

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍA
INDUSTRIAL

TRABAJO FIN DE GRADO

ANÁLISIS DINÁMICO DE UN MOTOR DE 4 TIEMPOS CON ANSYS

Alumno: Etxeita, Larrea, Ander

Director: Vallejo, Matilla, Javier

Curso: 2018-2019

Fecha: BILBAO, 24, 06, 2019

Resumen

El objetivo de este trabajo de fin de grado (TFG) consiste en recrear, mediante el software de simulación Ansys, el funcionamiento de un motor de combustión interna con encendido provocado de cuatro tiempos para un automóvil de tipo turismo y analizar el comportamiento estructural de sus componentes principales. Una de las primeras preocupaciones que ha surgido a la hora de hacer el TFG, es la de no disponer de los datos de las fuerzas a las que se verá sometido el sistema. Por eso el primer paso ha sido buscar un método que lo realice. Después se ha elaborado el diseño de un primer modelo geométrico del motor. Para ello se ha comenzado por la obtención de las dimensiones principales con la utilización de tablas y parámetros habituales. A partir de estas dimensiones se han podido calcular los valores de las presiones del ciclo termodinámico y tras su cálculo se ha terminado obteniendo las dimensiones secundarias. Una vez terminado este primer modelo, ha sido sometido a los análisis de sólido rígido y flexible. Los resultados se han utilizado como base para diseñar un segundo modelo y después se ha comprobado mediante nuevos análisis la mejora de este. Finalmente se han realizado los planos del segundo modelo.

Palabras clave: Análisis dinámico, Ansys, componentes principales, motor, cuatro tiempos, encendido provocado.

Laburpena

Gradu Amaierako Lan (GAE) honetan turismoan erabiliko den auto baten motorraren azterketa dinamikoa egingo da. Konkretuki, eragindako piztea duen lau aldiko motorra izango da eta analisis osagai nagusienena izango da. Horretarako simulaziorako Ansys programa erabiliko da. GAE hau hasterakoan, pistoietan sortzen diren indarrak nola lortuko ziren izan zen lehenengo kezka. Balio hauek barik ezin zirelako geroago zetozten analisiak egin. Beraz, hasteko, balio horiek lortzeko metodo bat bilatu da. Behin hori ziurtatuta dagoela, hurrengoko betebeharrak lehenengo modelo baten disenua egitea da. Horretarako hiru fase jarraitu dira. Hasierakoan dimentsio nagusiak lortu dira, gero horiekin presioa baloreak lortu dira eta amaitzeko bigarren dimentsioak atera dira. Hurrengo pausua modelo horren analisis egitea izan da. Analisis horien emaitzak edukita bigarren modelo bat prestatu da emaitzetan oinarrituta. Gero diseinu berriaren analisis egin dira ziurtatzeko hobekuntzak egin direla eta amaitzeko honen planoak egin dira.

Hitz klabeak: Analisis dinamikoa, Ansys, osagai nagusiak, motorra, lau aldi, eragindako piztea.

Abstract

On this final degree project (FDG) the dynamic analysis of the principal components of a four stroke engine with four cylinders has been carried out. This engine is going to be assumed for a vehicular engine and it will be a spark-ignition type. Ansys will be the software used for the simulations of the motor during its motion. First of all, a research to get a method for calculating the forces in the piston is going to be done. This is because it was going to be very difficult to make the simulations without them, so it was

the first thing to do. Then the calculations of the first design have been done. Taking into account the values of these dimensions, the value of the forces in the piston have been calculated and finally the secondary dimensions have been obtained. The next step is doing the two types of analysis, rigid dynamics and transient structural. The results have been used for the design of the second model. To continue, a new transient analysis of it has been performed, in order to check that the modifications have been good enough. To conclude, the planes corresponding to all the parts of the second model have been produced.

Key words: dynamic analysis, Ansys, principal components, motor, four stroke, spark-ignition.

Índice

- Resumen trinlingüe + palabras clave
- Índice
- Lista de tablas, ilustraciones y gráficas
- Memoria
 1. Introducción
 2. Contexto
 3. Objetivos y alcance del trabajo
 4. Beneficios que aporta el trabajo
 5. Análisis de alternativas
 6. Análisis de riesgos
 7. Descripción de la solución propuesta. Diseño
 - 7.1. Primer diseño
 - 7.1.1. Dimensiones principales
 - 7.1.2. Ciclo termodinámico
 - 7.1.3. Dimensiones secundarias
 - 7.1.3.1. Dimensiones secundarias del grupo pistón
 - 7.1.3.2. Dimensiones secundarias de las bielas
 - 7.1.3.3. Dimensiones secundarias del cigüeñal
 - 7.2. Análisis del primer diseño
 - 7.2.1. Materiales

- 7.2.2. Geometría
- 7.2.3. Modelo
 - 7.2.3.1. Geometría
 - 7.2.3.2. Conexiones o juntas
- 7.2.4. Preparación
- 7.2.5. Solución y resultados
- 7.3. Segundo diseño
 - 7.3.1. Estudio topológico de los pistones
 - 7.3.2. Segundo diseño de los pistones
 - 7.3.3. Segundo diseño de los bulones
 - 7.3.4. Segundo diseño de las bielas
 - 7.3.5. Segundo diseño del cigüeñal
- 7.4. Análisis del segundo diseño
- 7.5. Realización de un análisis de fatiga
- Metodología seguida en el desarrollo del trabajo
 - 8. Descripción de tareas
 - 9. Diagrama de Gantt
 - 10. Cálculos y algoritmos
 - 10.1. Cálculo de las dimensiones secundarias de los pistones
 - 10.2. Cálculo de las dimensiones secundarias de las bielas
 - 10.3. Cálculo de las dimensiones secundarias del cigüeñal
- Aspectos económicos
 - 11. Presupuesto
- Conclusiones
- Bibliografía
- Anexo I. Cálculo del ciclo termodinámico del motor a diseñar
- Anexo II. Planos del diseño final

Índice de figuras

- 7.1. Corte del pistón representando el nombre de las acotaciones de las dimensiones secundarias
- 7.2. Primer diseño del pistón en corte
- 7.3. Representación de las acotaciones de las dimensiones de la biela
- 7.4. Primer diseño de la biela
- 7.5. Acotaciones y acciones exteriores en la posición de punto muerto
- 7.6. Acotaciones y acciones exteriores en la posición de máximo momento torsor
- 7.7. Primer diseño del cigüeñal
- 7.8. Menú de Ansys para el análisis de sólido rígido
- 7.9. Primer diseño de todo el conjunto
- 7.10. Menú de opciones para el apartado de geometría
- 7.11. Representación del par cinemático utilizado para el cigüeñal, de tipo *revolute joint*
- 7.12. Representación de la acción exterior impuesta en el cigüeñal como velocidad angular, de tipo *joint load*
- 7.13. Representación de la acción exterior sobre la cara superior de los pistones, de tipo *remote force*
- 7.14. Representación de los valores introducidos en Ansys, en forma de fuerzas actuando en uno de los pistones
- 7.15. Posición del pistón en el análisis de sólido rígido
- 7.16. Velocidad del pistón en el análisis de sólido rígido
- 7.17. Aceleración del pistón en el análisis de sólido rígido
- 7.18. Fuerzas de reacción en los apoyos del cigüeñal, con el sistema de referencia
- 7.19. Momentos de reacción en los apoyos del cigüeñal, con el sistema de referencia
- 7.20. Fuerzas de reacción entre un bulón y la biela, con el sistema de referencia

- 7.21. Momentos de reacción entre un bulón y la biela, con el sistema de referencia
- 7.22. Representación de la vinculación entre el análisis de sólido rígido y el de sólido deformable en el Workbench de Ansys
- 7.23. Representación de buen comportamiento del criterio de convergencia (arriba) y del número de iteraciones respecto del tiempo transcurrido (abajo)
- 7.24. Mallado del primer diseño de biela
- 7.25. Representación de la modificación en la velocidad angular del cigüeñal y de todas las acciones exteriores en el análisis de sólido deformable
- 7.26. Representación de la mala convergencia inicial de las tensiones de Von-Misses del análisis de la primera biela.
- 7.27. Resultados de la tensión de Von-Misses en la malla de la biela
- 7.28. Mallado del primer diseño del pistón
- 7.29. Resultados de las tensiones de Von-Misses sobre el pistón
- 7.30. Resultados de las tensiones de Von-Misses en la malla el pistón
- 7.31. Resultados de las tensiones de Von-Misses sobre el bulón y en la malla del bulón
- 7.32. Resultados de las tensiones de Von-Misses sobre la malla del cigüeñal
- 7.33. Concentración de tensiones en las uniones
- 7.34. Representación del mallado en el primer pistón para el estudio de topología
- 7.35. Resultados del estudio de topología del pistón
- 7.36. Segundo diseño del pistón
- 7.37. Resultado del estudio de topología del bulón
- 7.38. Segundo diseño del bulón
- 7.39. Segundo diseño de las bielas
- 7.40. Segundo diseño del cigüeñal
- 7.41. Tensiones de Von-Misses en la biela
- 7.42. Tensiones de Von-Misses en la malla de la biela
- 7.43. Tensiones de Von-Misses del bulón
- 7.44. Tensiones de Von-Misses del pistón

- 7.45. Tensiones de Von-Misses del cigüeñal y a su izquierda detalle entalla
- 9.1. Diagrama de Gantt
- Anexo II.1. Plano de las bielas finales
- Anexo II.2. Plano de los bulones finales
- Anexo II.3. Plano de los pistones finales
- Anexo II.4. Plano del cigüeñal final

Índice de tablas

- 5.1. Análisis de alternativas sobre el tema del TFG
- 5.2. Análisis de alternativas sobre el criterio de fallo
- 7.1. Dimensiones secundarias del primer pistón
- 7.2. Dimensiones secundarias de la primera biela
- 7.3. Dimensiones secundarias del primer cigüeñal
- 7.4. Materiales y propiedades a usar en cada una de las partes
- 11.1. Amortizaciones de los softwares para el presupuesto
- 11.2. Presupuesto

Índice de gráficos

- 7.1. Valores de las presiones en los pistones a lo largo de un ciclo del motor, es decir 720°

MEMORIA

1. INTRODUCCIÓN

Los análisis dinámicos mediante simulación por ordenador del comportamiento de un sistema sometido a unas cargas exteriores, es algo relativamente nuevo y muy útil. Se trata de un gran avance para la elaboración de nuevos diseños. Hasta ahora era necesario el uso de prototipos con los que ensayar continuamente para llegar mediante iteraciones a obtener el diseño que cumpla con todos los requisitos. Este hecho implicaba perder mucho tiempo realizando los ensayos y sobre todo una gran pérdida de dinero, ya que los prototipos no son precisamente baratos.

Gracias a la evolución de la tecnología y a el desarrollo de nuevos métodos de cálculo computacional, hoy en día es posible abaratar costes y tiempo, cubriendo gran parte de las iteraciones e incluso pudiendo realizar mayor cantidad en menos tiempo y con buen calidad, mediante el uso de los programas de simulación.

El motor de combustión interna con encendido provocado (MEP) es un sistema que ha conseguido llegar hoy en día casi hasta la excelencia gracias a estos programas, siendo su diseño prácticamente inmejorable, y aún así la precisión y el detalle con el que estos programas son capaces de simular todo su funcionamiento hace que se sigan haciendo mejoras continuas.

Con esto no se quiere decir que los programas hayan sustituido por completo a los prototipos, estos últimos son imprescindibles, pero si se pueden usar los mínimos mejor.

El análisis dinámico del motor es uno de entre todos los tipos de análisis que se le han hecho, y es también el que se hará en este TFG. Concretamente se va a realizar el análisis dinámico de un motor de combustión interna con encendido provocado de cuatro tiempos para un automóvil de tipo turismo.

Cómo no, para poder realizar el análisis, antes es necesario disponer de la geometría de un motor. Esta ha sido la primera premisa del trabajo y se ha solucionado haciendo el diseño de un primer modelo motor desde cero. El hecho de haber empezado desde cero ha dado la oportunidad de realizar los primeros pasos del desarrollo de diseño para un motor, de manera que tras los análisis y de haber interpretado los resultados se ha podido diseñar un segundo modelo. Con este segundo modelo se han vuelto a realizar los análisis y finalmente se han realizado sus planos.

Por lo tanto, puede verse a medida que se avanza en el trabajo, que este se divide en dos grandes partes. Por un lado está la de diseño, que se compone del desarrollo de dos modelos. El primero de ellos se ha basado en tablas, valores habituales y en la idea de conseguir unas características específicas del motor. Mientras que el segundo ha sido una iteración de mejora, realizada después de ver los resultados del funcionamiento del anterior.

Al mismo tiempo se ha ido cumpliendo con el objetivo principal del trabajo, es decir, llevar a cabo los análisis dinámicos del sistema. Los dos análisis que se han hecho son el de sólido rígido para obtener el movimiento del modelo y las reacciones en algunos de los pares cinemáticos y el segundo de ellos ha sido el de sólidos flexibles. Debido a que sólo se disponía de la licencia de estudiantes del programa de simulación, este segundo análisis se ha tenido que realizar de manera, que sólo uno de los componentes se comportaba como flexible, mientras que los demás estaban definidos como sólidos rígidos.

2. CONTEXTO

Los motores de combustión interna alternativos (MCIA), tienen ya más de un siglo de historia. Se podría marcar como fecha de nacimiento de los motores modernos de combustión el año 1876, cuando el alemán Nicolas Otto solicitó la patente *Gasmotor*. Aun así, los MCIA no empiezan con el motor Otto, los primeros antecedentes de estos fueron las máquinas de vapor, desarrolladas en el siglo XVIII. Tras estas máquinas de vapor y habiendo asentado las bases de la termodinámica del proceso de combustión, aparecieron las dos grandes familias de los MCIA. Primero los MEP y posteriormente los motores de encendido por compresión (MEC). Los MCIA están formados, en general, por tres sistemas estructurales y un conjunto de sistemas auxiliares que permiten el correcto desarrollo de su ciclo de trabajo.

Dentro de los sistemas estructurales nos encontramos con el mecanismo alternativo pistón-biela-manivela, el cual será el caso a estudiar en este TFG.

Este mecanismo cumple con la función de intercambiar energía con los gases que operan dentro del cilindro. Durante este proceso, se convierte el movimiento lineal del grupo pistón, originado por la fuerza de presión de los gases al sufrir la combustión, en un movimiento circular del cigüeñal.

Se denomina grupo pistón al conjunto de elementos integrado por el pistón, los segmentos y el pasador o bulón. Este conjunto, durante su trabajo, describe un movimiento lineal alternativo, que trabaja con cargas y regímenes de velocidad muy variados, los cuales condicionan sus características constructivas.

La biela tiene como misión transmitir los esfuerzos generados por los gases sobre el pistón hacia las manivelas del cigüeñal. Debe ser capaz de resistir los esfuerzos sin deterioro ni deformación. Su diseño debe centrarse en conseguir la máxima rigidez con la mínima masa posible, para evitar fuerzas de inercia altas.

Por último, el cigüeñal es el encargado, a través de la biela, de transformar el movimiento alternativo de los pistones en un movimiento rotativo que suministre el par útil de tracción del motor. Esencialmente, un cigüeñal es un árbol acodado que se puede considerar como una viga apoyada en varios puntos, sometida a flexión y torsión principalmente.

Para poder comprender realmente el funcionamiento de este sistema es necesario llevar a cabo diferentes tipos de simulaciones. Ahí entra la utilización de los software de simulación; en este trabajo se ha optado por la utilización de Ansys como software principal y se van a realizar dos tipos de análisis, los cuales se pueden subdividir posteriormente como se verá. El análisis cinemático estudia primero el movimiento del sistema en función de los pares cinemáticos que tenga y después estudia el campo de velocidades. Para realizarlo solo son necesarias las dimensiones principales y la definición de los pares. En el momento en que entran en juego las dimensiones secundarias, se deben tener en cuenta otros conceptos que son necesarios para definir el segundo de los análisis, el dinámico, donde la gran diferencia está en la aparición de las masas. Lo primero que hay que hacer de este es transformar el sistema físico real, mediante una serie de hipótesis simplificadoras, en un modelo matemático que permita su estudio al aplicar los principios de la dinámica. A este proceso se le denomina modelización y requiere de la experiencia del analista. Existe una gran variedad de hipótesis simplificadoras, las cuales se recomienda aplicar de más a menos, es decir, comenzar con el análisis más simple del sistema e ir quitando cada vez más simplificaciones hasta que el siguiente modelo no aporte un incremento significativo en la precisión

de los resultados obtenidos. Como hipótesis simplificadoras se pueden tener la de considerar los elementos rígidos en vez de deformables, considerar el efecto de las holguras en los pares cinemáticos, no considerar el rozamiento, simplificar las geometrías de los elementos de estudio, utilizar sistemas de masas equivalentes o considerar únicamente las fuerzas más relevantes entre todas las que intervienen dejando de lado las vibraciones.

Los análisis de sólidos rígidos no son la mejor opción para el caso de estudio, ya que en él se dan grandes aceleraciones y se necesita obtener el valor de las tensiones. Por eso, tras estos análisis se van a realizar los correspondientes a sólidos deformables, basado en la Teoría de Vibraciones.

Se podría hablar de esta teoría y de sus apartados largo y tendido, pero no es algo que se vaya a tomar muy en consideración en este TFG, por ello solo se van a subrayar algunos conceptos. Esta teoría es la base del estudio dinámico de los sólidos deformables, tiene como característica la aparición de cargas variables con el tiempo y la consideración de las velocidades y las aceleraciones de los puntos que constituyen el sólido deformable. Las ecuaciones que describen el movimiento de los sólidos deformables se obtienen del mismo modo que las de los sólidos rígidos, pero el estudio se completa con la utilización de las relaciones deformación-desplazamiento del medio continuo y de las ecuaciones constitutivas del material, que llevan al conocimiento del campo de tensiones, a través de las relaciones tensión-deformación. Según la modelización del sólido deformable podemos diferenciar entre sistemas discretos o continuos, de parámetros concentrados o distribuidos o entre sistemas lineales o no lineales. Realmente todos los sistemas físicos son no lineales, pero existen diferentes tipos de no linealidad tanto debidas a aspectos geométricos ,como el seguimiento de fuerzas, o debidas a el material, como la plasticidad.

En este TFG se van a utilizar sistemas discretos y con parámetros o propiedades, como la tensión o la deformación, distribuidos por el sistema a través de elementos y rellenando los puestos intermedios a través de funciones de interpolación. Estos tipos de análisis son los que se llevan a cabo en programas de simulación, con métodos numéricos similares al Método de los Elementos Finitos y las ecuaciones diferenciales ordinarias que aparecen se resuelven con métodos numéricos como el de Newton-Raphson.

3. OBJETIVOS Y ALCANCE. WBS

El objetivo principal del presente proyecto consiste en el análisis dinámico mediante Ansys de los pistones, las bielas y el cigüeñal de un MEP de cuatro tiempos para un automóvil de tipo turismo.

A partir de los análisis se va a querer estudiar el comportamiento estructural del sistema,de manera que se van a obtener los gráficos de tensiones de todas las piezas durante su funcionamiento. Estos análisis van a ser la base para llevar a cabo al mismo tiempo un sencillo trabajo de diseño de los componentes.

En el análisis dinámico que se va a llevar a cabo solo se van a tomar en consideración las fuerzas que actúan sobre los pistones en forma de presiones debidas a la combustión de los gases y las fuerzas de inercia y no se tendrán en cuenta efectos de rozamiento, de temperatura, etc. Para el método utilizado en el cálculo de las presiones se tiene que introducir una condición de funcionamiento ,entre ellas se encuentra la de suponer al motor en funcionamiento estacionario, y por lo tanto los valores de las presiones que se van a obtener pertenecerán a una posición concreta del conjunto motor. Este hecho ha obligado a que se tenga que introducir como acción exterior en los análisis una velocidad angular

constante del cigüeñal y por lo tanto el movimiento que se obtiene de los análisis no es el real, pero si los resultados de las tensiones, que es lo queremos obtener principalmente. Por otro lado, a la hora de realizar el primer diseño y para poder obtener después todo lo necesario para realizar los análisis, hay fijar las características que va a tener el motor.

El motor va a girar en torno a 2000 revoluciones por minuto (rpm), tendrá una cilindrada total de 1,6 litros, una alimentación de la carga a una sobrepresión de 1,2 atmósferas, con una relación entre el diámetro y la carrera entorno a la unidad, una relación entre la longitud de la biela y el radio del cigüeñal de un tercio, una relación de compresión de 10, un dosado estequiométrico de 1/14,6 y un dosado relativo de uno. Todos estos parámetros y las razones de su elección serán explicados a lo largo del diseño.

4. BENEFICIOS QUE APORTA EL TRABAJO

Los beneficios que este TFG aporta son:

- Conocer el funcionamiento de las partes del motor que se analizarán en este trabajo, es decir, de los pistones, de las bielas y del cigüeñal.
- Aproximarse al proceso inicial del diseño básico de esas partes.
- Tener claros los requerimientos mecánicos de cada una de las partes a la hora de diseñarlas.
- Aprender a realizar diseños asistidos por computadora (CAD).
- Aprender a utilizar programas de simulación computacional como Ansys (simulación de sólidos rígidos y deformables) o SolidWorks (estudios topológicos).
- Utilizar métodos de cálculo importantes, como el método de elementos finitos (MEF).
- Hacer un repaso de muchas de las materias estudiadas a lo largo de esta carrera.
- Dar una idea al alumno de la dificultad y de la extensión que un proyecto de ingeniería conlleva.

5. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

Un grupo de alternativas es el tipo de mecanismo que se va a analizar y diseñar durante el TFG. Al ser el tema principal de este TFG el de analizar un sistema mecánico mediante Ansys, existen mil posibilidades. Las alternativas que se tenían pensadas a priori fueron: el tren de aterrizaje de un avión, una maquina limadora de retorno rápido para corte y finalmente un MCIA. Se va a evaluar su elección en función de el interés del alumno por cada tema, la dificultad del problema, la información disponible sobre el sistema y la cantidad de cálculo computacional que ocupa cada uno, o tiempo de ejecución de los análisis. Se

tomará en cada uno de los criterios de evaluación una puntuación del 1 al 5, siendo las relaciones entre la puntuación y el criterio las que se explican a continuación:

- *Interés:* 1-poco,3-medio,5-mucho.
- *Dificultad:* 1-mucha,3-media,5-mucho.
- *Disponibilidad de la información:* 1-difícil de encontrar documento,3-se pueden encontrar bastantes documentos,5-se encuentran muchos documentos y además también hay ejemplos de trabajos del sistema a elegir.
- *Tiempo de ejecución del análisis más complicado:*1-el análisis tarda mucho debido a que hace falta una precisión muy alta y las aceleraciones y fueras son muy altas ademas de que el tiempo de análisis es alto por la duración del proceso,3-el análisis tarda bastante, pero es corto el tiempo que dura el proceso,5- el análisis no tarda mucho y el tiempo de funcionamiento del sistema es bajo.

Además de la puntuación para cada criterio se tiene que tener en cuenta también la importancia de cada criterio. En este caso, el interés valdrá por tres (X3), la dificultad valdrá por dos (X2), la disponibilidad de la información valdrá por cinco (X5) y el tiempo de ejecución del análisis por dos (X2).

La tabla 5.1. muestra las puntuaciones de cada alternativa.

Alternativas	Criterio de interés (x3)	Criterio de dificultad (x2)	Criterio de disponibilidad (x5)	Criterio de tiempo de análisis (x2)	Puntuación total
Tren de aterrizaje de avión	4	1	3	2	33
Limadora	2	3	2	3	28
MCIA	5	3	5	4	54

Tab. 5.1.

Si se analiza la tabla anterior puede verse como la mejor alternativa, para estos criterios y para la relevancia utilizada en cada uno de ellos, es la de realizar el TFG sobre un MCIA.

Otro grupo de alternativas y posiblemente uno de los más importantes cuando se realiza un análisis mecánico de un sistema, es la elección del criterio de fallo y junto con el, la manera de calcular el coeficiente de seguridad o el margen de seguridad, en el caso de la fatiga. La elección de este criterio se tiene que hacer pensando en cuál será el análisis estructural que se quiera hacer. Existen principalmente tres tipos de análisis posibles, el estático donde las fuerzas que actúan no dependerán del tiempo, el cuasiestático donde las fuerzas aunque si dependerán del tiempo lo hacen de manera lenta y sin grandes variaciones de su valor y finalmente el análisis dinámico, en el cual las fuerzas si que dependen del

tiempo y su variación con el es grande y rápida y por lo tanto no se puede despreciar. El caso del motor requiere de la utilización de un análisis dinámico ya que las cargas varían con el tiempo. En este caso al tratarse de un análisis dinámico será necesario utilizar un criterio de fallo relacionado con la fatiga. Dentro de la fatiga hay que diferenciar si el sistema es rígido o no, ya que de eso dependerá el usar las tensiones debidas a las vibraciones o no. Si el sistema no es rígido será necesario tener en cuenta las variaciones debidas a las vibraciones que se inducen en él. El motor es un sistema rígido, por lo tanto sólo se van a utilizar las tensiones debidas a las fuerzas exteriores cuando se realice su estudio a fatiga.

Aún sabiendo que el criterio de fallo adecuado para este sistema es el de fatiga, se ha optado por utilizar otro aproximado que se va explicar a continuación para todas las piezas y finalmente explicar como se haría el correspondiente estudio a fatiga. Esto es así, debido a que Ansys no contiene las herramientas adecuadas para llevar a cabo un buen estudio a fatiga y el esfuerzo requerido para llevarlo a cabo de forma teórica en todas las piezas de los dos diseños es muy grande. Pero aún así, si que se va a explicar después en el punto 7.5 como se llevarían a cabo estos estudios.

Como se acaba de decir, se va a utilizar un método diferente, este método consiste en recoger los valores de las tensiones de Von-Misses que Ansys devuelve del análisis estructural y comparar su valor máximo con el de fluencia del material. Realmente consiste en una teoría de fallo para análisis estático de los materiales con comportamiento dúctil, pero se asumirá como buena la utilización de este, sabiendo las consecuencias que ello conlleva. Este método utiliza como tensión de fallo la tensión de Von-Misses, la cuál es una tensión equivalente a un estado triaxial de tensiones estáticas. Los valores que Ansys devuelve de estas tensiones son el equivalente estado triaxial en sus valores máximo y mínimo de todos los puntos de la pieza y la media. En este caso se ha optado por utilizar ese valor máximo del estado triaxial, justo en el momento en el que toma su mayor valor.

Además de estos grupos de alternativas que se acaban de analizar, existirán mucho otros a lo largo del TFG. Estas son por ejemplo la elección del tipo de vehículo para el que se va a diseñar el motor, unido a eso viene la elección del tipo de motor que se va a querer diseñar, la elección de las dimensiones principales y secundarias para poder tener un sistema que analizar y también la elección del material para cada pieza.

Finalmente mencionar que también se tuvo que elegir los tipos de programas tanto para dibujo como para las simulaciones que fueron elegidos. En este caso SolidEdges para dibujo y Ansys para análisis, principalmente.

6. ANÁLISIS DE RIESGOS

El mayor riesgo que puede darse en un proyecto de este tipo estriba en no haber especificado desde el inicio los objetivos que se quieren alcanzar. Se trata de un proyecto que comienza con un conocimiento inicial relativamente pobre sobre el conjunto, por lo tanto, no se tiene una idea previa de cuánto tiempo demandará ejecutar cada parte del proyecto, de cómo de difíciles pueden llegar a ser los conceptos o de cuáles son realmente los conocimientos necesarios para llevarlo a cabo.

Para conseguir reducir las posibilidades de que esto ocurra se podrán realizar diversas acciones:

- Desde el inicio del proyecto se debe ser consciente de la dificultad y de la cantidad de materia que este alberga, por ello es muy importante realizar una buena primera etapa de introducción y reconocimiento de la materia.
- Una vez haber obtenidos los conocimientos necesarios es importante ver qué aspectos realmente son los que interesan analizar y cuáles podrían ocupar un excesivo tiempo sin llegar a aportar datos significativos. Hacer un buen trabajo de descarte.
- Una vez que se conocen bien los objetivos a conseguir, es muy importante hacer una hoja de ruta o planificación, para evitar irse por las ramas.

Otro posible riesgo al que nos enfrentamos, al ser un proyecto basado en el diseño y análisis por ordenador, es el mal funcionamiento de los programas de software utilizados o el riesgo de pérdida de datos informáticos y la no posible recuperación.

La probabilidad de que se de alguno de estos últimos riesgos es menor, pero aún así no está de más ir guardando sucesivamente los avances realizados cada cierto tiempo. En el peor de los casos de un mal funcionamiento de un software, existe la posibilidad de utilizar otro con características parecidas, ya que hoy en día se dispone de una gran variedad de ellos.

7. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN PROPUESTA. DISEÑO

Se trata del punto más amplio del trabajo. En él se desarrollará todo el proceso llevado, desde la obtención de un primer modelo básico del conjunto motor, hasta la consecución de un diseño final que cumpla con los requisitos mecánicos para los que se va a diseñar. Por lo tanto, como se acaba de decir, se va a empezar con el primer diseño.

7.1. PRIMER DISEÑO

Para poder realizar cualquier tipo de análisis es necesario disponer de un primer modelo o diseño del conjunto motor, el cual está constituido por los pistones, las bielas, los bulones y el cigüeñal.

Para comenzar con el diseño es necesario concretar cuál será el uso que se le dará a el motor. En este TFG se ha decidido diseñar un motor destinado a vehículos de tipo turismo, por lo que todos los valores a elegir estarán dirigidos al cumplimiento de este requisito. La elaboración del modelo geométrico del motor se va a llevar en tres etapas. La primera de ellas es la obtención de las dimensiones principales del motor. En la segunda etapa se va a modelizar el ciclo termodinámico, que dependerá de las características del funcionamiento del motor escogido. La definición del ciclo termodinámico requiere haber obtenido previamente las dimensiones principales del motor. En la tercera etapa se van a obtener las medidas secundarias que servirán para definir la geometría completa de los componentes.

7.1.1. DIMENSIONES PRINCIPALES

Como se ha comentado en el anterior apartad, la obtención de estas dimensiones se hará teniendo en cuenta la premisa de tratarse de un vehículo destinado al turismo. Por lo tanto, se puede empezar a concretar la arquitectura del motor y un posible punto para comenzar es la elección de la cilindrada total V_t . En este sentido un valor de estudio puede ser de 1,6 litros.

$$V_t = 1,6 \text{ l}$$

Para vehículos destinados a turismo y con esta cilindrada, se suelen utilizar motores con cilindros en línea, siendo las soluciones más utilizadas las de 3,4,5 y 6 cilindros. En caso de poner más se alargaría demasiado el motor. El número más habitual de cilindros (N_{cil}) y el que se usará para este caso será de 4, de esta forma se permite realizar un cigüeñal con todas las manivelas en un mismo plano y es un buen compromiso entre número de elementos móviles para un tamaño compacto. Respecto al de 6 cilindros presenta la ventaja de ser menos complejo, aunque no sea tan atractivo por el lado del equilibrado y del comportamiento ante vibraciones.

$$N_{cil} = 4$$

Con la elección del número de cilindros y junto con la cilindrada total, se puede calcular la cilindrada unitaria V_{cil} mediante en la ecuación 7.1.

$$V_{cil} = \frac{V_t}{4} \quad (7.1)$$

Para este caso tenemos que:

$$V_{cil} = 0,4 \text{ l}$$

A partir de la cilindrada unitaria podemos definir por una parte la longitud de la carrera s y el diámetro del pistón d . La carrera del émbolo y el diámetro del cilindro se relacionan con un parámetro k según la ecuación 7.2.

$$k = \frac{d}{s} \quad (7.2)$$

En función del valor que tome este parámetro los motores pueden diferenciarse en: supercuadrados ($k < 1$), motores cuadrados ($k = 1$) y motores alargados ($k > 1$). Teniendo en cuenta sus valores habituales para los MEP, que se encuentran entre 0,9 y 1,1, y que los motores supercuadrados dan más problemas de fabricación, tienen una peor combustión y una peor refrigeración, se tomará en este diseño un valor correspondiente a un motor cuadrado.

$$k = 1$$

Al fijar ese valor, se puede calcular el diámetro y la carrera del motor con la ecuación 7.3.

$$V_{cil} = \frac{\pi * d^2 * s}{4} \quad (7.3)$$

De manera que para el caso de estudio se tiene:

$$d = 0,08 \text{ m}$$

$$s = 0,08 \text{ m}$$

La carrera por motivos de funcionamiento viene a ser el doble de lo que sería la manivela del cigüeñal r , donde se conecta la biela, luego:

$$r = 0,04 \text{ m}$$

Otro parámetro a fijar a partir de la cilindrada unitaria y que definirá el valor del volumen de la cámara de combustión V_{cc} , es la relación de compresión ε . La relación entre estos dos parámetros se define mediante la ecuación 7.4.

$$\varepsilon = \frac{V_{cil} + V_{cc}}{V_{cc}} \quad (7.4)$$

Esta relación es esencial en el ciclo termodinámico que realiza el motor, de modo que a mayor relación de compresión mayor rendimiento se dará, aunque para los MEP, su valor estará limitado por el fenómeno de auto encendido. Este fenómeno consiste en la explosión del combustible antes de lo esperado, debido a un aumento de la presión excesivo. Los valores habituales para los MEP se encuentran entre 8 y 11. Además éste valor afecta a la contaminación ambiental del vehículo, de manera que cuanto mayor sea su valor, mayor será la temperatura a la salida de los gases y por tanto mayor contaminación. Teniendo en cuenta todo lo anterior se va a optar por un valor de la relación de compresión de:

$$\varepsilon = 10$$

Con este valor se puede calcular mediante la ecuación 7.4 el volumen de la cámara de combustión:

$$V_{cc} = 0,0447 \text{ l}$$

La siguiente dimensión a definir es la longitud de la biela l , la cual se relaciona con el radio del brazo del cigüeñal con el parámetro λ , a través de la ecuación 7.5.

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (7.5)$$

El valor de este parámetro tiene únicamente influencia mecánica y no termodinámica, afectando al recorrido, la velocidad y la aceleración del pistón. La longitud de la biela tiene que ser mayor que el radio del brazo del cigüeñal por aspectos constructivos y además según su valor tenemos que, por una parte afectará a la componente de la fuerza que ejerce rozamiento contra la pared del cilindro y por otra tendrá influencia en la cantidad de masa de la biela, lo que implica mayores fuerzas de inercia. Los valores habituales son entre 0,2 y 0,4. Para este caso se escogerá:

$$\lambda = 1/3$$

Con ese valor, el del radio del brazo del cigüeñal y mediante la ecuación 7.5 se puede fijar la longitud de la biela:

$$l \sim 0,12 \text{ m}$$

7.1.2. CICLO TERMODINÁMICO

Tras haber fijado los parámetros dimensionales del motor, se continuará con la especificación de las características operativas del motor, las cuales nos marcarán las características del ciclo termodinámico necesario para nuestro motor y este a su vez nos dará las claves para un primer diseño completo con todas las medidas secundarias de cada pieza. Estas características operativas del motor son tres, las revoluciones N a las que girará el motor, la velocidad media del pistón Cm y el dosado F .

Para las revoluciones, se tiene que los vehículos dedicados a turismo de tipo MEP suelen ser valores alrededor de 2000 revoluciones por minuto (rpm), de esta manera se elegirá para este caso:

$$N = 2000 \text{ rpm}$$

El valor de la velocidad media del pistón se define con la ecuación 7.6.

$$Cm = 2 * s * N \quad (7.6)$$

Así su valor será:

$$Cm = 8 \text{ m/s}$$

Finalmente queda definir el valor del dosado, el cual será necesario para poder definir el ciclo termodinámico del motor. Se utilizan tres tipos de dosados para ello, el dosado estequiométrico Fe , el dosado normal y el dosado relativo Fr . El dosado estequiométrico dependerá del tipo de combustible que emplee el motor y su cálculo se hará mediante la ecuación 7.7.

$$Fe = \frac{m_{combustible}}{m_{aire}} \quad (7.7)$$

En este caso al tratarse de un MEP, se optará por utilizar gasolina (C8H18), para la cual se da un dosado estequiométrico de valor:

$$Fe = 1/15,27$$

La relación entre los dosados que se han mencionado previamente viene dada por la ecuación 7.8.

$$Fr = \frac{F}{Fe} \quad (7.8)$$

El valor del dosado relativo dependerá del tipo de motor y en el caso de los MEP suele ser un valor muy cercano a la unidad, luego para este caso:

$$Fr = 1$$

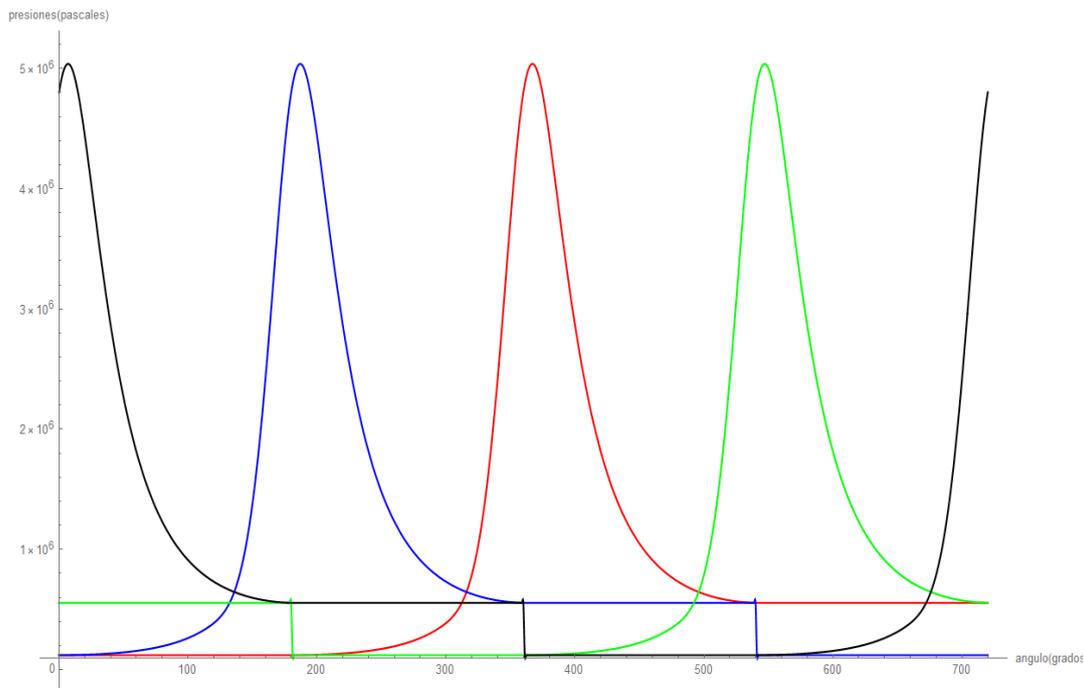
y por lo tanto según la ecuación 7.8:

$$F = Fe$$

Con los valores de las características operativas del motor se puede proceder al cálculo del ciclo termodinámico del motor. Para ello se ha empleado el método descrito en el punto de la bibliografía [2] de la manera que se explica en el anexo I.

Los valores más importantes de este ciclo y de los cuales dependen esas primeras medidas secundarias son las presiones dentro de las cámaras, en función del ángulo girado por el cigüeñal. Mediante el

programa de la bibliografía [2] se han obtenido valores para los ángulos en los que ocurre la compresión de los gases, la combustión y la expansión, pero faltarían los valores durante la inyección y la expulsión. Para estos últimos se ha optado mantenerlos constantes y se puede ver como quedaría el ciclo en el gráfico 7.1.



Graf. 7.1. Valores de las presiones en los pistones a lo largo de un ciclo del motor, es decir 720º

7.1.3. DIMENSIONES SECUNDARIAS

Para la obtención de las dimensiones secundarias se van a seguir los pasos marcados según la bibliografía [6]. Al igual que en el libro de la bibliografía anterior se van a dividir las partes que después se van a analizar en cuatro: los pistones, los bulones, las bielas y el cigüeñal.

Para cada uno de los grupos mecánicos se comenzará con una breve descripción y al final de ella se elegirá el material que se va a utilizar. Después se definirán las dimensiones principales ya calculadas en el apartado 7.1.1. Finalmente, se definirán las dimensiones secundarias que faltan por calcular y se procederá a su cálculo. Los cálculos se van a detallar en el apartado correspondiente a ello.

7.1.3.1. DIMENSIONES SECUNDARIAS DEL GRUPO PISTÓN

Dentro del grupo pistón se encuentran ubicados el propio pistón, los segmentos y el pasador o bulón. Las dimensiones de estos últimos se determinarán en otro apartado. Las principales funciones de este grupo son: transmitir al cigüeñal por medio de la biela los esfuerzos debidos a los gases, ser estancos a los gases y al aceite y transmitir el calor que recibe durante la combustión a las paredes del cilindro. El Pistón puede dividirse en cuatro partes: la cabeza sobre la cuál actuarán directamente los gases de combustión, las ranuras donde se alojan los segmentos, el alojamiento para el bulón y por último la falda o parte flotante que se encargará de guiar al pistón dentro del cilindro, de distribuir el esfuerzo normal al cilindro y también en parte de disipar calor al cilindro.

Los requerimientos para el dimensionamiento de el pistón son: una elevada resistencia a cargas estáticas y dinámicas a elevadas temperaturas, una pequeña deformación plástica, mantener la dureza incluso a altas temperaturas, alta conductividad térmica, bajo coeficiente de fricción, elevada resistencia al desgaste y todo ello con lo mínimo posible de masa y un bajo coeficiente de dilatación térmica.

Para este TFG los problemas que pueda tener el pistón debido a efectos térmicos no van a ser analizados muy a fondo. De manera que estos se asumirán como contrarrestados con la elección de un material adecuado y de uso habitual.

Los materiales más utilizados para pistones de MEP de cuatro tiempos son: aleaciones de cobre o silicio, aleaciones ligeras debido a el uso de aluminio o aleaciones combinadas, donde se utilizan los materiales previamente citados junto con otros mejorando las propiedades, por ejemplo con silicio, el cuál ayuda a reducir el coeficiente de dilatación térmica.

Para este caso el material que se usará será aluminio de la serie 4000, se trata de un aluminio con silicio y tiene muy buenas características de resistencia al calor y al desgaste.

Las dimensiones secundarias de los pistones se muestran en la figura 7.1 y las letras asignadas en ella serán las usadas para este apartado.

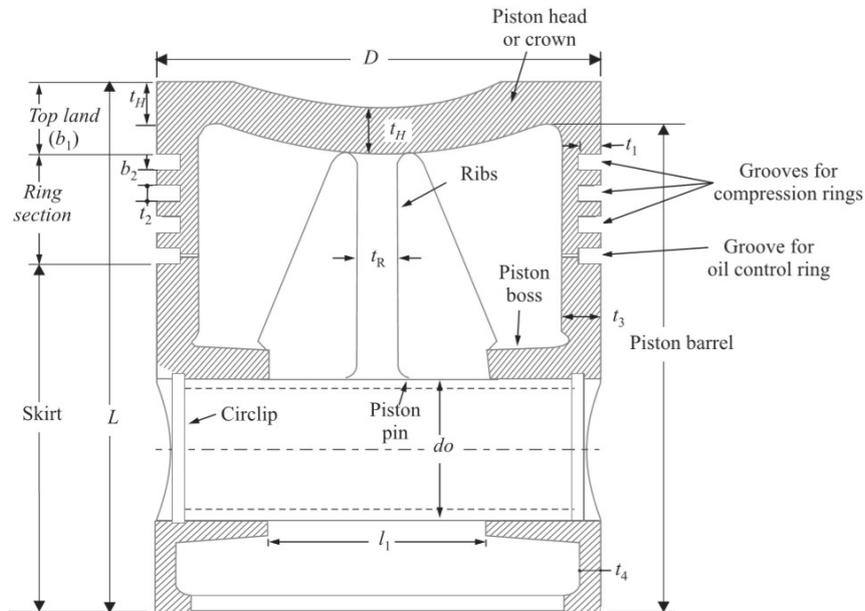


Fig. 7.1. Corte del pistón representando el nombre de las acotaciones de las dimensiones secundarias

De todas ellas de momento solo se conoce el diámetro exterior del pistón D , y son necesarias conocer las siguientes: el grosor de la cabeza del pistón t_H , el grosor radial de los segmentos o aros t_1 , el mínimo grosor axial de los segmentos de estanqueidad t_2 , la anchura de la parte superior hasta el primer segmento que es el de fuego b_1 , la anchura que queda entre los siguiente aros incluyendo el de engrase b_2 , el máximo espesor de la falda de los pistones t_3 , el espesor de la falda en la parte abierta de los pistones t_4 , la longitud de la falda l , la longitud total de los pistones L , la distancia entre la mitad de la falda hacia arriba y el centro del bulón l_b , la longitud del bulón perteneciente a la biela l_1 y finalmente el diámetro para el alojamiento del bulón d_0 .

La obtención de todos estos valores viene detallado en el apartado de cálculos correspondiente. Siendo los valores finales los que se muestran en la tabla 7.1.

D (mm)	t_H (mm)	t_1 (mm)	t_2 (mm)	b_1 (mm)	b_2 (mm)	t_3 (mm)	t_4 (mm)	l (mm)	L (mm)	l_b (mm)	l_1 (mm)	d_0 (mm)
80	9,3	2,8	2	10	1,8	10	3,5	75	98,2	10	10	28

Tab. 7.1. Dimensiones secundarias del primer pistón

Utilizando las medidas calculadas y mirando el aspecto habitual de los pistones para MEP, se pasa ya a diseñar este primer modelo de los pistones y se puede ver una vista en corte de este en la figura 7.2.

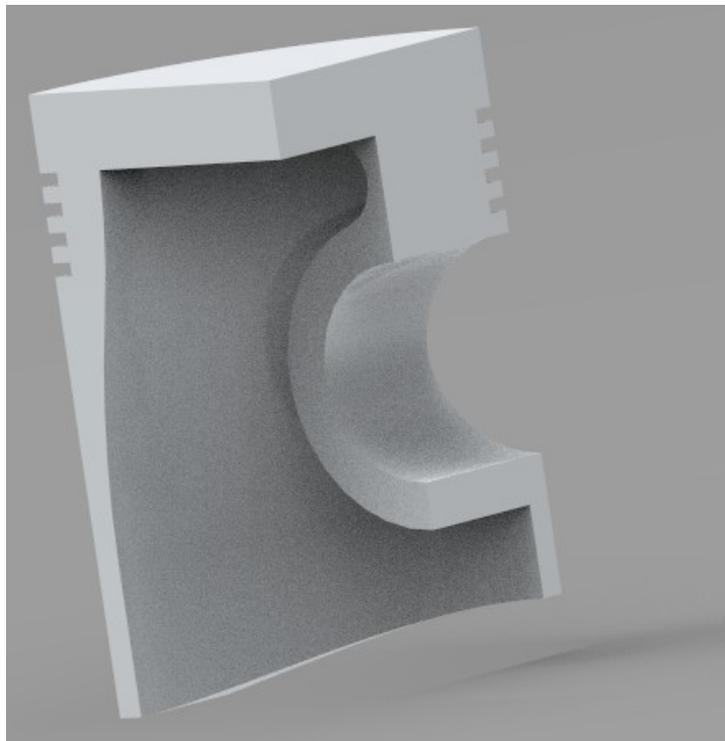


Fig. 7.2. Primer diseño del pistón en corte

7.1.3.2. DIMENSIONES SECUNDARIAS DE LA BIELA

La biela se ocupa de transmitir los esfuerzos generados por los gases sobre el pistón hacia las manivelas del cigüeñal y viceversa, pero también debe de soportar otros esfuerzos mecánicos sin deterioro y con la mínima deformación posible. Su diseño se debe centrar en conseguir la máxima rigidez con la mínima masa.

En las bielas se distinguen tres partes: el pie de biela que es la zona vinculada al pistón a través del bulón, la cabeza de la biela que es la zona opuesta a la anterior y por tanto que se une con la muñequilla del cigüeñal y por último el cuerpo. La cabeza de la biela se suele construir en dos partes, de manera que se facilita su montaje en el cigüeñal uniendo las dos partes mediante tornillos. Una de las partes quedará solidaria a el cuerpo de la biela y la otra, a la que se le llama tapa o sombrerete que será desmontable. El cuerpo de la biela, se encarga de unir la cabeza y el pie de biela transmitiendo todos los esfuerzos.

Para el diseño de cada una de las partes se debe tratar de cumplir con unas premisas.

Para el pie de biela se debe de conseguir una buena rigidez, al mismo tiempo que se evitan zonas de concentración de tensiones. Para ello se suele incrementar el valor del radio de transmisión, este radio es el perteneciente a la curva tangente a el cuerpo de la biela y la circunferencia exterior del pie de biela. Será mejor un diseño con un voladizo del pie en la dirección axial de bulón menor, para lo cual se realiza el agujero del bulón perpendicular al plano medio de la sección con mayor momento de inercia del cuerpo. Además, es habitual colocar el agujero del bulón algo descentrado hacia arriba respecto al radio exterior del pie de biela, consiguiendo así un mayor espesor en el cuello de la biela y por lo tanto mayor resistencia en la zona mas crítica.

En el caso de la cabeza de la biela se tiene que sus dimensiones están fijadas por las cargas en los cojinetes. Las dimensiones exteriores definen la mandolina, que se debe tener en cuenta al diseñar las paredes del cárter y la longitud de los cilindros. Como se ha comentado antes, la cabeza de la biela se suele construir en dos partes para lo cual se suelen utilizar dos métodos. El primero de ellos consiste en crear una sola pieza y después realizar un corte por sierra. El segundo es algo más sofisticado, pero la unión entre las dos partes es mucho mas precisa y se evitan así partes en contacto de reducida área. Este segundo método consiste también en crear una sola pieza, pero para la separación lo que se hace es una rotura frágil, quedando así la pieza separa por donde se halla expandido la grieta de la rotura. Después la fijación de las dos partes se realiza mediante tornillos de expansión.

En cuanto a los materiales utilizados para las bielas tenemos acero al carbono junto con manganeso, aceros especiales que generalmente tiene cromo y níquel y son empleados en motores rápidos, aleaciones de titanio y aluminio, aunque su coste es demasiado elevado para un coche de tipo turismo, y finalmente fundición de grafito esferoidal, la cual tiene muy buenas características mecánicas y un precio bajo.

En este caso se usará acero suave.

Las dimensiones de la biela a calcular son las que aparecen en la figura 7.3 y las letras asignadas en ella serán las usadas para este apartado.

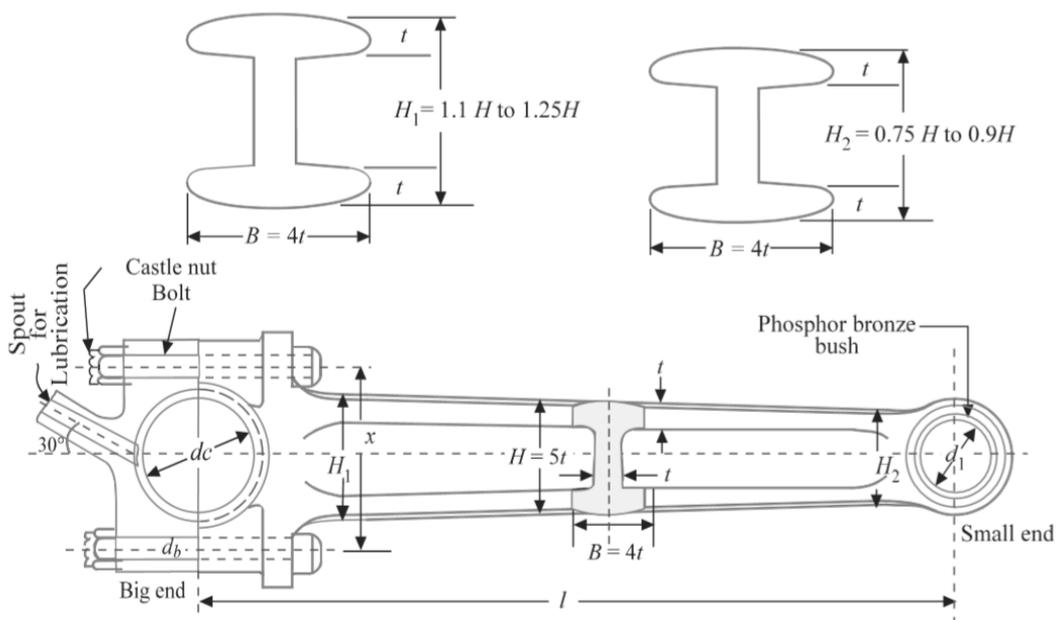


Fig. 7.3. Representación de las acotaciones de las dimensiones de la biela

De todas las medidas ilustradas, de momento sólo se conoce la longitud de la biela entre ejes l , el diámetro del agujero para el bulón d_1 que se había obtenido para el diseño del pistón y de la misma manera el ancho del pie de biela l_1 . Las dimensiones que habrá que calcular son: el espesor de las alas y el alma de las secciones t , el ancho de la sección B , la altura de la sección en un punto central H , la altura de la sección en la parte del cigüeñal H_1 y del pie de biela H_2 , el diámetro de la parte del cigüeñal d_c que se calculará para el cojinete y el ancho de la cabeza de la biela b_c , que será igual a la distancia en el cigüeñal entre las mejillas l_c . También habrá que calcular el espesor de la tapa t_c y para terminar el diámetro de los agujeros para los tornillos de expansión d_b .

La obtención de todos estos valores viene detallado en el apartado correspondiente de cálculos. Siendo los valores finales los que se muestran en la tabla 7.2.

l (mm)	d_1 (mm)	l_1 (mm)	t (mm)	B (mm)	H (mm)	H_1 (mm)	H_2 (mm)	d_c (mm)	b_c (mm)	l_c (mm)	t_c (mm)	d_b (mm)
120	28	36	7	28	35	42	30	47	38	38	9	9

Tab. 7.2. Dimensiones secundarias de la primera biela

Como en el caso de los pistones, se hará a continuación el primer diseño de las bielas, respetando las dimensiones calculadas y basándose en la geometría que generalmente tienen estas. Finalmente el diseño básico obtenido para las bielas es el que aparece en la figura 7.4.

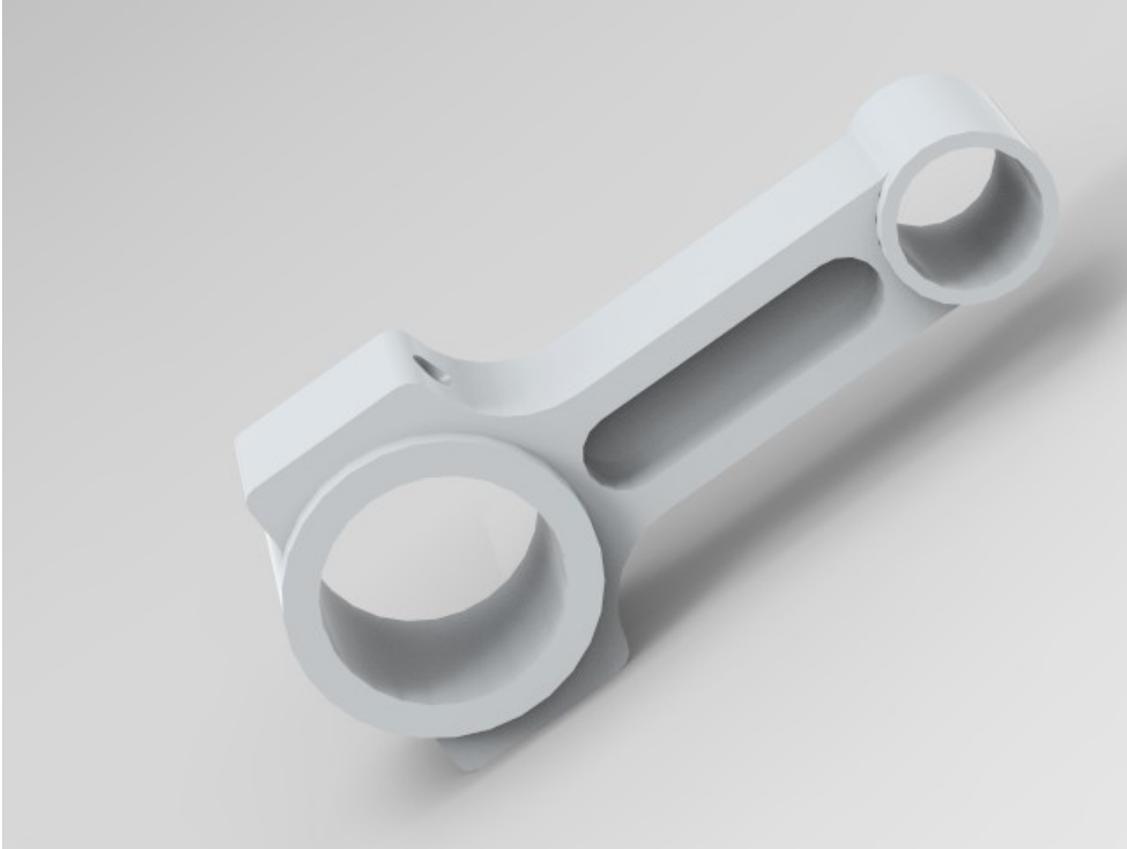


Fig. 7.4. Primer diseño de la biela

7.1.3.3. DIMENSIONES SECUNDARIAS DEL CIGÜEÑAL

El cigüeñal es la parte que se encarga, por medio de la biela, de transformar el movimiento alternativo de los pistones en un movimiento rotativo que suministre el par útil de tracción del motor. Atendiendo a su montaje en la bancada, se puede considerar al cigüeñal como una viga apoyada en diferentes puntos sometida a esfuerzos de flexión y torsión alternados.

Las partes de las que se compone principalmente el cigüeñal son: las muñequillas que son los ejes donde se articulan las bielas, los apoyos que son los ejes en los que se sustenta el cigüeñal a la bancada, los brazos que se encargan de unir las muñequillas con los apoyos conformando las manivelas y finalmente los contrapesos, los cuales se colocan en el lado contrario a las muñequillas. También se acoplan a los extremos del cigüeñal el volante de inercia y los elementos de transmisión de potencia para la distribución y de sistemas auxiliares, pero estos últimos dos no se van a diseñar.

Existen unas consideraciones bastante generales para cada parte del cigüeñal que se describirán a continuación. Una de ellas es el llamado recubrimiento, se dice que el cigüeñal tiene recubrimiento positivo cuando el radio de la muñequillas más el radio del apoyo es mayor que el radio de la manivela. Este puede dar una idea de la rigidez del cigüeñal, siendo esta mayor cuanto mayor es el recubrimiento. En el caso de las muñequillas tenemos que su diámetro y longitud viene determinadas por los cojinetes

como se ha podido contemplar en el apartado de la biela. Pero aún así es necesario ver si la geometría del cigüeñal podrá soportar los esfuerzos a los que se le someterán. La unión entre la muñequilla y el brazo debe hacerse con radios de acuerdo amplios para evitar concentraciones de tensiones en esos puntos y es habitual crear cigüeñales huecos, de manera que se aumente su rigidez y se disminuya el peso. Además, por estos huecos se introducen los aceites de fabricación, pero teniendo en cuenta que estos no creen concentraciones de tensiones adicionales. En cuanto a los apoyos tenemos que básicamente se diseñan del mismo modo que las muñequillas, pero en su caso el espacio disponibles es mayor, por lo que dan menos problemas. Se ha de tener en cuenta también la existencia de radio de acuerdo en la unión de estos con los brazos y se ha comprobado que la existencia de una curvatura más profunda de transición disminuye las concentraciones de tensiones. Además el primer apoyo, que viene a ser el que se encuentra en el lado del volante de inercia suele ser algo mayor, estos es debido a que tiene que soportar su peso y las fuerzas ejercidas por el sistemas de transmisión que exista hasta este. A medida que aumenta el numero de apoyos , más rígido será el cigüeñal y aunque también aumentan las perdidas mecánicas por rozamiento, aumentar los apoyos es algo de practica habitual. Los contrapesos pueden ayudar a la disminución de tamaño del volante de inercia y a la absorción de esfuerzos.

Los materiales utilizados en los cigüeñales se asocian con dos tipos de procesos de fabricación. Por una parte existe el método de la fundición, muy apropiado debido a la difícil geometría de los cigüeñales y son los usados habitualmente para MEP, ya que la rigidez necesaria es menor. Pero también existe el método de forja. Debido a esta diferencia de procesos de fabricación los materiales se dividen también en esos dos grupos. Los materiales para fundición son: fundición gris con grafito esferoidal modificado con magnesio, fundición gris maleable de estructura perlítica y hierro fundido aleado con níquel y molibdeno. Por otro lado los materiales utilizados en forja son: aceros al carbono y aceros aleados al Cr-Ni-Mo.

Para este caso se utilizará un acero aleado con Cr-Ni-Mo.

Las dimensiones del cigüeñal a calcular son las que aparecen en la figura 7.5 y la figura 7.6, y las letras asignadas en ella serán las usadas para este apartado.

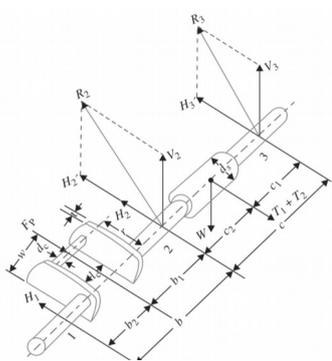


Fig. 7.5. Acotaciones y acciones exteriores en la posición de punto muerto

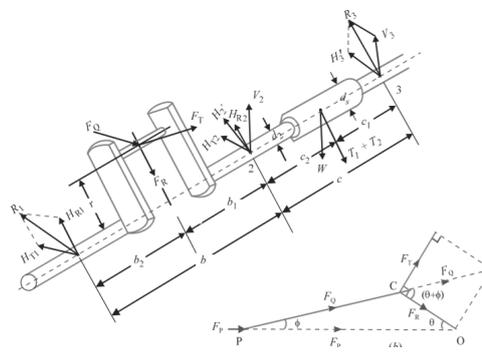


Fig. 7.6. Acotaciones y acciones exteriores en la posición de máximo momento torsor

De todas las dimensiones que aparecen en las figuras anteriores solo son conocidas el radio de la manivela r , el diámetro de eje conectado a la biela d_c y la longitud de ese eje entre los brazos l_c . Por lo tanto las medidas a calcular son las siguientes: el ancho de los brazos w , el espesor de los brazos t , el

diámetro del eje principal del cigüeñal a la altura del volante de inercia d_s , el diámetro del eje principal en los apoyos del cigüeñal d_2 y finalmente la separación entre los brazos por la parte del eje principal l_2 .

La obtención de todos estos valores viene detallado en el apartado correspondiente de cálculos. Siendo los valores finales los que se muestran en la tabla 7.3.

$r(\text{mm})$	$d_c(\text{mm})$	$l_c(\text{mm})$	$w(\text{mm})$	$t(\text{mm})$	$d_s(\text{mm})$	$d_2(\text{mm})$	$l_2(\text{mm})$
120	47	38	7	28	35	42	30

Tab. 7.3. Dimensiones secundarias del primer cigüeñal

En este caso se pasa ahora a realizar el diseño, siendo este finalmente el que aparece en la figura 7.7.

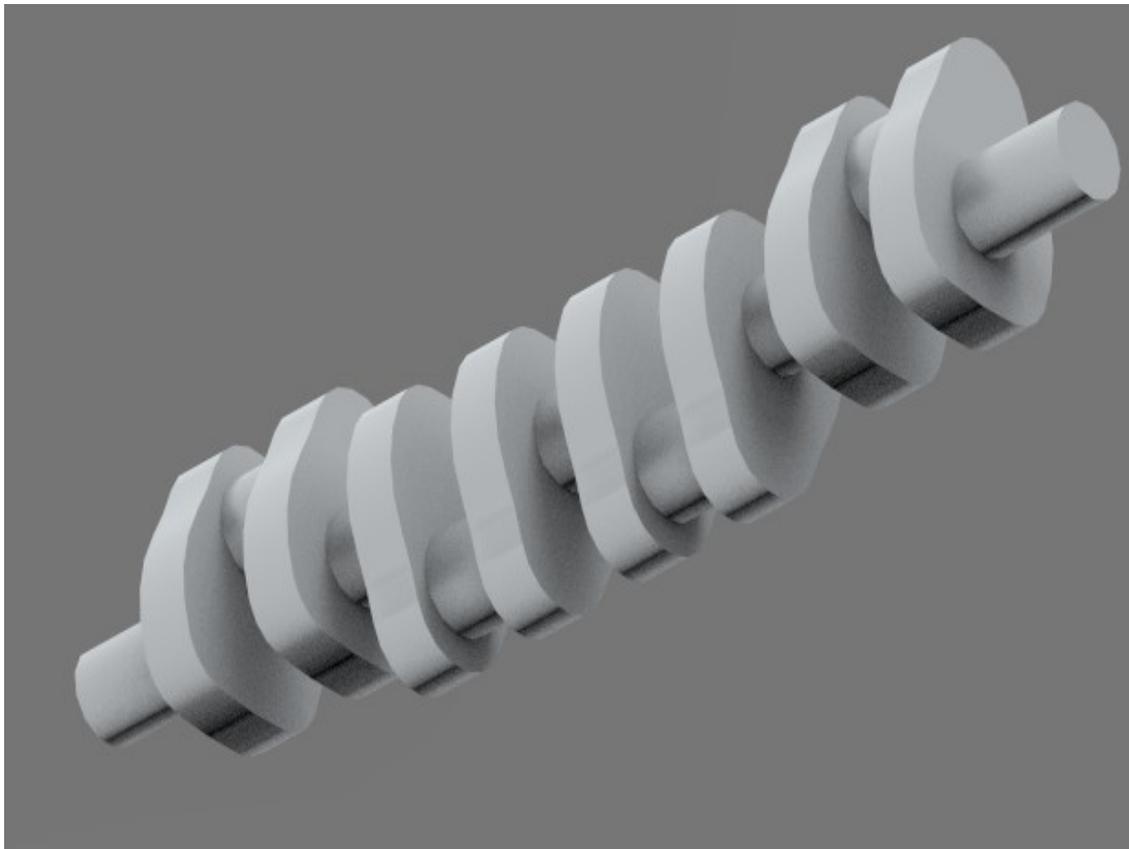


Fig. 7.7. Primer diseño del cigüeñal

7.2. ANÁLISIS DEL PRIMER DISEÑO

A esta altura del trabajo ya tenemos todos los elementos necesarios para empezar a realizar los análisis. Estos elementos son los pistones, los bulones, las bielas, el cigüeñal y los valores de las presiones en los pistones, que se meterán en los análisis como acciones exteriores.

El primer análisis que se va a realizar es, como se identifica en Ansys, un análisis de *rigid dynamics*. El menú para ello es el que aparece en la figura 7.8.



Fig. 7.8. Menú de Ansys para el análisis de sólido rígido

Como se puede observar el propio programa guía al ejecutor en un orden para llevar a cabo bien el análisis. Por tanto ahora se irá resumiendo cada parte.

7.2.1. MATERIALES

En este apartado se fija el material que se empleará para cada parte del diseño. El programa de por sí incluye una pequeña base de datos, pero los materiales elegidos para este TFG no aparecían, por lo tanto se tuvo que crear una nueva carpeta de materiales y dentro de ella se definieron los nuevos materiales junto con sus propiedades. Para las propiedades de los materiales se hizo uso de la página web que aparece en la bibliografía [5].

Los materiales elegidos y sus propiedades son por lo tanto los que aparecen en la tabla 7.4.

MATERIAL	PIEZA EN DONDE SE EMPLEA	DENSIDAD (Kg/m ³)	MÓDULO DE ELASTICIDAD (Gpa)	MÓDULO DE POISSON (Gpa)	TENSIÓN DE FLUENCIA (Mpa)	TENSIÓN DE ROTURA (Mpa)
AISI 1018 acero dulce templado	Bielas	7870	205	0,29	370	440
AISI 4340 acero aleado enfriado con aceite y templado	Bulones	7850	200	0,29	883	958
AISI 4340 acero aleado CrNiMo	Cigueñal	7850	200	0,29	470	745
Aluminio 4032	Pistones	2680	790	0,29	336	365

Tab. 7.4. Materiales y propiedades a usar en cada una de las partes

La asignación del material correspondiente a cada pieza se hará después, dentro del apartado de modelado. Es importante asignar los materiales reales, ya que estos nos darán los pesos de cada pieza y, para el caso de cálculo de tensiones en un posterior análisis, nos indicarán también si el material resiste o cuales serán sus deformaciones, en función de la rigidez.

7.2.2. GEOMETRÍA

En el caso de este TFG para la creación de la geometría se ha empleado el software de CAD, Solid Edges. Pero Ansys también ofrece la opción de realizar modelos CAD a través de los módulos SpaceClaim y DesignModeler. Aún así se eligió Solid Edges por ser un programa más fácil de manejar y por lo tanto más cómodo. Hasta el momento solo se habían creado cada pieza por separado, y aunque es posible introducir todas en Ansys y una vez ahí integrarlas de manera adecuada para su funcionamiento, es preferible hacer ese trabajo en Solid Edges. De manera que una vez realizado el conjunto, este es el que aparece en la figura 7.9. Para los análisis se ha decidido iniciar la geometría en un punto intermedio entre el punto muerto superior (PMS) y el punto muerto inferior (PMI), esto es debido a que los valores de las presiones que después se introducirán fueron ordenados para comenzar el movimiento en esa posición.

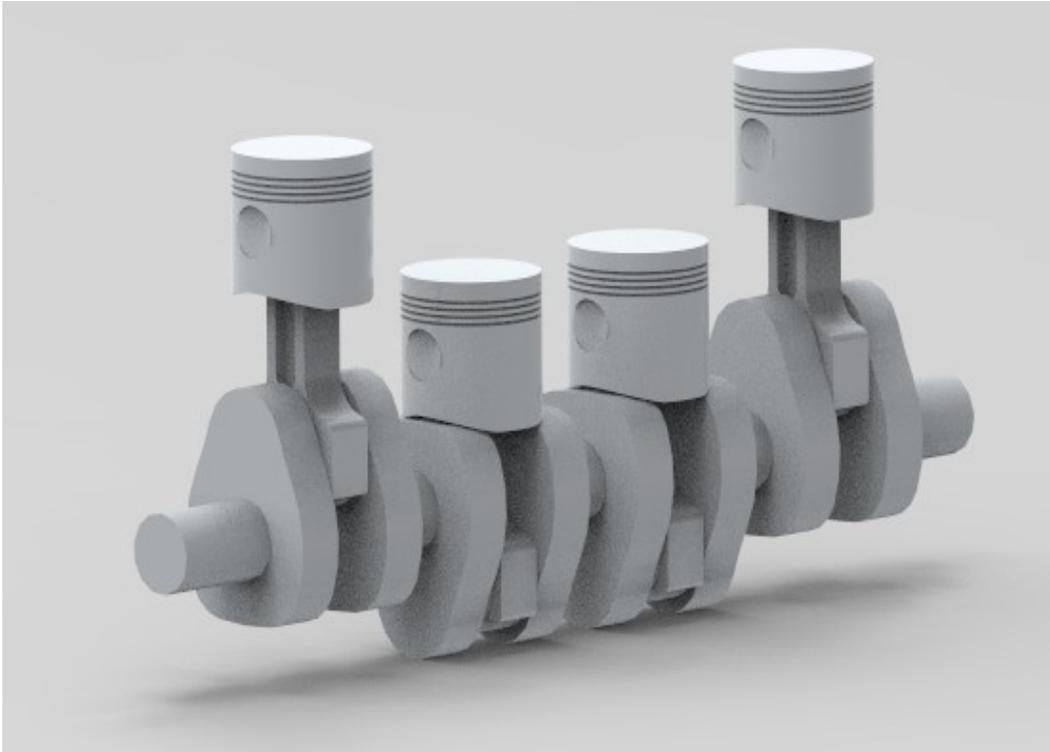


Fig. 7.9. Primer diseño de todo el conjunto

Finalmente, para poder funcionar en Ansys con archivos que se extraen desde Solid Edges es necesario guardarlos con un tipo de archivo diferente, en este caso se elegirá el tipo de archivo (.igs). Por lo tanto habiendo hecho esto ya se puede introducir la geometría en Ansys y se puede empezar con la siguiente parte.

7.2.3. MODELO

Este apartado es el más laborioso de todos y para el análisis de sólido rígido se divide en 4, ya que el apartado 5º, correspondiente a el mallado no es necesario para este. Estos 4 apartados son los que se van a ir analizando ahora.

7.2.3.1. GEOMETRÍA

Mediante esta opción podemos llamar con un nombre a cada pieza del conjunto con el nombre que queramos para que los siguientes procedimientos sean más sencillos y se puedan realizar más rápido la identificación. Dentro de este apartado las características mas importantes de las piezas que se pueden obtener son las siguientes:

- *Stiffness behavior*: fija el comportamiento de la pieza durante el análisis y este puede ser rígido o deformable. Para este análisis todas las piezas serán consideradas sólidos rígidos.
- *Reference Temperature*: asigna la temperatura a la que estará sometida la pieza durante el análisis. Para este casos se pondrá temperatura ambiente y en este se pondrá la correspondiente a el análisis, aunque para este TFG no se tendrán en cuenta las temperaturas para los análisis mecánicos y por lo tanto las propiedades de los materiales introducidas anteriormente serán las correspondiente a esta misma temperatura constante.
- *Material*: en este momento es cuando le asignamos a cada pieza el material del que estará hecho y por tanto se le asignarán las propiedades correspondientes.
- *Properties*: este es un grupo de características sobre la pieza que son el volumen, la masa, la posición del centro de masas y el valor de los momentos de inercia.

Como ejemplo podemos ver en la figura 7.10. el esquema mencionado, para el caso de uno de los pistones.

Details of "pistón1" ⌵	
+ Graphics Properties	
- Definition	
<input type="checkbox"/> Suppressed	No
Stiffness Behavior	Rigid
Reference Temperature	By Environment
- Material	
Assignment	Aluminio 4032 pistones
+ Bounding Box	
- Properties	
<input type="checkbox"/> Volume	1,5634e+005 mm ³
<input type="checkbox"/> Mass	0,41898 kg
Centroid X	3,7544 mm
Centroid Y	-422, mm
Centroid Z	-173,16 mm
<input type="checkbox"/> Moment of Inertia ...	603,76 kg·mm ²
<input type="checkbox"/> Moment of Inertia ...	579,56 kg·mm ²
<input type="checkbox"/> Moment of Inertia ...	472,8 kg·mm ²
+ Statistics	

Fig. 7.10. Menú de opciones para el apartado de geometría

7.2.3.2. CONEXIONES O JUNTAS

Este apartado es el último para el modelado de este tipo de análisis y es el que se encarga de introducir los pares cinemáticos de cada una de las piezas tanto con el entorno como entre ellas. Para este caso se van a usar conexiones de tipo juntas sin rozamientos, aunque también se pueden introducir conexiones de tipo contacto las cuales dan diferentes opciones como puede ser el tipo de rozamiento, de unión rígida, sin separación y más. En este TFG solo se usaran conexiones de tipo juntas y se van a explicar a continuación cuales se han utilizado para un pistón, una biela, un bulón y el cigüeñal, siendo para las demás piezas iguales que sus respectivos anteriores.

- Juntas del cigüeñal: estará apoyado en cinco cojinetes, los cuales le permitirán girar en su eje longitudinal. Como no se han diseñado los cojinetes se tiene que el cigüeñal se conecta directamente con el entorno. Para estos casos Ansys dispone de las juntas entre piezas con el suelo a la que les llama, *body-ground*. Por lo tanto se emplearán 5 juntas de *body-ground* de tipo revolución en los apoyos del cigüeñal. Es importante definir el eje de giro de las juntas, para ello se puede hacer respecto al sistema de referencia global o respecto al sistema de referencia que le asigna Ansys a la junta, el cual puede después girarse para conseguir el giro en el eje deseado. Realizando todo lo anterior, se puede ver en la figura 7.11 como queda la junta en uno de los apoyos.

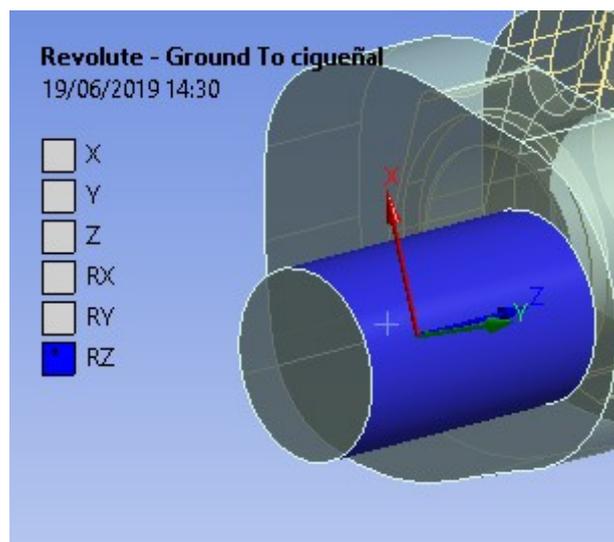


Fig. 7.11. Representación del par cinemático utilizado para el cigüeñal, de tipo *revolute joint*

- Juntas de las bielas: son necesarias dos juntas de revolución en cada una. Una de ellas representara el giro respecto a la manivela que viene del cigüeñal y la otra representara el giro respecto a el bulón que las une con los pistones.

- Juntas de los bulones: serán necesarias dos juntas de revolución en cada uno: una con las bielas y otra con los pistones. Como se han hecho previamente las de las biela, solo es necesario hacer la correspondiente a los pistones.
- Juntas de los pistones: ocurre un problema parecido al del cigüeñal. Este es que no se dispone del diseño de los cilindros, por lo tanto se tendrán que usar juntas entre piezas y entorno. Concretamente serán necesarias juntas de traslación, dejando moverse a los pistones únicamente verticalmente. En la realidad existe un pequeño juego de giro respecto a los cilindros que se induce en estos debido a la fuerza proveniente de las bielas y que hace necesaria la existencia de la falda para evitarlo. Pero no se tendrá esto en cuenta y se supondrá que la falda de estos cumple bien su función. La otra junta de los pistones, es la de revolución respecto a los bulones, pero al haber realizado los bulones previamente ya estaría introducida.

7.2.4. PREPARACIÓN

El siguiente apartado consiste en preparar el análisis. Para ello en este TFG se han llevado a cabo los siguientes pasos:

- *Analysis Settings*: aquí se va a poner que el análisis va a realizarse en un paso, que este paso durará 0,12 segundos, que es lo necesario para que se den dos ciclos termodinámicos completos en todos los pistones, ya que el cigüeñal girará a 2000 rpm.
- *Joint Load*: es la primera de las acciones exteriores que se pondrán. Concretamente es una acción que se introduce en el modelo a través de una junta y para este caso se pondrá en la junta de revolución del cigüeñal con el entorno y será de tipo, velocidad angular con un valor de 2000 rpm, en dirección contraria a las agujas del reloj como puede verse en la figura 7.12. Es necesaria debido a que las cargas que se introducirán a continuación en los pistones se han calculado para una velocidad de rotación del cigüeñal constante y por lo tanto, sin esta los datos de cargas estarían desfasados respecto al momento en el que tiene que actuar, dando lugar a un funcionamiento erróneo del motor.

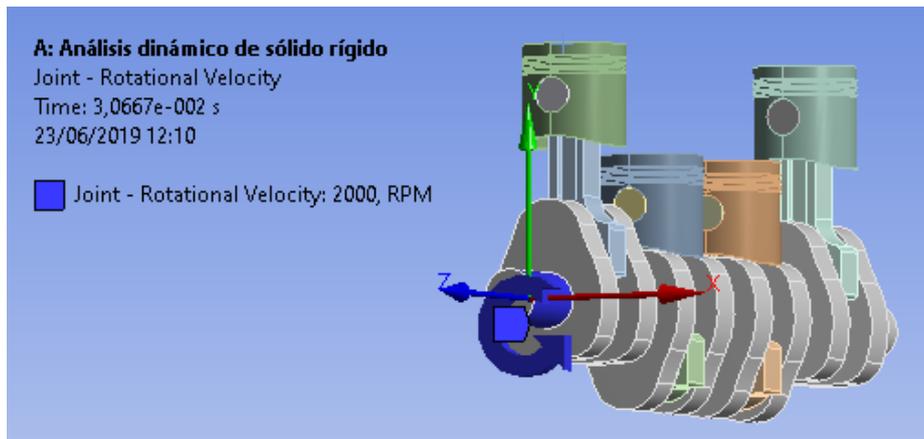


Fig. 7.12. Representación de la acción exterior impuesta en el cigüeñal como velocidad angular, de tipo *joint load*

- *Remote Force*: serán las cargas que se han comentado en el anterior punto. En la realidad se trata de presiones actuando sobre la cara del pistón, pero debido a la tipología del análisis es indiferente poner presiones o fuerzas remotas. Además, Ansys solo deja introducir las cargas como fuerzas remotas. Se van a introducir 4 fuerzas remotas, una para cada pistón y se van a situar en el centro de sus caras. Esta fuerzas se han introducido por componentes, siendo realmente el único componente distinto de cero el de la vertical, al tratarse de tantos valores en función del tiempo estos se han importado de un archivo tipo texto previamente realizado. Se puede ver la fuerza de un pistón en la figura 7.14 y los valores en newtons que toma, en la figura 7.15.

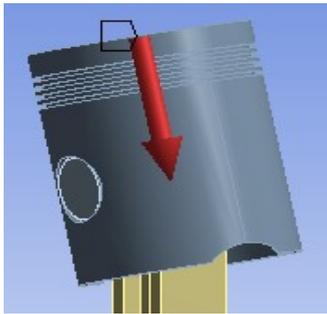


Fig. 7.13. Representación de la acción exterior sobre la cara superior de los pistones, de tipo *remote force*

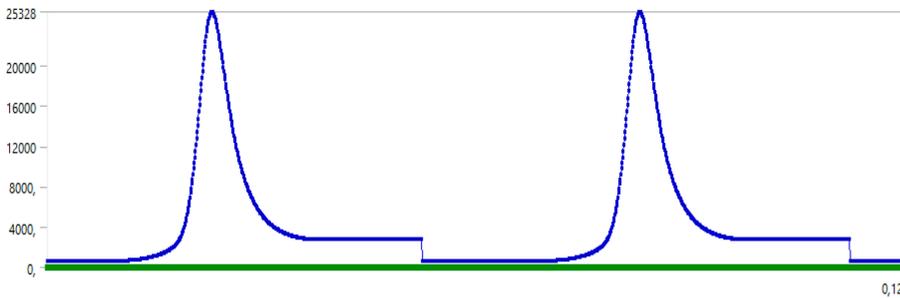


Fig. 7.14. Representación de los valores introducidos en Ansys, en forma de fuerzas actuando en uno de los pistones

7.2.5. SOLUCIÓN Y RESULTADO

En esta parte se eligen las soluciones que el análisis tiene que calcular y después seleccionándolas se mostrarán los resultados. Al tratarse de sólidos, las únicas soluciones que se puede ver son velocidades y aceleraciones lineales como angulares de los cuerpos, reacciones en los pares cinemáticos y también la evolución de las energías cinemática, potencial y total de los sólidos. De todas ellas se ha decidido obtener las siguientes:

- *Position probe*: se trata de la posición de un cuerpo en función del tiempo. Se ha elegido obtener la de uno de los pistones. Para ver que realmente se está cumpliendo con la carrera que se había establecido, se ha posicionado un sistema de referencia para el calculo de la posición en el inicio de esta.

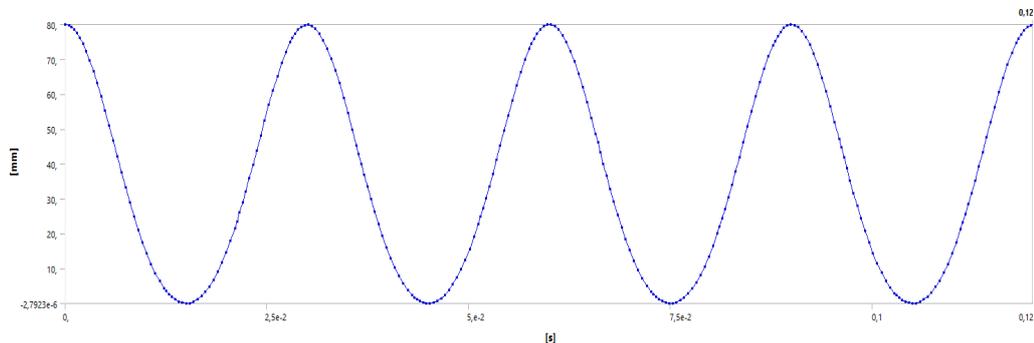


Fig. 7.15. Posición del pistón en el análisis de sólido rígido

- *Velocity probe*: se trata de la velocidad de un cuerpo en función del tiempo. Se ha decido obtener también la del mismo pistón que para la posición.

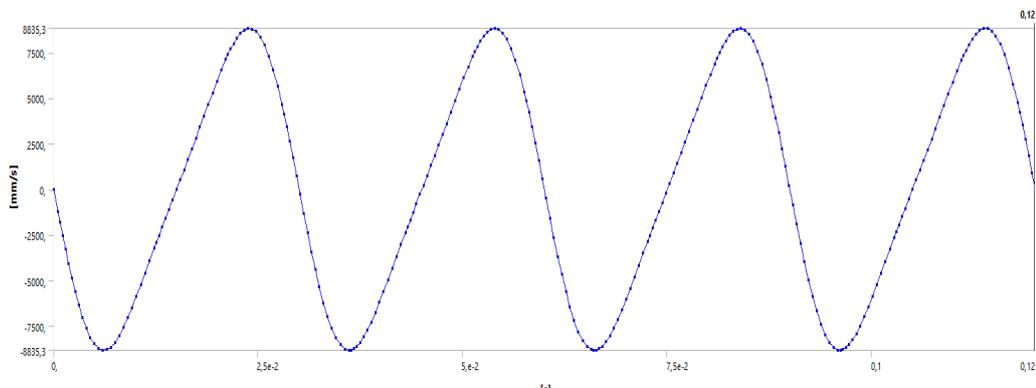


Fig. 7.16. Velocidad del pistón en el análisis de sólido rígido

- *Acceleration probe*: se trata de la aceleración del cuerpo en función del tiempo. También se escogerá la del mismo pistón y podrá verse la variación de todas para compararlas. Sus valores se pueden ver en las figuras: figura 7.15, figura 7.16 y figura 7.17 en el orden que se han mencionado antes.

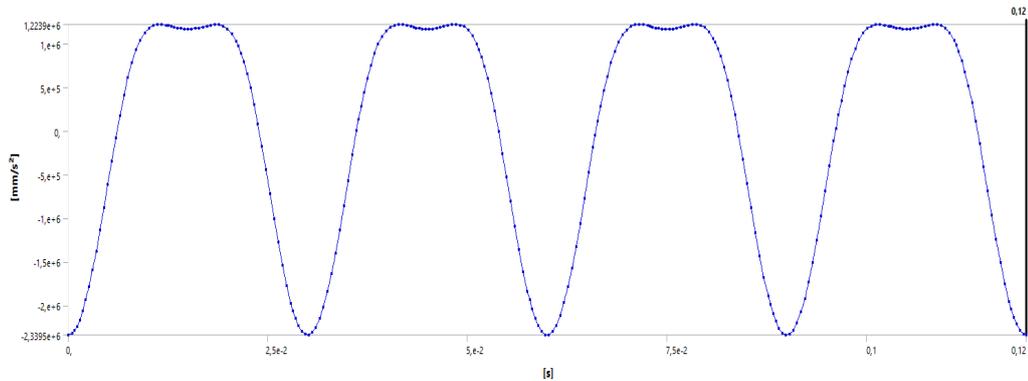


Fig. 7.17. Aceleración del pistón en el análisis de sólido rígido

- *Joint probe*: esta operación da la opción de obtener valores de fuerzas, momentos, rozamientos y más, que se dan en un par cinemático. Para este caso se ha decidido obtener todas las fuerzas y momentos que se dan en los apoyos del cigüeñal y lo mismo para uno de los bulones. En el caso del cigüeñal, al tratarse de un sólido rígido completo, identifica todos los apoyos como uno sólo y entonces el valor que devuelve es el de las reacciones sobre todos los apoyos. Aún así se han obtenido los valores y para el caso del cigüeñal los de las fuerzas se ven en la figura 7.18 y los de los momentos en la figura 7.19. Para el caso del bulón se pueden ver los valores de las fuerzas en la figura 7.20 y de los momentos en la figura 7.21.

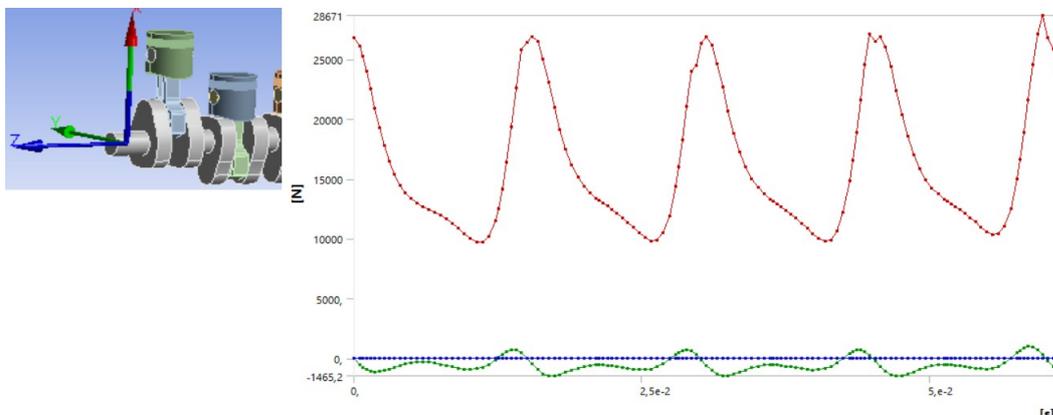


Fig. 7.18. Fuerzas de reacción en los apoyos del cigüeñal, con el sistema de referencia

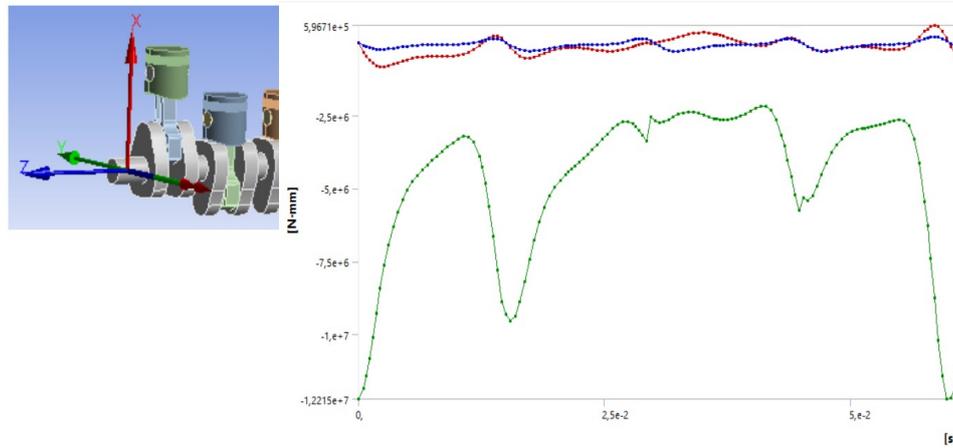


Fig. 7.19. Momentos de reacción en los apoyos del cigüeñal, con el sistema de referencia

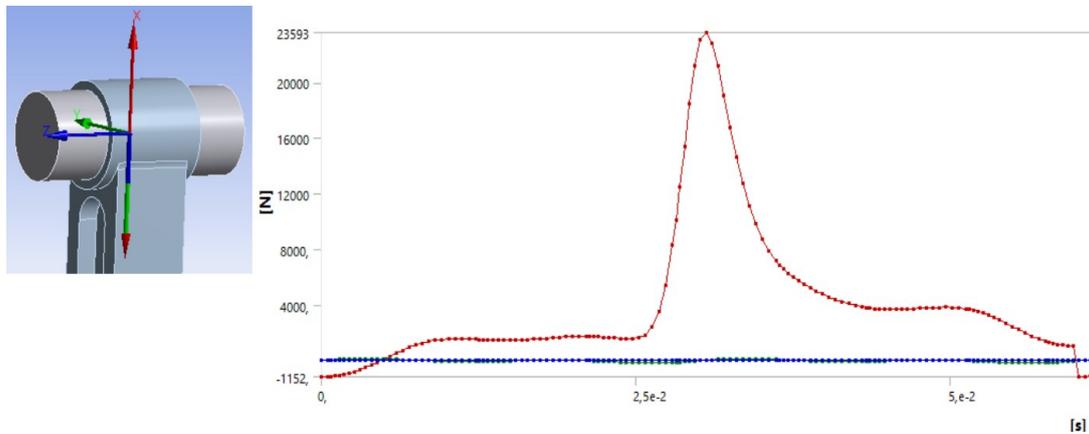


Fig. 7.20. Fuerzas de reacción entre un bulón y la biela, con el sistema de referencia

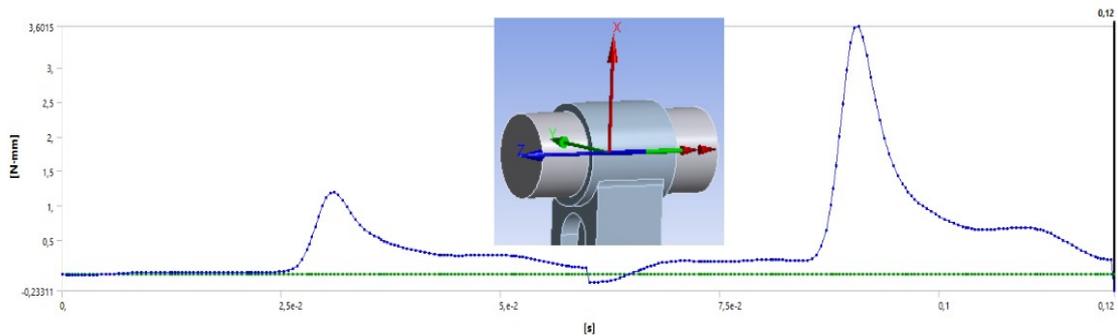


Fig. 7.21. Momentos de reacción entre un bulón y la biela, con el sistema de referencia

Una vez realizado el análisis dinámico de sólidos rígidos se puede pasar a realizar el análisis dinámico, pero esta vez de sólidos deformables. Con este segundo tipo de análisis se van a poder obtener las tensiones de los puntos que se quieran. El hecho de tratarse con sólidos deformables implica que será necesario la presencia de mallas de elementos finitos para aquellas piezas en las que se quiera obtener resultados de este tipo de análisis. Esta será la mayor diferencia frente al análisis anterior y por esto mismo, se tiene que a la hora de querer realizar el análisis dinámico de sólido deformable todas las primeras entradas del menú son iguales hasta el apartado de la malla y en adelante. Ahora se irá explicando paso a paso la realización de este análisis.

Lo primero que se hace es crear un nuevo tipo de análisis en el Ansys Workbench, para ello se pincha en el tipo de análisis que se quiere hacer y se arrastra a la pantalla principal. Es importante a la hora de arrastrarlo pasar por los primeros apartados del análisis dinámico de sólido rígido, para poder conseguir esa asociación de la que se ha hablado. Si se siguen los pasos explicados, debería de quedar la pantalla principal como en la figura 7.22.

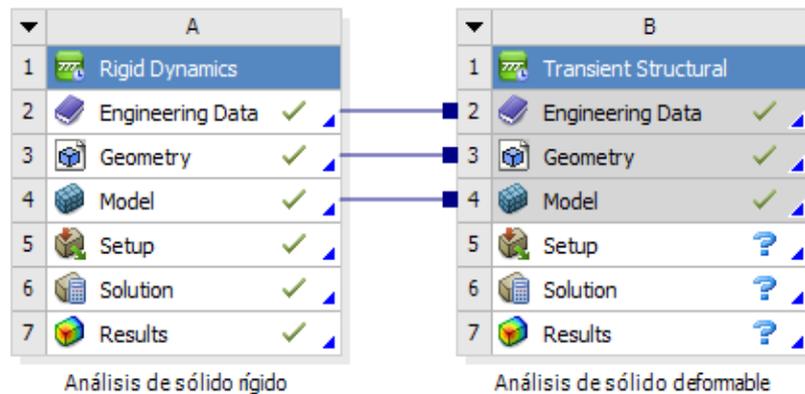


Fig. 7.22. Representación de la vinculación entre el análisis de sólido rígido y el de sólido deformable en el Workbench de Ansys

Con la realización del paso anterior ya podemos volver al módulo *Mechanical* y realizar ahí los siguientes pasos.

El primer paso ya en el módulo, será crear la malla para los sólido que queremos analizar. Es importante crear mallas que no sean muy densas para modelos con tantas piezas, ya que eso ralentizaría bastante los cálculos. Además, existen muchos detalles en los bocetos de diseño, como pueden ser muchos de los redondeos, que sin afectar mucho a los cálculos, si que dificultan bastante la creación de una buena malla. Por ello se va a realizar una simplificación de estos y otras partes similares para poder crear buenos mallados y que los resultados puedan asemejarse lo mejor posible a los reales.

Para poder realizar el análisis también será necesario introducir de nuevo las acciones exteriores. Se recuerda que estas acciones eran las fuerzas debidas a las presiones introducidas en las caras superiores de los pistones y la velocidad angular constante en el cigüeñal.

Se debe de tener en cuenta a la hora de introducir las fuerzas, que si en algún momento se quieren analizar las tensiones en los pistones, estas fuerzas ya no podrán introducirse como remotas y actuando en un solo punto, sino que se tendrán que meter en forma de presiones. Para ello se realizará el mismo proceso que se hizo con las fuerzas, pero con los valores correspondientes de las presiones y actuando sobre toda la cara superior de cada pistón.

Existe un tema importante y que no se había citado para el primer tipo de análisis. Tiene que ver con el método de cálculo que utilizará Ansys para la resolución del problema. En el caso de análisis de sólido rígido, Ansys lo resuelve de manera directa, pero en este nuevo tipo de análisis utiliza métodos numéricos. Al utilizar métodos numéricos, estos se basan en iteraciones y por lo tanto cada iteración empezara en un momento, y durará cierto tiempo. Estos valores aparecen en Ansys como: *initial time step*, *minimun time step* y *maximun time step*. Si se introducen valores incorrectos respecto a el caso de estudio, no se obtendrán resultados o no serán muy fiables. Por lo tanto es importante elegirlos bien. Generalmente el *maximun time step* es el valor que más perjudica y más problemas da. Para comenzar por una buena suposición aproximada de este, se tiene que pensar la frecuencia con la que las fuerzas actúan sobre el sistema a analizar. En este caso tenemos que se dan 4 explosiones cada 2 vueltas. Luego, a cada vuelta le corresponden 2 explosiones. Al estar girando el cigüeñal a 2000 rpm, se tienen un golpe por cada 0,015 segundos y se aconseja usar para el valor buscado, una veinteaava parte, lo que vienen a ser 0,00075 segundos. De manera que se ha elegido para una primera prueba 0,0001 segundos de *maximun time step*. En caso de seguir teniendo problemas se disminuirá este valor hasta tener uno bueno. Para el *minimun time step* se van a poner 1e-5 segundos y para el *initial time step* 0,0001 segundos, este último valor tiene que ser menor o igual que el máximo. Se han introducido esos valores y se ha comprobado que el método numérico obtiene una solución. Si tenemos problemas sobre los tiempos que se acaban de comentar, una forma de comprobar si su elección es buena es mediante la convergencia de las fuerzas. Esto es una salida dentro de la pestaña de *solution information*, que permite visualizar los valores de las fuerzas a lo largo de las iteraciones. Si estos valores se encuentran por debajo del criterio de fuerzas, se puede decir que el método a convergido bien. En la figura 7.23 se puede ver un caso en el que se da esa convergencia que se acaba de citar, siendo los puntos morados los valores calculados y la linea azul el criterio de fuerzas.

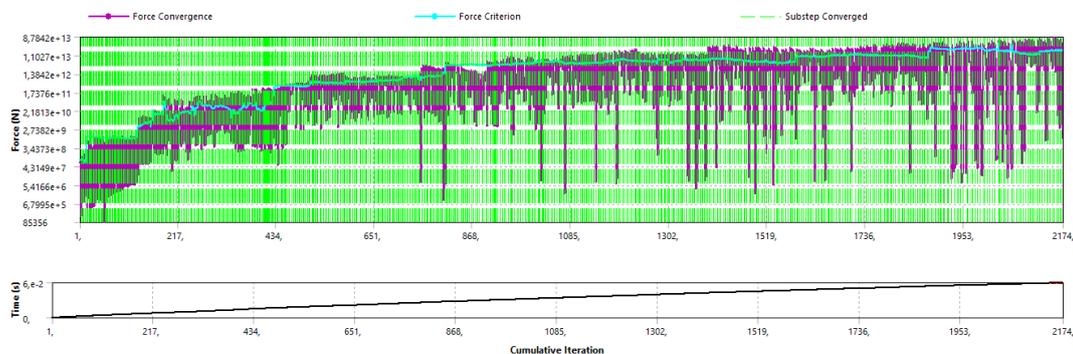


Fig. 7.23. Representación de buen comportamiento del criterio de convergencia (arriba) y del número de iteraciones respecto del tiempo transcurrido (abajo)

También se puede apreciar en la anterior figura otro gráfico debajo. Éste nos representa el número de iteraciones que se han hecho hasta el tiempo de análisis indicado. Cuanto más se asemeje a una recta, querrá decir que el número de iteraciones por paso es constante.

Habiendo comprobado que los valores establecidos son adecuados, se puede comenzar con los análisis. Debido a que se dispone únicamente de la versión de estudiantes, se tiene una gran limitación en cuanto al número de elementos y por lo tanto solo se pueden analizar las partes por separado, poniendo las demás como sólidos rígidos. Además el tiempo de ejecución se hará muy largo si se analiza todo el conjunto como sólidos deformables.

Los cálculos que se le van a pedir a Ansys son los de la tensión de Von-Misses. Al tratarse de un sistema dinámico, se estará cometiendo el error de no considerar el fallo a fatiga, pero si que nos podrán dar una idea del comportamiento del sistema. De manera que para decir si las piezas funcionan correctamente se va a hacer una similitud respecto al criterio de fallo de Von-Misses que se utiliza para calcular si un elemento fallará en un análisis estático. Este criterio de estática para materiales dúctiles estima que: según la teoría de la energía de distorsión se produce el fallo en un punto en el que se presenta un estado multiaxial de tensiones, cuando la energía de distorsión por unidad de volumen en el entorno de ese punto alcanza o excede el valor de la energía de distorsión por unidad de volumen en el momento de producirse el fallo en un ensayo de tracción o compresión simple del mismo material. Si se desarrolla la formulación de la energía de distorsión se llega finalmente a la expresión que aparece en la ecuación 7.9.

$$\frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{(1/2)} = \sigma_f \quad (7.9)$$

Teniendo eso en cuenta, lo primero que se va a comprobar es la biela como sólido deformable, para lo cual se ha realizado la malla que aparece en la figura 7.24. Se trata de una malla bastante simple. Se a utilizado en toda la pieza el método *Multizone* con elementos hexaedros, tanto en la superficie como dentro y a partir de él se han introducido varios comandos de *sizing*. Debido a que se trata de un análisis transitorio con sólidos deformables, es necesario incrementar paulatinamente las fuerzas y las condiciones de contorno, para que la convergencia del análisis pueda ser lo mejor posible y tanto en tiempo de calculo como en calidad de los resultados. Por ello los análisis de sólidos deformables ejecutados de ahora en adelante, en los que se crea que este hecho afecta a los resultados, tendrán una diferencia en las cargas respecto a los de sólidos rígidos que puede verse en la figura 7.25. Se puede ver este problema en el análisis que se realizo a las bielas que aparece en la figura 7.26, aunque los resultados de después en esta caso no han sido afectados. Los siguientes análisis se han hecho con esa corrección y se podrá apreciar el cambio de las gráficas en los resultados del pistón, por ejemplo, que se mostrará más adelante.

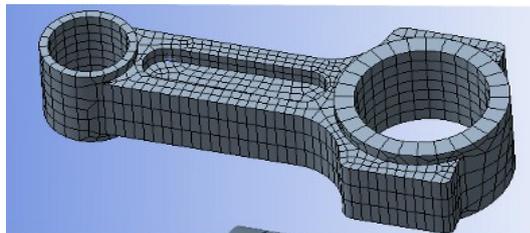


Fig. 7.24. Mallado del primer diseño de biela

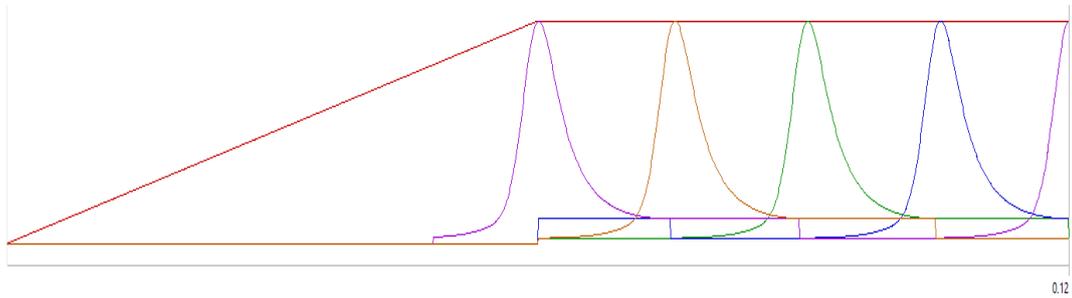


Fig. 7.25. Representación de la modificación en la velocidad angular del cigüeñal y de todas las acciones exteriores en el análisis de sólido deformable

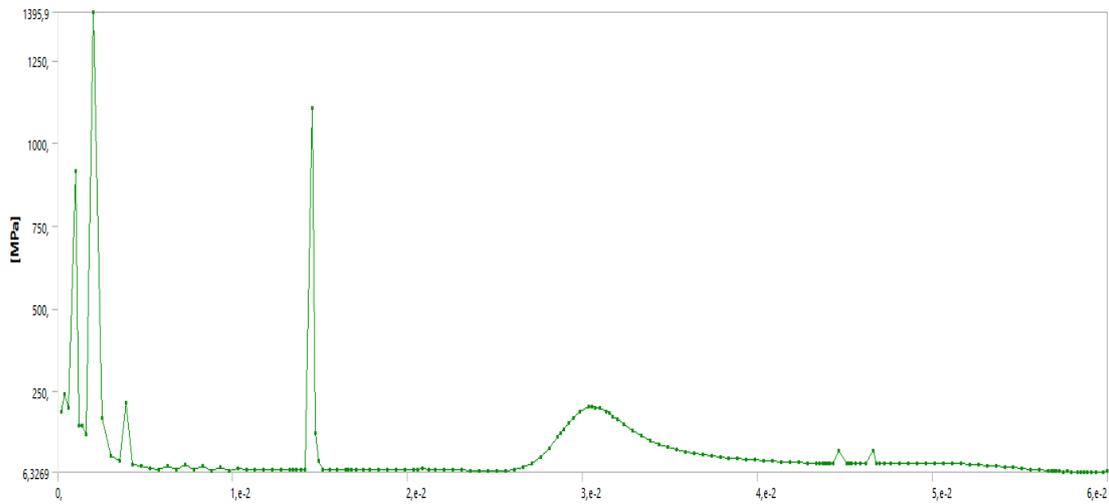


Fig. 7.26. Representación de mala convergencia inicial de las tensiones de Von-Mises del análisis de la primera biela.

Como se ha dicho, para posteriores análisis se hará esa corrección, pero para el caso de esta biela, al darse su explosión correspondiente bastante lejos del inicio, se utilizarán esos resultados. Son concretamente los resultados de la tensión de Von-Mises. La representación en la geometría del momento que más tensiones soporta, es decir, cuando se da la explosión en su correspondiente cilindro, aparece en la figura 7.27.

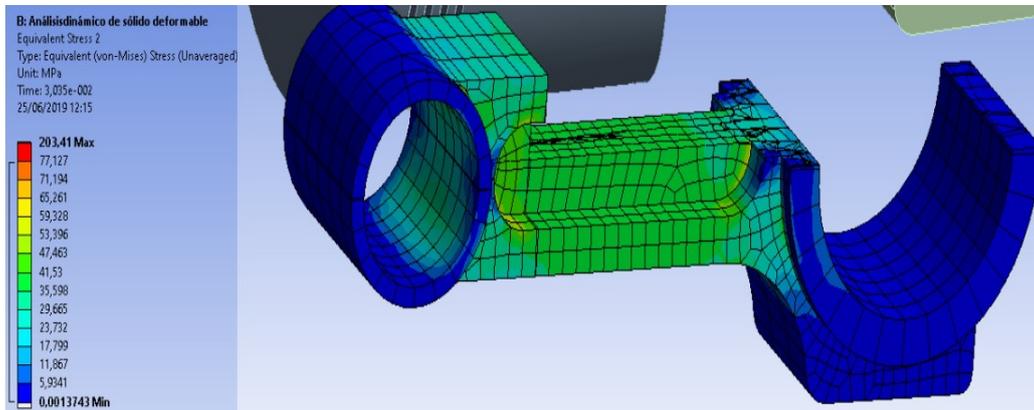


Fig. 7.27. Resultados de la tensión de Von-Misses en la malla de la biela

Si se analiza este resultado se puede ver que la biela donde más esfuerzos soporta es en el cuerpo como era de esperar y sobre todo en las terminaciones de este con la cabeza y con el pie de biela. Estas tensiones máximas que se dan son de 77,127 MPa que aplicando la teoría de fallo descrita antes se tiene un resultado muy sobre dimensionado con un coeficiente de seguridad equivalente que viene calculado en la ecuación 7.10:

$$C.S. = \frac{\sigma_f}{\sigma_{VonMisses}} = \frac{370}{77,127} = 4,79728 \quad (7.10)$$

Es verdad que no se están teniendo en cuenta las tensiones debidas a el momento flector creado por los rozamientos en los cojinetes, pero aún así es un valor muy sobre dimensionado y por lo tanto se puede disminuir en gran medida el área de la sección. Las partes de los cojinetes se dimensionaron para que los cojinetes aguantaran una presión, por lo tanto estos no se pueden cambiar mucho, ya que no se han diseñado estos cojinetes y no se ha calculado realmente el esfuerzo al que son sometidos.

Lo siguiente que se va a evaluar son los pistones y para ello de la misma manera que con la biela se va crear una malla, la cual aparece en la figura 7.28, después se van a mostrar los resultados de las tensiones de Von-Misses en la figura 7.29 con su representación en el momento crítico mediante la figura 7.30 y para terminar se dará el coeficiente de seguridad equivalente con el que estarán trabajando. Se recuerda que para este caso se realizó la corrección correspondiente a la manera de introducir las fuerzas exteriores y que por lo tanto los resultados que se obtienen desde el principio tienen una convergencia mayor.

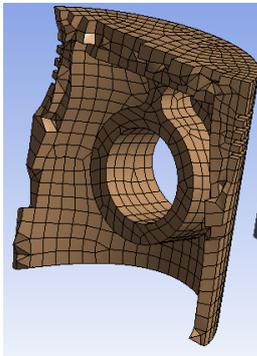


Fig. 7.28. Mallado del primer diseño de pistón

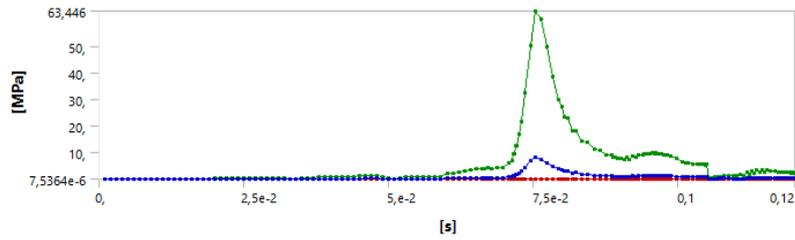


Fig. 7.29. Resultados de las tensiones de Von-Mises sobre el pistón

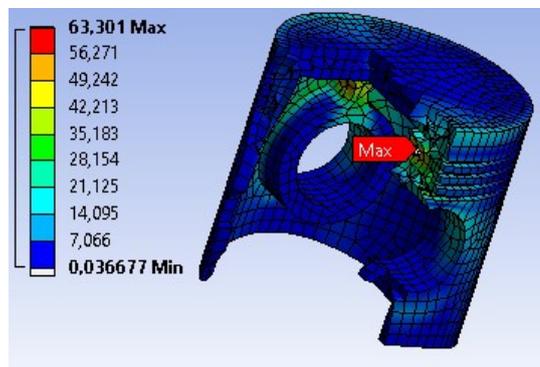


Fig. 7.30. Resultados de las tensiones de Von-Mises en la malla del pistón

A la vista de los resultados obtenidos se puede apreciar que el espesor de la cara superior casi no sufre tensiones, por lo tanto podría disminuirse, por otro lado se puede ver como los nervios interiores son los que mayores valores de tensiones tiene que soportar, luego se tendrán que realizar de otra manera para que aguanten mejor. Aún así la tensión a la que están sometidos es inferior a la de fluencia y por lo tanto no habría ningún problema según el criterio acordado, pero es mejor evitar estas concentraciones de tensiones. Por último se puede ver como las partes de las faldas no están sufriendo ningún esfuerzo y que por lo tanto se podría quitar ese material, haciéndola más pequeña y quitando casi completamente en la parte que podría tener contacto con los brazos del cigüeñal. Estas son posibles soluciones para el segundo diseño de los pistones, pero como se ha comentado, ahora se va a calcular el coeficiente de seguridad equivalente con el que trabajan los pistones en este primer diseño. Para ello se utilizará la ecuación 7.10, pero introduciendo en la tensión admisible la correspondiente a el material de los pistones que viene a ser de 336 MPa. De esta manera queda un coeficiente de seguridad equivalente de 5. Por lo cual se confirma que el pistón está sobredimensionado y que aunque el nervio tenga las máximas tensiones, estas son muy inferiores al límite de fluencia y se podría incluso disminuir su espesor.

Para continuar se van a reflejar los resultados obtenidos para las tensiones de Von-Misses de uno de los bulones. Estas son muy bajas comparadas con la tensión de fluencia del material por lo tanto no son preocupantes. La figura 7.31 contiene sus valores y su disposición en la malla en el momento más crítico.

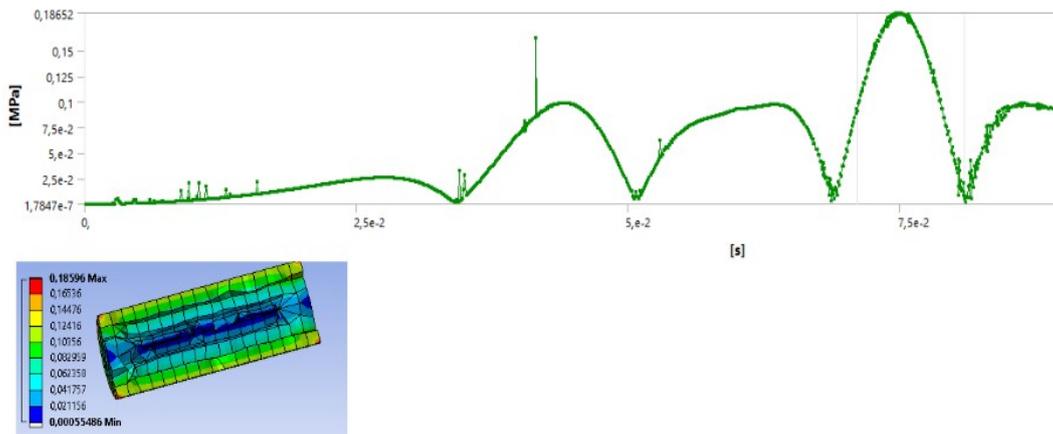


Fig. 7.31. Resultados de las tensiones de Von-Misses sobre el bulón y en la malla del bulón

Teniendo en cuenta que la tensión de fluencia para el material del bulón es de 883 MPa, el coeficiente de seguridad equivalente queda con un valor de: 4466.

Por último tenemos el cigüeñal. En su caso, debido a la elevada cantidad de elementos necesarios para mallarlo entero, solamente se ha analizado hasta el momento de la primera explosión. Los resultados pueden verse en la figura 7.32. y en la figura 7.33.

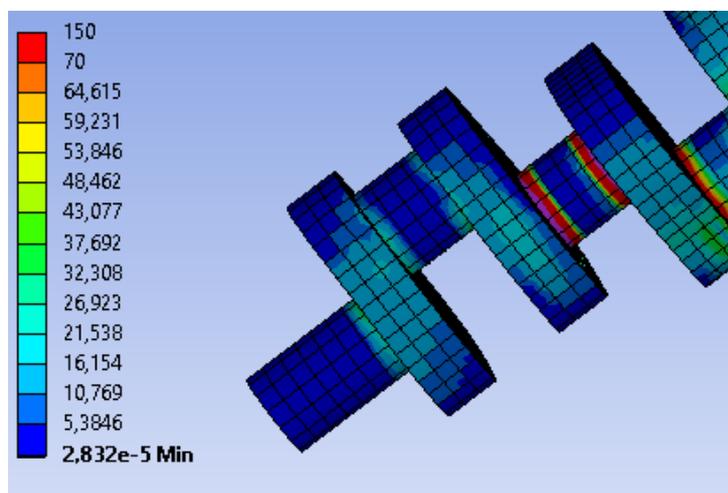


Fig. 7.32. Resultado de las Tensiones de Von-Misses sobre la malla del cigüeñal

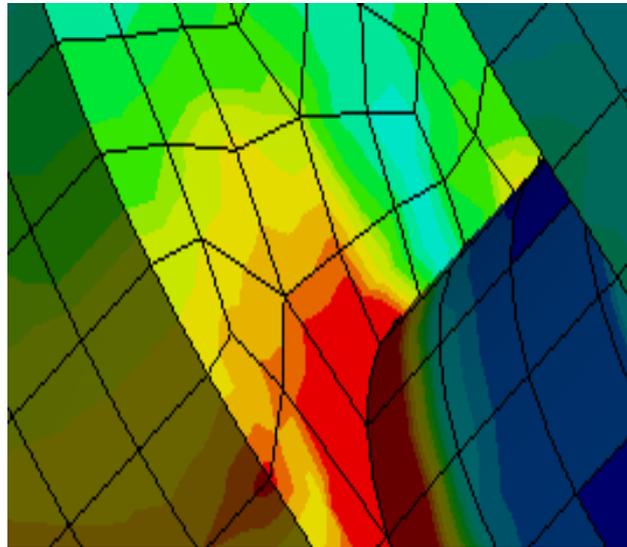


Fig. 33. Concentración de tensiones en las uniones

Las tensiones en los apoyos, si no se tiene en cuenta las concentraciones de tensiones son muy aceptables, pero para el segundo modelo habrá que evitar esta concentración de tensiones.

7.3. SEGUNDO DISEÑO

Una vez se han realizado todos los análisis necesarios y de haber comprobado que el primer diseño aguanta las cargas a las que está sometido con éxito y con un buen funcionamiento, toca la etapa de retocarlo. La conclusión más importante y más clara que se puede sacar de esos primeros análisis y de su funcionamiento, es que el primer diseño está bastante sobredimensionado. Teniendo en cuenta que el peso en un motor es algo que se trata de disminuir lo máximo posible, esta será la clave para este segundo diseño.

A la hora de realizar este vaciado de material en las piezas es importante tener en cuenta los primeros análisis, ya que estos nos indican por donde aparecen las mayores tensiones. Por lo tanto, se trata de quitar material, pero evitando aquellas partes en las que es imprescindible y además se tiene que mantener o dar mayor rigidez al mismo tiempo. Para ello una herramienta muy útil es el módulo de optimización del programa SolidWorks.

La idea básica de este módulo es, introducir una pieza y las acciones exteriores que actúan sobre ella y decirle al propio programa que realice un estudio de topología. El resultado final será la pieza que hemos introducido y a la que se le habrá extraído material de manera que se consiga al mismo tiempo la máxima rigidez. Los pasos a seguir para este tipo de simulación se van a explicar con el estudio realizado sobre

los pistones. Se tiene que tener en cuenta que el programa no analiza el valor de las fuerzas de forma cuantitativa, por lo tanto si solo se le aplica una fuerza, el programa tratará de disminuir el material de la pieza de manera que esté al mismo tiempo consiguiendo la máxima rigidez para la dirección en que actúa esa fuerza. Por lo tanto los modelos calculados, serán útiles para tener una aproximación hacia el segundo modelo, pero no podrán ser directamente la solución elegida.

7.3.1. ESTUDIO TOPOLÓGICO DE LOS PISTONES

Para comenzar con este estudio lo primero de todo es importar a el programa la geometría. Tras haber comprobado, el propio programa, que la geometría no tiene ningún fallo, se puede acceder a las opciones de complementos de SolidWorks y dentro de estas se elige la de simulación y se hace un nuevo estudio, en este caso se pone que será de topología. Dentro de la simulación, lo siguiente es especificar el material, que para este caso se trata de la aleación de aluminio 4032-T6. La variedad de materiales que hay en SolidWorks es muy amplia, por lo tanto no habrá que introducir ninguno nuevo. El siguiente paso es uno de los más importantes y el primero en el que realmente aparece el factor humano para estos análisis. Se trata de decidir cuales serán las conexiones o sujeciones que se le pondrán a la pieza.

Para el caso de los pistones, una buena aproximación es la de suponer una sujeción en los agujeros de los bulones de tipo bisagra. Lo siguiente es introducir las cargas a las que estará sometido. Como se puede ver en las gráficas de las presiones dentro de los cilindros, la presión máxima es después del PMS, pero prácticamente en él. Se le van a introducir únicamente las fuerzas debidas a la explosión, cuyos valores son de 25.328 N. Después se tiene que elegir cual será el objetivo de la operación a simular, que en este caso se trata de obtener la mejor relación entre rigidez y masa al extraer material. Aquí se puede elegir cuanto queremos que pese el pistón final, el primer diseño de pistón pesaba 385 gramos, lo cual es un valor algo excesivo que contribuye mucho a la aparición de fuerzas de inercia. Para este primer estudio se le dirá al programa que consiga un pistón final de 150 gramos, lo cual implicaría quitarle el 60% del material. Al haber elegido esta opción, aparece otra pestaña en la que se pueden fijar los controles de fabricación, o lo que es lo mismo para este programa, se pueden elegir las caras que se quieren mantener en la operación y la profundidad.

El último paso antes de poder empezar con la simulación es la creación de una malla.

Al tratarse en este caso de una sola geometría sencilla y al ser un análisis muy simple, se pueden usar mallas densas sin tener que esperar mucho tiempo a la solución y así se obtendrán soluciones mejores. Como ejemplo tenemos que para la malla de un pistón se van a utilizar 122.000 elementos cuadráticos

representados en la figura 7.34. Se le da a ejecutar y se puede ver el resultado llevado a cabo en la figura 7.35.

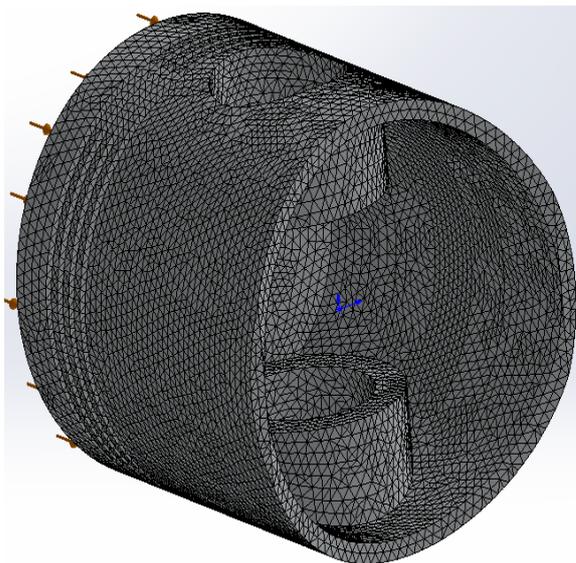


Fig. 7.34. Representación del mallado en el primer pistón para el estudio de topología

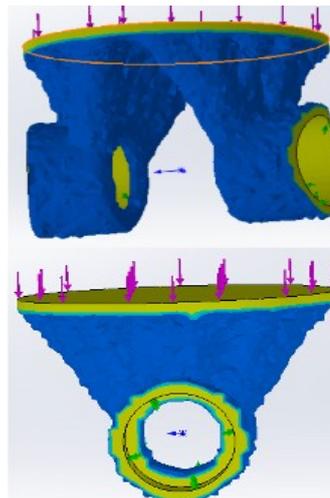


Fig. 7.35. Resultados del estudio de topología del pistón

Como se puede observar, el estudio de topología no tiene los mismos criterios y restricciones que el diseñador, ya que este último conoce el funcionamiento exacto de la pieza y por tanto conoce las partes de material que son imprescindibles y que no se pueden quitar. Aun así, este tipo de estudios es útil para con la ayuda de los resultados obtenidos de Ansys obtener una aproximación de este segundo modelo a diseñar.

7.3.2. SEGUNDO DISEÑO PARA LOS PISTONES

Uno de los cambios más importantes que se puede apreciar en los análisis de topología es que básicamente le quita al pistón toda la falda. Pero se sabe, que esta es necesaria para hacer frente a las fuerzas que empujan al pistón contra los cilindros y evitar el giro inducido y mejorar el contacto. Aún así, el lado de la falda que acoge a los apoyos del bulón no es tan necesario mientras estos apoyos no se quiten, por lo tanto una opción es extraer parte de ese material de las faldas e incluso disminuir la correspondiente a las otras partes lo máximo posible. Para que la parte que sigue quedando de los laterales de los pistones siga siendo rígida y también los apoyos para el bulón, se puede ver en la figura anterior esa tendencia a crear arcos provenientes desde estos apoyos hasta la superficie inferior de la cara de los pistones. Esto último también se hará y por lo tanto habrá que modificar la cabeza de la biela para

que esta quepa bien, encaso de ser necesario. Hasta el momento no se ha hablado del proceso de fabricación de cada pieza, ya que no es parte de este TFG, pero teniendo en cuenta que los pistones de aluminio es posible hacerlos por fundición, se podría también realizar un vaciado del espesor que queda por debajo de la cara de los pistones mediante agujeros, asegurando la rigidez a través de un arco que saliendo de los apoyos se extienda lo máximo posible hacia el centro de esta cara inferior. Teniendo todas esas consideraciones, se llegó a base de pruebas a el diseño que aparece en la figura 7.36.

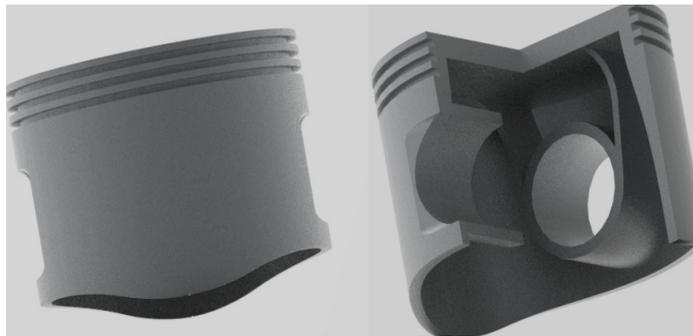


Fig. 7.36. Segundo diseño del pistón

7.3.3. SEGUNDO DISEÑO PARA LOS BULONES

En el caso de los bulones también se puede concluir a partir del análisis de Ansys que están muy sobredimensionados, además la cantidad de masa que tienen es muy grande y eso influye en la creación de mayores fuerza de inercia. Se puede ver como las mayores presiones se dan en la superficie exterior, por lo tanto, todo el material interior es material que se puede extraer. Para afirmar lo que se acaba de comentar se ha realizado un estudio topológico en SolidWorks. En este caso lo que se ha hecho es comenzar por un tocho cilíndrico con el diámetro que se necesita y con la longitud también necesaria para su buen funcionamiento. Se ha incluido una fuerza exterior a lo largo de toda la cara cilíndrica y se ha puesto un par cinemático de tipo revolución. También se le ha pedido que extraiga el 70% de la masa de manera que se consiga la máxima rigidez y la transformación puede verse en la figura 7.37.

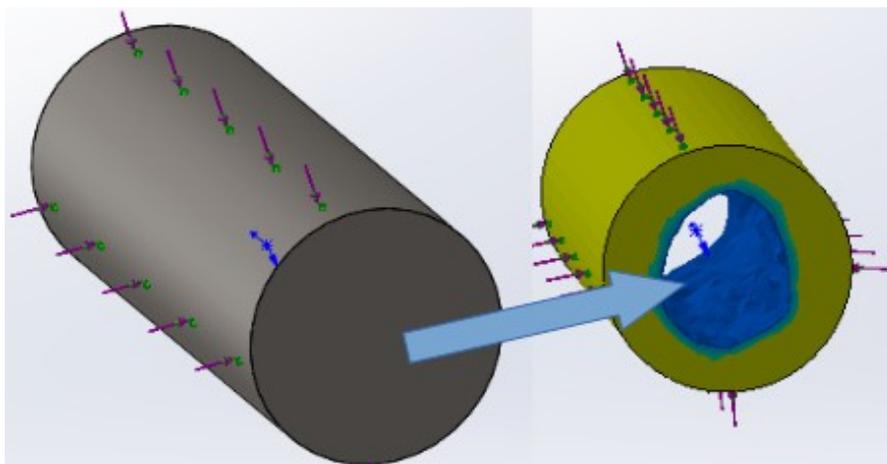


Fig. 7.37. Resultado del estudio de topología del bulón

Por lo tanto la modificación para los nuevos bulones respecto a los anteriores va a ser una geometría cilíndrica, pero hueca. También se va a disminuir la longitud de este debido a que en el nuevo diseño de los pistones la sujeción exterior ha sido recortada para minorar el peso. El problema al hacer esto podría ser que los cojinetes tuvieran que aguantar mayores presiones. Finalmente, los bulones nuevos pueden observarse en la figura 7.38.

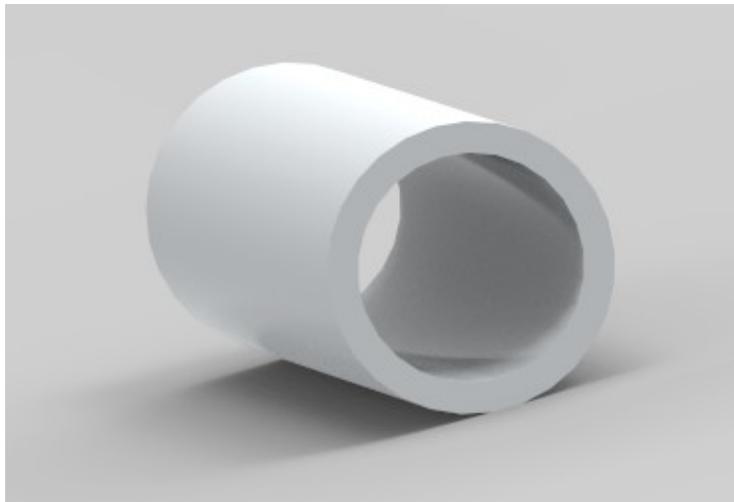


Fig. 7.38. Segundo diseño del bulón

7.3.4. SEGUNDO DISEÑO PARA LAS BIELAS

En el caso de las bielas no se va a hacer uso del estudio topológico. Esto es debido a que es algo más complicado. La manera en que se va a modificar la biela será como se comentó en la realización de sus análisis, haciéndola más estrecha. A la hora de estrecharla se debe de tener cuidado, ya que una de las características de la sección que se quiso diseñar en el primer modelo fue la de tener la misma tendencia a pandeo, o parecida, hacia los dos planos. Además, también se va a intentar aumentar la longitud del rebaje que esta tiene en un lado del cuerpo. Esto implica extender esa sección con forma de H hacia los laterales cuando se aproxima al pie y a la cabeza de la biela. Por eso los valores de la sección tendrán que ser diferentes a lo largo del cuerpo si se quiere conseguir el mismo pandeo hacia los dos planos. Para eso se han calculado estos valores en tres puntos: la cabeza, el pie y en el medio del cuerpo y después se han unido.

Al haberla estrechado se tiene que los vuelos que quedaban en las partes de la cabeza y del pie de biela han disminuido mucho. Estos mejora su funcionamiento disminuyendo posibles concentraciones de tensiones. En el caso del pie de biela se ha omitido por completo y en el de la cabeza se ha dejado un pequeño vuelo para evitar posibles rozamientos con los brazos. Con todo esto el segundo diseño para la biela es el que se ve en la figura 7.39.



Fig. 7.39. Segundo diseño de las bielas

7.3.5. SEGUNDO DISEÑO DEL CIGÜEÑAL

El cigüeñal es una de las partes mas difíciles de analizar y por lo tanto los análisis que se le hicieron no pueden mostrarnos muy bien su funcionamiento. Aún así, si que se pueden apreciar o hacerse una idea de por donde van las líneas de transmisión de esfuerzo que se crean. A partir de ellas, se puede ver como existen muchas partes de los brazos que no están sometidos a prácticamente ningún esfuerzo, mientras que son una clara aportación de masa. Por ello una de las modificaciones será rebajar los brazos. Otra práctica habitual es la de vaciar las partes correspondiente a los ejes, tanto el propio eje de giro, como los de las muñequillas de las bielas. Este vaciado aporta mayor rigidez y da la opción de introducir por él los circuitos de refrigeración necesarios. En este TFG no se tendrán en cuenta estos circuitos, pero si la rigidez, por lo tanto esta será otra de las modificaciones. También se van a acortar las longitudes de las muñequillas ya que las bielas se han estrechado y ahora es posible hacerlo. Finalmente se van a crear unos pequeños redondeos en las partes de conexión entre ejes y brazos. Estos ayudaran a disminuir la

concentración de tensiones. Con todo ello el segundo diseño para el cigüeñal es el que aparece en la figura 7.40.

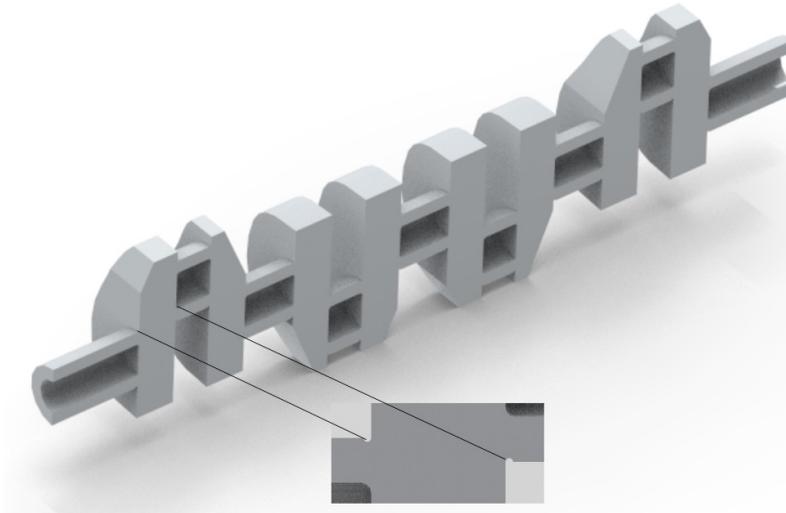


Fig. 7.40. Segundo diseño del cigüeñal

7.4. ANÁLISIS DEL SEGUNDO DISEÑO

Este es el último apartado de la descripción de la solución. En el se van a detallar los análisis llevados a cabo sobre este nuevo diseño. Son los mismos que para el primer diseño y por eso se van a ir siguiendo las mismas pautas. Por lo tanto, lo que se hará es poner los resultados de cada análisis y realizar una descripción de ellos, intentando buscar los puntos en los que se ha mejorado con este segundo diseño.

El análisis de sólido rígido de todo el conjunto prácticamente no ha cambiado, ya que las dimensiones principales son todas las mismas excepto la longitud de las muñequillas, por lo que no se pondrán sus resultados. Los análisis del estudio *transient estructural* son los siguientes:

Los resultados de las tensiones de Von-Mises de la biela aparecen en la figura 7.41.

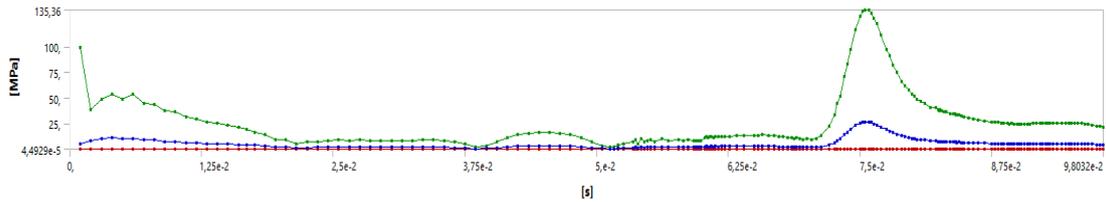


Fig. 7.41. Tensiones de Von-Misses de la biela

Como puede verse estos son bastante mayores que en el primer diseño, llegando a alcanzar los 135 Mpa. Aun así si se calcula el coeficiente de seguridad equivalente se tiene que su valor es de 2,74. Por lo tanto esta primera iteración hacia un mejor diseño a funcionado y se ha conseguido disminuir el peso en 365,42 gramos, quedando su valor en 657,78 gramos.

El momento en el que se dan estas tensiones es en el de la explosión y puede verse en la figura 7.42 donde puede estar el punto por el que probablemente falle por fatiga la biela.

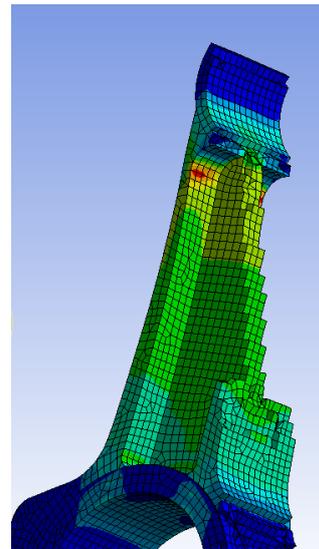


Fig. 7.42. Tensiones de Von-Misses en la malla de la biela

Los resultados de las tensiones de Von-Misses para los bulones del segundo diseño y su representación en la malla se puede ver en la figura 7.43. Teniendo en cuenta que los primeros de la gráfica no son representativos debido a problemas de convergencia, se tiene que el mayor valor de esta tensión es de unos 0,11 MPa, por lo tanto su diseño sigue siendo válido en cuanto a el criterio acordado y la reducción de peso ha sido de 227 gramos, quedando su peso final en 138,57 gramos.

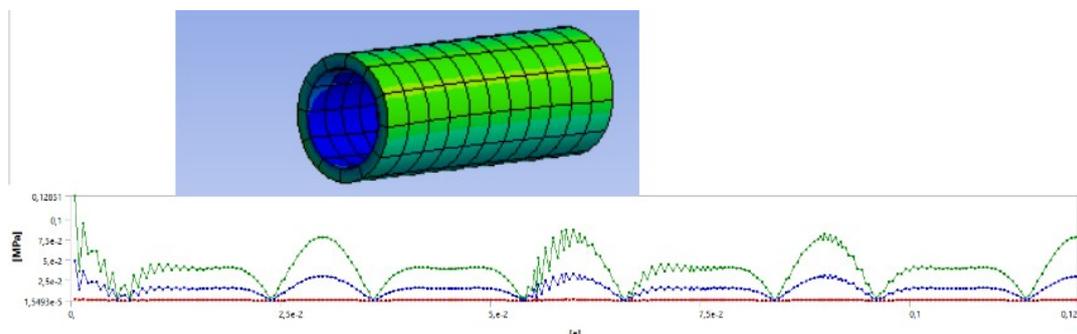


Fig. 7.42. Tensiones de Von-Misses del bulón

Los resultados de los valores de las tensiones de Von-Misses en los pistones pueden verse en la figura 7.44. Estos valores son mayores que los anteriores, pero siguen estando muy por debajo de la tensión de fluencia, por lo que según el criterio que se está usando, se puede decir que el segundo modelo del pistón es mejor en cuanto a lo mecánico. Además, la disminución de peso llevada en él ha sido de 140,7 gramos, quedando unos pistones de 243,9 gramos.

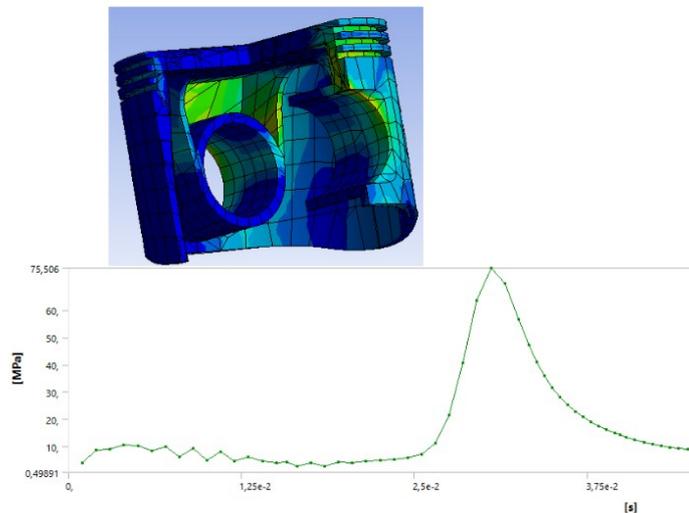


Fig. 7.44. Tensiones de Von-Misses del pistón

Por último queda el análisis del nuevo cigüeñal. Al igual que con el primero sólo han obtenido los resultados hasta la primera explosión. La gráfica de las tensiones de Von-Misses y la representación de estas en la malla se puede ver en la figura 7.45. Se debe de tener en cuenta que los valores tan altos que aparecen no corresponde con la realidad. Este error se debe a que no se han podido mallar bien las entallas y la tensión que aparece en ellas es muy alta. Por lo tanto las tensiones que deberíamos de mirar son las que aparecen en las muñequillas o apoyos y se ve

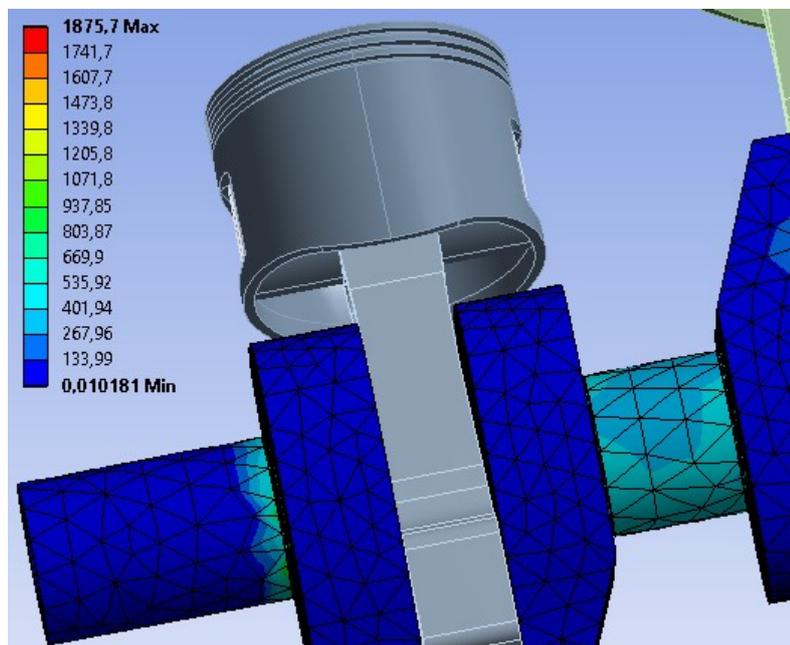


Fig. 7.45.

que estas toman unos valores entorno a 400Mpa y el valor de la tensión de fluencia es de 470 MPa. Finalmente decir que el peso de la cantidad de material extraído a el cigüeñal a sido de 3 Kg, quedándose en un valor de 17 Kg.

7.5. REALIZACIÓN DE UN ANÁLISIS DE FATIGA

Como bien se ha comentado en el apartado correspondiente al análisis de alternativas, una de estas era la elección de un criterio de fallo. Hasta este momento lo que se ha hecho ha sido coger las tensiones de Von-Misses calculadas por Ansys durante los análisis dinámicos de cuerpos flexibles y comparar el valor máximo de estas con el valor de fluencia del material. El problema de lo anterior, es que se han cogido las bases de un criterio de fallo correspondiente a un análisis estático para comprobar si el mecanismo dinámico funcionaba y esta simplificación dista bastante de lo que realmente ocurre, aunque puede dar una simple concepción del problema.

El motor es un sistema mecánico sometido a fuerzas variables con el tiempo, por ello se han realizado los análisis dinámicos anteriores, pero para realmente poder analizar su resistencia sería necesario un estudio de fatiga. A la hora de realizar un estudio de fatiga habrá que tener en cuenta si los elementos se pueden considerar rígidos o flexibles. El hecho de considerarlos flexibles implica que el sistema se ve altamente solicitado por tensiones debidas al efecto de las vibraciones y los resultados de un sistema como tal presentarían en sus gráficas de tensiones variaciones muy rápidas y probablemente descompasadas respecto a las gráficas de las fuerzas exteriores.

Después de haber visto los resultados, se puede comprobar, como era de esperar al tratarse de un sistema caracterizado por la alta rigidez de sus componentes y las características de sus enlaces, que la variación de las tensiones a lo largo del tiempo muestran unos resultados con el mismo número de máximos y mínimos que los que prestaban las fuerzas de la combustión. Es decir, que debido a la rigidez del mecanismo no hay fatiga vibratoria, la cual sería más compleja de analizar. Por lo tanto, para analizar el comportamiento de los componentes principales a fatiga, sería suficiente con obtener la variación de la tensión a lo largo del tiempo en los puntos críticos.

Para ello si que se puede hacer uso de algunos de los comandos de Ansys, concretamente del comando *probe*. Este comando permite obtener los resultados de las tensiones principales en un punto y por ejemplo, mediante una tabla y a partir de los valores conseguidos, se podría calcular la tensión equivalente de Von-Misses con signo. Con estos datos se puede analizar el comportamiento a fatiga de los componentes aplicando los procedimientos del método clásico estudiado en la escuela.

Después se continuaría contando el número de ciclos que se producen en el tiempo simulado y cogiendo los valores máximos y mínimos calculados de las tensiones de Von-Misses con signo en estos puntos críticos. Después se puede calcular la duración para cada ciclo, obteniendo la tensión alterna equivalente con el criterio de Soderberg en el diagrama de Haigh y la duración en el diagrama de tensión-duración. Una vez obtenidas las duraciones para cada ciclo, se aplicaría el criterio de Miner para obtener la duración total que resultaría de aplicar el conjunto de ciclos sobre el componente.

METODOLOGÍA SEGUIDA EN EL DESARROLLO DEL TRABAJO

8. DESCRIPCIÓN DE TAREAS

El proyecto puede dividirse en seis fases. Además, se tendrán en cuenta a lo largo del proyecto tres hitos. Las fases del proyecto y sus subtareas son las siguientes:

- Fase 1. **Aprendizaje**
 - Como bien indica el nombre de la primera fase, se trata de aprender todo lo relacionado con los motores, que sería la parte teórica, pero también incluye una parte práctica que tiene que ver con el aprendizaje del uso de todos los programas que se necesitarán utilizar para la realización de este trabajo. Por lo tanto las subtareas son las siguientes:
 - T.1.1. **Recopilación de información**
 - La primera subtarea se trata de recopilar toda la información teórica necesaria, la cual es básicamente la siguiente: una primera toma de contacto a través de la historia de los motores para ver su evolución y entender su importancia, se continua con la clasificación de los MCIA, los elementos constructivos de estos, los parámetros básicos necesarios para el dimensionamiento del motor, los ciclos termodinámicos, los combustibles existentes junto con sus características, el funcionamiento de todos los componentes del motor, el uso de la sobre alimentación, los modelos que se suelen utilizar para el análisis de los motores, la cinemática, la dinámica, el equilibrado y los elementos constructivos.
 - Los recursos necesarios para esta son libros sobre motores de combustión interna obtenidos de la biblioteca, concretamente los de la bibliografía [1] y bibliografía [4], y un ordenador con Internet para poder buscar más información.
 - La duración aproximada de esta subtarea es de 2 semanas.
 - T.1.2. **Aprender a utilizar programa de CAD**

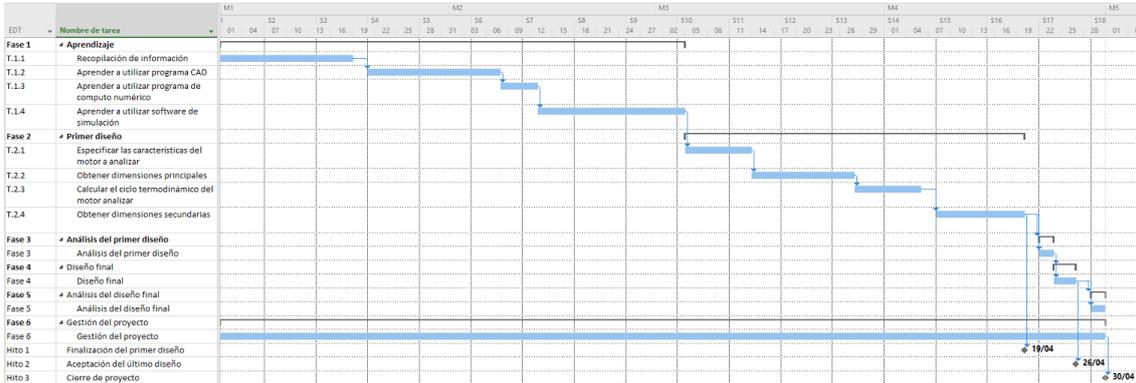
- Esta subtarea se basa en aprender a utilizar un software de CAD, en este trabajo se a decidido utilizar Solid Edges para ello. Por lo tanto se trata de aprenderse los comandos de este software y de coger practica mediante unos primeros ejemplos.
- Para esta subtarea será necesario una licencia para el software de CAD Solid Edges, que en este caso será la gratuita que ofrece la empresa. Además para poder usarlo será necesario un ordenador medianamente potente y un manual o Internet para aprender.
- Se usará para ella un intervalo de tiempo de 2 semanas.
- **T.1.3. Aprender a utilizar programa de computo numérico**
 - Como se verá más adelante para la realización de una de las partes de este TFG era necesario el uso de un código de programación para el calculo en este caso de las presiones en los cilindros. De manera que en esta tarea trata de aprender a usar el programa que sea capaz de leer el código de programación que se obtuvo. En este caso se trata del programa Matlab.
 - Los recursos necesarios serán un ordenador, la licencia del software, que en este caso se usó una versión gratuita e Internet o un manual para aprender a utilizarlo.
 - El tiempo empleado para esta subtarea sera de 3 días.
- **T.1.4. Aprender a utilizar software de simulación**
 - Esta subtarea será una de las más importantes, ya que un buen conocimiento del funcionamiento del software de simulación podrá ahorrar mucho tiempo en los análisis posteriores. En este caso son necesarios llevar a cabo análisis cinemáticos, dinámicos de solido rígido, dinámicos de solido deformable y de fatiga. Además las simulaciones de estos programas están basadas en el método de los elementos finitos y un buen conocimiento de este podrá ayudar al alumno a una mejor comprensión del programa y a sacar el máximo potencial de este. En este TFG se ha optado por la utilización del software de simulación Ansys.
 - Los recursos necesarios son un ordenador, la licencia del software que en este caso existe una gratuita y manuales o Internet.
 - Se van a emplear 2 semanas para esta subtarea.
- Fase 2. **Primer diseño**
 - Esta segunda fase se encarga de realizar todo lo necesario para finalmente tener un primer diseño con el que empezar a realizar los diferentes análisis. Las subtarear que lo componen son las siguientes:
 - **T.2.1. Especificar las características del motor a analizar**

- En esta subtarea se concreta el uso que se le va a dar al motor que se va a analizar, lo cual es imprescindible para empezar con el predimensionamiento. Todo el dimensionamiento posterior está condicionado a estos primeros requisitos que aquí se van a decidir y elegir.
- La duración será de 1 semana
- **T.2.2 Obtener dimensiones principales**
 - Una vez se hallan especificado las especificaciones del motor a analizar, se puede comenzar a obtener las dimensiones principales. Para ello el alumno seguirá un procedimiento que se explica en el libro de la bibliografía [1]. Y a la hora de elegir una alternativa u otro el alumno argumentará su elección a lo largo del proceso, basándose en los consejos del libro de la bibliografía [1] y el de la bibliografía [4].
 - Por lo tanto el material necesario será el libro de la bibliografía [1] y el de la bibliografía [4].
 - Esta subtarea durará 10 días..
- **T.2.3. Calcular el ciclo termodinámico del motor a analizar**
 - En esta subtarea se trata de, a través del código de programación obtenido en las semanas anteriores, que se puede ver el enlace en la bibliografía [2], y habiendo obtenido las dimensiones principales del motor, conseguir los valores de las presiones que aparecerán dentro de los cilindros durante el ciclo termodinámico. Las presiones obtenidas tendrán que compararse con valores de motores ya existentes y en caso de dar el visto bueno, serán las que se usarán para realizar los análisis mecánicos.
 - Sera necesario un ordenador con el software de programación Matlab y el código informático a utilizar obtenido de la bibliografía [2].
 - La duración de toda esta subtarea será de 1 semana.
- **T.2.4. Obtener dimensiones secundarias**
 - Esta subtarea como su nombre indica trata del cálculo de las dimensiones secundarias de los pistones, las bielas, el cigüeñal, los bulones y los cojinetes. Para su obtención se utilizará el procedimiento de calculo que se explica en el libro de la bibliografía [6]. Se trata de otra tarea bastante larga y de la última de diseño respecto al primer modelo básico.
 - El material utilizado para llevarla a cabo está en el libro de la bibliografía [6].
 - La duración de esta subtarea es de 10 días.
- Fase 3. **Análisis del primer diseño**

- En esta fase se llevan a cabo todos los análisis mecánicos para comprobar el comportamiento del primer diseño antes las cargas a las que se le someterá. Todos los análisis son realizados mediante el software de simulación de Ansys. Se comienza con un análisis dinámico en el que se trata a todo el conjunto como un sólido rígido sometido a la fuerza debida a las presión dentro de los cilindros y a una velocidad angular de entrada constante en el cigüeñal. Esta última entrada representa un estado de funcionamiento estacionario. En este primer análisis dinámico por lo tanto aparecerán las fuerzas de entrada y las fuerzas de inercia. Después del análisis dinámico de sólido rígido se pasa a hacer el análisis dinámico de sólido deformable en el que con las mismas condiciones de entrada se obtienen las tensiones de cada parte y las deformaciones. Estos resultados son los que tendremos que analizar y decidir si el primer diseño es válido y aguanta o si se le tendrán que hacer modificaciones. También se analizará en las partes que sea necesario, su respuesta a la fatiga, para ello Ansys tiene una opción que devuelve la duración de vida de la pieza escogida. Una parte importante para que los resultados sean lo mejores posibles es la realización de un buen mallado para el análisis dinámico de sólido deformable.
- Para esta fase se necesitarán: Los modelos CAD de todas las piezas y del conjunto en un formato compatible con Ansys, en este caso se usará un formato (.igs). También se necesita un ordenador con el software Ansys y finalmente los datos de las presiones que se darán dentro de los cilindros en función del tiempo, para la introducción de estas Ansys tiene una opción de meterlas como tablas a partir de archivos (.txt).
- La duración de esta fase será de 2 días.
- Fase 4. **Diseño final**
 - Esta es la fase en la que, después de haber analizado el primer diseño y por lo tanto de haber visto los fallos que se cometieron, se mejora para evitarlos. Los fallos que se pueden dar en el primer diseño son: que el material elegido no soporte las tensiones que se están dando en algún punto, seguramente en este caso se trate de un punto con concentración de tensiones, para lo cual se pondrán radios de acuerdo mayores, se pondrá mas material en esa zona o en el peor de los casos se reforzará con otro material. También podría ocurrir que el diseño no sea lo suficientemente rígido y que se deforme más de lo que debería, para lo cual se tendría que rigidizar con un cambio de geometría o a través de nervios. Para la obtención de una geometría lo más rígida posible se va a utilizar el estudio de tipología que ofrece el programa SolidWorks.
 - Para esta fase se necesitará un ordenador con el software para crear el nuevo modelo de CAD, los resultados de los análisis del primer diseño para saber donde actuar y el programa de ordenador SolidWorks.
 - La duración de esta fase de rediseño será de 3 días.
- Fase 5. **Análisis del diseño final**
 - Esta fase es de las última del proyecto y se trata de realizar los mismo análisis que se le hicieron a el primer diseño para poder ver si los cambios realizados son los adecuados. En cambio de seguir sin cumplir con los requisitos se realizarían otra vez las fases 4 y 5.

- Para esta fase se necesitarán los modelos CAD de las nuevas piezas y del nuevo conjunto en un formato compatible con Ansys como en la fase 3. También se necesitarás los objetos mencionados para la fase 3.
- La duración de esta fase será de 2 días.
- Fase 6. **Gestión del proyecto**
 - Esta es una fase que transcurre a lo largo de todo el proyecto. Se trata de llevar en todo momento un control del cumplimiento de las fechas del proyecto, sobre todo de los hitos. También se incluye en ella el continuo repaso de la información que se va consiguiendo y del desarrollo del proyecto. Una de sus partes más importantes es el final del proyecto donde el alumno construye todo el proyecto y lo amolda a la estructura de la normativa para poder ser entregado y presentado.
 - Para la fase se necesitara toda la información encontrada a lo largo del proyecto y todos los cálculos y diseños llevados a cabo. Para el desarrollo del trabajo en este caso se usará el programa LibreOffice y finalmente para la entrega se pasará a un formato (.pdf). De manera que será necesario un ordenador con Internet y todos los datos necesarios.
 - La duración de esta fase es de todo el proyecto, por lo tanto será de 86 días lo que son mas o menos 13 semanas.
- Hito 1. **Finalización del primer diseño**
 - Este hito como su nombre indica marca la finalización del primer diseño. Punto importante porque un retraso de este puede llevar grandes consecuencias.
- Hito 2. **Aceptación del último diseño**
 - Con este hito se quiere marcar la fecha en la que se consigue finalmente un diseño que cumple con los objetivos del proyecto.
- Hito 3. **Cierre de proyecto**
 - Esta es uno de los hitos más importante del proyecto y que muchas veces no se hace, pero sin el un proyecto no se puede considerar como terminado. Es la realización de un último repaso de todo el trabajo escrito y la confirmación de que se han cumplido los objetivos puestos al principio o de los nuevos objetivos que han podido ir cambiando a lo largo de este. Por lo tanto, marcará la finalización del proyecto.

9. DIAGRAMA DE GANTT



10. CÁLCULOS Y ALGORITMOS

10.1. CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES SECUNDARIAS DE LOS PISTONES

Para el cálculo de las dimensiones secundarias de los pistones se va a seguir el orden de la bibliografía [6]. De manera que se va a comenzar con el cálculo de el espesor de la cabeza de un pistón t_H . Su cálculo se llevará de dos maneras diferentes y se elegirá el valor mas conservador. La primera forma de calcularlo es mediante la fórmula de Grashoff expresada en la ecuación 10.1.

$$t_H = \sqrt{\frac{3 * p * D^2}{16 * \sigma_t}} \text{ (mm)} \quad (10.1)$$

- p = presión máxima de explosión= 5,0345 Mpa
- D = diámetro del pistón= 80 mm
- σ_t = tensión admisible de fluencia para el material= 70 Mpa

Con los valores anteriores se tiene un valor :

$$t_H = 9,3 \text{ mm}$$

El cálculo en cuanto a la disipación de calor no se ha realizado por los motivos expresados en el apartado de primer diseño del pistón.

Al ser el valor de $t_H > 6$ mm no es necesario la introducción debajo de la cabeza del pistón de ningún tipo de rigidizadores. Estos rigidizadores suelen ser nervios internos, cuyo espesor se puede tomar entre un tercio y la mitad del espesor de la cabeza del pistón . En este caso en principio no harían falta, pero aún así se van a crear dos. Estos estarán incluidos en el plano que contiene a el bulón y su espesor será de 4 mm.

En cuanto a la forma de la cabeza del pistón, es habitual que sea plana o incluso con algo de hueco, de manera que se consiga el coeficiente de compresión deseado o para evitar un posible contacto mediante las válvulas de admisión y de escape cuando el pistón se encuentra en el PMS. En este caso se optará por un pistón de cabeza plana.

Para continuar se va a calcular el espesor radial de los aros de estanqueidad t_1 . Para su calculo se utiliza la ecuación 10.2.

$$t_1 = D * \sqrt{\frac{3 * p_w}{\sigma_t}} (mm) \quad (10.2)$$

- p_w = presión del gas en el cilindro, su valor se encuentra entre 0,025 y 0,042 (N/mm²)= 0,042 N/mm²
- σ_t = tensión admisible para el material de los aros, para este caso se supondrán de hierro fundido= 100 MPa

Aplicando la ecuación 10.2.

$$t_1 = 2,8 \text{ mm}$$

la Ahora se va a calcular el espesor axial de los aros de estanqueidad t_2 . Se usan para ello las ecuaciones, ecuación 10.3 y ecuación 10.4

$$t_2 = \frac{D}{10 * n_r} (mm) \quad (10.3)$$

$$t_2 \in (0,7 * t_1 - t_1) (mm) \quad (10.4)$$

- n_r = número de aros, en este caso se escogerán cuatro, uno de fuego, dos de estanqueidad y un rascador= 4

Con las dos últimas ecuaciones y habiendo elegido un valor de n_r , se puede calcular t_2 .

$$t_2 = 2 \text{ mm}$$

Para el espesor desde la superficie del pistón hasta el primer aro b_1 , se utiliza la ecuación 10.5.

$$b_1 \in (t_H - 1,2 * t_H) = b_1 \in (9,3 - 11,16) (mm) \quad (10.5)$$

Eligiendo el valor de:

$$b_1 = 10 \text{ mm}$$

De manera similar se obtiene la distancia entre aros b_2 , con la ecuación 10.6.

$$b_2 \in (0,75 * t_2 - t_2) = b_2 \in (1,5 - 2) (mm) \quad (10.6)$$

Y en este caso se elige:

$$b_2 = 1,8 \text{ mm}$$

Para continuar, se va a calcular el máximo espesor de la falda de los pistones t_3 , con la ecuación 10.7.

$$t_3 = 0,03 * D + b + 4,5 (mm) \quad (10.7)$$

- $b =$ es el espesor de los huecos para los aros y su valor es $t_1 + 0,4 = 3,2$

Así su valor quedaría:

$$t_3 = 10 \text{ mm}$$

Junto con el valor anterior se puede calcular el espesor de la falda del pistón para la parte de abajo t_4 con la ecuación 10.8.

$$t_4 \in (0,25 * t_3 - 0,35 * t_3) = t_4 \in (2,5 - 3,5) \text{ (mm)} \quad (10.8)$$

Se tomara el valor:

$$t_4 = 3,5 \text{ mm}$$

Para tener finalizada toda la longitud del pistón, queda por calcular la longitud de la falda l , para ella se utilizan dos ecuaciones, ecuación 10.9 y ecuación 10.10.

$$R = \frac{F_{pmax}}{10} \text{ (N)} \quad (10.9)$$

$$R = p_b * D * l \text{ (N)} \quad (10.10)$$

- F_{pmax} = fuerza máxima debida a los gases = área pistón * presión máxima = 2530,62 N
- p_b = presión admisible entre falda y cilindro = 0,42 N/mm²

Con las dos ecuaciones anteriores y suponiendo la presión admisible anterior, se obtiene:

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

En estos momentos se esta en disposición de calcular la longitud total del pistón L , con la ecuación 10.11.

$$L = l + b_2 * 4 + t_2 * 3 + b_1 \text{ (mm)} \quad (10.11)$$

Quedando al final:

$$L = 98,2 \text{ mm}$$

Para terminar nos queda ubicar el agujero para el bulón y sus dimensiones. Se va a empezar con la distancia desde la mitad de la falda hacia arriba hasta el centro del bulón l_b , para ello se tiene como premisa que este se sitúe lo más cercano posible al centro de masas del pistón, pero al no tener todavía el pistón, se puede utilizar la ecuación 10.12.

$$l_b \in (0,02 * D - 0,4 * D) = l_b \in (1,6 - 3,2) \text{ (mm)} \quad (10.12)$$

Para este caso se optará por:

$$l_b = 2 \text{ mm}$$

Finalmente calcularemos el diámetro del agujero del bulón d_0 y la longitud del bulón que ocupará la parte de la biela l_1 . Para ello se utilizan la ecuación 10.13 y la ecuación 10.14.

$$d_0 = \frac{F_{pmax}}{p_{b1} * l_1} \text{ (mm)} \quad (10.13)$$

$$l_1 = 0,45 * D (mm) \quad (10.14)$$

- p_{b1} = presión admisible en el cojinete, si se escoge un cojinete de bronce para este caso = 25 N/mm²

Así que, utilizando las dos últimas formulas tenemos:

$$d_0 = 28 \text{ mm}$$

$$l_1 = 36 \text{ mm}$$

10.2. CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES SECUNDARIAS DE LAS BIELAS

Para el cálculo de las dimensiones secundarias de la biela se va a seguir el orden de la bibliografía [6]. Lo primero que se debe de pensar es como será la sección de la biela y teniendo en cuenta que se quiere conseguir una buena relación entre rigidez/peso y que además conviene tener una misma rigidez en los dos planos de pandeo de la biela se decide crear una sección de tipo I.

Para el espesor de las alas y el alma t , se utiliza la formula de Rankine para vigas sometidas a un esfuerzo de compresión, que viene a ser la ecuación 10.15 y la ecuación 10.16.

$$W_B \text{ en el eje } X = \frac{\sigma_c * A}{1 + a * \left(\frac{L}{k_{xx}}\right)^2} (N) \quad (10.15)$$

$$W_B \text{ en el eje } Y = \frac{\sigma_c * A}{1 + a * \left(\frac{L}{k_{yy}}\right)^2} (N) \quad (10.16)$$

- $W_B = F_{pmax} * \text{coeficiente de seguridad (se suele tomar entre 5-6)} = F_{pmax} * 6 = 151,837 \text{ KN}$
- $A = \text{área de la sección, en función de } t = 11 * t^2 \text{ (mm}^2\text{)}$
- $\sigma_c = \text{resistencia a compresión del material utilizado} = 320 \text{ N/mm}^2$
- $a = \text{constante en función de material} = \sigma_c / (\pi^2 * E) = 1/7500$
- $k_{xx} = \text{radio de giro de la sección respecto a el eje } X = I_{xx} / A, \text{ en función de } t = (419 * t^2) / 132$

reSi se sustituyen todos los valores anteriores y se tiene en cuenta que se quiere una sección igualmente rígida en ambas direcciones ($I_{xx}=I_{yy}$) se tiene:

$$t = 7 \text{ mm}$$

Para las demás medidas de las secciones se utilizan las siguientes ecuaciones, ecuación 10.17, ecuación 10.18, ecuación 10.19 y ecuación 10.20.

$$B = 4 * t \text{ (mm)} \quad (10.17)$$

$$H = 5 * t \text{ (mm)} \quad (10.18)$$

$$H_1 = 1,2 * H \text{ (mm)} \quad (10.19)$$

$$H_2 = 0,85 * H \text{ (mm)} \quad (10.20)$$

y se obtiene por lo tanto los valores de:

$$B = 28 \text{ mm}$$

$$H = 35 \text{ mm}$$

$$H_1 = 42 \text{ mm}$$

$$H_2 = 30 \text{ mm}$$

Ahora se van a calcular las dimensiones de la cabeza de la biela. Empezando por el diámetro del agujero donde se encajará con el cigüeñal d_c , el ancho de la cabeza b_c y lo que suele ser mismo que este último, la longitud de la distancia entre mejillas del cigüeñal l_c . Para ello se va a pensar en obtener un valor de distancia entre los brazos del cigüeñal parecido a el ancho de la biela, de manera que quede una biela medianamente uniforme en anchura. Este hecho hará como veremos a continuación que el diámetro sea bastante grande. Se utilizará para el cálculo la ecuación 10.21.

$$F_{pmax} = d_c * l_c * p_{bc} \text{ (N)} \quad (10.21)$$

- F_{pmax} = es la fuerza máxima debida a la combustión, realmente existen muchas otras como las de inercia y las de rozamientos, pero a efectos de cálculo se usa esta= 25.306,16 N
- p_{bc} = la presión máxima que puede soportar el cojinete(7-12,5) = 12 N/mm²

De manera que si tomamos un valor de l_c = 38 mm y sustituyendo queda:

$$d_c = 47 \text{ mm}$$

$$l_c = b_c = 38 \text{ mm}$$

Se puede seguir con el cálculo de los tornillos de expansión, concretamente con el cálculo de su diámetro exterior d_b , pero lo que se hace es calcular primero el interior de rosca d_{cb} con la ecuación 10.22 y después el otro con la ecuación 10.23.

$$F_I = \frac{\pi}{4} * d_{cb}^2 * \sigma_t * n_b \text{ (N)} \quad (10.22)$$

$$d_b = \frac{d_{cb}}{0,84} \text{ (mm)} \quad (10.23)$$

- F_i = la fuerza de inercia máxima cuando el pistón esta en PMS= 4745 N
- σ_i = la tensión admisible a tracción para los tornillos= 60 MPa
- n_b = número de tornillos= 2

Quedando así el valor de:

$$d_b = 9 \text{ mm}$$

Para finalizar se va a calcular el espesor de la tapa t_c . Para ello se supone a la tapa como una viga biapoyada sometida a el máximo momento flector debido a las fuerzas de inercia y la ecuación que se usa es la ecuación 10.24.

$$\sigma_b = \frac{M_c}{Z_c} = \frac{F_i * x}{b_c * l_c^2} \left(N/mm^2 \right) \quad (10.24)$$

- σ_b = la tensión admisible a tracción para el material de la tapa= 80 MPa
- M_c = momento flector máximo debido a las fuerzas de inercia= $(F_i * x)/6 = 32.752,94 \text{ N*mm}$
- Z_c = el módulo de la sección de la tapa, en función de $t_c = (b_c * t_c^2)/6$
- F_i = la fuerza de inercia máxima cuando el pistón esta en PMS= 4745 N
- x = distancia entre los tornillos de expansión= 60 mm

Si sustituimos todos los valores nos queda:

$$t_c = 9 \text{ mm}$$

10.3. CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES SECUNDARIAS DEL CIGÜEÑAL

Para el cálculo de las dimensiones secundarias del cigüeñal se va a seguir el orden de la bibliografía [6]. A la hora de diseñar un cigüeñal se tienen en cuenta dos tipos de esfuerzos principalmente. Esfuerzos debidos a momentos flectores y por otro lado esfuerzos debidos a momentos torsores. Este primer diseño sólo se va a dimensionar teniendo en cuenta los momentos flectores y después mediante los análisis se comprobara si está bien. En caso de no soportar los esfuerzos, se cambiarán sus dimensiones para el segundo diseño.

Pero antes de comenzar con estos, se necesita conocer el valor de las fuerzas y de las reacciones en los apoyos que los crearán. Para las dimensiones en función del momento flector se tiene que este será máximo en la posición de PMS, por lo tanto se calcularán los valores de la fuerza debida a la presión de los gases F_p , las fuerza debida al peso del volante de inercia W , las debidas a la tensión que se crea en la correa que transmite el movimiento desde el eje del cigüeñal a el volante de inercia T_1+T_2 , las reacciones en los apoyos intermedios horizontales H_i como verticales V_i y las reacciones que aparecen en el primer apoyo H_i' y V_i' .

Para todos los cálculos se supone un cigüeñal con un único cilindro, pero se va a utilizar debido a que en el de cuatro cilindros, solo en un de ellos se está dando en un momento la combustión. Por lo tanto se hará uso de el desarrollo mencionado y se utilizarán las dimensiones calculadas para todo el cigüeñal en este primer diseño. De esta manera tenemos :

$$F_p = 25.306,16 \text{ N}$$

$$W = \text{se tomará el valor del libro} = 50 \text{ KN}$$

$$T_1 + T_2 = \text{valor del libro} = 6,5 \text{ KN}$$

Las reacciones que se van a calcular son las debidas a las fuerzas de los gases, ya que son las que realmente se conocen. Para su calculo se utilizan las ecuaciones, ecuación 10.26 y ecuación 10.27.

$$V_1 + V_2 = F_p \quad (10.26)$$

$$V_2 * b = F_p * b_1 \quad (10.27)$$

- b = distancia entre apoyos intermedios, que se toma como $(2 * D) = 160 \text{ mm}$
- b_1 = distancia desde el apoyo de un lado a donde se aplica la fuerza de los gases, que se toma como $(b/2) = 80 \text{ mm}$

Así nos quedan unas reacciones de valores:

$$V_1 = V_2 = 12.653,08 \text{ N}$$

Ahora se pueden calcular las dimensiones para el caso de momento flector máximo. Se comienzo por las dimensiones de los brazos : el ancho de los brazos w y el espesor de los brazos t . Se utilizan para ello las ecuaciones, ecuación 10.28 y ecuación 10.29.

$$w = 2 * t \text{ (mm)} \quad (10.28)$$

$$\sigma_b + \sigma_c < \sigma_{admisible} \rightarrow \frac{M_b * y}{I} + \frac{V_1}{w * t} = \frac{6 * V_1 * [b_1 - l_c/2 - t/2]}{w * t^2} + \frac{V_1}{w * t} < \sigma_{admisible} \text{ (MPa)} \quad (10.29)$$

- σ_b = tensión debida al momento flector
- σ_c = tensión debida a la compresión
- $\sigma_{admisible}$ = tensión admisible del material utilizado, en este caso aleación Cr-Ni = 130 MPa
- M_b = momento flector en los apoyos
- y = distancia desde la linea neutra de la sección
- I = momento de inercia de la sección

Entonces utilizando las ecuaciones tenemos unas dimensiones de:

$$t = 28 \text{ mm}$$

$$w = 56 \text{ mm}$$

ASPECTOS ECONÓMICOS

11. PRESUPUESTO

Para el presupuesto se va a suponer que se trabaja para una empresa la cual necesita pagar a los ingenieros, director de proyecto, que necesita unas licencias y unos ordenadores, los cuales también usará para proyectos futuros y por lo tanto se introducirán como amortizaciones y finalmente habrá que introducir unos imprevistos y el impuesto de valor añadido (IVA).

Para las amortizaciones se tienen los siguientes precios que aparecen en la tabla 11.1.

CONCEPTO	PRECIO DE COMPRA (€)	VIDA ÚTIL (h)	COSTE UNITARIO
Ordenador	1500	10000	0,15
Licencia ANSYS	20000	2000	10
Licencia SolidEdges	20000	2000	10
Licencia MatLab	8000	2000	4
Licencia SolidWorks	20000	2000	10

Tab. 11.1. Amortizaciones de los softwares para el presupuesto

Por lo tanto el presupuesto final es el que aparece en la Tabla 11.2.

Referencia	Cantidad	Concepto	Precio unitario	Precio total
1		Mano de obra		
1.1	70	Horas director de proyecto	100	7.000,00
1.2	952	Horas ingeniero	80	76.160,00
		TOTAL MANO DE OBRA		83.160,00
2		Amortizaciones		
2.1	1022	Ordenadores	0,15	153,30
2.2	238	Licencia ANSYS	10	2.380,00
2.3	238	Licencia SolidEdges	10	2.380,00
2.4	238	Licencia MatLab	4	952,00
2.5	238	Licencia SolidWorks	10	2.380,00
		TOTAL AMORTIZACIONES		8.245,30
3		Gastos		
3.1	1	material de trabajo	200	200,00
		TOTAL GASTOS		200,00
		SUBTOTAL 1 (SIN IVA)		91.605,30
		COSTES INDIRECTOS (15%)		13.740,80
		IMPREVISTOS (5%)		1.580,19
		SUBTOTAL 2 (SIN IVA)		106.926,29
		IVA (21% DEL SUBTOTAL 2)		22.454,52
		TOTAL		129.380,81

Tab. 11.2. Presupuesto

CONCLUSIONES

Como resultado del trabajo realizado y la experiencia adquirida durante la elaboración de este TFG, se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- Simular un proceso tan complejo como este requiere aceptar una serie de simplificaciones, lo que implica que los resultados sólo pueden validarse comparándolos con los de un ensayo.
- Las restricciones en cuanto al número de elementos y la potencia requerida para ello debidas a el tipo de licencia que se tenía, han obstaculizado el poder llevar a cabo el trabajo de una manera más precisa, lo cual habría supuesto una mejora en la calidad de los resultados
- Incluso habiendo estado limitado por las simplificaciones anteriores, los resultados obtenidos ofrecen una visión general del comportamiento estructural, lo cual ha permitido tener una noción de la seguridad frente al fallo de los componentes.
- Los análisis realizados han sido necesarios y concluyentes para poder llevar a cabo el desarrollo de un segundo modelo mejorado, sobre todo teniendo en cuenta la disminución de peso conseguida.

Además, la experiencia adquirida durante la realización de este TFG abre las puertas a futuros planteamientos, que tengan en cuenta efectos mecánicos, como puedan ser las pérdidas debidas a la fricción entre componentes, análisis de vibraciones y otras de tipo termodinámico como el análisis de la combustión de los gases mediante elementos finitos, con el que se podría obtener una definición más

precisa de las fuerzas aplicadas sobre los pistones. También existe la posibilidad de simular el movimiento de los fluidos para la absorción y la evacuación a través de las válvulas, simulaciones térmicas sobre el comportamiento del sistema en cuanto a evacuación de calor, etc.

Otra futura línea de desarrollo sería la del análisis de la bancada del motor, del sistema de válvulas y levas, la incorporación de un volante de inercia o incluir en el diseño de los componentes criterios diferentes de los de análisis resistente, como los de fabricación.

No quiero terminar este apartado sin incluir las gratas impresiones personales que me ha dejado la realización de este TFG, dado que en él se ha utilizado de forma coordinada gran parte de los conocimientos estudiados durante la carrera, lo cual es una buena manera de terminar el grado, aprendiendo a poner en práctica conceptos ya conocidos y adquiriendo otros nuevos, profundizando en problemas concretos y dando un uso práctico a los estudios teóricos. Lo cuál me ha resultado muy gratificante.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Álvarez Flórez, Jesús Andrés e Ismael Callejón Agramunt, eds. (2005): *Motores alternativos de combustión*. Barcelona: UPC.
- [2] Álvarez Flórez, Jesús Andrés. "Modelització de la fase tancada en motors alternatius de combustió interna de cicle Otto mitjançant Matlab"[en línea] Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona. Disponible en <https://upcommons.upc.edu/handle/2099.1/3033> (visitada el 20/06/2019).
- [3] Alfonso Hernandez, Charels Pinto, Josu Agirrebeitia y Victor Petuya. (2015): *Dinámica de maquinas*. Bilbao: Publicaciones-Escuela Técnica Superior de Ingeniería.
- [4] Payri González, Francisco y Jose María Desanes Fernandez, eds. (2011): *Motores de combustión interna alternativos*. Valencia: Editorial Reverté.
- [5] Base de datos de materiales [en línea] disponible en <http://www.matweb.com/index.aspx>.
- [6] theory of machines

ANEXO I. CÁLCULO DEL CICLO TERMODINÁMICO DEL MOTOR A DISEÑAR

La importancia del proceso de combustión, por lo que respecta a los MEP, estriba en la evolución de la presión en el recinto de combustión, donde tiene lugar la superposición de la combustión con el proceso de compresión-expansión que se produce durante la fase cerrada del motor. Es importante conocer como se ve afectado el proceso de combustión por las circunstancias del ciclo termodinámico, concretamente por el inicio de la combustión en un punto localizado que será la bujía, el inicio y la propagación del proceso de combustión al final de la carrera de compresión y la finalización del proceso de combustión durante la carrera de expansión. Para este TFG esas dos últimas premisas serán las que se han ido cambiando hasta conseguir un ciclo termodinámico bueno.

La importancia del tiempo de combustión es esencial, ya que para que la energía liberada por la combustión sea convenientemente transformada por el mecanismo alternativo, debe conseguirse lo que se conoce como combustión centrada. Esta es aquella que da lugar a un máximo de presión entre 10° y 15° después del PMS.

En función del tiempo, y por tanto del ángulo de giro del cigüeñal en el que se produce la combustión, habrá un determinado avance del encendido, así que el ángulo girado por el cigüeñal durante el que se desarrolla la combustión se llama ángulo de combustión. Cuanto mayor sea el avance, mayor parte de la energía se libera durante la carrera de compresión y por tanto la sobre presión que se genera se opone al desplazamiento del pistón, dando lugar a un aumento del trabajo de compresión que debe realizar el motor.

El ciclo termodinámico de la fase de combustión puede dividirse en tres fases. La primera de ellas es muy corta y no se quema mucho combustible, por lo tanto la presión durante esta se asemeja mucho a la que tendría la cámara de combustión con el simple movimiento de compresión ascendente. Esta fase suele durar unos 10° mas o menos. La segunda fase se da desde el final de la anterior hasta el punto de máxima presión. Es donde se quema la mayoría del combustible, por lo tanto el gradiente de presión crece muy rápidamente y también se da una rápida propagación del frente de llama, el cual se caracteriza por separar las dos regiones de combustible quemado y sin quemar. Su duración suele ser aproximadamente del 85% del ángulo de combustión y en ella predomina la combustión turbulenta. Finalmente está la tercera fase, en esta la combustión vuelve a ser laminar. En esta fase la temperatura media de los gases en el cilindro continúa creciendo cierto tiempo; sin embargo, la disminución de la velocidad de desprendimiento de calor, debida a que el frente de la llama alcanza las paredes de la cámara de combustión, conduce a que el incremento de presión, por efecto de la combustión, ya no pueda compensar su caída a causa de la expansión de los gases, originada por el movimiento del pistón y la transmisión de calor a las paredes.

Como se ha comentado antes lo imprescindible para lograr un buen funcionamiento del motor en cuanto a el ciclo termodinámico es conseguir una combustión centrada. Por eso y para conseguir también valores de presiones habituales se han elegido los siguientes valores para caracterizar la fase de combustión:

- Presión de los gases introducidos en la cámara, **Pg**: 1,2 atmósferas.
- Temperatura de los gases introducidos en la cámara, **Tg**: 370°C
- Temperatura para las paredes de los cilindros, **Tp**: 400°C
- Valor del ángulo para el cuál dará comienzo la combustión **IC**: 30° antes del PMS

- Avance de la combustión, **AC**: 50°

Estos datos serán introducidos en el código de programación de la bibliografía [2], habiéndole hecho previamente las modificaciones necesarias para amoldarlo a el motor que se quiere diseñar..

Tras la ejecución de este programa con estos valores se ha conseguido que el valor máximo de presión se de unos 10° después del PMS, con lo que se ha conseguido una combustión centrada y además el valor máximo de valor obtenido suele ser habitual al de estos motores. Por lo tanto serán los datos obtenidos de este análisis los que se introducirán en las simulaciones de Ansys.

ANEXO II. PLANOS DEL DISEÑO FINAL

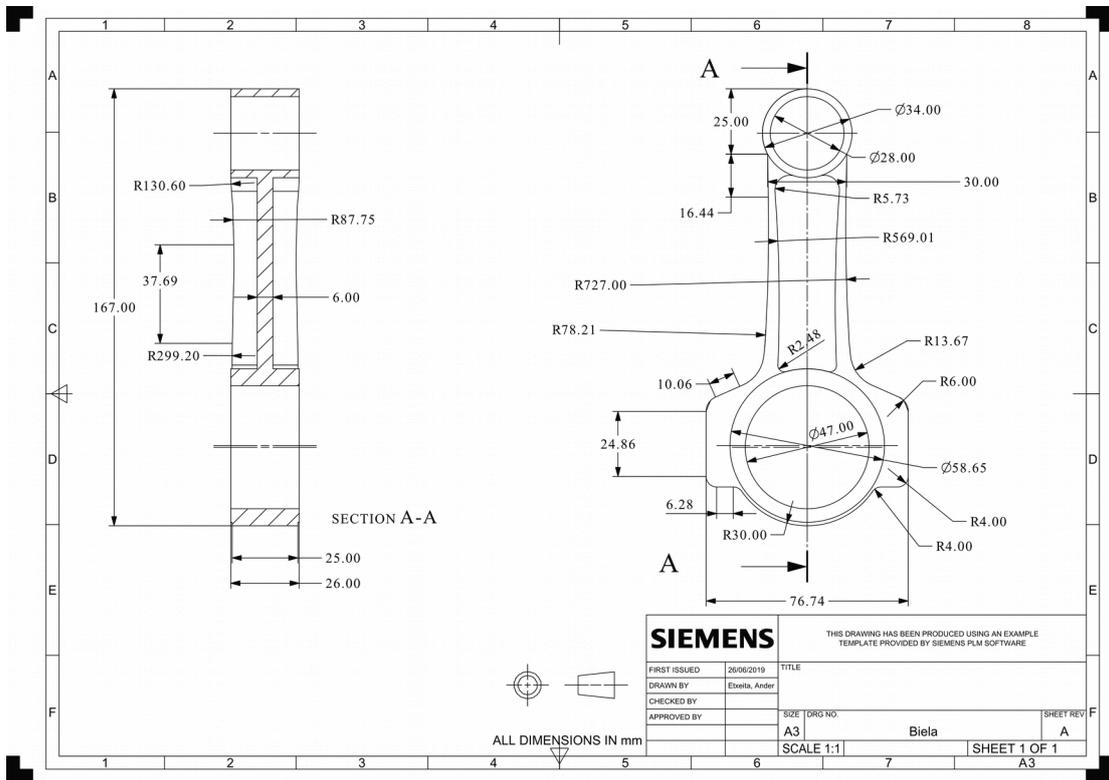


Fig. Anexo II.1. Plano de las bielas finales

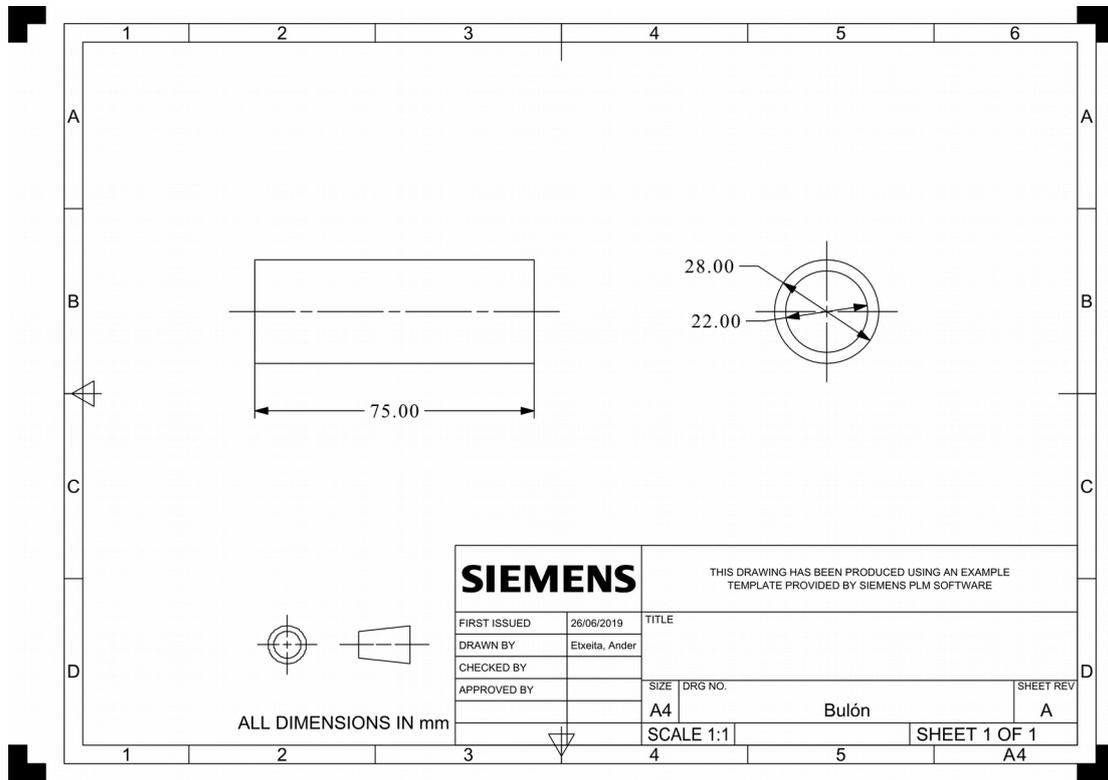


Fig. Anexo II.2. Plano de los bulones finales

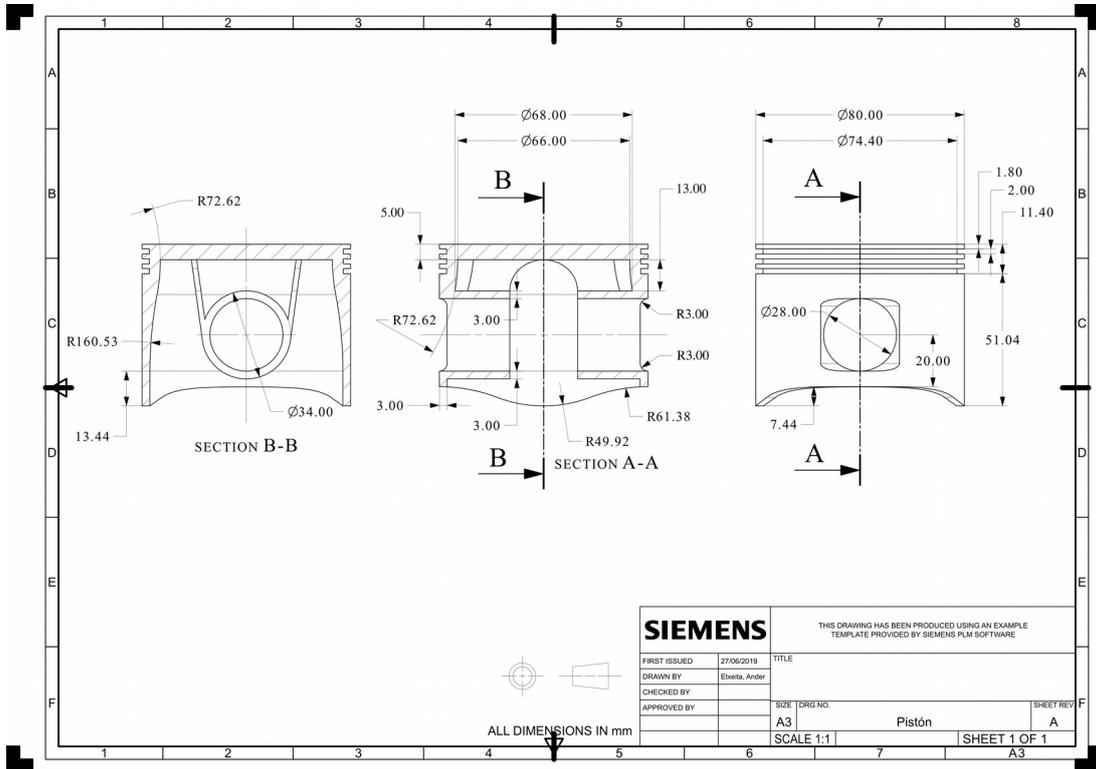
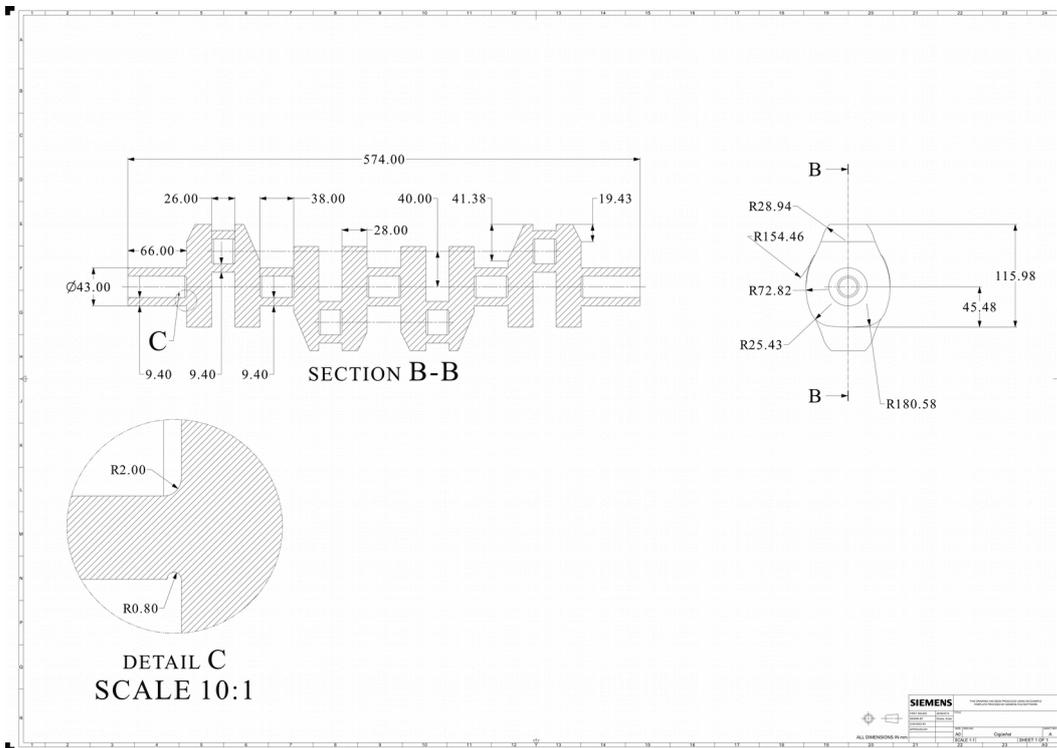


Fig. Anexo II.2. Plano de los pistones finales



Anexo II.2. Plano del cigüeñal final

Fig.