

Trabajo Fin de Máster

Máster Universitario en Ingeniería Industrial

Simulación en CATIA V5 del motor en V8 de un Chevrolet Camaro

Autor: Gonzalo Pérez López

Tutor: Miguel Torres García

**Departamento Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2019



GMTS | GRUPO DE MAQUINAS Y MOTORES
TERMICOS DE SEVILLA

Trabajo Fin de Máster
Máster Universitario en Ingeniería Industrial

Simulación en CATIA V5 del motor en V8 de un Chevrolet Camaro

Autor:
Gonzalo Pérez López

Tutor:
Dr. Miguel Torres García

Departamento Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2019

Trabajo Fin de Máster: Simulación en CATIA V5 del motor en V8 de un Chevrolet Camaro

Autor: Gonzalo Pérez López

Tutor: Dr. Miguel Torres García

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2019

El Secretario del Tribunal

“Una parte del viaje es el final” y este proyecto supone el cierre de una etapa maravillosa donde me he curtido en todos los aspectos.

Dedicado especialmente a mi madre, mi padre y mi abuelo Andrés. Va por vosotros.

AGRADECIMIENTOS

A mi padre, mi madre y mis hermanos. Todo coche tiene un motor, y yo tengo siete.

A mis amigos de toda la vida y a los que he ido haciendo por el camino, sois parte de una etapa universitaria que ha sido top. Lo que tenemos por delante va a ser más y mejor.

A mis compañeros de Airbus y Aertec, habéis hecho excepcionales estos últimos años con un ambiente de trabajo fantástico a la par que compaginaba mis estudios.

El presente Trabajo Fin de Máster ha sido realizado bajo la tutela del Profesor Doctor D. Miguel Torres García a quién me gustaría agradecerle el haberme dedicado su tiempo y ayuda siempre que ha sido necesario así como el haberme dado la libertad de enfocar el proyecto en la dirección que he considerado.

Gonzalo Pérez López

Ingeniero Industrial

Sevilla, 2019

RESUMEN

En este proyecto se ha tratado de diseñar el motor de combustión V8 de un Chevrolet Camaro SS empleando el software de diseño y simulación CATIA V5. El objetivo principal de trabajo ha sido analizar y estudiar en profundidad todos los mecanismos y elementos que componen su funcionamiento a la vez que se domina CATIA V5, altamente demandado en la actualidad en oficinas de diseño de sectores como la aeronáutica y la automoción. Para organizar el proyecto, inicialmente se explicarán los diferentes criterios de clasificación existentes en los motores de combustión interna alternativos y se detallará cada uno de sus componentes tanto a nivel geométrico como funcional.

Una vez comprendido su funcionamiento mecánico, se diseñaran en CATIA todos los elementos de este motor utilizando el catálogo oficial de Chevrolet y librerías de diseño 3D como datos de partida. Cuando se hayan diseñado, se ensamblaran conjuntamente para simular los tres bloques de movimiento principales del motor: el correspondiente al cigüeñal, el del árbol de levas y el de la transmisión que conecta los dos anteriores. Por último, se armonizaran entre ellos para reproducir el movimiento completo del motor.

ABSTRACT

In this project it has been tried to design a Chevrolet Camaro SS combustion engine with V8 configuration using the simulation software CATIA V5. The main objective of this work has been to analyze and study in depth all the mechanisms and elements that make up its operation at the same time that CATIA V5 is mastered, currently highly demanded in design offices of sectors such as aeronautics and the automotive industry. To organize the project, initially the different classification criteria existing in alternative internal combustion engines will be explained and each of their components will be both geometrically and functionally detailed.

Once their mechanical operation is understood, all the elements of this engine will be designed in CATIA using the official Chevrolet catalog and 3D design libraries as starting data. When they have been designed, they will be assembled together to simulate the three main movement blocks of the engine: the crankshaft, the camshaft and the transmission which connects the previous ones. Finally, they will be harmonized with each other to reproduce the complete movement of the engine.

ÍNDICE

Agradecimientos.....	ix
Resumen	1
Abstract	3
Índice.....	6
Índice de Tablas.....	9
Índice de Figuras	11
1 Estructura del Proyecto	15
2 Clasificación de los MCIA	16
2.1 Clasificación según el Proceso de Combustión.....	16
2.1.1 Motores de encendido por chispa (MECH)	16
2.1.2 Motores de encendido por compresión (MEC).....	17
2.2 Clasificación según la forma de hacer la renovación de la carga	18
2.2.1 Ciclo de cuatro tiempos	18
2.2.2 Ciclo de dos tiempos.....	20
2.3 Clasificación según la presión de admisión.....	22
2.3.1 Motores de aspiración natural	22
2.3.2 Motores sobrealimentados.....	22
2.4 Otros criterios de clasificación.....	23
2.4.1 Tipo de refrigeración.....	23
2.4.2 Número de cilindros.....	23
2.4.3 Disposición de los cilindros.....	24
3 Elementos Constructivos del Motor	27
3.1 Elementos estructurales fijos	28
3.1.1 Bloque motor.....	28
3.1.2 Cilindros	28
3.1.3 Culata	31
3.1.4 Juntas de culata.....	33
3.1.5 Bujía.....	34
3.1.6 Cámara de combustión	36
3.1.7 Cáster superior o bancada.....	37
3.1.8 Carter de aceite o cáster inferior.....	37
3.1.9 Bomba de aceite	37
3.1.10 Colectores de admisión y escape	38
3.2 Elementos motrices	39
3.2.1 Pistones o émbolos.....	39
3.2.2 Segmentos	44
3.2.3 Bielas.....	47
3.2.4 Bulón.....	50
3.2.5 Cigüeñal.....	50
3.2.6 Casquillos de fricción o semicojinetes.....	53
3.2.7 Volante motor.....	54
3.2.8 Dámper o Amortiguador de vibraciones	56

3.3 Elementos de distribución	57
3.3.1 Válvulas	57
3.3.2 Balancines	58
3.3.2 Árbol de levas o sistema de distribución	59
4 Elección motor V8 de un Camaro SS	60
5 Procedimiento de Diseño	61
5.1 Catálogo de componentes de Chevrolet	61
5.2 Modo de empleo de Grabcad	61
5.3 Diseño con CATIA V5	63
5.3.1 Diseño Mecánico	63
5.3.2 Análisis	64
5.3.3 Mecanizado	64
6 Diseño de Componentes	66
6.1 Pistones	66
6.2 Biela	68
6.3 Cojinete de cabeza de biela	70
6.4 Bloque motor	71
6.5 Cigüeñal	75
6.6 Árbol de levas	76
6.7 Culatas	78
6.8 Varillas de empuje	82
6.9 Balancines	83
6.10 Válvulas	86
6.10.1 Válvulas de admisión	86
6.10.2 Válvulas de escape	88
6.11 Kit de muelles de válvulas	89
6.11.1 Kit de resortes	89
6.11.2 Taco de resorte	90
6.11.3 Retenedor de muelle de válvula	91
6.12 Elevador de válvulas	92
6.13 Cadenas de distribución y ruedas dentadas	93
7 Ensamblaje de Componentes	98
7.1 Funcionamiento DMU Kinematics	98
7.1 Ensamblaje del Sistema del Cigüeñal	98
7.2 Ensamblaje del Sistema del Árbol de Levas	100
7.4 Ensamblaje del Sistema de Distribución	102
7.5 Ensamblaje Completo	104
8 Renderizado del Ensamblaje	106
9 Conclusiones	108
Anexos	¡Error! Marcador no definido.
Referencias	109

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Características geométricas del pistón.	66
Tabla 2. Características geométricas de la biela.	69
Tabla 3. Orientación de cada uno de los lóbulos del árbol de levas.	77

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Ciclo ideal en motores de explosión y su diagrama P-v.	16
Figura 2. Ciclo real en motores de explosión y su diagrama P-v.	16
Figura 3. Ciclo motor diésel.	17
Figura 4. Esquema motor de cuatro tiempos.	18
Figura 5. Diagrama de la distribución de un motor de cuatro tiempos.	19
Figura 6. Diagrama presión-volumen de un motor de 4T.	20
Figura 7. Esquema motor de dos tiempos.	20
Figura 8. Diagrama de distribución en un motor de dos tiempos.	21
Figura 9. Diagrama presión-volumen de un motor de 2T.	22
Figura 10. Esquema de motores sobrealimentados.	23
Figura 11. Configuración de cilindros en línea.	24
Figura 12. Configuración de cilindros en V.	25
Figura 13. Configuración de cilindros en W.	25
Figura 14. Configuración de motor en Bóxer.	26
Figura 15. Configuración de cilindros en estrella.	26
Figura 16. Despiece de un motor de cuatro cilindros en línea.	27
Figura 17. Esquema general de un motor de combustión interna alternativo.	27
Figura 18. Esquema bloque motor de combustión alternativo.	28
Figura 19. Cilindro de un motor.	29
Figura 20. Tipos de camisa seca.	30
Figura 21. Camisa húmeda de un cilindro.	30
Figura 22. Sección de la culata y elementos internos.	32
Figura 23. Juntas de culata.	33
Figura 24. Esquema de una bujía de encendido en un motor de combustión.	34
Figura 25. Trayectos de la chispa de encendido.	35
Figura 26. Efectos de la temperatura de la bujía.	36
Figura 27. Valores típicos de la relación de compresión.	37
Figura 28. Bomba de aceite en motor de cilindrada variable.	38
Figura 29. Colector de admisión de un motor de automóvil.	39
Figura 30. Elementos del pistón.	40
Figura 31. Esquema geométrico de un pistón.	42
Figura 32. Ventajas e inconvenientes de cada tipo de motor según la relación carrera-diámetro.	42
Figura 33. Valores habituales para la relación carrera-diámetro.	43
Figura 34. Esquema de los segmentos de un pistón.	44
Figura 35. Funcionamiento de los segmentos durante el proceso de combustión.	45
Figura 36. Configuraciones tipo para el segmento de compresión.	45
Figura 37. Configuraciones tipo para el segundo segmento.	46
Figura 38. Configuraciones tipo segmentos rascadores de dos piezas.	47
Figura 39. Esquema del conjunto de una biela.	47

Figura 40. Sección de un pie de biela.	48
Figura 41. Sección de una cabeza de biela.	48
Figura 42. Biela ahorquillada.	49
Figura 43. Biela articulada.	50
Figura 44. Biela conjugada.	50
Figura 45. Elementos del cigüeñal.	51
Figura 46. Proporciones geométricas de un cigüeñal.	52
Figura 47. Partes de un semicojinete de bancada.	53
Figura 48. Orificios de engrase de un semicojinete.	54
Figura 49. Volante de inercia.	55
Figura 50. Elementos de un volante de inercia bimasa.	56
Figura 51. Amortiguador de vibraciones acoplado al cigüeñal.	57
Figura 52. Sección y elementos de un amortiguador de vibraciones.	57
Figura 53. Disposición de los balancines sobre culata de un motor.	59
Figura 54. Árbol de levas de un motor de combustión.	59
Figura 55. Imagen de la versión más reciente del Chevrolet Camaro SS.	60
Figura 56. Interfaz del apartado de motores en la página web oficial de Chevrolet.	61
Figura 57. Interfaz de Grabcad al seleccionar un modelo.	62
Figura 58. Interfaz de trabajo de una pieza en grabcad.	62
Figura 59. Logo de CATIA.	63
Figura 60. Pistón con P/N 10159436 de motor Chevrolet en bloque pequeño.	66
Figura 61. Imagen superior del diseño en CATIA V5 del pistón.	67
Figura 62. Imagen del diseño en CATIA V5 del pistón.	67
Figura 63. Imagen del pin que conecta el pistón con la biela.	68
Figura 64. Biela P/N 12495071 Chevrolet para motor de bloque pequeño.	68
Figura 65. Imagen del diseño en CATIA del cuerpo de la biela.	69
Figura 66. Imagen del diseño en CATIA de la cabeza de la biela.	70
Figura 67. Cojinete de bielas P/N 17800761 Chevrolet para motor de bloque pequeño.	70
Figura 68. Imagen del diseño en CATIA del cojinete de la biela.	71
Figura 69. Vista superior bloque Bowtie Sportman 350 P/N 12480174.	71
Figura 70. Vista inferior bloque Bowtie Sportman 350 P/N 12480174.	72
Figura 71. Interfaz del bloque motor en el entorno de grabcad.	73
Figura 72. Imagen frontal del bloque motor diseñado en CATIA.	74
Figura 73. Imagen posterior del bloque motor diseñado en CATIA.	74
Figura 74. Imagen inferior del bloque motor diseñado en CATIA V5.	75
Figura 75. Cigüeñal de acero forjado de 383 pulgadas cúbicas P/N 12489436.	75
Figura 76. Interfaz del cigüeñal en el entorno de grabcad.	76
Figura 77. Imagen del diseño en CATIA del cigüeñal.	76
Figura 78. Árbol de levas de rodillo hidráulico - Gen II LT4 hot cam.	77
Figura 79. Interfaz del árbol de levas en el entorno de grabcad. (Fuente: Grabcad.)	77
Figura 80. Imagen del diseño en CATIA del árbol de levas.	78
Figura 81. Vista superior de la culata Fast Burn de aluminio para motores de bloque pequeño.	78
Figura 82. Vista posterior de la culata Fast Burn de aluminio para motores de bloque pequeño.	79

Figura 83. Vista inferior de la culata Fast Burn de aluminio para motores de bloque pequeño.	79
Figura 84. Vista lateral de la culata Fast Burn de aluminio para motores de bloque pequeño.	79
Figura 85. Interfaz de la culata en el entorno de grabcad.	80
Figura 86. Imagen del diseño en CATIA de la zona superior de la culata.	81
Figura 87. Imagen del diseño en CATIA de la zona inferior de la culata.	81
Figura 88. Ejemplo del diseño de uno de los conductos de admisión con “Multi-Sections Solid”.	82
Figura 89. Varillas de empuje de bloque pequeño P/N 366277.	83
Figura 90. Imagen del diseño en CATIA V5 de las varillas de empuje.	83
Figura 91. Balancines de rodillo de aluminio P/N 19210728.	84
Figura 92. Imagen del diseño en CATIA del brazo del balancín.	85
Figura 93. Imagen del diseño en CATIA del pin del balancín.	85
Figura 94. Imagen del diseño en CATIA del rodillo del balancín.	86
Figura 95. Imagen de los elementos del balancín ensamblados y unidos al resto del motor.	86
Figura 96. Válvula de admisión P/N 12555331.	87
Figura 97. Interfaz de la válvula de admisión en entorno grabcad.	87
Figura 98. Imagen del diseño en CATIA de la válvula de admisión.	88
Figura 99. Válvula de escape P/N 12551313.	88
Figura 100. Interfaz de la válvula de escape en el entorno grabcad.	89
Figura 101. Imagen del diseño en CATIA de la válvula de escape.	89
Figura 102. Kit de resortes de válvula con P/N 10212811 con el taco de resorte incorporado.	90
Figura 103. Imagen del diseño en CATIA del muelle de válvula.	90
Figura 104. Imagen del diseño en CATIA del taco de resorte.	91
Figura 105. Retenedor de muelle de válvula con P/N 12550421.	91
Figura 106. Imagen del diseño en CATIA del retenedor de muelle de válvula.	91
Figura 107. Elevador de válvula hidráulico 12371044.	92
Figura 108. Interfaz del elevador hidráulico de válvula en el entorno de trabajo de grabcad.	92
Figura 109. Imagen del diseño en CATIA del elevador de válvula hidráulico.	93
Figura 110. Kit de cadena de distribución a rodillo individual con P/N 12371043.	93
Figura 111. Interfaz del sistema de distribución en el entorno grabcad.	94
Figura 112. Imagen del diseño en CATIA de la rueda del árbol de levas.	95
Figura 113. Imagen del diseño en CATIA de la rueda dentada del cigüeñal.	95
Figura 114. Imagen del diseño en CATIA del link exterior de la cadena de distribución.	96
Figura 115. Imagen del diseño en CATIA del link interior de la cadena de distribución.	96
Figura 116. Ensamblaje final de la cadena de distribución en CATIA.	97
Figura 117. Imagen del ensamblaje en CATIA del sistema del cigüeñal (1).	99
Figura 118. Imagen del ensamblaje en CATIA del sistema del cigüeñal (2).	100
Figura 119. Imagen del ensamblaje en CATIA del sistema del árbol de levas (1).	101
Figura 120. Imagen del ensamblaje en CATIA del sistema del árbol de levas (2).	102
Figura 121. Ejemplo de relación de la cadena con las ruedas dentadas.	103
Figura 122. Ensamblaje final del sistema de distribución en CATIA.	104
Figura 123. Vista superior del ensamblaje en CATIA V5 del motor en V8 del Chevrolet Camaro.	104
Figura 124. Vista inferior del ensamblaje en CATIA V5 del motor en V8 del Chevrolet Camaro.	105
Figura 125. Renderizado del motor V8 del Chevrolet Camaro (1).	106

Figura 126. Renderizado del motor V8 del Chevrolet Camaro (2).	106
Figura 127. Renderizado del motor V8 del Chevrolet Camaro (3).	107

1 ESTRUCTURA DEL PROYECTO

El objetivo de este trabajo fin de master ha sido reproducir fielmente el motor de combustión V8 de un Chevrolet Camaro SS empleando el software de diseño y simulación CATIA V5 junto con otras herramientas y bases de datos. De esta forma, se buscará conocer en profundidad todos los mecanismos que componen su funcionamiento a la vez que se domina un programa altamente demandado en la actualidad tanto en el sector del automóvil como en la industria aeronáutica.

El trabajo se va a estructurar en una serie de bloques que darán una linealidad al contenido que se vaya tratando. Lo que se busca es que la mayor parte de los conceptos que vayan apareciendo hayan sido aclarados anteriormente en la medida de lo posible.

Los dos primeros bloques serán introductorios y abordarán tanto las diferentes clasificaciones de los motores de combustión interna alternativos como los componentes necesarios para su ensamblaje.

En el siguiente bloque se explicarán qué criterios se han seguido para escoger este motor dentro de los diferentes tipos de configuraciones y fabricantes.

El cuarto bloque abordará las técnicas y herramientas que se han empleado para diseñar cada uno de los componentes. Comprenderá desde la búsqueda de las características geométricas principales en el catálogo oficial de Chevrolet hasta el empleo de librerías 3D de forma que se pudiera obtener y diseñar con CATIA la mejor aproximación posible a la pieza real.

En el quinto bloque se mostrará el diseño de cada uno de los componentes, adjuntando imágenes y vinculándolos con los Anexos en los que se incluirán los planos de cada parte.

Por último, los dos últimos bloques van a centrarse en la simulación de los tres bloques de movimiento principales: el correspondiente al cigüeñal, el del árbol de levas y el de la transmisión que conecta a ambos. Finalmente se hará una simulación completa que armonice los tres movimientos en uno solo.

2 CLASIFICACIÓN DE LOS MCIA

2.1 Clasificación según el Proceso de Combustión

2.1.1 Motores de encendido por chispa (MECH)

También denominados motores de explosión. La característica fundamental de este motor es que el inicio de la combustión se produce mediante un aporte de energía externo al ciclo termodinámico, que en motores modernos se consigue al hacer saltar una chispa entre los dos electrodos de una bujía. El instante en el que se debe hacer saltar la chispa deberá ser el adecuado para conseguir que el proceso de combustión sea lo más eficiente posible. El ciclo termodinámico utilizado es conocido como Ciclo Otto.

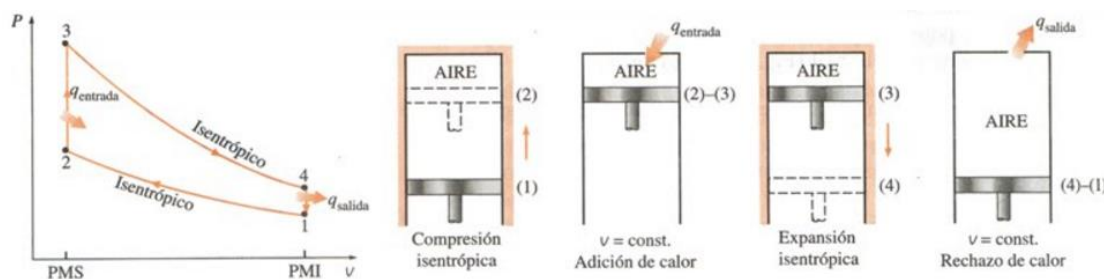


Figura 1. Ciclo ideal en motores de explosión y su diagrama P-v.

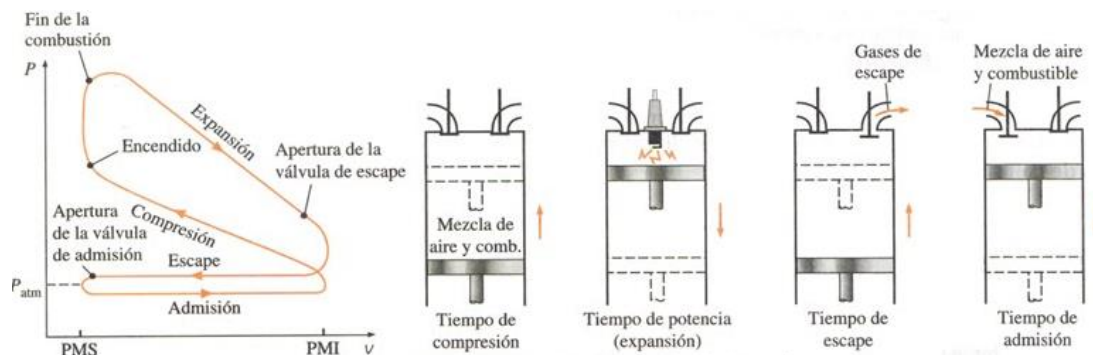


Figura 2. Ciclo real en motores de explosión y su diagrama P-v.

En estos motores, la mezcla de aire y combustible puede realizarse fuera del cilindro durante el proceso de admisión (motores de mezcla homogénea) o puede introducirse únicamente aire durante el proceso de admisión y el combustible se introduce posteriormente al cilindro durante la compresión formándose una mezcla heterogénea (motores de inyección directa y mezcla estratificada). La combustión total de 1 gramo de gasolina se realizaría teóricamente con 14,7 gramos de aire pero, como es imposible realizar una mezcla perfectamente homogénea de ambos elementos, se suele introducir un 10% más de aire del necesario (relación 1/16). Una vez dentro del cilindro la mezcla es comprimida. Al llegar al punto de máxima compresión (punto muerto superior o PMS) se hace saltar una chispa, producida por una bujía, que genera la explosión del combustible. Como consecuencia característica de lo anterior, el proceso de combustión se produce por el avance de un frente de llama que recorre la cámara de combustión, partiendo desde la bujía y separando en todo momento dos zonas claramente definidas, una con gases frescos y otra con gases quemados. Los gases encerrados en el cilindro se expanden empujando un pistón que se desliza dentro del cilindro

(expansión teóricamente adiabática de los gases). La energía liberada en esta explosión es transformada en movimiento lineal del pistón, el cual, a través de una biela y el cigüeñal, es convertido en movimiento giratorio. La inercia de este movimiento giratorio hace que el motor no se detenga y que el pistón vuelva a empujar el gas, devolviéndolo por la válvula correspondiente, ahora abierta. Por último, el pistón retrocede de nuevo permitiendo la entrada de una nueva mezcla de combustible.

2.1.2 Motores de encendido por compresión (MEC)

También conocidos como motores diésel.

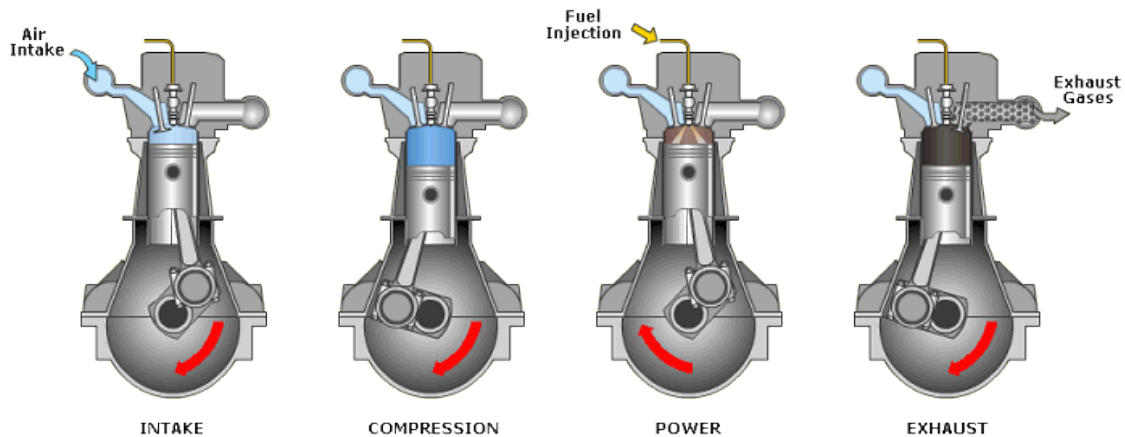


Figura 3. Ciclo motor diésel. (Fuente: <www.railmotorsociety.org.au>).

Un motor diésel funciona mediante la ignición (encendido) del combustible al ser inyectado muy pulverizado y con alta presión en una cámara (o precámara, en el caso de inyección indirecta) de combustión que contiene aire a una temperatura superior a la temperatura de autocombustión, sin necesidad de chispa como en los motores de gasolina. Este proceso es lo que se denomina autoinflamación. A diferencia de los MECH, en estos motores la mezcla aire combustible es espacialmente heterogénea, y la combustión se produce en aquellas zonas en las que las condiciones de la mezcla aire-combustible son las adecuadas, con preferencia donde el dosado local es cercano al estequiométrico. No existe pues una zona claramente definida donde se produce la combustión, sino que aparecen muchos frentes de llama cuya evolución desde el centro del chorro de combustible inyectado y del movimiento del aire en la cámara de combustión.

La temperatura que inicia la combustión procede de la elevación de la temperatura que se produce en el segundo tiempo del motor, la compresión. El combustible se inyecta en la parte superior de la cámara de combustión a gran presión desde unos orificios muy pequeños que tiene el inyector, de forma que se atomiza y se mezcla con el aire a alta temperatura (entre 700 y 900°C) y alta presión. Como resultado, la mezcla se inflama muy rápidamente. Esta combustión ocasiona que el gas contenido en la cámara se expanda, impulsando el pistón hacia fuera.

Esta expansión es adiabática, generando un movimiento rectilíneo a través de la carrera del pistón. La biela transmite este movimiento al cigüeñal, al que hace girar, transformando el movimiento rectilíneo alternativo del pistón en movimiento de rotación.

Para que se produzca la autoinflamación es necesario alcanzar la temperatura de inflamación espontánea del diésel. En frío es necesario precalentar el diésel o emplear combustibles más pesados que los empleados en el motor de gasolina, empleándose la fracción de destilación del petróleo fluctuando entre los 220 y 350°C, y que reciben la denominación de gasóleo.

2.2 Clasificación según la forma de hacer la renovación de la carga

2.2.1 Ciclo de cuatro tiempos

El ciclo de trabajo se completa en cuatro carreras del émbolo y dos vueltas del cigüeñal. En estos motores, la renovación de la carga se controla mediante la apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape.

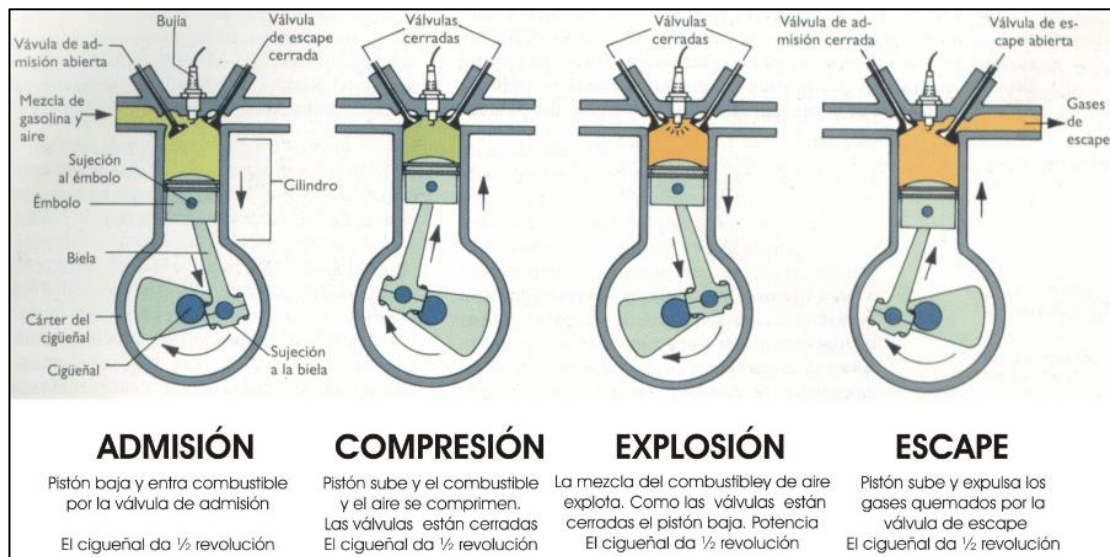


Figura 4. Esquema motor de cuatro tiempos. (Fuente: *¿Cómo funciona un motor de gasolina?* <<http://aeveneciaclassic.es>>.)

- **Primer tiempo o admisión:** con las válvulas de admisión abiertas y las de escape cerradas, el émbolo se desplaza desde el punto muerto superior (PMS) hacia el punto muerto inferior (PMI). Debido a esto se crea en el interior del cilindro una pequeña depresión, suficiente como para inducir la entrada de gases a través del conducto de admisión. Estos gases serán aire en motores de encendido por compresión o una mezcla de aire y combustible en los motores de encendido por chispa. Cuando el émbolo llega al PMI las válvulas de admisión se cierran y comienza la siguiente fase. En esta fase el cigüeñal gira 180° y el árbol de levas 90°.
- **Segundo tiempo o compresión:** con las válvulas de admisión y escape cerradas el émbolo se desplaza desde el PMI hacia el PMS comprimiendo el fluido contenido en el cilindro. En las cercanías del PMS se produce el salto de la chispa en el caso de un MECH o se inyecta combustible en el caso de un MEC, produciéndose la combustión. En el segundo tiempo el cigüeñal da 360° y el árbol de levas da 180°.
- **Tercer tiempo o explosión/expansión:** al llegar al final de la carrera superior el gas ha alcanzado la presión máxima. En los motores de encendido por chispa salta la chispa en la bujía, provocando la inflamación de la mezcla, mientras que en los motores diésel, se inyecta a través del inyector el combustible muy pulverizado, que se autoinflama por la presión y temperatura existentes en el interior del cilindro. En ambos casos, una vez iniciada la combustión, esta progresa rápidamente incrementando la temperatura y la presión en el interior del cilindro y expandiendo los gases que empujan el pistón desde el PMI hasta el PMS. Esta es la única fase donde se obtiene trabajo. En este tiempo el cigüeñal gira 180° mientras que el árbol de levas gira 90° respectivamente, ambas válvulas se encuentran cerradas y su carrera es descendente.
- **Cuarto tiempo o escape:** en el PMI se abre la válvula de escape y el émbolo comienza a

desplazarse hacia el PMS expulsando los gases quemados hacia el exterior del cilindro. Cuando el émbolo llega al PMS se cierra la válvula de escape y se inicia un nuevo ciclo. En esta fase el cigüeñal gira 180° y el árbol de levas gira 90° .

Sin embargo, debido a la compresibilidad del aire y a que la combustión no puede producirse a volumen constante, es necesario realizar modificaciones respecto a lo descrito en los momentos de apertura y cierre de las válvulas y en el instante de inicio de combustión, de forma que no coinciden con los PMS y PMI, sino que van adelantados o retrasados respecto a estos puntos siguiendo la siguiente secuencia:

- Avance en la apertura de admisión (AAA), como el ángulo girado por el cigüeñal desde el inicio de la apertura de la válvula de admisión hasta el PMS.
- Retraso en el cierre de admisión (RCA) como el ángulo girado por el cigüeñal desde el PMI hasta que se cierra la válvula de admisión.
- Avance al encendido (AE) o avance a la inyección (AI), como el ángulo girado por el cigüeñal desde el salto de chispa en la bujía o desde el inicio de la inyección de combustible hasta que el émbolo se encuentra en el PMS.
- Avance en la apertura de escape (AAE), como el ángulo girado por el cigüeñal desde el inicio de la apertura de la válvula de escape hasta el PMI.
- Retraso en el cierre de escape (RCE), como el ángulo girado por el cigüeñal desde el PMS hasta que se cierra la válvula de escape.

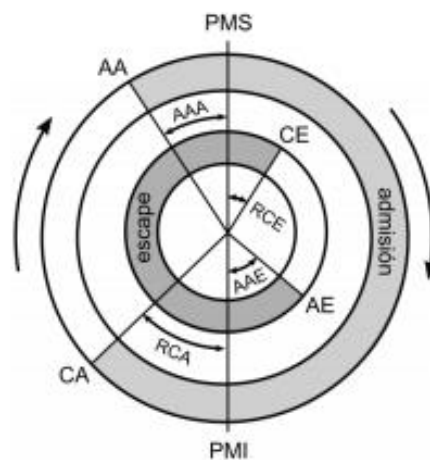


Figura 5. Diagrama de la distribución de un motor de cuatro tiempos. (Fuente: F. Payri y J. M. Desantes. Motores de combustión interna alternativos. 5ª Reimpresión. España: Editorial Reverté, S.A., 2015. ISBN: 978-84-8363-705-0.)

El ángulo durante el que permanecen abiertas las válvulas de admisión y escape se denomina ángulo de cruce de válvulas, y es la suma de los calores del AAA más el RCE. La conveniencia de los ángulos de avance y de retraso es debido por un lado a efectos como la no estacionalidad y la compresibilidad del flujo, y a razones mecánicas, ya que no es posible abrir y cerrar las válvulas instantáneamente, por lo que para conseguir una cierta abertura en los puntos muertos, es preciso abrir antes y cerrar más tarde.

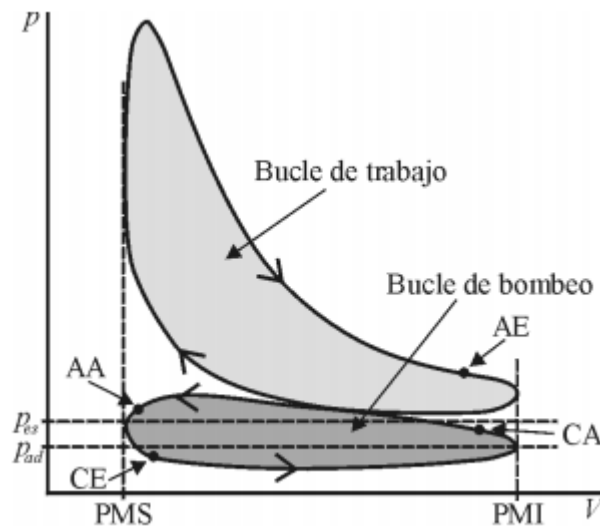


Figura 6. Diagrama presión-volumen de un motor de 4T. (Fuente: F. Payri y J. M. Desantes. Motores de combustión interna alternativos. 5ª Reimpresión. España: Editorial Reverté, S.A., 2015. ISBN: 978-84-8363-705-0.)

2.2.2 Ciclo de dos tiempos

Este tipo de motores se caracteriza porque el ciclo se completa en dos carreras del émbolo o, lo que es lo mismo, en 360 grados de giro del cigüeñal. Los procesos que tienen lugar son los mismos que en un motor de cuatro tiempos aunque con menor duración angular. La diferencia fundamental reside en el proceso de renovación de la carga, ya que en estos motores la mayor parte de los procesos de escape y de admisión ocurre a la par en lo que se denomina proceso de barrido. En este caso, el pistón no expulsa los gases quemados y aspira los gases frescos, sino que son los gases frescos, que se encuentran a mayor presión que los gases en el cilindro, los que barren a los gases quemados en el escape.

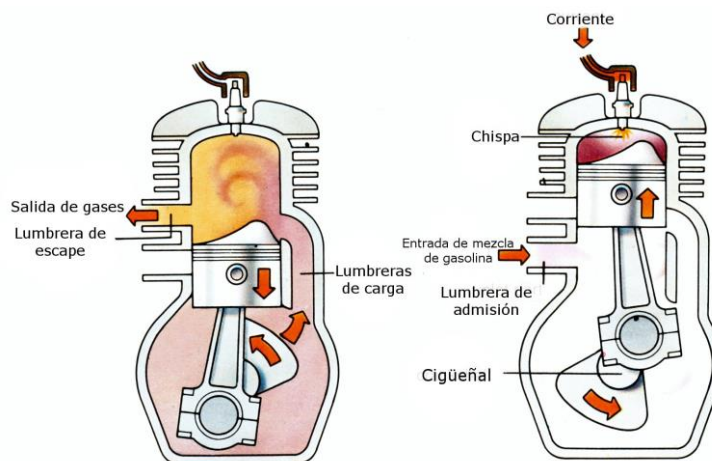


Figura 7. Esquema motor de dos tiempos. (Fuente: Prieto Amaya, Álvaro. *Motores de dos tiempos: Qué son, cómo funcionan, ventajas e inconvenientes*. 2018, Noviembre. <www.autonoción.com>.)

Las diferencias respecto a los motores de cuatro tiempos comienzan en la segunda mitad de la carrera de expansión, cuando se inicia mucho más temprano el proceso de escape. Esto puede ocurrir de dos

formas dependiendo del tipo de motor: por apertura de una o varias válvulas de escape (como en un motor de cuatro tiempos) o por una o varias aperturas o lumbreras practicadas en el propio cilindro y que quedan descubiertas por el propio movimiento del émbolo. En ambos casos, los gases de escape abandonan el cilindro espontáneamente por la elevada presión interior. A continuación, y antes de que el émbolo alcance el PMI, se inicia la apertura de la admisión, por uno de los métodos ya comentados. En este instante, la presión en el cilindro debe haber caído suficientemente, de modo que los gases frescos en el conducto de admisión puedan entrar en el cilindro y efectuar el barrido de los gases quemados. El proceso de barrido continúa con el émbolo llegando al PMI e iniciando su carrera hacia el PMS, permaneciendo todavía tanto la admisión como el escape abiertos. Bien avanzada la carrera, se cierran las válvulas o las lumbreras de admisión y de escape. En el caso de las válvulas accionadas por un mecanismo de distribución, se puede elegir el punto de cierre, pero en el caso de lumbreras descubiertas por el movimiento del émbolo, el cierre se hace necesariamente de modo simétrico a su apertura con respecto al PMI. Una vez terminado el proceso de barrido, se inicia el proceso de compresión efectivo, quedando para ello bastante menos de una carrera completa.

En este proceso el émbolo no realiza ningún trabajo para expulsar los gases quemados, pero también que es preciso que la presión en el conducto de admisión sea mayor que la presión en el escape.

Para introducir los gases frescos en el cilindro es necesario utilizar un compresor o el cárter del propio motor que hace las veces de compresor. En el primer caso la lumbrera por la que entran los gases frescos al cilindro se denomina lumbrera de admisión. En el segundo caso, de los llamados motores de barrido por cárter, coexisten dos tipos de lumbreras, la de admisión situada en el cárter del motor y la de transferencia que comunica el cárter con el cilindro. En este último caso, mientras el émbolo se desplaza desde el PMI al PMS se abre la lumbrera de admisión y comienzan a comprimirse los gases introducidos en el cárter hasta que el émbolo abre la lumbrera de transferencia y comienzan a pasar gases desde el cárter al cilindro.

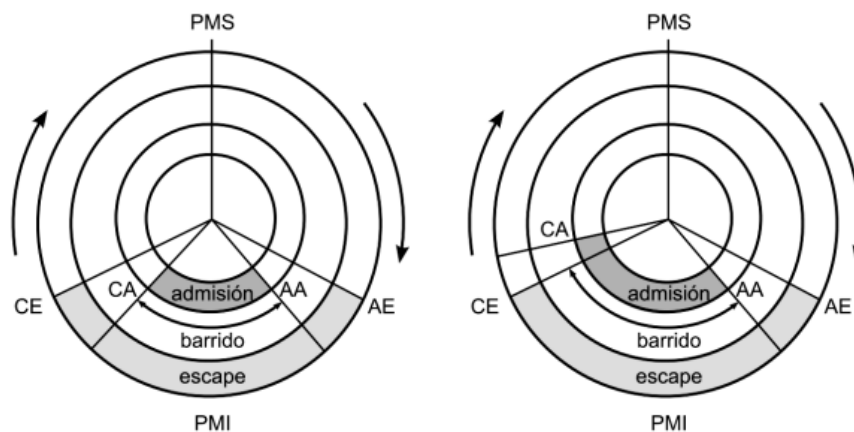


Figura 8. Diagrama de distribución en un motor de dos tiempos. (Fuente: F. Payri y J. M. Desantes. Motores de combustión interna alternativos. 5ª Reimpresión. España: Editorial Reverté, S.A., 2015. ISBN: 978-84-8363-705-0.)

Atendiendo al orden en el que se cierran las lumbreras, los motores de dos tiempos se clasifican en: motores de barrido simétrico y motores de barrido asimétrico. Los motores de barrido simétrico son típicamente aquellos en los que apertura y cierre de las lumbreras están controlados por la posición del pistón. Un barrido asimétrico suele ser más eficaz y se consigue bien por la utilización de válvulas accionadas con un mecanismo de distribución, semejante a los motores de cuatro tiempos, o en el caso de motores con barrido por cárter, independizando la apertura de las lumbreras de admisión de la posición del pistón, mediante válvulas rotativas o de láminas.

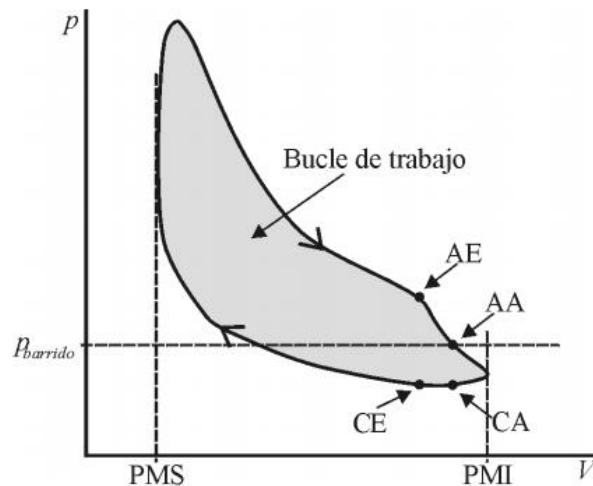


Figura 9. Diagrama presión-volumen de un motor de 2T. (Fuente: F. Payri y J. M. Desantes. Motores de combustión interna alternativos. 5ª Reimpresión. España: Editorial Reverté, S.A., 2015. ISBN: 978-84-8363-705-0.)

2.3 Clasificación según la presión de admisión

2.3.1 Motores de aspiración natural

Los gases frescos entran en el cilindro introducidos por la succión creada por el propio movimiento del émbolo cuando se desplaza desde el PMS hacia el PMI. El valor medio de la presión en los conductos de admisión de estos motores (presión de admisión) será siempre menor que la presión atmosférica, debido a la caída de presión por fricción en el flujo de aire.

2.3.2 Motores sobrealimentados

Se utiliza un compresor para aumentar la presión de admisión por encima de la atmosférica, forzando la entrada de gases. Se busca aumentar la densidad del aire en el colector de admisión, de modo que se puede quemar mayor cantidad de combustible o quemar la misma cantidad en mejores condiciones. Como resultado se puede aumentar la potencia del motor o su rendimiento, o reducir las emisiones en MEC, y en los motores de aviación, lograr que la potencia no varíe si se modifican las condiciones atmosféricas.

Como consecuencia del proceso de compresión, la temperatura del aire de admisión aumenta, y con la finalidad de incrementar la masa de aire admitida, es usual añadir entre el compresor y el motor un intercambiador de calor con el fin de enfriar el aire, y aumentar así su densidad.

El valor de la presión a la salida del compresor, lo que se conoce como grado de sobrealimentación, está limitada en todos los motores por el esfuerzo mecánico que las piezas pueden soportar como consecuencia de las mayores presiones durante el ciclo dentro del cilindro. Además, en el caso de los MEP, una presión excesiva puede hacer aparecer el fenómeno del autoencendido o combustión detonante, teniendo como consecuencia que el grado de sobrealimentación en estos motores sea menor que en los MEC.

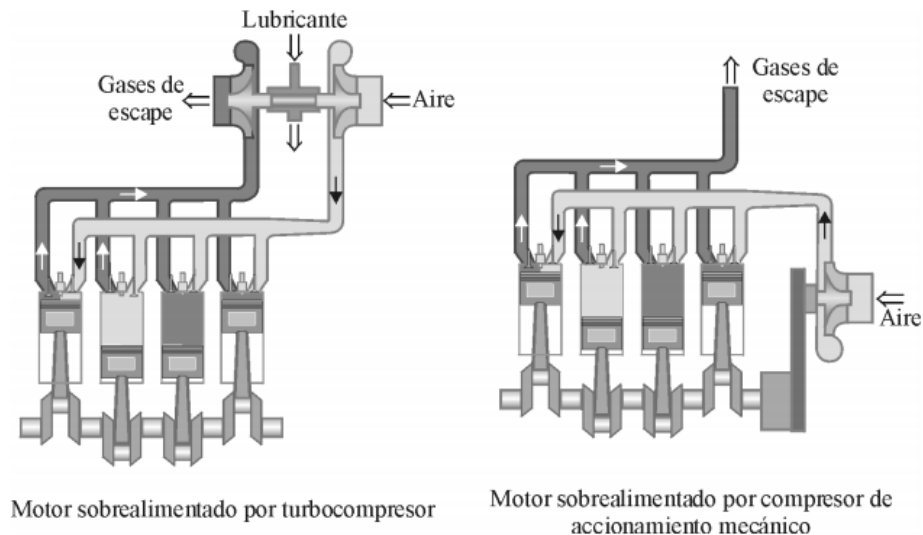


Figura 10. Esquema de motores sobrealimentados. (Fuente: F. Payri y J. M. Desantes. Motores de combustión interna alternativos. 5ª Reimpresión. España: Editorial Reverté, S.A., 2015. ISBN: 978-84-8363-705-0.)

2.4 Otros criterios de clasificación

2.4.1 Tipo de refrigeración

Los motores alternativos necesitan un sistema de refrigeración de los cilindros para limitar los esfuerzos térmicos, deformaciones y temperaturas dentro de los márgenes de diseño. El calor evacuado se transfiere siempre al ambiente.

Motores refrigerados por aire

Es el propio aire ambiente el encargado de extraer calor desde las paredes del motor, siendo necesario ampliar la superficie efectiva de transferencia mediante la utilización de aletas. El aire puede hacerse circular por el conjunto de aletas aprovechando la velocidad del vehículo en el que va montado el motor.

Motores refrigerados por líquido

El líquido se hace circular mediante una bomba por canales internos en el motor y se utiliza un intercambiador de calor para volver a enfriarlo. El líquido suele ser una mezcla de agua, anticongelante y anticorrosivos.

2.4.2 Número de cilindros

Una vez fijado el tamaño de cada cilindro, el número viene determinado por otros factores:

- Para obtener la potencia adecuada al servicio necesario. La potencia obtenida de cada cilindro está limitada por lo que para una demanda de potencia superior será necesaria la proyección de más cilindros.
- Por motivos de equilibrado y regularidad cíclica. El diseño desempeña un importante papel a la hora del equilibrado. El equilibrado es más fácil de conseguir con un mayor número de cilindros y la regularidad cíclica es mayor cuantos más impulsos reciba el cigüeñal por vuelta por lo que es proporcional al número de cilindros obteniendo una mayor suavidad de funcionamiento.

Cuanto mayor sea el número de cilindros de un motor, mejor será su equilibrado y su regularidad de marcha. Sin embargo, también se complicará su mecánica aumentando también su consumo, costes y mantenimiento.

- **Monocilíndrico:** están diseñados para sistemas que requieren poca potencia como un ciclomotor. Su mayor inconveniente sería la obtención de grandes cilindradas, ya que provocaría enormes inercias en el tren alternativo.
- **Bicilíndrico:** esta disposición es típica en motocicletas. Su equilibrado es superior al alcanzado en los motores monocilíndricos pues depende de la disposición en “Línea”, “V” o “Boxer”.
- **Tetracilíndrico:** disposición más común para los automóviles y motocicletas de gran cilindrada, así como en motores industriales de pequeño tonelaje. El excelente equilibrado y regularidad cíclica hacen que este diseño sea de los más recurridos en la industria automovilística. La disposición más común es en línea para automóviles, aunque también existen modelos de 4 cilindros en disposición Boxer o en V para motocicletas.
- **Hexacilíndrico:** están enfocados a vehículos más potentes como camiones o autobuses con un funcionamiento muy bueno si se configuran en línea.
- **Octocilíndrico:** es difícil de encontrar en automóviles sin irnos a vehículos de competición de gran cilindrada. Tienen un elevado índice de consumo y una fabricación y mantenimiento bastante caros. Tienen cierto uso en camiones o vehículos industriales que requieran potencias cercanas a los 500 CV. Su configuración se limita en V o W, aunque en el pasado se han construido en línea.
- **Decacilíndrico:** su fabricación en vehículos es casi exclusiva a vehículos de competición de F1 donde se requiere una gran cilindrada unitaria pues la total está limitada por la FIA (se disponen en V por la limitación de espacio en el monoplaza).

2.4.3 Disposición de los cilindros

El espacio ocupado por el motor es el factor fundamental a la hora de elegir su disposición. No obstante, es preciso tener en cuenta otros factores, como la facilidad de refrigeración del motor o la accesibilidad para su mantenimiento.

En línea

Es la disposición más extendida. Consiste en poner todos los cilindros en línea recta y paralelos entre sí. En cuanto a costes, esta disposición es la más compacta y económica pues el bloque se puede llegar a fabricar en un solo molde.

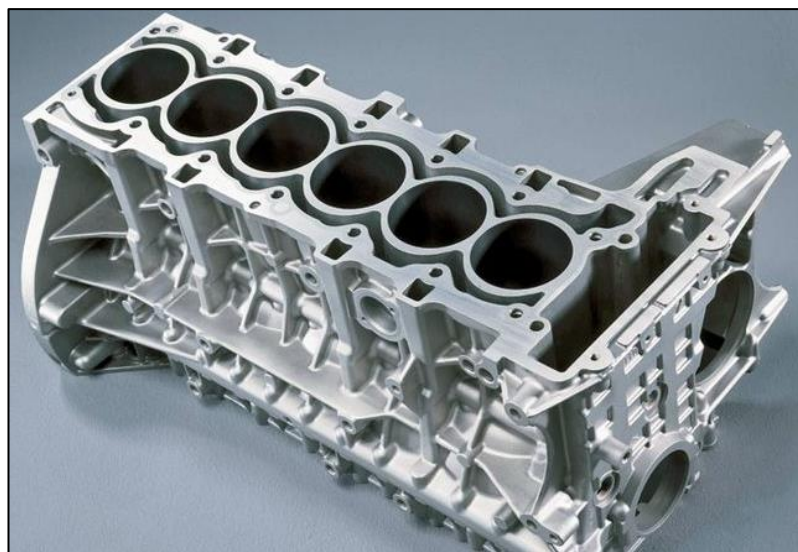


Figura 11. Configuración de cilindros en línea. (Fuente: Domínguez, Miguel Juan. *MTD Unidad 3: Partes de un motor*, <<https://elmaquinante.blogspot.com/>>).

En V

Se distribuyen los cilindros en dos filas paralelas cuyos planos forman un determinado ángulo entre sí. Una característica de este tipo de distribución de cilindros es que las bielas de los cilindros enfrentados comparten muñequilla. Este tipo de diseño permite la fabricación de bloques más cortos y de menor altura si los comparamos con los motores en línea. Como desventaja, presentan una mayor dificultad a la hora de fabricarlos siendo más sofisticados y caros.



Figura 12. Configuración de cilindros en V. (Fuente: *Los motores V6 porque se los llama así.* <<https://fierrosclasicos.com/>>.)

En W

Se trata de una fusión de dos motores en V. Pueden ir dispuestos con un ángulo central de 72° y dos ángulos laterales de 15° entre los cilindros de cada bancada, o bien, con los cilindros dispuestos en W distribuidos en 3 bloques de 6 cilindros en línea con un ángulo de 60° entre bancadas consecutivas.

De esta forma es posible conformar un motor de 18 cilindros en W a lo largo de la longitud de un motor con 6 cilindros en línea.



Figura 13. Configuración de cilindros en W. (Fuente: *Análisis Técnico: Ferrari LaFerrari cigüeñal*, 2013. <<http://uvedoce.com/>>.)

Horizontales opuestos o enfrentados y tipo Bóxer

Este diseño consiste en disponer los cilindros en dos bancadas enfrentadas paralelas entre si y unidas por el cigüeñal. Si comparten muñequilla se les conoce como horizontales opuestos mientras que en caso contrario como tipo Bóxer. Los de tipo Bóxer realizan carreras ascendentes y descendentes al unísono mientras que los enfrentados se consideran motores en V separados por un ángulo de 180° .



Figura 14. Configuración de motor en Bóxer. (Fuente: Subaru.)

Motores radiales o en estrella

Los cilindros van dispuestos radialmente respecto al cigüeñal formando una estrella. Esta configuración es común en aviación teniendo su auge durante la aparición de los primeros motores a reacción.



Figura 15. Configuración de cilindros en estrella. (Fuente: Nogales, Mario. *Tipos de motores según la distribución de sus cilindros*, 2017. <<https://noticias.coches.com/>>)

3 ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS DEL MOTOR

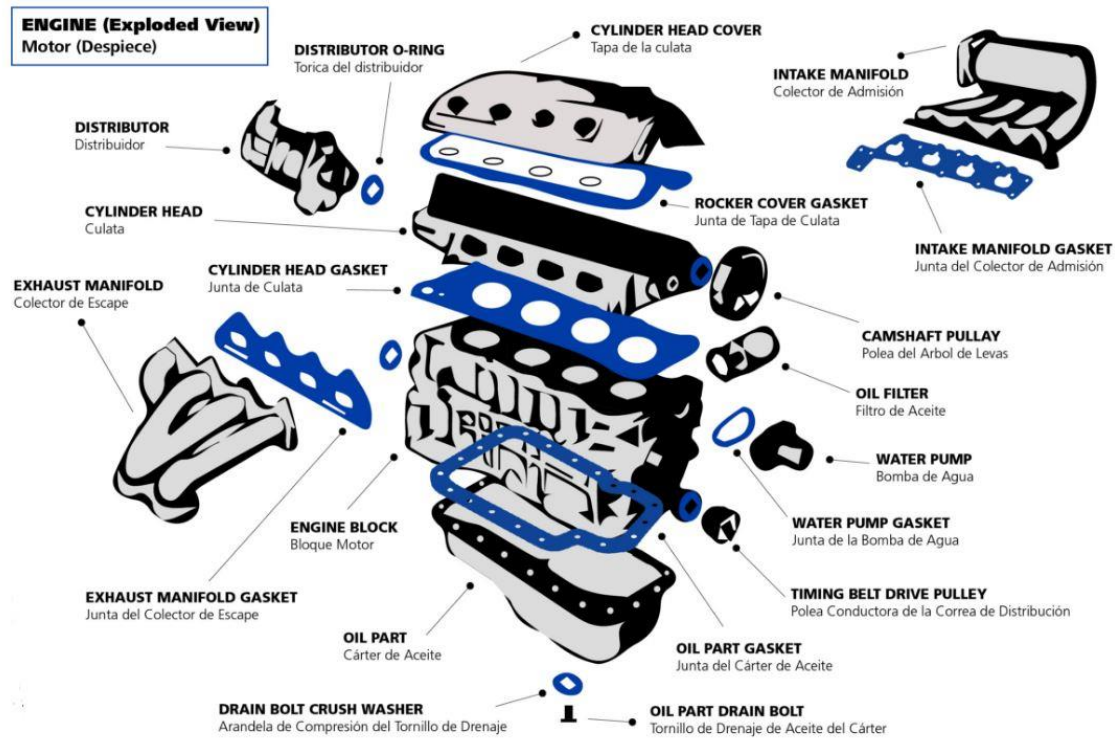


Figura 16. Despiece de un motor de cuatro cilindros en línea. (Fuente: Ajusa.)

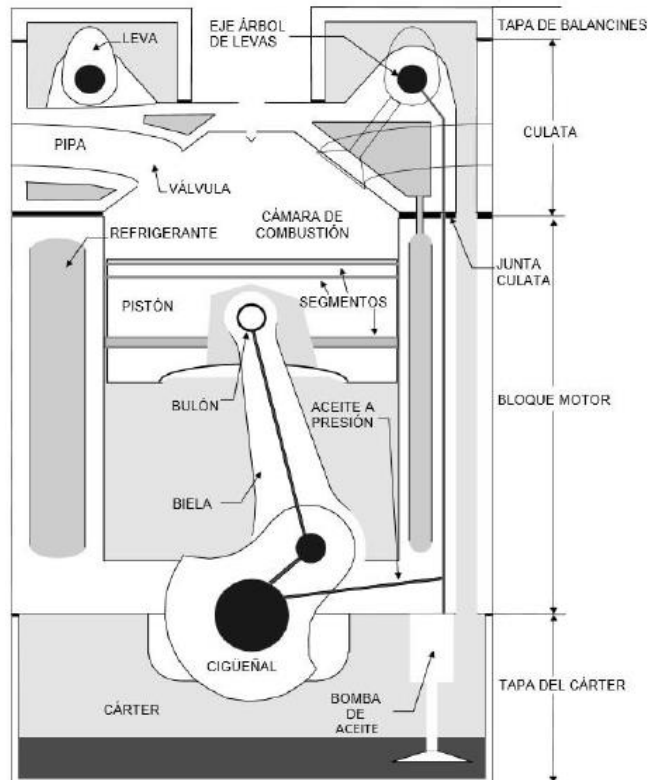


Figura 17. Esquema general de un motor de combustión interna alternativo.

3.1 Elementos estructurales fijos

3.1.1 Bloque motor

Es el cuerpo principal del motor y se encuentra instalado entre la culata y el cárter. Suele estar conformado de una sola pieza con materiales como el hierro fundido, aluminio o aleaciones especiales. El bloque está provisto de grandes agujeros llamados cilindros y se dispone encima de una bancada o chasis en el caso de un vehículo.



Figura 18. Esquema bloque motor de combustión alternativo. (Fuente: *Estructura del motor de explosión*. <<http://www.aficionadosalamecanica.net/>>.)

Refrigeración del motor

Los motores refrigerados por agua llevan situados en el interior del bloque unos huecos y canalizaciones, denominadas “camisas de agua”, que rodean a los cilindros y a través de los cuales circula el agua de refrigeración.

Por otro lado, en los motores enfriados por aire, para que la refrigeración se realice adecuadamente en toda la periferia del cilindro, es preciso que éstos sean independientes, por lo que esta disposición se emplea generalmente para motores monocilíndricos.

Fabricación del bloque

Los bloques se fabrican de una sola pieza y completamente huecos para eliminar peso muerto en el motor. Todos los cilindros van dispuestos en uno o dos bloques, según el tipo de motor, unidos por su bancada, formando así un cuerpo único. Esta disposición de un solo bloque tiene las ventajas de dar mayor rigidez al conjunto, simplificar la refrigeración del motor y facilitar el proceso de fabricación.

El material empleado en la fabricación de los bloques es fundición de hierro con estructura perlítica, aleado con pequeñas proporciones de cromo y níquel que proporcionan una gran resistencia al desgaste y protección a la corrosión. Este material además resiste muy bien las altas temperaturas que tiene que soportar. También se emplean aleaciones ligeras a base de aluminio-silicio, que tiene las ventajas de su menor peso y gran conductividad térmica, con lo que se mejora la refrigeración. Estas características permiten aumentar el grado de compresión en los motores de gasolina, con lo que se obtiene una mayor potencia útil y un menor peso específico para una misma cilindrada.

3.1.2 Cilindros

La función principal del cilindro es permitir el desplazamiento del pistón, el cual se mueve entre los denominados punto muerto inferior (PMI) y punto muerto superior (PMS). Es el elemento central del sistema de compresión.

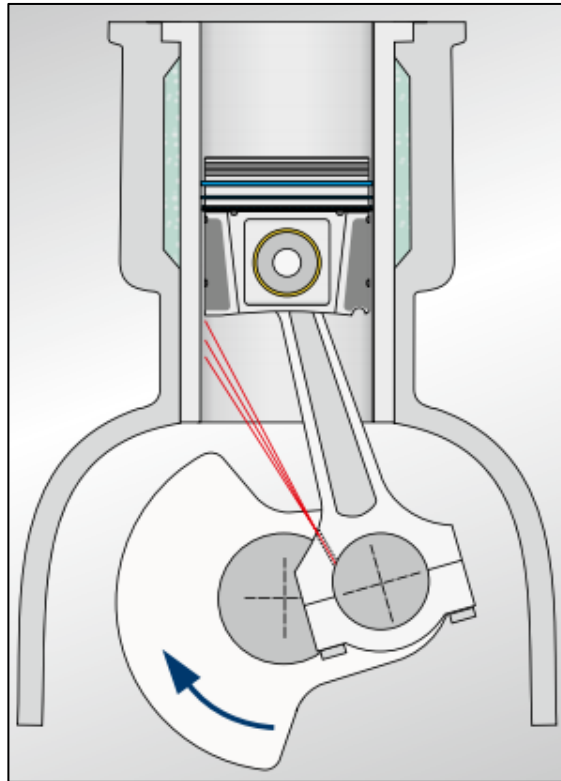


Figura 19. Cilindro de un motor. (Fuente: Segmentos de pistones para motores de combustión. Segunda edición. Die Neckarprinzen GmbH, Hellbronn: Grupo Motor Service Technical Market Support, 2010. ISBN: 978-3-86522-494-1.)

El orificio circular que conforma el cilindro puede construirse en el propio material del bloque o disponiendo sobre este unas piezas fabricadas independientemente en forma de tubo denominadas “camisas”.

Las camisas tienen la ventaja de poder fabricarse con materiales distintos al del bloque motor, por lo que pueden ser más resistentes al desgaste y más eficientes a la hora de evacuar el calor. Sus superficies interiores se obtienen por mecanizado de precisión, rectificado y pulido. Posteriormente, reciben un tratamiento superficial (cromado) para reducir el desgaste de segmentos y cilindros de forma que la superficie resultante sea capaz de retener lubricante dado su porosidad.

La eficiencia en la generación de potencia de un motor depende en gran medida de la hermeticidad de la zona de trabajo del pistón. Si la unión entre el pistón y la camisa no fuese hermética, el trabajo con los gases tendría fugas y, por tanto, todos los ciclos de trabajo del motor se verían afectados. Esto ocurre especialmente en la carrera de fuerza, que es aquella donde los valores de presión son más altos y donde se produce la potencia mecánica del motor. La unión entre el pistón y su camisa es deslizante y trabaja en condiciones mecánicas bastante severas debido tanto a su alta velocidad y temperatura de trabajo como a la presencia de gases incandescentes en la cámara de combustión durante los ciclos de trabajo.

Una de las características principales que debe tenerse en cuenta con estas uniones es la diferencia de temperatura entre el pistón y la camisa. Cuando el motor arranca en frío, ambas piezas tienen la misma temperatura. Una vez se inicia el ciclo trabajo, ambas piezas comienzan a calentarse y con

ello a dilatarse de acuerdo a su coeficiente de dilatación térmica. Este proceso hace que en la camisa se alcancen temperaturas por encima de 100°C, mientras que en la parte superior de los pistones se sobrepasen los 400°C. Si a esto le añadimos el hecho de que las camisas están fabricadas con hierro fundido, cuyo coeficiente de dilatación térmica es muy inferior al de los pistones (generalmente contruidos con aleaciones de aluminio), resulta evidente que durante el montaje en frío habrá que dejar una holgura o de lo contrario la unión se atascará cuando ambas piezas se dilaten por el calor.

Camisas secas

Estas camisas van montadas a presión, en perfecto contacto con la pared del bloque, para que el calor interno pueda transmitirse al circuito de refrigeración. Estas camisas se fabrican de materiales más resistentes que los del bloque por lo que pueden utilizarse en motores que soporten mayores presiones internas como son los motores diésel. Las camisas se montan en el bloque a presión por medio de una prensa consiguiendo que se queden fijas al bloque sin que puedan moverse. Estas pueden ser con pestaña de asiento y sin pestaña.

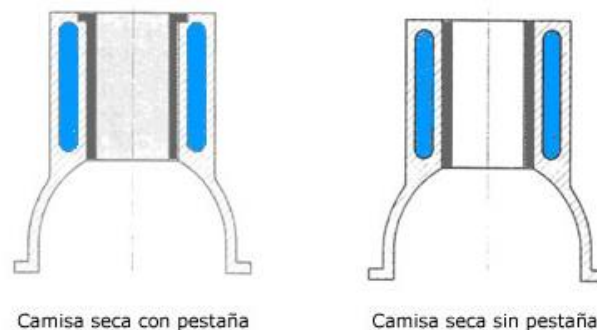


Figura 20. Tipos de camisa seca. (Fuente: *Estructura del motor de explosión*. <<http://www.aficionadosalamecanica.net/>>.)

Camisas húmedas

Las camisas húmedas son unos cilindros independientes que se acoplan al bloque completamente hueco. Se ajustan al bloque por medio de unas juntas de estanqueidad evitando así que el agua pase al cárter de aceite. Estas camisas sobresalen ligeramente del plano superior del bloque de forma que quedan fijadas una vez se aprieta la culata.

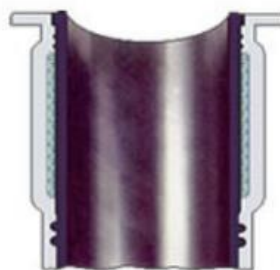


Figura 21. Camisa húmeda de un cilindro. (Fuente: *Los cilindros y las camisas*. <www.ferrosclasicos.com>.)

Esta disposición ofrece una mejor refrigeración del motor, y se emplea generalmente en motores de gran potencia, donde se necesita una mayor evacuación de calor. Tiene el inconveniente de su mayor

costo de fabricación y dificultad de montaje ya que, al estar la camisa en contacto directo con el líquido de refrigeración, existe el riesgo de que se produzcan fugas a través de las juntas de estanqueidad.

Fabricación de las camisas

El espesor de las paredes de las camisas secas se hace igual a 3-5 mm, y el de las húmedas se determina por la correlación $S = (0.06 - 0.10) D$, teniendo en cuenta la posibilidad de fresar las camisas al hacer la reparación. El espesor de la pared de la camisa en las secciones de las ranuras de empaquetamiento no debe ser menor de 5 mm, y en las secciones de los resaltes anulares guidores, 2-3 mm mayor que el espesor mínimo.²

En la mayoría de los casos, las camisas se hacen de fundición ácido-resistente de alta aleación con estructura austenítica. El desgaste de las camisas, que depende de la dureza de la superficie del espejo del cilindro, aumenta al disminuir la dureza. Así, las camisas cuya dureza es HB 140-160 se desgastan dos veces antes que las que tienen la dureza HB 230-260. Para elevar su resistencia, el espejo de los cilindros se recubre de una fina capa de cromo (de 0.05 a 0.08 mm de espesor).

Las camisas de acero se colocan solamente en los motores de gran potencia. El espejo de estos cilindros se distingue por su elevada resistencia al desgaste, ya que la superficie interna de la camisa se nitrura. La dura capa nitrurada resiste bien el desgaste y posee una considerable resistencia a la corrosión a alta temperatura. Al mismo tiempo aumenta la duración de los segmentos de fundición de los émbolos porque el coeficiente de rozamiento de estos con la superficie nitrurada es pequeño.

En el desgaste de camisas y segmentos de los émbolos, ejerce una gran influencia el acabado de sus superficies (0.35-0.45 μm). El recubrimiento con una capa de cromo poroso del segmento superior del émbolo y el acabado de la superficie interna de la camisa contribuyen a elevar la resistencia al desgaste.

3.1.3 Culata

Esta pieza que sirve de cierre de cilindros, formándose generalmente en ella las cámaras de combustión. En la culata se instalan las válvulas de admisión y escape, los colectores de admisión y escape, los balancines, el árbol de levas y los elementos de encendido o inyección, según el tipo de motor. Además de las cámaras de combustión, la culata tiene la cámara para el líquido de refrigeración y conductos para los gases de escape y aire de admisión.

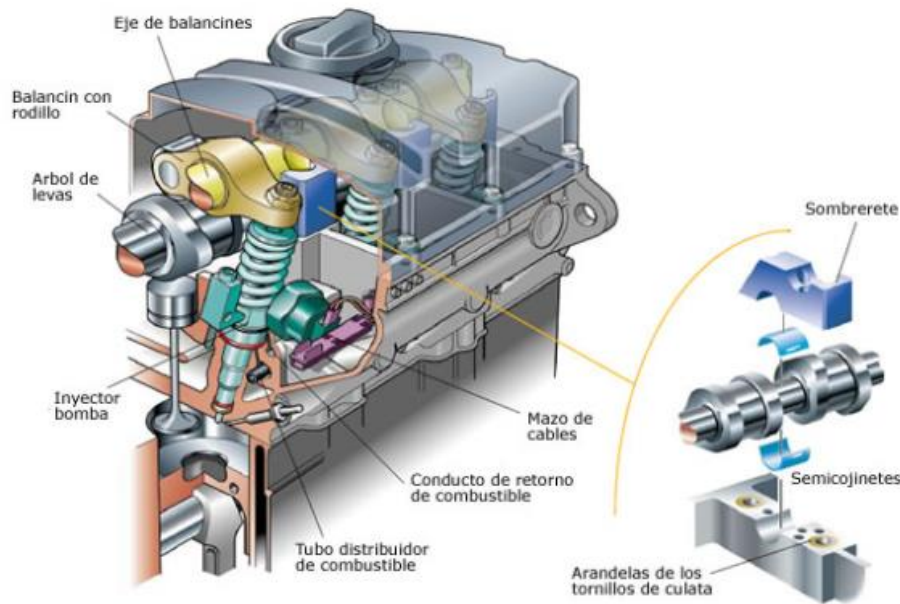


Figura 22. Sección de la culata y elementos internos. (Fuente: *La culata del motor: que es y para qué sirve.* <<http://www.mecanicavirtual.com.ar/>>.)

Culata en motor de cuatro tiempos

Debido a los esfuerzos a que está sometido y a las altas temperaturas que tiene que soportar, este elemento es una de las piezas más delicadas y de difícil diseño del motor. La cantidad de huecos y orificios de paso que posee pueden hacer que su estructura quede debilitada. Se fabrica hueca para que el agua de refrigeración pueda circular por su interior.

Todo ello dificulta el hecho de fijar matemáticamente sus dimensiones y espesores de material, los cuales deben adaptarse a las características del motor. El espesor de sus paredes debe ser lo más uniforme posible para evitar disequilibrios térmicos en la misma, lo cual originaría la aparición de grietas en la estructura.

Las zonas que más calor soportan son la cámara de combustión y el conducto de salida de los gases quemados por lo que debe estudiarse detalladamente la correcta circulación del líquido de refrigeración para que todo el conjunto quede térmicamente equilibrado.

Culata en motor de dos tiempos

Más simple que la del motor de cuatro tiempos al necesitar un único orificio para instalar la bujía o inyector de combustible. Esta resulta aún más sencilla si la refrigeración se realiza por aire.

Sin embargo, la refrigeración de esta culata es esencial pues al producirse en ella combustiones con mayor rapidez, se dispone de menos tiempo para la evacuación del calor interno. Por esta razón su material alcanza mayor temperatura límite durante su funcionamiento. Estas culatas utilizan materiales de aleación ligera como el aluminio y tienen una serie de aletas externas que ayudan a la evacuación del calor del motor.

Fabricación y montaje

El material para la fabricación de las culatas es:

- **Aleación de aluminio:** se construye con una aleación de aluminio, silicio y magnesio. Sus principales cualidades son una buena resistencia, peso reducido y gran transferencia de calor lo que permite alcanzar rápidamente la temperatura de funcionamiento y facilitar la refrigeración. Pese a su mayor costo y dificultad de fabricación, estas culatas tienen la ventaja de su menor peso y su mayor capacidad de refrigeración del motor.

- **Hierro fundido:** se construye con una aleación de hierro, cromo y níquel haciéndola más resistente y menos propensa a las deformaciones. Pese a su mayor peso y menor capacidad de refrigeración, estas admiten un mayor par de apriete y son más resistentes a deformaciones.

El número de puntos de apriete depende de las dimensiones de la culata ya que aumentar su número debilitaría la estructura pero disminuiría el peligro de flexión y dilatación de la misma. El orden de apriete es el establecido por el fabricante, comenzado normalmente por el centro y terminando por los extremos.

3.1.4 Juntas de culata

La junta de culata es la junta plana sometida a las mayores exigencias de trabajo en el interior de un motor: sellar las cámaras de combustión, los conductos de refrigerante y lubricante, y los agujeros de los tornillos entre sí. La junta de culata transmite las fuerzas entre la culata y el bloque motor, y por tanto, influye de manera importante en la distribución de cargas en el sistema global del motor y en la deformación de los cilindros.

Las prestaciones de las juntas de culata deben resistir todo tipo de requerimiento químico, físico y estructural de los motores y deben ser construidas con una elevada resistencia a: los gases de combustión y a diversos fluidos agresivos, las altas temperaturas y rápidas variaciones térmicas de hasta 240 °C, y las altas presiones de combustión extremadamente variables y puntuales de hasta 120 bar en motores Otto y más de 200 bar en los motores diésel.

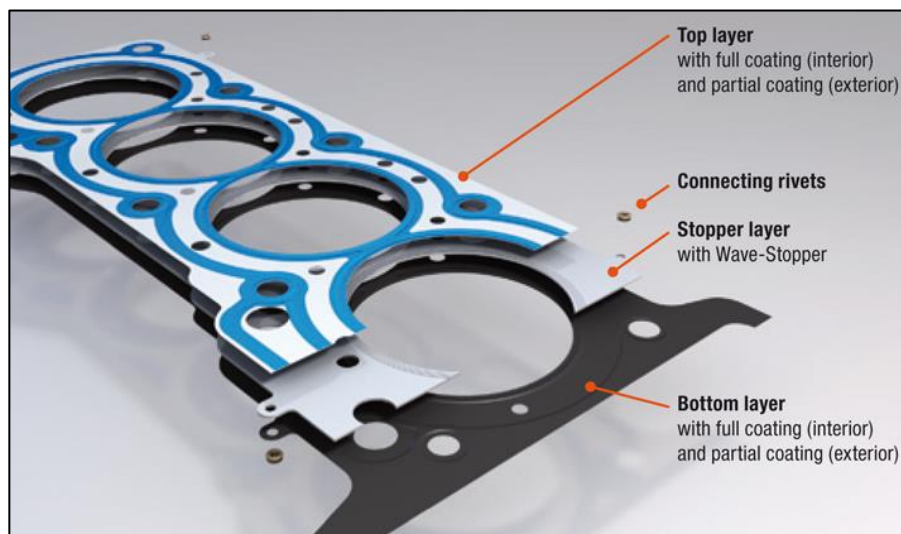


Figura 23. Juntas de culata. (Fuente: Glaser).

Los elementos constructivos básicos son:

- Un revestimiento elastómero en ambos lados de las capas activas que proporciona y garantiza un microsellado frente al bloque de cilindros y entre las mismas capas. Además, incrementa las propiedades de deslizamiento y resistencia a los fluidos.
- Un bloqueador (stopper) de cámara que aumenta la altura alrededor de la cámara de combustión, incrementando la presión superficial y evitando así que los rebordeados de las capas activas queden aplastados.
- Una lámina separadora con unas dimensiones concretas que actúa como un elemento de diseño y variable para modificar el espesor montado, facilitando una adaptación elástica/plástica a la cámara de combustión.

- Un bloqueador (stopper) de fondo que permite proporcionar un soporte adicional a los cilindros exteriores, contrarrestando cualquier flexión de la culata, optimizando la deformación de las camisas de cilindros y los tabiques de los cojinetes principales.

Para elegir el tipo de junta de culata hay que tener en cuenta tanto la distancia entre la superficie del pistón en el punto muerto superior y la superficie de separación del bloque motor, como el espesor de la junta.

3.1.5 Bujía

En el tiempo de compresión de los MECH, se inicia la combustión de la mezcla comprimida de combustible y aire, mediante una chispa eléctrica. La misión de la bujía de encendido es generar esa chispa. La chispa se produce gracias a la alta tensión generada por la bobina de encendido y salta entre los electrodos.

Para que el motor pueda funcionar sin problemas deben cumplirse muchas condiciones: debe existir la cantidad necesaria de mezcla óptima de aire y combustible en el cilindro, la chispa de encendido rica en energía debe saltar entre los electrodos en el momento exacto. Las bujías de encendido deben ofrecer las máximas prestaciones. Entre unas 500 y 3500 veces por minuto, la bujía debe suministrar una potente chispa de encendido. Las bujías de alta tecnología proporcionan un encendido poco nocivo y un aprovechamiento óptimo del combustible.

Exigencias eléctricas:

- Transmisión segura de alta tensión incluso con tensiones de encendido de hasta 40.000 voltios.
- Elevada capacidad de aislamiento incluso a temperaturas de 1000°C, prevención de perforaciones y descargas.

Exigencias mecánicas:

- Cierre de la cámara de combustión estanco al gas y a la presión, resistencia frente a las presiones oscilantes de hasta 100 bar.
- Elevada resistencia mecánica para un montaje más seguro.

Exigencias térmicas:

- Resistencia frente a los termoshocks (gases de escape caliente - mezcla de entrada fría).
- Alta conductividad térmica de aislante y de los electrodos.

Exigencias electroquímicas:

- Resistencia frente a la erosión por chispas, los gases y residuos de la combustión.
- Prevención de la formación de sedimentos en el aislador.

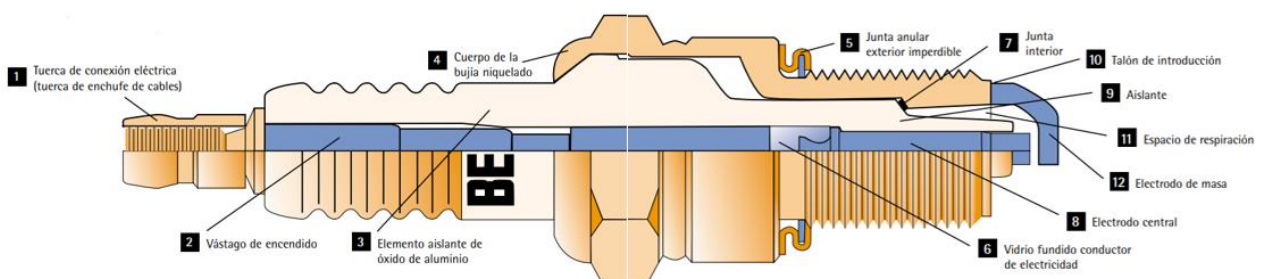


Figura 24. Esquema de una bujía de encendido en un motor de combustión. (Fuente: Beru.)

Estructura y tipos de bujías

La distancia más corta entre electrodo central y electrodo(s) de masa de la bujía se denomina separación de electrodos. Aquí es donde debe saltar la chispa de encendido. Si esta separación es insuficiente puede tener como consecuencia una inflamación insuficiente, un ralentí irregular y unos valores deficientes en los gases de escape. En cambio, si la distancia entre electrodos es excesiva, puede provocar fallos de encendido.

Hay dos factores esenciales que influyen sobre la función de la bujía de encendido: la posición de la chispa y el trayecto de chispa. Se denomina posición de la chispa a la geometría determinada por los diseñadores de motores sobre la medida en que el trayecto de la chispa entra en la cámara de combustión. En el trayecto de chispa se distingue entre:

- Trayecto de la chispa aérea: el recorrido que sigue la chispa entre los electrodos para encender la mezcla de combustible y aire en la cámara de combustión.
- Trayecto de la chispa deslizante: el recorrido que sigue la chispa al deslizarse primero sobre la superficie de la punta del aislador, para saltar seguidamente al electrodo de masa. En este camino, la chispa elimina las molestas sedimentaciones y residuos de la combustión.
- Trayecto de la chispa aérea/deslizante: gracias a la combinación de los recorridos de la chispa aérea y deslizante, independientes entre sí, puede reducirse la quemadura de los electrodos.

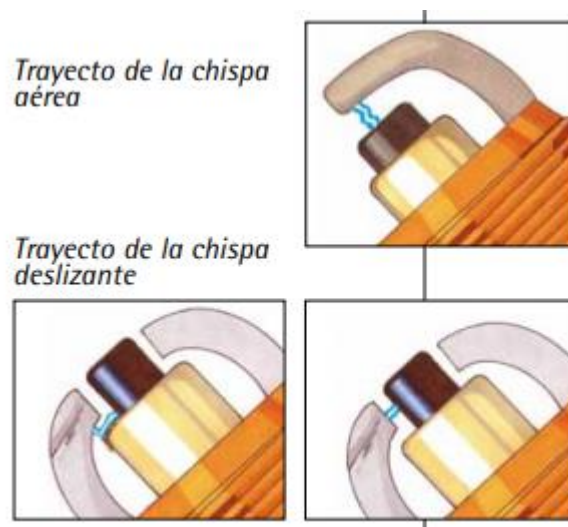


Figura 25. Trayectos de la chispa de encendido. (Fuente: Beru.)

La bujía de encendido debe estar enroscada en la culata de forma estanca a los gases. Hay dos formas:

- Asiento estanco plano: Una junta anular exterior imperdible asume la función estanqueizante en el cuerpo de la bujía.
- Asiento estanco cónico: la superficie cónica del cuerpo de la bujía procura la estanquidad en una superficie de apoyo con la forma correspondiente en la culata.

Valor térmico y conductividad térmica

El valor térmico indica la capacidad máxima de carga térmica que se ajusta en la bujía de encendido en equilibrio entre la admisión y la emisión de calor.

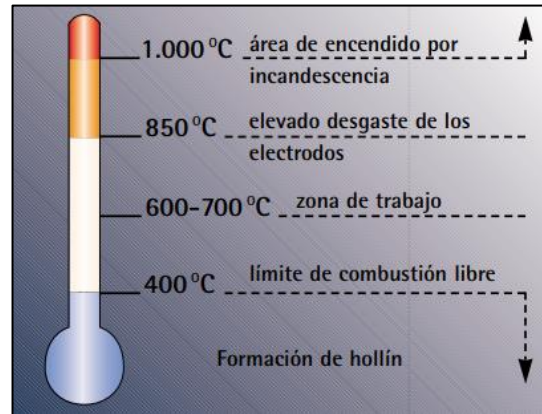


Figura 26. Efectos de la temperatura de la bujía. (Fuente: Beru.)

- Si el índice de grado térmico es demasiado alto, la bujía no puede disipar con suficiente rapidez el calor producido. Eso provoca encendidos incandescentes; es decir, no es la chispa de encendido sino la bujía excesivamente caliente lo que enciende la mezcla.
- Si el índice de grado térmico es demasiado bajo, con una potencia de motor reducida no se alcanza la temperatura de combustión libre necesaria para la autolimpieza de la bujía dando lugar a fallos de encendido, consumo elevado y emisiones crecientes.

Cuanto mayor sea la potencia del motor, mayor será la temperatura de la cámara de combustión. La bujía debe adaptarse a esta temperatura. El tamaño del aislante influye considerablemente en la admisión de calor, la disipación de calor se realiza a través del aislante, el electrodo central y la junta interna del cuerpo hasta la culata.

- Las bujías con un aislante largo admiten más calor de la cámara de combustión. Dado que por el largo trayecto hasta el cuerpo de la bujía pueden emitir poco calor, se denominan bujías de encendido calientes.
- Las bujías con un aislante corto admiten menos calor. Dado que por el corto trayecto hasta el cuerpo de la bujía pueden emitir mucho calor, se llaman bujías de encendido frías.

En el proceso de combustión en el cilindro surgen temperaturas por encima de 3000°C que calientan también a la bujía de encendido. La mayor parte del calor pasa de la rosca de la bujía a la culata. Por eso, la bujía de encendido debe tener un par de apriete adecuado. Solamente un 20 por ciento es asumido y disipado por la mezcla de combustible y aire que pasa en torno a la bujía. A través de los electrodos de conexión (níquel con núcleo de cobre) se puede mejorar la disipación del calor.

Con posiciones de chispa extremadamente adelantadas, se alcanza rápidamente la temperatura de combustión libre, gracias a la especial adaptación de la sección transversal y de la superficie de admisión de calor de la punta del aislante, y a una limitación de la temperatura superior del aislador por debajo de 900°C.

3.1.6 Cámara de combustión

Es el espacio en el que tiene lugar la combustión de la mezcla de combustible y comburente (aire). Este espacio se comprende entre la culata y la cabeza del pistón cuando este se halla en el punto muerto superior.

Volumen de la cámara de combustión

Es el volumen en el cilindro cuando el pistón se encuentra en el PMS y por tanto es el volumen mínimo que se alcanza durante la compresión de los gases (V_c).

Relación de compresión

Al cociente entre el volumen máximo, estando el pistón en el PMI, y el volumen mínimo en el PMS, se le denomina relación de compresión volumétrica:

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_{CA} + V_c}{V_c} \leq r$$

donde V_{CA} es resultado de la cinemática, la cual relaciona el ángulo girado por el cigüeñal con el volumen instantáneo del cilindro. Un valor orientativo es $r_e = (0,7 - 0,85) r$. La relación de compresión efectiva suele tener un valor menor que la geometría en motores de dos tiempos.

Tipo de motor	r	Límite	Tipo de motor	r	Límite
MEP 4T	8,0–11	- Autoencendido ≈ 14 para carga estratificada	MEC DI ¹	12–21	- Presión máxima - Arranque en frío - Pérdida de rendimiento - Cámara poco compacta - Toque de válvulas con el pistón
MEP 2T	7,5–11	Autoencendido	MEC IDI	18–24	Igual que MEC DI

Figura 27. Valores típicos de la relación de compresión. (Fuente: F. Payri y J. M. Desantes. Motores de combustión interna alternativos. 5ª Reimpresión. España: Editorial Reverté, S.A., 2015. ISBN: 978-84-8363-705-0.)

3.1.7 Cáster superior o bancada

Es el elemento que cierra el bloque de forma estanca por la parte inferior. El cárter soporta al cigüeñal y constituye la estructura resistente a la que se unen los cilindros y los demás órganos mecánicos incorporando las pestañas o anclajes para la sujeción del motor a la bancada. Para lograr la estanqueidad entre bloque y cárter se interpone una junta de elastómeros, papel o cordón líquido de poliuretano o silicona.

3.1.8 Carter de aceite o cárter inferior

El cárter de aceite no se considera parte estructural del motor al estar fijado mediante pernos especiales al cárter superior. Este se puede clasificar en dos tipos:

- **Cárter húmedo:** este tipo de cárter actúa a modo de bandeja donde cae el aceite y su función principal es contener el aceite para la lubricación del motor. En el fondo de este cárter se instala una bomba de aspiración que se encarga de bombear el lubricante a todas las piezas del motor que requieren lubricación a presión positiva (especialmente los cojinetes del cigüeñal).
- **Cárter seco:** en este diseño el aceite se acumula en un depósito a parte a diferencia del cárter húmedo.

3.1.9 Bomba de aceite

Todo motor necesita lubricación para asegurar un correcto funcionamiento y alargar su vida útil. La bomba es, por tanto, la encargada de poner en circulación ese aceite y hacer que en todo el circuito del motor se mantenga una presión y un caudal adecuados.

La bomba es el elemento encargado de succionar el aceite del cárter e impulsarlo a través del filtro y las galerías de aceite hacia los cojinetes del cigüeñal y del árbol de levas. De este modo se evitará los rozamientos indeseados que afectarían a las principales partes del motor haciendo que se quedaran inmóviles.

Por lo general, todo motor necesita una presión de trabajo (2-10 bar) y un flujo de lubricación constante que dependerá del tipo de motor. A mayor presión en un motor, más elevada será la temperatura a la que se encontrará el aceite. Este hecho hace que en motores que trabajan a mayores revoluciones sea necesario incorporar un radiador en el circuito de aceite, de forma que la temperatura de trabajo se mantenga constante y no afecte al rendimiento.

Normalmente las bombas de aceite están formadas por cuatro elementos diferenciados que son: el cuerpo principal, la tapa o aspirador, dos engranajes (uno conductor y otro libre) o con ensamble de rotor y estator (uno interior y otro exterior) y una válvula que facilitará el aliviado del aceite y que suele encontrarse en el interior de la misma bomba de aceite o en el bloque del motor.

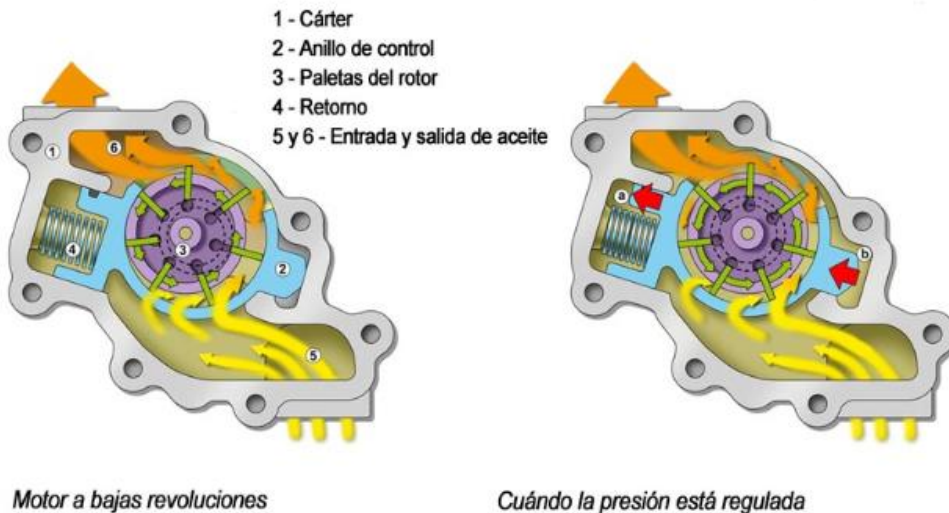


Figura 28. Bomba de aceite en motor de cilindrada variable. (Fuente: Granell, Alicia. ¿Qué es la bomba de aceite y para qué sirve? <www.ro-des.com>.)

3.1.10 Colectores de admisión y escape

Los colectores se sitúan uno a cada lado de la culata, lo cual favorece el arrastre de gases quemados debido al flujo de entrada de los gases frescos de admisión. Otras veces, ambos colectores se colocan en el mismo lado de la culata, con lo que el calor de los gases de escape es transmitido al colector de admisión. Esta disposición favorece la perfecta carburación de la mezcla en los motores Otto y evita la condensación de los gases en el colector de admisión en tiempo frío.

Colector de admisión

El colector de admisión suele fabricarse de aluminio, ya que al no estar expuesto a las elevadas temperaturas del motor no sufre apenas dilataciones, reduciendo así el peso del mismo. La principal característica de este colector es su pequeño diseño en cuanto a distribución y diámetro interior, a fin de que la mezcla o aire de admisión llegue sin pérdidas de carga a cada uno de los cilindros. Para que esto se cumpla, la longitud de los tubos debe ser lo más corta posible y equidistante del carburador o en sistemas de inyección monopunto, con una superficie interior perfectamente lisa para evitar retenciones de la mezcla durante la admisión.

Para evitar que el combustible se condense en las paredes durante el arranque en frío, se utilizan sistemas de calentamiento situados en los colectores por debajo de la mariposa de gases. Estos sistemas pueden aprovechar el calor de agua de refrigeración o bien utilizar una resistencia eléctrica de calentamiento. En sistemas de inyección multipunto, los colectores se pueden optimizar mejor, ya que cada cilindro tiene su inyector al lado de las válvulas de admisión, por lo que podemos dar una longitud más acorde con las características del motor. En este tipo de motores se pueden utilizar

sistemas de admisión variable que pueden variar la longitud de los tubos del colector de admisión o bien utilizar tubos divididos que se utilizan parcialmente o en su totalidad utilizando mariposas de paso.



Figura 29. Colector de admisión de un motor de automóvil. (Fuente: TMRACING.)

Colector de escape

Está fabricado de hierro fundido con estructuras perlíticas ya que debe soportar altas temperaturas y presiones durante la salida de los gases. Debe estar diseñado para evitar toda la contrapresión en el interior del cilindro y facilitar la salida rápida de los gases. El sistema de tubos es la configuración que se emplea normalmente en los motores de altas prestaciones.

3.2 Elementos motrices

3.2.1 Pistones o émbolos

El pistón o émbolo es el elemento encargado de transformar el movimiento rectilíneo en uno giratorio. Tiene la función de deslizarse alternativamente dentro de su guía (cilindro). El mecanismo denominado “Biela-Manivela” está compuesto por el pistón, la biela y la manivela (cigüeñal). En todas las aplicaciones que se emplean, el pistón recibe o transmite fuerzas en forma de presión de un líquido (o gas) a un líquido (o gas).

Estructura y características del pistón

El pistón está completamente hueco por dentro para reducir al máximo su peso. Está formado por una cabeza destinada a recibir los esfuerzos de empuje, en el cual se mecanizan las ranuras que contienen los aros o segmentos encargados de hacer el cierre hermético con el cilindro. La parte inferior llamada falda sirve de guía al pistón en su desplazamiento por el cilindro. En ella se sitúa el alojamiento destinado al ajuste del bulón de amarre con la biela, a través del cual se transmiten los esfuerzos de empuje. La cabeza del émbolo puede ser plana o adoptar formas especiales destinadas a provocar la turbulencia del gas, (como ocurre en los motores diésel) o con protuberancias en forma de deflector para conducir los gases (motores de inyección directa y también en los de dos tiempos). También los pistones pueden tener rebajes para no interferir con las válvulas.

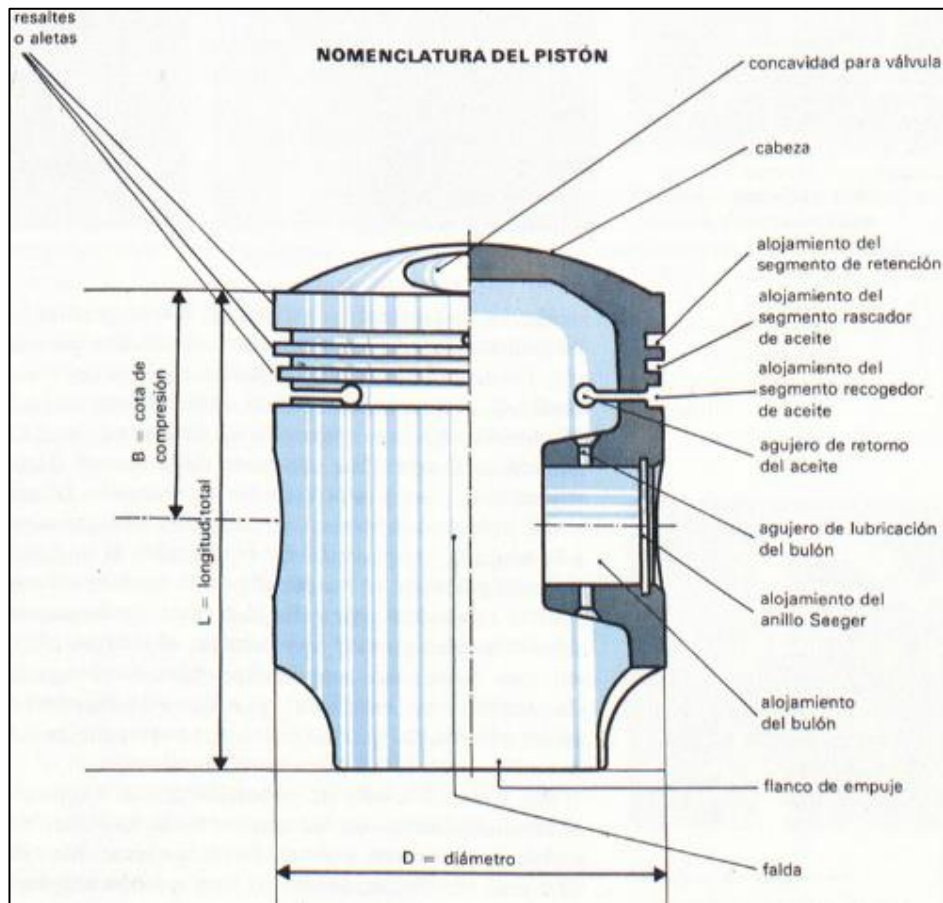


Figura 30. Elementos del pistón.

Teniendo en cuenta las condiciones de funcionamiento a las que están sometidos, los pistones deben reunir las siguientes características:

- Disponer de una estructura robusta, sobre todo en las zonas de mayor esfuerzo, como son la cabeza y el alojamiento del bulón.
- Tener el menor peso posible y estar perfectamente equilibrados en todos los cilindros.
- Máxima resistencia al desgaste y a los agentes corrosivos.
- Mínimo coeficiente de dilatación.
- Gran conductividad térmica.

El pistón debe ser diseñado de tal forma que permita una buena propagación del calor, para evitar las altas tensiones moleculares provocadas por altas temperaturas en diferentes capas de material. Generalmente para la construcción del pistón se emplea la fundición de grano fino pero cuando es necesario fabricarlo en dos o más partes se usa el fondo de acero fundido para resistir mejor las tensiones producidas por el calor. Los pistones se construyen en una gran variedad de materiales siendo los más comunes:

- Aleación de níquel y hierro fundido: se utiliza aleación de hierro al 64% y níquel al 36% con muy poco carbono y algo de cromo. El coeficiente de dilatación de esta combinación es prácticamente nulo, con lo cual se consigue limitar la dilatación del pistón.
- Fundición: se utiliza en motores pequeños. Poseen la ventaja de tener elevada resistencia mecánica y gran capacidad para trabajar en fricción.
- Pistones de hierro colado: se desgastan menos y pueden utilizarse con menos holgura debido a

que se expanden menos que los de aluminio.

- Pistones de aluminio: son muchos más ligeros y tienen un alto coeficiente de transmisión de temperatura. Por lo tanto, requieren menos agua de refrigeración que los émbolos de fundición.
- Pistones de hierro común: utilizados en motores de combustión de baja y media velocidad, este material aumenta la elasticidad a prueba de deformación permanente y resistencia al desgaste. Es preferible a las aleaciones livianas ya que permite emplear espacios nocivos menores en los pistones.

Tipos de pistones

Los diferentes tipos de pistones empleados actualmente en automoción se diferencian esencialmente por los procedimientos empleados en cuanto a diseño, para regular la dilatación térmica.

Pistones autotérmicos con bandas anulares

Las bandas de acero, a modo de arandelas, se insertan circularmente durante la fundición e impiden una dilatación térmica exagerada en todo el perímetro circular. Estos pistones de falda completa son aptos para motores de dos tiempos con distribución por lumbreras y aseguran una holgura constante en toda su periferia.

Pistón compensador

Se aprovecha la diferencia de temperatura entre la cabeza y la falda para fabricarlo en forma acampanada y ligeramente ovalada en sentido perpendicular al eje del bulón. Con esta disposición la falda del émbolo queda ajustada en frío, lo que impide el cabeceo. Cuando se alcanza la temperatura de trabajo, la dilatación se produce en el sentido del menor diámetro del émbolo, que toma forma cilíndrica.

Émbolo compensado por ranuras

En esta clase de émbolo la compensación térmica se realiza practicando en la falda del émbolo unas ranuras en forma de “T” o en “U”. Esta precaución da lugar a que la dilatación térmica se produzca a través de ellas sin que aumente el diámetro del émbolo. Este se caracteriza por su sencillez y economía, empleándose en motores de serie de pequeña cilindrada.

Otro émbolo de este tipo es el tubular, donde la cabeza va separada de la falda por medio de una garganta circular interrumpida en la zona del bulón. Con esta disposición la falda queda separada de las fuertes temperaturas y dilataciones térmicas a que está sometida la cabeza.

Parámetros de diseño

Diámetro del cilindro

Junto con la carrera es el parámetro que mejor caracteriza el tamaño de un motor (denominado también calibre). El diámetro del cilindro es ligeramente superior al del pistón para permitir el desplazamiento relativo entre ellos con la mínima fricción (aunque para los cálculos se toma el mismo).

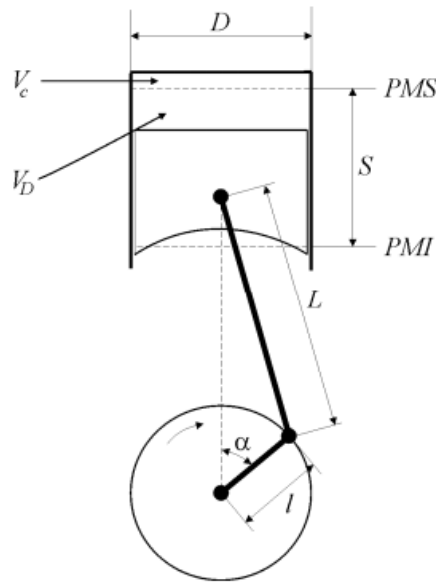


Figura 31. Esquema geométrico de un pistón. (Fuente: F. Payri y J. M. Desantes. Motores de combustión interna alternativos. 5ª Reimpresión. España: Editorial Reverté, S.A., 2015. ISBN: 978-84-8363-705-0.)

Carrera del pistón

La carrera es la distancia que recorre el pistón entre el PMS y el PMI, siendo ambos las posiciones extremas de su desplazamiento relativo. La carrera mide el doble que la longitud de la cigüeñal:

$$S = 2l$$

Relación carrera - diámetro

Denominación	S/D	Ventajas	Inconvenientes
Supercuadrados	< 1	Pueden girar muy deprisa (ver velocidad lineal media del pistón) Mucho espacio para válvulas	Cámara poco compacta Muchas pérdidas de calor (elevada superficie/volumen) Cigüeñal robusto por ser menor
Cuadrados	= 1	En torno a este valor están muchos motores	
Alargados	> 1	Cámara compacta.	No puede girar muy deprisa

Motor supercuadrado

Motor cuadrado

Motor alargado

Figura 32. Ventajas e inconvenientes de cada tipo de motor según la relación carrera-diámetro. (Fuente: F. Payri y J. M. Desantes. Motores de combustión interna

alternativos. 5ª Reimpresión. España: Editorial Reverté, S.A., 2015. ISBN: 978-84-8363-705-0.)

	Motor MEP	S/D	Motor MEC	S/D
	Competición	$\leq 0,6$	Automóvil	1,0-1,2
4T	Motocicletas	0,65-0,9	Industrial / Vehículo pesado	1,1-1,2
	Automóvil	0,9-1,1		
2T	2T de pequeño tamaño	1,0-1,1	2T de gran tamaño	1,8-2,8

Figura 33. Valores habituales para la relación carrera-diámetro. (Fuente: F. Payri y J. M. Desantes. Motores de combustión interna alternativos. 5ª Reimpresión. España: Editorial Reverté, S.A., 2015. ISBN: 978-84-8363-705-0.)

Longitud de la manivela

La manivela, cuya longitud (entre centros de muñón y muñequilla) se denotará por l , es el elemento que permite la conversión del movimiento de traslación y rotación de la biela en una rotación en torno al eje del cigüeñal. La manivela constituye una barra que se articula con la biela en un extremo, la muñequilla, de la que recibe los esfuerzos procedentes de la expansión de los gases en la cámara, y en el extremo contrario transmite el par de giro al eje del cigüeñal, del que forma parte.

Longitud de la biela

La biela es una barra articulada en sus extremos que une el bulón del pistón con la muñequilla del cigüeñal. Suele ser conveniente que la longitud entre sus centros sea mínima para reducir la altura del motor, pero ha de evitarse la colisión de la falda del pistón con el cigüeñal en PMI. Su longitud suele relacionarse con la carrera:

$$\lambda = \frac{l}{L} = \frac{S/2}{L} < \frac{l}{2}$$

Estando los valores de λ comprendidos entre $1/2,5 < \lambda < 1/5$.

La longitud de la biela depende del tipo de motor, de la relación carrera-calibre y del ciclo de funcionamiento del motor. El número de revoluciones del motor influye sobre la longitud de la biela pues en motores más revolucionados la longitud de la biela se acorta dentro de unos límites admisibles a fin de evitar efectos de inercia.

Sección del pistón

La sección transversal del pistón o émbolo que desliza en el interior del cilindro se obtiene a partir del diámetro y tiene por expresión:

$$A_p = \pi D^2 / 4$$

Este parámetro es de gran importancia por:

- Es la sección disponible sobre la que se ejerce la presión de los gases para obtener trabajo, es por ello que algunos parámetros se suelen referir a esta sección, por ejemplo, la potencia.
- La sección de las válvulas está limitada por la sección del pistón, por lo que también es usual referir el gasto de aire a esta sección.

Cilindrada unitaria

Es el volumen desplazado por el émbolo desde el PMS al PMI y su fórmula es:

$$V_D = A_p S$$

3.2.2 Segmentos

Los segmentos de motores de combustión tienen que reunir todos los requisitos para poder sellar dinámica y linealmente. Estos tienen que resistir tanto las influencias térmicas como las químicas y deben cumplir también una serie de funciones y reunir una serie de propiedades y funciones. Entre sus principales funciones se encuentran:

- Selladura contra la fuga de gases de combustión: impedir el paso de los gases de combustión entre el pistón y la pared del cilindro y proseguir hacia el cárter del cigüeñal. Los segmentos no son eficaces al 100% y dejan fugas pequeñas cantidades que, en caso de ser excesivas, pueden conllevar pérdida de potencia, aumento del calentamiento en los componentes y deterioro en la funcionalidad del motor.
- Rascado y distribución de aceite: los segmentos distribuyen el aceite uniformemente por la pared del cilindro. La tarea de rascar el exceso de aceite la cumple el tercer segmento, aunque los segmentos combinados con compresor y rascador (segundo segmento) también lo hacen.
- Disipación térmica: la mayor parte del calor absorbido por el pistón durante la combustión es transmitida por los segmentos a la superficie del cilindro. Dependiendo del motor, el segmento superior de compresión puede llegar a disipar el 50% del calor de combustión absorbido por el pistón en la pared del cilindro evitando así el sobrecalentamiento del pistón.
- Estabilizar el movimiento del pistón (disminuir el cabeceo del pistón). Particularmente cuando los motores estén fríos y en caso de que medie todavía una gran holgura del pistón en el cilindro.

La fundición gris es el material principal con el que se fabrican los segmentos de pistones en la actualidad por su buena elasticidad y resistencia a la corrosión. Los materiales de fundición gris empleados son hierro fundido con estructura de grafito laminar o globular. Desde el punto de vista tribológico, la fundición gris y las inclusiones de grafito proporcionan excelentes propiedades para la lubricación seca. Las venas de grafito incorporadas sirven además de depósitos de aceite e impiden que se destruya la película lubricante en condiciones adversas. La superficie de fricción de los segmentos de compresión puede ser revestida con molibdeno a fin de impedir las huellas de quemaduras.

Las exigencias exigidas a los motores solo pueden lograrse empleando una combinación de un segmento de compresión, un segmento combinado rascador-compresor y un verdadero segmento rascador de aceite.

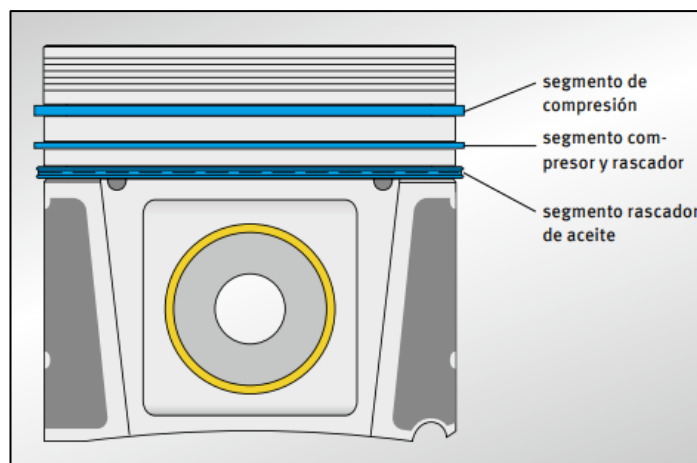


Figura 34. Esquema de los segmentos de un pistón. (Fuente: Segmentos de pistones para motores de combustión. Segunda edición. Die Neckarprinzen GmbH, Hellbronn: Grupo Motor Service Technical Market Support, 2010. ISBN: 978-3-86522-494-1.)

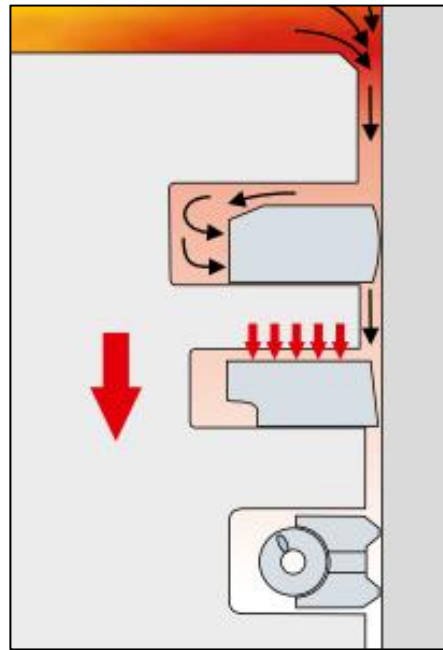


Figura 35. Funcionamiento de los segmentos durante el proceso de combustión. (Fuente: Segmentos de pistones para motores de combustión. Segunda edición. Die Neckarprinzen GmbH, Hellbronn: Grupo Motor Service Technical Market Support, 2010. ISBN: 978-3-86522-494-1.)

Segmentos rectangulares

Se emplean como primer segmento de compresión. Pueden tener ambos segmentos paralelos o incluir un chaflán o escalón interior para ocasionar la rotación positiva del segmento.

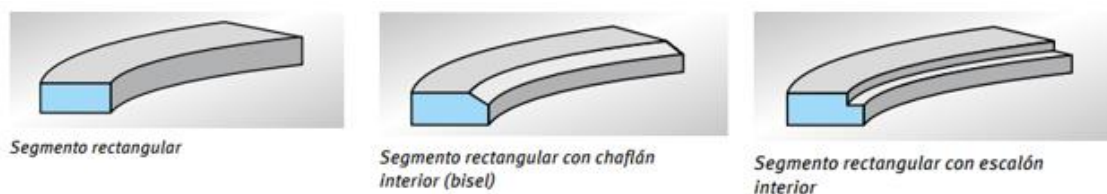


Figura 36. Configuraciones tipo para el segmento de compresión. (Fuente: Segmentos de pistones para motores de combustión. Segunda edición. Die Neckarprinzen GmbH, Hellbronn: Grupo Motor Service Technical Market Support, 2010. ISBN: 978-3-86522-494-1.)

Segmentos de compresión con función para raspar aceite

Estos segmentos ayudan al segmento de compresión a impedir el paso de los gases y al rascador de aceite a regular la película de lubricante. Tienen una superficie de fricción cónica con una divergencia angular de entre 45 y 60°. Debido a la forma que tiene el segmento cuando es nuevo, únicamente roza la arista inferior estableciendo un contacto puntual en el agujero del cilindro. Este desgaste primario de adaptación crea una forma perfectamente redonda al cabo de un tiempo que proporciona un buen efecto sellante.

A su vez, las buenas propiedades para raspar el aceite se obtienen por la arista superior rebajada del segmento. El segmento desliza sobre la película de aceite al efectuar el movimiento ascendente desde

el punto muerto inferior hacia el superior. Las fuerzas hidrodinámicas alzan levemente el segmento de la superficie del cilindro. En el caso del movimiento en sentido inverso, la arista penetra más profundamente la película de aceite y lo rasca de esta manera sobre el cárter del cigüeñal. La posición del chaflán o del escalón interior en la arista inferior provoca el retorcimiento inverso del segmento.

Los segmentos trapezoidales o semi-trapezoidales (el ángulo asciende a 6, 15 o 20°) se emplean para contrarrestar la carbonización de las ranuras y evitar que queden los segmentos fijos. A altas temperaturas se corre el riesgo de que el aceite motriz contenido en ella se carbonice por el efecto térmico. En el caso de motores diésel se produce además la formación de hollín favoreciendo la producción de sedimentos en la ranura. Si los segmentos del pistón quedaran fijos en la ranura a causa de los sedimentos, los gases calientes de la combustión pasarían sin obstáculos entre el pistón y la pared del cilindro sobrecalentándolos.

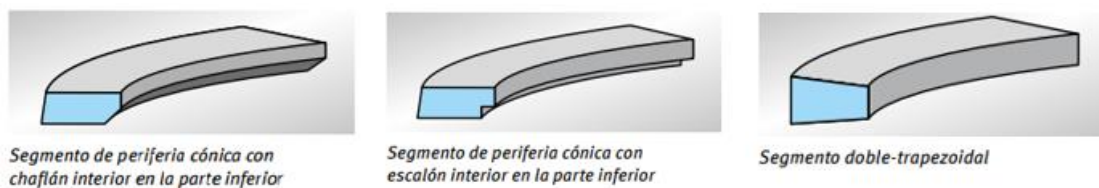


Figura 37. Configuraciones tipo para el segundo segmento. (Fuente: Segmentos de pistones para motores de combustión. Segunda edición. Die Neckarprinzen GmbH, Hellbronn: Grupo Motor Service Technical Market Support, 2010. ISBN: 978-3-86522-494-1.)

Segmentos rascadores de aceite

Estos segmentos están concebidos para repartir el aceite en la pared del cilindro y para raspar el exceso de este. Cada labio rasca el exceso de aceite que hay en la pared del cilindro. El aceite rasgado por el primer labio, que desciende luego entre ambos, tiene que ser evacuado de ese sector pues de lo contrario pasará por encima del segmento rascador y deberá ser eliminado por el segundo segmento de compresión. Por este motivo, estos segmentos llevan intersticios longitudinales u orificios entre ambos labios. El aceite eliminado por el labio superior pasa a través de estos orificios del cuerpo del segmento y continúa su curso hacia el lado trasero del segmento.

Los motores modernos emplean segmentos rascadores de aceite de dos piezas. Estos segmentos están compuestos de un cuerpo y un resorte espiral colocado en la parte trasera. La sección transversal del cuerpo es mucho más delgada que en los de una pieza haciéndola más flexible junto con una capacidad de adaptación excelente. La tensión propiamente dicha proviene de un resorte espiral de acero termo resistente ubicado detrás de la pared del segmento y presionándolo contra la pared del cilindro. Aunque el resorte no gira contra el segmento, a unidad entera si rota libremente en la ranura con una presión radial simétrica. Esto se debe a que la presión de apriete se reparte homogéneamente sobre todo el perímetro del resorte espiral.

Para aumentar la durabilidad de los segmentos, los diámetros exteriores de los resortes se rectifican y sus espirales se abobinan más estrechamente en el nivel de la junta del segmento están revestidos con una funda de teflón.



Figura 38. Configuraciones tipo segmentos rascadores de dos piezas. (Fuente: Segmentos de pistones para motores de combustión. Segunda edición. Die Neckarprinzen GmbH, Hellbronn: Grupo Motor Service Technical Market Support, 2010. ISBN: 978-3-86522-494-1.)

3.2.3 Bielas

La biela es el elemento del motor encargado de transmitir la presión de los gases que actúa sobre el pistón al cigüeñal, o lo que es lo mismo, es un eslabón de la cadena de transformación del movimiento alternativo (pistón) en rotativo (cigüeñal).

Por lo general las bielas se fabrican de acero templado, aunque en motores de altas prestaciones se suelen utilizar bielas de aluminio o de titanio. Se fabrica por estampación en caliente y se mecanizan las zonas de amarre al émbolo y al cigüeñal, así como los elementos de unión y los pasos de aceite.

Las características constructivas de la biela, en cuanto a forma y dimensiones, van en función del trabajo a desarrollar.



Figura 39. Esquema del conjunto de una biela. (Fuente: *Elementos móviles del motor*. <<http://www.aficionadosalamecanica.net/>>.)

Elementos de la biela

Pie de biela

Es la parte alta de la biela, por donde ésta se une al pistón mediante un pasador o bulón. Trabaja por tanto bajo carga alternativa y oscilante, lo que produce un fuerte desgaste en las zonas superior e inferior del diámetro. Para reducir este desgaste se coloca un cojinete de antifricción entre el bulón y el alojamiento de la biela. El diámetro interior de este alojamiento viene determinado por las condiciones de engrase, de forma que éste se realice en perfectas condiciones bajo carga, sin que se rebase el límite de fatiga del material.

Las demás dimensiones del pie de la biela dependen del diseño y posterior mecanizado de la misma, siempre orientado a reducir al máximo su peso. La anchura suele tener un valor aproximadamente igual a la mitad del diámetro del émbolo. En la parte superior externa suele llevar un saliente que

confiere rigidez al conjunto y es donde suele ir alojado el taladro de engrase para las bielas con montaje de bulón flotante.

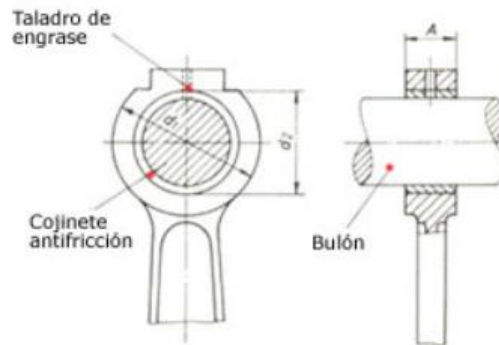


Figura 40. Sección de un pie de biela. (Fuente: *Elementos móviles del motor*. <<http://www.aficionadosalamecanica.net/>>.)

Cabeza de biela

Es la parte que va unida a la muñequilla del cigüeñal. Para facilitar el montaje se divide en dos partes. La llamada semicabeza va unida directamente al cuerpo de la biela y la otra, el sombrerete, queda unida a la biela a través de unos pernos. En la superficie de unión de ambas piezas hay una serie de estrías de anclaje para asegurar un posicionado correcto y para dar resistencia a la unión, ya que está sometida a cizallamiento.

El plano de unión entre el sombrerete y la biela puede ser horizontal o inclinado. Esta última disposición se utiliza cuando las dimensiones de la cabeza son grandes, con objeto de facilitar su extracción a través del cilindro, o también para reforzar la zona de mayor empuje cuando las cargas son elevadas, debiendo coincidir en su montaje el menor ángulo de inclinación por la parte por donde baja la biela.

Los pernos que unen el sombrerete a la biela deben fabricarse de material resistente para que soporten los esfuerzos de tracción y cizalladura a que están sometidos durante su trabajo. Deben permanecer inmóviles por lo que en la cabeza de los tornillos pasantes se suele colocar un chaflán para que sirva de tope en su asiento, o también se dispone una chapa de freno en los tornillos que van roscados a la parte fija de la biela.

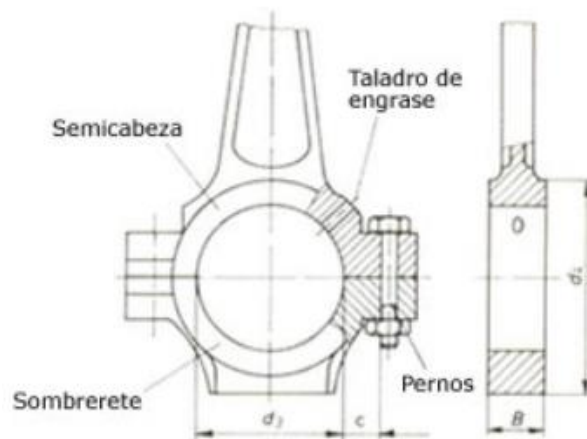


Figura 41. Sección de una cabeza de biela. (Fuente: *Elementos móviles del motor*. <<http://www.aficionadosalamecanica.net/>>.)

Cuerpo de la biela

Constituye el elemento de unión entre el pie y la cabeza de la biela. Si perfil o sección es de doble T, ya que es la forma constructiva que proporciona mayor resistencia con una menor sección y, al mismo tiempo, es de fácil estampación.

Bielas para motores en V

Bielas ahorquilladas

Este sistema emplea un casquillo común para unir las dos bielas que trabajan sobre el mismo codo del cigüeñal. El casquillo va montado fijo en la biela principal y hace de bulón en la biela secundaria que tiene dos cabezas.

Con este sistema se aprovecha al máximo el casquillo de unión y las carreras se realizan perfectamente, sin que se produzcan esfuerzos adicionales. Sin embargo, tienen el inconveniente de su elevado costo y que el cojinete de unión soporta mayores esfuerzos, ya que tiene que sufrir los efectos de inercia y las cargas de ambas bielas.

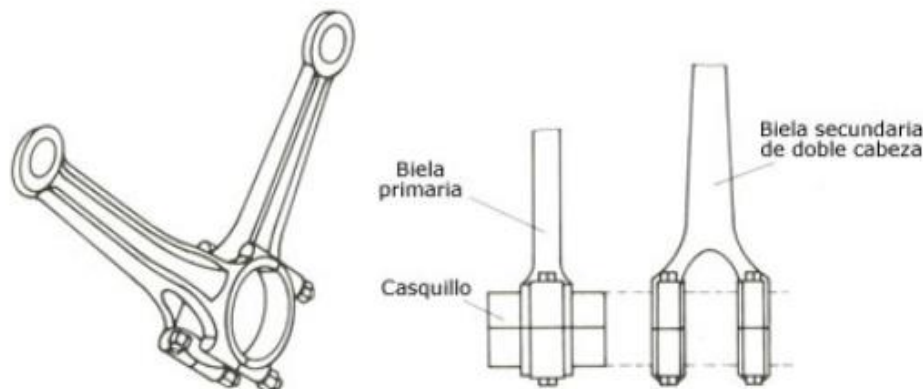


Figura 42. Biela ahorquillada. (Fuente: *Elementos móviles del motor*.
<<http://www.aficionadosalamecanica.net/>>.)

Bielas articuladas

Realizan la articulación de la biela secundaria en la parte lateral de la biela principal. Emplea un cojinete único para ambas y su construcción es más sencilla y económica. Por el contrario, con este montaje son mayores los esfuerzos laterales que se producen en el émbolo, como consecuencia de la posición de los ejes de las bielas y también lo son las flexiones a que está sometida la biela principal debido al empuje que sobre ella realiza la biela secundaria.

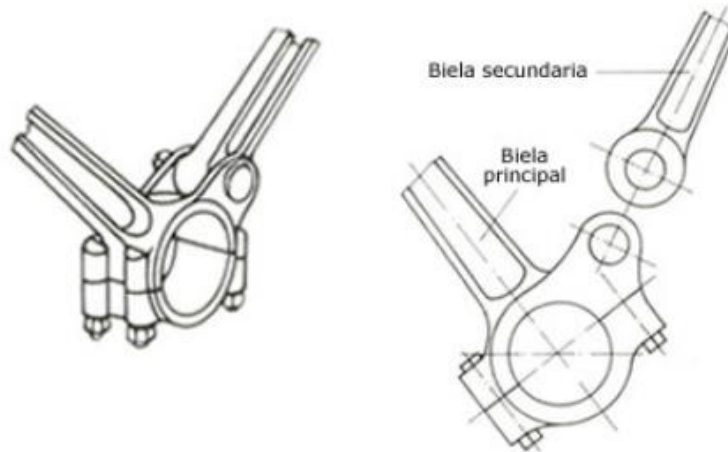


Figura 43. Biela articulada. (Fuente: *Elementos móviles del motor*.
<<http://www.aficionadosalamecanica.net/>>.)

Bielas conjugadas

Es la configuración más empleada en la actualidad. Se caracterizan por ser iguales e independientes en su funcionamiento y se articulan sobre la misma muñequilla del cigüeñal. Tienen el inconveniente del rozamiento lateral que se produce entre ambas bielas, por lo que requieren un tratamiento especial en esa zona para que el desgaste sea mínimo.

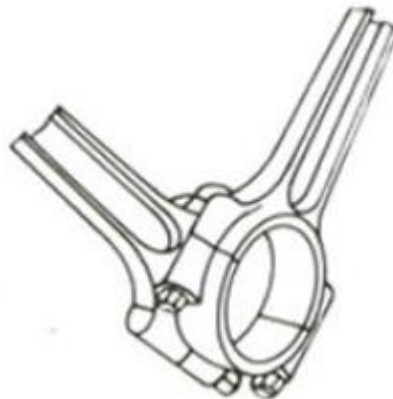


Figura 44. Biela conjugada. (Fuente: *Elementos móviles del motor*.
<<http://www.aficionadosalamecanica.net/>>.)

3.2.4 Bulón

Denominación que se aplica comúnmente al eje del pistón permitiéndole su articulación con la biela.

Es la parte del motor que sella los cilindros por su lado superior para evitar pérdidas en la compresión y en correspondencia con la cual suelen ir colocadas las válvulas de admisión y de escape junto con la bujía en el caso de MECH. Para asegurar el sellado entre bloque y culata se dispone una junta denominada “junta de culata”.

3.2.5 Cigüeñal

El cigüeñal forma parte del mecanismo biela-manivela encargado de transformar la energía desarrollada durante la combustión en energía mecánica. Es una de las piezas más importantes del motor ya que recoge y transmite el cambio de potencia desarrollada por cada uno de los pistones.

El cigüeñal está fabricado de una aleación de acero. Posee gran resistencia mecánica a la torsión ya que se proyecta para aguantar la fuerza de empuje ejercida por los pistones durante la expansión. Algunos de ellos se construyen de forma hueca en su interior permitiéndoles ser anchos y resistentes a la vez que conservan un peso liviano.

Una de las características primordiales del cigüeñal es su equilibrio estático, distribuyendo todo su peso de forma uniforme alrededor del eje y su equilibrio dinámico para eliminar cualquier vibración generada durante su giro a causa de la fuerza ejercida por las bielas. Por ello, son contruidos con contrapesos, unas masas metálicas que se presentan en condiciones opuestas a la posición de los codos de las bielas. Así, cuando el motor gira en funcionamiento, la fuerza centrífuga generada es totalmente uniforme.

Las partes torneadas por las cuales el cigüeñal es fijado al bloque del motor se denominan cojinetes de bancada mientras que las secciones de acoplamiento de las bielas como cojinetes de biela o muñequillas.

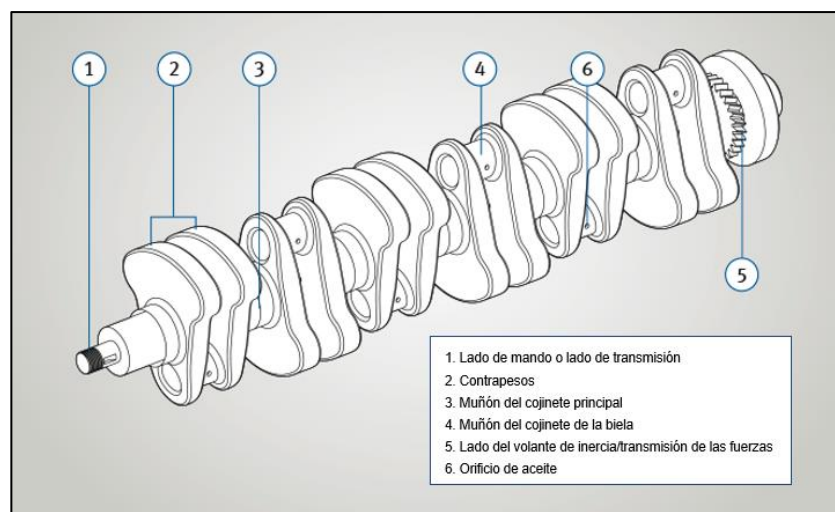


Figura 45. Elementos del cigüeñal.

Debido a su geometría característica, las dimensiones de las diferentes formas de sus componentes deben ser calculados en orden de resistir las fuerzas resultantes ocasionadas por la presión máxima de los cilindros, principalmente las áreas proyectadas de los apoyos de bancada y los codos. En orden de presentar un ancho de pared necesario así como espacio para los conductos lubricantes, la distancia más corta que constituye el centro de los cilindros, debe ser algo así como 1.2 veces el diámetro calibre del cilindro, para un motor que tenga la distancia entre los centros de los codos igual al calibre del cilindro.

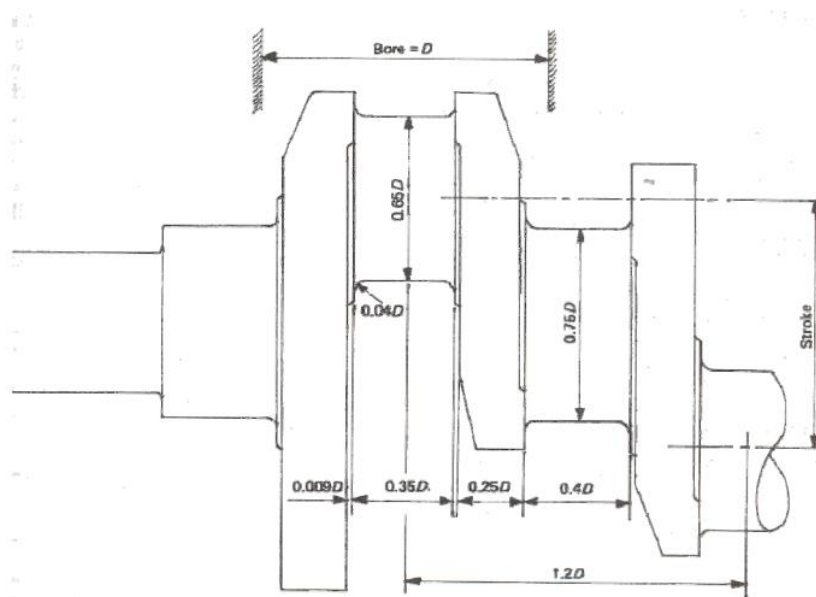


Figura 46. Proporciones geométricas de un cigüeñal.

Todas las proporciones están relacionadas con los altos esfuerzos a los que serán sometidos. La gran mayoría son diseñados para que los esfuerzos nominales del material en operación no excedan el 20% del límite de resistencia a la tracción y el 15% en torsión. Cabe señalar que, al aumentar la superficie de apoyo, para una misma fuerza aplicada a ella, resulta un menor esfuerzo unitario sufrido. Con la finalidad de prolongar la vida del cigüeñal, reduciendo la concentración de esfuerzos y los efectos de la fatiga, se hacen redondeos entre los diámetros de los ejes que son ensamblados con cojinetes (codos y apoyos de bancada) y las conexiones equivalentes a un radio de magnitud del 5% del valor de los diámetros del eje de las conexiones.

Todos los apoyos de bancada se encuentran provistos de cojinetes para su acoplamiento aunque normalmente existe un cojinete axial (forma de media luna) que impide el desplazamiento axial del cigüeñal al existir una fuerza de empuje al momento de ser accionado el mecanismo del embrague.

Todas las conexiones con rodamientos deben contar con un acabado superficial mejor que $0.5 \mu\text{m}$ antes de ser fijadas para minimizar la fricción.

Al presentar el cigüeñal un movimiento rotativo continuo, existen una serie de fuerzas centrífugas provocadas por cada una de las conexiones con las bielas. Para contrarrestar estos efectos, se usan los contrapesos, ya sean fijos o ensamblados al mismo por medio de sujetadores. Esto se debe a que los tirones de las bielas tenderían a flexionar e incluso deformar el cigüeñal, recayendo el exceso de carga en los cojinetes de bancada. Para evitarlo, cada contrapeso está posicionado en sentido inverso al anterior y cada unión de los codos se extiende en sentido inverso al mismo para contrarrestar sus efectos.

La lubricación del cigüeñal es de suma importancia pues sirve para aminorar tanto el exceso de calor como la fricción entre los elementos móviles. El aceite es alimentado desde un contenedor de aceite del motor y se hace llegar a presión a los apoyos de bancada, en donde se encuentran unidos a sus respectivos cojinetes, los cuales normalmente cuentan con un surco circular en el centro encarando a los apoyos permitiendo que el aceite pueda recubrir por completo su superficie central. Posteriormente pasa de estos hasta los codos desde los que es expulsado al exterior después de lubricar las articulaciones formando una película de aceite.

Para permitir la lubricación, es necesario que esté taladrado de forma diagonal desde los codos a los apoyos formando un ángulo de 30° con respecto a la cara principal del cigüeñal (vista en sección transversal).

3.2.6 Casquillos de fricción o semicojinetes

La unión del cigüeñal a la biela y el montaje de sus apoyos sobre el cárter bloque, se realiza a través de unos cojinetes especiales en dos mitades denominados semicojinetes de biela o bancada.

Debido a las duras condiciones de trabajo a las que están sometidos deben reunir las siguientes características:

- Resistencia a la fatiga: la resistencia del material de recubrimiento debe ser mayor que la presión de la carga dinámica en la película de aceite; mayor que las cargas de explosiones en la cámara de combustión y que las cargas por inercia de las masas rotante y reciprocante de los ejes.
- Conformabilidad: las imperfecciones y el torcido de flechas, biela, monoblock o cojinete, tienden a desviar una paralela relativa perfecta entre las superficies de la flecha y el cojinete.
- Confromabilidad, para absorber las pequeñas deformaciones producidas en la alineación de los elementos.
- Resistencia a la fatiga, para que soporten las cargas a las que están sometidos.
- Resistencia a la corrosión producida por los agentes químicos que pasan al cárter procedentes de la combustión o diluidos en el aceite de engrase.
- Gran conductibilidad térmica, para evacuar el calor producido por rozamiento en el cojinete.

La fabricación de este tipo de cojinetes se realiza a base de chapa de acero recubierta en su cara interna con aleación antifricción, la cual reúne las características mencionadas. Estas aleaciones, según los materiales empleados, pueden ser de metal blanco con estaño o plomo, bronce al cadmio, bronce al bronce, bronce al aluminio o bronce al cobre-níquel impregnado de plomo.



Figura 47. Partes de un semicojinete de bancada. (Fuente: *Elementos móviles del motor*. <<http://www.aficionadosalamecanica.net/>>.)

Estas aleaciones proporcionan un rozamiento suave y evitan el desgaste del cigüeñal. Al mismo tiempo, gracias a su bajo punto de fusión, si se calienta excesivamente por falta de engrase, el cojinete se funde y así se evita el agarrotamiento del cigüeñal con los elementos de unión. Cuando se produce la fusión de una de las bielas, la holgura resultante ocasiona un golpeteo característico, que se conoce en el sector automovilístico como “biela fundida”.

Los semicojinetes se suministran con su diámetro nominal estándar y se montan fácilmente en su apoyo o soporte. La fijación se consigue mediante la tapa respectiva que los mantiene sujetos a la cabeza de la biela debido a la presión de la tapa y al sistema de posicionamiento del casquillo.

La garantía de un perfecto rodaje, la conservación de la forma geométrica y las dimensiones del orificio de un cojinete dependen en gran parte de la eficacia del sistema de engrase. Por esta razón es

importante conocer la forma y situación que deben tener las ranuras y orificios de engrase del cojinete con el fin de garantizar una adecuada lubricación.

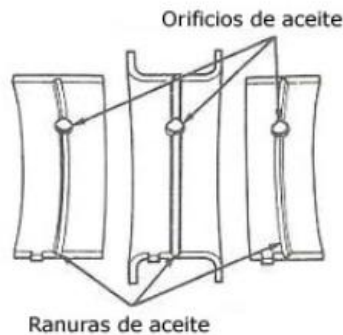


Figura 48. Orificios de engrase de un semicojinete. (Fuente: *Elementos móviles del motor*. <<http://www.aficionadosalamecanica.net/>>.)

Por otra parte, el cigüeñal va provisto también de cojinetes axiales que soportan los esfuerzos producidos por el accionamiento del embrague. Se disponen axialmente en ambos lados de uno de los soportes de bancada.

3.2.7 Volante motor

Cuando en un sistema mecánico existe una variación de velocidad denominada irregularidad periódica, en cada máquina se fija un límite de irregularidad que no debe superarse. El volante se instala para aumentar la inercia del sistema rotatorio y constituye un elemento regulador de la transmisión de energía. La causa de la variación de la velocidad en los sistemas mecánicos es la diferencia de par a la entrada del sistema y el par desarrollado a la salida pudiendo provocar una modificación de la velocidad de rotación. Entre sus funciones destacan:

- Reducir las variaciones de velocidad de rotación de un eje y hacer así más uniforme la transmisión de un movimiento rotatorio.
- Absorber las variaciones de velocidad por efecto de su inercia a la rotación.
- Almacenar energía para el impulso entre los tiempos de combustión.
- Transmitir la potencia en la máquina acoplada al motor.



Figura 49. Volante de inercia. (Fuente: Erenovable.)

El volante se ensambla en la parte posterior del cigüeñal y constituye una placa redonda hecha de hierro fundido lo suficientemente rígida para ser capaz de soportar el ensamble del embrague y transmitir la potencia desde el eje del cigüeñal a la primera flecha de movimiento para que ésta lo haga llegar hasta la caja de velocidades. Tal transmisión generada por la fricción existente entre la cara lisa de fricción anular del volante y la placa activa del embrague.

Otra característica del volante es el hecho de que sirve como rueda de transmisión de movimiento rotativo para el engranaje de arrancado, cuando se acciona la máquina. El llamado engranaje de arrancado consiste en un anillo dentado empotrado sobre la periferia del volante. Los dientes de este están diseñados para hacer contacto (transmisión) con un pequeño piñón, que provoca una reducción de 10:1. Inversamente, el momento de rotación impuesto por dicho piñón sobre el anillo dentado del volante será el producto del torque de entrada del piñón por la relación de engranajes proporcionando un impulso rotativo extra, necesario para poner en funcionamiento el arrancado de la máquina.

Volante de inercia bimasa

Un volante bimasa estándar consta de masa primaria y masa secundaria. Las dos masas desacopladas entre sí por un sistema de muelles/amortiguación y se encuentran alojadas de forma giratoria una contra otra por medio de un rodamiento de bolas de ranura profundo o un casquillo de fricción.

La masa primaria con corona de arranque está asignada al motor y firmemente atornillada al cigüeñal. Junto con la tapa primaria, rodea un espacio hueco que forma el canal del muelle de arco. El sistema de muelles-amortiguación se compone de los muelles de arco, que se encuentran en guías en los canales de los muelles de arco y cumplen los requisitos de un amortiguador de torsión “ideal” con un trabajo mínimo. Las guías garantizan una correcta orientación de los muelles durante el funcionamiento, y la grasa entre los muelles reduce el desgaste entre estos, las guías y los canales.

El par se transfiere por medio de la brida. La brida está remachada a la masa secundaria, con sus aletas insertadas entre los muelles de arco. La masa secundaria ayuda a aumentar el momento de inercia en el lado de la caja de cambios. Unas ranuras de ventilación garantizan una mejor evacuación del calor. Dado que el volante bimasa posee un sistema integral de muelles-amortiguación, normalmente se utiliza un disco de embrague rígido sin amortiguador de torsión.

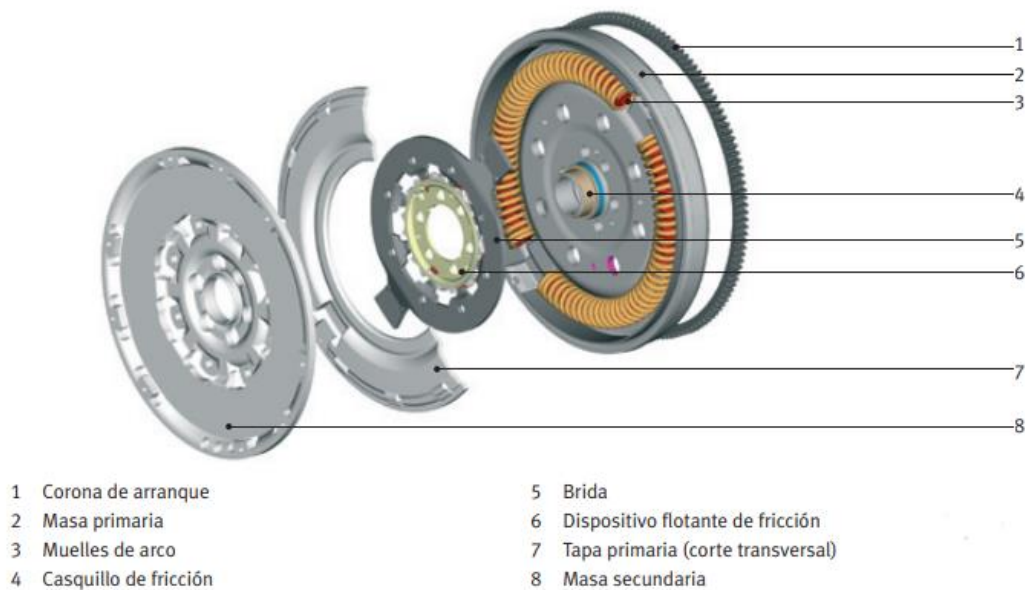


Figura 50. Elementos de un volante de inercia bimasa. (Fuente: Volante Bimasa: Tecnología Diagnóstico de averías. Schaeffler Automotive Aftermarket, 2010)

El principio de funcionamiento de un volante bimasa es simple. Debido al descenso de masa en el primario de la caja de cambios, el margen de par de vibraciones, que normalmente se encuentra entre las 1200 y las 2400 rpm con discos amortiguadores de torsión, se desplaza hacia un rango de revoluciones más bajas garantizando un aislamiento excelente de las vibraciones del motor incluso en ralentí.

El sistema muelles-amortiguación del volante bimasa filtra las vibraciones de torsión causadas por el motor. Esto evita que los componentes de la caja de cambios se golpeen entre sí, por lo que no hay traqueteo y así se satisfacen en su totalidad las expectativas de confort del conductor.

3.2.8 Dámper o Amortiguador de vibraciones

La variación de régimen, de la fuerza de empuje de los pistones y el movimiento inercial de los elementos generan una variación de la torsión en el cigüeñal en forma de vibraciones. Si la frecuencia de vibración torsional coincide con la frecuencia natural de torsión del cigüeñal, puede dar lugar al fenómeno de resonancia, aumentando la amplitud de vibración y provocando la rotura del cigüeñal. Estas se acentúan cuanto más longitud tiene el cigüeñal por lo que es necesario un sistema que sea capaz de reducirlas.

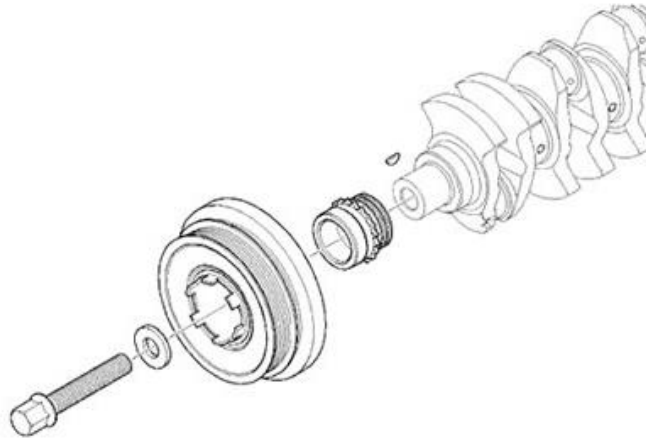


Figura 51. Amortiguador de vibraciones acoplado al cigüeñal. (Fuente: *Elementos móviles del motor*. <<http://www.aficionadosalamecanica.net/>>.)

El Dámper o amortiguador de vibraciones tiene como misión atenuar las producidas en la correa del cigüeñal, como consecuencia de los esfuerzos de torsión y flexión a los que está sometido de forma que no se transmitan a la correa o cadena de distribución. Este tipo de amortiguadores pueden ser de dos tipos: con dos masas que se unen por un elemento de caucho o dos masas que se mueven relativamente interponiendo un medio viscoso como silicona.

Este elemento se compone de tres partes: la polea del cigüeñal, un disco amortiguador que lleva unos muelles sujetos a una placa y un disco de fricción. El disco de fricción va unido a la polea, y es oprimido por el disco amortiguador. Entre la polea y el disco existe un cojinete de fricción para el desplazamiento entre ambas. Y la polea une todo el conjunto por medio de unos tornillos que se sujetan a la placa del disco amortiguador y que pasan por los orificios dispuestos en el disco amortiguador.

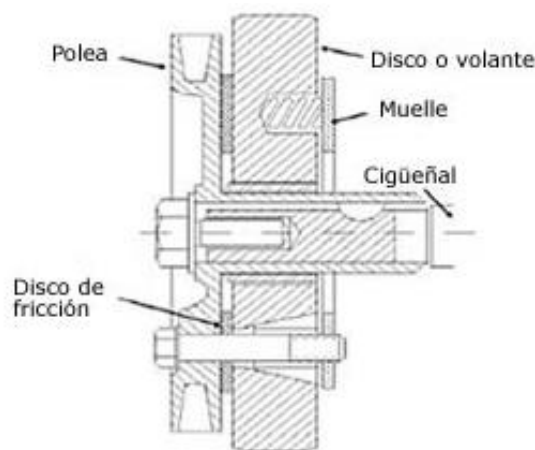


Figura 52. Sección y elementos de un amortiguador de vibraciones. (Fuente: *Elementos móviles del motor*. <<http://www.aficionadosalamecanica.net/>>.)

3.3 Elementos de distribución

3.3.1 Válvulas

La válvula es el elemento con forma de trompeta que permite la apertura y el cierre sobre el cilindro, dejando así que la mezcla de aire y combustible se introduzca y que los gases escapen. Son las encargadas de controlar el paso de fluido por la cámara de combustión durante el proceso de

renovación de la carga. La válvula más solicitada es la de escape por ser muy alta la temperatura del fluido cuando pasa por ella.

Número y diámetro de válvulas

Las válvulas del motor suponen la restricción más importante al flujo de los gases de admisión y de escape. Idealmente, la apertura y cierre instantáneo de las válvulas permitiría la mínima caída de presión entre corriente arriba y debajo de las mismas. Sin embargo, en la práctica su accionamiento tiene lugar mediante un sistema de levas por lo que es necesario realizar un levantamiento progresivo para evitar aceleraciones excesivas que puedan poner en peligro la integridad de válvulas y levas, o deceleraciones excesivas que pueda producir el despegue de estas por el mecanismo que las empuja y con ello generar ruido, vibraciones y desgaste prematuro. Por ello, durante la mayor parte del tiempo que una válvula permanece abierta, el flujo está estrangulado por ella, de modo que la mejor manera de mejorar la respiración del motor es incrementar al máximo la sección de paso por medio del incremento del diámetro D_V y el número de válvulas N_V , las cuales se abren simultáneamente.

Levantamiento de válvulas

Las válvulas de admisión y escape se abren por el empuje de una leva, alzándose de su asiento una distancia L_V en un movimiento acelerado, y luego desaceleran deteniéndose en su levantamiento máximo $L_{V,max}$. El levantamiento no suele ser superior a un 25% del diámetro de la válvula, pues no hay mucha ganancia en ello y aumentarían las aceleraciones.

Sección de paso de válvulas

La válvula cuando está cerrada acopla en su asiento cónico herméticamente y cuando abre descubre una sección que se conoce como sección de paso de válvula. Debido a la geometría de la válvula y de su asiento, dicha sección puede referirse al área de plato:

$$A_V = \frac{\pi D_V^2}{4}$$

o referirse al área de cortina: $A_V = \pi D_V L_V$

Debido al estrechamiento de la vena fluida a su paso por la válvula, se define un coeficiente de descarga C_D que depende del levantamiento y de la configuración del flujo que resulta, con lo que se puede conocer la sección efectiva de la válvula al paso del flujo, por medio de la expresión:

$$A_{V,eff} = C_D A_V$$

3.3.2 Balancines

Son los elementos de la distribución encargados de transmitir el movimiento de la leva o de la varilla de la válvula aprovechando el principio de la palanca. Los balancines están generalmente apoyados en un punto intermedio actuando como palanca aunque también pueden estarlo sobre un extremo denominándose en este caso “balancín tipo dedo”.



Figura 53. Disposición de los balancines sobre culata de un motor. (Fuente: Bolig, Randy. 2016. *Can you gain horsepower by changing rocker arms?* <www.chevyhardcore.com>.)

3.3.2 Árbol de levas o sistema de distribución

La leva es un elemento mecánico que transforma el movimiento circular en rectilíneo. La leva va girando y hace que un cilindro (válvula) se mueva verticalmente. Dicho movimiento es el que se aplica en el motor para que las válvulas de admisión y escape abran y cierren. A través de la leva de admisión se abre la válvula que introduce la mezcla aire-combustible y a través de la leva de escape se abre la válvula que expulsa los gases resultantes de la combustión. El conjunto de las levas del motor se denomina árbol de levas y su misión es que todas las válvulas de admisión y escape estén sincronizadas. Los motores pueden disponer de un único árbol de levas (SOH) o de dos (DOHC), utilizando un árbol de levas para las válvulas de admisión y otro para las de escape.

La correa de distribución transmite el movimiento desde el cigüeñal al árbol de levas, con una relación de transmisión o de desmultiplicación de 1:2. Es decir, el árbol de levas gira a la mitad de revoluciones que el cigüeñal. Va montada sobre unas ruedas dentadas llamadas piñones. La función de esta correa es sincronizar los cuatro tiempos del motor, la apertura y cierre de válvulas de admisión y escape.

Por tanto, el sistema de distribución agrupa a todos los elementos mecánicos que provocan la apertura y cierre de las válvulas, y debe estar sincronizado con el movimiento de pistón (cigüeñal) por medio de la correa de distribución.

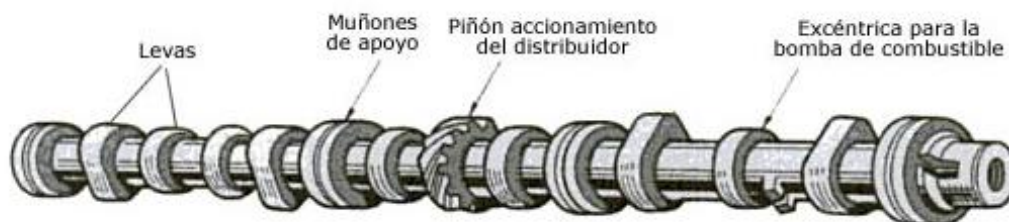


Figura 54. Árbol de levas de un motor de combustión. (Fuente: *¿Cómo funciona un motor de cuatro tiempos?* <www.taringa.net>.)

4 ELECCIÓN MOTOR V8 DE UN CAMARO SS

Inicialmente, tras una exhaustiva búsqueda por los sites y manuales de taller pertenecientes a los principales fabricantes de motores no se consiguió encontrar una guía o tutorial que explicara o mostrara las especificaciones y geometrías necesarias para reproducir fielmente un motor de combustión interna alternativo. Esto es lógico dado que esta clase de información es confidencial y pertenece a las oficinas de diseño de cada marca para mantener su competitividad dentro del sector.

Se ha insistido tanto en reproducir un motor en 3D pues tras una búsqueda inicial por la red y las principales bases de datos universitarias no se ha encontrado ningún proyecto que trate de reproducirlos fielmente, salvo simulaciones estándar de motores en línea.

Esto hace que diseñar mecánicamente un motor de 8 cilindros dispuestos en V se convierta en un reto apasionante con el que concluir unos estudios universitarios de ingeniería. El proyecto se va a realizar con el CATIA V5 al tratarse de un software muy demandado en la actualidad dentro de la ingeniería, especialmente en los sectores de la aeronáutica y la automoción.

De entre todos los fabricantes se observó que Chevrolet, dentro de los vehículos deportivos, tiene un apartado donde aparecen todos los elementos constructivos que conforman cada uno de sus motores junto con sus principales características técnicas, constructivas y geométricas.

De esta forma, se tratará de reproducir un motor de la forma más fiel posible por medio de librerías online para el diseño en 3D de motores de combustión (esencialmente GrabCAD), el empleo de CATIA V5 y el catálogo de componentes perteneciente a la página web oficial de Chevrolet para este tipo de motores. Estos pasos y herramientas de diseño se explicarán en el siguiente apartado.

El motor seleccionado finalmente será el motor V8 de un Chevrolet Camaro de 6,2 litros que cuenta con una capacidad de hasta 460 caballos de potencia a 6000 rpm y 465 lb-ft de torque a 4600 rpm capaz de acelerar el vehículo de 0 a 60 en tan solo 4 segundos. Siguiendo la clasificación explicada al comienzo del proyecto, se tratará de un motor de encendido por chispa de cuatro tiempos.



Figura 55. Imagen de la versión más reciente del Chevrolet Camaro SS. (Fuente: Chevrolet.)

5 PROCEDIMIENTO DE DISEÑO

5.1 Catálogo de componentes de Chevrolet

Accediendo a la página web de Chevrolet se pueden encontrar los componentes de sus motores deportivos dentro de la siguiente ruta: <https://es.chevrolet.com/performance/overview>

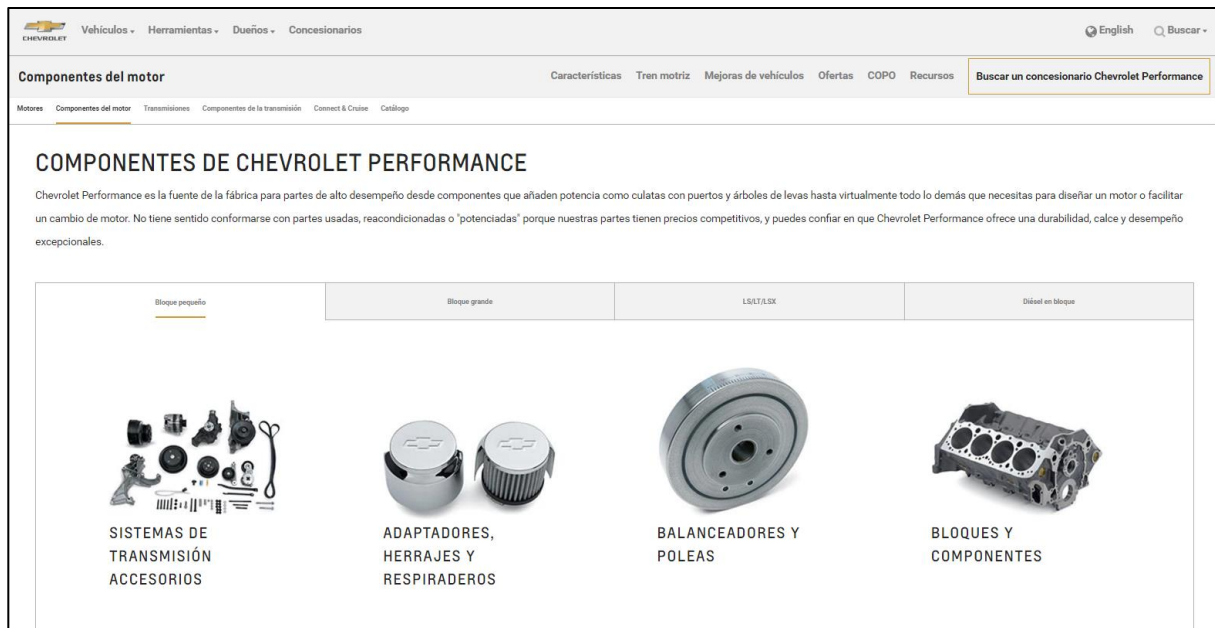


Figura 56. Interfaz del apartado de motores en la página web oficial de Chevrolet.

Una vez dentro, se selecciona el apartado “componentes de motores” y dentro de este podemos elegir entre diferentes categorías de componentes dentro de los motores de “bloque pequeño”, “bloque grande”, LS/LT/LSX” o “diésel en bloque”.

5.2 Modo de empleo de Grabcad

Una vez se ha seleccionado la pieza que se pretende diseñar, hay que tratar de localizarla dentro de las librerías de Grabcad.

Grabcad es la mayor comunidad online de diseñadores, ingenieros, fabricantes y estudiantes donde se conectan y comparten ideas, tutoriales, cursos y modelos relacionados con el diseño asistido por ordenador o CAD (computer-aided design). Estos modelos son subidos en formatos compatibles con CATIA, Solidworks, Autocad u otras herramientas empleadas en el diseño 3D.

Bien es cierto que en ocasiones no ha sido posible localizar algunos componentes o sólo se han encontrado archivos pertenecientes a modelos anteriores de la misma. A consecuencia de esto, se tomó como aproximación introducir y modificar estos componentes en CAD con las medidas y especificaciones correspondientes a la versión más actualizada del catálogo de Chevrolet. En el caso de que no fuera posible conseguir estas especificaciones o que no existiera el modelo de Chevrolet en Grabcad, se optaba por buscar el equivalente en un Ford Mustang, el análogo al Camaro del también fabricante estadounidense.

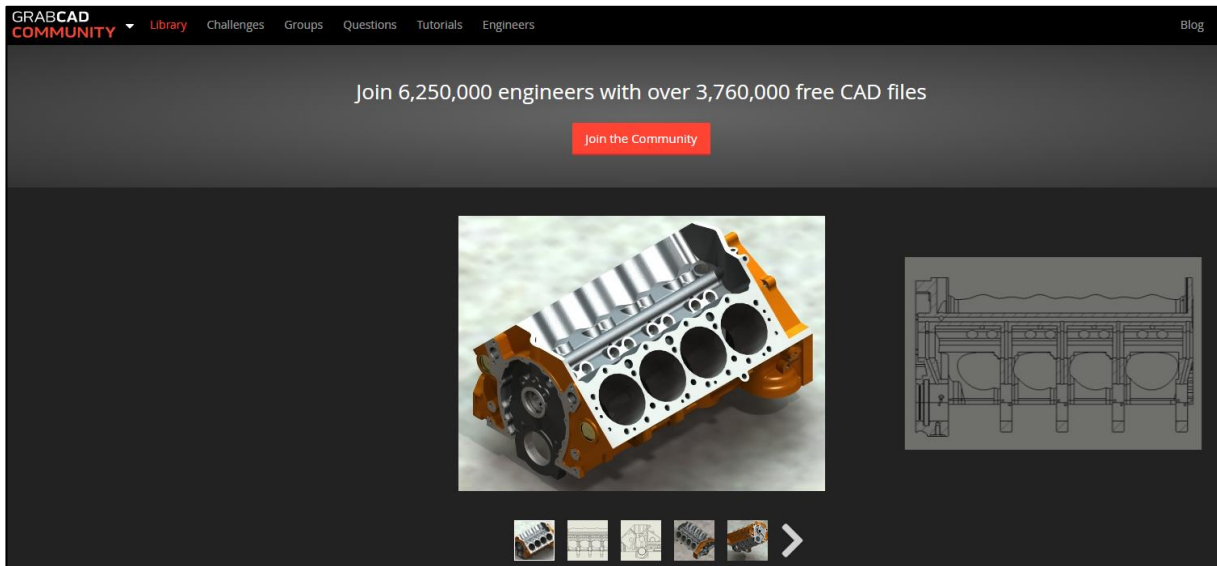


Figura 57. Interfaz de Grabcad al seleccionar un modelo. (Fuente: Grabcad.)

Una vez se busca y se selecciona el componente, se accede al archivo en 3D del mismo como aparece en la figura que se muestra a continuación:

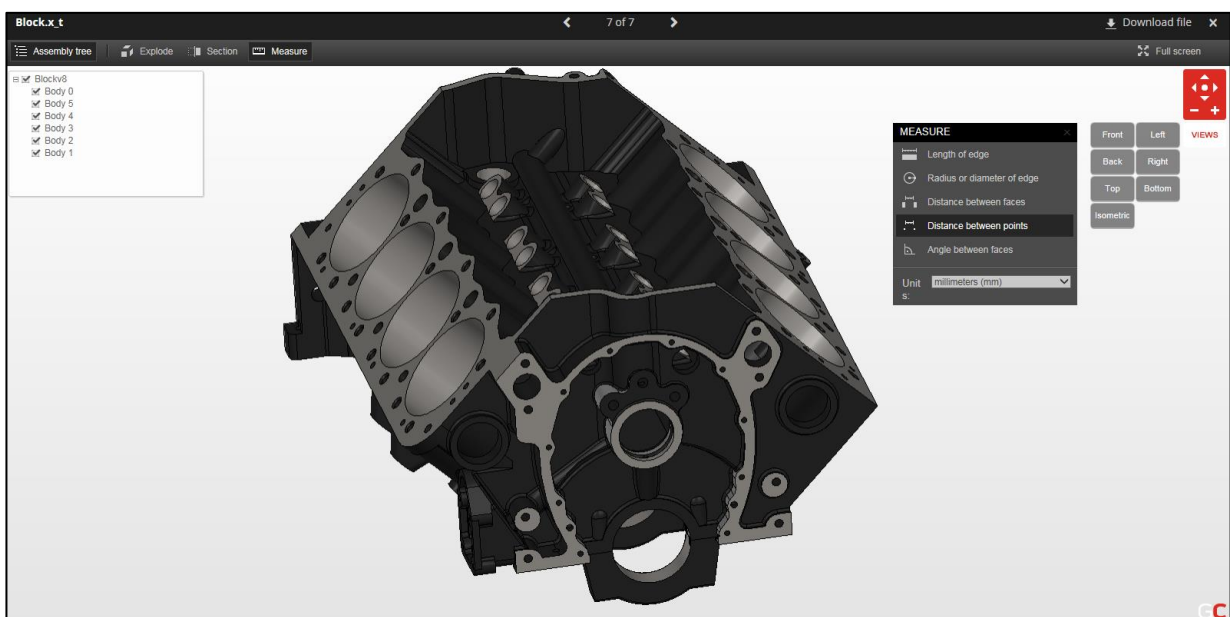


Figura 58. Interfaz de trabajo de una pieza en grabcad. (Fuente: Grabcad.)

En este archivo se pueden conseguir las medidas a partir de la distancia entre puntos y en algunos modelos también se puede obtener la longitud de un borde o línea, el radio/diámetro, la distancia entre caras y el ángulo entre caras. A su vez, se pueden sacar secciones en las tres direcciones del espacio para obtener las medidas interiores de cada componente a pesar de que con esta opción únicamente se puede sacar la distancia entre puntos.

Esto hace que la mayor parte de las curvas y superficies que se han generado en CATIA V5 se hayan obtenido a partir de nubes de puntos lo que ha complicado enormemente el proceso de diseño del motor especialmente las culatas y el bloque principal.

5.3 Diseño con CATIA V5

CATIA (computer-aided three dimensional interactive application) es un programa informático de diseño, fabricación e ingeniería asistida por ordenador desarrollado por Dassault Systèmes.



Figura 59. Logo de CATIA.

Fue inicialmente desarrollado para servir en la industria aeronáutica, enfocándose principalmente en el manejo de superficies complejas. También es usado en la industria del automóvil para el diseño y desarrollo de componentes de la carrocería siendo empleado por empresas del sector como el Grupo VW (Volkswagen, Audi, SEAT y Škoda), BMW, Renault, Peugeot, Chrysler y Porsche.

Comúnmente se hace referencia al paquete de software referido al tratamiento del ciclo de vida del producto en 3D. CATIA aparece en múltiples etapas del desarrollo del producto (CAX), incluyendo la conceptualización, diseño (CAD), ingeniería (CAE) y producción (CAM). CATIA facilita la colaboración con la ingeniería mediante las disciplinas referidas a plataformas de experiencia en 3D, donde se incluyen los aspectos de superficies y diseños nuevos, diseño de sistemas fluidos y electrónicos, ingeniería mecánica e ingeniería de sistemas.

A continuación se van a explicar los principales entornos de CATIA de forma que se pueda obtener una visión aproximada del alcance y las aplicaciones del programa. Sin embargo, no se van a explicar el funcionamiento de cada uno de los comandos que se han empleado durante el desarrollo del proyecto debido al elevado número de estos y a la amplia cantidad de variables de entrada que pueden llegar a tener en algunos casos. Esto duplicaría la extensión del trabajo siendo información poco relevante respecto al objetivo del mismo que en este caso es reproducir, diseñar y explicar el funcionamiento de este motor concreto.

Pese a que para la elaboración del proyecto únicamente se va a emplear el entorno de “Diseño mecánico”, se va a proceder a explicar brevemente el resto de entornos para que se puede tener una noción de cuál es el alcance de esta herramienta.

5.3.1 Diseño Mecánico

Este entorno proporciona todas las herramientas para la creación y edición de piezas, el análisis sistemático de cuestiones del diseño. También está directamente relacionado con el desarrollo de ensamblajes, puesto que casi siempre la pieza ha de ir incluida en un producto final. Finalmente incluye un módulo de dibujo destinado a la extracción de los planos para la planta de fabricación. Dentro de este entorno se emplean con mayor frecuencia los siguientes módulos:

Sketcher

A partir de una gran cantidad de comandos disponibles, permite la generación de croquis o bocetos

en 2D que se emplean como punto de partida de gran parte de las operaciones de modelado en 3D.

Part Design

Este módulo fundamental tiene como misión la creación y edición de sólidos en 3D. Permite la generación de todo tipo de piezas y/o componentes de cierto grado de complejidad a partir de herramientas específicas para cada concepto de creación.

Wireframe y Surface Design

Está destinado a la generación de elementos auxiliares alámbricos y desarrollo de superficies que posibilitan la creación de las piezas más complejas incapaces de ser realizadas en los módulos de sólidos. En este entorno el usuario puede crear formas avanzadas basadas en la combinación de la estructura de alambre y las múltiples características de las superficies. De una dificultad considerable, se emplea junto a otros módulos de generación de formas avanzadas como Generative Shape Design.

Assembly Design

En este apartado se encuentran todos los comandos necesarios para el correcto ensamblaje de las distintas partes que constituyen un conjunto y que permitirán la correcta simulación cinemática y dinámica de mecanismos en el mismo. Esto podrá hacerse de una forma más específica en el módulo DMU Kinematics.

Drafting

Este módulo permitirá la generación de los planos y documentación gráfica del modelo, aportando las vistas, detalles y anotaciones necesarias para la correcta puesta en fabricación de cualquier diseño. La generación de planos es automática, fácil e intuitiva. Las vistas se hacen de forma automática y en ellas se pueden incluir holguras, tolerancias, cambiar el formato de las cotas según los distintos sistemas de normalización. Asimismo, permite la generación de los planos de montaje con distintas configuraciones de producto que se corresponderán con las distintas fases de montaje de este.

5.3.2 Análisis

Este software permite realizar análisis de esfuerzos en función de las condiciones de contorno impuestas en simulación de situaciones reales sobre conjuntos y piezas individuales. Entre otras aportaciones, el programa genera reportes en modo automático, con representaciones gráficas de las tensiones y deformaciones. Las nuevas actualizaciones del programa incorporan un módulo de mallado, que permite calcular algunos parámetros y realizar cálculo a superficies.

Para validar el diseño y tener un conocimiento exhaustivo de su comportamiento ante unas determinadas condiciones de contorno se pueden emplear los módulos descritos a continuación.

Generative Part Structural Analysis

Dotado con comandos específicos, es empleado para el análisis mecánico de piezas y/o componentes individuales.

Generative Assembly Structural Analysis

Se trata de un módulo que cuenta con operaciones y herramientas que permiten el estudio de conjuntos de piezas ensambladas.

5.3.3 Mecanizado

Tras la definición conceptual del producto y su geometría se analiza su viabilidad de mecanizado mediante su post-procesado en máquinas de control numérico, para ello dispone de módulos de mecanizado que generan el programa para nuestra máquina de control numérico que puede escogerse en la base de datos, donde están los principales post procesadores del mercado. Con este objetivo,

este entorno cuenta con los módulos que se van a describir a continuación.

Prismatic Machining

En este entorno se permite la realización de programas de mecanizado prismático de piezas en máquinas de herramientas de 3 y 4 ejes.

Surface Machining

Existen diversas situaciones, especialmente en el sector de la aeronáutica y automoción, en los que se disponen de piezas complejas que requieren el uso de máquinas de herramientas de hasta 5 ejes. Este potente módulo capacita esta generación de programas específicos.

6 DISEÑO DE COMPONENTES

6.1 Pistones

Se utilizará el pistón con P/N 10159436 desarrollado por General Motors para motores de 350 caballos de potencia.



Figura 60. Pistón con P/N 10159436 de motor Chevrolet en bloque pequeño. (Fuente: Chevrolet).

Entre sus principales características cabe destacar:

Relación de compresión	Volumen de la cámara de la culata	Tipo de pines
10:1	58 cm ³	A presión
Diámetro pistón	Material	Diámetro del pin
101,6 mm	Aluminio y Silicio	23,55 mm
Ancho segmentos	Longitud de la biela	Carrera del pistón
2 x 1,5 x 4 mm	144,78 mm	88,392 mm
Distancia de compresión	Diámetro interior	Cazuela
39,12 mm	80,26 mm	1,65 mm

Tabla 1. Características geométricas del pistón.

A continuación, se van a mostrar varias imágenes en las que se puede ver el diseño final del pistón y su pin en CATIA desde diferentes ángulos. A este resultado se le ha añadido el comando “Apply Material” que te permite incorporar a una pieza el material en el que ha sido fabricada, en este caso aluminio principalmente. De esta forma se pueden obtener las características y propiedades estructurales de la pieza.

No obstante, dentro de la sección de Anexos al final del documento se adjuntarán los planos de cada una de las piezas o “Parts” desde distintas perspectivas incluyendo medidas reales de la geometría principal a la escala que se haya considerado más adecuada.

En la parte superior izquierda de cada imagen se verá un árbol de comandos donde queda registrada cada una de las operaciones y elementos geométricos que han sido necesarios para diseñar la pieza. En este caso aparece recogido porque la cantidad de comandos varía enormemente de una pieza a otra y puesto que no se van a explicar, se ha optado por omitirlos.

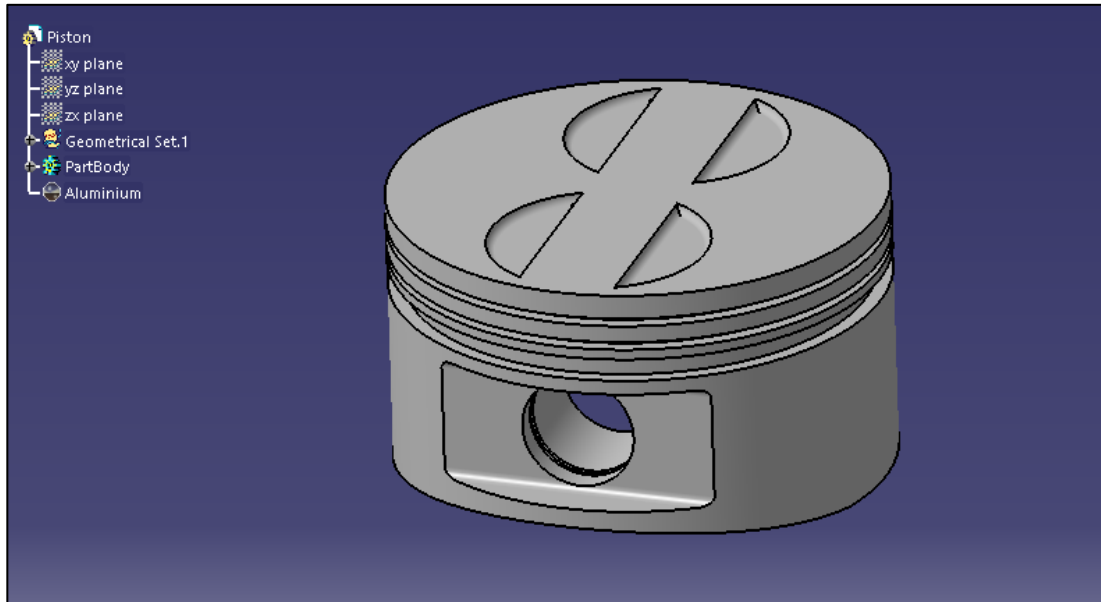


Figura 61. Imagen superior del diseño en CATIA V5 del pistón.

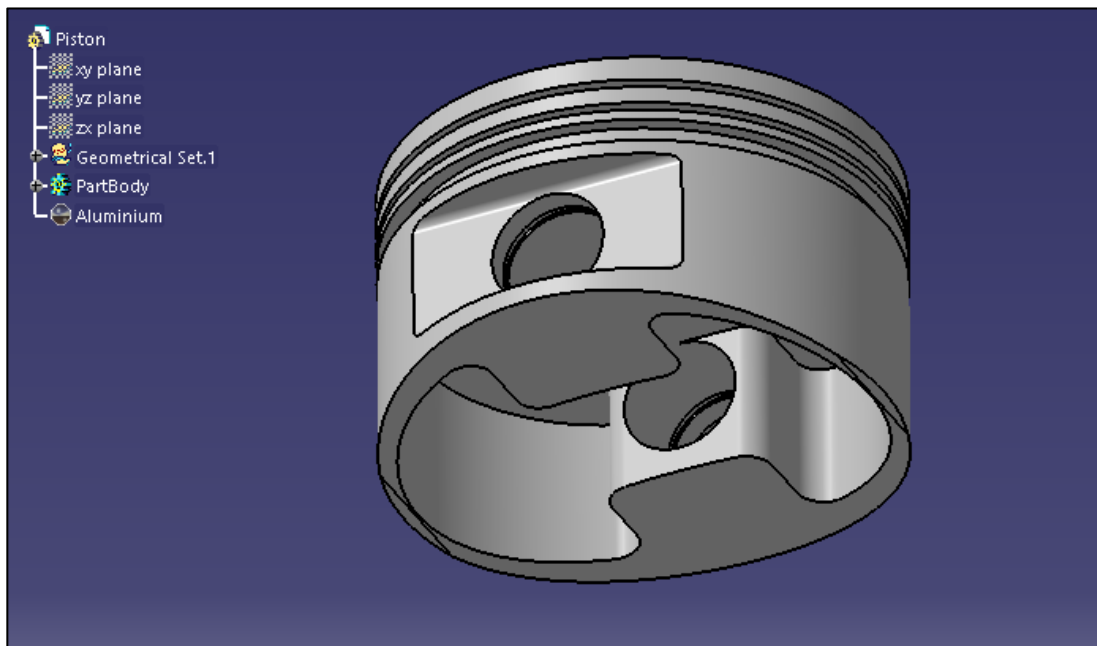


Figura 62. Imagen del diseño en CATIA V5 del pistón.

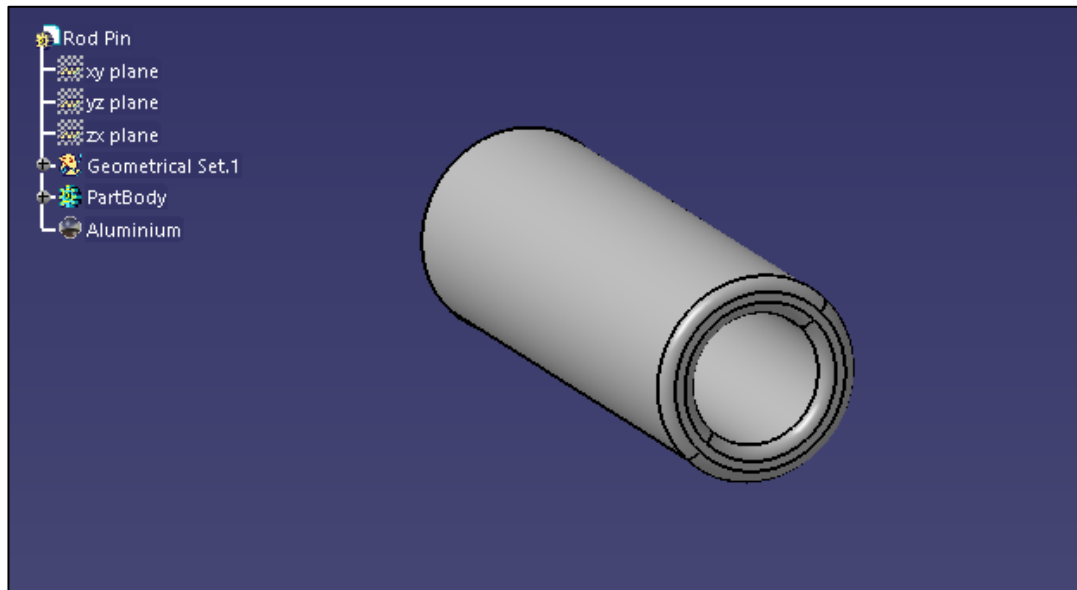


Figura 63. Imagen del pin que conecta el pistón con la biela.

6.2 Biela

Se ha seleccionado el juego de bielas 12495071 desarrollado por General Motors.

Entre sus características principales se encuentran:

- Bielas de polvo de metal (PM) 5.700" de máxima calidad.
- Para vehículos de competición o calle de menos de 500 caballos de fuerza.
- Son las mismas bielas que se utilizan en los motores Gen-II LT1 y LT4 Corvette.
- Incluye bielas PN 10108688.



Figura 64. Biela P/N 12495071 Chevrolet para motor de bloque pequeño. (Fuente: Chevrolet.)

Entre sus principales características geométricas se van a seleccionar las que aparecen a continuación (tomándose los valores más pequeños de forma que se minimice la masa de la biela):

Connecting Rod Bolt D	Rob Journal Diameter	Big End Bore Diameter
9,525 mm	53,34 mm	56,515 mm
Pin End Bore D	Material	Diámetro muñequilla (D_m)
23,55 mm	Aleación de cromo	0,55 D – 0,65 D
Longitud muñequilla	$\lambda = L / R$	R pie frontal
$0,45 D_m - 0,60 D_m$	3,1 – 3,4	$R_{pie} \geq 20 \text{ mm}$
R pie lateral	R cabeza frontal	R cabeza lateral
$r_{pie} \geq 5 \text{ mm}$	$R_{cabeza} \geq 20 \text{ mm}$	$R_{cabeza} \geq 5 \text{ mm}$

Tabla 2. Características geométricas de la biela.

A continuación, se muestra el diseño final en CATIA de la biela. A la hora de mostrar los resultados se va a separar el diseño entre el cuerpo y la cabeza de la biela:

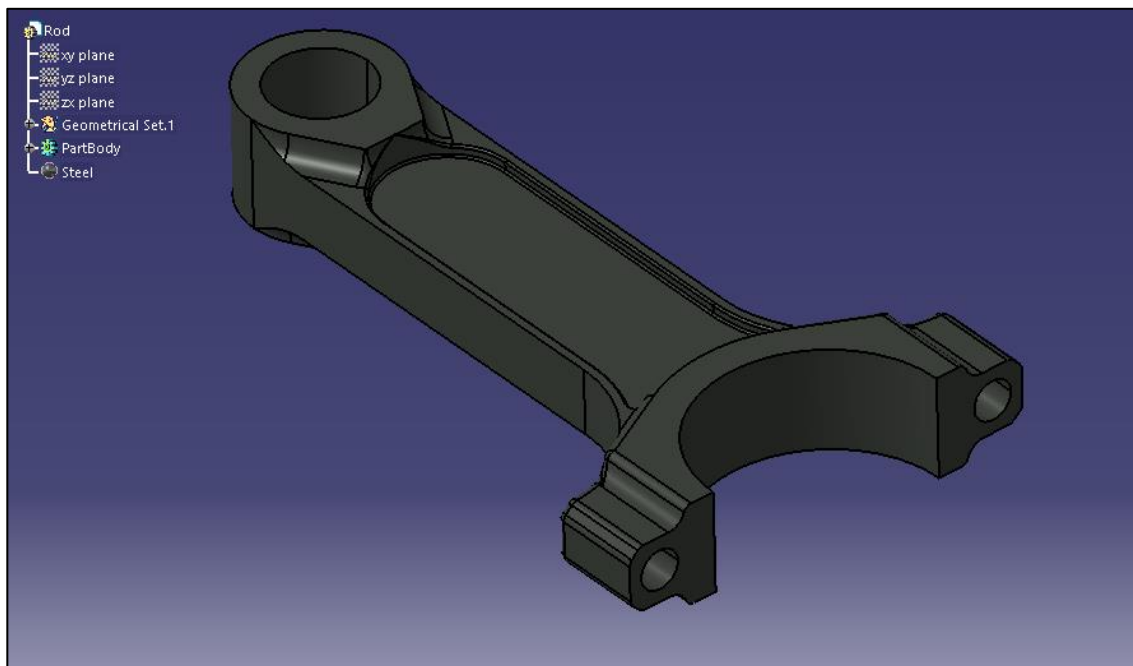


Figura 65. Imagen del diseño en CATIA del cuerpo de la biela.

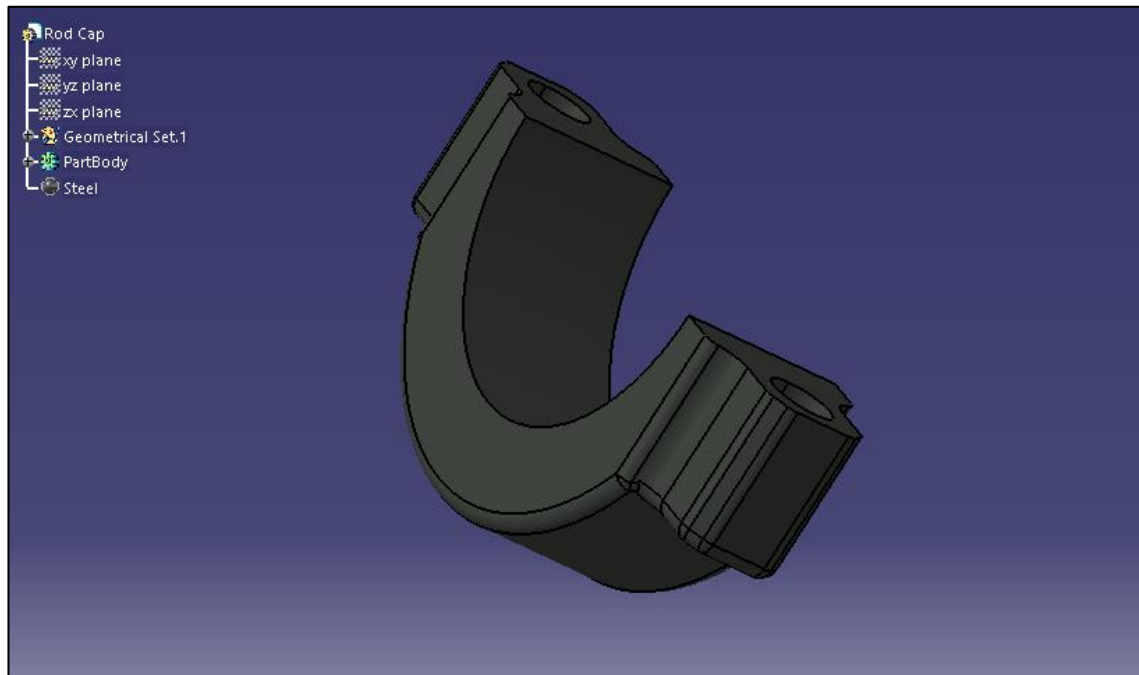


Figura 66. Imagen del diseño en CATIA de la cabeza de la biela.

6.3 Cojinete de cabeza de biela

Se selecciona el juego de cojinete de bielas 17800761 para motores de 350CV.



Figura 67. Cojinete de bielas P/N 17800761 Chevrolet para motor de bloque pequeño. (Fuente: Chevrolet.)

Resultado del diseño en CATIA del cojinete de la biela:

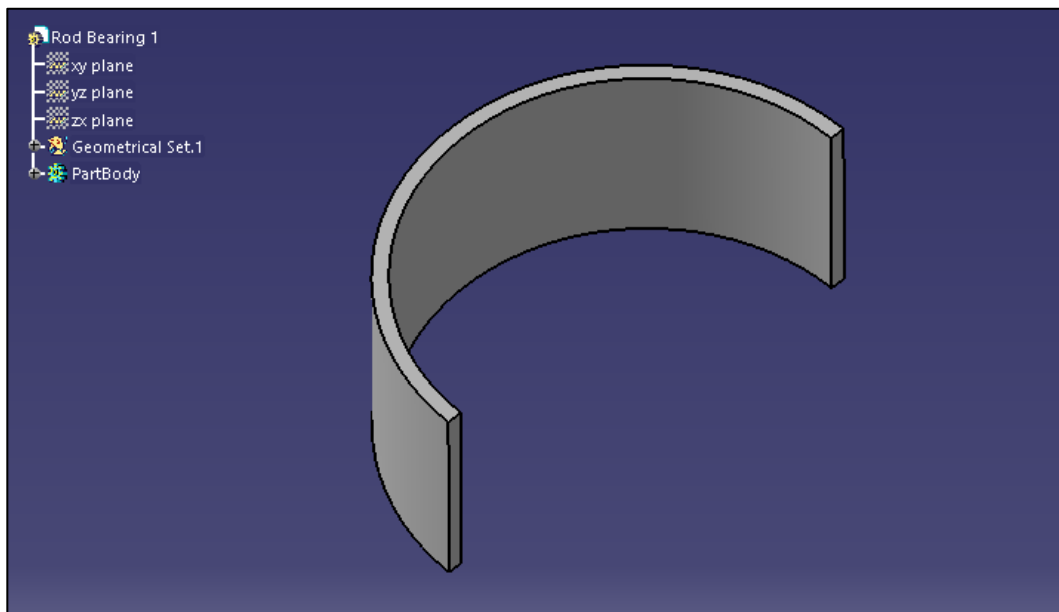


Figura 68. Imagen del diseño en CATIA del cojinete de la biela.

6.4 Bloque motor

Se ha seleccionado el Bloque Bowtie Sportman 350 cuyo sello principal trasero es de 1 pieza.



Figura 69. Vista superior bloque Bowtie Sportman 350 P/N 12480174. (Fuente: Chevrolet.)

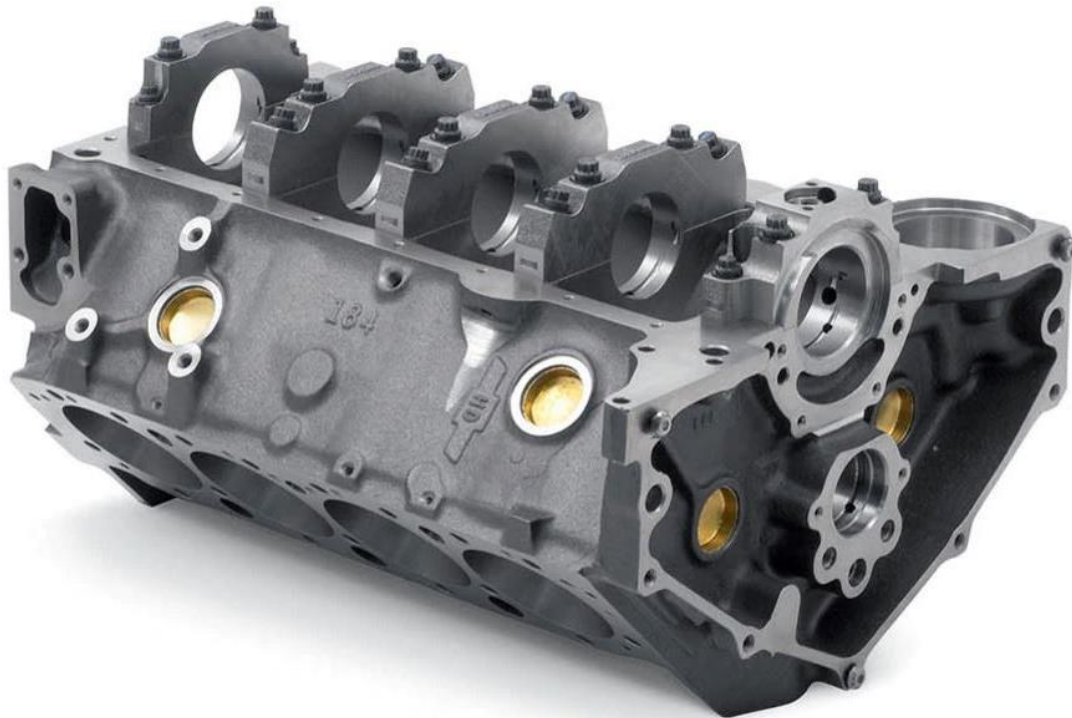


Figura 70. Vista inferior bloque Bowtie Sportman 350 P/N 12480174. (Fuente: Chevrolet.)

Estos bloques son versátiles y están disponibles en una variedad de opciones de acabado para una máxima flexibilidad, ofreciendo una base muy sólida para cualquier pista de carreras, pista circular o para usos que requieren un alto desempeño en el rango de los 300-500 caballos de fuerza. Entre sus características se encuentran:

- Bloque de competición de hierro fundido, mecanizado con CNC.
- Tolerancias de mecanizado de ± 0.0001 ".
- Tapas principales con 4 pernos, tapas separadas en las tres partes centrales principales.
- 3.980" de diámetro interior acabado.
- 4.155" de diámetro interior máximo (diámetros de los cilindros siameses).
- Superficies extrasuaves de las juntas.
- Diámetros interiores altos para el botador.
- Viene con adaptador para el sello trasero.

Para el diseño del bloque motor se ha utilizado el siguiente enlace de grabcad que este bloque pequeño para motores Chevrolet entre sus archivos:

<https://grabcad.com/library/small-block-chevy-360-1>

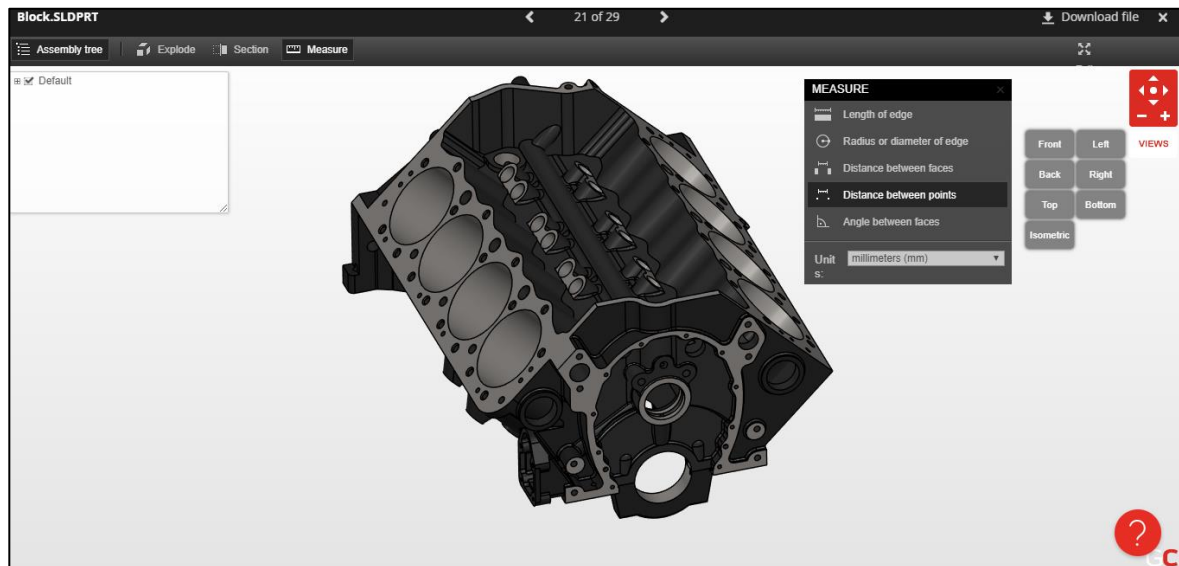


Figura 71. Interfaz del bloque motor en el entorno de grabcad. (Fuente: Grabcad.)

Sin embargo, se han modificado algunas secciones del bloque motor puesto que no coincidían exactamente con las medidas del catálogo Chevrolet o no cuadraban con otros elementos del motor como el diámetro del cigüeñal o el del árbol de levas.

Esto sucede porque al ser archivos subidos por usuarios distintos, hay veces que las medidas no coinciden exactamente por lo que había que tener en cuenta este hecho en cada una de las secciones donde fueran ensamblados otros componentes. No obstante, a la hora de seleccionar cualquier elemento en grabcad se comprobaba antes que las medidas oficiales del catálogo coincidieran con las dispuestas sobre el modelo.

Los elementos modificados fueron el espacio disponible para el diámetro del cigüeñal, el perteneciente al árbol de levas y los orificios que permiten el paso de las varillas de empuje. Estos últimos fueron dispuestos geométricamente a lo largo de la parte superior del bloque de forma que fueran paralelos a la altura de las culatas y equidistantes unos de otros, algo que no ocurría en el modelo de grabcad.

Ahora se mostrarán varias imágenes de los resultados en CATIA del bloque motor:

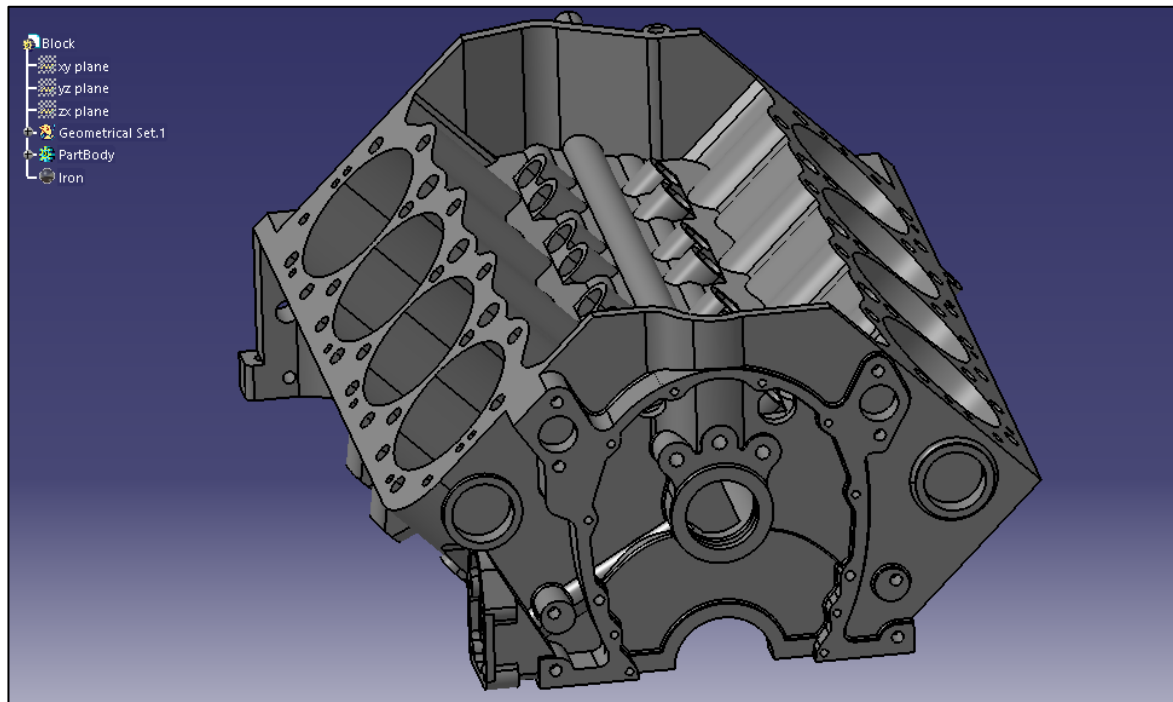


Figura 72. Imagen frontal del bloque motor diseñado en CATIA.

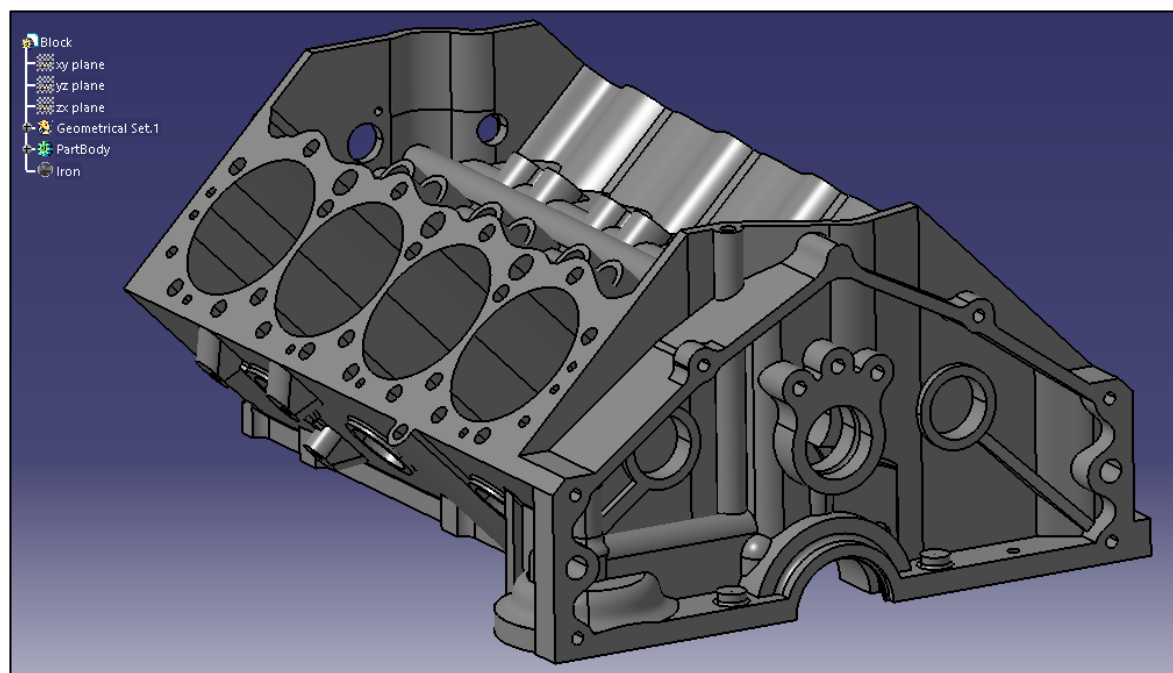


Figura 73. Imagen posterior del bloque motor diseñado en CATIA.

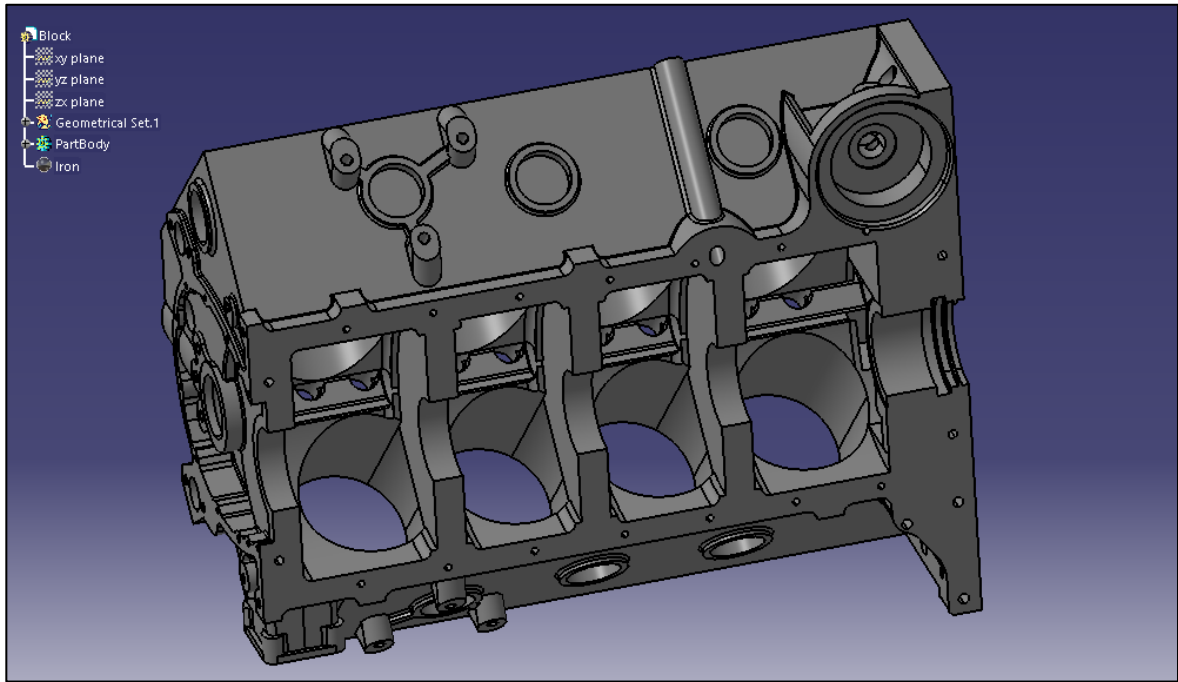


Figura 74. Imagen inferior del bloque motor diseñado en CATIA V5.

6.5 Cigüeñal

Se ha seleccionado el cigüeñal de acero forjado de 383 pulgadas cúbicas con P/N 12489436.

- Cigüeñal de acero forjado 4340 usado para fabricar motores de 383 pulgadas cúbicas y carrera de 3.800”.
- Los registros de bielas son de 2.100” y los tubos centrales son de tamaño estándar 350.



Figura 75. Cigüeñal de acero forjado de 383 pulgadas cúbicas P/N 12489436.
(Fuente: Chevrolet.)

El modelo de grabcad que se ha tomado para el diseño del cigüeñal es el siguiente:

<https://grabcad.com/library/sbc-flat-plane-crank-concept-1>

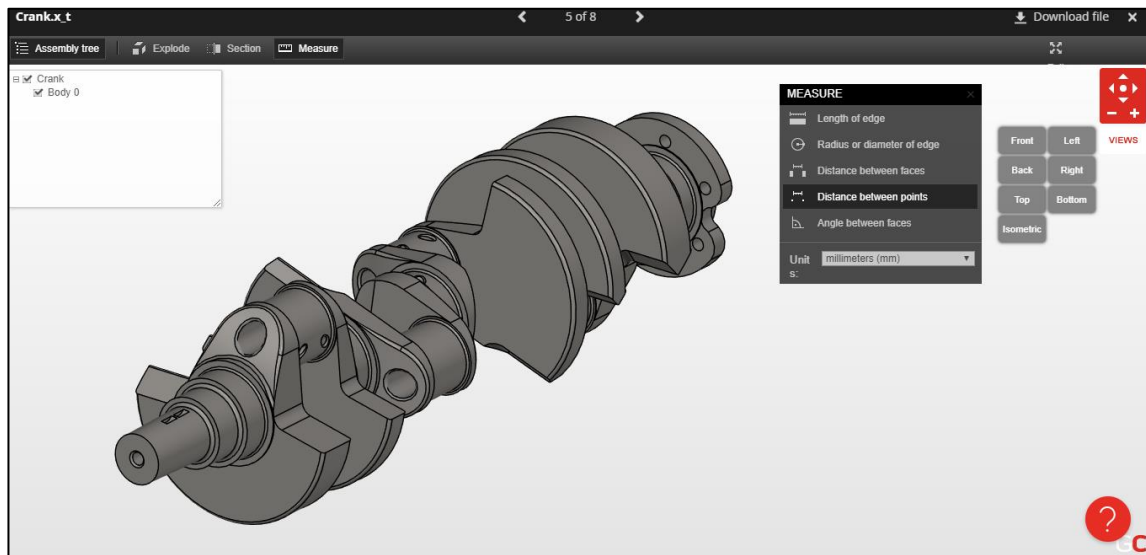


Figura 76. Interfaz del cigüeñal en el entorno de grabcad. (Fuente: Grabcad.)

Y el resultado final obtenido en CATIA se muestra a continuación:

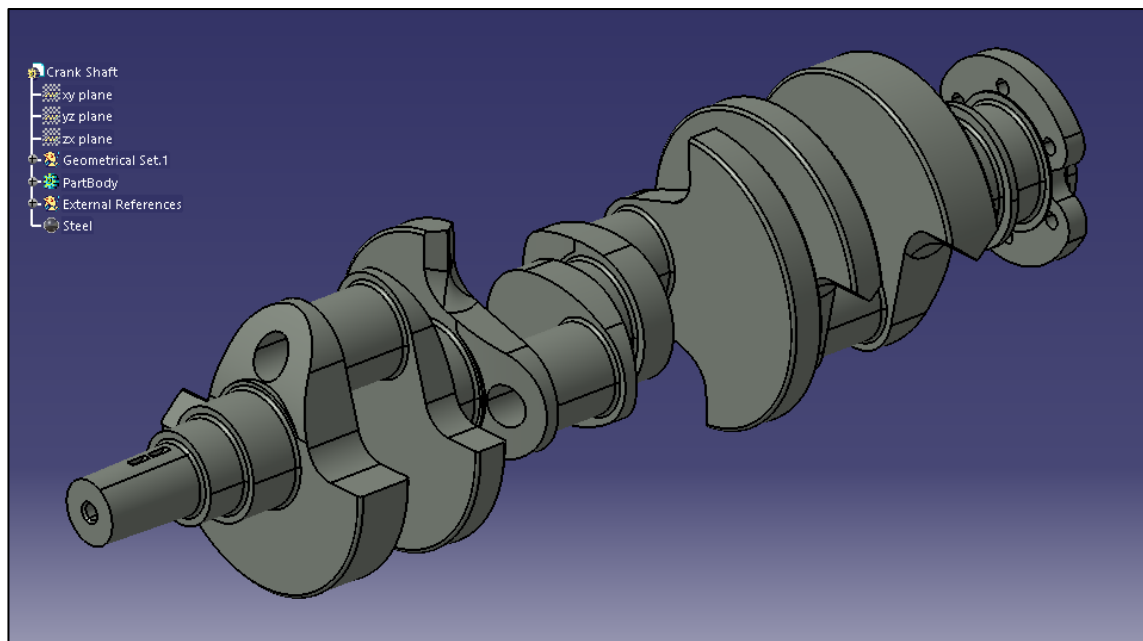


Figura 77. Imagen del diseño en CATIA del cigüeñal.

6.6 Árbol de levas

El árbol de levas que se ha utilizado en este proyecto es el Rodillo hidráulico (Gen II LT4 hot cam) cuyo P/N es 12480002. Las características que reúne son las siguientes:

- Duración de 0.050" Sustentación (grad.) - Admisión: 218 / Escape: 228
- Sustentación máxima (in) con faldones de 1.6 – Admisión: .509 / Escape: .525
- Línea central de leva (grados): 112



Figura 78. Árbol de levas de rodillo hidráulico - Gen II LT4 hot cam. (Fuente: Chevrolet.)

Para el diseño del árbol de levas se ha utilizado un modelo de grabcad perteneciente al Ford Mustang con motor V8 de 5.0L, análogo del Chevrolet en la marca norteamericana. Esto se debe a que no se encontró ningún modelo perteneciente a Chevrolet ni tampoco medidas del mismo en ningún catálogo de la marca.

<https://grabcad.com/library/ford-5-0l-v8-camshaft-1>

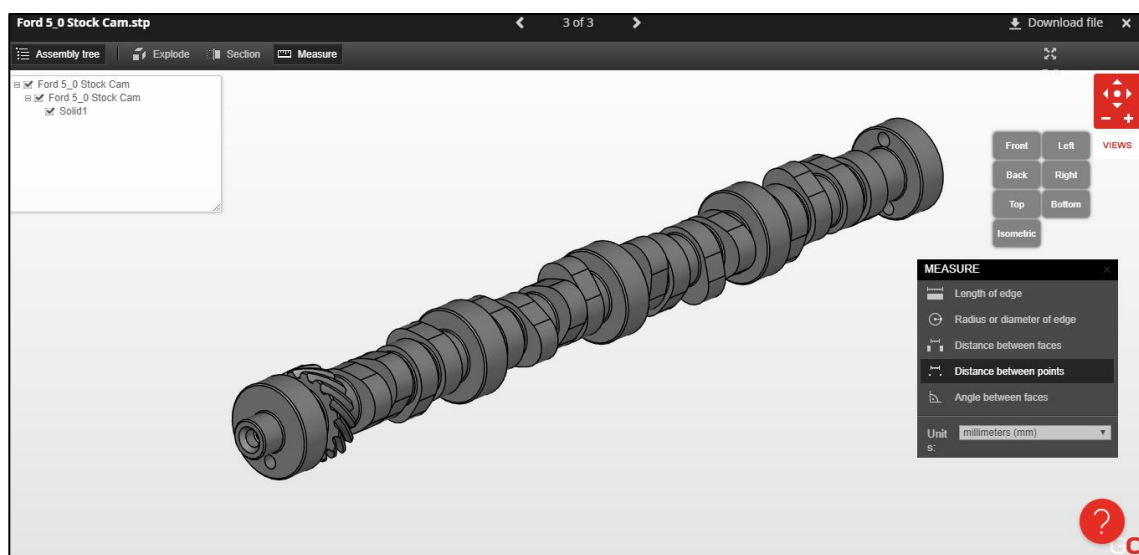


Figura 79. Interfaz del árbol de levas en el entorno de grabcad. (Fuente: Grabcad.)

A su vez, para que la disposición de los lóbulos del árbol de levas estuviera armonizada con el movimiento del cigüeñal a la hora de hacer la simulación, se han obtenido las siguientes orientaciones en grados de cada uno respecto a la perpendicular del plano:

Lóbulo 1	Lóbulo 2	Lóbulo 3	Lóbulo 4
225	300	337	187
Lóbulo 5	Lóbulo 6	Lóbulo 7	Lóbulo 8
85	148	200	30
Lóbulo 9	Lóbulo 10	Lóbulo 11	Lóbulo 12
349	60	104	304
Lóbulo 13	Lóbulo 14	Lóbulo 15	Lóbulo 16
304	194	59	79

Tabla 3. Orientación de cada uno de los lóbulos del árbol de levas.

Tras los cálculos realizados previamente, se muestra el resultado en CATIA del árbol de levas diseñado:

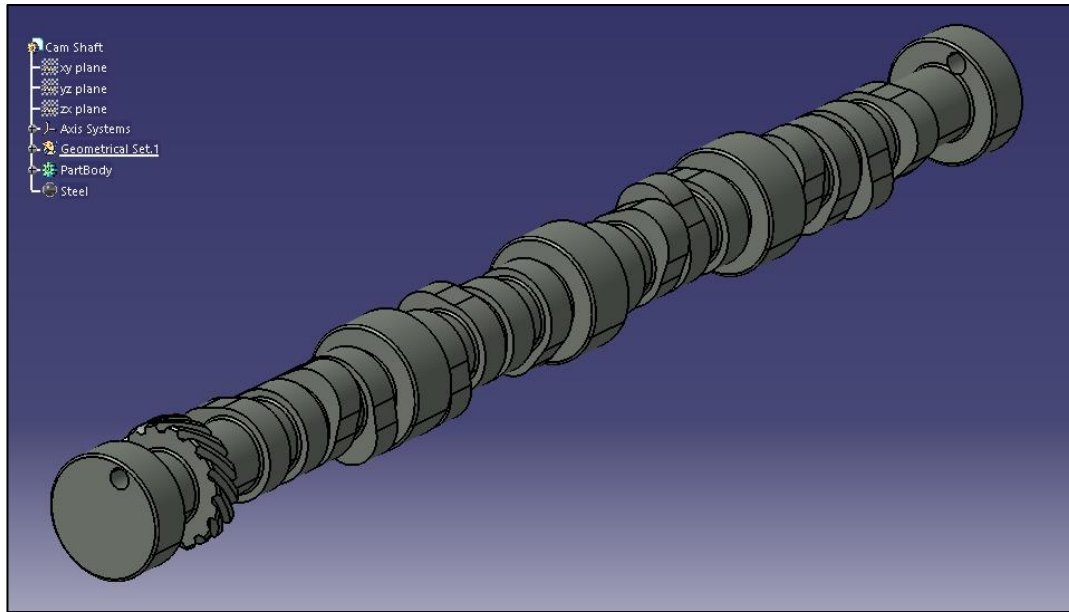


Figura 80. Imagen del diseño en CATIA del árbol de levas.

6.7 Culatas

Se han seleccionado las culatas Fast Burn de aluminio para bloque pequeño cuyo P/N es 19300955.

Las culatas de los cilindros de 23° Fast-Burn de Chevrolet Performance ofrecen el mejor desempeño para motores de bloque pequeño. Estas culatas de aluminio, que se distinguen con los logos de corbatín de Chevy en ambos extremos, y el tren de válvulas con resortes de válvulas ovalados, estilo LS y para altas rpm extienden el alcance de las culatas y permiten una mayor potencia a más revoluciones. La tecnología Fast Burn ofrece más caballos de fuerza al aumentar la presión en los cilindros, lo cual maximiza la combustión de la mezcla de aire y combustible. La cámara de combustión de 62 cc está diseñada para utilizarse con pistones de extremo superior plano.

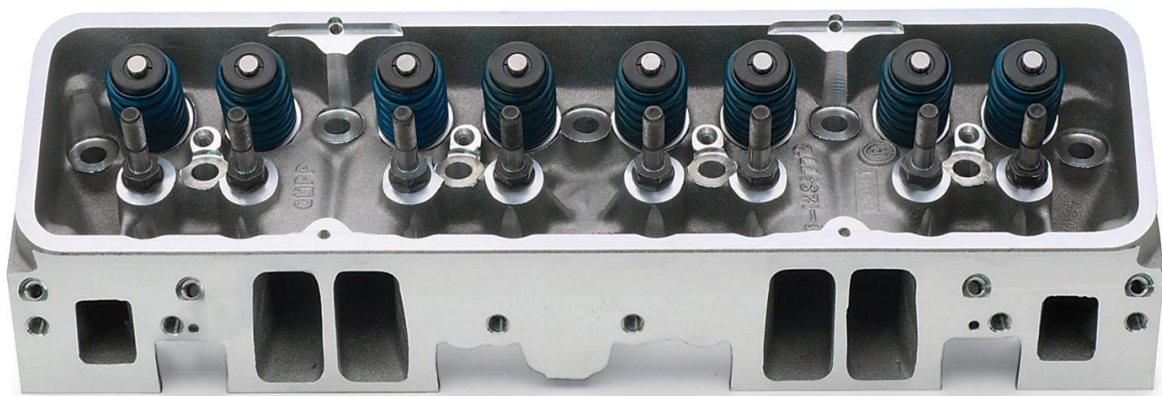


Figura 81. Vista superior de la culata Fast Burn de aluminio para motores de bloque pequeño P/N 19300955. (Fuente: Chevrolet.)



Figura 82. Vista posterior de la culata Fast Burn de aluminio para motores de bloque pequeño P/N 19300955. (Fuente: Chevrolet.)



Figura 83. Vista inferior de la culata Fast Burn de aluminio para motores de bloque pequeño P/N 19300955. (Fuente: Chevrolet.)

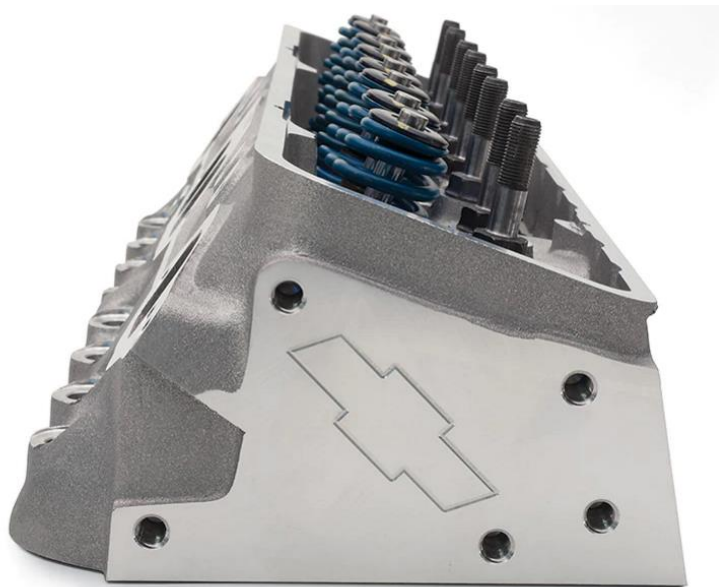


Figura 84. Vista lateral de la culata Fast Burn de aluminio para motores de bloque pequeño P/N 19300955. (Fuente: Chevrolet.)

Entre las características de estas culatas cabe destacar las siguientes:

- Culata performance de aluminio mecanizado con CNC.
- Ensamblado completamente con válvulas de 2.000"/1.550".
- Puerto de admisión de 210cc, elevado a .240".
- Puertos de escape con forma de D de 78cc, elevados a .200". Requiere la junta de escape Fel-Pro N/P 1470 (posiblemente sea necesario recortarla un poco).
- Cámara de combustión de 62cc, cubierta de .400" (se puede fresar hasta .060").
- Sin calentador de bloque.
- Bujías anguladas (5/8", hex; 3/4" de alcance; bujías cónicas).
- Diámetro del asiento de resortes de válvulas de 1.48".
- Emplear juntas con aros de acero inoxidable.
- Rieles de balancín maquinados elevados.
- Elevación máxima de válvula .530" (sin modificaciones).
- Espárragos atornillables (3/8" arriba, 7/16" abajo).
- Nuevos encartes roscados que evitan la migración de aceite por los espárragos del balancín.
- Patrones de dos pernos para cubiertas de válvulas con perno central o perimetral.
- Patrones de dos pernos para Vortec y colectores de admisión de modelos anteriores.

Para el diseño de las culatas se ha tomado el siguiente archivo de grabcad como base:

<https://grabcad.com/library/chevy-cylinder-head>

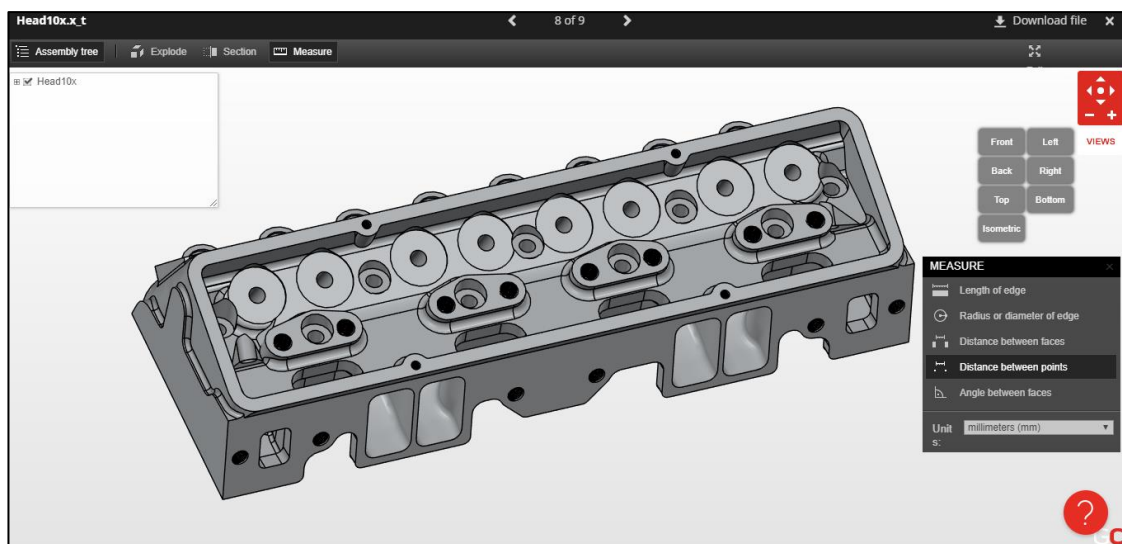


Figura 85. Interfaz de la culata en el entorno de grabcad. (Fuente: Grabcad.)

No obstante, para el diseño de la misma ha sido necesario adaptar los conductos de admisión y escape de forma que no intercedieran con los huecos dispuestos para las varillas de empuje. Cada conducto ha sido diseñado tomando siete secciones del modelo, tratando de coincidir cada una ellas

con los cambios de sección de los ductos. Dado que la culata izquierda y derecha son perfectamente simétricas, únicamente se van a mostrar imágenes de la culata izquierda en CATIA:

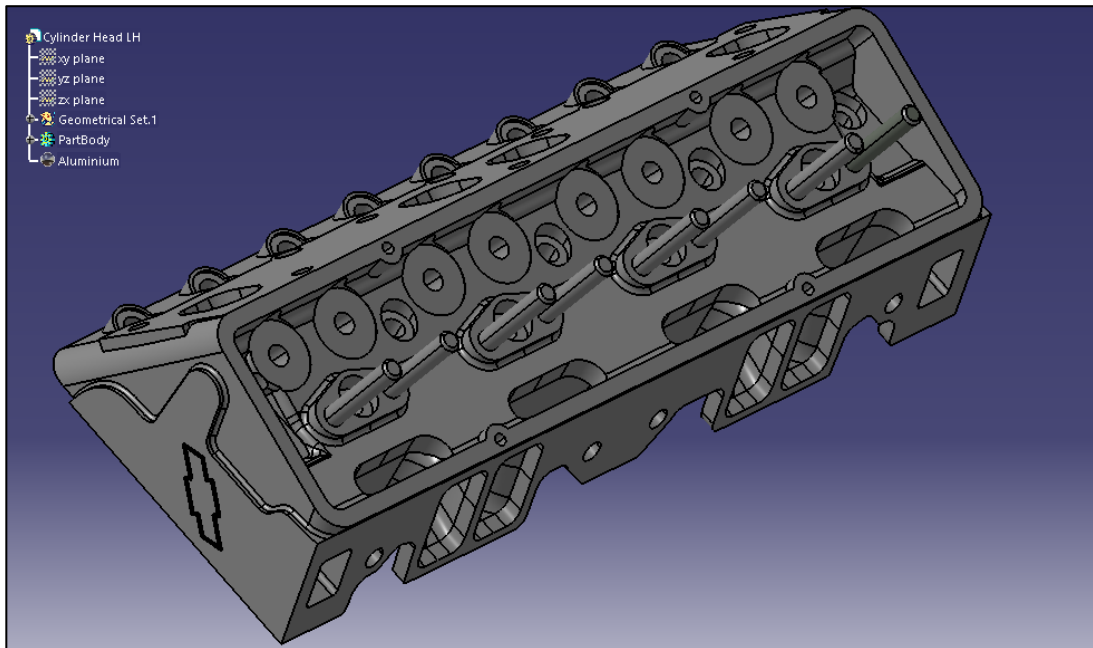


Figura 86. Imagen del diseño en CATIA de la zona superior de la culata.

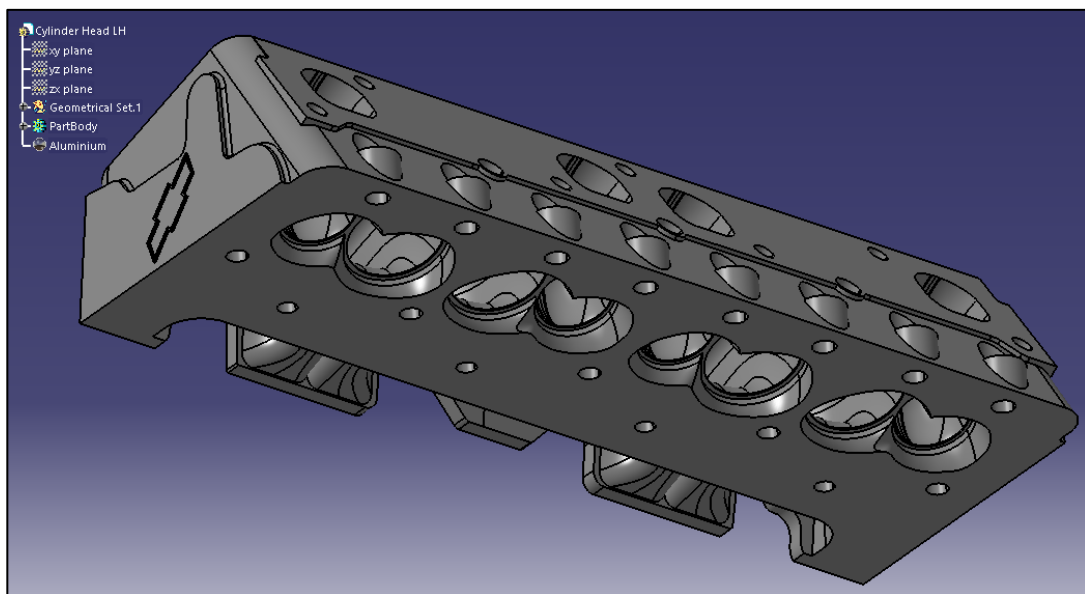


Figura 87. Imagen del diseño en CATIA de la zona inferior de la culata.

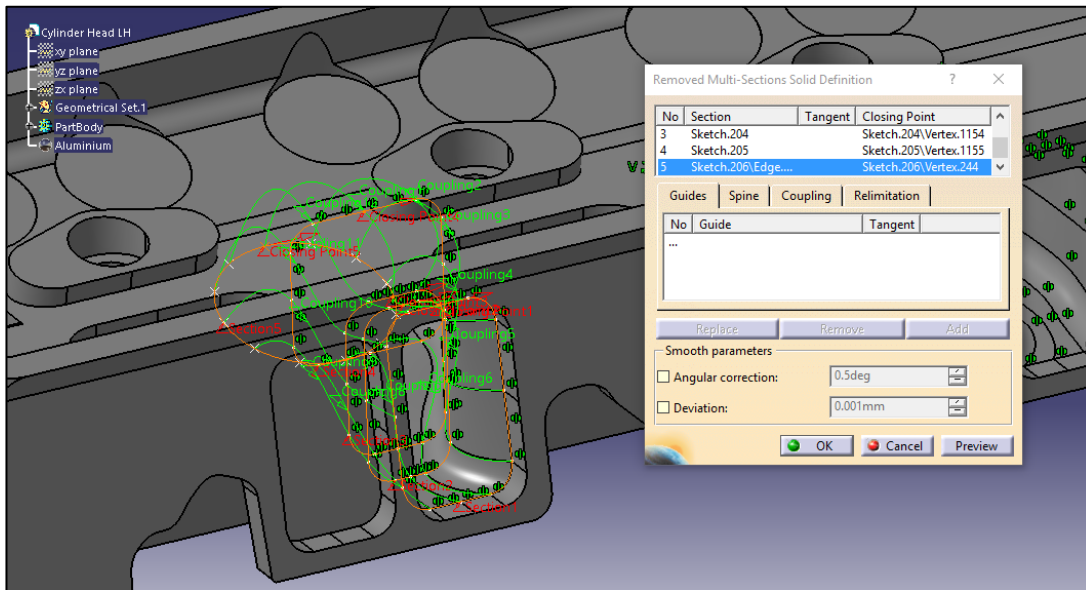


Figura 88. Ejemplo del diseño de uno de los conductos de admisión mediante el empleo del comando “Multi-Sections Solid”.

6.8 Varillas de empuje

Las varillas de empuje son aquella conexión fundamental entre el árbol de levas y los balancines. Estas partes aparentemente inocuas tienen un rol muy importante en el proceso de combustión. Es por ello que las varillas de empuje de Chevrolet Performance están diseñadas para aplicaciones urbanas y de competición. Tienen una caja endurecida para usar con las placas de guía de las varillas de empuje. Las varillas de empujes están disponibles en largo estándar y extendido de 0.100 pulgadas. Las varillas de empuje más largas pueden usarse para restaurar la geometría adecuada del tren de válvulas a través de un árbol de levas de alta sustentación con un círculo de base pequeña. También se recomiendan cuando se instalan válvulas más largas que las existentes. Se han seleccionado las varillas de empuje de bloque pequeño 366277:

- Material: acero 1010.
- Diámetro: 5/16”
- Largo: 7.724”.
- Pared de .075” tratada con calor heavy-duty con insertos de punta endurecidos y largo estándar.



Figura 89. Varillas de empuje de bloque pequeño P/N 366277. (Fuente: Chevrolet.)

El resultado en CATIA V5 es el siguiente:

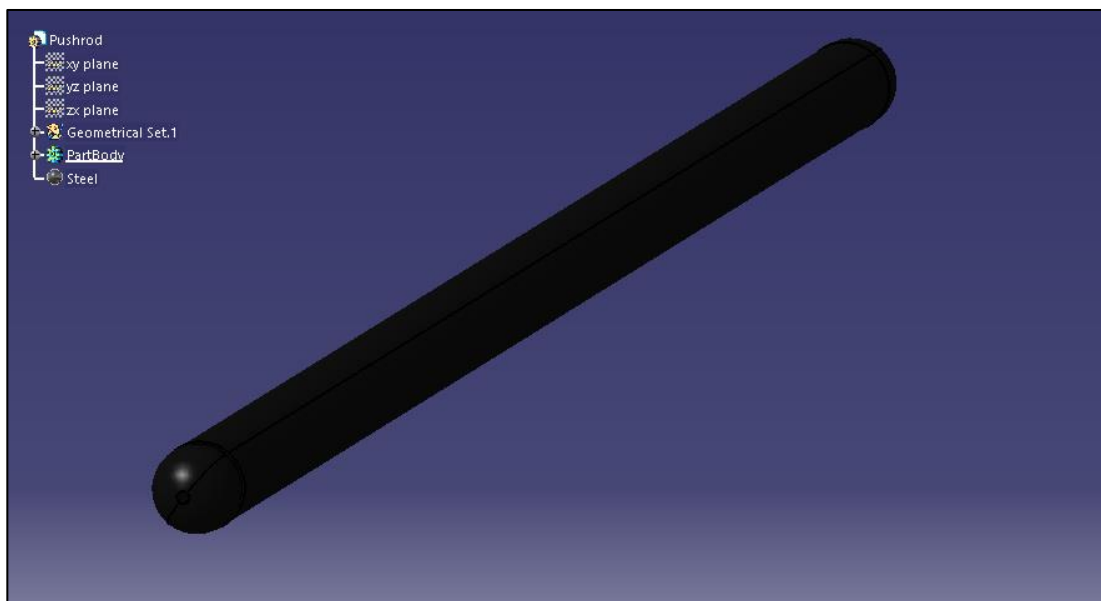


Figura 90. Imagen del diseño en CATIA V5 de las varillas de empuje.

6.9 Balancines

Se va a emplear el set de balancines de aluminio de rodillos con relación 1.5:1 y cuyo P/N es 19210728.

- Los muñones fueron fabricados para que se ajusten a los espárragos de faldones de 3/8" de modelos anteriores.
- Se ajustará a una sustentación máxima de válvulas de hasta 0.575".

- Set de 16, faldones de rodillo de espárragos de 3/8" y relación 1.5:1



Figura 91. Balancines de rodillo de aluminio P/N 19210728. (Fuente: Chevrolet.)

Los balancines han sido diseñados manteniendo el ratio 1.5. Dicho ratio hace referencia a la proporción, medida sobre el eje longitudinal, entre la distancia del eje del rodillo con el eje del pin dividido entre la distancia entre el centro del eje de contacto con la varilla de empuje y el eje del pin.

El resto de medidas geométricas han sido tomadas a partir de las imágenes anteriores considerando que se trataba de una perspectiva isométrica pudiéndose emplear de esta forma las reglas de proporcionalidad respecto a las medidas conocidas y el coeficiente de reducción isométrico (0.816).

Para el diseño del balancín se han generado tres archivos en CATIA de forma que se permitan los grados de libertad del mismo respecto al resto de elementos a los que está ensamblado. El primero hace referencia al brazo del balancín denominado "Rocker Arm", luego está el pin denominado "Rocker Arm Pin" que le permite girar sobre sí mismo y que se encuentra atornillado a la culata y, por último, el rodillo denominado "Rocker Arm Roll" el cual transmite el giro del balancín al desplazamiento de la válvula a la que se encuentra conectado.

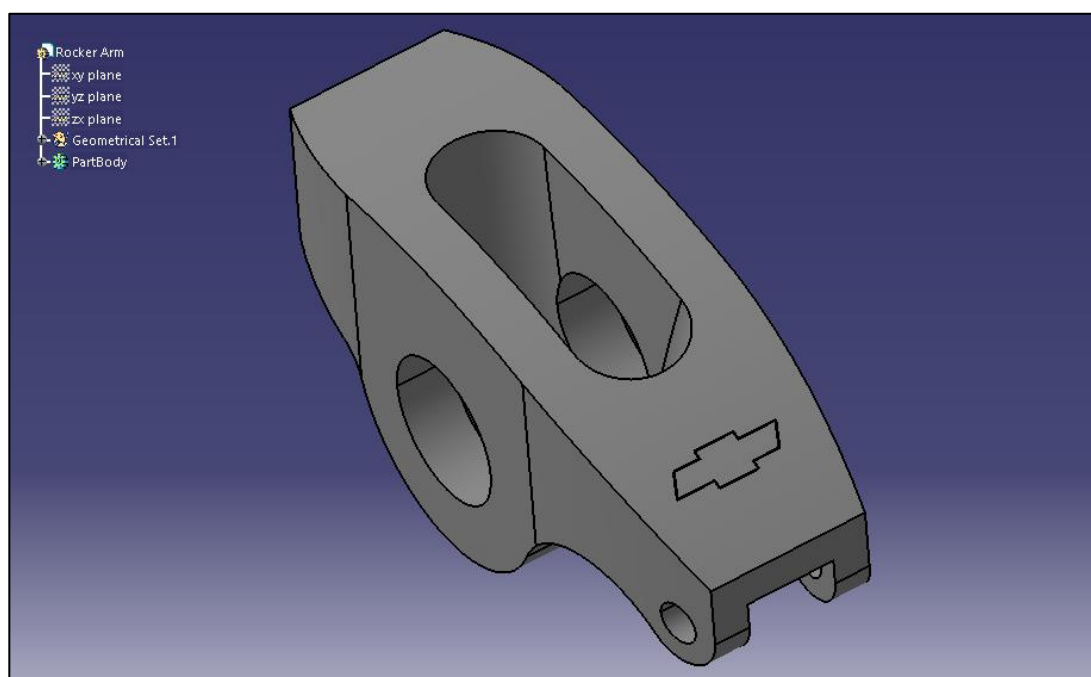


Figura 92. Imagen del diseño en CATIA del brazo del balancín.

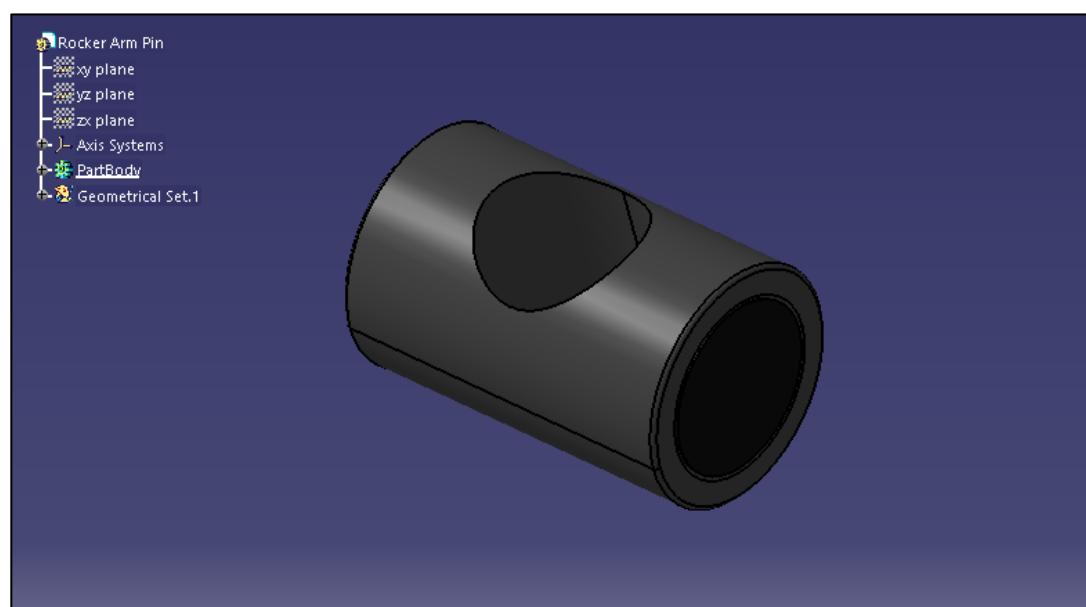


Figura 93. Imagen del diseño en CATIA del pin del balancín.

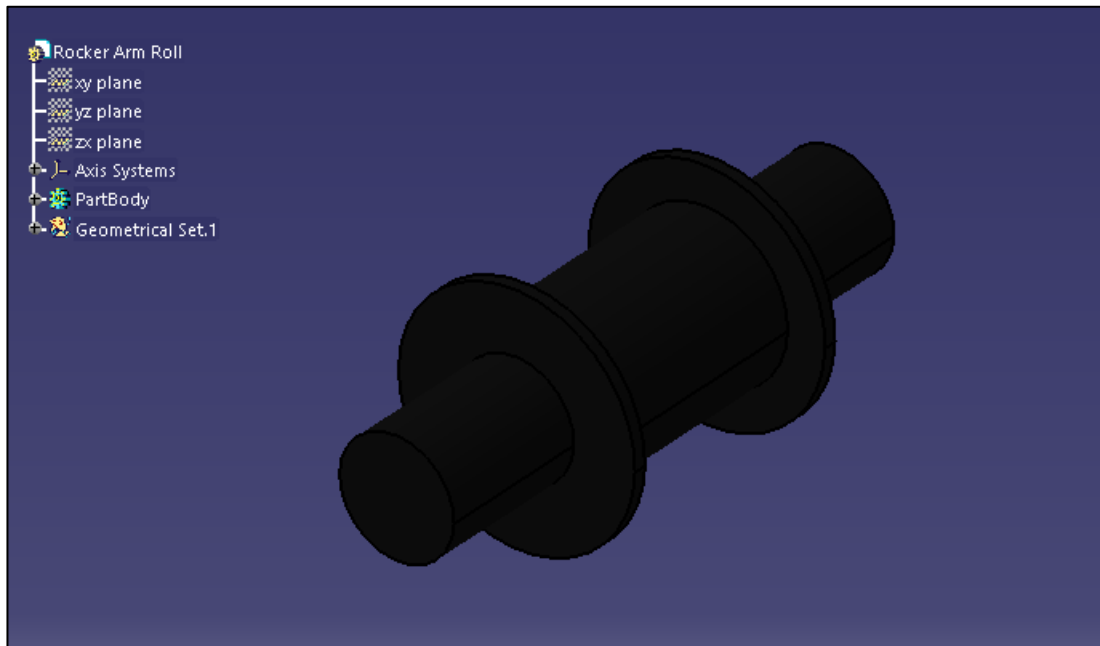


Figura 94. Imagen del diseño en CATIA del rodillo del balancín.

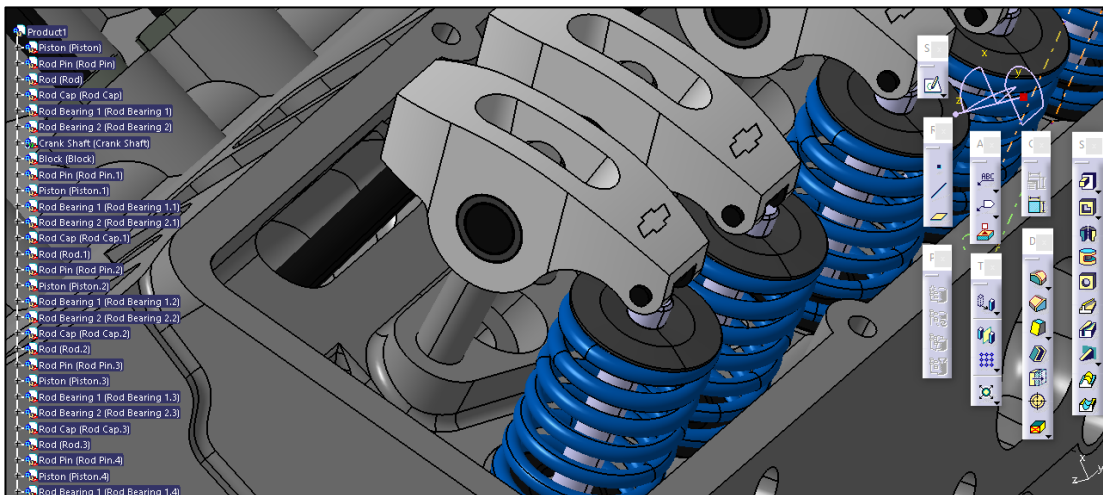


Figura 95. Imagen de los elementos del balancín ensamblados y unidos al resto de elementos del motor.

6.10 Válvulas

6.10.1 Válvulas de admisión

Se han seleccionado las válvulas de admisión de bloque pequeño con P/N 12555331 cuyo tamaño es 2.000" y el tamaño del vástago 11/32".



Figura 96. Válvula de admisión P/N 12555331. (Fuente: Chevrolet.)

Para la válvula de admisión se ha tomado como modelo la de un Mazda con un motor V6 de 2,5L para conseguir el resto de medidas de la geometría dado la similitud física que presenta con la imagen de la pieza. Esto se debe a que en el catálogo únicamente aparecen el largo de la válvula y el tamaño del vástago.

<https://grabcad.com/library/oem-mazda-2-5l-v6-intake-valve-1>

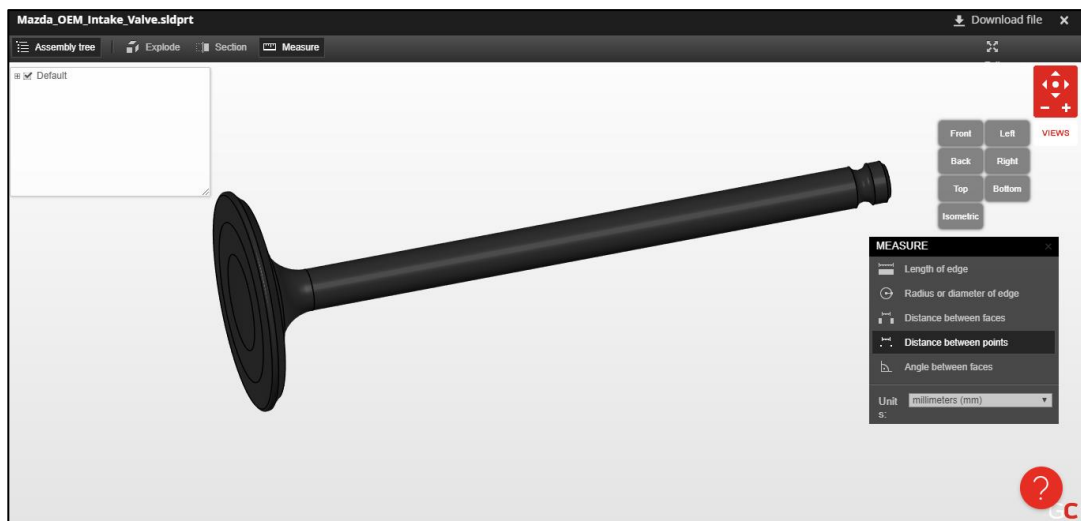


Figura 97. Interfaz de la válvula de admisión en entorno grabcad. (Fuente: Grabcad.)

El resultado del diseño con el software de trabajo del proyecto es el siguiente:

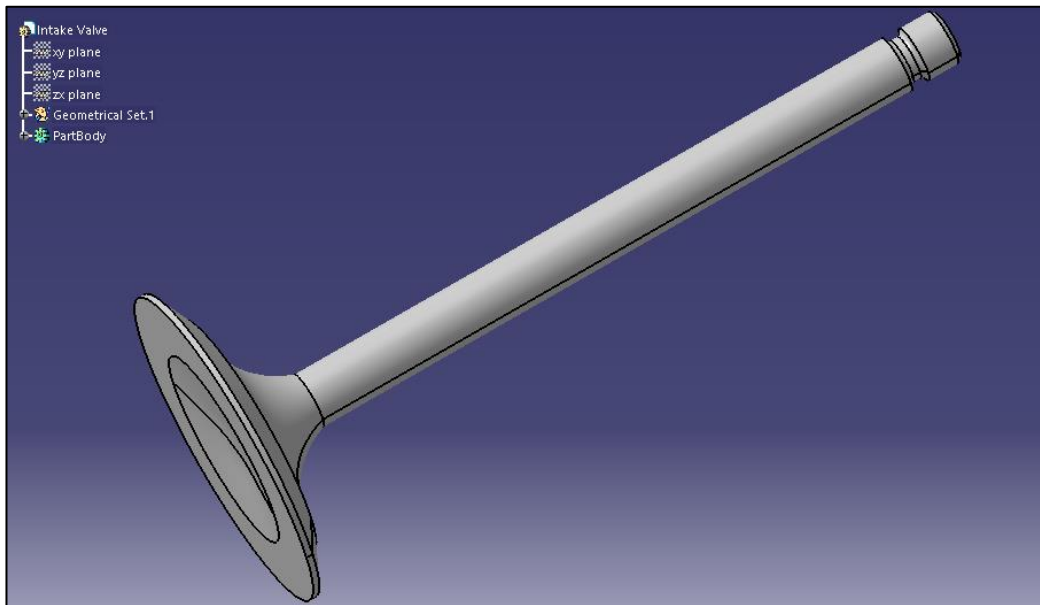


Figura 98. Imagen del diseño en CATIA de la válvula de admisión.

6.10.2 Válvulas de escape

Se han seleccionado las válvulas de escape de bloque pequeño con P/N 12551313 cuyo tamaño es 1.550" y el tamaño del vástago 11/32".



Figura 99. Válvula de escape P/N 12551313. (Fuente: Chevrolet.)

Para la válvula de escape se ha tomado también como modelo la de un Mazda con un motor V6 de 2,5L para conseguir el resto de medidas de la geometría dado la similitud física que presenta con la imagen de la pieza.

<https://grabcad.com/library/oem-mazda-2-5l-v6-exhaust-valve-1>

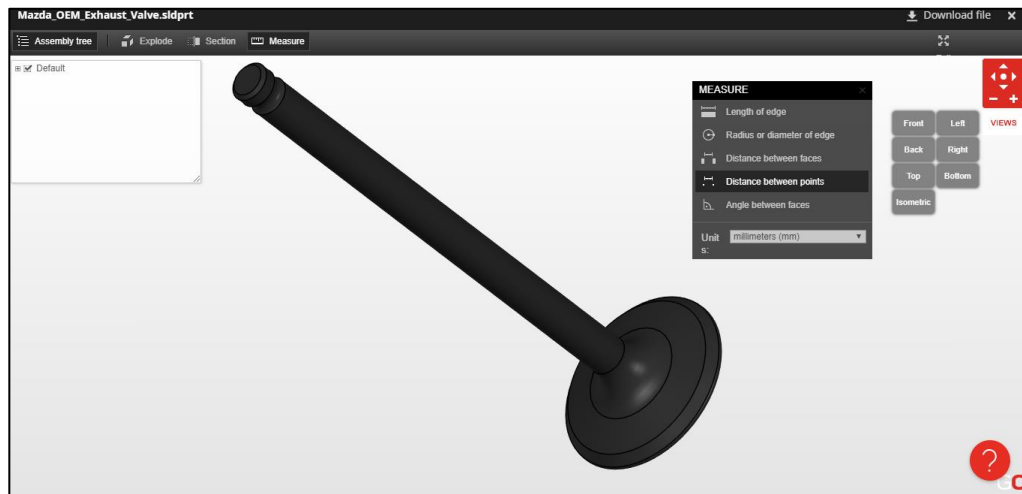


Figura 100. Interfaz de la válvula de escape en el entorno grabcad. (Fuente: Grabcad.)

El resultado del diseño en CATIA es el siguiente:

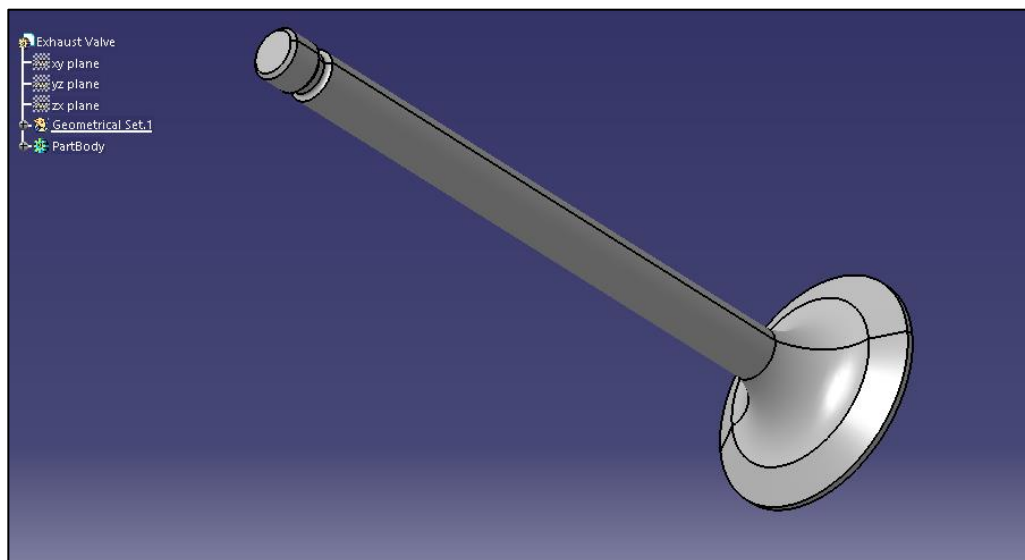


Figura 101. Imagen del diseño en CATIA de la válvula de escape.

6.11 Kit de muelles de válvulas

Los elementos principales que componen este kit y que se han empleado en el diseño de nuestro motor se van a describir a continuación.

6.11.1 Kit de resortes

Se ha empleado el kit (P/N 19154761) de 16 elementos de resorte único con P/N 10212811:



Figura 102. Kit de resortes de válvula con P/N 10212811 con el taco de resorte incorporado. (Fuente: Chevrolet).

Entre sus características se encuentran:

- Diámetro externo: 1.250"
- Presión en altura instalada: 80 libras a 1.700"
- Altura solida: 1.200"
- Peso promedio (libras en pulgadas): 250.

Cada muelle de válvula ha sido diseñado en CATIA añadiendo la opción "External References" respecto al taco de resorte y al retenedor, de forma que el muelle se contraiga o se expanda con el movimiento relativo de ambos.

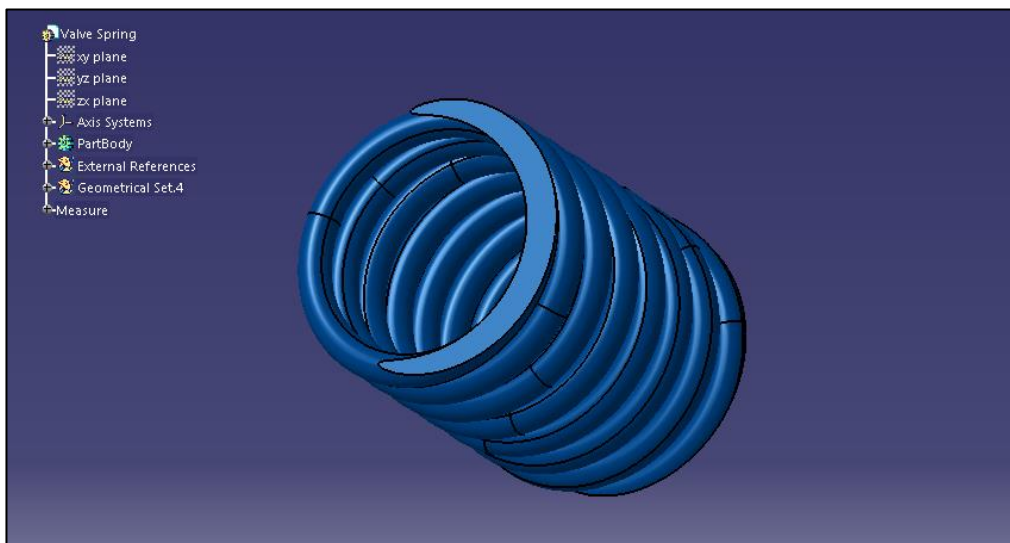


Figura 103. Imagen del diseño en CATIA del muelle de válvula.

6.11.2 Taco de resorte

Se ha diseñado el taco de resorte con P/N 3875916 que posee un diámetro interno de $55/64$ ", un diámetro externo de $1-31/64$ " y 0.015" de espesor.

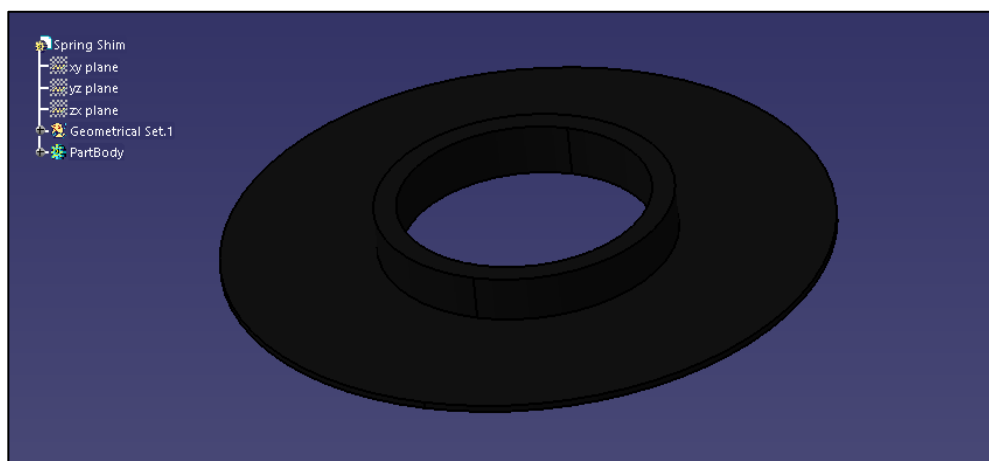


Figura 104. Imagen del diseño en CATIA del taco de resorte.

6.11.3 Retenedor de muelle de válvula

Se ha seleccionado el retenedor de muelle de válvula con P/N 12550421:



Figura 105. Retenedor de muelle de válvula con P/N 12550421. (Fuente: Chevrolet).

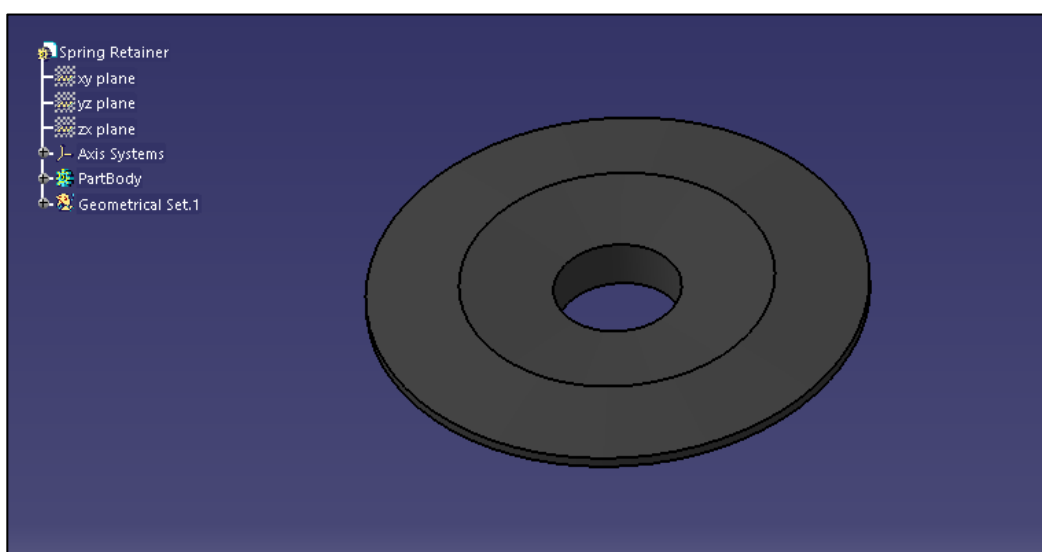


Figura 106. Imagen del diseño en CATIA del retenedor de muelle de válvula.

6.12 Elevador de válvulas

Se ha seleccionado el kit de elevadores hidráulicos 12371044.



Figura 107. Elevador de válvula hidráulico 12371044. (Fuente: Chevrolet)

Dado que no aparecen medidas de este elemento en los catálogos de la marca Chevrolet para los diferentes tipos de motores que fabrican, se ha seleccionado el siguiente modelo de grabcad que pertenece al fabricante norteamericano Ford:

<https://grabcad.com/library/ford-roller-lifter>

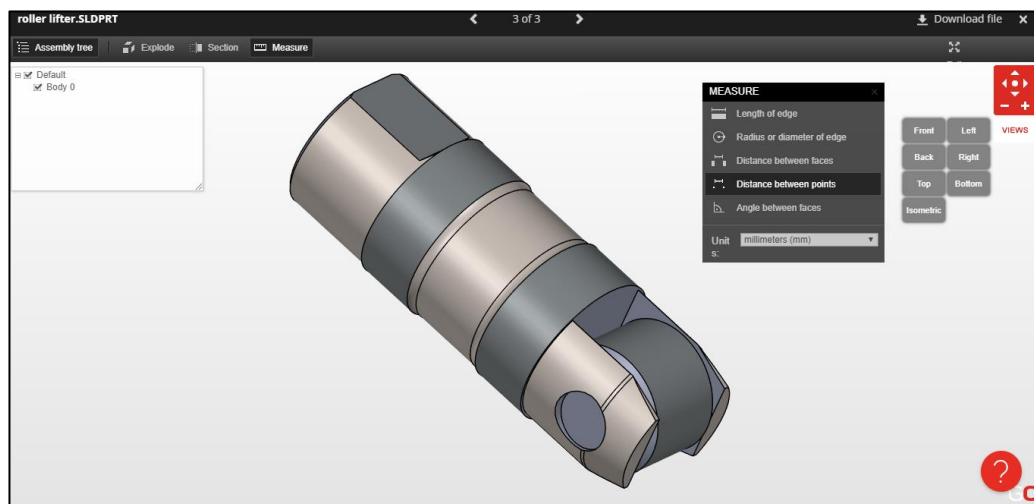


Figura 108. Interfaz del elevador hidráulico de válvula en el entorno de trabajo de grabcad. (Fuente: Grabcad.)

El resultado final de la pieza es el siguiente:



Figura 109. Imagen del diseño en CATIA del elevador de válvula hidráulico.

6.13 Cadenas de distribución y ruedas dentadas

Se ha seleccionado el kit de cadena de distribución a rodillo individual con P/N 12371043. Este kit incluye cadena con P/N 14088783, rueda dentada de cigüeñal P/N 14088784, rueda dentada de árbol de levas P/N 12552129, topes y pernos.



Figura 110. Kit de cadena de distribución a rodillo individual con P/N 12371043.
(Fuente: Chevrolet.)

No obstante, pese a que dentro del catálogo se han seleccionado los elementos anteriores, se ha decidido diseñar una doble cadena de distribución con ruedas dentadas de doble corona. Esto se debe

a que en la mayoría de tutoriales de mantenimiento de estos motores se emplea este tipo de configuración. Como era de esperar, con la poca información sobre la geometría de estas piezas en la página web del fabricante, se ha optado por recurrir a las librerías de grabcad. Como se ha hecho con el árbol de levas, se ha seleccionado el sistema de distribución perteneciente a un Ford con un motor en V8 de 5.0L.

<https://grabcad.com/library/ford-5-0l-v8-timing-chain-set-1>

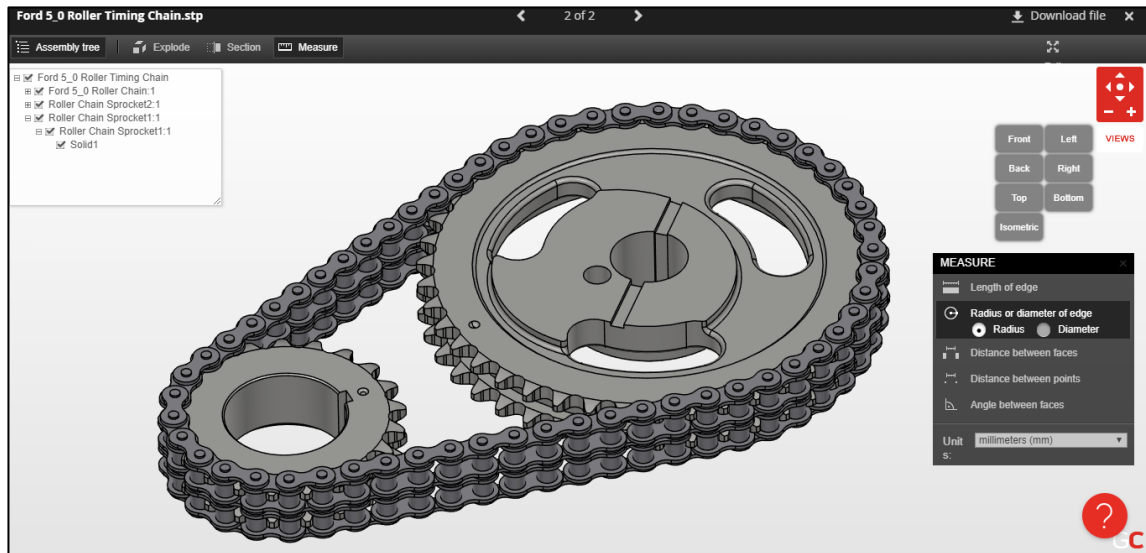


Figura 111. Interfaz del sistema de distribución en el entorno grabcad. (Fuente: Grabcad.)

Para diseñar el sistema de distribución a partir del modelo de grabcad, se han modificado el diámetro interior de la rueda dentada del cigüeñal, el interior de la rueda dentada del árbol de levas y el número de eslabones de cada cadena. Este último ha pasado de ser 58 a 56 debido a que la distancia entre el centro del cigüeñal y el del árbol de levas en este proyecto es menor que la del modelo. Todo el proceso de montaje del sistema de distribución se explicará detalladamente en el siguiente apartado del proyecto. A continuación, se adjuntarán imágenes de cada uno de los componentes, así como del ensamblaje final de la cadena de distribución:

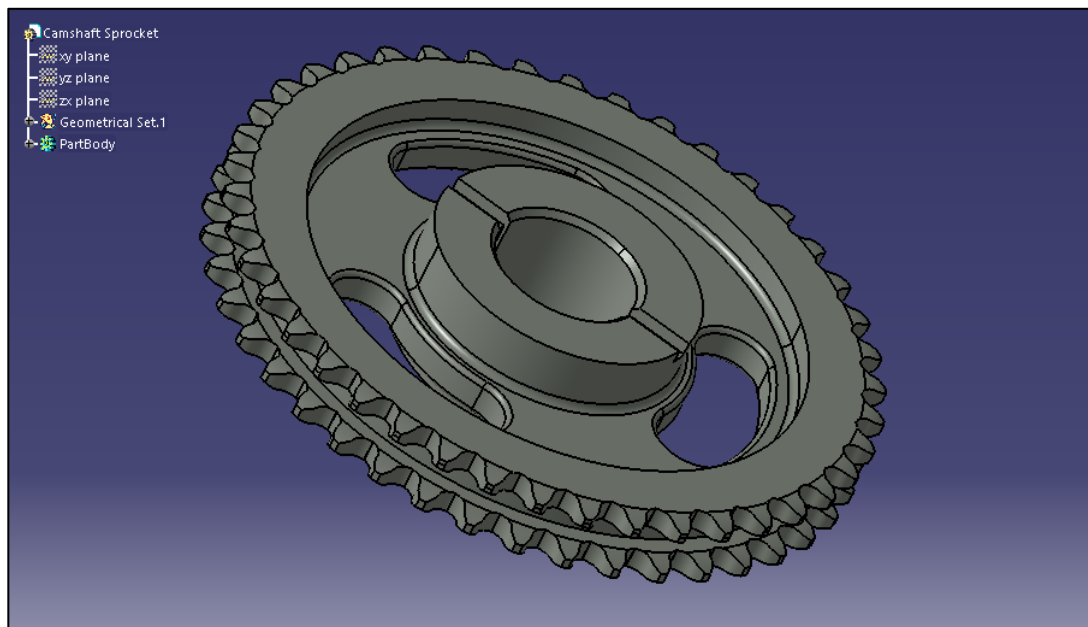


Figura 112. Imagen del diseño en CATIA de la rueda del árbol de levas.

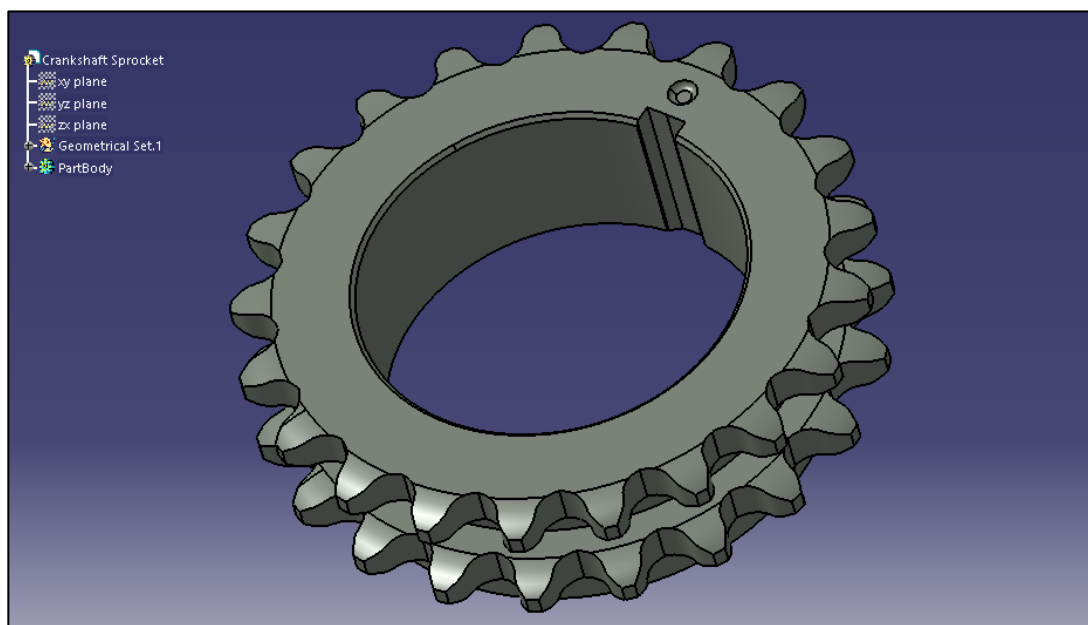


Figura 113. Imagen del diseño en CATIA de la rueda dentada del cigüeñal.

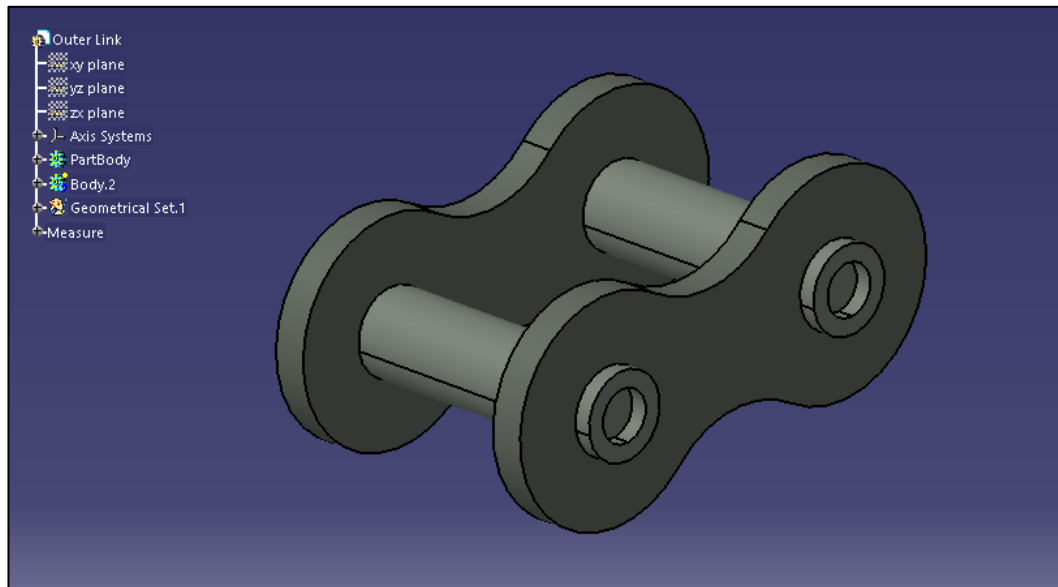


Figura 114. Imagen del diseño en CATIA del link exterior de la cadena de distribución.

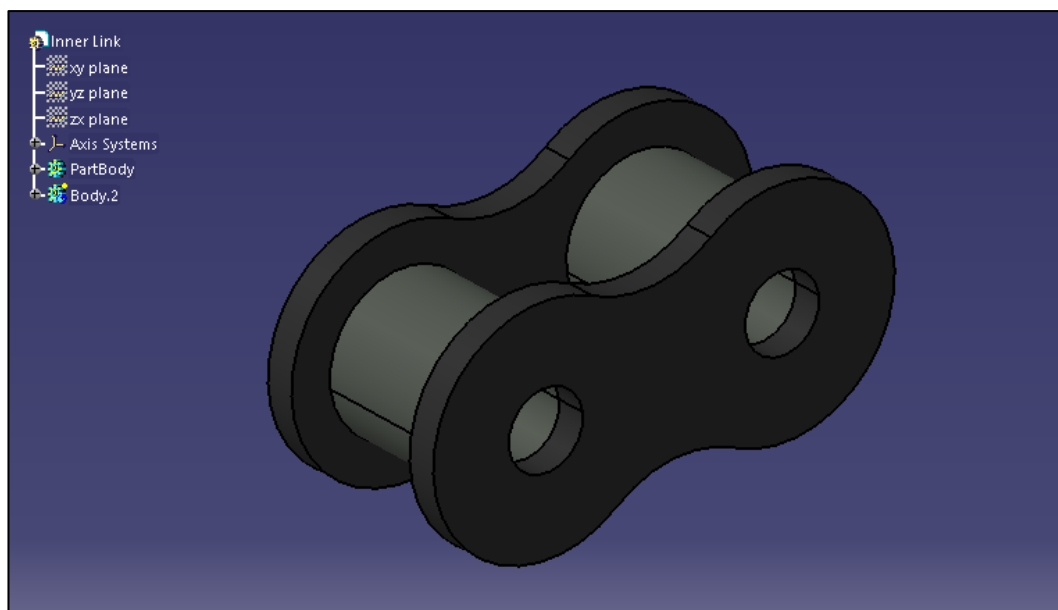


Figura 115. Imagen del diseño en CATIA del link interior de la cadena de distribución.

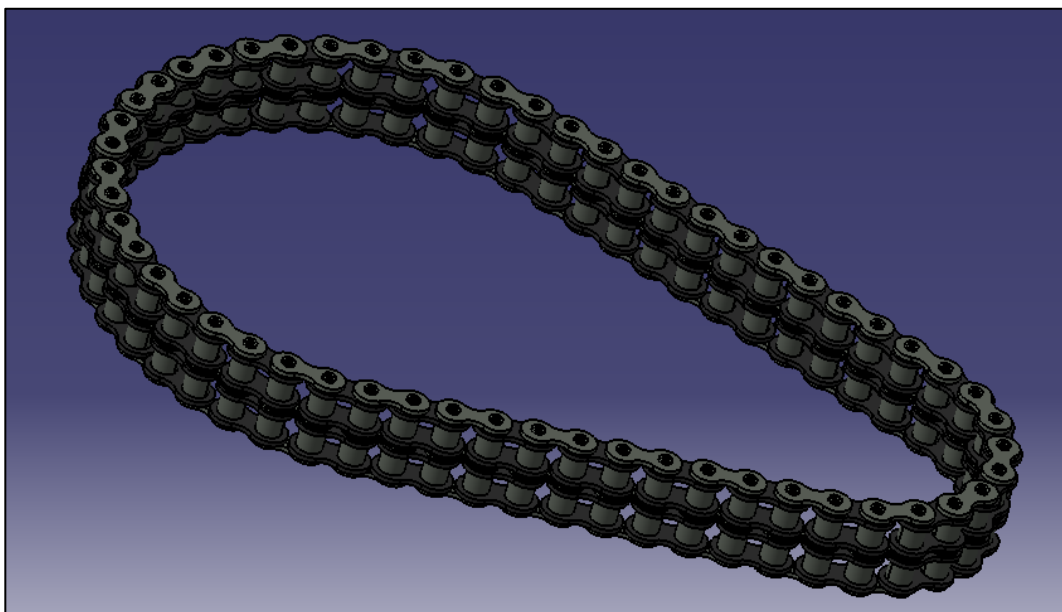


Figura 116. Ensamblaje final de la cadena de distribución en CATIA.

7 ENSAMBLAJE DE COMPONENTES

A la hora de ensamblar los componentes hay que distinguir los tres subconjuntos principales: el movimiento generado por el cigüeñal, el transmitido al árbol de levas y el del sistema de distribución que se encarga de transmitir el del cigüeñal al árbol de levas con una relación desmultiplicación de 1:2 de forma que los tres están perfectamente relacionados. El diseño de ensamblajes en CATIA V5 se puede hacer manualmente o bien desde el entorno de trabajo “Digital Mockup” dentro del módulo “DMU Kinematics”.

La primera forma consiste en imponer restricciones al movimiento desde el entorno “Assembly Design” las cuales conecten cada uno de los componentes al resto y, a su vez, darle movimiento al eje principal manteniendo las restricciones.

La segunda es desde el módulo “DMU Kinematics”. Desde el espacio de trabajo “Digital Mockup” es posible simular el movimiento del ensamblaje de cada sistema imponiendo restricciones o comandos a estas uniones de forma que el número de grados de libertad quede reducido a cero. Para poder añadir estos comandos ha sido necesario unir correctamente cada componente de forma manual (añadiendo restricciones) para que coincidan trayectorias y puntos. Por ello, para trabajar desde el entorno de Kinematics es necesario haber impuesto previamente otras restricciones que en ocasiones dan lugar a redundancias con los comandos generados. Para evitar estas duplicidades simplemente hay que desactivar la “constraint” que impuso previamente en el ensamblaje manual.

7.1 Funcionamiento DMU Kinematics

Todo sólido rígido posee seis grados de libertad, es decir, tres traslaciones y tres giros. Sin embargo, si este sólido forma parte de un mecanismo, existen pares cinemáticos entre sólidos que restringen estos grados de libertad de forma que sólo queda el movimiento permitido por el conjunto. Este es el principio de funcionamiento en que se basa “DMU Kinematics” que, como se ha explicado previamente, trabaja a partir de un ensamblaje preparado previamente en “Assembly Design”.

El primer paso para crear un mecanismo es elegir un sólido base, a partir del cual se unirán el resto. Para ello se pulsa la herramienta “Fixed Part” dentro de la paleta “DMU Kinematics”. Posteriormente se podrán definir todos los pares cinemáticos entre los sólidos que formen el mecanismo usando la paleta de herramientas “Kinematics Joints”.

7.1 Ensamblaje del Sistema del Cigüeñal

El primer subsistema que se ha ensamblado ha sido el del movimiento generado por el cigüeñal dado que el movimiento de su eje va a ser considerado como la variable de entrada para manipular el movimiento de todo el conjunto. Dentro del módulo de “Kinematics” se van a emplear unos pares cinemáticos cuyo proceso se va a explicar más abajo.

En primer lugar hay que fijar el elemento Block (bloque motor) para poder añadir el resto de pares cinemáticos:

- Revolute (Crankshaft, Block): este par cinemático hace que coincidan el eje de giro del cigüeñal con el eje de la cavidad que tiene dentro del bloque motor. A su vez, genera una coincidencia entre la cara final del cigüeñal y la del bloque motor limitando el giro a un único plano. Por último, hay que seleccionar la opción “Angle driven” para añadirle la variable de entrada del giro del cigüeñal.

A continuación, continúan los pasos que hay que repetir con el mecanismo de cada pistón:

- Rigid (Crankshaft, Rod Bearing 1): fija el primer cojinete de la biela a su eje de movimiento del cigüeñal quedando fijado a este último.
- Rigid (Crankshaft, Rod Bearing 2): fija el segundo cojinete de la biela a su eje de movimiento del cigüeñal quedando fijado a este último.
- Revolute (Crankshaft, Rod Cap): coincide el eje de giro de la cabeza de la biela con el de su eje del cigüeñal. A su vez, genera una coincidencia entre las superficies laterales de ambos limitando el giro a un único plano.
- Rigid (Rod Cap, Rod): fija la biela a su cabeza fijada a esta última.
- Rigid (Rod, Rod Pin): fija el pin a la biela quedando ligado el movimiento de ambos.
- Revolute (Rod Pin, Piston): coincide el eje de giro del pin de la biela con el de su cavidad dentro del pistón. A su vez, genera una coincidencia entre las superficies laterales de ambos limitando el giro a un único plano.
- Cylindrical (Piston, Block): hace que el eje de revolución del pistón coincida con el de su cavidad dentro del bloque motor.

A partir de los pares cinemáticos generados anteriormente, el resultado en CATIA V5 es el siguiente:

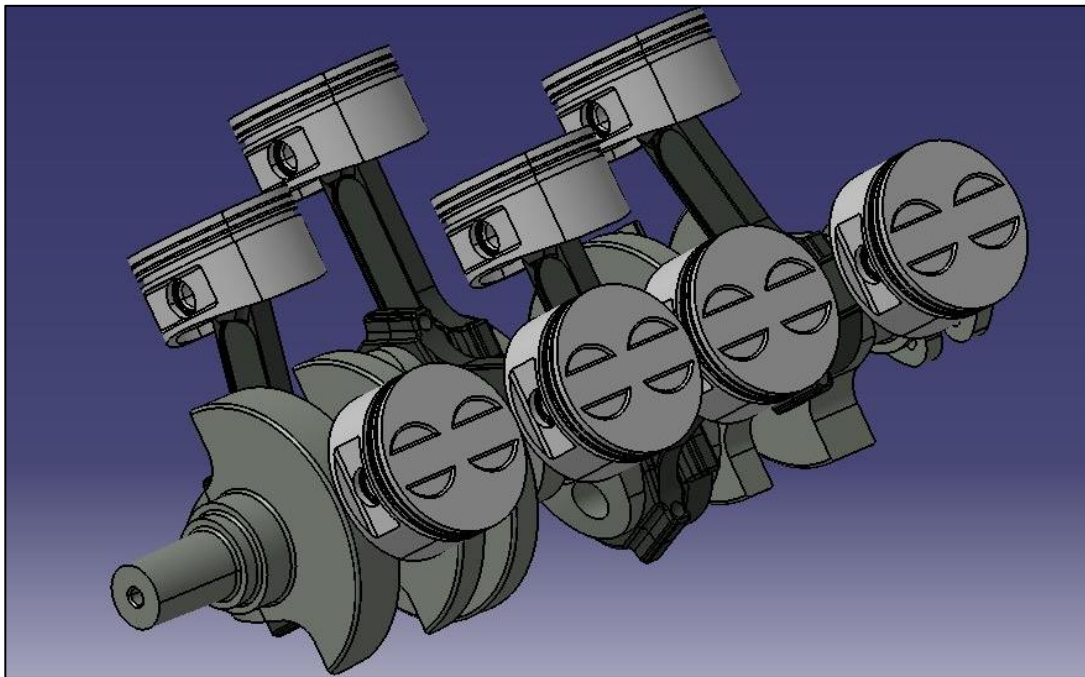


Figura 117. Imagen del ensamblaje en CATIA del sistema del cigüeñal (1).

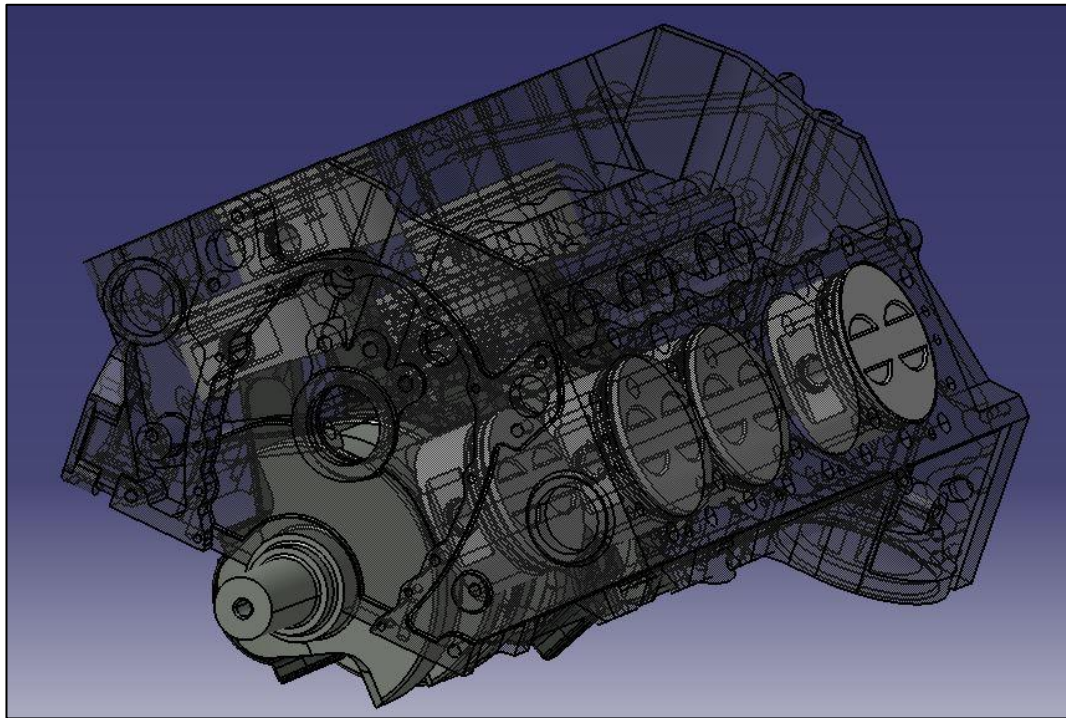


Figura 118. Imagen del ensamblaje en CATIA del sistema del cigüeñal (2).

7.2 Ensamblaje del Sistema del Árbol de Levas

En primer lugar hay que fijar el elemento Block (bloque motor) para comenzar a añadir el resto de pares cinemáticos:

- Revolute (Camshaft, Block): este par cinemático hace que coincidan el eje de giro del árbol de levas con el eje de la cavidad que tiene dentro del bloque motor. A su vez, genera una coincidencia entre la cara final del árbol de levas y la del bloque motor limitando el giro a un único plano. Por último, hay que seleccionar la opción “Angle driven” para añadirle la variable de entrada del giro del árbol de levas.

A continuación, continúan los pasos que hay que repetir con el mecanismo de cada válvula:

- Cylindrical (Valve Lifter, Block): hace que el eje del elevador hidráulico coincida con el de su hueco dentro del bloque motor.
- Slide Curve (Camshaft, Valve Lifter): genera el contacto entre curvas deslizantes. Se trata de la curva media generada para diseñar el perfil del lóbulo del árbol de levas y el círculo de la sección del rodillo del elevador. Para que este par sea efectivo hay que asegurarse de que ambas curvas son tangentes por medio de restricciones generadas dentro del módulo “Assembly Design”.
- Spherical (Valve Lifter, Pushrod): genera un contacto puntual entre la cabeza de la varilla de empuje y el hueco del elevador hidráulico.
- Cylindrical (Valve Lifter, Pushrod): hace que el eje del elevador hidráulico coincida con el eje de la varilla de empuje.
- Planar (Valve Lifter, Pushrod): restringe el movimiento del elevador hidráulico con la varilla de empuje a un único plano.
- Rigid (Cylinder Head, Block): fija la culata al bloque motor de forma que también queda fijada.
- Rigid (Cylinder Head, Rocker Arm Pin): fija la culata al pin del balancín de forma que este último solamente podrá girar sobre su propio eje.

- Point Surface (Pushrod, Rocker Arm): conecta el punto de la cabeza del extremo superior de la varilla de empuje con su espacio de contacto dentro del balancín.
- Revolute (Rocker Arm, Rocker Arm Pin): coinciden el eje de giro del pin del balancín con el de su hueco dentro del mismo. A su vez, genera una coincidencia entre las superficies laterales de ambos limitando el giro a un único plano.
- Revolute (Rocker Arm, Rocker Arm Roll): coinciden el eje de giro del rodillo del balancín con el de su hueco dentro del mismo. A su vez, genera una coincidencia entre las superficies laterales de ambos limitando el giro a un único plano.
- Cylindrical (Valve, Cylinder Head): hace que el eje longitudinal de la válvula (escape o admisión según el hueco inferior de la culata) coincida con el de su cavidad dentro de la culata.
- Slide Curve (Rocker Arm Roll, Valve): genera el contacto entre curvas deslizantes. Se trata de la curva media generada para diseñar el perfil rodillo del balancín y su proyección sobre el asiento de la válvula. Para que este par sea efectivo hay que asegurarse de que ambas curvas son tangentes por medio de restricciones generadas dentro del módulo “Assembly Design”.
- Roll Curve (Rocker Arm Roll, Valve): genera el contacto entre curvas rodantes de forma que el rodillo del balancín rueda sobre el asiento de la válvula para transmitirle el movimiento. Para que este par sea efectivo hay que asegurarse de que ambas curvas son tangentes por medio de restricciones generadas dentro del módulo “Assembly Design”.

A partir de estas restricciones, el resultado generado en CATIA V5 es el siguiente:

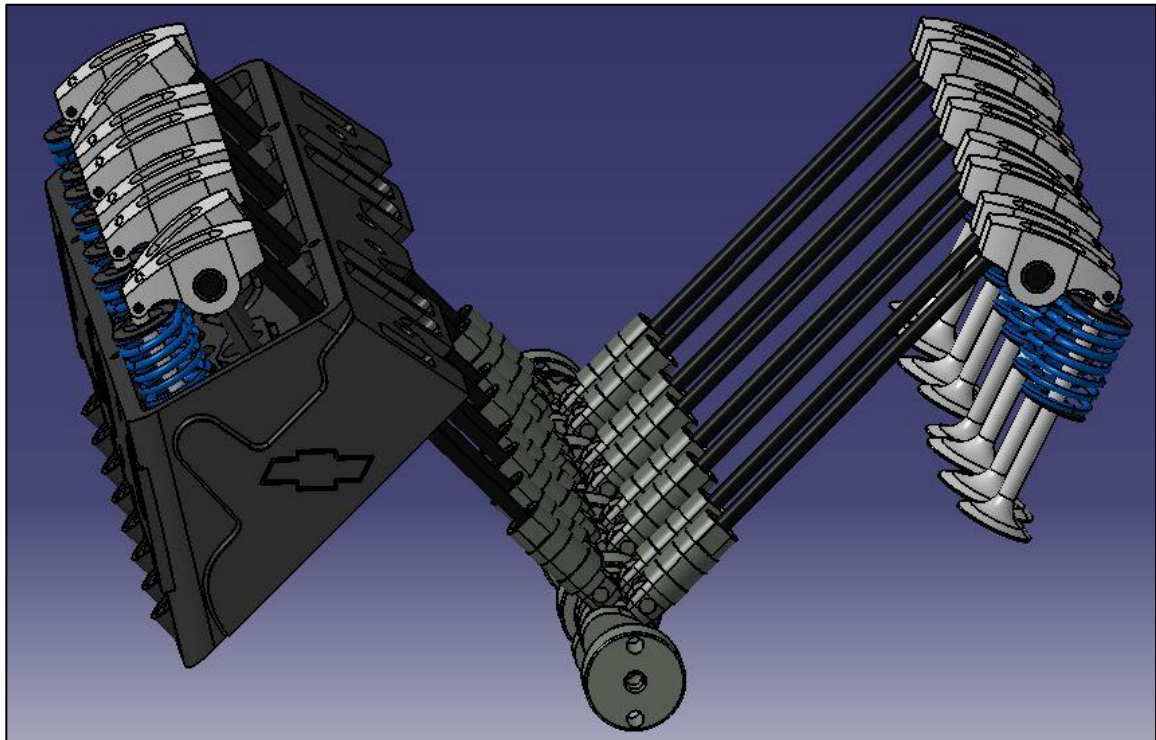


Figura 119. Imagen del ensamblaje en CATIA del sistema del árbol de levas (1).

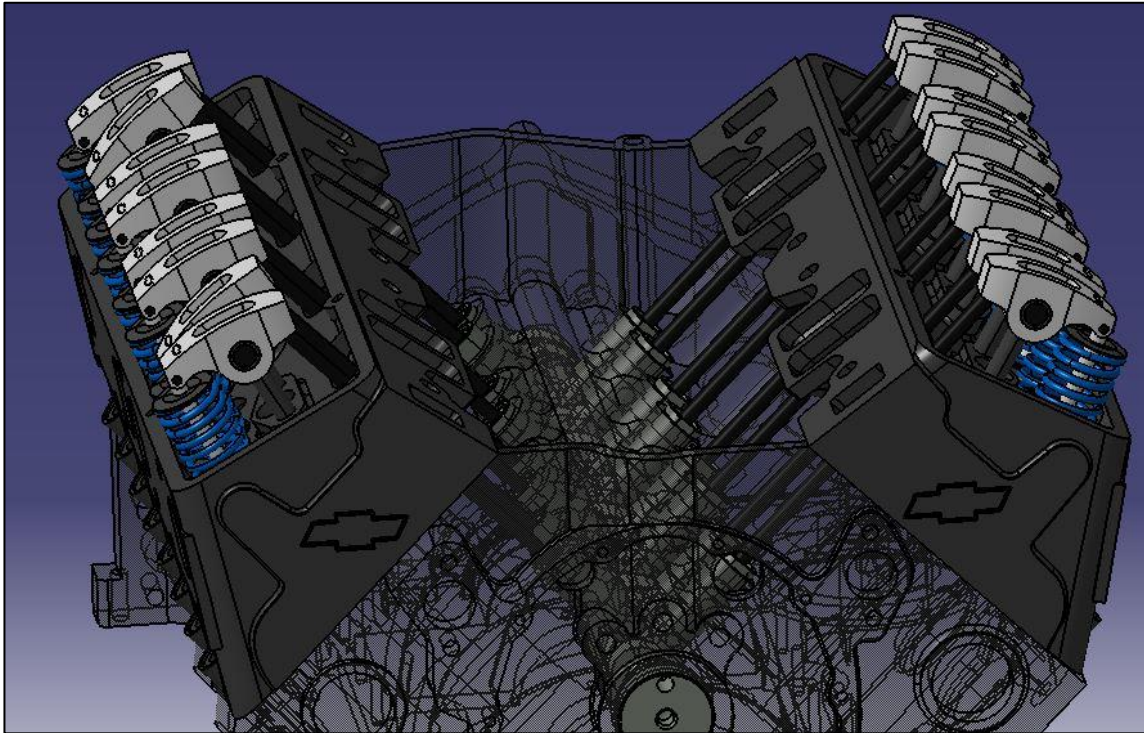


Figura 120. Imagen del ensamblaje en CATIA del sistema del árbol de levas (2).

7.4 Ensamblaje del Sistema de Distribución

Por razones técnicas ha sido necesario modelar y simular la cadena en un “Cat Product” diferente debido a la enorme cantidad de sólidos, restricciones y pares cinemáticos que son necesarios para ponerla en funcionamiento.

La elaboración de la cadena es uno de los trabajos más costosos dentro del proyecto, ya que no sólo se trata de modelar sino de dar también movimiento a la propia cadena de una forma armonizada con el resto de la motocicleta. Dentro del módulo “Assembly Design”, lo primero que debe realizarse es la creación de un Part que servirá de base. Dicho Part constará de dos polilíneas, que a su vez están formadas de dos curvas y dos rectas cuya geometría viene definida por la geometría de las ruedas dentadas del cigüeñal y del árbol de levas.

A continuación, se coloca el primer eslabón que servirá como guía al resto empleando relaciones de ensamblaje. Posteriormente se pasa al módulo DMU Kinematics donde hay que definir el mecanismo eligiendo al Part con las líneas guías como anclaje. Este primer eslabón necesita de tres pares cinemáticos para quedar definido (dos pares de punto deslizante y uno de rodadura con deslizamiento). En el primer par cinemático de punto deslizante del primer eslabón, debe seleccionarse la opción “Length driven” de forma que, a la hora de realizar la simulación, el movimiento de los eslabones vaya de 0 a la longitud de la línea guía. El siguiente eslabón sólo necesitará dos (para de revolución entre eslabones y punto deslizante con la línea guía). Al igual que en el segundo eslabón, el resto de eslabones necesitaran dos pares cinemáticos.

Una vez se rellena una de las rectas que compone la línea guía, se tiene que mover el conjunto para hacer espacio a los siguientes eslabones dado que no se pueden seleccionar las líneas curvas para imponer restricciones de montaje. Para ello se simula clicando en “Simulation with Commands”. A continuación, aparecerá un cuadro en el que se puede mover una barra y desplazarse por la animación empleando las teclas de vídeo.

Para introducir los eslabones de la segunda cadena hay que repetir el proceso anterior pero empleando el par cinemático “Rigid” con otro eslabón idéntico de la primera cadena. De esta forma este primer eslabón seguirá el movimiento del eslabón de la primera línea guía pero dentro de los

pares cinemáticos creados en una segunda línea guía.

Conviene comentar que antes de emplear las relaciones de ensamblaje mencionadas anteriormente, hay que situar los eslabones sobre la línea recta empleando las restricciones desde el módulo “Assembly Design”.

Finalmente se añaden las dos ruedas dentadas relacionando el giro de ambas por medio del par de engranaje. Para empezar, se toma el giro de la rueda dentada del árbol de levas como variable de entrada.

A partir de este momento, hay dos variables de entrada. La primera definida en la cadena y la segunda entre las ruedas dentadas. Para definir esa relación es necesario generar un vínculo y este será un sketch aleatorio sobre el Part Base. Pinchando en el árbol sobre los dos “Commands”, se selecciona “Object”, “Definition” donde se abrirá la siguiente ventana:

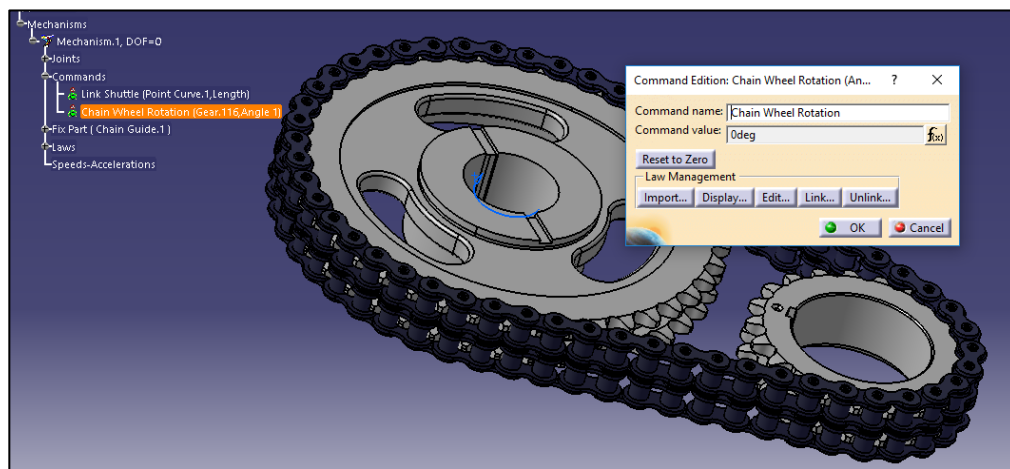


Figura 121. Ejemplo de relación de la cadena con las ruedas dentadas.

En ella aparece la opción “Link” donde se podrá elegir el sketch mencionado anteriormente. De esta manera se conectarán ambas variables de entrada. De forma predeterminada, la relación entre ambas variables es de 1mm recorrido por la cadena correspondiente a 1° de giro de la rueda dentada del árbol de levas por lo que se genera un movimiento descompensado entre ambos elementos.

Se calcula la longitud de un arco de circunferencia del diámetro primitivo de la rueda dentada del árbol de levas para un 1° de movimiento. Cambiando esta relación que se tenía como predeterminada por la nueva que se ha calculado, se tiene una perfecta sincronización entre la cadena y las ruedas dentadas.

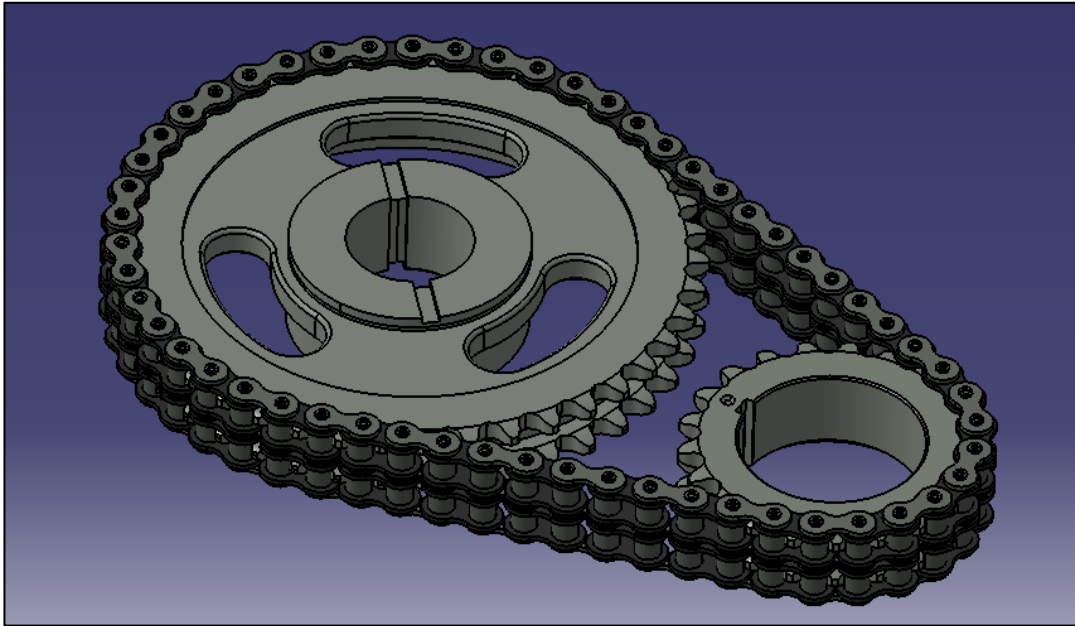


Figura 122. Ensamblaje final del sistema de distribución en CATIA.

7.5 Ensamblaje Completo

Una vez se tienen simulados los tres movimientos de forma independiente llega el momento de armonizarlos. Esto se hace disponiendo cada subsistema de forma que el movimiento de las válvulas coincida con las etapas de admisión y escape de su pistón correspondiente. Una vez se ha preparado el conjunto completo, se toma como variable de entrada de todo el mecanismo el giro del cigüeñal. De esta forma no es necesario introducir el giro del árbol de levas ni la longitud de la línea guía de la cadena como variables de entrada de sus respectivos subsistemas.

Por último, se va a mostrar el resultado final del trabajo que ha quedado de la siguiente forma:

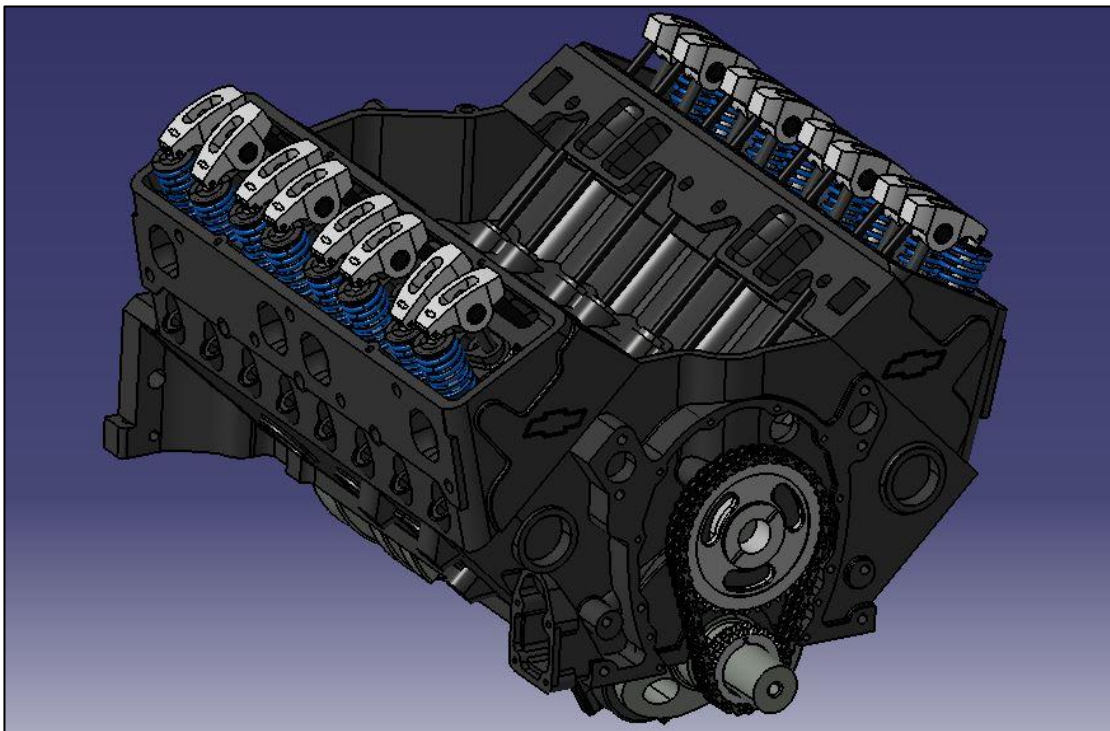


Figura 123. Vista superior en CATIA V5 del motor en V8 del Chevrolet Camaro.

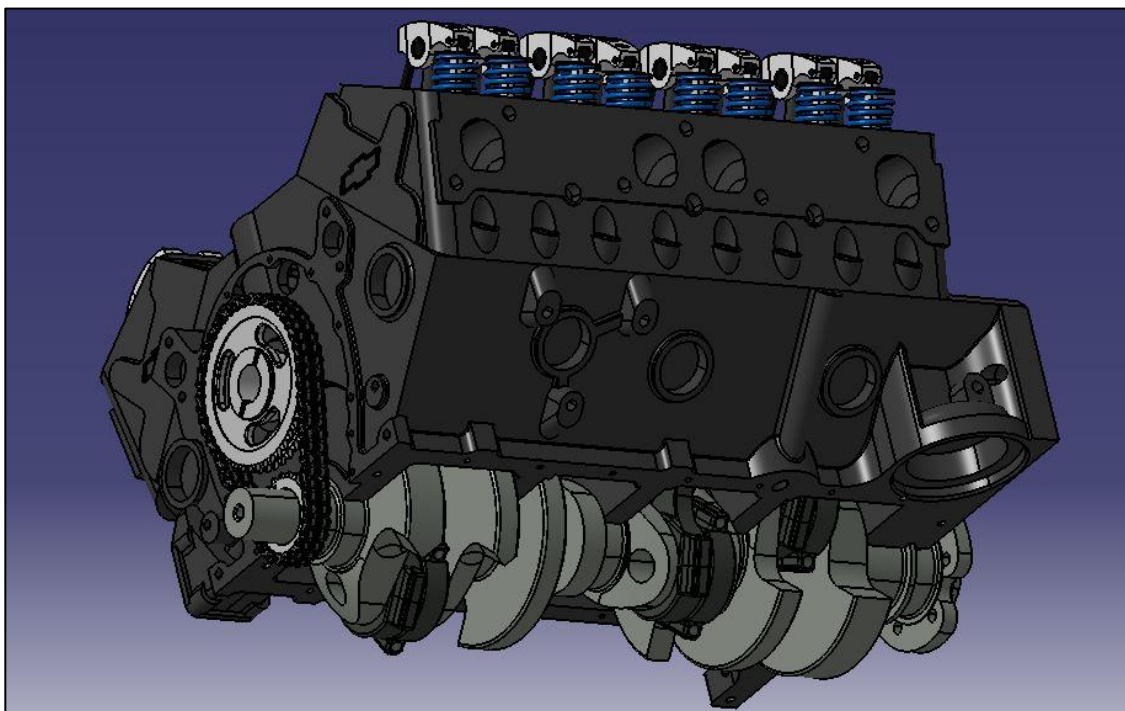


Figura 124. Vista inferior en CATIA V5 del motor en V8 del Chevrolet Camaro.

8 RENDERIZADO DEL ENSAMBLAJE

El termino Render hace referencia a la creación de imágenes realistas a partir de un espacio creado por estructuras poligonales. Durante el proceso se añaden colores, texturas e iluminación consiguiendo resultados cercanos a la realidad.

CATIA contiene un módulo dentro del espacio de trabajo “Infrastructure” denominado “Real Time Rendering”, donde se puede aplicar material a cada pieza, cambiar colores o posicionar un objeto en un escenario consiguiendo resultados impecables.

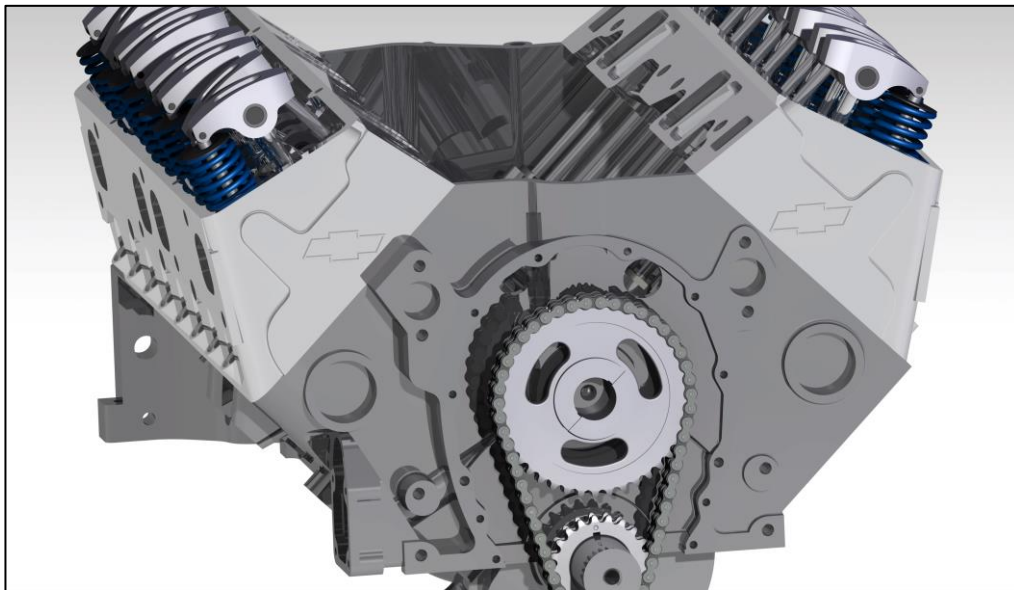


Figura 125. Renderizado del motor V8 del Chevrolet Camaro (1).

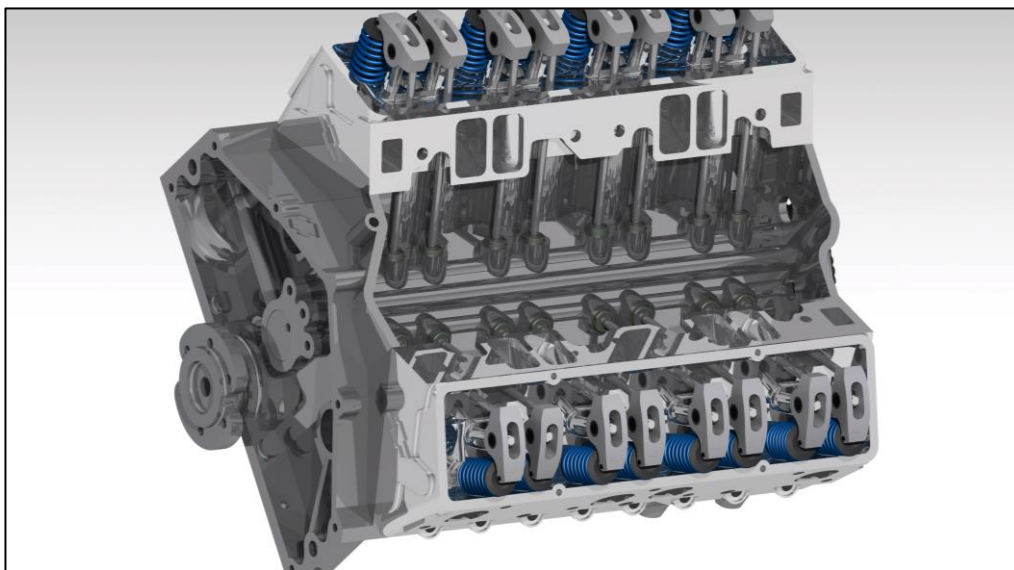


Figura 126. Renderizado del motor V8 del Chevrolet Camaro (2).

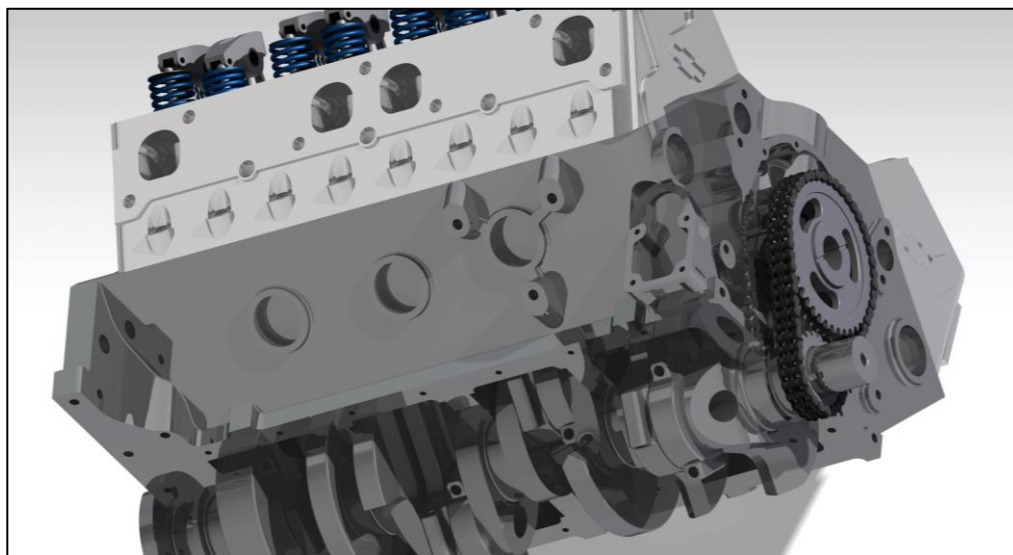


Figura 127. Renderizado del motor V8 del Chevrolet Camaro (3).

9 CONCLUSIONES

En este apartado se va a detallar de qué forma hubiera podido mejorar el proyecto y que problemas han ido apareciendo durante el desarrollo del mismo.

En primer lugar, la mayor complejidad ha sido la falta de información en la red o en los propios manuales de taller acerca de las características geométricas de cada uno de los componentes que forman parte del ensamblaje del motor. Algo que es lógico al tratarse de información confidencial de las oficinas de diseño de cada fabricante. Sin embargo, esto ha hecho que haya sido necesario recurrir a librerías 3D o a estimar algunas medidas. A su vez, en la mayoría de los casos, estas librerías 3D solamente dejaban trabajar con nubes de puntos o no tenían los componentes de esta marca haciendo necesaria la búsqueda de otros que se asemejaran.

Por otra parte, también ha sido bastante complejo armonizar cada uno de los componentes al resto. Había secciones de la culata o del bloque motor que debían tener una disposición determinada para que todo cuadrara a la perfección, algo que muchas veces no se contempla de primera mano o no se sabe cuál es la función que tienen hasta que no se ensamblaba a otros elementos. Como consecuencia ha sido necesario rehacer las culatas en varias ocasiones así como estimar la geometría de los balancines e incluso el espaciado entre cada uno de los lóbulos del árbol de levas.

Sin duda, otra de las tareas más difíciles a la hora de preparar la simulación ha sido hacer que coincidiera el movimiento de todo el sistema del árbol de levas con los mecanismos de admisión y escape de los pistones los cuales son generados por el cigüeñal.

En cuanto a CATIA, ha sido una herramienta muy difícil de manejar debido a que cuenta con una enorme cantidad de comandos y herramientas así como un nivel de exactitud altísimo. Esto junto con una breve experiencia previa en el manejo de este software han prolongado más el tiempo de ejecución del proyecto.

En cuanto a desarrollos futuros, conviene comentar que este proyecto de diseño y ensamblaje con una complejidad tan elevada únicamente supone una pequeña parte de todo el proceso necesario para fabricar un motor de combustión. Una vez concluidas la etapa de diseño y ensamblaje, llega el momento de realizar los análisis de esfuerzos estructurales en función de unas condiciones de contorno pertenecientes a situaciones reales. Por último, tras la definición conceptual del producto y su geometría habría que analizar su viabilidad de mercado mediante su post-procesado en máquinas de control numérico para una posterior fabricación.

REFERENCIAS

- [1]. Torrecilla Insagubre, Eduardo. *El gran libro de CATIA*. Segunda edición. Bilbao: Marcombo, 2012. ISBN: 9788426718907.
- [2]. González Freixer, Xavier. Módulo de cinemática DMU de Catia. Barcelona: Marcombo, 2013. ISBN: 9788426719669.
- [3]. Tickoo, Sham. CATIA V5-6R2014 for Designers. 12th Edition. Indiana: CADCIM Technologies, 2015. ISBN: 9781936646890.
- [4]. Alberto Cerrudo. 2016, Noviembre. “Video (0-199) Build a V8 Engine Toy Model with Catia V5”. Recuperado de https://youtu.be/Ap-_Eo4CKSQ
- [5]. Aetangu. 2018, Marzo. “Engin rocker arm mechanism | CATIA V5”. Recuperado de <https://youtu.be/dwYf8c7maR0>.
- [6]. Aetangu. 2015, Agosto. “CATIA Chain Assembly DMU Kinematics”. Recuperado de: <https://youtu.be/Y4dPSWdg58w>.
- [7]. Julio cesar ramirez gonzalez. 2012, Febrero. “simulación cadena Catia HD”. Recuperado de: https://youtu.be/4AW0a_6FFxU.
- [8]. www.chevrolet.com
- [9]. <https://grabcad.com>
- [10]. Vallejo González, Víctor. *Diseño en CATIA V5 de una motocicleta de carreras*. Trabajo Fin de Grado. Universidad de Sevilla, 2014.
- [11]. Rentero de Llano, Félix. *Modelado del Turborreactor General Electric J85-13 mediante CATIA V5*. Proyecto Fin de Carrera. Sevilla, España: Universidad de Sevilla, 2015.
- [12]. González Giraldo, Oscar Eduardo. *Modelado termodinámico y estructural de un motor de combustión interna alternativo*. Trabajo Fin de Grado. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira, 2015.
- [13]. F. Payri y J. M. Desantes. Motores de combustión interna alternativos. 5ª Reimpresión. España: Editorial Reverté, S.A., 2015. ISBN: 978-84-8363-705-0.
- [14]. www.aficionadosalamecanica.net
- [15]. www.mecanicavirtual.com
- [16]. Benlloch Menchero, Javier. *Diseño de motor V6 de combustión interna. Generación de su prototipo virtual y simulación dinámica*. Trabajo Fin de Grado. Universitat Politècnica de València, 2016.
- [17]. *Segmentos de pistones para motores de combustión*. Segunda edición. Die Neckarprinzen GmbH, Hellbronn: Grupo Motor Service Technical Market Support, 2010. ISBN: 978-3-86522-494-1.