



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN DE 150KW

TRABAJO FIN DE GRADO

AUTOR: Roberto García del Castillo Escartí

TUTOR: Francisco Valero Chuliá

TITULACIÓN: Ingeniería Mecánica

JULIO 2021

TABLA DE CONTENIDO:

DOCUMENTO 1: MEMORIA	3
ANEXO 1: CÁLCULOS	28
ANEXO 2: TABLAS.....	59
ANEXO 3: BIBLIOGRAFÍA.....	80
DOCUMENTO 2: PLANOS	82
DOCUMENTO 3: PLIEGO DE CONDICIONES	107
DOCUMENTO 4: PRESUPUESTO	120



**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN
VEHÍCULO DE COMPETICIÓN DE 150KW**

DOCUMENTO N.º 1:

MEMORIA

ÍNDICE MEMORIA:

1. OBJETO DEL PROYECTO	6
2. ESTUDIO DE NECESIDADES	7
2.1 Par máximo	7
2.2 Condiciones de diseño	7
2.3 Condiciones ambientales y de trabajo	8
2.4 Condiciones de mantenimiento.....	8
3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS.....	9
3.1 Engranajes	9
3.2 Ejes	11
3.3 Rodamientos	12
3.3.1 Rígidos de bolas	12
3.3.2 De bolas de tipo máximo	13
3.3.3 De contacto angular	13
3.3.4 De autoalineación.....	14
3.3.5 De rodillos cilíndricos.....	14
3.3.6 De rodillos cónicos.....	15
3.3.7 De rodillos esféricos	15
3.3.8 De agujas.....	15
3.4 Carcasa	16
3.4.1. Fundición gris	16
3.4.1. Aluminio mecanizado	16
4. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA.....	17
4.1 Descripción de los engranajes	17
4.1.1 Etapa 1	18
4.1.2 Etapa 2	19
4.2 Descripción del lubricante	20
4.3 Descripción de los ejes.....	21
4.3.1 Eje de entrada	22
4.3.2 Eje intermedio	23
4.3.3 Eje de salida.....	23
4.4 Descripción de los rodamientos.....	24

4.5 Descripción de los anillos retenedores	25
4.6 Descripción de la carcasa.....	25
4.7 Descripción de sellos de aceite	26
4.8 Descripción de tapón de llenado y de vaciado.....	27

1. OBJETO DEL PROYECTO

El objeto de este proyecto es el diseño y cálculo de un reductor de velocidad genérico para la entrada del diferencial en un vehículo de competición de 150kW. La finalidad de un reductor de velocidad es entregar el par de giro necesario, mientras que para ello disminuye la velocidad de giro que proporciona el motor de combustión interna del vehículo.

En este caso se trata de un reductor de doble etapa con ejes de entrada y salida coaxiales. El diseño debe ir enfocado en que éste sea lo más compacto posible para reducir el peso al máximo, algo muy importante en los vehículos de competición.

La caja del reductor debe ser fácilmente desmontable para poder acceder a los engranajes, que deben ser fácilmente intercambiables para posibles modificaciones de la relación de transmisión. Se utilizarán unos engranajes específicos para esta aplicación con un peso muy reducido que no siguen la norma ISO. Para este proyecto, se va a diseñar y calcular el reductor para una relación de transmisión de 1,41.

2. ESTUDIO DE NECESIDADES

2.1 Par máximo

El reductor de velocidad debe ser capaz de soportar un par máximo correspondiente a una potencia de 150 kW sin producirse ningún tipo de fallo mecánico. Esta potencia se alcanza cuando el motor alcanza 5.250 rpm. Antes del reductor de velocidad, está instalada la caja de cambios, que reducirá las revoluciones en función de la marcha que se engrane. Las condiciones más desfavorables, en las que el par es máximo, se dan cuando circula en primera marcha, ya que el vehículo necesita menos velocidad y mayor par de tracción.

La caja de cambios que se va a usar como referencia tiene una relación de transmisión en la primera velocidad de 3,188. Por tanto, el régimen de giro en la salida de la caja de cambios en primera marcha, que equivale al régimen de giro en la entrada del reductor, será $n_{ent} = 1647,059$ rpm.

Una vez se conoce el régimen de giro en la entrada del reductor de velocidad se puede calcular el par máximo que deberán soportar los engranajes. Cuando esté engranada la primera marcha será: $M_{m\acute{a}x} = 893,105$ N·m.

2.2 Condiciones de diseño

El diseño del reductor de velocidad debe ser compacto para reducir al máximo su peso. Los engranajes que se utilizarán serán específicos para este tipo de reductores de velocidad para vehículos de competición, en particular se utilizarán unos engranajes de la marca *Winters Performance* de la serie *10 Spline 8500*. Estos engranajes están fabricados en Acero AISI SAE 8620 y no siguen la norma ISO. Tienen un ancho característico de 11/8 de pulgada y se montan con una distancia entre ejes de 7/2 de pulgada. Los ejes que los soportan son ejes ranurados con 10 dientes lo que facilita el intercambio de los engranajes y así poder modificar la relación de transmisión. Por último, para poder acceder a los ejes y realizar el intercambio de los engranajes, la carcasa del reductor debe ser fácilmente desmontable.

2.3 Condiciones ambientales y de trabajo

El reductor de velocidad está diseñado para ir instalado en un vehículo de competición por lo que estará sometido a unas condiciones de trabajo agresivas. Debido a las características de la máquina motriz sufrirá choques moderados. Además, la carcasa debe ser resistente a vibraciones y a posibles impactos de objetos del terreno que puedan saltar y golpear el reductor.

2.4 Condiciones de mantenimiento

Para asegurar el correcto funcionamiento del reductor, los rodamientos deberán ser intercambiados cuando correspondan, dependiendo del tipo y modelo que se emplee en el reductor. Por otra parte, el aceite de lubricación se deberá ajustar a la recomendación del fabricante de los engranajes, utilizándose aceite SAE 80W90. Éste se deberá rellenar hasta el nivel correspondiente cada vez que se efectúe un cambio de engranajes para modificar la relación de transmisión o reemplazar cada 10.000 kilómetros.

3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Se entienden como soluciones alternativas todas aquellas que cumplan las condiciones de diseño, de trabajo y de mantenimiento, siendo a su vez capaces de soportar la potencia máxima que entrega el motor.

3.1 Engranajes

El tipo de engranajes que se van a utilizar está definido por las condiciones de diseño, por tanto, las diferentes alternativas se basarán únicamente en las distintas combinaciones que se pueden hacer entre las parejas de engranajes del catálogo.

Como se ha comentado anteriormente, en este reductor se van a utilizar solamente engranajes específicos para este fin, en concreto, la serie *10 Spline 8500* de la marca *Winters Performance*. Estos engranajes están fabricados con acero AISI SAE 8620 y se comercializan por parejas. Están diseñados para ser fácilmente intercambiables y ser instalados a una distancia entre ejes de 88,9mm; por esto, cada pareja de engranajes cuenta con un módulo distinto.

El objetivo del reductor es obtener una relación de transmisión total entre las dos etapas de 1,41. Se va a optar por dividir esta relación de transmisión prácticamente por igual en ambas etapas, para así reducir el esfuerzo que deberán soportar. Por tanto, cada etapa debe tener una relación de transmisión entre 1,16 y 1,21.

Basándonos en el catálogo comercial se han seleccionado unas parejas de engranajes que cumplan esas relaciones de transmisión. Para cada pareja de engranajes se han calculado varias combinaciones posibles para obtener la relación de transmisión total, además del error que se produce de la relación de transmisión deseada. En el caso de que las dos etapas estén formadas por parejas de engranajes distintas, se utilizará el piñón con menos dientes en la segunda etapa. Esto es debido a que en la segunda etapa deberá de soportar un par mayor.

Para referenciar las parejas de engranajes de la serie *10 Spline 8500*, que es la que se va a emplear en el proyecto, se añade el prefijo #85 a la nomenclatura de la pareja en cuestión.

ETAPA 1				ETAPA 2				i total	Error %
Set	Dientes piñón	Dientes rueda	i	Set	Dientes piñón	Dientes rueda	i		
17A	24	28	1,1667	09	19	23	1,2105	1,4123	0,16
08	22	26	1,1818	08	22	26	1,1818	1,3967	0,94
08	22	26	1,1818	19	21	25	1,1905	1,4069	0,22
19	21	25	1,1905	19	21	25	1,1905	1,4172	0,51
09A	25	30	1,2000	08A	23	27	1,1739	1,4087	0,09

Tabla 3.1. *Combinaciones de engranajes y sus relaciones de transmisión*

Basándonos en el error obtenido al comparar la relación de transmisión real con la relación de transmisión deseada se podrían descartar, tanto la combinación del set 8508 con el set 8508, como la que forman el set 8519 con el 8519.

Como se ha comentado previamente, las dimensiones de los engranajes y la distancia entre ejes está limitada a 88,9mm por las condiciones de diseño, por tanto, cada pareja tendrá un módulo distinto. En la siguiente tabla se muestra un resumen de los módulos en [mm] de cada pareja en las diferentes etapas.

ETAPA 1				ETAPA 2			
Set	Dientes piñón	Dientes rueda	Módulo [mm]	Set	Dientes piñón	Dientes rueda	Módulo [mm]
17A	24	28	3,419	09	19	23	4,233
08	22	26	3,704	08	22	26	3,704
08	22	26	3,704	19	21	25	3,865
19	21	25	3,865	19	21	25	3,865
09A	25	30	3,233	08A	23	27	3,556

Tabla 3.2. *Combinaciones de engranajes y sus módulos*

3.2 Ejes

El mayor inconveniente que se encuentra con los ejes son las restricciones geométricas que imponen los engranajes que comercializa *Winters Performance*, que son los que se van a emplear en el reductor. Estos tienen un estriado interno de 10 dientes, con un diámetro exterior de 31,75mm y un diámetro interior de 27,94mm.

Por otro lado, esta misma empresa solo comercializa ejes para reductores de una sola etapa por lo que no son compatibles con el reductor del proyecto, que es de doble etapa coaxial y requiere una configuración diferente de los ejes y los apoyos.

Debido a esta problemática, la única posibilidad es fabricar los ejes mediante mecanizado. Esto, por otro lado, permite total libertad a la hora del diseño y poder así buscar el tamaño más compacto posible.

3.3 Rodamientos

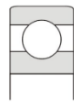
Para que los ejes estén fijos en su posición y giren correctamente, minimizando pérdidas energéticas por fricción, se montan sobre rodamientos. Los rodamientos se pueden clasificar en dos grandes grupos: radiales y axiales.

Para el caso de minimizar la fricción del giro de los ejes sólo se pueden utilizar rodamientos radiales. Además, como los engranajes que se van a emplear son de dientes rectos, se pueden utilizar rodamientos que no transmitan carga axial.

A continuación, se van a describir las características de todos los tipos de rodamientos que se podrían emplear, comentando sus ventajas y desventajas.

Junto al título correspondiente a cada tipo de rodamiento se puede observar su representación según la normativa ISO.

3.3.1 Rígidos de bolas



Los rodamientos de bolas son el tipo más común de rodamientos. Transmiten principalmente carga radial pero también pueden transmitir carga axial en ambas direcciones debido a que las pistas de rodadura envuelven lateralmente a la hilera de elementos rodantes.

Los más utilizados están compuestos por una sola hilera, pero también existen rodamientos con dos hileras, lo que permite aumentar la carga. Pueden suministrarse prelubricados con grasa y sellados, con protecciones laterales y con anillos exteriores.

Su bajo par torsor de fricción hace que resulten muy útiles en aplicaciones que requieran alta velocidad de funcionamiento y un rendimiento elevado.

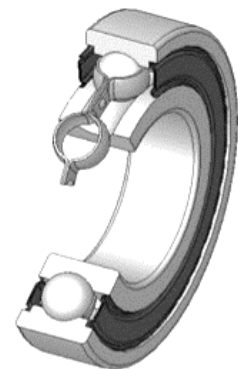


Figura 3.1 Rodamiento rígido de bolas

3.3.2 De bolas de tipo máximo



Estos rodamientos son similares a los rodamientos de bolas comunes, pero con más bolas. El aumento del número de bolas hace que tengan mayor capacidad de carga radial. Para poder introducir las bolas extras, cuentan con una ranura en el anillo interior y exterior de uno de los dos lados del rodamiento. Esta ranura provoca que los rodamientos tengan mal comportamiento cuando están sometidos a cargas axiales.

3.3.3 De contacto angular



Los rodamientos de contacto angular tienen las pistas de rodaduras dispuestas con una inclinación de forma que las bolas ejercen la presión de forma oblicua con respecto del eje sobre el que van montados.

Son capaces de transmitir tanto cargas radiales como axiales en una única dirección. Por este motivo, se suelen emplear en parejas orientadas de forma opuesta para poder transmitir cargas axiales en ambas direcciones. Se fabrican con tres ángulos de contacto distintos (15°, 30° y 40°). Cuanto mayor ángulo, mayor es la capacidad de carga axial pero peor es su funcionamiento a velocidades elevadas.



Figura 3.2 Rodamiento de contacto angular

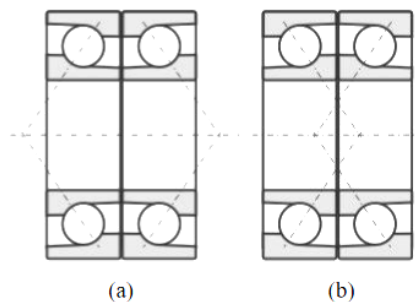
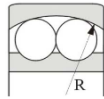


Figura 3.3 Combinaciones de rodamientos angulares: a) espalda-espalda, b) cara-cara

3.3.4 De autoalineación



Los rodamientos de bolas de autoalineación están formados por dos hileras de bolas. El anillo exterior tiene una superficie de rodadura esférica cuyo centro coincide con el centro del rodamiento, lo que provoca que pueda absorber desalineaciones angulares del eje causadas por la mala alineación de los apoyos o por la baja rigidez del eje que provoca su deformación.

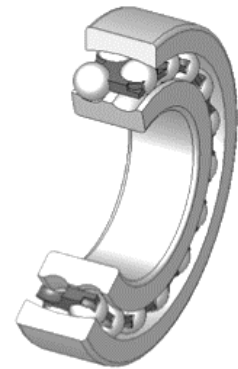


Figura 3.4 Rodamiento de autoalineación

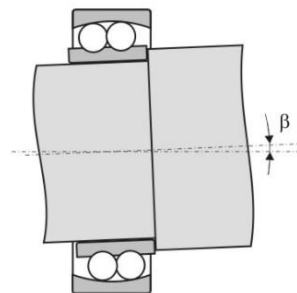
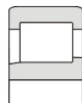


Figura 3.5 Rodamiento de autoalineación montado sobre un eje desalineado con la horizontal.

3.3.5 De rodillos cilíndricos



Estos rodamientos sustituyen las bolas como elementos rodantes por cilindros con los extremos abombados para reducir tensiones. La superficie de contacto aumenta considerablemente respecto de las bolas, pasa de ser puntual a lineal, por lo que su capacidad de carga radial aumenta. Los rodillos van guiados por pequeñas pestañas de los anillos, llamadas nervaduras. En función de la disposición de estas pestañas se pueden encontrar los siguientes tipos: NU, NJ NUP y N.

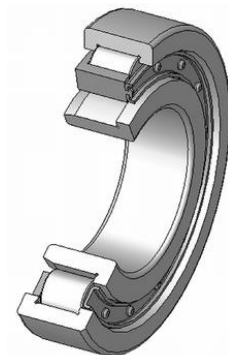


Figura 3.6 Rodamiento de rodillos cilíndricos

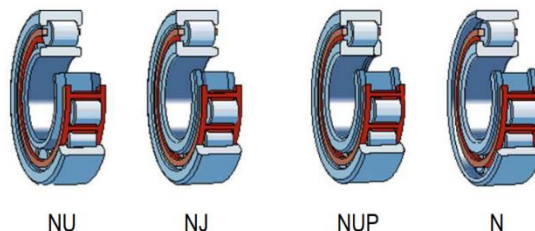
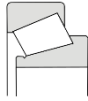


Figura 3.7 Tipos de rodamientos de rodillos cilíndricos en función de sus nervaduras.

3.3.6 De rodillos cónicos



Estos rodamientos combinan el planteamiento de los rodamientos de bolas de contacto angular con el uso de rodillos.

Los rodillos que se emplean son cónicos y van montados con cierta inclinación, lo que permite transmitir carga axial en un único sentido, además de la carga radial. Dependiendo del grado de inclinación de las pistas, se clasifican en: ángulo normal, medio y agudo. Al igual que los rodamientos de bolas de contacto angular se montan en parejas, tanto espalda-espalda, como cara-cara. Debido a su geometría es necesaria una precarga axial para que no se desmonte el rodamiento

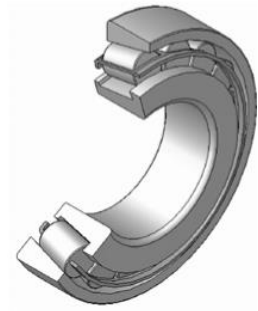
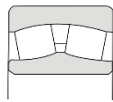


Figura 3.8 Rodamiento de rodillos cónicos

3.3.7 De rodillos esféricos



Están formados por dos hileras de rodillos y una superficie de rodadura esférica en el anillo exterior con el centro en el eje, lo que lo convierte en un rodamiento de autoalineación. Su elevado número de cilindros le proporciona una gran capacidad de carga radial y la inclinación de las dos hileras le permite soportar cargas axiales en ambas direcciones.

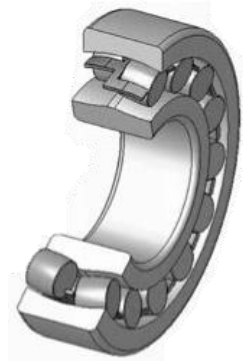
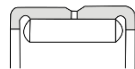


Figura 3.9 Rodamiento de rodillos esféricos

3.3.8 De agujas



Son rodamientos con rodillos cilíndricos con una relación longitud/diámetro muy elevada. Su gran ventaja es que consiguen soportar una carga radial muy elevada a pesar de su reducido tamaño en esta dirección. Por el contrario, no admiten carga axial y su tamaño en esta dirección es mayor. Existen rodamientos de agujas con y sin pistas de rodadura, en los casos de espacio reducido, el propio rodillo puede hacer la función de las pistas de rodadura.



Figura 3.10 Rodamiento de agujas

3.4 Carcasa

La carcasa es el armazón exterior del reductor, se encarga de proteger y aislar del exterior todos los componentes de corrosivos exteriores. A su vez, debe ser resistente ya que se encarga de soportar todos los esfuerzos y está sometido a fuertes vibraciones.

Para su fabricación, existen dos alternativas principales: realizarla mediante fundición gris o mediante aluminio mecanizado. A continuación, se describirán las ventajas e inconvenientes de ambas alternativas, teniendo en cuenta en todo momento que el reductor de velocidad está destinado para vehículos de competición.

3.4.1. Fundición gris

Las fundiciones grises son aleaciones hipoeutécticas con un porcentaje de carbono del 2- 4%. Son las más utilizadas en la industria para la producción de piezas que luego requieran un mecanizado, como este caso. Son mayormente empleadas en bancadas para máquinas, motores de combustión y otras piezas sometidas a desgaste y vibración. Para la fabricación de la carcasa en fundición gris se necesita fabricar un molde, proceso con un coste elevado, para luego introducir el metal fundido con la forma final de la carcasa. Como se ha comentado antes, necesita operaciones de mecanizado ya que la precisión que se alcanza con este método no es suficiente para ciertos componentes como puede ser el alojamiento de los rodamientos. Una vez fabricado el molde, el proceso de fabricación de cada pieza es más económico que otras alternativas por lo que se suele emplear este método para tiradas de grandes cantidades en las que amortizar la inversión del molde

3.4.1. Aluminio mecanizado

Por otro lado, el mecanizado desde un bloque en bruto de aluminio es un proceso más costoso, pero más preciso. A diferencia del método anterior, aquí se debe mecanizar toda la pieza desde cero, realizando el vaciado correspondiente, los redondeos, agujeros, roscas... Una gran ventaja de la fabricación en aluminio respecto de la fundición gris comentada antes es su diferencia de peso, siendo el aluminio prácticamente tres veces más ligero. Esto es determinante debido a lo mencionado previamente de la importancia de la aplicación del reductor, ya que, en los vehículos de competición, cada kilogramo marca una gran diferencia.

4. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA

4.1 Descripción de los engranajes

Partiendo de las combinaciones posibles que se han comentado en el apartado 3.1 se ha realizado un estudio tensional para comprobar que las distintas parejas de engranajes fueran capaces de resistir los esfuerzos a los que van a estar sometidos. Debido a que, en las diferentes etapas, la velocidad de giro es diferente, se analizarán por separado. Además, se ha de tener en cuenta que el par de engranajes escogido en la primera etapa marcará la velocidad de giro y el par máximo de los engranajes de la segunda etapa, por lo que las tensiones que se originen dependerán de la elección de engranajes de la primera etapa.

Primero se ha realizado un estudio de las tensiones que se originan por el contacto entre los engranajes. Estas tensiones generan lo que se denomina fallo superficial.

Por otro lado, se realiza el estudio de las tensiones que se originan debido a la flexión en la base del diente. Estas tensiones generan lo que se denomina fallo por flexión.

Los engranajes que se van a utilizar están fabricados en acero forjado de cementación AISI SAE 8620.

Los datos referentes a este material se pueden encontrar en el Documento3-Pliego de condiciones 4.1.3

Todos los cálculos referentes a la selección de engranajes y a su resistencia al fallo se pueden encontrar en el Anexo1-Cálculos 3.

4.1.1 Etapa 1

En la primera etapa de reducción de velocidad se va a instalar el set #8508. Esta pareja de engranajes, formada por un piñón de 22 dientes y una rueda de 26 dientes, tiene una relación de transmisión de 1,182. Los engranajes de este set tienen las siguientes dimensiones:

Piñón Etapa 1	
Dientes	22
Módulo [mm]	3,704
Diámetro primitivo [mm]	81,492
Diámetro exterior [mm]	88,900
Diámetro interior [mm]	72,231
Ángulo de presión [°]	20
Anchura [mm]	34,930

Tabla 4.1. Datos piñón etapa 1.

Rueda Etapa 1	
Dientes	26
Módulo [mm]	3,704
Diámetro primitivo [mm]	96,308
Diámetro exterior [mm]	103,720
Diámetro interior [mm]	87,048
Ángulo de presión [°]	20
Anchura [mm]	34,930

Tabla 4.2. Datos rueda etapa 1.

4.1.2 Etapa 2

En la segunda etapa se va a instalar el set #8519. Esta pareja de engranajes debe soportar un par mayor que la primera debido a la reducción que se produce en la primera etapa. Está formada por un piñón de 21 dientes y una rueda de 25 dientes, tiene una relación de transmisión de 1,191 y las siguientes dimensiones:

Piñón Etapa 2	
Dientes	21
Módulo [mm]	3,865
Diámetro primitivo [mm]	81,170
Diámetro exterior [mm]	88,900
Diámetro interior [mm]	71,507
Ángulo de presión [°]	20
Anchura [mm]	34,930

Tabla 4.3. Datos piñón etapa 2.

Rueda Etapa 2	
Dientes	25
Módulo [mm]	3,865
Diámetro primitivo [mm]	96,630
Diámetro exterior [mm]	104,361
Diámetro interior [mm]	86,967
Ángulo de presión [°]	20
Anchura [mm]	34,930

Tabla 4.4. Datos rueda etapa 2.

4.2 Descripción del lubricante

Para la lubricación del sistema reductor, se han seguido las indicaciones ofrecidas por el fabricante de los engranajes que se han utilizado de *Winters Performance*. Se recomienda el uso de aceite semisintético con molibdeno SAE 80W/90.

El aceite SAE 80W/90 se emplea principalmente en cajas de cambio manuales, diferenciales, así como transmisiones de vehículos y reductores de velocidad sometidos a cargas medias/altas.

Entre sus mayores ventajas, que lo hacen útil para estas aplicaciones, cabe destacar su elevada lubricidad ya que tiene fluidez en una amplia gama de temperaturas. Su gran capacidad para soportar cargas elevadas reduce considerablemente las pérdidas por fricción. Además, tiene una excelente resistencia a la degradación térmica y una reducida formación de residuos lo que consigue alargar la vida útil del aceite, consiguiendo un alto grado de limpieza. La adición de molibdeno, por otra parte, ayuda a reducir el desgaste a elevadas temperaturas y presiones.

Sus características fisicoquímicas según el método de prueba estándar SAE J306 son:

Aceite SAE 80W/90 según pruebas SAE J360	
Apariencia a Temperatura Ambiente	Brillante
Viscosidad Cinemática @100 °C, mm ² /s (cSt)	14,50
Viscosidad Cinemática @40 °C, mm ² /s (cSt)	125,60
Índice de Viscosidad	116
Densidad @ 15.6 °C, kg/L	0,8833
Punto de Inflamación, °C	223
Punto de Congelación, °C	-24

Tabla 4.5. Datos fisicoquímicos del aceite SAE 80W/90.

4.3 Descripción de los ejes

El reductor de doble etapa está formado por tres ejes: el de entrada, el intermedio y el de salida. Estos ejes son los que se encargan de transmitir el movimiento a través de los engranajes que llevan montados sobre ellos.

Para determinar que el diseño de estos ejes sea correcto se comprobará que cumpla los siguientes criterios:

- Rigidez torsional: que la deformación torsional no supere un máximo de $3^\circ/\text{m}$
- Deflexión lateral: para ejes de transmisión debe ser inferior a $1 \text{ mm}/\text{m}$ de longitud.
- Comportamiento en fatiga: un coeficiente de seguridad X mayor que 1,15.

Se diseñarán los ejes ajustándose a las restricciones geométricas que imponen los engranajes de cambio rápido de *Winters Performance*. Los engranajes tienen un estriado interior de 10 dientes con un diámetro exterior de 31,75mm y un diámetro interior de 27,94mm. El diámetro general del eje será de 27mm y tendrá una reducción a 25mm en los rodamientos.

La disposición de los ejes y los engranajes será la siguiente:

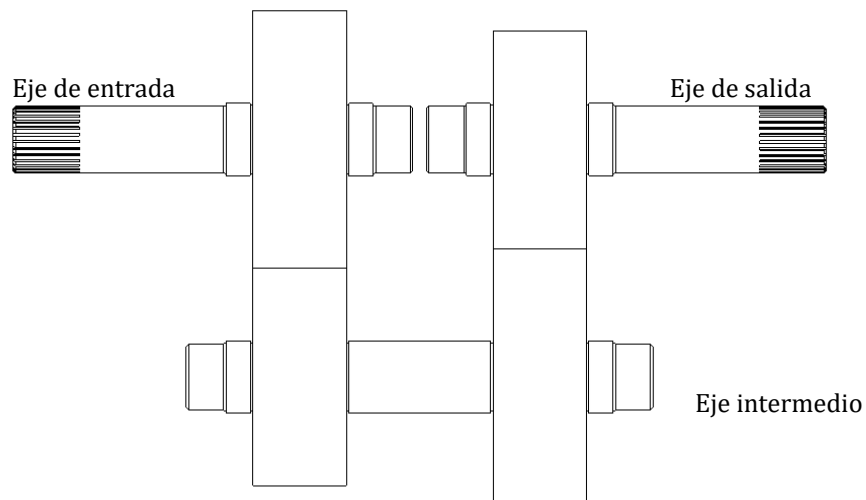


Figura 4.1 Representación básica de la disposición de los ejes y los engranajes del reductor.

Todos los cálculos referentes a los ejes y a su resistencia al fallo se pueden encontrar en el Anexo1-Cálculos 4.

4.3.1 Eje de entrada

El eje de entrada es el encargado de recibir el trabajo desarrollado por el motor de combustión después de pasar por la caja de cambios. Dado que se trata de un sistema reductor de velocidad y multiplicador de par, el eje de entrada es el que menor par soporta.

Durante las condiciones máximas de funcionamiento, con la caja de cambios en primera marcha y cuando el motor alcanza 5.250 rpm, el eje de entrada gira a una velocidad de 1647,59 rpm y proporciona un par máximo de 869,66 Nm.

Debido a que el diámetro máximo del eje está restringido por las condiciones de diseño de los engranajes, se ha dimensionado obteniendo la longitud máxima por rigidez torsional.

La longitud máxima obtenida es de 254,44mm, superior a la dimensión de diseño de 150,00mm

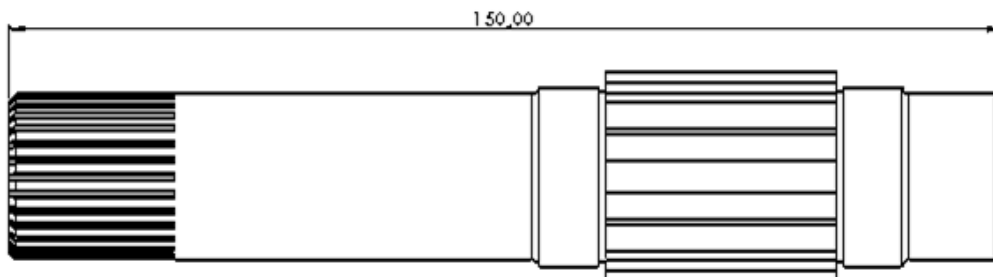


Figura 4.2 Representación del eje de entrada

4.3.2 Eje intermedio

Es el eje encargado de transmitir el trabajo de la rueda de la etapa 1 al piñón de la etapa 2. Tiene un régimen de giro de 1393,45rpm y transmite un par de 1027,95 Nm.

La longitud máxima obtenida según la rigidez torsional es de 215,26mm, superior a la dimensión de diseño de 174,85mm

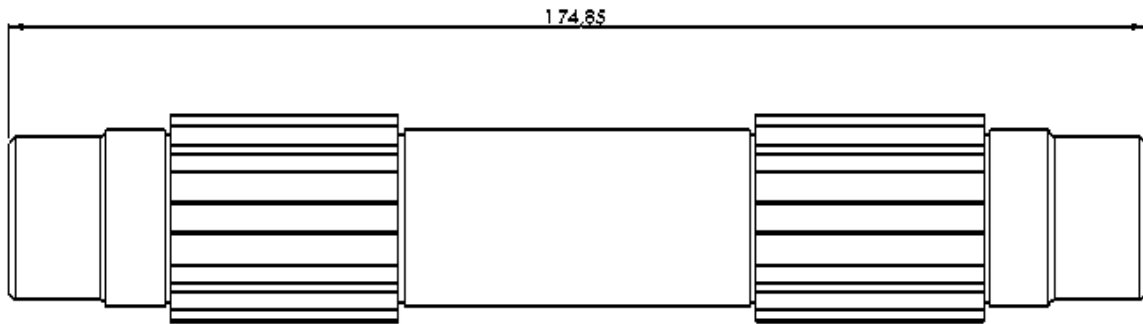


Figura 4.3 Representación del eje intermedio

4.3.3 Eje de salida

El eje de salida es el eje encargado de transmitir el trabajo que ha pasado por eje de entrada y el eje intermedio al diferencial.

Debido a las reducciones que se dan en las dos etapas, el régimen de giro de este eje es 1170,97rpm y el par aumenta hasta 1223,26 Nm.

La longitud máxima obtenida por rigidez torsional es de 180,89mm, superior a la dimensión de diseño de 150,00mm

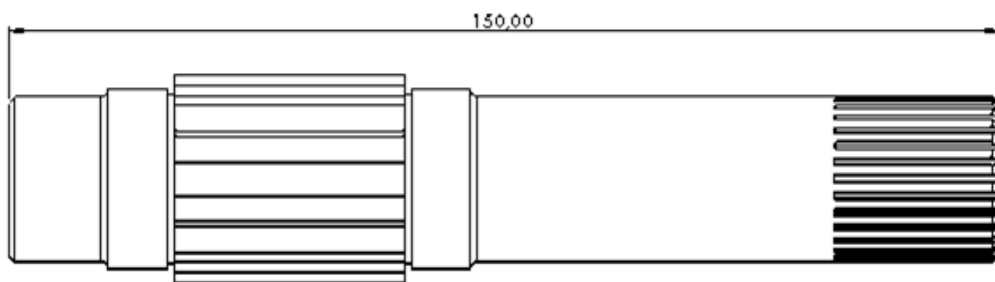


Figura 4.4 Representación del eje de salida.

4.4 Descripción de los rodamientos

Cada eje del sistema reductor va montado sobre dos rodamientos en sus extremos, para disminuir las pérdidas debidas a la fricción. Debido a que los esfuerzos a los que está sometido cada eje son distintos, los rodamientos que se monten en un eje pueden no ser aptos para otro. Los rodamientos han sido extraídos del catálogo del fabricante SKF.

El montaje que se ha escogido es la combinación de dos rodamientos de rodillos cilíndricos, un NUP y un NU.

En este caso por condiciones de diseño se eligieron los rodamientos 205 ECP. Estos son rodamientos con un diseño interno optimizado para incorporar más rodillos y/o rodillos de mayor tamaño, y donde el contacto entre el extremo del rodillo y la pestaña está modificado. Los rodillos van acompañados por una jaula de Poliamida66 reforzada con fibra de vidrio, centrada respecto de los rodillos. El número 205 de su designación corresponde a sus dimensiones, que son las siguientes:

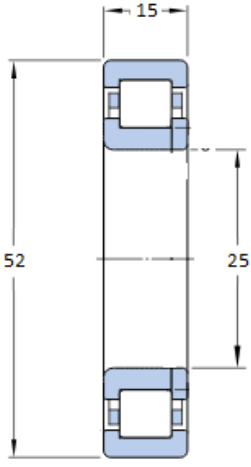
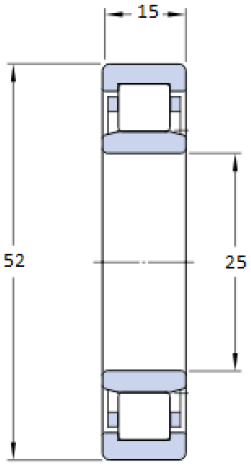
NUP 205 ECP	NU 205 ECP
	

Tabla 4.6. Representación y dimensiones de los rodamientos NUP205 ECP y NU205 ECP.

Se ha comprobado que este modelo de rodamientos, con esta combinación, es apto para todos los ejes debido a que su durabilidad, es superior a las 8.000 horas recomendadas para la aplicación.

Todos los cálculos referentes a los rodamientos y a su vida útil se pueden encontrar en el Anexo1-Cálculos 5.

4.5 Descripción de los anillos retenedores

Para que no se produzca desplazamiento axial de los engranajes sobre los ejes, se sitúan dos anillos retenedores por engranaje, uno a cada lado. Para ello, los ejes cuentan con una ranura de 1,3mm. Se han empleado Anillos Seeger exteriores según la norma DIN 471 para ejes de 27mm.



Figura 4.5 Anillo Seeger 27x1,2 DIN471

4.6 Descripción de la carcasa

La carcasa o cuerpo del reductor se fabricará en aluminio debido a las ventajas que supone, explicadas en el apartado 3.4.

Se ha optado por Aluminio 7075, una aleación de aluminio con zinc como principal elemento. Es fuerte, con buena resistencia a la fatiga frente a otros metales y es fácil de mecanizar. Su alto ratio de resistencia-densidad, lo vuelve un material idóneo para la automoción.

La carcasa está formada por dos mitades, o semicarcasas, la superior y la inferior. Para la correcta alineación de estas dos mitades, cada una cuenta con dos salientes y dos agujeros, que actúan como centradores al juntar las dos semicarcasas. Esta alineación no es posible de conseguir con los tornillos, que se utilizan únicamente como elementos de fijación. Para ello la semicarcasa inferior está mecanizada con agujeros pasantes y la semicarcasa superior está mecanizada con agujeros roscados donde puedan fijarse los tornillos. Se utilizarán catorce tornillos DIN933 de M8x25 y dos tornillos DIN931 de M8x80.

Las dos semicarcasas cuentan con un achaflanado en el borde donde se juntan para crear un pequeño canal. Sobre este canal se aplica una silicona selladora para que el sellado sea óptimo.

Por último, para fijar el reductor al chasis, la carcasa superior tiene cuatro pestañas mecanizadas para pasar tornillos DIN933 de M8x65 que se fijarán al chasis.

4.7 Descripción de sellos de aceite

Los sellos de aceite, también llamados retenes, se utilizan para evitar que puedan entrar partículas contaminantes o se produzcan fugas de aceite.

Esto es debido a que los ejes de entrada y salida atraviesan la carcasa para transmitir el giro. Por tanto, para evitar lo comentado anteriormente se utilizan retenes acoplados a los ejes en la zona donde atraviesen la carcasa.

Se han elegido unos sellos del tipo HMSA10 del fabricante SKF que se ajusten al tamaño del eje en la sección del rodamiento. Están fabricados en goma nitrilo reforzada con metal.

Como el eje de entrada y de salida tienen las mismas dimensiones, en los dos se utilizarán 25x40x10 HMSA10 RG, que admiten una velocidad máxima de 3.840rpm, superior a la de los ejes de entrada y salida del reductor diseñado.



Figura 4.6 Sello de aceite HMSA10 RG.

4.8 Descripción de tapón de llenado y de vaciado.

Para poder cambiar el cambio del lubricante, y así mantener el reductor en un estado óptimo, se decide incorporar dos tapones en la carcasa.

Uno de los tapones se situará en la parte lateral de la semicarcasa superior para realizar el llenado de lubricante. Está fabricado en un tecnopolímero de base poliamídica. Este tapón funciona también como válvula de respiración, para evitar que se produzcan sobrepresiones en el interior del reductor una vez aumente la temperatura. Ha sido extraído del catálogo de Eles+Ganter. Corresponde a la referencia SFN.30-3/8+F-C9.



Figura 4.7 Tapón de llenado y respiración.

El otro tapón se situará en la parte inferior de la carcasa inferior, cuya función será facilitar el vaciado del lubricante cuando tenga que ser intercambiado. Este tapón incorpora un elemento magnético, de tal forma que atraiga las posibles partículas que se puedan desprender de los engranajes. Se deberá comprobar que esté limpio de partículas cuando se realice el vaciado del lubricante. También ha sido extraído del catálogo de Eles+Ganter. Corresponde a la referencia TMB.M14x1,5.



Figura 4.8 Tapón magnético de vaciado.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN DE 150KW

Anexo 1:

CÁLCULOS

ÍNDICE CÁLCULOS:

1. INTRODUCCIÓN	30
2. ESTUDIO DE NECESIDADES	30
2.1 Par máximo	30
3. CÁLCULO DE LOS ENGRANAJES	31
3.1 Etapa 1.....	31
3.2 Etapa 2.....	35
3.3 Cálculo de resistencia superficial - S_{HP}	38
3.3.1 Etapa 1	38
3.3.1 Etapa 2	39
3.4 Cálculo de resistencia rotura por flexión - S_{FP}	40
3.3.1 Etapa 1	40
3.3.1 Etapa 2	41
4. CÁLCULO DE LOS EJES	42
4.1 Eje de entrada.....	42
4.1.1 Rigidez Torsional.....	42
4.1.2 Flexión Lateral.....	42
4.1.3 Fatiga.....	43
4.2 Eje intermedio.....	44
4.2.1 Rigidez Torsional.....	44
4.2.2 Flexión Lateral.....	44
4.2.3 Fatiga.....	48
4.3 Eje de salida	49
4.3.1 Rigidez Torsional.....	49
4.3.2 Flexión Lateral.....	49
4.3.3 Fatiga.....	50
5. CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS.....	51
5.1 Eje de entrada.....	51
5.2 Eje intermedio.....	53
5.2.1 Rodamiento A.....	53
5.2.2 Rodamiento B.....	55
5.3 Eje de salida	57

1. INTRODUCCIÓN

En este anexo de cálculos se muestran todos los cálculos realizados para el correcto diseño y dimensionado del reductor de velocidad. En repetidas ocasiones se harán referencias a las tablas pertenecientes al Anexo2 – Tablas.

2. ESTUDIO DE NECESIDADES

2.1 Par máximo

Se calcula el régimen de giro a la entrada del reductor de velocidad, teniendo en cuenta la velocidad a la que el motor de combustión proporciona la potencia máxima y cuando está engranada la primera velocidad, que es la que mayor par transmite.

$$n_{ent} = \frac{n_{motor}}{i_{1a}} = \frac{5.250}{3,188} = 1647,059rpm \quad [1]$$

Siendo:

n_{ent} el régimen de giro de la entrada del reductor de velocidad [rpm].

n_{motor} el régimen de giro del motor correspondiente al par máximo

i_{1a} la relación de transmisión en la primera velocidad.

Una vez obtenida la velocidad de giro se calcula el par máximo que soportará la entrada del reductor.

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{P}{n_{ent}} = \frac{150.000}{172,48} = 869,668 \text{ N} \cdot \text{m} \quad [2]$$

Siendo:

$M_{m\acute{a}x}$ el par máximo [N·m]

P la potencia máxima que transmite el motor [W].

n_{ent} el régimen de giro de la entrada del reductor de velocidad [rad/s].

3. CÁLCULO DE LOS ENGRANAJES

3.1 Etapa 1

- Cálculo fallo por presión superficial:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{Ft}{b \cdot d_1} \cdot \frac{1+i}{i}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad [3]$$

Donde:

- Z_H es el coeficiente geométrico

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\text{sen}(\alpha_t) \cdot \cos(\alpha_t)}} = \sqrt{\frac{2}{\text{sen}(20) \cdot \cos(20)}} = 2,317 \quad [4]$$

Siendo:

α_t el ángulo de presión.

- Z_E es el coeficiente elástico

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1-\nu^2}{E}}} = \sqrt{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1-0,28^2}{200.000}}} = 185,846 \quad [5]$$

Siendo:

ν el coeficiente de Poisson

E el módulo de Young

- Z_ε es el coeficiente de conducción para dientes rectos

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 2,954}{3}} = 0,590 \quad [6]$$

Siendo:

ε_α la relación de conducción

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{\pi \cos(\alpha_t)} \left[\sqrt{\frac{z_1^2 \text{sen}^2(\alpha_t)}{4} + y_1^2 + z_1 y_1} + \sqrt{\frac{z_2^2 \text{sen}^2(\alpha_t)}{4} + y_2^2 + z_1 y_2} - \left(\frac{z_1 + z_2}{2}\right) \text{sen} \alpha_t \right] \quad [7]$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{\pi \cos(20)} \left[\sqrt{\frac{22^2 \cdot \text{sen}^2(20)}{4} + 22} + \sqrt{\frac{26^2 \cdot \text{sen}^2(20)}{4} + 26} - \left(\frac{22 + 26}{2}\right) \text{sen}(20) \right] = 2,954$$

- F_t es la fuerza tangencial del piñón

$$F_t = \frac{P}{n_{ent} \cdot r} \cdot \cos(\alpha_t) = \frac{150.000}{172,48 \cdot 0,04075} \cdot \cos(20) = 8709,99 \text{ N} \quad [8]$$

Siendo:

n_{ent} el régimen de giro [rad/s]

r el radio del engranaje [m]

$$r = \frac{z \cdot m}{2} = \frac{22 \cdot 3,704 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,04075 \text{ m} \quad [9]$$

- b es el ancho de los engranajes [mm]

- d_1 es el diámetro del piñón [mm]

- i es la relación de transmisión de la etapa

- $K_A = 2$ es el coeficiente de aplicación, dado por la tabla nº 5.

- K_v es el coeficiente dinámico

$$K_v = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \cdot \frac{V \cdot z_1}{100} \cdot K_3 \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i}} \quad [10]$$

$$K_v = 1 + \left(\frac{7,5}{2 \cdot \frac{8709,99}{34,925}} + 0,0193 \right) \cdot \frac{7,028 \cdot 22}{100} \cdot 1,65 \cdot \sqrt{\frac{1,182^2}{1+1,182}} = 1,067$$

Siendo:

K_1 el coeficiente en función de la calidad del tallado (Qiso) dado por la tabla nº 8

K_2 para dientes rectos = 0,0193

$K_3 = -0,357 \frac{V \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i}} + 2,071 = 1,650$; Si $\frac{V \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i}} > 0,2 \text{ m/s}$

- $K_{H\beta}$: el coeficiente de distribución de carga longitudinal

$$K_{H\beta} = H_1 + H_2 \cdot b + H_3 \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 = 1,05 + 0,0001 \cdot 41,275 + 0,26 \left(\frac{34,925}{81,4917} \right)^2 = 1,101 \quad [11]$$

Siendo:

H_i los coeficientes para QISO 5 y ajuste de tipo c para aceros endurecidos superficialmente dados por la tabla nº 9

- $K_{H\alpha}$: el coeficiente de distribución de carga transversal. $K_{H\alpha} = 1$ para índices de calidad Q_{ISO} inferior a 6

Por tanto, volviendo a la ecuación [3], la tensión originada por contacto superficial es:

$$\sigma_H = 2,317 \cdot 185,846 \cdot 0,590 \cdot \sqrt{\frac{8709,99}{34,925 \cdot 81,49} \cdot \frac{1+1,182}{1,182}} \cdot \sqrt{2 \cdot 1,067 \cdot 1,101 \cdot 1} = 926,397 \text{MPa}$$

Y el coeficiente de seguridad a presión superficial es:

$$X_H = \left(\frac{S_H}{\sigma_H} \right)^2 = \left(\frac{1510,31}{926,397} \right)^2 = 2,658 \quad [12]$$

Siendo:

S_H la tensión máxima admisible por el material en las condiciones de funcionamiento. (Calculado en el apartado 3.3) Viene dado por la ecuación [37]

σ_H la tensión máxima dada por la ecuación [3]

Como $X_H > 1,5$ se acepta la combinación

- Cálculo fallo por flexión

$$\sigma_F = \frac{Ft}{b \cdot m} Y_{Fa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_{Sa} \cdot Y_B \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad [13]$$

Donde:

- Y_{Fa} es el coeficiente de forma

$$\text{Para } 18 \leq z \leq 400 \quad Y_{Fa} = 38,18 \cdot z^{-1,29} + 2,11 = 2,818 \quad [14]$$

- Y_ε es el coeficiente de conducción para dientes rectos

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \left(\frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} \right) = 0,504 \quad [15]$$

Siendo:

ε_α la relación de conducción de la ecuación [7]

- Y_{Sa} es el coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente

$$\text{Para } 18 \leq z \leq 430 \quad Y_{Sa} = 0,96 + 0,54 \cdot \log(z) = 1,685 \quad [16]$$

- Y_B es el factor de espesor de aro, $Y_B = 1$

- $K_{F\beta}$ es el coeficiente de distribución de carga longitudinal

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F} = 1,121^{0,804} = 1,077 \quad [17]$$

Siendo:

N_F la relación entre el trabajo a flexión y el fallo superficial, donde h es la altura del diente:

$$N_F = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b} \right)^2} = \frac{1}{1 + \frac{8,33}{41,275} + \left(\frac{8,33}{41,275} \right)^2} = 0,804 \quad [18]$$

- $K_{F\alpha}$: el coeficiente de distribución de carga transversal. $K_{F\alpha} = 1$ para índices de calidad QISO inferior a 6

Por tanto, volviendo a la ecuación [13], la tensión originada por flexión es:

$$\sigma_F = \frac{8709,9}{41,275 \cdot 3,704} \cdot 2,818 \cdot 0,504 \cdot 1,685 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 1,067 \cdot 1,077 \cdot 1 = 370,277 \text{ MPa}$$

Y el coeficiente de seguridad a flexión es:

$$X_F = \frac{S_F}{\sigma_F} = \frac{854,637}{370,277} = 2,308 \quad [19]$$

Siendo:

S_F la tensión máxima admisible por el material en las condiciones de funcionamiento. (Calculado en el apartado 3.4) Viene dado por la ecuación [42]

σ_F la tensión máxima dada por la ecuación [13]

Como $X_F > 1,5$ se acepta la combinación

3.2 Etapa 2

- Cálculo fallo por presión superficial:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{Ft}{b \cdot d_1} \cdot \frac{1+i}{i}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}$$

Donde:

- Z_H es el coeficiente geométrico.

- Z_E es el coeficiente elástico

- Z_ε es el coeficiente de conducción para dientes rectos

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - 2,953}{3}} = 0,591 \quad [20]$$

Siendo:

ε_α la relación de conducción de la ecuación [7]

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{\pi \cos(20)} \left[\sqrt{\frac{21^2 \cdot \text{sen}^2(20)}{4} + 21} + \sqrt{\frac{25^2 \cdot \text{sen}^2(20)}{4} + 25} - \left(\frac{21+25}{2}\right) \text{sen}(20) \right] = 2,953 \quad [21]$$

- Ft es la fuerza tangencial del piñón

$$Ft = \frac{P}{n_{ent2} \cdot r} \cdot \cos(\alpha_t) = \frac{150.000}{145,94 \cdot 0,04058} \cdot \cos(20) = 10.334,48 \text{ N} \quad [22]$$

Siendo:

n_{ent2} el régimen de giro de la segunda etapa [rad/s]

$$n_{ent} = \frac{n_{ent2}}{i_1} = \frac{172,480}{1,182} = 145,94 \text{ rad/s} \quad [23]$$

r el radio del piñón [m], sustituyendo en la ecuación [9]

$$r = \frac{21 \cdot 3,865 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,04058 \text{ m} \quad [24]$$

- K_A es el coeficiente de aplicación dado por la tabla nº 5

- K_v es el coeficiente dinámico, de la ecuación [10]

$$K_v = 1 + \left(\frac{7,5}{2 \cdot \frac{10.334,48}{34,925}} + 0,0193 \right) \cdot \frac{5,923 \cdot 21}{100} \cdot 1,67 \cdot \sqrt{\frac{1,19^2}{1 + 1,19}} = 1,051 \quad [25]$$

- $K_{H\beta}$: el coeficiente de distribución de carga longitudinal, de la ecuación [11]

$$K_{H\beta} = 1,05 + 0,0001 \cdot 34,925 + 0,26 \left(\frac{34,925}{81,17} \right)^2 = 1,249 \quad [26]$$

- $K_{H\alpha}$: el coeficiente de distribución de carga transversal. $K_{F\alpha} = 1$ para índices de calidad QISO inferior a 6

Por tanto, volviendo a la ecuación [3], la tensión originada por contacto superficial es:

$$\sigma_H = 2,317 \cdot 185,846 \cdot 0,591 \cdot \sqrt{\frac{10.334,48}{41,275 \cdot 81,17} \cdot \frac{1+1,19}{1,19}} \cdot \sqrt{2 \cdot 1,051 \cdot 1,249 \cdot 1} = 1066,96 \text{MPa}$$

Y el coeficiente de seguridad a presión superficial es:

$$X_H = \left(\frac{S_H}{\sigma_H} \right)^2 = \left(\frac{1503,74}{1066,96} \right)^2 = 1,98 \quad [27]$$

Siendo:

S_H la tensión máxima admisible por el material en las condiciones de funcionamiento. (Calculado en el apartado 3.3). Viene dado por la ecuación [37]

σ_H la tensión máxima dada por la ecuación [3]

Como $X_H > 1,5$ se acepta la combinación

- Cálculo fallo por flexión

$$\sigma_F = \frac{Ft}{b \cdot m} Y_{Fa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_{sa} \cdot Y_B \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$$

Donde:

- Y_{Fa} es el coeficiente de forma, de la ecuación [14]

$$Y_{Fa} = 38,18 \cdot 21^{-1,29} + 2,11 = 2,862 \quad [28]$$

- Y_ε es el coeficiente de conducción para dientes rectos

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \left(\frac{0,75}{2,953} \right) = 0,5039 \quad [29]$$

Siendo

ε_α la relación de conducción de la ecuación [21]

- Y_{sa} es el coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente, de la ecuación [16]

$$Y_{sa} = 0,96 + 0,54 \cdot \log(21) = 1,674 \quad [30]$$

- Y_B es el factor de espesor de aro, $Y_B = 1$

$-K_{F\beta}$ es el coeficiente de distribución de carga longitudinal

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F} = 1,276^{0,797} = 1,18 \quad [31]$$

Siendo:

N_F la relación entre el trabajo a flexión y el fallo superficial, de la ecuación [17]

$$N_F = \frac{1}{1 + \frac{8,697}{41,275} + \left(\frac{8,697}{41,275}\right)^2} = 0,797 \quad [32]$$

$-K_{F\alpha}$: el coeficiente de distribución de carga transversal.

Por tanto, volviendo a la ecuación [13], la tensión originada por flexión es:

$$\sigma_F = \frac{10.334,48}{41,275 \cdot 3,865} \cdot 2,862 \cdot 0,5039 \cdot 1,674 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 1,051 \cdot 1,18 \cdot 1 = 460,04 \text{MPa} \quad [35]$$

Y el coeficiente de seguridad a flexión es:

$$X_F = \frac{S_F}{\sigma_F} = \frac{849,87}{460,04} = 1,85 \quad [36]$$

Siendo:

S_F la tensión máxima admisible por el material en las condiciones de funcionamiento. (Calculado en el apartado 3.4) Viene dado por la ecuación [42]

σ_F la tensión máxima dada por la ecuación [35]

Como $X_F > 1,5$ se acepta la combinación

3.3 Cálculo de resistencia superficial - S_{HP}

3.3.1 Etapa 1

$$S_{HP} = S_{HL} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \quad [37]$$

Donde:

- S_{HL} es la tensión de contacto límite del material durante $5 \cdot 10^7$ ciclos de carga. Los coeficientes A, x y B se obtienen de la tabla nº 11.

$$S_{HL} = A \cdot x + B = 1.500 \frac{N}{mm^2} \quad [38]$$

- $Z_N = 1$ es el coeficiente de duración

- Z_L es el coeficiente de viscosidad

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{134}{v_{40}}\right)^2} = 0,91 + \frac{4 \cdot (1 - 0,91)}{\left(1,2 + \frac{134}{125,4}\right)^2} = 0,98 \quad [39]$$

Siendo:

$C_{ZL} = 0,91$ si $S_{HL} \geq 1200$ (N/mm²)

- Z_R es el coeficiente de rugosidad

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{Z10}}\right)^{C_{ZR}} = \left(\frac{3}{1,9}\right)^{0,08} = 1,0372 \quad [39]$$

Siendo:

$C_{ZR} = 0,08$ si $S_{HL} \geq 1200$ (N/mm²)

$$R_{Z10} = R_z \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\frac{r1 \cdot r2 \cdot \text{sen}\alpha}{r1 + r2}}} = 2,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\frac{40,75 \cdot 48,15 \cdot \text{sen}20}{40,75 + 48,15}}} = 1,900 \quad [40]$$

Obteniendo R_z de la tabla nº13

- Z_V es el coeficiente de velocidad

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2 \cdot (1 - C_{ZV})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{V}}} = 0,93 + \frac{2 \cdot (1 - 0,93)}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{7,028}}} \quad [41]$$

Siendo:

V la velocidad tangencial en m/s y $C_{ZV} = C_{ZL} + 0,02$

Volviendo a la ecuación [37]

$$S_{HP} = 1.500 \cdot 1 \cdot 0,98 \cdot 1,0372 \cdot 0,9905 = 1.5010,31 \text{ N/mm}^2$$

3.3.1 Etapa 2

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

Donde:

- S_{HL}, Z_N, Z_L y Z_R son iguales que en la etapa 1

- Z_V es el coeficiente de velocidad dada por la ecuación [41]

$$Z_V = 0,93 + \frac{2 \cdot (1 - 0,93)}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{5,923}}}$$

Volviendo a la ecuación [37]

$$S_{HP} = 1.500 \cdot 1 \cdot 0,98 \cdot 1,0372 \cdot 0,9862 = 1.5003,74 \text{ N/mm}^2$$

3.4 Cálculo de resistencia rotura por flexión - S_{FP}

3.3.1 Etapa 1

$$S_{FP} = S_{FL} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rT} \cdot Y_{RrT} \quad [42]$$

Donde:

- S_{FL} es la tensión a flexión límite del material para una duración de $3 \cdot 10^6$ ciclos de carga. Los coeficientes A, x y B se obtienen de la tabla nº 11.

$$S_{HL} = A \cdot x + B = 461 \frac{N}{mm^2} \quad [43]$$

- $Y_{ST} = 2$ es el coeficiente de concentración de tensiones.

- $Y_{NT} = 1$ es el coeficiente de duración por flexión.

- $Y_{\delta rT}$ es el coeficiente de sensibilidad relativo a la entalla

$$Y_{\delta rT} = 0,12 + 0,44 \cdot Y_{sa} = 0,12 + 0,44 \cdot 1,685 = 0,8614 \quad [44]$$

Siendo:

$Y_{sa} = 1,685$ de la ecuación [17]

- Y_{RrT} es el coeficiente de rugosidad relativa

$$Y_{RrT} = 1,674 - 0,529 \cdot (Rz + 1)^{0,1} = 1,0761 \quad [45]$$

Obteniendo Rz de la tabla nº13

Volviendo a la ecuación [42]

$$S_{fP} = 461 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 0,8614 \cdot 1,0761 = 854,638 \text{ N/mm}^2$$

3.3.1 Etapa 2

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

Donde:

- S_{FL} , Y_{ST} , Y_{NT} y Y_{RrT} son iguales que en la etapa 1

- $Y_{\delta rT}$ es el coeficiente de sensibilidad relativo a la entalla dado por la ecuación [44]

$$Y_{\delta rT} = 0,12 + 0,44 \cdot Y_{sa} = 0,12 + 0,44 \cdot 1,685 = 0,8614$$

Siendo:

$$Y_{sa} = 1,674 \text{ de la ecuación [32]}$$

Volviendo a la ecuación [42]

$$S_{fP} = 461 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 0,8566 \cdot 1,0761 = 849,874 \text{ N/mm}^2$$

4. CÁLCULO DE LOS EJES

4.1 Eje de entrada

4.1.1 Rigidez Torsional

Debido a que el diámetro del eje viene restringido por condiciones geométricas se calcula la longitud máxima para que la deformación torsional máxima sea de 3°/m.

$$L = \frac{\theta \cdot \pi \cdot G \cdot d^4}{32 \cdot T} = \frac{0,0523 \cdot \pi \cdot 8,1 \cdot 10^{10} \cdot 5,31 \cdot 10^{-7}}{32 \cdot 869,67} = 254,44\text{mm} \quad [46]$$

Donde:

- θ es el valor de los grados de deformación [rad]

- $G = 8,1 \cdot 10^{10} \text{N/mm}^2$ es el módulo de elasticidad transversal del acero.

- d es el diámetro del eje [m]

- T es el par torso de la primera etapa [N·m]

Como la longitud de diseño es inferior a la longitud máxima, se acepta.

4.1.2 Deflexión Lateral

Se estudia la deflexión lateral en el punto más crítico:

$$v = \frac{-P \cdot b \cdot a}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot (L^2 - b^2 - a^2) = \frac{-9.268 \cdot 34,97^2}{6 \cdot 210.000 \cdot 26.087 \cdot 69,93} \cdot (69,93^2 - 2 \cdot 34,93^2) = -0,012\text{mm} \quad [47]$$

Donde:

- P es el valor de la fuerza equivalente

- a es la distancia desde el primer apoyo hasta el punto de aplicación de la fuerza [mm]

- b es la distancia desde el segundo apoyo hasta el punto de aplicación de la fuerza [mm]

- L es la distancia entre los dos apoyos [mm]

- E es el módulo de elasticidad [N/mm²]

- I es el momento de inercia del eje

$$I = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^4 = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot \left(\frac{27}{2}\right)^4 = 26.087,05 \quad [48]$$

Siendo: $d = 27$ mm el diámetro del eje.

4.1.3 Fatiga

$$X = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot S_y}{32 \cdot \sqrt{\left(\frac{S_y}{S_e} \cdot Ma\right)^2 + Tm^2}} = \frac{\pi \cdot 25,6^3 \cdot 860}{32 \cdot \sqrt{\left(\frac{860}{124,72} \cdot 9268\right)^2 + 869.667^2}} = 1,624 \quad [49]$$

Donde:

- d es el diámetro crítico del eje, en la ranura radial [mm]

- S_y es la tensión de fluencia [N/mm²]

- S_e es el límite de fatiga del punto del componente [N/mm²]

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \frac{Su}{2} = 124,72 \quad [50]$$

Siendo:

k_a el factor de superficie, los coeficientes se obtienen de la tabla nº14

$$k_a = a \cdot Su^b = 4,51 \cdot 1280^{-0,265} = 0,677 \quad [51]$$

$k_b = 0,7$ el factor de tamaño

$k_d = 1,01$ es el factor de la temperatura obtenido de la tabla nº 16

$k_e = 0,816$ es el factor de confiabilidad obtenido de la tabla nº 15

$k_f = 2,5$ es el factor de concentración de tensiones obtenido de la tabla nº 17

- Ma es el momento alternante provocado por los esfuerzos a flexión en el eje XY y XZ. [N]

- Tm es el torsor medio que sufre el eje [N·mm].

El coeficiente de seguridad obtenido es superior a 1,15 por lo que se acepta.

4.2 Eje intermedio

4.2.1 Rigidez Torsional

Debido a que el diámetro del eje viene restringido por condiciones geométricas se calcula la longitud máxima para que la deformación torsional máxima sea de $3^\circ/m$.

$$L = \frac{\theta \cdot \pi \cdot G \cdot d^4}{32 \cdot T} = \frac{0,0523 \cdot \pi \cdot 8,1 \cdot 10^{10} \cdot 5,31 \cdot 10^{-7}}{32 \cdot 1027,95} = 215,26mm \quad [52]$$

Donde:

- θ es el valor de los grados de deformación [rad]

- $G = 8,1 \cdot 10^{10} N/mm^2$ es el módulo de elasticidad transversal del acero.

- d es el diámetro del eje [m]

- T es el par torso de la primera etapa [N·m]

Como la longitud de diseño es inferior a la longitud máxima, se acepta.

4.2.2 Deflexión Lateral

Se estudia la deflexión lateral en los dos puntos más crítico, donde se aplican las fuerzas de la etapa 1 y de la etapa 2:

-Etapa 1:

$$v_1 = \sqrt{v_{t1}^2 + v_{r1}^2} = \sqrt{(-0,0765)^2 + (-0,37)^2} = 0,0439 mm \quad [53]$$

- Eje XY – Componente tangencial

$$v_{t1} = v_{t11} + v_{t12} = -0,54 + 0,47 = -0,0765 mm \quad [54]$$

Donde:

v_{t11} es la deformación que ejerce la fuerza 1 sobre la sección 1 y v_{t12} es la deformación que ejerce la fuerza 2 sobre la sección 1

$$v_{t11} = \frac{-Ft1 \cdot b \cdot a}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot (L^2 - b^2 - a^2) = -0,0632 mm \quad [55]$$

$$v_{t12} = \frac{-Ft2 \cdot b \cdot x}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot (L^2 - b^2 - x^2) = 0,0556 mm \quad [56]$$

Siendo:

- Ft_1 es el valor de la fuerza tangencial 1

- Ft_2 es el valor de la fuerza tangencial 2

- a es la distancia desde el primer apoyo hasta el punto de aplicación de la fuerza [mm]

- b es la distancia desde el segundo apoyo hasta el punto de aplicación de la fuerza [mm]

- L es la distancia entre los dos apoyos [mm]

- E es el módulo de elasticidad [N/mm²]

- I es el momento de inercia de la sección, obtenido en la ecuación [48]

- Eje XZ – Componente radial

$$v_{r1} = v_{r11} + v_{r12} = -0,0230 - 0,0202 = -0,0432 \text{ mm} \quad [58]$$

Donde:

v_{11} es la deformación que ejerce la fuerza 1 sobre la sección 1 y v_{12} es la deformación que ejerce la fuerza 2 sobre la sección 1

$$v_{r11} = \frac{-Fr_1 \cdot b \cdot a}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot (L^2 - b^2 - a^2) = -0,0230 \text{ mm} \quad [59]$$

$$v_{r12} = \frac{-Fr_2 \cdot b \cdot x}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot (L^2 - b^2 - x^2) = -0,0202 \text{ mm} \quad [60]$$

Siendo:

- Fr_1 es el valor de la fuerza radial 1

- Fr_2 es el valor de la fuerza radial 2

- a es la distancia desde el primer apoyo hasta el punto de aplicación de la fuerza [mm]

- b es la distancia desde el segundo apoyo hasta el punto de aplicación de la fuerza [mm]

- L es la distancia entre los dos apoyos [mm]

- E es el módulo de elasticidad [N/mm²]

- I es el momento de inercia del eje de la ecuación [48]

-Etapa 2:

$$v_2 = \sqrt{v_{t2}^2 + v_{r2}^2} = \sqrt{0,0282^2 + (-0,0443)^2} = 0,0525 \text{ mm} \quad [61]$$

Eje XY – Componente tangencial

$$v_{t2} = v_{t22} + v_{t21} = 0,075 - 0,0468 = 0,0282 \text{ mm} \quad [62]$$

Donde:

v_{t11} es la deformación que ejerce la fuerza 1 sobre la sección 1 y v_{t12} es la deformación que ejerce la fuerza 2 sobre la sección 1

$$v_{t22} = \frac{-Ft2 \cdot b \cdot a}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot (L^2 - b^2 - a^2) = 0,075 \text{ mm} \quad [63]$$

$$v_{t21} = \frac{-Ft1 \cdot b \cdot x}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot (L^2 - b^2 - x^2) = -0,0468 \text{ mm} \quad [64]$$

Siendo:

- $Ft1$ es el valor de la fuerza tangencial 1

- $Ft2$ es el valor de la fuerza tangencial 2

- a es la distancia desde el primer apoyo hasta el punto de aplicación de la fuerza [mm]

- b es la distancia desde el segundo apoyo hasta el punto de aplicación de la fuerza [mm]

- L es la distancia entre los dos apoyos [mm]

- E es el módulo de elasticidad [N/mm²]

- I es el momento de inercia del eje de la ecuación [48]

Eje XZ – Componente radial

$$v_{r2} = v_{r22} + v_{r21} = -0,0273 - 0,017 = -0,0443 \text{ mm} \quad [65]$$

Donde:

v_{11} es la deformación que ejerce la fuerza 1 sobre la sección 1 y v_{12} es la deformación que ejerce la fuerza 2 sobre la sección 1

$$v_{r22} = \frac{-Fr2 \cdot b \cdot a}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot (L^2 - b^2 - a^2) = -0,0273 \text{ mm} \quad [66]$$

$$v_{r21} = \frac{-Fr1 \cdot b \cdot x}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot (L^2 - b^2 - x^2) = -0,017 \text{ mm} \quad [67]$$

Siendo:

- $Fr1$ es el valor de la fuerza radial 1

- $Fr2$ es el valor de la fuerza radial 2

- a es la distancia desde el primer apoyo hasta el punto de aplicación de la fuerza [mm]

- b es la distancia desde el segundo apoyo hasta el punto de aplicación de la fuerza [mm]

- L es la distancia entre los dos apoyos [mm]

- E es el módulo de elasticidad [N/mm²]

- I es el momento de inercia del eje de la ecuación [48]

4.2.3 Fatiga

Sección etapa 1:

$$X = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot S_y}{32 \cdot \sqrt{\left(\frac{S_y}{S_e} \cdot Ma\right)^2 + Tm^2}} = \frac{\pi \cdot 25,6^3 \cdot 860}{32 \cdot \sqrt{\left(\frac{860}{124,72} \cdot 9.268\right)^2 + 1.027.789^2}} = 1,38 \quad [68]$$

Donde:

- d es el diámetro crítico del eje, en la ranura radial [mm]

- S_y es la tensión de fluencia [N/mm²]

- S_e es el límite de fatiga del punto del componente de la ecuación [50] [N/mm²]

- Ma es el momento alternante provocado por los esfuerzos a flexión en el eje XY y XZ. [N]

- Tm es el torsor medio que sufre el eje [N·mm].

El coeficiente de seguridad obtenido es superior a 1,15 por lo que se acepta.

Sección etapa 2:

$$X = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot S_y}{32 \cdot \sqrt{\left(\frac{S_y}{S_e} \cdot Ma\right)^2 + Tm^2}} = \frac{\pi \cdot 25,6^3 \cdot 860}{32 \cdot \sqrt{\left(\frac{860}{124,72} \cdot 10.997\right)^2 + 1.027.789^2}} = 1,37 \quad [69]$$

Donde:

- d es el diámetro crítico del eje, en la ranura radial [mm]

- S_y es la tensión de fluencia [N/mm²]

- S_e es el límite de fatiga del punto del componente de la ecuación [50] [N/mm²]

- Ma es el momento alternante provocado por los esfuerzos a flexión en el eje XY y XZ. [N]

- Tm es el torsor medio que sufre el eje [N·mm].

El coeficiente de seguridad obtenido es superior a 1,15 por lo que se acepta.

4.3 Eje de salida

4.3.1 Rigidez Torsional

Debido a que el diámetro del eje viene restringido por condiciones geométricas se calcula la longitud máxima para que la deformación torsional máxima sea de 3°/m.

$$L = \frac{\theta \cdot \pi \cdot G \cdot d^4}{32 \cdot T} = \frac{0,0523 \cdot \pi \cdot 8,1 \cdot 10^{10} \cdot 5,31 \cdot 10^{-7}}{32 \cdot 1223,26} = 180,89mm \quad [46]$$

Donde:

- θ es el valor de los grados de deformación [rad]

- $G = 8,1 \cdot 10^{10} N/mm^2$ es el módulo de elasticidad transversal del acero.

- d es el diámetro del eje [m]

- T es el par torso de la primera etapa [N·m]

Como la longitud de diseño es inferior a la longitud máxima, se acepta.

4.3.2 Deflexión Lateral

Se estudia la deflexión lateral en el punto más crítico:

$$v = \frac{-P \cdot b \cdot a}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot (L^2 - b^2 - a^2) = \frac{-10.997 \cdot 34,97^2}{6 \cdot 210.000 \cdot 26.087 \cdot 69,93} \cdot (69,93^2 - 2 \cdot 34,93^2) = -0,0143mm \quad [47]$$

Donde:

- P es el valor de la fuerza equivalente

- a es la distancia desde el primer apoyo hasta el punto de aplicación de la fuerza [mm]

- b es la distancia desde el segundo apoyo hasta el punto de aplicación de la fuerza [mm]

- L es la distancia entre los dos apoyos [mm]

- E es el módulo de elasticidad [N/mm²]

- I es el momento de inercia del eje, obtenido de la ecuación [48]

4.3.3 Fatiga

$$X = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot S_y}{32 \cdot \sqrt{\left(\frac{S_y}{S_e} \cdot Ma\right)^2 + Tm^2}} = \frac{\pi \cdot 25,6^3 \cdot 860}{32 \cdot \sqrt{\left(\frac{860}{124,72} \cdot 10.997\right)^2 + 1.223.559^2}} = 1,16 \quad [49]$$

Donde:

- d es el diámetro crítico del eje, en la ranura radial [mm]

- S_y es la tensión de fluencia [N/mm²]

- S_e es el límite de fatiga del punto del componente de la ecuación [50] [N/mm²]

- Ma es el momento alternante provocado por los esfuerzos a flexión en el eje XY y XZ. [N]

- Tm es el torsor medio que sufre el eje [N·mm].

El coeficiente de seguridad obtenido es superior a 1,15 por lo que se acepta.

5. CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS

Debido a que los esfuerzos en cada eje son diferentes, analizaremos los rodamientos por separado, dependiendo del eje sobre el que estén montados.

5.1 Eje de entrada

En el eje de entrada la fuerza está situada justo en el centro de los dos apoyos, que son los rodamientos, por tanto, los cálculos son equivalentes para ambos.

- Cálculo de reacciones:

Eje XY:

$$R_A^Y = R_B^Y = \frac{Fr}{2} = \frac{3.170,18}{2} = 1.585,09 \text{ N} \quad [70]$$

Eje XZ:

$$R_A^Z = R_B^Z = \frac{Ft}{2} = \frac{8.7009,99}{2} = 4.355 \text{ N} \quad [71]$$

Siendo:

Fr la fuerza radial en la etapa 1 [N]

Ft la fuerza tangencial en la etapa 1 [N]

$$F_A = F_B = \sqrt{(R_A^Y)^2 + (R_A^Z)^2} = \sqrt{(1.585,09)^2 + (4.355)^2} = 4.634,49 \text{ N} \quad [72]$$

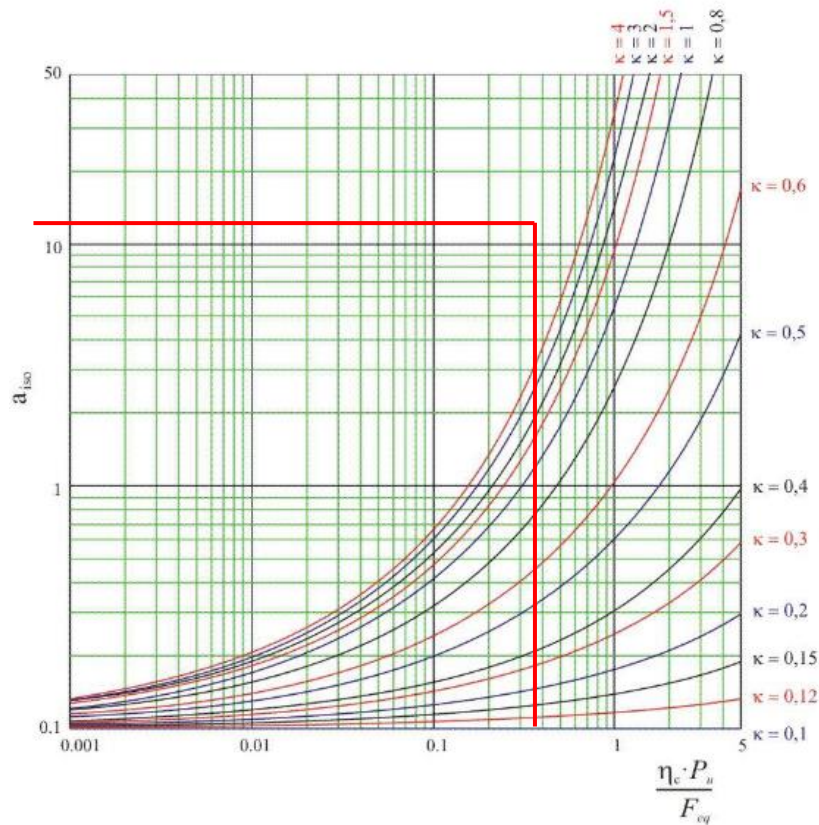
- Vida del rodamiento:

$$L = a_1 \cdot a_{iso} \cdot \frac{C^q}{F_{eq}} \quad [73]$$

Donde:

- $a_1 = 0,25$ es coeficiente de fiabilidad, se obtiene de la tabla nº 18

- $a_{iso} = 10,5$ coeficiente de condiciones de trabajo obtenido de la siguiente gráfica donde:



Siendo:

$k = 5,88$ es el cociente entre la viscosidad relativa y la viscosidad a la temperatura de trabajo
 ν_1 la viscosidad relativa

$$\nu_1 = \frac{4500}{d_m \cdot n} = \frac{4500}{27 \cdot 1647,1} = 21,339$$

$\nu_{40} = 125,6$ es la viscosidad a la temperatura de trabajo de 40°C

$\eta_c = 0,8$ es el factor de contaminación

P_u la carga límite de fatiga (definida en catálogo para cada rodamiento)

F_{eq} la fuerza equivalente en el rodamiento de la ecuación [72]

$$\frac{\eta_c \cdot P_u}{F_{eq}} = \frac{0,8 \cdot 3,35}{4,634} = 0,578$$

- C la capacidad de carga dinámica (definida en catálogo para cada rodamiento)

- F_{eq} la fuerza equivalente en el rodamiento de la ecuación [72]

- $q = 10/3$ en rodamientos de contacto lineal

Volviendo a la ecuación [73]

$$L = a_1 \cdot a_{iso} \cdot \frac{C^q}{F_{eq}} = 0,25 \cdot 12 \cdot \left(\frac{32.500}{4.634,5} \right)^{3,33} = 1,73E09$$

$$Lh = L/n = 17.533 \text{ horas}$$

5.2 Eje intermedio

En el eje intermedio interviene la fuerza equivalente a la etapa 1 y a la etapa 2 situadas simétricamente, pero con valor diferente y signo opuesto, por lo que cada rodamiento se debe calcular por separado

5.2.1 Rodamiento A

- Cálculo de reacciones:

Eje XY:

$$R_A^Y = (Fr_1 \cdot L_2 - Fr_2 \cdot L_1)/L_T = 1.285,09 \text{ N} \quad [74]$$

Eje XZ:

$$R_A^Z = (Ft_1 \cdot L_2 - Ft_2 \cdot L_1)/L_T = 3.530,76 \text{ N} \quad [75]$$

Siendo:

Fr_1 la fuerza radial en la etapa 1 [N]

Ft_1 la fuerza tangencial en la etapa 1 [N]

Fr_2 la fuerza radial en la etapa 2 [N]

Ft_2 la fuerza tangencial en la etapa 2 [N]

L_1 la distancia desde el rodamiento A hasta F1

L_2 la distancia desde el rodamiento A hasta F2

L_T la distancia total entre rodamientos

De la ecuación [72]

$$F_A = \sqrt{(1.285,09)^2 + (3.530,76)^2} = 5.498,88 \text{ N} \quad [76]$$

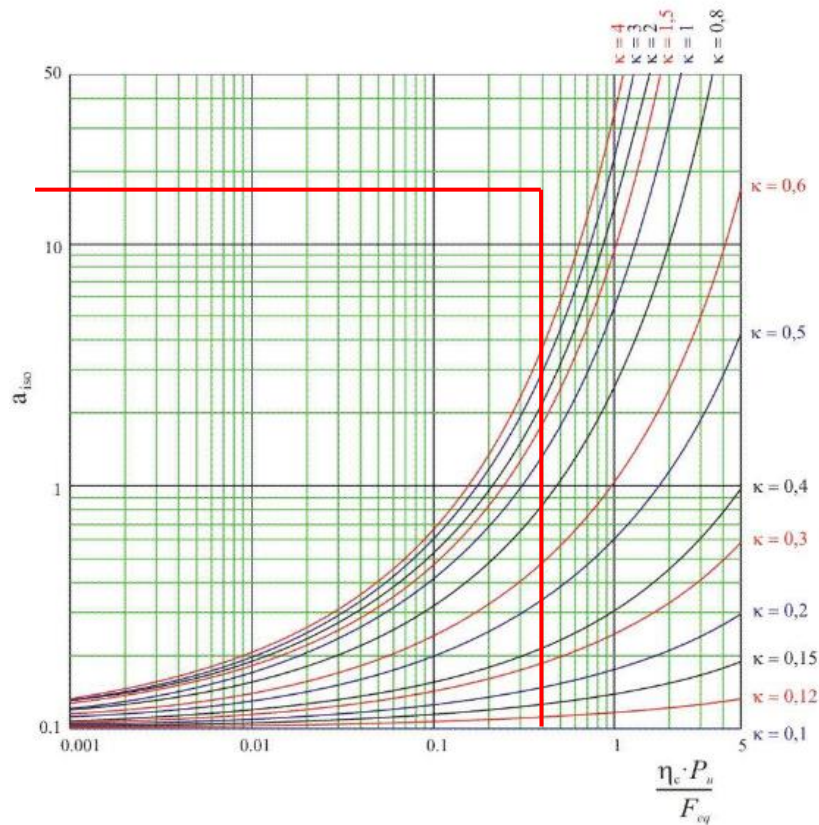
- Vida del rodamiento:

$$L = a_1 \cdot a_{iso} \cdot \frac{C^q}{F_{eq}}$$

Donde:

- $a_1 = 0,25$ es coeficiente de fiabilidad, se obtiene de la tabla nº 18

- $a_{ISO} = 14$ coeficiente de condiciones de trabajo obtenido de la siguiente gráfica donde:



Siendo:

$k = 5,41$ es el cociente entre la viscosidad relativa y la viscosidad a la temperatura de trabajo
 ν_1 la viscosidad relativa

$$\nu_1 = \frac{4500}{d_m \cdot n} = \frac{4500}{27 \cdot 1170,68} = 23,2$$

$\nu_{40} = 125,6$ es la viscosidad a la temperatura de trabajo de 40°C

$\eta_c = 0,8$ es el factor de contaminación

P_u la carga límite de fatiga (definida en catálogo para cada rodamiento)

F_{eq} la fuerza equivalente en el rodamiento de la ecuación [73]

$$\frac{\eta_c \cdot P_u}{F_{eq}} = \frac{0,8 \cdot 3,35}{3,757} = 0,71$$

- C la capacidad de carga dinámica (definida en catálogo para cada rodamiento)

- F_{eq} la fuerza equivalente en el rodamiento de la ecuación [73]

— $q = 10/3$ en rodamientos de contacto lineal

Volviendo a la ecuación [73]

$$L = 0,25 \cdot 7 \cdot \left(\frac{32.500}{3.757,36} \right)^{3,33} = 4,65E09$$

$$Lh = L/n = 55.602 \text{ horas}$$

5.2.2 Rodamiento B

- Cálculo de reacciones:

Eje XY:

$$R_B^Y = (Fr_2 \cdot L_2 - Fr_1 \cdot L_1) / L_T = 1.876,37 \text{ N} \quad [77]$$

Eje XZ:

$$R_B^Z = \frac{Ft_2 \cdot L_2 - Ft_1 \cdot L_1}{L_T} = 5.155,29 \text{ N} \quad [78]$$

Siendo:

Fr_1 la fuerza radial en la etapa 1 [N]

Ft_1 la fuerza tangencial en la etapa 1 [N]

Fr_2 la fuerza radial en la etapa 2 [N]

Ft_2 la fuerza tangencial en la etapa 2 [N]

L_1 la distancia desde el rodamiento A hasta F1

L_2 la distancia desde el rodamiento A hasta F2

L_T la distancia total entre rodamientos

De la ecuación [72]

$$F_B = \sqrt{(1.876,37)^2 + (5.155,29)^2} = 5.486,15 \text{ N} \quad [79]$$

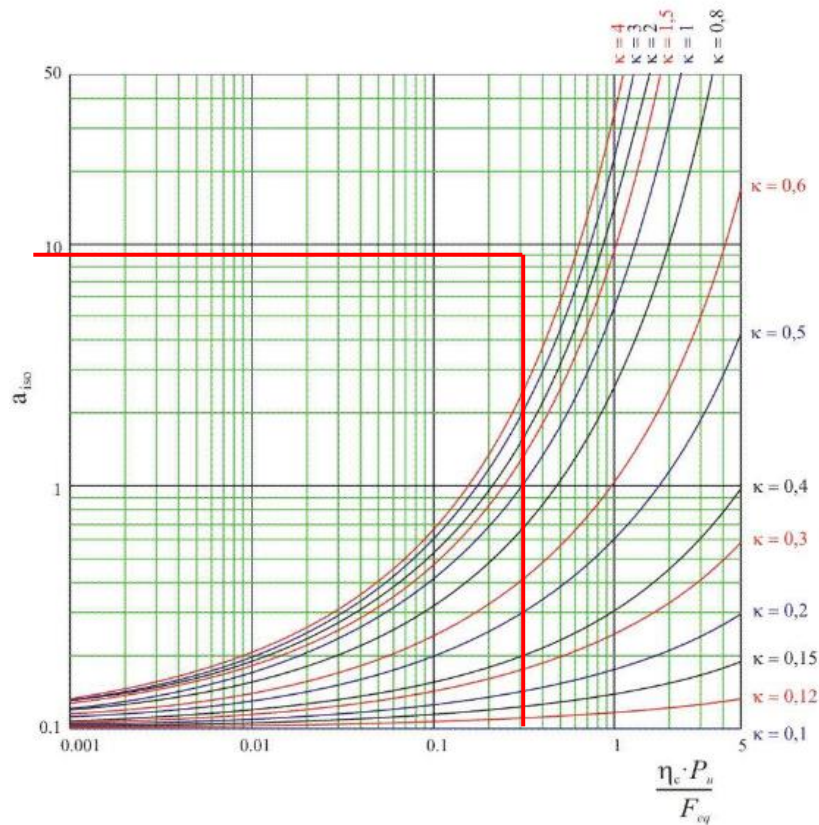
- Vida del rodamiento:

$$L = a_1 \cdot a_{iso} \cdot \frac{C^q}{F_{eq}}$$

Donde:

$a_1 = 0,25$ es coeficiente de fiabilidad

- $a_{ISO} = 7$ coeficiente de condiciones de trabajo obtenido de la siguiente gráfica donde:



Siendo:

$k = 5,41$ es el cociente entre la viscosidad relativa y la viscosidad a la temperatura de trabajo
 ν_1 la viscosidad relativa

$$\nu_1 = \frac{4500}{d_m \cdot n} = \frac{4500}{27 \cdot 1170,68} = 23,2$$

$\nu_{40} = 125,6$ es la viscosidad a la temperatura de trabajo de 40°C

$\eta_c = 0,8$ es el factor de contaminación

P_u la carga límite de fatiga (definida en catálogo para cada rodamiento)

F_{eq} la fuerza equivalente en el rodamiento de la ecuación [79]

$$\frac{\eta_c \cdot P_u}{F_{eq}} = \frac{0,8 \cdot 3,35}{5,486} = 0,48$$

- C la capacidad de carga dinámica (definida en catálogo para cada rodamiento)

- F_{eq} la fuerza equivalente en el rodamiento de la ecuación [79]

- $q = 10/3$ en rodamientos de contacto lineal

Volviendo a la ecuación [73]

$$L = 0,25 \cdot 7 \cdot \left(\frac{32.500}{5.486} \right)^{3.33} = 8,46E08$$

$$Lh = L/n = 10.121 \text{ horas}$$

5.3 Eje de salida

En el eje de entrada la fuerza está situada justo en el centro de los dos apoyos, que son los rodamientos, por tanto, los cálculos son equivalentes para ambos.

- Cálculo de reacciones:

Eje XY:

$$R_A^Y = R_B^Y = \frac{Fr}{2} = \frac{3.761,46}{2} = 1.880,73 \text{ N} \quad [80]$$

Eje XZ:

$$R_A^Z = R_B^Z = \frac{Ft}{2} = \frac{10.334,5}{2} = 5.1767,26 \text{ N} \quad [81]$$

Siendo:

Fr la fuerza radial en la etapa 2 [N]

Ft la fuerza tangencial en la etapa 2 [N]

$$F_A = F_B = \sqrt{(R_A^Y)^2 + (R_A^Z)^2} = 5.498,88 \text{ N} \quad [82]$$

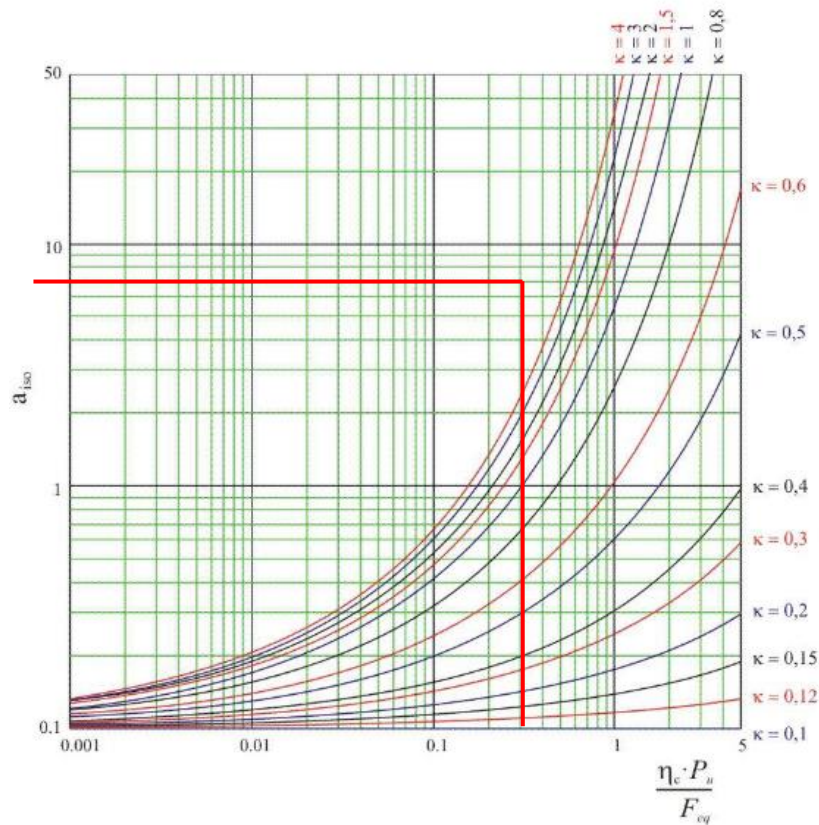
- Vida del rodamiento:

$$L = a_1 \cdot a_{iso} \cdot \frac{C^q}{F_{eq}}$$

Siendo:

$a_1 = 0,25$ es coeficiente de fiabilidad

- $a_{ISO} = 7$ coeficiente de condiciones de trabajo obtenido de la siguiente gráfica donde:



Siendo:

$k = 4,96$ es el cociente entre la viscosidad relativa y la viscosidad a la temperatura de trabajo
 ν_1 la viscosidad relativa

$$\nu_1 = \frac{4500}{d_m \cdot n} = \frac{4500}{27 \cdot 1170,68} = 25,31$$

$\nu_{40} = 125,6$ es la viscosidad a la temperatura de trabajo de 40°C

$\eta_c = 0,8$ es el factor de contaminación

P_u la carga límite de fatiga (definida en catálogo para cada rodamiento)

F_{eq} la fuerza equivalente en el rodamiento de la ecuación [82]

$$\frac{\eta_c \cdot P_u}{F_{eq}} = \frac{0,8 \cdot 3,35}{5,499} = 0,48$$

- C la capacidad de carga dinámica (definida en catálogo para cada rodamiento)

- F_{eq} la fuerza equivalente en el rodamiento de la ecuación [82]

- $q = 10/3$ en rodamientos de contacto lineal

Volviendo a la ecuación [72]

$$L = 0,25 \cdot 7 \cdot \left(\frac{32.500}{5.499} \right)^{3,33} = 6,53E08$$

$$Lh = L/n = 9.299 \text{ horas}$$



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN DE 150KW


Anexo 2:

TABLAS

ÍNDICE TABLAS:


TABLA 1: ENGRANAJES 10SPLINE WINTER PERFORMANCE	61
TABLA 2: DATOS DE ACEROS	62
TABLA 3: APLICACIONES DE ACEROS.....	63
TABLA 4: DATOS DE ALUMINIOS.....	64
TABLA 5: COEFICIENTE DE APLICACIÓN	65
TABLA 6: IMPACTOS GENERADOS POR MAQUINAS MOTRICES.....	65
TABLA 7: IMPACTOS GENERADOS POR MAQUINAS ARRASTRADAS.....	66
TABLA 8: COEFICIENTE K_1	66
TABLA 9: COEFICIENTES H_i FALLO SUPERFICIAL.....	67
TABLA 10: COEFICIENTES $K_{H\alpha}$ y $K_{F\alpha}$	67
TABLA 11: COEFICIENTES CÁLCULO S_{HL}	68
TABLA 12: COEFICIENTES CÁLCULO S_{FL}	69
TABLA 13: RUGOSIDADES EN FUNCIÓN DE LA CALIDAD ISO	69
TABLA 14: FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL (ACEROS).....	70
TABLA 15: CORRECCIÓN LIMITE DE FATIGA POR CONFIABILIDAD	70
TABLA 16: EFECTO TEMPERATURA EN EL LÍMITE DE ROTURA (ACEROS).....	70
TABLA 17: CONCENTRACION TENSIONES EN CAMBIO DE DIÁMETRO	71
TABLA 18: FACTOR DE FIABILIDAD a_1	71
TABLA 19: FACTOR DE CONTAMINACIÓN η_c	72
TABLA 20: FACTOR a_{iso} RODAMIENTOS RADIALES CILÍNDRICOS.....	73
TABLA 21: VIDA RECOMENDADA PARA RODAMIENTOS	73
TABLA 22: RODAMIENTO A (NUP 205).....	74
TABLA 23: RODAMIENTO B (NU 205)	75
TABLA 24: SELLO DE ACEITE	76
TABLA 25: ANILLOS SEEGER DIN471	77
TABLA 26: TAPÓN DE LLENADO	78
TABLA 27: TAPÓN DE VACIADO.....	79

TABLA 1: ENGRANAJES 10SPLINE WINTER PERFORMANCE




P/N 8500 SERIES

SAE 8620 STEEL, STANDARD QUICK CHANGE GEARS
When ordering add prefix 85 to set number.




IMPORTANT
Remember to refill gear cavity with good quality gear lube after quick change gear changes.

WINTERS HIGH PERFORMANCE SUPREME GEAR OIL



P/N 1730
Semi-Synthetic
SAE 80W/90 with Moly



Manufactured By:
SINCE 1859
Schaeffler
MANUFACTURING COMPANY


GEARING FORMULAS

$\frac{\text{Ratio} \times \text{MPH}}{\text{Tire DIA}} \times 336 = \text{RPM}$


$\text{Ratio} = \frac{\text{RPM} \times \text{Tire DIA}}{\text{MPH} \times 336}$

To Determine Gear RPM Change:
 $(\text{RPM}) \div (\text{Gear Ratio}) \times (\text{New Ratio}) = (\text{New RPM})$
 Example: $8000 \div 6.58 \times 6.35 = 7720$

To Determine Final Drive:
 $(\# \text{ Teeth Top Gear}) \div (\# \text{ Teeth Bottom Gear}) \times (\text{R\&P Ratio}) = (\text{Final Drive})$



1580 Trolley Road
York, PA 17408 USA
764-9844 F: 717-764-0617
wintersperformance.com



GEAR SET #	(NUMERICAL RATIO LISTED)		# OF TEETH	4.12 R&P Ratio (8-33 Teeth)		4.57 R&P Ratio (7-32 Teeth)		4.86 R&P Ratio (7-34 Teeth)	
	LOW	HIGH		LOW	HIGH	LOW	HIGH		
01	1.000	1.000	21/21	4.12	4.12	4.57	4.57	4.86	4.86
02	.964	1.037	27/28	3.97	4.27	4.41	4.74	4.69	5.04
05	.960	1.042	24/25	3.96	4.29	4.39	4.76	4.67	5.06
15A	.955	1.048	21/22	3.93	4.32	4.36	4.79	4.64	5.09
15	.950	1.053	19/20	3.91	4.34	4.34	4.81	4.62	5.11
26	.931	1.074	27/29	3.84	4.43	4.26	4.91	4.53	5.22
06	.920	1.087	23/25	3.79	4.48	4.20	4.97	4.47	5.28
25	.909	1.100	20/22	3.75	4.53	4.16	5.03	4.42	5.34
12	.897	1.115	26/29	3.69	4.60	4.10	5.10	4.36	5.42
07	.885	1.130	23/26	3.65	4.66	4.04	5.17	4.30	5.49
07A	.875	1.143	21/24	3.61	4.71	4.00	5.22	4.25	5.55
17	.867	1.154	26/30	3.57	4.75	3.96	5.27	4.21	5.60
17A	.857	1.167	24/28	3.53	4.81	3.92	5.33	4.17	5.67
08A	.852	1.174	23/27	3.51	4.84	3.89	5.37	4.14	5.70
08	.846	1.182	22/26	3.49	4.87	3.87	5.40	4.11	5.74
19	.840	1.190	21/25	3.46	4.91	3.84	5.44	4.08	5.78
09A	.833	1.200	25/30	3.43	4.94	3.81	5.48	4.05	5.83
09	.826	1.211	19/23	3.40	4.99	3.78	5.53	4.02	5.88
11	.815	1.227	22/27	3.36	5.06	3.72	5.61	3.96	5.96
03	.806	1.240	25/31	3.32	5.11	3.69	5.67	3.92	6.02
13	.800	1.250	20/25	3.30	5.15	3.66	5.71	3.89	6.07
18	.793	1.261	23/29	3.27	5.20	3.62	5.76	3.85	6.12
18A	.786	1.273	22/28	3.24	5.24	3.59	5.82	3.82	6.18
04A	.783	1.278	18/23	3.22	5.26	3.58	5.84	3.80	6.21
20A	.776	1.286	21/27	3.20	5.30	3.55	5.88	3.78	6.25
04	.774	1.292	24/31	3.19	5.32	3.54	5.90	3.76	6.27
20	.769	1.300	20/26	3.17	5.36	3.52	5.94	3.74	6.31
22	.760	1.316	19/25	3.13	5.42	3.47	6.01	3.69	6.39
16	.750	1.333	18/24	3.09	5.49	3.43	6.09	3.65	6.48
10	.739	1.353	17/23	3.05	5.57	3.38	6.18	3.59	6.57
10A	.733	1.364	22/30	3.02	5.62	3.35	6.23	3.56	6.62
34A	.727	1.375	16/22	3.00	5.67	3.32	6.28	3.54	6.68
34	.724	1.381	21/29	2.97	5.69	3.31	6.31	3.52	6.71
14	.719	1.391	23/32	2.96	5.73	3.29	6.36	3.49	6.76
14A	.714	1.400	20/28	2.94	5.77	3.26	6.40	3.47	6.80
35	.708	1.412	17/24	2.92	5.82	3.24	6.45	3.44	6.86
32	.704	1.421	19/27	2.90	5.86	3.22	6.49	3.42	6.90
32A	.697	1.435	23/33	2.87	5.91	3.19	6.56	3.39	6.97
24	.690	1.450	20/29	2.84	5.97	3.15	6.63	3.35	7.04
36	.680	1.471	17/25	2.80	6.06	3.11	6.72	3.31	7.14
37	.677	1.476	21/31	2.79	6.08	3.10	6.75	3.29	7.17
23	.667	1.500	22/33	2.75	6.18	3.05	6.86	3.24	7.29
21	.655	1.526	19/29	2.70	6.29	2.99	6.98	3.18	7.41
21A	.652	1.533	15/23	2.69	6.32	2.98	7.01	3.17	7.45
27	.647	1.545	22/34	2.67	6.37	2.96	7.06	3.15	7.51
43	.640	1.563	16/25	2.64	6.44	2.93	7.14	3.11	7.59
28	.633	1.579	19/30	2.61	6.51	2.89	7.22	3.08	7.67
28A	.630	1.588	17/27	2.59	6.54	2.88	7.26	3.06	7.71
29	.625	1.600	15/24	2.58	6.59	2.86	7.31	3.04	7.77
39	.621	1.611	18/29	2.56	6.64	2.84	7.36	3.02	7.83
30	.615	1.625	16/26	2.54	6.70	2.81	7.43	2.99	7.89
40	.613	1.632	19/31	2.53	6.72	2.80	7.46	2.98	7.93
41	.607	1.647	17/28	2.50	6.81	2.76	7.53	2.95	8.00
31	.600	1.667	21/35	2.47	6.87	2.74	7.62	2.92	8.10
33A	.593	1.688	16/27	2.44	6.95	2.71	7.71	2.88	8.20
33	.588	1.700	20/34	2.42	7.00	2.69	7.77	2.86	8.26
31A	.583	1.714	21/36	2.40	7.06	2.67	7.83	2.84	8.33
30A	.577	1.733	15/26	2.38	7.14	2.64	7.92	2.80	8.42
50	.571	1.750	20/35	2.35	7.21	2.61	8.00	2.78	8.50
51	.567	1.765	17/30	2.34	7.27	2.59	8.07	2.75	8.57
52	.563	1.778	18/32	2.32	7.32	2.57	8.12	2.73	8.64
53	.559	1.789	19/34	2.30	7.37	2.55	8.18	2.72	8.69
54	.556	1.800	15/27	2.29	7.42	2.54	8.23	2.70	8.74
55	.552	1.813	16/29	2.27	7.47	2.52	8.28	2.68	8.80
56	.548	1.824	17/31	2.26	7.51	2.51	8.33	2.67	8.86
57	.533	1.875	16/30	2.20	7.73	2.44	8.57	2.59	9.11
58	.531	1.882	17/32	2.19	7.76	2.43	8.60	2.58	9.14

NOTE: Gear Set Numbers 50-58 Are For Limited Horsepower Applications Only

TABLA 2: DATOS DE ACEROS

Designación EN 10027-1 AISI / UNE (ant.)	Composición						Tratamiento		Propiedades mecánicas			
	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni/V	Tipo	Temp (°C)	S _e MPa	S _y MPa	ε %	Dur HB
MOLDEADOS												
GC25 / F-8104	0.25		0.55						440	225	22	150
GC35 / F-8106	0.35		0.65						510	255	18	155
GC45 / F-8108	0.45		0.65						580	295	15	195
NO ALEADOS (Mn < 1%)												
C25 1025 / F-1120	0.25		0.55				N	900	490	310	22	150
							T R	870 480	570	430	28	168
C35 1035 / F-1130	0.35		0.65				LC		585	375	29	190
							N	900	680	420	28	183
							T R	840 430	730	520	15	212
C45 1045 / F-1140	0.45		0.65				N	870	660	390	20	197
							Rec	790	600	360	23	180
							T R	825 450	850	640	14	248
C60 1060	0.6		0.75				N	870	760	410		225
							T R	815 430	1000	790	6	315
ALEACIÓN INFERIOR AL 5%												
20MnCr5 5120 / F-150 D	0.2		1.25	1.15			N	900	680	400	23	207
							C T R	880 860 150	980	735	14	302
20NiCrMoS2-2 8620 / F-1522	0.2		0.8	0.55	0.2	0.55	LF	1100/850	650	320	22	192
							N	900	600	340	26	174
							C T R	910 845 150	850	580	19	255
41Cr4 5140 / F-1202	0.41		0.75	1.05			LF	1050/850	770	520		229
							N	870	760	470	23	227
							T R	840 540	970	840	18	293
42CrMo4 4140 / F-1252	0.42		0.75	1.05	0.22		N	900	950	560	19	277
							Rec	830	650	420	25	192
							LF	1100/850	1030	720	15	311
							T R	840 540	1120	1040	14	321
34CrNiMo6 4340 / F-128	0.34		0.65	1.5	0.22	1.5	LF	1150/900	1300	860		401
							N	870	1280	860	12	388
							T R	840 540	1210	1100	14	352
51CrV4 6150	0.51		0.9	1.05	0.17		LF	1100/850	950	630		285
							N	860	940	615	21	277
							T R	840 540	1200	1155	14	352
ALEACIÓN SUPERIOR AL 5%												
X10CrNi18-8 304	0.1	<0.8	<2	18-20		8-10	Rec	1100	510	206	40	160
X5CrNiMo17-12-2 316	0.05	<0.8	<2	16-18	2-3	10_11	Rec	1100	510	206	40	150

TABLA 3: APLICACIONES DE ACEROS

Designación	Aplicación
MOLDEADOS	
GC25	Buena soldabilidad.
GC35	Admite soldadura. Engranajes.
GC45	Admite soldadura. Engranajes.
NO ALEADOS	
C25	Buena soldabilidad, embutición y plegado.
C35	Buena soldabilidad. Piezas fabricadas por estampado en frío (bulones, tuercas, tornillos, etc.) Otras piezas forjadas en caliente poco exigidas.
C45	Moldes. Admite soldadura. Adecuado para temple superficial. Ejes, engranajes, tornillos, cigüeñales, manivelas, chavetas, bielass.
C60	Adecuado para temple superficial. Discos de embrague, ejes
ALEACIÓN INFERIOR AL 5%	
20MnCr5	Engranajes. Coronas y piñones del diferencial. Ejes, árboles. Otras piezas de tamaño mediano.
20NiCrMoS2-2	Piezas de mediano tamaño, solicitadas a la fatiga. Piñones y coronas del diferencial. Engranajes de alta revolución.
41Cr4	Piezas de dimensiones medianas. Engranajes, ejes.
42CrMo4	Apto para temple superficial. Piezas de alta exigencia para la construcción de vehículos en general. Cigüeñales, ejes, palieres, engranajes de transmisión, etc. Piezas confeccionadas por estampado en frío (bulones de alta calidad)
34CrNiMo6	Piezas de aviones y automóviles sometidas a carga elevada. Piezas para temperaturas debajo de 0 °C
51CrV4	Alambres para resortes. Resortes de alta calidad. Varillas de torsión. Piezas de construcción en general sometidas a esfuerzos severos. Herramientas de mano.
55Cr3	Resortes, muelles, ballestas y resortes planos de cualquier espesor. Barras de torsión. Resortes de suspensión de automóviles.
ALEACIÓN > 5%	
X10CrNi18-8	Acero inoxidable de uso general. Admite soldadura. Ejes, tornillería, válvulas
X5CrNiMo17-12-2	Acero inoxidable de uso general. Intercambiadores de calor, ejes
X6CrNiTi18-10	Acero inoxidable empleado en la industria alimenticia, química, naval y aeronáutica. Artículos de consumo, industria de la refrigeración y decoración.

TABLA 4: DATOS DE ALUMINIOS

NORMA E.N.	AW. 1050	AW. 6060	AW. 6061	AW. 7022	AW. 7075	AW. 7050
-------------------	----------	----------	----------	----------	----------	----------

NORMA U.N.E.	L-3051	-	L-3420	-	L-3710	-
---------------------	--------	---	--------	---	--------	---

PROPIEDADES GENERALES	Unidad
------------------------------	---------------

Densidad	g/cm ³	2,70			2,70	2,70	2,80	2,80	2,80
Estado de Tratamiento		O	H-14	H-18	T - 5	T - 6	T - 651	T - 6	T - 6
Carga de Rotura	N/mm ²	65-95	100-140	150	220	310	410-490	480-530	540-600
Límite Elástico	N/mm ²	20	105	140	185	270	350-460	390-450	480-530
Modulo Elastico	N/mm ²	69000	69000	69000	69500	70000	72000	72000	71000
Alargamiento A5,65%		42	10	6	13	14	3-8	2-8	39664
Dureza	Brinell	21	35	43	75	95	110-150	130-140	150-180

PROPIEDADES FISICAS

Punto de fusión	° C	645 - 660	645 - 660	645 - 680	610-655	580-650	485-640	475-635	480-640
Conductividad Termica	W/(K*m)	229	229	229	209	166	13-16	134	130-160
Coefic. Dilatación Termica Lineal	m/(m*K)	23,5	23,5	23,5	23,4	23,3	23,6	23,5	23,4
Conductividad electrica	% LACS	59,5	59,5	59,5	54	43	17-23	33	19-23

CAPACIDADES TECNOLOGICAS

Comportamiento natural								
- Ambiente industrial	B	B	B	MB	MB	R	R	R
- Ambiente rural	MB	MB	MB	MB	MB	B	R	R
- Ambiente marino	B	B	B	B	B	M	M	M
- En agua de mar	B	B	B	B	R	M	M	M
Mecanización								
- Fragmentación viruta	M	M	R	R	M	B	B	B
- Brillo superficial	R	R	MB	MB	R	B	B	MB
Soldadura								
- A la llama	MB	MB	MB	B	MB	M	B	M
- Al arco bajo gas argón	MB	MB	MB	B	B	R	M	M
- Por resistencia eléctrica	MB	MB	MB	MB	B	B	B	M
- Braseado	MB	MB	MB	MB	B	M	R	M
ANODIZADO								
- De protección	MB	MB	MB	MB	MB	B	B	B
- Decorativo	B	B	B	MB	R	M	R	R
- Duro	MB	MB	MB	MB	MB	B	MB	R

MB Muy Bueno

B Bueno

C Correcto

R Regular

M Malo

TABLA 5: COEFICIENTE DE APLICACIÓN

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

TABLA 6: IMPACTOS GENERADOS POR MÁQUINAS MOTRICES.

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

TABLA 7: IMPACTOS GENERADOS POR MAQUINAS ARRASTRADAS

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.

TABLA 8: COEFICIENTE K_1

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

TABLA 9: COEFICIENTES H_i 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	-	-	-

TABLA 10: COEFICIENTES K_{Hα} y K_{Fα}

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

TABLA 11: COEFICIENTES CÁLCULO S_{HL}

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 esferoidal	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

TABLA 12: COEFICIENTES CÁLCULO S_{FL}

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

TABLA 13: RUGOSIDADES EN FUNCIÓN DE LA CALIDAD ISO

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

TABLA 14: FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL (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 15: CORRECIÓN LÍMITE DE FATIGA POR CONFIABILIDAD

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

TABLA 16: EFECTO TEMPERATURA LÍMITE DE ROTURA (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

TABLA 17: CONCENTRACION TENSIONES CAMBIO DE DIÁMETRO

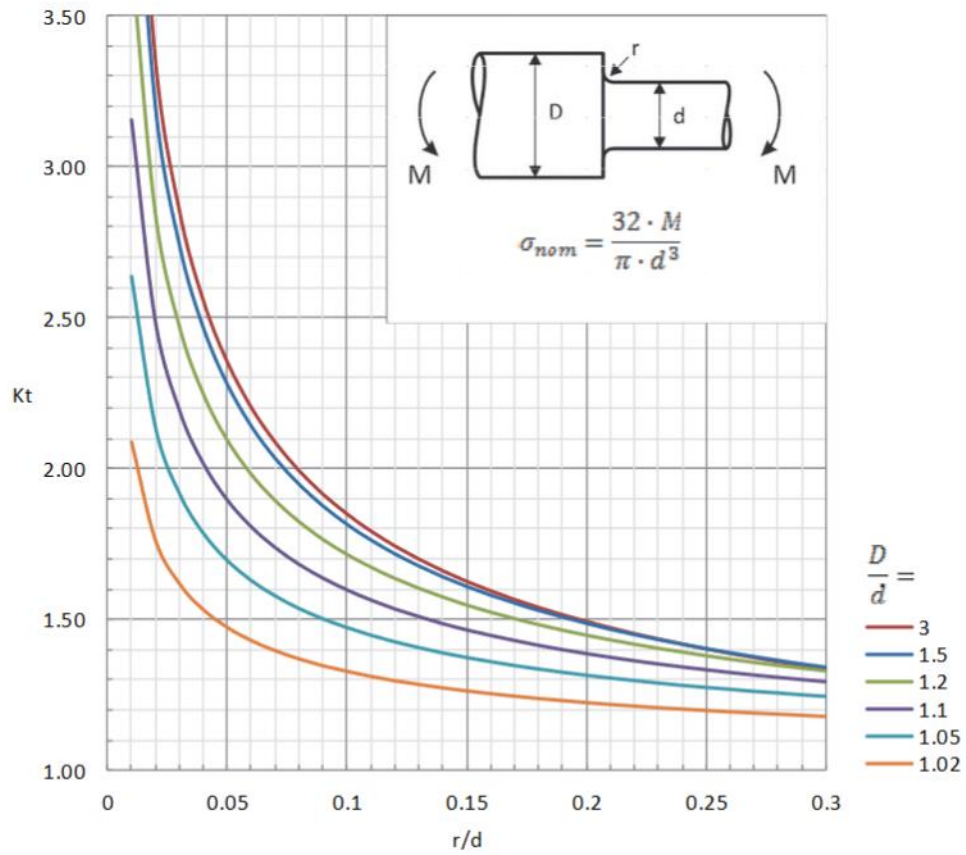


TABLA 18: FACTOR DE FIABILIDAD a_1

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

TABLA 19: FACTOR DE CONTAMINACIÓN η_c

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

TABLA 20: FACTOR a_{iso} RODAMIENTOS RADIALES CILÍNDRICOS

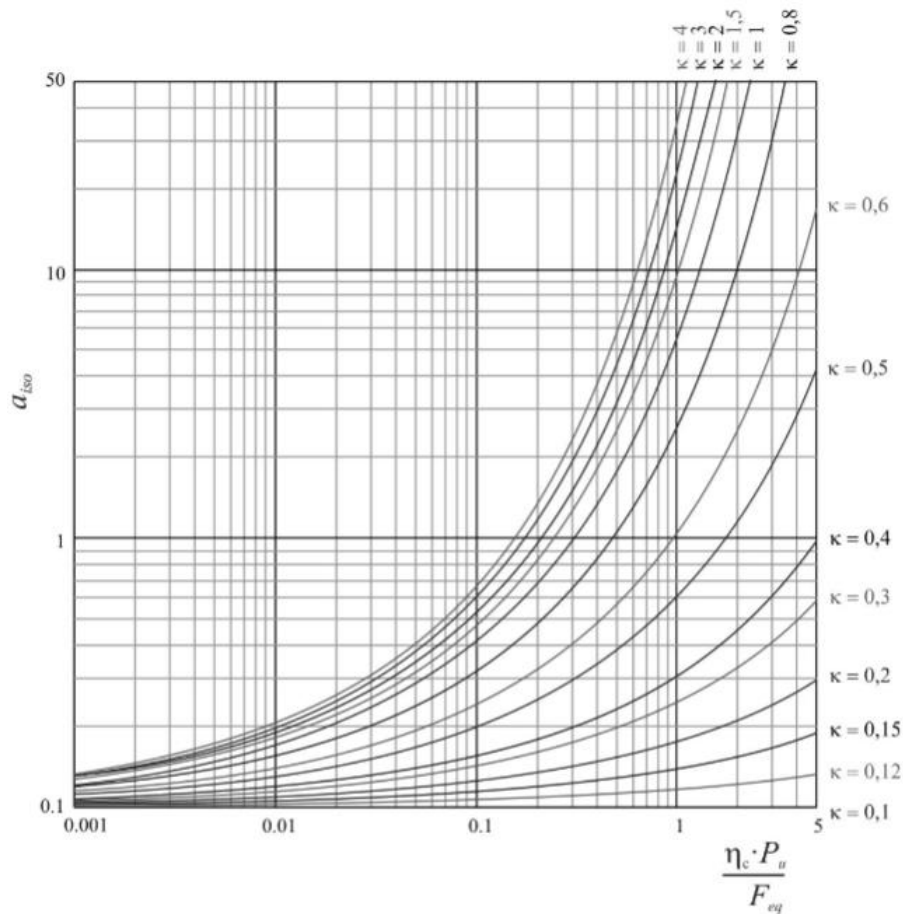
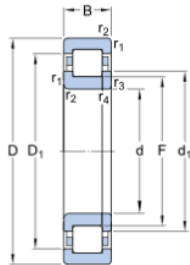


TABLA 21: VIDA RECOMENDADA PARA RODAMIENTOS

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

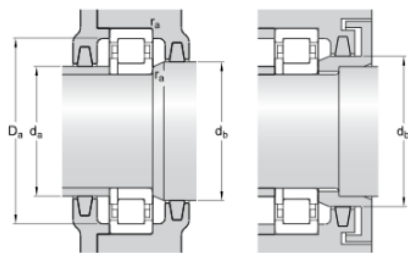
TABLA 22: RODAMIENTO A (NUP 205)

Especificación técnica



DIMENSIONES

d	25 mm
D	52 mm
B	15 mm
d ₁	≈ 34.7 mm
D ₁	≈ 43.3 mm
F	31.5 mm
r _{1,2}	min. 1 mm
r _{3,4}	min. 0.6 mm



DIMENSIONES DE LOS RESALTES

d _a	min. 29.9 mm
d _b	min. 36 mm
D _a	max. 46.4 mm
r _a	max. 1 mm

DATOS DEL CÁLCULO

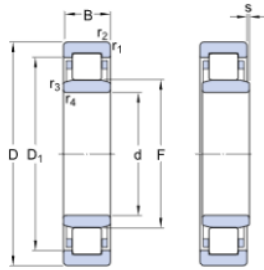
Capacidad de carga dinámica básica	C	32.5 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	27 kN
Carga límite de fatiga	P _u	3.35 kN
Velocidad de referencia		15 000 r/min
Velocidad límite		16 000 r/min
Factor de cálculo	k _r	0.15
Valor límite	e	0.2
Factor de carga axial	Y	0.6

MASA

Rodamiento de masa	0.14 kg
--------------------	---------

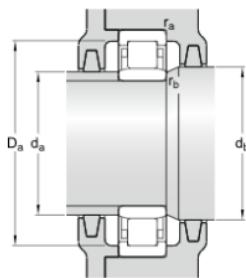
TABLA 23: RODAMIENTO B (NU 205)

Especificación técnica



DIMENSIONES

d	25 mm
D	52 mm
B	15 mm
D ₁	≈ 43.3 mm
F	31.5 mm
r _{1,2}	min. 1 mm
r _{3,4}	min. 0.6 mm
s	max. 1.3 mm



DIMENSIONES DE LOS RESALTES

d _a	min. 28.9 mm
d _a	max. 30.4 mm
d _b	min. 33 mm
D _a	max. 46.4 mm
r _a	max. 1 mm
r _b	max. 0.6 mm

DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	32.5 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	27 kN
Carga límite de fatiga	P _u	3.35 kN
Velocidad de referencia		15 000 r/min
Velocidad límite		16 000 r/min
Factor de cálculo	k _r	0.15
Valor límite	e	0.2
Factor de carga axial	Y	0.6

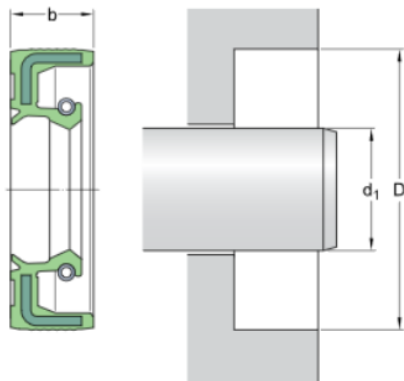
MASA

Rodamiento de masa	0.13 kg
--------------------	---------

TABLA 24: SELLO DE ACEITE

Especificación técnica

Tipo de diámetro exterior	Rubber metal reinforced
Material del labio	Nitrile rubber (NBR)
Diseño de los sellos	HMSA10
Cumplimiento con el estándar	ISO 6194, DIN 3760



DIMENSIONES

d_1	25 mm
D	40 mm
b	10 mm

APLICACIÓN Y CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

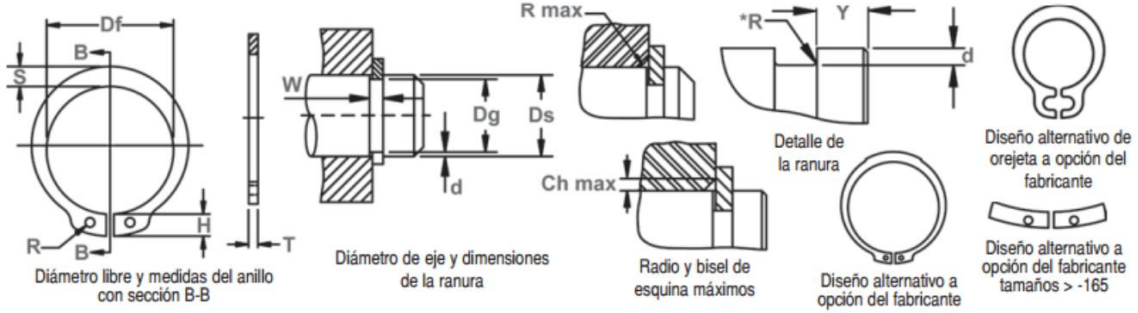
Temperatura de funcionamiento	min. -40 °C
Temperatura de funcionamiento	max. 100 °C
Temperatura de funcionamiento admisible, períodos breves	max. 120 °C
Velocidad del eje	max. 3 840 r/min
Velocidad de la superficie del eje	max. 5.03 m/s
Diferencial de presión	0.03 N/mm

TABLA 25: ANILLOS SEEGER DIN471



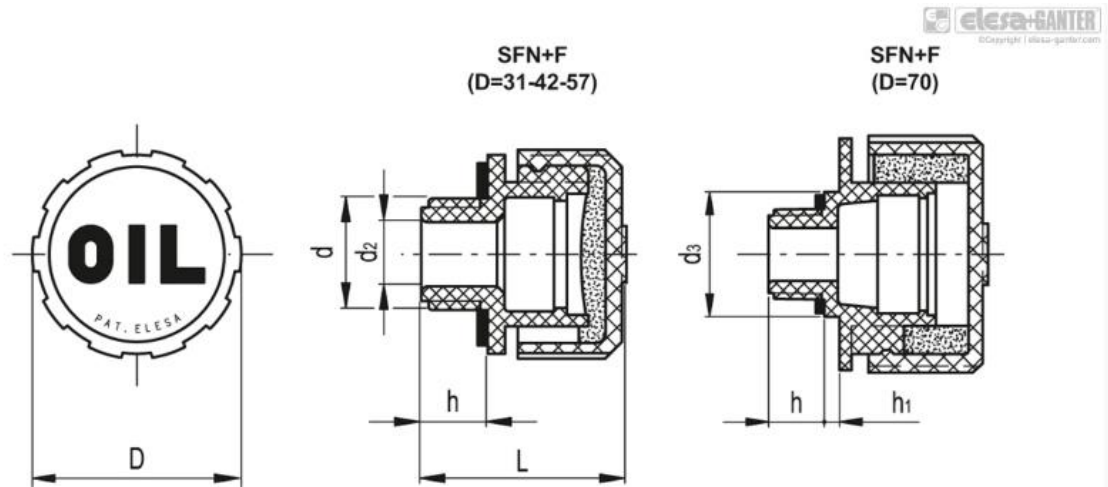
DSH Anillo de Eje
(DIN 471)

Montados Axialmente, Externos, Métricos
Una vez instalado en la ranura de un eje, la parte del anillo que sobresale de la ranura (también llamado un "hombro") es un montaje en su lugar.



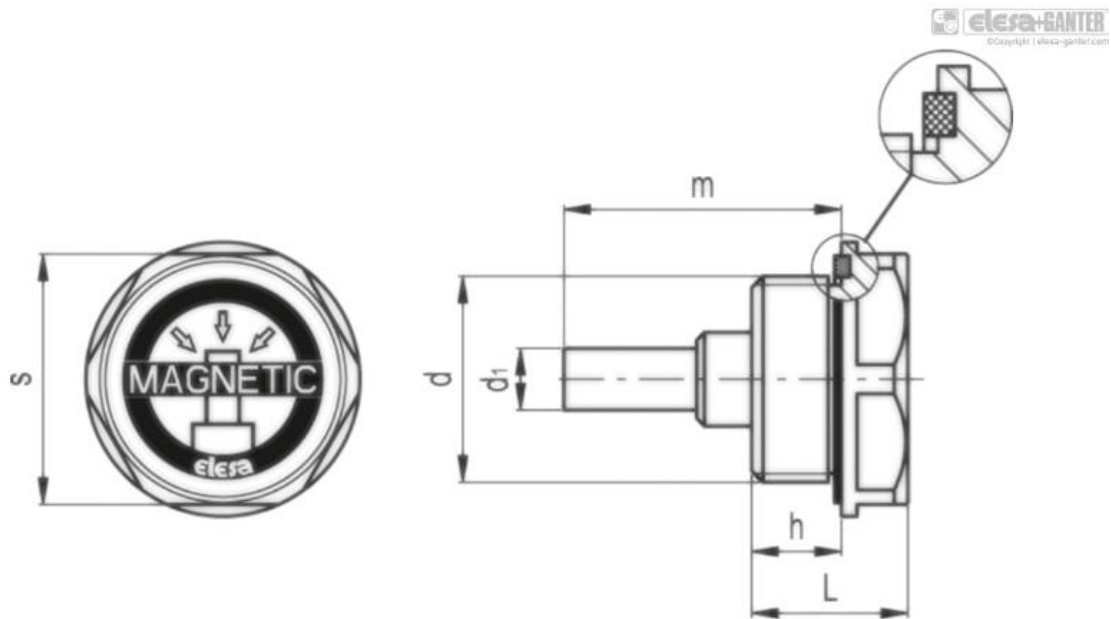
No. DE ANILLO	EJE DIAMETR (mm)	TAMANO DE RANURA					TAMANO Y PESO DEL ANILLO					DATOS SUPLEMENTARIOS						
		DIAMETRO		ANCHURA	PROFUN-DIDAD	ESPESOR ***	DIAMETRO LIBRE		ALTA RA DE LA OREJETA	SECCION MAX.	DIAMETRO DEL AGUJERO	PESO kg/ 1000	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles Cham.	Carga max. c/CH Max.	LIMITES DE RPM
		Ds	Dg				TOL.	W Min.										
DSH-3	3	2.8		0.50	0.10	0.40	2.7		1.9	0.8	1.0	0.017	0.3	0.47	0.1	0.5	0.27	360000
DSH-4	4	3.8	-0.04	0.50	0.10	0.40	3.7	+0.04	2.2	0.9	1.0	0.022	0.3	0.50	0.2	0.5	0.30	211000
DSH-5	5	4.8		0.70	0.10	0.80	4.7	-0.15	2.5	1.1	1.0	0.066	0.3	1.00	0.2	0.5	0.80	154000
DSH-6	6	5.7		0.80	0.15	0.70	5.6		2.7	1.3	1.2	0.084	0.5	1.45	0.4	0.5	0.90	114000
DSH-7	7	6.7		0.90	0.15	0.80	6.5	+0.06	3.1	1.4	1.2	0.121	0.5	2.60	0.5	0.5	1.40	121000
DSH-8	8	7.6	-0.06	0.90	0.20	0.80	7.4	-0.18	3.2	1.5	1.2	0.158	0.6	3.00	0.8	0.5	2.00	96000
DSH-9	9	8.6		1.10	0.20	1.00	8.4		3.3	1.7	1.2	0.300	0.6	3.50	0.9	0.5	2.40	85000
DSH-10	10	9.6		1.10	0.20	1.00	9.3		3.3	1.8	1.5	0.340	0.6	4.00	1.0	1.0	2.40	84000
DSH-11	11	10.5		1.10	0.25	1.00	10.2		3.3	1.8	1.5	0.410	0.8	4.50	1.4	1.0	2.40	70000
DSH-12	12	11.5		1.10	0.25	1.00	11.0		3.3	1.8	1.7	0.500	0.8	5.00	1.5	1.0	2.40	75000
DSH-13	13	12.4		1.10	0.30	1.00	11.9	+0.10	3.4	2.0	1.7	0.530	0.9	5.80	2.0	1.0	2.40	66000
DSH-14	14	13.4	-0.11	1.10	0.30	1.00	12.9	-0.36	3.5	2.1	1.7	0.640	0.9	6.40	2.1	1.0	2.40	58000
DSH-15	15	14.3		1.10	0.35	1.00	13.8		3.6	2.2	1.7	0.670	1.1	6.90	2.6	1.0	2.40	50000
DSH-16	16	15.2		1.10	0.40	1.00	14.7		3.7	2.2	1.7	0.700	1.2	7.40	3.2	1.0	2.40	45000
DSH-17	17	16.2		1.10	0.40	1.00	15.7		3.8	2.3	1.7	0.820	1.2	8.00	3.4	1.0	2.40	41000
DSH-18	18	17.0		1.30	0.50	1.20	16.5		3.9	2.4	2.0	1.110	1.5	17.00	4.5	1.5	3.75	39000
DSH-19	19	18.0		1.30	0.50	1.20	17.5		3.9	2.5	2.0	1.220	1.5	17.00	4.8	1.5	3.80	35000
DSH-20	20	19.0		1.30	0.50	1.20	18.5	-0.06	4.0	2.6	2.0	1.300	1.5	17.10	5.0	1.5	3.85	32000
DSH-21	21	20.0	-0.13	1.30	0.50	1.20	19.5	+0.13	4.1	2.7	2.0	1.420	1.5	16.80	5.3	1.5	3.75	29000
DSH-22	22	21.0		1.30	0.50	1.20	20.5	-0.42	4.2	2.8	2.0	1.500	1.5	16.90	5.6	1.5	3.80	27000
DSH-23	23	22.0	-0.15	1.30	0.50	1.20	21.5		4.3	2.9	2.0	1.630	1.5	16.60	5.9	1.5	3.80	25000
DSH-24	24	22.9		1.30	0.55	1.20	22.2		4.4	3.0	2.0	1.770	1.7	16.10	6.7	1.5	3.65	27000
DSH-25	25	23.9		1.30	0.55	1.20	23.2		4.4	3.0	2.0	1.900	1.7	16.20	7.0	1.5	3.70	25000
DSH-26	26	24.9		1.30	0.55	1.20	24.2		4.5	3.1	2.0	1.960	1.7	16.10	7.3	1.5	3.70	24000
DSH-27	27	25.6	-0.21	1.30	0.70	1.20	24.9	+0.21	4.6	3.1	2.0	2.080	2.1	16.40	9.6	1.5	3.80	22500
DSH-28	28	26.6		1.60	0.70	1.50	25.9	-0.42	4.7	3.2	2.0	2.920	2.1	32.10	10.0	1.5	7.50	21200
DSH-29	29	27.6		1.60	0.70	1.50	26.9		4.8	3.4	2.0	3.200	2.1	31.80	10.3	1.5	7.45	20000
DSH-30	30	28.6		1.60	0.70	1.50	27.9		5.0	3.5	2.0	3.320	2.1	32.10	10.7	1.5	7.65	18900
DSH-31	31	29.3		1.60	0.85	1.50	28.6		5.1	3.5	2.5	3.450	2.6	31.50	13.4	2.0	5.60	17900
DSH-32	32	30.3		1.60	0.85	1.50	29.6		5.2	3.6	2.5	3.540	2.6	31.20	13.8	2.0	5.55	16900
DSH-33	33	31.3	-0.25	1.60	0.85	1.50	30.5	+0.25	5.2	3.7	2.5	3.690	2.6	31.60	14.3	2.0	5.65	17400
DSH-34	34	32.3		1.60	0.85	1.50	31.5	-0.50	5.4	3.8	2.5	3.800	2.6	31.30	14.7	2.0	5.60	16100
DSH-35	35	33.0		1.60	1.00	1.50	32.2		5.6	3.9	2.5	4.000	3.0	30.80	17.8	2.0	5.55	15500

TABLA 26: TAPÓN DE LLENADO



Código	Descripción	d	D	L	d ₂	h	Precio €	Precio + I.V.A. €	
		↕	↕	↕	↕	↕			
56191-C9	SFN.40-3/8+F-C9#	G 3/8	42	36.5	10	11.5	3,80	4,60	
56211	SFN.40-1/2+F#	G 1/2	42	36.5	12	11.5	3,65	4,42	
56211-C9	SFN.40-1/2+F-C9#	G 1/2	42	36.5	12	11.5	3,65	4,42	
56221	SFN.40-3/4+F#	G 3/4	42	36.5	18	11.5	3,65	4,42	
56221-C9	SFN.40-3/4+F-C9#	G 3/4	42	36.5	18	11.5	3,65	4,42	
56231	SFN.40-1+F	G 1	42	36.5	18	11.5	3,95	4,78	
56231-C9	SFN.40-1+F-C9	G 1	42	36.5	18	11.5	3,95	4,78	
56251	SFN.57-3/4+F#	G 3/4	57	42	18	14	5,98	7,24	
56251-C9	SFN.57-3/4+F-C9#	G 3/4	57	42	18	14	5,98	7,24	
56271	SFN.57-1+F	G 1	57	42	23	14	5,98	7,24	
56271-C9	SFN.57-1+F-C9	G 1	57	42	23	14	5,98	7,24	
56281	SFN.57-1¼+F	G1 1/4	57	44	28	16	5,98	7,24	
56281-C9	SFN.57-1¼+F-C9	G1 1/4	57	44	28	16	5,98	7,24	

TABLA 27: TAPÓN DE VACIADO



Código	Descripción	d	h	s	L	d ₁	m	Precio €	Precio + I.V.A €	
		↕	↕	↕	↕	↕	↕			
59701	TMB.M14x1,5	M14x1.5	9	19	16.5	6	30	7,38	8,93	
59703	TMB.M16x1,5	M16x1.5	9	22	16.5	8	31	7,88	9,53	
59705	TMB.M20x1,5	M20x1.5	11	24	18.5	8	34	8,88	10,74	
59707	TMB.M26x1,5	M26x1.5	11.5	32	20	8	35.5	11,15	13,49	
59709	TMB.M27x1,5	M27x1.5	11.5	32	20	8	35.5	11,15	13,49	
59711	TMB.M33x1,5	M33x1.5	11.5	38	20	8	35.5	12,53	15,16	
59713	TMB.M40x1,5	M40x1.5	13	46	24	8	37	13,83	16,73	
59715	TMB.M42x1,5	M42x1.5	13	46	24	8	37	13,83	16,73	
59717	TMB.M42x2	M42x2	13	46	24	8	37	13,83	16,73	
59721	TMB.1/4	G 1/4	9	19	16.5	6	30	7,38	8,93	
59723	TMB.3/8	G 3/8	9	22	16.5	8	31	7,88	9,53	
59725	TMB.1/2	G 1/2	11	24	18.5	8	34	8,88	10,74	
59727	TMB.3/4	G 3/4	11.5	32	20	8	35.5	11,15	13,49	
59729	TMB.1	G 1	11.5	38	20.5	8	35.5	12,53	15,16	



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN
VEHÍCULO DE COMPETICIÓN DE 150KW**

Anexo 3:

BIBLIOGRAFÍA

BESA GÓNZALEZ, A.J. y VALERO CHULIÁ, F.J. (2016) – Diseño de máquinas. Valencia, Universidad Politécnica.

GRADO INGENIERÍA MECÁNICA – Apuntes Diseño de Máquinas I y II. Valencia, Universidad Politécnica: Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.

PÁGINAS WEB:

- MECÁNICA INDUSTRIAL (2009): Mantenimiento en Motorreductores

<http://www.mecanicaindustrial.blogspot.com/2009/01/mantenimiento-en-motorreductores.html>

- WINTERS PERFORMANCE: 10Spline Gears

https://www.wintersperformance.com/application/files/2515/7444/1049/10_Spline_Poster_compressed.pdf

- ONGSHUN: 8620 Acero

<https://es.steelpurchase.com/8620-sncm220-16523-acero/>

- ROSHFRANS: Aceites para Transmisión – SAE80W90

https://www.roshfrans.com/documentos/fichasTecnicasySeguridad/31_HDT_SUPER_GEAR_OIL_GL-5.pdf

- NSH: Tipos de rodamientos

<https://nosoloherramientas.es/tipos-de-rodamientos/>

- SKF: Rodamientos de rodillos cilíndricos

<https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings>

- SKF: Sellos HMS5 y HMSA10

<https://www.skf.com/es/products/industrial-seals/power-transmission-seals/radial-shaft-seals/general-industrial-applications/hms5-hmsa10>



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN
VEHÍCULO DE COMPETICIÓN DE 150KW**

DOCUMENTO N.º 2:

PLANOS

ÍNDICE DE PLANOS

1. CONJUNTO, VISTA ISOMÉTRICA	84
2. CONJUNTO.....	85
3. SEMICARCASA SUPERIOR, VISTA ISOMÉTRICA.....	86
4. SEMICARCASA SUPERIOR.....	87
5. SEMICARCASA INFERIOR, VISTA ISOMÉTRICA	88
6. SEMICARCASA INFERIOR.....	89
7. PIÑÓN PRIMERA ETAPA.....	90
8. RUEDA PRIMERA ETAPA.....	91
9. PIÑÓN SEGUNDA ETAPA.....	92
10. RUEDA SEGUNDA ETAPA.....	93
11. EJE DE ENTRADA.....	94
12. EJE INTERMEDIO.....	95
13. EJE DE SALIDA.....	96
14. RODAMIENTO A.....	97
15. RODAMIENTO B.....	98
16. RETÉN DE ACEITE	99
17. ANILLO SEEGER.....	100
18. TAPÓN DE LLENADO	101
19. TAPÓN DE VACIADO	102
20. TORNILLO FIJACIÓN CHASIS	103
21. ARANDELA.....	104
22. TORNILLO FIJACION SEMICARCASAS (A)	105
23. TORNILLO FIJACION SEMICARCASAS (B)	106

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

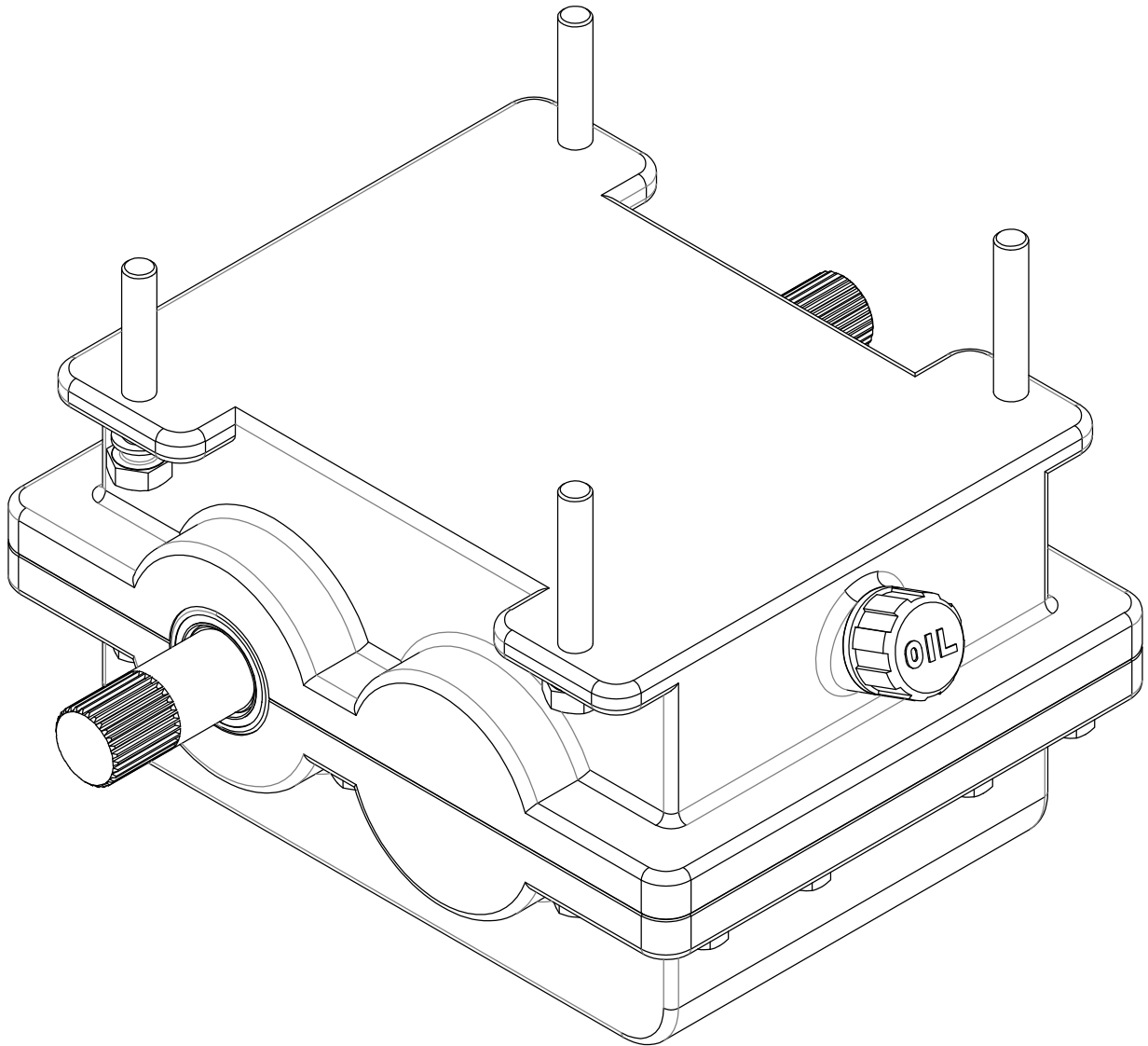
C

B

B

A

A



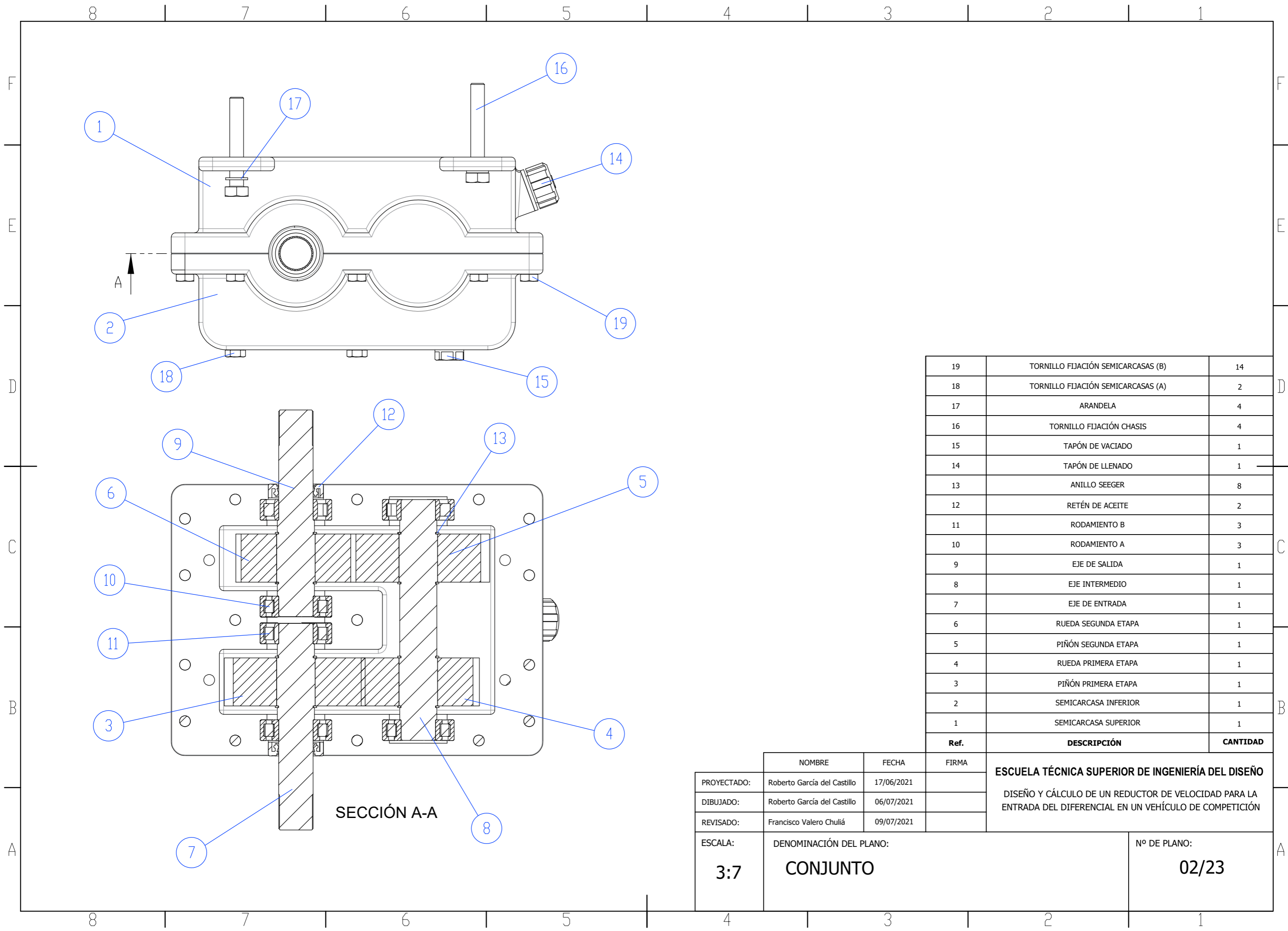
	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021		
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	07/07/2021		
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021		
ESCALA:	DENOMINACIÓN DEL PLANO:		Nº DE PLANO:	
1:2	CONJUNTO VISTA ISOMÉTRICA		01/23	

4

3

2

1

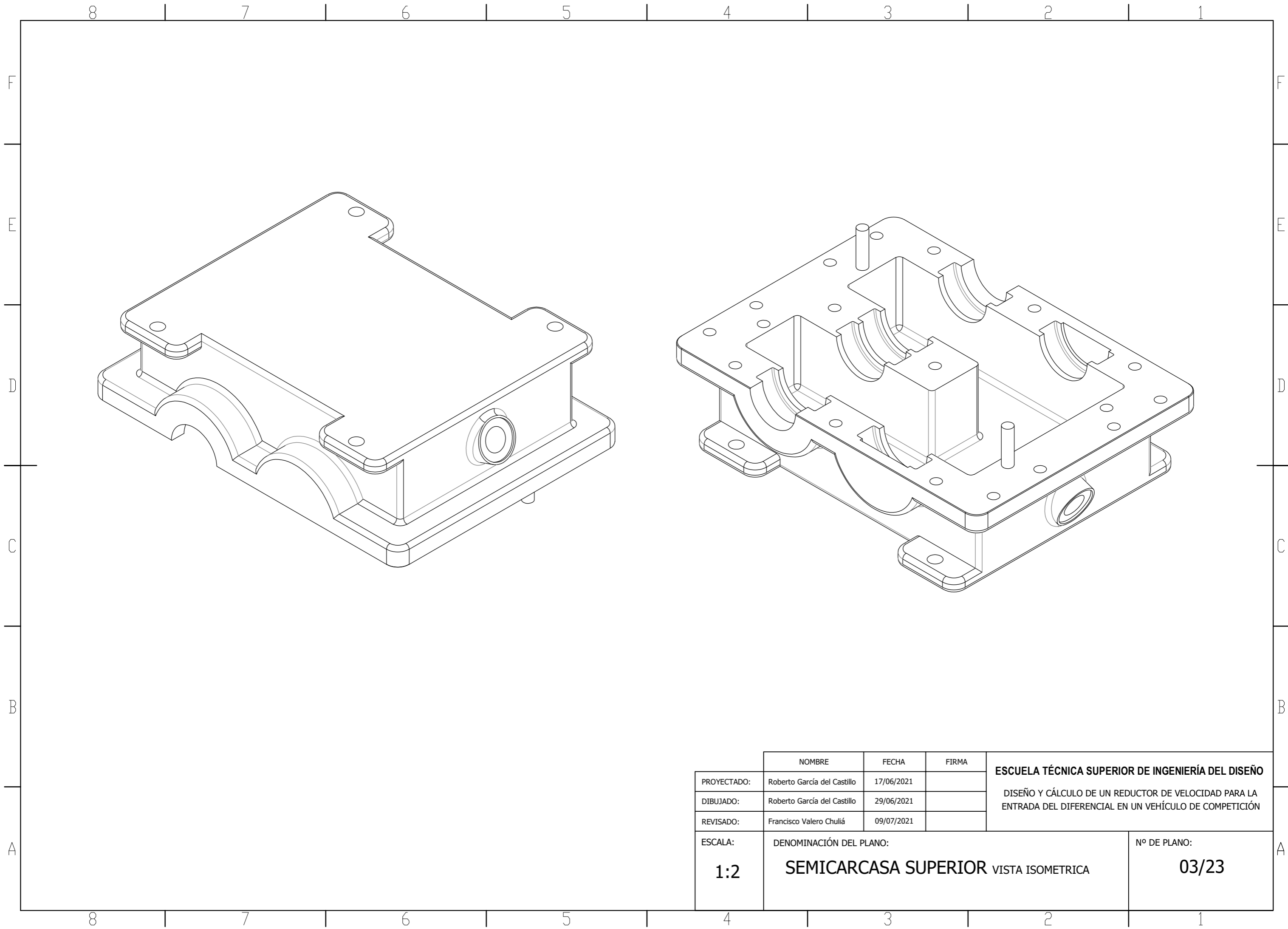


19	TORNILLO FIJACIÓN SEMICARCASAS (B)	14
18	TORNILLO FIJACIÓN SEMICARCASAS (A)	2
17	ARANDELA	4
16	TORNILLO FIJACIÓN CHASIS	4
15	TAPÓN DE VACIADO	1
14	TAPÓN DE LLENADO	1
13	ANILLO SEEGER	8
12	RETÉN DE ACEITE	2
11	RODAMIENTO B	3
10	RODAMIENTO A	3
9	EJE DE SALIDA	1
8	EJE INTERMEDIO	1
7	EJE DE ENTRADA	1
6	RUEDA SEGUNDA ETAPA	1
5	PIÑÓN SEGUNDA ETAPA	1
4	RUEDA PRIMERA ETAPA	1
3	PIÑÓN PRIMERA ETAPA	1
2	SEMICARCASA INFERIOR	1
1	SEMICARCASA SUPERIOR	1
Ref.	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD

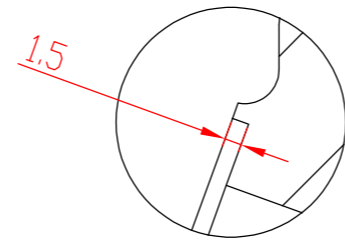
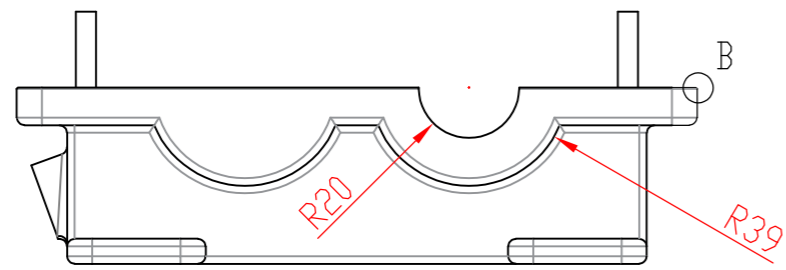
	NOMBRE	FECHA	FIRMA
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021	
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	06/07/2021	
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021	

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO
DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN

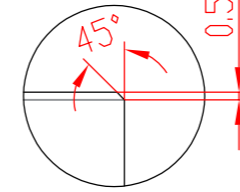
ESCALA: 3:7	DENOMINACIÓN DEL PLANO: CONJUNTO	Nº DE PLANO: 02/23
-----------------------	--	------------------------------



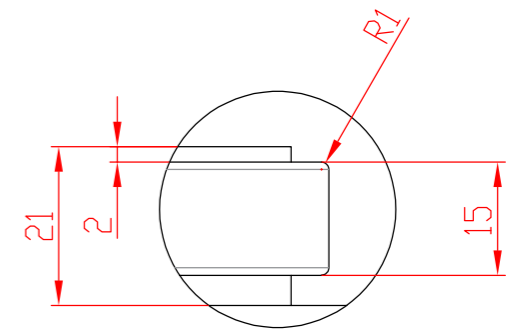
	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021		
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	29/06/2021		
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021		
ESCALA:	DENOMINACIÓN DEL PLANO:			Nº DE PLANO:
1:2	SEMICARCASA SUPERIOR VISTA ISOMETRICA			03/23



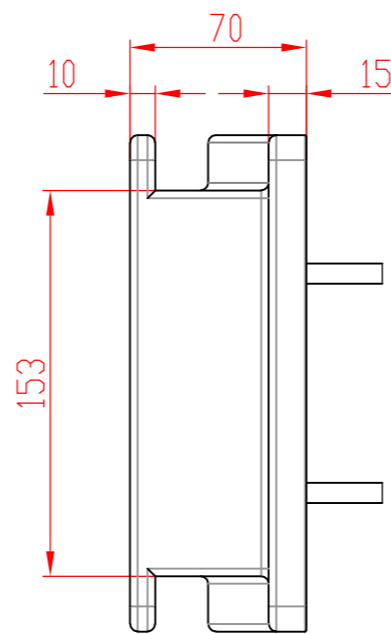
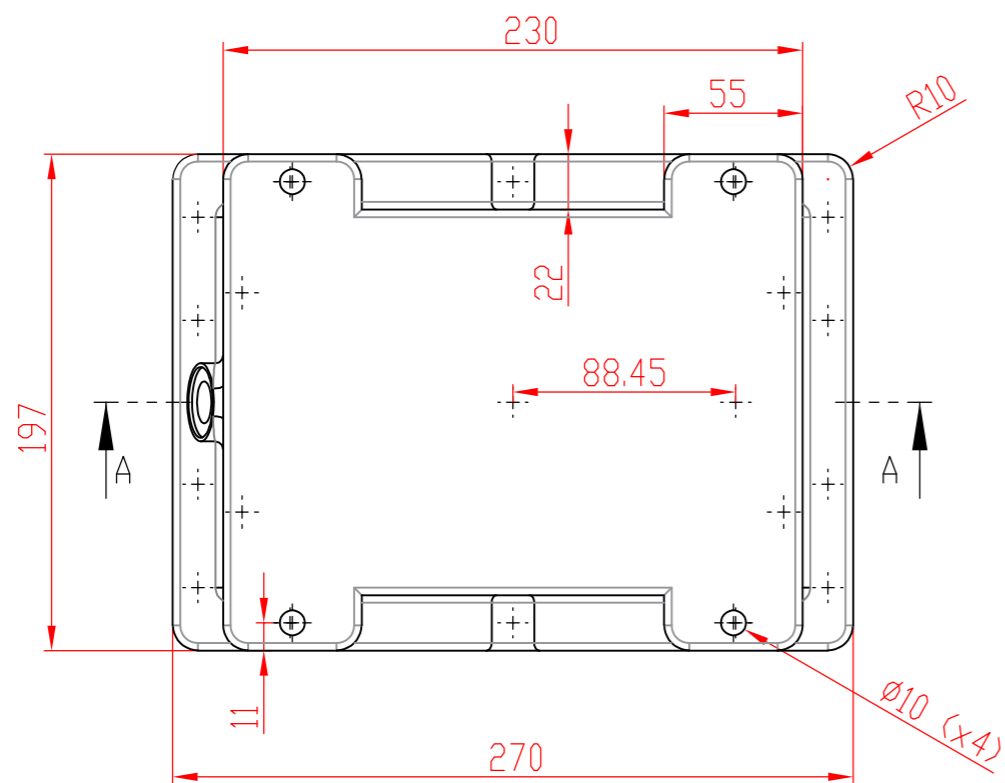
DETALLE A
ESCALA 3 : 2



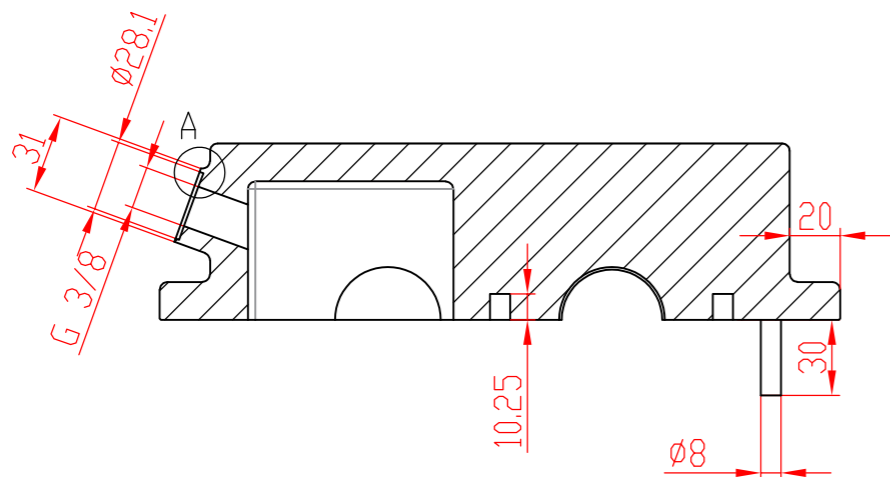
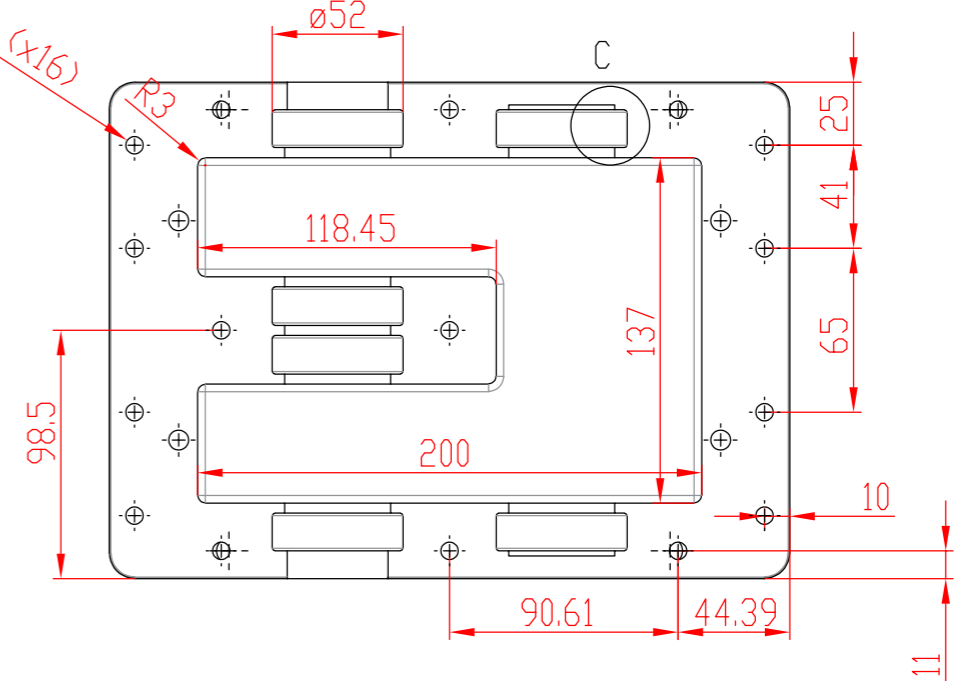
DETALLE B
ESCALA 2 : 1



DETALLE C
ESCALA 2 : 1

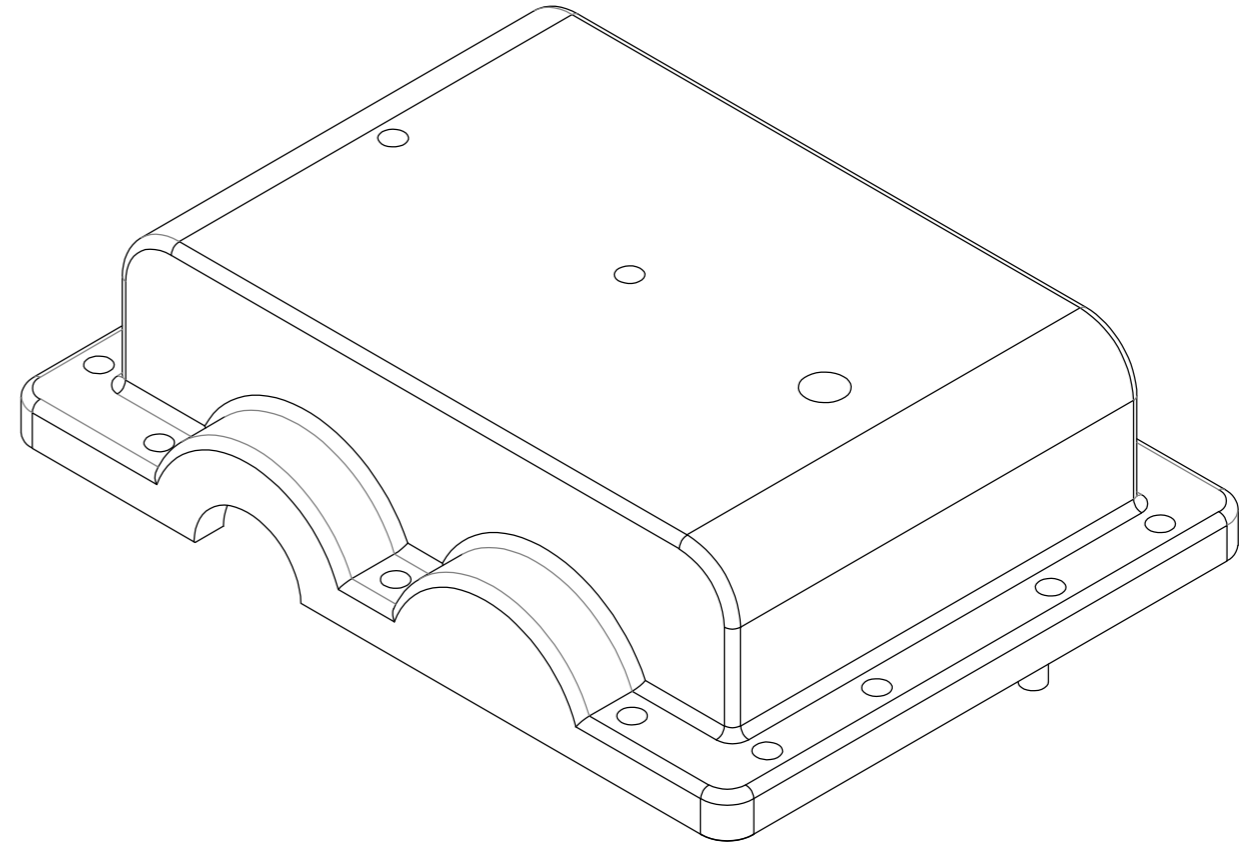
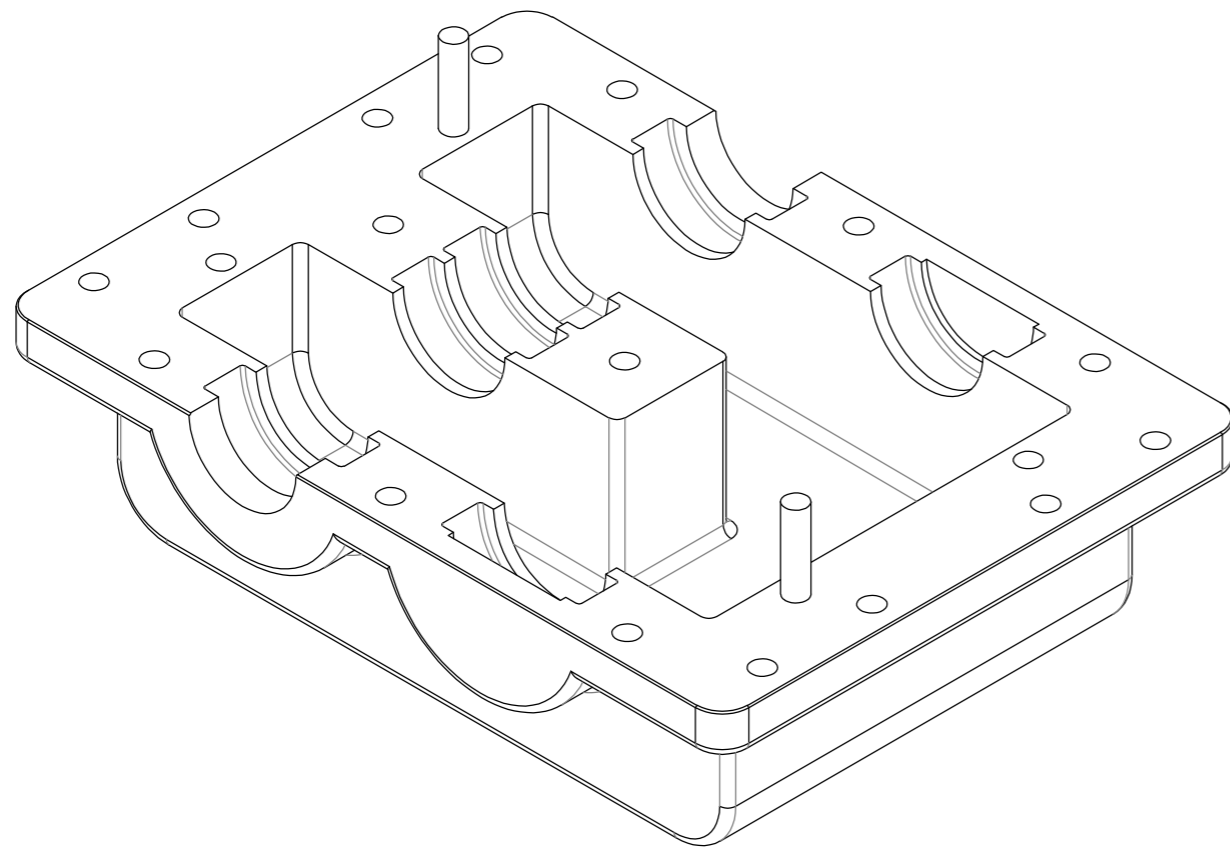


M8 ∇ 10,25 (x16)

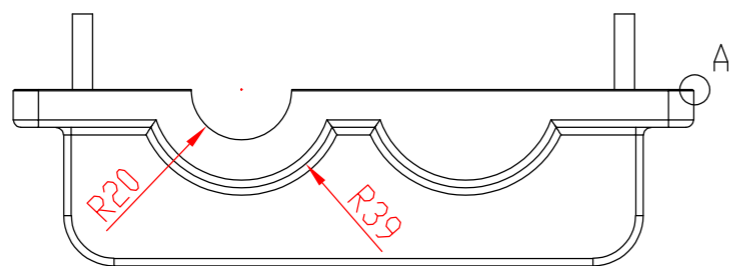
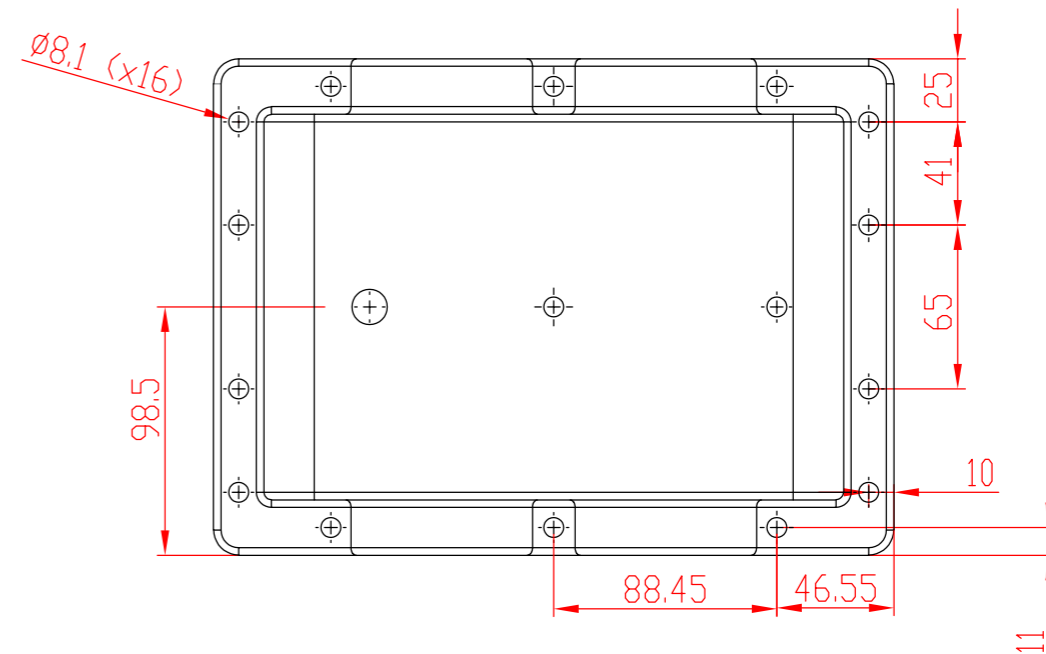
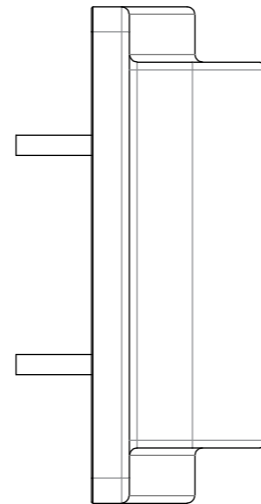
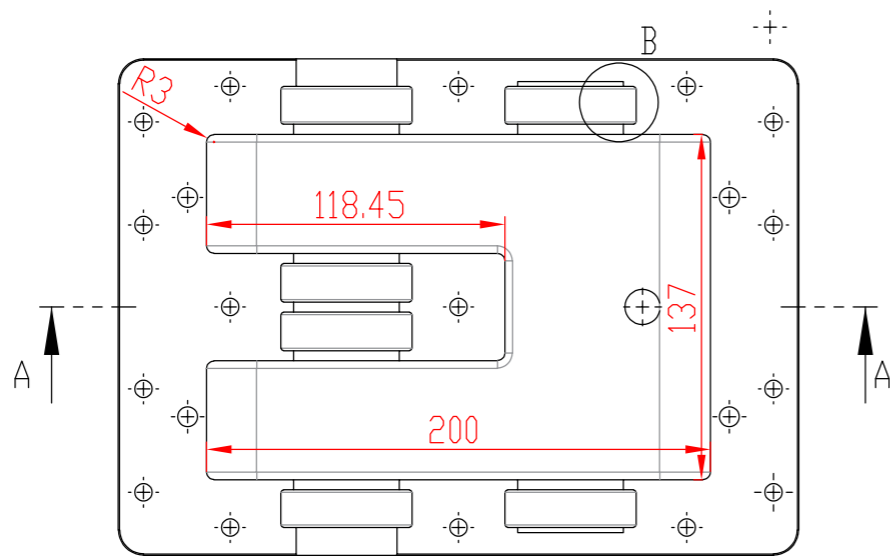
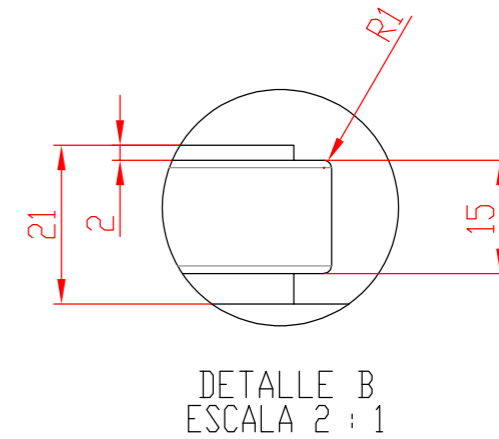
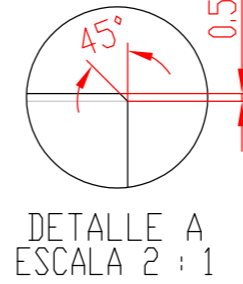
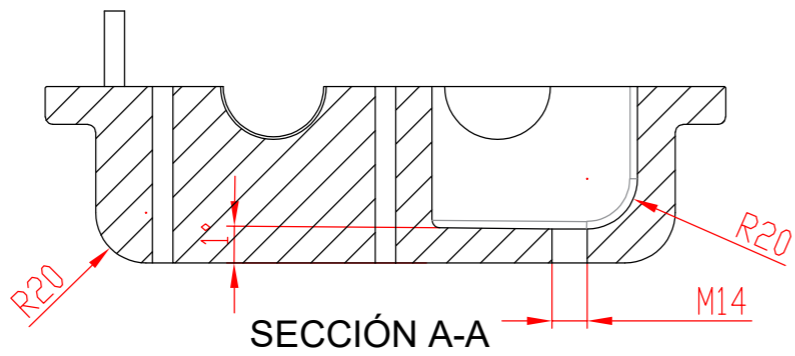


SECCIÓN A-A

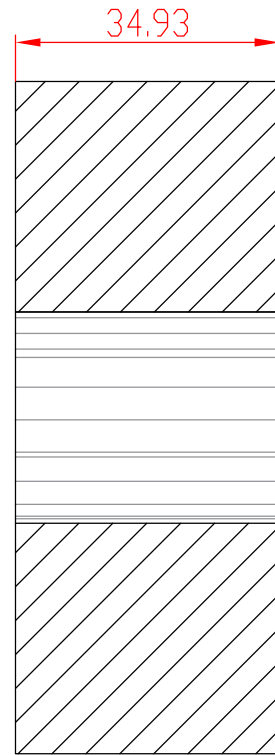
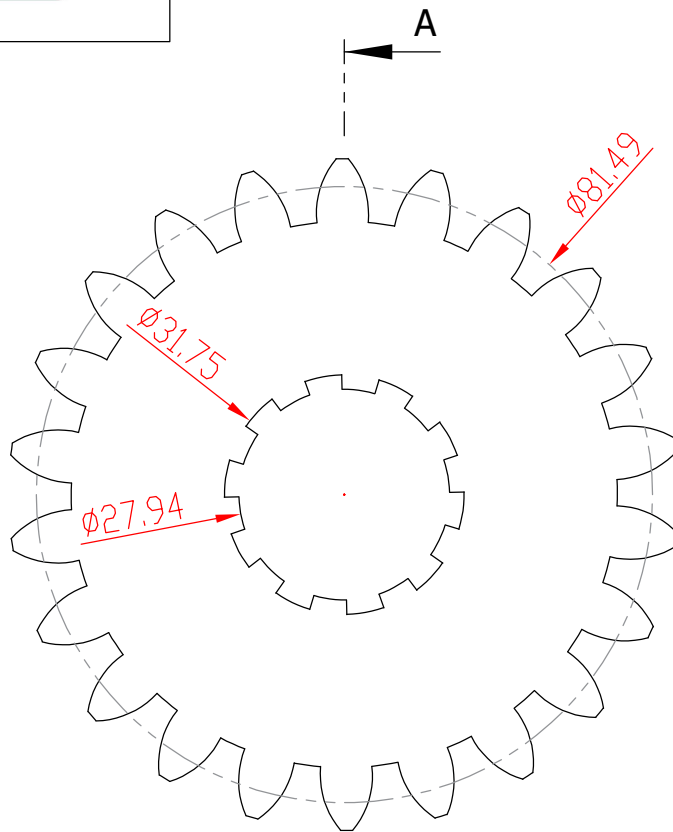
	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021		
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	29/06/2021		
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021		
ESCALA:	DENOMINACIÓN DEL PLANO:		Nº DE PLANO:	
1:3	SEMICARCASA SUPERIOR		04/23	



	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021		
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	30/06/2021		
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021		
ESCALA:	DENOMINACIÓN DEL PLANO:		Nº DE PLANO:	
1:2	SEMICARCASA INFERIOR VISTA ISOMETRICA		05/23	

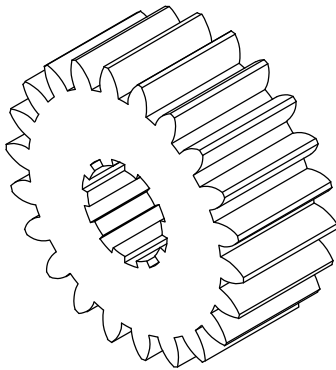


	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021		
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	30/06/2021		
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021		
ESCALA:	DENOMINACIÓN DEL PLANO:			Nº DE PLANO:
1:3	SEMICARCASA INFERIOR			06/23



SECCIÓN A-A

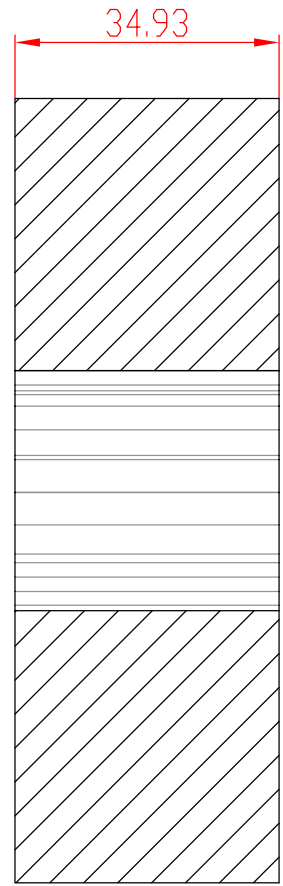
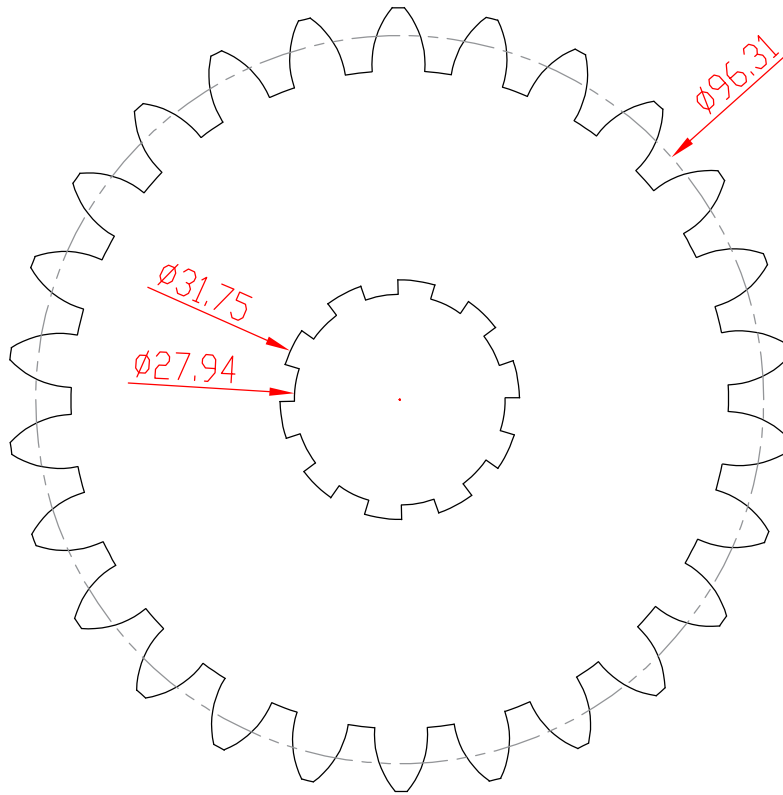
ESCALA 1 : 2



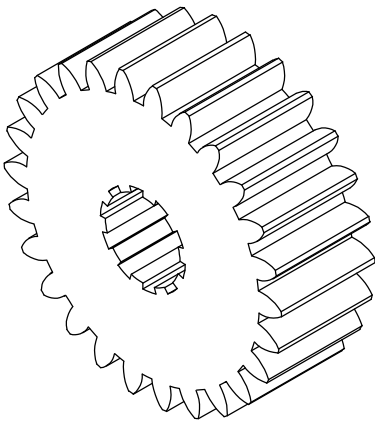
CÓDIGO:	DESCRIPCIÓN:
8508 R 10 Spline (1)	QUICKCHANGE 22z GEAR
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO	
DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN	

	NOMBRE	FECHA	FIRMA
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021	
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	18/06/2021	
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021	

ESCALA: 1:1	DENOMINACIÓN DEL PLANO: PIÑÓN PRIMERA ETAPA	Nº DE PLANO: 07/23
-----------------------	---	------------------------------



ESCALA 1 : 2

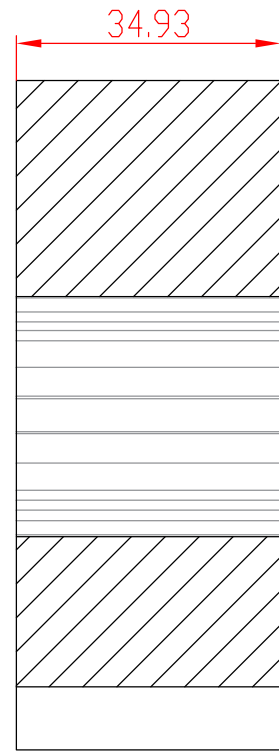
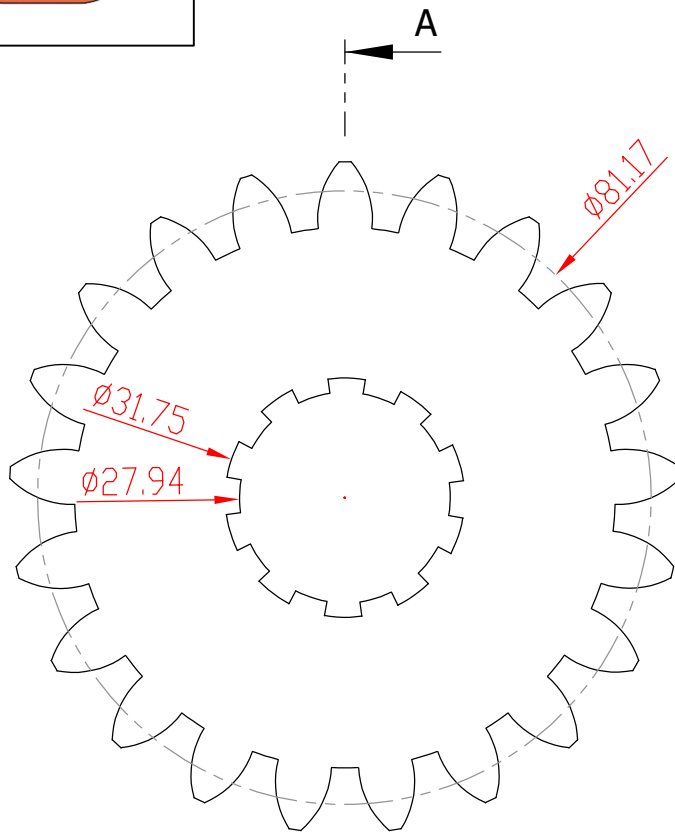


CÓDIGO:	DESCRIPCIÓN:
8508 R 10 Spline (2)	QUICKCHANGE 26z GEAR

	NOMBRE	FECHA	FIRMA
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021	
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	18/06/2021	
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021	

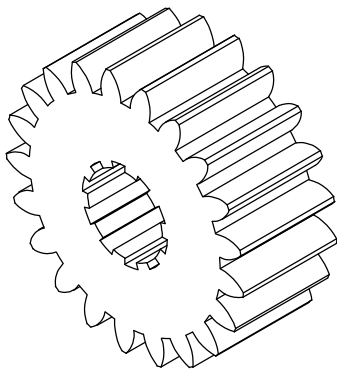
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO
 DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN

ESCALA: 1:1	DENOMINACIÓN DEL PLANO: RUEDA PRIMERA ETAPA	Nº DE PLANO: 08/23
-----------------------	---	------------------------------



SECCIÓN A-A

ESCALA 1 : 2



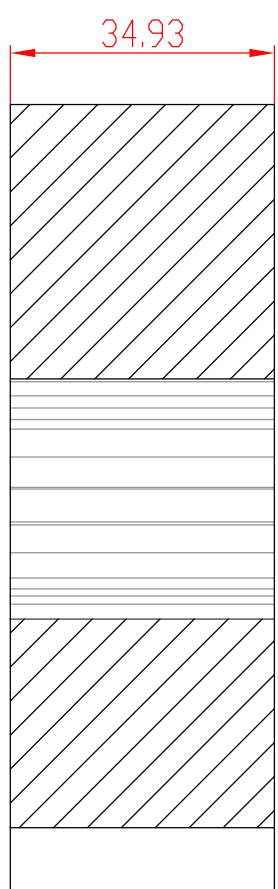
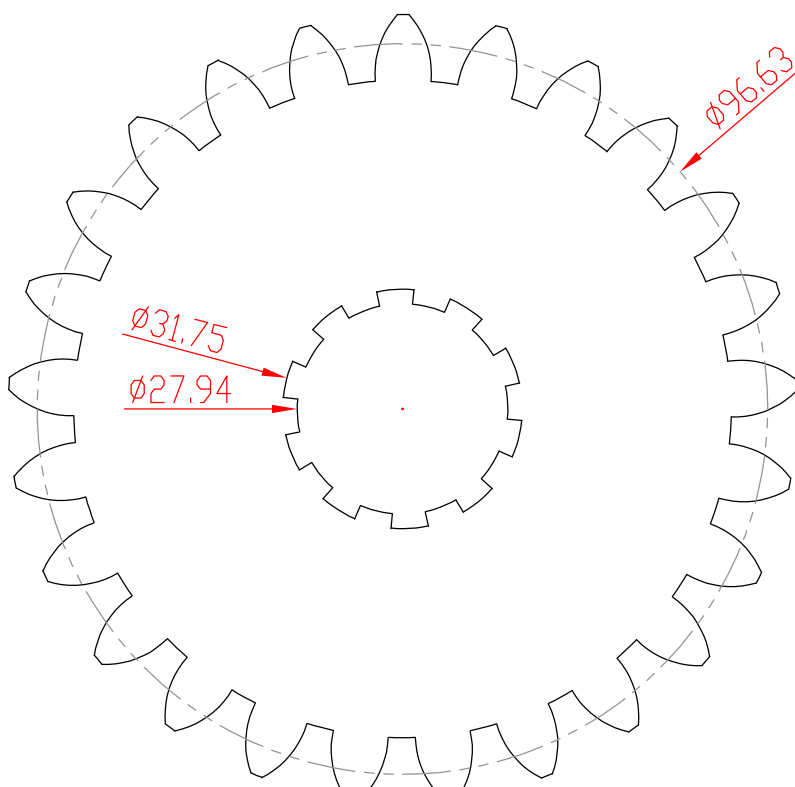
CÓDIGO:	DESCRIPCIÓN:
8519 R 10 Spline (1)	QUICKCHANGE 21z GEAR

	NOMBRE	FECHA	FIRMA
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021	
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	18/06/2021	
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021	

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO

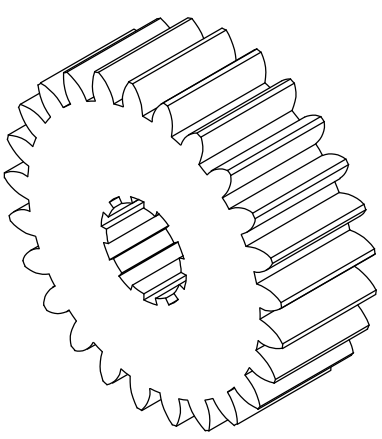
DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN

ESCALA: 1:1	DENOMINACIÓN DEL PLANO: PIÑÓN SEGUNDA ETAPA	Nº DE PLANO: 09/23
-----------------------	---	------------------------------



SECCIÓN A-A

ESCALA 1 : 2

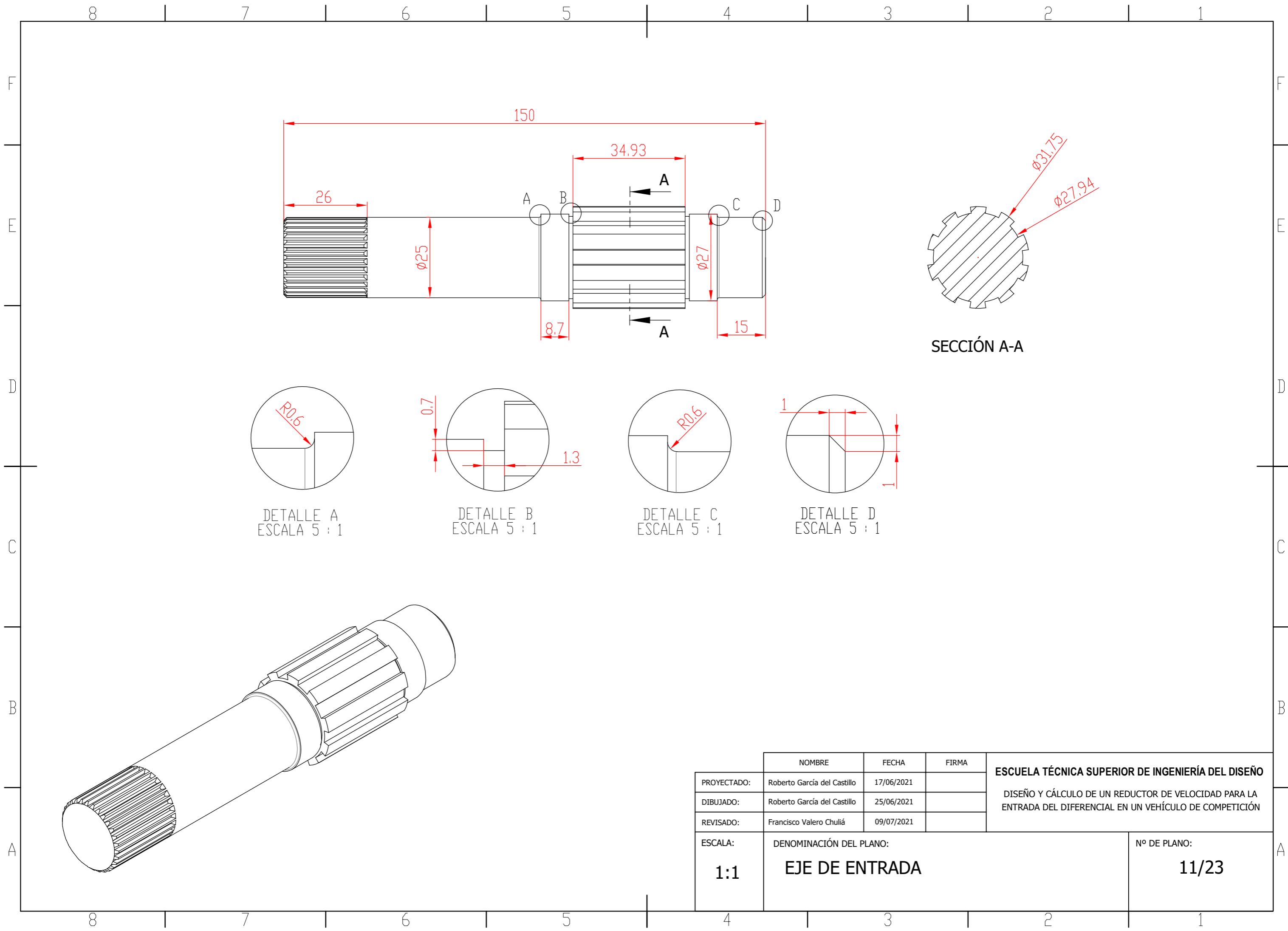


CÓDIGO:	DESCRIPCIÓN:
8519 R 10 Spline (2)	QUICKCHANGE 25z GEAR

	NOMBRE	FECHA	FIRMA
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021	
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	18/06/2021	
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021	

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO
 DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN

ESCALA: 1:1	DENOMINACIÓN DEL PLANO: RUEDA SEGUNDA ETAPA	Nº DE PLANO: 10/23
-----------------------	---	------------------------------



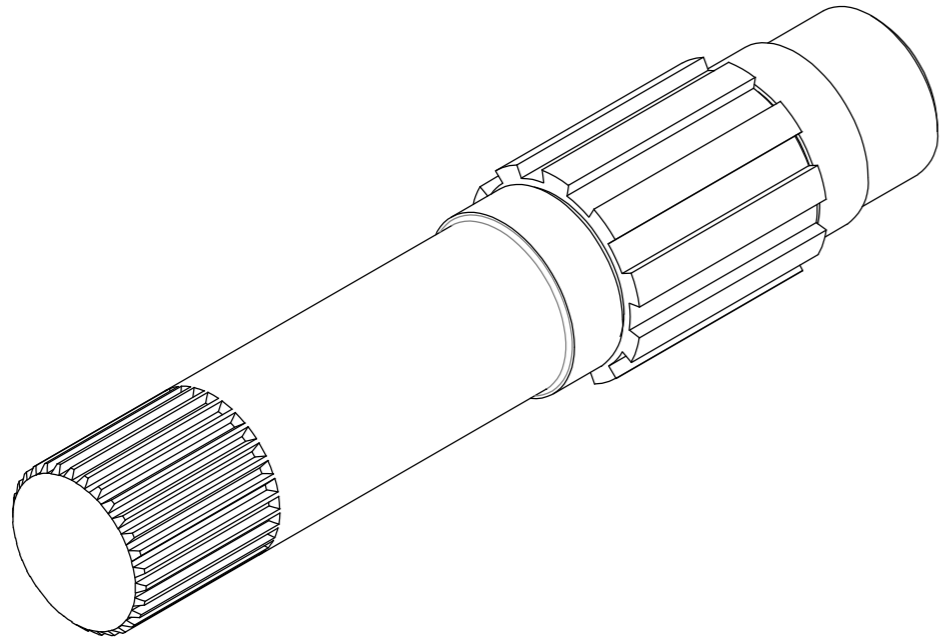
DETALLE A
ESCALA 5 : 1

DETALLE B
ESCALA 5 : 1

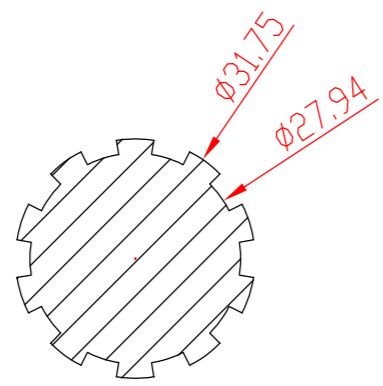
DETALLE C
ESCALA 5 : 1

DETALLE D
ESCALA 5 : 1

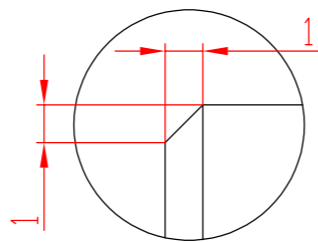
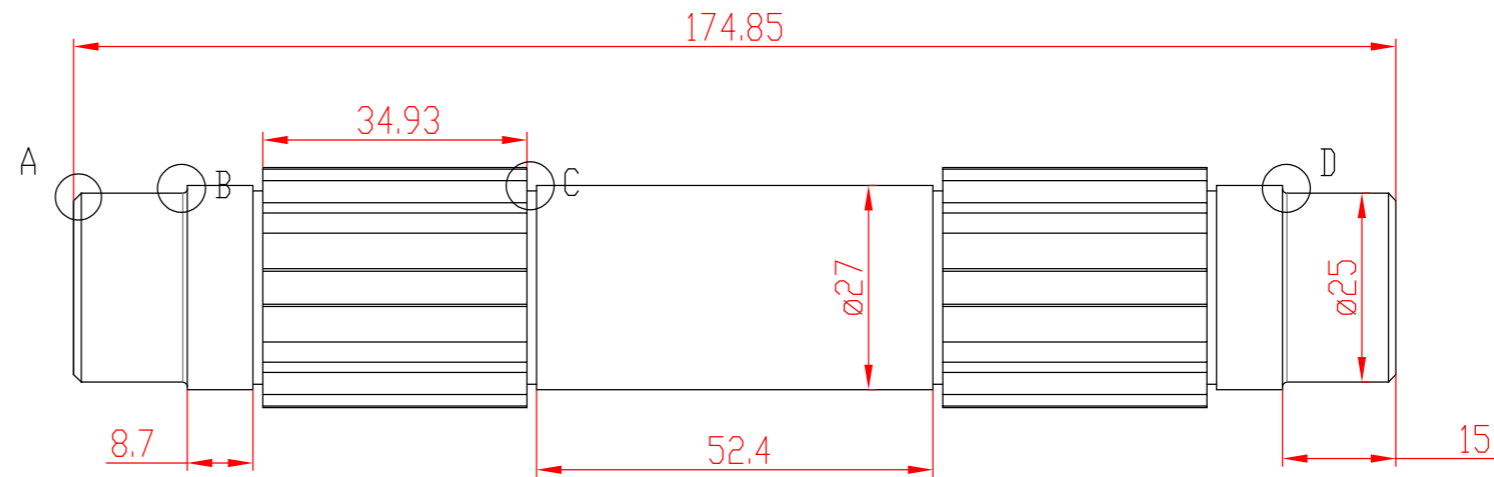
SECCIÓN A-A



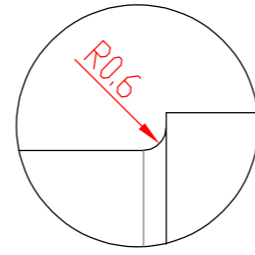
	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021		
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	25/06/2021		
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021		
ESCALA:	DENOMINACIÓN DEL PLANO:			Nº DE PLANO:
1:1	EJE DE ENTRADA			11/23



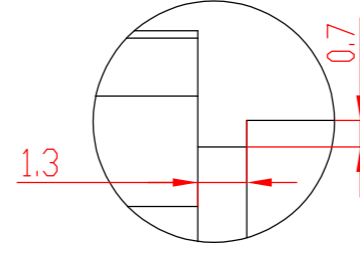
SECCIÓN A-A



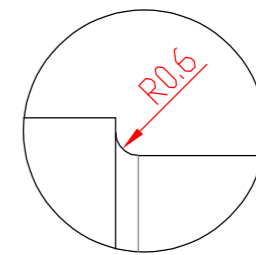
DETALLE A
ESCALA 5 : 1



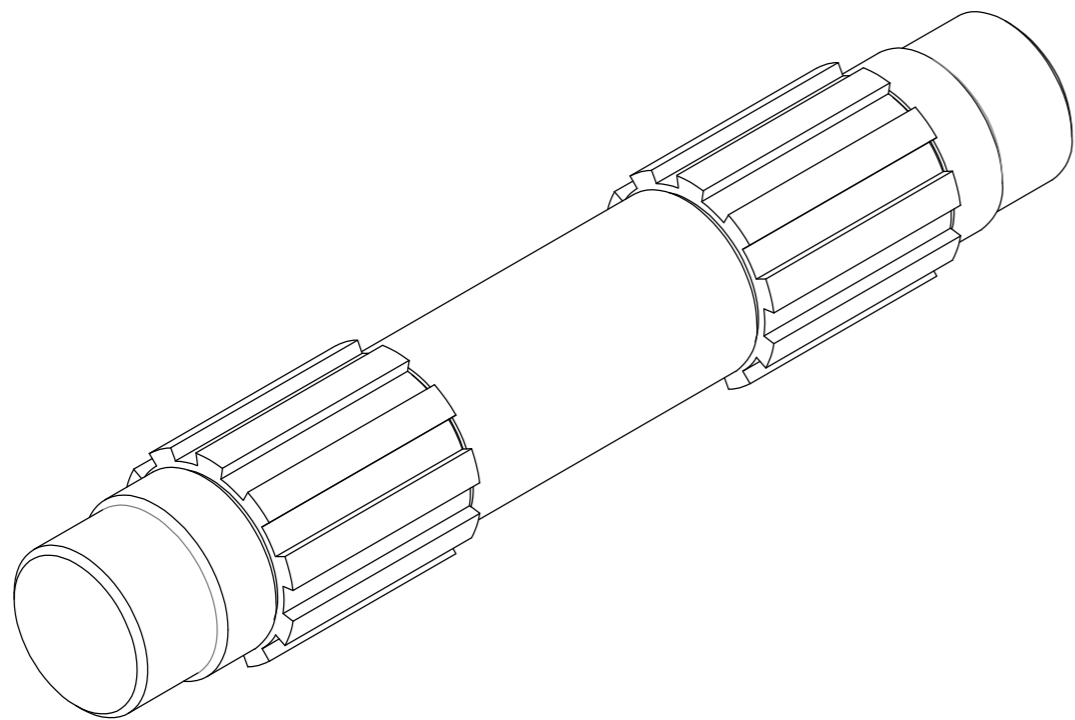
DETALLE B
ESCALA 5 : 1



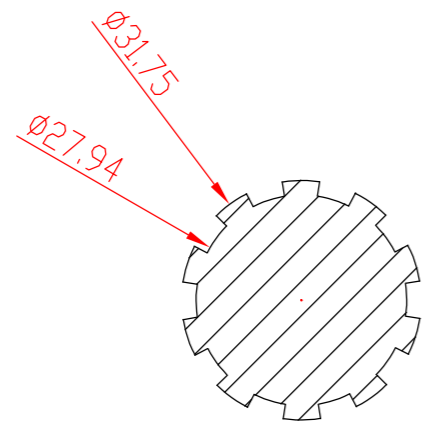
DETALLE C
ESCALA 5 : 1



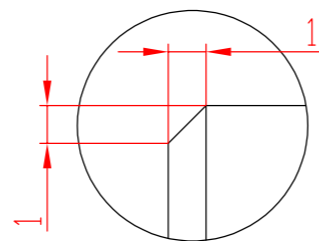
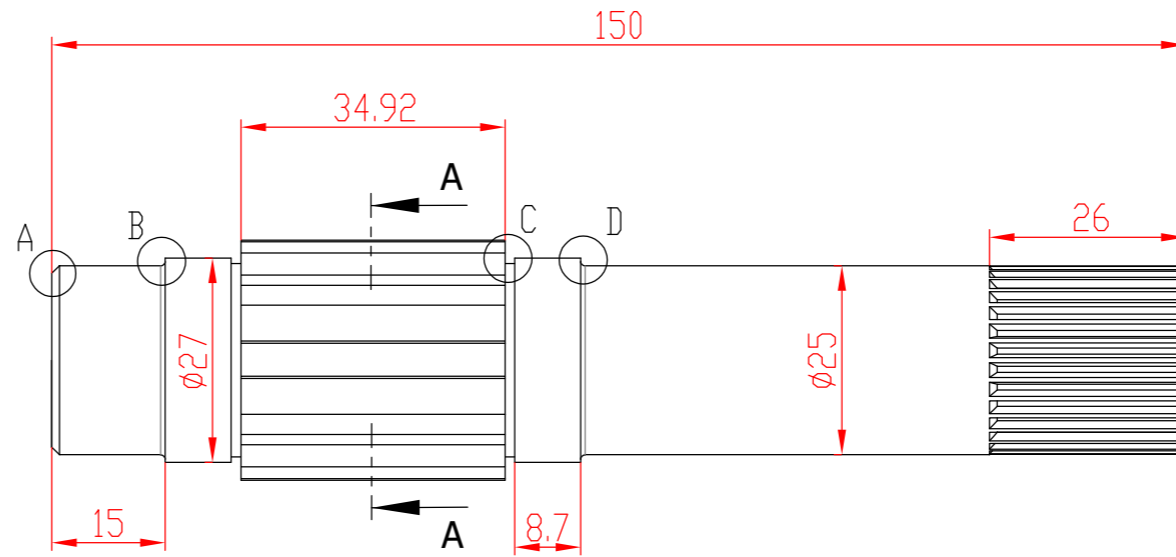
DETALLE D
ESCALA 5 : 1



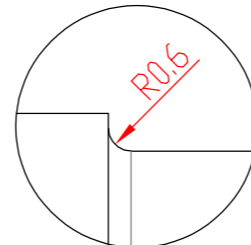
	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021		
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	25/06/2021		
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021		
ESCALA:	DENOMINACIÓN DEL PLANO:			Nº DE PLANO:
1:1	EJE INTERMEDIO			12/23



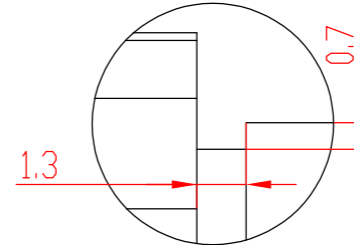
SECCIÓN A-A



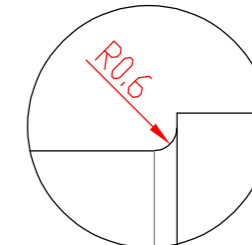
DETALLE A
ESCALA 5 : 1



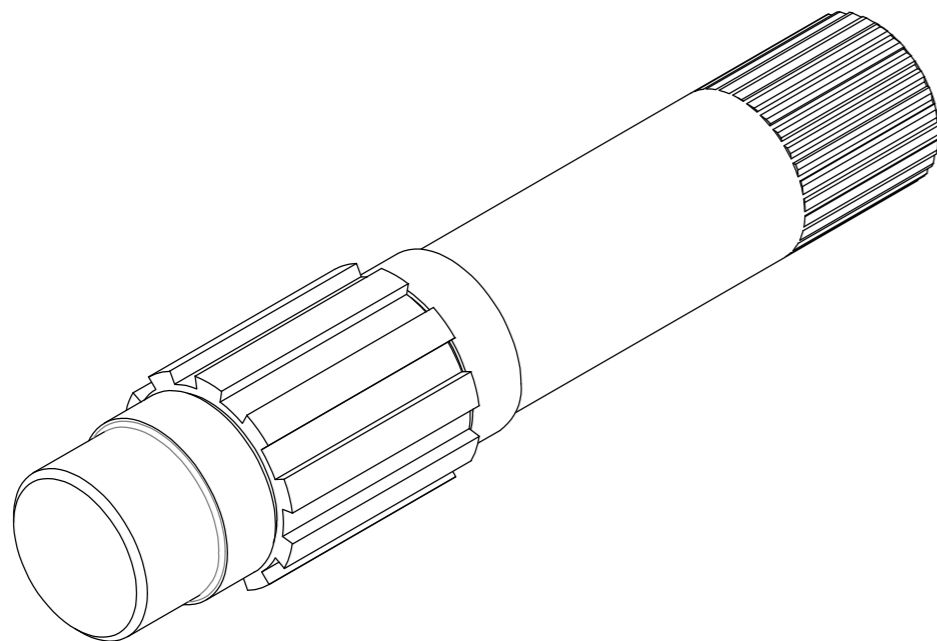
DETALLE B
ESCALA 5 : 1



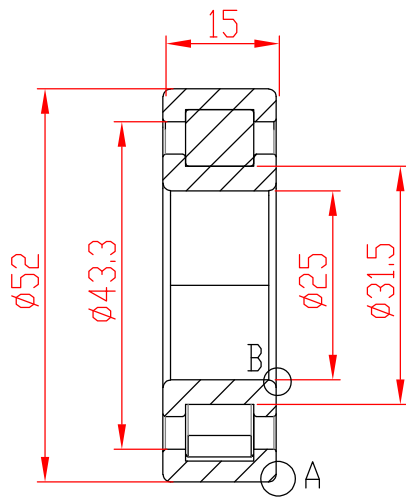
DETALLE C
ESCALA 5 : 1



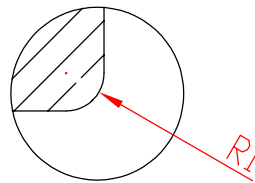
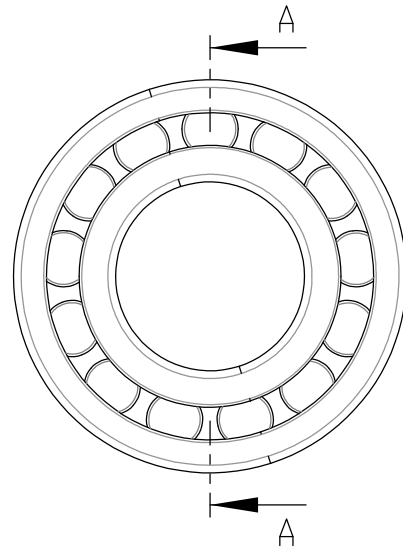
DETALLE D
ESCALA 5 : 1



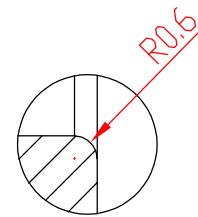
	NOMBRE	FECHA	FIRMA	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021		
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	25/06/2021		
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021		
ESCALA:	DENOMINACIÓN DEL PLANO:		Nº DE PLANO:	
1:1	EJE DE SALIDA		13/23	



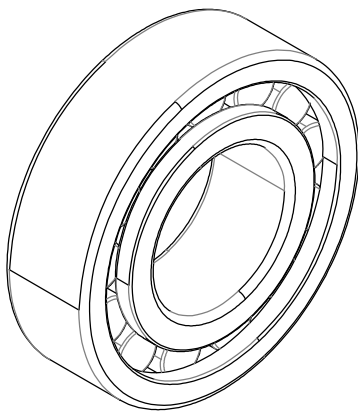
SECCIÓN A-A



DETALLE A
ESCALA 5 : 1



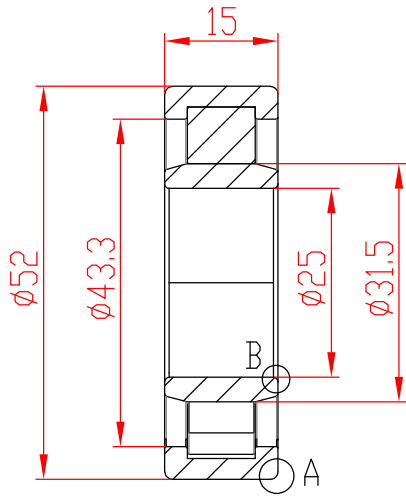
DETALLE B
ESCALA 5 : 1



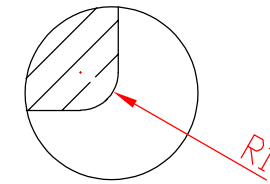
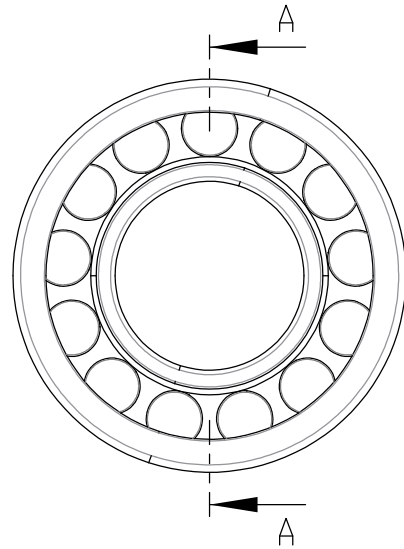
CÓDIGO:	DESCRIPCIÓN:
NUP 205 ECP	Rodamiento NU 52x25x15
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO	
DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN	

	NOMBRE	FECHA	FIRMA
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021	
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	02/07/2021	
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021	

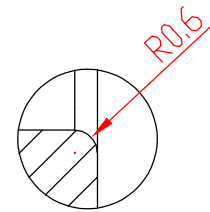
ESCALA: 1:1	DENOMINACIÓN DEL PLANO: RODAMIENTO A	Nº DE PLANO: 14/23
-----------------------	--	------------------------------



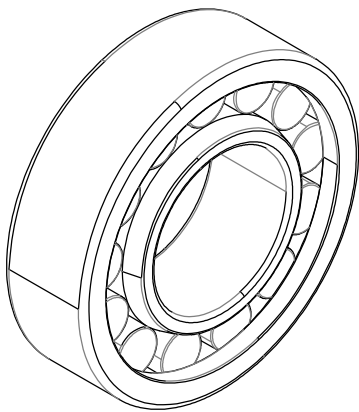
SECCIÓN A-A



DETALLE A
ESCALA 5 : 1



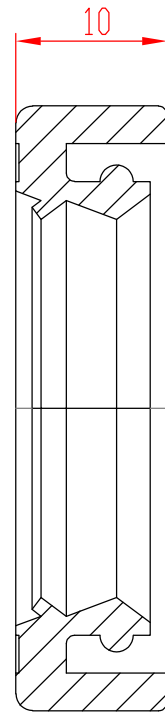
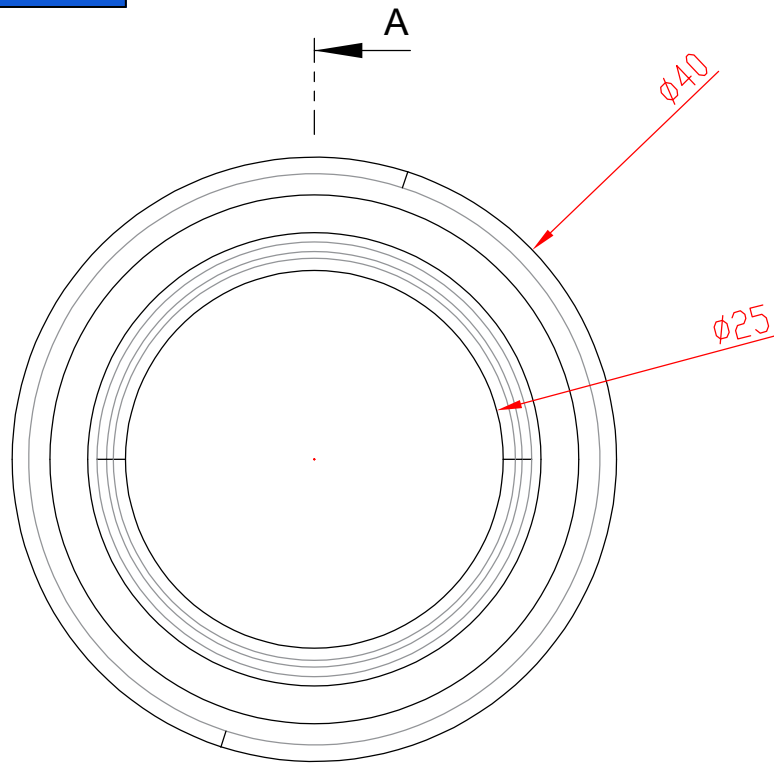
DETALLE B
ESCALA 5 : 1



CÓDIGO:	DESCRIPCIÓN:
NU 205 ECP	Rodamiento NU 52x25x15
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO	
DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN	

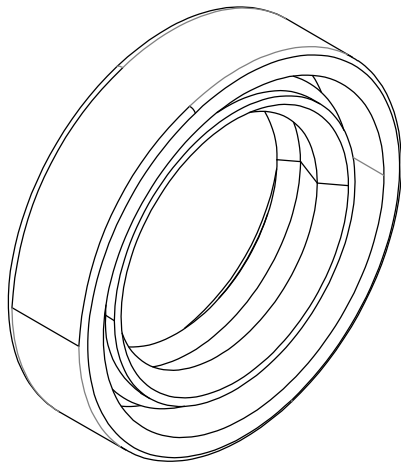
	NOMBRE	FECHA	FIRMA
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021	
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	02/07/2021	
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021	

ESCALA: 1:1	DENOMINACIÓN DEL PLANO: RODAMIENTO B	Nº DE PLANO: 15/23
-----------------------	--	------------------------------



SECCIÓN A-A

ESCALA 3 : 2



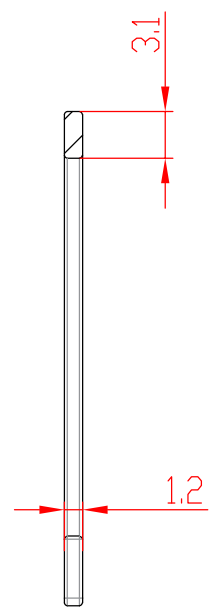
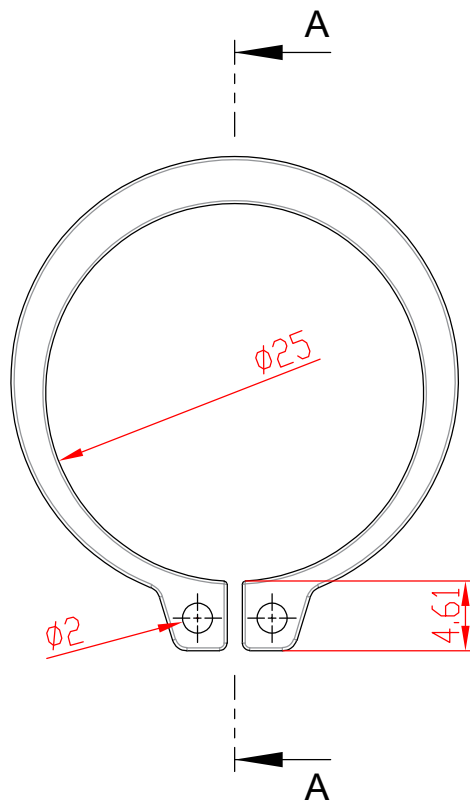
CÓDIGO:	DESCRIPCIÓN:
HMSA10	25X40X10 HMSA10 RG

	NOMBRE	FECHA	FIRMA
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021	
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	02/07/2021	
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021	

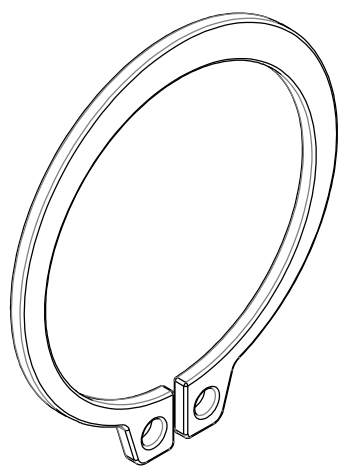
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN

ESCALA: 2:1	DENOMINACIÓN DEL PLANO: RETÉN DE ACEITE	Nº DE PLANO: 16/23
-----------------------	---	------------------------------



SECCIÓN A-A

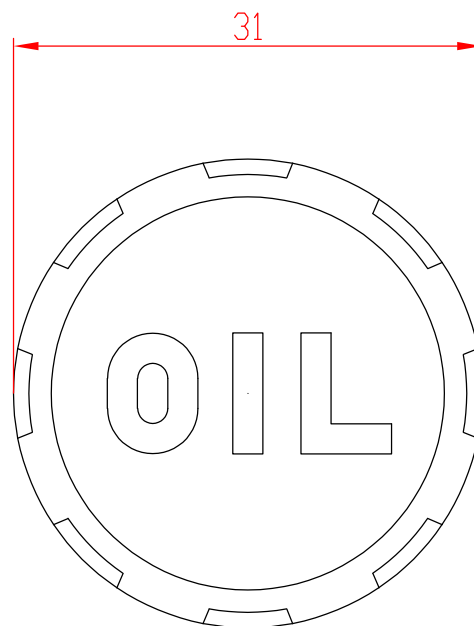
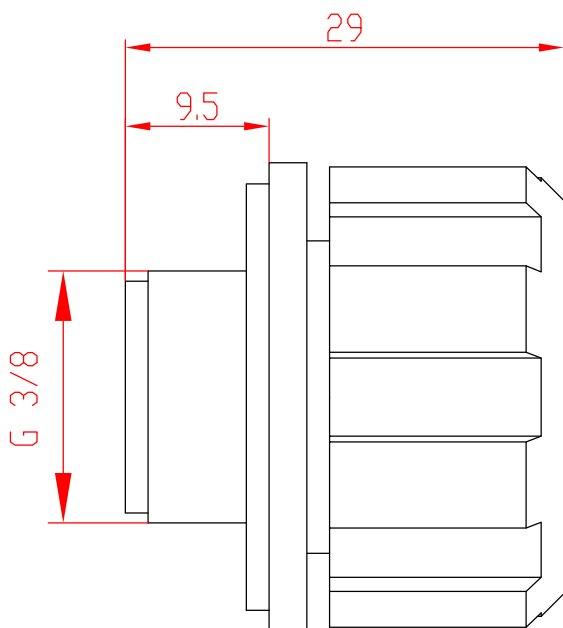


CÓDIGO:	DESCRIPCIÓN:
10438 27	SEEGER EXT 27 x 1,2

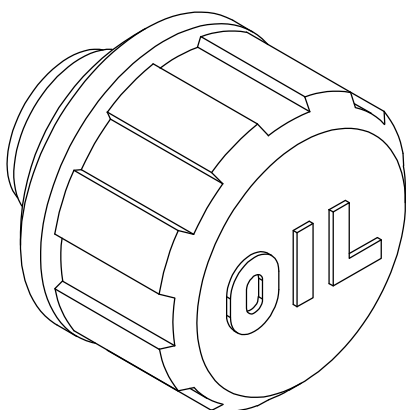
	NOMBRE	FECHA	FIRMA
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021	
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	03/07/2021	
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021	

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO
 DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN

ESCALA: 2:1	DENOMINACIÓN DEL PLANO: ANILLO RETENEDOR SEEGER	Nº DE PLANO: 17/23
-----------------------	---	------------------------------



ESCALA 3 : 2

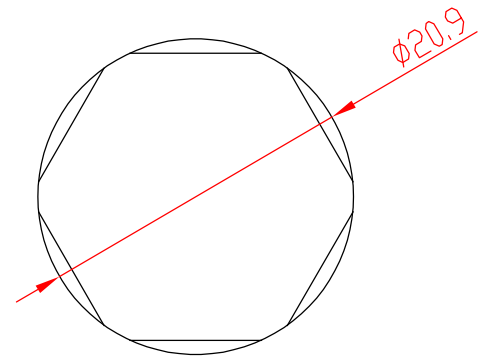
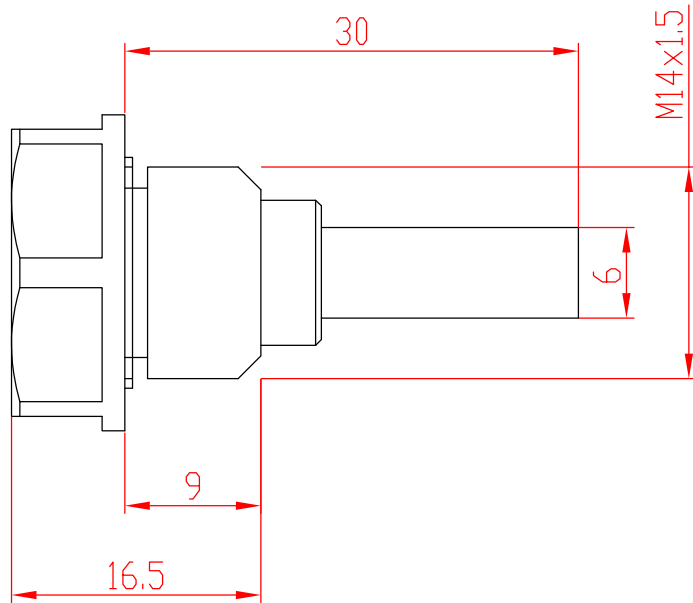


CÓDIGO:	DESCRIPCIÓN:
56161-C9	SFN.30-3/8+F-C9

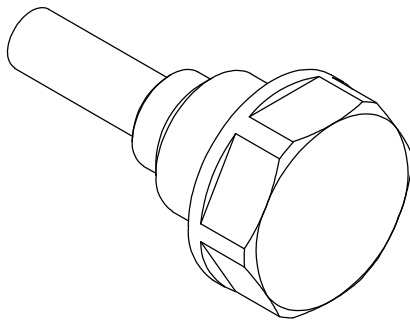
	NOMBRE	FECHA	FIRMA
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021	
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	01/07/2021	
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021	

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO
 DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA
 ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN

ESCALA: 2:1	DENOMINACIÓN DEL PLANO: TAPÓN DE LLENADO Y RESPIRACIÓN	Nº DE PLANO: 18/23
-----------------------	--	------------------------------



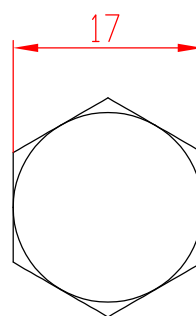
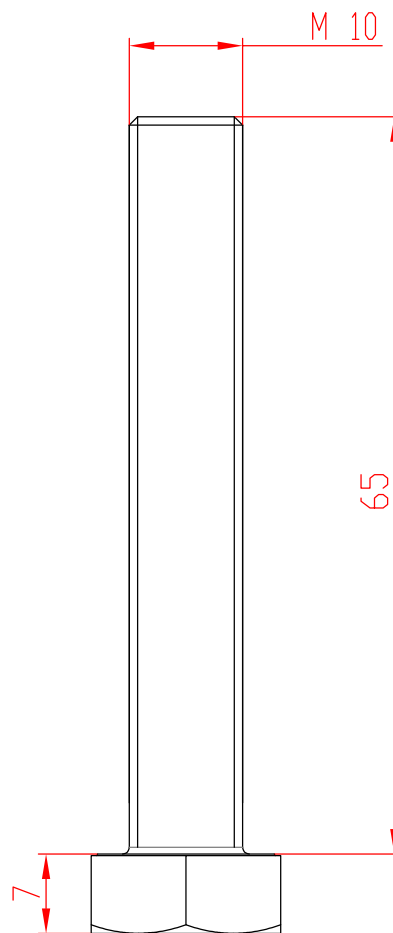
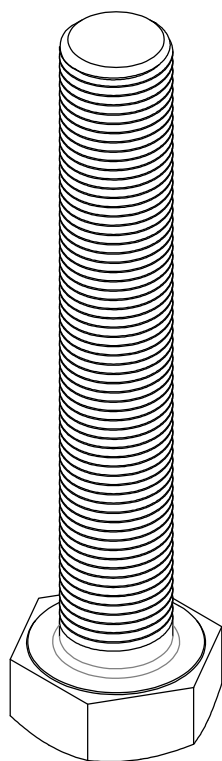
ESCALA 3 : 2



CÓDIGO:		DESCRIPCIÓN:	
59701		TMB.M14x1,5	
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO			
DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN			

	NOMBRE	FECHA	FIRMA
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021	
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	01/07/2021	
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021	

ESCALA: 2:1	DENOMINACIÓN DEL PLANO: TAPÓN MÁGNETICO DE VACIADO	Nº DE PLANO: 19/23
-----------------------	--	------------------------------

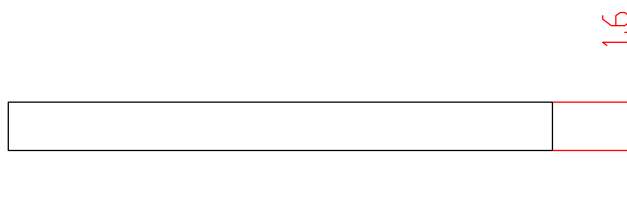
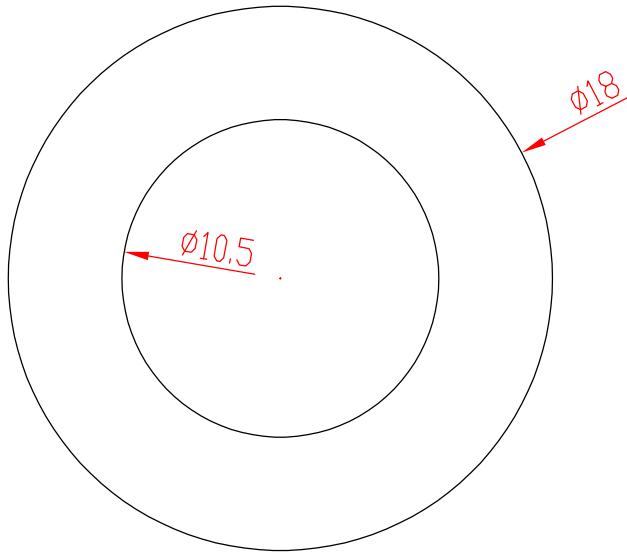


CÓDIGO:	DESCRIPCIÓN:
D93310065	TORNILLO DIN 933 M10 x 65

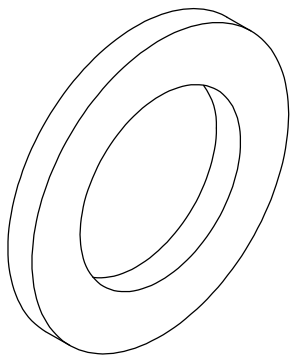
	NOMBRE	FECHA	FIRMA
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021	
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	07/07/2021	
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021	

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO
 DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA
 ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN

ESCALA: 3:2	DENOMINACIÓN DEL PLANO: TORNILLO FIJACION CHASIS	Nº DE PLANO: 20/23
-----------------------	--	------------------------------



ESCALA 3 : 1



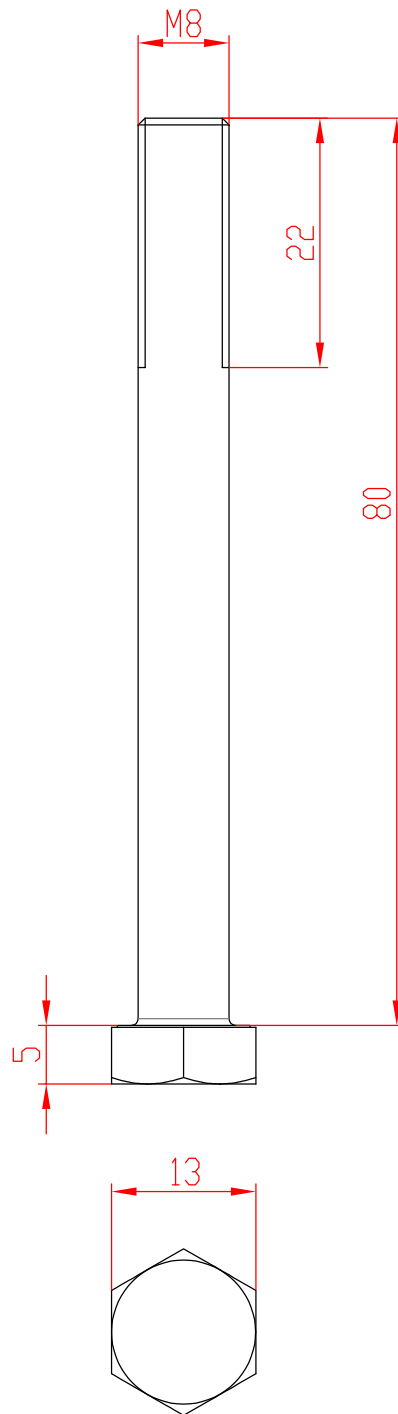
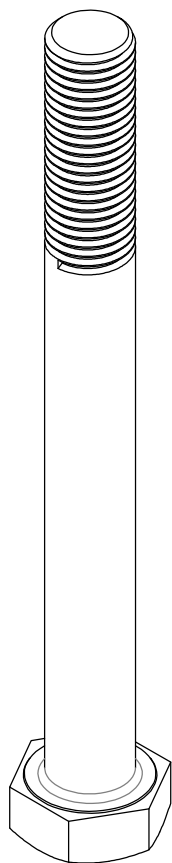
CÓDIGO:	DESCRIPCIÓN:
D12510	ARANDELA DIN 125 M10

	NOMBRE	FECHA	FIRMA
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021	
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	07/07/2021	
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021	

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN

ESCALA: 4:1	DENOMINACIÓN DEL PLANO: ARANDELA	Nº DE PLANO: 21/23
-----------------------	--	------------------------------

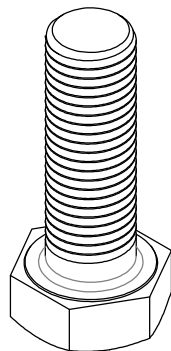
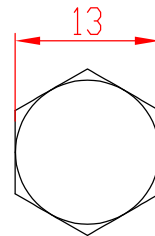
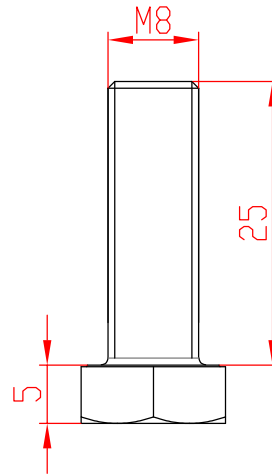


CÓDIGO:	DESCRIPCIÓN:
D931810080	TORNILLO DIN 931 M8 x 80

	NOMBRE	FECHA	FIRMA
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021	
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	07/07/2021	
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021	

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO
 DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN

ESCALA: 3:2	DENOMINACIÓN DEL PLANO: TORNILLO FIJACIÓN SEMICARCASAS (A)	Nº DE PLANO: 22/23
-----------------------	--	------------------------------



CÓDIGO:	DESCRIPCIÓN:
D93308025	TORNILLO DIN 933 M8 x 25

	NOMBRE	FECHA	FIRMA
PROYECTADO:	Roberto García del Castillo	17/06/2021	
DIBUJADO:	Roberto García del Castillo	07/07/2021	
REVISADO:	Francisco Valero Chuliá	09/07/2021	

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN VEHÍCULO DE COMPETICIÓN

ESCALA: 3:2	DENOMINACIÓN DEL PLANO: TORNILLO FIJACIÓN SEMICARCASAS (B)	Nº DE PLANO: 23/23
-----------------------	--	------------------------------



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN
VEHÍCULO DE COMPETICIÓN DE 150KW**

DOCUMENTO N.º 3:

PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE PLIEGO DE CONDICIONES:

1. INTRODUCCIÓN	110
2. CONDICIONES FACULTATIVAS.....	110
2.1 Delimitación de las funciones técnicas.....	110
2.1.1 Ingeniero técnico director	110
2.1.2 Contratista	110
2.2 Obligaciones del fabricante.....	111
2.2.1 Verificación de los documentos.....	111
2.2.2 Plan de higiene y seguridad	111
2.3 Prescripciones sobre materiales, trabajos y medios auxiliares.....	111
2.3.1 Inicio de la fabricación	111
2.3.2 Orden de los trabajos.....	111
2.3.3 Facilidades para otros contratistas.....	111
2.3.4 Prórroga por causas de fuerza mayor.....	111
2.3.5 Condiciones generales de ejecución	112
2.3.6 Trabajos defectuosos.....	112
3. CONDICIONES LEGALES	113
3.1 Rescisión del contrato.....	113
3.2 Modificación del contrato.....	113
4. CONDICIONES TÉCNICAS.....	114
4.1 Materiales	114
4.1.1 Ejes.....	114
4.1.2 Carcasa	114
4.1.3 Engranajes	115
4.2 Condiciones de ejecución.....	115
4.2.1 Eje de entrada.....	115
4.2.2 Eje intermedio	116
4.2.3 Eje de salida.....	117
4.2.4 Semicarcasa superior	117
4.2.5 Semicarcasa inferior	118
4.3 Ensamblaje.....	118

5. CONDICIONES ECONÓMICAS.....	119
5.1 Fianza	119
5.2 Composición de precios	119
5.3 Precios contradictorios	119
5.4 Penalizaciones.....	119
5.5 Seguros.....	119

1. INTRODUCCIÓN

Este documento, de obligatorio cumplimiento, define las condiciones facultativas, legales, técnicas y económicas que especifican la normativa que se debe seguir para la correcta ejecución del proyecto. El proyectista se basará en él durante la elaboración del proyecto no haciéndose cargo de los posibles inconvenientes.

2. CONDICIONES FACULTATIVAS

2.1 Delimitación de las funciones técnicas

2.1.1 Ingeniero técnico director

- Escribir las modificaciones correspondientes al proyecto que sean necesarias.
- Supervisar el proceso de fabricación con tal de resolver aquellas dudas que sean susceptibles de aparecer para la solución mecánica adecuada.
- Gestionar la intervención de otros técnicos durante la fabricación
- Ratificar las diferentes certificaciones, liquidación final y asesorías del promotor.
- Programar el control económico y cualitativo.
- Dirigir la ejecución material del proyecto.
- Ejecutar la verificación de los materiales y sus características.

2.1.2 Contratista

- Organizar las intervenciones propias de los subcontratistas.
- Acordar con el promotor las fechas provisionales y definitivas de recepción.
- Salvaguardar el libro de órdenes y seguimiento.
- Aprovisionar con anterioridad los materiales necesarios al ingeniero técnico director.
- Estructurar los diferentes trabajos, realizando los planos de fabricación necesarios.
- Verificar la verosimilitud de todos los elementos constructivos y declinará aquellas que no cumplan con las garantías según normativa vigente.

2.2 Obligaciones del fabricante

2.2.1 Verificación de los documentos

Previamente al comienzo de la fabricación, deberá verificar que, mediante los documentos facilitados, es totalmente capaz de entender el proyecto. En caso contrario, deberá solicitar las aclaraciones necesarias.

2.2.2 Plan de higiene y seguridad

Para asegurar que las condiciones de trabajo son correctas, se deberá realizar un plan de higiene y trabajo. Este plan deberá ser supervisado y validado por el ingeniero técnico director.

2.3 Prescripciones sobre materiales, trabajos y medios auxiliares

2.3.1 Inicio de la fabricación

El proceso de fabricación deberá ser iniciado por el fabricante en el plazo establecido en este pliego de condiciones. El contratista, de forma obligatoria, y por escrito, deberá informar al ingeniero técnico director del inicio 7 días antes de iniciar la ejecución.

2.3.2 Orden de los trabajos

Salvo casos excepcionales, el orden en los que realizar los trabajos formará parte de la responsabilidad del contratista.

2.3.3 Facilidades para otros contratistas

El contratista general deberá facilitar la realización de los trabajos a los diferentes subcontratistas que intervienen en la fabricación. En caso de darse discrepancias entre ambos contratistas, es la dirección facultativa quien decide.

2.3.4 Prórroga por causas de fuerza mayor

Si por imprevistos, o causas de fuerza mayor ajenas al contratista, fuese incapaz de iniciar o terminar las tareas en los plazos fijados previamente, se le otorgará una prórroga para la realización del proyecto, con previa aceptación por parte del ingeniero técnico director.

2.3.5 Condiciones generales de ejecución

La totalidad de la realización del proyecto se debe hacer cumpliendo todo lo acordado en el proyecto. Cualquier modificación deberá consultarse al director técnico director para su aprobación.

2.3.6 Trabajos defectuosos

Dentro de las responsabilidades del contratista está utilizar los materiales especificados en los documentos para la fabricación, además de la adecuación de todos y cada uno de los trabajos realizados para la finalización del producto. Por lo que será responsable de aquellos trabajos defectuosos que no se hayan realizado según las especificaciones establecidas.

3. CONDICIONES LEGALES

3.1 Rescisión del contrato

El contratista podrá rescindir el contrato siempre que se cumpla alguna de las siguientes condiciones:

- Quiebra de la empresa contratista: En este caso se debe acreditar la incapacidad de poder realizar el proyecto con la documentación pertinente detallada.
- Incapacidad del contratista por causa mayor: En caso de enfermedad grave o fallecimiento del contratista, se romperá el contrato. Si se tratase de una contrata en la que hubiera más socios implicados, estos asumirán el cumplimiento del proyecto, sin posibilidad de rescisión.

3.2 Modificación del contrato

A continuación, se detallan las causas de modificación de contrato:

- La variación de cuestiones técnicas fundamentales del proyecto siempre y cuando el ingeniero técnico director certifique la necesidad de estas variaciones.
- La modificación de las unidades de obra, cuando estas supongan una variación mayor al 25%.
- La imposibilidad de comenzar los trabajos en el plazo estipulado en las condiciones particulares del proyecto.
- El incumplimiento del contrato con el resultado de productos mal realizados.
- Que no se haya conseguido finalizar la ejecución en el plazo estipulado en el pliego.

4. CONDICIONES TÉCNICAS

4.1 Materiales

Para todos los materiales se realizará un control de calidad exhaustivo, mediante la revisión de estos y la comprobación de los certificados aportados por el fabricante. En estos certificados deberá figurar indispensablemente sus características mecánicas y las relativas a su composición química.

4.1.1 Ejes

Los tres ejes del sistema reductor están fabricados en acero 34CrNiMo6, según la norma UNE-EN 10027-1:2017 y 4340 según la denominación AISI. Tras su normalizado a 870°C tiene las siguientes características mecánicas:

- Resistencia a rotura (S_u): 1280 N/mm²
- Resistencia a fluencia (S_y): 860 N/mm²
- Dureza superficial: HB 388
- Elongación (ϵ): 12%

En este acero se puede encontrar la siguiente composición química:

Carbono (C)	Manganeso (Mn)	Cromo (Cr)	Molibdeno (Mo)	Níquel (Ni)
0,34%	0,65%	1,50%	0,22%	1,50%

4.1.2 Carcasa

Ambas mitades de la carcasa se fabricarán mediante mecanizado en aluminio AlZnMgCu1,5 / 3.4365 según la norma DIN, también conocido como AW.7075 según la norma EN 753-3. Es un material muy ligero, característica muy importante para la aplicación, y además es un material fácil de mecanizar, por lo que su mecanizado es más económico. Este material está sometido a un tratamiento térmico T6 y tiene las siguientes características mecánicas:

- Resistencia a rotura (S_u): 510 N/mm²
- Resistencia a fluencia (S_y): 435 N/mm²
- Dureza superficial: HB 135

En esta aleación de aluminio se puede encontrar la siguiente composición química:

Zinc (Zn)	Magnesio (Mg)	Cromo (Cr)	Cobre (Cu)	Manganeso (Mn)
5,60%	2,75%	0,24%	0,22%	0,20%

4.1.3 Engranajes

A pesar de que los engranajes se compren ya fabricados, se solicitará al proveedor un certificado acreditando que el material cumple las características según la norma.

Están fabricados en acero forjado de cementación AISI SAE 8620, que tiene las siguientes características mecánicas:

- Resistencia a rotura (S_u): 850 MPa
- Resistencia a fluencia (S_y): 600 MPa
- Dureza superficial Vickers: HV600

En este acero se puede encontrar la siguiente composición química:

Carbono (C)	Manganeso (Mn)	Silicio (Si)	Molibdeno (Mo)	Níquel (Ni)
0,20%	0,85%	0,28%	0,25%	0,55%

4.2 Condiciones de ejecución

En el siguiente apartado se indicará, detalladamente, el modo de realizar cada uno de los mecanizados de las piezas del reductor que no son compradas, los ejes y las semicarcasas. Se describirá paso a paso tanto los mecanizados como el posterior montaje y ensamblaje del reductor de velocidad.

4.2.1 Eje de entrada

Para la mecanización del eje de entrada partiremos de una pieza cilíndrica de 35mm de diámetro y 155mm de longitud.

A continuación, se describirán los pasos, en orden de operación, para el mecanizado completo de la pieza:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 31,75mm a lo largo del eje
	Cilindrado exterior de 27mm según cotas
	Cilindrado exterior de 25mm para el alojamiento de los rodamientos según cotas
	Ranurado radial de Ø25,6mm con 1,3mm de longitud (x2)
	Achaflanado de los dos extremos del eje
FRESADORA	Estriado del eje donde se aloja el engranaje
	Estriado del eje en el extremo exterior del reductor

Las zonas del eje donde van situados los rodamientos tendrán una tolerancia de ajuste de k5.

4.2.2 Eje intermedio

Para la mecanización del eje de salida partiremos de una pieza cilíndrica de 35mm de diámetro y 155mm de longitud.

A continuación, se describirán los pasos, en orden de operación, para el mecanizado completo de la pieza:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 31,75mm a lo largo del eje
	Cilindrado exterior de 27mm según cotas
	Cilindrado exterior de 25mm para el alojamiento de los rodamientos según cotas
	Ranurado radial de Ø25,6mm con 1,3mm de longitud (x4)
	Achaflanado de los dos extremos del eje
FRESADORA	Estriado del eje donde se aloja el engranaje (x2)

Las zonas del eje donde van situados los rodamientos tendrán una tolerancia de ajuste de k5.

4.2.3 Eje de salida

Para la mecanización del eje de salida partiremos de una pieza cilíndrica de 35mm de diámetro y 155mm de longitud.

A continuación, se describirán los pasos, en orden de operación, para el mecanizado completo de la pieza:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 31,75mm a lo largo del eje
	Cilindrado exterior de 27mm según cotas
	Cilindrado exterior de 25mm para el alojamiento de los rodamientos según cotas
	Ranurado de $\varnothing 25,6$ mm con 1,3mm de longitud (x2)
	Achaflanado de los dos extremos del eje
FRESADORA	Estriado del eje donde se aloja el engranaje
	Estriado del eje en el extremo exterior del reductor

Las zonas del eje donde van situados los rodamientos tendrán una tolerancia de ajuste de k5.

4.2.4 Semicarcasa superior

Para la mecanización de la semicarcasa superior se parte de un bloque de aluminio de 280x210x110. A continuación, se describirán los pasos, en orden de operación, para el mecanizado completo de la pieza:

MÁQUINA	OPERACIÓN
FRESADORA	Refrentado de las caras exteriores
	Fresado de los centradores y vaciado interior
	Taladrado y roscado interiores
	Fresado exterior y achaflanado del canto del reductor
	Taladrado y roscado exteriores

Las zonas de la carcasa donde se alojan los rodamientos tendrán una tolerancia de ajuste de K6.

Después del mecanizado, la semicarcasa pasa por un proceso de pintura exterior, antes del montaje. La pintura que se emplea es pintura en polvo termoendurecible a base de resina.

4.2.5 Semicarcasa inferior

Para la mecanización de la semicarcasa inferior se parte también de un bloque de aluminio de 280x210x110. A continuación, se describirán los pasos, en orden de operación, para el mecanizado completo de la pieza:

MÁQUINA	OPERACIÓN
FRESADORA	Refrentado de las caras exteriores
	Fresado de los centradores y vaciado interior
	Taladrado y roscado interiores
	Fresado exterior
	Taladrado y roscado exteriores
	Achaflanado del canto del reductor

Las zonas de la carcasa donde se alojan los rodamientos tendrán una tolerancia de ajuste de K6.

Después del mecanizado, la semicarcasa pasa por un proceso de pintura exterior, antes del montaje. La pintura que se emplea es pintura en polvo termoendurecible a base de resina.

4.3 Ensamblaje

Una vez fabricadas todas las piezas del reductor y adquiridas aquellas que no son mecanizadas, se revisará que todas y cada una de ellas estén en perfectas condiciones y no se observe ningún defecto visual. Una vez se haya realizado esta comprobación, se procederá a ensamblar todo el conjunto. Después de ensamblar todos los elementos que conforman el reductor, se finalizará la preparación del reductor con una serie de ensayos trabajando en los dos sentidos de giro, viendo y comprobando que todo funciona correctamente.

5. CONDICIONES ECONÓMICAS

A continuación, se muestran las condiciones exigidas en el ámbito económico, se basan en los siguientes elementos:

5.1 Fianza

La fianza es el porcentaje sobre el valor total de las obras que debe depositar el contratista a la firma del contrato como garantía. Esta suele ser instrumentada mediante aval bancario. La devolución de la fianza se realiza tras la firma del acta de recepción.

5.2 Composición de precios

El precio por contrata es el coste total del reductor, mientras que el beneficio, a no ser que se estipule lo contrario, será de en torno al 25%.

5.3 Precios contradictorios

Esto se produce cuando el ingeniero técnico director realiza cambios en alguna pieza para poder asumir la variación de algunos costes o afrontar alguna situación imprevista. Estos precios contradictorios no deberán superar nunca el 1,5% de la cantidad presupuestada originalmente.

5.4 Penalizaciones

Se pueden producir dos tipos de penalizaciones:

- Penalización por demora en los tiempos de ejecución: tendrá que abonar unos intereses del 2%.
- Penalización por incumplimiento del contrato: ya sea por mala ejecución o incumplimientos de requisitos legales, se rescindiría el contrato.

5.5 Seguros

Es obligación de la contrata convenir un seguro que garantice los posibles daños del personal, maquinaria e instalaciones durante el periodo de ejecución. Además de contratar un seguro de responsabilidad civil.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
PARA LA ENTRADA DEL DIFERENCIAL EN UN
VEHÍCULO DE COMPETICIÓN DE 150KW**

DOCUMENTO N.º 4:

PRESUPUESTO

ÍNDICE PRESUPUESTO

1. INTRODUCCIÓN	122
2. EJES	122
2.2 Eje de entrada	122
2.2.1 Material.....	122
2.2.2 Proceso de mecanizado	122
2.2.3 Coste del eje de entrada.....	122
2.3 Eje intermedio.....	123
2.3.1 Material.....	123
2.3.2 Proceso de mecanizado	123
2.3.3 Coste del eje intermedio	123
2.4 Eje de salida	124
2.4.1 Material.....	124
2.4.2 Proceso de mecanizado	124
2.4.3 Coste del eje de entrada.....	124
3. CARCASA.....	125
3.2 Semicarcasa superior	125
3.2.1 Material.....	125
3.2.2 Proceso de mecanizado	125
3.2.3 Coste de la semicarcasa superior	125
3.3 Semicarcasa inferior.....	126
3.3.1 Material.....	126
3.3.2 Proceso de mecanizado	126
3.3.3 Coste de la semicarcasa inferior.....	126
4. ELEMENTOS NORMALIZADOS.....	127
5. COSTE NETO DEL PRODUCTO.....	127
6. PRESUPUESTO DE LA CONTRATA DEL PROYECTO	128
7. PRESUPUESTO TOTAL	128

1. INTRODUCCIÓN

Para la realización del presupuesto del reductor de velocidad, se ha realizado un cálculo por separado de los componentes que lo forman, los costes de la ejecución material y el personal que ha participado. Los componentes se han dividido en dos grupos: los que deben ser mecanizados y los componentes normalizados que se compran ya fabricados a diferentes distribuidores o fabricantes.

2. EJES

2.2 Eje de entrada

2.2.1 Material

Material	Masa (kg)	Coste (€/Kg)	TOTAL (€)
34CrNiMo6 /4340/F-128	0,947	2,64	2,50

2.2.2 Proceso de mecanizado

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL (€)
Refrentado	0,10	30	3,00
Cilindrado exterior	0,75	30	22,50
Ranurado	0,19	18	3,42
Achaflanados	0,05	30	1,50
Estriado Fresadora	0,65	42	27,30
Dentado Fresadora	0,42	42	17,64

2.2.3 Coste del eje de entrada

EJE ENTRADA	
Material	2,50 €
Proceso de mecanizado	75,36 €
TOTAL	77,86 €

2.3 Eje intermedio

2.3.1 Material

Material	Masa (kg)	Coste (€/Kg)	TOTAL (€)
34CrNiMo6 /4340/F-128	1,105	2,64	2,92

2.3.2 Proceso de mecanizado

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL (€)
Refrentado	0,10	30	3,00
Cilindrado exterior	0,92	30	27,60
Ranurado	0,38	18	6,84
Achaflanados	0,05	30	1,50
Estriado Fresadora	0,85	42	35,70

2.3.3 Coste del eje intermedio

EJE INTERMEDIO	
Material	2,92 €
Proceso de mecanizado	74,64 €
TOTAL	77,56 €

2.4 Eje de salida

2.4.1 Material

Material	Masa (kg)	Coste (€/Kg)	TOTAL (€)
34CrNiMo6 /4340/F-128	0,947	2,64	2,50

2.4.2 Proceso de mecanizado

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL (€)
Refrentado	0,10	30	3,00
Cilindrado exterior	0,75	30	22,50
Ranurado	0,19	18	3,42
Achaflanados	0,05	30	1,50
Estriado Fresadora	0,65	42	27,30
Dentado Fresadora	0,42	42	17,64

2.4.3 Coste del eje de entrada

EJE SALIDA	
Material	2,50 €
Proceso de mecanizado	75,36 €
TOTAL	77,86 €

3. CARCASA

3.2 Semicarcasa superior

3.2.1 Material

Material	Masa (kg)	Coste (€/Kg)	TOTAL (€)
Al 7075 / Zicral	15,400	2,42	37,27

3.2.2 Proceso de mecanizado

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL (€)
Fresado	2,75	30	82,50
Rectificado	0,75	60	45,00
Taladrado	0,53	24	12,72
Roscado	0,38	19,8	7,52
Pintura	0,45	15	6,75

3.2.3 Coste de la semicarcasa superior

SEMICARCASA SUPERIOR	
Material	37,27 €
Proceso de mecanizado	154,50 €
TOTAL	191,76 €

3.3 Semicarcasa inferior

3.3.1 Material

Material	Masa (kg)	Coste (€/Kg)	TOTAL (€)
Al 7075 / Zircal	15,400	2,42	37,27

3.3.2 Proceso de mecanizado

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL (€)
Fresado	3,12	30	93,60
Rectificado	0,75	60	45,00
Taladrado	0,48	24	11,52
Roscado	0,12	19,8	2,38
Pintura	0,45	15	6,75

3.3.3 Coste de la semicarcasa inferior

SEMICARCASA INFERIOR	
Material	37,27 €
Proceso de mecanizado	152,50 €
TOTAL	189,76 €

4. ELEMENTOS NORMALIZADOS

Designación	Referencia	Precio ud.	Ud.	TOTAL (€)
Engranajes 1ª Etapa	8508 R 10 Spline	84,99	1	84,99
Engranajes 2ª Etapa	8519 R 10 Spline	84,99	1	84,99
Rodamiento A	NU 205 ECP	43,99	3	131,97
Rodamiento B	NUP 205 ECP	47,99	3	143,97
Anillo Retenedor	DIN-471 27x1,2	0,19	8	1,52
Sellos de aceite	25x40x10 HMSA10 RG	1,76	2	3,52
Aceite lubricante	SR1730	49,99	1	49,99
Tapón llenado	SFN.30-3/8+F-C9	3,39	1	3,39
Tapón vaciado	TMB.M14x1,5	8,93	1	8,93
Tornillo chasis	DIN 933 M10 x 65	0,44	4	1,76
Arandela	02039 - 10 x 16 MM	0,09	4	0,36
Tornillo carcasa (A)	DIN 931 M8 x 80	0,59	2	1,18
Tornillo carcasa (B)	DIN 933 M8 x 25	0,15	14	2,10
			TOTAL	518,40

5. COSTE NETO DEL PRODUCTO

Elemento	TOTAL (€)
Eje de entrada	77,86
Eje intermedio	77,56
Eje de salida	77,86
Semicarcasa superior	191,76
Semicarcasa inferior	189,76
Componentes normalizados	518,40
Montaje	100,00
TOTAL	1.233,20 €

6. PRESUPUESTO DE LA CONTRATA DEL PROYECTO

Concepto	TOTAL (€)
Coste neto del producto	1.233,20
Beneficio industrial (20%)	246,64
Honorarios proyectista (5%)	61,66
Gastos generales (15%)	184,98
TOTAL	1.726,48€

7. PRESUPUESTO TOTAL

Concepto	TOTAL (€)
Presupuesto contrata	1.726,48
IVA (21%)	362,56
TOTAL	2089,04 €

El precio final de venta del reductor de velocidad es de “DOS MIL OCHENTA Y NUEVE EUROS CON CUATRO CÉNTIMOS”