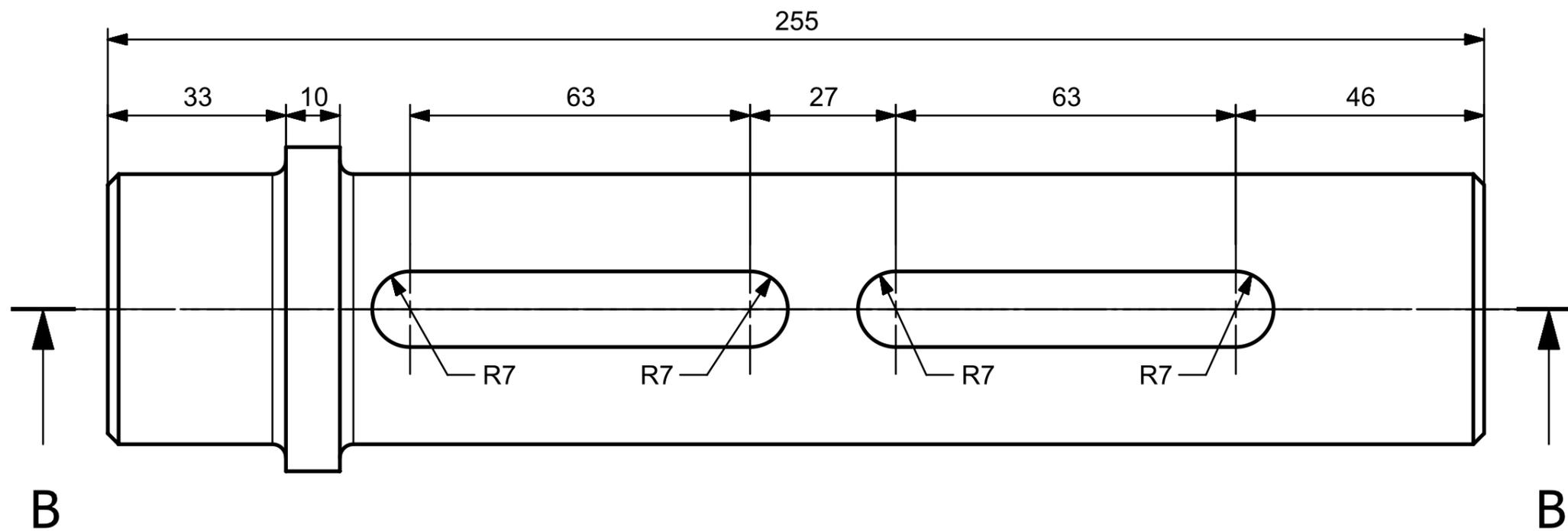


Version 0
 Diseño: G. Ramirez
 Revision: G. Ramirez
 Tutor: J.E. Tarancon
 Universidad Politecnica de
 Valencia

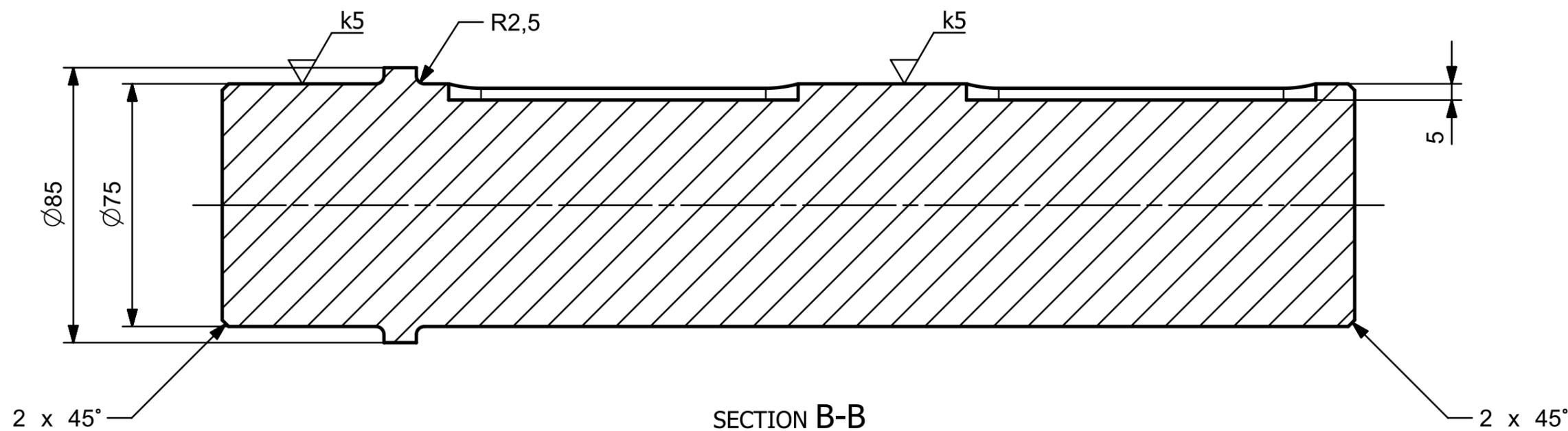
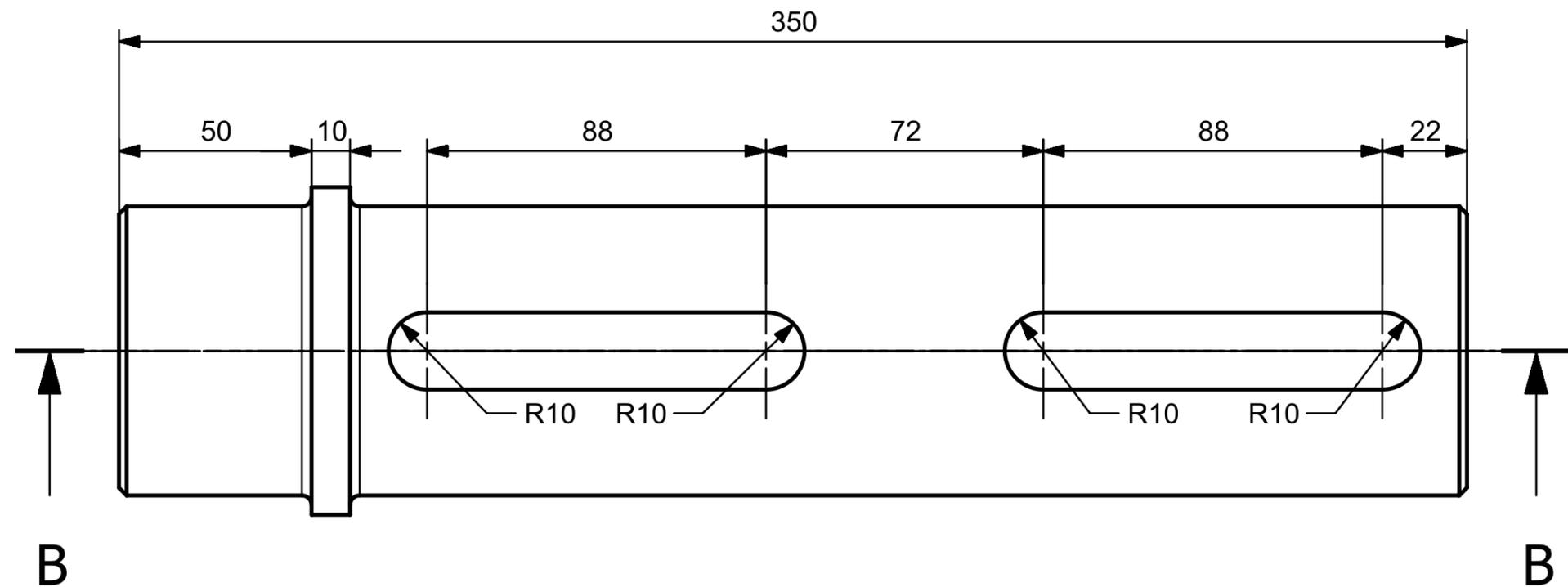
DISEÑO Y CALCULO REDUCTOR DE VELOCIDAD			
Carcasa superior			
Escala	1:4	Material	EN-JGL-250
Fecha	26/07/2020	Hoja	2



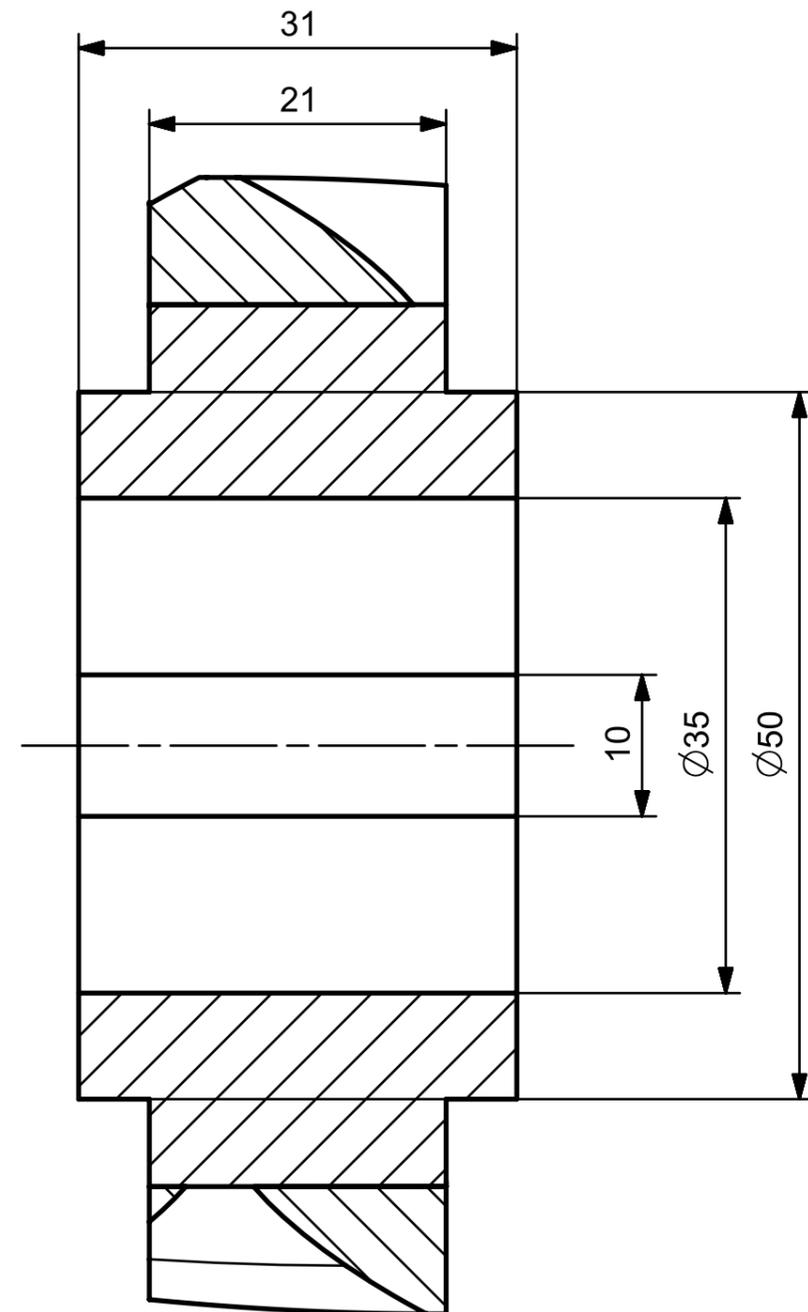
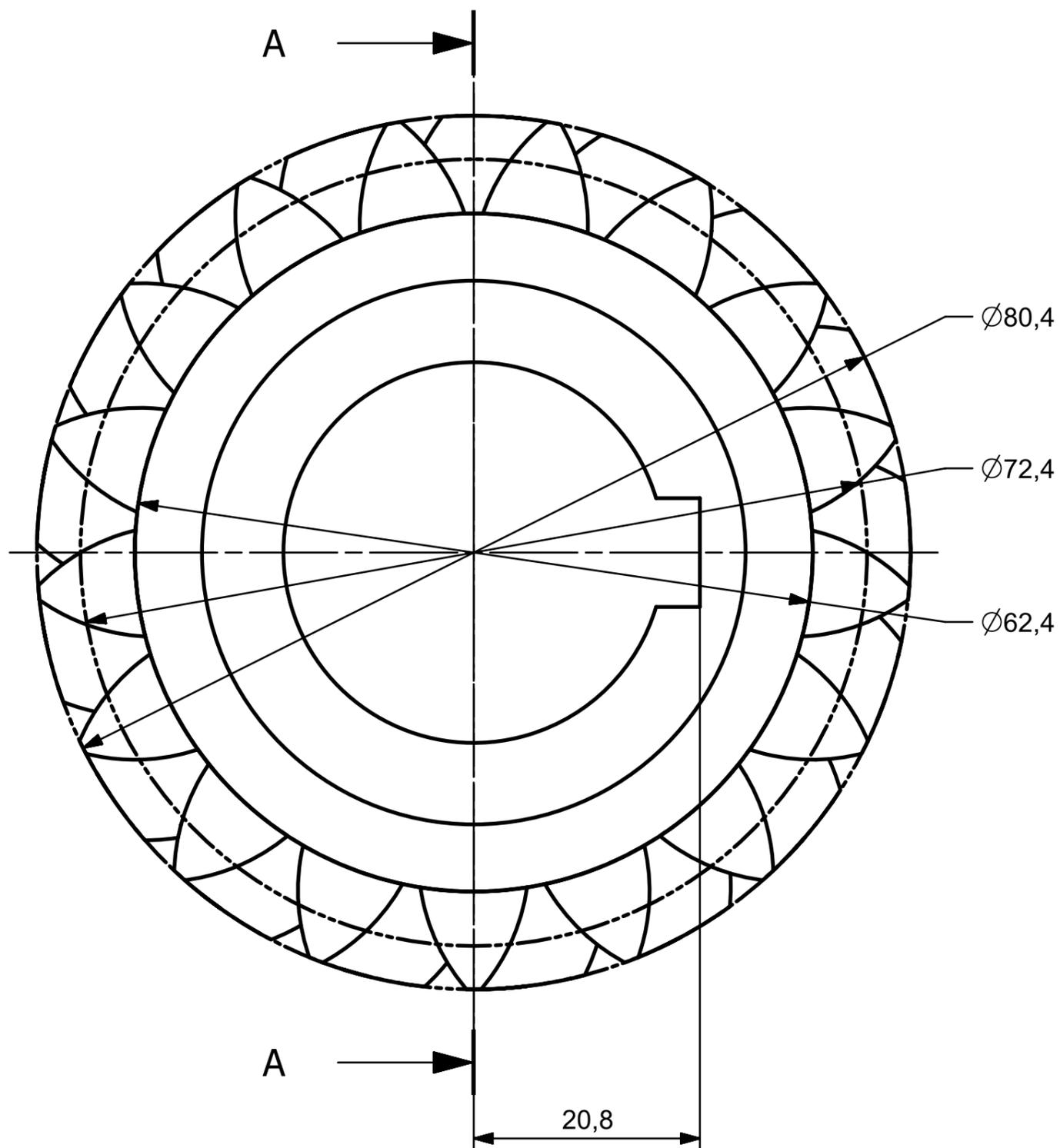
 Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño	Version 0		DISEÑO Y CALCULO REDUCTOR DE VELOCIDAD		
	Diseño: G. Ramirez		Eje de entrada		
	Revisión: G. Ramirez				
	Tutor: J.E. Tarancon				
	Universidad Politecnica de Valencia		Escala	2:1	Material
		Fecha	26/07/2020	Hoja	1



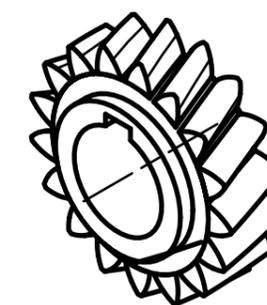
 Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño	Version 0		DISEÑO Y CALCULO REDUCTOR DE VELOCIDAD		
	Diseño: G. Ramirez		Eje intermedio		
	Revisión: G. Ramirez		Material		
	Tutor: J.E. Tarancon		34CrNiMo6		
Universidad Politecnica de Valencia		Escala	1:1	Material	34CrNiMo6
		Fecha	26/07/2020	Hoja	1



 Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño	Version 0		DISEÑO Y CALCULO REDUCTOR DE VELOCIDAD	
	Diseño: G. Ramirez		Eje de salida	
	Revisión: G. Ramirez			
	Tutor: J.E. Tarancon			
Universidad Politecnica de Valencia	Escala	1:1.5	Material	34CrNiMo6
	Fecha	26/07/2020	Hoja	1



SECTION A-A



Modulo	Nº dientes	Angulo de presion	Angulo helice
4	17	20°	20°



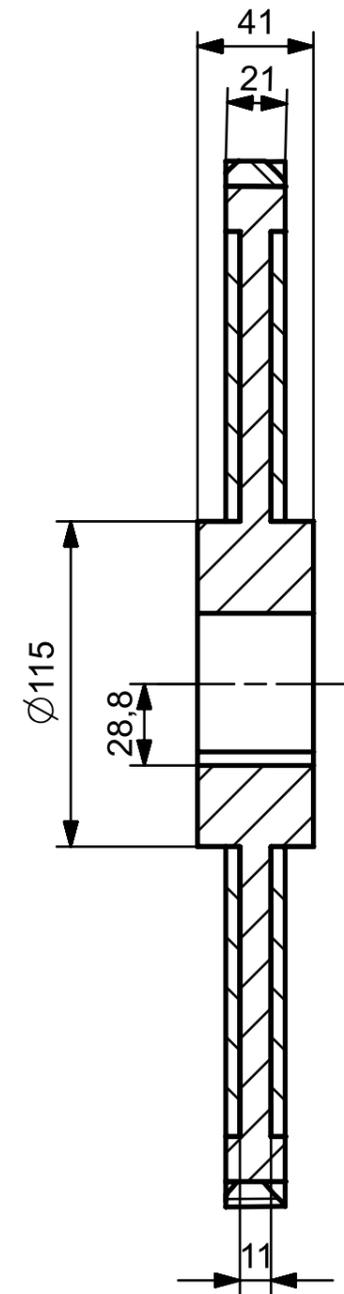
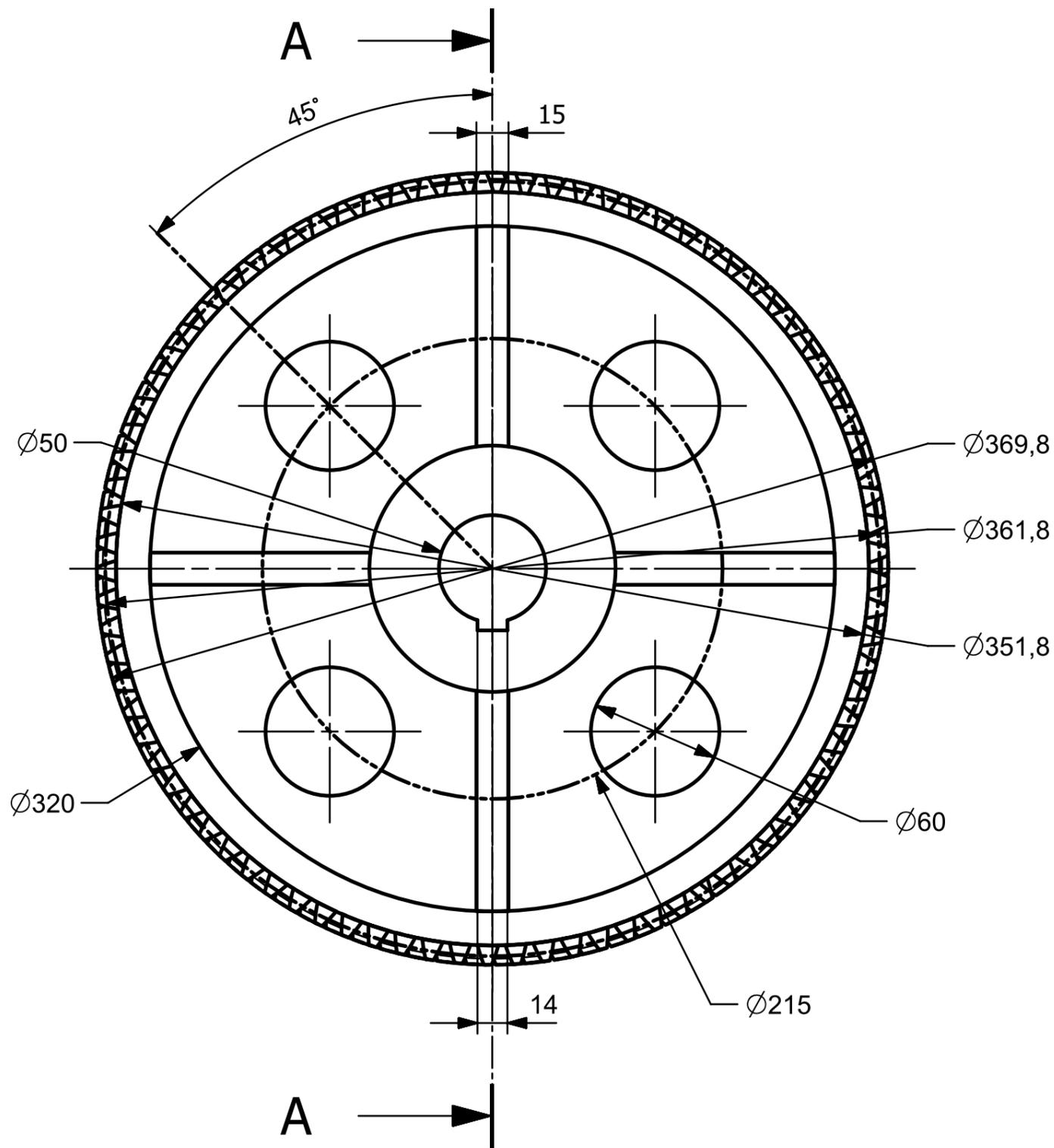
Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Version 0
 Diseño: G. Ramirez
 Revision: G. Ramirez
 Tutor: J.E. Tarancon
 Universidad Politecnica de Valencia

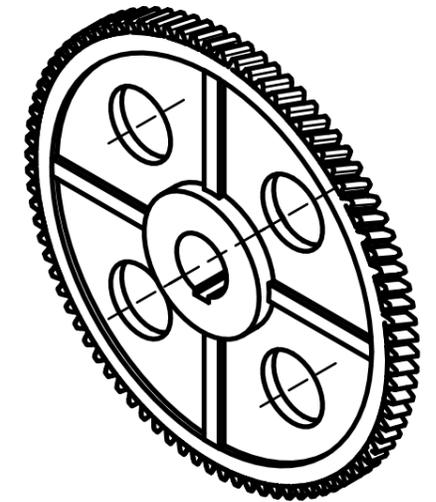
DISEÑO Y CALCULO REDUCTOR DE VELOCIDAD

Piñón eje de entrada

Escala	2:1	Material	42CrMo4
Fecha	26/07/2020	Hoja	1

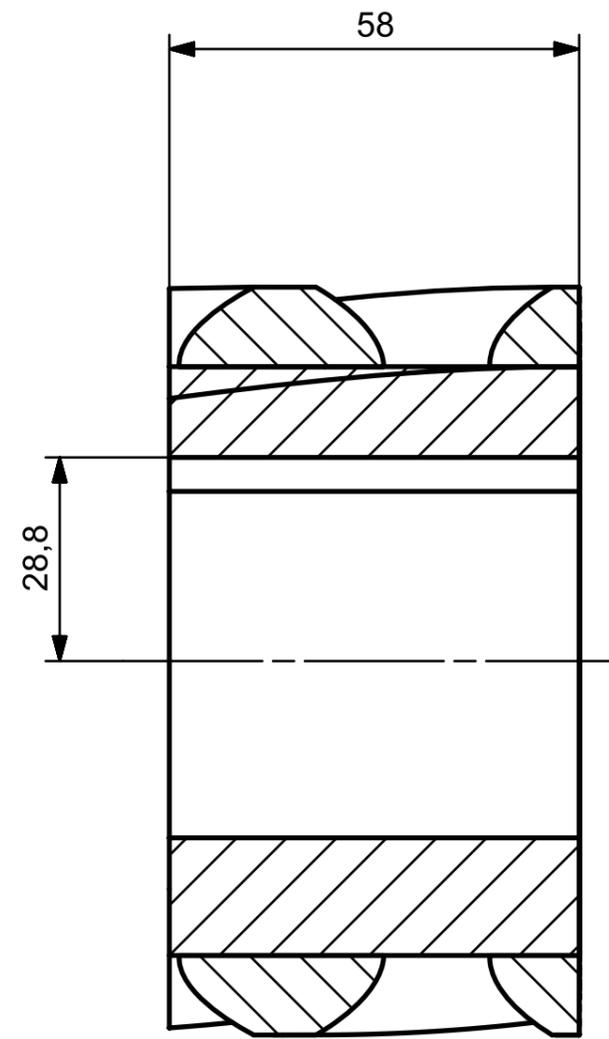
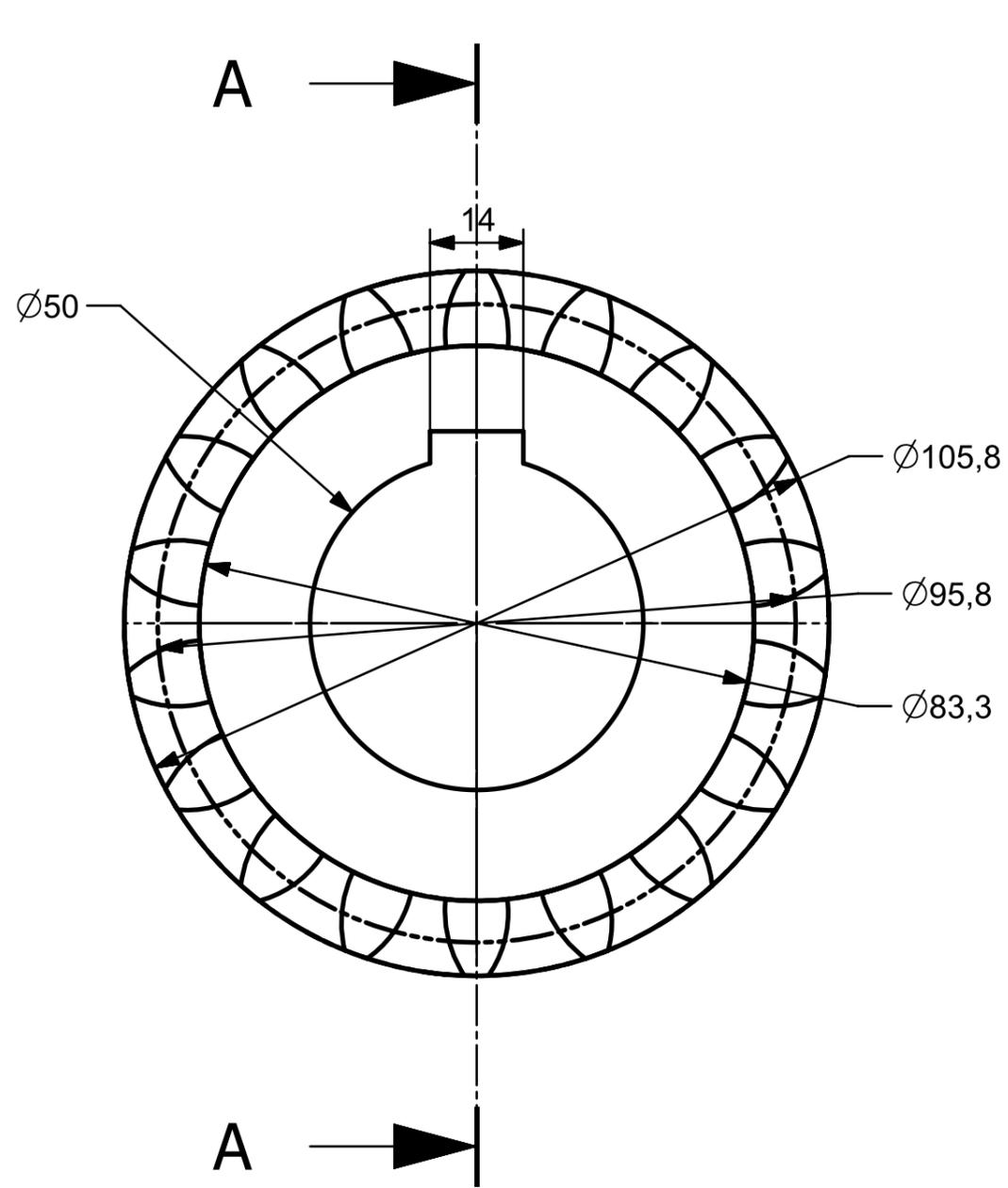


SECTION A-A

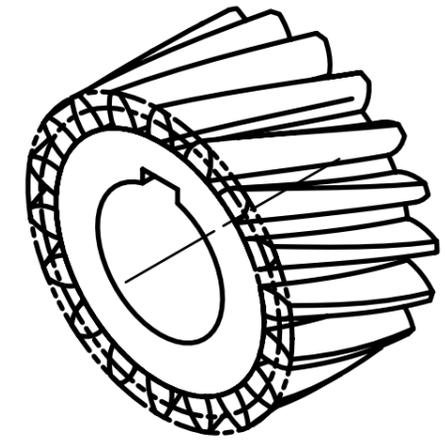


Modulo	Nº dientes	Angulo de presion	Angulo helice
4	85	20°	20°

 <p>Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño</p>	Version 0	DISEÑO Y CALCULO REDUCTOR DE VELOCIDAD			
	Diseño: G. Ramirez				
	Revision: G. Ramirez	Rueda eje intermedio			
	Tutor: J.E. Tarancon				
	Universidad Politecnica de Valencia	Escala	1:2.5	Material	42CrMo4
		Fecha	6/07/2020	Hoja	1

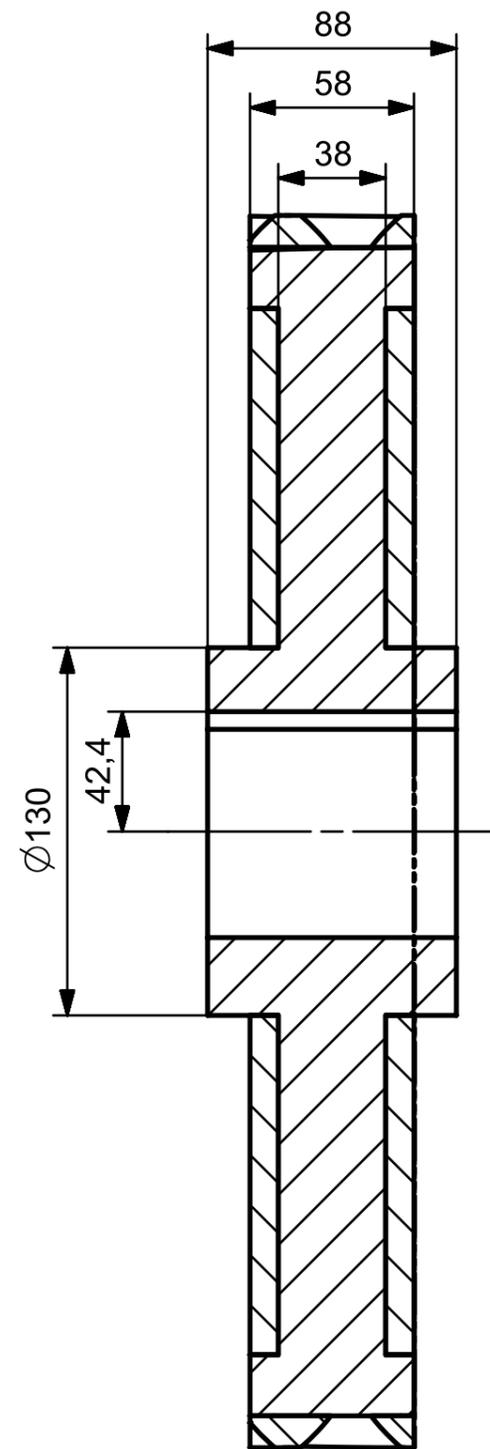
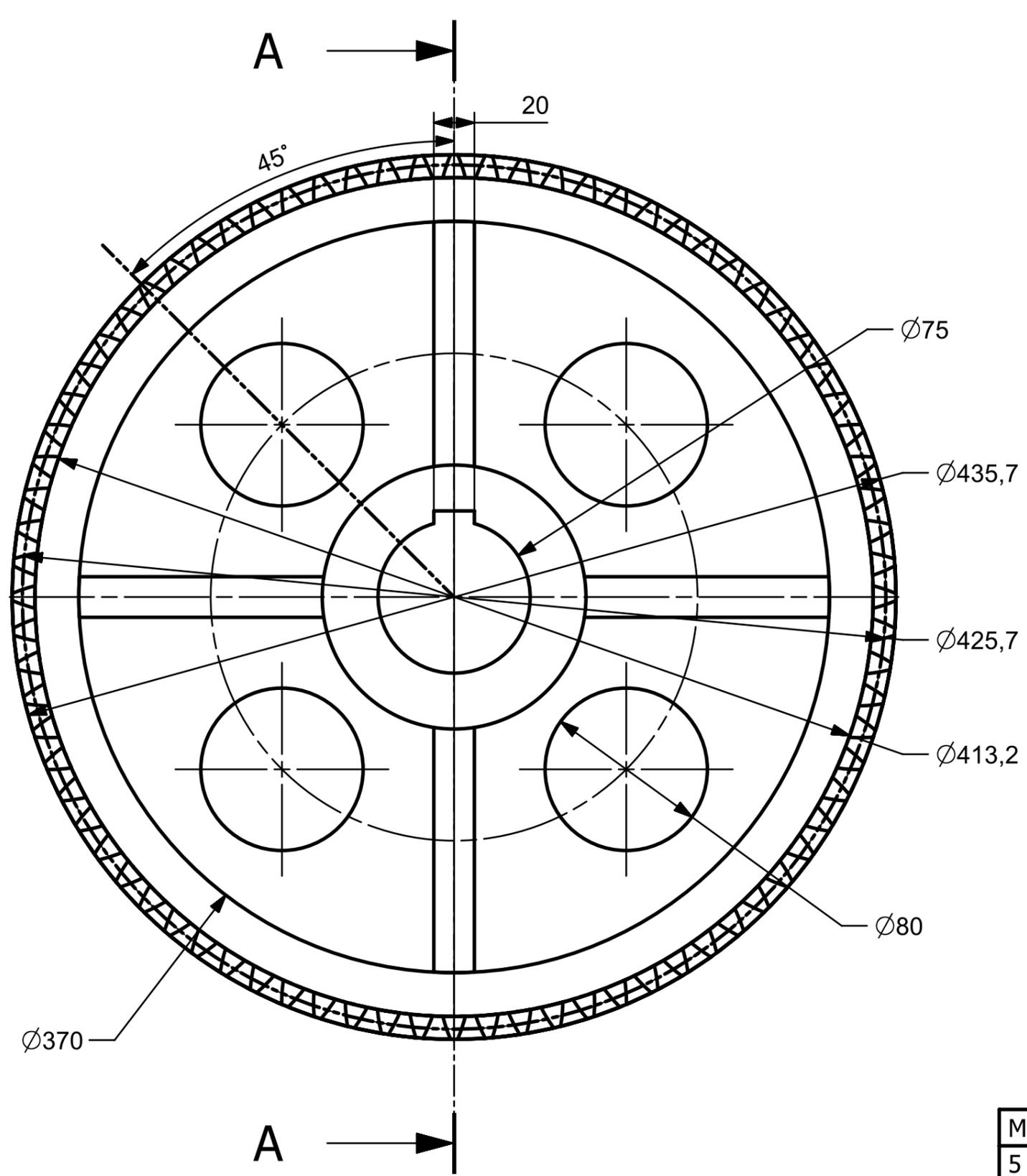


SECTION A-A

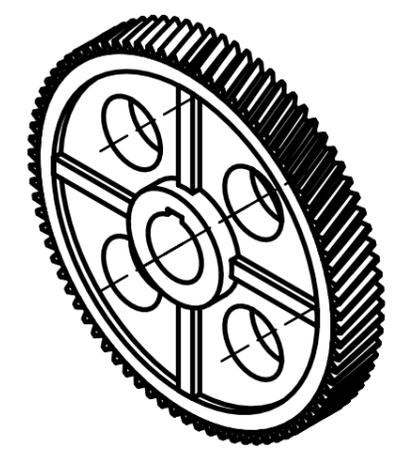


Modulo	Nº dientes	Angulo de presion	Angulo helice
5	18	20°	20°

 <p>Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño</p>	Version 0	DISEÑO Y CALCULO REDUCTOR DE VELOCIDAD		
	Diseño: G. Ramirez	Piñón eje intermedio		
	Revision: G. Ramirez			
	Tutor: J.E. Tarancon			
	Universidad Politecnica de Valencia	Escala	1:1	Material
	Fecha	26/07/2020	Hoja	1

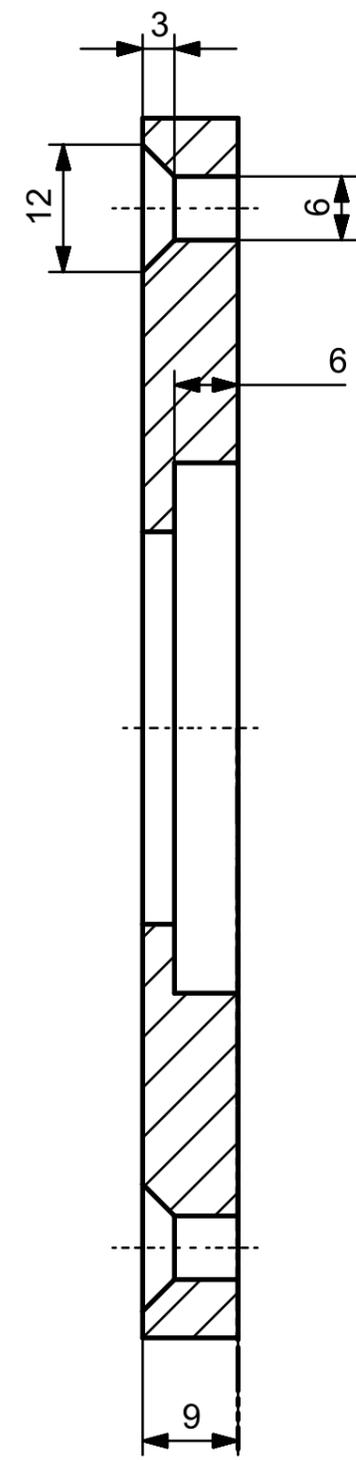
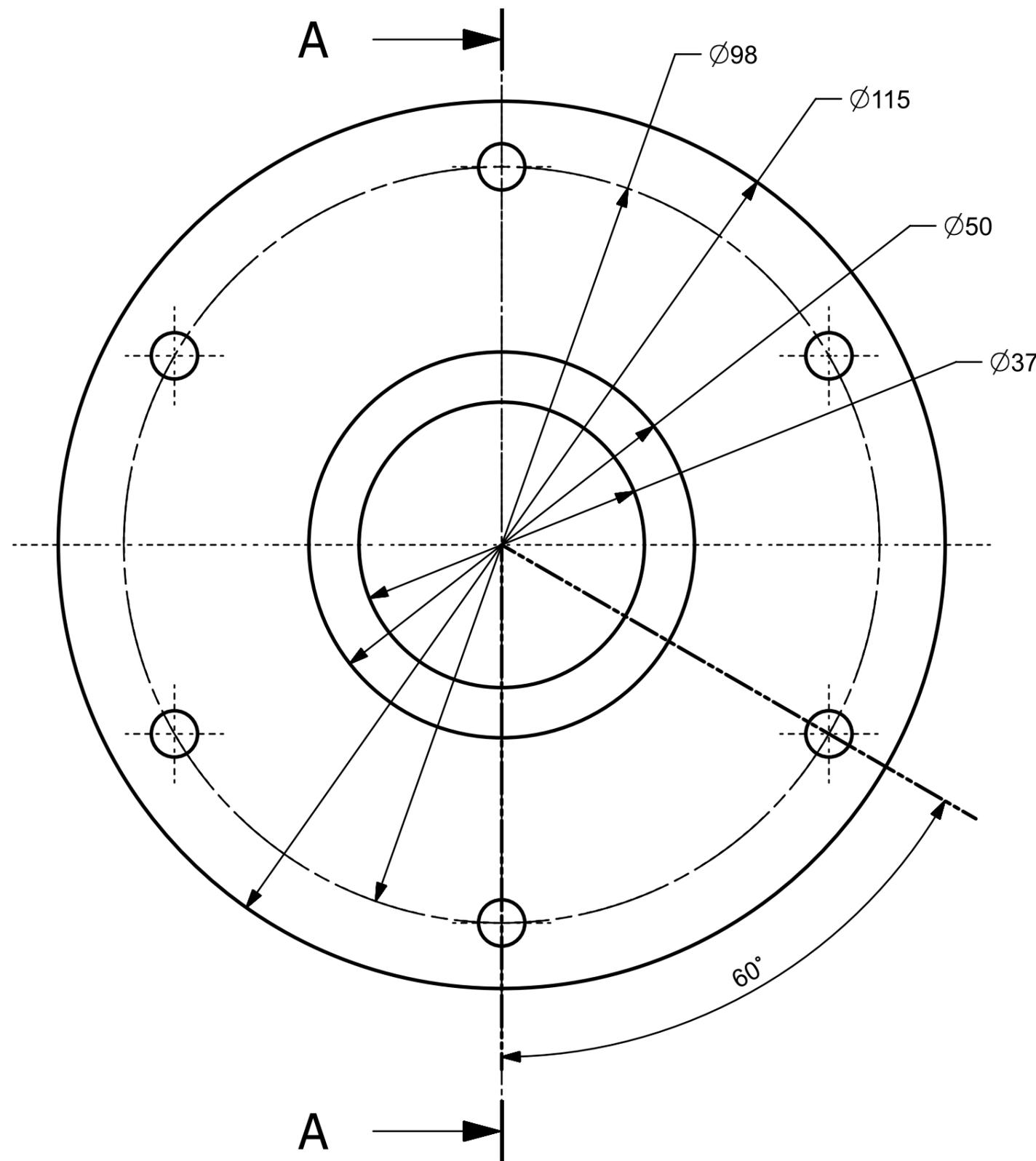


SECTION A-A

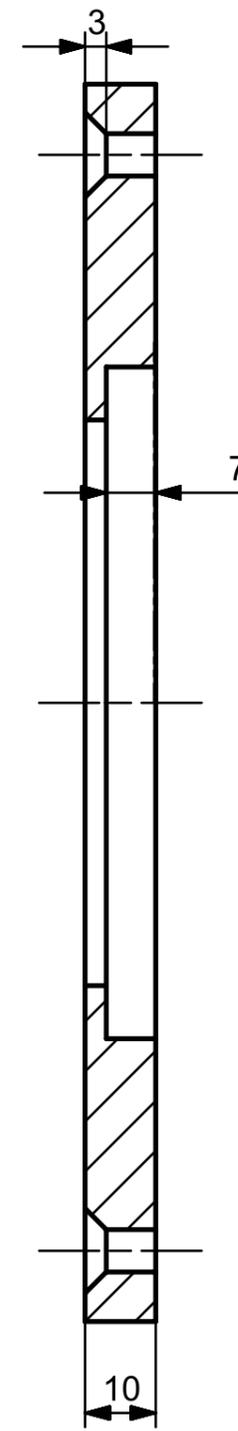
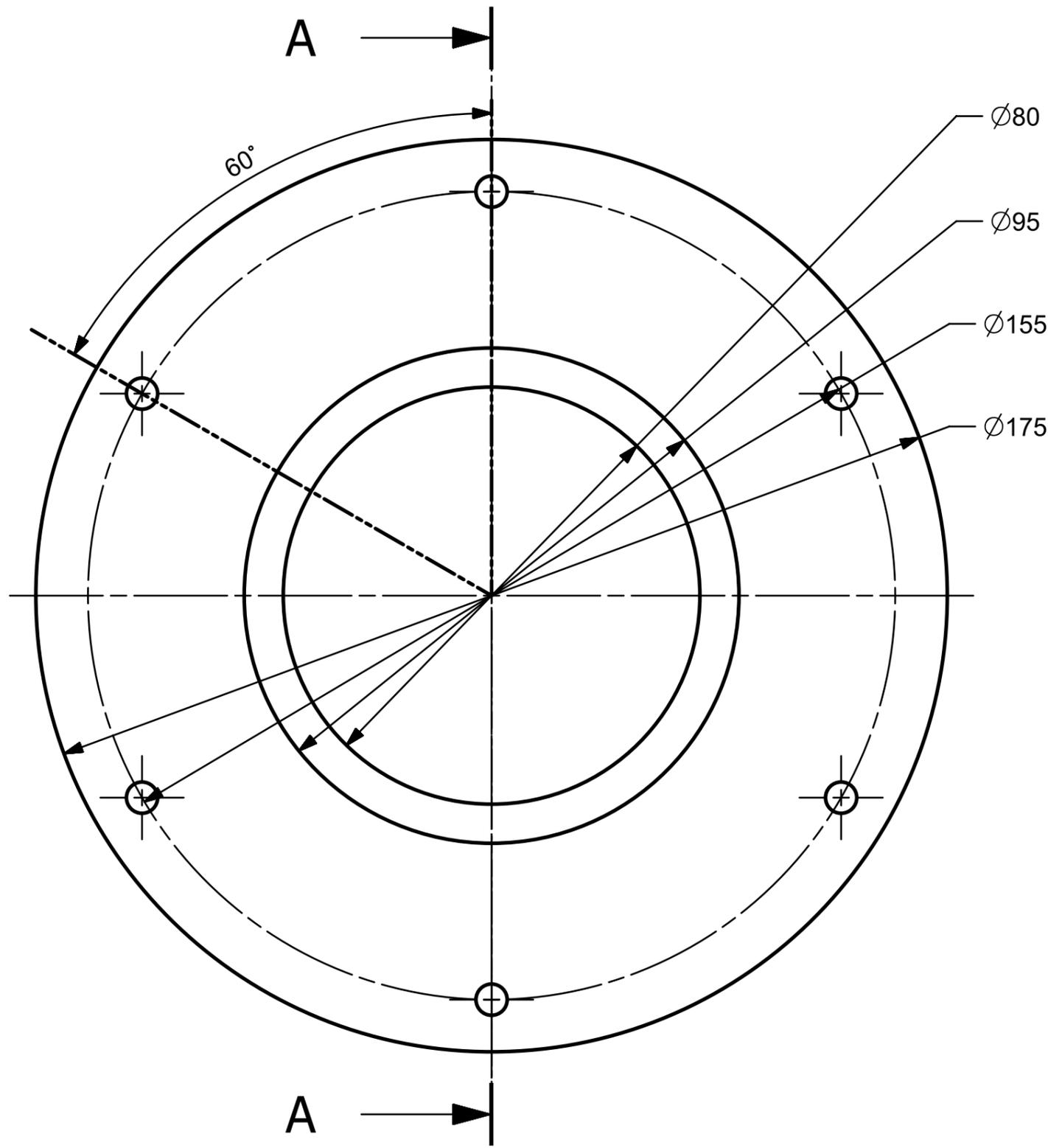


Modulo	Nº dientes	Angulo de presion	Angulo helice
5	80	20°	20°

 <p>Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño</p>	Version 0	DISEÑO Y CALCULO REDUCTOR DE VELOCIDAD		
	Diseño: G. Ramirez			
	Revision: G. Ramirez	Rueda eje de salida		
	Tutor: J.E. Tarancon			
	Universidad Politecnica de Valencia	Escala	1:2.5	Material
	Fecha	26/07/2020	Hoja	1



 <p>Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño</p>	Version 0		DISEÑO Y CALCULO REDUCTOR DE VELOCIDAD			
	Diseño: G. Ramirez		Tapa eje de entrada			
	Revisión: G. Ramirez					
	Tutor: J.E. Tarancon					
Universidad Politecnica de Valencia		Escala	1.5:1	Material	EN-GJL 250	
		Fecha	26/07/2020	Hoja	1	



SECTION A-A

 Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño	Version 0		DISEÑO Y CALCULO REDUCTOR DE VELOCIDAD		
	Diseño: G. Ramirez		Tapa eje de salida		
	Revision: G. Ramirez				
	Tutor: J.E. Tarancon				
	Universidad Politecnica de Valencia		Escala	1:1	Material
		Fecha	26/07/2020	Hoja	1



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

DISEÑO Y CÁLCULO DE REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 22,2 Y PAR MÁXIMO DE SALIDA 2750 N·M

PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE – PLIEGO DE CONDICIONES

1. INTRODUCCIÓN	138
2. PRIORIDAD DOCUMENTOS	138
3. CONDICIONES TÉCNICAS.....	138
3.1. MATERIALES.....	138
3.1.1. EJES.....	138
3.1.2. ENGRANAJES	139
3.1.3. CARCASA Y TAPAS	140
4. CONDICIONES DE EJECUCIÓN	140
4.1. EJE DE ENTRADA.....	140
4.2. EJE INTERMEDIO	141
4.3. EJE DE SALIDA	141
4.4. PIÑÓN EJE ENTRADA.....	142
4.5. RUEDA EJE INTERMEDIO	142
4.6. PIÑÓN EJE INTERMEDIO.....	142
4.7. RUEDA EJE SALIDA	143
4.8. CARCASA	143
4.9. TAPA EJE DE ENTRADA	144
4.10. TAPA EJE DE SALIDA.....	144
4.11. MONTAJE/ENSAYO DEL REDUCTOR.....	145
5. CONDICIONES FACULTATIVAS.....	145
5.1. DELIMITACIONES DE LAS FUNCIONES TÉCNICAS	145
5.1.1. DIRECTOR TÉCNICO.....	145
5.1.2. PREPARADOR DESTACADO.....	145
5.1.3. FABRICANTE	146
5.2. PRESCRIPCIONES	146
5.2.1. REVISIÓN DE LOS DOCUMENTOS DEL PROYECTO	146
5.2.2. PLAN DE HIGIENE Y SEGURIDAD.....	146
5.2.3. TRABAJOS NO ACORDADOS	146
5.2.4. MODIFICACIONES	146
5.2.5. TIEMPOS DE FABRICACIÓN.....	147
5.3. PLANIFICACIÓN DEL PROYECTO	147
5.3.1. FASE DE PREPARACIÓN.....	147
5.3.2. FASE DE FABRICACIÓN	147
5.3.3. FASE DE ENSAYO.....	147
5.3.4. FASE DE TRANSPORTE	147
6. GARANTÍA.....	148

1. INTRODUCCIÓN

En este apartado se establecen los requisitos y condiciones que se deben llevar a cabo para marcar la correcta fabricación del producto diseñado. El fin de este documento es asegurar la correcta aplicación de los métodos de trabajo y la calidad del reductor de velocidad.

2. PRIORIDAD DOCUMENTOS

Los documentos que comprenden el proyecto para el desarrollo del reductor de velocidad son:

Memoria descriptiva: Documento prioritario sobre el resto en cuanto a la elección de los materiales se refiere.

Planos: Documentos prioritarios sobre el resto en cuanto al dimensionado de los elementos se refiere.

Pliego de condiciones: Documento prioritario sobre el resto en cuanto a normativa y calidad se refiere.

Presupuesto: Documento prioritario sobre el resto en cuanto a la financiación se refiere.

3. CONDICIONES TÉCNICAS

3.1. MATERIALES

3.1.1. EJES

El material con el que se fabricarán los ejes será el acero laminado forjado 34CrNiMo6 según la norma UNE-EN 1:2017, el cual se ha de fundir entre los 900° C y 1150° C para estar de acuerdo con la norma.

La composición de este material es:

Material	Porcentaje
Carbono	0,34%
Manganeso	0,65%
Cromo	1,50%
Molibdeno	0,22%
Niquel	1,50%

Tabla 111 - Composición 34CrNiMo6

Las propiedades mecánicas de este material son:

Propiedad	Valor
Resistencia a tracción	1300
Limite de fluencia	860
Dureza	401

Tabla 112 - Propiedades mecánicas 34CrNiMo6

Para dar por válido el material, pasará un control de calidad en el que se certifiquen la composición y propiedades del acero. Dentro de este control se deben especificar las probetas utilizadas y los resultados obtenidos.

3.1.2. ENGRANAJES

El material con el que se fabricarán los engranajes será el acero templado y revenido 42CrMo4 según la norma UNE – EN 10027- 1:2017, el cual se ha de fundir en primer lugar a 840°C y posteriormente a 1380°C para cumplir la normativa.

La composición de este material es:

Material	Porcentaje
Carbono	0,42%
Manganeso	0,75%
Cromo	1,05%
Molibdeno	0,22%

Tabla 113 - Composición 42CrMo4

Las propiedades de este material son:

Propiedad	Valor
Resistencia a tracción	1120
Limite de fluencia	1040
Dureza	321

Tabla 114 - Propiedades mecánicas 42CrMo4

Para dar por válido el material, pasará un control de calidad en el que se certifique la composición y propiedades del acero. Dentro de este control se deben especificar las probetas utilizadas y los resultados obtenidos.

3.1.3. CARCASA Y TAPAS

El material de fabricación tanto de la carcasa como de las tapas será fundición gris EN-GJL 250 según la norma UNE-EN 1561:2012. La justificación de unificar material además de costes, es la posible aparición de corrosión por diferencial por par galvánico.

La composición del material es:

Material	Porcentaje
Carbono	2,5% - 4 %
Silicio	1% - 3%

Tabla 115 - Composición EN-JGL-250

Las propiedades del material son:

Propiedad	Valor
Resistencia a tracción	250-350
Limite de fluencia	165-228
Dureza	180-220

Tabla 116 - Propiedades mecánicas EN-JGL-250

Para dar por válido el material, pasara un control de calidad en el que se certifiquen la composición y propiedades del acero. Dentro de este control se deben especificar las probetas utilizadas y los resultados obtenidos.

4. CONDICIONES DE EJECUCIÓN

En este apartado se procederá a explicar los diferentes procesos de fabricación para lograr las piezas necesarias para nuestro reductor de velocidad. Esta explicación detallara los mecanizados de engranajes, ejes, carcasa y tapas del reductor, teniendo en cuenta la maquinaria a usar y la operación que realizara esta.

4.1. EJE DE ENTRADA

El eje de entrada se fabricará a partir de una barra cilíndrica de 45x200. Las medidas de la pieza en bruto son más grandes para lograr el desbaste y buen acabado de las piezas, logrando así evitar las imperfecciones superficiales y las tolerancias de mecanizado pedidas para el proyecto. La tolerancia para asegurar la correcta fijación del rodamiento a la barra será de k5.

Así pues, el proceso de fabricación para el eje de entrada queda de la siguiente forma:

EJE ENTRADA			
MAQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE
Torno	Refrentado de 15mm	Extremos eje	-
	Cilindrado exterior de 40 mm	Todo el eje	-
	Cilindrado exterior de 35mm con radio de curvatura de 1,5mm	Eje	k5
	Achaflanado	Extremos eje	-
Fresadora	Ranurado	Chavetero	-

Tabla 117 - Proceso fabricación Eje de entrada

4.2. EJE INTERMEDIO

El eje intermedio se fabricará a partir de una barra cilíndrica de 75x260. Las medidas de la pieza en bruto son más grandes para lograr el desbaste y buen acabado de las piezas, logrando así evitar las imperfecciones superficiales y las tolerancias de mecanizado pedidas para el proyecto. La tolerancia para asegurar la correcta fijación del rodamiento a la barra será de k5.

Así pues, el proceso de fabricación para el eje intermedio queda de la siguiente forma:

EJE INTERMEDIO			
MAQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE
Torno	Refrentado de 2,5mm	Extremos eje	-
	Cilindrado exterior de 60 mm	Todo el eje	-
	Cilindrado exterior de 50mm con radio de curvatura de 1,5mm	Eje	k5
	Achaflanado	Extremos eje	-
Fresadora	Ranurado	Chavetero	-

Tabla 118 - Proceso fabricación Eje intermedio

4.3. EJE DE SALIDA

El eje de salida se fabricará a partir de una barra cilíndrica de 100x360. Las medidas de la pieza en bruto son más grandes para lograr el desbaste y buen acabado de las piezas, logrando así evitar las imperfecciones superficiales y las tolerancias de mecanizado pedidas para el proyecto. La tolerancia para asegurar la correcta fijación del rodamiento a la barra será de k5.

Así pues, el proceso de fabricación para el eje de salida queda de la siguiente forma:

EJE SALIDA			
MAQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE
Torno	Refrentado de 5mm	Extremos eje	-
	Cilindrado exterior de 85 mm	Todo el eje	-
	Cilindrado exterior de 75mm con radio de curvatura de 1,5mm	Eje	k5
	Achaflanado	Extremos eje	-
Fresadora	Ranurado	Chavetero	-

Tabla 119 - Proceso fabricación Eje de salida

4.4. PIÑÓN EJE ENTRADA

El piñón de entrada se fabricará a partir de una pieza cilíndrica de 85x40. Las medidas de la pieza en bruto son más grandes para lograr el desbaste y buen acabado de las piezas, logrando así evitar las imperfecciones superficiales y las tolerancias de mecanizado pedidas para el proyecto.

Así pues, el proceso de fabricación para el piñón del eje de entrada queda de la siguiente forma:

PIÑÓN EJE DE ENTRADA			
MAQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE
Torno	Refrentado	Caras exteriores	-
	Cilindrado exterior de 82 mm	Circunf. exterior dentado	-
	Cilindrado interior de 35mm	Circunf. Eje	-
Fresadora	Tallado	Dentado	-
	Ranurado	Chavetero	-

Tabla 120 - Proceso fabricación Piñón eje de entrada

4.5. RUEDA EJE INTERMEDIO

La rueda del eje intermedio se fabricará a partir de una pieza cilíndrica de 400X50. Las medidas de la pieza en bruto son más grandes para lograr el desbaste y buen acabado de las piezas, logrando así evitar las imperfecciones superficiales y las tolerancias de mecanizado pedidas para el proyecto.

Así pues, el proceso de fabricación para la rueda del eje intermedio queda de la siguiente forma:

RUEDA EJE INTERMEDIO			
MAQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE
Torno	Refrentado	Caras exteriores	-
	Cilindrado exterior de 372 mm	Circunf. exterior dentado	-
	Cilindrado interior de 50 mm	Circunf. Eje	-
Fresadora	Fresado interior	Caras internas	-
	Fresado	Aligeramientos	-
	Tallado	Dentado	-
	Ranurado	Chavetero	-

Tabla 121 - Proceso fabricación Rueda eje intermedio

4.6. PIÑÓN EJE INTERMEDIO

El piñón del eje intermedio se fabricará a partir de una pieza cilíndrica de 110X60. Las medidas de la pieza en bruto son más grandes para lograr el desbaste y buen acabado de las piezas, logrando así evitar las imperfecciones superficiales y las tolerancias de mecanizado pedidas para el proyecto.

Así pues, el proceso de fabricación para el piñón del eje intermedio queda de la siguiente forma:

PIÑÓN EJE INTERMEDIO			
MAQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE
Torno	Refrentado	Caras exteriores	-
	Cilindrado exterior de 110 mm	Circunf. exterior dentado	-
	Cilindrado interior de 50 mm	Circunf. Eje	-
Fresadora	Tallado	Dentado	-
	Ranurado	Chavetero	-

Tabla 122 - Proceso fabricación Piñón eje intermedio

4.7. RUEDA EJE SALIDA

La rueda del eje de salida se fabricará a partir de una pieza cilíndrica de 440X100. Las medidas de la pieza en bruto son más grandes para lograr el desbaste y buen acabado de las piezas, logrando así evitar las imperfecciones superficiales y las tolerancias de mecanizado pedidas para el proyecto.

Así pues, el proceso de fabricación para la rueda del eje de salida queda de la siguiente forma:

RUEDA EJE SALIDA			
MAQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE
Torno	Refrentado	Caras exteriores	-
	Cilindrado exterior de 440 mm	Circunf. exterior dentado	-
	Cilindrado interior de 75 mm	Circunf. Eje	-
Fresadora	Fresado interior	Caras internas	-
	Fresado	Aligeramientos	-
	Tallado	Dentado	-
	Ranurado	Chavetero	-

Tabla 123 - Proceso fabricación Rueda eje de salida

4.8. CARCASA

La carcasa se fabricará mediante colada en molde de arena. Se fabricarán dos piezas, la carcasa superior e inferior, la cual será una réplica simétrica de la primera. Una vez realizada la estructura de la carcasa, se deberá realizar la comprobación de grietas tanto externas como internas, para evitar fracturas durante cargas de trabajo y posibles fugas de lubricante.

Cuando la estructura de la carcasa se haya sacado del molde y comprobado, se realizará el mecanizado, es decir, alojamientos de rodamientos, agujeros para tapas, tapones, visor de nivel y tornillería para unión de las dos carcasas. Se deberá tener en cuenta el ajuste K6 para el alojamiento de los rodamientos.

Así pues, el proceso de fabricación para las carcasas queda de la siguiente forma:

CARCASA INFERIOR			
MAQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE
Molde	Colada	Caras exteriores	-
	Fresado	Alojamiento rodamiento	K6
Fresadora	Fresado	Agujero tapon vaciado	-
	Fresado	Agujero visor	-
	Fresado	Tornilleria union carcasa	-
	Fresado	Tornilleria tapas	-

Tabla 124 - Proceso de fabricación Carcasa inferior

CARCASA SUPERIOR			
MAQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE
Molde	Colada	Caras exteriores	-
Fresadora	Fresado	Alojamiento rodamiento	K6
	Fresado	Agujero tapon llenado	-
	Fresado	Tornilleria union carcasa	-
	Fresado	Tornilleria tapas	-

Tabla 125 - Proceso de fabricación Carcasa superior

4.9. TAPA EJE DE ENTRADA

La tapa del eje de entrada se fabricará a partir de una pieza cilíndrica de fundición gris EN-GJL 250 de dimensiones 135x15. Las medidas de la pieza en bruto son más grandes para lograr el desbaste y buen acabado de las piezas, logrando así evitar las imperfecciones superficiales y las tolerancias de mecanizado pedidas para el proyecto.

Las operaciones para fabricar la tapa del eje de entrada queda de la siguiente forma:

TAPA EJE DE ENTRADA			
MAQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE
Torno	Refrentado	Caras exteriores	-
	Cilindrado exterior de 120 mm	Circunf. exterior	-
	Cilindrado interior de 80 mm	Circunf. Interior	-
	Taladrado de 40 mm	Agujero interior	-
Fresadora	Taladro + avellando de M6.	Agujero tornilleria	-

Tabla 126 - Proceso de fabricación Tapa eje de entrada

4.10. TAPA EJE DE SALIDA

La tapa del eje de salida se fabricará a partir de una pieza cilíndrica de fundición gris EN-GJL 250 de dimensiones 200x15. Las medidas de la pieza en bruto son más grandes para lograr el desbaste y buen acabado de las piezas, logrando así evitar las imperfecciones superficiales y las tolerancias de mecanizado pedidas para el proyecto.

Las operaciones para fabricar la tapa del eje de salida queda de la siguiente forma:

TAPA EJE DE SALIDA			
MAQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE
Torno	Refrentado	Caras exteriores	-
	Cilindrado exterior de 175 mm	Circunf. exterior	-
	Cilindrado interior de 135 mm	Circunf. Interior	-
	Taladrado de 80 mm	Agujero interior	-
Fresadora	Taladro + avellando de M6.	Agujero tornilleria	-

Tabla 127 - Proceso de fabricación Tapa eje de salida

4.11. MONTAJE/ENSAYO DEL REDUCTOR

El montaje del reductor consistirá en el ensamble de las piezas. La secuenciación del montaje queda de la siguiente forma:

MONTAJE	
OPERACIÓN	ZONA
Unión piñon/chaveta/eje entrada	Mecanismo
Unión rueda/chaveta/eje intermedio	Mecanismo
Unión piñon/chaveta/eje intermedio	Mecanismo
Unión rueda/chaveta/eje salida	Mecanismo
Montaje de rodamientos	Mecanismo
Montaje de retenes	Mecanismo
Ensamble mecanismo/carcasa	Carcasa/mecanismo
Fijación tornillería + junta entre carcasas + tapas	Carcasa
Montaje tapones + visor	Carcasa
Ensayo	Reductor

Tabla 128 - Proceso de montaje/ensayo del reductor

5. CONDICIONES FACULTATIVAS

En este apartado del pliego de condiciones, se dispone a explicar las condiciones legales del proyecto, en el cual se indicará la dirección, responsabilidades y planificación de los procesos de producción.

5.1. DELIMITACIONES DE LAS FUNCIONES TÉCNICAS

5.1.1. DIRECTOR TÉCNICO

La figura del director técnico comprenderá las siguientes funciones:

- Gestionar modificaciones del proyecto.
- Gestión del producto con el cliente, a nivel diseño y económico.
- Resolución de dudas del proyecto a nivel diseño.
- Máximo coordinador del proyecto.

5.1.2. PREPARADOR DESTACADO

- Solicitar modificaciones y gestión de modificaciones.
- Gestión de la compra y calidad del material.
- Resolución de dudas del proyecto nivel producción.
- Establecimiento de métodos y tiempos de producción.

5.1.3. FABRICANTE

- Gestión logística de los materiales.
- Seguimiento de métodos y planos marcados por el director y preparador.
- Acordar fechas según planificación marcada.

5.2. PRESCRIPCIONES

5.2.1. REVISIÓN DE LOS DOCUMENTOS DEL PROYECTO

Antes del proceso de fabricación tanto la figura del director técnico como del preparador destacado, verificarán que los documentos facilitados al fabricante serán los necesarios para entender, fabricar y mantener la calidad del producto deseado. En caso de que la información no sea clara, se solicitarán modificaciones o aclaraciones para poner en marcha de la fabricación del reductor de velocidad.

5.2.2. PLAN DE HIGIENE Y SEGURIDAD

El fabricante estará obligado a cumplir el plan de higiene y seguridad para asegurar unas condiciones de trabajo adecuadas para la fabricación el producto. Este punto deberá ser autorizado tanto por el director técnico como por el preparador destacado.

5.2.3. TRABAJOS NO ACORDADOS

El fabricante acepta como obligación la correcta fabricación del producto, aunque este no se haya estipulado dentro de la documentación. En caso de que hubiera trabajos de índole importante, los cuales no se viesen reflejados en los documentos, se solicitará una reforma siempre y cuando esto suponga una desviación mayor del 10% en todo el proyecto.

5.2.4. MODIFICACIONES

En caso de modificaciones o rechazos de calidad del material durante el proceso de fabricación, se deberá informar tanto a preparador destacado como al director técnico. Si estos problemas fueran de carácter industrial serán resueltos por el preparador destacado y modificado por el técnico del proyecto. En caso de que fueran modificaciones o rechazos que afecten a diseño o cálculo, serán consensuados, resueltos y modificados por el director técnico.

5.2.5. TIEMPOS DE FABRICACIÓN

La planificación del proyecto será marcada por el director técnico, en consonancia con el preparador destacado que establecerá los tiempos de fabricación. Estos tiempos de fabricación, tendrán en cuenta la serie y la curva de experiencia que determinará el tiempo que empleará el fabricante en construir un reductor de velocidad con todos los procesos interiorizados y en condiciones óptimas del taller.

5.3. PLANIFICACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto constará de cuatro fases bien diferenciadas para asegurar la correcta producción del reductor de velocidad. Estas fases se llevarán a cabo en consonancia entre preparador destacado y fabricante.

5.3.1. FASE DE PREPARACIÓN

Dentro de esta fase se llevará a cabo las siguientes acciones:

- Compra de los materiales necesarios para la obra.
- Preparación de la documentación e instrucciones para el proceso de fabricación.
- Comprobación de las instalaciones y condiciones del taller fabricante.
- Establecimiento de los tiempos de ejecución.
- Comprobación de calidad de los materiales para el proyecto.

5.3.2. FASE DE FABRICACIÓN

Dentro de la fabricación distinguimos las siguientes fases:

- Mecanizado de los elementos diseñados.
- Fabricación de la carcasa exterior.
- Montaje de los diferentes elementos del reductor.

5.3.3. FASE DE ENSAYO

En la fase de ensayo, se comprobará el correcto funcionamiento del reductor a las revoluciones indicadas y en ambos sentidos, en las condiciones marcadas por el proyecto, para asegurar la correcta puesta en servicio.

5.3.4. FASE DE TRANSPORTE

Con el reductor montado y ensayado, se procederá al envío de este, siempre y cuando se haya verificado por el director técnico del proyecto. El tiempo de envío variará dependiendo del destino.

6. GARANTÍA

Una vez el cliente haya recibido el producto, comenzará su fase de garantía, la cual tiene como objetivo garantizar el correcto funcionamiento del reductor en caso de cualquier desperfecto que no se haya encontrado durante la fase de ensayo y puede aparecer durante el uso de este.

El periodo de garantía será de un año, y el cliente tiene como derecho a reclamar cualquier desperfecto o problema que este impidiendo el correcto uso del reductor. Todos los gastos debido a estos problemas en ese período de tiempo, correrán a cargo del contratista.

La garantía será anulada si el cliente realiza modificaciones en el producto, es decir no podrá haber ningún cambio desde que se hizo entrega del producto. Además, la garantía podrá ser anulada en caso de encontrarse indicios de que el reductor ha sido usado de forma indebida o trabajando en condiciones no estipuladas en el pliego.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

DISEÑO Y CÁLCULO DE REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 22,2 Y PAR MÁXIMO DE SALIDA 2750 N·M

PRESUPUESTO

ÍNDICE – PRESUPUESTO

1. INTRODUCCIÓN	151
2. EJES	151
2.1. EJE DE ENTRADA	151
2.2. EJE INTERMEDIO	151
2.3. EJE DE SALIDA	152
3. ENGRANAJES	152
3.1. PIÑÓN EJE DE ENTRADA	152
3.2. RUEDA EJE INTERMEDIO	152
3.3. PIÑÓN EJE INTERMEDIO	153
3.4. RUEDA EJE DE SALIDA	153
4. CARCASA	154
5. TAPA EJE DE ENTRADA	154
6. TAPA EJE DE SALIDA	155
7. MONTAJE/ENSAYO DEL REDUCTOR.....	155
8. PIEZAS SUMINISTRADAS	156
9. COSTE NETO	156
10. VALOR TOTAL	157

1. INTRODUCCIÓN

2. EJES

2.1. EJE DE ENTRADA

El eje de entrada se fabricará a partir de una barra de 34CrNiMo6 de dimensión 45x240, la cual se mecanizará en torno y fresadora y que necesitará un ajuste k5, para poder fijar los rodamientos. El presupuesto queda de la siguiente forma:

EJE ENTRADA						
MATERIAL						
MATERIAL	DIMENSIÓN	PESO (kg)			PRECIO (€)	
34CrNiMo6	45x240	3,04			6,26 €	
MECANIZADO						
MÁQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE	COSTE (€)	TIEMPO (h)	PRECIO (€)
Torno	Refrentado de 20mm	Extremos eje	-	23,40 €	0,2	4,68 €
	Cilindrado exterior de 40 mm	Todo el eje	-	23,40 €	0,4	9,36 €
	Cilindrado exterior de 35mm con radio de curvatura de 2,5mm	Eje	k5	25,00 €	0,56	14,00 €
	Achafanado	Extremos eje	-	23,40 €	0,2	4,68 €
Fresadora	Ranurado	Chavetero	-	25,40 €	0,5	12,70 €
					PRECIO MECANIZADO	45,42 €
					PRECIO TOTAL	51,68 €

Tabla 129 - Presupuesto Eje de entrada

2.2. EJE INTERMEDIO

El eje intermedio se fabricará a partir de una barra de 34CrNiMo6 de dimensión 75x260, la cual se mecanizará en torno y fresadora y que necesitará un ajuste k5, para poder fijar los rodamientos. El presupuesto queda de la siguiente forma:

EJE INTERMEDIO						
MATERIAL						
MATERIAL	DIMENSIÓN	PESO (kg)			PRECIO (€)	
34CrNiMo6	75x260	9,13			19,37 €	
MECANIZADO						
MÁQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE	COSTE (€)	TIEMPO (h)	PRECIO (€)
Torno	Refrentado de 15mm	Extremos eje	-	23,40 €	0,2	4,68 €
	Cilindrado exterior de 60 mm	Todo el eje	-	23,40 €	0,4	9,36 €
	Cilindrado exterior de 50 mm con radio de curvatura de 2,5mm	Eje	k5	25,00 €	0,6	15,00 €
	Achafanado	Extremos eje	-	23,40 €	0,2	4,68 €
Fresadora	Ranurado	Chavetero	-	25,40 €	0,5	12,70 €
					PRECIO MECANIZADO	46,42 €
					PRECIO TOTAL	65,79 €

Tabla 130 - Presupuesto Eje intermedio

2.3. EJE DE SALIDA

El eje de salida se fabricará a partir de una barra de 34CrNiMo6 de dimensión 100x360, la cual se mecanizará en torno y fresadora y que necesitará un ajuste k5, para poder fijar los rodamientos. El presupuesto queda de la siguiente forma:

EJE DE SALIDA						
MATERIAL						
MATERIAL	DIMENSIÓN	PESO (kg)			PRECIO (€)	
34CrNiMo6	100X360	22,5			45,67 €	
MECANIZADO						
MÁQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE	COSTE (€)	TIEMPO (h)	PRECIO (€)
Torno	Refrentado de 5mm	Extremos eje	-	23,40 €	0,2	4,68 €
	Cilindrado exterior de 85 mm	Todo el eje	-	23,40 €	0,4	9,36 €
	Cilindrado exterior de 75mm con radio de curvatura de 1,5mm	Eje	k5	25,00 €	0,8	20,00 €
Fresadora	Achaflanado	Extremos eje	-	23,40 €	0,2	4,68 €
	Ranurado	Chavetero	-	25,40 €	0,5	12,70 €
					PRECIO MECANIZADO	
				PRECIO TOTAL		97,09 €

Tabla 131 - Presupuesto Eje de salida

3. ENGRANAJES

3.1. PIÑÓN EJE DE ENTRADA

El piñón eje de entrada se fabricará a partir de una pieza de 42CrMo4 de dimensión 90x40, la cual se mecanizará en torno y fresadora. El presupuesto del componente queda de la siguiente forma:

PIÑÓN EJE DE ENTRADA						
MATERIAL						
MATERIAL	DIMENSIÓN	PESO (kg)			PRECIO (€)	
42CrMo4	90x40	2			4,23 €	
MECANIZADO						
MÁQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE	COSTE (€)	TIEMPO (h)	PRECIO (€)
Torno	Refrentado	Caras exteriores	-	23,40 €	0,4	9,36 €
	Cilindrado exterior de 82 mm	Circunf. exterior dentado	-	23,40 €	0,3	7,02 €
	Cilindrado interior de 35mm	Circunf. Eje	-	23,40 €	0,4	9,36 €
Fresadora	Tallado	Dentado	-	25,40 €	1,1	27,94 €
	Ranurado	Chavetero	-	25,40 €	0,2	5,08 €
				PRECIO MECANIZADO		58,76 €
				PRECIO TOTAL		62,99 €

Tabla 132 - Presupuesto Piñón eje de entrada

3.2. RUEDA EJE INTERMEDIO

La rueda del eje intermedio se fabricará a partir de una pieza de 42CrMo4 de dimensión 400x50, la cual se mecanizará en torno y fresadora. El presupuesto del componente queda de la siguiente forma:

RUEDA EJE INTERMEDIO						
MATERIAL						
MATERIAL	DIMENSIÓN	PESO (kg)				PRECIO (€)
42CrMo4	40X50	40,74				72,82 €
MECANIZADO						
MÁQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE	COSTE (€)	TIEMPO (h)	PRECIO (€)
Torno	Refrentado	Caras exteriores	-	23,40 €	1,52	35,57 €
	Cilindrado exterior de 372 mm	Circunf. exterior dentado	-	23,40 €	0,3	7,02 €
	Cilindrado interior de 50 mm	Circunf. Eje	-	23,40 €	0,4	9,36 €
Fresadora	Fresado interior	Caras internas	-	25,40 €	1,1	27,94 €
	Fresado	Aligeramientos	-	25,40 €	1,95	49,53 €
	Tallado	Dentado	-	25,40 €	2,05	52,07 €
	Ranurado	Chavetero	-	25,40 €	0,2	5,08 €
					PRECIO MECANIZADO	143,98 €
					PRECIO TOTAL	216,80 €

Tabla 133 - Presupuesto Rueda eje intermedio

3.3. PIÑÓN EJE INTERMEDIO

El piñón eje intermedio se fabricará a partir de una pieza de 42CrMo4 de dimensión 90x40, la cual se mecanizará en torno y fresadora. El presupuesto del componente queda de la siguiente forma:

PIÑÓN EJE INTERMEDIO						
MATERIAL						
MATERIAL	DIMENSIÓN	PESO (kg)				PRECIO (€)
42CrMo4	90x40	4,54				10,97 €
MECANIZADO						
MÁQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE	COSTE (€)	TIEMPO (h)	PRECIO (€)
Torno	Refrentado	Caras exteriores	-	23,40 €	0,3	7,02 €
	Cilindrado exterior de 110 mm	Circunf. exterior dentado	-	23,40 €	0,45	10,53 €
	Cilindrado interior de 50 mm	Circunf. Eje	-	23,40 €	0,5	11,70 €
Fresadora	Tallado	Dentado	-	25,40 €	1,1	27,94 €
	Ranurado	Chavetero	-	25,40 €	0,2	5,08 €
					PRECIO MECANIZADO	62,27 €
					PRECIO TOTAL	73,24 €

Tabla 134 - Presupuesto Piñón eje intermedio

3.4. RUEDA EJE DE SALIDA

La rueda del eje de salida se fabricará a partir de una pieza de 42CrMo4 de dimensión 440x100, la cual se mecanizará en torno y fresadora. El presupuesto del componente queda de la siguiente forma:

RUEDA EJE DE SALIDA						
MATERIAL						
MATERIAL	DIMENSIÓN	PESO (kg)				PRECIO (€)
42CrMo4	440X100	80,69				152,74 €
MECANIZADO						
MÁQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE	COSTE (€)	TIEMPO (h)	PRECIO (€)
Torno	Refrentado	Caras exteriores	-	23,40 €	1,2	28,08 €
	Cilindrado exterior de 440 mm	Circunf. exterior dentado	-	23,40 €	0,5	11,70 €
	Cilindrado interior de 75 mm	Circunf. Eje	-	23,40 €	0,65	15,21 €
Fresadora	Fresado interior	Caras internas	-	25,40 €	2,3	58,42 €
	Fresado	Aligeramientos	-	25,40 €	1,95	49,53 €
	Tallado	Dentado	-	25,40 €	2,5	63,50 €
	Ranurado	Chavetero	-	25,40 €	0,2	5,08 €
					PRECIO MECANIZADO	191,74 €
					PRECIO TOTAL	344,48 €

Tabla 135 - Presupuesto Rueda eje de salida

4. CARCASA

La carcasa se fabricará mediante colada en molde con fundición gris EN-GJL-250. La carcasa se compone de dos piezas, la carcasa inferior y superior. Una vez, realizada la colada en el molde, las dos carcasas se mecanizarán para realizar los agujeros para tapas, tapones y tornillería de fijación. El presupuesto de la carcasa queda de la siguiente forma:

CARCASA						
MATERIAL						
MATERIAL	DIMENSIÓN	PESO (kg)			PRECIO (€)	
EN-GJL-250	260X360X880	30			28,52	
MOLDE						
MÁQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE	COSTE (€)	TIEMPO (h)	PRECIO (€)
Molde	Colada	Caras exteriores	-	2.300,00 €	1	2.300,00 €
MECANIZADO CARCASA INFERIOR						
MÁQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE	COSTE (€)	TIEMPO (h)	PRECIO (€)
Fresadora	Fresado	Alojamiento rodamiento	K6	25,40 €	0,75	19,05 €
	Fresado	Agujero tapon vaciado	-	25,40 €	0,5	12,70 €
	Fresado	Agujero visor	-	25,40 €	0,5	12,70 €
	Fresado	Tornillería unión carcasa	-	25,40 €	1,2	30,48 €
	Fresado	Tornillería tapas	-	25,40 €	0,8	20,32 €
MECANIZADO CARCASA SUPERIOR						
MÁQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE	COSTE (€)	TIEMPO (h)	PRECIO (€)
Fresadora	Fresado	Alojamiento rodamiento	K6	25,40 €	0,75	19,05 €
	Fresado	Agujero tapón llenado	-	25,40 €	0,5	12,70 €
	Fresado	Tornillería unión carcasa	-	25,40 €	1,2	30,48 €
	Fresado	Tornillería tapas	-	25,40 €	0,8	20,32 €
					PRECIO MECANIZADO	190,50 €
					PRECIO TOTAL	2.490,50 €

Tabla 136 - Presupuesto Carcasa

5. TAPA EJE DE ENTRADA

La tapa del eje de entrada se fabricará a partir de una pieza de EN-GJL-250 de dimensión 135x15, la cual se mecanizará en torno y fresadora. El presupuesto del componente queda de la siguiente forma:

TAPA EJE DE ENTRADA						
MATERIAL						
MATERIAL	DIMENSIÓN	PESO (kg)			PRECIO (€)	
EN-GJL-250	135x15	0,8			1,20 €	
MECANIZADO						
MÁQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE	COSTE (€)	TIEMPO (h)	PRECIO (€)
Torno	Refrentado	Caras exteriores	-	23,40 €	0,2	4,68 €
	Cilindrado exterior de 120 mm	Circunf. exterior	-	23,40 €	0,5	11,70 €
	Cilindrado interior de 80 mm	Circunf. interior	-	23,40 €	0,65	15,21 €
Fresadora	Taladrado de 40 mm	Agujero interior	-	25,40 €	0,5	12,70 €
	Taladro + avellando de M6.	Agujero tornillería	-	25,40 €	0,5	12,70 €
					PRECIO MECANIZADO	56,99 €
					PRECIO TOTAL	58,19 €

Tabla 137 - Presupuesto Tapa eje de entrada

6. TAPA EJE DE SALIDA

La tapa del eje de salida se fabricará a partir de una pieza de EN-GJL-250 de dimensión 200x15, la cual se mecanizará en torno y fresadora. El presupuesto del componente queda de la siguiente forma:

TAPA EJE DE SALIDA						
MATERIAL						
MATERIAL	DIMENSIÓN	PESO (kg)			PRECIO (€)	
EN-GJL-250	200X15	0,9			1,40 €	
MECANIZADO						
MÁQUINA	OPERACIÓN	ZONA	AJUSTE	COSTE (€)	TIEMPO (h)	PRECIO (€)
Torno	Refrentado	Caras exteriores	-	23,40 €	0,21	4,91 €
	Cilindrado exterior de 175 mm	Circunf. exterior	-	23,40 €	0,55	12,87 €
	Cilindrado interior de 135 mm	Circunf. Interior	-	23,40 €	0,7	16,38 €
	Taladrado de 80 mm	Agujero interior	-	25,40 €	0,5	12,70 €
Fresadora	Taladro + avellando de M6.	Agujero tornillería	-	25,40 €	0,5	12,70 €
					PRECIO MECANIZADO	59,56 €
					PRECIO TOTAL	60,96 €

Tabla 138 - Presupuesto Tapa eje de salida

7. MONTAJE/ENSAYO DEL REDUCTOR

El montaje y ensayo del reductor se presupuesta de la siguiente forma:

MONTAJE DEL REDUCTOR				
ENSAMBLE/ENSAYO				
OPERACIÓN	ZONA	COSTE (€)	TIEMPO (h)	PRECIO (€)
Unión piñón/chaveta/eje entrada	Mecanismo	21,50 €	0,4	8,60 €
Unión rueda/chaveta/eje intermedio	Mecanismo	21,50 €	0,4	8,60 €
Unión piñón/chaveta/eje intermedio	Mecanismo	21,50 €	0,4	8,60 €
Unión rueda/chaveta/eje salida	Mecanismo	21,50 €	0,4	8,60 €
Montaje de rodamientos	Mecanismo	21,50 €	0,1	2,15 €
Montaje de retenes	Mecanismo	21,50 €	0,1	2,15 €
Ensamble mecanismo/carcasa	Carcasa/mecanismo	21,50 €	1,5	32,25 €
Fijación tornillería + junta entre carcasas + tapas	Carcasa	21,50 €	0,75	16,13 €
Montaje tapones + visor	Carcasa	21,50 €	0,5	10,75 €
Ensayo	Reductor	26,30 €	5	131,50 €
			PRECIO PROCESO	229,33 €

Tabla 139 - Presupuesto Montaje/Ensayo del reductor

8. PIEZAS SUMINISTRADAS

A continuación, se presenta el presupuesto de las piezas suministradas que cuenta con diseño propio, necesarias para el montaje del reductor:

PIEZAS SUMINISTRADAS				
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD	COSTE/UNID	TOTAL
Rodamiento SKF 33207	2	UD.	22,69 €	45,38 €
Rodamiento SKF JM/205149/110	2	UD.	54,28 €	108,56 €
Rodamiento SKF 33115	2	UD.	84,89 €	169,78 €
Chaveta 44x10x8	1	UD.	1,42 €	1,42 €
Chaveta 63x14x9	2	UD.	1,61 €	3,22 €
Chaveta 88x20x12	1	UD.	2,34 €	2,34 €
Sello radial HMS5 RG 35x47x6	1	UD.	2,89 €	2,89 €
Sello radial HMS5 RG1 75x90x7	1	UD.	3,07 €	3,07 €
Tapon llenado NORELEM - 28022	1	UD.	1,31 €	1,31 €
Tapon vaciado NORELEM - 28024	1	UD.	1,64 €	1,64 €
Visor de nivel GN-743	1	UD.	17,41 €	17,41 €
Tornillo avellanado - DIN 7991 - M6x35	12	UD.	0,05 €	0,60 €
Tornillo hexagonal - DIN 933 - M6x80	14	UD.	0,30 €	4,20 €
Arandela - DIN 125 - D6,4	14	UD.	0,07 €	0,98 €
Tuerca hexagonal - DIN934 - M6	14	UD.	0,10 €	1,40 €
Pintura RAL 7016	5	L	9,36 €	46,80 €
Aceito ISO VG	15	L	3,92 €	58,80 €
			TOTAL	469,80 €

Tabla 140 - Presupuesto material suministrado

9. COSTE NETO

Finalmente valoramos el precio de fabricación del producto. El presupuesto queda de la siguiente manera:

COSTE NETO	
DESCRIPCION	COSTE
Eje de entrada	51,68 €
Eje intermedio	65,79 €
Eje de salida	97,09 €
Piñón eje de entrada	62,99 €
Rueda eje intermedio	216,80 €
Piñón eje intermedio	73,24 €
Rueda eje de salida	344,48 €
Carcasa	2.490,50 €
Tapa eje de entrada	58,19 €
Tapa eje de salida	60,96 €
Componentes suministrados	469,80 €
Montaje/Ensayo	229,33 €
TOTAL	4.220,85 €

Tabla 141 - Coste neto

10. COSTE TOTAL

Para finalizar el presupuesto se indica a continuación el coste total del producto. El presupuesto queda de la siguiente forma:

COSTE TOTAL	
DESCRIPCION	COSTE/UNIDAD
Coste neto	4.220,85 €
Gastos generales (15%)	633,13 €
Beneficio industrial (25%)	1.055,21 €
Subtotal	5.909,19 €
IVA (21%)	1.240,93 €
TOTAL	7.150,12 €

Tabla 142 - Coste total