

Escuela Técnica Superior de Ingenieros
Industriales y de Telecomunicación

Universidad de Cantabria



Proyecto Fin de Grado

Diseño de un sistema de transmisión de bicicleta combinado

(Combined bicycle transmission system design)

Para acceder al Título de

GRADUADO EN INGENIERIA MECANICA

Autor: **Borja Hernando González**

07-2022

RESUMEN

Se trata de un sistema de transmisión de bicicleta mixto. Su función principal es eliminar el sistema convencional de varios platos y montar una configuración monoplato, pero sin perder los desarrollos que ofrecería una configuración con varios platos.

Estos se consiguen combinando un cambio de buje y un juego de piñones convencional. Este cambio de buje ofrecerá unos desarrollos parecidos a la configuración con varios platos, pero también ofrecerá varias ventajas frente a este. Menos mantenimiento, mejores cambios de marcha y más espacio en los pedales como principales ventajas.

Este sistema tendrá la característica de que, como otros sistemas en bicicletas, su mantenimiento y montaje o desmontaje requerirá herramientas básicas, a la par con que si se desgasta o rompe una pieza su sustitución será sencilla.

Está diseñado para trayectos en ciudad, en carretera o en montaña, debido a su fiabilidad, la facilidad de cambio de marcha y su gran abanico de desarrollos. Aunque también se le puede dar uso en otras modalidades de ciclismo, pero se quedaría atrás en comparación a las configuraciones específicamente diseñadas para esa modalidad.

SUMMARY

It is a mixed bicycle transmission system. Its main function is to eliminate the conventional multi-chainring system and equip a single chainring configuration, but without losing the gear ratios that a multi-chainring configuration would offer.

These are achieved by combining a gear hub and a conventional sprocket set. This gear hub will offer similar gear ratios to the multi-chainring configuration, but will also offer several advantages over it. Less maintenance, better gear shifts and more space in the pedals as main advantages.

This system will have the characteristic that, like other bicycle systems, its maintenance and assembly or disassembly will require basic tools, at the same time that if a part wears out or breaks, its replacement will be simple.

It is designed for journeys in the city, on the road or in the mountains, due to its reliability, ease of gear shift and its wide gear ratios. Although it can also be used in other cycling modalities, it would fall behind compared with the configurations specifically designed for that modality.

INDICE

MEMORIA DESCRIPTIVA

1.1. Introducción.....	6
1.2. Objetivos.....	6
1.3. Medios	7
1.4. Marco teórico	7
1.5. Diseño del proyecto.....	13
1.5.1. Funcionamiento del mecanismo.....	13
1.5.2. Primera velocidad	15
1.5.3. Segunda velocidad	16
1.5.4. Tercera velocidad.....	17
1.5.5. Elementos y despiece	19
1.5.5.1. Eje.....	19
1.5.5.2. Transmisor de potencia.....	19
1.5.5.3. Embrague.....	20
1.5.5.4. Carrier.....	22
1.5.5.5. Corona.....	22
1.5.5.6. Trinquetes.....	23
1.5.5.7. Cierre del buje.....	25
1.5.5.8. Buje.....	26
1.5.5.9. Elementos auxiliares.....	27
1.5.5.10. Ensamblaje del sistema.....	27
1.5.5.11. Mecanismo accionador.....	28
1.5.5.12. Tirador del embrague.....	30

ANEXO DE CALCULOS

2.1. Análisis del diseño	33
2.2. Diseño y cálculo de los engranajes	46
2.2.1. Cálculo de la potencia máxima del engranaje para evitar la rotura del diente	46
2.2.2. Cálculo de la potencia máxima del engranaje para evitar la rotura por desgaste	47
2.3. Diseño y cálculo de los rodamientos	49
2.4. Cálculo de los desarrollos y la relación de transmisión del sistema	52
2.5. Diseño y cálculo de los muelles	52

PLANOS

PLIEGO DE CONDICIONES

4.1. Descripción del diseño.....	2
4.2. Condiciones generales.....	2
4.2.1. Condiciones generales facultativas.....	2
4.2.1.1. Plazo.....	2
4.2.1.2. Obras defectuosas.....	3
4.2.1.3. Recepción provisional.....	3
4.2.1.4. Recepción definitiva.....	3
4.2.1.5. Periodo de garantía.....	3
4.2.2. Condiciones generales económicas.....	4
4.2.2.1. Contrato.....	4
4.2.2.2. Precios y pagos.....	4
4.2.3. Condiciones generales legales.....	5
4.2.3.1. Constructor.....	5
4.2.3.2. Responsabilidades del constructor.....	5
4.2.3.3. Marco jurídico.....	5
4.3. Condiciones técnicas específicas.....	5
4.3.1. Materiales.....	5
4.3.2. Fabricación y mecanizado.....	6
4.3.3. Mantenimiento.....	6
4.3.4. Normativa.....	6

PRESUPUESTO

5.1. Distribución del presupuesto.....	8
5.2. Coste de los materiales.....	9
5.2.1 Materias primas.....	9
5.2.2 Componentes comerciales.....	9
5.3. Fabricación y mano de obra.....	10
5.4. Resumen del presupuesto de ejecución material.....	10

1.MEMORIA DESCRIPTIVA

1.1. Introducción

En el proyecto expuesto a continuación se presenta el diseño de una transmisión de bicicleta donde se combina una transmisión de buje y una convencional.

Principalmente se trata de una configuración de bicicleta monoplato, pero sustituyendo el grupo de platos tradicional y añadiendo un cambio de buje.

Se respetarán las dimensiones estándares del eje trasero de una bicicleta para no tener que variar la geometría del cuadro. Aunque se tendrá que adaptar los radios de una rueda trasera a la configuración de transmisión de buje, ya que esta dimensión varía entre buje convencional o buje con transmisión incluida.

Su función principal es la de sustituir el grupo de platos y ahorrar al usuario mantenimiento a la vez que brindar un mejor y más suave cambio de marchas.

Esta aplicación está dedicada a un uso urbano o de montaña, debido a que no tendrá grandes desarrollos, pero si otorgara un buen abanico de marchas, dependiendo del perfil del terreno no será apto para todas las modalidades de montaña, como descenso o enduro.

1.2. Objetivos

El objetivo principal del proyecto consiste en el diseño de una transmisión de bicicleta combinada, para ello se deberá llegar a dos condiciones:

- Diseño de una transmisión de buje con tres marchas
- Unión del grupo de piñones a la transmisión de buje

Estos requisitos deberán ser lo más sencillos posibles, obteniendo un resultado lo más económico posible con buenas prestaciones, que no suponga un gran aumento de peso en el eje trasero y un diseño en el que el usuario pueda llevar un mantenimiento sencillo con herramientas comunes.

Los objetivos académicos serán aprender el funcionamiento de estos sistemas de transmisión, el manejo de programas de modelado, de dibujo asistido por ordenador y de elementos finitos a la par que ser capaz de buscar y perfeccionar una solución para un mecanismo de este calibre.

1.3. Medios

Para la ejecución de este diseño se han usado una serie de herramientas a continuación listadas:

- Autodesk inventor. Se uso la versión estudiante de 2022 para el modelado de todo el sistema y el análisis de elementos finitos.
- Bibliografía y webgrafía consultada para información general sobre ciclismo o del ámbito de la ingeniería como para la consulta de información más específica relacionada con la mecánica de los sistemas de transmisión por buje.
- Mediciones reales del eje trasero de una bicicleta para ajustar las dimensiones.
- Microsoft Word. Se uso la versión proporcionada por la UC para la realización de la memoria.

1.4. Marco teórico

Para el planteamiento de este proyecto se debe conocer el funcionamiento y el objetivo de la transmisión de una bicicleta, dejando de lado las bicicletas eléctricas.

Para empezar una bicicleta es un vehículo de dos ruedas para generalmente un pasajero, incorpora un manillar para dirigir el vehículo, un sillín para que se siente la persona y unos pedales para transmitir la potencia a las ruedas, en la siguiente figura se puede ver un esquema general de las partes de una bicicleta convencional, aunque posteriormente se explicaran las partes más relacionadas con el estudio se pueden observar las partes principales.



Figura 1. Partes principales de una bicicleta convencional.

Hay que tener en cuenta que la potencia la genera una persona por lo que no será muy elevada. También incorpora un sistema de frenado, otro de suspensión y un sistema de transmisión de potencia y cambio de marchas, que será en el que se centrará el diseño.

La potencia se genera mediante un movimiento de rotación de las piernas que mueve las bielas y con ellas el eje de pedalier se mueve solidario a ellas, los pies serán el punto de contacto de la pierna y la biela, los pies se apoyan en los pedales, son unas plataformas que están unidas a las bielas mediante un eje que les permite un giro relativo, hay distintos tipos de pedales según la bicicleta y la modalidad que se practique pero no se entrará en ese caso porque no influye para nuestro diseño.

Las bielas son dos elementos con forma de barra que miden generalmente ciento cincuenta milímetros, toda bicicleta incorpora dos de estas, dichas bielas están opuestas ciento ochenta grados la una con la otra y unidas solidariamente al eje de pedalier.

En la siguiente figura se puede apreciar un esquema de la generación de par en una bicicleta.

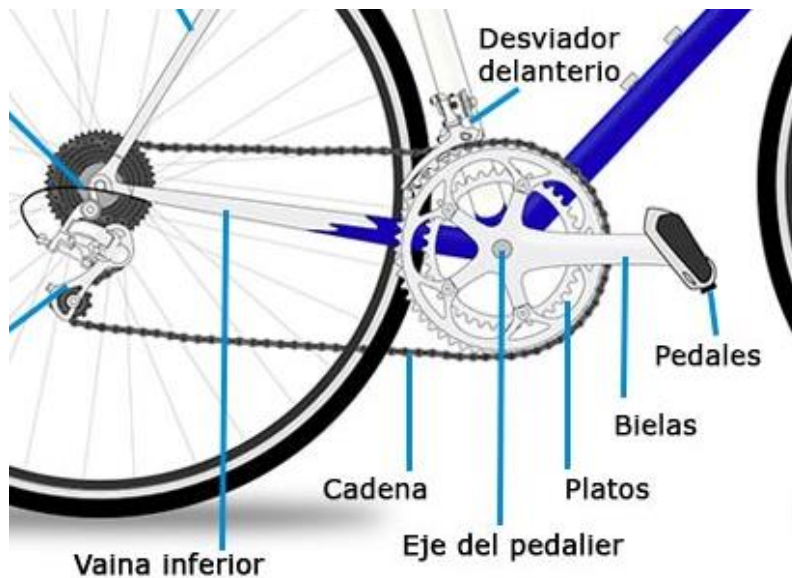


Figura 2. Generación de par en una bicicleta convencional.

La potencia se transmite de las bielas a los platos, un plato es un elemento circular con dientes que actúa como un engranaje y conecta los engranajes del eje trasero, conocidos como piñones, con el eje de pedalier, hay distintas medidas para los platos y las configuraciones de varios platos equipan un desviador delantero.

El desviador delantero es un elemento que como su nombre indica desvía la cadena entre los distintos platos para obtener distintas relaciones de transmisión, en este proyecto se prescindirá de este elemento y de todos los platos excepto de uno, formando la configuración que se conoce como monoplato.

La forma de transmitir la potencia de los platos a los piñones es mediante una cadena formada por eslabones unidos entre sí por pines o bulones. Las medidas de anchura de la cadena o distancia entre pines son medidas estándar para cualquier cadena, pero el número de eslabones podrá variar en función del número de platos y piñones que incorpore la bicicleta y del tamaño y número de dientes que estos posean. En la siguiente figura se puede ver la forma de una cadena de bicicleta.



Figura 3. Cadena de bicicleta.

Existen otras formas de transmitir la potencia de la bicicleta distintas de la clásica cadena. Mediante una junta doble cardan o mediante una correa, aunque no son nada comunes, no aportan casi ventajas sobre la cadena convencional y tienen más desventajas.

Las cadenas son elementos ruidosos que requieren mantenimiento, pero por el momento no hay otra alternativa mejor a ellas. Una cadena sucia o mal lubricada puede suponer una pérdida de potencia por rozamiento, genera ruido en la transmisión y un desgaste más rápido de los eslabones.

El siguiente elemento en la transmisión es el piñón, se trata de un elemento circular con dientes que actúa como un engranaje y recibe la potencia de la cadena. A partir de este elemento se parte a dos posibles combinaciones de marchas.

Transmisión mediante un juego de piñones, cada piñón tiene distinto tamaño y número de dientes, con lo que al actuar como un engranaje se puede conseguir un gran abanico de desarrollos. Requieren los mismos mantenimientos que un plato y se tiene que chequear el desgaste de los dientes de vez en cuando. La siguiente figura muestra la configuración de juego de piñones y desviador trasero.



Figura 4. Juego de piñones y cambio trasero.

Al montar un juego de piñones estos se colocan sobre un cilindro ranurado con el que giraran solidariamente llamado núcleo, este núcleo será una pieza clave ya que actuara de montura para el grupo de piñones, transmitirá la potencia al buje y actuara como embrague unidireccional.

Este embrague unidireccional se usa para que la rueda puede girar libre sin necesidad de dar pedales. Para casos en los que la bicicleta tenga suficiente inercia o se esté bajando una cuesta no será necesario dar pedales, ya que aumentara el esfuerzo físico y puede resultar peligroso dependiendo de la situación.

El juego de piñones incorpora un cambio de marchas trasero, este sistema se encarga de desviar la cadena entre los piñones para conseguir los distintos desarrollos. Debe estar ajustado para que la cadena no se salga hacia el interior de la rueda y para conseguir un cambio suave. Conviene realizarle un mantenimiento regular, ya que la suciedad y la humedad afectaran a su rendimiento haciendo que se desgaste antes o que no funcione como debería. Dependiendo del número de piñones que se tenga habrá que escoger cuidadosamente el cambio trasero, ya que podemos encontrar desviadores desde 7 velocidades hasta 12 velocidades y no todos valen para todas las configuraciones.

La segunda opción de cambio de marchas es un cambio de buje. Para hablar de cambio de buje primero se debe conocer que es el buje, el buje es una pieza cilíndrica hueca montada sobre el eje trasero de la bicicleta que conecta la llanta de la rueda, y con ello la rueda, con las marchas y la potencia transmitida. La llanta y el buje se conectan mediante los radios, que son varillas metálicas estrechas que mantienen en tensión a la llanta evitando que se desalinee manteniéndola centrada.

Los radios se pueden sustituir fácilmente en caso de rotura de alguno y se puede ajustar su tensión para centrar la rueda, por ello dependiendo de si se monta un grupo de

piñones o un cambio de buje la longitud de los radios cambiara y podrán sustituirse sin necesidad de cambiar la rueda para ajustarse al sistema de marchas que el usuario elija.

Un cambio de buje es un sistema que incorpora un engranaje planetario y partes móviles interiores para conseguir distintos desarrollos. El rango de desarrollos que ofrecen es muy amplio desde 2 a 14 marchas, aunque los más comunes son los de 3, 5, 7 u 8 velocidades.

Montan un solo piñón que va conectado al mecanismo. El mecanismo interior actuará de embrague unidireccional, por lo que no será necesario equipar un núcleo convencional para un solo piñón. En la siguiente figura se muestra un cambio de buje montado sobre una bicicleta.



Figura 5. Bicicleta equipada con cambio de buje.

Estos cambios de buje requieren mucho menos mantenimiento y están pensados para que el usuario no se tenga que preocupar nunca por él, lo montan muchas bicicletas urbanas. Los cambios en estos sistemas son casi instantáneos y muy suaves, se puede cambiar de marcha con tensión en la cadena, esto ocurre cuando se está subiendo una cuesta, por ejemplo. Normalmente montan un solo piñón y plato, por lo que la cadena no sufrirá tanto al no realizar saltos entre los platos y piñones y al no tener la preocupación de que se pueda desalinearse.

Ambos tipos de cambios de marcha necesitan un sistema para que el ciclista seleccione la marcha en cada momento de la ruta, la marcha la seleccionara con la mano mediante un actuador que este en una zona de cómodo acceso para evitar riesgo de caída y añadir comodidad a la conducción, la forma de actuar sobre los cambios debe ser suave, sin necesidad de ejercer una gran fuerza en el actuador. Por norma, el mando de cambio correspondiente al desviador delantero se sitúa al lado izquierdo de la bicicleta. El mando del cambio trasero se sitúa en el lado derecho. Según ha pasado el tiempo ha habido distintas formas de cambiar la marcha.

La forma más tradicional de cambiar la marcha era mediante unas palancas en el cuadro de la bicicleta al girar movían un cable longitudinalmente y con ello los desviadores, como se puede ver en la siguiente figura. La forma de cambiar la marcha no ha variado a nivel general, ya que la mayoría de las bicicletas usan cables para mover los desviadores, pero si ha cambiado la forma en la que el ciclista mueve los cables.



Figura 6. Cambios de marcha en el cuadro.

Para mayor comodidad del ciclista ahora los cambios de marcha se montan en el manillar.

Para un manillar recto los cambios son giratorios o de maneta. Los cambios giratorios van incorporados en los puños del manillar y el ciclista solo tiene que mover la mano para cambiar de marcha, estos cambios no son muy eficientes y se suelen usar en bicicletas urbanas o de niño, para que aprendan a cambiar de marcha de forma sencilla.

Los cambios de maneta se montan abrazados al manillar y constan de dos palancas una para bajar de marcha y otra para subirla, se accionan con los dedos, normalmente índice y pulgar.



Figura 7. Cambios giratorios.



Figura 8. Cambios de maneta.

Para las bicicletas de carretera, las cuales tienen un manillar en caída formando un círculo con sus extremos, los cambios giratorios o de maneta resultarían incómodos por lo que se montan los cambios junto a la maneta de freno y moviendo la maneta de freno hacia el centro del manillar se cambiara de marcha, cuentan con dos palancas, una para subir la marcha y otra para bajarla. En la siguiente figura se puede ver el sistema mencionado.



Figura 9. Cambios en un manillar de carretera.

1.5. Diseño del proyecto

Como se menciona anteriormente en este proyecto se combinarán un cambio de buje con uno de un grupo de piñones, el principal cambio será adaptar la pieza donde se acoplan los piñones, por lo que se modificara el núcleo, como se conoce normalmente y será necesario diseñar un cambio de buje cuyo sistema de cambio de marchas no interfiera con el cambio trasero ni con el grupo de piñones.

El cambio de buje de este proyecto tendrá tres marchas, que suele ser el número más estándar para este tipo de mecanismos, conociendo el número de marchas se procederá a resumir cómo funciona el mecanismo.

1.5.1. Funcionamiento del mecanismo

Antes de conocer el funcionamiento del mecanismo se debe conocer su principio de funcionamiento, que será principalmente el de un engranaje planetario.

Un engranaje planetario es un sistema formado por distintas ruedas dentadas y un elemento de unión entre las intermedias. A este mecanismo se le cambiara la entrada y la salida de la potencia en función de las necesidades del sistema, es decir para conseguir las distintas velocidades. En la siguiente foto se pueden ver las partes de un engranaje planetario.

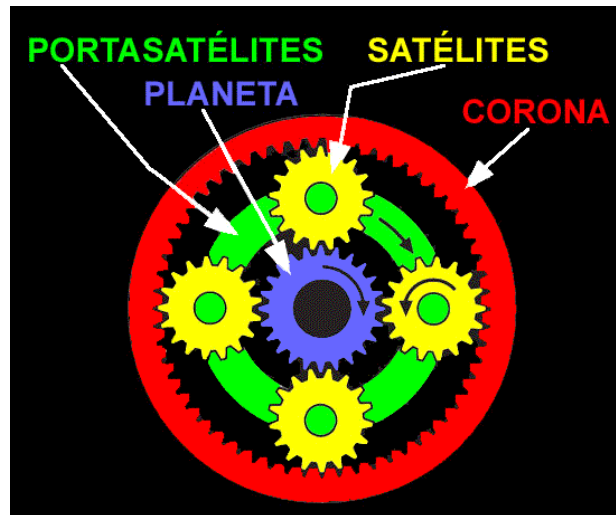


Figura 10. Partes de un engranaje planetario.

Como se puede ver en la figura el planeta o sol será el engranaje central, el cual en este mecanismo será solidario al eje y debido a que el eje no girará el sol tampoco lo hará, aunque en otras aplicaciones de los engranajes planetarios esto no tiene que ser necesariamente así. El portasatélites o “Carrier” será un elemento que une todos los satélites entre sí, pero les permite el giro relativo entre ellos y con él. Por último, se tiene la corona la cual será un engranaje interior que estará conectado a todos los planetas.

Como se expuso anteriormente dependiendo de la entrada y salida del sistema se obtendrán diferentes relaciones de transmisión. También se tendrán distintas velocidades relativas dentro del propio sistema como en la siguiente figura donde se puede ver el movimiento relativo entre el carrier y la corona, esta será una característica importante para el mecanismo ya que la mayor velocidad se impondrá sobre la menor y se podrá aprovechar esa característica.

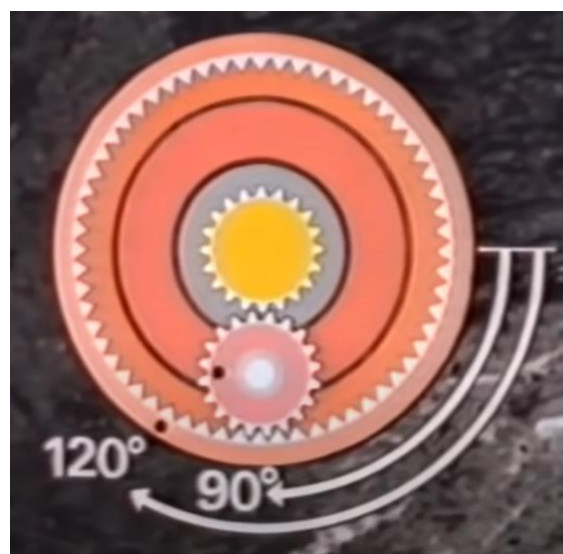


Figura 11. Relación entre el giro del carrier y de la corona.

1.5.2. Primera velocidad

Esta primera velocidad será la marcha más alta ya que la relación de transmisión será mayor que uno, eso significa que por cada vuelta que gira el grupo de piñones la rueda girará más de una vuelta. Se llamará primera velocidad porque el embrague se coloca en su posición de inicio. Para facilitar la comprensión en la siguiente figura se puede ver el sistema entero, más adelante se explicará cada componente de forma más detallada.

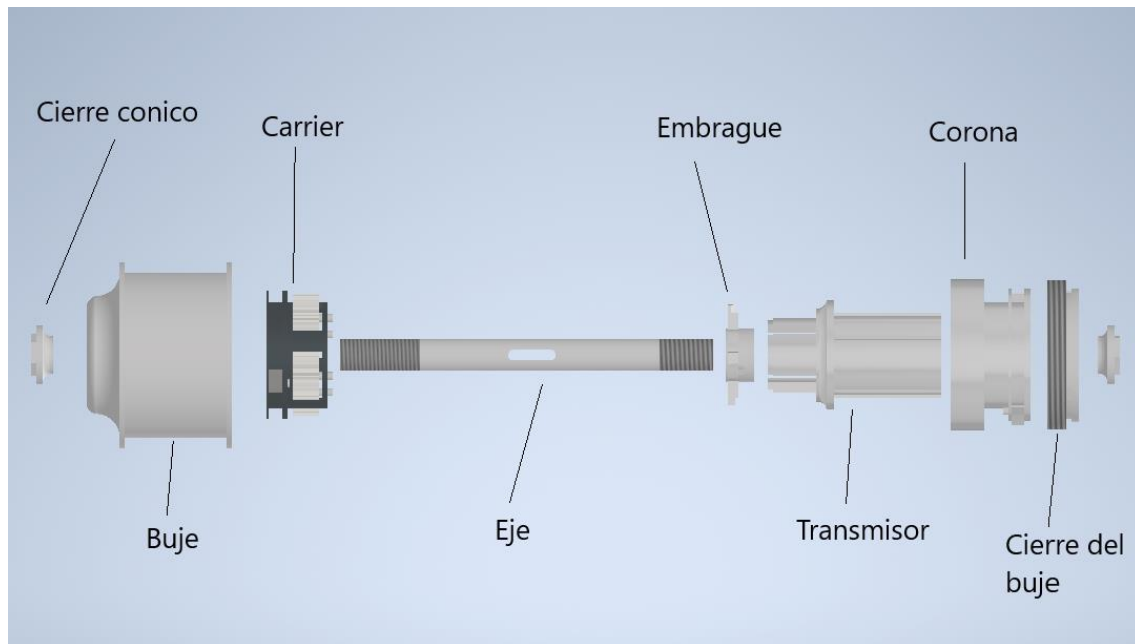


Figura 12. Explosión de los componentes del sistema.

Como se puede apreciar en la figura anterior se ve que tiene un elemento con forma de cruz que será el embrague el cual se desplazara longitudinalmente a lo largo del eje para conseguir los distintos desarrollos, este embrague podrá girar libremente, pero será empujado por el transmisor de potencia, esta será la pieza en la que se coloca el juego de piñones, mediante el transmisor y el embrague se llevara la potencia de los piñones a los engranajes interiores del cambio de buje.

En esta primera marcha o velocidad el transmisor moverá al embrague al girar, este embrague se enganchará en unos pequeños pines del carrier haciéndole girar con él, a estos pines solo se podrá enganchar en la primera posición. El carrier moverá los engranajes y estos a su vez moverán la corona exterior la cual tiene unos trinquetes que moverán al buje. Estos trinquetes actúan como embrague unidireccional ya que solo permitirán transmitir la potencia en una dirección de giro. Harán la misma función que el núcleo.

El movimiento del embrague se conseguirá con un cable que se accionará desde una maneta de cambio de marcha en el manillar y que lo desplazará longitudinalmente hacia

los piñones. También tendrá un muelle de compresión que actuará en el embrague en el sentido contrario al cable para asegurarse de que el cable tenga tensión y de que el embrague no se mueve de su posición mientras está en servicio.

En la primera figura a continuaciones se puede ver como el embrague está en la primera posición y los elementos que actúan en esta primera velocidad. Se ha transparentado el buje para más claridad en la figura. El buje será la salida del movimiento, ya que sobre él se monta la rueda.

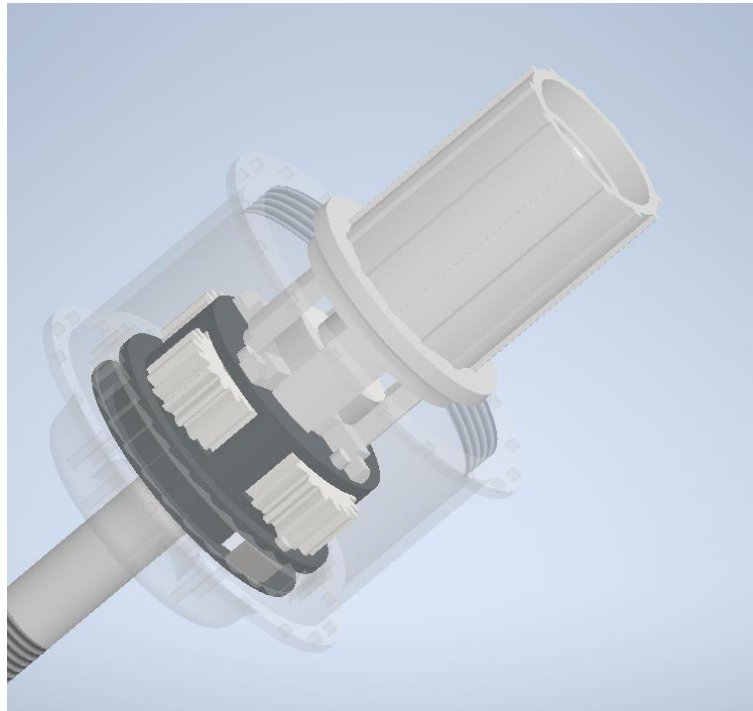


Figura 13. Se muestran los elementos de la primera velocidad del sistema.

1.5.3. Segunda velocidad

Se actuará sobre el embrague moviéndolo longitudinalmente hasta una segunda posición. En esta segunda posición ya no interactuara con los pines del carrier y se enganchara con unos salientes en la corona, por lo que ahora la entrada de potencia estará en la corona y la propia salida también ya que los pines de la corona seguirán enganchados con el buje y harán que se mueva con una relación de transmisión de uno. Por cada vuelta que den los piñones el buje dará otra.

En esta velocidad solo se tiene en cuenta la corona y el resto del sistema no aportara al movimiento del buje como se puede ver en la siguiente figura.

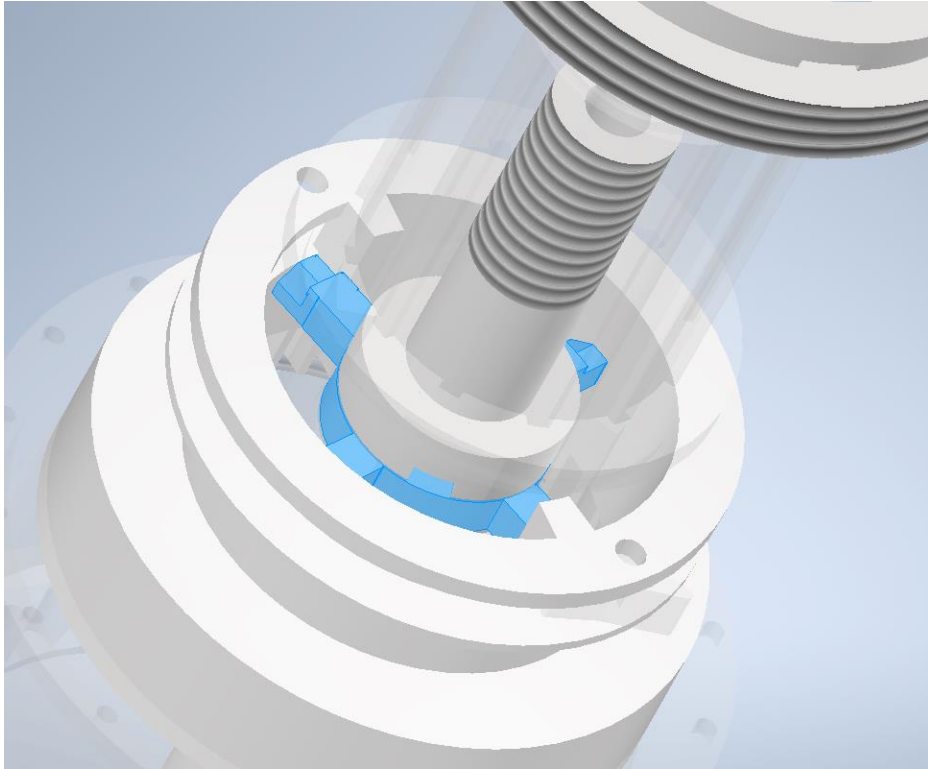


Figura 14. Interacción entre el embrague y los salientes del carrier en la segunda velocidad.

1.5.4. Tercera velocidad

Como en los otros dos casos desde la maneta se controlará la posición del embrague, para esta marcha el embrague estará en su tercera posición, será la marcha donde más se comprima el muelle y por lo tanto su máximo esfuerzo de compresión, aunque no será la compresión límite. En este caso el embrague seguirá moviendo la corona ya que seguirá sobre ese saliente, pero al estar más desplazado longitudinalmente también actuara sobre los pines de la corona que formaban el embrague unidireccional con el buje haciendo que la corona y el buje no estén unidos.

La potencia entrará por la corona y de la corona se transmitirá a los satélites con una relación de transmisión menor que uno. Cada giro de los piñones corresponderá a menos de un giro de la rueda, con lo que se conseguirá más fuerza, pero menos velocidad por cada pedalada.

Los satélites moverán al carrier y el carrier tiene en su estructura otros pines los cuales siempre están conectados a otro embrague unidireccional en el buje. En esta tercera marcha estos serán la salida de potencia del carrier al buje. En la siguiente figura se puede ver los elementos que actúan en esta tercera velocidad.

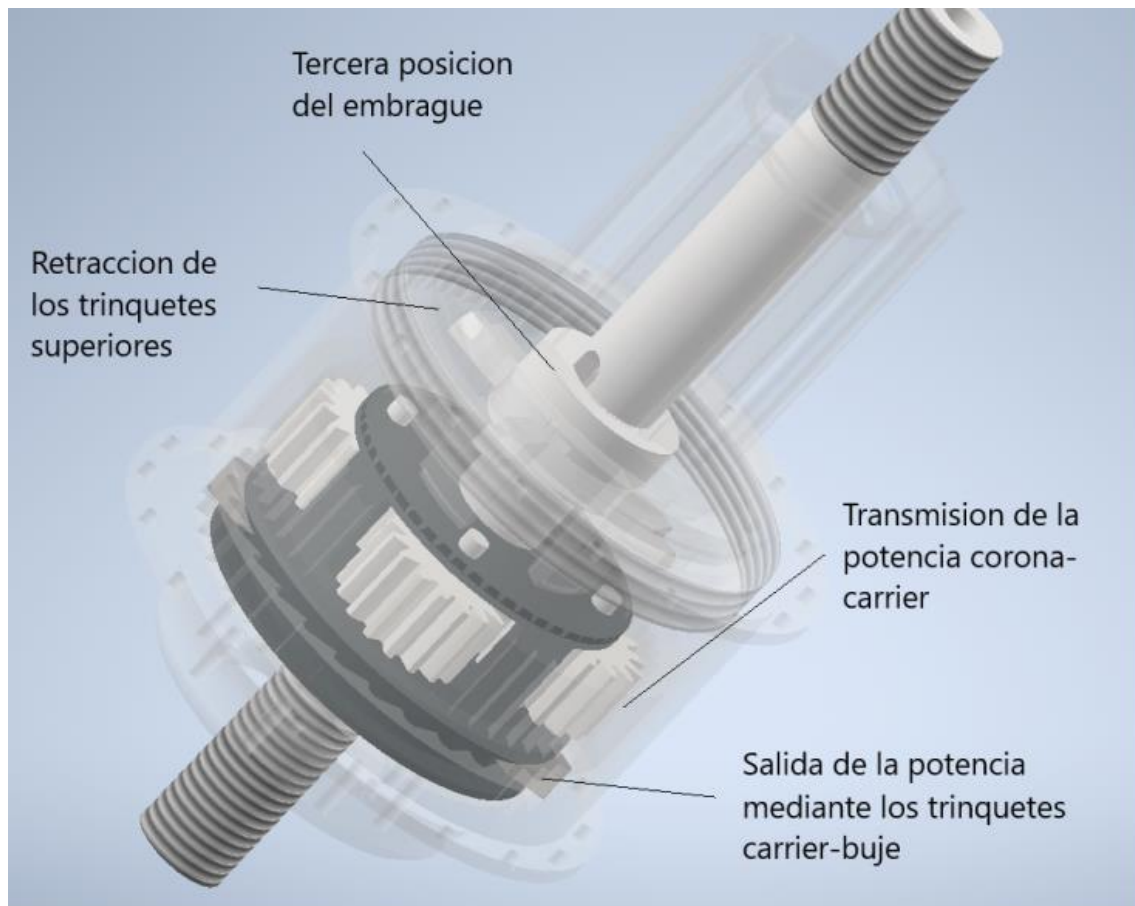


Figura 15. Elementos que actúan en la tercera velocidad.

Estos trinquetes están siempre conectados, pero solo actuarán cuando los trinquetes de la corona se retraigan. Esto se debe a que los trinquetes de la corona, al girar más rápido, tendrán prioridad sobre los del carrier y serán los que transmitan la potencia en las dos primeras velocidades.

1.5.5. Elementos y despiece

1.5.5.1. Eje

Elemento cilíndrico hueco donde se montará la rueda y los elementos de la transmisión, servirá como centro de giro para el sistema. Se apoyará sobre las dos vainas traseras de la bicicleta y este eje tendrá un agujero alargado pasante donde se colocará el pasador del embrague.

Tendrá la rueda dentada, mecanizada sobre él, la cual corresponderá al sol unido solidariamente con el eje, sobre esta rueda se apoyará el carrier, en su parte superior, y engranaran los planetas.

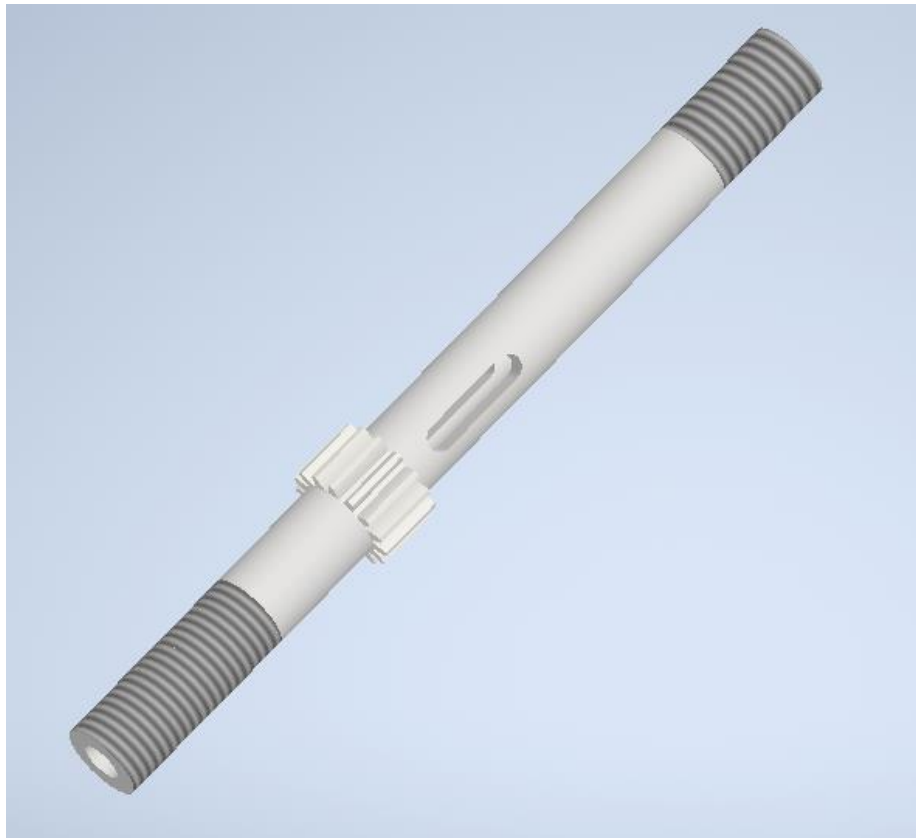


Figura 16. Modelo del eje.

1.5.5.2. Transmisor de potencia

Es el elemento donde está montado el juego de piñones, el cual tendrá unas acanaladuras para transmitir la potencia de los piñones al transmisor. También será la pieza que empuje al embrague y le haga rotar, por lo que transmitirá la potencia al embrague también.

Tendrá una forma de cazoleta para rodamiento de bolas sueltas en su extremo la cual se cerrará mediante una tuerca cónica, dicha tuerca se necesita ajustar para que se impida el movimiento axial pero no el rotacional.

Se apoyará también sobre un rodamiento de bolas sueltas sobre la pieza de la corona, con este segundo elemento se restringirá el movimiento axial de la pieza en el otro sentido y se conseguirá un giro con las menores pérdidas por rozamiento posible.

Tendrá un roscado interior en su parte más externa para que se pueda colocar la tapa de cierre de los piñones, esta pieza será la que evite que el juego de piñones se salga de su posición.

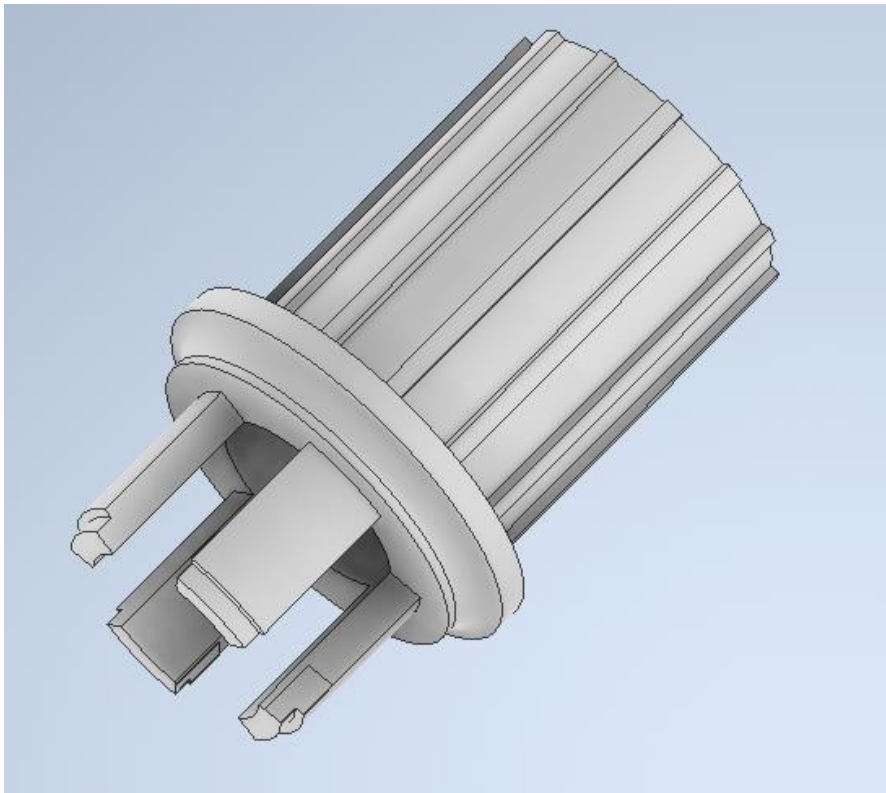


Figura 17. Modelo del transmisor.

1.5.5.3. Embrague

Este elemento se trata de una pieza con forma de cruz cuadrada el cual se monta alrededor del eje y permite el giro relativo entre ambos, como se explica antes recibe la potencia del transmisor y será capaz de transmitirla a otras piezas gracias a su geometría. Para cambiar la salida del par se desplazará la pieza axialmente haciendo que entre en contacto con diferentes elementos.

Esta pieza estará restringida geométricamente mediante un pasador en el eje. Este pasador tendrá un cable en su interior y será de donde se tire para conseguir los

diferentes desplazamientos, este pasador no restringe el movimiento giratorio del embrague.

El embrague tiene cuatro componentes. La primera será una base sobre la que se monta la segunda pieza, que será la que tiene forma de cruz. La cruz será la parte intermedia. La tercera pieza será el pasador, al que se le colocara el cable mediante el que se moverán estos cuatro componentes, y por último se coloca la cuarta pieza encima de la cruz que se encargara de evitar que el pasador rote y que el sistema se desarme.

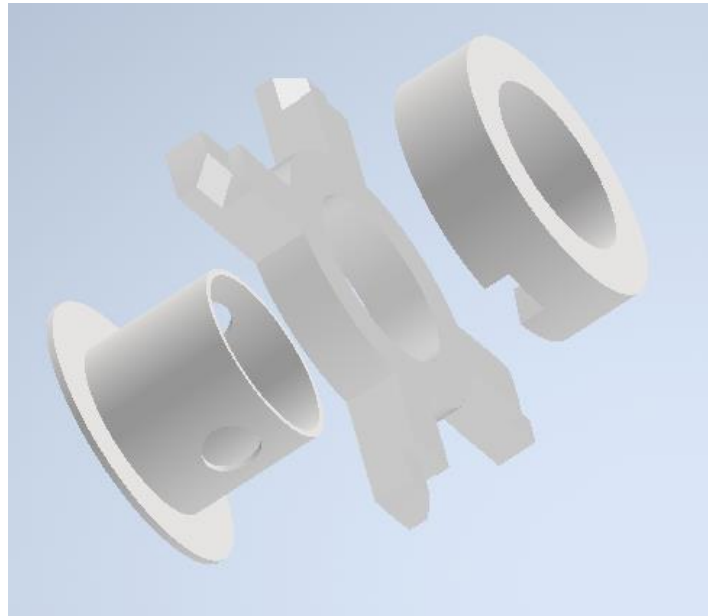


Figura 18. Explosión de los elementos del embrague.

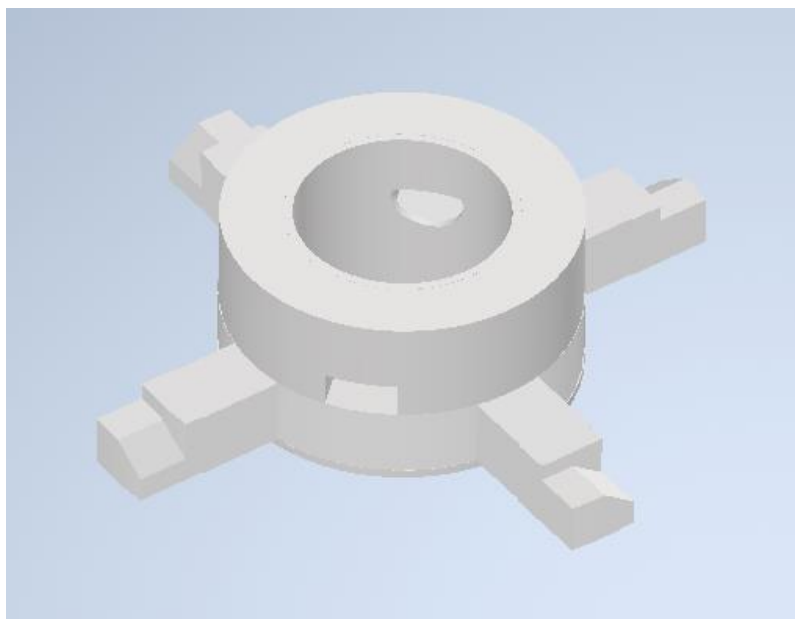


Figura 19. Modelo ensamblado del embrague.

1.5.5.4. Carrier

Sera un elemento circular donde se montarán los cuatro satélites y donde encontraremos una salida de par. Los ejes de los satélites serán pasadores que sobresaldrán por la parte superior para interactuar con el embrague cuando sea necesario, tendrá en total cuatro satélites que transmitirán la potencia a la corona y viceversa. En su parte inferior encontraremos unos trinquetes que engancharan con un embrague unidireccional.

El carrier se apoya en su parte superior en el sol y en su parte inferior en el buje restringiendo su movimiento en la dirección contraria a los piñones. En su parte superior la corona de apoya sobre él, con lo que restringe su movimiento longitudinal en la dirección de los piñones.

En esta pieza se observan unos anillos exteriores en su parte inferior, estos salientes actúan como una base para colocar el pasador del trinquete a la par que aportan estabilidad a la pieza y ahorran material.

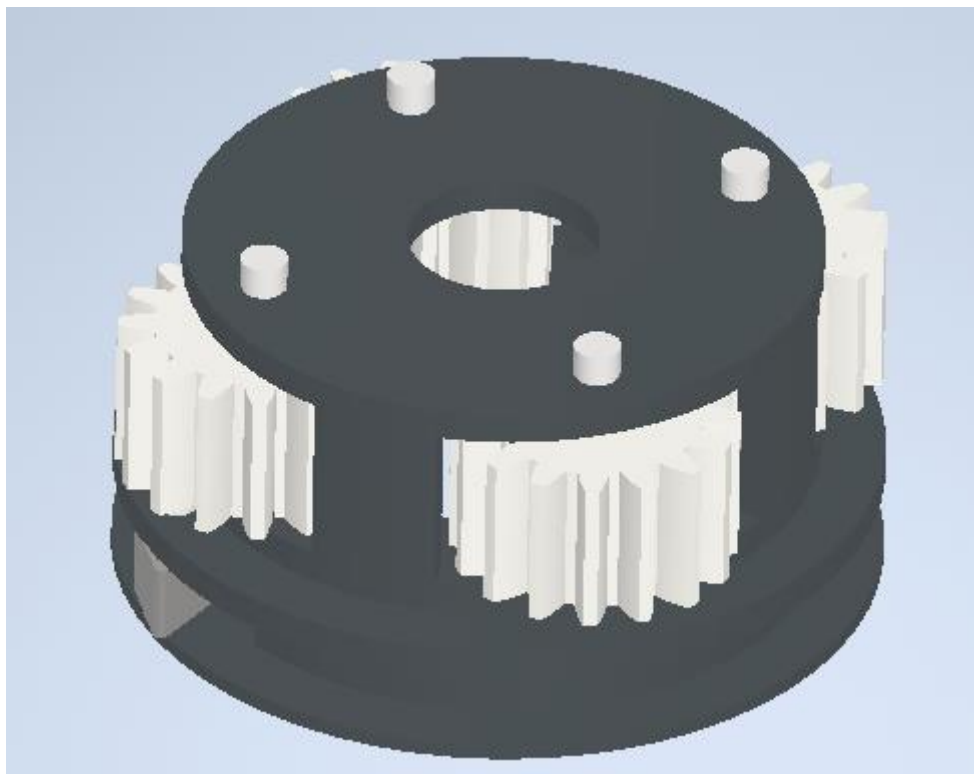


Figura 20. Modelo del carrier.

1.5.5.5. Corona

Este elemento se trata de una pieza circular con una rueda dentada en su interior que contactara con los satélites. También tendrá la geometría necesaria para que el embrague desvíe la transmisión de potencia en la segunda y tercera velocidad. En su parte superior tiene dos trinquetes que interactúan con un embrague unidireccional que se sitúa en el cierre del buje, será la segunda salida de potencia del sistema.

Este elemento se apoya sobre el carrier impidiendo su movimiento longitudinal en contra de los piñones, deslizan entre si permitiendo el movimiento relativo entre ambos. En su parte superior se apoya en la parte inferior del cierre del buje, con lo que restringe el desplazamiento longitudinal por la parte de los piñones.

Los trinquetes de la corona tendrán una geometría distinta a los del carrier ya que gracias a su forma permite al embrague un acople mejor, menos ruidoso y más suave.

Como en el carrier en esta pieza se tiene unos anillos exteriores con el fin de crear una superficie donde colocar el pasador del trinquete y así hacer a la pieza más estable con el menor material posible.

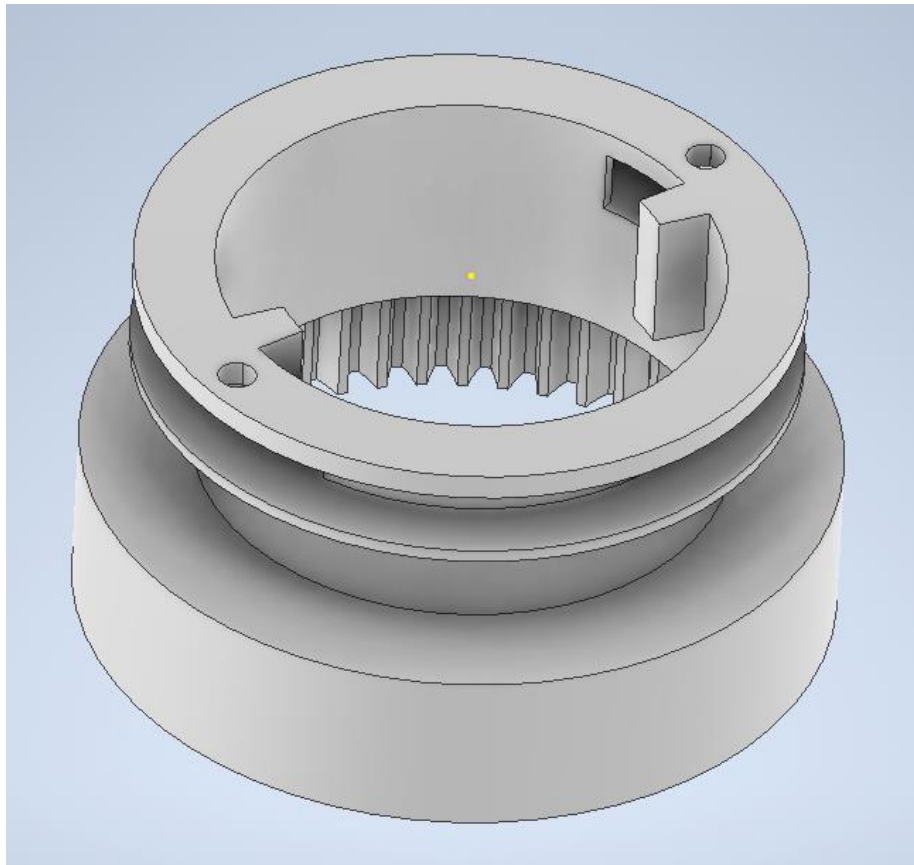


Figura 21. Modelo de la corona.

1.5.5.6. Trinquetes

Estos elementos serán los que transmitan la potencia a los embragues unidireccionales del buje y del cierre del buje. Se encuentran dos tipos de trinquetes, los del carrier y los de la corona. Los segundos tendrán una forma geométrica específica para poder retraerse más fácilmente cuando les empuje la cruceta del embrague.

Ambos tipos de trinquetes contarán con un muelle torsional como el de una pinza que asegure el contacto con el embrague unidireccional y permita engranar al trinquete. No se necesitará que tengan demasiada fuerza ya que solo se encargara de mover al trinquete a su posición de trabajo, no será necesario que resista ni aporte fuerza.

Este muelle tendrá dos brazos y rodeará al pin, con el fin de mantenerlo en su posición y evitar que el muelle se desplace. Un brazo estará en contacto con la cara interior del trinquete y el otro contactará con la cara del carrier o de la corona asegurando su orientación.

Como los trinquetes serán una pieza con mucho desgaste, al estar en contacto constante con otras piezas, se les proporcionará un tratamiento térmico superficial para reducir el desgaste y aumentar su vida útil.

En la primera figura a continuación se ve el trinquete de la corona, con la forma geométrica que se menciona anteriormente y en la segunda se observa el trinquete del carrier, con un diseño más estándar.

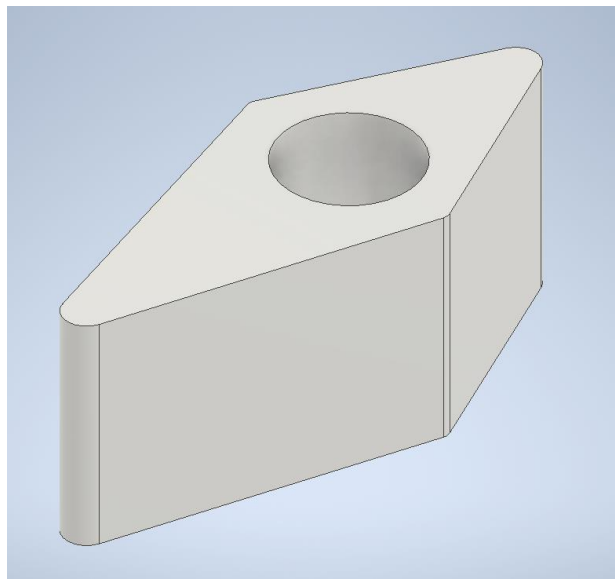


Figura 22. Vista isométrica del trinquete del carrier.

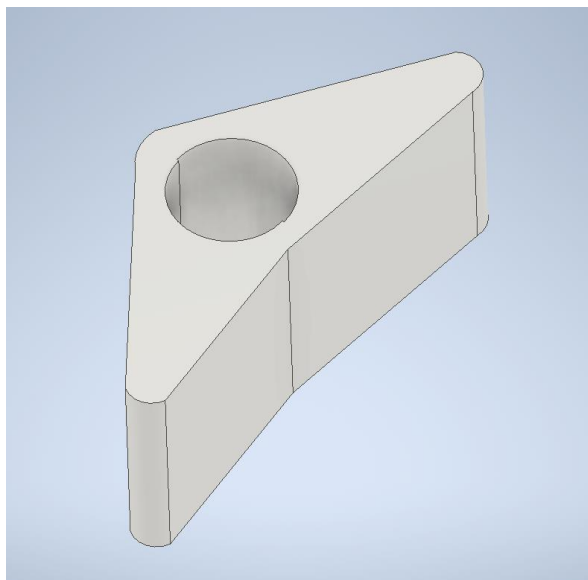


Figura 23. Vista isométrica del trinquete de la corona.

1.5.5.7. Cierre del buje

Este elemento tiene como función cerrar el sistema mediante una rosca exterior al buje evitando que entre suciedad y humedad en el interior del buje. Tiene una forma de cazoleta en su parte interior para introducir un rodamiento de bolas sueltas entre este elemento y el transmisor de potencia.

En la parte interior del elemento hay unas entallas como las de un núcleo para crear un embrague unidireccional que interactuara con los trinquetes de la corona y transmitir la potencia entre esta y el buje.

La pieza cuenta con unas hendiduras en la parte que queda al aire libre para que se pueda apretar o aflojar con una herramienta y esta rosca está hecha en el sentido de giro del sistema para que se apriete solo y no se desarme.

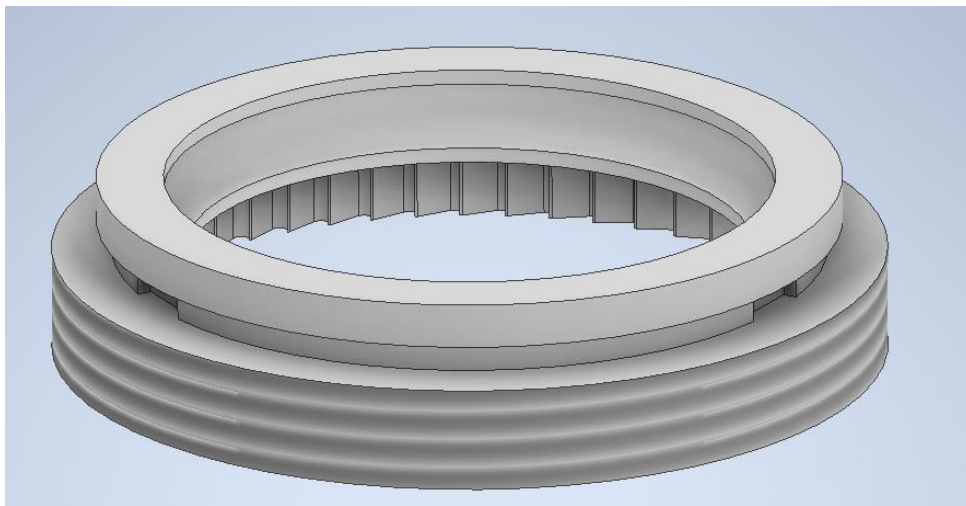


Figura 24. Modelo del cierre del buje.

1.5.5.8. Buje

Es el elemento más expuesto del sistema el cual conecta el sistema de transmisión y la rueda. Este buje tiene entallas interiores para componer un embrague unidireccional y una rosca interior en el extremo abierto para permitir al cierre del buje roscarse. En el otro extremo tendrá una forma de cazoleta para introducir un rodamiento de bolas sueltas permitiendo un giro más suave del sistema y creando un apoyo mejor entre este y el eje, en ese mismo extremo tendrá ocho agujeros de tornillo de métrica cinco, que es la medida estándar, para colocar un freno de disco si así se desea.

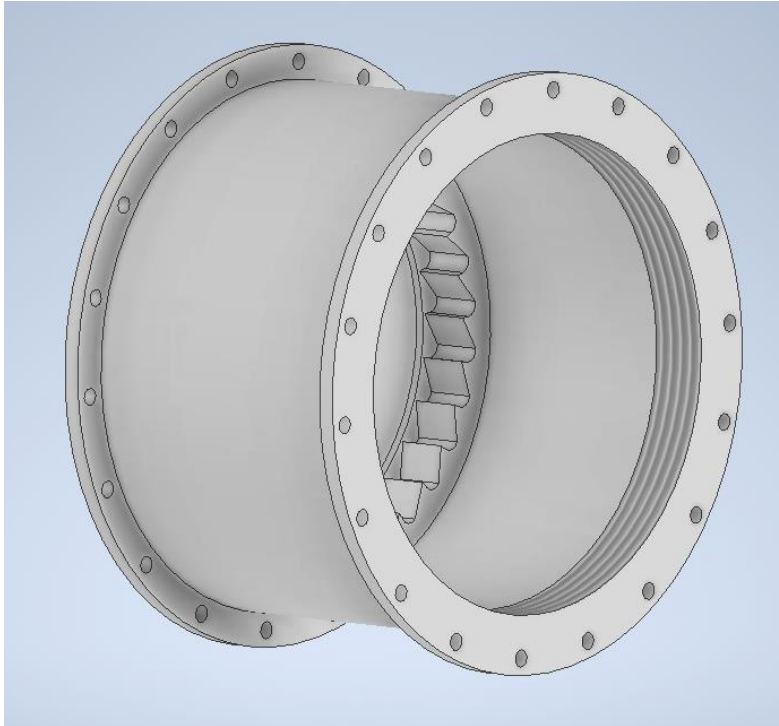


Figura 25. Modelo del buje.

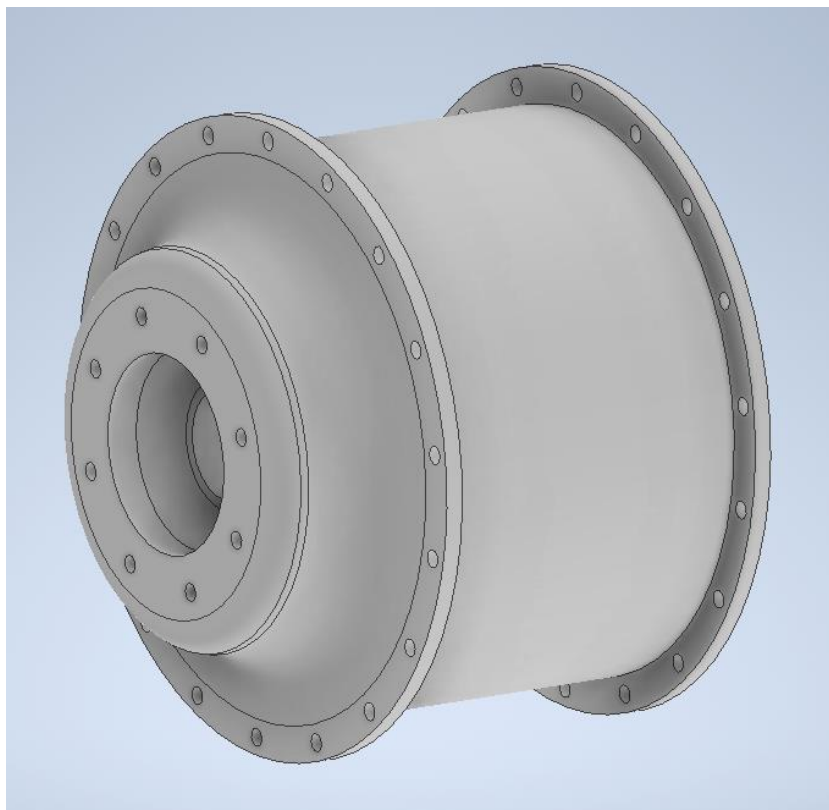


Figura 26. Vista opuesta del modelo del buje.

1.5.5.9. Elementos auxiliares

A parte de los elementos principales presentados también hay elementos más secundarios pero necesarios. Estos serán:

Los cierres cónicos en ambos extremos del sistema para evitar el desplazamiento longitudinal de este.

El muelle central de compresión que mantiene al embrague en posición y los cuatro muelles de torsión de los trinquetes para mantenerles en su posición, pero permitiendo que se retraigan si es necesario.

Los pines que hacen de eje a los trinquetes y a los satélites, estos segundos serán un poco más largo de los necesario para que puedan interactuar con el embrague como se explica anteriormente.

Las bolas que tendrán 4,76 milímetros de diámetro que componen los rodamientos de bolas sueltas.

1.5.5.10. Ensamblaje del sistema

En la siguiente figura se puede ver el sistema de cambio de marcha parcial donde se pueden ver los componentes más interiores, los componentes que se pueden observar son el eje, el transmisor, el embrague y el carrier.

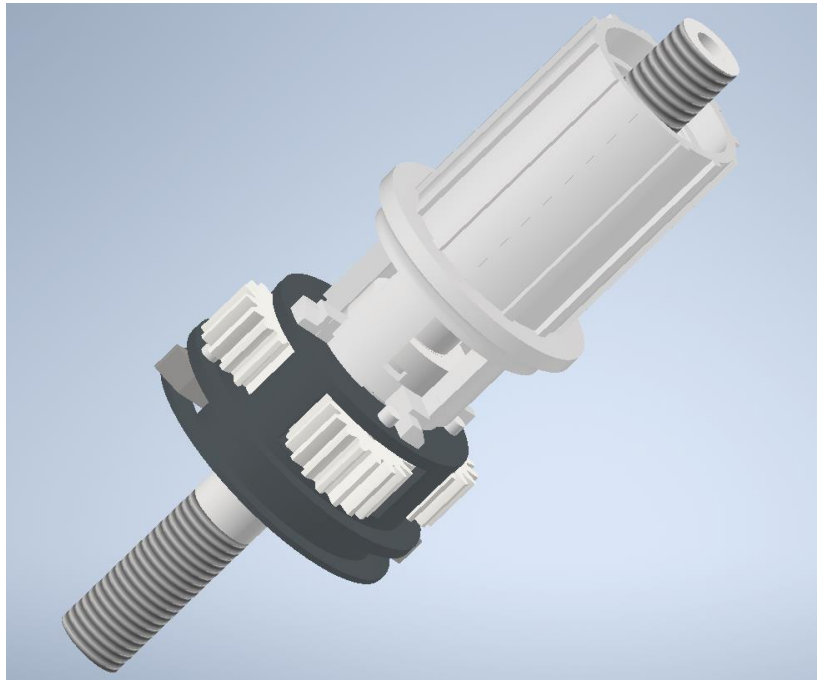


Figura 27. Vista parcial del sistema interior.

En esta segunda figura se puede ver el sistema completo, pero se ha usado la opción “transparente” en el buje para mayor claridad.

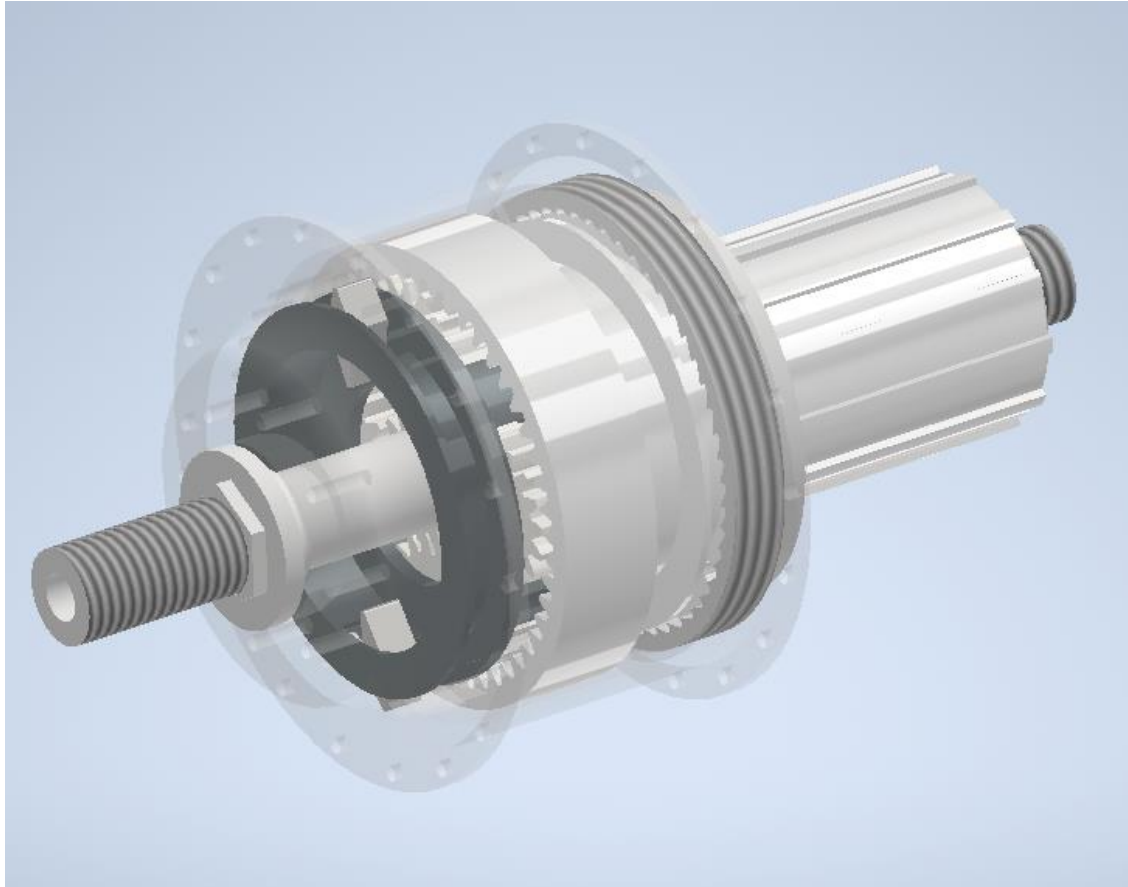


Figura 28. Modelo total del sistema.

1.5.5.11. Mecanismo accionador

El mecanismo de cambio de marcha se encargará de engranar las diferentes velocidades del sistema por medio del embrague que se ha visto anteriormente, este embrague se moverá de forma longitudinal a lo largo del eje, este movimiento se conseguirá mediante una tensión en un cable que saldrá de una maneta en el manillar donde el ciclista seleccionará la velocidad mediante un juego de palancas para los dedos. En la siguiente figura se pueden ver los elementos interiores de la maneta y la tapa de esta transparentada para mayor claridad.

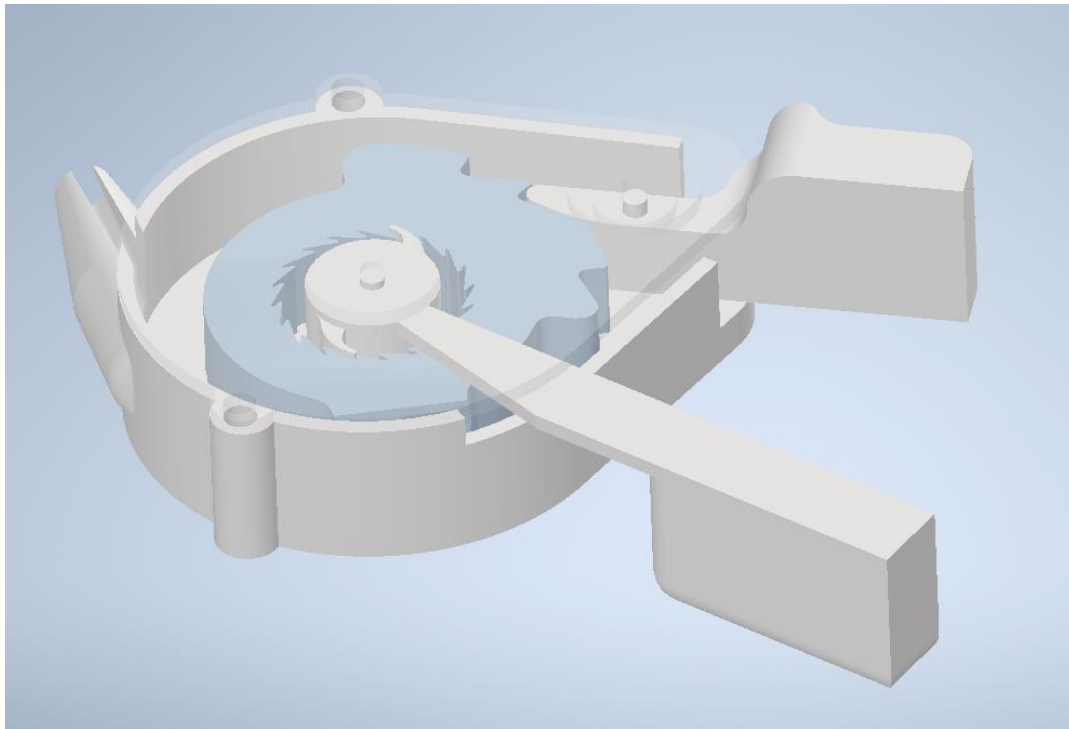


Figura 29. Vista isométrica del mecanismo accionador.

La maneta de cambio de marcha se compone de dos palancas, una para subir la velocidad y otra para bajarla. En su interior se encuentra una pieza la cual rotará recogiendo o extendiendo el cable en función de la necesidad, esta pieza se conocerá como tambor. Se cierra mediante una tapa con dos tornillos de métrica cinco con cabeza hexagonal para llave Allen. Esta maneta también cuenta con una abrazadera para colocar en el manillar y asegurar su sujeción.

La palanca para subir de marcha moverá al tambor interior mediante un embrague unidireccional y también contará con un muelle torsional como el de las pinzas de ropa para asegurar su retroceso a la posición inicial. Para bajar la marcha se tiene una palanca que es la que se encarga de bloquear el sistema y evita que el tambor gire en sentido contrario y se estire el cable, por lo que al actuar sobre esa palanca esta permitirá la rotación del sistema y se bajara una marcha, para asegurar el contacto continuo de la palanca sobre el tambor se colocara otro muelle torsional en la palanca.

La pieza encargada de mover el cable, es decir el tambor, tendrá una geometría específica para conseguir el radio de giro necesario para mover el embrague una distancia longitudinal específica. Se requiere que el embrague se desplace ocho milímetros para cambiar de la primera velocidad a la segunda y se desplazara cuatro milímetros para pasar de la segunda velocidad a la tercera, por lo que se diseñara el tambor en base a esa condición. Se puede observar al tambor en la siguiente figura.

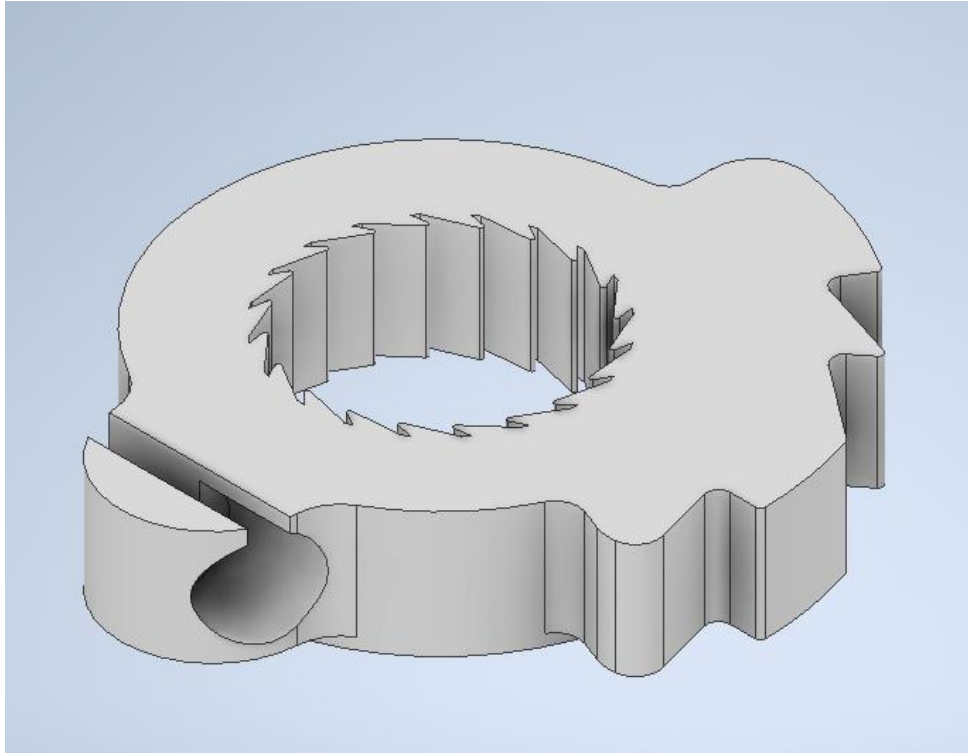


Figura 30. Vista isométrica del tambor.

Este tambor también será el encargado de alojar un extremo del cable y evitar que se salga o se desplace. Se creará un cierre geométrico para el cable donde no podrá moverse hacia afuera, aprovechando la cabeza de cierre que incorporan los cables comerciales estándar, a no ser que una persona lo saque de forma manual. Este diseño favorecerá un cambio o reparación de cable que puede realizar el mismo usuario. Los cables y fundas usados en la maneta tendrán las medidas estándar para el ciclismo.

1.5.5.12. Tirador del embrague

Como se menciona anteriormente el embrague se moverá longitudinalmente, para lograrlo se usa un cable estándar de marchas de ciclismo. Dicho cable no se acopla directamente al pasador del embrague, ya que sería muy complicado su montaje.

Para facilitar el montaje se enrosca un pequeño eje de diámetro mas pequeño que el hueco del eje del buje al pasador del embrague. Dicho eje auxiliar cuenta con una cadena que permite enroscarlo a mano y ofrece las propiedades de un cable en el sentido de que se podrá mover, ya que no es una estructura rígida. En el final de la cadena se incorpora una pieza de unión a la cual se le conecta el cable de la maneta mediante un tornillo prisionero de métrico cinco.

La cabeza de este tornillo será tipo Allen para permitir al usuario apretarlo y aflojarlo con mayor facilidad y reducir el abanico de herramientas necesarias, debido a que la cabeza tipo Allen es la configuración estándar para la mayoría de los tornillos de una bicicleta. En la siguiente figura se puede ver el sistema de tirador del embrague.

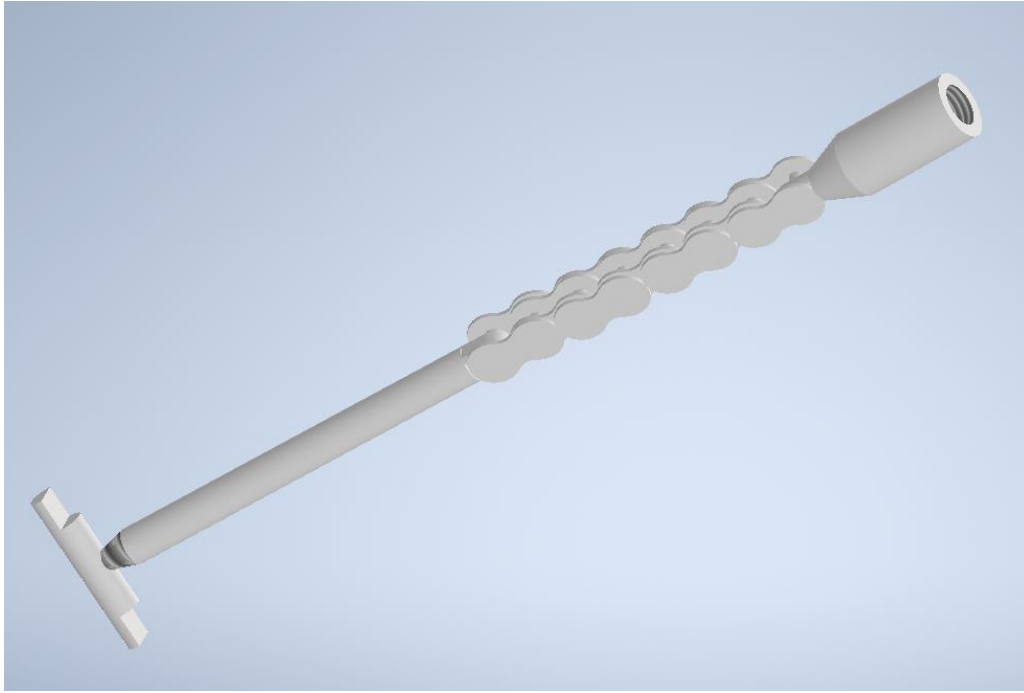


Figura 31. Ensamblaje del tirador del embrague.

2.ANEXO DE CALCULOS

2.1 Análisis del diseño

Para poder realizar un análisis del diseño de debe conocer los esfuerzos a los que estará sometido el sistema, en concreto el sistema de transmisión. Para hacer esto se ha tenido en cuenta la potencia desarrollada a nivel profesional, ya que será la mayor potencia que se puede encontrar sobre una bicicleta con la forma de funcionar a la que está pensada. Para hallar la fuerza que se transmite a la cadena y con ello al sistema también se deberá conocer la velocidad angular a la que giran los platos o como se conoce en ciclismo la cadencia.

Entonces mirando una tabla de datos de valores medios entre dos equipos del Tour de France y entre los ganadores y perdedores de cada etapa. Se puede obtener la potencia y la cadencia más elevadas.

	Won vs lost			Teams	
	All sprints (n = 19 ^{ab})	Won (n = 14)	Lost (n = 5 ^{ab})	Team Shimano (n = 9 ^a)	Team Quick-step (n = 10 ^b)
1sec PO (W)	1737 ± 94 [1556 - 1878]	1736 ± 104 [1556 - 1878]	1741 ± 65 [1640 - 1814]	1722 ± 109 [1556 - 1868]	1751 ± 82 [1628 - 1878]
5sec PO (W)	1610 ± 121 [1283 - 1813]	1628 ± 96 [1508 - 1813]	1606 ± 72 [1524 - 1773]	1614 ± 165 [1283 - 1813]	1606 ± 72 [1524 - 1773]
10sec PO (W)	1515 ± 123 [1231 - 1701]	1525 ± 108 [1296 - 1688]	1492 ± 99 [1296 - 1701]	1541 ± 146 [1231 - 1688]	1492 ± 99 [1296 - 1701]
15sec PO (W)	1383 ± 167 [968 - 1602]	1402 ± 161 [968 - 1602]	1329 ± 190 [994 - 1449]	1408 ± 173 [994 - 1602]	1360 ± 168 [968 - 1538]
Whole sprint PO (W)	1411 ± 117 [1026 - 1576]	1441 ± 71 [1311 - 1576]	1326 ± 181* [1026 - 1519]	1421 ± 163 [1026 - 1576]	1402 ± 59 [1311 - 1519]
Duration (sec)	13.1 ± 2.5 [7 - 17]	13.2 ± 2.7 [7 - 17]	12.6 ± 2.3 [9 - 15]	13.2 ± 1.8 [11 - 16]	12.9 ± 3.2 [7 - 17]
Mean Speed (km·h⁻¹)	65.5 ± 6.1 [52 - 73]	65.2 ± 6.2 [52 - 71]	66.3 ± 6.4 [59 - 73]	64.0 ± 5.5 [55 - 71]	66.6 ± 6.5 [52 - 73]
Mean Cadence (RPM)	112 ± 5 [103 - 121]	112 ± 4 [103 - 119]	113 ± 7 [105 - 121]	110 ± 3 [105 - 117]	114 ± 5 [103 - 121]

Tabla 1. Datos de potencia, duración, velocidad y cadencia medias de las ediciones de 2013, 2014, 2016 y 2017 del Tour de France de los esprints de más nivel.

Se tiene que la máxima potencia se consigue al principio del sprint, que serán 1878 vatios y la cadencia tendrá un valor medio de 112 revoluciones por minuto. Aumentando los valores para más seguridad se tiene una potencia de 1900 vatios y una cadencia de 115 revoluciones por minuto.

Se realizará un análisis estático del sistema para comprobar que este no falla por rotura ni plastifica. En este análisis no se estudiarán ni la cadena ni el juego de piñones ya que son elementos estándares que no requieren de análisis ya que la empresa fabricante se ha asegurado de que no fallaran por rotura ni plastificaran.

Primero se deberá conocer bajo que fuerza se encuentra el sistema cuando la potencia desarrollada es máxima. Sabiendo que:

$$Potencia = Momento * velocidad angular$$

$$Momento = \frac{Potencia}{Velocidad angular} = 157,77 \text{ Nm}$$

Se halla el momento en el eje de pedalier y junto con el radio de un plato de 34 dientes, que será 72 milímetros se puede hallar la fuerza que lleva la cadena.

$$\text{Fuerza en la cadena} = 157,77 \text{ Nm} * 0,072 \text{ m} = 2191,25 \text{ N}$$

El momento en los piñones será la fuerza en la cadena por el radio del piñón más grande, ya que será el caso más desfavorable. El radio del piñón mayor será 6,5 centímetros.

$$\text{Momento en los piñones} = 2191,25 \text{ N} * 0,065 \text{ m} = 142,43 \text{ Nm}$$

Con el momento en los piñones se puede saber la fuerza que se le comunica al transmisor de potencia, la unión de los piñones y del transmisor de potencia será la de un eje acanalado por lo que con la formula se hallara la fuerza que se le comunica a cada acanaladura, el transmisor cuenta con doce acanaladuras que serán el numero estándar para un juego de ocho piñones comercial. En esta fórmula se tiene en cuenta que la transmisión no es perfecta así que se le aplica un coeficiente reductor del 75%.

$$F = \frac{\text{Momento en los piñones}}{0,75 * n_{\text{acanaladuras}} * r_{\text{piñon}}} = 989,097 \text{ N}$$

Para conocer las reacciones en el transmisor se tendrá en cuenta el momento generado por la cadena y el radio de la zona de aplicación, es decir cuando contactan el transmisor y el embrague, para hallar la fuerza aplicada. Se estudiará el peor caso posible que sea cuando el embrague se encuentre en su primera posición, es decir lo más alejado posible del centro del transmisor. Como el contacto se realizará en cuatro puntos se divide la fuerza total entre cuatro.

$$F = \frac{\text{Momento en los piñones}}{\text{radio transmisor} \times 4} = 1186,91 \text{ N}$$

Con estos datos se puede iniciar el análisis del modelo 3D. Este análisis se realizará con el software inventor y su característica para analizar elementos finitos. En este análisis se tendrán en cuenta los elementos donde haya más concentración de esfuerzos. Estableciendo las acciones y reacciones en las superficies correspondientes se tiene la siguiente distribución de tensiones en el transmisor.

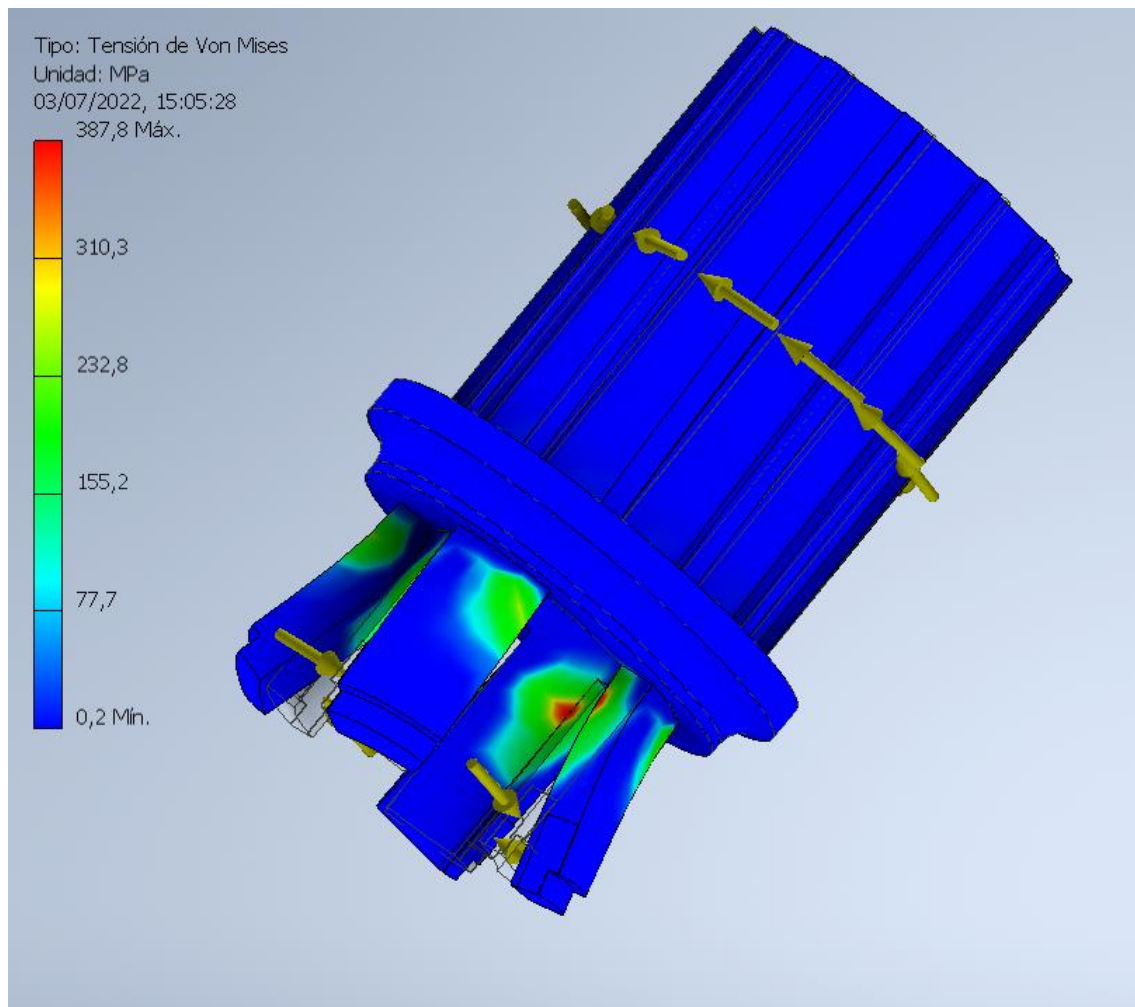


Figura 32. Tensiones en el transmisor de potencia.

Para realizar esta simulación se ha considerado que la fuerza transmitida por los piñones actúa por todo el nervio, ya que se considera al juego entero como una pieza única, en las garras se ha considerado la opción más desfavorable que será cuando el embrague se encuentra en la posición más alejada del cuerpo del transmisor creándose la mayor tensión posible. Se ha creado una superficie auxiliar ya que por limitaciones del programa era necesario definir la superficie donde se producirá la reacción con el embrague.

Como se puede ver las mayores tensiones se encuentran en la parte que contacta con el embrague ya que tendrá menos superficie para repartir la carga y creará un momento flector en su base.

Se puede reducir su tensión añadiendo volumen a la parte afectada, pero debido al reducido espacio se debería retirar volumen de otra pieza, como puede ser el embrague que es con la que entraría en conflicto, y se crearían tensiones mayores en dicha pieza.

Para esta pieza se usará aluminio 7175-T7351, el cual ofrece muy buenas características de resistencia a rotura y de resistencia a fatiga. El límite elástico del material es de 447

Mpa, por lo que la pieza no plastificara durante su uso ya que no se alcanzara dicha tensión.

Se trata de una tensión muy alta y se acerca demasiado a la última tensión elástica, pero este en un caso extremo donde solo los ciclistas profesionales consiguen mantener potencias tan altas por periodos de unos quince segundos, por lo que no será necesario analizar este fenómeno a fatiga.

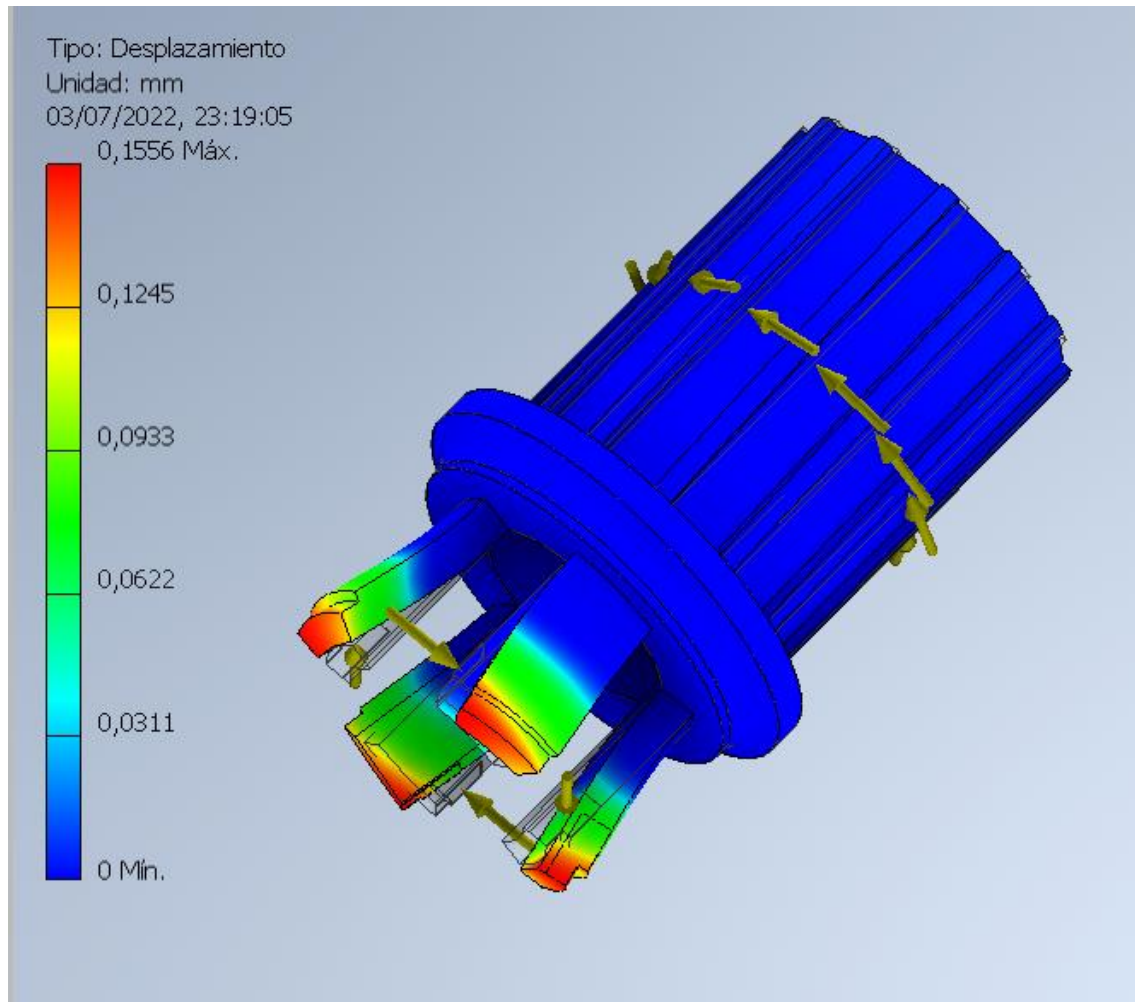


Figura 33. Deformaciones en el transmisor de potencia.

En la figura anterior se muestran las deformaciones de la pieza. Se puede observar que el mayor desplazamiento será de 0,15 milímetros no será una cuestión que deba preocupar ya que hay una holgura de 1 milímetro entre la zona desplazada y la pieza con la que podría chocar.

La siguiente pieza en el sistema será el embrague. Se estudiará solo la parte con forma de cruz ya que será la única pieza del sistema del embrague que soporte tensión.

Se colocarán las fuerzas que había en las garras del transmisor sobre la zona lateral de cada aspa más cercana al centro siendo la fuerza que hace girar el embrague y con ello el sistema. Con lo que cada fuerza será de 1186,91 N.

Como reacción tendremos la misma fuerza, pero en sentido contrario y aplicada en las caras opuestas más exteriores de cada aspa obteniendo la siguiente distribución de tensiones.

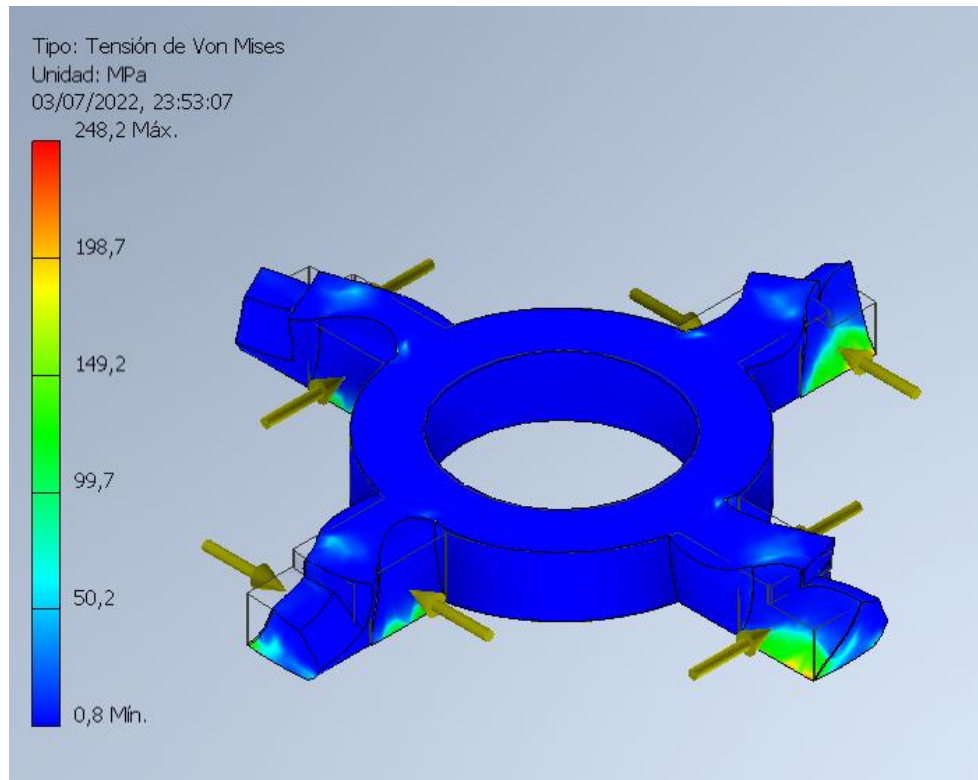


Figura 34. Tensiones en la cruceta del embrague.

Se ha usado un aluminio 6061-T6 el cual es muy común en el ciclismo y sus componentes, ya que ofrece una resistencia elástica aceptable y una buena resistencia a fatiga. La última resistencia elástica de este material será de 276 Mpa, como se ve no se supera dicha resistencia con lo que la pieza no plastificará

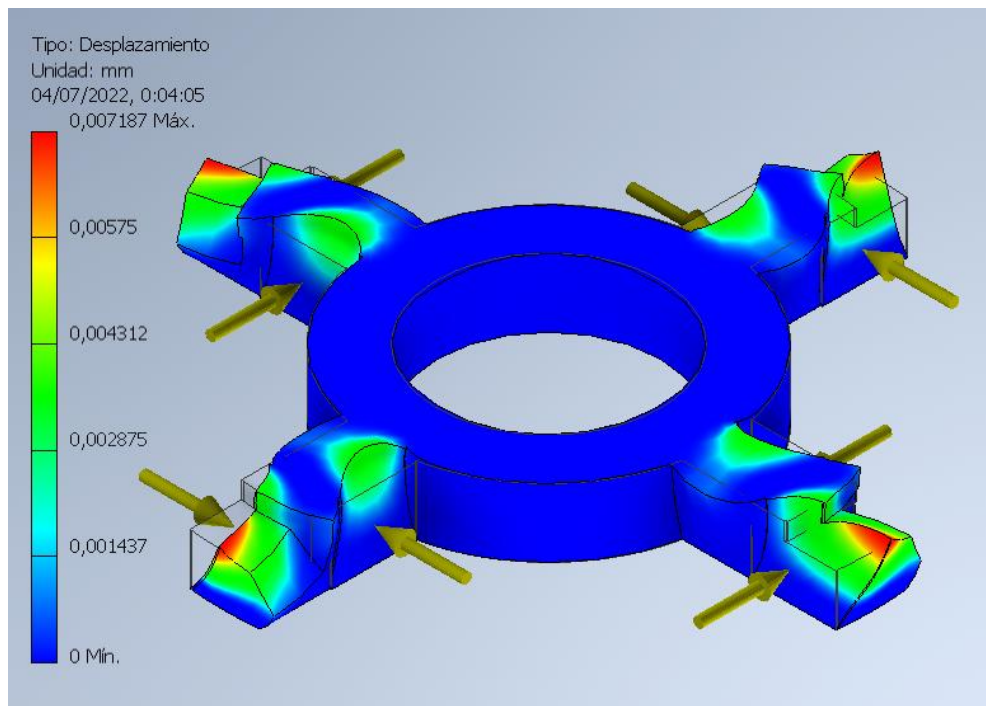


Figura 35. Deformaciones en la cruceta del embrague.

En la figura anterior se pueden ver las deformaciones del embrague y como se puede observar son tan pequeñas que no se tendrán en cuenta, a parte que hay un milímetro de holgura entre los componentes con los que podría interferir por lo que no será una cuestión preocupante.

La siguiente pieza por estudiar será la corona, la cual tendrá esfuerzos en sus salientes donde interactuara con el embrague, en los agujeros de los pines de los trinquetes superiores y las fuerzas que ejercen los planetas sobre la propia rueda dentada que es la corona, al ser cuatro ruedas dentadas engranadas simultáneamente se tendrán cuatro fuerzas tangenciales y cuatro fuerzas separadoras en el sistema.

Como hay dos opciones se deberán estudiar por separado para conocer cuál es la configuración menos favorable del sistema. En la primera figura se ve el sistema engranado en la marcha intermedia donde la potencia pasa del embrague a los salientes de la corona y sale por los trinquetes superiores de la corona la fuerza se aplicará en la parte inferior del saliente ya que el embrague se encontrará en esa posición y será el doble de la reacción en el embrague.

$$\text{Fuerza en el saliente} = 1186,91 \times 2 = 2373,82 \text{ N}$$

Por consiguiente, las reacciones en los trinquetes serán iguales, pero de sentido opuesto, para estudiar las reacciones en la corona se ha creado una superficie auxiliar en la zona donde el trinquete comunicaría la tensión. El material que se usa en esta pieza será aluminio 7175-T7351, su límite de fatiga será 447 MPa. Como se puede ver en la siguiente figura la tensión se mantiene por debajo de ese límite.

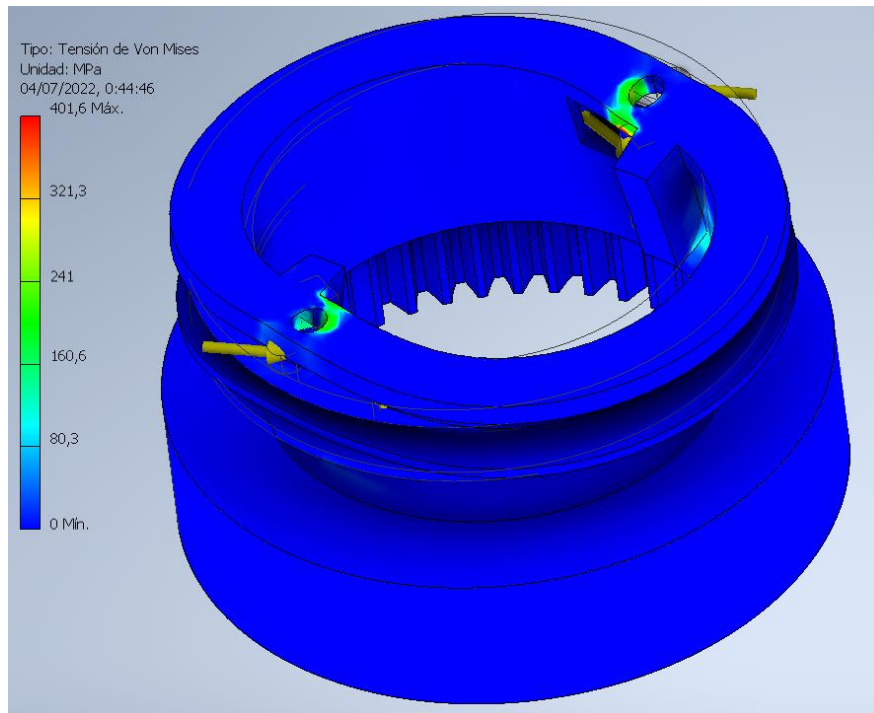


Figura 36. Tensiones en la corona en el primer caso.

En la siguiente figura se puede ver las deformaciones de la figura, dichas deformaciones se concentrarán en los salientes que chocan con el embrague y en el agujero de los pines de los trinquetes, son las deformaciones esperadas. En los resultados se observa que las deformaciones llegan a ser despreciables por que serán muy pequeñas para esta aplicación.

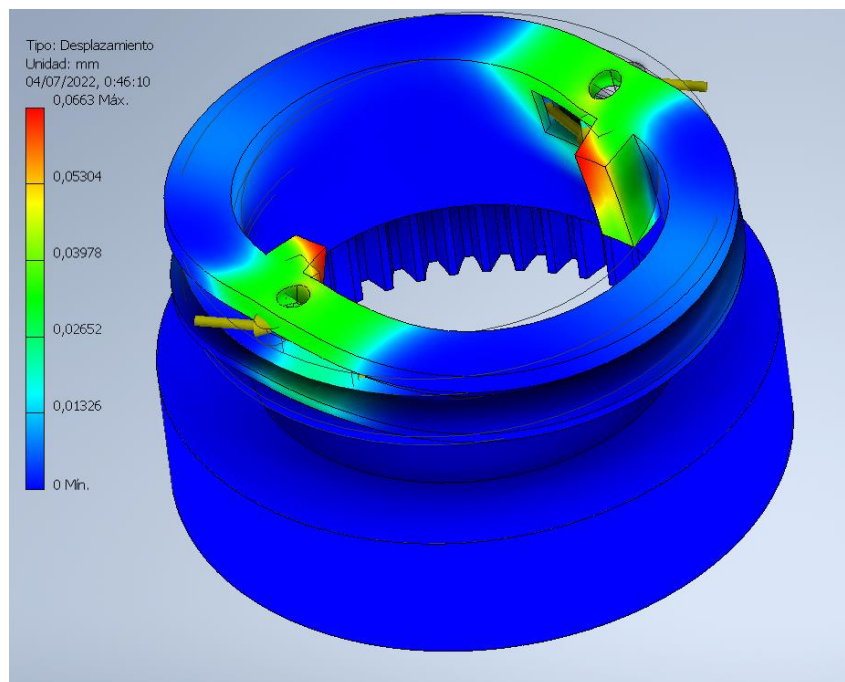


Figura 37. Deformaciones en la corona en el primer caso.

La segunda configuración será cuando el embrague este en su posición más superior haciendo girar a la corona y retrayendo los trinquetes de la corona obligándola a transmitir la potencia mediante los engranajes de los planetas. Las reacciones en los salientes serán las mismas que en el anterior caso, aunque la zona de aplicación cambiará, ya que ahora el embrague estará en la parte más superior del saliente.

Se calcularán las fuerzas en los engranajes con la potencia y la velocidad angular a la que se está trabajando, como tiene entrada directa no cambiará y seguirá siendo 115 revoluciones por minuto. El módulo de los engranajes será uno y el número de dientes de los engranajes es conocido, para este cálculo solo se necesitará el número de dientes de la corona que es 48.

$$Fuerza\ tangencial = \frac{Potencia}{Velocidad\ angular \times \frac{m \times Z}{2}} = 6462,58\ N$$

Como la corona engrana en cuatro planetas a la vez la fuerza obtenida deberá dividirse entre cuatro, con lo que la fuerza que le llega a cada planeta será de 1615,65 N. Suponiendo un ángulo de presión estándar para los engranajes de 20 grados se tiene la siguiente fuerza separadora para cada planeta.

$$Fuerza\ separadora = Fuerza\ tangencial \times \tan(20) = 588,08\ N$$

Aplicando las fuerzas tangencial y separadoras en las superficies correspondientes se obtiene la siguiente distribución de tensiones.

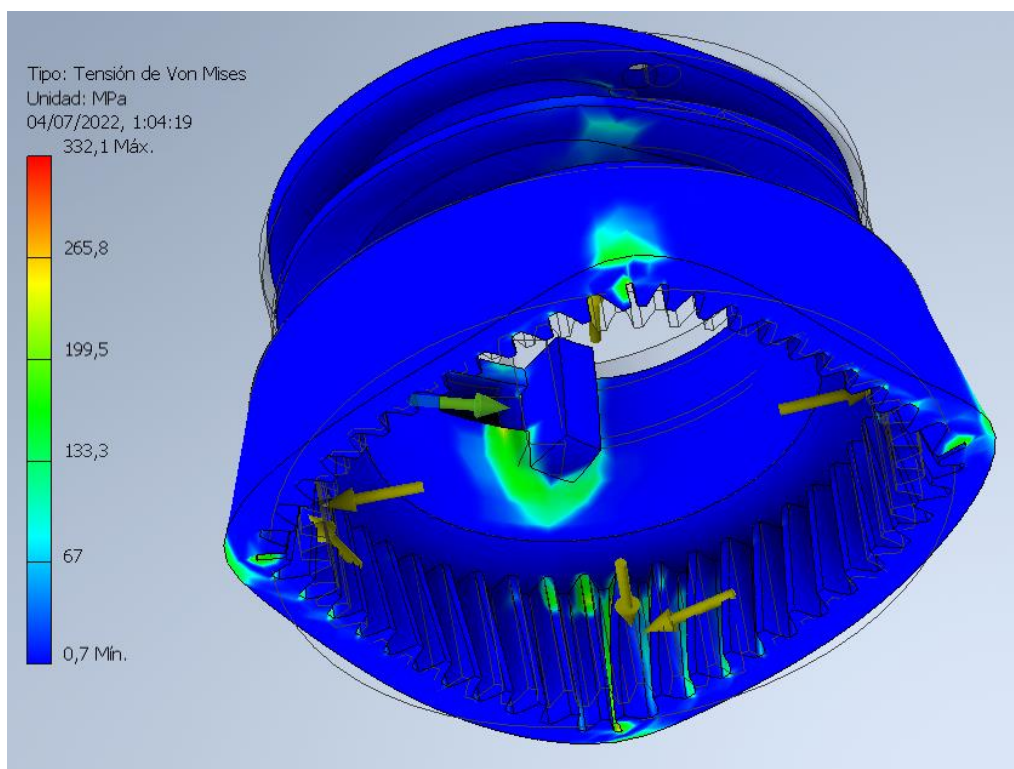


Figura 38. Tensiones en la corona en el segundo caso.

Como se puede observar de nuevo la mayor concentración de tensiones se encuentra en el saliente que empujara el embrague. En este segundo caso se obtiene menor tensión máxima ya que el conjunto de tensiones se encuentra más distribuido a lo largo de la pieza.

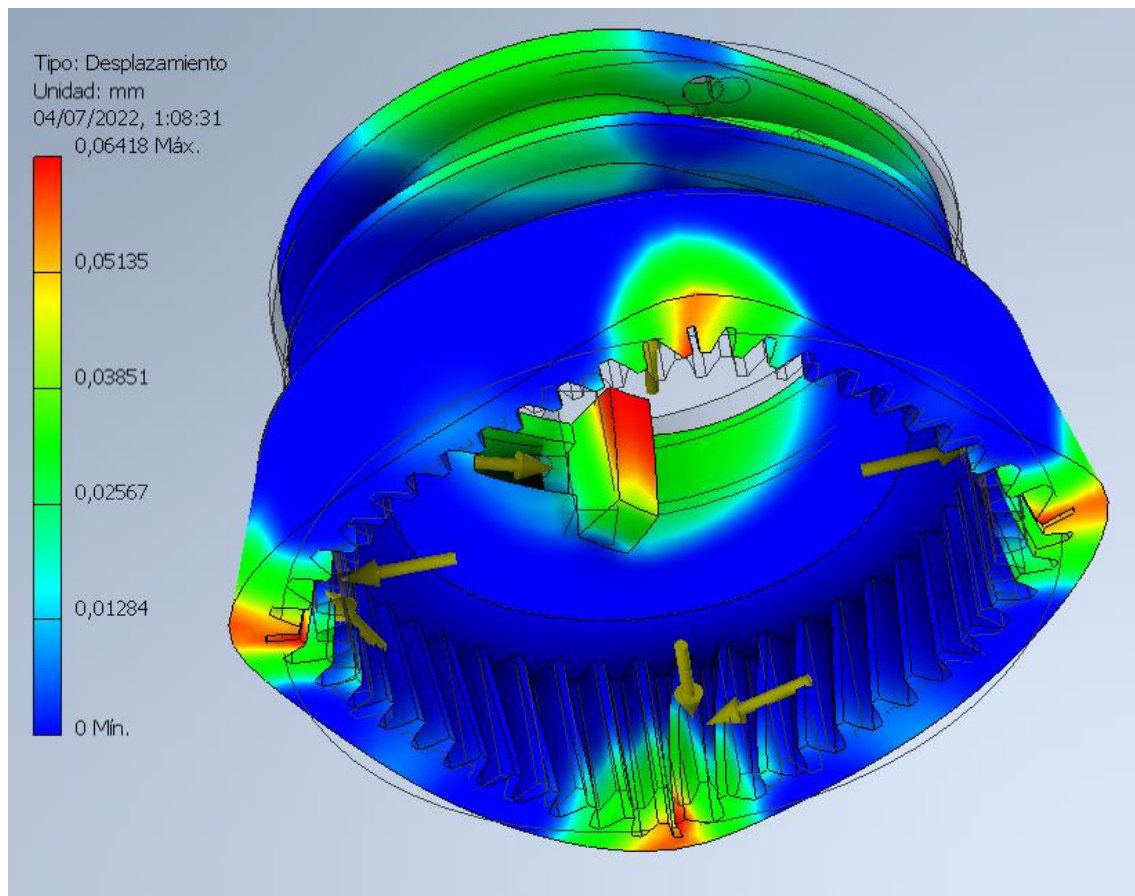


Figura 39. Deformaciones en la corona en el segundo caso.

Las deformaciones de la pieza no serán preocupantes ya que se trata de un orden de magnitud menor al que se ha diseñado la pieza, las deformaciones se encuentran en los salientes y en las zonas de contacto de los engranajes, ninguna de estas dos zonas contactaría con una tercera que pueda causar un fallo grave si hay contacto.

La siguiente pieza del sistema será el carrier. Esta pieza recibirá el movimiento de la corona, esta corona transmitirá el movimiento a los engranajes comunicando las fuerzas tangenciales y separadores anteriormente calculadas, pero en sentido contrario. Transmitiendo las fuerzas al pin y del pin al agujero del carrier se tiene una fuerza tangencial que será la que mueva el carrier y otra fuerza separadora que tratará de alejar las piezas. Se compondrán ambas fuerzas y se calculara el ángulo que forman entre ellas para conocer su superficie de aplicación.

$$Fuerza\ total = \sqrt{Fuerza\ tangencial^2 + Fuerza\ separadora^2} = 1718,71\ N$$

$$Angulo\ de\ la\ resultante = \arctan \frac{Fuerza\ separadora}{Fuerza\ tangencial} = 20,087\ grados$$

En los trinquetes tendremos dos reacciones de sentido opuesto al giro cuyo modulo será la mitad del módulo total de las fuerzas de los engranajes. La zona de aplicación de esta fuerza será el agujero del pin del trinquete del carrier, al tratarse de una reacción esta se opondrá al movimiento.

$$Fuerza\ trinquete = \frac{4 \times Fuerza\ total}{2} = 3437,46\ N$$

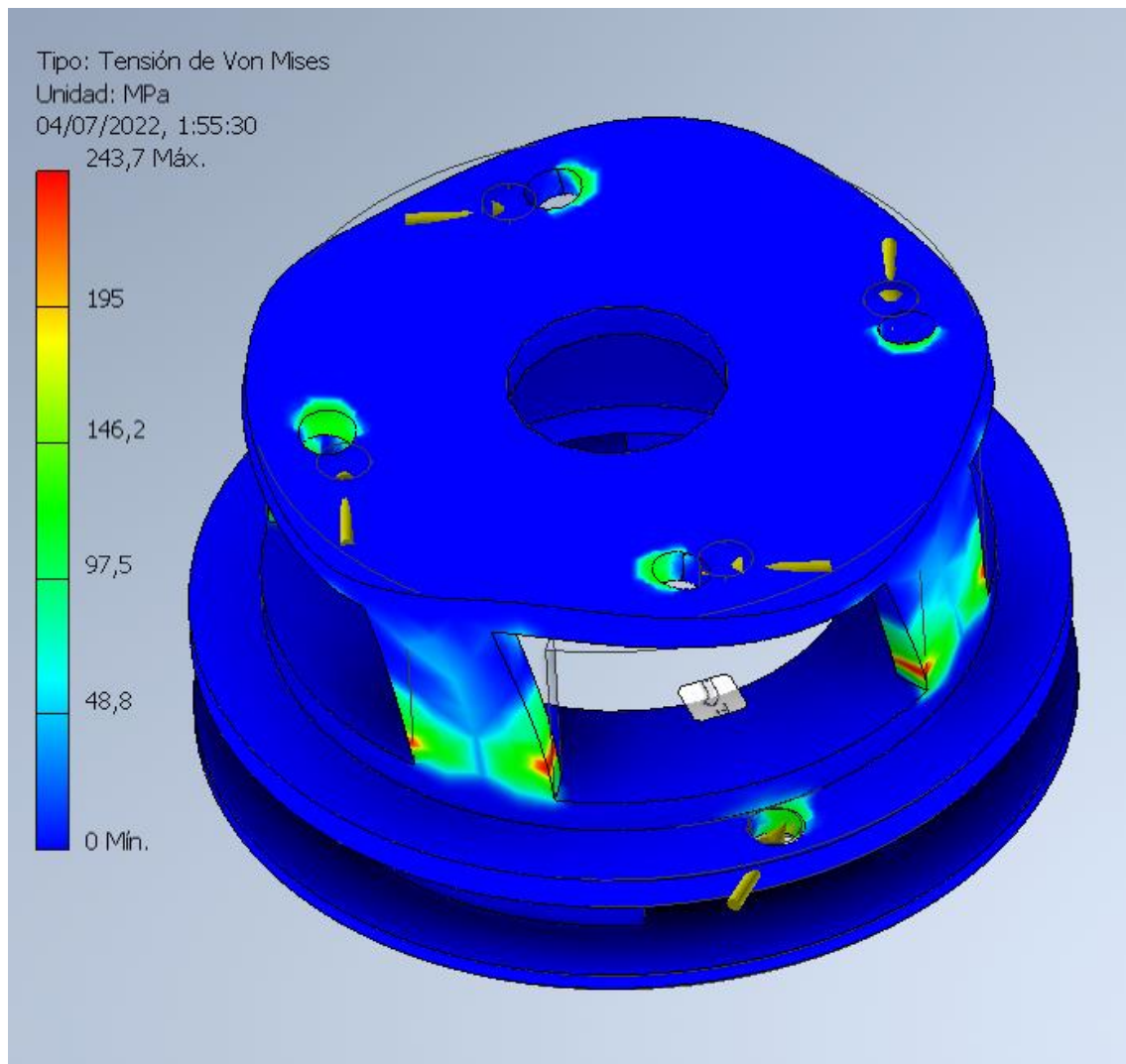


Figura 40. Tensiones en el carrier.

Se ve que su máxima tensión será de 243,7 Mpa, esta tensión sigue dentro del límite elástico del material ya que el material usado para esta pieza también será el aluminio 7175-T7351. Se puede observar que la máxima tensión se encuentra en la zona inferior de los soportes de la cara superior del carrier, ya que es parte estará sometida a un momento flector por parte de la fuerza de los engranajes.

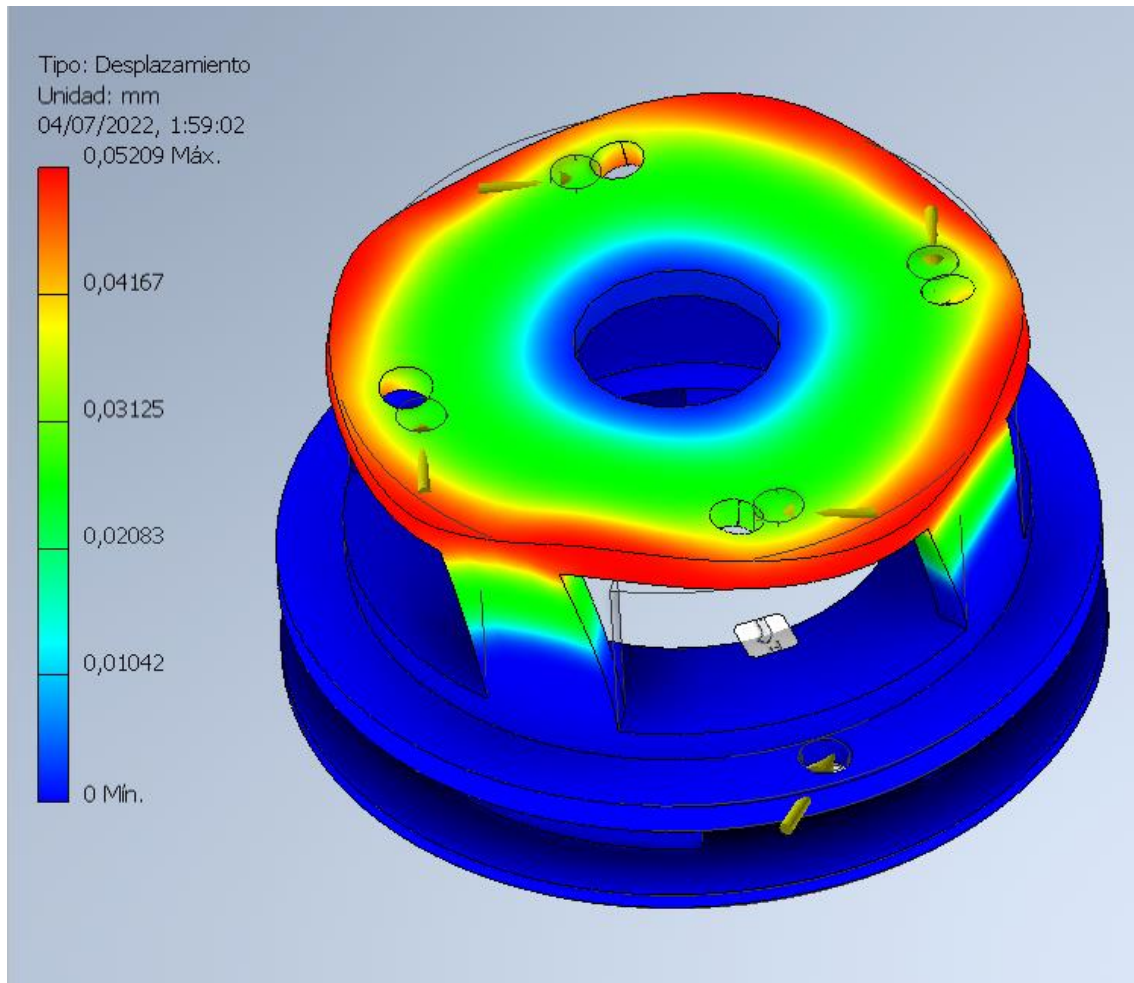


Figura 41. Deformaciones en el carrier.

Los desplazamientos en esta pieza se concentran en la cara superior y se pueden volver a considerar despreciables.

Se analizarán los trinquetes tanto de la corona como del carrier para asegurar que aguantan los esfuerzos máximos de trabajo. Estas piezas estarán fabricadas con acero AISI 1018 conformado de frío, ya que ofrece una buena resistencia elástica para la aplicación que se busca.

Se analizarán las tensiones del trinquete del carrier donde su acción y su reacción serán iguales, pero cambiarán su sentido y su zona de aplicación. La fuerza con la que se carga cada trinquete será de 3437,46 N. En la siguiente figura se puede observar el análisis de tensiones y como no sobrepasa el límite elástico del material, el cual es de 370 MPa.

Las tensiones se aplicarán en la zona donde los trinquetes contacten con los embragues unidireccionales obteniendo tensiones de compresión en ambas piezas, debido a su geometría las tensiones en el trinquete de la corona pueden resultar más problemáticas.

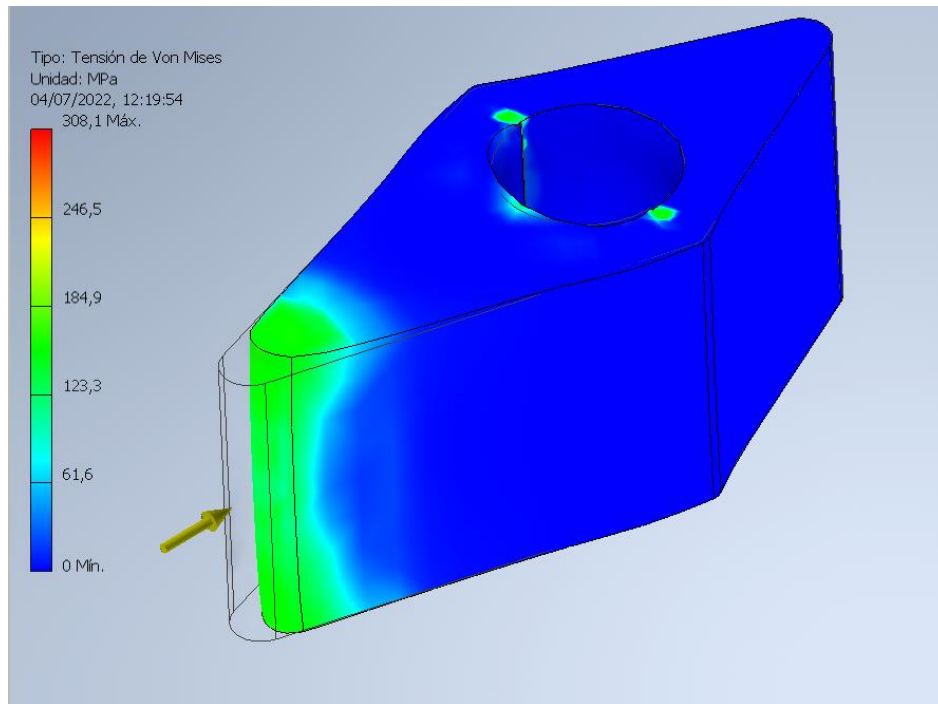


Figura 42. Tensiones en el trinquete del carrier.

Para el análisis de los trinquetes de la corona se tendrá en cuenta los esfuerzos de la corona en el trinquete, por lo que los esfuerzos serán de 2373,82 N. Realizando el análisis de tensiones y sabiendo que el material usado será el mismo que para los trinquetes del carrier se tiene la siguiente distribución de tensiones, se asegura que el componente resistirá el máximo esfuerzo ya que la máxima tensión será de 346 MPa.

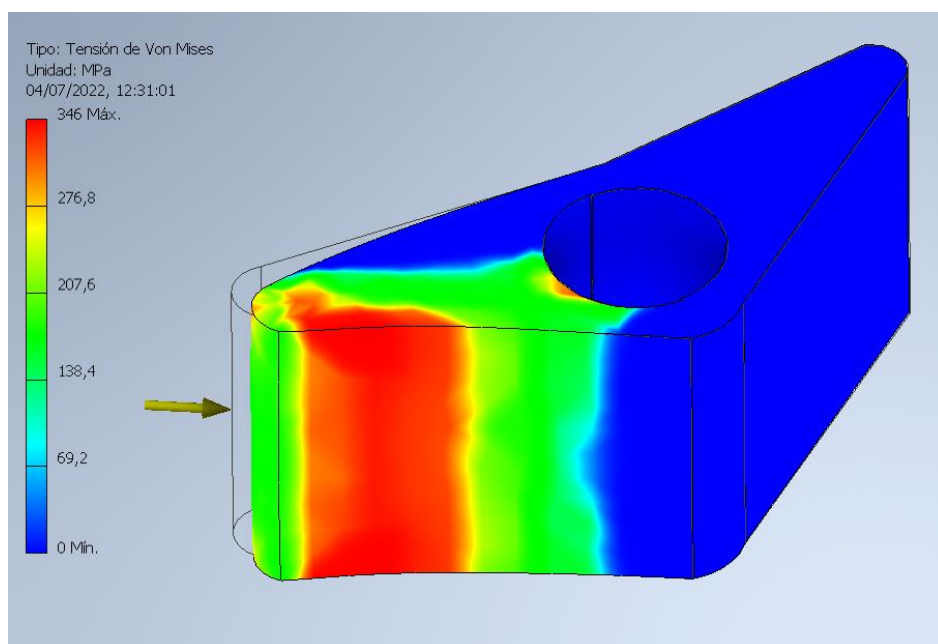


Figura 43. Tensiones en el trinquete de la corona.

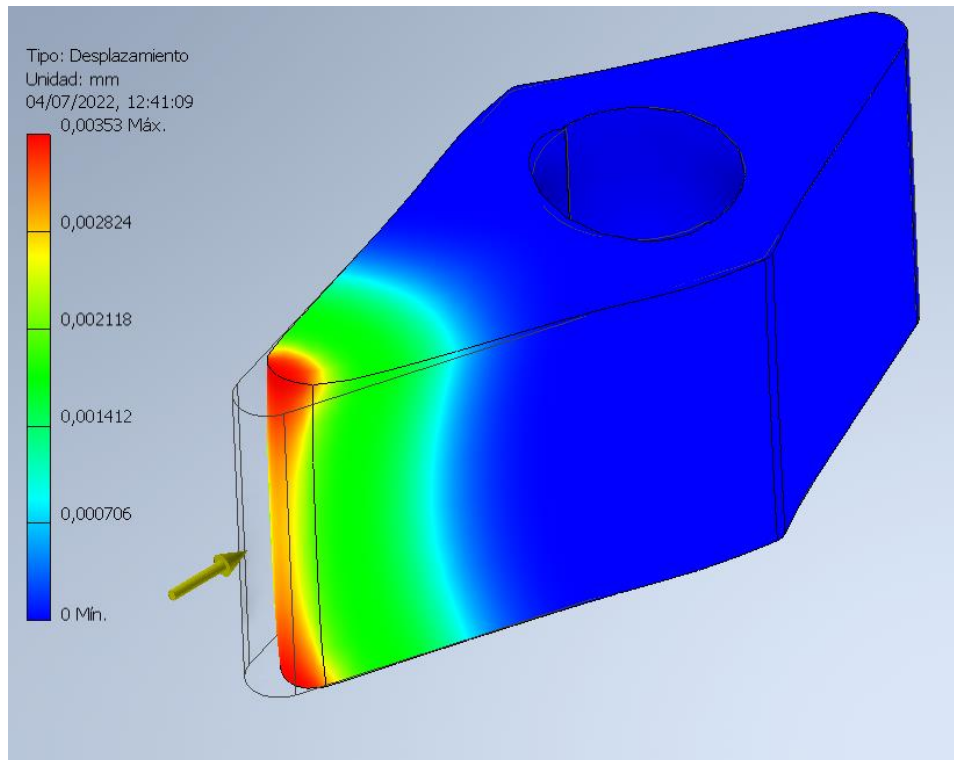


Figura 44. Deformaciones en el trinquete del carrier.

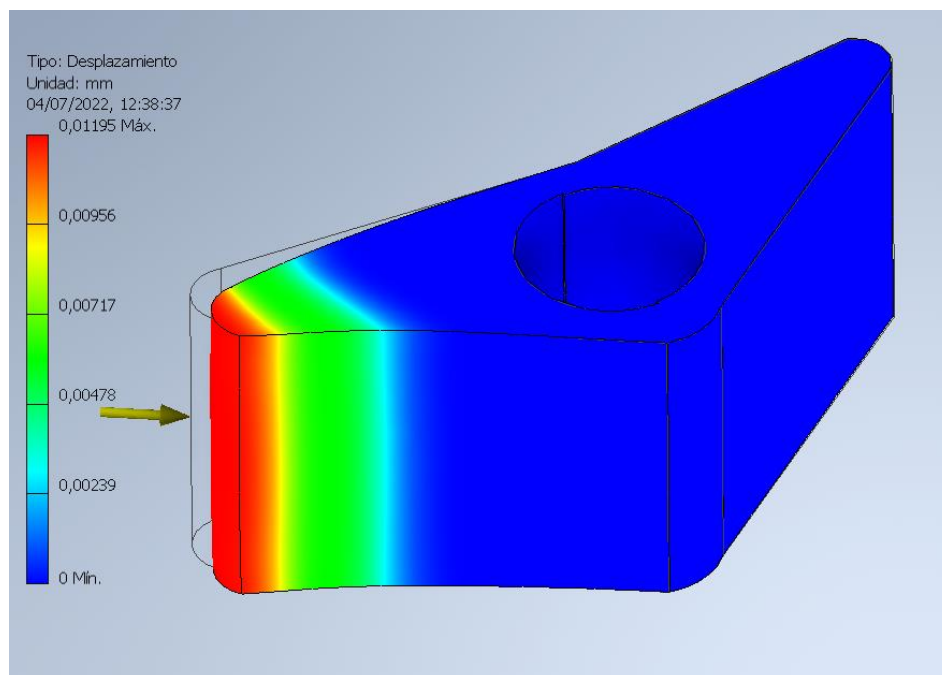


Figura 45. Deformaciones en el trinquete de la corona.

Como se puede ver ninguna de las deformaciones de los trinquetes será demasiado grande como para que presente un problema para el funcionamiento de la máquina, además como están resistiendo esfuerzos de compresión estos desplazamientos no crearan grietas que dañen el componente a largo plazo.

2.2. Diseño y cálculo de los engranajes

En los engranajes planetarios existe una relación que debe cumplirse para que funcione, la cual será que el número de dientes de la corona debe ser igual al número de dientes del sol sumado al doble del número de dientes de un planeta. Con esta condición se verifica que el engranaje hipocicloidal es geométricamente viable.

$$C = 2 \times P + S \rightarrow 48 = 2 \times 16 + 16 \rightarrow 48 = 48$$

2.2.1. Cálculo de la potencia máxima del engranaje para evitar la rotura del diente

El siguiente paso será verificar que el engranaje escogido aguanta la potencia máxima a la que se puede someter al sistema. Se verificará mediante el cálculo de la tensión de trabajo según la norma AGMA, esta es una modificación de la fórmula de Lewis en la que se aplican ciertos factores correctores para compensar algunas hipótesis erróneas en las que se basa a la vez que tiene en cuenta factores nuevos que la fórmula de Lewis no considera.

Se calcula la tensión de trabajo AGMA, a la cual se aplican unos coeficientes correctores de vida, temperatura del lubricante y confiabilidad.

Para el factor de vida se supondrá un número de ciclos elevado, del orden de 10^8 ciclos, con una dureza Brinell de 160 siguiendo las tablas de engranajes de la norma AGMA se tiene un factor de vida de 1.

El factor de temperatura intenta ajustar la tensión admisible en función a la temperatura de trabajo del sistema. Como la temperatura de trabajo del sistema será menor que 250 grados Fahrenheit, es decir 121 grados Celsius, entonces el factor de temperatura será igual a 1.

El factor de confiabilidad será el factor de seguridad respecto a la resistencia a fatiga del sistema. Según la norma AGMA se usará un factor de 1,2, que quiere decir que de 100 fallará 1, esto deja al sistema del lado de la seguridad.

La tensión de diseño será la tensión última elástica, la cual para el acero S30300, que será el material usado en los engranajes, es de 245 MPa o 2498,3 Kg/cm² y tendrá una dureza Brinell de 160.

$$\sigma_{adm} = \frac{K_L}{K_T \times K_R} \times \sigma_{diseño} = \frac{1}{1 \times 1,2} \times 2498,3 = 2081,91 \frac{Kg}{cm^2}$$

Una vez conocida la tensión de trabajo del engranaje se deberá calcular la máxima fuerza tangencial que podrá soportar, con dicha fuerza y la velocidad lineal del radio primitivo se podrá hallar la potencia máxima del engranaje para evitar la rotura del diente. Se calcula la velocidad lineal del diente.

$$Velocidad\ del\ diente = \omega \times Radio = 12 \frac{rad}{seg} \times \frac{48\ mm}{1000} = 0,57\ m/s$$

Se calculará la fuerza tangencial máxima del engranaje mediante la siguiente formula. Se tendrán en cuenta los coeficientes correctores de la norma AGMA para que el sistema este del lado de la seguridad.

$$F_t = \frac{\sigma_{adm} \times J \times K_v \times \phi \times m^2}{100 \times K_o \times K_s \times K_m}$$

El factor geométrico J será 0,39, ya que se tiene un engranaje cilíndrico recto con un ángulo de presión de 20 grados y 48 dientes que engranara con uno de 16, por lo que según la tabla de la norma AGMA se tiene ese valor.

El factor dinámico K_v será uno según la norma AGMA, con una velocidad de 0,57 m/s y un módulo de uno se obtendrá dicho resultado de la gráfica.

El factor de ancho de diente ϕ de 10, que será el valor habitual.

El módulo es de 1.

El factor de corrección por sobrecarga K_o de 1, ya que la entrega de potencia se hará de forma continuada y no habrá choques demasiado grandes como para que sean preocupantes en esta aplicación.

El factor de corrección de tamaño K_s será 1 según la tabla AGMA para estas características.

El factor de corrección de distribución de carga K_m será 1,6, ya que para un engranaje de menos de 50 mm de ancho y para un montaje menos rígido, con engranajes menos precisos esta es la medida que marca la norma AGMA.

Con estas consideraciones se puede calcular la fuerza tangencial máxima, se obtiene $F_t = 114,18\ Kg$, pasando la fuerza a Newtons $F_t = 1118,964\ N$. Relacionando la potencia con la fuerza y la velocidad se hallará la potencia máxima que puede soportar el engranaje sin que sus dientes se rompan.

$$Pot = F_t \times V_{diente} = 1118,964 \times 0,57 = 637,8\ w$$

La potencia máxima desarrollada es de 1900 watios, pero dividiéndola entre 4, ya que el sistema tiene cuatro planetas engranados a la vez, se tiene 475 watios, que es menor que la potencia calculada. El diente del engranaje no se romperá debido a la potencia máxima.

2.2.2. Cálculo de la potencia máxima del engranaje para evitar la rotura por desgaste

Primero se deberá calcular la tensión de contacto admisible según AGMA. Se realizará mediante una formula aplicando unos coeficientes correctores, la tensión de contacto

sin correctores la dictará la dureza del engranaje. Para calcular la tensión admisible de trabajo se usará la siguiente formula.

$$\sigma_{adm} = \sigma_{diseño} \times \left(\frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R} \right)$$

Para una dureza Brinell de 160 la norma AGMA no tiene valores, entonces se escogerá la más próxima a ese número que es una dureza Brinell de 180. La tensión correspondiente a dicha dureza será de 60 kg/mm², convirtiéndolo al sistema imperial será 85340,06 psi.

El factor de vida C_L será de 1 debido a la dureza y a las características de uso para esta aplicación.

El factor de relación de durezas C_H será de 1. Este valor se obtiene de la tabla que relaciona la dureza del engranaje y la relación de transmisión entre estos.

El factor de temperatura C_T será de 1 ya que el sistema tendrá las mismas condiciones que en el estudio de rotura del diente del engranaje.

El factor de confiabilidad C_R será de 1,25. Es una confiabilidad adecuada a la aplicación.

Con estos coeficientes correctores aplicados en la formula anterior se obtiene una tensión admisible de $\sigma_{adm} = 68272,05 \text{ psi} \approx 4800 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$.

El siguiente paso será hallar la fuerza tangencial máxima que soporta el engranaje, para eso se usará la siguiente formula.

$$F_T = \frac{\sigma_{adm}^2 \times C_v \times d_p \times b \times I}{C_p^2 \times C_o \times C_s \times C_m \times C_f}$$

Para resolver esta ecuación se deben aplicar los coeficientes correctores de la norma AGMA, se hallarán mediante gráficas y tablas.

El factor de corrección dinámico C_v será 1 según la norma AGMA. Con una velocidad de 0,57 m/s y un módulo de uno se obtendrá dicho resultado de la gráfica.

El diámetro primitivo del engranaje será 48 mm o 4,8 cm.

El ancho del diente será de 10 mm o 1 cm.

El factor de corrección geométrico I será 0,1 para estas características.

El factor de corrección elástico C_p será 591,43 para engranajes rectos.

El factor de sobrecarga C_o es equivalente al coeficiente K_o por lo que se usara el mismo, es decir 1.

El factor de corrección de tamaño C_s es equivalente a K_s por lo que se usara el mismo, es decir 1.

El factor de corrección de distribución de carga C_m es equivalente a K_m por lo que será el mismo 1,6.

El factor de condiciones superficiales C_f se tomará el valor general 1, ya que no hay una alta posibilidad de que aparezcan tensiones residuales y el acabado será de una calidad aceptable.

Con estos factores de corrección se pasa a calcular la fuerza tangencial máxima que puede soportar el sistema. El resultado será $F_{tangencial} = 19,76 \text{ Kg} = 193,65 \text{ N}$

Mediante la fórmula que relaciona la potencia con la fuerza y la velocidad en el diente se hallara la máxima potencia a la que el sistema trabajara sin desgastarse.

$$Potencia = F_T \times V_{diente} = 116,19 \text{ w}$$

La potencia de comparación no será la potencia máxima de un ciclista profesional en esprint, sino la potencia media de una ciclista profesional. La potencia es esprint no será la potencia de desgaste, ya que estas prácticas no se realizan durante periodos largos de tiempo. Se comparará con la potencia media de un ciclista profesional en vez de con la potencia media amateur para que el sistema este del lado de la seguridad.

Según los datos de la web bike35 un ciclista profesional tiene una potencia media de 200 a 300 watios. Se toman los 300 watios para que el sistema este del lado de la seguridad y se dividen entre cuatro, ya que esta potencia se repartirá por cuatro engranajes, teniendo 75 watios de promedio. La potencia máxima de desgaste es mayor que la que desarrolla un ciclista profesional, con lo que el sistema no fallara por desgaste en sus engranajes.

2.3. Diseño y cálculo de los rodamientos

Para minimizar las pérdidas de potencia del sistema por rozamiento se incluyen cojinetes giratorios o rodamientos. Estos rodamientos se colocarán en ambos extremos del sistema y uno central para mayor estabilidad. Serán rodamientos de bolas sueltas para ahorrar espacio y porque no habrá cargas tan altas como para que se requiera un rodamiento con anillos concéntricos.

Este tipo de rodamientos es muy económico y fácil de mantener por el usuario, con lo que en caso de fallo este podrá encontrar repuestos y cambiarlos el mismo. Este tipo de rodamientos requieren lubricación mediante grasa, ya que no funcionaran a altas velocidades. El rodamiento de bolas sueltas central estará alojado entre dos cazoletas, la del cierre del buje y la del transmisor de potencia, evitará que los componentes tengan rozamiento puro y permitirá el giro a distintas velocidades relativas.

Los rodamientos en los extremos servirán para cerrar el sistema y evitar desplazamientos longitudinales a lo largo del eje. Estos se alojan en las cazoletas de los

extremos y se cierran mediante una tapa, ajustada de forma manual, seguido de un cierre cónico a rosca el cual va seguido de una tuerca hexagonal. Como se puede ver en la siguiente imagen entran nueve bolas por cada cazoleta, de los extremos, se dejará un espacio equivalente en tamaño a una bola de rodamiento para permitir una mejor distribución y funcionamiento de las bolas.

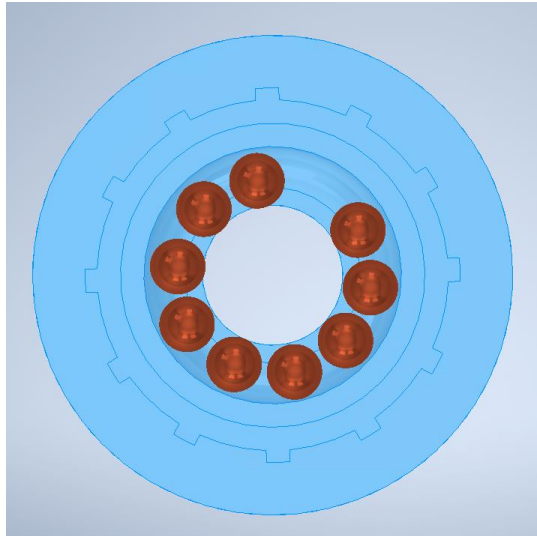


Figura 46. Distribución de los rodamientos en el transmisor de potencia.

En la siguiente figura se puede observar que sucede lo mismo en el lado del buje. Se cerrarán ambos extremos de la misma forma para evitar que entre la suciedad y la humedad en los rodamientos.

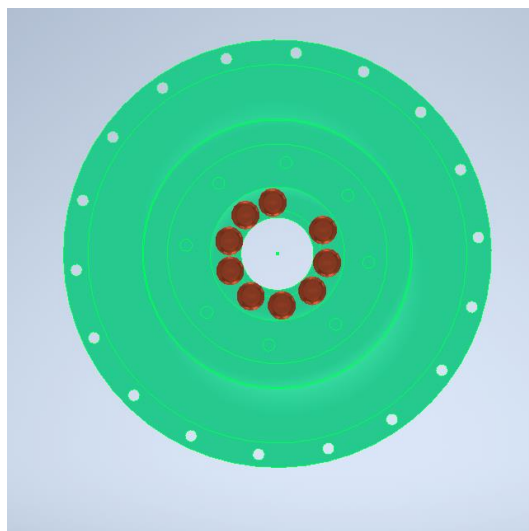


Figura 47. Distribución de los rodamientos en el buje.

Estas bolas que forman los rodamientos tienen un diámetro de tres dieciseisavos de pulgada o cuatro coma setenta y seis milímetros. Esta será la medida estándar de los rodamientos comerciales para ejes traseros en el ciclismo.

La tercera zona donde se alojarán rodamientos será entre el cierre del buje y el transmisor de potencia. Se alojarán treinta y seis bolas formando estos rodamientos.

Por motivos de espacio estos rodamientos serán de diámetro distintos a los otros, teniendo un diámetro normalizado de un octavo de pulgada, lo que es lo mismo que tres coma ciento setenta y cinco milímetros. En las siguientes figuras se ven donde se alojan.

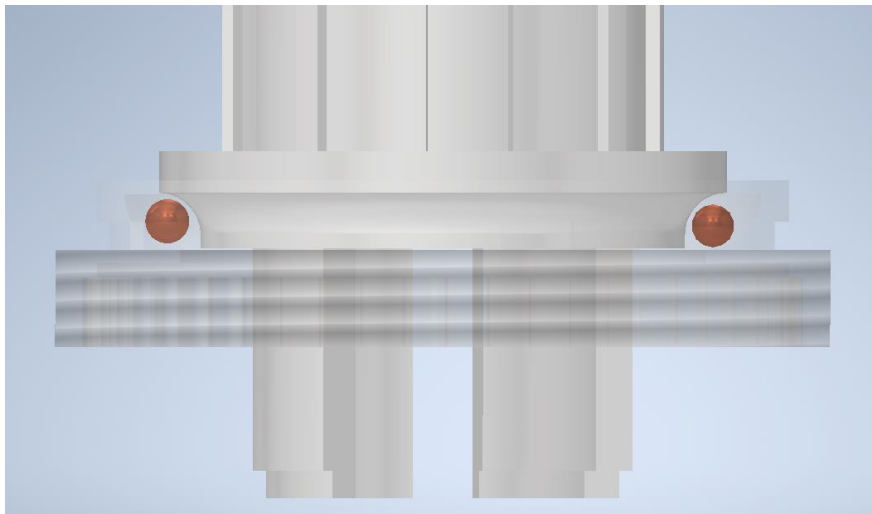


Figura 48. Vista frontal de las bolas de rodamiento del transmisor y cierre del buje.

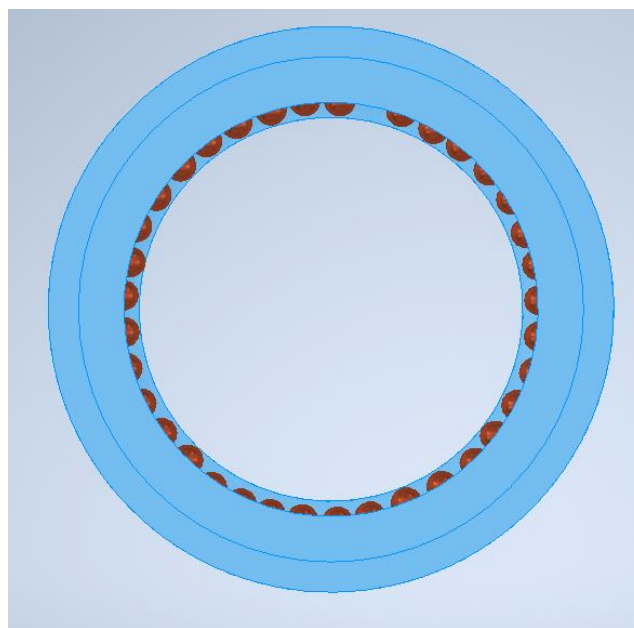


Figura 49. Vista en planta de la distribución de las bolas de rodamiento del transmisor y del cierre del buje.

Tanto los rodamientos en el buje y los del transmisor de potencia no están diseñados para soportar cargas axiales debido a que este sistema no tendrá, salvo alguna residual debido a la inclinación del terreno o los obstáculos de este, pero no serán de gran magnitud. Estos rodamientos se han diseñado para apoyar los componentes del sistema en el eje y en el caso del rodamiento entre el transmisor de potencia y el cierre del buje está diseñado para poder apoyar un elemento sobre otro sin tener grandes pérdidas de potencia.

2.4. Cálculo de los desarrollos y la relación de transmisión del sistema

Para calcular los desarrollos y el rango de engrane del sistema primero se deben conocer los componentes que montara. Este diseño se ha pensado para un plato de 34 dientes, ya que ofrece un buen rango de desarrollos como monoplato. Se combina con un casete de 8 velocidades 11/36T, cuyos piñones intermedios serán de 11-13-16-20-24-28-32-36T, estos números son los dientes de cada piñón.

El engranaje planetario tendrá una relación efectiva en su primera marcha de 4 a 3, ya que por cada tres vueltas que realice el piñón el buje dará cuatro, consiguiendo la máxima velocidad. En su segunda marcha la relación será 1 a 1. Por último, en su tercera marcha por cada cuatro vueltas que realice el piñón el buje dará tres, consiguiendo la máxima fuerza.

El rango de desarrollos de un sistema de transmisión indica la diferencia entre la marcha inferior y la marcha superior, se presenta como un porcentaje y en este sistema se añadirá la relación de transmisión del cambio de buje a la ecuación.

$$\text{Rango de desarrollos} = 100 \times \frac{\frac{4}{3} \times 36}{\frac{3}{4} \times 11} = 581,81\%$$

Este es un rango de desarrollos muy elevado para ser una configuración de bicicleta monoplato, esto se debe al cambio de buje adicional. Aunque existirán marchas que se solapen se consigue un rango de desarrollos igual al de una bicicleta con tres platos, pero sin la desventaja de que algunas marchas sean impracticables debido al descentramiento de la cadena que se produce en una bicicleta con tres platos.

2.5. Diseño y cálculo de los muelles

Los muelles serán elementos elásticos que se encargarán de mantener las piezas en la posición deseada. En el sistema se encuentran tres tipos de muelles, un tipo de muelle en la maneta, otro tipo en el embrague y un último tipo de muelle en los trinquetes.

Los dos primeros muelles se encuentran en la maneta y serán muelles de torsión, estos muelles ofrecerán poca resistencia, pero se encargarán de mantener cada palanca en su posición de inicio. Tendrán un diámetro de alambre de 0,51 mm y un par máximo de 21,1 Nmm. Se trata de un valor aceptable para que una persona sea capaz de girarlo con su propio dedo. En la siguiente figura se puede ver el muelle en cuestión, ya que se trata de un muelle preconfigurado T020-090-109L.



Figura 50. Imagen del muelle de torsión para la maneta.

El segundo tipo de muelle será un muelle de compresión que se colocará entre el embrague y el transmisor de potencia. Este muelle asegurara constantemente que el embrague se encuentre en la posición deseada. Ofrecerá resistencia en la maneta cuando se realice el cambio de marcha mediante las palancas.

Se usará un muelle preconfigurado C07200652500S cuyas características cumplen con la geometría del sistema. Tendrá un diámetro interior de 14,89 mm, un diámetro exterior de 18,3 mm y un diámetro de alambre de 1,65 mm. La máxima longitud sin carga será de 63,5 mm y la longitud bajo carga máxima sera de 30,61 mm.

Se calculará la fuerza que tiene que hacer el ciclista para cambiar de marcha. La principal dificultad será hacer un esfuerzo superior al que está sometido el muelle, el cual tendrá una constante de 1,75 N/mm. Para llegar a la última posición del embrague la distancia final del muelle será de 36 mm, con lo que habrá que realizar una fuerza de 48,125 N. Debido a la geometría de la palanca de la maneta, esta actuará como un multiplicador de fuerza debido al momento. Depende de la zona de aplicación de la fuerza del dedo, pero la relación de radios media será de 2 a 1, consiguiendo el doble de fuerza al mover la palanca. La fuerza para superar por el ciclista será de 24,0625 N, esta fuerza se aplicará con el pulgar, por lo que será una fuerza que un ciclista promedio podrá desarrollar.



Figura 51. Imagen del muelle de compresión para el embrague.

El ultimo tipo de muelle será el muelle tipo R, que se encargará de mantener a los trinquetes en su posición de trabajo asegurando el contacto constante con los embragues unidireccionales. El sistema requerirá cuatro muelles tipo R ya que hay cuatro trinquetes, dos en la corona y dos en el carrier.

Este muelle no deberá ejercer demasiada presión ya que se desgastarían antes los componentes. El diámetro del alambre será muy fino para ahorrar material y asegurar que cabe entre el trinquete y su posición de trabajo.

El material con el que se fabrican es acero inoxidable ya que ofrece una alta resistencia mecánica a la plastificación y asegura un bajo mantenimiento debido a su buena resistencia a fatiga. Estos muelles también se tratan de un muelle preconfigurado. En la siguiente figura se puede observar el muelle en cuestión.



Figura 52. Imagen de un muelle tipo R para los trinquetes.

2.6. Cálculo de cadena

Para el montaje y funcionamiento del tirador del embrague se necesitará una cadena de rodillos simple. Esto se debe al roscado que requiere el tirador en el pasador del embrague y que si no fuese una cadena no se podría realizar de forma cómoda sin necesidad de herramientas auxiliares.

Se escogerá una cadena de rodillos de un catálogo siguiendo Norma ISO DIN 8187. Las características que requiere esta cadena serán un paso no muy grande para que sea capaz de hacer un giro cerrado en poco espacio y un ancho de eslabón pequeño para que entre por el agujero del eje, el cual tiene 6 mm de diámetro.

Se escogerá la cadena cuya referencia ISO es 04B-1. Será una cadena de PASO 5 03 B.1. La cual tendrá un paso de seis milímetros.

La distancia del extremo del eje a la posición inferior del pasador del embrague es de 75 mm, restando 50 mm del tirador, la cadena deberá medir mínimo 25 mm. Se creará una cadena con el requisito de ser mayor de 25 mm y con un sobrante de la misma medida para ayudar al giro cerrado del sistema. Por lo que se escogerá una longitud de cadena de 7 eslabones o lo que es lo mismo 42 mm útiles.

En la siguiente figura se puede ver la cadena de rodillos y como se ha calculado la distancia necesaria en función al paso de la cadena.

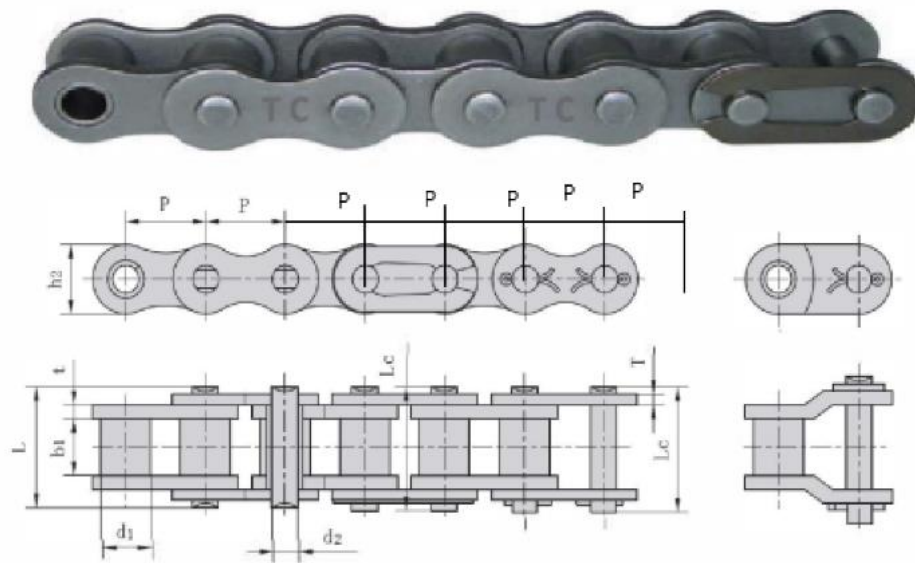
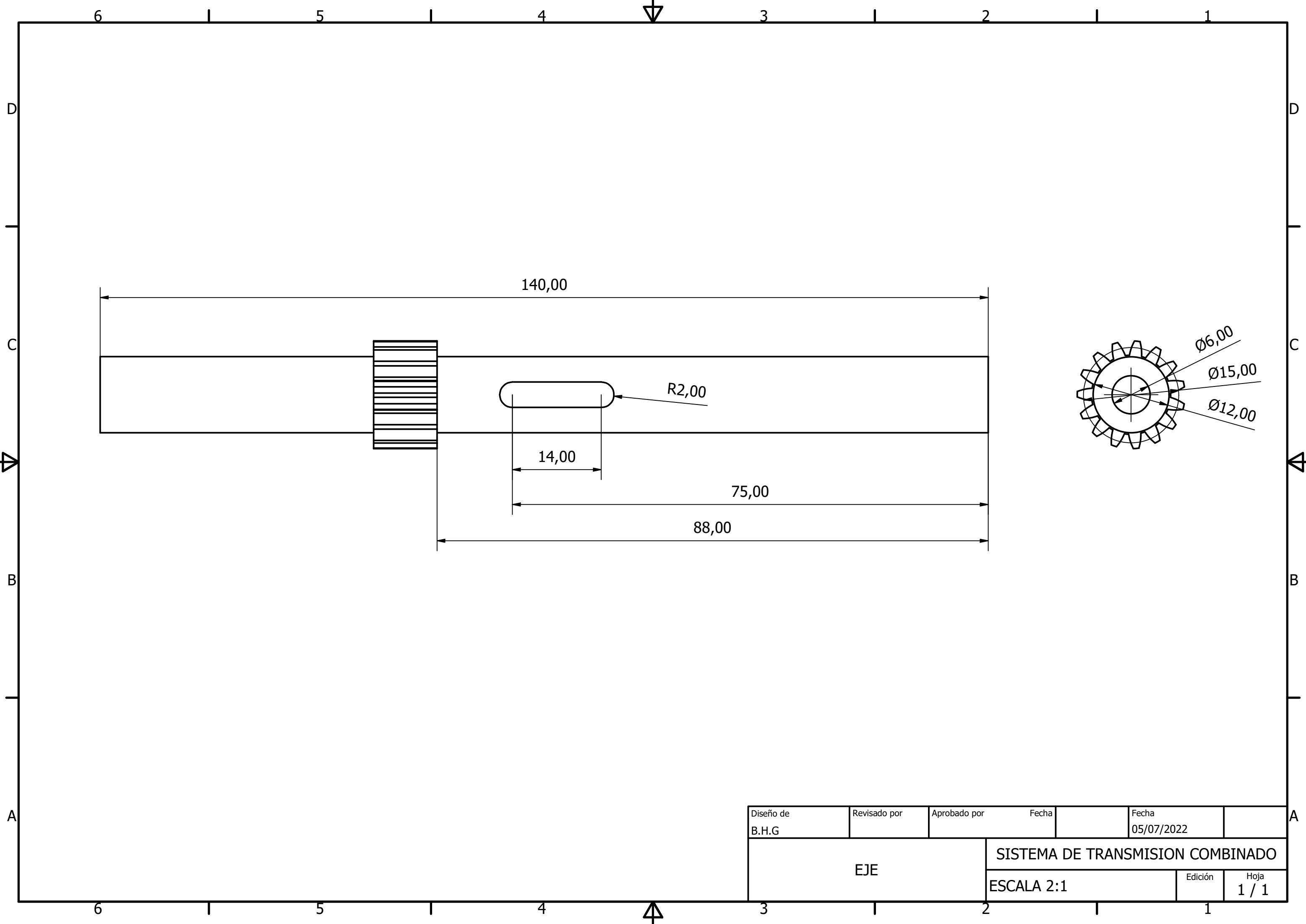
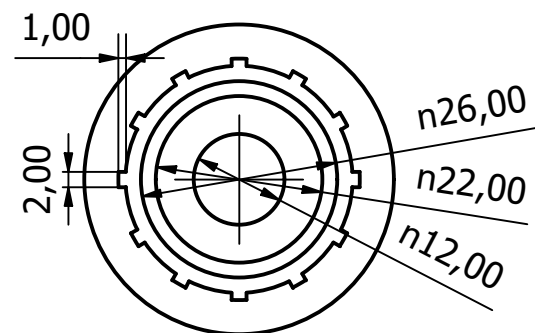
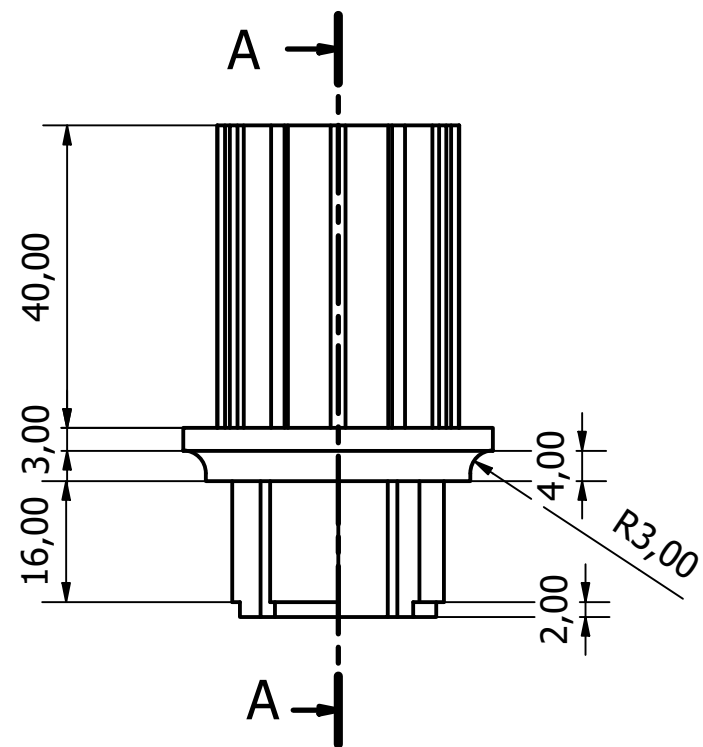
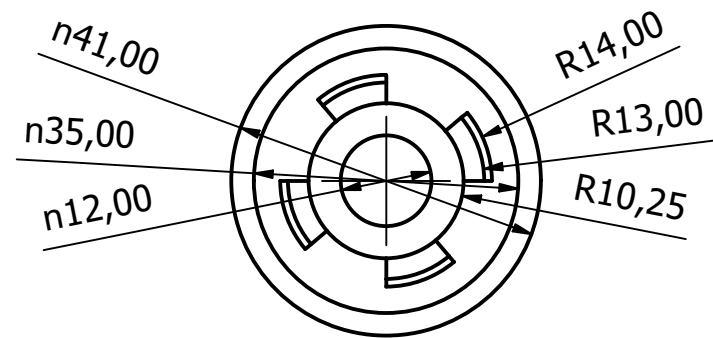


Figura 53. Cadena de rodillos.

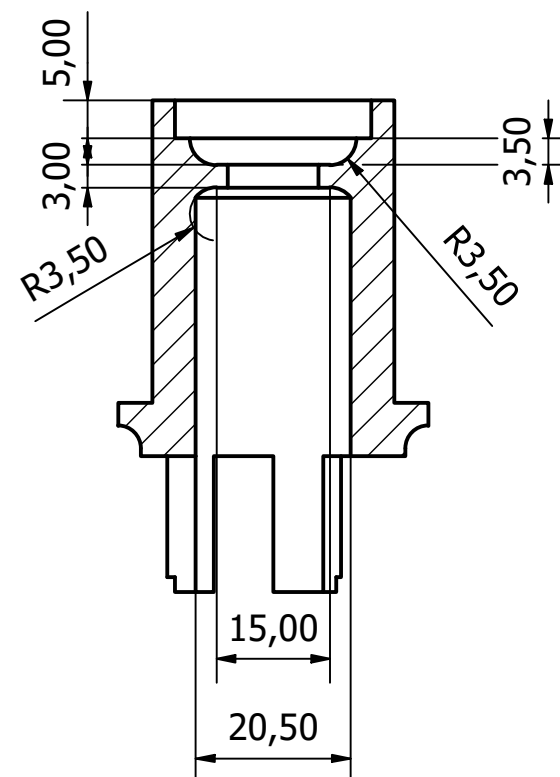
3. PLANOS



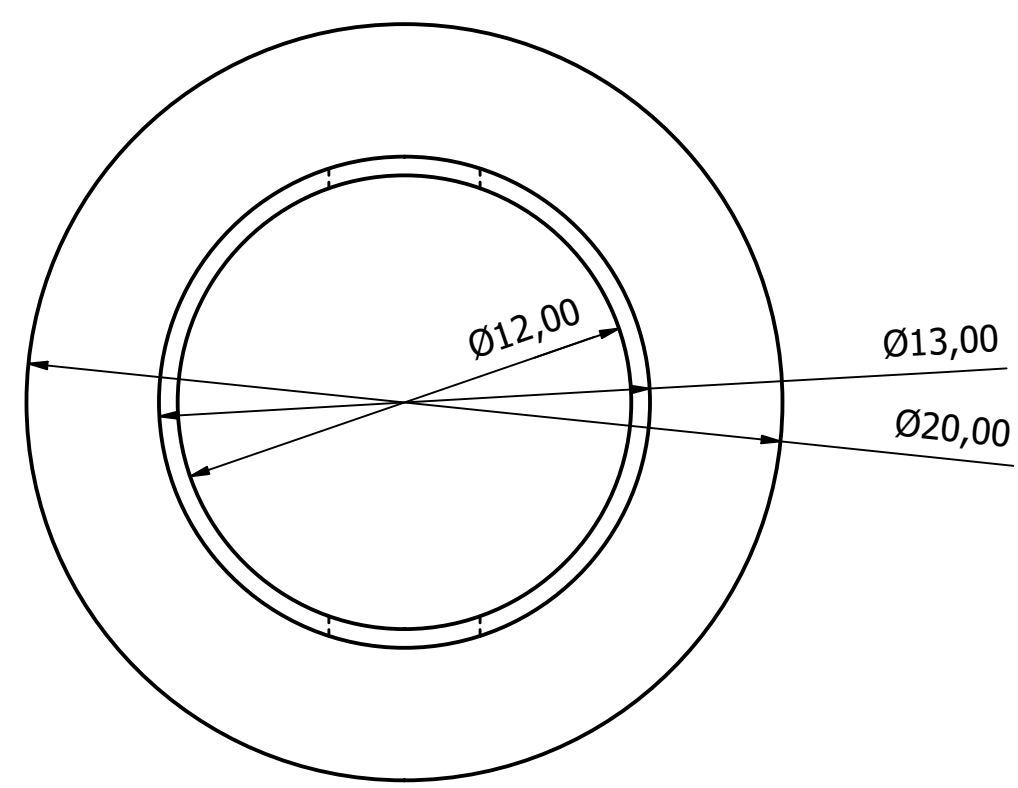
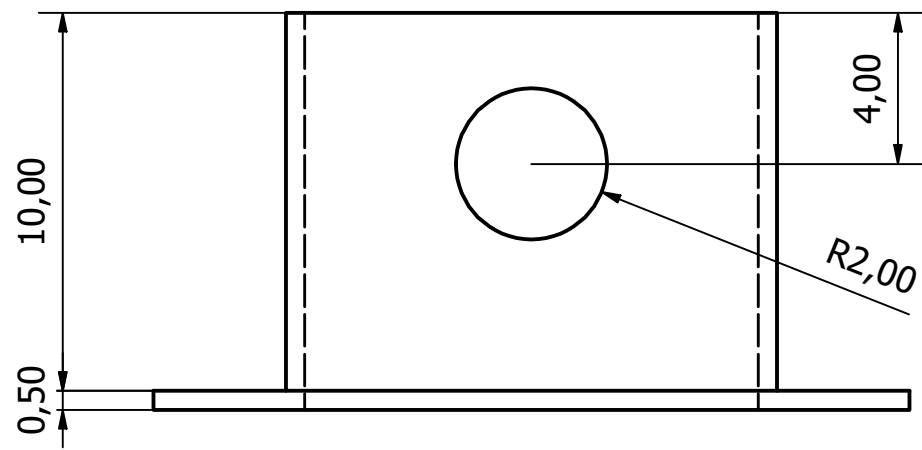
Diseño de B.H.G	Revisado por	Aprobado por	Fecha	05/07/2022	
EJE			SISTEMA DE TRANSMISION COMBINADO		
ESCALA 2:1			Edición	Hoja 1 / 1	



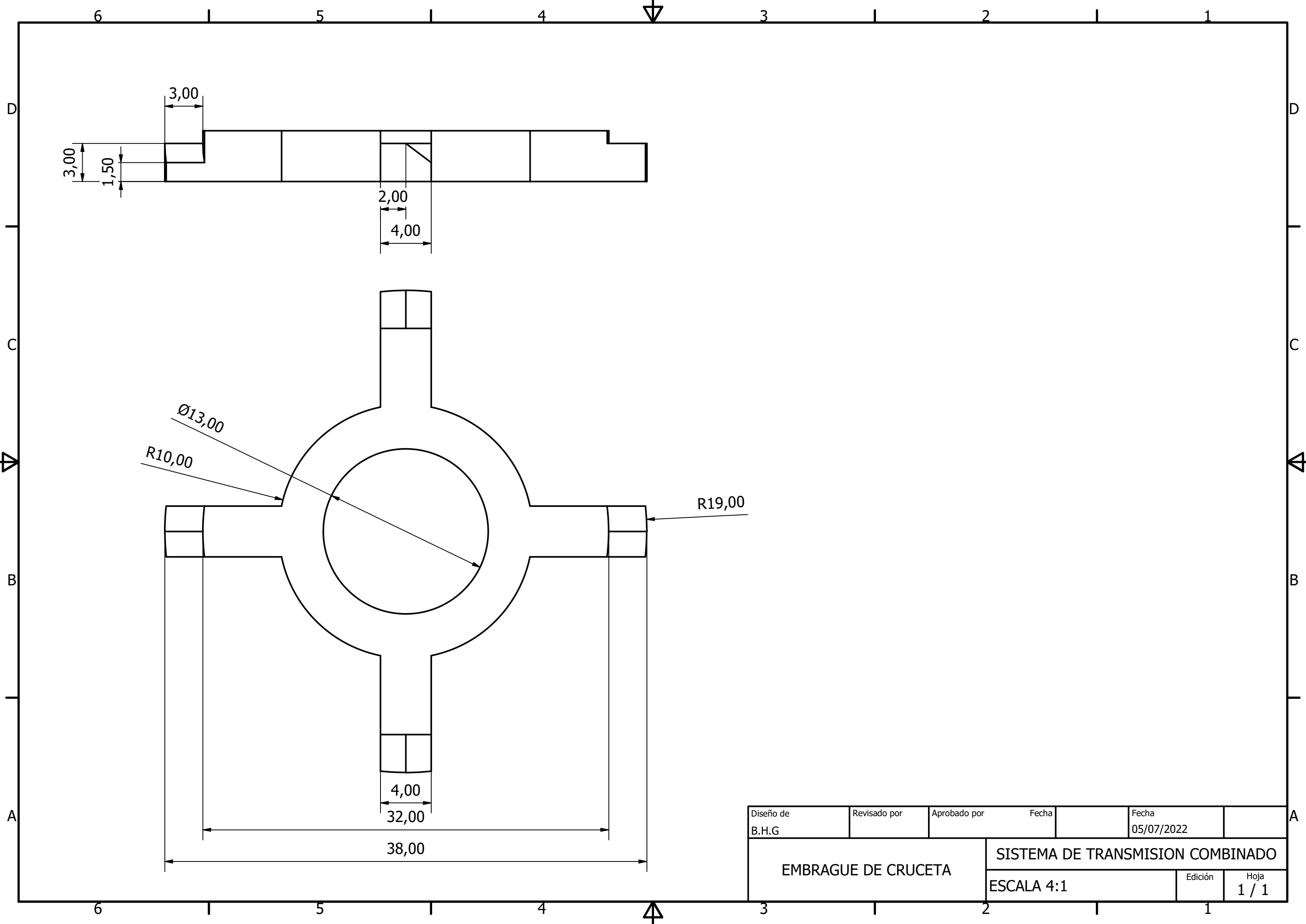
A-A (1:1)



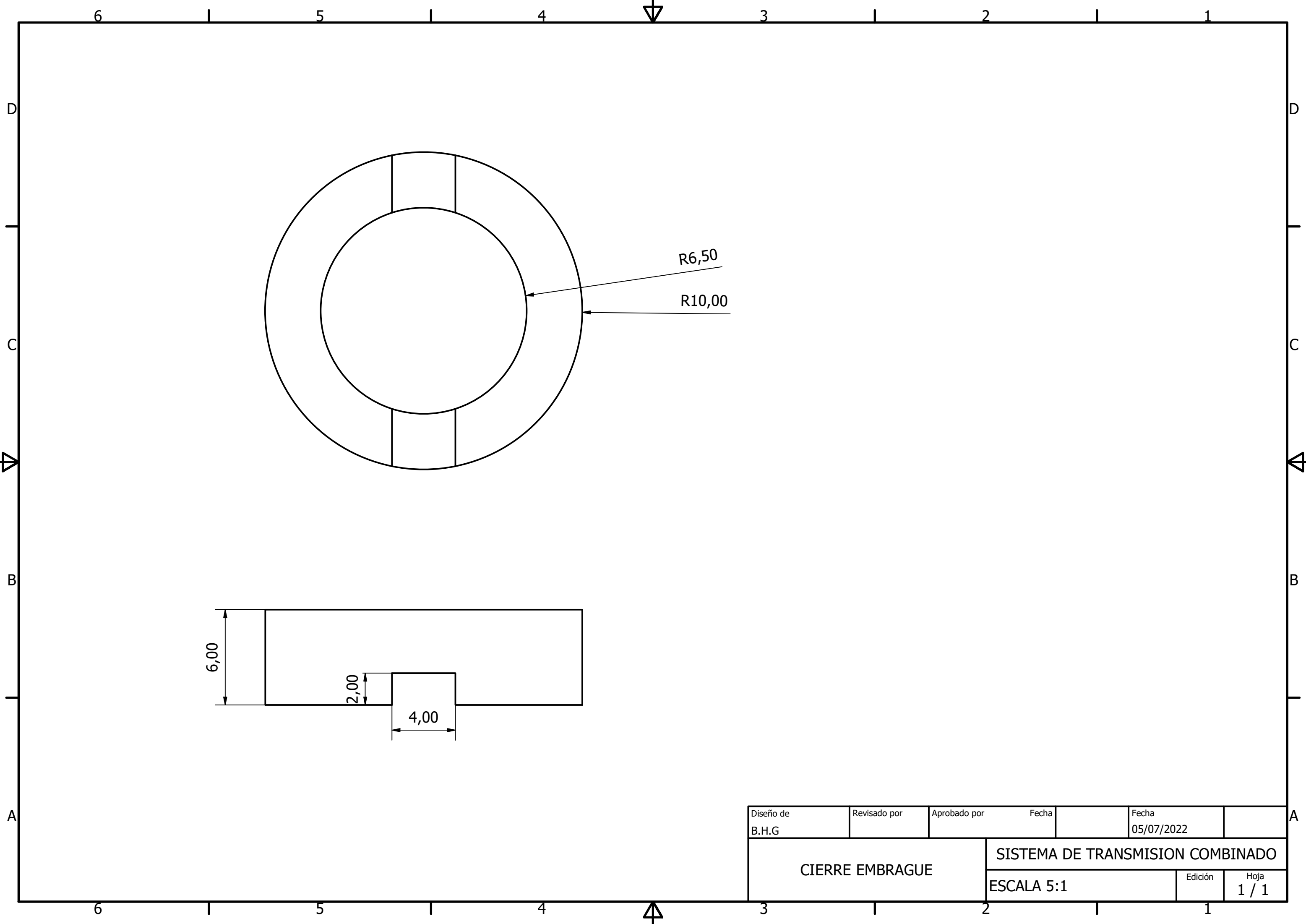
Diseño de B.H.G	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 05/07/2022	
TRANSMISOR DE POTENCIA			SISTEMA DE TRANSMISION COMBINADO		
ESCALA 1:1			Edición	Hoja 1 / 1	



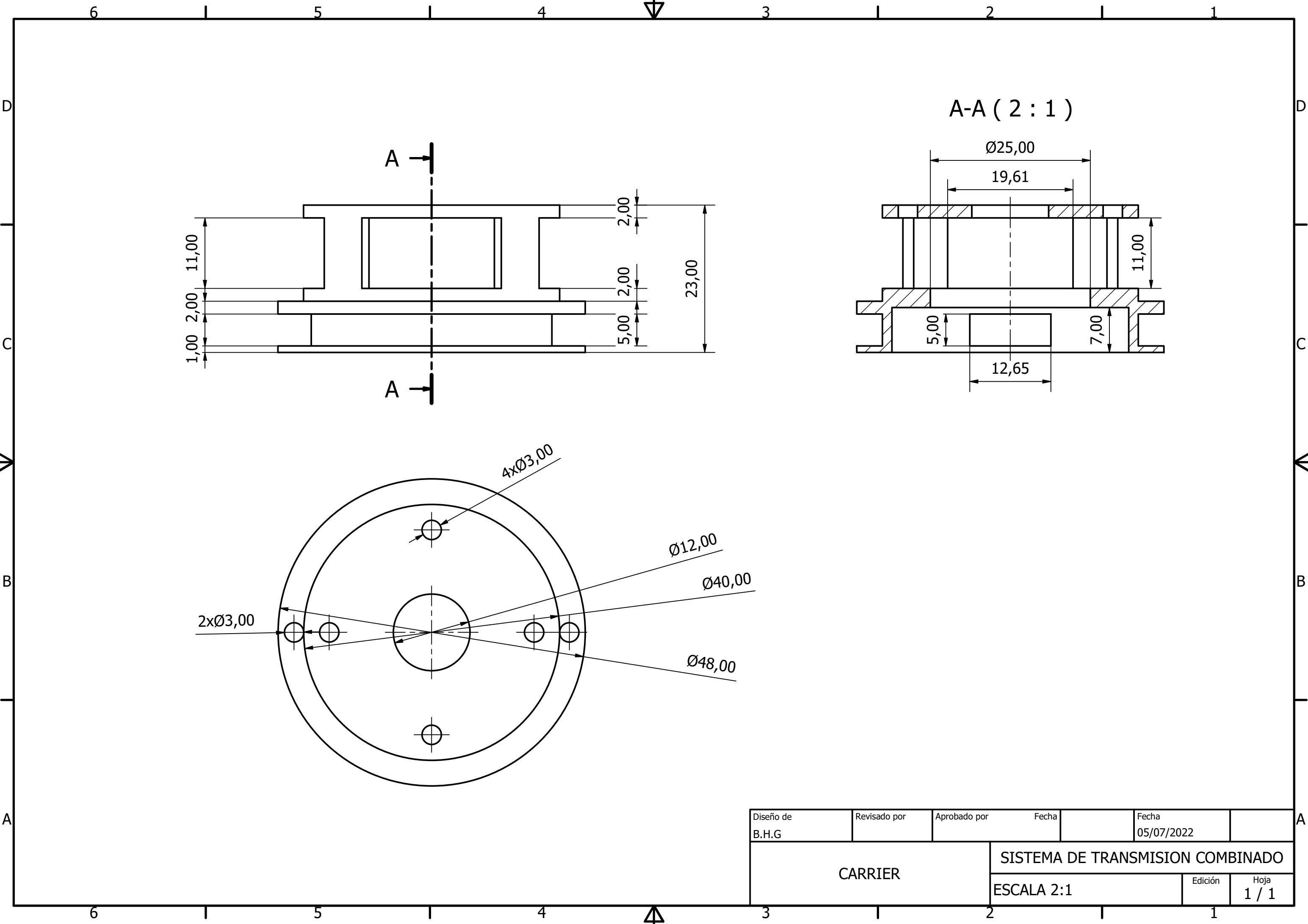
Diseño de B.H.G	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 05/07/2022	
EMBRAGUE INFERIOR			SISTEMA DE TRANSMISION COMBINADO		
ESCALA 5:1			Edición	Hoja 1 / 1	



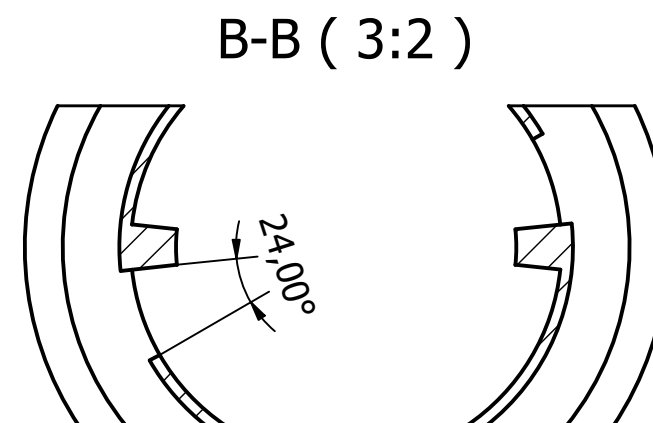
Diseño de B.H.G	Revisado por	Aprobado por	Fecha	05/07/2022	
EMBRAGUE DE CRUCETA			SISTEMA DE TRANSMISION COMBINADO		
ESCALA 4:1			Edición	Hoja 1 / 1	



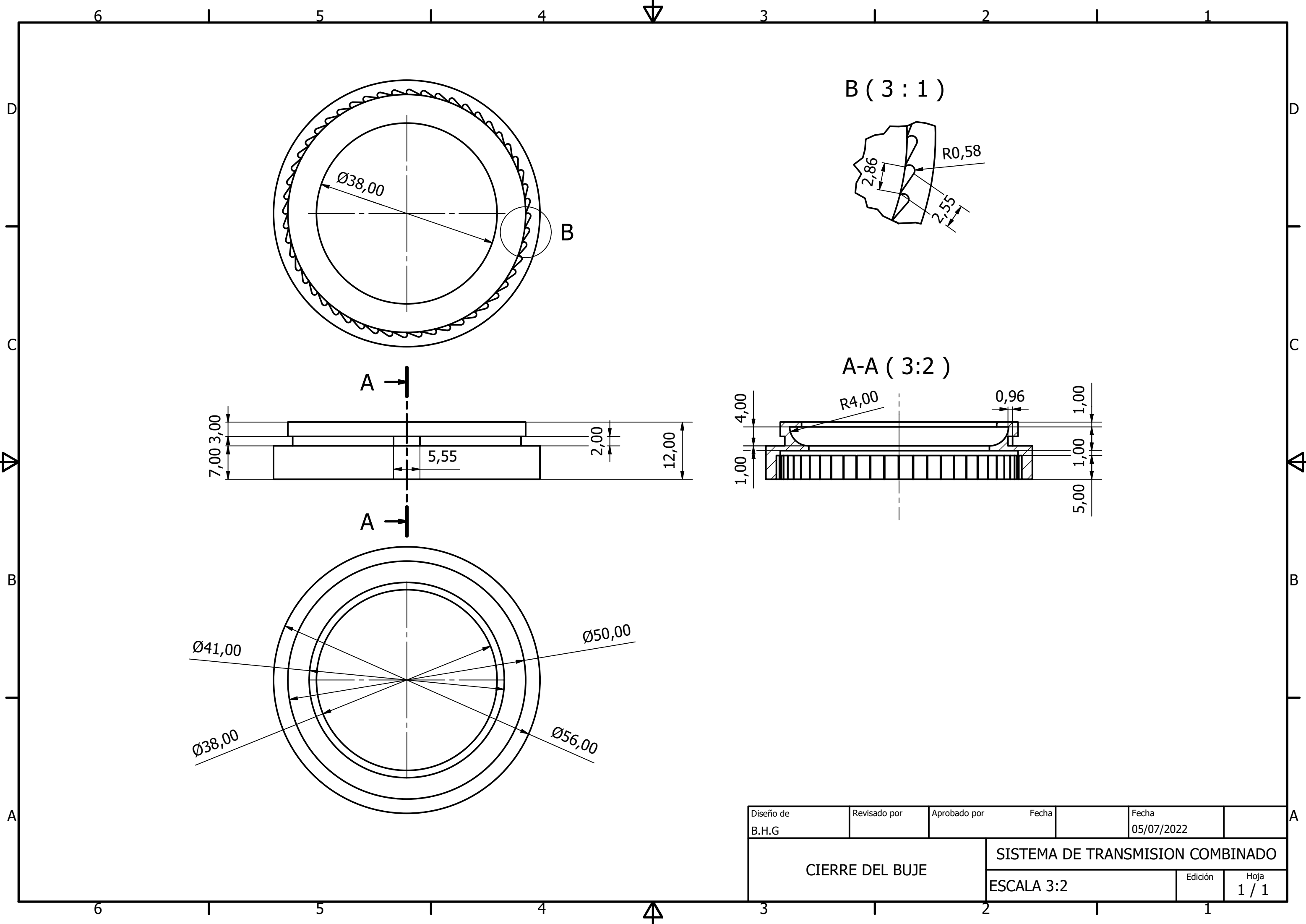
Diseño de B.H.G	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 05/07/2022	
CIERRE EMBRAGUE			SISTEMA DE TRANSMISION COMBINADO		
			ESCALA 5:1	Edición	Hoja 1 / 1



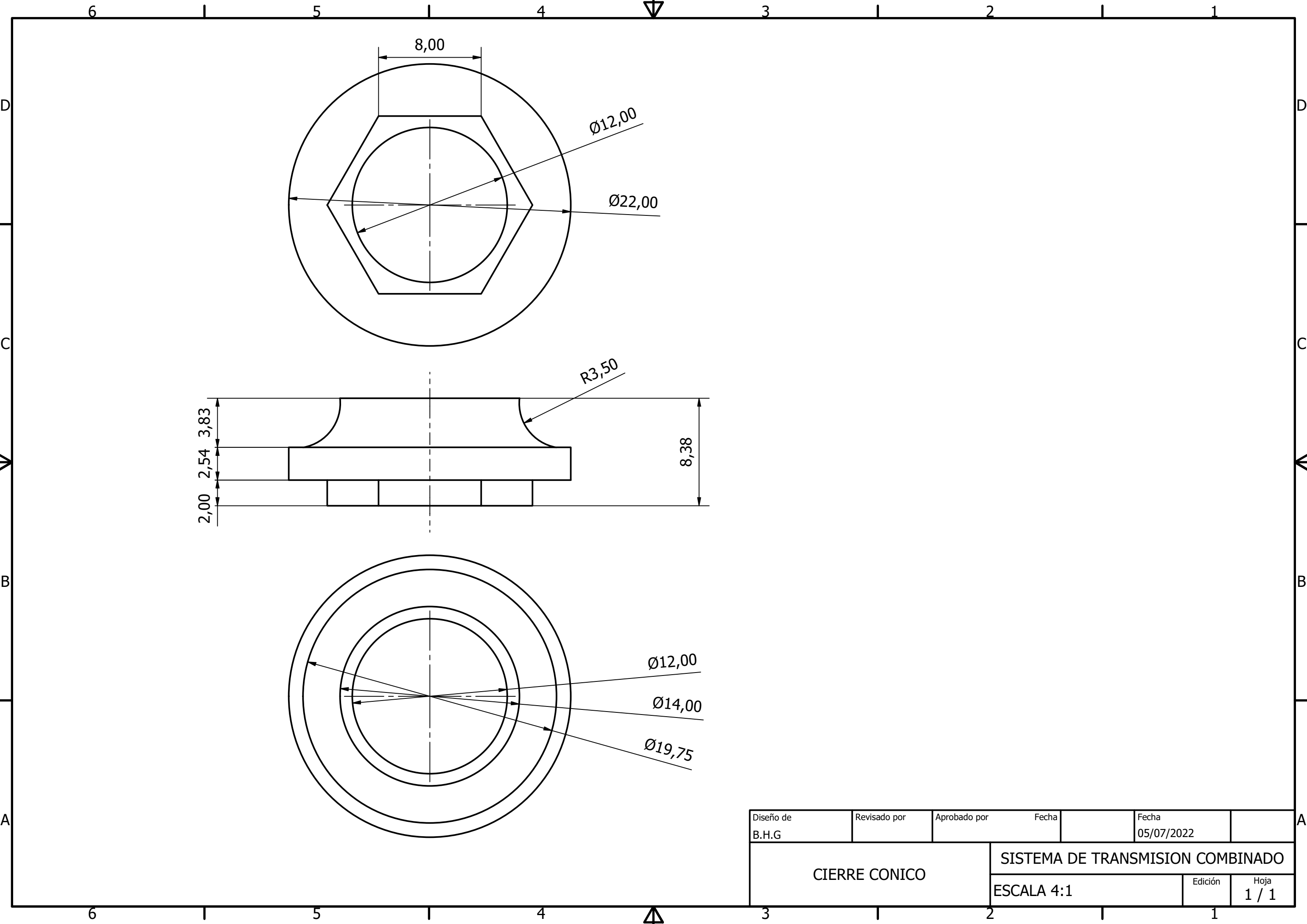
Diseño de B.H.G	Revisado por	Aprobado por	Fecha	05/07/2022
CARRIER			SISTEMA DE TRANSMISION COMBINADO	
ESCALA 2:1			Edición	Hoja 1 / 1



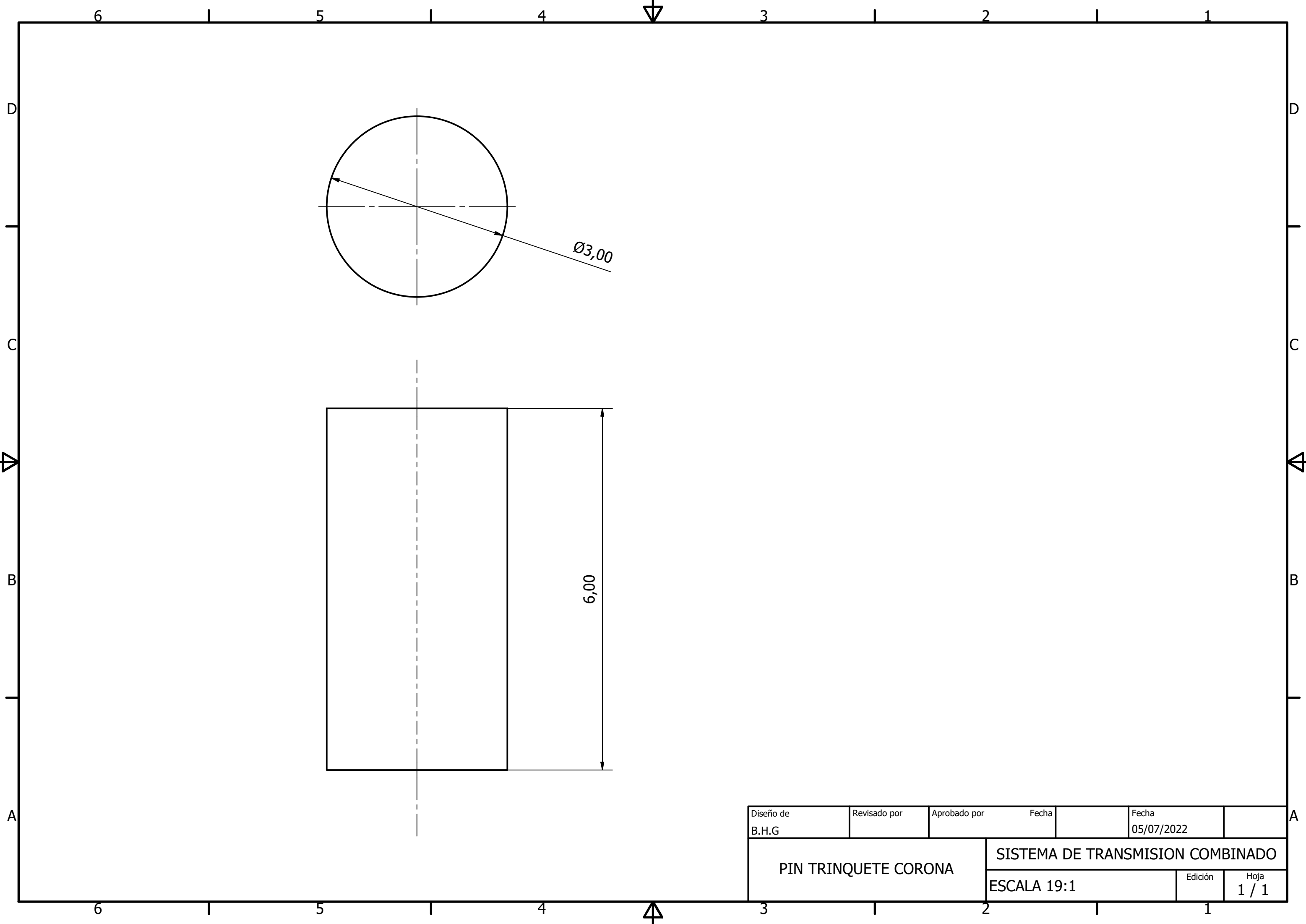
Diseño de B.H.G	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 05/07/2022	
CORONA			SISTEMA DE TRANSMISION COMBINADO		
			ESCALA 3:2		Edición



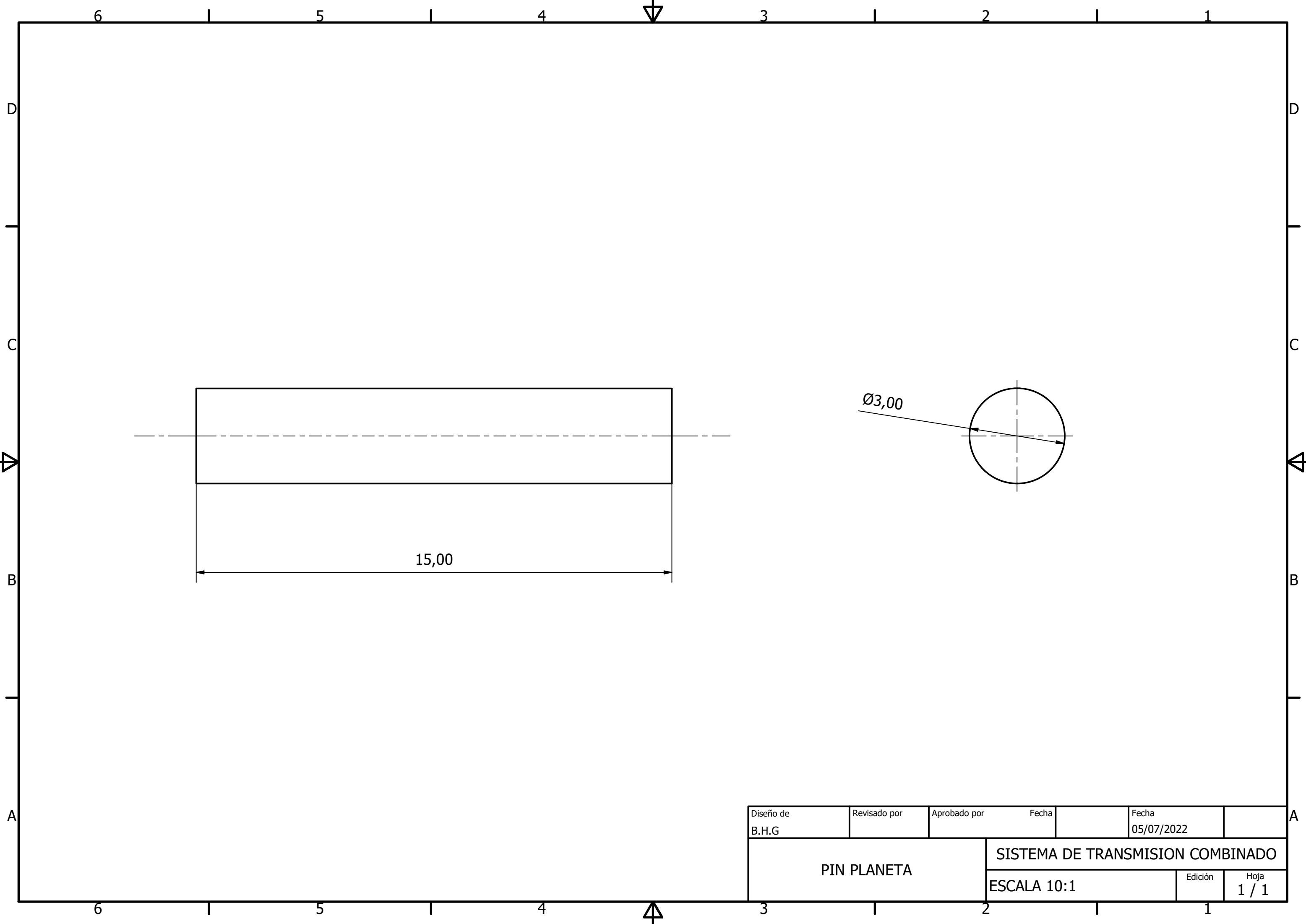
Diseño de B.H.G	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 05/07/2022	
CIERRE DEL BUJE			SISTEMA DE TRANSMISION COMBINADO		
ESCALA 3:2			Edición	Hoja 1 / 1	



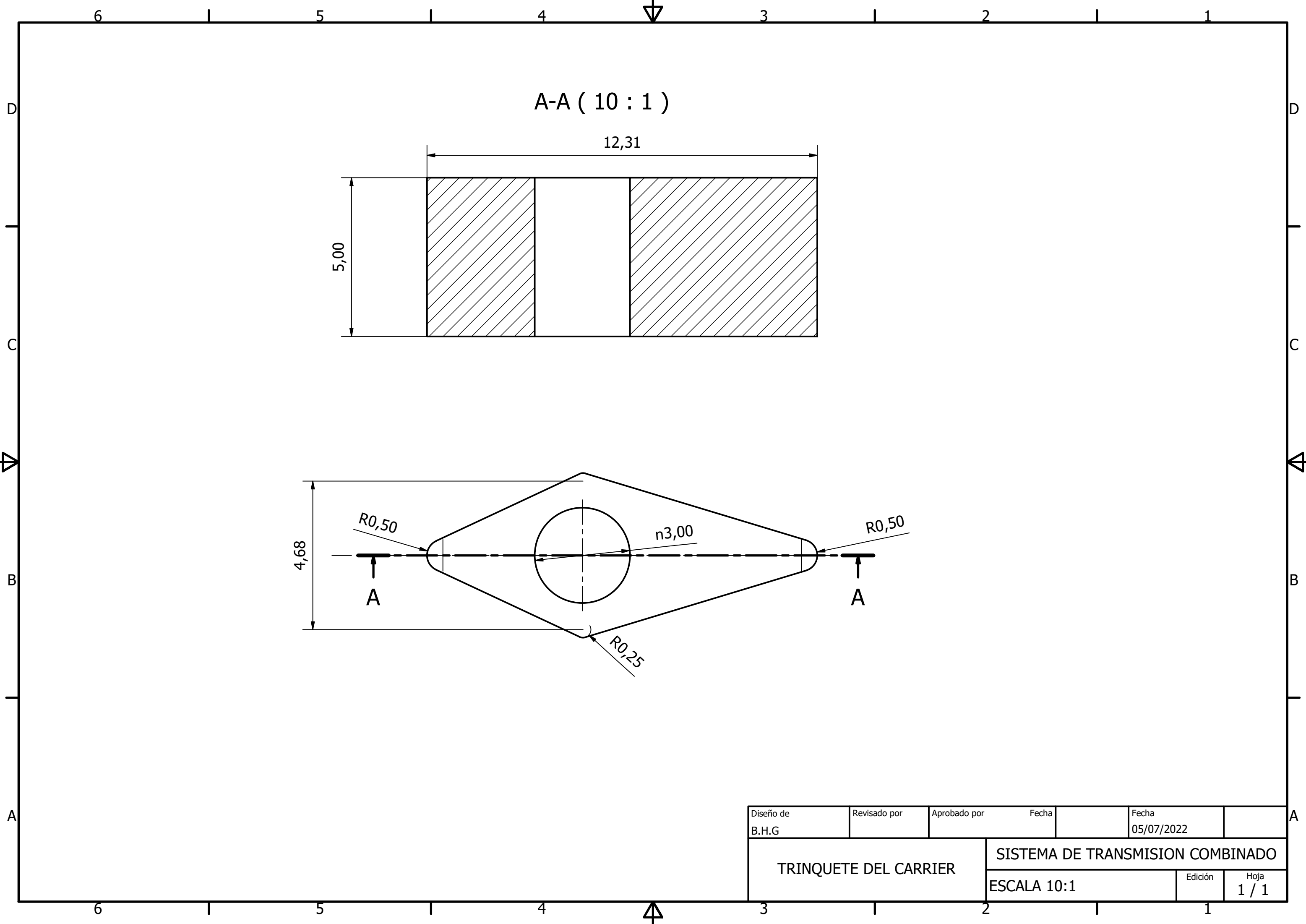
Diseño de B.H.G	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 05/07/2022	
CIERRE CONICO			SISTEMA DE TRANSMISION COMBINADO		
			ESCALA 4:1	Edición	Hoja 1 / 1

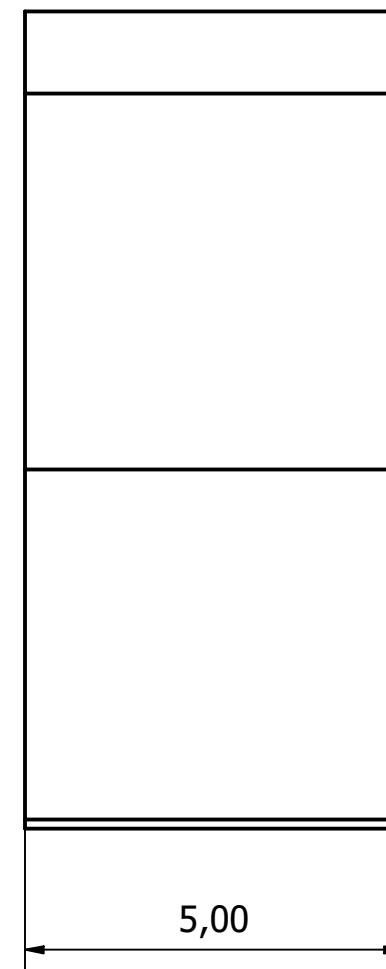
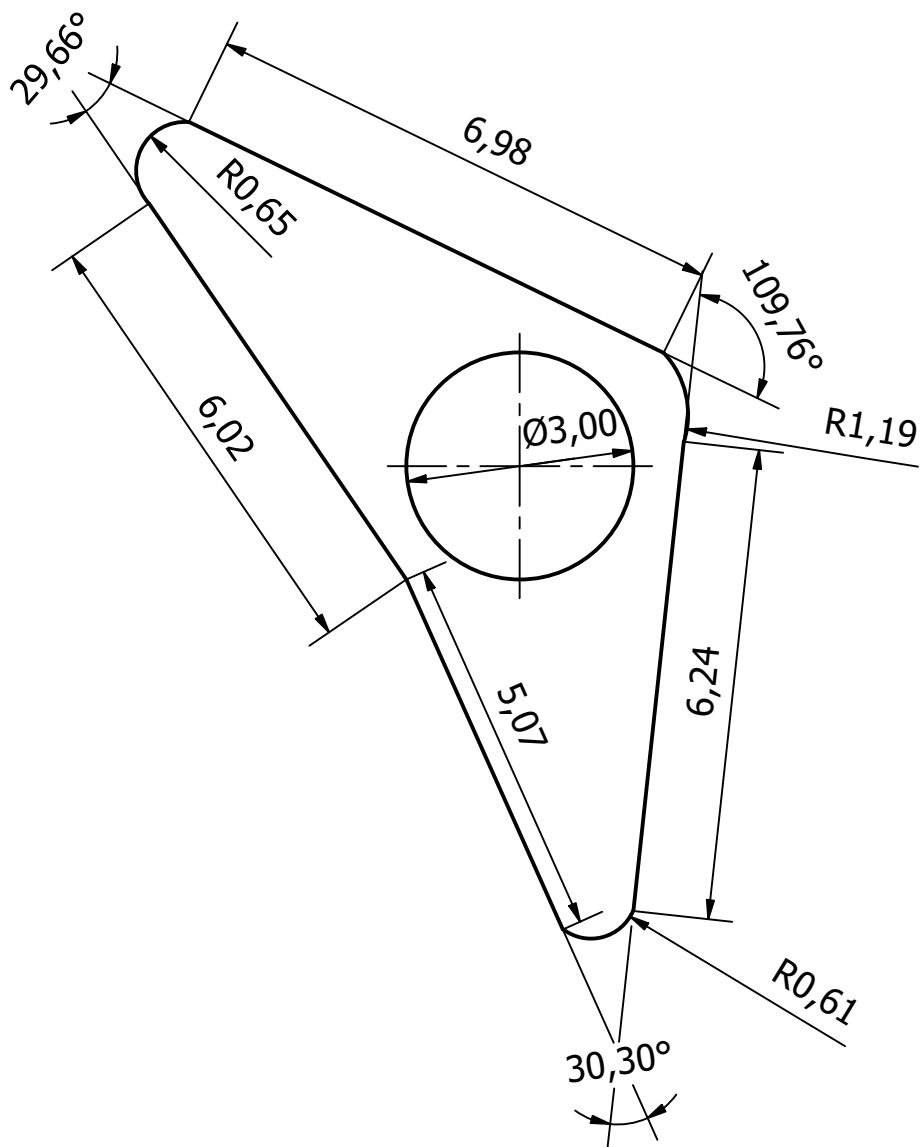


Diseño de B.H.G	Revisado por	Aprobado por	Fecha		Fecha 05/07/2022	
PIN TRINQUETE CORONA			SISTEMA DE TRANSMISION COMBINADO			
			ESCALA 19:1		Edición	Hoja 1 / 1

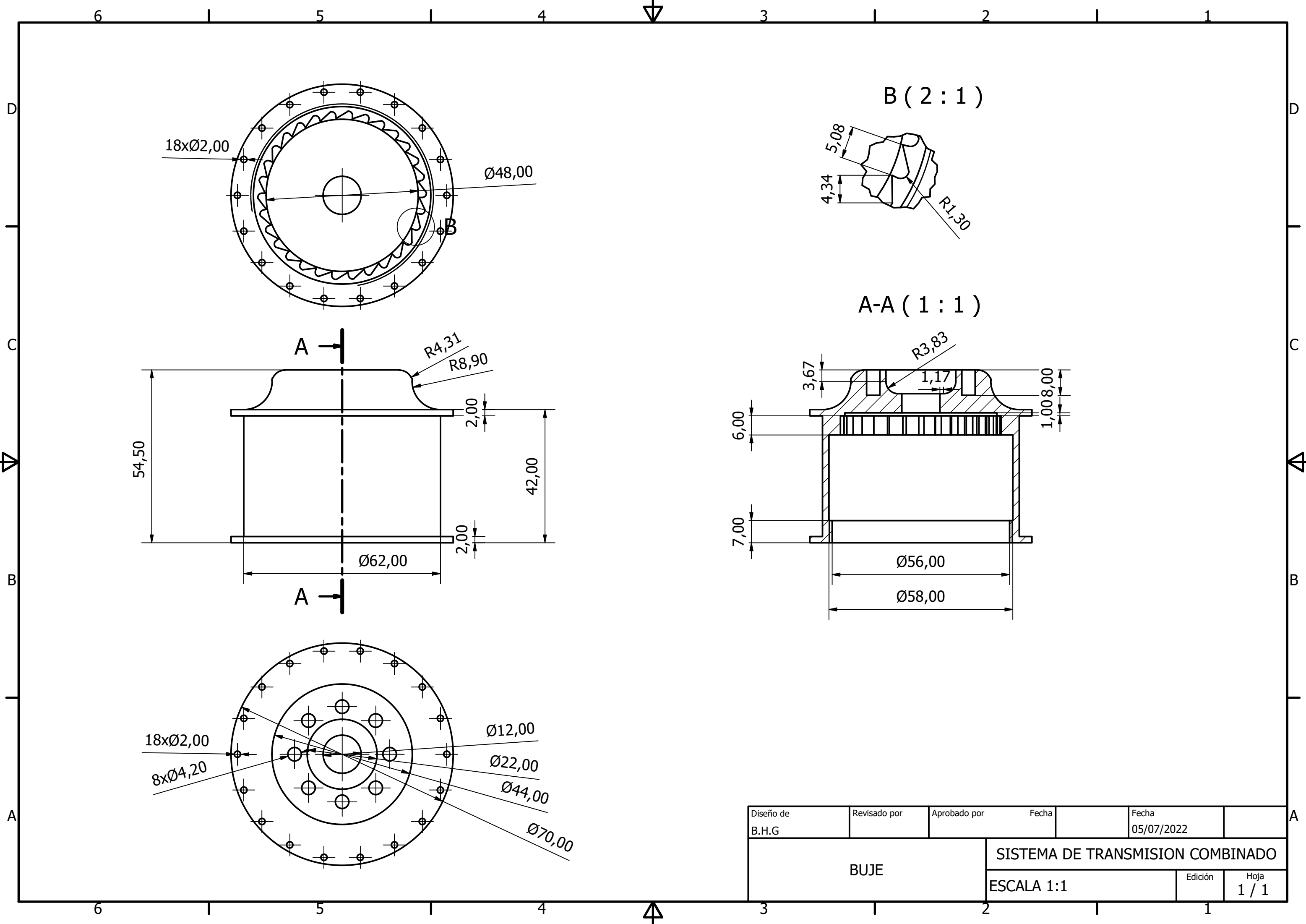


Diseño de B.H.G	Revisado por	Aprobado por	Fecha		Fecha 05/07/2022	
PIN PLANETA			SISTEMA DE TRANSMISION COMBINADO			
			ESCALA 10:1		Edición	Hoja 1 / 1





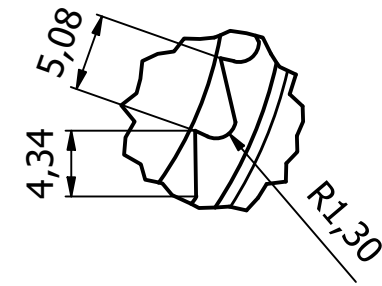
Diseño de B.H.G	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 05/07/2022	
TRINQUETE CORONA			SISTEMA DE TRANSMISION COMBINADO		
			ESCALA 10:1	Edición	Hoja 1 / 1



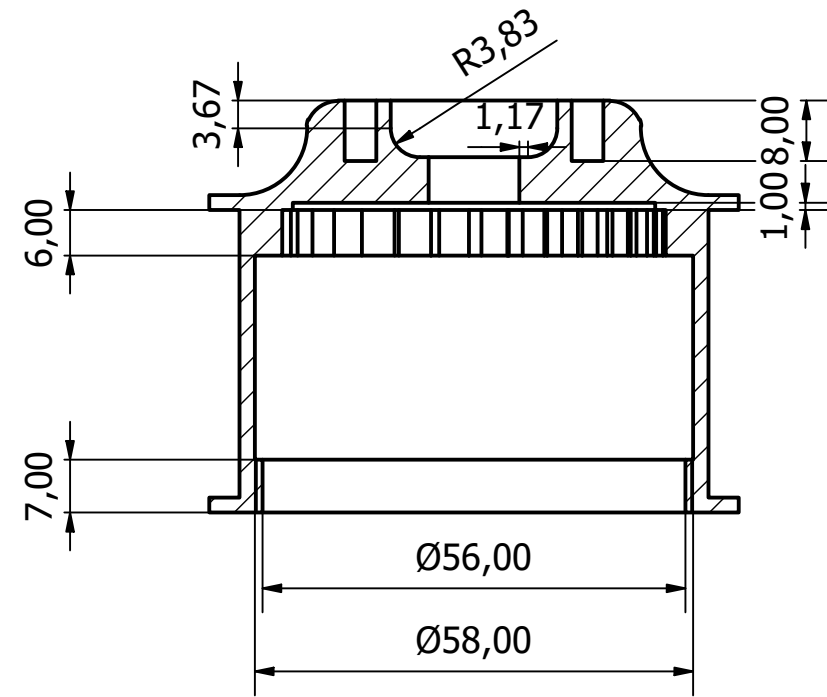
18xØ2,00

Ø48,00

B (2 : 1)



A-A (1 : 1)



54,50

A

R4,31
R8,90

Ø62,00

A

18xØ2,00

8xØ4,20

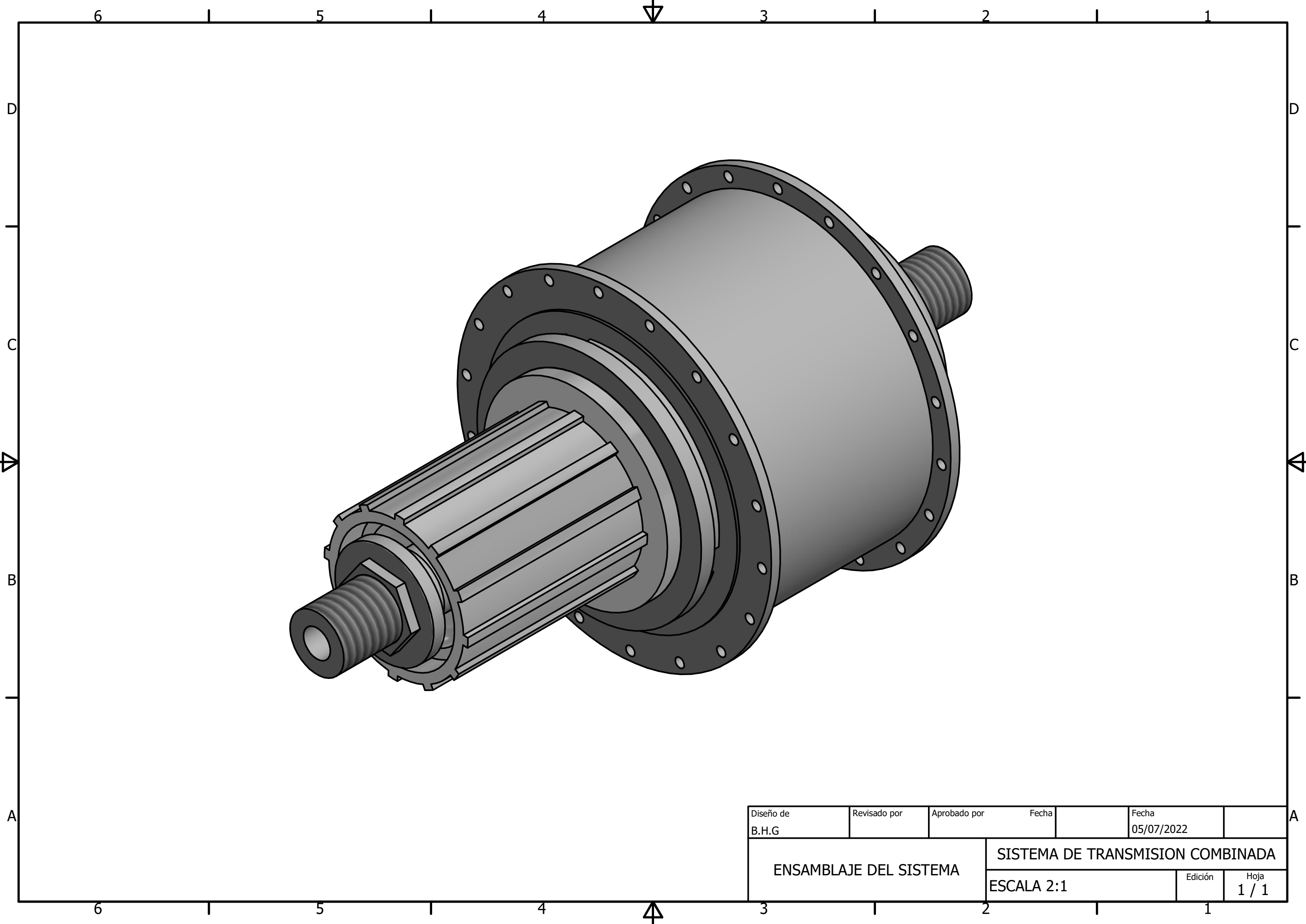
Ø12,00

Ø22,00

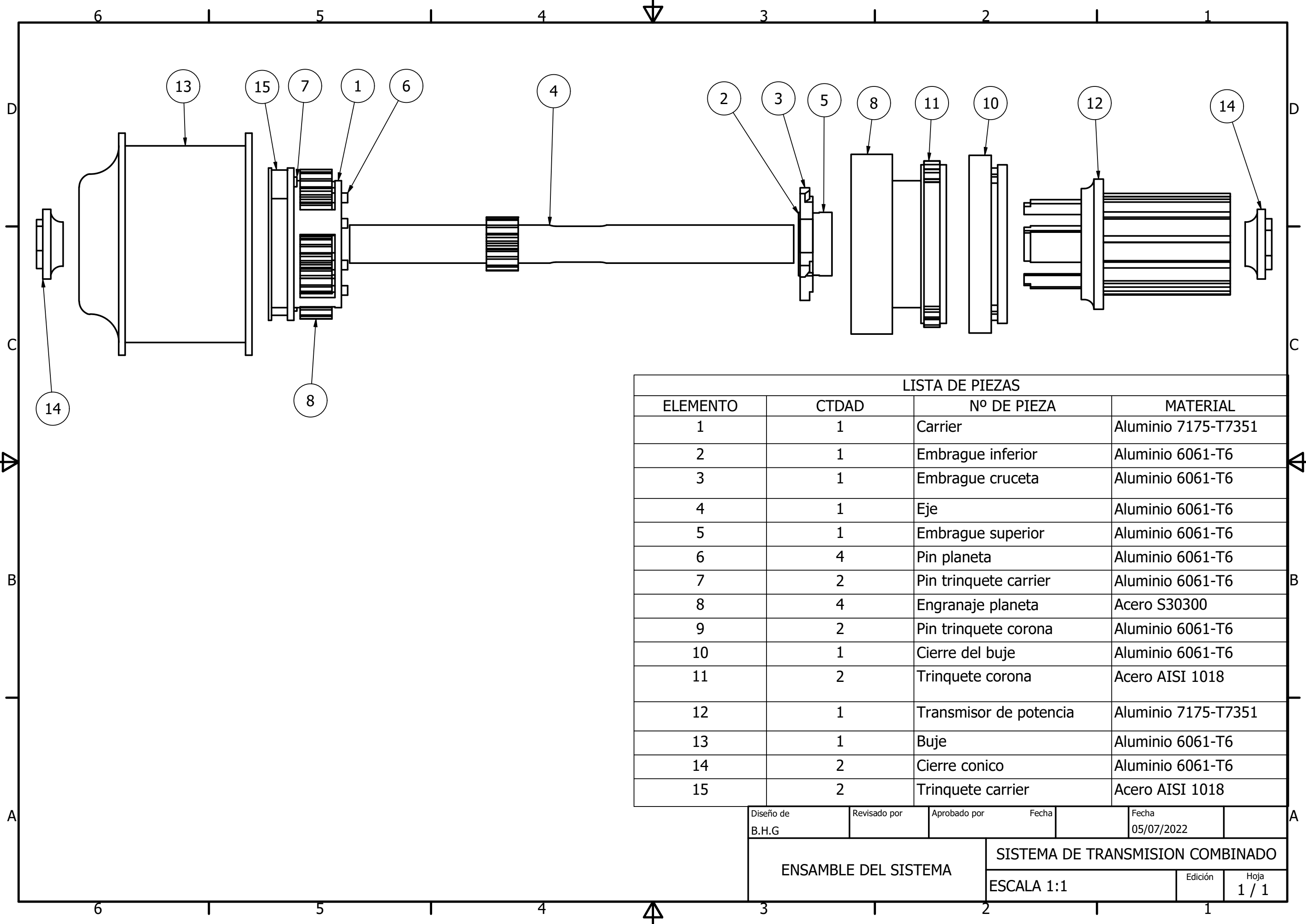
Ø44,00

Ø70,00

Diseño de B.H.G	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 05/07/2022	
BUJE			SISTEMA DE TRANSMISION COMBINADO		
ESCALA 1:1			Edición	Hoja 1 / 1	

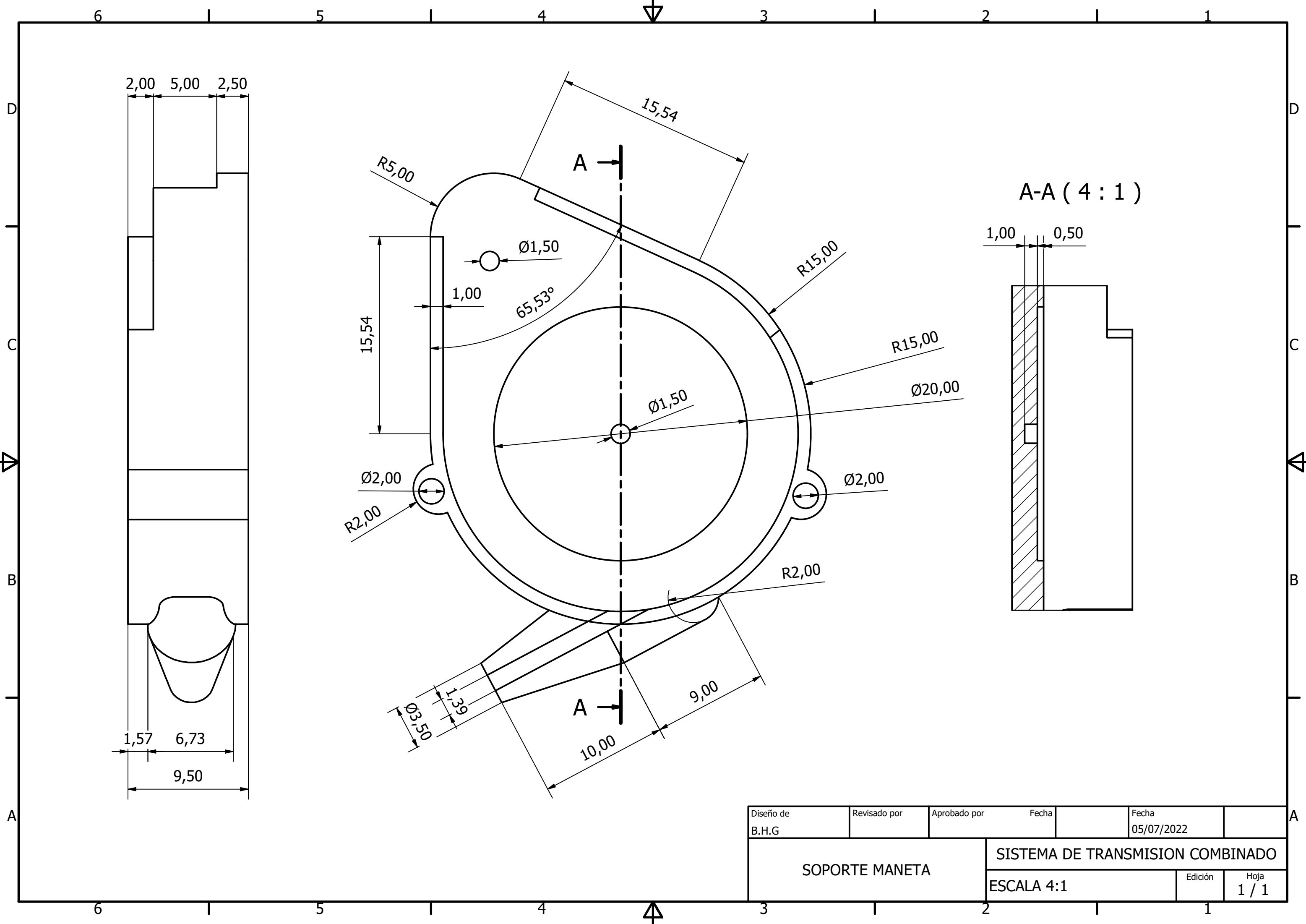


Diseño de B.H.G	Revisado por	Aprobado por	Fecha		Fecha 05/07/2022	
ENSAMBLAJE DEL SISTEMA			SISTEMA DE TRANSMISION COMBINADA			
			ESCALA 2:1		Edición	Hoja 1 / 1

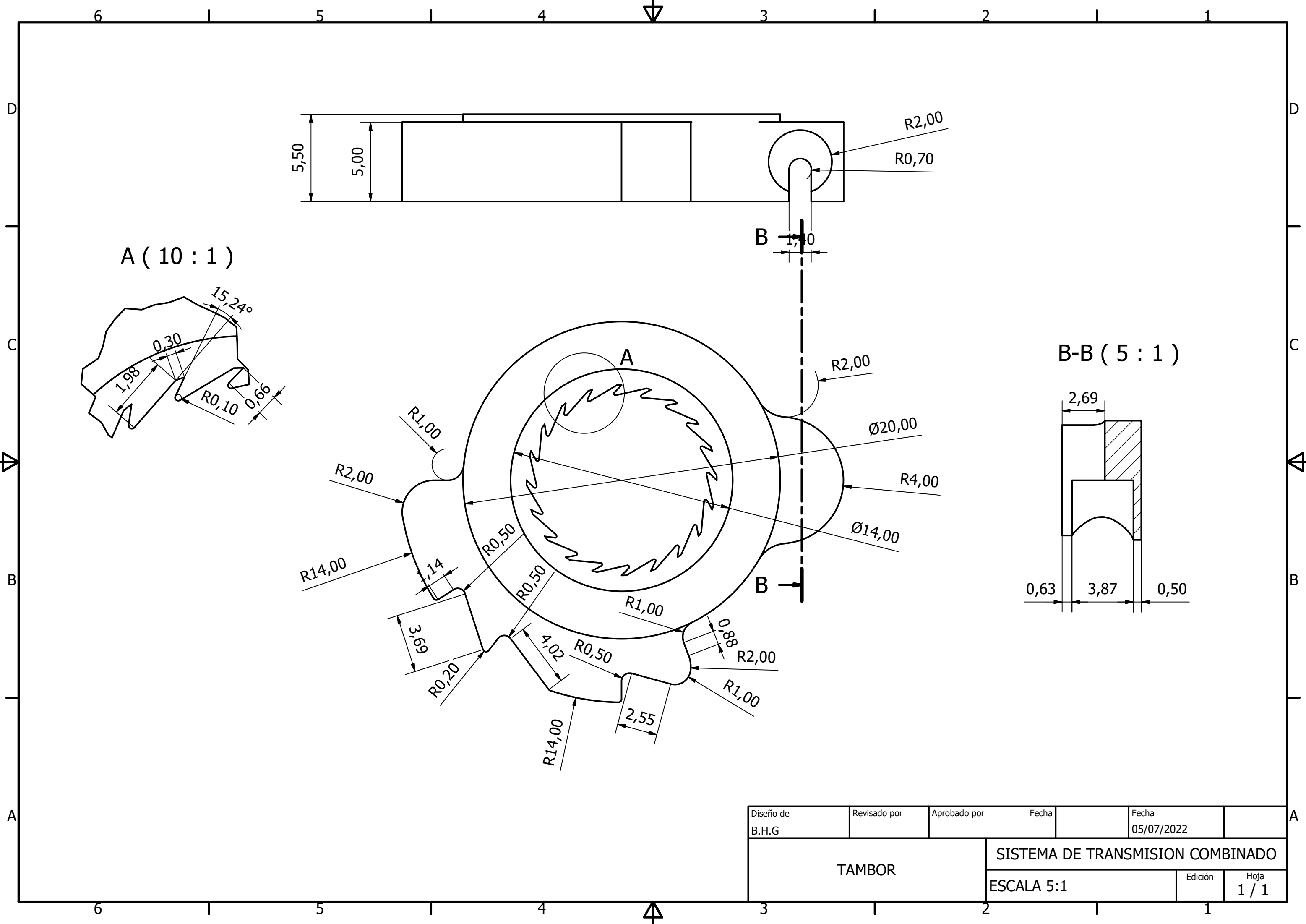


LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	MATERIAL
1	1	Carrier	Aluminio 7175-T7351
2	1	Embrague inferior	Aluminio 6061-T6
3	1	Embrague cruceta	Aluminio 6061-T6
4	1	Eje	Aluminio 6061-T6
5	1	Embrague superior	Aluminio 6061-T6
6	4	Pin planeta	Aluminio 6061-T6
7	2	Pin trinquete carrier	Aluminio 6061-T6
8	4	Engranaje planeta	Acero S30300
9	2	Pin trinquete corona	Aluminio 6061-T6
10	1	Cierre del buje	Aluminio 6061-T6
11	2	Trinquete corona	Acero AISI 1018
12	1	Transmisor de potencia	Aluminio 7175-T7351
13	1	Buje	Aluminio 6061-T6
14	2	Cierre conico	Aluminio 6061-T6
15	2	Trinquete carrier	Acero AISI 1018

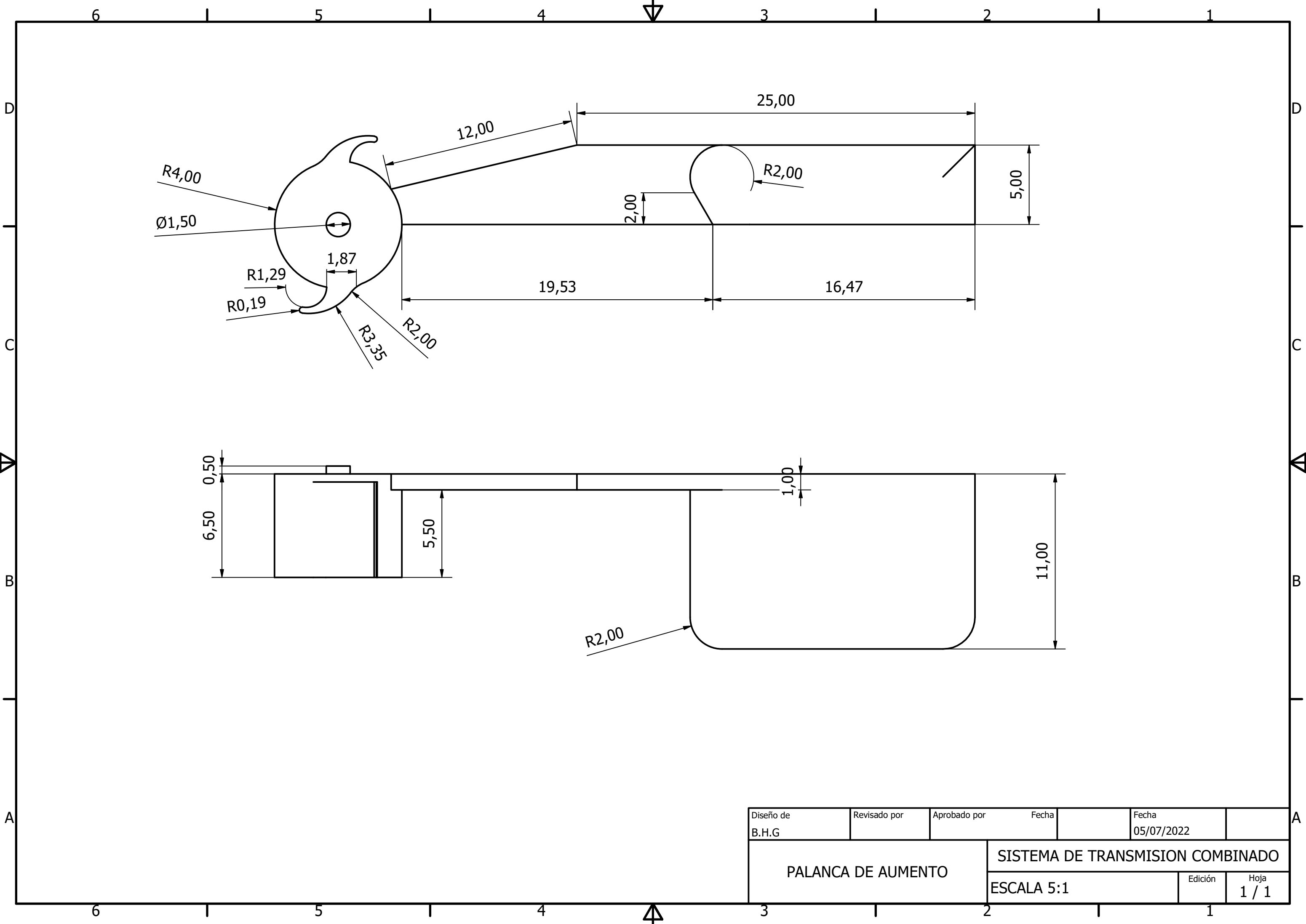
Diseño de B.H.G	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 05/07/2022
ENSAMBLE DEL SISTEMA		SISTEMA DE TRANSMISION COMBINADO		
		ESCALA 1:1	Edición	Hoja 1 / 1

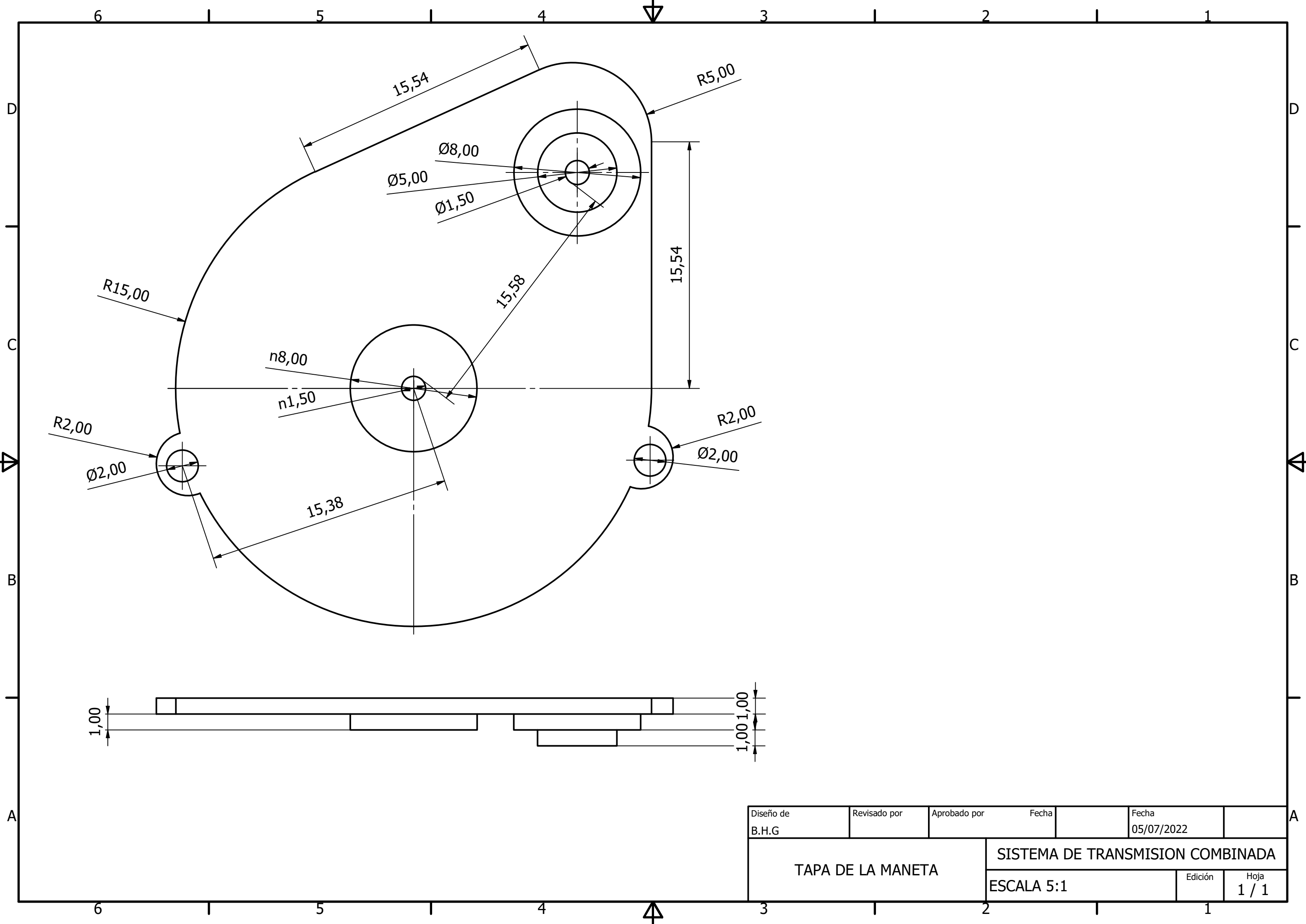


Diseño de B.H.G	Revisado por	Aprobado por	Fecha	05/07/2022	
SOPORTE MANETA			SISTEMA DE TRANSMISION COMBINADO		
ESCALA 4:1			Edición	Hoja 1 / 1	

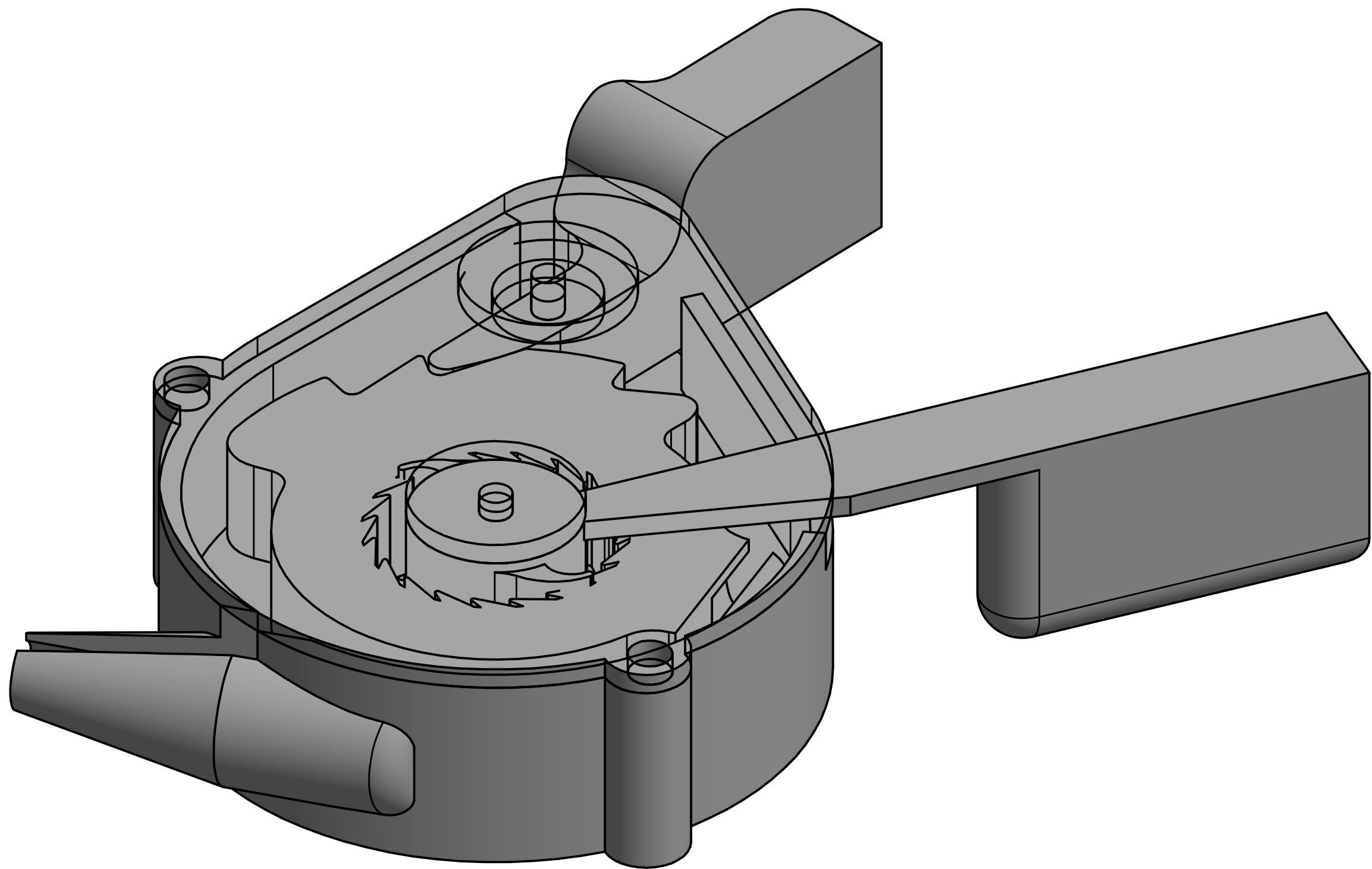


Diseño de B.H.G	Revisado por	Aprobado por	Fecha	05/07/2022
TAMBOR			SISTEMA DE TRANSMISION COMBINADO	
			ESCALA 5:1	Edición 1 / 1

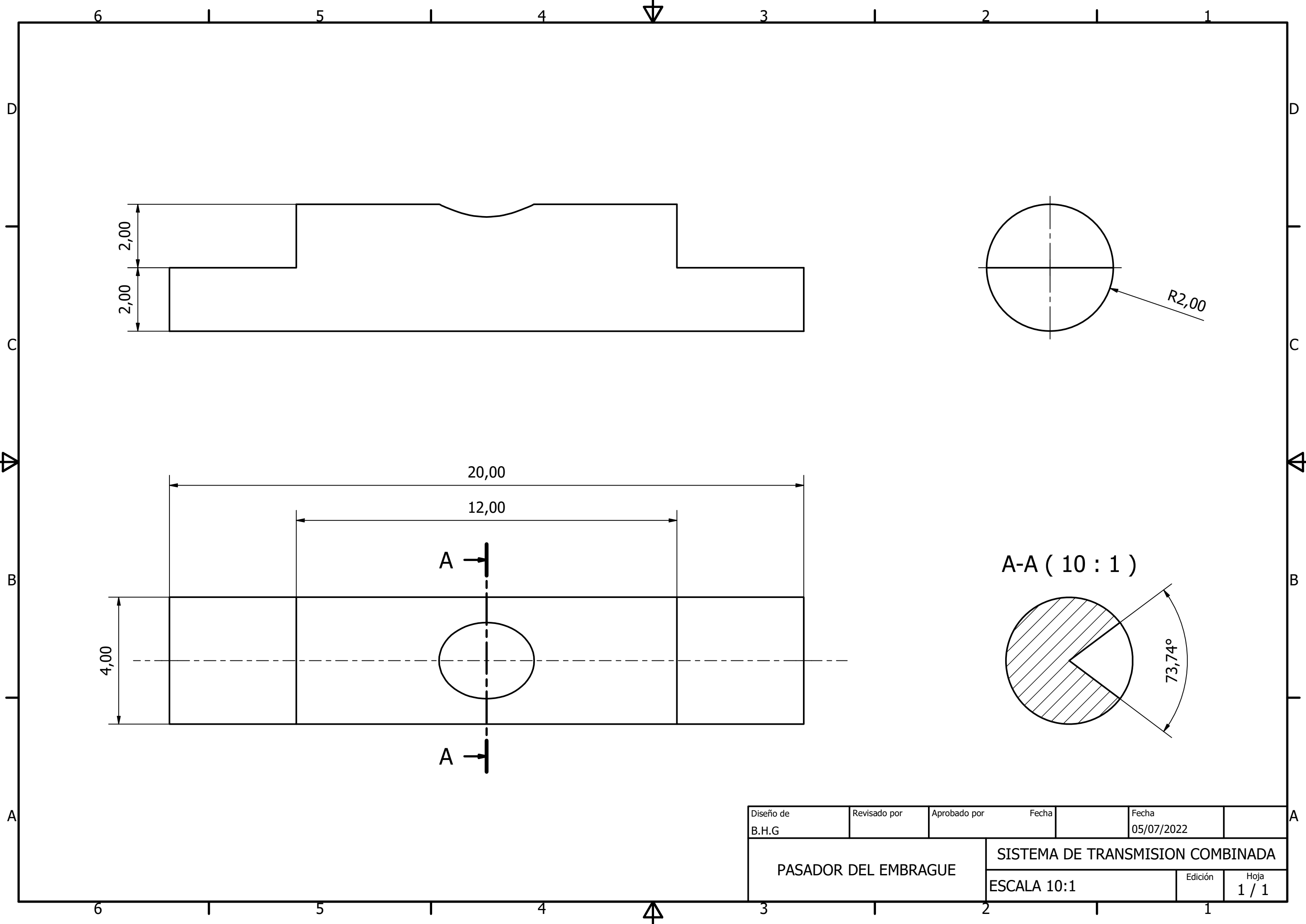


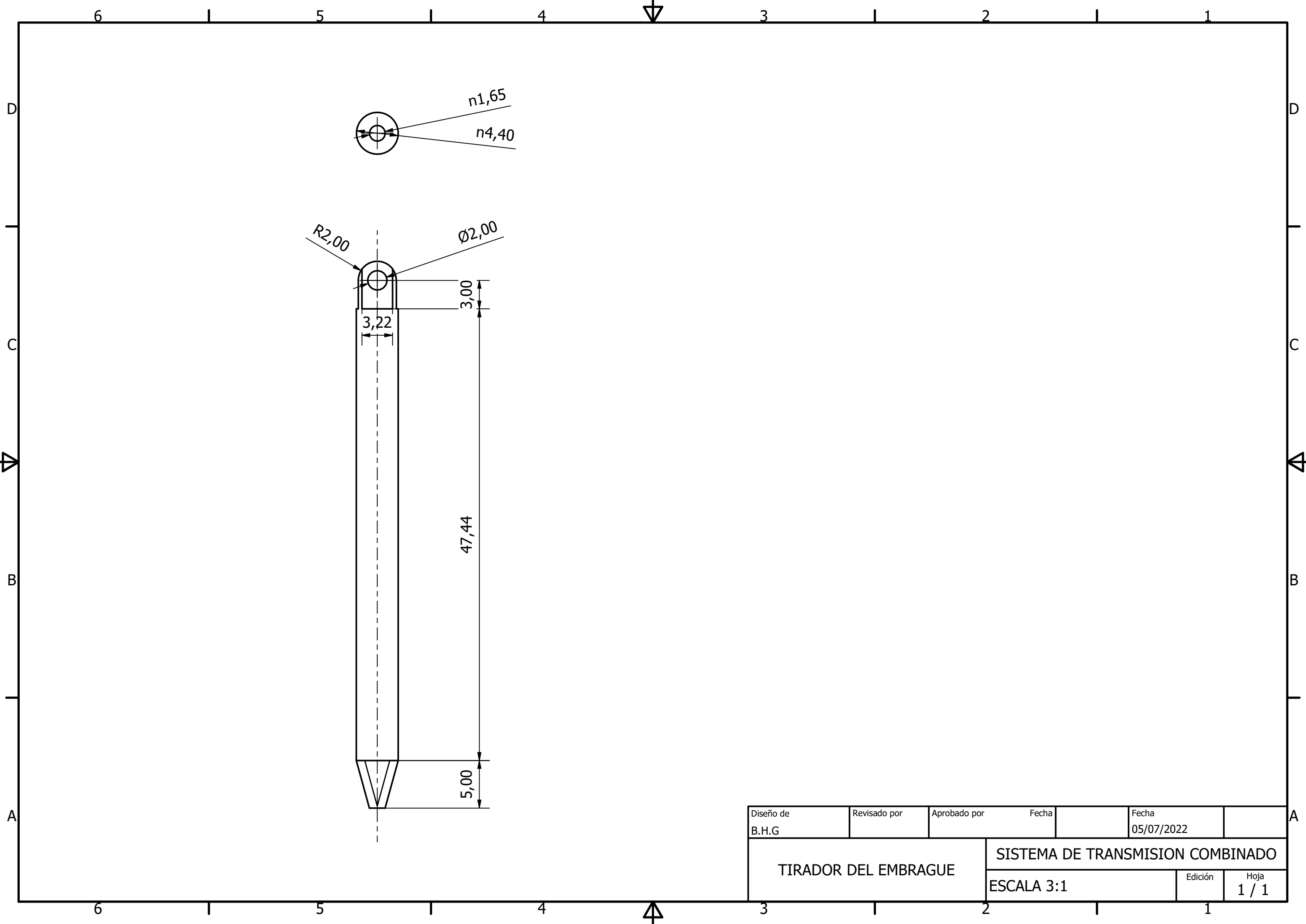


Diseño de B.H.G	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 05/07/2022	
TAPA DE LA MANETA			SISTEMA DE TRANSMISION COMBINADA		
			ESCALA 5:1	Edición	Hoja 1 / 1

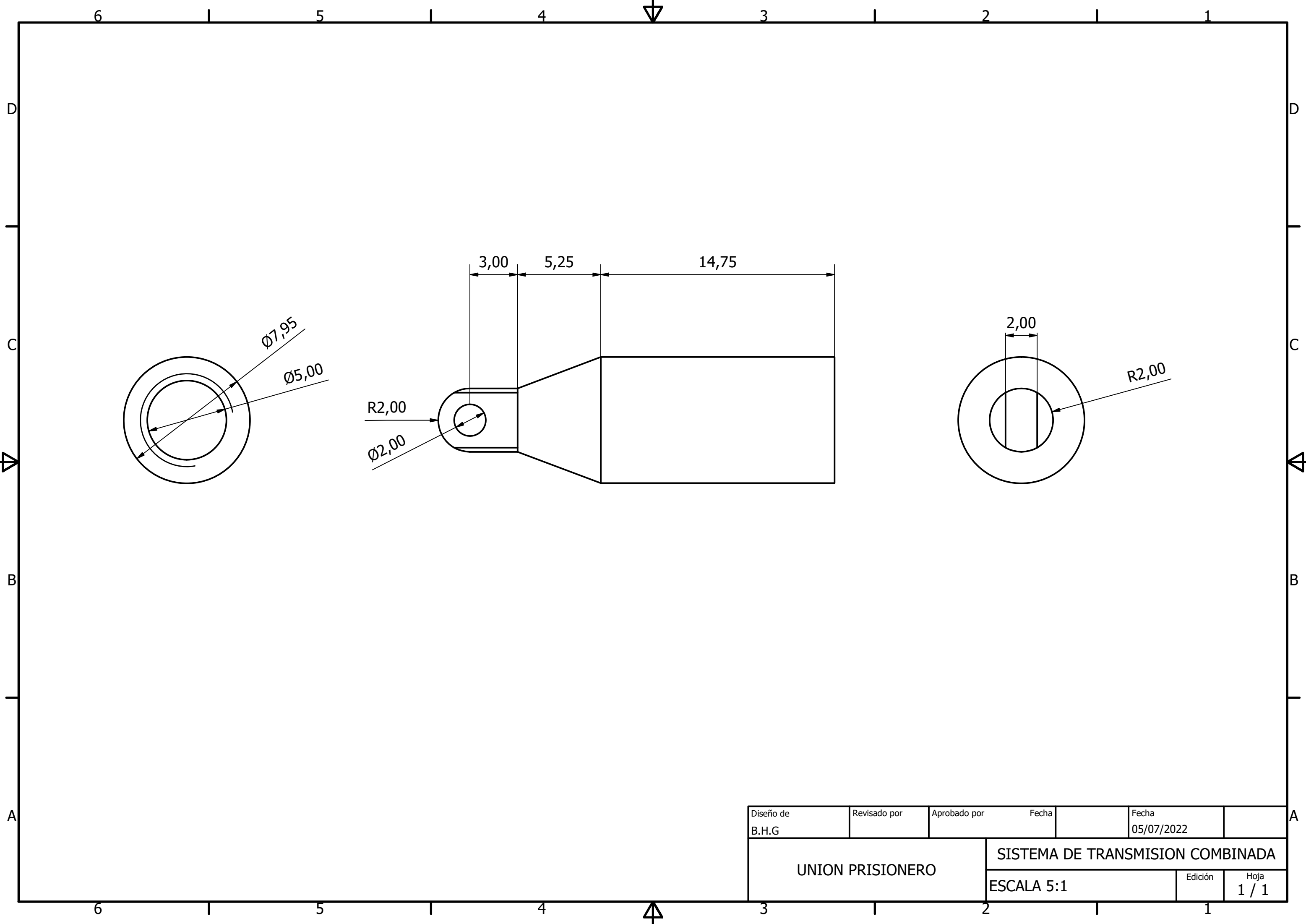


Diseño de B.H.G	Revisado por	Aprobado por	Fecha		Fecha	05/07/2022	
ENSAMBLAJE DE LA MANETA			SISTEMA DE TRANSMISION COMBINADO				
			ESCALA 5:1			Edición	Hoja 1 / 1

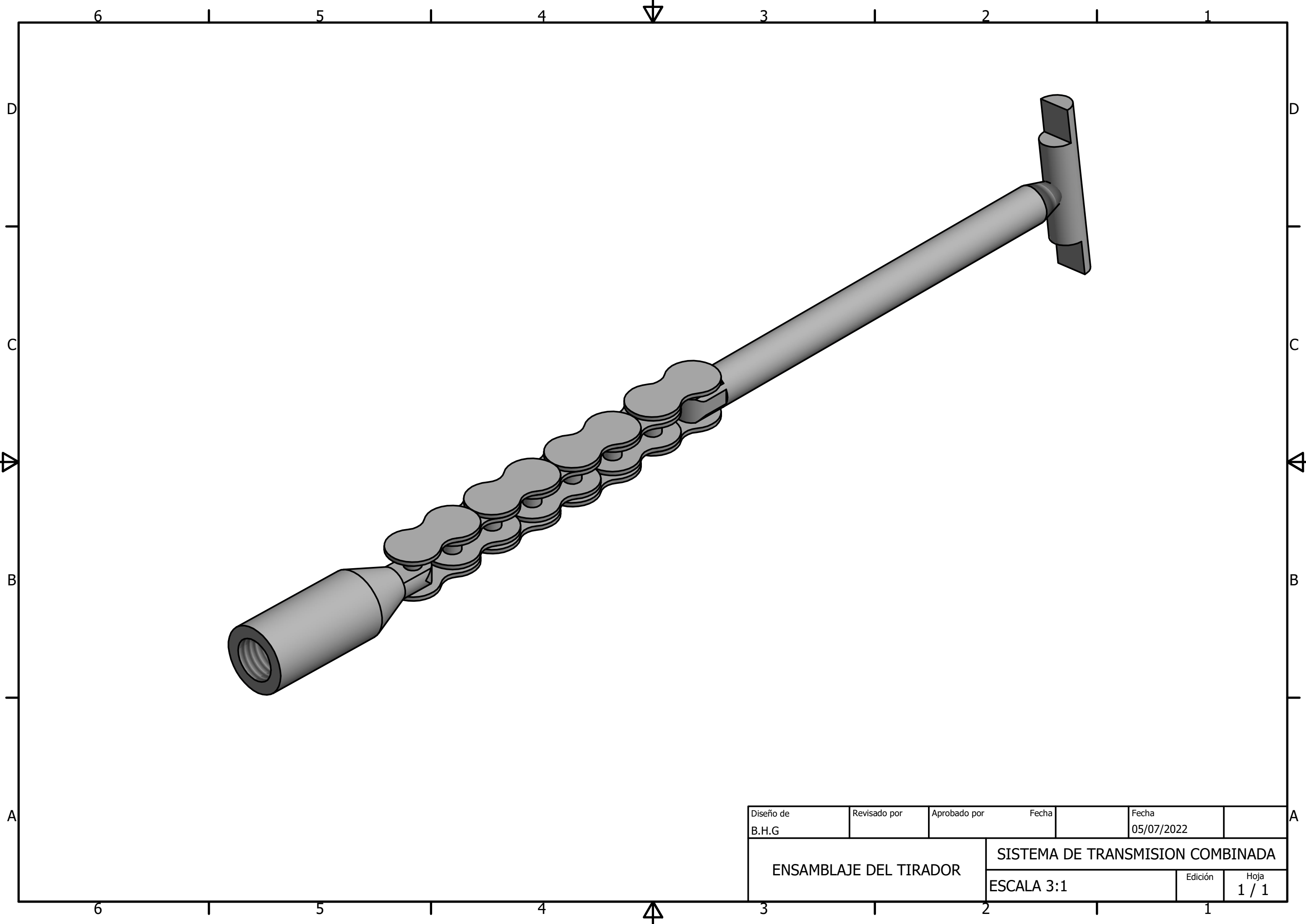




Diseño de B.H.G	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 05/07/2022	
TIRADOR DEL EMBRAGUE			SISTEMA DE TRANSMISION COMBINADO		
			ESCALA 3:1	Edición	Hoja 1 / 1



Diseño de B.H.G	Revisado por	Aprobado por	Fecha	05/07/2022	
UNION PRISIONERO			SISTEMA DE TRANSMISION COMBINADA		
ESCALA 5:1			Edición	Hoja 1 / 1	



Diseño de B.H.G	Revisado por	Aprobado por	Fecha		Fecha 05/07/2022	
ENSAMBLAJE DEL TIRADOR			SISTEMA DE TRANSMISION COMBINADA			
			ESCALA 3:1		Edición	Hoja 1 / 1

4. PLIEGO DE CONDICIONES

4.1. DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO

El proyecto consiste en el diseño de una transmisión de bicicleta donde se combina una transmisión de buje y una convencional.

En los siguientes apartados se establecen los criterios y especificaciones generales y técnicas que se deben tener en cuenta a la hora de la fabricación del sistema, su posterior montaje y el mantenimiento requerido.

La ejecución de los trabajos se llevará a cabo con arreglo al plan de acuerdo con el Proyecto redactado.

4.2. CONDICIONES GENERALES

4.2.1. CONDICIONES GENERALES FACULTATIVAS

4.2.1.1. Plazo

Se establecerá un plazo de entrega acordado por el Constructor y el Contratista. El plazo límite de entrega definitiva establecido por las partes no deberá de ser sobrepasado. El incumplimiento del plazo de ejecución marcado autorizara al contratista a aplicar una penalización.

El plazo de ejecución no sufrirá modificación, si bien quedará automáticamente ampliado por cualquiera de las siguientes causas reflejadas en lo siguiente:

- a) Fuerza mayor, según recoge el artº. 1.105 del Código Civil. Entre las causas de fuerza mayor se entenderán incluidas incidencias meteorológicas de tal magnitud que impidan la realización efectiva de los trabajos.
- b) Huelgas de los sectores afines a cualquiera de las actividades comprendidas en los trabajos.
- c) Paralizaciones totales o parciales por causas no imputables al constructor
- d) El incumplimiento en el pago acordado

Una vez finalizado el trabajo, el constructor hará entrega del material terminado al contratista y se realizará la liquidación del proyecto. En caso de que alguna de las partes se encuentre disconforme con algún aspecto y no se llegase a un acuerdo se presentarían los recursos pertinentes en los tribunales

4.2.1.2. Obras defectuosas

En el caso de que la pieza o alguna parte de ella contenga defectos inadmisibles antes de la recepción final, el constructor deberá de reparar por cuenta propia las partes afectadas.

Terminadas las piezas, el constructor comunicará este hecho. Si la Dirección Facultativa o la contrata en su Inspección encontrase algún defecto que no permitiera recibir la pieza o componente, se procederá a la subsanación de dichos defectos en el plazo que se señale al efecto.

El constructor empleará los materiales adecuados conforme al proyecto y será responsable de que no tengan ninguna tara o defecto de fabricación, y en el caso de que no se ajuste al proyecto, deberá repetir el trabajo para realizarlo de forma correcta. En caso de producirse vicios ocultos en la fabricación del prototipo, el constructor será el único responsable de estos, por lo tanto, en caso de que se produzcan estos defectos, el constructor deberá rehacer el trabajo.

4.2.1.3. Recepción provisional

Tras la finalización de la totalidad de los trabajos expuestos en el presente proyecto, la obra se entregará de forma provisional al promotor.

4.2.1.4. Recepción definitiva

La recepción definitiva se realizará tras el acuerdo por parte del Constructor y el promotor tras la recepción provisional y la obtención de un resultado favorable durante las pruebas equivalentes realizadas durante el periodo de prueba. El proyecto totalmente finalizado y funcional será a partir de este momento propiedad del cliente.

4.2.1.5. Periodo de garantía

Se establece un periodo de garantía de un 1 año, que comienza tras la recepción provisional del proyecto. Durante este periodo se podrá reclamar cualquier defecto debido a una deficiente ejecución material o por cualquier fallo de diseño existente no detectado durante las anteriores fases del proyecto.

En caso de no realizar un mantenimiento adecuado según las exigencias dadas en el presente escrito la garantía no será aplicable hacia ningún elemento con carencias de mantenimiento o uso incorrecto del mismo.

4.2.2. CONDICIONES GENERALES ECONÓMICAS

4.2.2.1. Contrato

El contrato se firmará antes del comienzo de los trabajos. Este se firmará entre el promotor, el cual es la parte que solicita los servicios y el constructor, parte que realiza los servicios. Este contrato debe evitar posibles malinterpretaciones y discrepancias entre las partes, teniendo que definir todas las cláusulas de forma correcta.

Serán formalizados a través de un documento privado. Será de cuenta del adjudicatario los gastos que provoquen la extensión de dicho documento.

4.2.2.2 Precios y pagos

El precio del presente contrato que el promotor se obliga a pagar al constructor asciende a la cantidad de 4.014,97 €. Esta cantidad se justifica en el presupuesto.

El abono del presente proyecto se efectuará en un 80% dividido en pagos iguales a término hasta la recepción provisional del proyecto. Tras superar el periodo de prueba y la recepción provisional del proyecto, se realizará el 10% restante del pago. Tras una última inspección y la recepción definitiva, se procederá al pago del 10% restante, completando el 100% de su totalidad.

Se incluyen expresamente:

- a) Los gastos relativos a herramientas, maquinaria, mano de obra, transporte de equipos y operarios para la ejecución de obras contratadas.
- b) Los materiales que hayan de emplearse.
- c) La contratación y pago de las primas de un Seguro que cubra la Responsabilidad Civil, en la que se incluirá como riesgo asegurado los daños personales que se puedan causar a personas por accidentes que se produzcan en el lugar de los trabajos.

En cuanto al Impuesto sobre el Valor Añadido se aplicará el vigente a la ley del IVA. En caso de que se modifique las obligaciones fiscales con relación a este Impuesto, las facturas que emita el constructor se acomodarán a lo que resulte aplicable. Cualquier variación de las unidades de proyecto previstas en la oferta deberá ser previamente aceptada por escrito por el promotor, debiendo expresarse si la modificación aceptada implica alguna variación en el precio cerrado aceptado y en el plazo de ejecución pactado.

4.2.3. CONDICIONES GENERALES LEGALES

4.2.3.1. Constructor

Debe de asumir contractualmente ante el promotor, con medios humanos y materiales, propios o ajenos, el compromiso de ejecutar la totalidad o parte de las obras con sujeción al proyecto y al contrato.

El constructor podrá subcontratar cualquier parte de la obra, siempre que exista una previa autorización.

4.2.3.2. Responsabilidades del constructor

- Ejecutar la obra con sujeción al proyecto, legislación y Dirección Facultativa
- Asumir la representación técnica del constructor en la obra y que debe de tener la titulación y experiencia adecuada
- Asignar a la obra los medios humanos y materiales que requiera
- Formalizar las subcontrataciones de determinadas partes o instalaciones

El contratista está obligado al cumplimiento de las disposiciones vigentes en materia laboral, de seguridad social y en materia de accidentes, seguridad e higiene en el trabajo, así como en materia de subcontratación, acepta para sí la condición de patrono absoluto de los trabajos contratados, quedando formalmente obligado al cumplimiento respecto a todo el personal propio o subcontratado de las disposiciones legales vigentes en materia laboral, sindical y de, seguridad y salud en el ámbito del trabajo

4.2.3.3 Marco jurídico

El proyecto debe ser ejecutado teniendo en cuenta las leyes vigentes. Recae sobre la empresa ejecutora de proyecto la responsabilidad de la ejecución del proyecto bajo las condiciones de contrato, las condiciones de la documentación de proyecto y las condiciones establecidas en las leyes y normativas anteriormente citadas.

Ambas partes, con expresa renuncia del fuero propio que en lo judicial pudiera corresponderles, aceptan a todos los efectos la de los Juzgados y Tribunales del lugar de la firma del proyecto.

4.3. CONDICIONES TECNICAS ESPECIFICAS

4.3.1. Materiales

Todos los materiales adquiridos tienen que ser de gran calidad y provenientes de primeras marcas. Deben de estar libres de defectos e impurezas (superficiales e internas) que puedan modificar sus propiedades mecánicas. Los materiales de los elementos estructurales, de las piezas diseñadas y los distintos elementos normalizados deben de ser exactamente los indicados en la memoria de cálculo.

En caso contrario, los materiales deberán de ser sometidos a pruebas y ensayos con el fin de garantizar unas propiedades mecánicas superiores a las indicadas. Las propiedades y estructura de los materiales deberán de permanecer intactas tras procesos de mecanizado, plegado, etc.

El material de fabricación se deberá almacenar conforme a las normas del fabricante y no se deberá utilizar en el caso de superar su vida útil o en caso de observar algún tipo de defecto.

4.3.2. Fabricación y mecanizado

La fabricación y mecanizado de las piezas se realizará en entornos expresamente diseñados para ello. Donde se cuente con el equipo necesario para cada operación, el personal competente y cualificado para cada tarea y unas condiciones de seguridad aceptables.

El mecanizado de las piezas se realizará mediante maquinas CNC fresadoras de 3 ejes. Las cuales seguirán la norma europea de calibración y estarán perfectamente preparadas para el servicio.

Para el mecanizado de los engranajes se usará un proceso de conformado en frio. Se tendrá especial atención a que no haya vicios ocultos ni deterioros en la pieza.

En cuanto a la perforación o al punzonado, se realizará mediante un taladro con broca o un escariador con la medida correspondiente al agujero deseado. Se tendrá especial atención a las rebabas producidas en el taladrado para su posterior eliminación. Para realizar el roscado de tornillos se hará conforme a lo redactado en el proyecto atendiendo al par requerido en cada tornillo.

4.3.3. Mantenimiento

La máquina una vez entregada al cliente debe seguir una serie de normas para su perfecto funcionamiento, seguro y eficiente.

Almacenarla en posición horizontal, ya sea porque la bicicleta se encuentra en el suelo con ambas ruedas apoyadas en el suelo o colgada de una pared con la rueda trasera apoyada en el suelo. Se debe evitar almacenar la bicicleta con el manillar y el pedal apoyando en el suelo de manera simultanea

Es importante mantener una correcta lubricación de partes móviles como son los rodamientos y los ejes. En caso de fallo debido a una falta de mantenimiento la empresa no se hace responsable.

4.3.4. Normativa

Se seguirá la norma ISO 4017 para los rascados, agujeros de tornillos y tornillo. Dicha norma asegurara la calidad y buen funcionamiento de la tornillería.

Los engranajes se realizarán en función a la norma ANSI/AGMA 2101-D04, la cual proporciona un método de cálculo mediante el cual distintas parejas de engranajes pueden ser evaluadas y comparadas de forma teórica.

Para la cadena se seguirá la norma ISO DIN 8187, que asegura una buena calidad y una correcta unión en la cadena y sus eslabones a parte de permitir obtener recambios normalizados.

5. PRESUPUESTO

5.1. Distribución del presupuesto

La distribución del presupuesto del proyecto se recoge las todas las partidas necesarias para su realización. Se realizarán 10 unidades de este prototipo para realizarles pruebas, el presupuesto será para el conjunto de dichas unidades. Este presupuesto se divide en tres aspectos.

- **Materias primas:** Son todos aquellos materiales de origen primario adquiridos de un tercero y que posteriormente se transformaran en el diseño del sistema.
- **Componentes comerciales:** Se trata de aquellos elementos y piezas ya normalizados y que se encuentran acogidos bajo la norma correspondiente a cada uno.
- **Mano de obra:** Se trata del coste derivado de la preparación de las materias primas, fabricación y montaje.
- **Mano de obra indirecta:** Se trata del coste derivado tanto del equipo comercial, de ventas y marketing como del departamento de diseño.

5.2. Coste de los materiales

5.2.1 Materias primas

<i>Capítulo 1</i>	<i>Ud.</i>	<i>Descripción</i>	<i>Medición</i>	<i>Precio</i>	<i>Total</i>
01.1	Kg	Barra de Aluminio 7175 T75351 para mecanizado de taller de diámetro 60 milímetros y longitud variable	0,90	3,70	3,33
01.2	Kg	Barra de Aluminio 6061-T6 para mecanizado en taller de diámetro 60 milímetros y longitud variable	0,80	2,50	2,00
01.3	Kg	Tocho de Acero AISI 1080 para mecanizado de dimensiones 20x20 milímetros y longitud variable	0,02	2,00	0,04
01.4	Kg	Barra de Acero S30300 para mecanizado de diámetro 20 milímetros y longitud variable	0,07	3,20	0,22
CAPITULO 01					5,59

5.2.2. Componentes comerciales

<i>Capítulo 2</i>	<i>Ud.</i>	<i>Descripción</i>	<i>Medicion</i>	<i>Precio</i>	<i>Total</i>
02.1	Ud	Bola metálica para rodamiento de bolas sueltas de diámetro normalizado de tres dieciseisavos de pulgada	18	0.05	18,00
02.2	Ud	Bola metálica para rodamiento de bolas sueltas de diámetro normalizado de un octavo de pulgada	36	0,03	1,08
02.3	Ud	Cassette de piñones de 8 velocidades 11-36T	1	22,08	22,08
02.5	m	Cable y funda para maneta de cambios	1,00	3,15	3.15
02.6	Ud	Muelle de torsión T020-090-109L	2	6,26	12,52
02.7	Ud	Muelle de compresión C072006525005	1	10,31	10,31
02.8	Ud	Muelle de torsión tipo R	4	0,31	1,24
02.9	Ud	Bote de grasa de montaje de componentes de bicicleta	1	5,28	5,28
02.10	m	Cadena de rodillos de Paso 5 03 B.1	0,04	69,27	2,91
CAPITULO 02					76,57

5.3. Fabricación y mano de obra

<i>Capítulo 3</i>	<i>Ud</i>	<i>Descripción</i>	<i>Medicion</i>	<i>Precio</i>	<i>Total</i>
03.1	hr	Preparación de los materiales	20	35,00	700,00
03.2	hr	Mecanizado de las piezas en taller	12	90,00	1.080,00
03.3	hr	Montaje y ajuste	1	20,00	20,00
03.4	Ud	Tratamiento superficial de piezas	4	7,22	28,88
CAPITULO 03					1.828,88

5.4. Resumen del presupuesto de ejecución material

En este apartado se recogen los costes generales del proyecto incluyendo la administración y gestión de este, además del beneficio y los impuestos aplicables.

Materias primas	5,59 €
Componentes comerciales	76,57 €
Materiales (de un prototipo)	82,16 €
Materiales (de 10 prototipos)	821,60 €
Importe de la mano de obra directa	1.828,88 €
Total de costes directos	2.650,48 €
Mano de obra indirecta (7% de los costes de directos)	185,54 €
Beneficio industrial (17% de los costes directos e indirectos)	482,13 €
Coste total	3.318,15 €
IVA (21% del coste total)	696,82 €
Coste total del proyecto	4.014,97 €

El importe total de la creación de 10 prototipos del proyecto y su elaboración suman un total de **cuatro mil catorce euros con noventa y siete céntimos (4.014,97 €)**.

REFERENCIAS

Referencias

Partes de una bicicleta y sus principales funciones (marzo 2022). Obtenido de
<https://tuttobike.com/blogs/blog/partes-de-una-bicicleta-y-sus-principales-funciones>

Cómo funciona el núcleo de una bicicleta y su mantenimiento (marzo 2022). Obtenido de
<https://www.marchasyrutas.es/blog/nucleo-de-una-bicicleta/#:~:text=El%20n%C3%BAcleo%20es%20la%20pieza,el%20movimiento%20a%20la%20rueda.>

Cambios internos en bicicleta: Ventajas y desventajas (marzo 2022). Obtenido de
<https://www.maillotmag.com/afondo/cambios-internos-en-bicicleta-ventajas-y-desventajas>

Internal Gear Hub Vs Derailleur: My Pros and Cons List (marzo 2022). Obtenido de
<https://wheretheroadforks.com/internal-gear-hub-vs-derailleur-my-pros-and-cons-list/>

How to understand hub gears (marzo 2022). Obtenido de
<https://www.cyclescheme.co.uk/community/how-to/how-to-understand-hub-gears>

RALEIGH AND HALFORDS EXPLAIN THE DIFFERENCE BETWEEN HUB GEARS AND DERAILLEURS (marzo 2022). Obtenido de
<https://blog.halfords.com/raleigh-and-halfords-explain-the-difference-between-hub-gears-and-derailleurs/>

Internal-Gear Hubs (marzo 2022). Obtenido de
<https://www.sheldonbrown.com/internal-gears.html>

Is there an alternative for the front derailleur, offering the same functionality while getting rid of all the downsides? (marzo 2022). Obtenido de
<https://classified-cycling.cc/how-it-works>

Tecnologia Alfine - Cubo de Marcha Interna (marzo 2022). Obtenido de
https://www.youtube.com/watch?v=pebS1TXG6jw&list=PLTpiUokzBiys_1cUDvFIELZ3pTvG-UHxf&index=2&t=169s&ab_channel=ShimanoBrasil

Sturmey Archer 3 speed AW gearhub. How it works.(marzo 2022). Obtenido de
https://www.youtube.com/watch?v=o6v5K-2zWMI&list=PLTpiUokzBiys_1cUDvFIELZ3pTvG-UHxf&index=3&t=1033s&ab_channel=DanBurkhart

Rohloff Speedhub How it Works (marzo 2022). Obtenido de
https://www.youtube.com/watch?v=s4UpwoDmOb4&list=PLTpiUokzBiys_1cUDvFIELZ3pTvG-UHxf&index=4&t=1s&ab_channel=DanBurkhart

What's The ULTIMATE Bicycle Gearbox? Rohloff Hub VS Pinion Gearbox (marzo 2022). Obtenido de
https://www.youtube.com/watch?v=W_hx4V9mYuw&list=PLTpiUokzBiys_1cUDvFIELZ3pTvG-UHxf&index=5&t=2s&ab_channel=CYCLINGABOUT

Sturmey Archer 3-Speed Hub Restoration // Full Service & Rebuild (marzo 2022). Obtenido de
https://www.youtube.com/watch?v=O-0w-8aUGU0&list=PLTpiUokzBiys_1cUDvFIELZ3pTvG-UHxf&index=6&t=1s&ab_channel=AMBikeCo.

Sachs/ Sram 7 speed gearhub. Timing the planetary shafts (abril 2022). Obtenido de
https://www.youtube.com/watch?v=p9A8XWPzwVg&list=PLTpiUokzBiys_1cUDvFIELZ3pTvG-UHxf&index=7&ab_channel=DanBurkhart

Shimano Nexus Alfine 8 speed How it Works (abril 2022). Obtenido de
https://www.youtube.com/watch?v=Q5iEywX3yM&list=PLTpiUokzBiys_1cUDvFIELZ3pTvG-UHxf&index=8&t=1s&ab_channel=DanBurkhart

Shimano Nexus 8 Speed Hub Reassembly - Putting It Back Together...(abril 2022). Obtenido de
https://www.youtube.com/watch?v=JNuyvIZvCrs&list=PLTpiUokzBiys_1cUDvFIELZ3pTvG-UHxf&index=9&t=344s&ab_channel=RJTheBikeGuy

Shimano Nexus 8 Speed Hub - Dissection! Evisceration! Destruction! (abril 2022). Obtenido de
https://www.youtube.com/watch?v=k8gAn2D05R8&list=PLTpiUokzBiys_1cUDvFIELZ3pTvG-UHxf&index=10&ab_channel=RJTheBikeGuy

Sturmey Archer Epicyclic gearing (abril 2022). Obtenido de
https://www.youtube.com/watch?v=K3QJTTcDXJo&list=PLTpiUokzBiys_1cUDvFIELZ3pTvG-UHxf&index=11&t=350s&ab_channel=sturmeyarchie

PLANETARY GEAR SYSTEM (abril 2022). Obtenido de
<https://www.rohloff.de/en/experience/technology-in-detail/planetary-gear-system>

What's a Planetary Gear, and How Does It Work? (abril 2022). Obtenido de
<https://www.thedrive.com/cars-101/40394/planetary-gear>

WHAT IS A PLANETARY GEARBOX? (abril 2022). Obtenido de
<https://www.apexdyna.nl/en/planetary-gearbox-introduction>

Lista de materiales y propiedades (julio 2022). Obtenido de
https://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=13ca3d21315b4632b4330965f0e01c31

Norma Agma para engranajes (julio 2022). Obtenido de
<https://docplayer.es/69296120-Tablas-de-engranajes-norma-agma.html>

Tabla de materiales para engranajes (julio 2022). Obtenido de
<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn150.html>

¿Qué significan los vatios en ciclismo? (julio 2022). Obtenido de
<https://www.bike55.es/blog/vatios-ciclismo/#:~:text=La%20mayor%C3%ADa%20de%20ciclistas%20profesionales%20tienden%20a%20producir%20entre%20200,minutos%20o%20una%20hora%20aproximadamente>

¿Cuántos vatios mueven los ciclistas profesionales? (julio 2022). Obtenido de
<https://www.welovecycling.com/es/2020/03/20/vatios-mueven-ciclistas-profesionales/>

How to find the perfect gear ratios for your MTB drivetrain (julio 2022). Obtenido de
<https://enduro-mtb.com/en/gear-ratios-mtb-drivetrain/>

Sodeman muelles industriales (julio 2022). Obtenido de
<https://www.muelles-industriales.es/>

Sturmey Archer Pawl muelle y bolas sueltas de rodamiento (julio 2022). Obtenido de
<https://hollandbikeshop.com/en-gb/bicycle-wheels/hub-parts/sturmey-archer-hub-parts/sturmey-archer-pawl-spring-hsa120-1-136977/>

Chain and sprockets (julio 2022). Obtenido de
<https://chainsandsprockets.es/>

Kit de cables/fundas de cambio (julio 2022). Obtenido de
https://www.deporvillage.com/kit-de-cablesfundas-de-cambio-shimano-mtb-optislick-sp41?gclid=Cj0KCQjw5ZSWBhCVARIsALERCvxLjX42pmC_VWf6GbJenosngAFSUgp5YBY34iAwBDI4VOLQV5x9tacaAluGEALw_wcB

Grasa de montaje para componentes d bicicleta (julio 2022). Obtenido de
https://www.forumsport.com/es-es/comet-aceites-y-lubricante-bicicleta-grasa-roja-60gr-23029-1000539515-p?gclid=Cj0KCQjw5ZSWBhCVARIsALERCvz26YSkfv40Om-bPtV_PRhXRjFmVPDIm4scq8vpXYL1w_2hOU15w9MaAl9VEALw_wcB

Materias primas de origen primario (julio 2022). Obtenido de
<https://spanish.alibaba.com/?spm=a2700.7724857.scGlobalHomeHeader.4.42e963bel8hz21>

Tabla de figuras

Figura 1. Partes principales de una bicicleta convencional.....	4
Figura 2. Generación de par en una bicicleta convencional.....	5
Figura 3. Cadena de bicicleta.....	6
Figura 4. Juego de piñones y cambio trasero.....	7
Figura 5. Bicicleta equipada con cambio de buje.	8
Figura 6. Cambios de marcha en el cuadro.	9
Figura 7. Cambios giratorios.	9
Figura 8. Cambios de maneta.	9
Figura 9. Cambios en un manillar de carretera.	10
Figura 10. Partes de un engranaje planetario.	11
Figura 11. Relación entre el giro del carrier y de la corona.	11
Figura 12. Explosión de los componentes del sistema.	12
Figura 13. Se muestran los elementos de la primera velocidad del sistema.	13
Figura 14. Interacción entre el embrague y los salientes del carrier en la segunda.....	14
Figura 15. Elementos que actúan en la tercera velocidad.	15
Figura 16. Modelo del eje.	16
Figura 17. Modelo del transmisor.	17
Figura 18. Explosión de los elementos del embrague.	18
Figura 19. Modelo ensamblado del embrague.	18
Figura 20. Modelo del carrier.	19
Figura 21. Modelo de la corona.....	20
Figura 22. Vista isométrica del trinquete del carrier.....	21
Figura 23. Vista isométrica del trinquete de la corona.....	21
Figura 24. Modelo del cierre del buje.....	22

Figura 25. Modelo del buje.	23
Figura 26. Vista opuesta del modelo del buje.	23
Figura 27. Vista parcial del sistema interior.	24
Figura 28. Modelo total del sistema.	25
Figura 29. Vista isométrica del mecanismo accionador.	26
Figura 30. Vista isométrica del tambor.	27
Figura 31. Ensamblaje del tirador del embrague.....	28
Figura 32. Tensiones en el transmisor de potencia.	32
Figura 33. Deformaciones en el transmisor de potencia.	33
Figura 34. Tensiones en la cruceta del embrague.....	34
Figura 35. Deformaciones en la cruceta del embrague.....	35
Figura 36. Tensiones en la corona en el primer caso.....	36
Figura 37. Deformaciones en la corona en el primer caso.....	36
Figura 38. Tensiones en la corona en el segundo caso.....	37
Figura 39. Deformaciones en la corona en el segundo caso.....	38
Figura 40. Tensiones en el carrier.....	39
Figura 41. Deformaciones en el carrier.....	40
Figura 42. Tensiones en el trinquete del carrier.....	41
Figura 43. Tensiones en el trinquete de la corona.....	41
Figura 44. Deformaciones en el trinquete del carrier.....	42
Figura 45. Deformaciones en el trinquete de la corona.....	42
Figura 46. Distribución de los rodamientos en el transmisor de potencia.....	47
Figura 47. Distribución de los rodamientos en el buje.....	47
Figura 48. Vista frontal de las bolas de rodamiento del transmisor y cierre del buje.....	48

Figura 49. Vista en planta de la distribución de las bolas de rodamiento del transmisor y del cierre del buje.....	49
Figura 50. Imagen del muelle de torsión para la maneta.....	50
Figura 51. Imagen del muelle de compresión para el embrague.....	50
Figura 52. Imagen de un muelle tipo R para los trinquetes.....	52
Figura 53. Cadena de rodillos.....	52