



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano tipo
bóxer de cuatro cilindros.

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

AUTOR/A: Castro Flos, Carlos de

Tutor/a: Aleixos Borrás, María Nuria

Cotutor/a: Albert Gil, Francisco Eugenio

CURSO ACADÉMICO: 2021/2022



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIERÍA
INDUSTRIAL VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

DESARROLLO DE UN PROTOTIPO VIRTUAL DE UN MOTOR PLANO TIPO BÓXER DE CUATRO CILINDROS

AUTOR: De Castro Flos, Carlos

TUTOR: Aleixos Borrás, María Nuria

Selección: Albert Gil, Francisco

Curso Académico: 2021-22

AGRADECIMIENTOS

Lo primero de todo me gustaría dedicar este trabajo a mis padres por todo el apoyo que me han dado durante estos cuatro largos años, así como a mi hermana que ha tenido que aguantarme durante todos esos momentos de frustración y desesperación.

También me gustaría agradecer a esa gran familia que han sido mi grupo de amigos, con los que tantos momentos he vivido, y en especial a mis dos murcianos, por tantas dudas que me han resuelto.

Finalmente, no me querría olvidar de todos los profesores que he tenido durante la carrera, que gracias a su vocación de enseñanza y divulgación son capaces de transmitir su pasión por la ingeniería.

RESUMEN

En el presente trabajo se desarrollará el prototipo virtual de un motor de combustión interna alternativo de cuatro tiempos, tipo plano, más concretamente bóxer. Considerando motores reales utilizados en la industria del automóvil (Subaru, Porsche...) y empleando el programa de modelado 3D Autodesk Inventor, se diseñarán los distintos componentes para posteriormente proceder al ensamblaje y simulación dinámica del mismo. Finalmente, se realizará un análisis de las posibles fuerzas actuantes sobre los elementos más comprometidos mediante el método de elementos finitos.

Palabras clave: diseño 3D, parametrización, MEF, CAD, simulación

RESUM

En el present treball es desenvoluparà el prototip virtual de un motor de combustió interna alternatiu de quatre temps, tipus pla, més concretament bóxer. Considerant motors reals utilitzats en la indústria del automòbil (Subaru, Porsche...) i emprant el programa de modelat 3D Autodesk Inventor, es dissenyarà els diferents components per posteriorment procedir a l'assemblatge i simulació dinàmica del mateix. Finalment, es realitzarà un anàlisi de les possibles forces actuant sobre els elements més compromesos mitjançant el mètode de elements finits.

Paraules clau: disseny 3D, parametrització, MEF, CAD, simulació

ABSTRACT

In the present project will be developed the virtual prototype of a four-strokes reciprocating internal combustion engine, flat type, more specifically boxer. Considering real engines used by the automotive industry (Subaru, Porsche...) and using the 3D modelling program Autodesk Inventor, the different components will be designed for subsequent assembly and dynamically simulated. Finally, an analysis of the possible forces acting on the most compromised elements will be carried out using the finite element method.

Keywords: 3D design, parameterization, MEF, CAD, simulation

DOCUMENTOS

MEMORIA.....	1
PRESUPUESTOS	106
PLANOS.....	110

MEMORIA

INDICE DE LA MEMORIA

1.	Introducción y objetivos.....	1
1.1	Introducción	1
1.2	Objetivos	2
2.	Evolución histórica y clasificación	3
2.1	Historia	3
2.2	Teoría y clasificación	4
3.	Sistemas y elementos constructivos:	8
4.	Parámetros característicos de motores	13
4.1	Parámetros geométricos	13
4.2	Parámetros de funcionamiento	16
4.3	Parámetros indicados y efectivos	18
4.4	Cálculos respecto al motor a estudiar.....	19
5.	Modelado	22
5.1	Parametrización, <i>Design Accelerator</i> y Centro de Contenido.....	22
5.2	Biela.....	22
5.3	Parte inferior de la cabeza de la biela.....	25
5.4	Pistón.....	26
5.5	Cigüeñal.....	29
5.6	Bloque motor	32
5.7	Junta de culata	36
5.8	Bujía.....	37
5.9	Válvula de admisión y escape	39
5.10	Taqué.....	40
5.11	Muelles de admisión y escape	42
5.12	Culata	43
5.13	Árbol de levas.....	48
5.14	Volante de inercia	53
6.	Ensamblado	56
6.1	Subensamblaje del pistón	56
6.2	Subensamblaje de la biela.....	58
6.3	Subensamblaje del cigüeñal.....	59
6.4	Válvulas ensambladas	61
6.5	Culata	61
6.6	Ensamble motor	62

6.7	Recopilación de los parámetros utilizados.....	70
7.	Simulación	71
7.1	Primera simulación.....	74
7.2	Segunda simulación.....	77
7.3	Tercera simulación	78
8.	Análisis de tensiones	80
9.	Resultados.....	87
10.	Conclusión	97
11.	Bibliografía	99
11.1	Libros y apuntes	99
11.2	Recursos extraídos de la Web	99
12.	Listas.....	101
12.1	Lista de imágenes.....	101
12.2	Lista de tablas.....	104

1. Introducción y objetivos

1.1 Introducción

En los últimos años se ha planteado el debate de sustituir los motores de combustión por los de energías alternativas que minimicen el impacto perjudicial en el medio ambiente. La realidad es que la gran mayoría de automóviles, embarcaciones, aeronaves o maquinaria industrial pesada aún trabajan con combustibles derivados del petróleo, sin embargo, tanto desde las administraciones como desde la industria, se está llevando a cabo un proceso de transformación y transición hacia un futuro más sostenible.

Mientras la sociedad se adapta a los próximos cambios venideros, los motores tal y como se conocen seguirán presentes, por ello este trabajo trata de estudiar y desgranar el funcionamiento de los mismos. Más concretamente, se prestará atención y será objeto de diseño los motores de la industria del automóvil. En los próximos capítulos se hará un breve repaso a la historia y la evolución de los mismos, llegando hasta la actualidad y las tecnologías más habituales que se pueden encontrar.

Avanzando un poco el contenido que se verá, puesto que se tratará de reproducir mediante un prototipo virtual la estructura de un motor plano de cuatro cilindros y todos sus componentes, resulta de gran utilidad tomar un motor como referencia. Es por ello que se ha considerado el modelo Impreza de la marca japonesa Subaru, firma con una larga trayectoria fabricando este tipo de motores en sus modelos, y prácticamente la referencia mundial en este tipo de tecnología.

A la hora de decidir el tipo de motor que se iba a estudiar y analizar se plantearon varios tipos (línea, V, rotativo...), sin embargo, los de tipo plano o bóxer presentaban algunas ventajas frente al resto que los hace realmente interesantes. Por ejemplo, por la forma de construcción y geometría, presenta su centro de gravedad en una posición inferior, mejorando la estabilidad y la experiencia de conducción. Por otro lado, las vibraciones generadas en el bloque motor durante su funcionamiento, son sustancialmente menores a las producidas en el resto de motores. Este hecho se justifica por la distribución de los cilindros y el funcionamiento del cigüeñal, como más adelante se explicará.

En la actualidad, la industria del automóvil y sus derivados suponen un elevado impacto económico, en virtud de ello, las grandes firmas internacionales invierten cada vez más recursos en investigación y desarrollo con tal de mejorar sus beneficios. Entre las estrategias más habituales, existen grandes campañas de marketing o mejoras tecnológicas con tal de reducir los costes de fabricación. Esta última estrategia es realmente la que está relacionada con el ámbito de ingeniería, ya que gracias a por ejemplo el uso de programas asistidos por computación tales como Autodesk Inventor, se puede llegar a estudiar y predecir comportamientos de los motores que años atrás resultaban imposibles sin invertir grandes cantidades de dinero en simulaciones reales.

1.2 Objetivos

A través del proyecto de final de grado se pretende que el alumno demuestre los conocimientos adquiridos a lo largo de sus estudios en la universidad. El presente trabajo pertenece al departamento de Ingeniería Gráfica, por lo que se centrará en el diseño y ensamblaje, sin embargo, también aglutina conocimientos de otras materias como, por ejemplo, elasticidad y resistencia de materiales, termodinámica o máquinas térmicas.

A partir del programa de diseño 3D asistido por computador Autodesk Inventor se tratará de crear un modelo simplificado de un motor de combustión interna alternativo tipo bóxer de cuatro cilindros. Con tal fin, se deberá de comprender el funcionamiento real de un motor, los tipos que existen, y sobre todo los componentes principales que intervienen en su funcionamiento.

Tras el diseño y la generación de su informe donde se explican los procesos seguidos durante el modelado, se pasará al apartado de simulación y análisis. En este nuevo entorno, se creará una representación dinámica teniendo en cuenta todas las restricciones y uniones entre las piezas, simulando el funcionamiento del motor en un estado estacionario. Cabe indicar que las restricciones tienen un sentido geométrico, es decir, indican una posición relativa entre piezas, mientras que las uniones, representan las interacciones físicas, ya que establecen los movimientos relativos y rozamientos.

Finalmente, partiendo de dicha simulación, se realizará el análisis de tensiones, donde se estudiará el comportamiento del motor bajo un estado de cargas que corresponde con el proceso de combustión. Para dicho análisis se recurrirá al método de elementos finitos ofrecido por el propio programa, y para poder concluir si las piezas analizadas son capaces de soportar las cargas aplicadas, se comparará el valor de la tensión máxima hallada con el de límite elástico del material elegido durante el diseño.

De igual forma, además de los objetivos descritos, se persigue adquirir nuevos conocimientos que complementen la formación como ingeniero industrial.

2. Evolución histórica y clasificación

2.1 Historia

Los motores de combustión interna alternativa hoy en día son el resultado de una evolución continua basada en la investigación y desarrollo, fundamentada en modelos y prototipos llevados a cabo por los primeros ingenieros. Dicha labor de investigación ha establecido las bases y marcado la dirección que las sucesivas generaciones han seguido hasta llegar a nuestros días.

El desarrollo histórico de los motores de combustión interna alternativos tiene nombre y apellidos propios, y estos son Nikolaus August Otto, un ingeniero alemán considerado el creador del primer motor de gasolina de cuatro tiempos con carga comprimida, el cual fue patentado en Estados Unidos en 1876.

Sin embargo, cabe destacar que el motor de Otto tiene como antecedentes las máquinas de vapor que tanta importancia adquirieron durante la primera revolución industrial en el siglo XVIII. Si bien, estas máquinas se distinguen por ser capaces de producir energía mecánica a partir de una fuente externa de energía térmica, guardan una gran similitud con el motor de Otto ya que el fluido de trabajo se encuentra confinado dentro de un volumen móvil que al desplazarse produce una variación en la densidad. Es decir, ambas máquinas se consideran máquinas volumétricas o de desplazamiento positivo.

Posteriormente, en 1886 se produce otro hecho histórico en la historia del automovilismo cuando el ingeniero e inventor alemán Karl Friedrich Benz patenta el Benz Patent-Motorwagen ("coche a motor patentado Benz"), es decir, el primer vehículo de la historia diseñado para ser propulsado por un motor de combustión interna. Sin duda, este acontecimiento histórico, marcaría el inicio de una nueva industria que impulsaría el desarrollo de nuevos motores y tecnologías.

Fue en 1896 cuando Rudolf Christian Karl Diesel, un ingeniero de la firma alemana MAN, investigando el uso de combustibles alternativos como sustitutos a la gasolina, inventa el primer motor de autoignición que funciona con combustibles pesados, que posteriormente se llamaría motor diésel en honor a su inventor. Estos motores estaban basados en los motores de compresión, los cuales no necesitaban un aporte de energía externa (chispa) para iniciar la combustión. Este tipo de motores solían presentar mejores rendimientos que los motores de gasolina o vapor, sin embargo eran excesivamente pesados y ruidosos, por lo que rápidamente se implementaron para labores industriales y agrícolas.

En la primera mitad del siglo XX y hasta bien entrados los 70, los motores de gasolina dominaron la industria del automóvil por su tamaño compacto y bajo coste de fabricación, mientras que los motores diésel, por las desventajas ya comentadas previamente, se solían emplear para tareas pesadas. Sin embargo a partir de los años 70, los vehículos empezaron a implementar motores de encendido por compresión, gracias en parte, a la aparición de nuevas tecnologías como los turbocompresores y bombas de inyección electrónica. [8]

En la actualidad, un cambio en las normativas y una mayor preocupación por el efecto perjudicial de los hidrocarburos ha provocado que exista una situación de incertidumbre marcada por el auge de los motores eléctricos e híbridos. Así mismo, también cabe mencionar la fuerte inversión que han realizado los distintos fabricantes de motores del mundo en desarrollar nuevas tecnologías, lo que no es más que un anuncio de la más que probable revolución que se producirá.

2.2 [Teoría y clasificación](#)

Un motor de combustión interna alternativo se define como una máquina térmica formada por un conjunto de elementos mecánicos que es capaz de convertir la energía química almacenada en el fluido de trabajo en energía mecánica mediante un movimiento alternativo.

Dentro de los motores de combustión interna alternativos existen dos grandes clasificaciones; según el proceso de encendido y el ciclo de trabajo.

Como se ha comentado previamente en el desarrollo histórico de los motores, existen dos grandes familias de motores; los motores de encendido provocado (MEP) o motores de gasolina y los motores de encendido por compresión (MEC) o motores diésel.

Los motores de encendido provocado se caracterizan por necesitar un aporte de energía externo para iniciar la combustión de la mezcla. Dicha ignición en la actualidad se produce mediante el salto de una chispa proveniente de una bujía. Por otro lado para que en un motor de gasolina se produzca correctamente la combustión se tiene que respetar la proporción entre masa del combustible (gasolina) y del comburente (aire) entre un límite superior e inferior. Dicha proporción se conoce como dosado estequiométrico, y para la gasolina se sitúa alrededor del 14.7:1, es decir, 14.7 gramos de aire por 1 gramo de gasolina.

Uno de los grandes problemas de este tipo de motores es la detonación. Este fenómeno indeseable se puede producir por un aumento excesivo de presión y/o temperatura, y provoca una combustión violenta y descontrolada dentro del cilindro de manera paralela con la combustión habitual, lo que provoca un choque de los frentes de llama aumentando excesivamente la presión. Al aumentar la presión se aumentan las sollicitaciones mecánicas de los distintos componentes y se produce el conocido picado de biela.

Este fenómeno es el principal motivo por el que la relación de compresión (relación entre el volumen máximo y el de la cámara de combustión) de los motores de encendido

provocado no es elevada, y consecuentemente los rendimientos son ligeramente inferiores a los de los motores diésel (máximos del 35%).

En cuanto a los motores de encendido por compresión, se diferencian de los anteriores por la manera de iniciar la combustión. Esta se produce por un proceso de autoencendido gracias a las elevadas temperaturas que se alcanzan durante la compresión del comburente. El inicio de la combustión viene marcado por el instante en el que se comienza a inyectar el combustible.

La inyección del combustible en este tipo de motores es especialmente crítica, pues es la que determina la calidad de la combustión, es por eso que para mejorarla se trata de inyectar pulverizando la mezcla a alta presión. En cuanto al dosado, siempre se trabaja en pobre (cantidad excesiva de aire), puesto que el inicio de la combustión se producirá en aquellas zonas donde las condiciones sean las idóneas y evolucionará gracias al chorro de inyección y al movimiento del aire.

Gracias a que en los motores de encendido provocado se pueden alcanzar altas presiones, se puede aumentar la relación de compresión sin que aparezca detonación consiguiendo así valores más elevados de rendimiento (máximo del 55%). [1]

Si ahora se realiza una clasificación de los motores en función de su ciclo de trabajo, los motores de cuatro tiempos tienen un claro protagonismo. Este tipo de motores se caracteriza por realizar el ciclo termodinámico en dos vueltas de cigüeñal o cuatro carreras. Los diferentes tiempos son:

1. Admisión: el pistón baja hasta el punto muerto inferior con la válvula de admisión abierta, generándose así una pequeña depresión que favorece la entrada de aire (o mezcla) al interior del cilindro.
2. Compresión: el pistón se desplaza hasta el punto muerto superior con la válvula de admisión cerrada comprimiendo así el fluido que se encuentra en el interior del cilindro.
3. Expansión: una vez el pistón ha llegado al punto muerto superior, se inicia la combustión bien mediante la inyección de combustible o con el salto de una chispa. Dicha combustión producirá un aumento de temperatura y presión que forzará al pistón a desplazarse hacia el punto muerto inferior.
4. Escape: cuando el pistón ha llegado a su punto muerto inferior, la válvula de escape se abrirá, mientras el émbolo se desplaza hasta el punto muerto superior, expulsando los gases quemados de la combustión. Gracias a que el interior del cilindro se encuentra a mayor presión, los gases saldrán con mayor facilidad. [5]

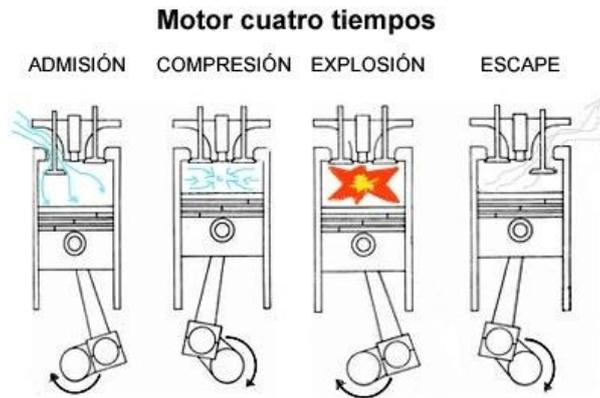


Figura 2.1 Ciclo de trabajo de un motor de cuatro tiempos

Por otro lado, también se puede encontrar motores con ciclos de trabajo de dos tiempos, es decir, realizan el ciclo termodinámico en una sola vuelta de cigüeñal. Este tipo de motores de encendido provocado se encuentra cada vez más en desuso y su aplicación se ha relegado a aplicaciones de poca potencia (fuera bordas, ciclomotores, maquinaria agrícola...). Sin embargo, los motores de encendido por compresión de dos tiempos se encuentran muy presentes en maquinaria de alta potencia, tales como ferrocarriles o grandes buques.

El funcionamiento de este tipo de motores es similar al de cuatro tiempos, ya que las distintas etapas del ciclo igualmente se realizan, aunque en tiempos distintos:

1. Admisión-compresión: el émbolo se desplaza desde el punto muerto inferior hasta el superior. Como se observa en la imagen 2.2, a medida que el embolo sube, la lumbrera de transferencia se cierra, creando así una depresión en el cárter que favorece la entrada de mezcla fresca. Simultáneamente, se ha cerrado la lumbrera de escape, impidiendo que salga la mezcla y aumentado así la presión.
2. Explosión-escape: una vez se ha alcanzado la presión máxima de la mezcla en el punto muerto superior, se produce la combustión y la expansión, desplazando el pistón hacia el punto muerto inferior. De manera inversa, a medida que disminuye el émbolo, la lumbrera de escape se abre, y los gases de la combustión salen del cilindro.

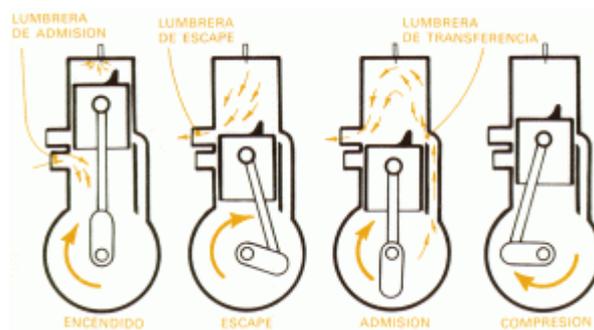


Figura 2.2 Esquema de funcionamiento de un motor 2 tiempos

A pesar de su sencillez de funcionamiento (no es necesario un sistema de distribución de válvulas), y que se obtiene mayor potencia para una misma cilindrada, existe un gran inconveniente que ha producido su declive. En el proceso de renovación de la carga, existe unos instantes donde la lumbrera de escape y la de transferencia se encuentran abiertas mientras se expulsan los gases de la combustión. En este momento se puede producir una pérdida de mezcla fresca, y más importante, cortocircuito por lo que se emitirían hidrocarburos sin quemar a la atmósfera.

El motor que es objeto estudio en este trabajo está clasificado dentro del grupo de motores de encendido provocado de cuatro tiempos.

3. Sistemas y elementos constructivos:

Como se ha introducido previamente, un motor está formado por un conjunto de elementos mecánicos (móviles y fijos), que consiguen aprovechar la energía química almacenada en el fluido de trabajo hasta transformarla en energía mecánica. En este apartado se pretende presentar las partes y componentes más importantes de un motor de combustión interna alternativo, así como las tecnologías más presentes en el mercado. [6]

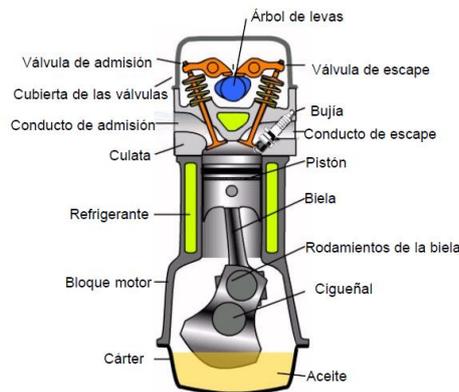


Figura 3.1 Esquema simplificado de un motor de combustión interna alternativo

- Biela: se trata de uno de los elementos más importantes de un motor, ya que se encarga de transmitir el movimiento generado por el aumento de volumen en la cámara de combustión hasta el cigüeñal. Puesto que se trata de una pieza que se encuentra sometida a elevadas tensiones se suele fabricar mediante forjado en acero templado, aunque algunos motores con un uso más deportivo suelen montar bielas de titanio o aluminio. La parte que se conecta con el pistón se conoce como pie de biela, mientras que la que se encuentra unida al cigüeñal se denomina cabeza de biela. Por último, se tiene el cuerpo de biela, que constituye la parte central, que habitualmente presenta una geometría en forma de T o H, como se observa en la siguiente imagen. [9]



Figura 3.2 Partes de una biela y su geometría más habitual

- Pistón: parte móvil que se encuentra directamente en contacto con los gases de combustión y se encarga de transmitir la energía de estos hasta la biela. Puesto que los durante la combustión se alcanza temperaturas y tensiones muy elevadas, son piezas que se fabrican forjadas o fundidas en hierro, aleación acero o níquel y aluminio.

Como se observa en la imagen, existe unas pequeñas hendiduras sobre la superficie cilíndrica del pistón, conocidas como zona de segmentos. En dichos surcos se alojan los segmentos que están en contacto con la superficie interior del cilindro y se encargan de asegurar el sellado de la cámara de combustión, a la vez que aseguran la correcta lubricación del pistón.

Por otro lado, se debe mencionar el sistema de unión entre el pistón y la biela. Un bulón atraviesa el pistón, y mediante unos anillos de seguridad, aseguran la correcta colocación. En este tipo de mecanismo el bulón se encuentra libre, sin embargo, también es habitual encontrar el bulón fijo a la biela montado a presión. [10] [11]

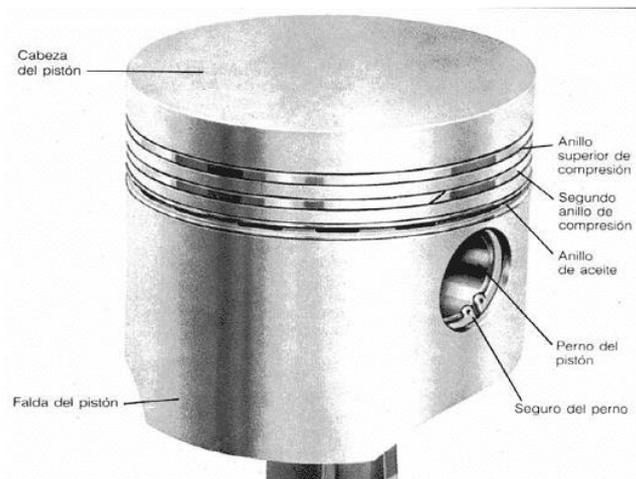


Figura 3.3 Esquema de un pistón con bulón flotante

- Cigüeñal: situado en la parte inferior del bloque motor, el cigüeñal se encarga de transformar la energía recibida a través de la biela en movimiento rotatorio. Alrededor de un eje se articulan una serie de elementos mecánicos, que dado sus fuertes sollicitaciones mecánicas suelen estar fabricados en acero forjado, hierro nodular y hierro dúctil austemperizado. Tal como se puede ver en la imagen, las muñequillas se encuentran unidas a las bielas, mientras el brazo haría las veces de manivela contactando con el eje. Por otro lado, los apoyos facilitan que el cigüeñal descansa sobre el bloque motor asegurándose el mínimo movimiento posible, mientras que los contrapesos contribuyen a minimizar las irregularidades en el eje, jugando con el reparto de pesos y sus inercias.

Finalmente, en ambos extremos se encuentra el plato, que actuará como elemento de unión para el volante de inercia, y el espigo, al cual van unidos una serie de engranajes que conforman el sistema de distribución.

En este tipo de mecanismo es de vital importancia el sistema de lubricación, puesto que las distintas partes están en contacto entre ellas, y sin un correcto deslizamiento se produciría un desgaste prematuro. Es por esto que el cigüeñal cuenta con cojinetes en todos los apoyos y muñequillas que se nutren de un sistema interno de lubricación.



Figura 3.4 Partes de un cigüeñal

- Camisa del cilindro: se trata de una pieza normalmente fabricada con aleación de acero, que se sitúa sobre los cilindros labrados en el bloque motor. Sobre ella se desliza de manera alternativa el pistón, y contiene los gases de combustión. Existen tres tipos de camisas, en función de la estructura del bloque motor.

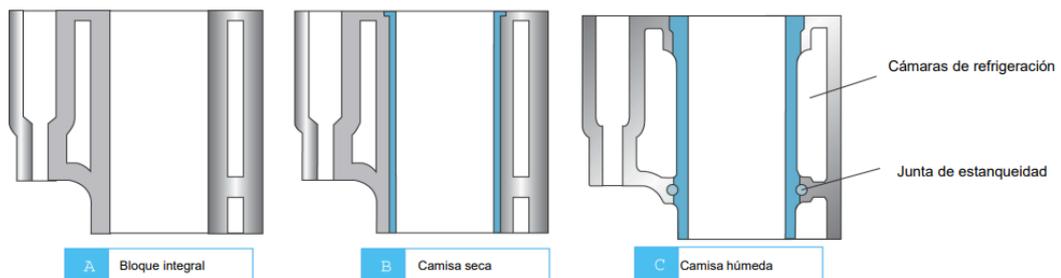


Figura 3.5 Tipos de camisas más comunes

- Bloque motor: estructura normalmente hecha de acero o aluminio fundido, que aloja todos los elementos constructivos, así como los cilindros y los apoyos del cigüeñal. La disposición de los cilindros resulta fundamental para determinar el tipo

de motor. Además, dicha disposición suele determinar la solución constructiva, es decir, la manera en la que se fabrica el bloque motor. La configuración monobloque resulta ligeramente más compleja de fabricar, sin embargo, como ventaja presenta un peso mucho más ligero. Por otro lado, los bloques fabricados en dos piezas resultan menos costosos, y facilitan el acceso y el montaje de los elementos internos.

Las configuraciones más habituales son los motores en línea, en V, y bóxer.

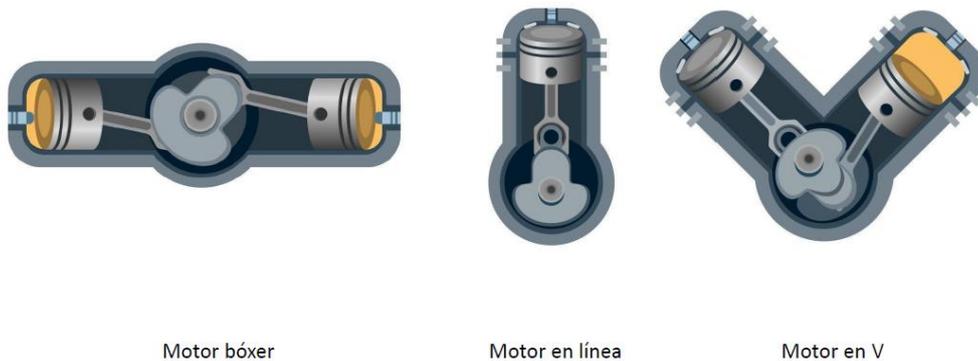


Figura 3.6 Configuraciones más habituales de los motores en función de la disposición de los cilindros

- Culata: también conocida como tapa de cilindros, es la estructura metálica que se sitúa en la parte superior del bloque de cilindros que actúa como cierre del bloque motor. Pero, más allá de solamente ejercer esta función, también se encarga de alojar y soportar elementos de vital importancia como la bujía, los inyectores válvulas o árbol de levas. Además, posee una gran cantidad de orificios y galerías por los que trascurren los distintos sistemas de refrigeración y lubricación, así como las pipas de admisión y escape.

Para poder garantizar un correcto grado de estanqueidad, entre el bloque motor y la culata, se añade una junta, conocida como junta de culata, que gracias a su flexibilidad será capaz, además, de absorber parte de la energía proveniente de las vibraciones del propio motor.

Debido a la precisión requerida durante el mecanizado de algunas partes (roscados, asiento de válvulas, guía de válvulas...), así como los acabados superficiales y materiales empleados durante su fabricación (aleaciones ferrosas, aluminio, aleaciones de acero...), es considerada una de los elementos constructivos más críticos y complejos.

- Bujía: pieza fundamental para iniciar la combustión en los motores de encendido provocado. En el extremo de la bujía se encuentran dos electrodos que al recibir un alto voltaje, generarán un arco de corriente o chispa, que incendiará la mezcla de combustible y aire.

- Sistema de distribución: en este caso, no se trata de una sola pieza, sino que engloba a un conjunto de elementos que forman un mecanismo que se encarga de la renovación de la carga.

En la actualidad existen diversos sistemas de distribución que integran distintos componentes (OVH, OHC, DOHC). Para el estudio del motor planteado se prestará atención al sistema DOHC, formado fundamentalmente por el árbol de levas, resortes, las válvulas y taqué.

El árbol de levas en este tipo de sistema se encuentra sincronizado con el giro del cigüeñal mediante una cadena, correa o engranajes y en función de su sincronización con el movimiento alternativo del pistón, se establecen los instantes en los que las válvulas de escape y admisión se abrirán y cerrarán.

Los taqués no son más que unas piezas que se encargan de conectar el árbol de levas con los vástagos de las válvulas, empujándolas. En los empujadores clásicos, se dejaba un pequeño espacio conocido como juego de taqué, pensando en la dilatación del material, sin embargo, gracias a los taqués hidráulicos que se pueden encontrar hoy en día se puede eliminar el ruido y las vibraciones que se producían cuando las levas entraban en contacto.

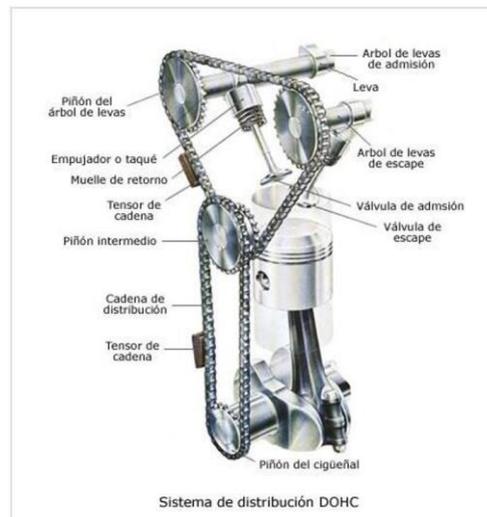


Figura 3.7 Sistema de distribución DOHC

4. Parámetros característicos de motores

A continuación, se presentarán los parámetros más importantes para poder caracterizar un motor convencional. Entre estos parámetros se puede distinguir los geométricos, los de funcionamiento y los indicados y efectivos.

4.1 Parámetros geométricos

A partir de las medidas de los distintos elementos mecánicos que componen un motor, se pueden establecer unos valores habituales para caracterizar el posterior diseño. [3]

- Diámetro del cilindro (D): es uno de los parámetros fundamentales del motor, pues determina su cilindrada. Dentro del diámetro del cilindro se tiene en cuenta el valor del diámetro del pistón más un pequeño espacio para permitir su desplazamiento con la mínima fricción.

$$\text{Diámetro} = 93 \text{ mm}$$

- Carrera del pistón (S): es la distancia que recorre el pistón durante el movimiento alternativo entre el punto muerto superior (PMS) y el punto muerto inferior (PMI).

$$\text{Carrera} = 75 \text{ mm}$$

- Relación carrera-diámetro (S/D): nos permite establecer una clasificación muy interesante sobre las dimensiones del motor y las formas de sus cilindros. Además, también está estrechamente relacionada con la relación de compresión y la potencia que desarrolla.

Tipo	Supercuadrados	Cuadrados	Alargados
S/D	<1	=1	>1

Tabla 1 Relación carrera-diámetro

Gracias al tamaño más compacto de la cámara de combustión de los motores alargados, se producen menos pérdidas de calor, sin embargo, como inconveniente, existe poco espacio para la instalación de las válvulas.

Por otro lado, los motores que presentan una geometría cuadrada, se caracterizan por tener una cámara de combustión de mayor tamaño, y consecuentemente se producen mayores pérdidas. Los motores de carácter deportivo habitualmente se encuentran dentro del grupo de motores supercuadrados, ya que se persiguen la máxima velocidad lineal posible, es decir, un alto régimen de giro, característica propia de este tipo de motores.

Aplicación	S/D
MEP 4T competición (F1)	<0.6
MEP 4T motocicletas	0.65-0.9
MEP 4T automóviles	0.9-1.1
MEP 2T	1-1.1
MEC 4T automóviles	1-1.2
MEC 4T vehículo pesado	1.1-1.2
MEC 2T lento	1.8-2.8

Tabla 2 S/D característicos

A partir de los valores establecidos, se puede obtener la clasificación del motor a estudiar

$$\frac{S}{D} = \frac{75}{93} = 0.815 \quad [4.1]$$

La relación carrera diámetro que se obtiene es inferior a uno, por lo que el motor muestra un carácter marcadamente deportivo (motor supercuadrado).

- Longitud de la manivela (L): la manivela es el elemento mecánico que se encarga de transformar el movimiento de traslación de la biela en la rotación del cigüeñal. Se trata de la distancia que existe entre sus dos extremos (muñequilla y cabeza de la biela).

- Longitud de la biela (L): distancia entre la cabeza y el pie de biela.
- Sección del pistón: se calcula a partir del diámetro del mismo.

$$A_p = \frac{\pi D^2}{4} \quad [4.2]$$

- Cilindrada unitaria (V_D): volumen encarrerado entre las paredes de la camisa del cilindro y el punto muerto inferior y superior.

$$V_D = A_p S \quad [4.3]$$

- Volumen cámara de combustión (V_c): se trata del volumen que se concentra cuando el pistón se ha desplazado hasta el punto muerto superior.

- Número de cilindros (Z): nuevamente, compromete el diseño del motor, puesto que de este parámetro dependerá la forma del bloque motor, e incluso la potencia que será capaz de entregar.

- Cilindrada total (V_T): volumen total atrapado entre los cilindros. Es otro de los parámetros más representativos del diseño de un motor, ya que tiene una repercusión directa en su tamaño y en la potencia que entrega (mayor volumen, mayor capacidad para introducir mezcla).

$$V_T = Z \cdot V_d \quad [4.4]$$

Los fabricantes acostumbran a redondear las cilindradas totales, es por eso, que en este caso el motor se puede definir como un dos litros o dos mil centímetros cúbicos.

- Número de ciclos por revolución (i) : cuantifica el número de ciclos de trabajo que realiza el motor por revolución del cigüeñal.

- Relación de compresión (r_c) : se obtiene dividiendo el volumen de la cilindrada unitaria más el de la combustión (volumen máximo) entre este último (volumen mínimo). Este parámetro es realmente representativo del tipo de motor. Como se introdujo, los motores de encendido provocado presentan valores de relación de combustión relativamente bajos comparados con los motores de encendido por compresión debido al peligro de detonación de la mezcla. Una de las estrategias más utilizadas para obtener mayor potencia en los motores consiste en aumentar la relación de compresión sin comprometer el correcto funcionamiento del motor.

Aumentando dicho parámetro se consigue que, para una misma cantidad de mezcla introducida dentro de los cilindros, se obtenga valores de compresión más elevadas (reduciendo el volumen de la cámara de combustión se aumenta la presión máxima), y consecuentemente se obtiene una mayor potencia. Este aumento tiene una repercusión directa sobre el rendimiento.

Pero, como ya se ha comentado, si dicho valor de presión máxima es excesivo, se alcanza temperaturas que pueden provocar la indeseable detonación. Para evitarlo se siguen distintas estrategias como aumentar el octanaje de la gasolina, inyectar directamente en el cilindro o reducir las temperaturas.

A continuación, se presenta una tabla con los valores límites de relación de compresión para los distintos tipos de motores.

$$r_c = \frac{V_D + V_c}{V_c} \quad [4.5]$$

Tipo de motor	r_c min	r_c max
MEP 4T	9	11
MEP 2T	8	11
MEC DI	12	18
MEC IDI	18	22

Tabla 3 Relación de compresión característica de los motores

En la tabla se menciona los motores DI, es decir de inyección directa, tecnología altamente implantada en el mercado actual y IDI, de inyección indirecta.

- Diagrama de distribución: como se ha relatado anteriormente, para el correcto funcionamiento de un motor, se debe optimizar la apertura y cierre de las válvulas mediante el árbol de levas. El objetivo que se persigue es tratar de mejorar el

proceso de renovación de la carga, y para ello habitualmente se suele avanzar y retrasar la apertura y el cierre de las válvulas.

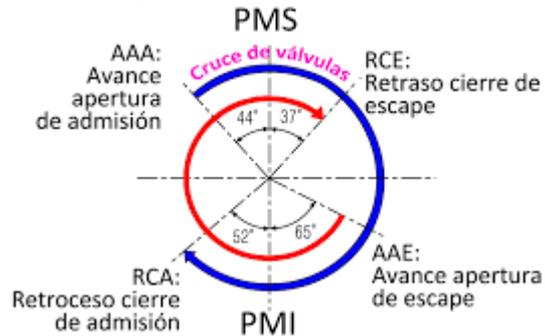


Figura 4.1 Valores habituales de un diagrama de distribución

Con esta técnica se persigue evitar el retraso que existe desde el momento en el que salta la chispa y se produce la combustión, y, sobre todo, aprovechar las inercias de los gases para producir una renovación de la carga más eficaz y rápida (aumenta el rendimiento volumétrico).

Como se puede ver en la imagen, existen unos instantes en los que las válvulas de admisión y escape se encuentran abiertas a la vez. Esto se conoce como cruce de válvulas, sin embargo, si se retrasa excesivamente el cierre del escape y se adelanta la apertura de la admisión se puede producir el fenómeno llamado cortocircuito. En esta situación, se produce una pérdida de rendimiento y un aumento masivo de las emisiones contaminantes, ya que se está vertiendo a la atmosfera directamente la mezcla sin producirse la combustión.

Además de esta optimización, se debe tener en cuenta que el cruce de válvulas varía con el régimen de giro del motor, ya que, a bajas vueltas, la velocidad de los gases es menor y por tanto resulta más interesante realizar un cruce de válvulas menor respecto al que se produce en regímenes altos.

4.2 Parámetros de funcionamiento

Existen multitud de características de un motor que se pueden calcular y parametrizar, sin embargo, para el presente trabajo se presentarán aquellos que tienen una repercusión directa sobre la entrega de potencia.

- Poder calorífico (PC) y consumo de combustible (\dot{m}_f): uno de los objetivos que se persigue en el diseño de un motor de combustión es determinar la

potencia que será capaz de desarrollar. Para ello se debe tener en cuenta el poder calorífico del combustible que empleará y el gasto másico de este.

El poder calorífico es la cantidad de energía que el combustible será capaz de liberar por unidad de masa si se produce una combustión ideal completa. Habitualmente para medir dicha característica se suele emplear el poder calorífico inferior (PCI), ya que se considera únicamente la energía realmente aprovechable, puesto que se disipa energía en la condensación de agua.

Por otro lado, el gasto de combustible cuantifica la cantidad de carburante que se emplea para la combustión habitualmente medida por unidad de tiempo.

Consecuentemente, si se conoce el gasto de combustible y el poder calorífico del combustible, se puede conocer la cantidad de energía liberada por unidad de tiempo.

$$Q_{lib} = PCI \cdot \dot{m}_f \quad [4.6]$$

- Régimen o revoluciones por unidad de tiempo (n) : la cantidad de vueltas que realiza el cigüeñal por unidad de tiempo. Habitualmente se mide en revoluciones por minutos (rpm). Puesto que el motor no se comporta de la misma manera en todo el rango de revoluciones, este parámetro es imprescindible para caracterizar el motor y resultará de gran utilidad para poder realizar la simulación y observar su comportamiento.

- Velocidad lineal media (C_m): De la misma manera, conociendo las rpm, se puede conocer la velocidad lineal media del pistón, dato muy significativo para determinar la aplicación del motor y su tamaño.

$$C_m = 2Sn \quad [4.7]$$

Tipo de motor	n_{max} (rpm)	C_m (m/s)
MEP Competición	18000	25
MEP 4T automóvil	7500	20
MEP 2T	20000	19
MEC 4T automóvil	5000	15
MEc 4T industrial	2200	13
MEC 2T industrial	200	7

Tabla 4 Valores característicos de las revoluciones y velocidad lineal

- Grado de carga (α): al igual que ocurre con el régimen de giro, el motor se comporta de manera diferente en función del grado de carga. Dicho parámetro evalúa la potencia que está entregando el motor respecto a la máxima que puede entregar. Gracias a las relaciones que existen entre los distintos parámetros, también sirve para el par o el caudal de combustible.

$$\alpha = \frac{N_e}{N_{e,max}} \quad [4.7]$$

- Rendimiento volumétrico (η_v): mide la capacidad de llenado del motor, es decir, la cantidad másica de aire que entra respecto a un valor teórico medido en condiciones normalmente atmosféricas. Este parámetro tiene una repercusión directa sobre la potencia, pues cuanto mayor es, implica que se consigue introducir mayor cantidad de aire en los cilindros.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{ref}} = \frac{m_a}{\rho_{ref} n V_T} \quad [4.8]$$

Eventualmente, en el caso de los motores sobrealimentados, se puede llegar a obtener rendimientos volumétricos superiores al cien por cien.

- Dosado (F) : como ya se ha definido previamente, indica la relación entre la cantidad de aire y de combustible durante el proceso de combustión.

$$F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad [4.9]$$

Alternativamente, el dosado relativo evalúa el dosado actual respecto al estequiométrico.

$$F_r = \frac{F}{F_e} \quad [4.10]$$

4.3 Parámetros indicados y efectivos

Para poder evaluar el correcto funcionamiento de los motores se debe distinguir los parámetros indicados, es decir, directamente extraídos del cilindro, y los parámetros efectivos, extraídos del eje del motor.

Durante el proceso de combustión, se produce una energía que se transforma principalmente a energía mecánica, a través del eje. Sin embargo, una parte de dicha energía proveniente del ciclo termodinámico, también se emplea en pérdidas mecánicas inevitables como la fricción o las pérdidas térmicas. Además, también se dedica parte de esa energía para el accionamiento de sistemas auxiliares (aire acondicionado, alternador...) y el bombeo de sistemas como el de refrigeración o lubricación.

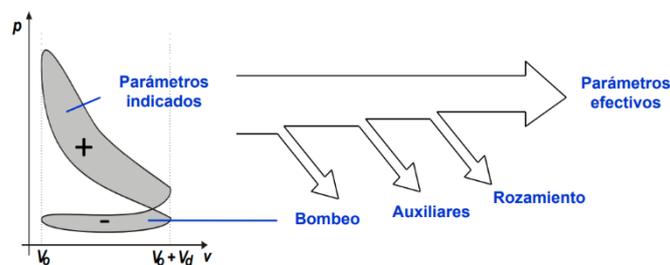


Figura 4.2 Esquema simplificado de las pérdidas mecánicas y los parámetros efectivos

Alternativamente, existe un parámetro conocido como presión media indicada (p_{mi}) que hace referencia al trabajo que se produciría en el interior del motor con una presión constante.

Gracias a este valor se puede evaluar y comparar motores con distinta cilindrada.

De la misma manera que se ha introducido la p_{mi} , existe la presión media efectiva (p_{me}), referida al trabajo transmitido al eje, o las pérdidas respectivas a las pérdidas (presión media de bombeo, fricción y auxiliares).

$$p_{mpm} = p_{mf} + p_{ma} + p_{mb} \quad [4.11]$$

$$p_{me} = p_{mi} - p_{mpm} \quad [4.12]$$

Además, se puede establecer una relación directa entre la potencia y la presión media.

$$p_{me} = \frac{N_e}{i n V_T} \quad [4.13]$$

Finalmente, conocidos los parámetro más relevantes para el estudio y diseño de un motor, se plantea cuál será su rendimiento global en función de la potencia que desarrolla y su gasto de combustible.

$$\eta_e = \frac{N_e}{m_f PCI} \quad [4.14]$$

4.4 Cálculos respecto al motor a estudiar

Una vez se han presentado todos los elementos constructivos y los parámetros característicos con los valores más habituales, se pasa a estudiar más en profundidad el motor bóxer que será objeto de estudio en este trabajo. Este tipo de motores se clasifican dentro del grupo de motores con una configuración de cilindros horizontalmente opuestos. Realmente, esto significa que alrededor de un cigüeñal central, cada pareja de dos bielas y pistones realizarán un movimiento sincronizado alternativo en el que ambos grupos mecánicos alcanzarán el punto muerto superior e inferior al mismo tiempo. Una característica de este tipo de motores que los diferencia de los V, es que cada grupo de pistón y biela poseen su propia muñequilla en el cigüeñal, es por ello que un motor bóxer no se trata de un motor V de 180 grados.

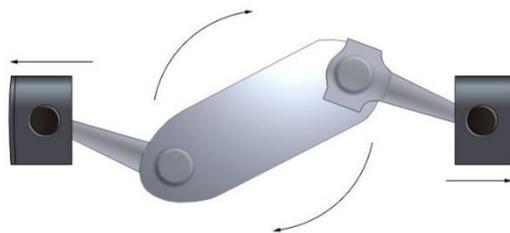


Figura 4.3 Esquema del movimiento de un motor bóxer

Como ya se había comentado brevemente en la introducción, alguna de las ventajas de este tipo de motores es su bajo punto de gravedad, que aporta un mayor comportamiento dinámico y de estabilidad a los automóviles respecto al resto. Por otro lado, presenta la ventaja de las vibraciones, ya que gracias a su característico movimiento de oposición, es capaz de reducir considerablemente la vibraciones, lo que aporta un mayor confort a la conducción.

En conclusión a pesar de presentar un mayor coste y dificultad de fabricación debido a la configuración constructiva, este tipo de motores se suelen caracterizar por su elevada fiabilidad y eficiencia, por ello, algunas marcas como Subaru siguen apostando por su implantación y desarrollo.

A continuación se presentan las características del motor del cual se parte para el diseño y se plantea una primera aproximación al cálculo de parámetros de un motor.

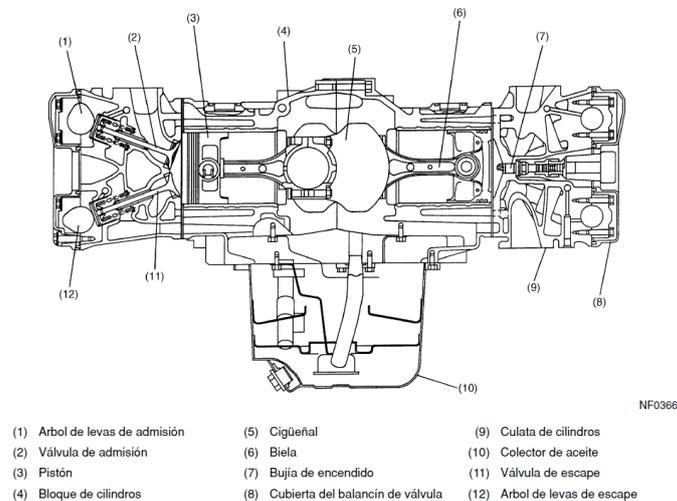


Figura 4.3 Esquema del motor extraído directamente del manual de taller

Tipo	Bóxer
Diámetro pistón (<i>mm</i>)	92
Carrera (<i>mm</i>)	75
Volumen total (<i>cm³</i>)	1994
Relación de compresión	8
Número de cilindros	4
Número de válvulas	16 (4 por cilindro)
Distribución	2 árboles de levas por culata
Potencia (<i>cV</i>)	218
Régimen máxima potencia (<i>rpm</i>)	5600
Par (<i>Nm</i>)	290
Régimen máximo par (<i>rpm</i>)	4000

Tabla 5 Características del motor Subaru Impreza 2.0 L Turbo (1999) [7]

A partir de la relación de compresión y del volumen total, se puede calcular el volumen de la cámara de combustión.

$$V_d = \frac{V_T}{z} \rightarrow V_d = \frac{1994}{4} = 498.5 \text{ cm}^3 \quad [4.15]$$

$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c} \rightarrow 8 = \frac{498.5 + V_c}{V_c} \rightarrow V_c = 71.214 \text{ cm}^3 \quad [4.16]$$

5. Modelado

A continuación, se presenta el modelado de las piezas más importantes del motor. Algunos procesos de modelado de elementos constructivos tales como la camisa del cilindro, los segmentos o los cojinetes no se llevarán a cabo debido a la sencillez de los mismos, sin embargo, se presentarán las dimensiones y la geometría en el anexo de los planos.

Previamente a pasar a los comentarios acerca de la construcción de los componentes mecánicos, merece la pena introducir brevemente cual será el método a seguir y las herramientas que se emplearán.

5.1 Parametrización, *Design Accelerator* y Centro de Contenido

A lo largo del proceso de diseño de las piezas, se verá como se realizará el esfuerzo de parametrizar las medidas más importantes en función de unas variables recogidas en el Excel. Gracias a dicha parametrización se consigue que todas las medidas y geometría de los elementos sean dependientes de unos valores que en función del estudio realizado o los requerimientos mecánicos se podrán variar fácilmente. Para ello, a parte de introducir los valores numéricos acompañados de su denominación y unidad de medida en el Excel creado para ellos, se vincular dicho archivo al boceto de Autodesk Inventor, de manera que cualquier cambio quedará reflejado en la propia pieza.

Además, resulta interesante comentar que se aprovechará la herramienta *Design Accelerator* para facilitar la creación de ciertas piezas con geometría ya calculadas a base de relaciones geométricas. Dicha herramienta se usará para el diseño del volante de inercia pues su geometría se corresponde con la de un engranaje de dientes rectos, y para la creación de los muelles de escape y admisión, pues posee la misma geometría que un resorte.

Finalmente, aunque en este apartado no se tratará, en el ensamblaje se insertarán los elementos de unión, es decir, los pernos, arandelas y tuercas. Para simplificar el trabajo se dispone de una biblioteca donde se recopilan todos estos tipos de piezas que siguen una estricta normalización de geometrías, características y dimensiones de acuerdo a unos estándares internacionales.

5.2 Biela

Inicialmente, para el diseño se había optado por un diseño de biela en H, sin embargo, tras plantear los beneficios de un diseño en I, se ha modelado esta última. Los parámetros a partir de los cuales se diseñará la pieza son el diámetro de la cabeza (70 mm) y del pie (40 mm) junto a la longitud de la biela de centro a centro (190 mm). Como material se ha utilizado acero al carbono, puesto que es una pieza que estará sometida a grandes tensiones.

Se inicia con un boceto en el que se plantea la forma de la biela, sin la parte inferior de la cabeza, se extruye la figura con una altura que está vinculada con el espesor de la misma.

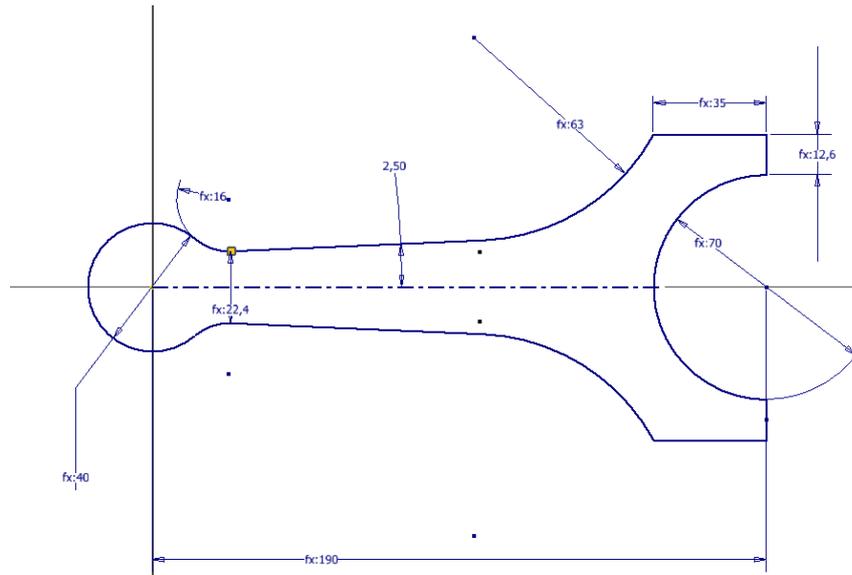


Figura 5.1 Boceto inicial de la biela con los datos parametrizados

Posteriormente, se presenta el agujero del pie (32 mm) donde se ubicarán el bulón. Dicho agujero se calcula teniendo en cuenta el ancho del cojinete que se acoplará.

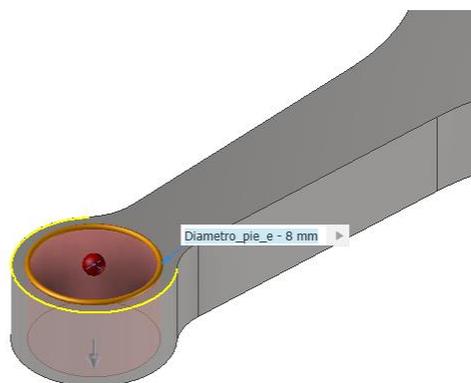


Figura 5.2 Agujero del pie de biela donde se alojará el bulón

A continuación, se inicia dos nuevos bocetos sobre el cuerpo de la biela. En el primero se proyecta la geometría del perfil del cuerpo de manera que mediante la herramienta de extrusión en el modo de corte se pretende eliminar una capa de material superior de 3 mm. Posteriormente, sobre dicha superficie ya eliminada, se plantea un nuevo boceto donde se eliminará más material con el objetivo de aligerar el peso total. Para ahorrar operaciones, se aplica una simetría empleando como plano de simetría el plano medio de la biela en dirección de cabeza a pie.

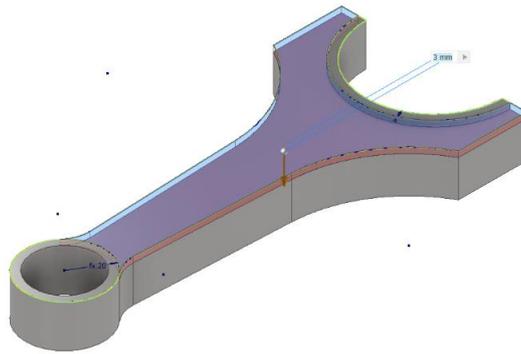


Figura 5.3 Extracción de una capa de material de 3 mm a partir de la geometría proyectada sobre un boceto

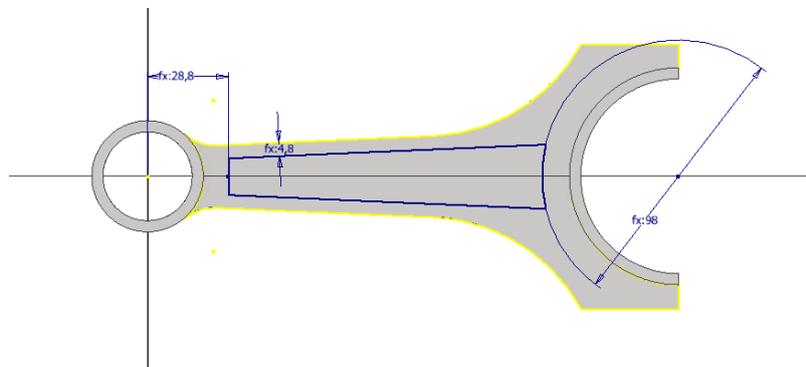


Figura 5.4 Boceto de la extracción de material del cuerpo

Finalmente, en los extremos laterales de la cabeza, se recurre a la herramienta de agujereado para realizar un agujero central en dirección longitudinal desde la cabeza hasta el pie, que simula el canal de lubricación y se realizan dos agujeros roscados donde se alojarán los elementos de unión entre la cabeza superior e inferior de la biela y . Para rematar el acabado, se aplica un redondeado de los bordes de 1 mm.

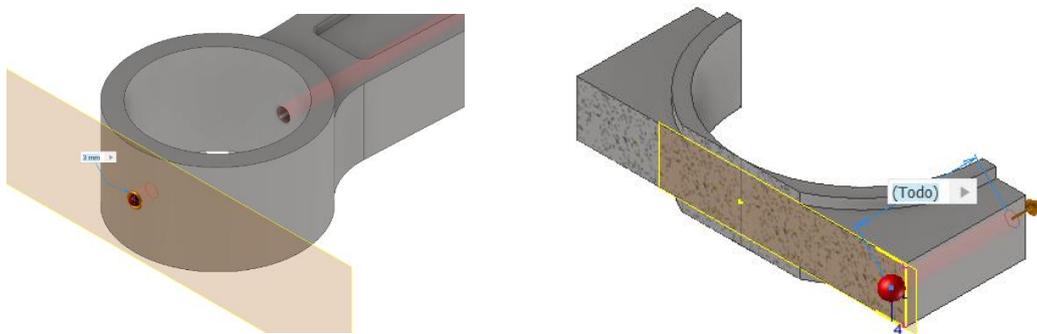


Figura 5.5 Agujereado del canal de lubricación y de los elementos de unión M5x0.8 mm

5.3 Parte inferior de la cabeza de la biela

Tras el modelado del pie, el cuerpo y la parte superior de la cabeza, se diseña la parte inferior de la cabeza de la biela, que se juntará mediante unos elementos de unión roscados para los cuales se ha planteado unos canales a la misma distancia. Nuevamente el material empleado es el acero al carbono, pues se unirá al cigüeñal y deberá transmitir la fuerza proveniente de la explosión en la cámara de combustión.

De la misma manera, se inicia con un boceto con la geometría original de la pieza con los parámetros dependientes vinculados con la hoja de Excel. Posteriormente se aplica la extrusión con un valor del espesor de 22 mm y se elimina la capa de 3 mm aplicando una simetría.

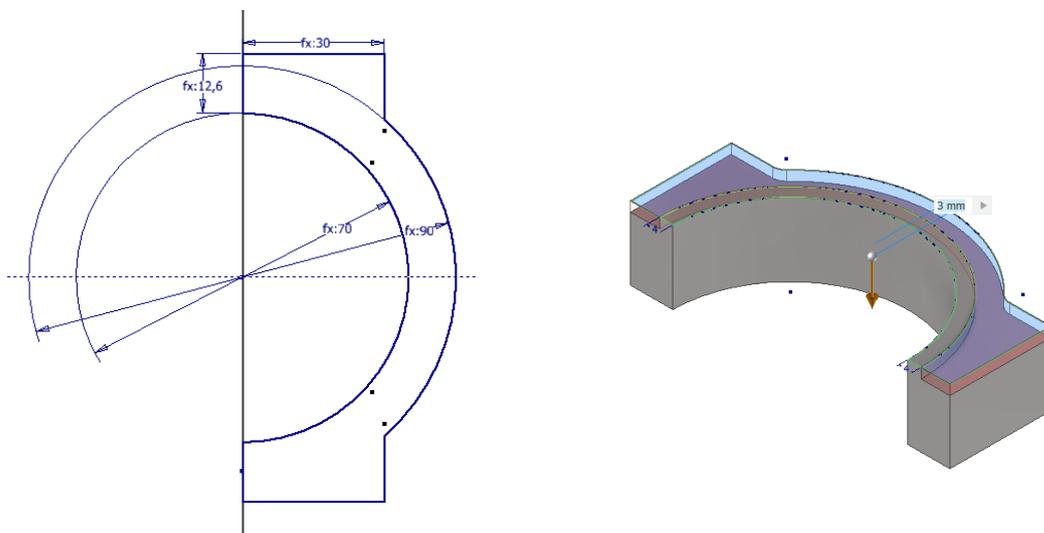


Figura 5.6 Diseño del boceto de la parte restante de la cabeza y eliminación de una capa de material de 3 mm

Finalmente, siguiendo las mismas coordenadas, se practica un agujero roscado y el canal de lubricación.

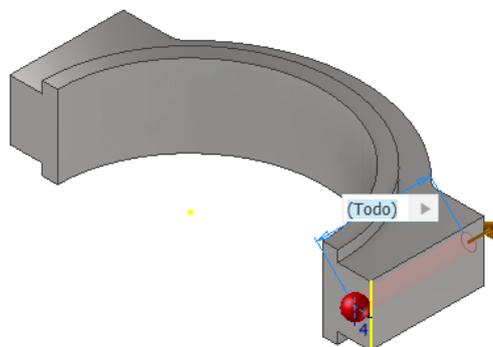


Figura 5.7 Agujereado roscado M5x0.8 mm

5.4 Pistón

Como ya se ha comentado en el apartado teórico donde se presentaban los elementos más importantes de un motor, el pistón es una pieza fundamental para el funcionamiento de estas máquinas térmicas. Para el diseño del pistón objeto de estudio, se ha decidido considerar una cabeza cóncava (casquete esférico) y una fijación de bulón flotante acompañado de unos anillos de seguridad. Debido a las altas temperaturas que alcanza y a la violencia de la explosión, el material empleado es el aluminio 2014-T4, una aleación que además de ligera, presenta alta dureza y resistencia.

Para iniciar el diseño se aplica la herramienta de revolución sobre un boceto.

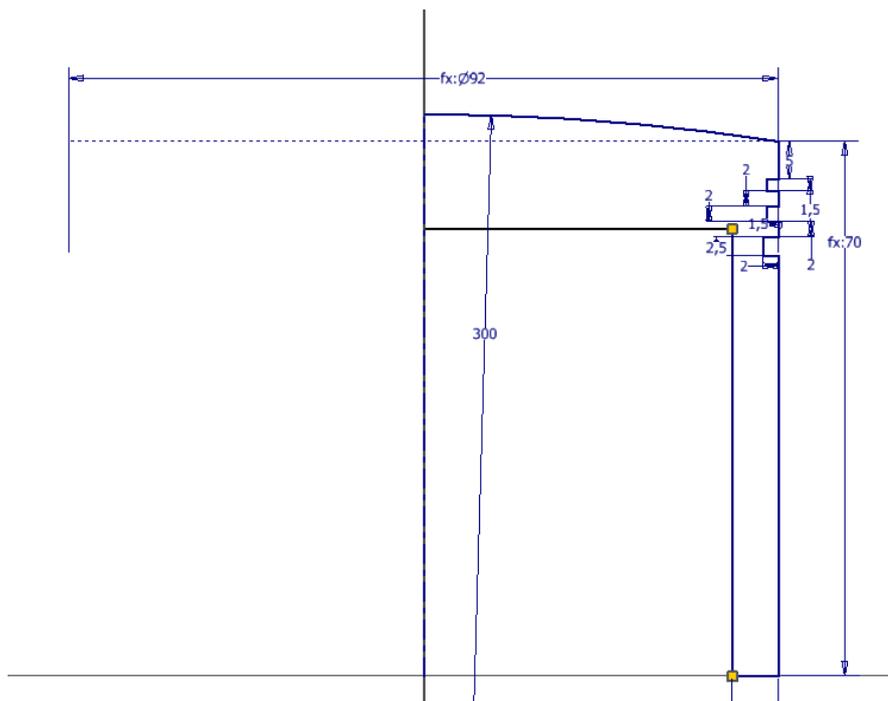


Figura 5.11 Boceto inicial del pistón

Se observa como el diámetro y la altura del pistón son los parámetros principales del boceto. A su vez, se representan tres surcos sobre la superficie exterior que representan los alojamientos para los segmentos.

Posteriormente, se genera un plano de trabajo tangente a la superficie cilíndrica exterior sobre el que se planteará un nuevo boceto que servirá para eliminar parte del material de la falda del pistón, aligerando así el peso total. Dicha extracción de material será pasante pues se pretende aplicar de manera simétrica.

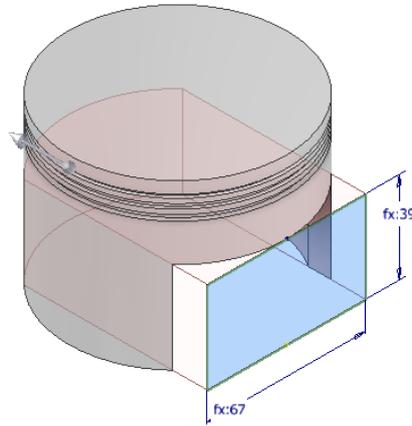


Figura 5.12 Extracción de material en la falda del pistón

Seguidamente se añaden dos voladizos en la parte inferior de la cabeza que servirán para alojar el bulón y los anillos de seguridad. Se establece una separación de 22 mm, que corresponde al espesor de la biela que se encajará en el espacio entre los dos voladizos. La extrusión se realizará con una longitud equivalente a que los voladizos queden enrasados con la falda del pistón, y para suavizar el acabado se redondearán las esquinas con un radio de 10 mm.

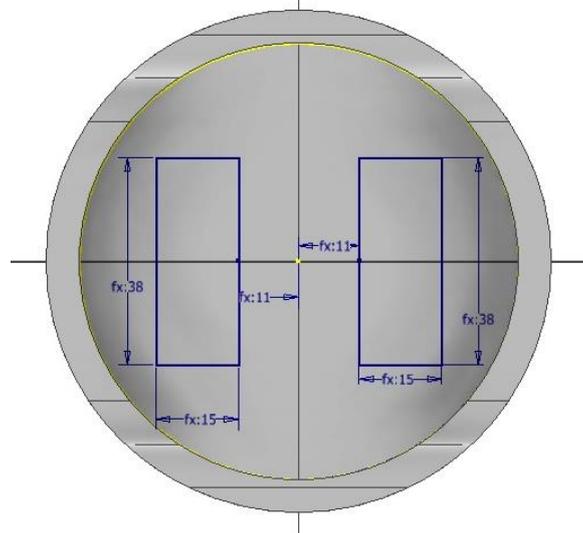


Figura 5.13 Bocetos de los voladizos

Tras la extrusión de los voladizos se practica dos agujeros colineales pasantes donde se situará el bulón, de manera que se añadirán dos pequeñas hendiduras donde se alojarán los anillos de seguridad que aseguran la fijación del bulón.

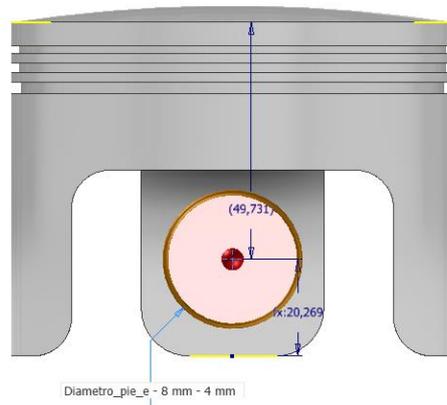


Figura 5.14 Agujero de alojamiento del bulón

Dichos surcos se realizarán mediante la extracción de material como se puede observar en la figura 5.5, proyectando el boceto sobre un plano de trabajo auxiliar. Para que los anillos realicen correctamente su función, su diámetro exterior debe ser mayor que el del bulón, en este caso corresponde a un valor de 29 mm y un espesor de 3 mm. Para evitar tener que realizar la misma operación en el segundo voladizo, se aplicará una simetría respecto al plano medio.

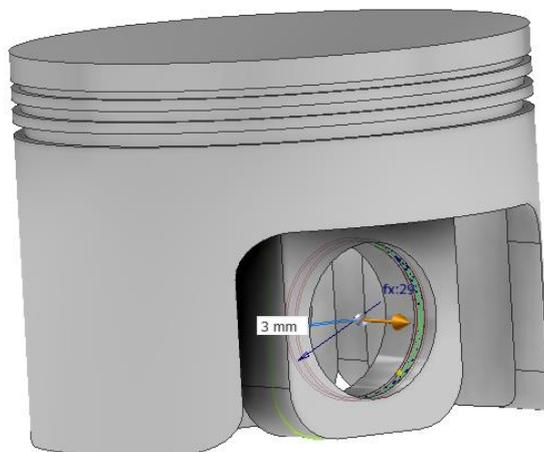


Figura 5.15 Extracción del material correspondiente a los anillos de seguridad

Finalmente, sobre la hendidura del segmento inferior se practicará una extracción de material rectangular que simulará los agujeros por donde circula la lubricación entre la camisa y el pistón. Para ello, como ya se ha comentado en otras operaciones se crea un plano tangente a

la superficie exterior y se extrae sobre el boceto haciéndolo pasante. Para aplicar dicha operación sobre todo el perímetro del pistón se recurre a un patrón circular.

5.5 Cigüeñal

El cigüeñal como ya se ha mencionado, ayuda a transformar el movimiento alternativo de la biela y el pistón en movimiento rotatoria que se transmite hasta el eje de las ruedas en forma de par de tracción. Como resulta lógico el material a emplear deberá mostrar altas aptitudes de resistencia a la concentración de tensiones y capacidad para soportar esfuerzos oscilantes. Habitualmente en los motores de encendido provocado como es este caso, se suele emplear cigüeñales fundidos, por eso mismo, se ha optado por hierro fundido para toda la pieza.

Para el diseño se inicia extruyendo un contrapeso de 20 mm de espesor, y como se puede ver en la figura 8.1 la circunferencia esta y el centro del arco de 110 mm de radio están relacionados con el diámetro de la cabeza de la biela, puesto que esta será concéntrica a la circunferencia.

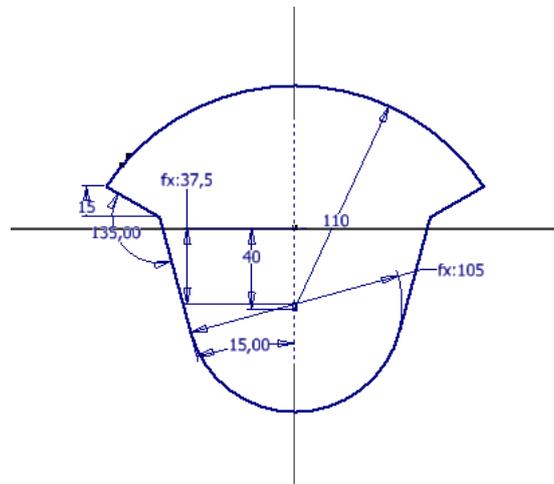


Figura 5.20 Boceto del contrapeso

Sobre ambas caras de la extrusión, se plantearán las revoluciones correspondientes al cilindro de apoyo y a la muñequilla sobre la que se ensamblará la biela. Además, en ambos extremos de los apoyos y de la muñequilla se dejan espacios de 2 mm a modo de elementos de seguridad de manera que quedarán enrasados con los casquillos de la biela y los cojinetes de los apoyos. Observar que como ejes de revolución se han utilizado en el caso del apoyo (izquierda) el origen, mientras que para la muñequilla se ha establecido uno a una distancia de 37.5 mm. Ambos diámetros se establecen de acuerdo unos valores recogidos en el Excel como el diámetro de apoyo y el diámetro de la cabeza de la biela menos el grosor del casquillo.

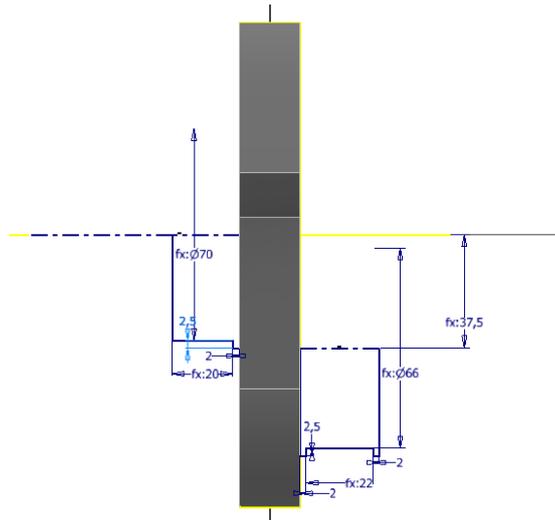


Figura 5.21 Bocetos del apoyo (izquierda) y de la muñequilla (derecha)

A continuaci3n, de manera similar, sobre la cara de la muñequilla se genera el boceto correspondiente al acuerdo, que actúa como elemento de uni3n entre las muñequillas y los apoyos.

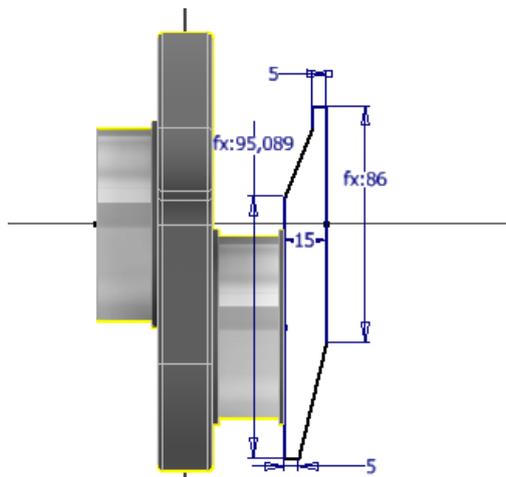


Figura 5.22 Boceto del elemento de uni3n entre la muñequilla y el apoyo

Tras realizar una copia del boceto del apoyo y repetir la extrusi3n sobre la cara del acuerdo, se aplica la herramienta de simetría para replicar todos los componentes respecto a un plano de trabajo generado sobre el apoyo, y puesto que la configuraci3n de este motor es b6xer plano, las muñequillas se presentan opuestas y para ello se recurre a la herramienta desplazar cuerpo y se aplica un ángulo de giro de 180 grados. Para completar el resto del cigüeñal se repiten dichas operaciones hasta obtener las cuatro muñequillas.

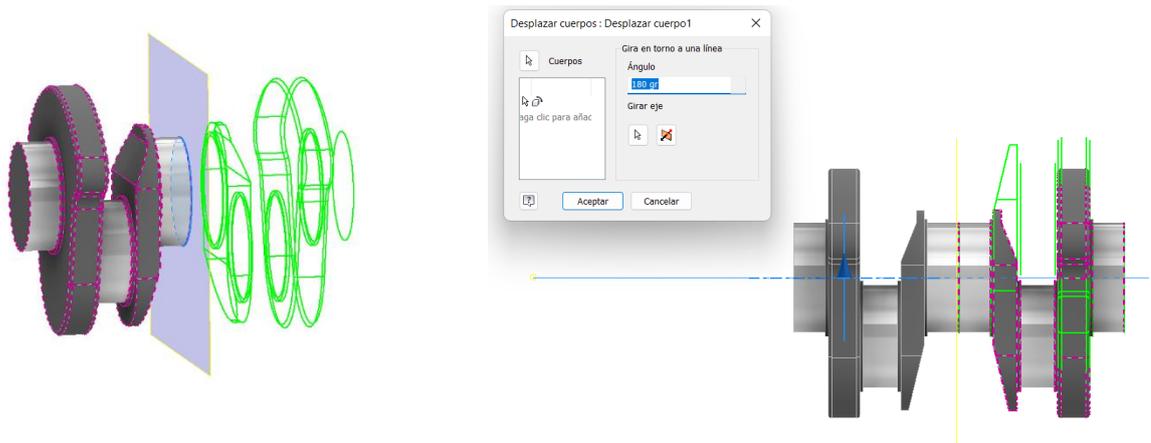


Figura 5.23 Simetría y giro de 180 grados del sólido formado por los apoyos, el contrapeso, el acuerdo y la muñequilla

Seguidamente, el cigüeñal se completa generando los bocetos correspondientes al extremo donde se une el volante de inercia y el extremo donde se conecta con el sistema de distribución, para posteriormente aplicar la revolución.

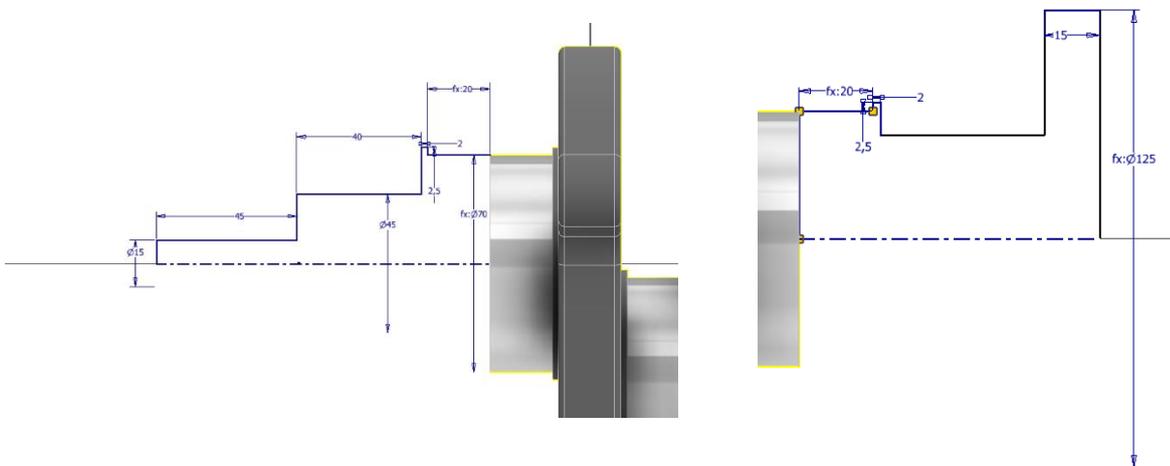


Figura 5.24 Bocetos del extremo del sistema de distribución (izquierda) y del volante de inercia (derecha)

Finalmente, en el extremo donde se unirá el volante de inercia, se realiza un agujereado con rosca, puesto que se alojarán los tornillos de unión. Para evitar repetir la operación, se recurre a un patrón circular alrededor del eje central de la circunferencia. Cabe destacar, a modo de aportar mayor realismo al diseño, se han realizado agujeros de 1 mm en los apoyos y en las muñequillas tratando de representar el sistema de lubricación propio de los cigüeñales.

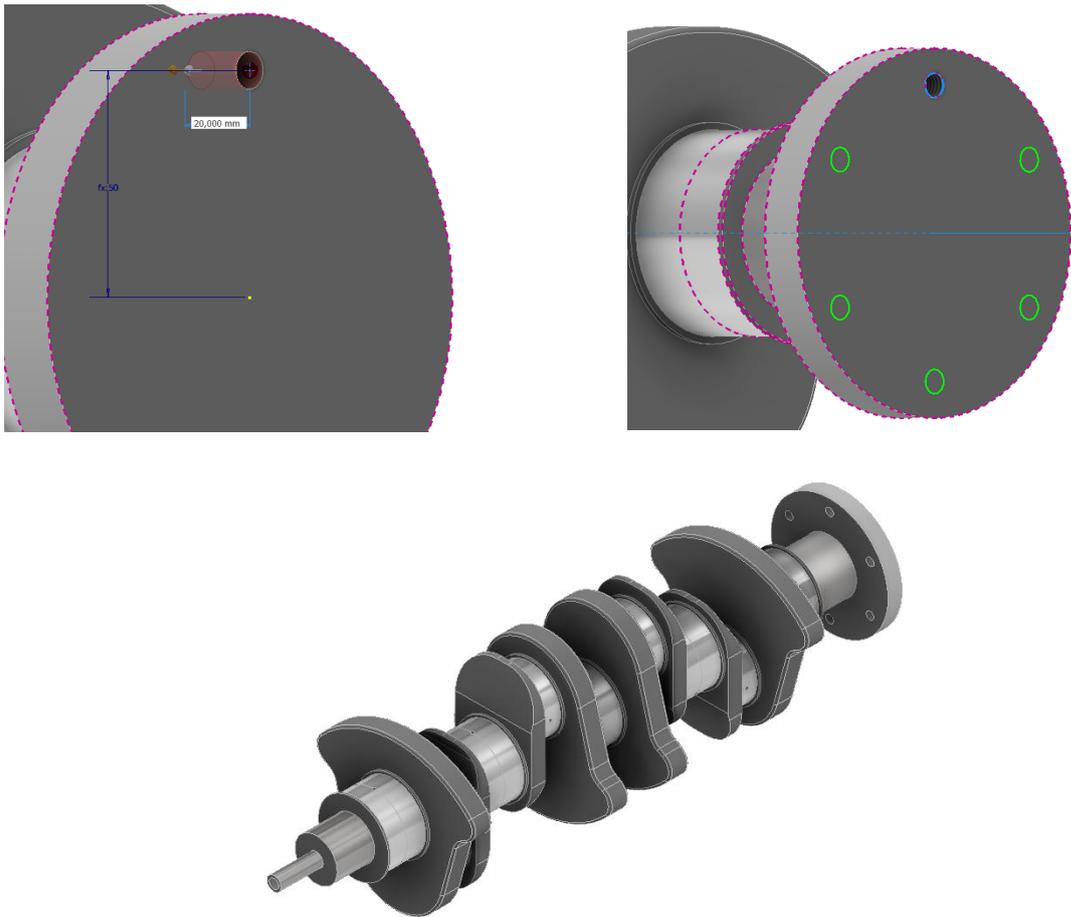


Figura 5.25 Agujereado de los alojamientos de los tornillos y aplicación del patrón circular para replicar la operación y diseño final

5.6 Bloque motor

Para el diseño del bloque motor se ha optado por labrar los cilindros sobre el propio monobloque. Habitualmente los motores bóxer suelen fabricarse sobre dos piezas simétricas para facilitar la instalación, sin embargo, por sencillez se ha establecido un solo monoblock. Puesto que se trata de una pieza que alojará diversos elementos como la biela, el pistón o la camisa del cilindro, se deberá establecer unas dimensiones dependientes de los diversos parámetros previamente recogidos en la hoja Excel. Resulta evidente que la anchura corresponderá a la longitud máxima que haya con la biela en posición de punto muerto superior. Esto quiere decir que la anchura de un lado de la culata al otro, dependerá de la carrera que se haya establecido en el diseño, la altura del pistón y la distancia del pie a la cabeza de biela.

Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano tipo bóxer de cuatro cilindros

Por otro lado, como se puede observar en el boceto, tanto en la parte superior como en la inferior del bloque, se considera una pequeña extrusión de material donde se alojarán los pernos que servirán para unir las dos partes ficticias del bloque motor.

En parte de la anchura del bloque, se tiene en cuenta la base donde se asentará la culata y se labrarán los cilindros. Se ve como para dichos rectángulos se han establecidos un ancho de 70 mm y alto de 225 mm.

Finalmente, en el centro, se genera una circunferencia de 120 mm de radio y tangente a ella, un cuadrado. A partir de dicho conjunto se extraerá material correspondiente a los asientos de apoyo para el cigüeñal.

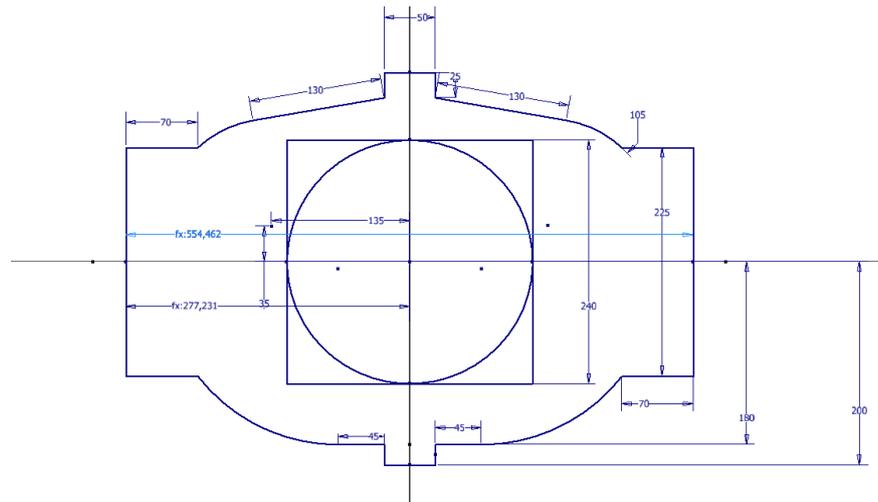


Figura 5.34 Boceto del bloque motor

De igual manera que sucedía con el ancho del boceto, la longitud de extrusión también dependerá de parámetros como el espesor de biela y el ancho del apoyo. Al final, la longitud se corresponderá de manera proporcional con la del cigüeñal.

A continuación, se extruyen sobre el voladizo superior e inferior los agujeros de las uniones y las escuadras que aportarán rigidez sobre la unión.

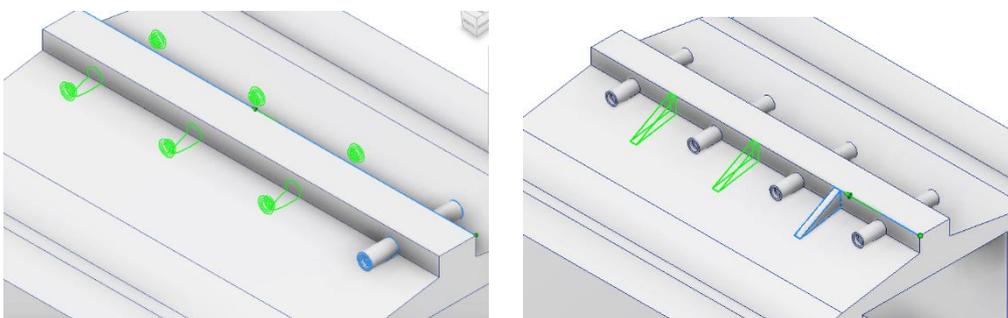


Figura 5.35 Extrusión de los conductos de anclaje y las escuadras de rigidización

Posteriormente, se realizará los agujeros correspondientes a los cilindros. Desde la superficie exterior del bloque hasta el centro del cilindro se establece una distancia considerando que dicho punto debe estar alineado con el centro de la muñequilla, la cual corresponde con 117 mm. El diámetro de dicho agujero está medido teniendo en cuenta el diámetro del pistón más la pequeña holgura correspondiente a los segmentos, sumando además el espesor de la camisa del cilindro.

Alrededor de dicho agujero se realiza uno de mayor diámetro donde se apoyará la camisa del cilindro.

Puesto que por cada lado del bloque se alojan dos cilindros, se aplica un patrón rectangular con una distancia entre cilindros de 210 mm (distancia entre muñequillas en el cigüeñal) para repetir las operaciones.

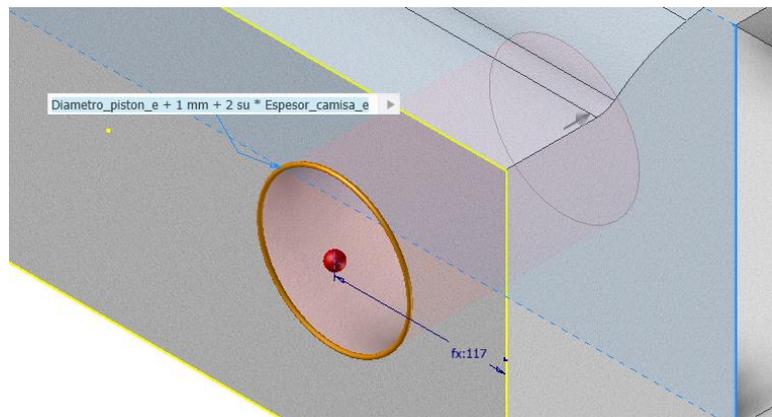


Figura 5.36 Agujero correspondiente a los cilindros

Seguidamente, para poder extruir los apoyos del cigüeñal, se genera un plano auxiliar de trabajo. Dicha extrusión se produce sobre un boceto en forma de cuadrilátero con un semicírculo en el centro correspondiente al radio del apoyo (37 mm). Estas operaciones nuevamente se repetirán mediante un patrón rectangular.

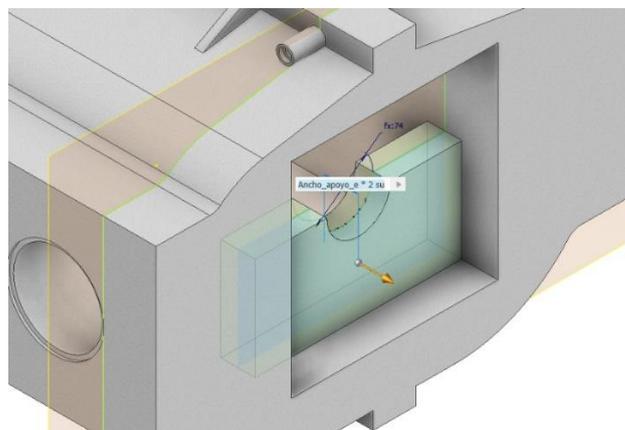


Figura 5.37 Extrusión de los apoyos del cigüeñal

Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano tipo bóxer de cuatro cilindros

Por último, se crea un boceto sobre la superficie lateral correspondiente a la culata. Sobre dicho boceto se diseñan las cavidades que simulan el sistema de refrigeración de los cilindros y del propio bloque motor, extruyéndose a una profundidad de 40 mm. Como se puede observar, está formado por unos agujeros roscados sobre los que se unirán los tornillos que mantendrán unidos la culata y la junta de culata. Además, sobre dicho boceto, se realiza una extracción de una capa de material de 3 mm sobre la que se situará la junta de culata.

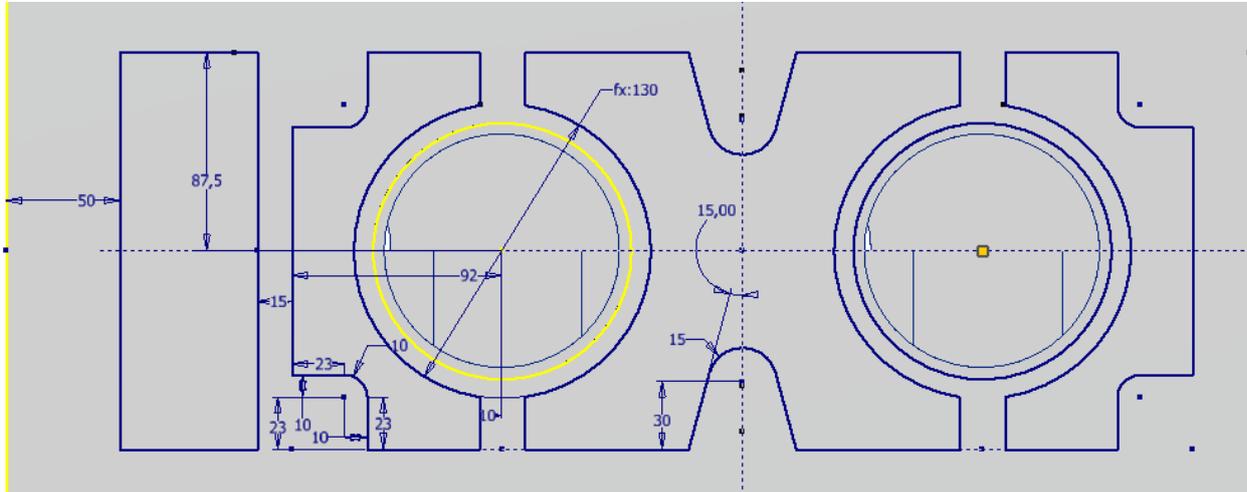


Figura 5.38 Boceto de las cavidades del sistema de refrigeración

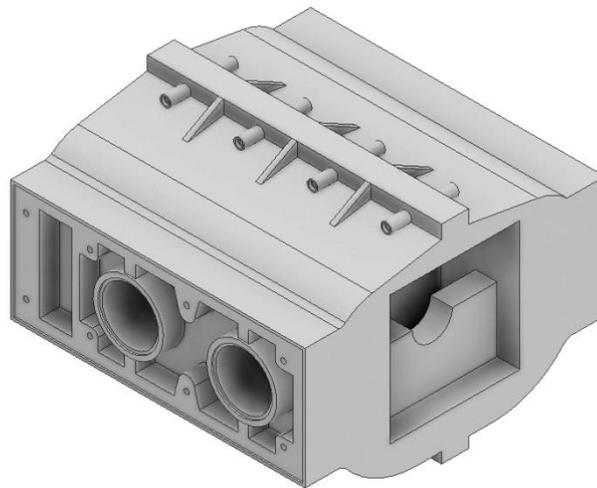


Figura 5.39 Aspecto final del bloque motor

5.7 Junta de culata

Puesto que la junta de culata es un elemento que actúa de sellador entre la culata y el bloque motor, las dimensiones están estrechamente relacionadas con la geometría de dichos elementos. Debido a que la junta está sometida a elevadas temperaturas, el material elegido para su diseño es cobre aleado.

Para comenzar, se inicia un boceto con las mismas dimensiones que la superficie exterior lateral del bloque motor. Tras dicho diseño se procede a la extrusión con un grosor de 3 mm.

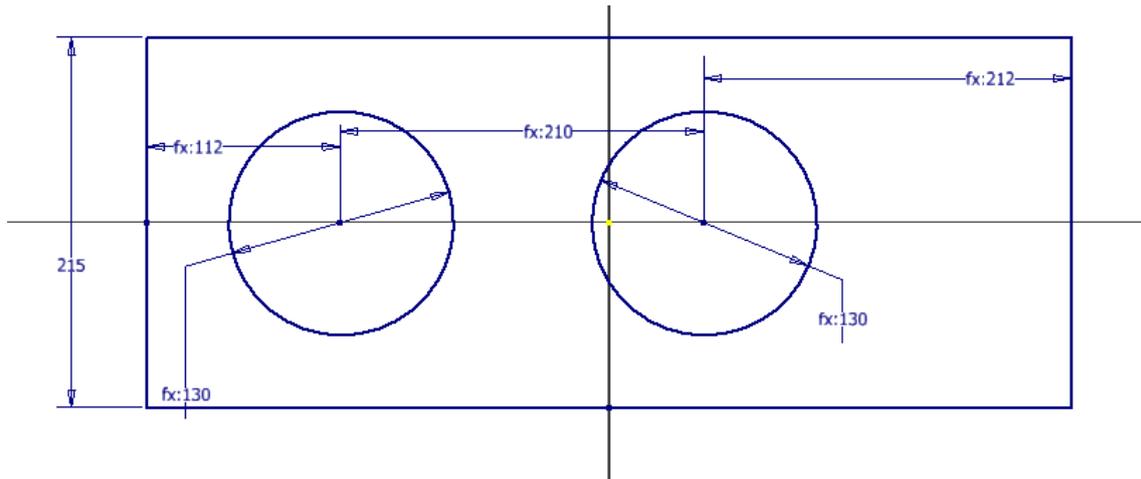


Figura 5.40 Boceto de la junta de culata

Tras la extrusión, se genera un nuevo boceto sobre el borde, que simulará un pequeño borde de mayor grosor. Nuevamente, se vuelve a extruir, esta vez con un grosor de 5 mm. Para darle un mejor acabado, se aplica un redondeado de 2 mm sobre las esquinas.

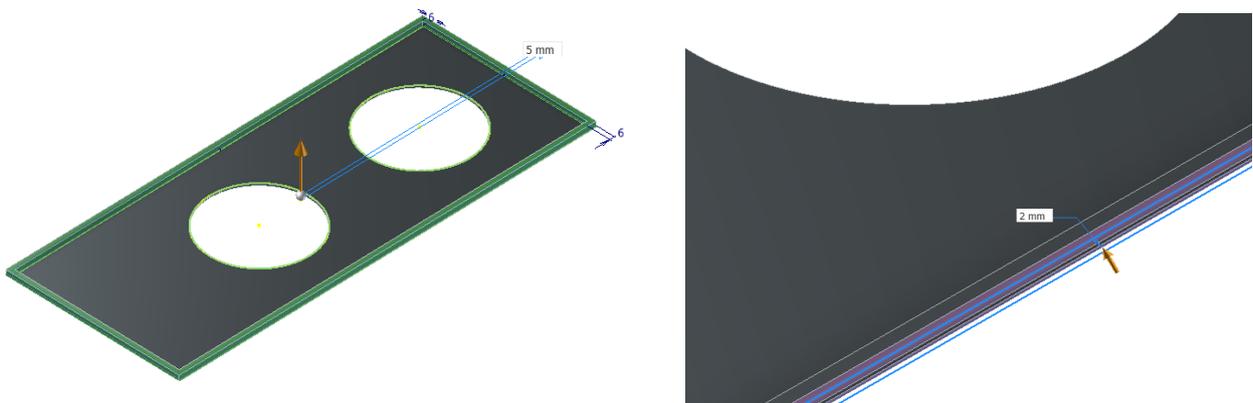


Figura 5.41 Extrusión del borde y redondeado de las esquinas

Finalmente, al igual que ocurría en el boceto de las cavidades de refrigeración del bloque motor, se generan los agujeros roscados sobre los que se enroscarán los tornillos de unión.

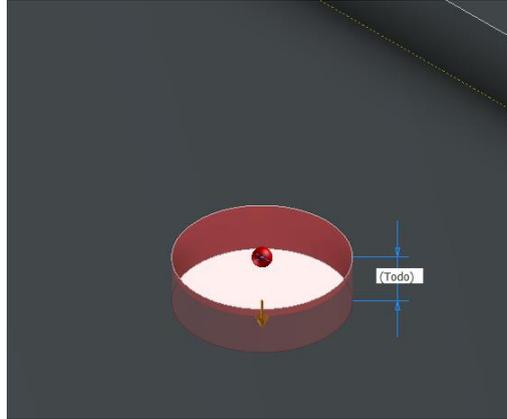


Figura 5.42 Agujero donde se alojará el tornillo

5.8 Bujía

La bujía eventualmente es un elemento que suele estar formado por varios materiales, sin embargo, por simplicidad se ha considerado un único material. Puesto que esta pieza estará en contacto directo con las altas temperaturas producidas por los gases de la combustión, el acero galvanizado muestra unas propiedades ideales para esta aplicación.

El modelado de la bujía se ha llevado a cabo mediante la herramienta de revolución. Primeramente, se ha generado la extrusión de una forma hexagonal con un grosor de 6 mm. Posteriormente, sobre un plano perpendicular a dicha extrusión, se ha planteado el boceto que representa el perfil de la bujía, que a continuación será sometido a la herramienta de revolución de 360 grados alrededor de un eje central. Para el diseño, se ha considerado dos partes; la parte superior que representa la protección contra las fugas eléctricas y el aislamiento, y la parte inferior que se corresponde con el sistema de salto de la chispa y la rosca.

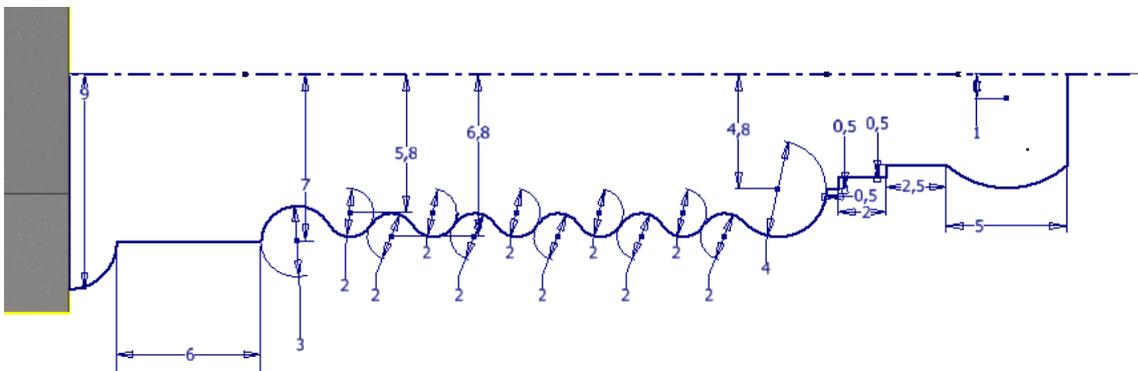


Figura 5.43 Boceto de revolución de la parte superior de la bujía

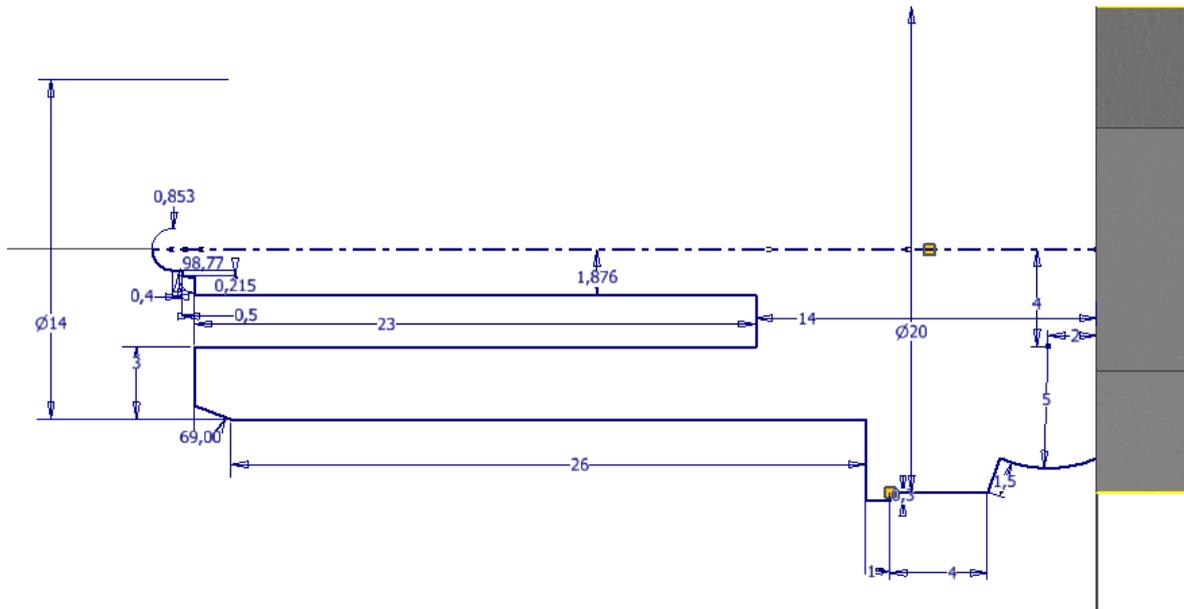


Figura 5.44 Boceto de revolución de la parte inferior de la bujía

Una vez se ha llevado a cabo la revolución de la parte inferior, se acompaña la operación con un roscado de métrica ISO M14x1.5. A continuación, se recurre a la herramienta de barrido para crear el electrodo que genera la chispa sobre la superficie inferior, con una sección circular de 1.25 mm de diámetro.

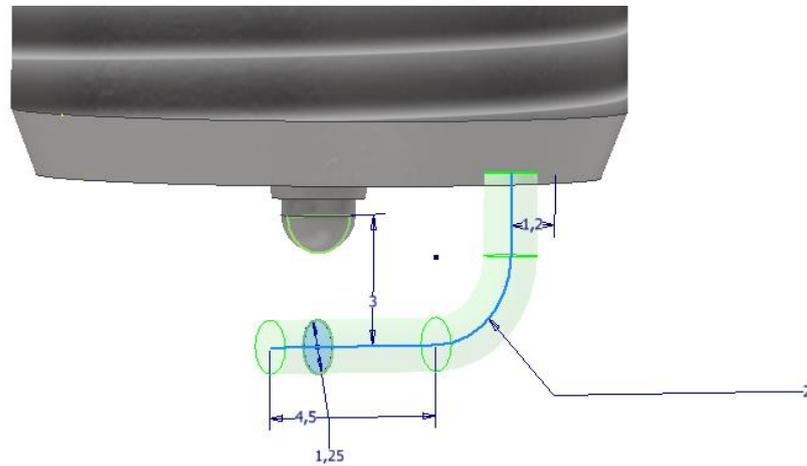


Figura 5.45 Herramienta de barrido para generar el electrodo



Figura 5.46 Diseño final de la bujía

5.9 Válvula de admisión y escape

Como se ha comentado en la introducción teórica, el diámetro de la cabeza de la válvula de admisión es mayor que el de la de escape. Puesto que al igual que ocurría con la bujía, son elementos que se encuentra en el interior de la cámara de combustión y están en contacto con los gases a altas temperaturas de la combustión, los materiales elegidos para su diseño son los aceros, más concretamente el acero cromado.

Puesto que la única diferencia entre las dos válvulas es el diámetro, se ha establecido un mismo boceto para ambas, cambiando solamente la geometría de la cabeza. Para crear el modelo, se aplica la herramienta de revolución de 360 grados sobre los bocetos que se muestran a continuación.

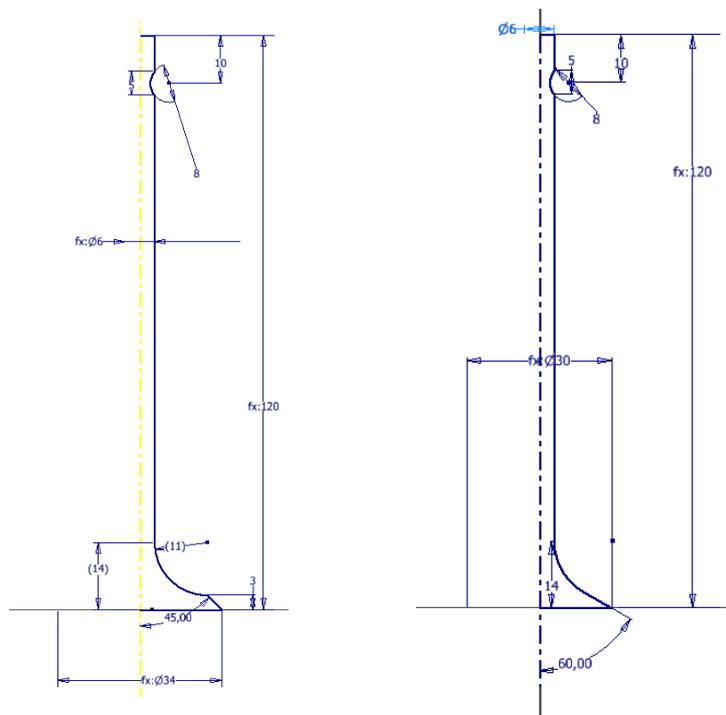


Figura 5.47 Boceto válvula de admisión (izquierda) y de escape (derecha)

Observar como tanto el diámetro del vástago y de la cabeza como la longitud total, son parámetros que están recogidos en el Excel. En la parte superior se realiza una pequeña hendidura con forma circular donde se apoyará el taqué.

Por último se procede a extraer parte del material de la cabeza, creando un hueco en forma esférica mediante una revolución en ambas válvulas.

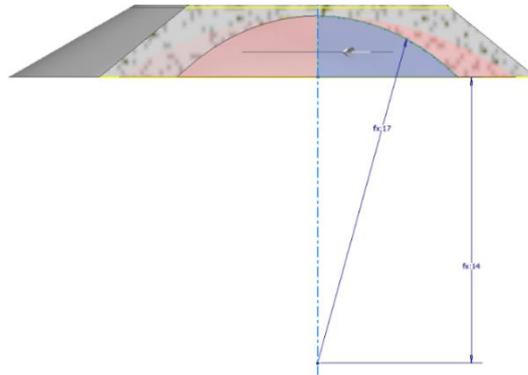


Figura 5.48 Revolución de extracción de material sobre las cabezas de las válvulas



Figura 5.49 Aspecto final de la válvula de admisión (izquierda) y escape (derecha)

5.10 Taqué

Otro elemento constructivo fundamental en el mecanismo de distribución es el taqué o también conocido como empujador. Habitualmente se suele establecer una pequeña holgura entre el taqué y la leva para evitar que el efecto de la dilatación del material afecte al sistema de distribución, sin embargo, en este caso se ha optado por implementar un taqué hidráulico

eliminando así disco juego de taqué, ya que se encuentra en todo momento en contacto con la leva. El material empleado es acero forjado.

Se inicia el diseño generando un boceto sobre el que se aplicara una revolución de 360 grados. Como se puede observar en la figura 16.1, en la parte inferior se han establecido las mismas dimensiones que en el vástago de las válvulas de admisión y escape, de manera que estas se ensamblarán haciendo tope con el taqué. Además, se ha optado por una cabeza de taqué redondeada de 24.813 mm de radio que establecerá un contacto tangente con la leva en movimiento. Puesto que ambos taqués comparten geometrías, solamente se ha generado un boceto.

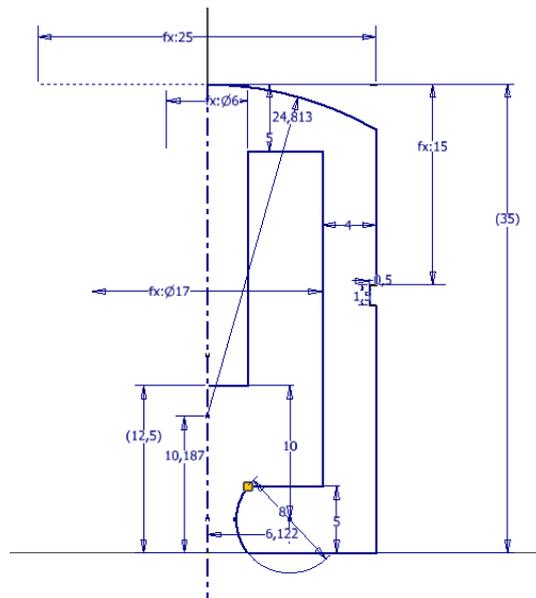


Figura 5.50 Boceto del taqué de admisión y escape

Tras la revolución, se crea un plano auxiliar de trabajo tangente a la superficie exterior, para posteriormente realizar un agujero de 1.5 mm. Dicho agujero no tiene otra función más que simular el sistema de lubricación propio de lo taqués hidráulicos.



Figura 5.51 Aspecto final del taqué de admisión y escape

5.11 Muelles de admisión y escape

Gracias a los resortes que se añaden en el sistema de distribución, las válvulas son capaces de mantenerse todo el rato en contacto, efectuando la apertura y el cierre del sistema de admisión y escape cuando la leva comprima dicho muelle, volviendo a su estado de reposo cuando se deja de ejercer presión sobre el taqué. Habitualmente, los resortes no son piezas que están sometidas a grandes esfuerzos, sin embargo, deben ser capaces de comprimirse un elevado número de ciclos, por lo que el material tiene que asegurar la resistencia a fatiga. Es por ello que se ha decidido emplear el acero como material de diseño.

Para iniciar el diseño, a diferencia de lo que hasta ahora se ha llevado a cabo, se empleará la herramienta de diseño asistido proporcionada por Autodesk Inventor, *Design Accelerator*. Para ello se creará un archivo en formato de ensamblaje y se selecciona la creación de muelles, con el modo de compresión.

Puesto que las opciones de creación del muelle a partir de la carga mínima, máxima o la de trabajo limitan mucho las operaciones puesto que están sometidas a cálculos establecidos a partir de unos datos, se selecciona la opción de muelle personalizado. A continuación, se debe indicar la longitud, que corresponde con la distancia que existe desde la cara inferior del taqué hasta la culata, es decir, la longitud de reposo del muelle cuando las levas no están presionando el taqué.

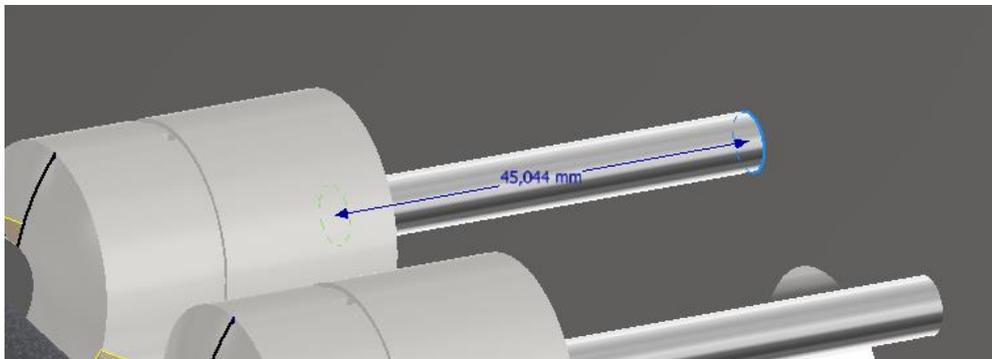


Figura 5.52 Distancia entre el taqué y la culata

Por otro lado, se indica el diámetro del alambre que actúa de conductor y el diámetro exterior, que respectivamente son 5 mm y 35 mm. Finalmente, se debe calcular el muelle para asegurarse que la geometría elegida es correcta y físicamente posible, y se genera el modelo.

Cabe destacar que como la longitud de las válvulas de admisión y escape, así como la geometría de los taqués es la misma, el diseño de los muelles es el mismo para ambas fases.

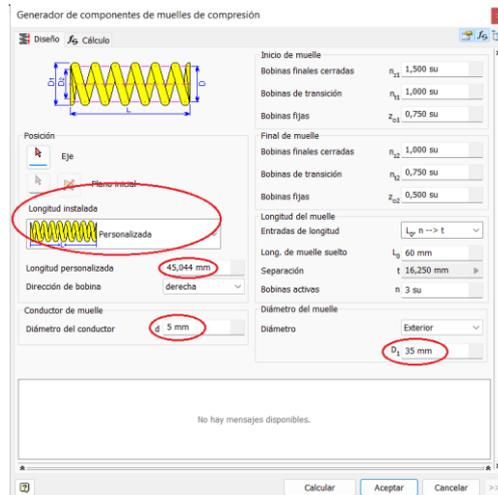


Figura 5.53 Panel de diseño del muelle con sus características principales



Figura 5.54 Aspecto final del muelle de compresión y tracción

5.12 Culata

La culata, al igual que ocurría con el bloque motor, es una pieza fundamental del motor puesto que desarrolla multitud de funciones entre las que destacan albergar el sistema de distribución y las cámaras de combustión. Ya que entre sus paredes se producirá la combustión, el material elegido para su diseño es aleación de acero debido a su alta resistencia a elevadas temperaturas.

Como resulta elemental, se inicia el boceto tomando las mismas dimensiones y geometrías que la junta de culata sobre la que se situará la culata atornillada.

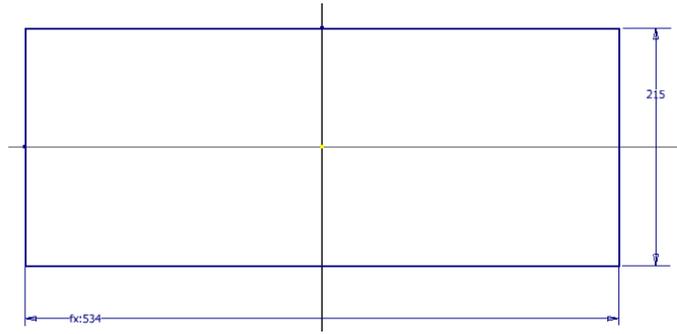


Figura 5.55 Boceto de la geometría de la culata

Tras realizar una extrusión de material de 75 mm, se aplica la herramienta de agujereado para crear las cámaras de combustión.

A continuación, se realizan los cálculos necesarios para justificar las dimensiones de la cámara de combustión:

Como se ha comentado, el diámetro del pistón es de 92 mm, y la carrera que desarrolla es de 75 mm, por tanto, el volumen desplazado (V_d) es de;

$$V_d = \text{Área pistón} \cdot \text{Carrera} = \frac{\pi \cdot 92^2}{4} \cdot 75 = 498.57 \text{ cm}^3 \quad [5.1]$$

Y como ya se ha calculado previamente, a partir de la relación de compresión (r_c) que es de 8 a 1, se puede despejar el volumen de la cámara de combustión (V_c);

$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c} \rightarrow 8 = \frac{498.57 + V_c}{V_c} \rightarrow V_c = 71.214 \text{ cm}^3 \quad [5.2]$$

Ahora, puesto que se ha optado por un diseño de pistón con una cabeza acabada de manera cóncava, se debe sumar al volumen de la cámara de combustión dicho volumen ocupado por el casquete esférico.

De una manera aproximada, se aplican las siguientes fórmulas matemáticas y se obtiene el volumen de dicho casquete a partir de las dimensiones que se han establecido en el boceto del pistón.

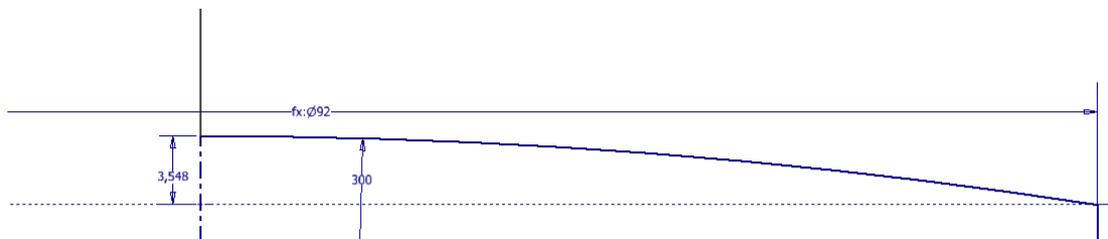


Figura 5.56 Geometría y dimensiones de la cabeza del pistón

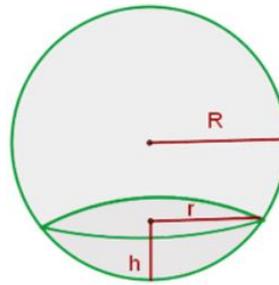


Figura 5.57 Esquema de una esfera y su casquete

Por tanto, se extraen los datos de la figura 17.2 y se plantean las siguientes fórmulas;

$$R = 300 \text{ mm} \quad r = 46 \text{ mm} \quad h = 3.548 \text{ mm}$$

$$R = \frac{r^2 + h^2}{2h} \quad 300 = \frac{46^2 + h^2}{2h} \rightarrow h = 3.547 \text{ mm} \quad [5.3]$$

$$V = \frac{1}{3} \pi h^2 (3R - h) \rightarrow V = \frac{1}{3} \pi \cdot 3.547^2 (3 \cdot 300 - 3.547) = 11810.77 \text{ mm}^3 \quad [5.4]$$

Extrayendo conclusiones de los cálculos, se observa como a partir de las fórmulas, se obtiene que la altura del casquete esférico es de 3.547 mm, que no difiere excesivamente del valor real que es de 3.548 mm. Por otro lado, a partir de ese dato se ha concluido que el volumen del casquete es de 11810.77 milímetros cúbicos.

Sin embargo, puesto que el cálculo de esta figura geométrica resulta bastante compleja, lo más sencillo es crear una pieza de las mismas dimensiones y usar la herramienta de *iProperties* (propiedades físicas) de Autodesk Inventor para calcular su volumen sobre la propia pieza modelada evitando así cálculos tediosos e imprecisos.

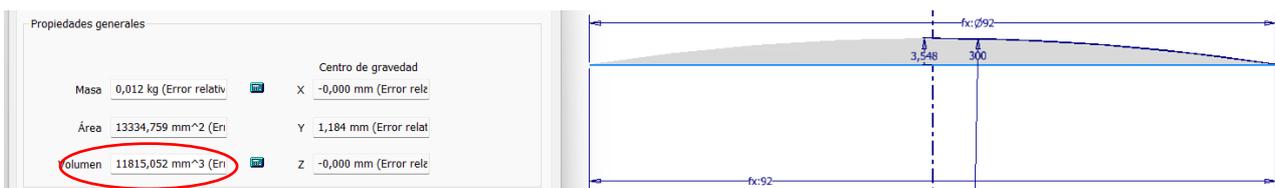


Figura 5.58 Volumen del casquete esférico calculado por la herramienta *iProperties* de Inventor

Comparando ambos resultados se observa como en realidad los cálculos realizados no difieren mucho del resultado real obtenido mediante Autodesk Inventor, sin embargo, por precisión y exactitud se toma como volumen válido el calculado por el programa

$$V_{\text{casquete}} = 11815.052 \text{ mm}^3$$

Ahora, al volumen de la cámara de combustión calculado previamente, se debe sumar el volumen del casquete esférico, obteniendo el volumen real de la cámara de combustión (V_{cT}), y a partir de dicho dato se puede despejar la altura.

$$V_{cT} = V_c + V_{casquete} = 71214 + 11815.052 = 83029.052 \text{ mm}^3 \quad [5.5]$$

$$V_{cT} = Area \text{ pistón} \cdot Altura = \frac{\pi \cdot 92^2}{4} h \rightarrow h = 12.54 \text{ mm} \quad [5.6]$$

Para un diámetro de pistón de 92 mm se obtiene una altura de 12.54 mm, y a partir de este parámetro se puede realizar el agujero sobre la parte inferior de la culata correspondiente a la cámara de combustión. Destacar como la separación desde el extremo al centro corresponde con los mismos parámetros establecidos para los cilindros del bloque motor. [12]

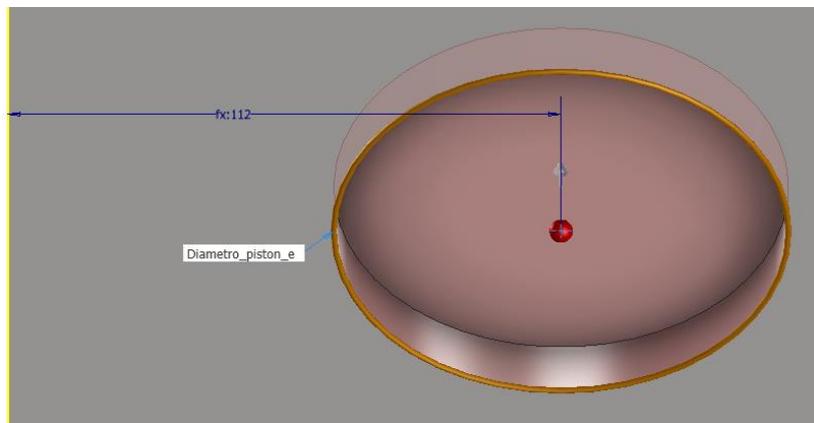


Figura 5.59 Agujereado de la cámara de combustión

Seguidamente, para no repetir la misma operación se aplica un patrón rectangular con la misma separación que los cilindros del bloque motor, que dependía directamente del espesor de biela y de la longitud del apoyo, puesto que deben estar alineados con el cigüeñal.

A continuación, se efectuarán las perforaciones correspondientes a la ubicación de la bujía y de las válvulas de admisión y escape. Justo en el centro de la cámara de combustión se aplicará un agujereado escalonado con un roscado inferior con una profundidad de 28 mm. Igualmente, con una separación de 36 mm, se realizarán dos extracciones de material mediante revoluciones con los mismos perfiles de las válvulas. En dichas cavidades se alojarán las válvulas que ejecutarán un movimiento alternativo accionadas por el árbol de levas sincronizado a la vez con el giro del cigüeñal.

Puesto que por cilindro se disponen cuatro válvulas, dos se corresponden a la admisión y otras dos al escape. Es por ello que se aplica un patrón rectangular con la distancia de 36 mm previamente mencionada. De forma análoga, se aplica un patrón rectangular para el segundo cilindro.

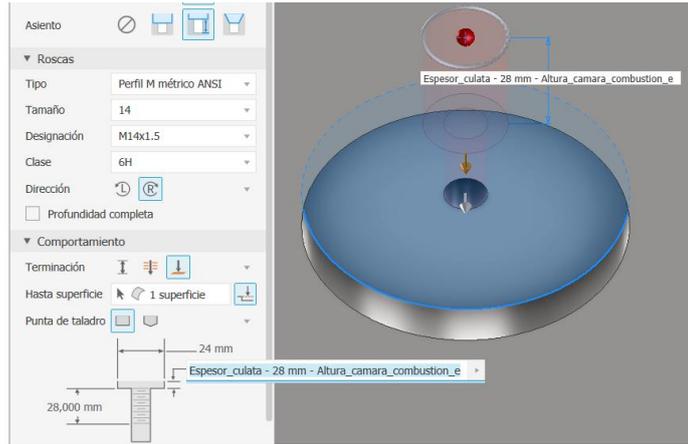


Figura 5.60 Agujero con asiento correspondiente a la bujía

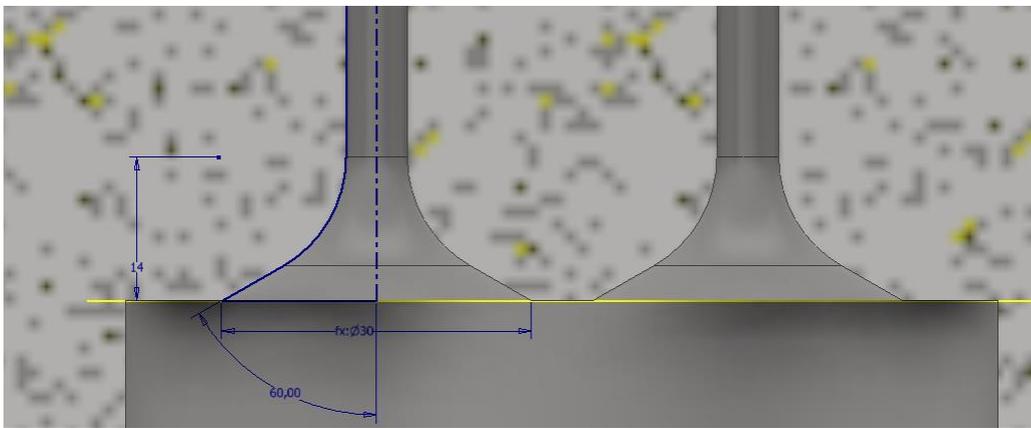


Figura 5.61 Boceto de revolución y patrón rectangular de las válvulas de admisión de un cilindro

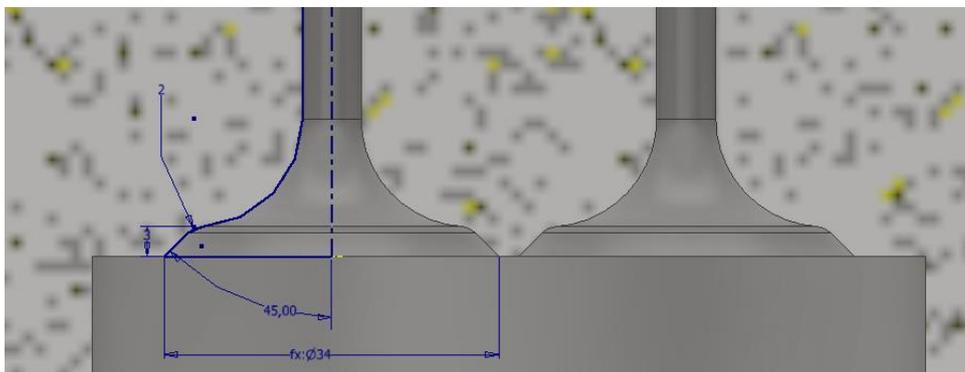


Figura 5.62 Boceto de revolución y patrón rectangular de las válvulas de escape de un cilindro

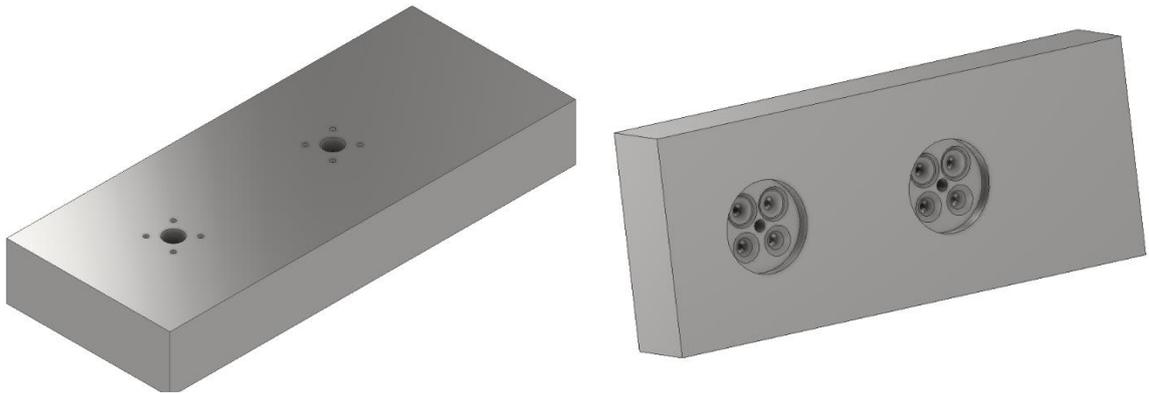


Figura 5.63 Aspecto final de la culata

5.13 [Árbol de levas](#)

El árbol de levas es una pieza que forma parte del sistema de distribución, y este normalmente está constituido por un eje esbelto alrededor del cual se añaden las levas con una posición concreta de acuerdo al diagrama de distribución que posteriormente se presentará. Además, en los extremos de dicho eje se añade un engranaje donde se acopla un elemento de transmisión como una cadena o correa, que está sincronizada con los giros de cigüeñal. Habitualmente este elemento mecánico suele fabricarse en fundición, y para el modelado se ha elegido hierro fundido, gracias a su alta capacidad de absorber las vibraciones e impactos propios del sistema.

Antes de pasar al modelado de la pieza, se debe hacer un planteamiento donde se calcularán los ángulos de desfase de los distintos cilindros. Como ya se ha comentado en el apartado de la teoría, para aumentar el rendimiento volumétrico y aprovechar la inercia de los gases, se trata

de optimizar el diagrama de distribución, es decir, el instante en el que se abren y se cierran las válvulas.

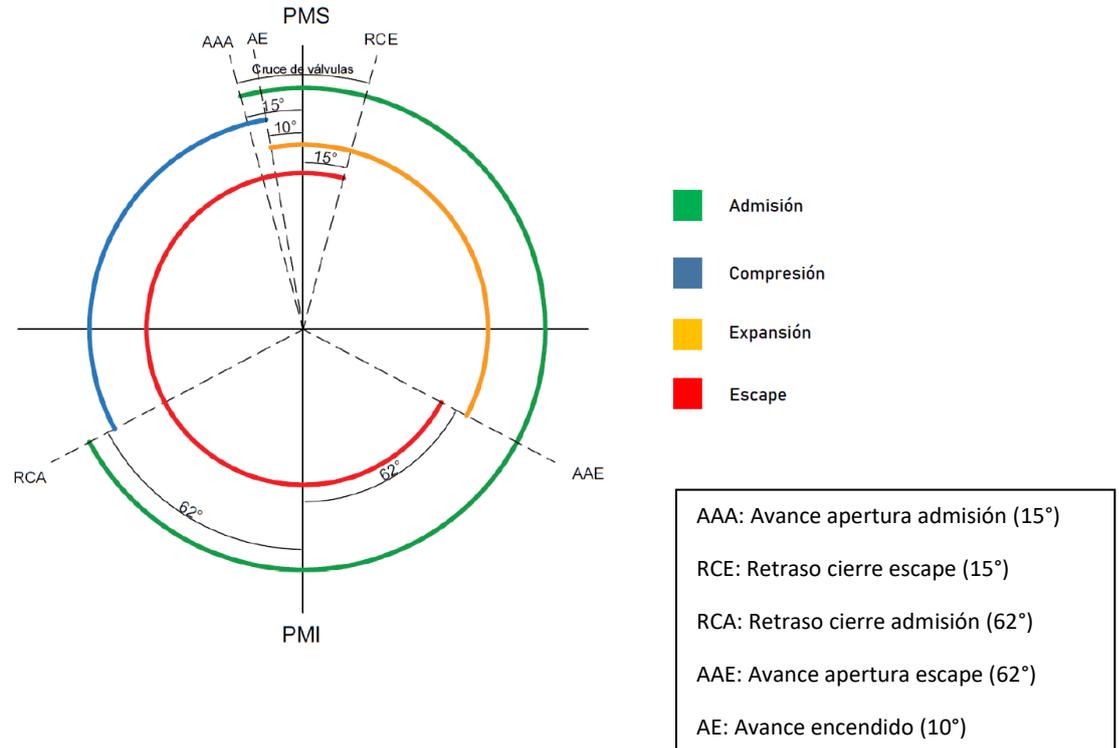


Figura 5.64 Diagrama de distribución

De acuerdo a este diagrama, se pueden extraer los siguientes datos;

Fase	Rango
Admisión	$AAA+180^{\circ}+RCA=15^{\circ}+180^{\circ}+62^{\circ}=257^{\circ}$
Compresión	$180^{\circ}-RCA-AE=180^{\circ}-62^{\circ}-10^{\circ}=108^{\circ}$
Expansión	$180^{\circ}-AAE+AE=180^{\circ}-62^{\circ}+10^{\circ}=128^{\circ}$
Escape	$AAE+180^{\circ}+RCE=62^{\circ}+180^{\circ}+15^{\circ}=257^{\circ}$
Cruce de válvulas	$AAA+RCE=15^{\circ}+15^{\circ}=30^{\circ}$

Tabla 6 Datos del diagrama de distribución

Ahora, para el funcionamiento del motor objeto de diseño se ha optado por una distribución fija, es decir, a pesar de que lo correcto sería que la duración de las distintas fases varíe en función del régimen y la carga, se ha considerado una geometría única por simplicidad y a modo de estudio.

Se empieza el modelado generando un plano sobre el que se extruirá la leva. Como se puede observar, se plantean dos circunferencias, donde la mayor de 15 mm de diámetro será concéntrica al eje. Por otro lado, la de 8 mm de diámetro formará la parte de la leva que entrará en contacto con el taqué cuando la válvula no se encuentre en su posición de reposo. Finalmente, para conectar ambas circunferencias, se crearán dos líneas tangentes, con un

ángulo total entre ellas de 128.5 grados. Dicho ángulo aparece de dividir entre dos el ángulo que dura la fase de admisión.

Llegado este punto, se debe hacer una pequeña aclaración, y es que el proceso completo el cigüeñal lo realiza en dos revoluciones, mientras que el árbol de levas únicamente realiza una revolución para todas las fases. Por eso mismo, cuando se calculan las dimensiones de la leva, se tiene que tener en cuenta que para, por ejemplo la admisión que dura 257 grados de giro del cigüeñal, el árbol de levas realizará un giro equivalente de 128,5 grados.

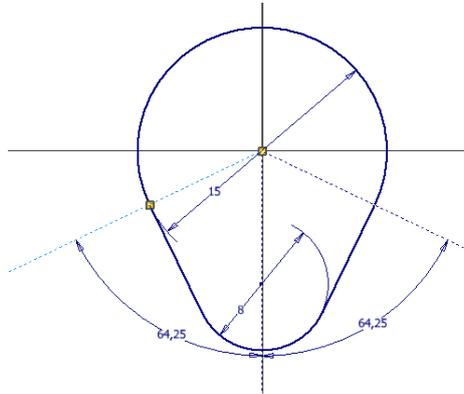


Figura 5.65 Boceto inicial de una leva de admisión

Puesto que de manera intencionada se ha elegido que la duración del escape y la admisión sea la misma, el diseño de las levas correspondientes al árbol de la fase de escape será el mismo.

Tras el modelado de la leva, se aplica un patrón rectangular en la dirección del eje, y a una distancia de centro a centro de los orificios de las válvulas, es decir, 36 mm.

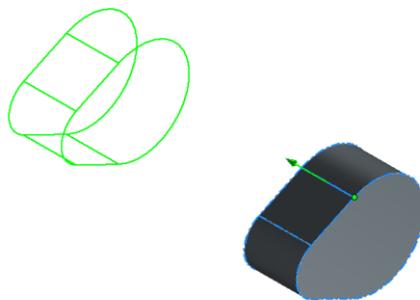


Figura 5.66 Patrón rectangular aplicado a la leva con una separación de 36 mm

Para conectar ambas levas, se extruye el primer tramo del eje con un diámetro de 6mm, y de manera análoga, se extruye la parte central del eje que tendrá una longitud equivalente a

la distancia entre los centros de los cilindros de la misma culata menos los 36 mm correspondientes a la distancia de las válvulas contiguas, es decir, 166 mm.



Figura 5.67 Levas de un cilindro y eje extrusionado

A continuación, se tiene que tener en cuenta el desfase que existe entre los cilindros. Puesto que se trata de un motor de cuatro cilindros, en cada instante, cada pistón estará sometido a una fase distinta, por tanto, se establece un orden de encendido como sigue en el esquema de la figura 18.3.

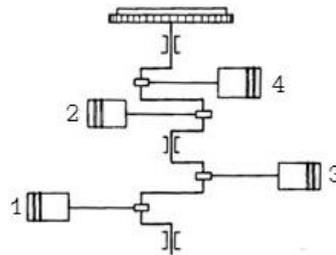


Figura 5.68 Esquema del orden de encendido de un motor bóxer

Este orden tiene un sentido, y es que gracias a esta secuencia el motor disminuye las vibraciones, el sonido y la entrega de potencia es más uniforme. Por tanto, como se ve, los dos cilindros de cada culata seguirán las fases de manera seguida, es decir, cuando por ejemplo el cilindro inferior izquierdo realice la fase de admisión, 180 grados después lo hará el superior.

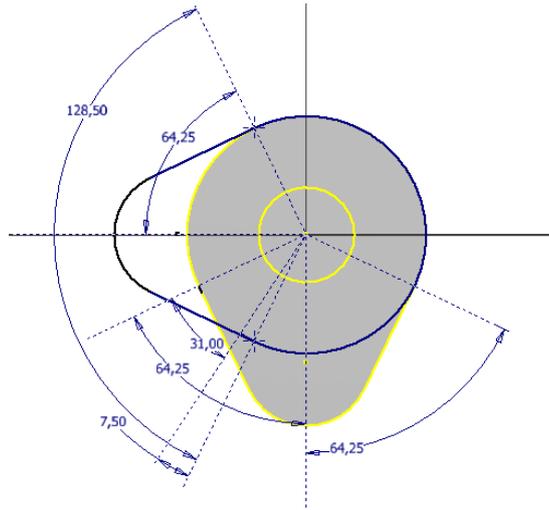


Figura 5.69 Leva con desfase angular de 90 grados

Como se observa en la figura 18.6, el desfase existente en la leva es de 90 grados, lo que equivale a un giro de 180 grados del cigüeñal.

Se plantea una posición de ejemplo, considerando el momento en el que un pistón está en el punto muerto superior, es decir, la fase de admisión habría terminado, y empezaría la del cilindro contiguo. Sin embargo, si se centra la atención en el diagrama de distribución, cuando el pistón llega a su punto superior, aún faltan 62 grados hasta que la válvula cierre, mientras que la válvula del cilindro contiguo lleva 15 grados en posición abierta.

Nuevamente, se extruye la leva con un grosor de 8 mm y se aplica un patrón rectangular con los mismos 36 mm de distancia entre levas.

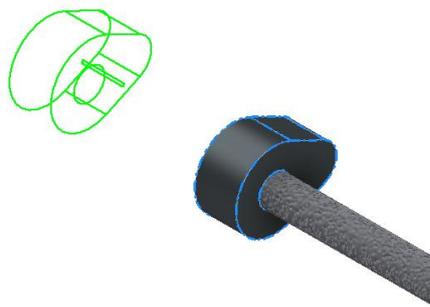


Figura 5.70 Extrusión del segundo grupo de levas

Finalmente, se extruye un extremo del eje con una longitud de 25 mm, y aplicando una simetría respecto a su plano medio se finaliza el diseño de la pieza.



Figura 5.71 Diseño final del árbol de levas

5.14 Volante de inercia

El volante de inercia puesto que se trata de un elemento mecánico cuya función principal dentro del motor es la de almacenar energía cinética tratando de mantener una velocidad de giro constante y evitar aceleraciones bruscas, se sitúa sobre el mismo eje del cigüeñal. Habitualmente se suele emplear acero como material de fabricación, por lo que se ha optado por este para su modelado.

Como ya se ha comentado, gracias a que Autodesk Inventor ofrece una herramienta para crear engranajes, el modelado se ha realizado de acuerdo a los datos requeridos por la función *Design Accelerator*.

Para empezar, se debe crear un archivo en formato de ensamblaje, donde se elegirá el apartado de diseño de transmisión de potencia, más concretamente la herramienta de creación de engranajes rectos.

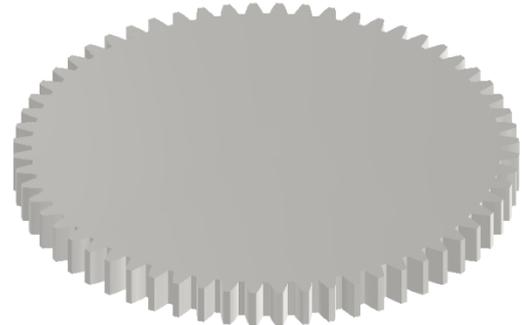
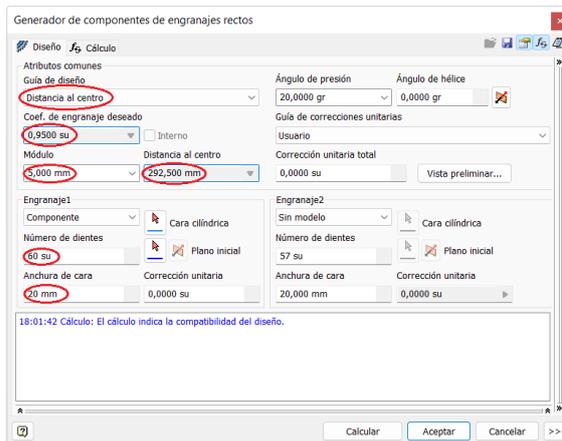


Figura 5.72 Generación del engranaje con la herramienta de Autodesk Inventor

Una vez se ha elegido generar un engranaje de dientes rectos, se opta la guía de diseño marcada por la distancia al centro. Posteriormente, se establece un valor de 60 dientes, un módulo de 5mm y una anchura de 20mm. Consecuentemente *Design Accelerator* determina un

Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano tipo bóxer de cuatro cilindros

diámetro primitivo de 292.5 mm, un coeficiente de engrane de 0.95 y un diámetro de circunferencia de cabeza de 310 mm.

Posteriormente, se crea un boceto sobre la cara superior del engranaje, donde se extruirá un cilindro de 6 mm de altura, y de manera concéntrica se procede a realizar un agujereado donde se acoplará mediante unos pernos el plato del cigüeñal.

A continuación, de manera análoga, se extruye un cilindro de 5 mm de altura que rodeará a las operaciones previamente realizadas con un diámetro de 285 mm. Cabe añadir, que todas estas operaciones de extrusión y agujereado se repetirán en la cara opuesta aplicando la herramienta de simetría sobre el plano medio del engranaje.

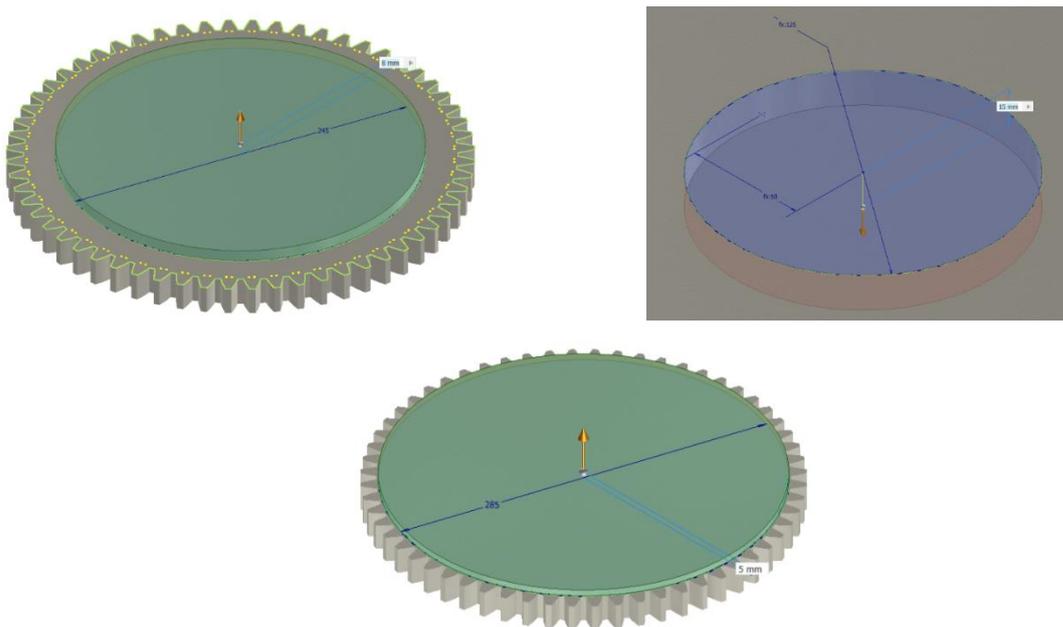


Figura 5.73 Extrusión de los cilindros y agujereado sobre la cara superior del engranaje

Por último, se realizarán los agujeros roscados correspondientes a los pernos de unión. Estos presentan un diámetro de designación de M10x1.5 y longitud pasante. Tras su agujereado, se aplica un patrón circular alrededor del eje del engranaje para evitar repetir la operación.

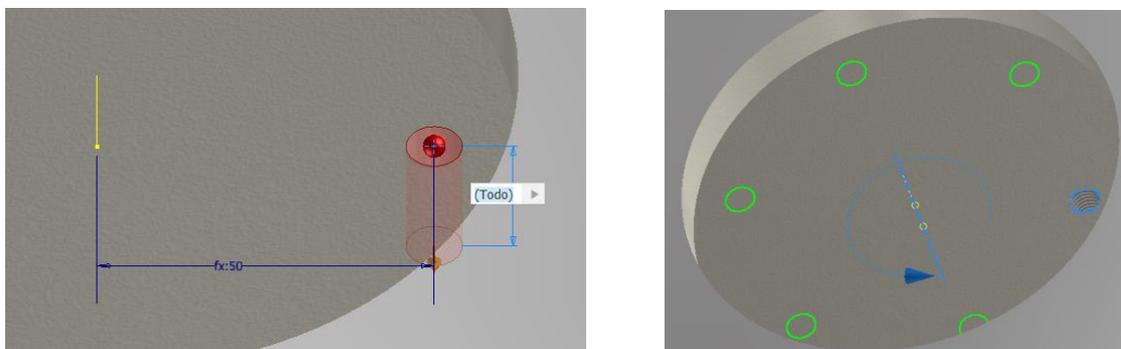


Figura 5.74 Agujereado de las uniones roscadas

Finalmente, se realizarán unos agujeros pasantes alrededor del eje sobre la superficie del cilindro de mayor altura. Estos agujeros sirven para conectar otros elementos con el cigüeñal del motor.



Figura 5.75 Aspecto final del volante de inercia

6. Ensamblado

Tras el modelado de todas las piezas, se procede a iniciar el ensamblado de todos los componentes mecánicos que componen el motor. Para ello se creará un archivo en el entorno de Autodesk Inventor de ensamble de piezas 3D en formato *standar*. La metodología que se empleará se basa en el uso de restricciones en las uniones y la creación de subensamblajes para facilitar la unión de piezas. Las principales restricciones que se emplearán son las siguientes:

	<p>Unión o Coincidencia</p>	<p>Las caras de las piezas se unirán de manera opuesta o nivelada</p>
	<p>Inserción</p>	<p>Coincidencia de ejes y superficie</p>
	<p>Angularidad</p>	<p>Dos superficies formarán el ángulo indicado</p>
	<p>Tangencia</p>	<p>Las superficies se unirán de manera tangencial</p>

Tabla 7 Tipos de restricciones en el entorno de ensamblaje

6.1 Subensamblaje del pistón

El subsensamblaje del pistón está compuesto por el propio pistón, los segmentos (de fuego, rascador y de estanqueidad), el bulón que actuará como eje de unión de la biela, y los anillos de seguridad que lo mantienen fijo.

Para iniciar el ensamblaje, se sitúan los segmentos sobre los surcos que se habían realizado en la superficie exterior lateral del pistón. Como resulta evidente, el segmento rascador se situará en la parte más inferior, haciendo que los agujeros rectangulares coincidan de manera que al aceite de la lubricación pueda fluir a través de ellos. Para colocar correctamente los segmentos se emplea la restricción de inserción, haciendo coincidir los ejes del pistón con los del segmento, y la circunferencia interior de los segmentos con la de los surcos, tal como se puede apreciar en la figura 1.1.



Figura 6.1 Inserción de los segmentos sobre el pistón

Para que todos los segmentos estén fijos y no realicen ningún movimiento de rotación sobre sus ejes, se establece una restricción unión, es decir, se trata de hacer coincidir el plano medio de los segmentos con el del pistón, de manera que se bloquea el movimiento y se hace coincidir los agujeros del pistón con los del segmento rascador.

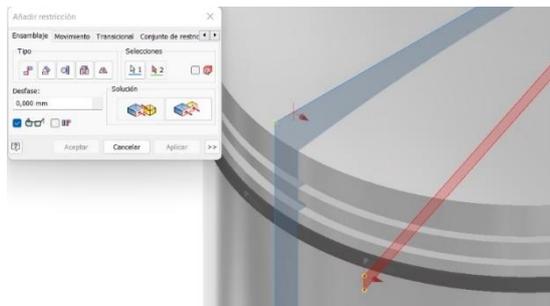


Figura 6.2 Coincidencia de planos para bloquear la rotación y nivelar los segmentos

A continuación, se inserta el bulón sobre el agujero creado previamente en los voladizos de la falda del pistón, y nuevamente se aplica una inserción para situar los anillos de seguridad en los surcos creados para ello.



Figura 6.3 Aspecto final del subensamblaje del pistón

6.2 Subensamblaje de la biela

En este caso se aplicarán las restricciones para crear un subensamblaje formado por el cuerpo principal de la biela, la parte inferior de la cabeza y los casquillos y cojinetes correspondientes a la cabeza y el pie. Para unir ambas partes de la biela, se insertarán directamente desde el Centro de Contenido de Autodesk Inventor las tuercas, arandelas y pernos necesarios.

	<p>DIN EN ISO 8676 M8 x 1 x 80</p>
	<p>ISO 4034 M8</p>
	<p>ISO 7092 8 - 140 HV</p>

Tabla 8 Elementos para la unión y su denominación

Primeramente, se trata de unir las dos partes de la biela. Para ello se recurre a la restricción de coincidencia, estableciendo el los ejes de los agujeros como concéntricos. Posteriormente, se insertarán los casquillos correspondientes a la cabeza y el pie, aplicando para ello la herramienta de inserción, puesto que se seleccionan los ejes y las circunferencias que se encontrarán en contacto. Además, resulta interesante bloquear el movimiento y hacer que los agujeros de los canales de lubricación sean concéntricos.

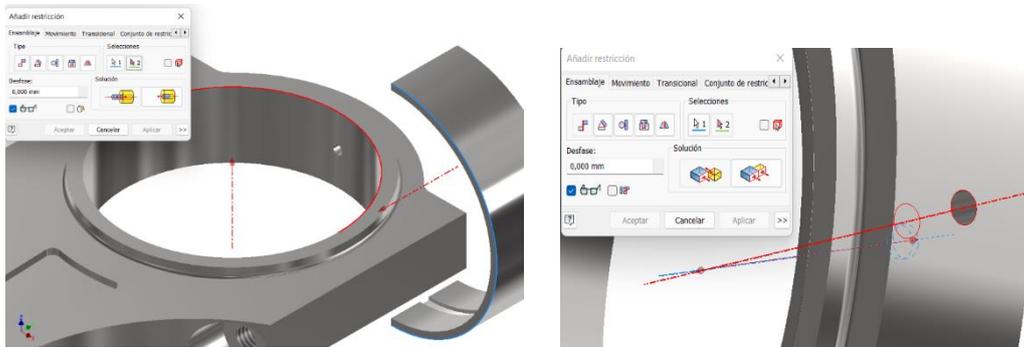


Figura 6.4 Procedimiento para el ensamblaje de los cojinetes

Finalmente, se enroscan los pernos y tuercas, acompañados de las arandelas que asegurarán el correcto apriete. Como es habitual, se emplea la restricción de inserción, pero en este caso se bloqueará el giro, de manera que no será necesario aplicar una coincidencia entre planos medios.

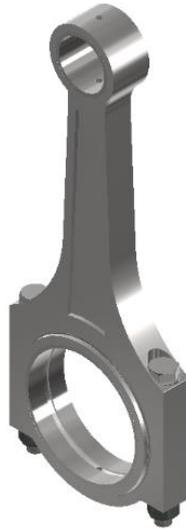


Figura 6.5 Aspecto final del subensamblaje de la biela

6.3 Subensamblaje del cigüeñal

Al igual que sucedía con los cojinetes de la biela, se aplicará una restricción de inserción entre los ejes del cigüeñal y los casquillos de los apoyos. Nuevamente, para que no exista rotación relativa entre el cigüeñal y los casquillos se seleccionan los ejes de los agujeros de los canales de lubricación para convertirlos en coaxiales.

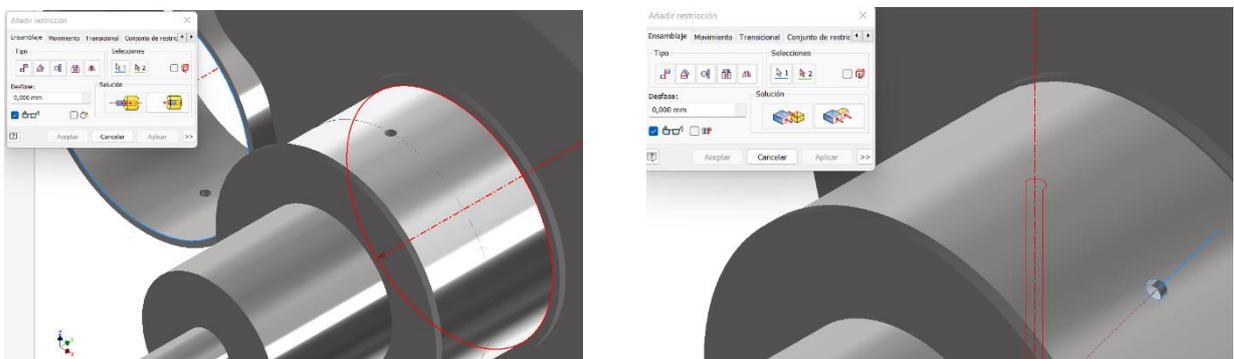


Figura 6.6 Inserción del cigüeñal con los casquillos con coaxialidad de los agujeros de lubricación

Por último, se añade el volante de inercia al cigüeñal recurriendo para ello a la herramienta de unión, haciendo coincidir ambos ejes y la superficie interior del volante con la exterior del plato del cigüeñal.

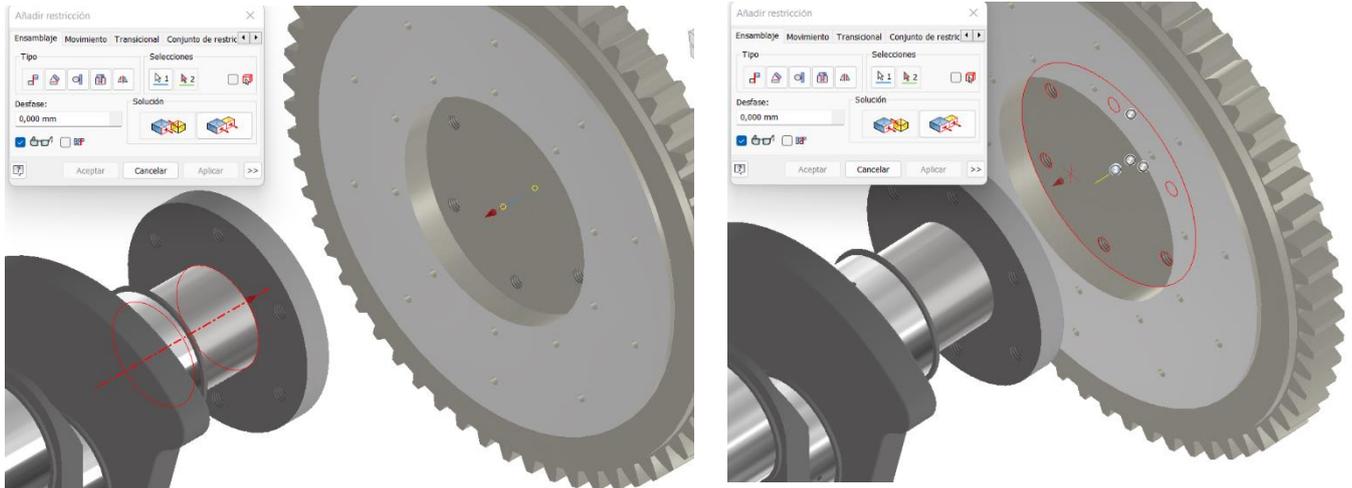


Figura 6.7 Unión del volante de inercia con el cigüeñal

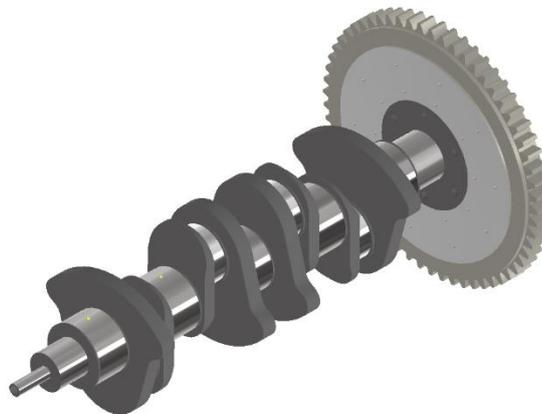


Figura 6.8 Aspecto final del cigüeñal ensamblado

6.4 Válvulas ensambladas

Este subensamblaje estará formado por el taqué y la propia válvula. Puesto que las geometrías de ambas válvulas y taqués son prácticamente idénticas, el procedimiento del ensamblaje será el mismo para ambos componentes. Como ya se ha realizado en ensamblajes anteriores, se recurrirá a la inserción para realizar la unión entre ambas piezas, sin embargo, en este caso se bloqueará el movimiento directamente, ahorrando así una restricción entre planos medios.

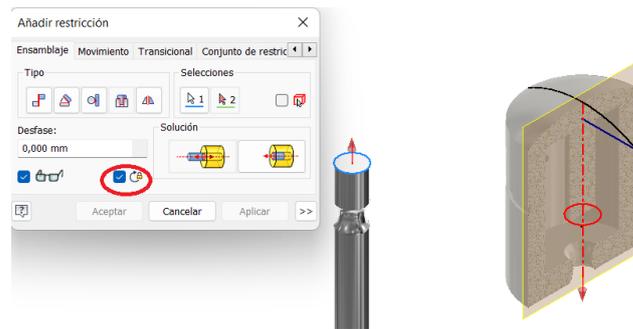


Figura 6.9 Inserción con el giro bloqueado entre la válvula y el taqué



Figura 6.10 Aspecto final del ensamblaje de la válvula

6.5 Culata

En este caso se insertan las bujías sobre la culata. Para ello se recurre a la herramienta de inserción, seleccionando el eje de la bujía y el eje del agujero sobre el que se asentará la misma. Por otro lado, se aplica la nivelación de entre las dos bujías y el plano medio de la culata imponiendo así la misma orientación para los electrodos.

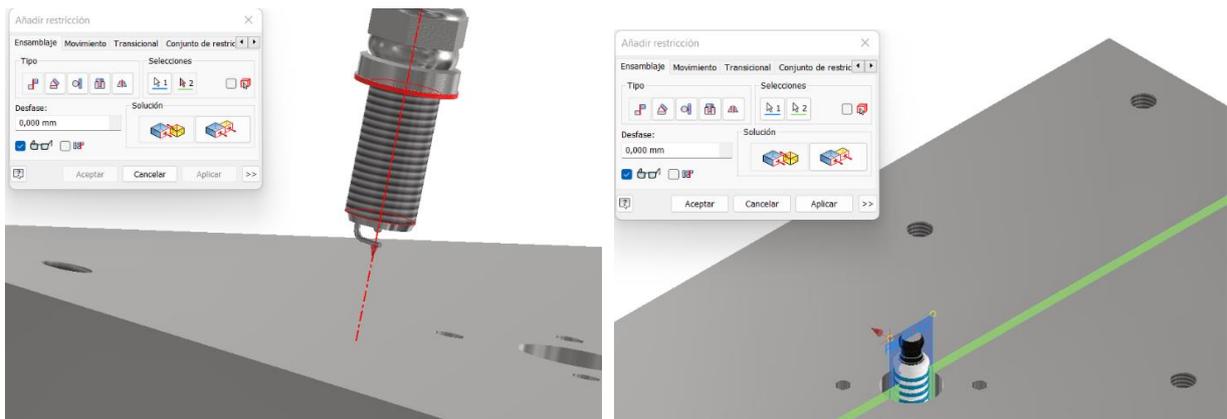


Figura 6.11 Inserción de las bujías en la culata

6.6 Ensamble motor

Una vez se han realizado todos los subensamblajes que se han considerado necesarios, se procede a ensamblarlos todos en un mismo ensamble, formando así el conjunto del motor. Para ello se comienza creando un archivo donde se fijará el bloque motor, impidiendo así el movimiento. Posteriormente, se añadirán los diferentes subensamblajes a los que se les aplicarán las restricciones para establecer las uniones y las interacciones.

Inicialmente, se añade el subensamblaje del cigüeñal, de la biela y del pistón. Con todos ellos, se aplicarán las restricciones de manera que primero se unirá el pistón con el pie de biela. Para ello, se trata de imponer una posición de concentricidad entre el agujero del pie de biela y el bulón del pistón. En este caso, no se bloquea el movimiento, pues se debe permitir el movimiento relativo giratorio ambas piezas, por ello se aplica la herramienta de insertar, sin seleccionar la opción de “bloquear rotación”, como se aprecia en la siguiente imagen.



Figura 6.12 Ensamble entre el pistón y la biela

Seguidamente se procede de la misma manera con la unión que permite el movimiento relativo libre entre el cigüeñal y la cabeza de la biela.



Figura 6.13 Ensamble entre la biela y el cigüeñal

Ahora, una vez se tiene el cigüeñal ensamblado con las bielas y el pistón, se trata de situarlo sobre el bloque motor que estaba fijo en el espacio de trabajo desde el principio. Una vez más, dicha unión permitirá el giro relativo entre el cigüeñal y las bielas, pero bloqueará el movimiento en la dirección del eje del cigüeñal. Es por ello, que se recurre a la herramienta de inserción, esta vez aplicada justo sobre los cojinetes de apoyo y los soportes creados en el bloque motor para ello.

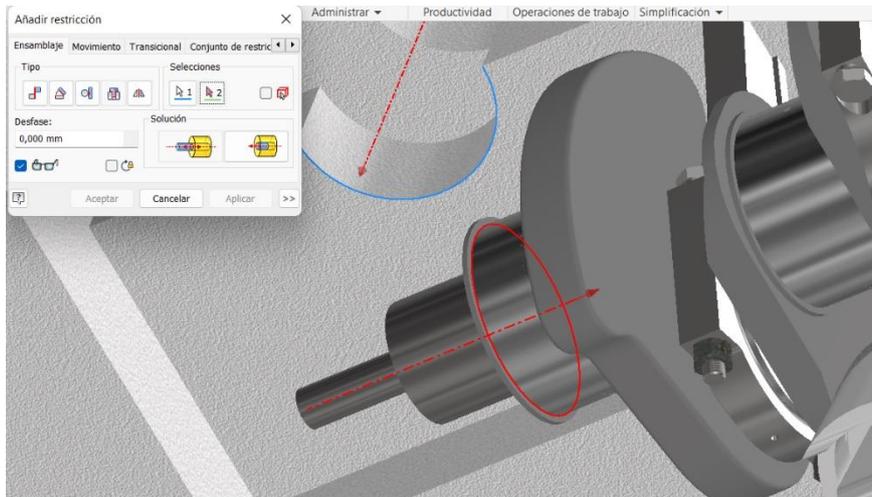


Figura 6.14 Apoyo del cigüeñal sobre el bloque motor

Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano tipo bóxer de cuatro cilindros

Más adelante, se harán coincidir los ejes de los pistones con los de los cilindros, de manera que así se limitará el movimiento alternativo de estos. Además, se añadirán las cuatro camisas de los cilindros, bloqueando el movimiento giratorio sobre sus propios ejes.

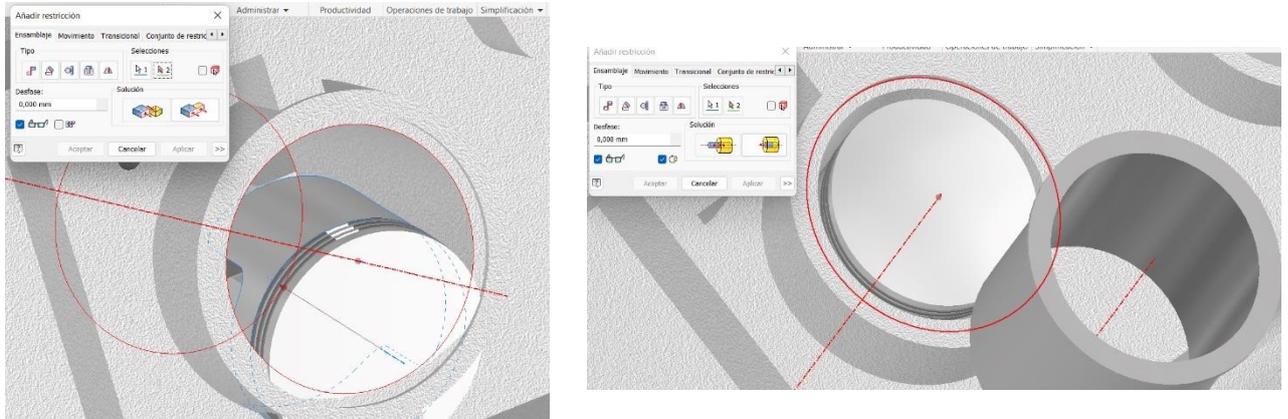


Figura 6.15 Concentricidad entre pistones y cilindros (izquierda) e inserción de las camisas (derecha)

A continuación, se ensambla la junta de culata junto a la propia culata. Puesto que ambas poseen una geometría rectangular, se empleará la restricción de unión, en este caso seleccionando las caras. Para el caso de la culata sobre su junta, se aplicará una restricción de concentricidad entre los cilindros de los pistones con los agujeros roscados de las bujías.

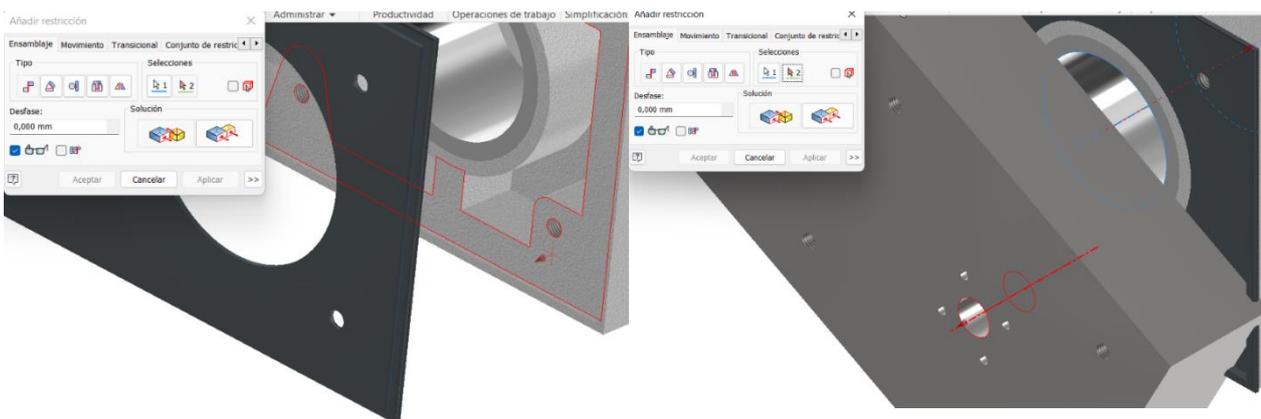


Figura 6.16 Unión de la junta de culata y la culata al bloque motor

Acto seguido, se insertan los subensamblajes de las válvulas que irán alojadas en los agujeros creados para que el vástago de las mismas realice el movimiento alternativo. Cabe destacar que las válvulas están agrupadas en filas de cuatro por culata, es decir, se agrupan en grupos de cuatro por culata para que puedan ser accionadas por el mismo árbol de levas. Ahora, también resulta interesante remarcar que las válvulas deberán tener una orientación concreta, no solo para evitar la rotación sobre su propio eje, sino, porque existe una línea trazada sobre la cabeza del taqué que actuará de guía para la posterior simulación de accionamiento de las válvulas. Para poder realizar la nivelación de las válvulas debe existir un plano sobre el que aplicar dicha condición. Es por ello, que se crea un plano desfasado 18 milímetros que es la distancia desde el plano medio de la culata hasta el centro de los agujeros donde se alojarán las válvulas.

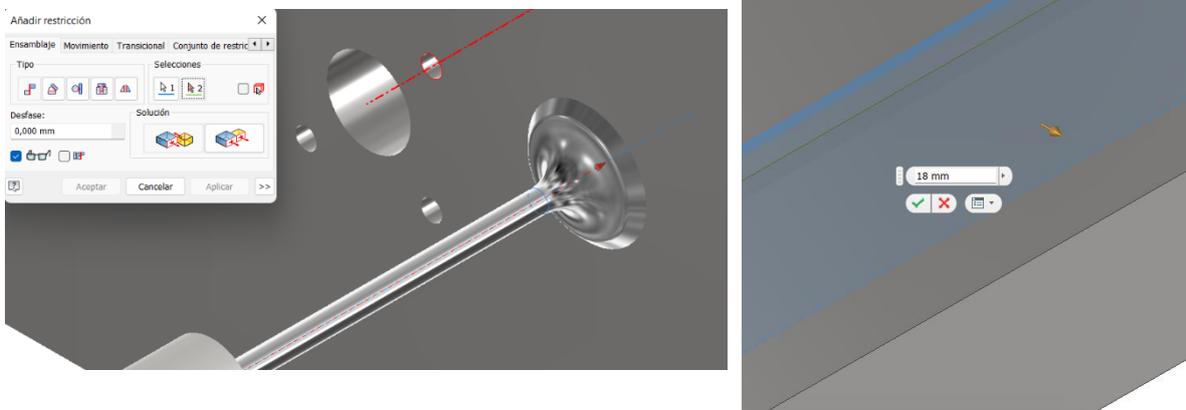


Figura 6.17 Alojamiento de las válvulas sobre los orificios de la culata y desfase del plano

Ahora que ya se han creado los planos sobre los que se aplicará la nivelación, se puede hacer coincidir los planos del subensamblaje de las válvulas con los de la culata.

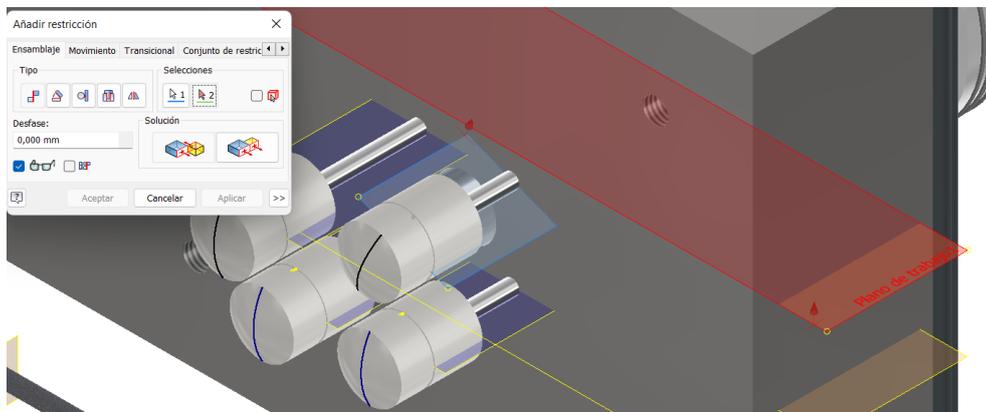


Figura 6.18 Orientación de las válvulas de acuerdo al plano desfasado de la culata

Una vez se ha llevado a cabo la nivelación de todas las válvulas, se deben añadir los árboles de levas. Puesto que estos no se apoyan ni están en contacto con el bloque motor, se debe crear un eje que se situará fijo. Este se generará a partir de la intersección de dos planos, uno paralelo a la cara exterior y otro perpendicular que es el mismo utilizado para la nivelación de las válvulas.

Para la generación del primer plano se hará uso de la herramienta de plano paralelo y tangente a una superficie curva, de esta manera se consigue situar correctamente el desfase del plano, añadiendo una distancia de 7,5 mm que equivale al radio de la circunferencia de la leva.

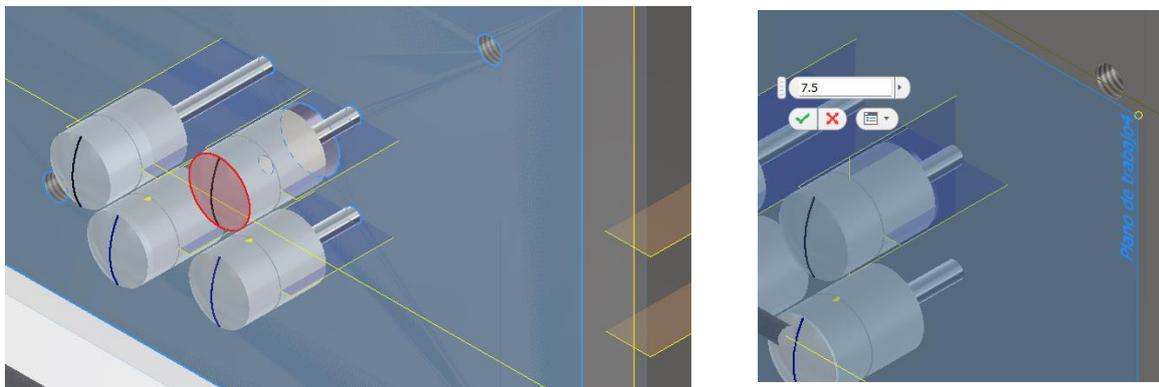


Figura 6.19 Generación del plano tangente a la superficie curva del taqué y paralelo a la cara exterior de la culata

Tras haber creado los ejes, se aplicará la coaxialidad de manera que los árboles de levas se fijarán sobre los mismos permitiendo la rotación que estará sincronizada con el movimiento del cigüeñal.

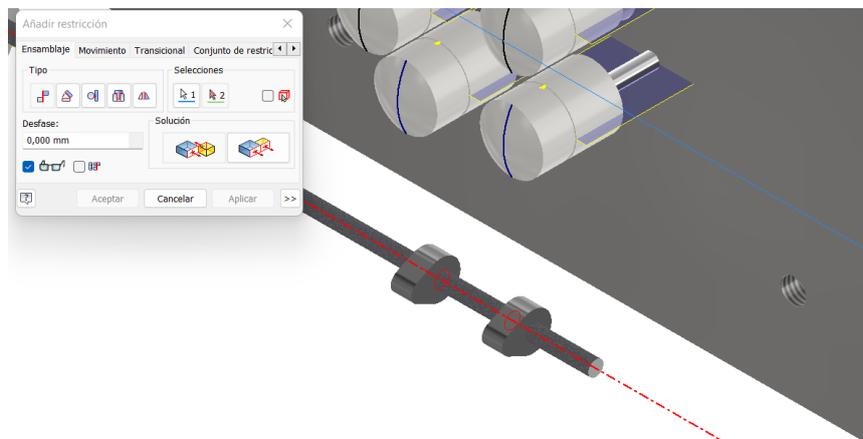


Figura 6.20 Coaxialidad del árbol de levas con el eje generado

Ahora, puesto que se pretende bloquear el movimiento transversal a lo largo del eje, se aplicará la coincidencia de planos, entre el plano medio de la válvula y el de la leva.

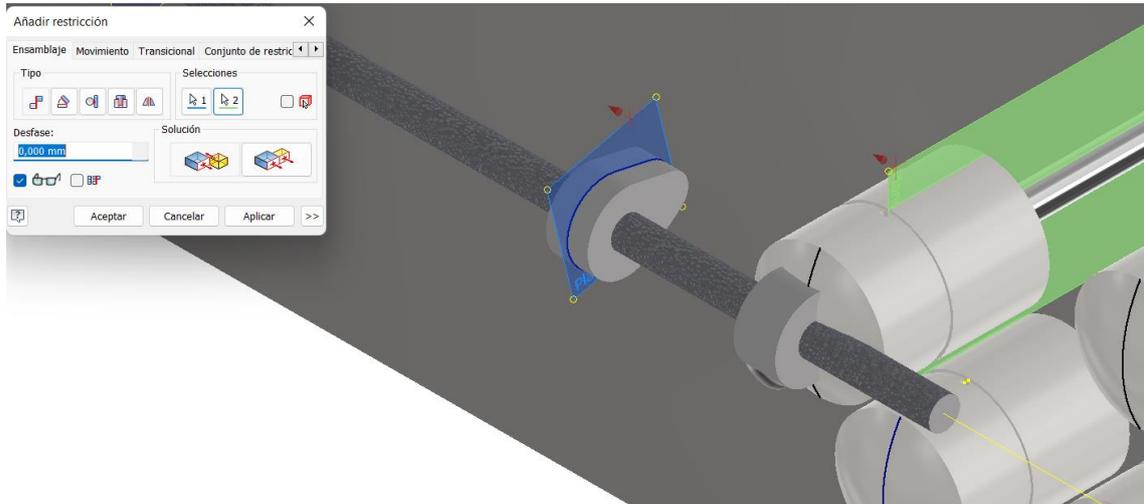


Figura 6.21 Coincidencia del plano medio de la leva con el de la válvula

Finalmente, falta por ensamblar los resortes que ayudarán a las válvulas a volver a su estado inicial una vez las levas no ejerzan presión. Dando visibilidad a los ejes de los muelles, se harán concéntricos con los ejes de las válvulas. Puesto que actuarán en compresión, se aplica una unión entre las caras planas de los extremos del resorte y el taqué y cara exterior de la culata, tal cual se muestra en la siguiente figura.

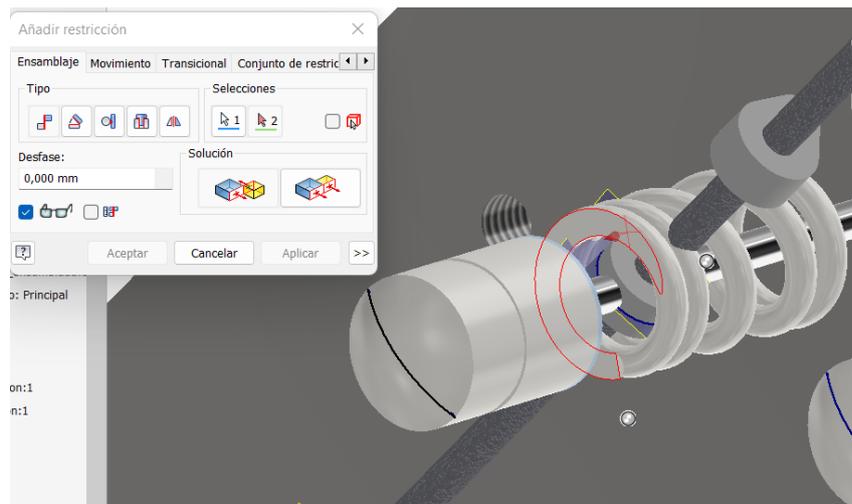


Figura 6.22 Ensamblaje de los resortes entre el taqué y la culata

Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano tipo bóxer de cuatro cilindros

Por último, se añadirán los elementos de unión que mantendrán la culata y su junta unidos al bloque motor. Como ya ocurría en los subensamblajes, dichos pernos, tuercas y arandelas se exportan directamente de la biblioteca que provee Autodesk Inventor, de manera que son piezas que siguen unas medidas de acuerdo a unos estándares. Todos estos elementos se ensamblarán haciendo uso de la herramienta de inserción, con la opción de bloquear el movimiento giratorio simulando así el roscado y la sujeción de la tuerca junto al perno.

Por un lado, se encuentran los pernos y arandelas que irán unidos a la culata. En total se insertan dieciséis pernos con sus correspondientes arandelas (ocho por culata).

	DIN EN ISO 4018 M12x100
	ISO 7091 ST 12 - 100 HV

Tabla 9 Elementos para la unión entre la culata y el bloque motor

Y por otro lado los pernos y tuercas que realmente no tienen ninguna funcionalidad más que la puramente estética, pues simulan ser los elementos de unión entre las dos partes ficticias del motor.

	BS EN ISO 4018 M12x60
	ISO 4035 M12

Tabla 10 Elementos para la unión entre las dos partes ficticias del bloque motor

Como conclusión, se presenta el aspecto final del motor con todas sus piezas ensambladas.

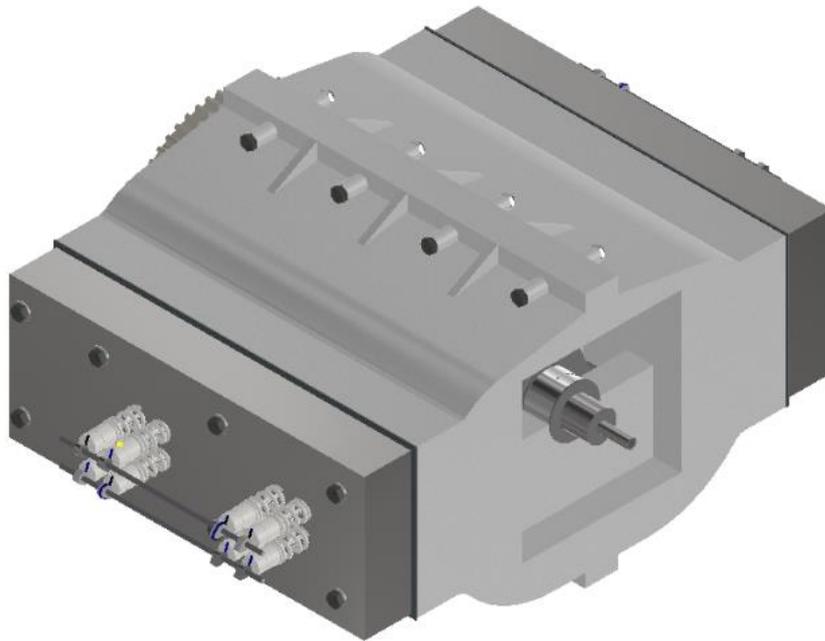


Figura 6.23 Aspecto final del motor ensamblado

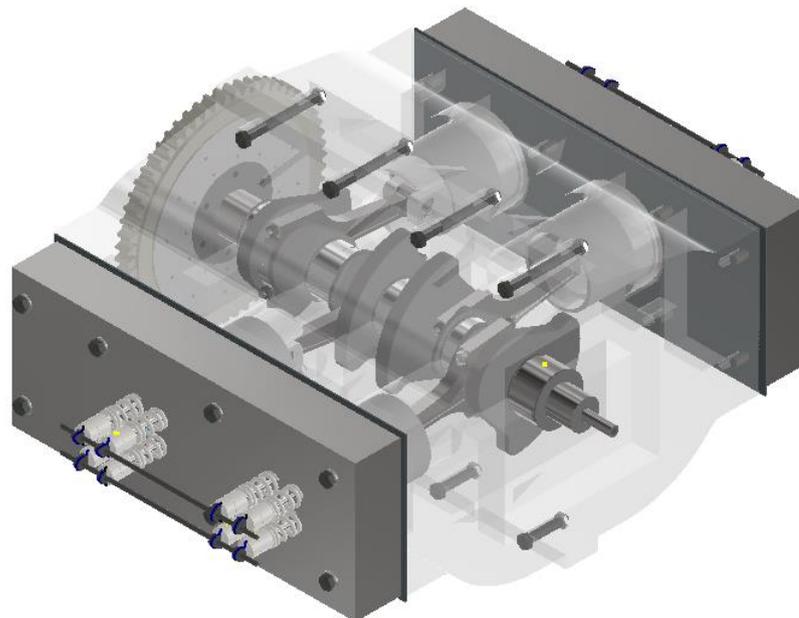


Figura 6.24 Representación del motor con la vista del tren motriz

6.7 Recopilación de los parámetros utilizados

En la siguiente tabla se recogen todos los parámetros utilizados en el modelado del motor, con sus unidades y la denominación que reciben.

Diametro_pie_e	40	mm
Diametro_cabeza_e	70	mm
Distancia_cabeza_pie_e	190	mm
Espesor_biela_e	22	mm
Diametro_agujero_tornillo_e	5	mm
Espesor_casquillo_e	2	mm
Diametro_apoyo_e	70	mm
Ancho_apoyo_e	20	mm
Diametro_plato_e	125	mm
Diametro_piston_e	92	mm
Alto_piston_e	70	mm
Grados_pie_e	40	gr
Carrera_e	75	mm
Diametro_valvula_admision_e	34	mm
Diametro_valvula_escape_e	30	mm
Diametro_vastago_admision_e	6	mm
Diametro_vastago_escape_e	6	mm
Longitud_valvula_admision_e	120	mm
Longitud_valvula_escape_e	120	mm
Diametro_volante_e	250	mm

Tabla 11 Parámetros recogidos en el Excel

7. Simulación

En este apartado se pretende realizar las simulaciones donde se emula el funcionamiento real del motor. Para ello se deberá tener en cuenta las distintas fases del proceso de combustión (movimiento del tren motriz), así como su sincronización con la apertura de las válvulas y el giro de los árboles de levas.

Tras una primera simulación ideal, nuevamente, se utilizará la herramienta de simulación dinámica, sin embargo, en este caso se aplicarán unas cargas externas y se tendrán en cuenta los efectos reales de los rozamientos y de la gravedad.

Puesto que al aplicar cargas externas se pretende simular la fuerza generada dentro del cilindro provocada por la expansión de los gases durante el proceso de combustión, se debe estimar cual será esta fuerza. Para ello, se recurre a aspectos teóricos, algunos ya comentados en apartados anteriores.

Teniendo en cuenta que al producir la combustión los gases atrapados en la cámara de combustión se expandirán aumentando la presión. Sin embargo, se debe tener en cuenta que el valor de dicha presión variará a medida que el proceso de combustión evoluciona, es por ello que habitualmente se considera un valor medio para realizar este tipo de cálculos. Los valores límites para los distintos motores son:

Tipo de motor	$pme_{max}(bar)$
MEP 4T Competición	16
MEP 2T	12
MEP 4T	13
MEP 4T Sobrealimentado	17
MEC DI 4T Sobrealimentado	23

Tabla 12 Valores límite de la presión media efectiva

Luego, puesto que el motor ensayado se ha considerado de tipo encendido provocado y sobrealimentado, el valor límite que se suele establecer es de 17 bares. Consecuentemente, puesto que la fuerza se aplicará sobre la cabeza del pistón lo que provocará el movimiento alternativo, se puede calcular la fuerza ejercida mediante la fórmula:

$$Fuerza = Presión \cdot Superficie \quad [7.1]$$

La superficie es la cabeza del pistón con un diámetro de 92 mm:

$$Superficie = \frac{\pi \cdot 92^2}{4} = 6647.61 \text{ mm}^2 \quad [7.2]$$

Finalmente, la fuerza que se aplica sobre el pistón es:

$$Fuerza = 17 \cdot 100000 \cdot 0.0664761 = 113009.37 \text{ N} = 11.3 \text{ kN} \quad [7.3]$$

Habitualmente, para este tipo de simulaciones puesto que se trata de estudiar el comportamiento del motor antes altos esfuerzos de presión que fluctúan con el tiempo y se toma un valor medio, lo más aconsejable, es considerar un valor superior al inicialmente calculado. Es por ello que se como fuerza ejercida sobre el pistón finalmente se ha tomado un valor de 15 kN, de manera que el motor y sus componentes realmente están sometidos a un valor de presión mayor.

Por otro lado, previamente a la simulación, se deben situar las fuerzas en las cabezas de los pistones y establecer la secuencia de actuación. Si se recuerda el apartado donde se explica el diseño del árbol de levas, el orden de encendido sigue una secuencia concreta para tratar de evitar las vibraciones producidas por las detonaciones y minimizar los ruidos.

Para establecer las fuerzas, primeramente, se selecciona el contorno de la superficie donde se aplica la carga y la dirección de aplicación, en este caso la cabeza del pistón. Debido a que la fuerza no se aplica de manera constante, sino que se repetirá cada dos vueltas del cigüeñal, se selecciona la opción de introducir la magnitud mediante un gráfico de entrada y de manera fija.

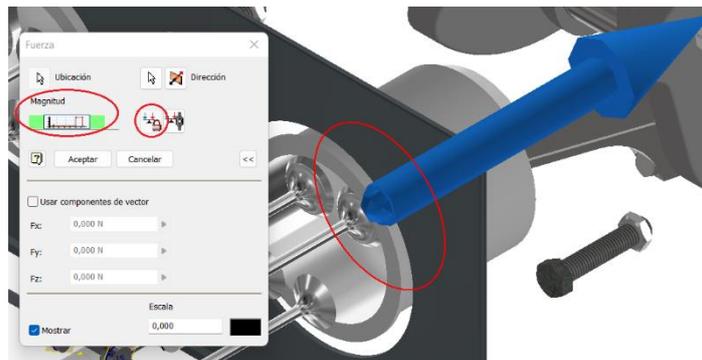


Figura 7.1 Aplicación de la carga sobre la cabeza del pistón

A continuación, se pasa a introducir los valores de las cargas sobre el gráfico de entrada. Para ello se debe tener claro los ángulos de aplicación de cada carga y como establece Autodesk Inventor el ángulo de giro del cigüeñal.

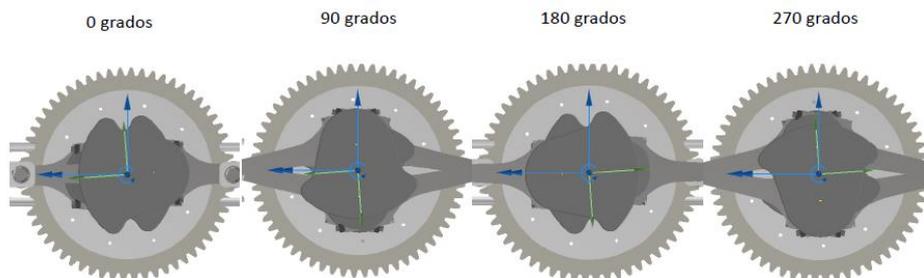


Figura 7.2 Grados de giro del cigüeñal desde la vista del primer pistón

Es decir, si se traza una circunferencia y se asignan unos grados para el primer pistón tomándose como referencia, el orden de los grados de giro es el siguiente.

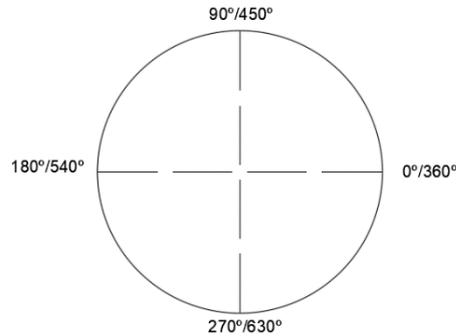


Figura 7.3 Circunferencia de referencia con los ángulos de giro

Seguidamente, una vez está claro como es el sistema de representación angular que ha establecido Autodesk Inventor, se procede a introducir los datos sobre las gráficas. Para empezar, se debe cambiar el eje horizontal, que de manera preestablecida viene en tiempo, a posición del cigüeñal, es decir, en ángulos de giro. Una vez se ha realizado dicho ajuste, se debe introducir para cada fuerza la secuencia de aplicación en función del rango de ángulo. Puesto que se trata de realizar una simulación lo más realista posible, se tiene en cuenta una evolución lineal de la fuerza dentro de un pequeño margen de ángulos.

La siguiente figura muestra el ejemplo de una gráfica de entrada donde se introduce el rango de ángulos donde actúa la fuerza.

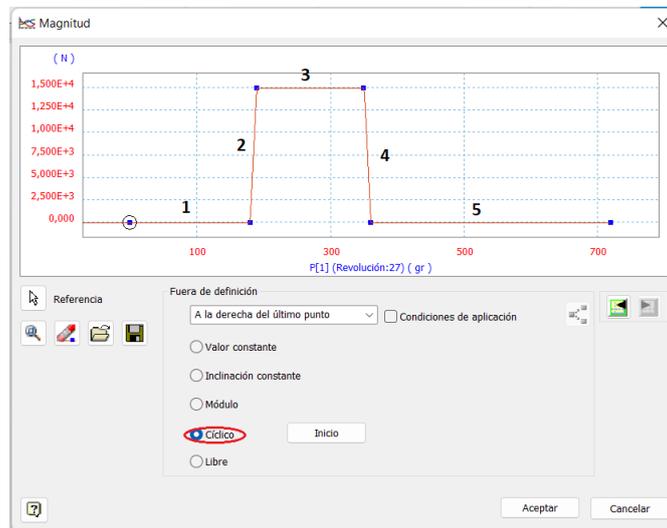


Figura 7.4 Ejemplo de gráfico de entrada

Se puede observar como existe una zona inicial donde no se aplica ninguna fuerza, es decir, el cigüeñal gira, pero en el pistón donde se ha introducido la fuerza no se está ejerciendo ninguna presión (1). Posteriormente, se da paso a una recta de pendiente ascendente que trata de simular un transitorio (2), hasta llegar a un tramo donde se aplica la fuerza de manera constante (3), hasta alcanzar nuevamente una zona lineal de pendiente descendente que emula el final de la acción (4). Finalmente se vuelve a la zona de reposo (5) que continua hasta repetir la secuencia. Para el caso ejemplo que se ha presentado en la figura 1.4, la función sería la siguiente:

$$f(x) = \begin{cases} 0 (N), & 0 \leq x \leq 180^\circ \text{ (1)} \\ 1500x - 270000 (N), & 180^\circ < x \leq 180^\circ + 10 \text{ (2)} \\ 15000 (N), & 180^\circ + 10 < x \leq 360^\circ - 10 \text{ (3)} \\ 1500x - 510000 (N), & 360^\circ - 10 < x \leq 360^\circ \text{ (4)} \\ 0 (N), & 360^\circ < x \leq 720^\circ \text{ (5)} \end{cases}$$

siendo x el instante angular (en grados sexagesimales)

Donde θ_i representa el instante angular en el que se comienza a aplicar la fuerza y θ_j el instante cuando desaparece. Observar como los tramos de recta se han presentado en forma de ecuación, mientras que en los tramos de planos la función adquiere un valor constante. De manera más general se puede plantear la siguiente ecuación que tendrá validez en todos los instantes:

$$f(x) = \begin{cases} 0 (N), & 0 \leq x \leq \theta_i \\ \text{Tramo lineal ascendente,} & \theta_i < x \leq \theta_i + 10 \\ 15000 (N), & \theta_i + 10 < x \leq \theta_j - 10 \\ \text{Tramo línea descendente,} & \theta_j - 10 < x \leq \theta_j \\ 0 (N), & \theta_j < x \leq 720^\circ \end{cases}$$

Por último, se debe indicar después del último tramo, que dicha secuencia introducida es cíclica, es decir, después de completarse se volverá a repetir.

7.1 Primera simulación

Para esta primera simulación no se tiene en cuenta las fuerzas de rozamiento existentes entre los distintos rodamientos y elementos que se encuentran en contacto. De la misma manera, no se introduce el efecto del volante de inercia.

Previamente a comenzar la simulación, se deben hacer unos pequeños ajustes dentro de las uniones estándar. Autodesk Inventor de manera automática convierte las restricciones establecidas en el ensamble en uniones, sin embargo, en ocasiones dichas detecciones no son correctas y se deben corregir manualmente bloqueando el tipo de unión que no interviene en el movimiento entre piezas.

Las uniones más habituales que intervienen son el prismático, que no deja de ser un desplazamiento en una única dirección, el de revolución, que se trata de un giro alrededor de un eje, y por último el cilíndrico que es una combinación de ambos. Normalmente, este último tipo de uniones son las que más errores suelen generar a la hora de establecer el tipo de movimiento entre mecanismo.

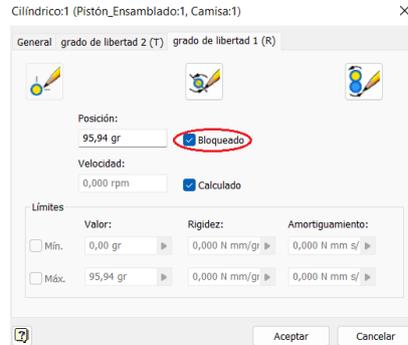


Figura 7.5 Ejemplo de como se bloquea una unión, en este caso la rotación entre la camisa y el pistón

Tras haber ajustado las uniones se establece el ángulo de inicio de la simulación, que en este caso es de 90 grados. Igualmente, se establece un tiempo de duración de la simulación y el número de imágenes que se captarán. Como puede resultar obvio, cuanto mayor número de imágenes se tomen, mayor será la resolución de las curvas que reflejarán los resultados.

Para la primera simulación se ha tomado una duración de 0,1 segundos y en ese tiempo se han capturado 500 imágenes.

Para poder leer e interpretar los resultados, se deben graficar los parámetros obtenidos. Para ello se recurre a la herramienta *gráfico de salida*, con la que se pueden visualizar y comparar los distintos resultados de los elementos mecánicos que han intervenido durante la simulación.

Como se puede ver en la figura 7.6, se representan dos curvas, la de color rojo correspondiente a la velocidad angular del cigüeñal, y la azul a la velocidad lineal de un pistón. Ambas están representadas sobre el eje x correspondiente al tiempo de simulación, y en el eje y se representa la velocidad angular (gr/s) y lineal (mm/s). Una de las facilidades que permite Inventor es establecer una búsqueda punto por punto a lo largo de todas las curvas, de manera que se puede establecer un criterio para poder estudiar como se ha comportado el motor en ese instante.

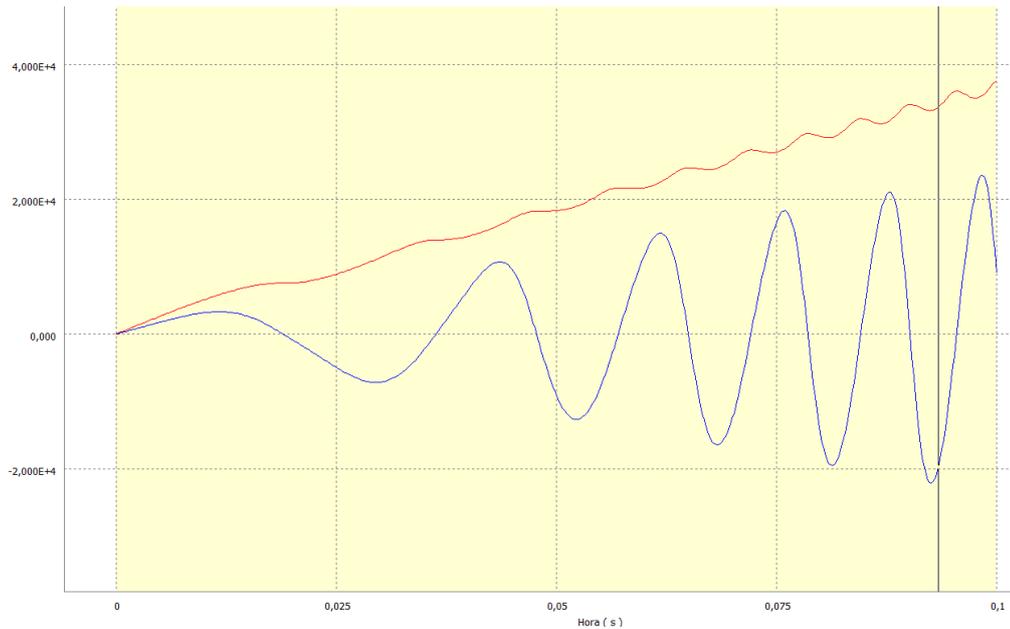


Figura 7.6 Resultado de la primera simulación sin volante de inercia

Hora (s)	V[2] (Cilíndrico:4) (mm/s)	V[1] (Revolución:27) (gr/s)
0,09300	-21442,70000	33332,70000
0,09320	-20710,10000	33480,90000
0,09340	-19739,60000	33669,40000
0,09360	-18550,30000	33894,70000
0,09380	-17160,20000	34151,90000

Figura 7.7 Resultados para 5600 rpm (33600 gr/s)

La curva de la velocidad angular del cigüeñal muestra un crecimiento constante (casi lineal), mientras que la del pistón representa una curva sinusoidal creciente. De manera lógica, puesto que se aplica una fuerza de manera constante sobre el cigüeñal, y no existe ninguna acción que se oponga, la velocidad angular crece de manera constante, al igual que lo hace de manera análoga la de los distintos pistones. Puesto que el montaje de las bielas presenta un movimiento alternativo, se representa sobre el eje y una velocidad lineal negativa que justifica la forma sinusoidal de la curva.

Pues bien, si se considera que el motor alcanza su máxima potencia a un régimen de 5600 rpm (33600 gr/s), se puede estudiar cuanto tiempo ha tardado en alcanzar dichas revoluciones y cual es la velocidad lineal del pistón en ese instante. Se concluye que, para dicho régimen de giro, los pistones muestran una velocidad lineal de 19739 mm/s en sentido descendente y se alcanza dicho estado en un tiempo de 0,0934 segundos.

Dichos resultados encajan dentro de los límites establecidos en el apartado de teoría pues el valor máximo de velocidad que se alcanza en los pistones es de 19,739 m/s, inferior a los 20 m/s considerados.

7.2 Segunda simulación

Para esta segunda simulación se procederá de la misma manera, es decir, se introducen los mismos valores de fuerza y la misma secuencia de actuación, sin embargo, ahora se tendrá en cuenta el efecto del volante de inercia, y cómo afectará al comportamiento del motor.

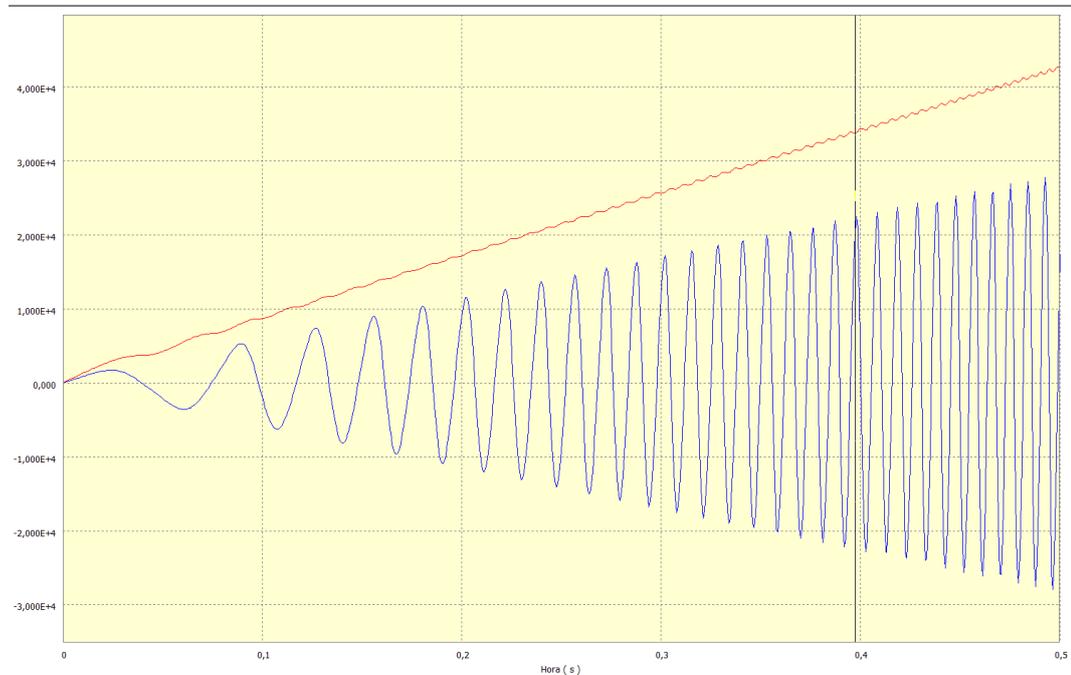


Figura 7.8 Resultado de la segunda simulación con volante de inercia

Hora (s)	V[2] (Cilíndri...	V[1] (Revoluc...
0,39667	15709,20000	33791,50000
0,39733	20432,10000	33767,40000
0,39800	22562,20000	33843,00000
0,39867	20993,50000	34012,40000

Figura 7.9 Resultados para 5600 rpm (33600 gr/s)

Como se puede observar, los resultados difieren bastante de los obtenidos durante la primera simulación, ya que se alcanza los 33600 gr/s en 0,391 segundos aproximadamente. De igual manera, la velocidad lineal del pistón ha aumentado hasta los 20,58 m/s, superando el valor límite establecido. Este aumento en el tiempo que el cigüeñal tarda en alcanzar su

velocidad máxima se debe a que se tiene en cuenta la masa del volante de inercia. Si se acude al archivo del diseño del volante, recurriendo a la herramienta de *iProperties* se estima que la masa total de dicho elemento es de 16,410 kilogramos.

Este aumento en el tiempo se debe principalmente a que, al añadir una masa al cigüeñal, está aumentando la resistencia a que este se ponga en movimiento y gane velocidad.

7.3 Tercera simulación

Ahora se procede a realizar una simulación más realista del comportamiento del motor en funcionamiento. Para ello, en esta ocasión se deben considerar las fuerzas y pares de rozamiento que intervienen mientras se mantienen las mismas cargas y orden de encendido que en el apartado anterior.

Puesto que se pretende realizar una simulación lo más cercana al comportamiento real del motor, se partirá del mismo archivo de la simulación con el volante de inercia, y en este caso se añadirán los pertinentes pares y fuerzas de rozamiento entre las uniones. Para ello se debe editar la configuración de las uniones estándar que ya previamente se habían establecido de acuerdo a las restricciones de comportamiento dinámico. Como se observa en la figura 1.10, se debe activar dentro del panel de edición de la unión, la opción de fuerza o par de unión. Gracias a esta selección, Inventor entiende que debe considerar el rozamiento entre elementos, sin embargo, se debe indicar la magnitud.

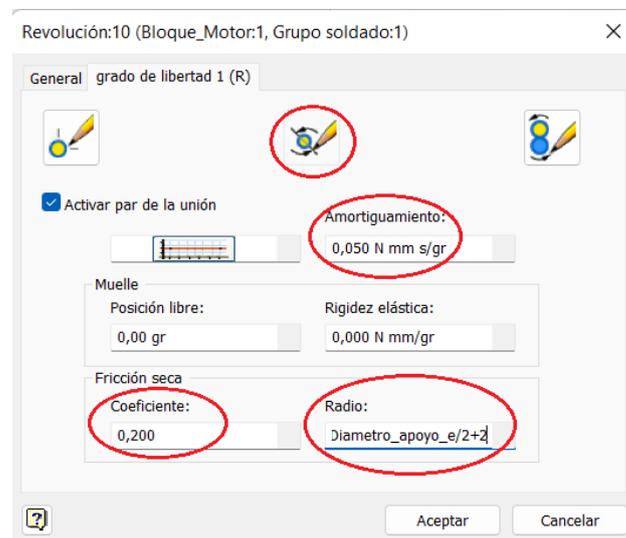


Figura 7.10 Configuración de las fuerzas y pares de fricción

Después de haber permitido el rozamiento entre uniones, se introducen los valores de amortiguamiento y coeficiente de fricción seca. Dichos parámetros pueden resultar poco

conocidos, por ello se recurre al libro “*Inventor y su simulación con ejemplos prácticos*” donde se presentan unos valores que se tomarán como referencia para poder realizar la simulación y se aplicarán en todas las uniones. Para el caso del coeficiente de amortiguamiento se ha tomado un valor de 0,05, y un valor de 0,2 como coeficiente de fricción seca. Cabe añadir, que para el caso de las uniones de tipo revolución, cilíndrica o línea-punto, es decir, que se produce un giro, se debe añadir un valor correspondiente al radio de giro. A continuación, se presenta una tabla donde se indican los valores de los radios de las uniones que intervienen en el análisis dinámico.

Unión	Radio de giro	Tipo	Medida (mm)
Bloque motor – Cigüeñal	(Diámetro apoyo) /2+2	Revolución	37
Cigüeñal – Cabeza de Biela	(Diámetro cabeza) /2-2		33
Pistón – Pie de Biela	(Diámetro pie) /2-6		14

Tabla 13 Medidas de los radios de unión

Tras haber introducido los datos de coeficiente de fricción seca y de amortiguamiento, se procede a realizar la simulación, esta vez con una duración de dos segundos y una toma de imágenes de 800. Al igual que se ha realizado con las simulaciones previas, se va a analizar el valor máximo de la velocidad que alcanza el cigüeñal. Se observa como en este caso la velocidad no aumenta de manera lineal, sino que experimenta una aceleración de manera lineal, hasta estabilizarse en un valor aproximado de 18000 gr/s o 3000 rpm. Dicho estado se alcanza en aproximadamente 1,3 segundos, que es cuando la curva logra estabilizarse como se puede ver gráficamente.

El motivo por el cual el motor no logra alcanzar su máximo régimen y se estabiliza en 3000 revoluciones en un tiempo claramente superior a las primeras simulaciones es que al haber considerado los efectos del rozamiento, parte de la energía cinética acumulada en el cigüeñal y las partes móviles se transforma en calor y ocasiona el famoso desgaste de piezas.

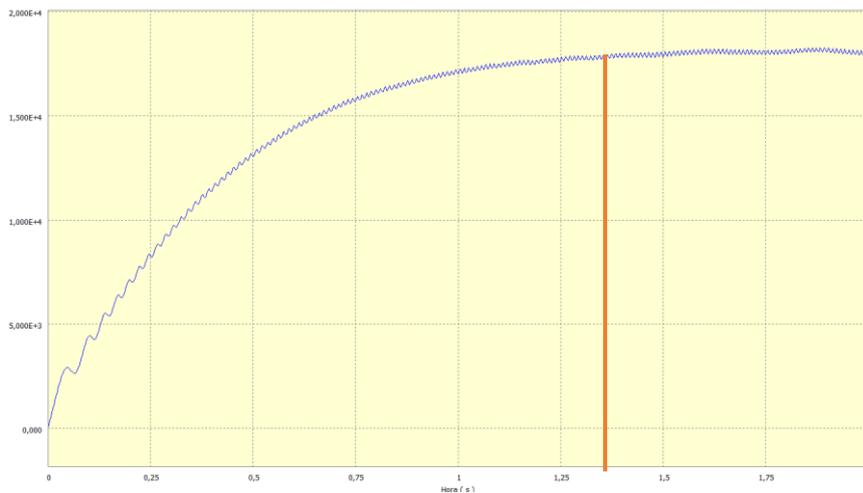


Figura 7.11 Curva de velocidad angular del cigüeñal considerando los rozamientos

8. Análisis de tensiones

Gracias a los datos obtenidos durante las simulaciones, en el apartado de entornos se puede realizar un análisis dinámico de elementos mecánicos donde se analizan las tensiones actuantes sobre los elementos más comprometidos. A continuación, a partir de la última simulación dinámica donde se ha tenido en cuenta los distintos pares y fuerzas de rozamiento, se procederá a estudiar el comportamiento bajo las tensiones generadas en las cámaras de combustión durante el proceso de combustión. Cabe destacar, que en dicho análisis no se tendrá en cuenta la fatiga de la pieza, esto es, la rotura de las piezas bajo una carga dinámica cíclica como sucede en la realidad.

Primeramente, puesto que se analizará el estado bajo tensión, se eliminarán todas las piezas del montaje que no intervengan en el análisis, esto es, tornillos, tuercas, segmentos, culata...

El montaje final, con tal de simplificar al máximo el análisis estará formado por el bloque motor, el cigüeñal, las bielas, las camisas de los cilindros y los pistones.

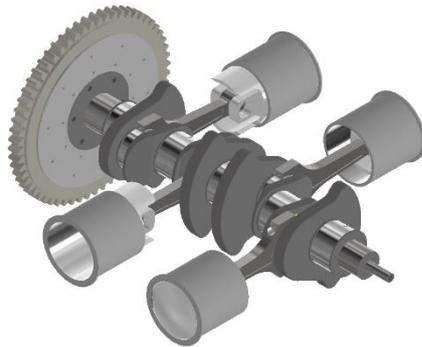


Figura 8.1 Ensamble (bloqueando la vista del bloque motor) para el análisis de tensiones

Se ha procurado eliminar todos los subensamblajes para evitar la problemática de configurar los cuerpos como flexibles manualmente. Una vez se ha configurado nuevamente los parámetros correspondientes al coeficiente de fricción seca y amortiguamiento en cada unión, se procede a realizar la simulación. Recurriendo otra vez a la herramienta de generar gráfico de salida, se analiza el instante donde se ejerce la fuerza máxima y se exporta a CEF para proceder a su análisis. [2]

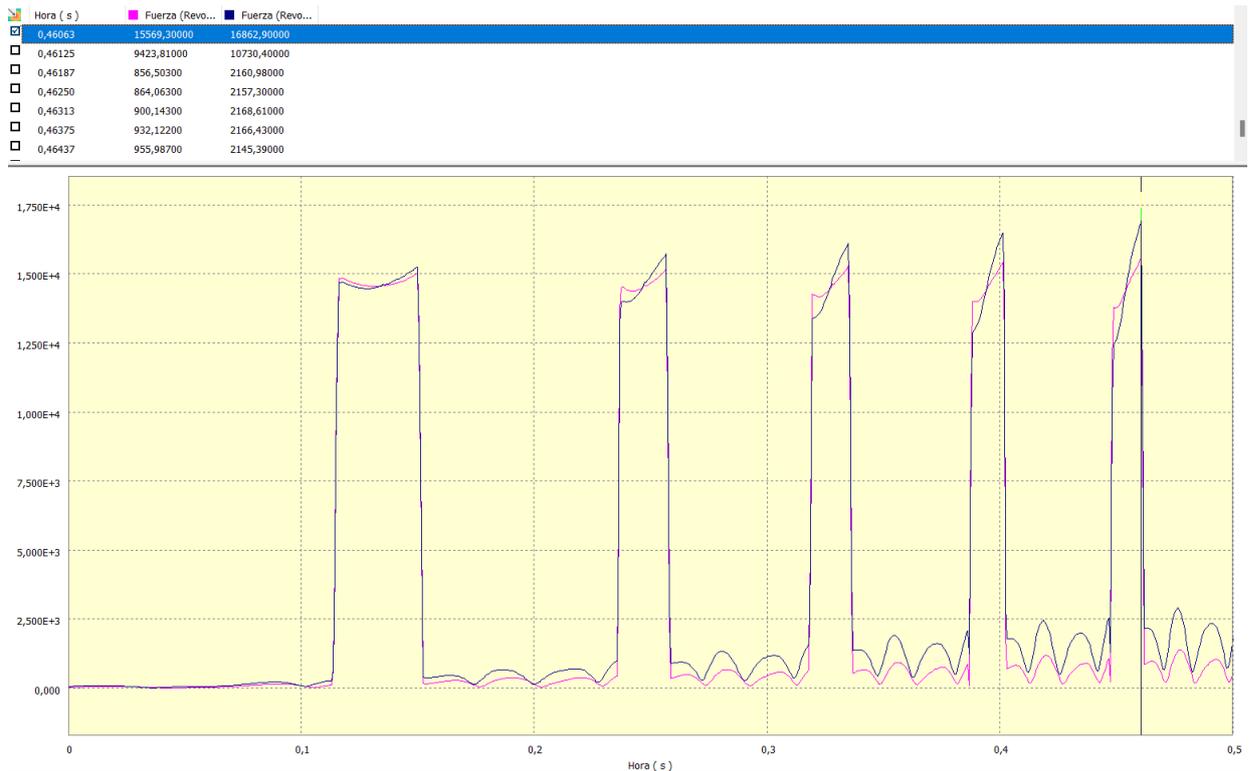


Figura 8.2 Resultados de la simulación

Para extraer los resultados, se ha seleccionado las uniones correspondientes al pistón con el pie de biela y la cabeza de biela con el cigüeñal, ambas de revolución. Como se puede observar en el gráfico obtenido, las fuerzas aplicadas en cada instante corresponden con prácticamente exactitud. Además, empleando la herramienta de buscar máximo entre todos los datos, se observa como el punto máximo para ambas uniones coincide, lo cual resulta lógico puesto que la tensión se transmite desde la cámara de combustión pasando por el pistón y la biela hasta llegar al cigüeñal.

Tras haber seleccionado dicho instante de máxima fuerza se procede a exportarlo al entorno de análisis de elementos finitos.

Previamente a iniciar el estudio de elementos finitos, se deben seleccionar las piezas que se analizarán y confirmar la superficie sobre las que se producen las diferentes uniones. Como se observa en la figura 2.3, las uniones que interactúan con la biela son la revolución con el cigüeñal y con el pistón. Importante destacar que se deben seleccionar todas las caras que se encuentran en contacto.

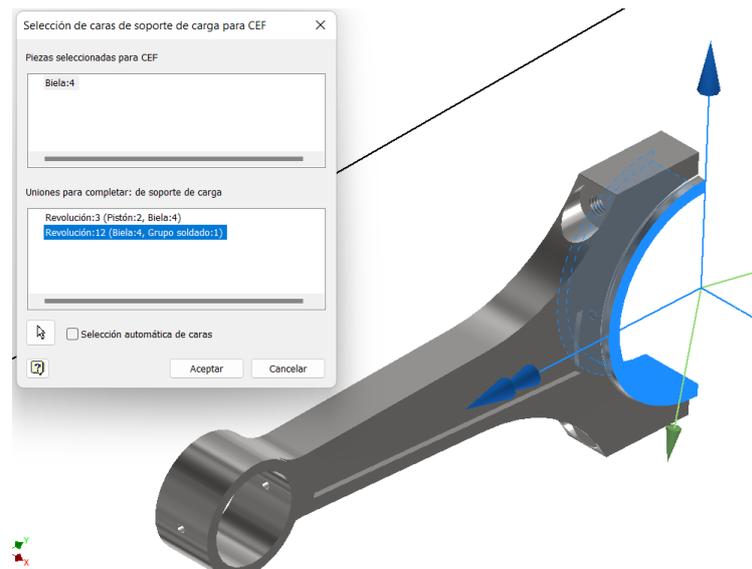


Figura 8.3 Ejemplo de selección de las caras que intervienen en las uniones entre piezas

Para iniciar el análisis de las tensiones previamente se debe configurar los ajustes de simulación. Inicialmente, se selecciona el tipo de análisis (en movimiento), la pieza que se pretende estudiar y el instante, que como ya se ha comentado anteriormente corresponde con el momento de mayor fuerza.

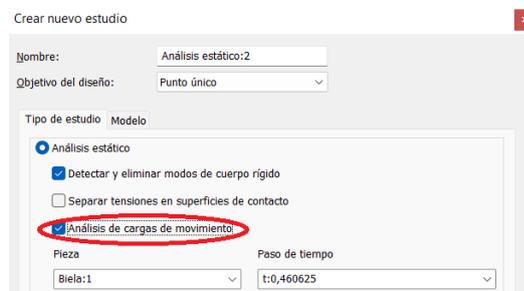


Figura 8.4 Selección del análisis de cargas en movimiento, la pieza a analizar y el instante

A continuación, se ajustan los parámetros de generación de la malla, que se trata de aproximar la geometría real de la pieza con el modelo del método de elementos finitos. Cuanto mayor resolución de malla, más real será el modelo, sin embargo, el tiempo de análisis, así como los recursos necesarios también incrementar, es por ello que se debe llegar a un punto de equilibrio. De acuerdo con las recomendaciones recogidas en la obra *“Inventor y su simulación con ejemplos prácticos”*, un buen punto de refinamiento del mallado correspondería con un tamaño medio del elemento de 0,025 y un ángulo de giro máximo de treinta grados, consiguiendo así una resolución más que aceptable. Por otro lado, también se debe configurar

la convergencia del modelo, tomando un número máximo de refinados de diez, con un error máximo del uno por ciento.

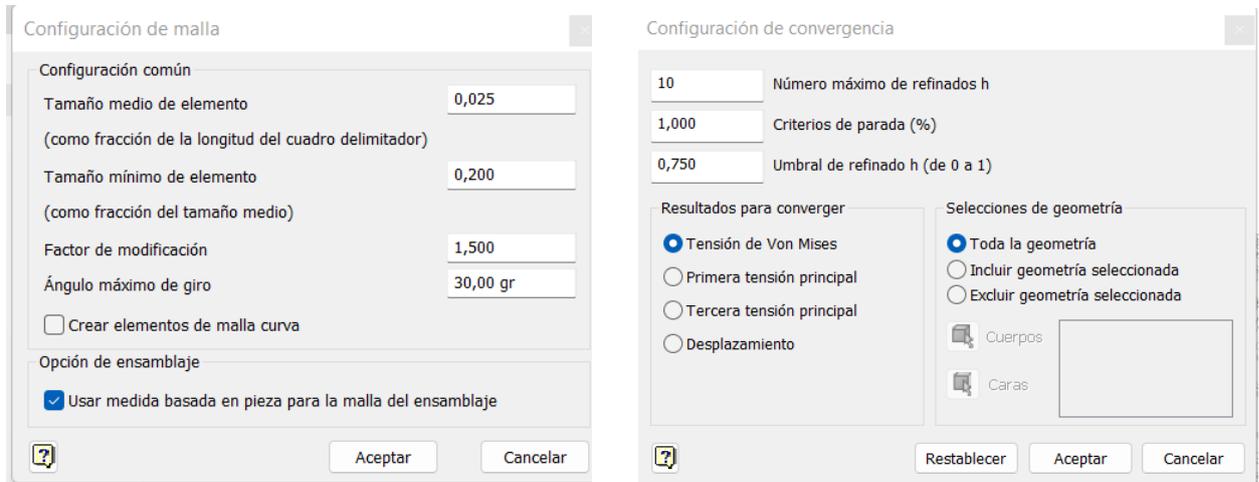


Figura 8.5 Configuración de la convergencia



Figura 8.6 Vista de la malla mejorada

Tras una pequeña espera de cálculo, se muestran los resultados. Por defecto se muestra la tensión de Von Mises, sin embargo, en el apartado de resultados se puede seleccionar otros criterios como el desplazamiento, el coeficiente de seguridad o la primera tensión principal.

Realmente, para el análisis de resultados el criterio que más información aporta es la tensión de Von Mises ya que gracias a esta magnitud física se puede conocer la energía de distorsión que un sólido deformable es capaz de absorber. Aplicándose junto al criterio del fallo, se puede detectar aquellas zonas de la pieza que superan el límite elástico del material y que por tanto entran en la zona de fluencia. [5]

Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano tipo bóxer de cuatro cilindros

Como ya se ha presentado, el instante donde se ejerce la mayor tensión sobre las piezas es en el segundo 0,46063 de acuerdo al análisis. Una vez se conoce este dato se procede a realizar el análisis de la deformación de los elementos mecánicos.

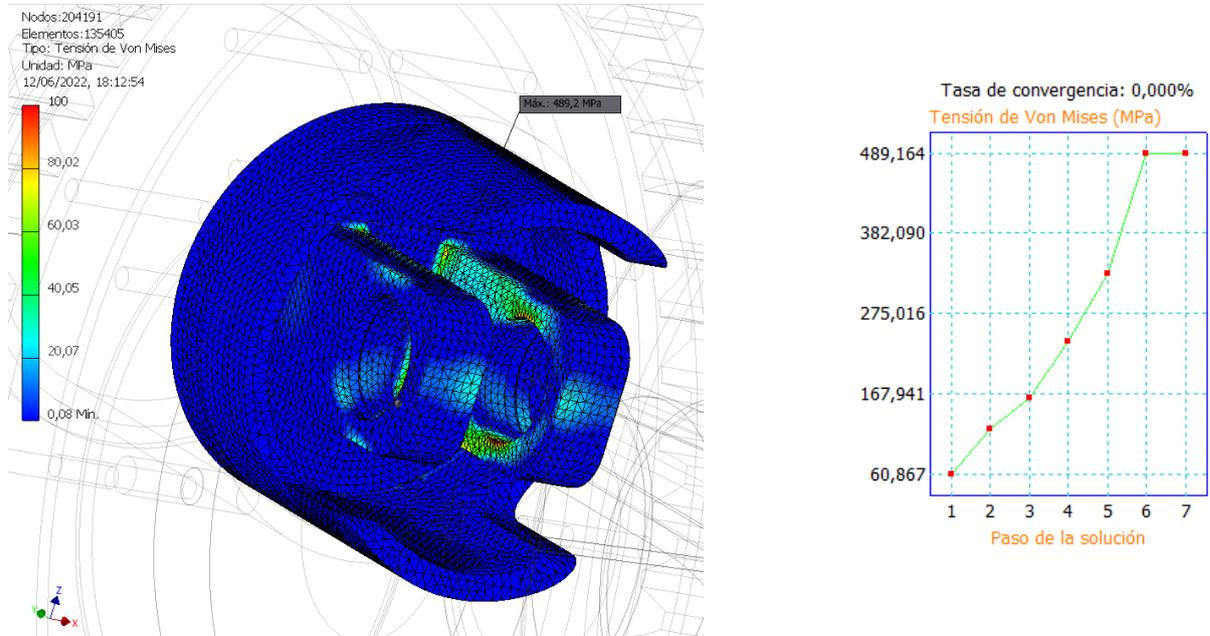


Figura 8.7 Tensión de Von Mises del pistón y su tasa de convergencia

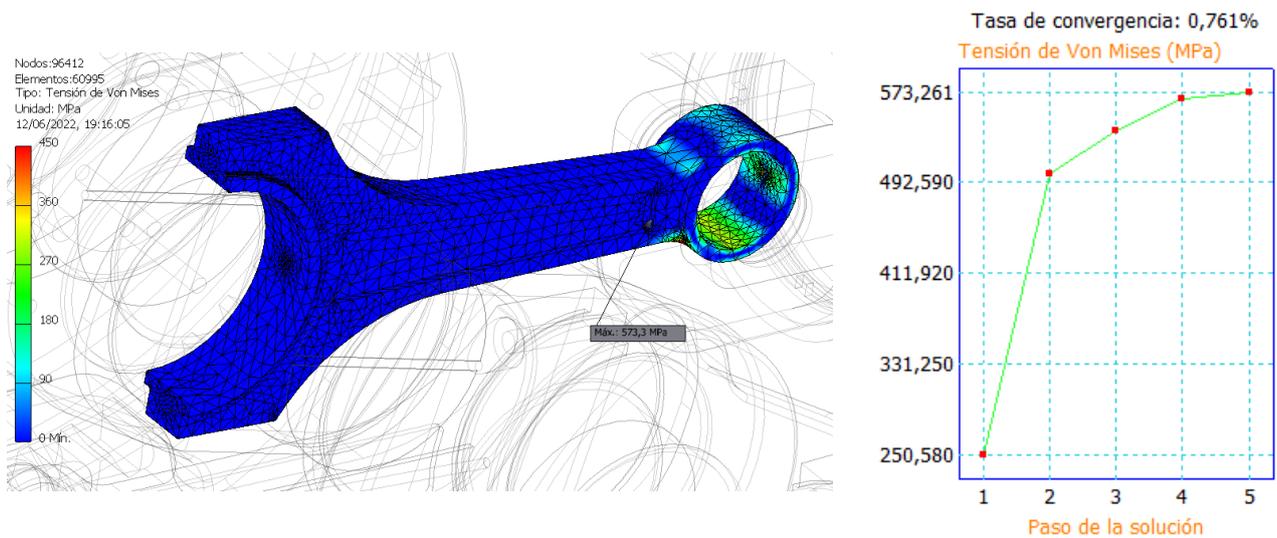


Figura 8.8 Tensión de Von Mises de la biela y su tasa de convergencia

Continuando con la misma metodología, ahora se establece una velocidad constante para el cigüeñal, es decir, se trata de simular y analizar como se comporta el motor cuando alcanza la velocidad de 3000 revoluciones por minuto. Dicha velocidad no es casual, y es que se ha elegido para estudiar como reaccionan los elementos mecánicos de acuerdo a la simulación vista previamente, es decir, aplicando las fuerzas equivalentes a la explosión en la cámara de combustión y teniendo en cuenta los rozamientos que hacen que se establezca el motor a esa velocidad angular.

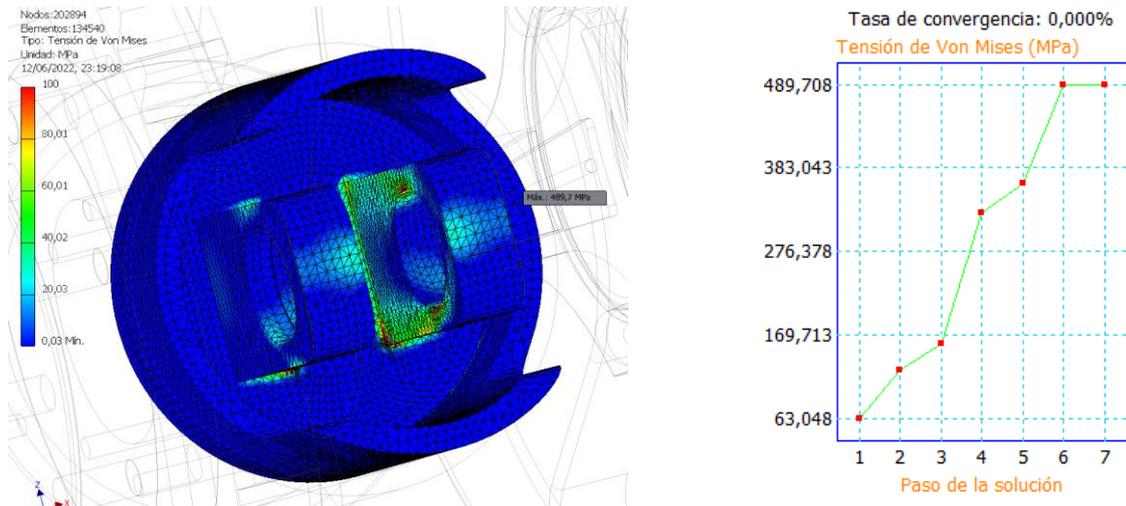


Figura 8.9 Tensión de Von Mises del pistón y su tasa de convergencia

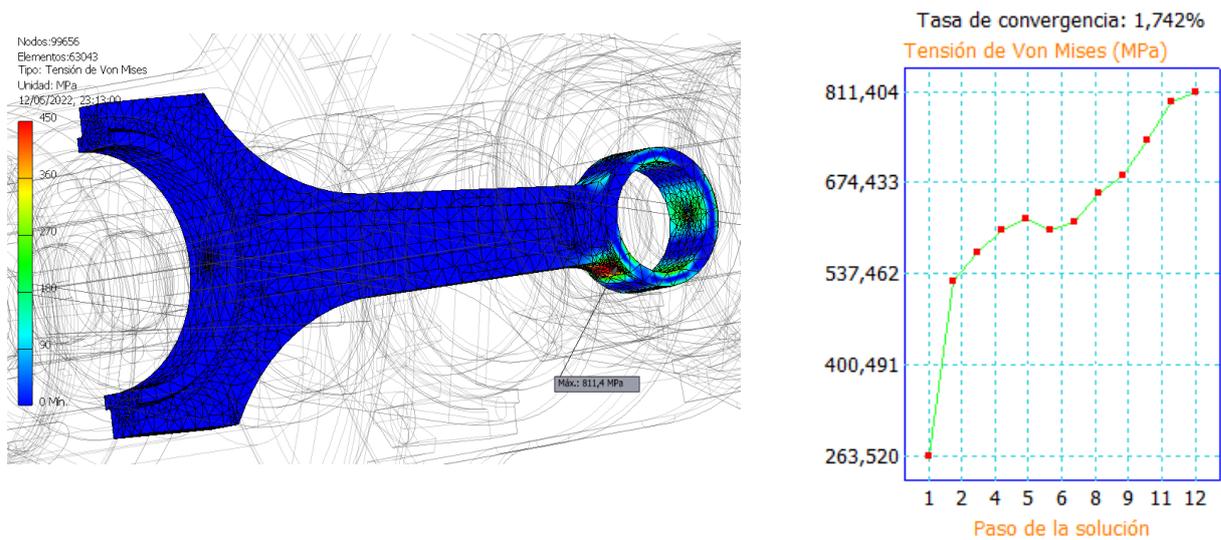


Figura 8.10 Tensión de Von Mises de la biela y su tasa de convergencia

Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano tipo bóxer de cuatro cilindros

Como se puede observar en la gráfica, la fuerza se repite de manera cíclica con un valor constante, tanto para la unión correspondiente de la biela con el pistón, como de la biela con el cigüeñal.



Figura 8.11 Resultados de la simulación para una velocidad del cigüeñal de 3000 rpm

Como se observa en la siguiente gráfica de manera más detallada, se alcanzan fuerzas ligeramente superiores, debido principalmente a la inercia que adquiere el cigüeñal con el giro.

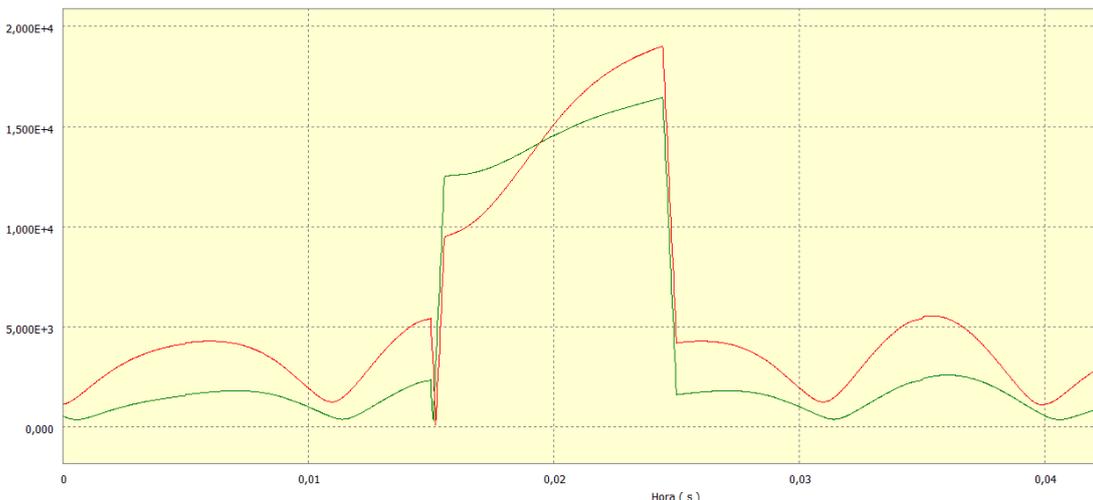


Figura 8.12 Resultado de la simulación con 0,05 segundos y 800 muestras

9. Resultados

Inicialmente, para el diseño del pistón se había tomado el aluminio 2014-T4 como material adecuado para su fabricación. Buscando información acerca de sus propiedades mecánicas se han establecido las siguientes características presentadas en la tabla 3. Se aprecia como la aleación de aluminio de la familia 2014 – T4 presenta un límite elástico de 73 megapascales.

Aleación	Estado	E (MPa)	G (MPa)	ν	Intervalo de fusión (C°)	C _{mp}	α $\mu\text{m m}^{-1} \text{K}^{-1}$	ρ kg m^{-3}	ρ_{el} $\text{n}\Omega\text{m}$	λ $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$	CE %IACS
1050	Todos	69.000	25.900	0,33	645 - 658	899	23,5	2.700	29,0	229	59,5
1200	Todos	69.000	25.900	0,33	645 - 657	898	23,4	2.720	29,5	225	58,5
2007	Todos	72.500	27.300	0,33	510 - 640	856	23,0	2.850	51,0	130	34,0
2011	T3 / T4	72.500	27.300	0,33	540 - 645	863	23,0	2.840	44,0	152	39,0
2011	T6 / T8	72.500	27.300	0,33	540 - 645	863	23,0	2.840	38,0	172	45,5
2014	0	73.000	27.400	0,33	505 - 640	869	22,7	2.800	34,0	192	50,5
2014	T4	73.000	27.400	0,33	505 - 640	869	22,7	2.800	51,0	134	34,0

Tabla 14 Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de aluminio. Datos extradidos de la empresa Alu-Stock (Lotana Group).

Por otro lado, para el modelado de biela se había comentado que se empleaba acero al carbono para su diseño. Puesto que ahora se trata de analizar la resistencia de las piezas bajo tensión, se escoge una familia concreta de acero. Habitualmente para piezas de pequeño tamaño como ejes de transmisión, o como en este caso bielas, la serie AISI 1330 presenta un buen comportamiento gracias a su contenido en carbono que ronda el 0,30-0,37 %. Por este mismo motivo, se ha decido tomar como material de referencia para el estudio aleación de acero de la serie AISI 4130, sometido a un tratamiento de normalizado a una temperatura de 1650 °F. Se puede observar en la tabla 15 que su límite elástico es de 434 megapascales.

TABLA 10 Propiedades mecánicas de algunos aceros de aleación y para herramienta							
Datos de varias fuentes. * Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa							
Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell o Rockwell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1340	recocido	63	434	102	703	25	204HB
	templado y revenido	109	752	125	862	21	250HB
4027	recocido	47	324	75	517	30	150HB
	templado y revenido	113	779	132	910	12	264HB
4130	recocido @ 1 450°F	52	359	81	558	28	156HB
	normalizado @ 1 650°F	63	434	97	669	25	197HB
	templado y revenido @ 1 200°F	102	703	118	814	22	245HB
	templado y revenido @ 800°F	173	1 193	186	1 282	13	380HB
	templado y revenido @ 400°F	212	1 462	236	1 627	10	41HB

Tabla 15 Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de acero. Datos extraídos de la obra Metals Handbook, American Society for Metals.

Si se tienen en cuenta los datos de los materiales empleados en el modelado de las piezas, se puede observar como de acuerdo a las fuerzas aplicadas en el análisis inicial de tensiones, las piezas acabarían rompiendo puesto que se supera el límite elástico de los materiales. Es por este mismo motivo que se debe actuar para asegurar la resistencia del motor bajo dichas cargas.

Una solución práctica, aunque probablemente más costosa, sería cambiar los materiales usados, mejorando sus propiedades mecánicas. Como puede resultar obvio, esta solución a pesar de ser eficaz y directa, puede encarecer considerablemente los costes de producción, pues los metales al presentar mejores características aumentarían proporcionalmente su precio.

Otra solución sería cambiar la geometría de las piezas tratando de mejorar las zonas que presentan una menor resistencia frente a las tensiones. Analizando en primera instancia la biela, se puede ver como la zona donde mayor riesgo existe de rotura es en el pie, más concretamente el empalme que se produce entre el pie y el cuerpo, y en el espesor del agujero donde se aloja el bulón. Es por ello, que se ha decidido aumentar el radio del empalme, así como el grosor. Gracias al trabajo previo de parametrización, el trabajo de remodelar la geometría resulta bastante sencilla, pues simplemente se debe acudir al Excel donde se recogen todos los parámetros y modificar el necesario. Para esta situación se modifica el diámetro del pie de los 40 milímetros originales hasta 50 milímetros, y de igual manera se aumenta el radio del empalme desde los 16 milímetros hasta 35. Para esta última medida, no solamente se ha aumentado el radio modificando el dato del diámetro del pie del cual es dependiente, sino que se han añadido 15 milímetros a modo de seguridad. A continuación, se muestra el aspecto final de la nueva biela comparado con el original.

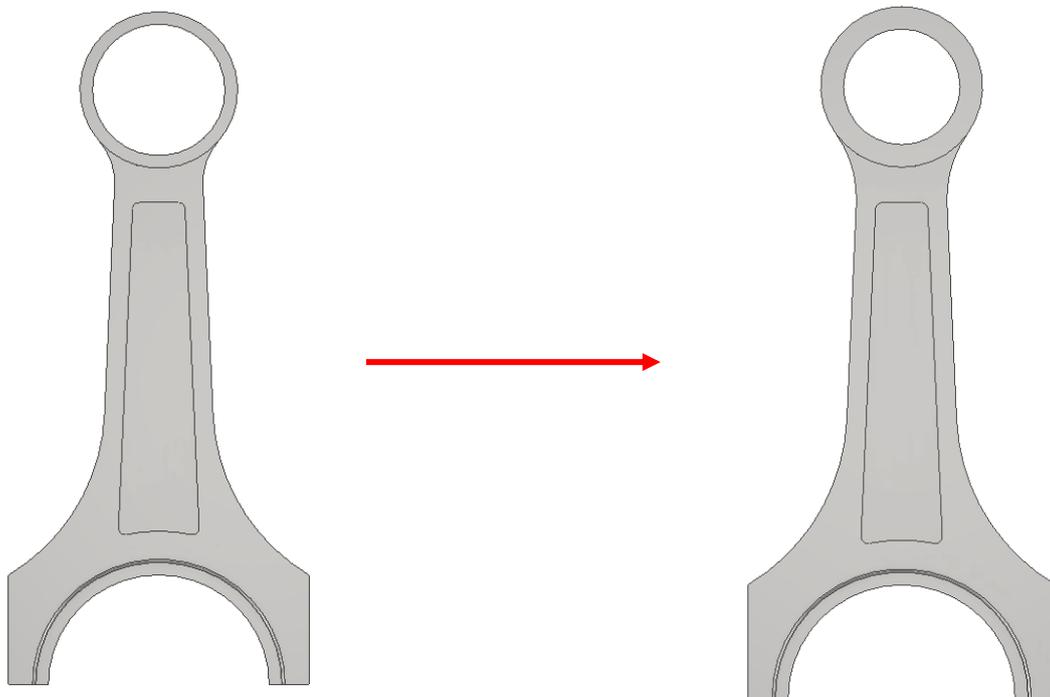


Figura 9.1 Mejora de la geometría de la biela

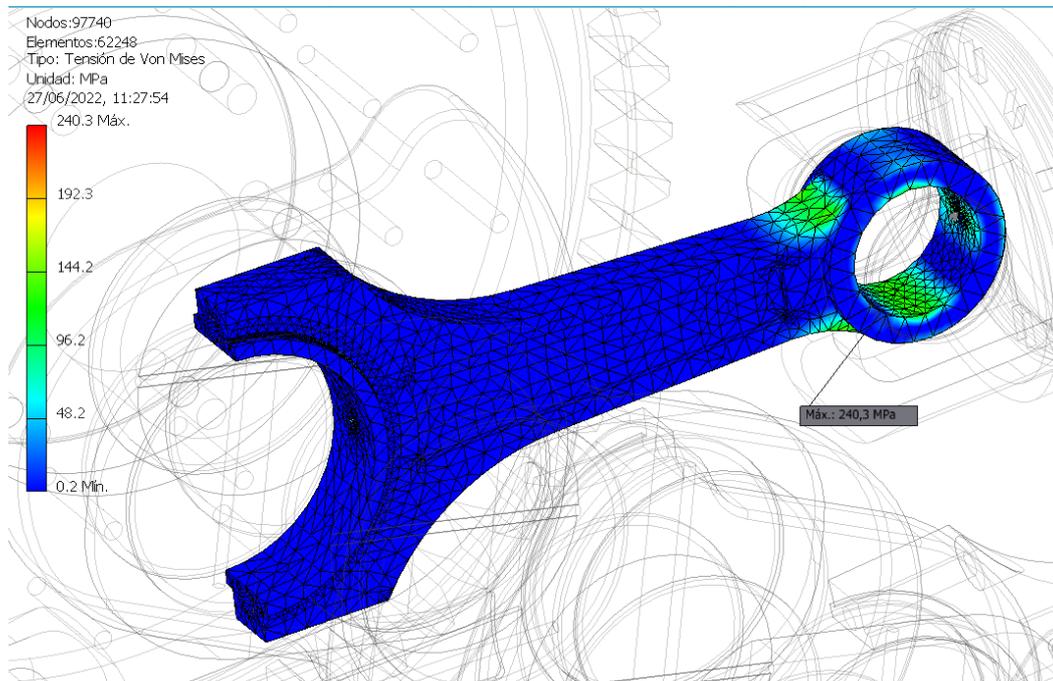


Figura 9.2 Resultado del nuevo análisis

Una vez se ha realizado el segundo análisis bajo las mismas condiciones con el nuevo diseño de la biela, se observa como las tensiones máximas se siguen produciendo por la zona del pie, sin embargo, se han reducido drásticamente hasta llegar a un valor máximo de tensión concentrada de 240,3 MPa. Puesto que para el acero AISI 4130 el límite elástico es de 434 megapascuales, no se producirá ninguna rotura durante el funcionamiento.

Ahora se debe proceder de la misma manera, pero para el pistón. Nuevamente se puede apreciar como en el análisis de tensiones inicial el valor máximo se alcanza en la base de los voladizos que nacen de la cabeza del pistón, es decir, el ángulo recto formado por la parte inferior de la cabeza del pistón y la parte superior de los voladizos sobre los que se sujetarán el bulón forman un concentrador de tensiones. En dicha zona se alcanza un valor máximo de 489,7 MPa, claramente superior al valor máximo estimado del aluminio 2014-T4, 73 MPa.

Por esto, se procederá de la misma manera que con la biela, cambiando la geometría de la zona donde se producen las tensiones que provocarían la rotura de la pieza. Para tratar de minimizar el concentrador de tensiones mencionado previamente, se implementa un empalme de 4 milímetros justo en el ángulo recto. De igual forma, se aumenta la altura de la cabeza del pistón, pasando de 15 a 21,5 milímetros. Además se aumenta el ancho de los voladizos en 2 milímetros hasta los 17 milímetros.

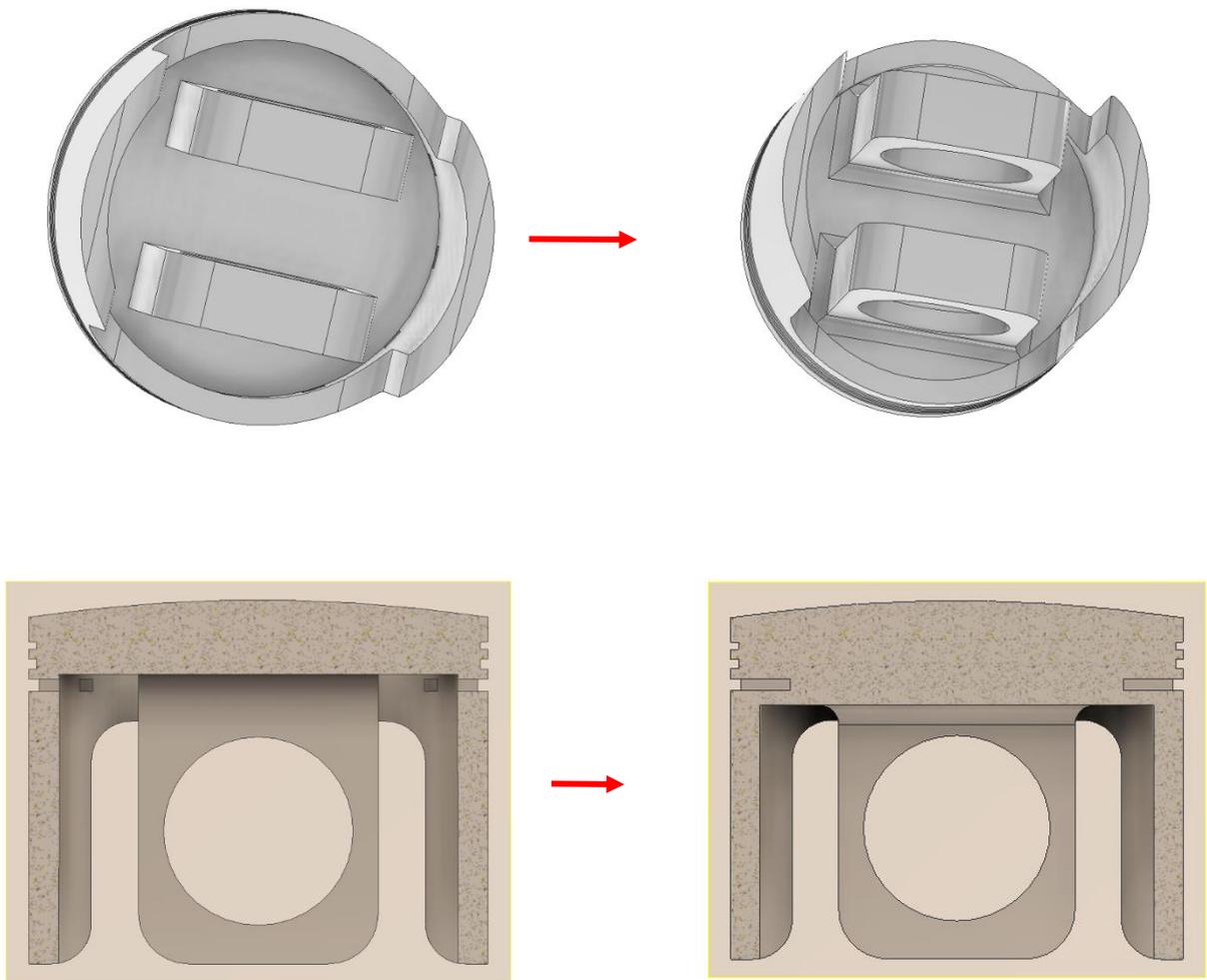


Figura 9.3 Mejora de la geometría del pistón

Tras haber realizado el cambio en el diseño del pistón, se procede a realizar un nuevo análisis bajo las mismas condiciones. Como se puede apreciar en la figura 2.16 la zona de concentración de tensiones no ha cambiado, pero el valor de las tensiones ha disminuido drásticamente hasta llegar a valores máximos de 281,6 por lo que se puede afirmar que bajo estas condiciones y esta geometría el pistón seguramente acabaría partiéndose, pues se supera el límite elástico de 73 MPa.

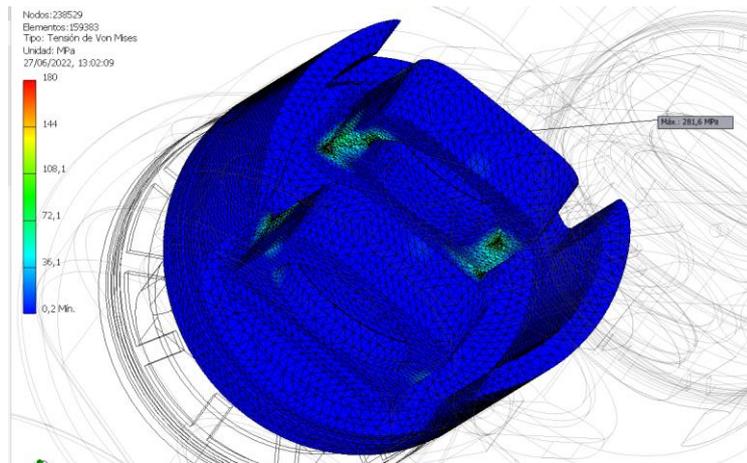


Figura 9.4 Resultado del nuevo análisis

Puesto que, a pesar de haber cambiado la geometría, el pistón sigue sin cumplir los requerimientos mecánicos del material elegido, se ha decidido remodelar la pieza, cambiando gran parte de la geometría. Se trata de aumentar el espesor donde apoya el bulón, manteniendo de igual forma la altura de la cabeza de pistón reforzada.

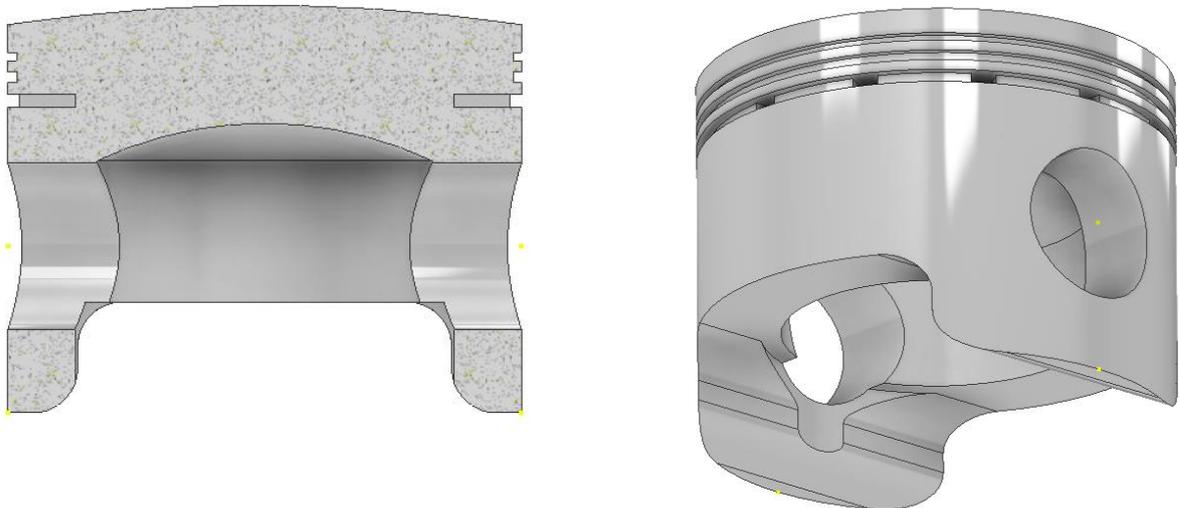


Figura 9.5 Nuevo aspecto del pistón

Por tanto, ahora sí, el análisis de las tensiones muestra como el pistón con su nuevo diseño sí será capaz de soportar las tensiones a las que será sometido, ya que alcanzará un valor máximo de tensión en los apoyos del bulón de 35.92 MPa.

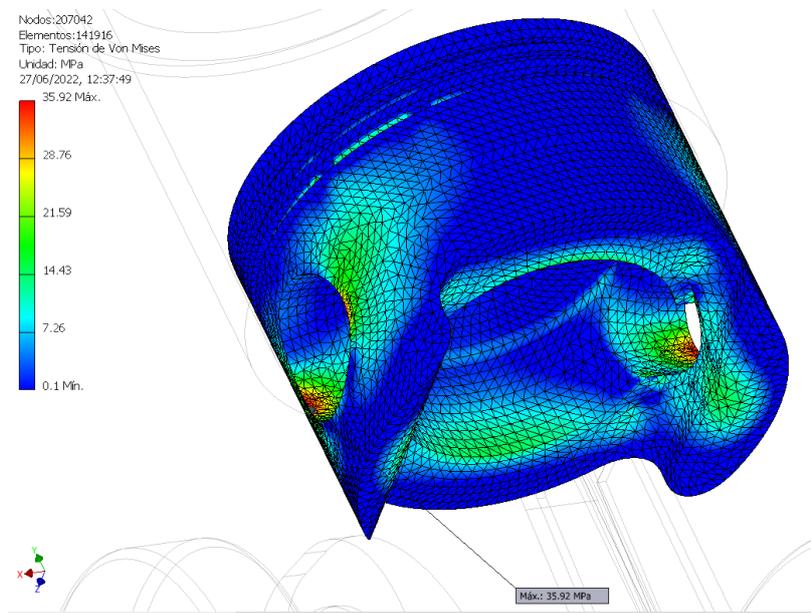


Figura 9.6 Resultado del nuevo análisis

Finalmente, para acabar con el análisis de tensiones se evaluará la carga máxima que pueden soportar las piezas. Partiendo de la presión inicial de 15 kN, se irán realizando sucesivas iteraciones aumentando el valor de la carga, hasta llegar a un valor de tensión máxima cercano al del límite elástico del material. Puesto que el material que presenta menos límite elástico es el aluminio empleado en el pistón, se puede considerar que el cuello de botella de este problema es el pistón, sin embargo, puesto que dicho valor del aluminio es bastante bajo para cargas mucho más superiores, se considera para este análisis el mismo acero que la biela para poder aumentar la presión. Por tanto, remarcar que ahora el límite elástico no seran los 73 MPa, sino que seran los 434 MPa, lo que permitirá un mayor número de iteraciones. También se debe considerar una limitación de velocidad máxima de giro del cigüeñal, la cual se puede asumir aproximadamente como 6000 rpm, valor habitual donde este tipo de motores entregan su potencia máxima.

Para el primer análisis aumentando el valor de la tensión aplicada se considera que actúa una fuerza equivalente de 20 kN, y se puede apreciar como en la figura 2.19 se reflejan las tensiones nuevamente acumuladas alrededor de los puntos donde se apoya el bulón, pero en este caso el valor máximo de la tensión ha aumentado hasta los 184,6 MPa para la biela y 175,9 MPa, un valor un tanto lejano al valor límite de 434 MPa. Además, se obtiene una velocidad estacionaria de 24000 gr/s, lo que equivale a un valor de giro del cigüeñal de 4000 rpm, por tanto se puede seguir iterando.

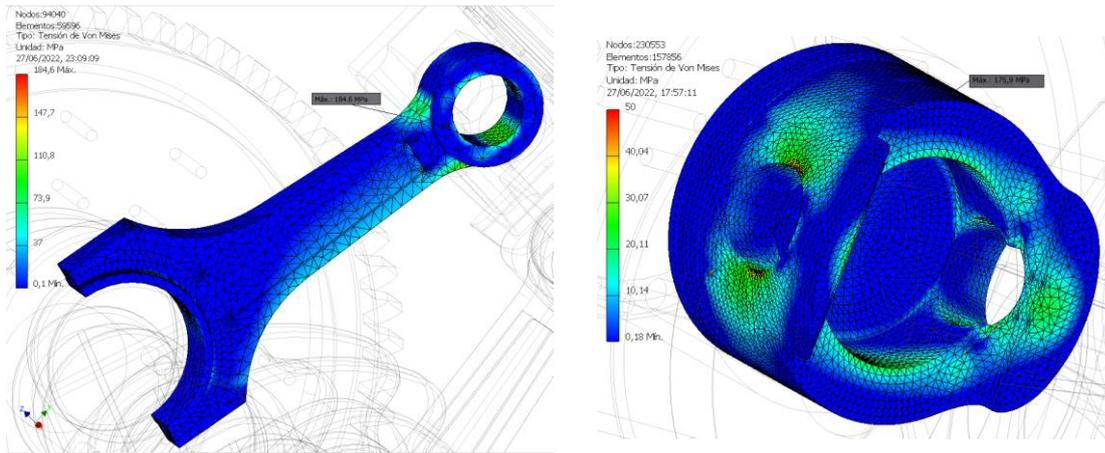


Figura 9.7 Resultado de la primera iteración para 20 kN

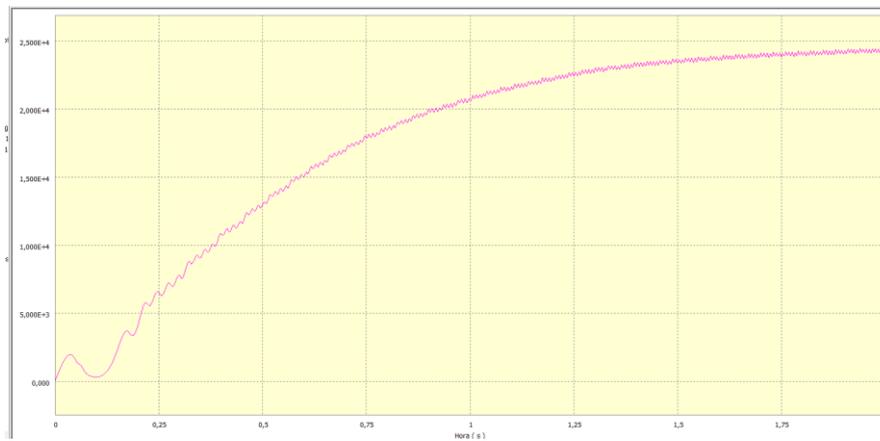


Figura 9.8 Velocidad máxima de 24000 gr/s (4000 rpm)

Continuando con la iteración, se considera un valor de 25 kN de fuerza con lo que se obtiene un valor máximo de tensión de 314 MPa para la biela y 235,5 MPa el pistón, por tanto, se puede continuar con las iteraciones. Además, se alcanza una velocidad estable de 4666 revoluciones por minuto, ligeramente inferior al valor máximo habitual de 6000.

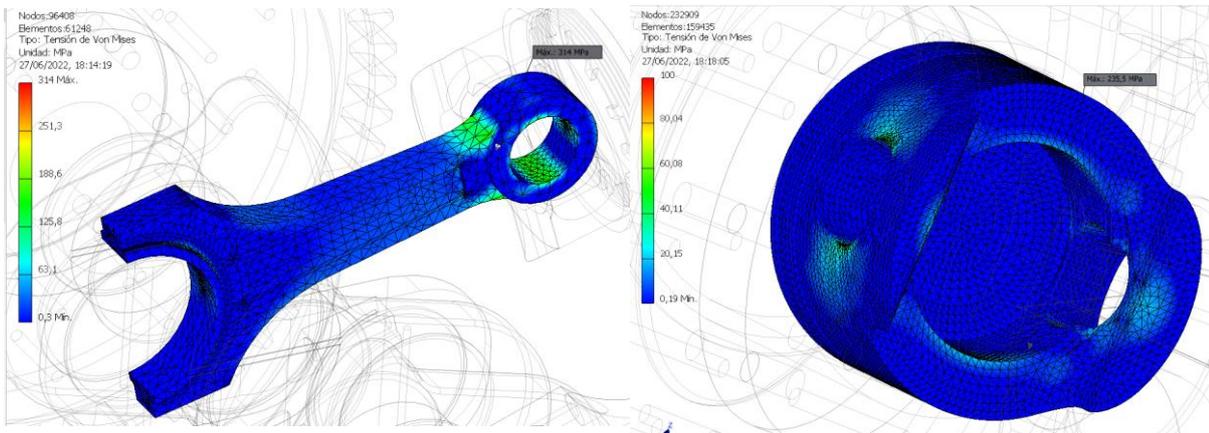


Figura 9.9 Resultado de la segunda iteración para 25 kN



Figura 9.10 Velocidad máxima de 28000 gr/s (4666 rpm)

Tras variar la fuerza hasta un valor de 30 Kn, se realiza la nueva iteración, obteniendo en este caso un valor de tensión máxima en la biela de 343,3 MPa, y 301,2 MPa en el pistón. Al igual que en la iteración anterior, el límite elástico es superior a ambos valores, por lo tanto, la pieza previsiblemente no se partirá durante su uso bajo estas condiciones. Por otro lado, el resultado reflejado en las gráficas de la simulación muestra como se alcanza una velocidad máxima estacionaria de 5200 rpm aproximadamente, por tanto, se procede a continuar con las iteraciones.

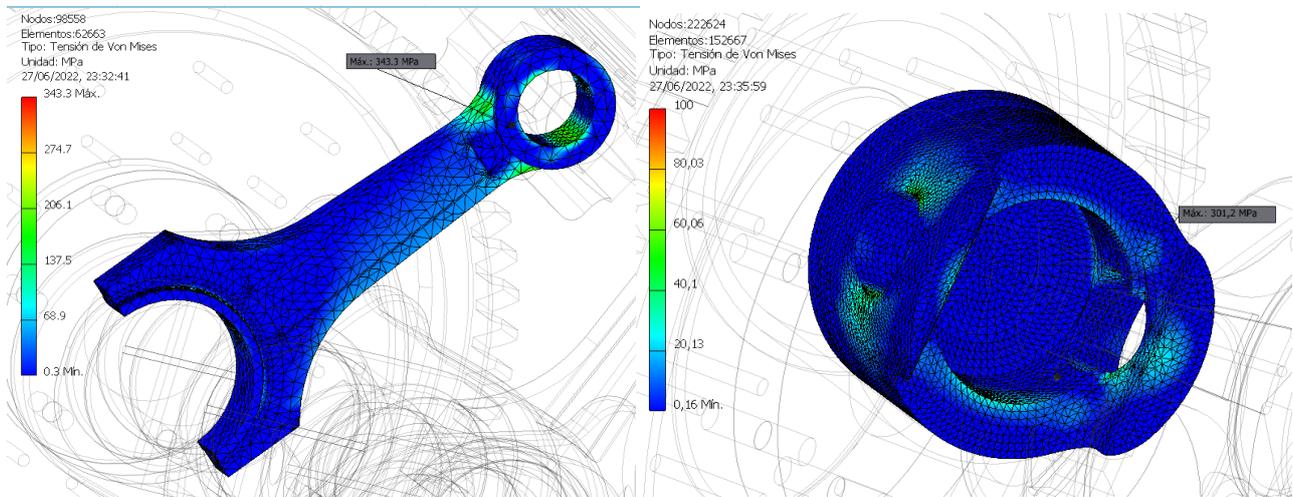


Figura 9.11 Resultado de la tercera iteración para 30 kN

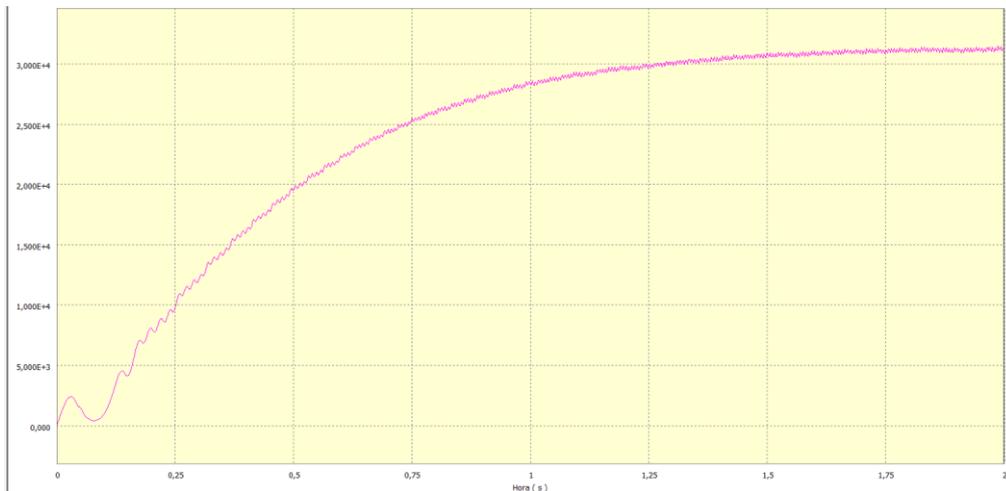


Figura 9.12 Velocidad máxima de 31000 gr/s (5200 rpm)

Finalmente, se realiza la última iteración donde se modifica el valor de la fuerza aplicada durante el proceso de combustión pasando a 35 kN. Para dicho valor, el análisis muestra un valor máximo de tensión en el pie de la biela de 438 MPa, y en el pistón de 312,7 MPa. Además, se alcanza un valor de revoluciones por minuto en el cigüeñal de 5666. Puesto que se supera el valor del límite elástico establecido en 434 MPa, se considera esta como la última iteración.

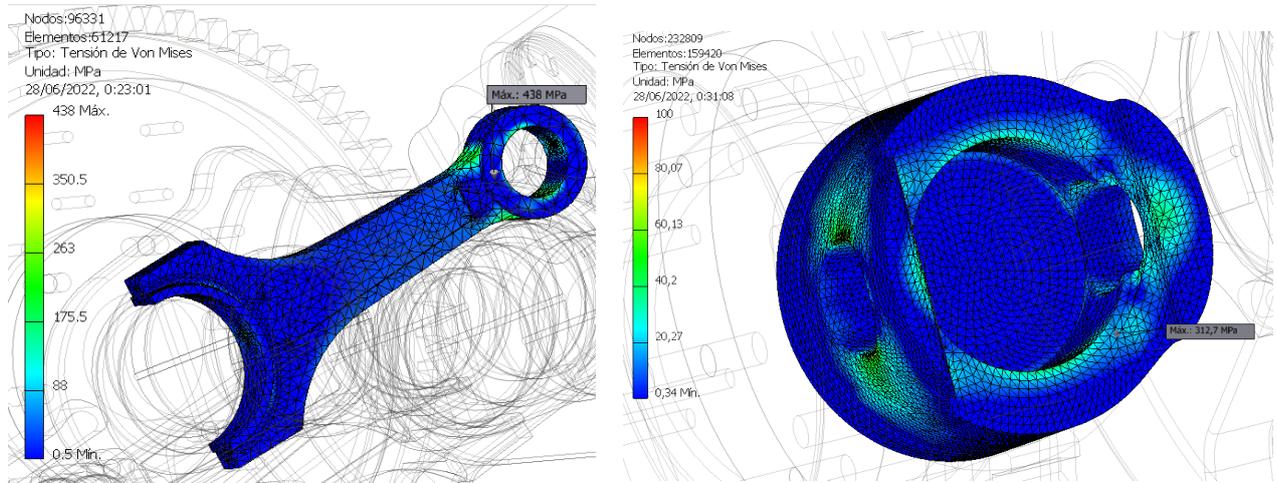


Figura 9.13 Resultado de la tercera iteración con 35 kN

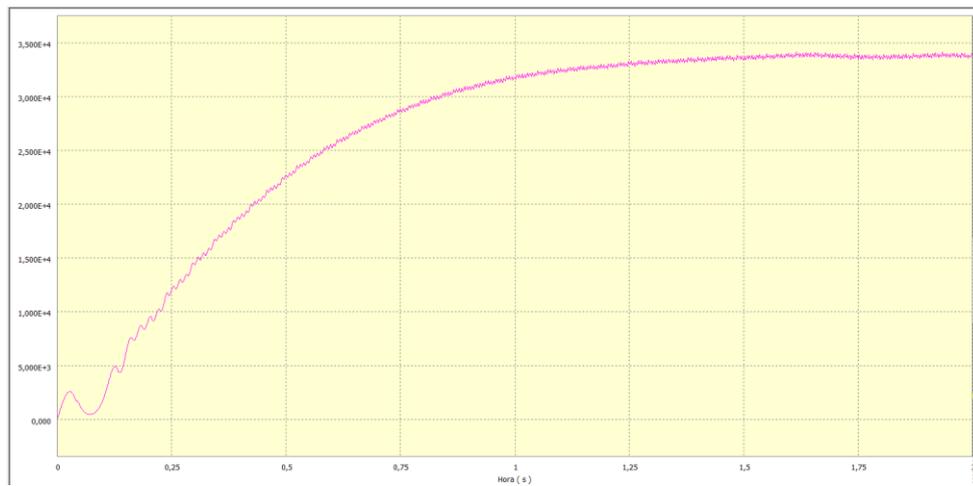


Figura 9.14 Velocidad máxima de 34000 gr/s (5666 rpm)

10. Conclusión

A lo largo del presente trabajo se ha perseguido el objetivo de realizar el prototipo de un motor de combustión interna alternativo de cuatro cilindros tipo bóxer. Para todo el diseño y análisis del prototipo se ha empleado el programa de diseño asistido por computador Autodesk Inventor, una herramienta realmente potente, con la que ha quedado bastante claro que dicho proceso de creación y simulación conlleva un largo proceso creativo.

Inicialmente se plantearon los tipos de motores más comunes en el mercado, con sus características habituales. Posteriormente, puesto que el objetivo estaba bien definido, se tomó un motor de la firma japonesa Subaru, más concretamente el del modelo Impreza 2L turbo, el cual serviría de base para poder empezar a modelar las piezas principales.

Para el proceso de modelado se trató de parametrizar las principales medidas de las piezas, y a su vez hacer dependientes a todas aquellas que estuvieran relacionadas. El principal motivo de esta tarea es la de tratar de simplificar las posibles modificaciones que se realizaran posteriormente, gracias a que, simplemente variando los valores de los parámetros recogidos en un Excel, se podía cambiar la geometría del motor sin comprometer la compatibilidad de las piezas. Para el diseño de los distintos componentes, como puede resultar evidente, se utilizó Autodesk Inventor, recurriendo para ello a herramientas tales como la extrusión, la revolución, el agujerado o el empalme.

Una vez se generaron todas las piezas, se pasó al ensamblado del motor. Aplicando las distintas restricciones de angularidad, concentricidad, inserción y unión, se creó el prototipo del motor, a partir del cual se pudo realizar la simulación y el análisis de tensiones.

Para la simulación dinámica, se establecieron todas las uniones que intervenían en el movimiento (revolución, cilíndrico, contacto 2D, resorte...) limitando y forzando las distintas interacciones entre las piezas. Además, para este caso, se impuso una velocidad de giro del cigüeñal constante de 200 revoluciones por minuto tratando de representar el comportamiento ideal del motor bajo unas condiciones estacionarias.

Posteriormente, tras la simulación, se aprovechó el entorno para realizar el análisis de las tensiones que intervienen durante el funcionamiento. En este caso, además de añadir las fuerzas con sus valores y direcciones de aplicación, se establecieron las fuerzas de rozamiento, que tratan de emular el comportamiento real de las uniones de las piezas que se encuentran en contacto y que consecuentemente producen desgaste y fricción, disipando así energía en forma de calor. Teniendo claro cuales eran los límites elásticos de los materiales elegidos para la biela y el pistón, se procedió a su análisis para conocer cual era el valor máximo de las tensiones que aparecen.

Tras el primer análisis se llegó a la conclusión que ninguna de las dos piezas serían capaces de aguantar las fuerzas aplicadas, por ello se tomó la decisión de cambiar las geometrías de las piezas recurriendo a la hoja de Excel donde se recogen todos los parámetros. Realizando un nuevo análisis de las tensiones, con la nueva geometría se puede afirmar que el motor puede

trabajar en régimen estacionario con unas fuerzas de 15 kN aplicada en cada pistón sin riesgo de rotura.

Finalmente, a modo de experimentación, se trató de hallar el límite de tensiones de las nuevas geometrías del pistón y de la biela. A tal efecto, se realizaron sucesivas iteraciones aumentando cada vez en 5000 N el valor de las fuerzas hasta llegar al límite elástico del acero AISI 4130, lo cual sucedió al cuarto análisis. Concluyentemente, se puede afirmar que el motor es capaz de soportar unas cargas de 35 kN bajo un régimen estacionario de giro del cigüeñal de 5666 rpm, valor muy cercano al de entrega de potencia máxima del motor de base del Subaru Impreza (5600 rpm).

Como reflexión final, se debe destacar el gran valor añadido del presente proyecto que representa haber podido diseñar, así como analizar el comportamiento de un motor de combustión, adquiriendo nuevas capacidades y destrezas. Entre dichos conocimientos logrados destaca el análisis crítico de resultados, ya que se ha debido de discretizar entre los resultados válidos y los erróneos, o la capacidad de sobreponerse a las adversidades, tratando en todo momento de plantear una nueva alternativa que dé solución al problema encontrado.

11. Bibliografía

11.1 Libros y apuntes

- F. Payri, J.M. Desantes (2011). *Motores de combustión interna alternativa*. Barcelona: Editorial Reverté [1]
- W. Younis (2011). *Inventor y su simulación con ejemplos prácticos*. Barcelona: Marcombo S.A. [2]
- D. G. Calleja (2015). *Motores térmicos y sus sistemas auxiliares*. Madrid: Ediciones Paraninfo. [3]
- Fuji Heavy Industries (2001). *Manual de taller para el Subaru Impreza*. Tokio: Fuji Heavy Industries.
- Apuntes de Motores Térmicos para Automoción. [4]
- Apuntes de Máquinas Térmicas.
- Apuntes de Elasticidad y Resistencia de Materiales. [5]
- Apuntes de Ingeniería Gráfica.

11.2 Recursos extraídos de la Web

- Información acerca de los componentes y partes de un motor de combustión. [6]
<http://laspalmastecnologica.blogspot.com/2015/02/motores-tema-35-componentes-motortren.html>
- Características técnicas del Subaru Impreza GT 2.0 Turbo AWD (1993-2000). [7]
<https://www.km77.com/coches/subaru/impreza/2001/4-puertas/gt/impreza-gt-20-turbo-awd/datos>
- Evolución histórica de los coches. [8]
<https://conexionindustriales.com/la-evolucion-del-automovil/#:~:text=Pero%20el%20inicio%20del%20autom%C3%B3vil,sus%20propios%20dise%C3%B1os%20en%201889.&text=El%20coche%20el%C3%A9ctrico%20no%20es%20una%20novedad%20del%20siglo%20XXI>
- La biela, sus partes y los tipos más comunes en la industria. [9]
<https://www.motor.es/que-es/biela>
- Estudio del bulón y su sistema de lubricación.
<https://sites.google.com/a/ieselcano.es/motores/componentes-motor-ci/segmentos-1>
- Estudio conjunto pistón y segmentos, así como su sistema de lubricación.
<http://www.sabelotodo.org/automovil/pistoncamisa.html>

- Catálogo con distintas bujías y sus dimensiones.

<https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/normas/1353-2R.pdf>

- Catálogo de bujías del fabricante Bosch.

https://www.boschautopartes.mx/documents/652389/7415360/CatalogoBujias+2021_final_web.pdf/b0a7e6f8-3821-e98e-8fac-2eca0a472889?t=1637277368380

- Link de video de ejemplo de simulación de una herramienta.

https://www.youtube.com/watch?v=pgJ1RqBGK1g&ab_channel=FredyAndresMercadoNavarro

- Cálculo del volumen de un casquete esférico.

<https://www.superprof.es/apuntes/escolar/matematicas/geometria/espacio/area-del-casquete-y-de-la-zona-esferica-volumen-del-casquete-esferico-y-del-segmento-esferico.html>

- Información sobre aleaciones de aluminio proporcionada por la empresa Alu-Stock (Lotana Group)

<https://www.alu-stock.es/es/informacion-tecnica/aleaciones/>

- Tabla de aceros.

<https://ingemecanica.com/tutoriales/materiales.html#tabla2>

- Benlloch Menchero, Javier. *Diseño de un motor V6 de combustión interna alternativo. Generación de su prototipo virtual y simulación dinámica.*

https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/69013/35607869_TFG_14673284202799197151546751990641.pdf?sequence=3

- Cosías Arenas, Álvaro. *Desarrollo del prototipo virtual paramétrico de una bomba hidráulica centrífuga y estudio mediante simulación de fluidos y análisis por elementos finitos.*

<https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/172277/Cosias%20-%20Desarrollo%20del%20prototipo%20virtual%20parametrico%20de%20una%20bomba%20hidraulica%20centrifuga%20y%20estudi....pdf?sequence=1&isAllowed=y>

- Solbes Francisco, Joaquín. *Diseño de un cuadro de bicicleta y análisis mediante elementos finitos.*

<https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/173304/Solbes%20-%20Diseno%20de%20un%20cuadro%20de%20bicicleta%20y%20 analisis%20mediante%20elementos%20finitos.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

12. Listas

Aquellas figuras que no indican ninguna autoría ni referencia, corresponden con imágenes de elaboración propia.

12.1 Lista de imágenes

2. Evolución histórica y clasificación

Figura 2.1 Ciclo de trabajo de un motor de cuatro tiempos (Fuente: <https://sites.google.com/site/queesunamaquinatermica/combustion-interna/4-1-el-motor-de-4-tiempos>)

Figura 2.2 Esquema de funcionamiento de un motor 2 tiempos (Fuente: <http://www.surgarden.es/blog/funcionamiento-de-un-motor-de-2-tiempos/>)

3. Sistemas y elementos constructivos

Figura 3.1 Esquema simplificado de un motor de combustión interna alternativo (Fuente: <https://makinandovelez.wordpress.com/2017/11/29/motor-otto-4t-y-2t-diferencias-construtivas/>)

Figura 3.2 Partes de una biela y su geometría más habitual (Fuente: <http://www.blogmecanicos.com/2021/07/labiela.html>)

Figura 3.3 Esquema de un pistón con bulón flotante (Fuente: <https://www.mundodelmotor.net/pistones-de-motor/>)

Figura 3.4 Partes de un cigüeñal (Fuente: https://www.researchgate.net/figure/Figura-1-Partes-de-un-cigueñal_fig1_280641058)

Figura 3.5 Tipos de camisas más comunes (Fuente: apuntes de la asignatura Motores Térmicos para Automoción)

Figura 3.6 Configuraciones más habituales de los motores en función de la disposición de los cilindros (Fuente: https://www.freepik.es/vector-premium/conjunto-recojida-combustion-motor-coche-motor-linea-rotativo-boxer-v-x-rayos-x_12656719.htm)

Figura 3.7 Sistema de distribución DOHC (Fuente: <https://www.motor.es/que-es/distribucion>)

4. Parámetros característicos de los motores

Figura 4.1 Valores habituales de un diagrama de distribución (Fuente: <https://magnaclub.foroactivo.com/t1814-vacuometro-casero>)

Figura 4.2 Esquema simplificado de las pérdidas mecánicas y los parámetros efectivos (Fuente: apuntes de la asignatura Motores Térmicos para Automoción)

Figura 4.3 Esquema del movimiento de un motor bóxer (Fuente: <https://www.autonocion.com>)

Figura 4.4 Esquema del motor extraído directamente del manual de taller (Fuente: manual del taller de Subaru)

5. Modelado:

Figura 5.1 Boceto inicial de la biela con los datos parametrizados

Figura 5.2 Agujero del pie de biela donde se alojará el bulón

Figura 5.3 Extracción de una capa de material de 3 mm a partir de la geometría proyectada sobre un boceto Figura 5.4 Boceto de la extracción de material del cuerpo

Figura 5.5 Agujereado del canal de lubricación y de los elementos de unión M5x0.8 mm

Figura 5.6 Diseño del boceto de la parte restante de la cabeza y eliminación de una capa de material de 3 mm

Figura 5.7 Agujereado roscado M5x0.8 mm

Figura 5.8 Boceto del casquillo sobre el que se aplicará una revolución de 180 grados

Figura 5.9 Agujero central correspondiente al conducto de lubricación

Figura 5.10 Boceto del cojinete del pie de biela

- Figura 5.11 Boceto inicial del pistón*
- Figura 5.12 Extracción de material en la falda del pistón*
- Figura 5.13 Bocetos de los voladizos*
- Figura 5.14 Agujero de alojamiento del bulón*
- Figura 5.15 Extracción del material correspondiente a los anillos de seguridad*
- Figura 5.16 Boceto del anillo de seguridad*
- Figura 5.17 Agujereado para facilitar la instalación*
- Figura 5.18 Boceto del bulón listo para aplicar la herramienta de revolución*
- Figura 5.19 Aspecto tras aplicar un chaflanado*
- Figura 5.20 Boceto del contrapeso*
- Figura 5.21 Bocetos del apoyo (izquierda) y de la muñequilla (derecha)*
- Figura 5.22 Boceto del elemento de unión entre la muñequilla y el apoyo*
- Figura 5.23 Simetría y giro de 180 grados del sólido formado por los apoyos, el contrapeso, el acuerdo y la muñequilla*
- Figura 5.24 Bocetos del extremo del sistema de distribución (izquierda) y del volante de inercia (derecha)*
- Figura 5.25 Agujereado de los alojamientos de los tornillos y aplicación del patrón circular para replicar la operación y diseño final*
- Figura 5.26 Boceto de revolución del casquillo del apoyo*
- Figura 5.27 Agujereado del canal de lubricación*
- Figura 5.28 Boceto de revolución de la camisa del cilindro*
- Figura 5.29 Boceto segmento de fuego*
- Figura 5.30 Boceto segmento estanqueidad*
- Figura 5.31 Boceto segmento rascador*
- Figura 5.32 Extracción del material sobre la superficie superior del segmento*
- Figura 5.33 Patrón circular correspondiente a los conductos de lubricación*
- Figura 5.34 Boceto del bloque motor*
- Figura 5.35 Extrusión de los conductos de anclaje y las escuadras de rigidización*
- Figura 5.36 Agujero correspondiente a los cilindros*
- Figura 5.37 Extrusión de los apoyos del cigüeñal*
- Figura 5.38 Boceto de las cavidades del sistema de refrigeración*
- Figura 5.39 Aspecto final del bloque motor*
- Figura 5.40 Boceto de la junta de culata*
- Figura 5.41 Extrusión del borde y redondeado de las esquinas*
- Figura 5.42 Agujero donde se alojará el tornillo*
- Figura 5.43 Boceto de revolución de la parte superior de la bujía*
- Figura 5.44 Boceto de revolución de la parte inferior de la bujía*
- Figura 5.45 Herramienta de barrido para generar el electrodo*
- Figura 5.46 Diseño final de la bujía*
- Figura 5.47 Boceto válvula de admisión (izquierda) y de escape (derecha)*
- Figura 5.48 Revolución de extracción de material sobre las cabezas de las válvulas*
- Figura 5.49 Aspecto final de la válvula de admisión (izquierda) y escape (derecha)*
- Figura 5.50 Boceto del taqué de admisión y escape*
- Figura 5.51 Aspecto final del taqué de admisión y escape*
- Figura 5.52 Distancia entre el taqué y la culata*
- Figura 5.53 Panel de diseño del muelle con sus características principales*
- Figura 5.54 Aspecto final del muelle de compresión y tracción*
- Figura 5.55 Boceto de la geometría de la culata*
- Figura 5.56 Geometría y dimensiones de la cabeza del pistón*
- Figura 5.57 Esquema de una esfera y su casquete (Fuente: <https://www.superprof.es/>)*
- Figura 5.58 Volumen del casquete esférico calculado por la herramienta iProperties de Inventor*

Figura 5.59 Agujereado de la cámara de combustión

Figura 5.60 Agujero con asiento correspondiente a la bujía

Figura 5.61 Boceto de revolución y patrón rectangular de las válvulas de admisión de un cilindro

Figura 5.62 Boceto de revolución y patrón rectangular de las válvulas de escape de un cilindro

Figura 5.63 Aspecto final de la culata

Figura 5.64 Diagrama de distribución

Figura 5.65 Boceto inicial de una leva de admisión

Figura 5.66 Patrón rectangular aplicado a la leva con una separación de 36 mm

Figura 5.67 Levas de un cilindro y eje extrusionado

Figura 5.68 Esquema del orden de encendido de un motor bóxer

Figura 5.69 Leva con desfase angular de 90 grados

Figura 5.70 Extrusión del segundo grupo de levas

Figura 5.71 Diseño final del árbol de levas

Figura 5.72 Generación del engranaje con la herramienta de Autodesk Inventor

Figura 5.73 Extrusión de los cilindros y agujereado sobre la cara superior del engranaje

Figura 5.74 Agujereado de las uniones roscadas

Figura 5.75 Aspecto final del volante de inercia

6. Ensamblado

Figura 6.1 Inserción de los segmentos sobre el pistón

Figura 6.2 Coincidencia de planos para bloquear la rotación y nivelar los segmentos

Figura 6.3 Aspecto final del subensamblaje del pistón

Figura 6.4 Procedimiento para el ensamblaje de los cojinetes

Figura 6.5 Aspecto final del subensamblaje de la biela

Figura 6.6 Inserción del cigüeñal con los casquillos con coaxialidad de los agujeros de lubricación

Figura 6.7 Unión del volante de inercia con el cigüeñal

Figura 6.8 Aspecto final del cigüeñal ensamblado

Figura 6.9 Inserción con el giro bloqueado entre la válvula y el taqué

Figura 6.10 Aspecto final del ensamblaje de la válvula

Figura 6.11 Inserción de las bujías en la culata

Figura 6.12 Ensamble entre el pistón y la biela

Figura 6.13 Ensamble entre la biela y el cigüeñal

Figura 6.14 Apoyo del cigüeñal sobre el bloque motor

Figura 6.15 Concentricidad entre pistones y cilindros (izquierda) e inserción de las camisas (derecha)

Figura 6.16 Unión de la junta de culata y la culata al bloque motor

Figura 6.17 Alojamiento de las válvulas sobre los orificios de la culata y desfase del plano

Figura 6.18 Orientación de las válvulas de acuerdo al plano desfasado de la culata

Figura 6.19 Generación del plano tangente a la superficie curva del taqué y paralelo a la cara exterior de la culata

Figura 6.20 Coaxialidad del árbol de levas con el eje generado

Figura 6.21 Coincidencia del plano medio de la leva con el de la válvula

Figura 6.22 Ensamblaje de los resortes entre el taqué y la culata

Figura 6.23 Aspecto final del motor ensamblado

Figura 6.24 Representación del motor con la vista del tren motriz

7. Simulación

Figura 7.1 Aplicación de la carga sobre la cabeza del pistón

Figura 7.2 Grados de giro del cigüeñal desde la vista del primer pistón

Figura 7.3 Circunferencia de referencia con los ángulos de giro

Figura 7.4 Ejemplo de gráfico de entrada

Figura 7.5 Ejemplo de como se bloquea una unión, en este caso la rotación entre la camisa y el pistón

Figura 7.6 Resultado de la primera simulación sin volante de inercia

Figura 7.7 Resultados para 5600 rpm (33600 gr/s)

Figura 7.8 Resultado de la segunda simulación con volante de inercia

Figura 7.9 Resultados para 5600 rpm (33600 gr/s)

Figura 7.10 Configuración de las fuerzas y pares de fricción

Figura 7.11 Curva de velocidad angular del cigüeñal considerando los rozamientos

8. Análisis de tensiones

Figura 8.1 Ensamble (bloqueando la vista del bloque motor) para el análisis de tensiones

Figura 8.2 Resultados de la simulación

Figura 8.3 Ejemplo de selección de las caras que intervienen en las uniones entre piezas

Figura 8.4 Selección del análisis de cargas en movimiento, la pieza a analizar y el instante

Figura 8.5 Configuración de la convergencia

Figura 8.6 Vista de la malla mejorada

Figura 8.7 Tensión de Von Mises del pistón y su tasa de convergencia

Figura 8.8 Tensión de Von Mises de la biela y su tasa de convergencia

Figura 8.9 Tensión de Von Mises del pistón y su tasa de convergencia

Figura 8.10 Tensión de Von Mises de la biela y su tasa de convergencia

Figura 8.11 Resultados de la simulación para una velocidad del cigüeñal de 3000 rpm

Figura 8.12 Resultado de la simulación con 0,05 segundos y 800 muestras

9. Resultados

Figura 9.1 Mejora de la geometría de la biela

Figura 9.2 Resultado del nuevo análisis

Figura 9.3 Mejora de la geometría del pistón

Figura 9.4 Resultado del nuevo análisis

Figura 9.5 Nuevo aspecto del pistón

Figura 9.6 Resultado del nuevo análisis

Figura 9.7 Resultado de la primera iteración para 20 kN

Figura 9.8 Velocidad máxima de 24000 gr/s (4000 rpm)

Figura 9.9 Resultado de la segunda iteración para 25 kN

Figura 9.10 Velocidad máxima de 28000 gr/s (4666 rpm)

Figura 9.11 Resultado de la tercera iteración para 30 kN

Figura 9.12 Velocidad máxima de 31000 gr/s (5200 rpm)

Figura 9.13 Resultado de la tercera iteración con 35 kN

Figura 9.14 Velocidad máxima de 34000 gr/s (5666 rpm)

12.2 [Lista de tablas](#)

Tabla 1 Relación carrera-diámetro

Tabla 2 S/D característicos

Tabla 3 Relación de compresión característica de los motores

Tabla 4 Valores característicos de las revoluciones y velocidad lineal

Tabla 5 Características del motor Subaru Impreza 2.0 L Turbo (1999)

Tabla 6 Datos del diagrama de distribución

Tabla 7 Tipos de restricciones en el entorno de ensamblaje

Tabla 8 Elementos para la unión y su denominación

Tabla 9 Elementos para la unión entre la culata y el bloque motor

Tabla 10 Elementos para la unión entre las dos partes ficticias del bloque motor

Tabla 11 Parámetros recogidos en el Excel

Tabla 12 Valores límite de la presión media efectiva

Tabla 13 Medidas de los radios de unión

Tabla 14 Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de aluminio. Datos extrahidos de la empresa Alu-Stock (Lotana Group).

Tabla 15 Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de acero. Datos extraídos de la obra Metals Handbook, American Society for Metals.

PRESUPUESTOS

Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano tipo bóxer de cuatro cilindros

Código	Ud.	Descripción	Cantidad	Precio (€)	Importe(€)
1		DESARROLLO DEL PROYECTO			
1.1		Planteamiento y búsqueda de información			
		Se buscará información acerca de los tipos de motores que existen y sus componentes principales. Se elige un motor a partir del cual se elaborará el diseño			
	h	Ingeniero Industrial Junior	25	22	550
	%	Costes Directos Complementarios	4	550	22
				Coste Total	572
1.2		Modelado			
		Se crearán las distintas partes del motor a partir de la información recabada utilizando para ello el programa Inventor Autodesk			
	h	Ingeniero Industrial Junior	100	22	2200
	%	Costes Directos Complementarios	4	2200	88
				Coste Total	2288
1.3		Ensamblado			
		Una vez se tienen las piezas, se empleará la función de ensamblado proporcionada por Inventor para crear el prototipo virtual completo del motor			
	h	Ingeniero Industrial Junior	30	22	660
	%	Costes Directos Complementarios	4	660	26,4
				Coste Total	686,4
1.4		Generación de los planos			
		Se crean los planos de todas las piezas con sus acotaciones y finalmente el plano del explosionado del conjunto del motor con el listado de piezas			
	h	Ingeniero Industrial Junior	20	22	440
	%	Costes Directos Complementarios	4	440	17,6
				Coste Total	457,6
1.5		Análisis de Tensiones y Simulación			
		Con el ensamblaje del motor, se procede a generar su simulación del funcionamiento en un estado estacionario, con transitorios. Por otro lado se estudia el comportamiento de los elementos más críticos ante los distintos esfuerzos que se presentan			
	h	Ingeniero Industrial Junior	70	22	1540
	%	Costes Directos Complementarios	4	1540	61,6
				Coste Total	1601,6

1.6 Redacción de Informes					
		Una vez se han obtenido los resultados de la simulación y el análisis de tensiones, se elabora una conclusión. Además, también se redactan los informes correspondientes a los diferentes procesos seguidos durante la elaboración de este trabajo			
	h	Ingeniero Industrial Junior	60	22	1320
	%	Costes Directos Complementarios	4	1320	52,8
				Coste Total	1372,8
2 RECURSOS Y DISPOSITIVOS					
2.1 Licencias y Dispositivos					
		Costes de las licencias de los programas que se han utilizado para la elaboración del proyecto así como el dispositivo que se ha utilizado para trabajar			
	h	Microsoft Office	85	0,021	1,79
	h	Inventor Autodesk	220	1,51	332,2
	h	Ordenador MSI	305	0,11	33,55
	%	Costes Directos Complementarios	4	367,54	15,7
				Coste Total	382,24

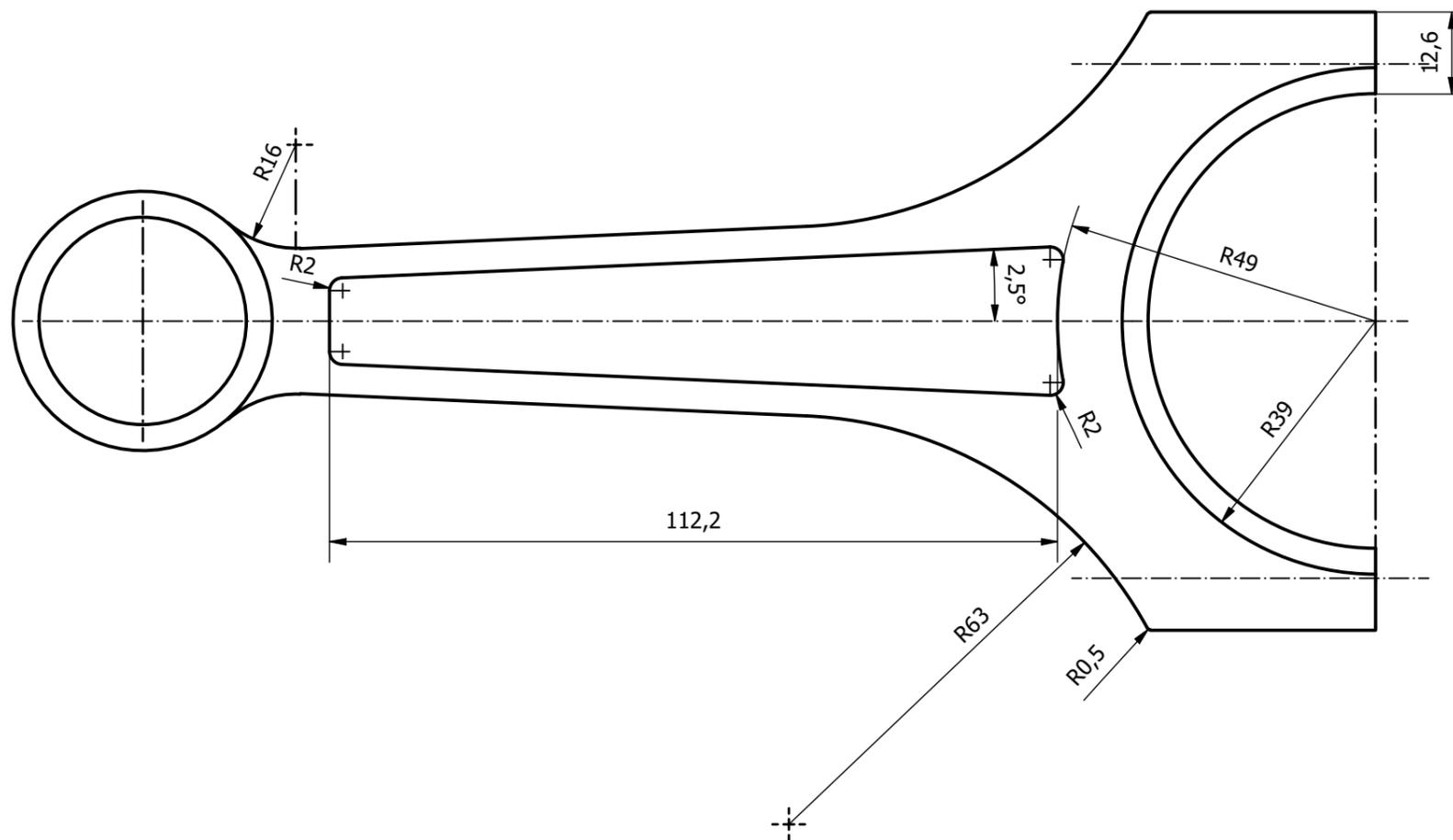
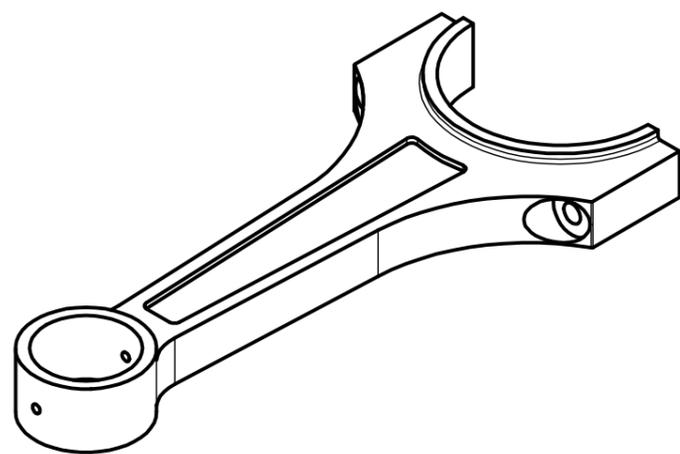
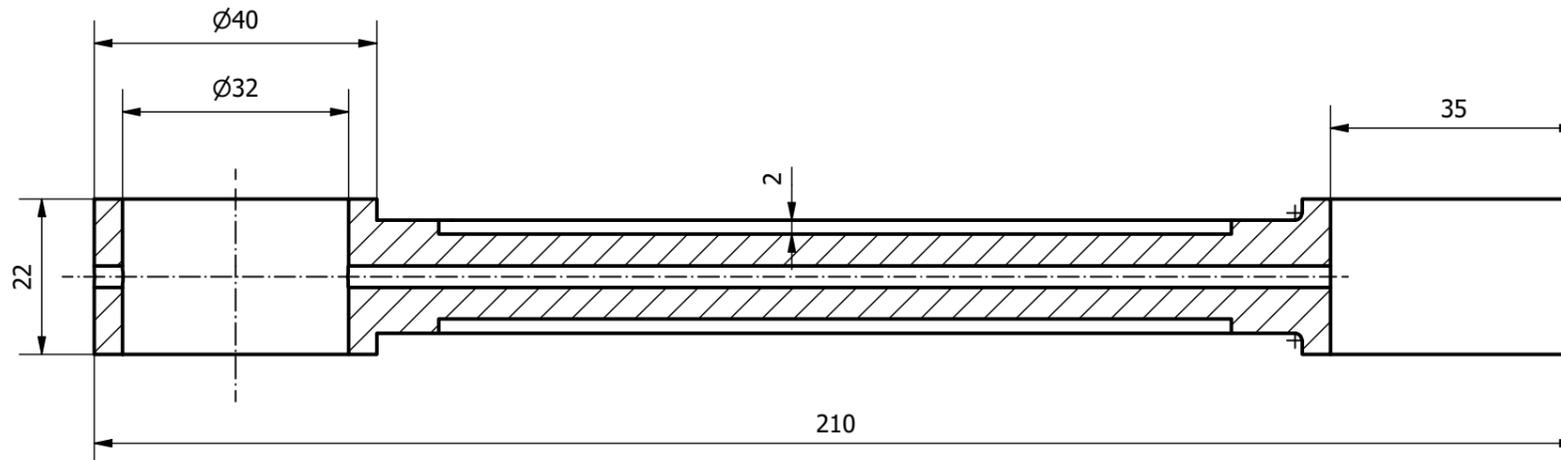
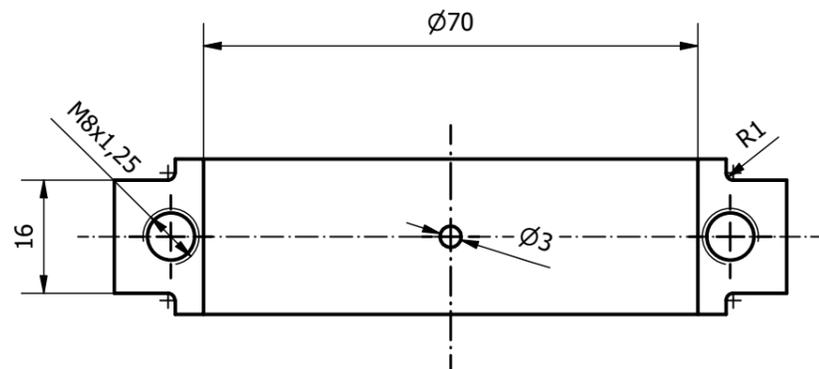
Para el cálculo del coste unitario de los recursos y licencias utilizados se ha tenido en cuenta:

- De acuerdo a los precios oficiales de los paquetes ofimáticos de Microsoft Office de 2022, la suscripción de un mes es de 5,10 € para la versión más básica de empresa. Por tanto teniendo en cuenta un trabajo diario de ocho horas durante un mes de treinta días, el precio unitario por hora es de 0,021 €.
- De acuerdo a los precios oficiales de una suscripción mensual del programa de modelado Autodesk Inventor (363 €), y teniendo en cuenta que se considera una jornada diaria de trabajo nuevamente de ocho horas durante treinta días (un mes), se obtiene un precio unitario por hora de trabajo de 1,51 €.
- Puesto que la herramienta de trabajo utilizada es un ordenador portátil MSI GF65, que en el momento de la adquisición el precio oficial era de mil euros, y se considera una vida útil aproximada de cuatro años, a razón de un trabajo diaria de ocho horas, se obtiene un precio unitario de 0,11 € por hora trabajada.

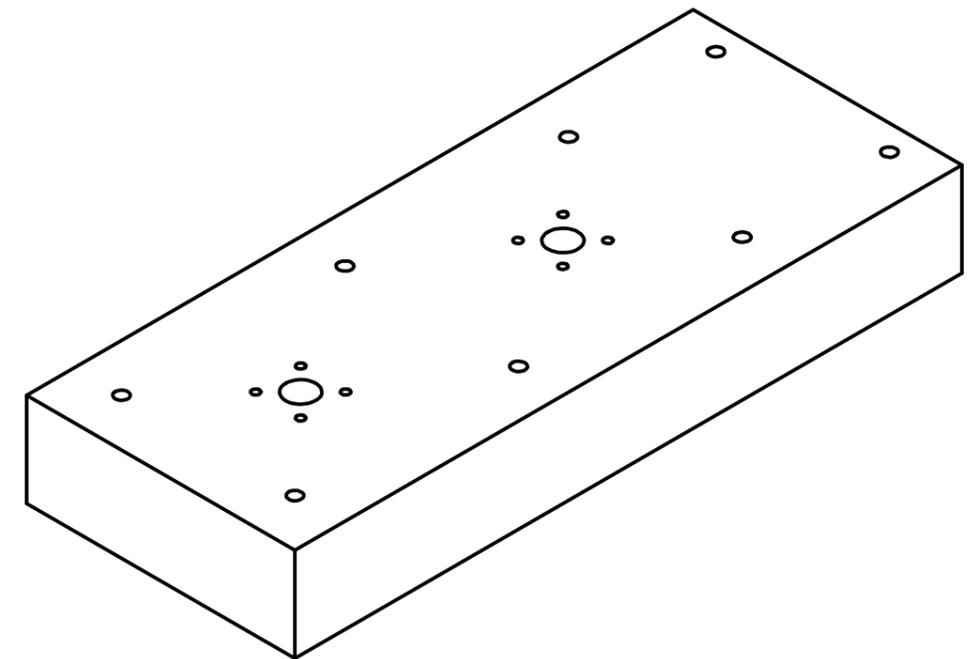
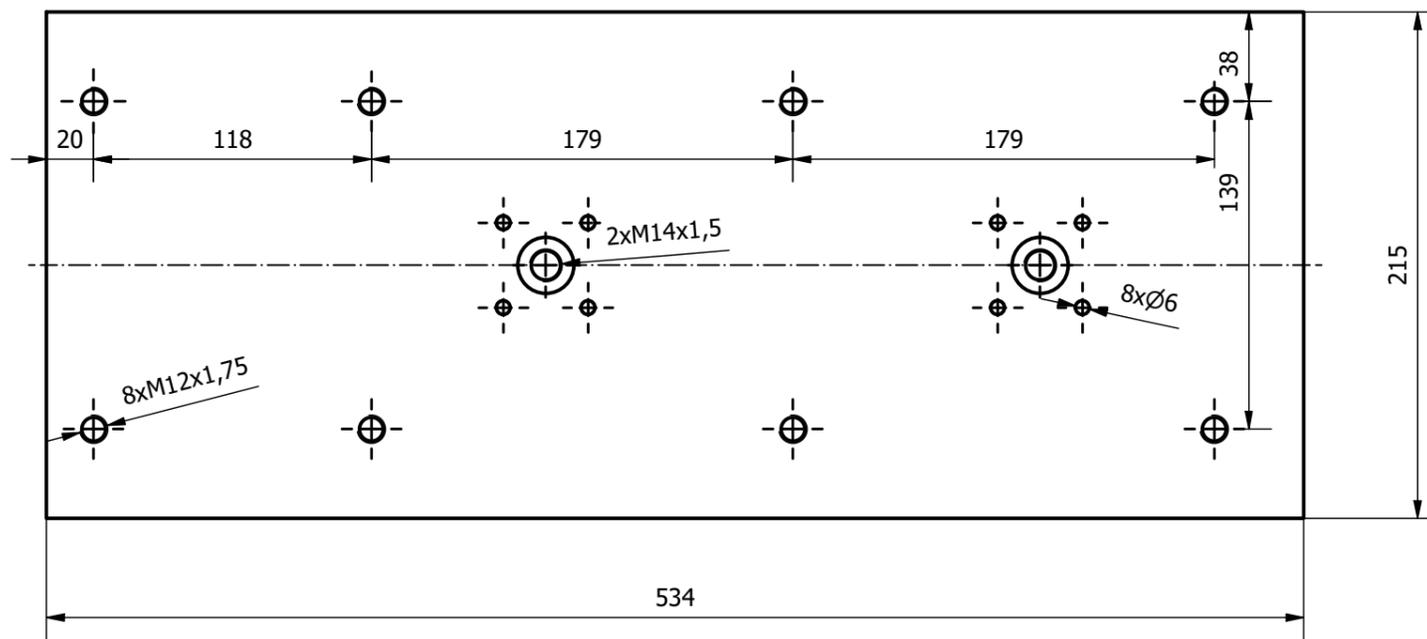
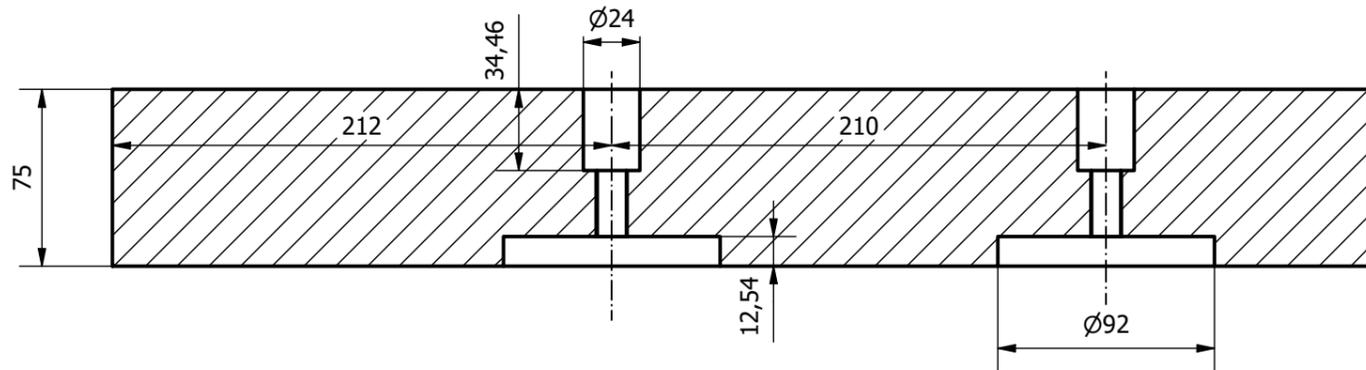
RESUMEN DE PRESUPUESTO		
1	DESARROLLO DEL PROYECTO	6.981,40 €
1.1	Planteamiento y búsqueda de información	572 €
1.2	Modelado	2.288 €
1.3	Ensamblado	686,40 €
1.4	Generación de los planos	457,60 €
1.5	Análisis de Tensiones y Simulación	1.601,60 €
1.6	Redacción de Informes	1.372,80 €
2	RECURSOS Y DISPOSITIVOS	382,24 €
2.1	Licencias y Dispositivos	382,24 €
Coste Total		7.363,64 €

PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN DE MATERIALES	7.363,64 €
Gastos Generales 11%	810 €
Beneficio Industrial 8%	564,09 €
PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA	8.737,73 €
IVA 21%	1.834,92 €
PRESUPUESTO TOTAL	10.572,65 €

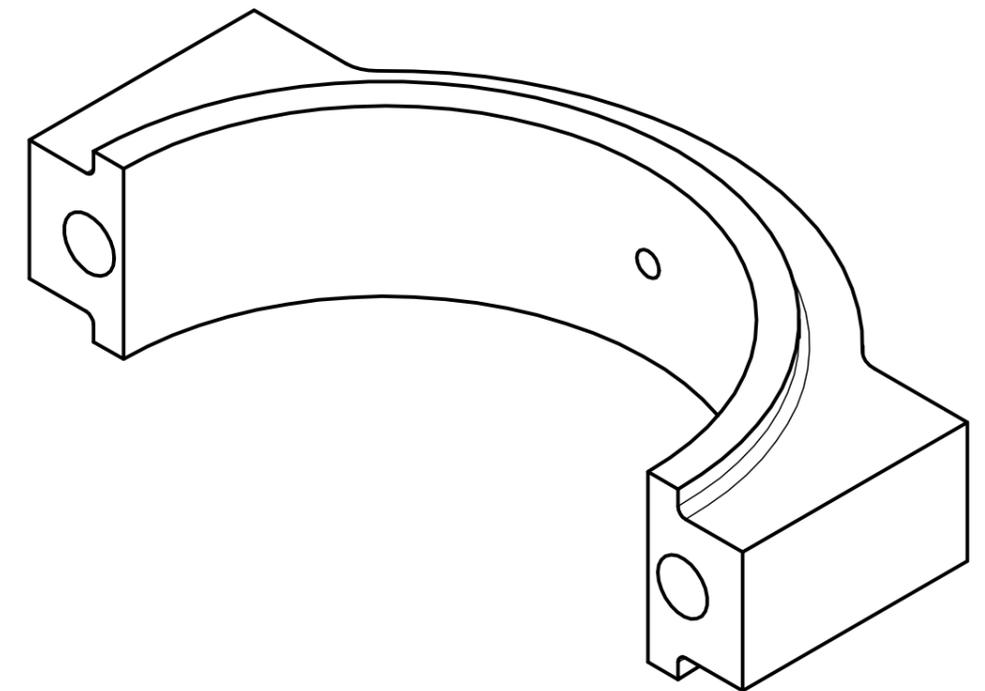
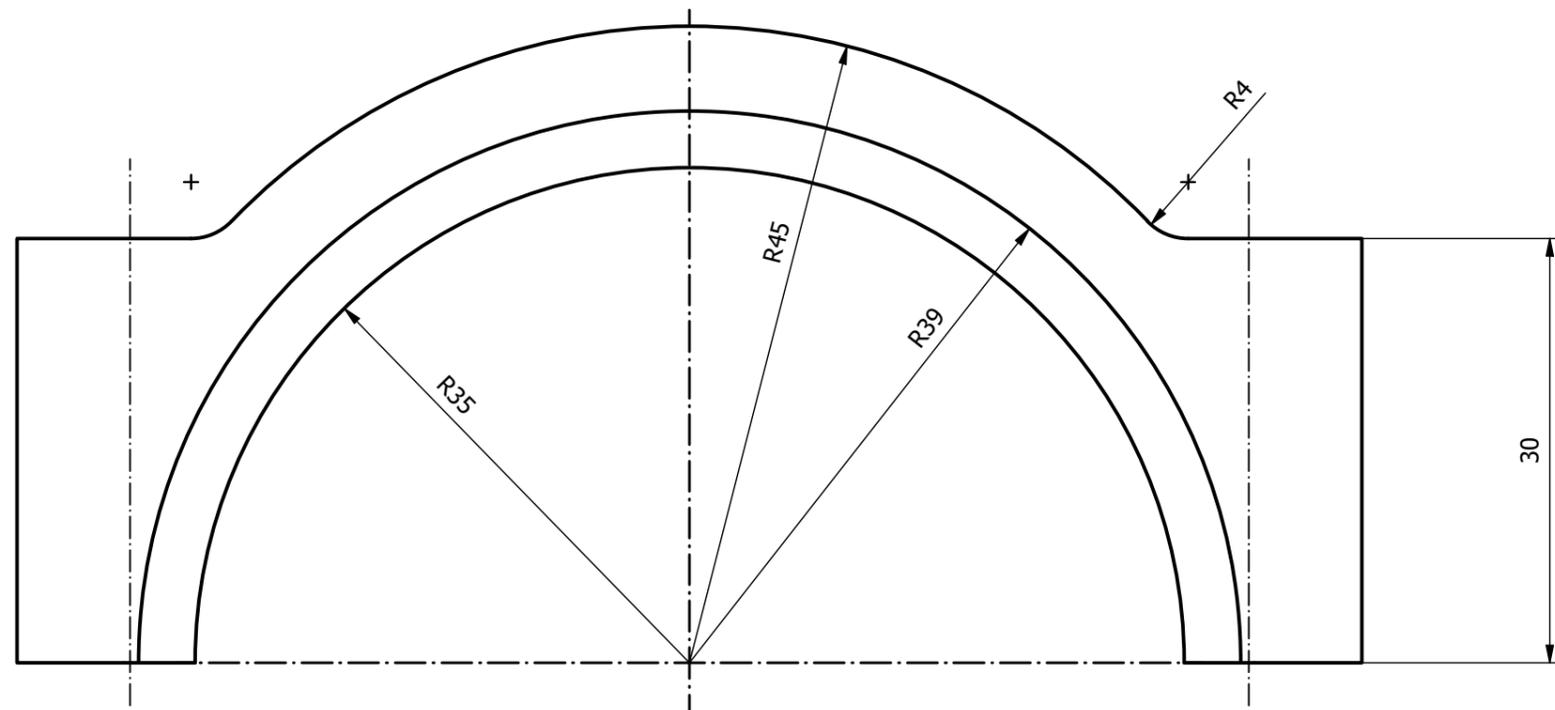
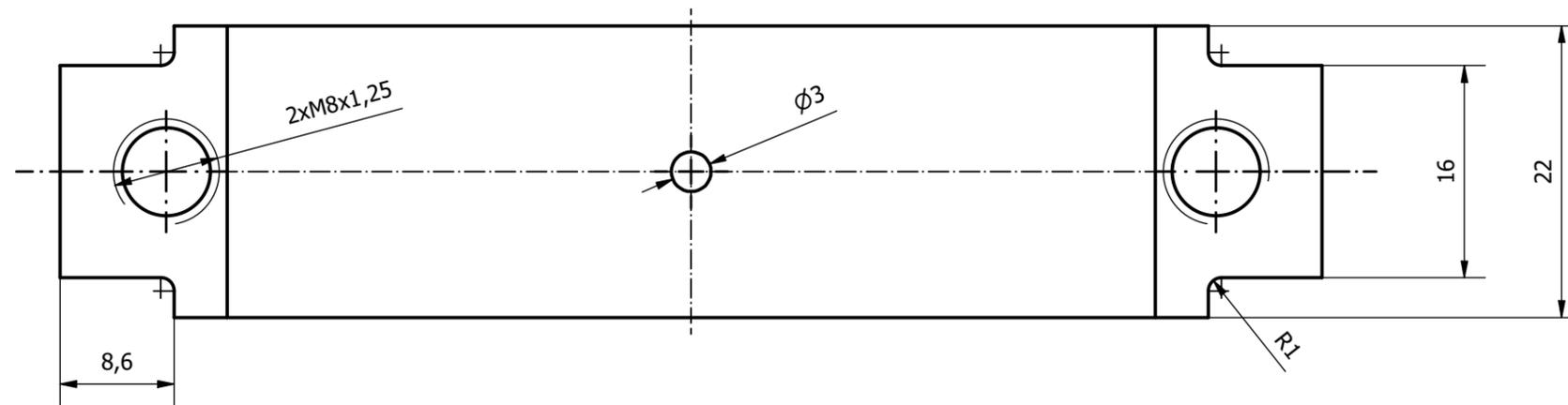
PLANOS



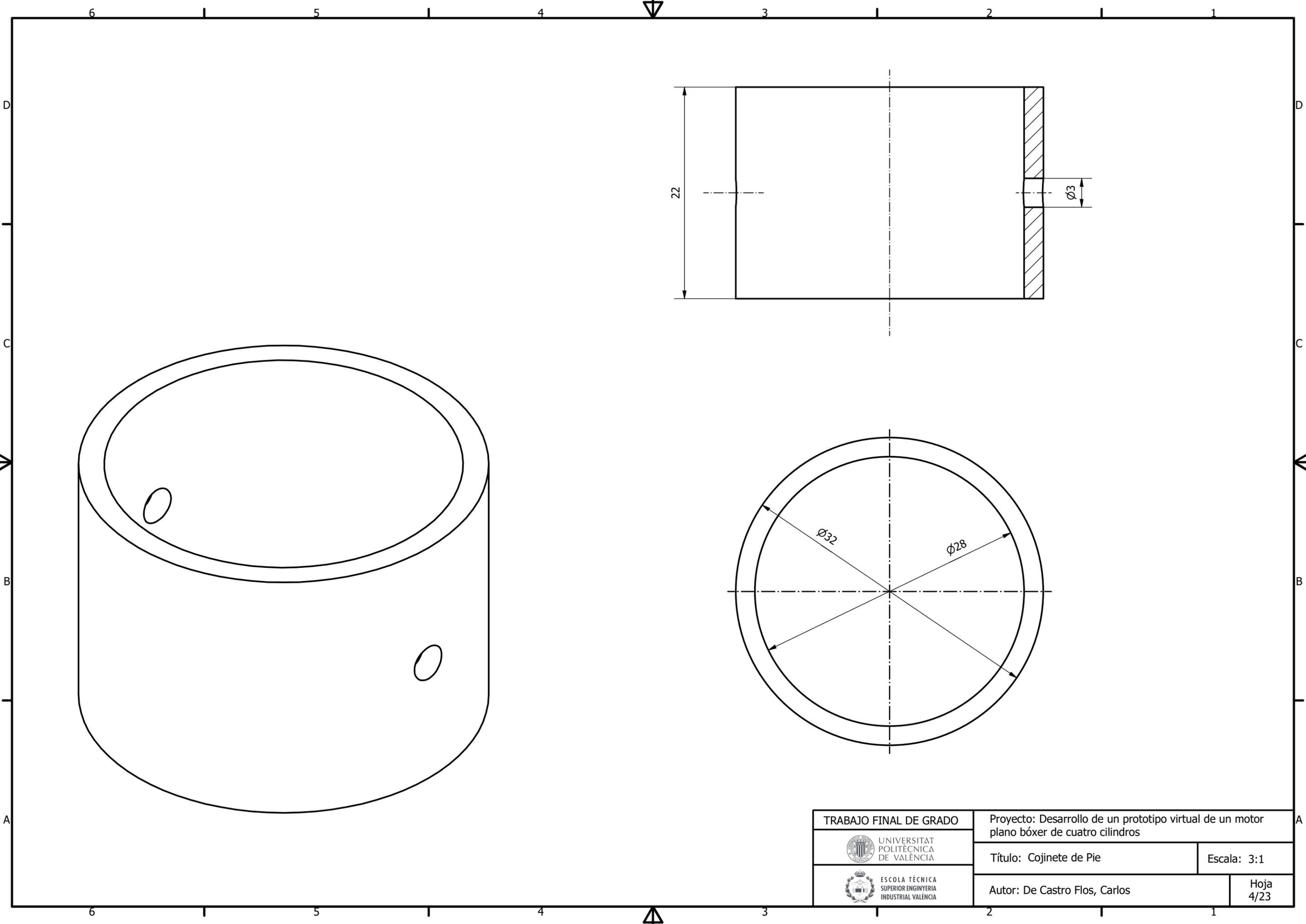
TRABAJO FINAL DE GRADO		Proyecto: Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano bóxer de cuatro cilindros	
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		Título: Cuerpo de Biela	Escala: 1:1
 ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR ENGINYERIA INDUSTRIAL VALÈNCIA		Autor: De Castro Flos, Carlos	Hoja 1/23



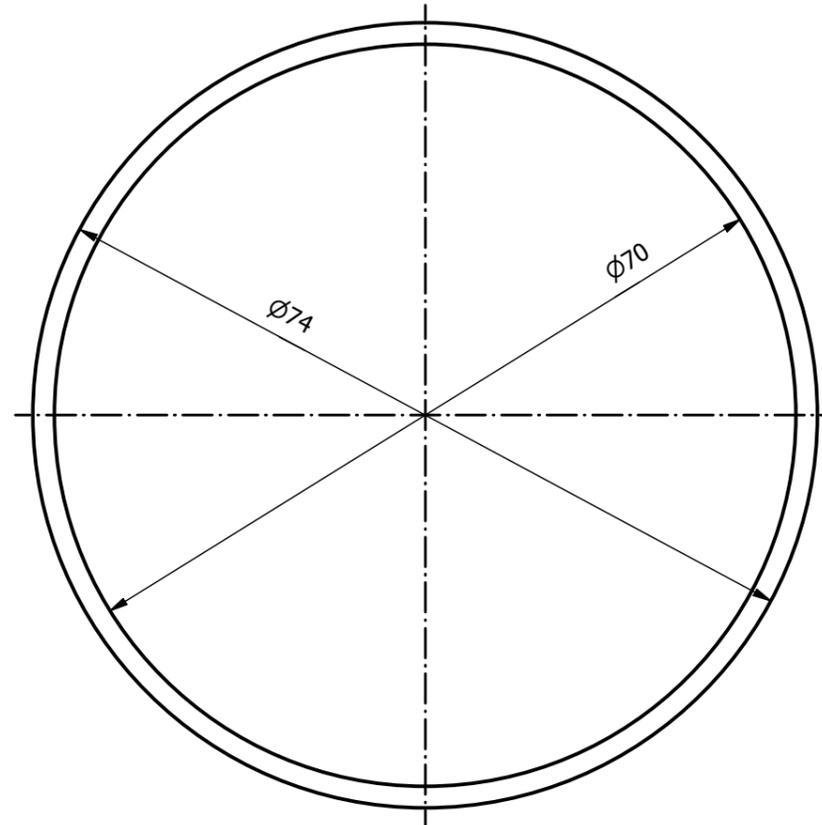
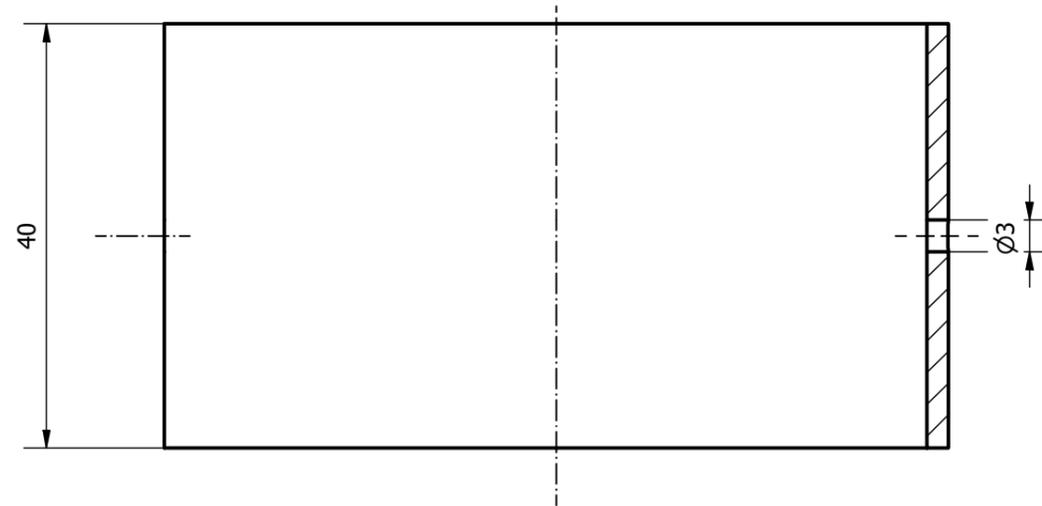
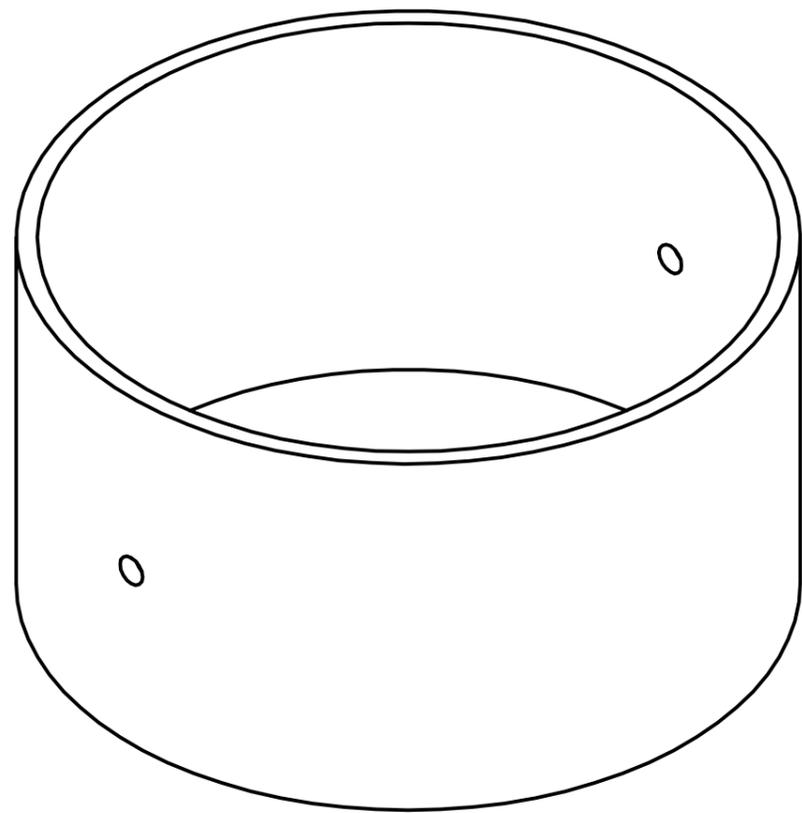
TRABAJO FINAL DE GRADO		Proyecto: Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano bóxer de cuatro cilindros	
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		Título: Culata	Escala: 1:3
 ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA INDUSTRIAL DE VALÈNCIA		Autor: De Castro Flos, Carlos	Hoja 2/23



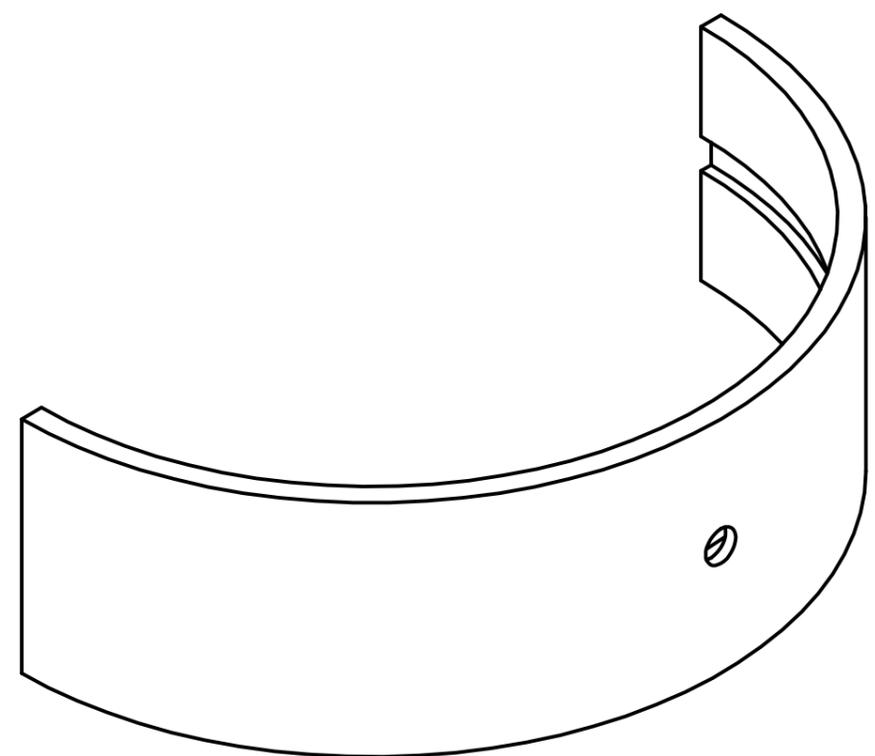
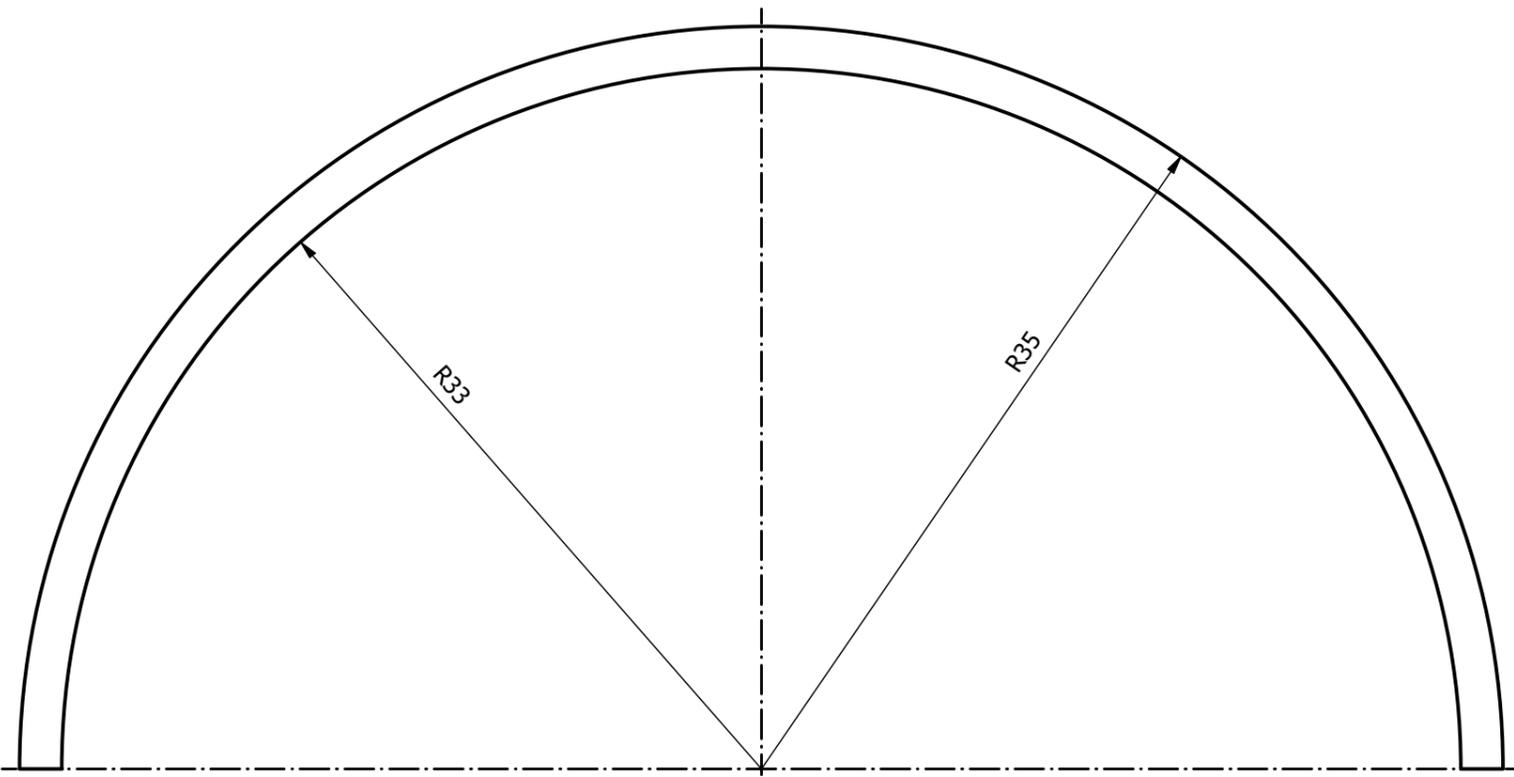
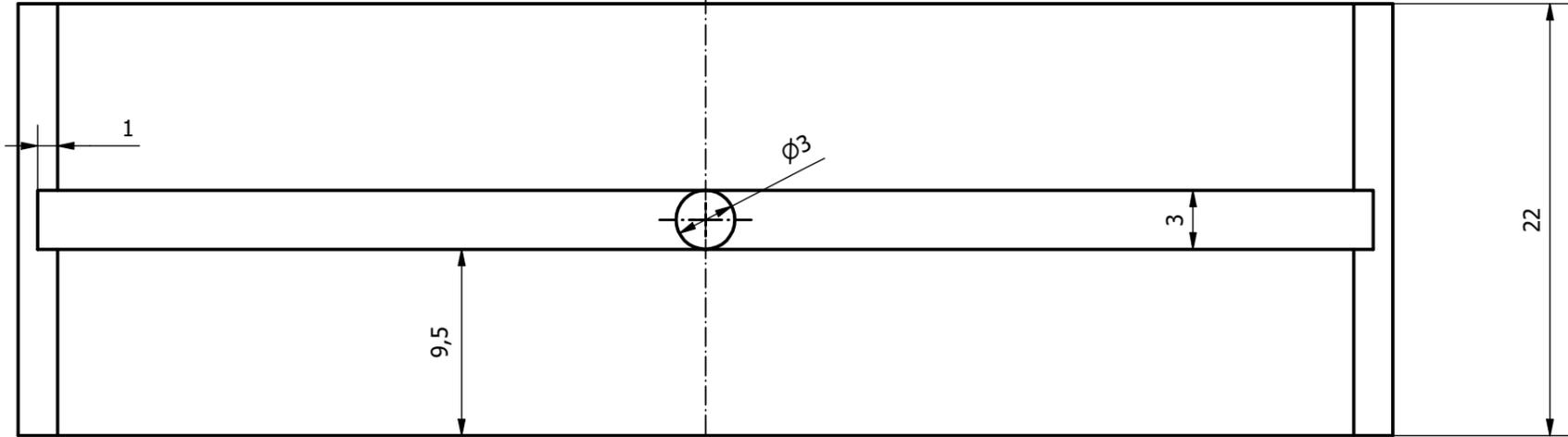
TRABAJO FINAL DE GRADO		Proyecto: Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano bóxer de cuatro cilindros	
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		Título: Cabeza de Biela	Escala: 2:1
 ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA INDUSTRIAL DE VALÈNCIA		Autor: De Castro Flos, Carlos	Hoja 3/23



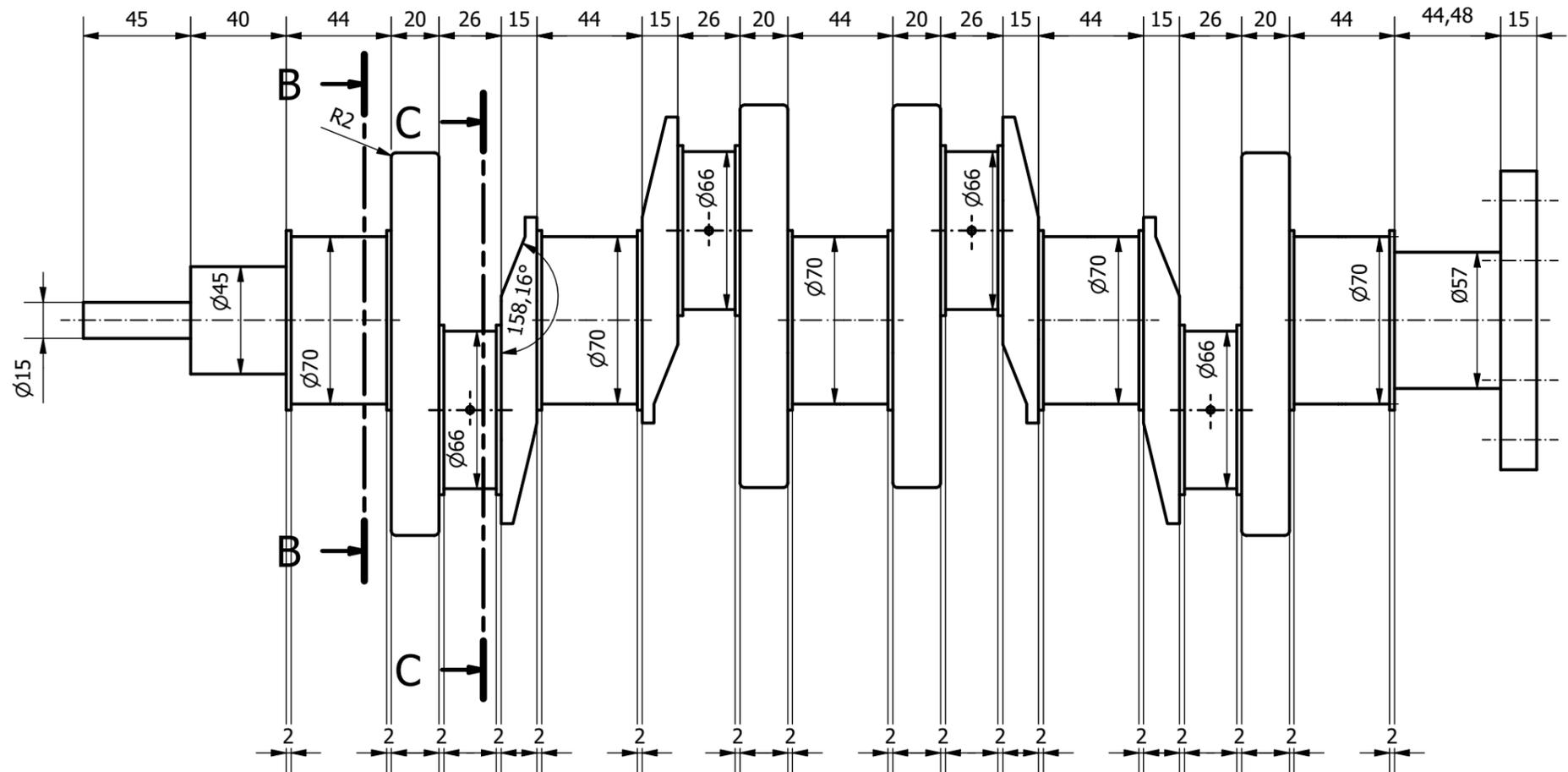
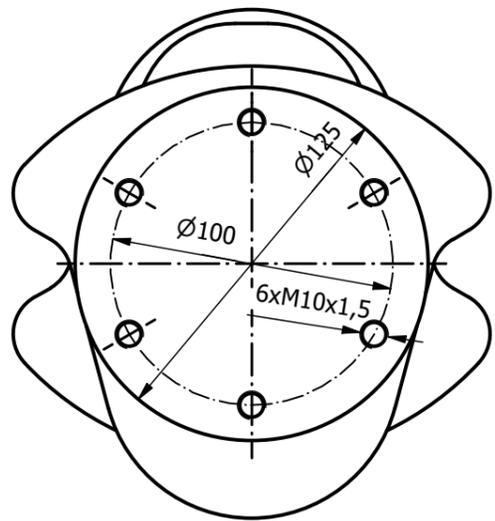
TRABAJO FINAL DE GRADO  UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		Proyecto: Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano bóxer de cuatro cilindros	
 ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA INDUSTRIAL DE VALÈNCIA		Título: Cojinete de Pie	Escala: 3:1
Autor: De Castro Flos, Carlos			Hoja 4/23



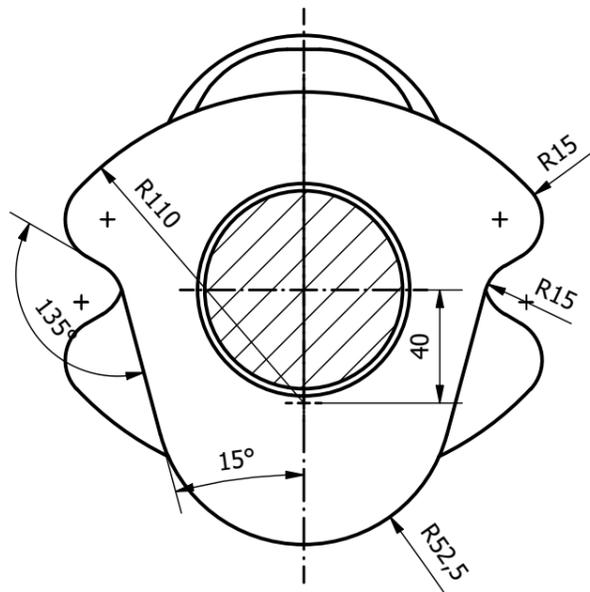
TRABAJO FINAL DE GRADO		Proyecto: Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano bóxer de cuatro cilindros	
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		Título: Cojinete de Apoyo	Escala: 3:2
		 ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR ENGINYERIA INDUSTRIAL VALÈNCIA	
Autor: De Castro Flos, Carlos		Hoja 5/23	



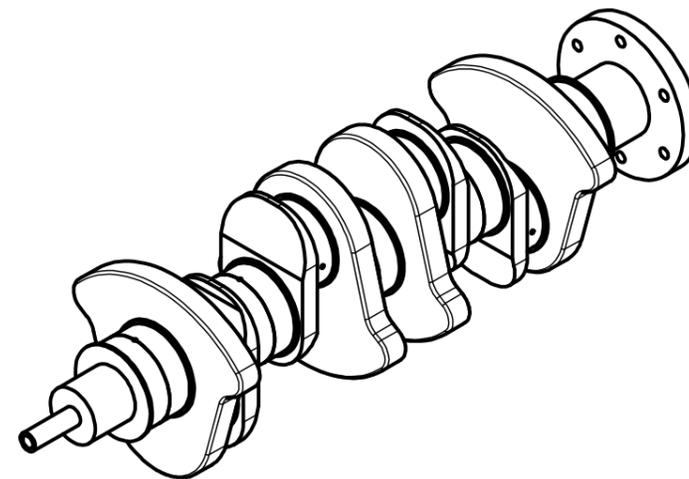
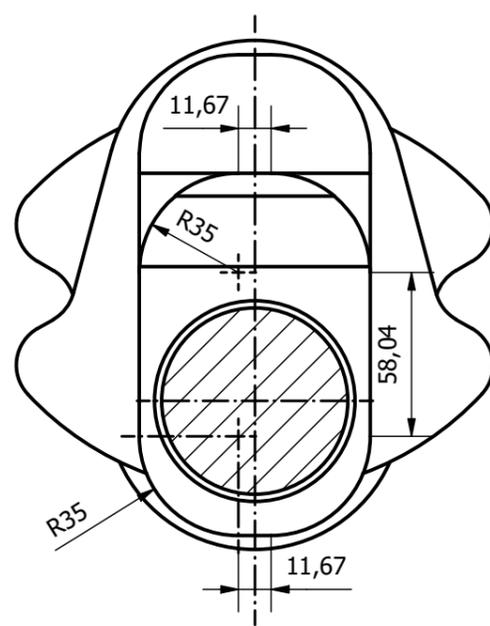
TRABAJO FINAL DE GRADO		Proyecto: Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano bóxer de cuatro cilindros	
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		Título: Cojinete de Cabeza	Escala: 3:1
		 ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA INDUSTRIAL DE VALÈNCIA	
Autor: De Castro Flos, Carlos		Hoja 6/23	



B-B (2:5)



C-C (2:5)



TRABAJO FINAL DE GRADO



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCOLA TÈCNICA
SUPERIOR D'ENGINYERIA
INDUSTRIAL VALÈNCIA

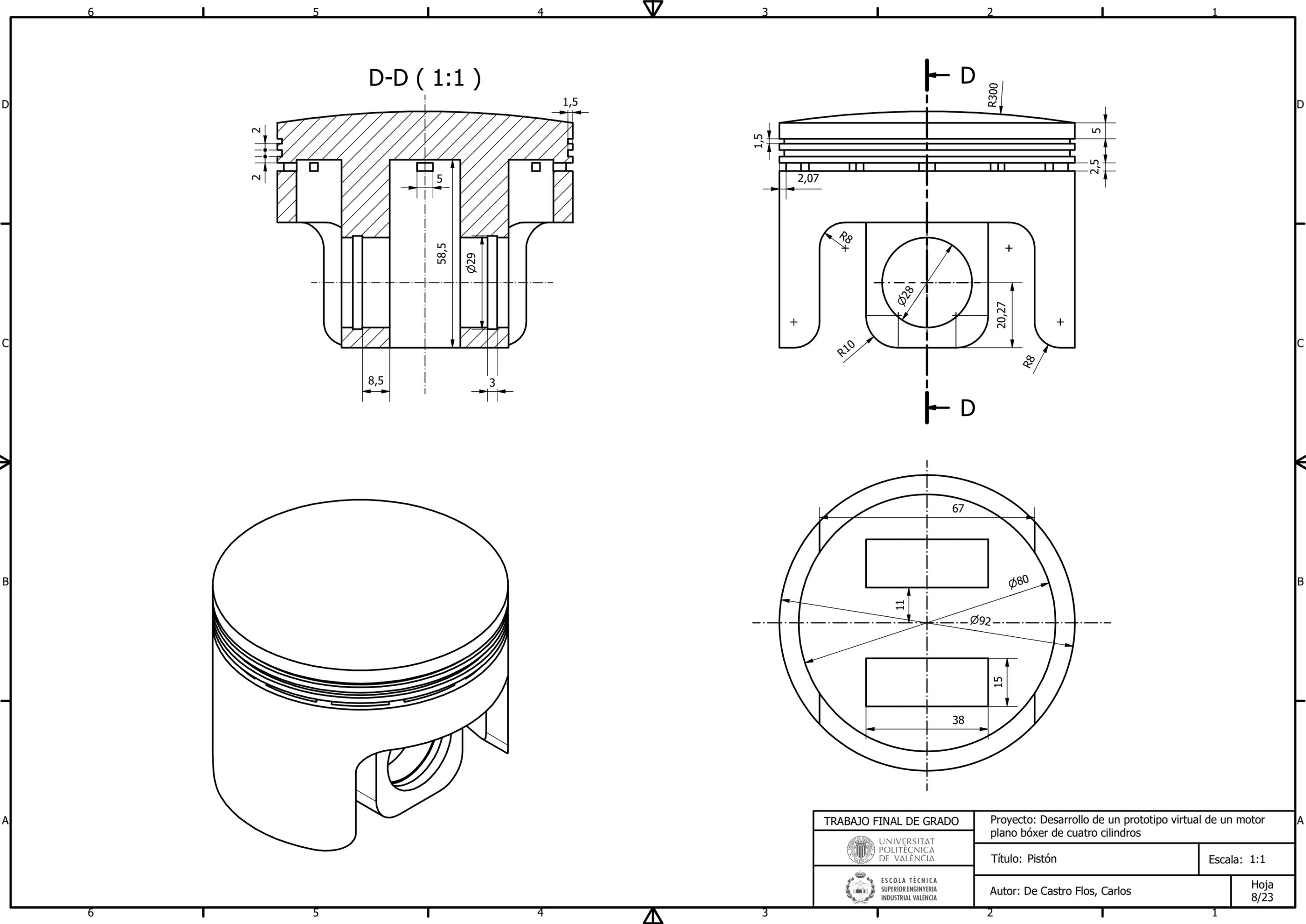
Proyecto: Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano bóxer de cuatro cilindros

Título: Cigüeñal

Escala: 2:5

Autor: De Castro Flos, Carlos

Hoja
7/23



D-D (1:1)

TRABAJO FINAL DE GRADO



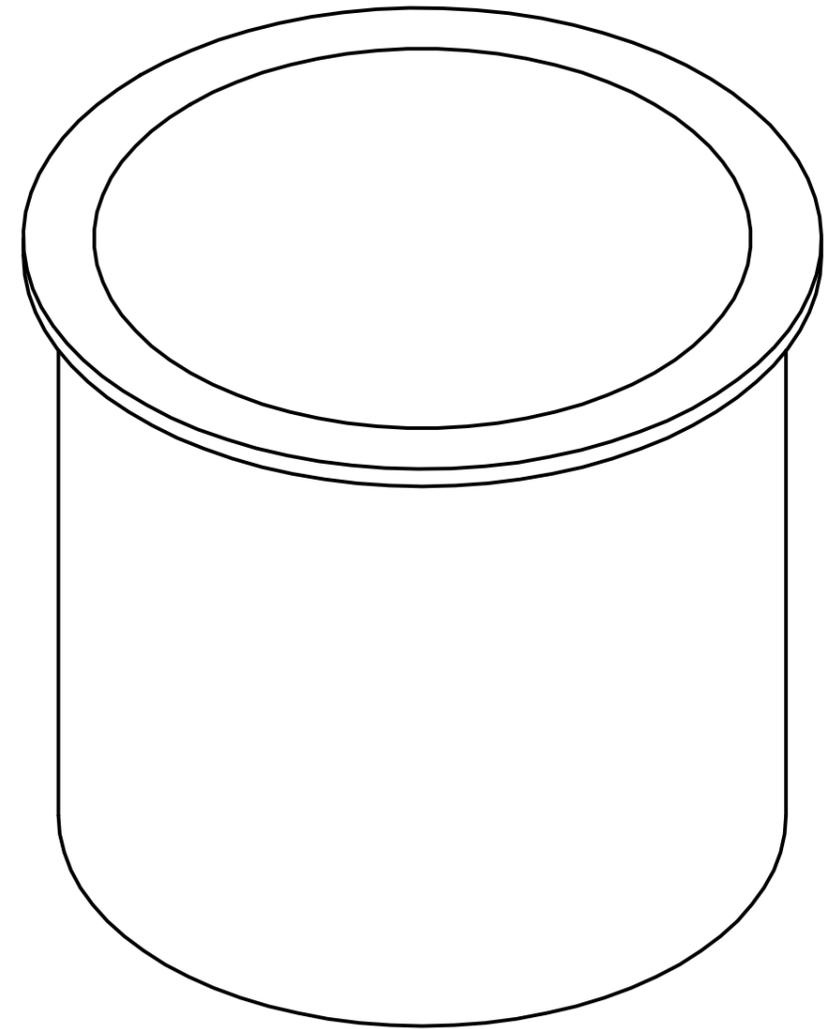
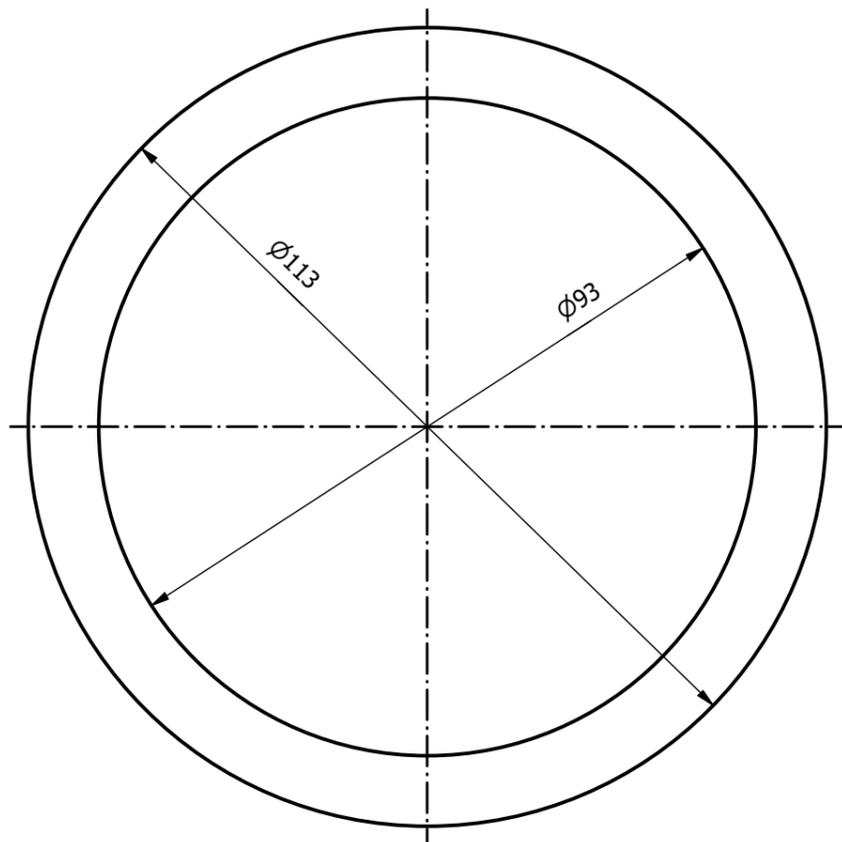
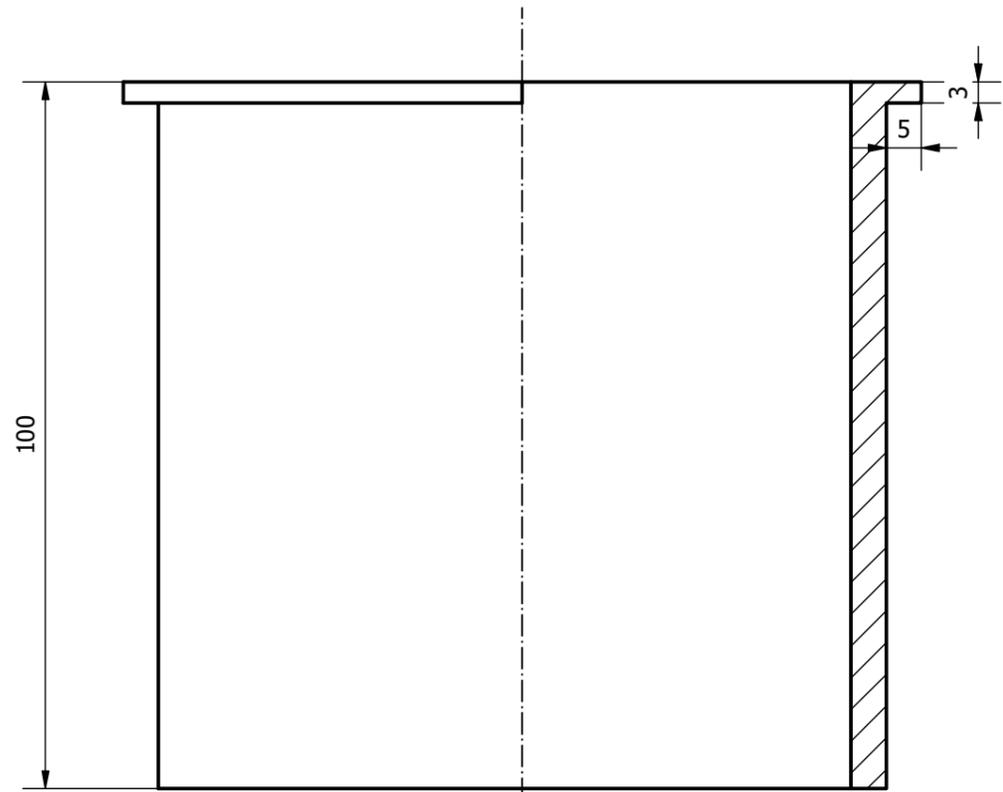
Proyecto: Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano bóxer de cuatro cilindros

Título: Pistón

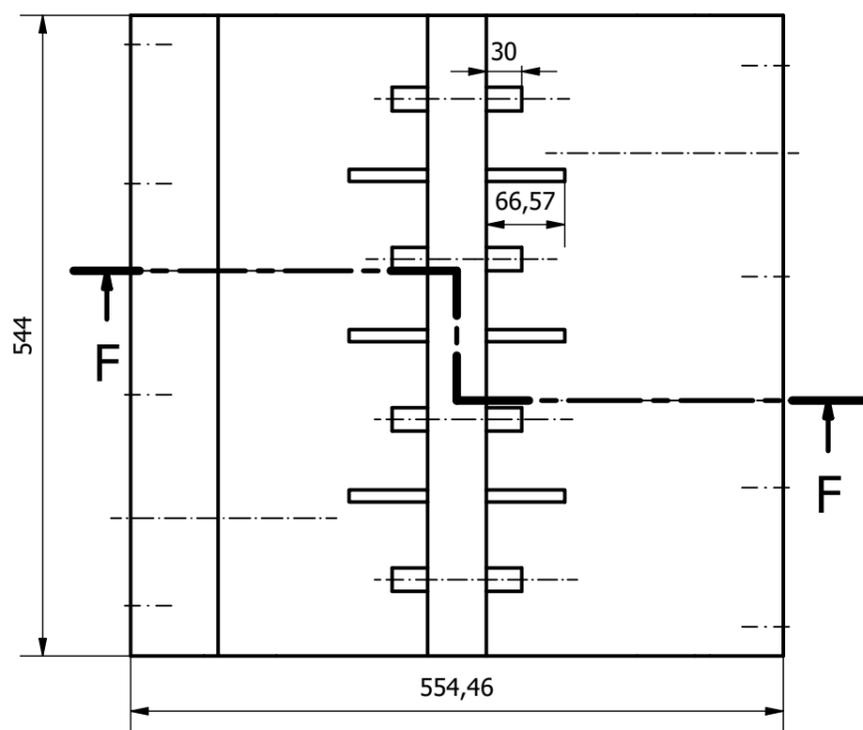
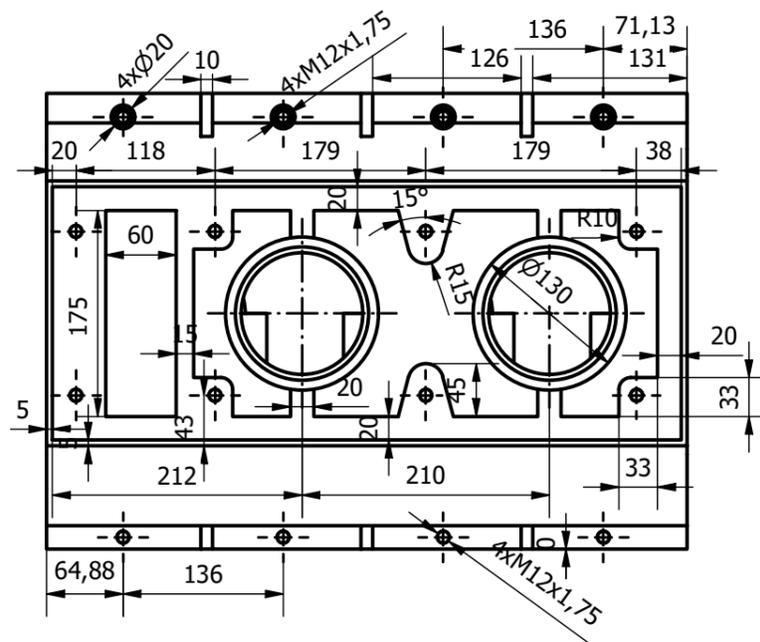
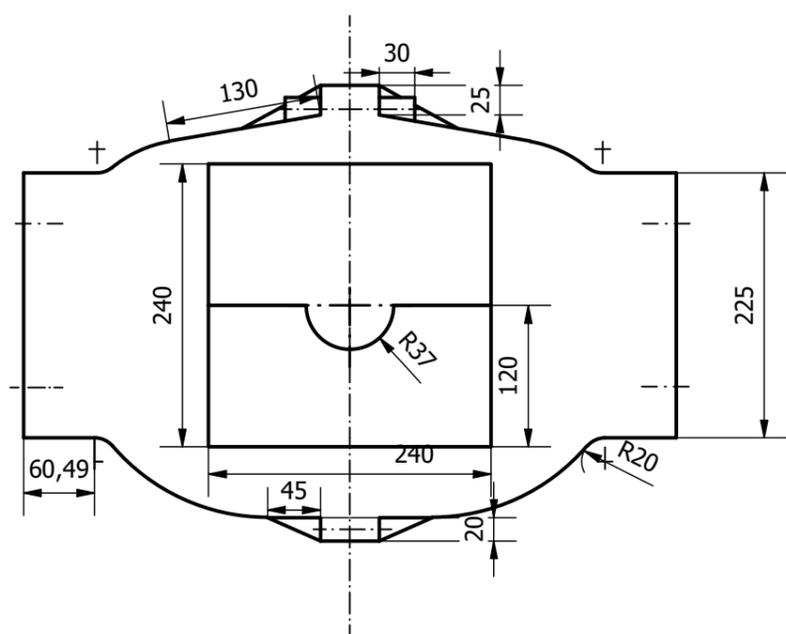
Escala: 1:1

Autor: De Castro Flos, Carlos

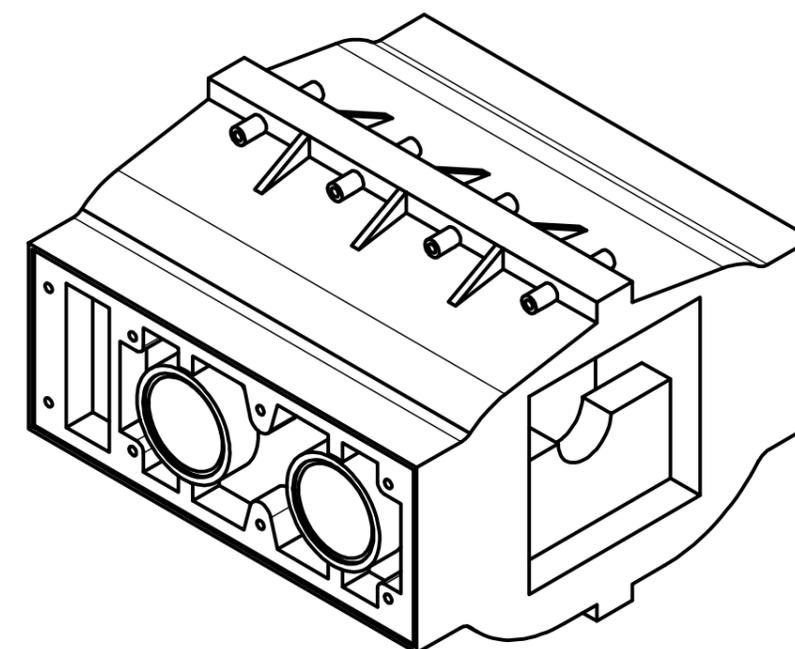
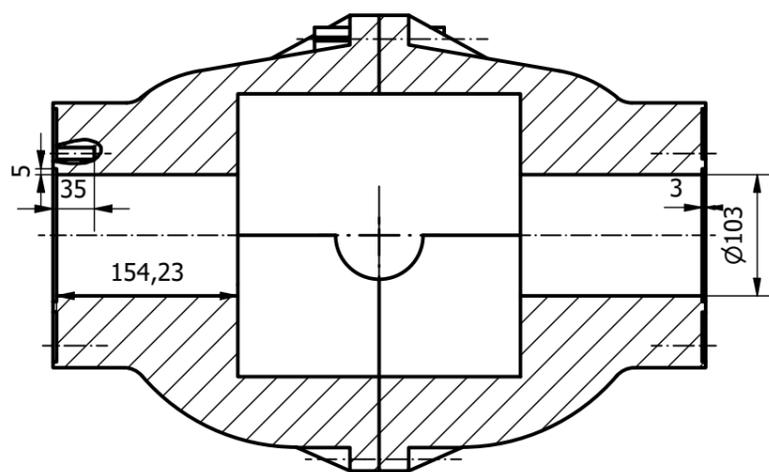
Hoja 8/23



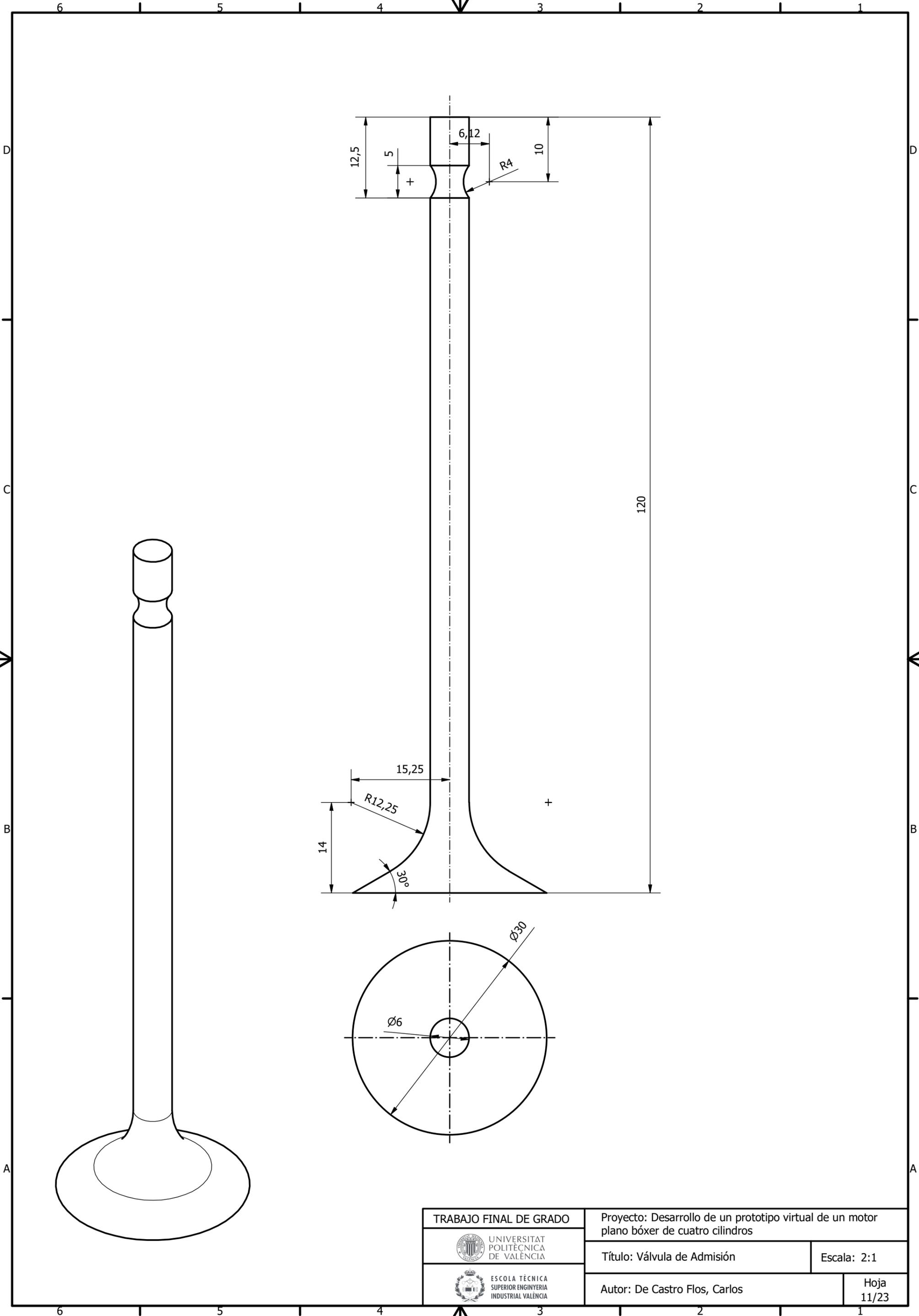
TRABAJO FINAL DE GRADO		Proyecto: Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano bóxer de cuatro cilindros	
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		Título: Camisa del Cilindro	Escala: 1:1
		 ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA INDUSTRIAL DE VALÈNCIA	
		Autor: De Castro Flos, Carlos	Hoja 9/23



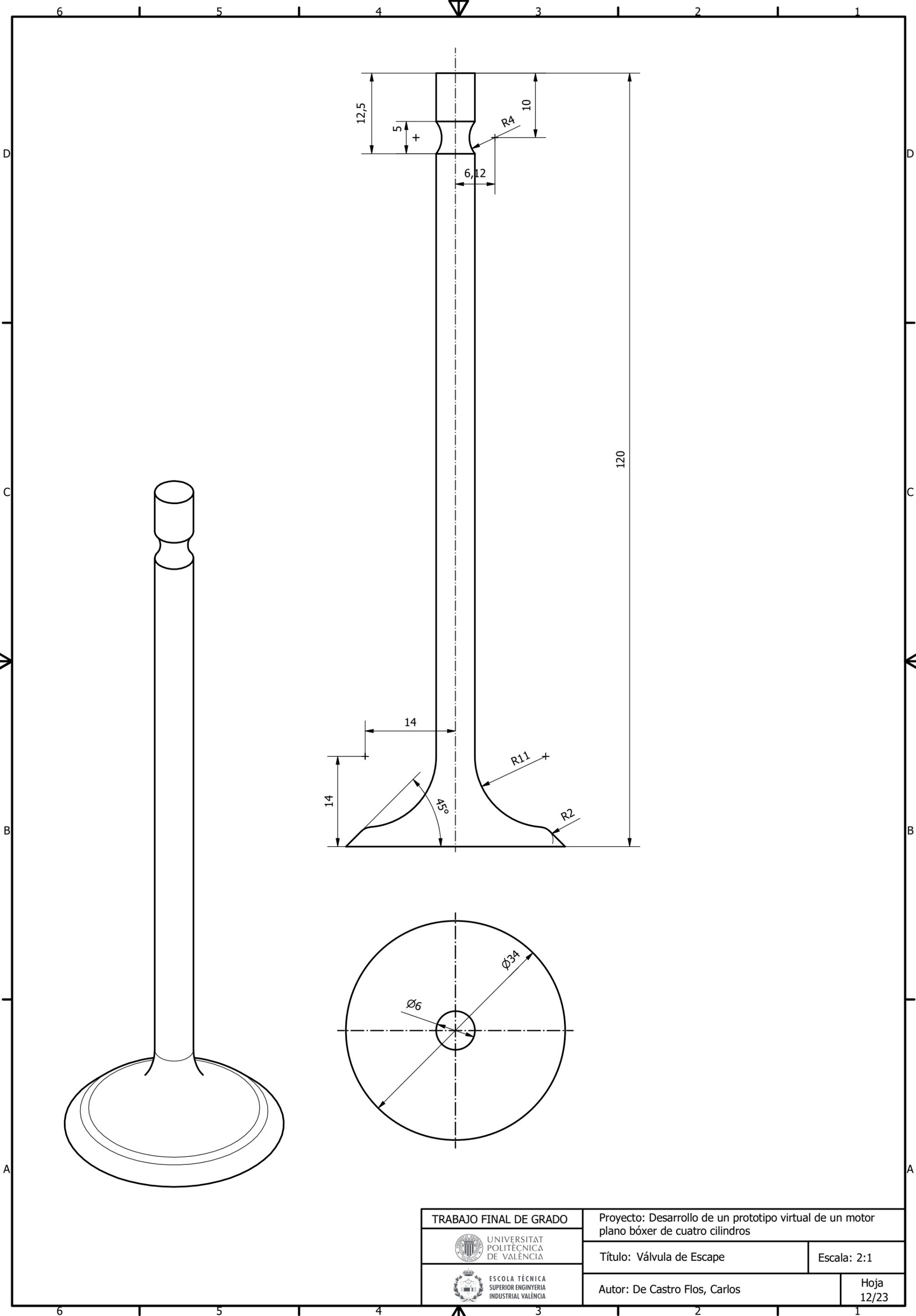
F-F (3:18)



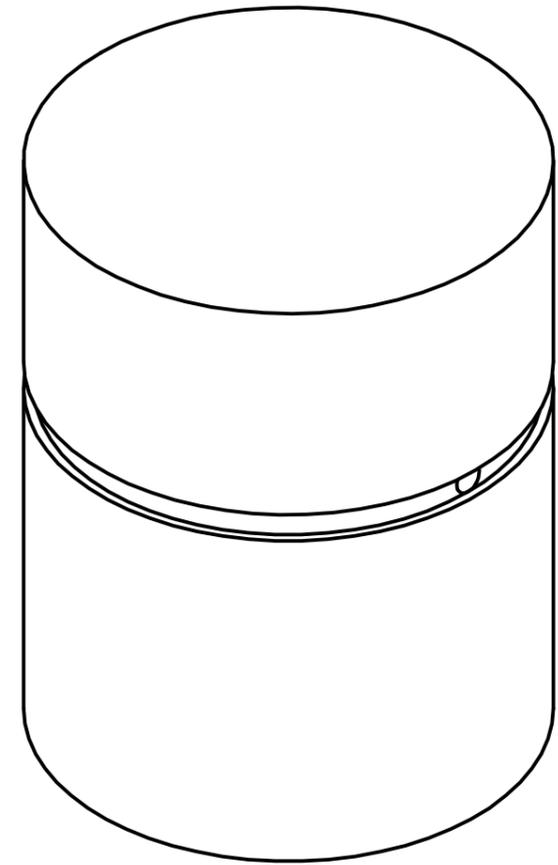
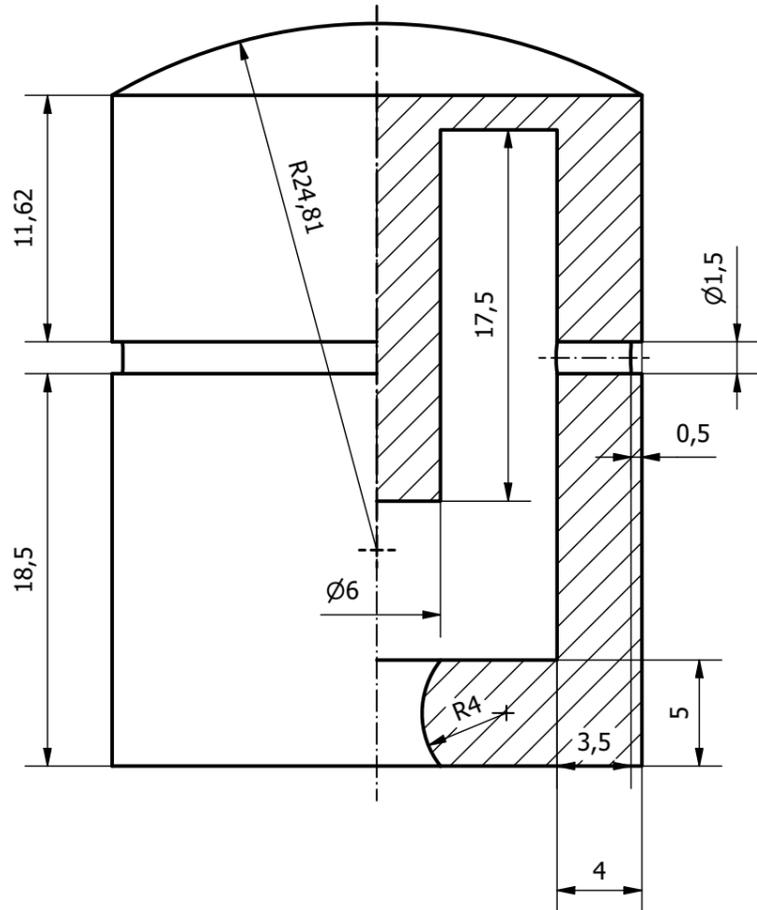
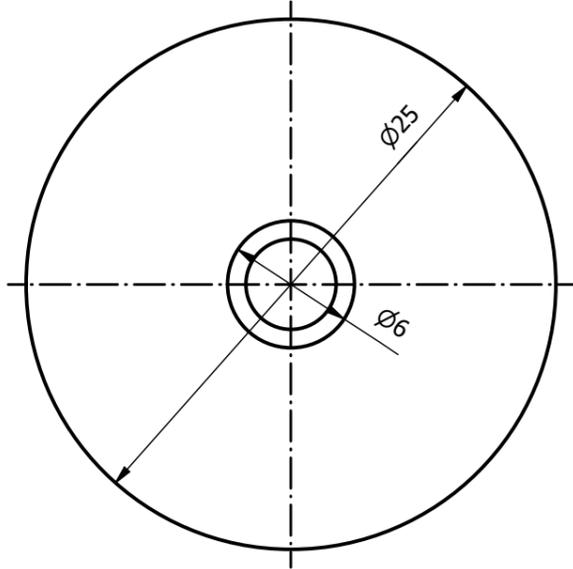
TRABAJO FINAL DE GRADO		Proyecto: Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano bóxer de cuatro cilindros	
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		Título: Bloque Motor	Escala: 3:18
 ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA INDUSTRIAL DE VALÈNCIA		Autor: De Castro Flos, Carlos	Hoja 10/23



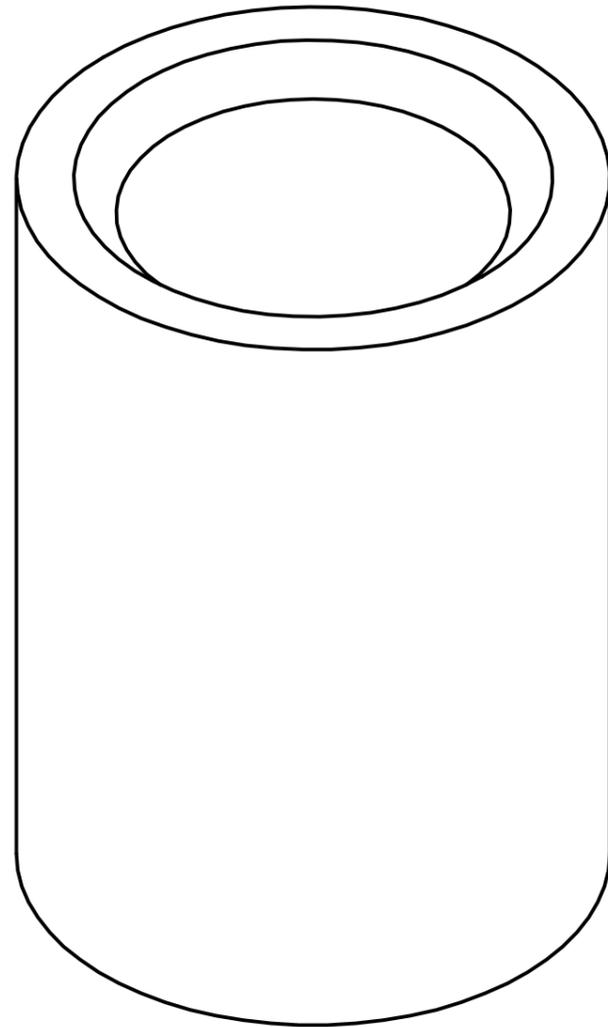
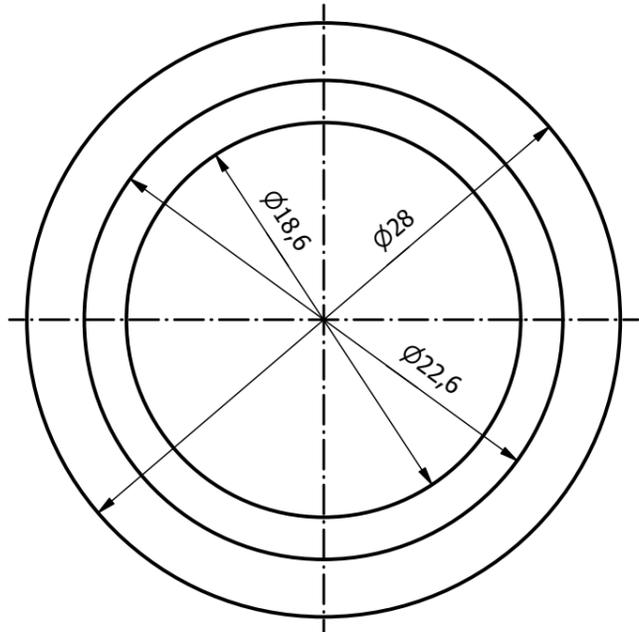
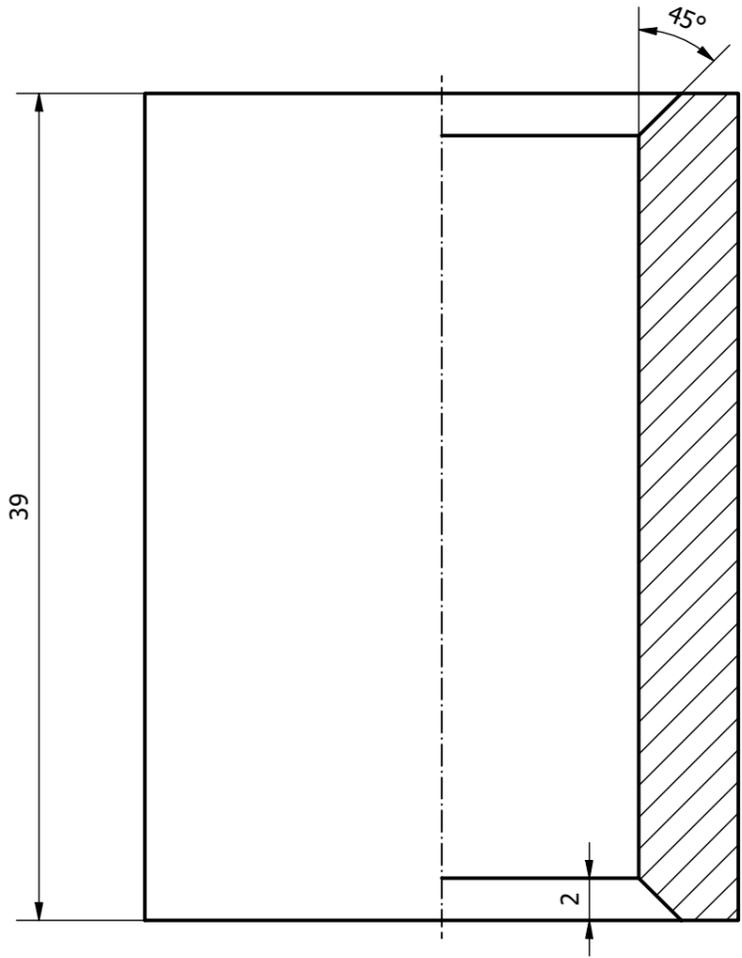
TRABAJO FINAL DE GRADO		Proyecto: Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano bóxer de cuatro cilindros	
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		Título: Válvula de Admisión	Escala: 2:1
 ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA INDUSTRIAL DE VALÈNCIA		Autor: De Castro Flos, Carlos	Hoja 11/23



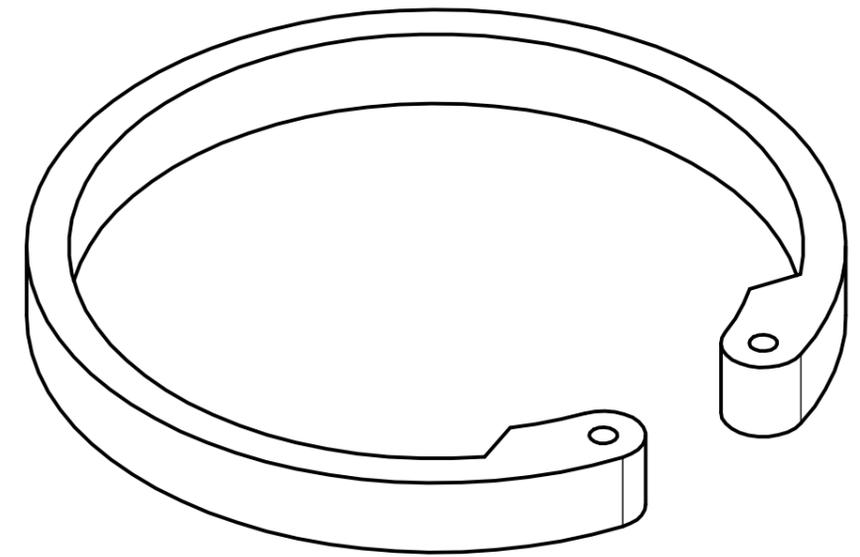
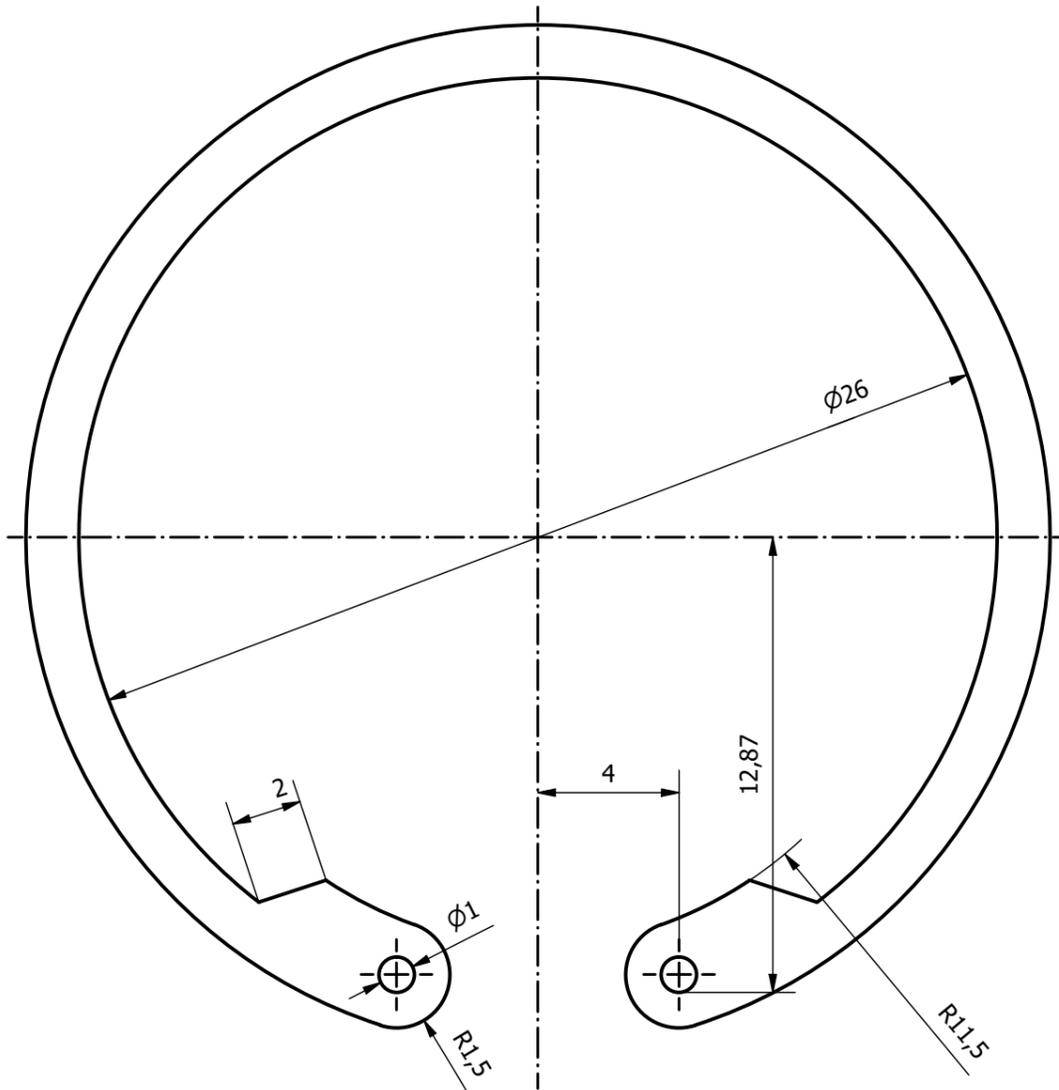
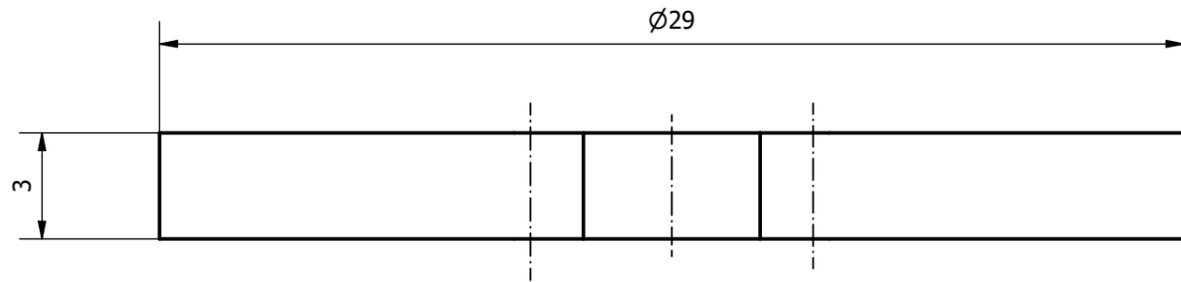
TRABAJO FINAL DE GRADO		Proyecto: Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano bóxer de cuatro cilindros	
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		Título: Válvula de Escape	Escala: 2:1
 ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA INDUSTRIAL DE VALÈNCIA		Autor: De Castro Flos, Carlos	Hoja 12/23



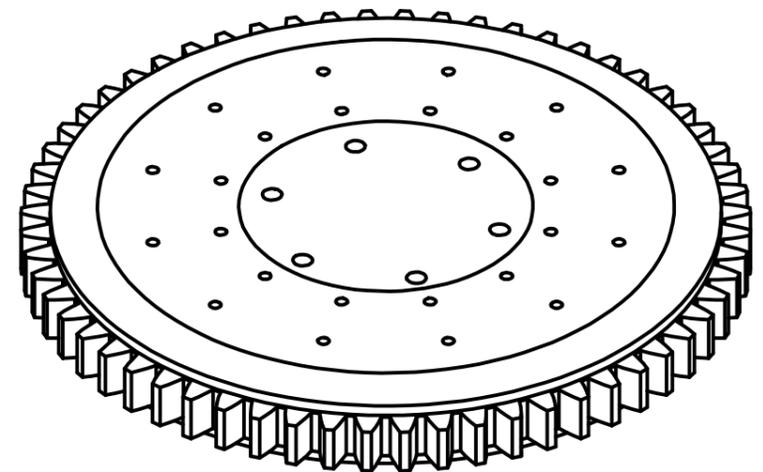
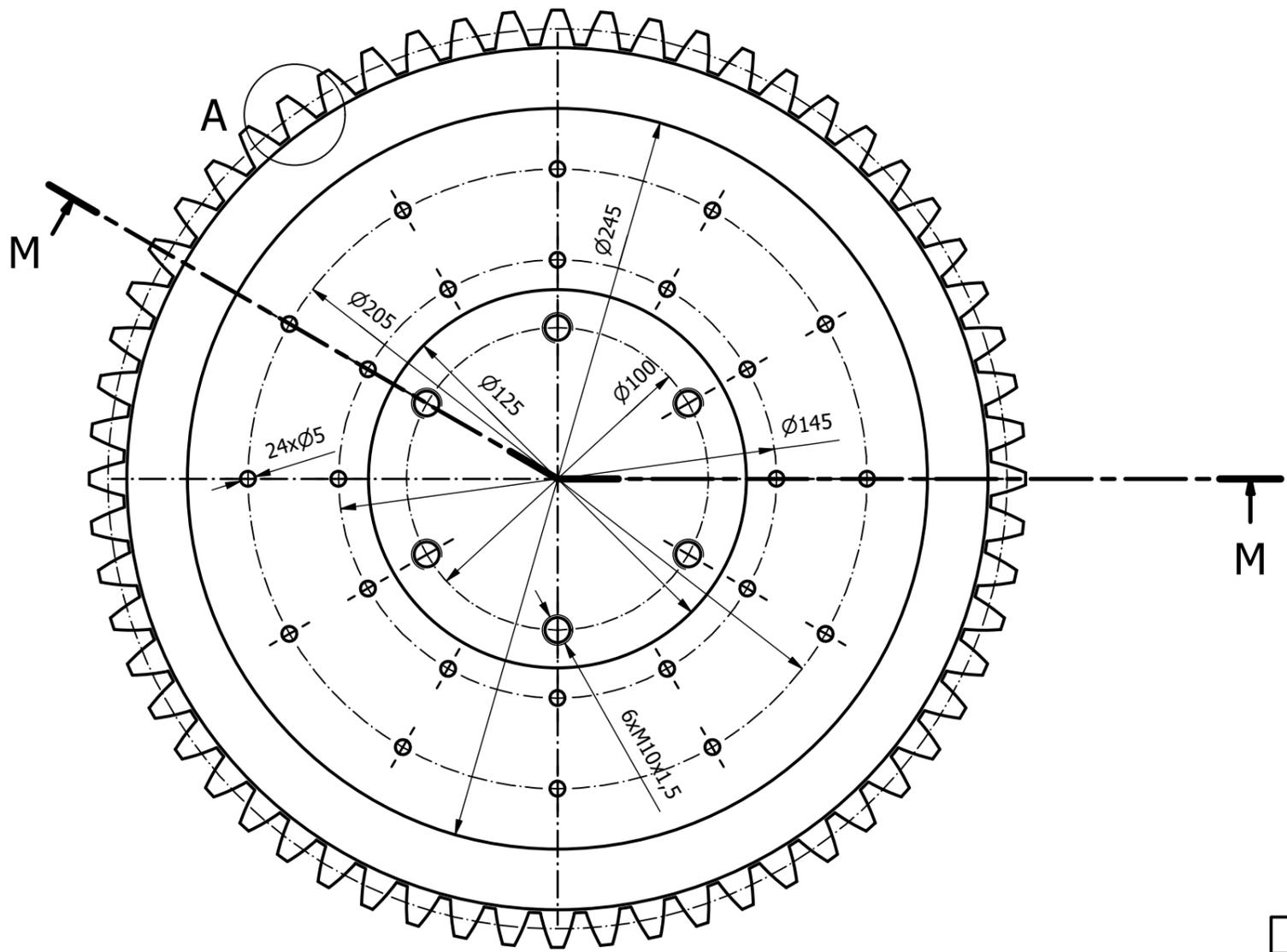
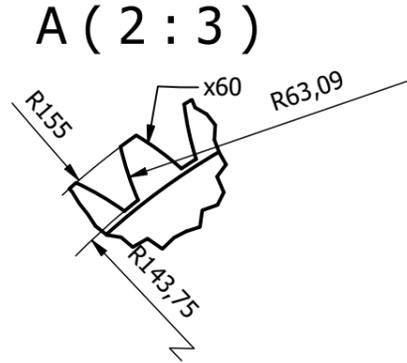
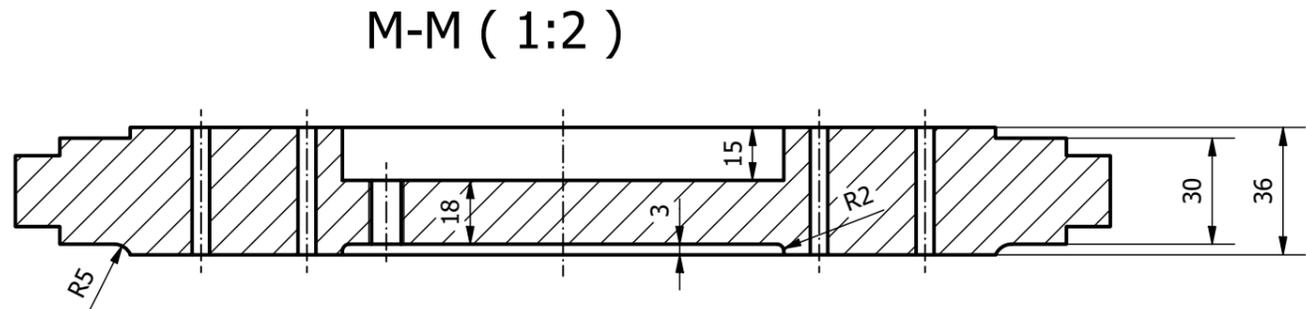
TRABAJO FINAL DE GRADO		Proyecto: Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano bóxer de cuatro cilindros	
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		Título: Taqué	Escala: 3:1
		 ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA INDUSTRIAL DE VALÈNCIA	
Autor: De Castro Flos, Carlos		Hoja 13/23	



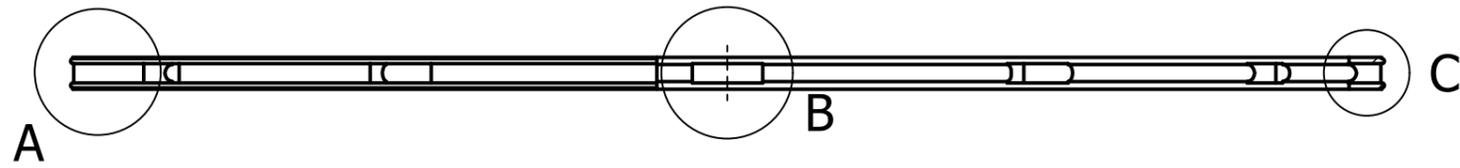
TRABAJO FINAL DE GRADO		Proyecto: Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano bóxer de cuatro cilindros	
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		Título: Bulón	Escala: 3:1
		 ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA INDUSTRIAL DE VALÈNCIA	
Autor: De Castro Flos, Carlos		Hoja 14/23	



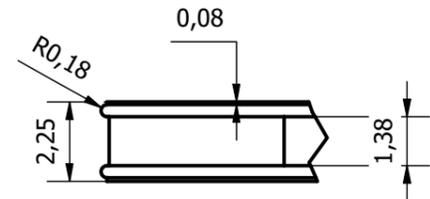
TRABAJO FINAL DE GRADO		Proyecto: Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano bóxer de cuatro cilindros	
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		Título: Anillo de Seguridad	Escala: 5:1
 ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA INDUSTRIAL DE VALÈNCIA		Autor: De Castro Flos, Carlos	Hoja 15/23



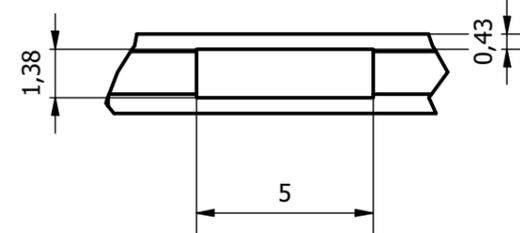
TRABAJO FINAL DE GRADO		Proyecto: Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano bóxer de cuatro cilindros	
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		Título: Volante de Inercia	Escala: 1:2
 ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR ENGINYERIA INDUSTRIAL VALÈNCIA		Autor: De Castro Flos, Carlos	Hoja 18/23



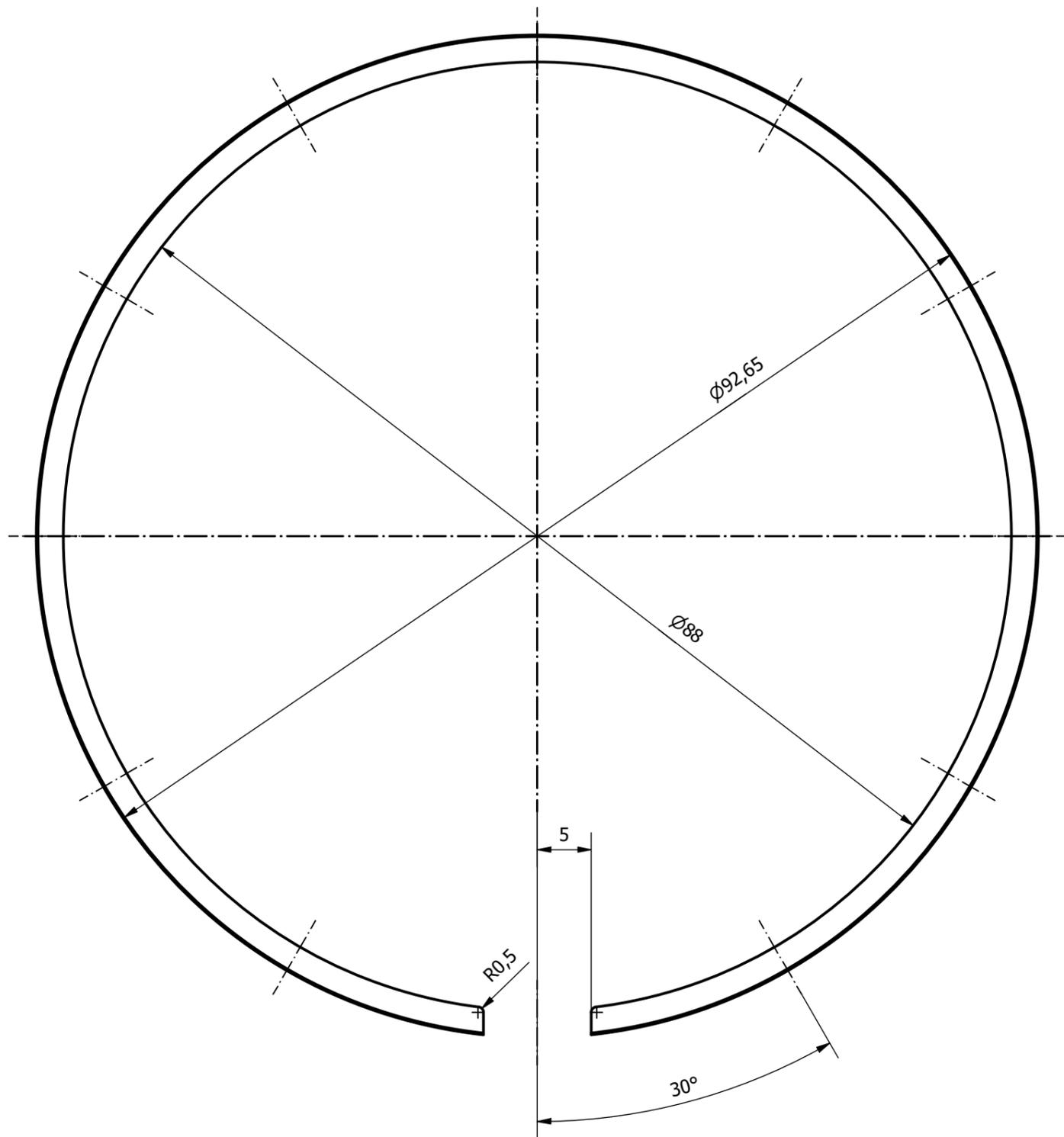
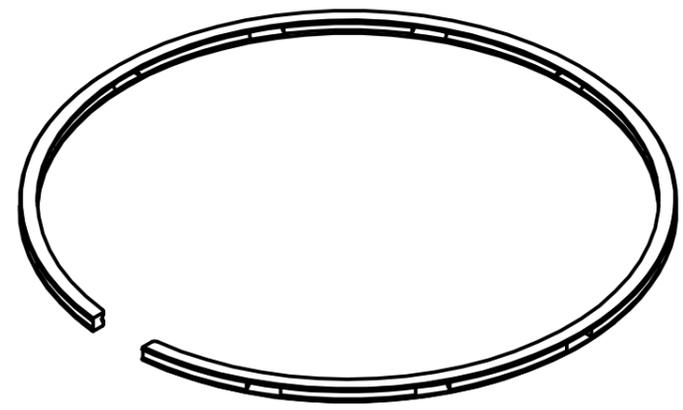
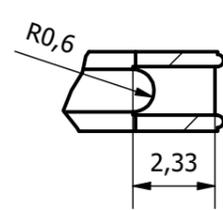
A (5:1)



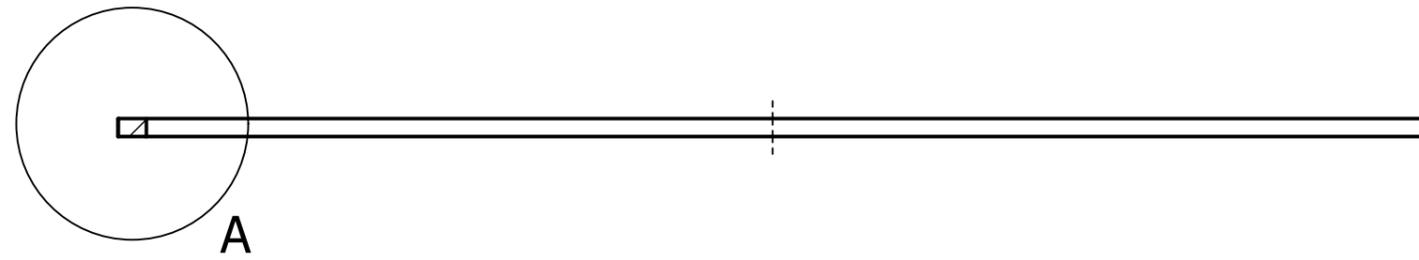
B (5:1)



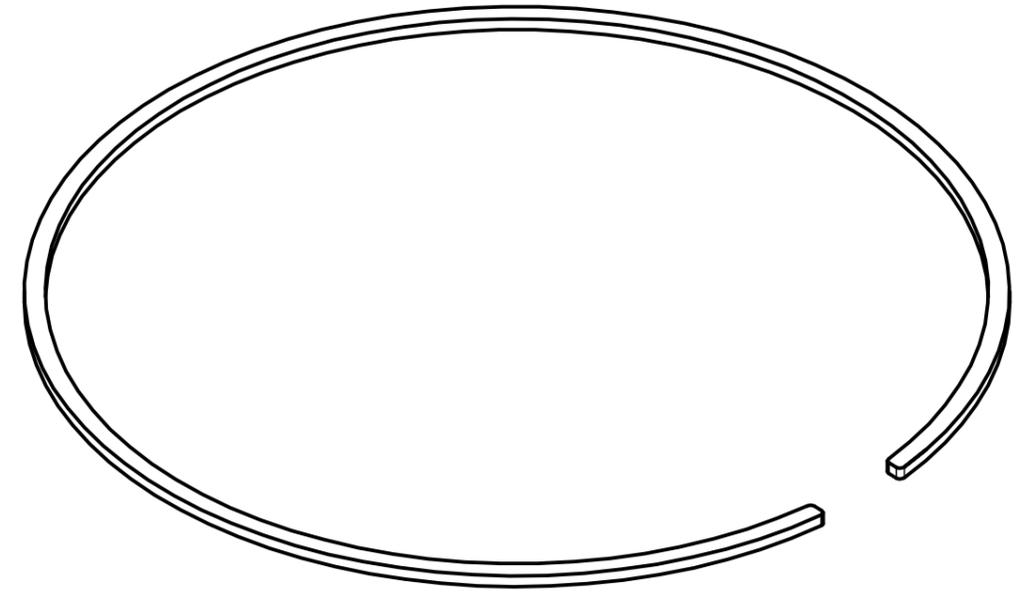
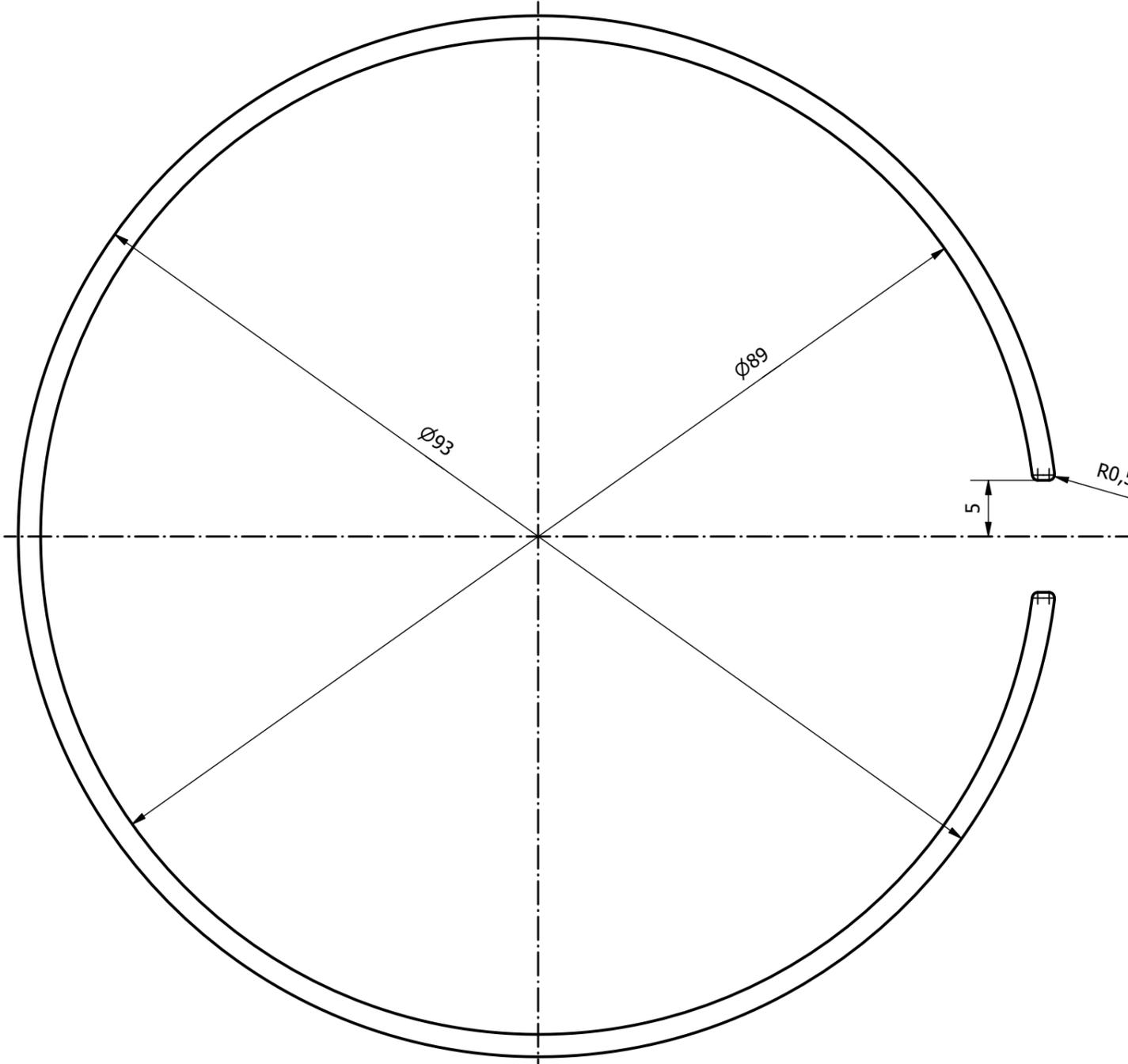
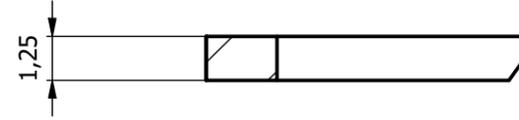
C (5:1)



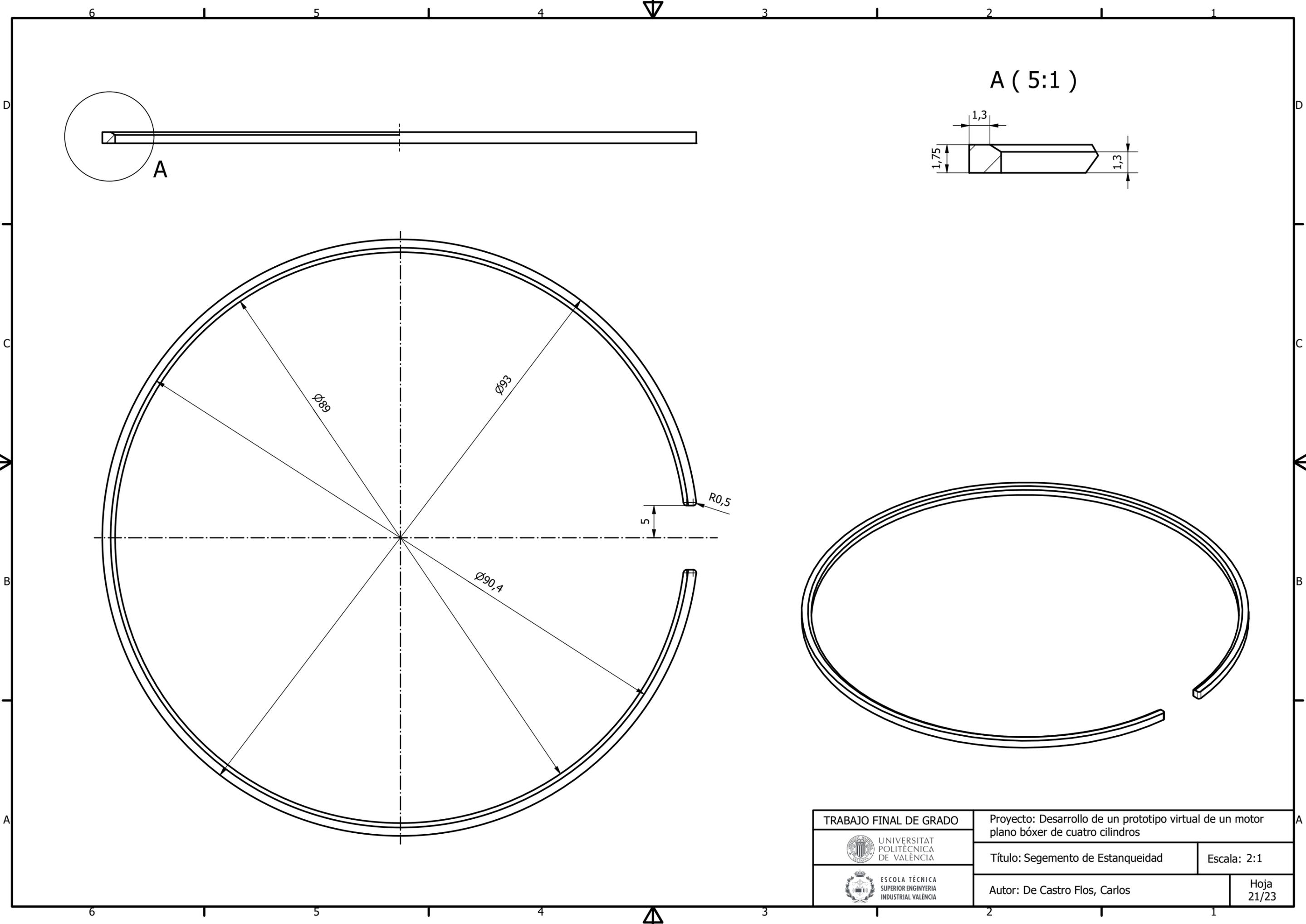
TRABAJO FINAL DE GRADO  UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	Proyecto: Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano bóxer de cuatro cilindros	
	Título: Segmento Rascador	Escala: 2:1
 ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR ENGINYERIA INDUSTRIAL VALÈNCIA	Autor: De Castro Flos, Carlos	Hoja 19/23



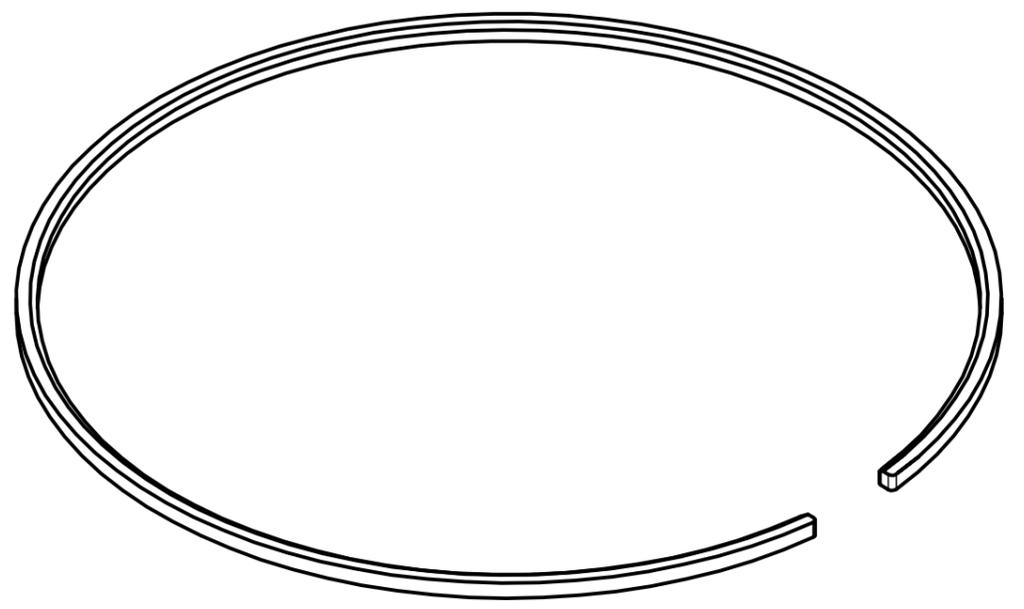
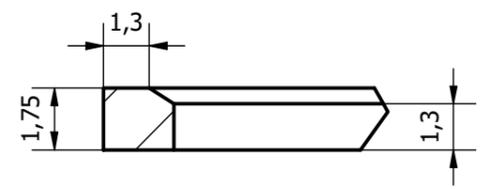
A (5:1)



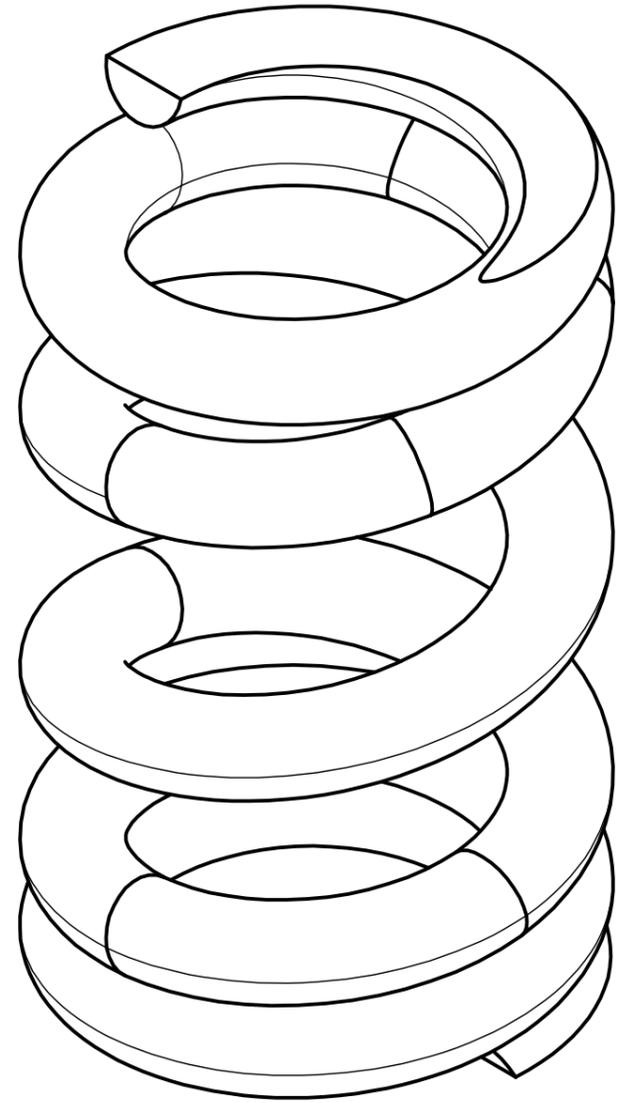
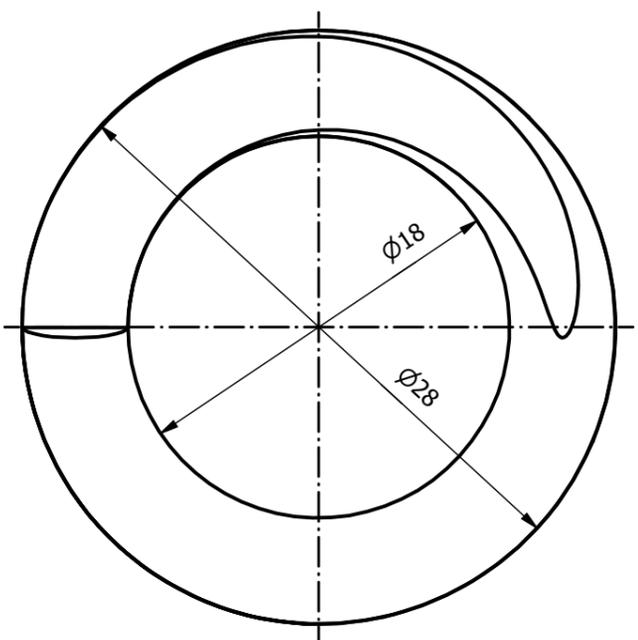
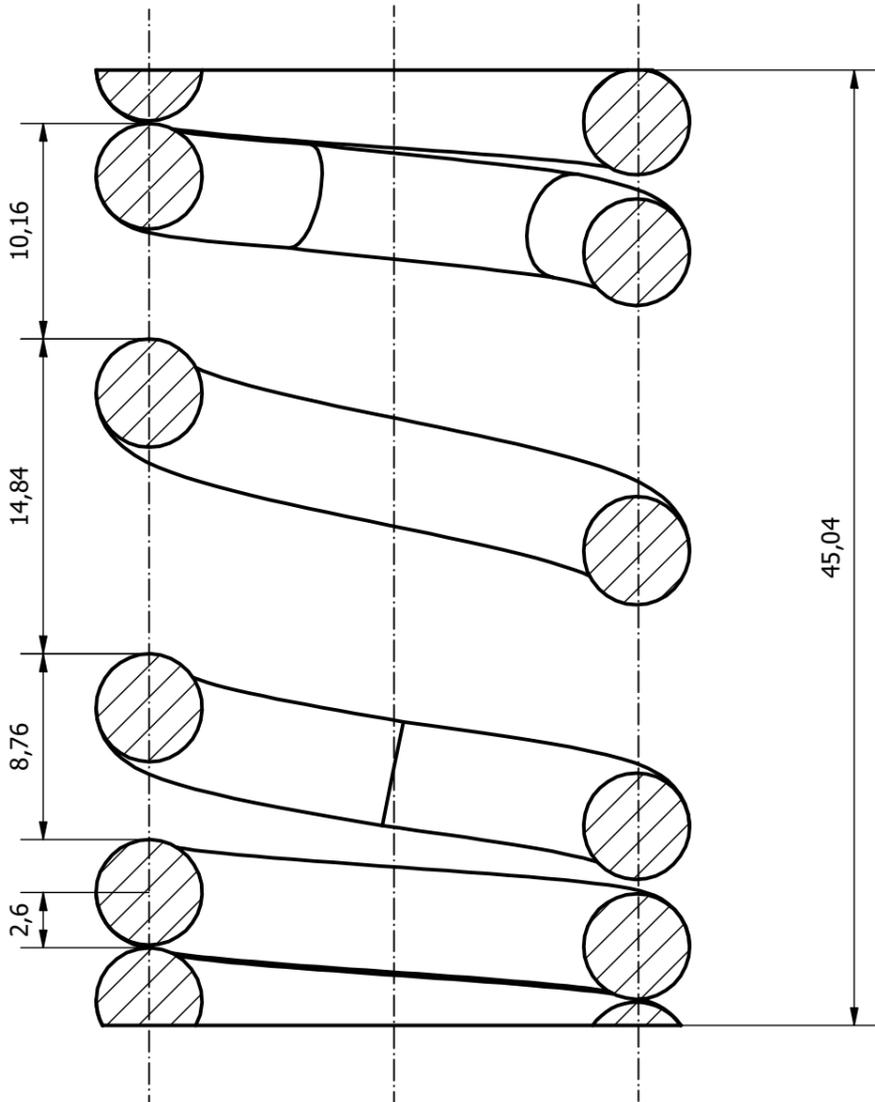
TRABAJO FINAL DE GRADO		Proyecto: Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano bóxer de cuatro cilindros	
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	Título: Segmento de Fuego		Escala: 2:1
	 ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR ENGINYERIA INDUSTRIAL VALÈNCIA		Hoja 20/23
Autor: De Castro Flos, Carlos			



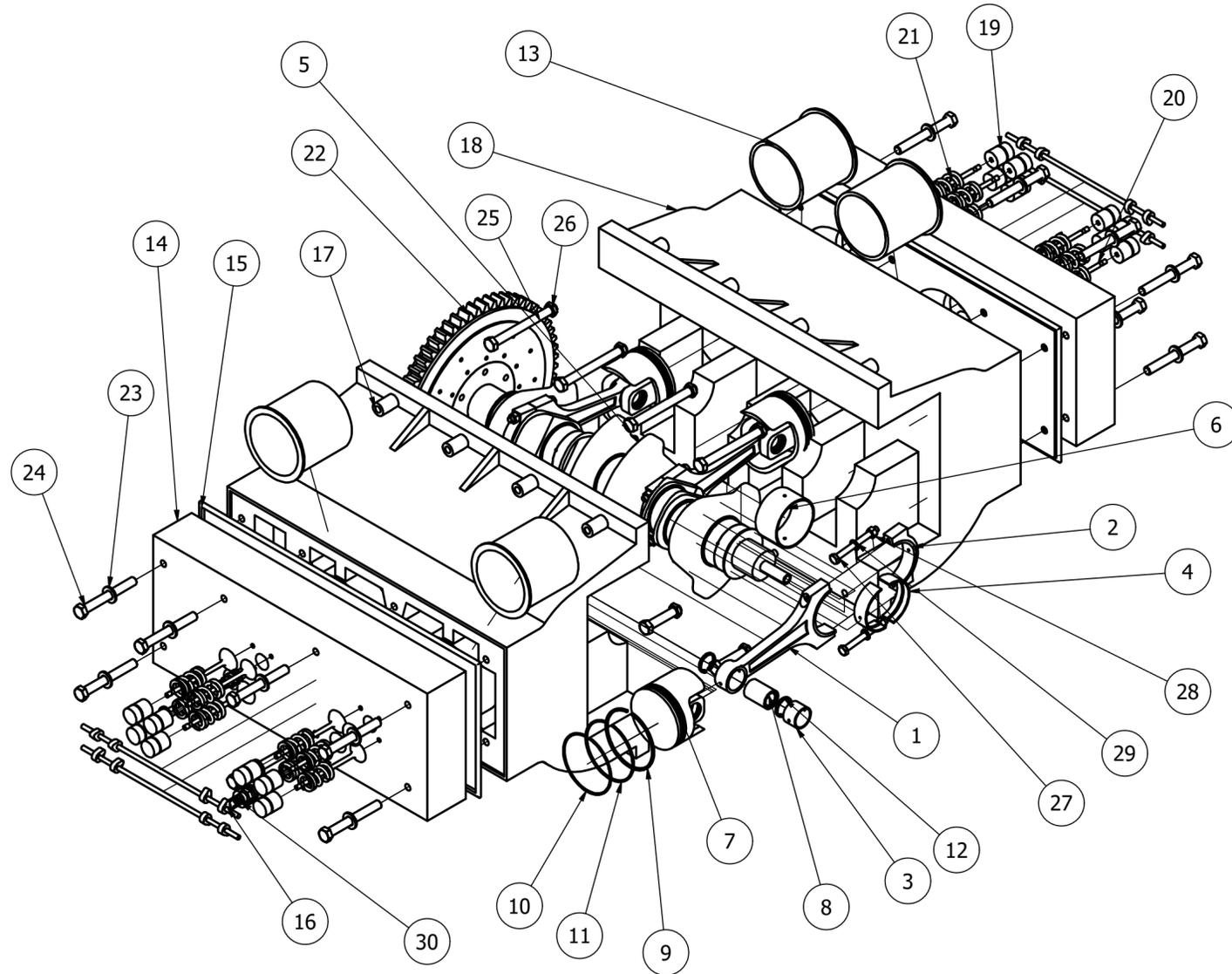
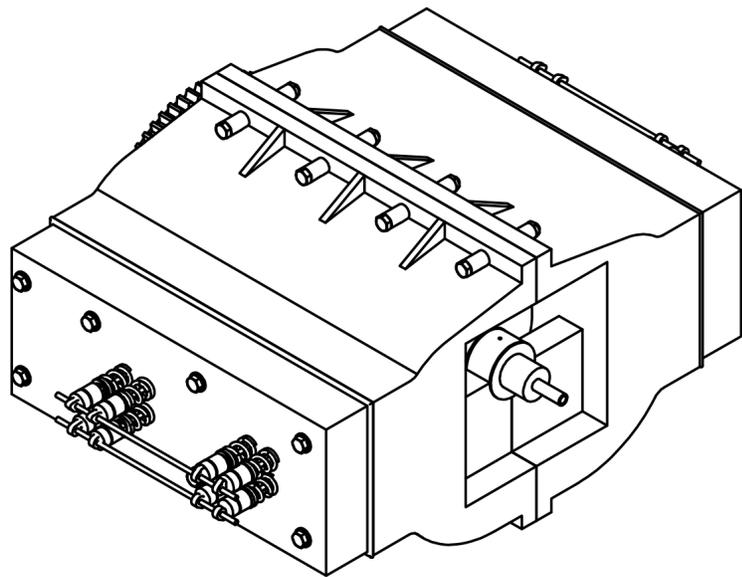
A (5:1)



TRABAJO FINAL DE GRADO		Proyecto: Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano bóxer de cuatro cilindros	
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		Título: Segemento de Estanqueidad	Escala: 2:1
 ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR ENGINYERIA INDUSTRIAL VALÈNCIA		Autor: De Castro Flos, Carlos	Hoja 21/23



TRABAJO FINAL DE GRADO  UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	Proyecto: Desarrollo de un prototipo virtual de un motor plano bóxer de cuatro cilindros	
	Título: Muelle	Escala: 3:1
 ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA INDUSTRIAL DE VALÈNCIA	Autor: De Castro Flos, Carlos	Hoja 22/23



LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	DENOMINACIÓN
1	4	Cuerpo Biela
2	4	Cabeza Biela
3	4	Cojinete Pie
4	8	Cojinete Cabeza
5	1	Cigüeñal
6	5	Casquillo Apoyo
7	4	Pistón
8	4	Bulón
9	4	Segmento Rascador
10	4	Segmento Fuego
11	4	Segmento Estanqueidad
12	8	Anillo Seguridad
13	4	Camisa Cilindro
14	2	Culata
15	2	Junta Culata
16	4	Árbol de Levas
17	1	Bloque Motor Izquierda
18	1	Bloque Motor Derecha
19	16	Taqué
20	16	Válvula
21	16	Resorte
22	1	Volante de Inercia
23	16	ISO 7091 ST 12 - 100 HV (Arandela Culata)
24	16	DIN EN ISO 4018 M12x100 (Perno Culata)
25	8	BS EN ISO 4018 M12x60 (Perno Bloque)
26	8	ISO 4035 M12 (Tuerca Bloque)
27	8	DIN EN ISO 8676 M8 x 1 x 80 (Perno Biela)
28	8	ISO 4034 M8 (Tuerca Biela)
29	8	ISO 7092 8 - 140 HV (Arandela Biela)
30	4	Bujía

