



MASTER EN INGENIERÍA DE AUTOMOCIÓN

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE MÁSTER

ESTUDIO DE POTENCIACIÓN MEDIANTE MODELADO DE UN MOTOR DE CUATRO TIEMPOS SHERCO 250-MOTOSTUDENT

Autor: D. José Ortega Valera
Tutor: Dr. Andrés Melgar Bachiller

Valladolid, Febrero de 2015

Escuela de Ingenierías Industriales
Dpto. Ing. Energética y Fluidomecánica
Paseo del Cauce 59
47011 Valladolid (España)



Fundación Cidaut
Parque Tecnológico de Boecillo, 209
47151 Boecillo (Valladolid)
España



RESUMEN

El presente proyecto fin de máster tiene como objetivo principal diseñar las modificaciones necesarias para potenciar un motor de gasolina de cuatro tiempos, utilizando técnicas de modelado. El motor de estudio proviene de un prototipo de motocicleta de la Universidad Politécnica de Cartagena, que se ha utilizado en la competición Motostudent. Esta competición consiste en la creación de una moto de competición partiendo de un motor de serie y otros elementos comunes. Con este proyecto se pretende ahondar en la preparación realizada sobre el mismo, utilizando técnicas de potenciación clásicas. Sin embargo, para llevar a cabo el estudio se han utilizado herramientas actuales como el modelado mediante un software de cálculo, de forma que se optimizan recursos en tiempo y coste.

Con el fin de obtener los resultados más fiables, se ha procurado apoyar el modelo matemático en los máximos datos experimentales posibles, teniendo en cuenta las limitaciones económicas y de tiempo. Con esta premisa, se han realizado ensayos en banco de flujo para caracterizar la culata, ensayos en banco de rodillos para medir par y potencia, y se han tomado diferentes datos geométricos, tras desmontar por completo el motor.

Para completar el proceso de simulación, se han realizado varios modelos con los que contrastar y confirmar diferentes hipótesis de modelado.

En el capítulo principal del trabajo, se han estudiado los elementos más importantes que afectan al rendimiento del motor, teniendo en cuenta las limitaciones del mismo, y también las del software de modelado. El objetivo se ha centrado en aquellas modificaciones que mejoren la aceleración a plena carga. Este estudio paramétrico ha llevado al ajuste y optimización del sistema de inyección, la geometría de los conductos de admisión y escape, la relación de compresión, la geometría de árboles de levas y el calado de los mismos. Finalmente se ha propuesto un conjunto de modificaciones cuya implementación al motor consiguen el objetivo de potenciación.

ABSTRACT

This Msc final Project has the main purpose of designing the necessary modifications to increase the power output of a four-stroke gasoline engine, using modeling techniques. The studied engine belongs to a motorcycle prototype from the Technical University of Cartagena, which has been used to take part on the Motostudent competition. This competition consists in the creation of a racing motorcycle starting from a stock engine and other standard components. This project aims to get deeper into the slight engine tuning previously applied on the engine, using classic tuning techniques. However, in order to develop the study, modern tools such as engine modeling software has been used, saving resources of time and cost.

With the aim of ensuring the reliability of the results, the mathematical model has been supported on the maximum experimental data possible, considering the economic and time limitations. With that premise, stationary test bench has been performed to characterize the cylinder head, roller test bench has been performed to measure power and torque, and numerous geometrical measurements has been taken, after completely disassembling the engine.

To complete the simulation process, several models has been created to check and confirm different modeling hypothesis.

In the main chapter of this work, the main elements affecting the engine performance have been studied, considering the engine and software limitations. The main purpose of the work has been focused on the improving of the full throttle acceleration. This parametrical study has reached to the adjustment and optimization of the injection system, the intake and exhaust tract geometry, the compression ratio, the camshaft geometry and the camshaft timing. Finally, a set of modifications has been proposed, whose implementation in the engine achieves the power increase target.

Índice

Capítulo 1: Introducción	1
1.1 Antecedentes	2
1.2 Objeto del proyecto.....	3
1.3 Desarrollo del proyecto.....	3
Capítulo 2: La competición Motostudent y el equipo MotoUPCT	5
Capítulo 3: Descripción del motor	9
3.1 Descripción general del motor original.....	10
3.2 Modificaciones sobre el motor original	14
3.3 Mediciones geométricas directas	14
• Filtro de aire	15
• Cuerpo de inyección.....	15
• Conducto de escape.....	15
• Silenciador.....	15
• Junta de culata	15
• Holgura mínima válvula-pistón.....	16
3.4 Obtención del diagrama de distribución	18
3.4.1 Introducción	18
3.4.2 Toma de datos	19
3.5 Obtención de los coeficientes de flujo	22
3.5.1 Ensayo en banco de flujo	23
3.5.2 Cálculo de los coeficientes de flujo	28
3.6 Obtención de los coeficientes de descarga.....	33
3.7 Mediciones de par y potencia	35
3.8 Datos obtenidos por bibliografía.....	36
Capítulo 4: Modelado del motor Sherco 250i-R.....	39
4.1 Control de simulación (Simulation Control).....	40
4.2 Motor (Engine).....	41
4.3 MODELO 1: motor modificado y modelado con cuatro válvulas.....	41
4.3.1 Límite del sistema 1 (System Boundary 1, SB1).....	42
4.3.2 Conducto 1 (Pipe 1)	42
4.3.3 Inyector 1 (Injector 1, I1).....	43
4.3.4 Conducto 2 (Pipe 2)	43
4.3.5 Unión 1 (Junction 1, J1).....	44
4.3.6 Conductos 3 y 4 (Pipe 3 y Pipe 4).....	44
4.3.7 Cilindro (Cylinder).....	44

4.3.8 Conductos 5 y 6 (Pipe 5 y Pipe 6).....	47
4.3.9 Unión 2 (Junction 2, J2).....	47
4.3.10 Conducto 7 (Pipe 7)	47
4.3.11 Límite del sistema 2 (System Boundary 2, SB2).....	48
4.3.12 Control de inyección PID.....	48
4.4 MODELO 2: motor modificado y modelado con conductos unificados	49
4.5 MODELO 3: motor original	52
4.5.1 Aproximación de los coeficientes de flujo originales.....	52
Capítulo 5: Resultados y ajuste de los modelos.....	55
5.1 MODELO 1	57
5.2 MODELO 2	60
5.3 MODELO 3	61
5.4 Otros datos	62
5.4.1 Rendimiento volumétrico.....	62
5.4.2 Consumo específico de combustible.....	63
Capítulo 6: Estudio de potenciación del motor.....	65
6.1 Inyección.....	66
6.2 Sistema de admisión	69
6.3 Sistema de escape	74
6.4 Cilindro y culata.....	77
6.4.1 Compresión.....	77
6.4.2 Válvulas y árboles de levas.....	80
6.5 Encendido	84
6.6 Modelo optimizado final.....	85
Capítulo 7: Conclusiones y futuros desarrollos	89
7.1 Conclusiones	90
7.2 Futuros desarrollos.....	91
Bibliografía	93
ANEXOS	95

Índice de Figuras

<i>Figura 1: prototipo UPCT M3 rodando en el circuito de Motorland en manos de un piloto probador.</i>	7
<i>Figura 2: motor Sherco perteneciente a la motocicleta SE 250i-R (Fuente: Sherco).</i>	10
<i>Figura 3: vista de la culata con las cuatro válvulas montadas y sin bujía.</i>	11
<i>Figura 4: vista del embrague multidisco desmontado.</i>	11
<i>Figura 5: vista de la bomba de aceite de tipo trocoidal en uno de los lados del motor.</i>	12
<i>Figura 6: vista de los engranajes del cambio, el sistema de engrane, las horquillas y el tambor de selección.</i>	12
<i>Figura 7: tabla de datos generales del motor.</i>	13
<i>Figura 8: escape utilizado en la motocicleta.</i>	14
<i>Figura 9: filtro de aire cónico del tipo utilizado en el motor.</i>	15
<i>Figura 10: espesor de las juntas de culata.</i>	15
<i>Figura 11: vista de las juntas de culata separadas.</i>	16
<i>Figura 12: vista del pistón con el material deformable aplicado.</i>	17
<i>Figura 13: vista de la holgura válvula-pistón apreciable en el espesor del material.</i>	17
<i>Figura 14: vista del dibujo CAD del árbol de levas de admisión.</i>	19
<i>Figura 15: vista del motor durante la toma de datos de la distribución.</i>	20
<i>Figura 16: diagrama de distribución del motor.</i>	20
<i>Figura 17: curvas de alzado de válvulas.</i>	21
<i>Figura 18: dibujo esquemático del flujo en orificios.</i>	22
<i>Figura 19: ecuación para el cálculo del gasto másico a través de un orificio en condiciones isoentrópicas.</i>	23
<i>Figura 20: ecuación utilizada por el software para el cálculo del área efectiva.</i>	23
<i>Figura 21: equipo experimental SF-110E utilizado para el ensayo.</i>	24
<i>Figura 22: dibujo esquemático del equipo y los flujos en aspiración e impulsión.</i>	25
<i>Figura 23: tabla con las diferentes combinaciones de diafragmas y sus rangos de caudal asociado.</i>	26
<i>Figura 24: imagen de la culata montada en el banco de flujo.</i>	26
<i>Figura 25: resultados de la toma de datos para las válvulas de admisión.</i>	27
<i>Figura 26: resultados de la toma de datos para las válvulas de escape.</i>	28
<i>Figura 27: ecuación que define el cálculo del coeficiente de flujo.</i>	29
<i>Figura 28: resultados del cálculo de los coeficientes de flujo en admisión.</i>	29
<i>Figura 29: resultados del cálculo de los coeficientes de flujo en escape.</i>	30
<i>Figura 30: coeficientes de flujo para las válvulas de admisión y escape</i>	30
<i>Figura 31: dibujo esquemático de las áreas de paso del flujo en la culata.</i>	31
<i>Figura 32: imagen del conducto de admisión con las mejoras realizadas.</i>	31
<i>Figura 33: diámetros equivalentes utilizados en el cálculo del gasto ideal.</i>	32
<i>Figura 34: coeficiente de flujo del cuerpo de inyección.</i>	33
<i>Figura 35: coeficiente de flujo del cuerpo de inyección junto con el filtro.</i>	33
<i>Figura 36: coeficiente de flujo para el escape con flujo en expulsión.</i>	33
<i>Figura 37: coeficiente de flujo para el escape con flujo en aspiración (reflujo de gases).</i>	33
<i>Figura 38: ecuación que define el cálculo del coeficiente de descarga.</i>	34
<i>Figura 39: coeficientes de descarga en admisión.</i>	34
<i>Figura 40: curvas de par y potencia a plena carga en el motor de estudio.</i>	35
<i>Figura 41: dosado a plena carga medido conducto de escape.</i>	36
<i>Figura 42: tabla de avances de encendido.</i>	37
<i>Figura 43: tabla de riquezas.</i>	37
<i>Figura 44: avance de encendido a plena carga</i>	38

Figura 45: relación aire-combustible (Air Fuel Ratio) a plena carga.....	38
Figura 46: parámetros de inicialización de los tres casos utilizados.	41
Figura 47: tabla de pérdidas mecánicas en función del régimen de giro.	41
Figura 48: dibujo esquemático de la disposición de conductos en el MODELO 1.	41
Figura 49: vista gráfica del MODELO 1 en el software Boost.	42
Figura 50: geometría del conducto 1.	42
Figura 51: dosado a plena carga utilizado en el MODELO 1.	43
Figura 52: geometría del conducto 2.	43
Figura 53: especificación general del cilindro.	44
Figura 54: superficie de válvula y temperatura de pared del sistema de admisión y escape.	46
Figura 55: relación de presiones aguas arriba y aguas abajo de las válvulas de admisión.	46
Figura 56: relación de presiones aguas arriba y aguas abajo de las válvulas de escape.	47
Figura 57: geometría del conducto 7.	48
Figura 58: dibujo esquemático de la disposición de conductos en el MODELO 2.	49
Figura 59: vista gráfica del MODELO 2 en el software Boost.....	50
Figura 60: dimensiones del tramo de admisión para el MODELO 2.	50
Figura 61: dimensiones del tramo de escape para el MODELO 2.	51
Figura 62: superficie de válvula y temperatura de pared del sistema de admisión y escape en el MODELO 2.	51
Figura 63: ecuación para obtener el factor de escala.	51
Figura 64: dosado a plena carga utilizado en el MODELO 3.	52
Figura 65: comparación entre los coeficientes de medidos y los estimados para la admisión del MODELO 3.	53
Figura 66: comparación entre los coeficientes medidos y los estimados para el escape en el MODELO 3.	53
Figura 67: valores de par obtenidos en el barrido de duraciones de combustión.	57
Figura 68: duración de la combustión óptima obtenida.	58
Figura 69: comparación de la curva de par medida con la modelada.	58
Figura 70: par obtenido en el MODELO 1 respecto al régimen de giro, tras el ajuste final.	59
Figura 71: comparación del par modelado ajustado frente al par medido.	59
Figura 72: curva de par del MODELO 2 comparada con el MODELO 1 y el par medido....	60
Figura 73: curva de par del MODELO 3 comparada con el par del motor original.	61
Figura 74: comparación del rendimiento volumétrico de los tres modelos.	62
Figura 75: comparación del consumo específico de combustible en los tres modelos.	63
Figura 76: dosado a plena carga medido en el conducto de escape.	66
Figura 77: tabla de dosados relativos implementados en el modelo.	67
Figura 78: curvas de par obtenidas con los diferentes dosados.	68
Figura 79: dosado optimizado obtenido tras el estudio	68
Figura 80: par a plena carga tras la optimización del dosado.	69
Figura 81: sobrepresión en la caja de filtro para diferentes velocidades.	70
Figura 82: potencia a carga máxima con la admisión presurizada.	71
Figura 83: comportamiento de la presión en la válvula de admisión.	72
Figura 84: par obtenido con la admisión sintonizada.	73
Figura 85: rendimiento volumétrico con la admisión sintonizada.	74
Figura 86: comportamiento de la presión en la válvula de escape.	75
Figura 87: par obtenido con el escape sintonizado.	76
Figura 88: rendimiento volumétrico con escape sintonizado.	77
Figura 89: curvas de par obtenidas con diferentes relaciones de compresión recomendadas.	79
Figura 90: comparación entre el alzado de escape original y el aumentado.	81

<i>Figura 91: par obtenido al aumentar 1 mm el alzado de las válvulas de escape.</i>	<i>81</i>
<i>Figura 92: curvas de par obtenidas desfasando el árbol de levas de admisión.....</i>	<i>83</i>
<i>Figura 93: curvas de par obtenidas desfasando el árbol de levas de escape.</i>	<i>84</i>
<i>Figura 94: par obtenido tras la optimización final.</i>	<i>86</i>
<i>Figura 95: potencia obtenida tras la optimización final.</i>	<i>86</i>

Capítulo 1: Introducción

Capítulo 1: Introducción

1.1 Antecedentes

Dentro del campo de iniciativas tomadas para estimular el crecimiento de empresas de base tecnológica, y en especial de las de competición del motor, se creó en 2010 la Ciudad del Motor de Aragón (Motorland). Estas instalaciones disponen de diferentes pistas de velocidad y de espacios para la creación de empresas afines al sector de la competición.

Desde 2010, se viene celebrando en Motorland, con carácter bianual, la competición Motostudent. En esta competición, diferentes universidades nacionales e internacionales llevan a cabo un proyecto de diseño, fabricación, puesta a punto y financiación de un prototipo de motocicleta de baja cilindrada. Existen diferentes categorías puntuables en las que se valora el diseño, el proyecto y el comportamiento del vehículo en pista. Esta última categoría se evalúa en forma de carrera de velocidad en el circuito.

Para reducir costes y simplificar el difícil trabajo de diseñar un vehículo completo, todos los equipos disponen de motor, neumáticos, frenos y suspensiones iguales. Además, la modificación de estos sistemas está limitada según un reglamento. Queda total libertad de diseño en apartados fundamentales como el chasis y la carrocería.

Dentro de los elementos comunes, el motor es el sistema más complejo y a la vez uno de los más importantes. A pesar de no poder modificarse sus elementos internos, resulta interesante realizar un estudio profundo del mismo para ajustar y mejorar al máximo sus componentes.

Cada edición de la competición ha utilizado un motor diferente. En 2010 se utilizó un monocilíndrico de dos tiempos y 125cc, mientras que en 2012, 2014 y 2016 se sustituye por un monocilíndrico de cuatro tiempos y 250cc.

A la hora de llevar a cabo la optimización de un motor de combustión interna, existen diferentes métodos de mejora. De forma clásica, se realizan modificaciones y se validan con ensayos en banco. Sin embargo, desde hace años, existen códigos de cálculo especializados con los que se puede crear un modelo matemático que simule el comportamiento del flujo en el interior del motor. Tras ajustar correctamente el modelo, se puede comprender en profundidad el comportamiento termodinámico del motor. Esta información, permite estudiar en él numerosas modificaciones. Una de las principales ventajas frente a métodos clásicos es el ahorro en el coste material de modificar físicamente el motor y el coste de los medios de ensayo. Otra gran ventaja son las enormes posibilidades en cuanto a parámetros registrables. Al tratarse de un modelo de cálculo, se pueden obtener medidas que resultan imposibles de conseguir en un ensayo en banco, o económicamente inviables. Estas características hacen que el uso de software de modelado sea hoy una herramienta imprescindible en la industria de la automoción.

Por otra parte, el coste en licencias del software se justifica cuando se hace una utilización extensiva del mismo, y se obtiene el consiguiente ahorro en ensayos y piezas. Por este motivo, suelen ser las grandes empresas fabricantes de vehículos las que utilizan este tipo de herramientas, quedando el sector de la pequeña empresa más limitado a métodos clásicos.

1.2 Objeto del proyecto

En el marco de la competición Motostudent, la Universidad Politécnica de Cartagena (UPCT), ha participado en todas las ediciones hasta la fecha, con grandes resultados en las diversas categorías.

Aprovechando la existencia y disponibilidad de todos los prototipos fabricados en la UPCT hasta 2015, se ha tomado el motor del prototipo de 2014 para realizar un estudio de mejora. El motor de estudio es el que equipa la motocicleta de enduro de la marca Sherco, modelo 250i-R.

En consecuencia, el objeto del siguiente proyecto es el diseño de las modificaciones pertinentes para la potenciación de un motor de cuatro tiempos de pequeña cilindrada destinado a propulsar la motocicleta de competición Motostudent 2014 de la Universidad Politécnica de Cartagena. Para ello se utilizará el código de cálculo AVL Boost.

Otro de los objetivos, dado el gran interés del autor por la materia, es profundizar en el conocimiento de motores de cuatro tiempos, y en las diferentes técnicas de mejora de los mismos con vistas al uso en competición.

Por último, como objetivo secundario de este proyecto, se pretende introducir la competición Motostudent en la Universidad de Valladolid, a la espera de que los alumnos de la misma tomen parte en futuras ediciones.

1.3 Desarrollo del proyecto

A continuación se resumen los puntos tratados en el presente proyecto:

- Introducción a la competición Motostudent y el equipo MotoUPCT.
- Descripción del motor
- Toma de datos referentes al motor para su posterior utilización.
- Ensayo de la culata para caracterización del sistema de admisión y escape.
- Obtención de los coeficientes de flujo y del diagrama de distribución.
- Realización de ensayos en banco de rodillos del vehículo completo.
- Creación de los modelos con AVL Boost.
- Ajuste de los modelos hasta validar las curvas de par correspondientes.
- Estudio paramétrico de modificaciones para mejorar las prestaciones del motor.
- Propuesta de un conjunto de modificaciones final.

Capítulo 2: La competición Motostudent y el equipo MotoUPCT

Capítulo 2: La competición Motostudent y el equipo MotoUPCT

La competición Motostudent nace en 2010 promovida por la fundación Moto Engineering Foundation. Su objetivo es promover el desarrollo tecnológico en el sector de la motocicleta, ofreciendo un marco competitivo a las universidades participantes donde los jóvenes ingenieros puedan desarrollar conocimientos aplicados. El carácter de esta competición es bianual.

Motostudent propone el reto de diseñar, construir y desarrollar prototipos de motocicleta en la especialidad de velocidad. Los equipos participantes disponen de un motor, suspensiones, frenos y neumáticos comunes. El chasis del vehículo, la carrocería, los elementos de control y el ajuste del conjunto se lleva a cabo en forma de proyecto. Éste además ha de financiarse a través de recursos conseguidos por el propio equipo, que también ha de proyectar el proceso de fabricación en serie para 500 unidades durante cinco años. Estas características dotan el proyecto de una amplitud que requiere la división del trabajo en departamentos, tal y como se lleva a cabo en una empresa real.

La competición se divide en las siguientes cuatro fases:

FASE 1: verificación de los requisitos de seguridad y funcionamiento en parque cerrado. Es requisito indispensable para avanzar a las siguientes fases.

FASE 2 ó MS1: evaluación del proyecto industrial, donde se tiene en cuenta el apartado técnico, estético y económico. Esta evaluación se lleva a cabo por grandes profesionales del sector y conlleva premios al “mejor proyecto industrial” y “mejor diseño”.

FASE 3: evaluación del prototipo en banco, incluyendo pruebas de frenada, emisiones y resistencia estática de chasis. Es requisito indispensable para avanzar a la fase final.

FASE 4 ó MS2: evaluación del comportamiento del vehículo. Realizado por pilotos probadores senior en circuito. Dentro de esta fase se realiza una carrera en la que cada equipo cuenta con su propio piloto. El resultado de la carrera y la valoración de los probadores determinan la puntuación final. Esta categoría conlleva premios al “mejor proyecto”.

La próxima edición (2016) constará por primera vez de dos categorías, “Petrol” y “Full electric”. En esta última estará formada por prototipos de propulsión 100% eléctrica, dotando a este evento de una buena proyección hacia el futuro.

La Universidad Politécnica de Cartagena ha participado en todas las ediciones realizadas hasta la fecha bajo las siglas del equipo “MotoUPCT”, del que ha formado y forma parte el autor. Durante el transcurso de las tres ediciones realizadas, el equipo se ha formalizado como estructura, con miembros permanentes que guían en el proceso a los estudiantes que se incorporan cada año. El resultado es un proyecto cada vez más especializado y de más calidad. De igual forma, el prototipo ha crecido en calidad y velocidad cada año.



Figura 1: prototipo UPCT M3 rodando en el circuito de Motorland en manos de un piloto probador.

Este proyecto se ha llevado a cabo sobre el prototipo de la edición 2014, donde se consiguió la cuarta posición final (MS2), a escasa distancia de la tercera. Por motivos de tiempo, el motor no fue sometido a ningún estudio y se utilizó en configuración completamente estándar. Con la intención de no detener el desarrollo y seguir acumulando experiencia, se ha llevado a cabo el estudio de mejora una vez terminada la competición. De esta forma, no existen las estrictas condiciones temporales del proyecto, y también existe total libertad en cuanto a la modificación interna del motor.

Capítulo 3: Descripción del motor

Capítulo 3: Descripción del motor

3.1 Descripción general del motor original

El motor utilizado en este proyecto es un monocilíndrico de 4 tiempos de 250cc. Es el motor que equipa una motocicleta de serie de la marca Catalano-Francesa Sherco, modelo 250i-R, de la especialidad enduro. El motor se fabrica en la factoría de la marca en Nymes (Francia) y rinde aproximadamente 37 CV a 12.000 rpm.



Figura 2: motor Sherco perteneciente a la motocicleta SE 250i-R (Fuente: Sherco)

El sistema de admisión es de aspiración natural, con regulación por válvula de mariposa de accionamiento mecánico.

Incorpora un cuerpo de inyección con un inyector pilotado de control electrónico. Tanto la inyección como el encendido son comandados por una centralita de la marca Magneti Marelli. Es destacable que no incorpora caudalímetro. El caudal de aire en la admisión se calcula de manera indirecta en base al llenado teórico del cilindro, utilizando los sensores de temperatura, régimen del motor y presión atmosférica. Tampoco incorpora sonda de oxígeno en escape. Estas dos características son importantes, ya que implican que el dosado programado en la centralita se calibra para el motor en estado original, y montado en el vehículo original. Cualquier cambio en elementos como la culata o el escape, implicarán caudales diferentes, y por lo tanto, el dosado quedará fuera de punto.

El sistema de escape es de una única salida, incorporando un silenciador final. Al tratarse de un vehículo off-road, sólo utiliza un pequeño catalizador en escape como sistema de tratamiento de gases, sin utilizar sonda de oxígeno.

Cuenta con dos válvulas de admisión y dos de escape, ambas de acero. Están accionadas por dos árboles de levas independientes, comandados por cadena de distribución. El giro de la cadena se transmite mediante un engranaje en el cárter, tras una etapa de desmultiplicación desde el cigüeñal. El sistema de retorno de las válvulas es por muelle helicoidal, mientras que el contacto válvula-leva se realiza mediante vasos invertidos y pastillas calibradas.



Figura 3: vista de la culata con las cuatro válvulas montadas y sin bujía.

El pistón es de aluminio forjado, de cabeza plana con una hendidura inclinada para cada válvula. Incorpora dos segmentos. La biela y cigüeñal son de fundición de acero.

El embrague es multidisco en baño de aceite, accionado de forma hidráulica desde la maneta. El sistema de cierre consta de cinco muelles helicoidales.



Figura 4: vista del embrague multidisco desmontado.

El sistema de refrigeración es por líquido, con bomba centrífuga. El sistema de engrase es por aceite a presión, con doble bomba trocoidal integrada en cárteres. Utiliza un litro de aceite SAE 10W60 y su limpieza se lleva a cabo mediante filtro de papel.

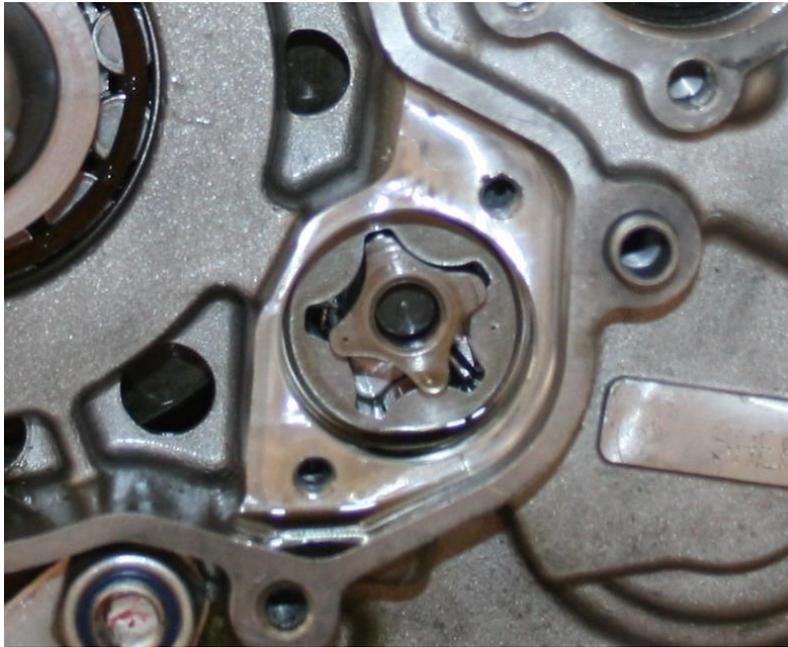


Figura 5: vista de la bomba de aceite de tipo trocoidal en uno de los lados del motor.

La caja de cambios es de seis velocidades y cuenta con engranajes de dientes rectos. Éstos son engranados mediante sistema “dog-box”, que carecen de sincronizador. El accionamiento de las horquillas del cambio se lleva a cabo a través de un tambor de selección de aluminio con guías labradas.

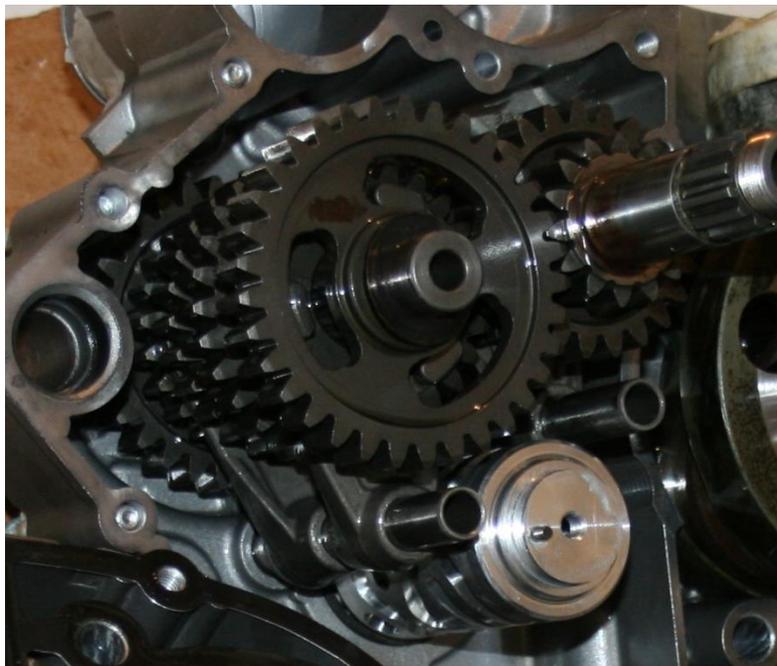


Figura 6: vista de los engranajes del cambio, el sistema de engrane, las horquillas y el tambor de selección.

La utilización de engranajes rectos sin sincronizadores permite la transmisión de mayores pares. Tratándose de un motor de baja cilindrada que ofrece un máximo de 25 Nm, esta ventaja es aprovechada reduciendo el tamaño de los piñones. De esta forma se gana compacidad en el cambio, ya que éste va dentro del mismo cárter del motor.

El arranque se realiza mediante motor eléctrico.

A continuación se presenta una tabla con las dimensiones internas y características generales del motor original, según datos declarados por el fabricante.

Motor Sherco SE 250i –R - Características técnicas

Tipo de motor	SE 250i - R, monocilíndrico de 4 tiempos, DOHC, 4 válvulas
Potencia máxima	37 CV a 12000 rpm
Par máximo	25 Nm a 7000 rpm
Combustible	Gasolina sin plomo 95
Refrigeración del motor	Refrigeración líquida
Cilindrada	249.4cc
Diámetro x carrera	78.0 x 52.0 mm
Pistón	Aluminio forjado
Relación de compresión	12.6
Sistema distribución	4 válvulas DOHC, mando por cadena
Diámetro válvula admisión	29 mm
Diámetro válvula escape	25 mm
Sistema de lubricación	Aceite a presión con dos bombas de engranaje trocoidal
Aceite	1 litro SAE 10W60
Alimentación	Inyección electrónica, centralita Magneti Marelli IAW15P
Embrague	Multi-disco en baño de aceite. Mando hidráulico
Sistema de encendido	Electrónico
Arranque	Eléctrico
Batería	12 V - 6.5 Ah
Transmisión	6 velocidades
Relación primaria	3.333 (accionamiento por engranajes)
Relación final	3.692 (accionamiento por cadena)
Relaciones de cambio	
	1ª 2.357
	2ª 1.765
	3ª 1.474
	4ª 1.238
	5ª 1.043
	6ª 0.880

Figura 7: tabla de datos generales del motor.

3.2 Modificaciones sobre el motor original

El único cambio que el motor original incorporó en la competición Motostudent fue el sistema de escape. Éste fue diseñado y fabricado a medida por la empresa murciana Turbokit. Está construido a base de tubos de acero que configuran una geometría adaptada a la forma del chasis y los anclajes disponibles. El escape no incorpora ninguna restricción interna. Por motivos estéticos, el extremo tiene un silenciador cónico, en cuyo interior se aloja un tubo recto perforado. Cabe señalar que el tubo interior respeta el diámetro del resto del sistema, por lo que no opone resistencia al flujo de gases y sólo actúa como resonador.



Figura 8: escape utilizado en la motocicleta.

Dado que el motor se ha tomado del vehículo una vez pasada la competición Motostudent, éste pudo ser modificado libremente. En los meses posteriores a la carrera, y tras varias averías provocadas por la bomba de agua defectuosa, el motor se desmontó para su reparación. Aprovechando el desmontaje, un técnico especializado en competición modificó manualmente los conductos de admisión y escape, realizando un proceso de porteado y pulido, a fin de ampliar la sección de paso, suavizar la forma de ambos colectores, y facilitar el flujo de gases. Esta única modificación no fue acompañada de reajustes en la inyección ni el encendido, por lo que el rendimiento del motor no mejoró todo lo posible.

Ambas modificaciones se han tenido en cuenta a la hora de evaluar el rendimiento del motor.

3.3 Mediciones geométricas directas

Para tener una caracterización lo más precisa posible del motor, se ha procedido a desmontarlo por completo. Aprovechando una revisión para el cambio de todas las juntas del bloque, se han tomado las medidas necesarias para complementar la información proporcionada por el fabricante. Algunas de las mediciones se han realizado enfocadas a las posteriores modificaciones a estudiar.

En primer lugar se han obtenido las medidas de todos los elementos auxiliares por los que circula el flujo de gases del motor, que son los siguientes:

- **Filtro de aire:** de forma troncocónica, con una entrada de aire lateral aproximada de 10600 mm^2 . Tiene una longitud de 66 mm y diámetros de 75 a 50 mm. El elemento filtrante es espuma polimérica plegada, impregnada en aceite. El diámetro de salida es de 45 mm. Se conecta al cuerpo de inyección mediante manguito elástico y brida metálica.



Figura 9: filtro de aire cónico del tipo utilizado en el motor.

- **Cuerpo de inyección:** de forma cilíndrica, con una reducción de diámetro tras la mariposa y el inyector. Tiene un diámetro de 45mm a la entrada (coincidente con el del filtro) y 39 mm a la salida. Su longitud total es de 80 mm. Se conecta a la toma de admisión de la culata mediante manguito elástico y brida metálica.
- **Conducto de escape:** formado por diferentes tramos cilíndricos de acero. Se combinan mediante soldadura tramos rectos y curvos, para adaptarse a la forma de la motocicleta. El escape es de fabricación artesanal, por lo que no se disponen planos. Se han tomado medidas de diámetro exterior en todos los tramos, obteniéndose un diámetro creciente de 35 a 62 mm. Descontando el espesor de chapa de 1.3 mm, se ha definido la geometría interna.
- **Silenciador:** formado por un cilindro perforado que mantiene el diámetro del último tramo de colector. Este cilindro perforado se encuentra dentro de una carcasa cónica a modo de silenciador-resonador. La longitud total del silenciador es de 420 mm.

Las dimensiones del sistema de escape y el cuerpo de inyección se encuentran detalladas en el ANEXO 1.

En segundo lugar, se ha determinado otras geometrías que se estimaron determinantes para estudiar las futuras modificaciones internas. Son las siguientes:

- **Junta de culata:** con el propósito de estudiar un aumento en la relación de compresión, se ha tomado medida de los espesores de junta de culata. Este método es muy económico y nada destructivo a la hora de aumentar la compresión. La junta está formada por tres láminas metálicas de diferentes espesores que se detallan en la siguiente tabla.

Espesor juntas de culata	
Superior	0.25 mm
Intermedia	0.15 mm
Inferior	0.25 mm
Total	0.65 mm

Figura 10: espesor de las juntas de culata.

Esta disposición en varias láminas es típica en motores modernos, ya que permite un diseño funcional entre las caras que garantiza un mejor sellado. Para definir con más detalle la disposición de dichas juntas, se muestra una fotografía tomada con los elementos separados manualmente.



Figura 11: vista de las juntas de culata separadas.

- **Holgura mínima válvula-pistón:** otro de los parámetros importantes a la hora de aumentar las prestaciones es el llenado. En un motor con geometría de admisión fija, se puede mejorar el llenado modificando de forma permanente los árboles de levas. Modificando el perfil de las levas se puede aumentar el tiempo que la válvula permanece abierta, y el alzado de la misma. La modificación del alzado de válvulas, la reducción de la junta de culata, o el propio rebaje de la culata, tienen una fuerte limitación mecánica. Ésta viene marcada por el posible contacto entre válvulas, o entre válvulas y pistón, ambos casos con consecuencias destructivas.

PROCEDIMIENTO: Para determinar el margen existente entre válvulas y pistón, se ha realizado un procedimiento que consiste en introducir un material deformable sobre el pistón, accionar las válvulas y medir las deformaciones del material. Dado que la medición requiere desmontar gran parte del motor, ha sido realizada a la vez que el resto de mediciones y operaciones de mantenimiento.

En primer lugar se levanta la tapa de culata, se suelta el tensor de cadena y se retira la cadena de distribución. Se levanta la culata y se lleva el pistón a punto muerto superior. En esta posición se coloca plastilina o un material similar sobre las hendiduras de válvula labradas en el pistón.

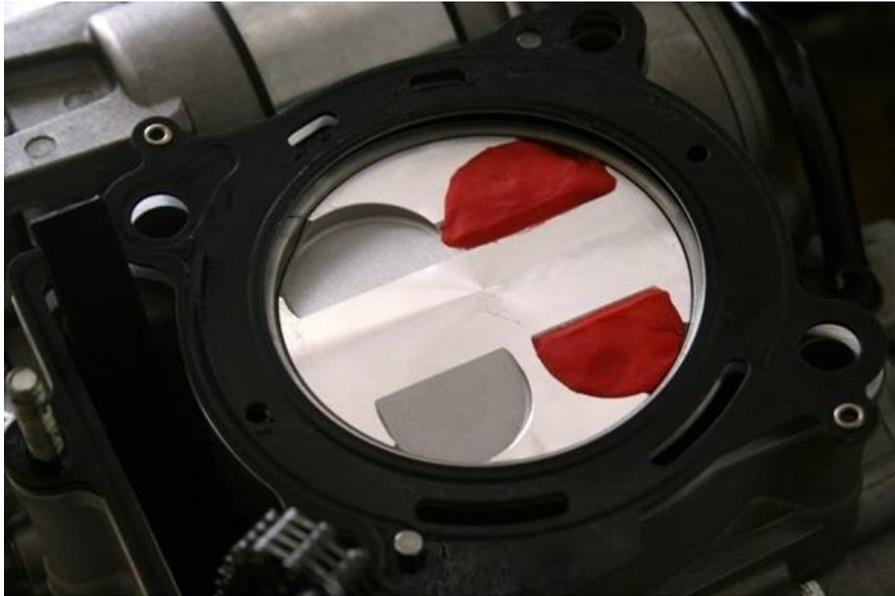


Figura 12: vista del pistón con el material deformable aplicado.

A continuación se vuelve a montar la culata con el apriete correspondiente y se hacen girar los árboles de levas varias vueltas completas para asegurar que las válvulas pisen la plastilina. Después se levanta la culata y se retira el material con un corte lo más limpio posible en la zona central de la hendidura. Con cuidado de no deformarlo se toma medida del espesor mínimo en esta zona.

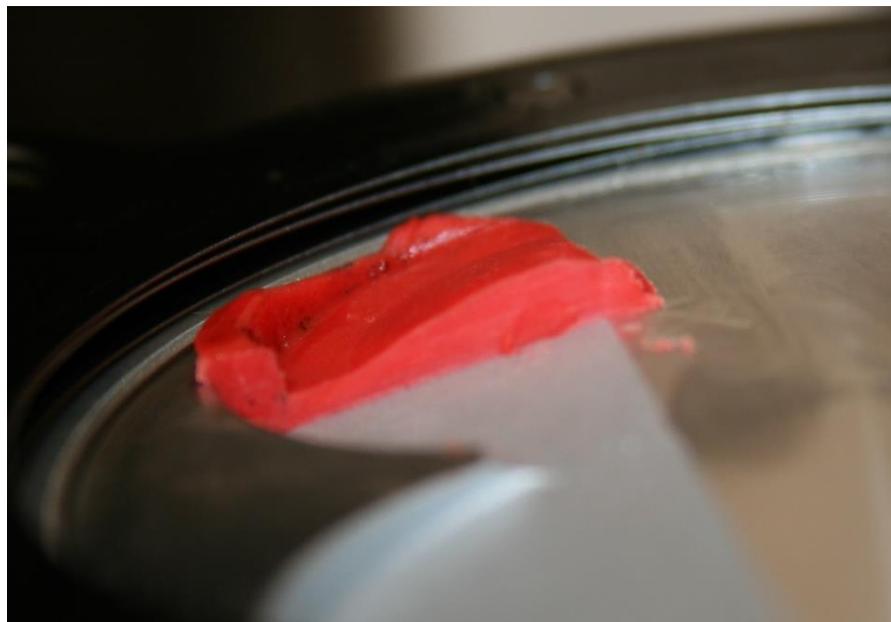


Figura 13: vista de la holgura válvula-pistón apreciable en el espesor del material.

El espesor mínimo para las válvulas de admisión es de 1.05 mm, mientras que para el escape es de 2.52 mm. Esta apreciable diferencia entre admisión y escape se debe a los márgenes de seguridad que se implementan por motivos de fiabilidad. En el caso de la admisión, la apertura se realiza al final de la fase de escape. En este momento el pistón está subiendo hacia el PMS. Cuando la válvula se aproxima a su apertura máxima, el pistón ya se encuentra bajando, por lo que en caso de un

levantamiento de válvula por encima del límite (válvula flotando tras perder el contacto con la leva) o una dilatación excesiva del sistema, el riesgo de contacto es bajo. En el caso de la válvula de escape, ésta se encuentra abierta durante todo el ascenso del pistón durante el tiempo de escape. Cuando la válvula se aproxime a su máxima alzada, el pistón se encuentra subiendo. En este caso, una válvula flotando o una dilatación excesiva entraña un riesgo de contacto mayor, y por lo tanto, la holgura dejada por el fabricante es mayor.

Con esta información, se podrá estudiar la posibilidad tanto de aumentar el alzado de válvulas como de rebajar la culata o la junta de la misma. Ambos conceptos se detallarán en los capítulos finales.

3.4 Obtención del diagrama de distribución

3.4.1 Introducción

El diagrama de distribución es una característica determinante del carácter de un motor de cuatro tiempos. El nivel de alzado de válvulas define qué cantidad de gases pueden entrar al cilindro. Los momentos de apertura de admisión y escape determinan a qué régimen se obtiene el mejor llenado del cilindro.

Si los adelantos de apertura y cierre son pequeños, éstos serán muy cercanos a los puntos muertos inferior y superior. La velocidad relativa de los gases respecto al pistón será baja, y éstos acompañarán su movimiento. Por este motivo el motor tendrá un buen llenado a velocidades bajas, obteniendo mejores cifras de par a regímenes bajos. Al subir el régimen, los efectos inerciales no se aprovecharán, e incluso empeorarán el llenado.

Si la distribución fija adelantos de apertura y cierre amplios, a velocidades bajas, se producirán importantes reflujos, ya que el movimiento de los gases viene muy marcado por el pistón. Este efecto producirá un empeoramiento del rendimiento volumétrico. Por el contrario, a altas velocidades de giro, los gases tendrán una gran inercia que permite seguir llenando cuando el pistón empieza el tiempo de compresión. Igualmente, mantener el escape abierto cuando el pistón empieza el tiempo de admisión, permitirá, gracias a la inercia, seguir vaciando.

Tal y como se ha explicado, ambos parámetros tienen una fuerte influencia en el rendimiento volumétrico, de forma que la distribución configurará un motor con alto rendimiento a bajo, medio o alto régimen. Para evitar este compromiso, lo ideal es tener unos levantamientos y tiempos de apertura óptimos para cada régimen. A lo largo de la historia, se han desarrollado diferentes sistemas de actuación mecánica que varían tanto el tiempo de apertura (sistemas tipo “Variable Valve Timing” o “VVT”), como el alzado (sistemas tipo “Variable Valve Timing and Lift Electronic Control” o “VTEC”). Estos sistemas se han aplicado mayoritariamente en automóviles de cuatro ruedas, donde además del rendimiento, se optimiza continuamente el consumo. En motocicletas, su presencia es muy reducida ya que en estos vehículos no se busca tanto reducir el consumo, y además resulta más difícil controlar los mecanismos a los altos regímenes de giro de estos motores.

En el caso del motor estudiado, se utiliza una distribución fija, que adquiere los habituales compromisos entre rendimiento a diferentes regímenes. Además, al estar diseñado para un vehículo que circula en terrenos deslizantes, se busca una gran progresividad. No obstante, debido a la progresividad inherente a un motor monocilíndrico de cuatro tiempos, la configuración de válvulas es bastante agresiva.

3.4.2 Toma de datos

La obtención del diagrama de distribución requiere la medición de la geometría de las válvulas, y la determinación de los momentos de apertura y cierre.

Para definir la geometría de las válvulas, éstas se han desmontado del motor y se han tomado medidas lo más precisas posibles. Debido a una geometría que combina diferentes curvas enlazadas, con los datos adquiridos se ha dibujado la forma de los árboles completos con un software CAD 3D, facilitando la posterior obtención de información.

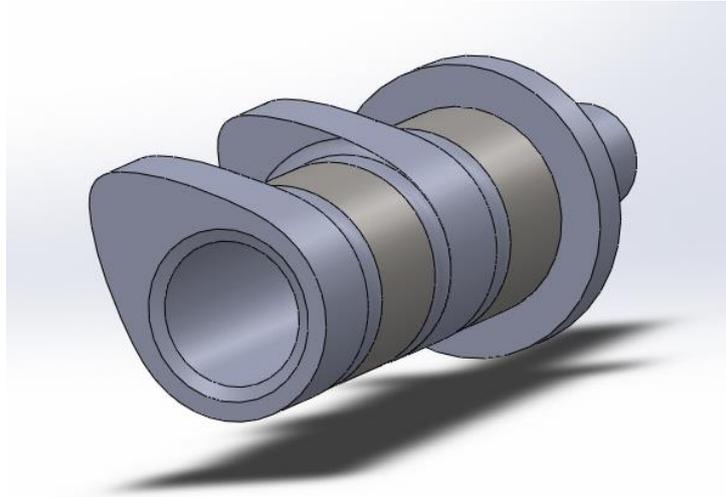


Figura 14: vista del dibujo CAD del árbol de levas de admisión.

Una vez definida la forma de las levas, se determina el calado de la distribución.

PROCEDIMIENTO: esta medición ha de realizarse con el motor montado y la tapa de culata levantada. En primer lugar se coloca un disco solidario al cigüeñal en el lado del encendido, y un marcador fijo a modo de aguja. Desde el tornillo del mismo rotor, y tras centrar el punto muerto superior, se va girando el cigüeñal lentamente. Al mismo tiempo se observa cuidadosamente el movimiento de las levas y se marcan en el disco los puntos en los que empieza y acaba el contacto. Como el perfil de las levas es muy progresivo, se marcan los puntos de inicio de contacto, que son los fácilmente identificables. A partir de este punto, la apertura es muy pequeña y realmente no hay un levantamiento suficiente para el trasiego de gases. Debido a que se tiene bien definida la forma de la leva, se implementarán estos puntos y será el propio levantamiento el que marque el inicio del flujo de gases. Para asegurar la medida, se marcan también los puntos de máximo alzado, fácilmente identificables por la perpendicularidad entre el eje de simetría las levas y la cara superior de los taqués. Esta gran progresividad en el perfil se debe a un diseño de gran calidad, que intenta reducir el golpeteo entre leva y taqué, reduciendo el ruido del motor.

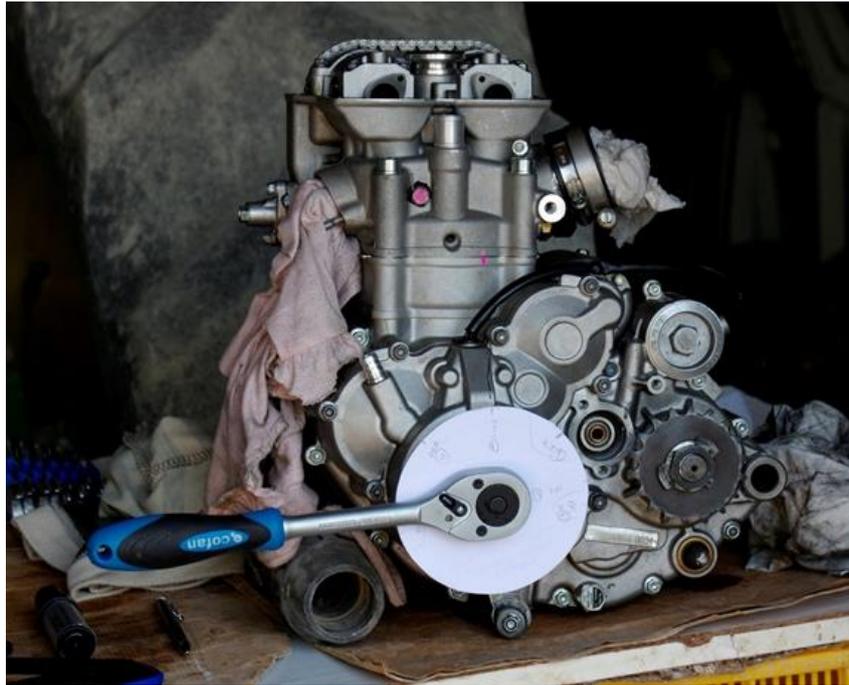


Figura 15: vista del motor durante la toma de datos de la distribución.

Una vez marcados los puntos en el disco se puede trasladar la información a un dibujo esquemático sobre dos vueltas de cigüeñal.

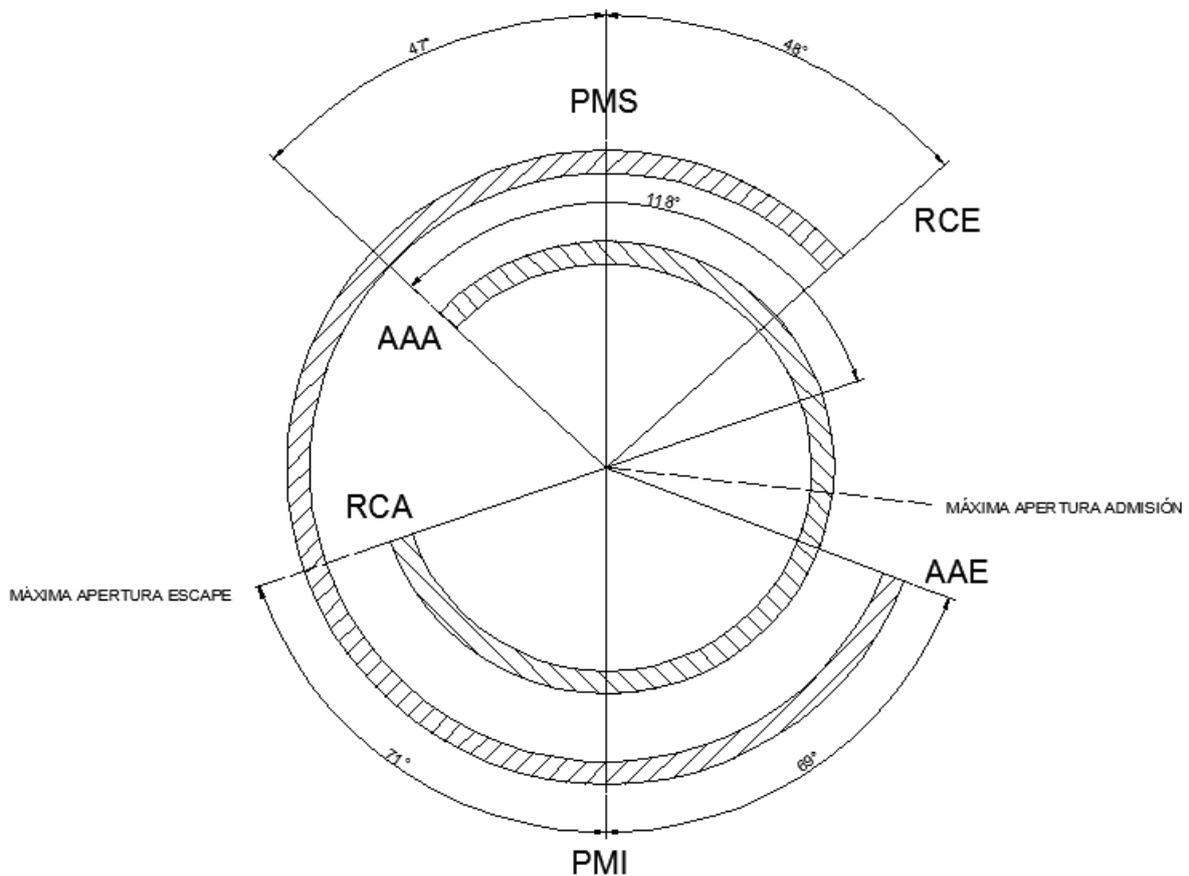


Figura 16: diagrama de distribución del motor.

Aunque el diagrama de distribución aporta una información relevante, es insuficiente tanto para conocer bien la distribución, como para la introducción de datos en el modelo y su posterior modificación. A estos efectos, resulta de mayor utilidad graficar el levantamiento de válvulas frente a los grados de giro del cigüeñal. Si se incluye tanto el levantamiento en admisión como en escape, se aprecia además el tamaño del cruce de válvulas.

Para obtener esta correlación, es necesario combinar la geometría del perfil de las levas, con los momentos de apertura y cierre, quedando ambos perfectamente sincronizados. Dada la dificultad de realizar este proceso de forma manual, se ha recurrido nuevamente a la utilización de un software CAD en la que se ha creado un pequeño ensamblaje válvula-leva. Se ha creado un sólido con una cara plana que tiene un movimiento alternativo lineal en dirección perpendicular al eje del árbol de levas. Con este ensamblaje, se ha simulado un movimiento giratorio de la leva, y un acoplamiento deslizante del sólido plano sobre la misma. El software ofrece la posibilidad de obtener una tabla o gráfico donde se representa la posición del sólido plano respecto a los grados de giro de la leva.

Una vez obtenidas las curvas de alzado, se sincronizan con los datos medidos del diagrama de distribución. En este punto, resulta útil la marca tomada en el punto de alzado máximo, ya que permite ajustar con gran precisión la curva dibujada con los grados de giro del cigüeñal. A continuación se muestra el resultado.

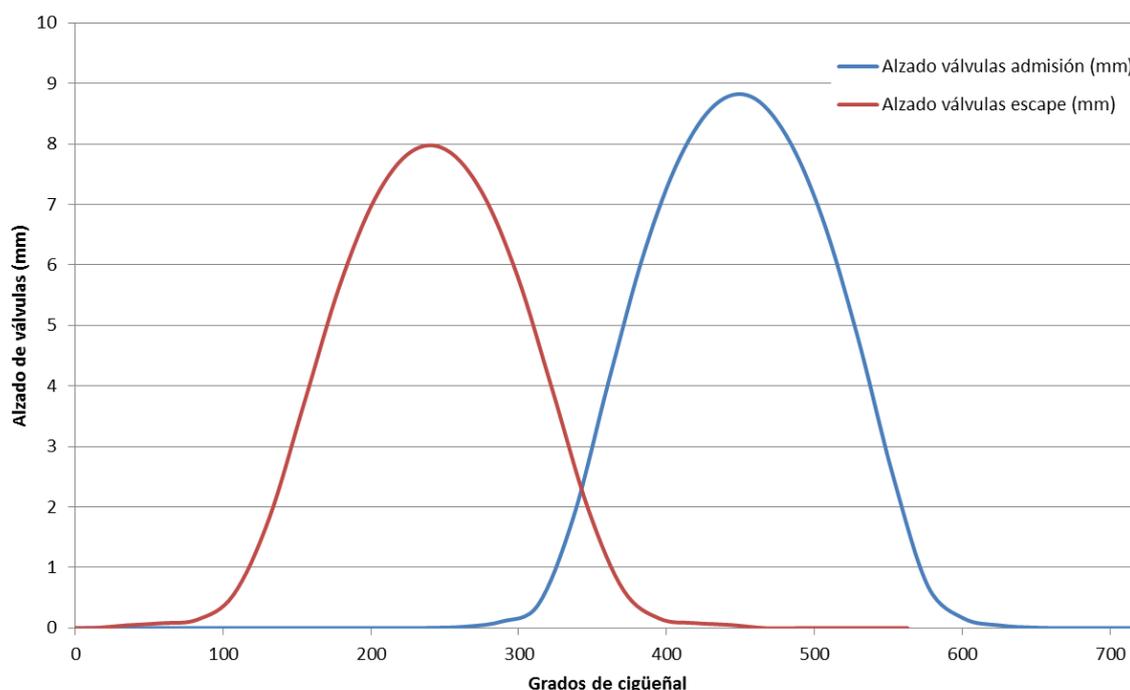


Figura 17: curvas de alzado de válvulas.

Para la admisión, el alzado máximo es de 8.78 mm, mientras que para el escape el alzado máximo es de 7.90 mm. En comparación con motores de usos similares, se aprecia un gran cruce de válvulas y unos tiempos de apertura amplios, lo que denota un carácter del motor enfocado a medio-alto régimen. No obstante, aunque los momentos de apertura y cierre están muy alejados, el perfil lateral de leva es muy progresivo, y en los primeros 50 grados el levantamiento es mínimo, ya que está diseñado para reducir el ruido. De forma análoga ocurre para el cierre.

3.5 Obtención de los coeficientes de flujo

El objeto de este apartado es el de definir el sistema de admisión en parámetros relativos a la introducción de datos en el modelo.

En un motor de cuatro tiempos, el control de la entrada y salida de gases al cilindro lo realizan las válvulas de admisión y escape. Éstas, con un movimiento alternativo entre el asiento y su posición de apertura máxima, determinan una sección de paso al cilindro a cada instante. El comportamiento de los flujos entrantes y salientes al cilindro se puede asumir como un flujo a través de un orificio, con la particularidad de que la sección de paso del orificio varía a lo largo del tiempo.

Un flujo a través de un orificio o una singularidad tiene unas características especiales que conviene definir, ya que aun suponiendo un flujo estacionario, tienen lugar unos fenómenos de gran complejidad. En la siguiente figura se observa un flujo en el que están dibujadas algunas trayectorias aproximadas del mismo.

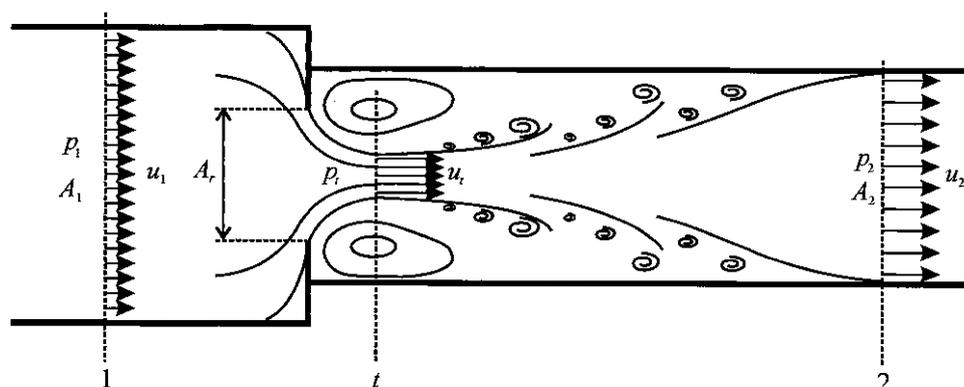


Figura 18: dibujo esquemático del flujo en orificios.

En la sección 1, el flujo está completamente desarrollado, pero tras alcanzar el estrechamiento del orificio se forma una garganta (vena contracta). En esta sección, el área de paso efectiva es inferior al área de paso del orificio. Tras este estrechamiento, el flujo vuelve a desarrollarse hasta alcanzar de nuevo la uniformidad (sección 2), aguas abajo del orificio. A partir de ese punto, circulará con la correspondiente velocidad dependiente de la sección. El motivo de aparición de la garganta es la formación de remolinos en el entorno de la singularidad, en la que el fluido gira impulsado por la corriente central y el aumento repentino de la sección. Este fenómeno se reduce a medida que el fluido se aleja del orificio. La aparición de remolinos implica que en diferentes puntos fuera del entorno de la garganta, existan gradientes radiales de velocidad que provocan las correspondientes pérdidas.

Para cuantificar un flujo de este tipo sería necesario modelizar detalladamente el fenómeno. Al tratarse de un proceso costoso, lento, y que tampoco garantiza una elevada precisión, se recurre con frecuencia a la caracterización experimental. Utilizando una instalación de banco de flujo estacionario, se hace pasar un flujo por la singularidad, y se mide el caudal circulante y la caída de presión en la misma. Con ambos parámetros, se calcula el gasto másico que atraviesa el orificio. A estos datos se une el gasto másico teórico que circularía en un orificio ideal del mismo tamaño, en condiciones ideales. Este gasto puede deducirse de forma rápida utilizando la expresión de Barré Saint-Venant, que calcula el gasto másico de un flujo compresible a través de un orificio en condiciones isoentrópicas.

$$\dot{m} = A_r \frac{\gamma p_{10}}{\sqrt{\gamma R T_{10}}} \left[\frac{p_2}{p_{10}} \right]^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{10}} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right]}$$

Figura 19: ecuación para el cálculo del gasto másico a través de un orificio en condiciones isoentrópicas.

Siendo: \dot{m} = gasto másico teórico
 A_r = sección de paso de referencia
 p_{10} = presión exterior
 p_2 = presión de remanso
 T_{10} = temperatura exterior

Con ambos datos de gasto másico, se está en disposición de obtener el coeficiente de flujo que tiene la restricción estudiada, dividiendo gasto real entre gasto ideal.

El software Boost calcula los flujos másicos a través de las válvulas de admisión y escape mediante la misma ecuación de flujo isoentrópico en orificios, calculando previamente un área efectiva, a partir de los coeficientes de flujo.

$$A_{eff} = \mu\sigma \cdot \frac{d_{vi}^2 \cdot \pi}{4}$$

Figura 20: ecuación utilizada por el software para el cálculo del área efectiva.

Siendo: $\mu\sigma$ = coeficiente de flujo determinado en banco estático
 d_{vi} = diámetro de referencia

Dados los datos requeridos por el software, se calcularán los coeficientes de flujo para admisión y escape, y se introducirán en el modelo a fin de caracterizar la culata.

A continuación se describirá el ensayo realizado en banco de flujo, así como los resultados obtenidos para los coeficientes.

3.5.1 Ensayo en banco de flujo

Para determinar los coeficientes de flujo del motor, se ha recurrido al laboratorio de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Politécnica de Cartagena. En este laboratorio se dispone de un banco de flujo estacionario cuyas características están especialmente adaptadas para la determinación de pérdidas de carga en culatas de motores de combustión interna.

El equipo utilizado se denomina SuperFlow SF-110E, y sus principales características se describen a continuación.

- Flujo bidireccional, para ensayos en aspiración o impulsión.
- Caudal máximo de 87 l/s
- Medida de caudal utilizando diafragmas u orificios calibrados. Obtiene una precisión del 1%.
- Pantalla digital de lectura de caída de presión y caudal.
- Corrección automática por temperatura del aire.

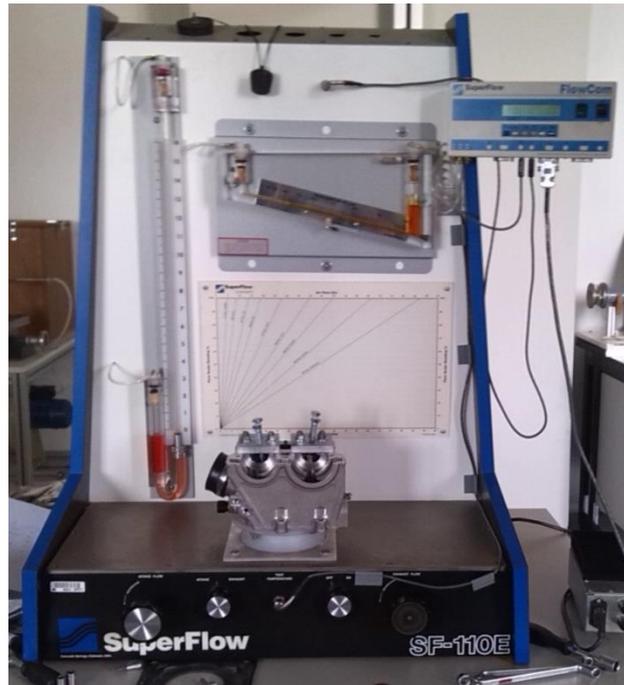


Figura 21: equipo experimental SF-110E utilizado para el ensayo

El funcionamiento del equipo se basa en la impulsión o aspiración de aire mediante un ventilador centrífugo situado en la parte inferior. El caudal se determina a través de la caída de presión producida en los orificios situados en la parte superior, corregido por los valores de temperatura y presión de ambas cámaras. De esta forma el caudal mostrado en el panel del equipo corresponde al que circula por el elemento ensayado, y de él se puede deducir directamente el gasto másico. El valor de la caída de presión se observa en un manómetro de columna inclinado dispuesto en el panel frontal. La caída de presión en el accesorio ensayado se observa en un manómetro de columna de líquido vertical, situado también en el panel frontal.

La regulación del caudal se realiza abriendo o cerrando las válvulas situadas en el panel inferior. En este panel se encuentra también el selector de aspiración/impulsión, y el de puesta en marcha.

Toda la medición puede realizarse también de forma más automatizada desde la pantalla digital, en el que se muestra la caída de presión y el caudal.

3.5.1.1 Equipo en aspiración

El aire entra al equipo a través del elemento que se está caracterizando, después pasa por la cámara de remanso inferior, por el ventilador centrífugo, por la cámara de remanso superior y finalmente sale por los diafragmas.

En esta modalidad, el aire en la cámara de remanso inferior está en depresión. El manómetro tiene su columna de carga conectada al exterior, y la columna de medida conectada a la cámara de remanso inferior. Debido a la depresión, el fluido del manómetro ascenderá.

Por otro lado, el caudal se mide en el manómetro de columna inclinado. Este manómetro mide la diferencia de presión entre el exterior y la cámara de remanso superior. Los diafragmas de esta cámara de remanso se componen de una serie de orificios. Bloqueando el flujo en varios de ellos, con diferentes combinaciones, se modifica el rango de medida. La especificación del equipo indica un rango de presiones en el manómetro inclinado

para el cual la precisión es buena. Escogiendo la combinación de diafragmas adecuada, se trabaja siempre en el rango recomendado. El medidor electrónico del equipo incorpora las señales de temperatura y presión de las dos cámaras para corregir el caudal que circula por los diafragmas y ofrecer un valor equivalente al que circula por el accesorio.

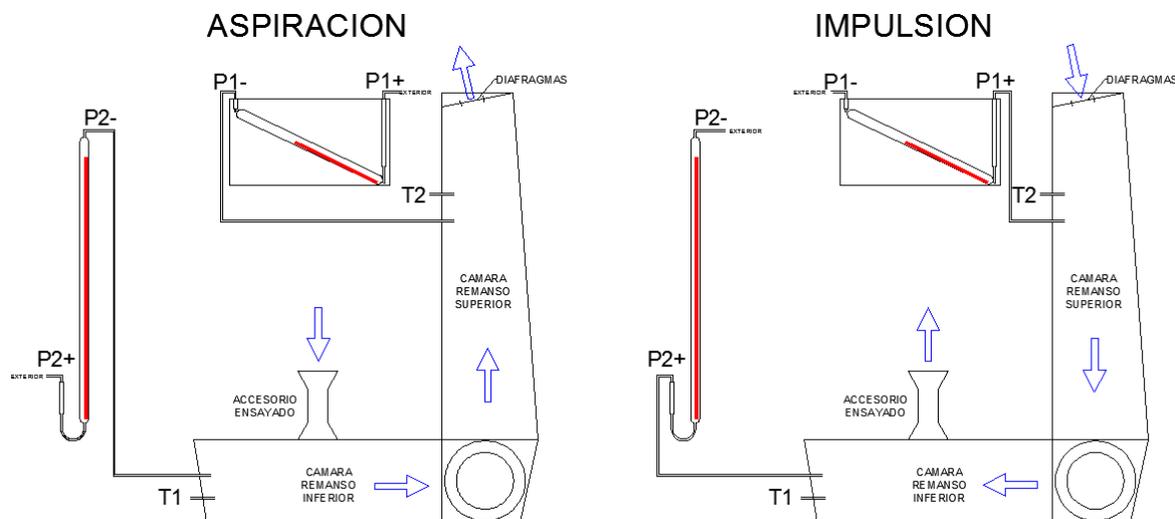


Figura 22: dibujo esquemático del equipo y los flujos en aspiración e impulsión.

3.5.1.2 Equipo en impulsión

En este caso el aire entra al equipo a través de los diafragmas, pasa por la cámara de remanso superior, por el ventilador centrífugo, por la cámara de remanso inferior, y finalmente sale atravesando el elemento ensayado.

El aire de la cámara de remanso inferior está en sobrepresión. Al contrario que el caso de aspiración. La sobrepresión de la cámara de remanso empujará el líquido del manómetro vertical hacia arriba, estando éste conectado de forma inversa.

El manómetro inclinado que indica el caudal de aire, está también conectado de forma inversa. Dado que la aspiración se realiza en este caso por los diafragmas situados sobre la cámara de remanso superior, esta cámara se encuentra en depresión. Por esa razón, el líquido del manómetro descenderá. Nuevamente, la combinación de diafragmas ha de ser la adecuada para situar la medida de caudal en el rango de precisión recomendado. El caudal mostrado en la pantalla del equipo está corregido, al igual que con el equipo en aspiración.

3.5.1.3 Utilización del equipo a través de la pantalla digital

La pantalla digital de datos incorpora el procesador "FlowCom™" con el que se realiza la lectura de las medidas, y se regula el caudal que atraviesa el equipo modificando la velocidad de giro del ventilador centrífugo.

Existe un menú de lectura en el que se leen la caída de presión y el caudal. Por otro lado hay un menú de configuración en el que se ajusta la caída de presión en los diafragmas. Para ello se indica la configuración de aspiración o impulsión, y la configuración de diafragmas utilizados. El equipo regula la velocidad del ventilador hasta conseguir la caída de presión deseada.

La medida del caudal se realiza mediante cinco diafragmas u orificios calibrados que se encuentran sobre la cámara de remanso superior. El manómetro de columna de líquido inclinado mide la caída de presión entre el exterior y esta cámara. Combinando los diafragmas que dejan pasar el aire (quitando o poniendo tapones en los mismos), se puede

medir un rango de caudales de entre 4.7 l/s y 87 l/s, con una precisión de $\pm 0.5\%$. En total se dispone de nueve combinaciones, que permiten mantener el equipo en la zona de alta precisión, a lo largo de un rango de caudales amplio. A continuación se muestran las configuraciones y sus caudales asociados.

Nº Configuración	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Diafragmas abiertos	1	2	1,2	1,3	1,2,3	1,3,4	1,2,3,4	1,2,3,5	1,2,3,4,5
Caudal máximo (l/s)	4.7	8.5	14	19	28	40	50	70	87

Figura 23: tabla con las diferentes combinaciones de diafragmas y sus rangos de caudal asociado.

El valor de caudal mostrado en la pantalla se muestra corregido por las condiciones de temperatura y presión en ambas cámaras, de forma que equivale al caudal circulante por el accesorio.

3.5.1.4 Adaptación del elemento de ensayo

La colocación de la culata del motor en el equipo requiere de un adaptador especial que conduzca todo el flujo circulante entre la cámara de remanso inferior y la propia culata. Para ello se ha dispuesto de una tobera de adaptación fabricada para anteriores mediciones de culatas de similar cilindrada. El equipo SF-110E incorpora un agujero de 118 mm en la base. A este agujero se le atornilla una placa, sobre la cual va pegada una tobera en la que se reduce el diámetro progresivamente hasta 78 mm, a lo largo de 40 mm de longitud.

El ensayo requiere medir caudales y presiones en los diferentes puntos de apertura de válvula, por lo que la apertura de las mismas ha de ser practicable. Para llevar a cabo esta acción se ha fabricado un mecanismo sencillo consistente en dos placas con taladros roscados inclinados, con la misma inclinación que las válvulas respecto al plano horizontal. Se introduce un tornillo por los mismos, y se interpone una chapa de material más blando entre tornillo y taqué, para no dañar el mismo. A medida que se va girando el tornillo, este descende y empuja la válvula. De esta forma, controlando el número de vueltas que se le da al tornillo, y teniendo en cuenta el paso de rosca, se va fijando el alzado de válvulas hasta cubrir todo el rango de apertura de la misma. La siguiente fotografía muestra el montaje completo de tobera, culata, y sistema de accionamiento de válvulas.



Figura 24: imagen de la culata montada en el banco de flujo.

En el ANEXO 2 se muestran planos de los elementos auxiliares utilizados.

3.5.1.5 Toma de datos

La toma de datos se ha realizado en dos etapas, una para las válvulas de admisión y otra para las válvulas de escape. En ambos casos se ha realizado un barrido para las diferentes posiciones de alzado de válvulas. Una vez en la posición de alzado máximo, se ha realizado el ensayo con el correspondiente accesorio de entrada o salida de gases, tanto el cuerpo de inyección, como filtro y tubo de escape (este último en aspiración e impulsión). La posición de la culata en ambos casos es la misma, sólo se ha ido modificando el alzado de válvulas, los accesorios, y los diafragmas del equipo de medida. El laboratorio de ensayo se encuentra a nivel del mar, por lo que la presión de referencia exterior es de 101325 Pa.

3.5.1.5.1 Admisión

Para la caracterización de la admisión, se colocan las piezas de accionamiento de válvulas sobre las válvulas de admisión, y se dispone el equipo en la posición de aspiración, simulando el flujo entrante al cilindro.

Accionando siempre ambas válvulas a la vez, se toma una medida para cada vuelta completa de tornillo. Teniendo en cuenta que el paso de rosca del mismo es de 1.25 mm, se barre todo el rango de apertura de las válvulas. Para cada medida, ha de adaptarse la combinación de diafragmas, de forma que quede en la zona que garantiza la precisión del 1%. Se desprecian las pérdidas de carga en la tobera de adaptación debido a su acabado y geometría.

Por último, se realiza una medida montando el cuerpo de inyección, y otra montando también el filtro de aire. Ambas medidas se realizan con las válvulas en posición de apertura máxima y con el equipo en aspiración. Estos datos serán de gran utilidad para modelizar después estos elementos como restricción en el software de cálculo.

Se muestran a continuación los resultados de la medición en admisión.

Vueltas de tornillo	Alzada (mm)	ΔP (cm agua)	Q (l/s)
<i>Culata sin accesorios</i>			
0	0.000	0.00	0.0
1	1.250	24.90	8.3
2	2.500	24.90	16.9
3	3.750	23.80	25.3
4	5.000	21.49	31.8
5	6.250	18.85	38.0
6	7.500	17.30	41.5
7	8.750	16.41	44.4
8	10.000	15.35	47.0
8.5	10.625	15.00	48.2
<i>Culata + cuerpo inyección</i>			
8.5	10.625	16.03	45.1
<i>Culata + cuerpo inyección + filtro de aire</i>			
8.5	10.625	17.22	41.3

Figura 25: resultados de la toma de datos para las válvulas de admisión.

3.5.1.5.2 Escape

Para la caracterización del escape, se colocan las piezas de accionamiento de válvulas sobre las válvulas de escape, y se dispone el equipo en la posición de impulsión, simulando el flujo saliente del cilindro.

El procedimiento de medida se realiza de forma similar al utilizado en la admisión, para los datos correspondientes a los diferentes alzados. En este caso realizan dos medidas adicionales montando el conducto de escape. Una con el equipo en impulsión y otra en aspiración. Ambas medidas se realizan con las válvulas en posición de apertura máxima. Estos datos serán de gran utilidad para modelizar después el escape como una restricción en el software de cálculo. La medida en aspiración se utilizará para representar el reflujos de gases.

Se muestran a continuación los resultados de la medición en escape.

Vueltas de tornillo	Alzada (mm)	ΔP (cm agua)	Q (l/s)
<i>Culata sin accesorios</i>			
0	0.00	0.00	0.0
1	1.25	24.94	6.0
2	2.50	25.00	14.0
3	3.75	24.57	20.1
4	5.00	22.15	25.6
5	6.25	21.50	29.0
6	7.50	20.40	32.5
7	8.75	19.42	34.7
8	10.00	18.00	37.8
<i>Culata + conducto de escape (expulsión de gases)</i>			
8	10.00	18.56	36.0
<i>Culata + conducto de escape (aspiración, reflujos de gases)</i>			
8	10.00	24.82	31.0

Figura 26: resultados de la toma de datos para las válvulas de escape.

3.5.2 Cálculo de los coeficientes de flujo

En primer lugar, es importante definir las referencias utilizadas para el cálculo del coeficiente de flujo. Tal y como se indicó al plantear este apartado, el coeficiente de flujo se define como la relación entre gasto másico medido y gasto másico ideal.

Para obtenerlo correctamente es necesario especificar además la sección de referencia tomada para el cálculo del gasto ideal. En el caso del motor ensayado, la medición de caudal se ha realizado introduciendo o extrayendo aire al cilindro, haciéndolo pasar por las válvulas y conductos de admisión y escape. En ambos casos, se ha medido el caudal pasante en todo el conducto, incluyendo la pareja de válvulas correspondiente. De esta forma, el diámetro de referencia sería el diámetro del conducto de admisión o el del colector de escape, siendo ambas referencias fijas. Como dicho diámetro no coincide con el área de paso que atraviesa realmente el flujo, se ha tomado como referencia fija el área equivalente a la suma de las áreas de la pareja de válvulas correspondiente. Este primer caso será interesante para modelar el motor con un único conducto de admisión, y un único conducto de escape. En caso de

modelar cada conducto de válvula de forma independiente, se tomaría el área de una válvula. La ecuación para el cálculo del coeficiente de flujo queda de la siguiente manera.

$$C_f = \frac{\dot{m}_{medido}}{\dot{m}_{ideal}}$$

Figura 27: ecuación que define el cálculo del coeficiente de flujo.

Siendo:

- \dot{m}_{medido} = gasto másico calculado a partir del caudal y la pérdida de carga medida.
- \dot{m}_{ideal} = gasto másico ideal calculado con la ecuación de flujo compresible en orificios, con área de referencia igual a la superficie de paso del conducto (en este caso, área equivalente al diámetro de válvula).

Una vez establecidas las referencias, se detallan a continuación los resultados obtenidos.

3.5.2.1 Coeficientes para conductos individuales (uno por válvula)

En primer lugar, se muestran los datos correspondientes a los coeficientes de válvulas individuales. Los diámetros utilizados como referencia en el gasto teórico son 29 mm en admisión y 25 mm en escape.

Aplicando la fórmula de Saint-Venant, se obtiene el gasto másico teórico con referencia al área de paso de una válvula. El caudal medido en litros por segundo, se divide por la mitad y se pasa a gasto másico teniendo en cuenta la densidad aguas abajo del elemento caracterizado. La densidad se deduce de la caída de presión medida y la ecuación de gas ideal. Por último, se divide gasto real entre el ideal para obtener el coeficiente de flujo.

Alzada (mm)	ΔP (cm agua)	P_{10} (Pa)	P_2 (Pa)	Ratio presión	Caudal (l/s)	gasto ideal (kg/s)	gasto medido (kg/s)	C_f
0,000	0,00	101325	101325	1,0000	0,0	0.0000	0.0000	0
1,250	24,90	101325	98835	0,9754	8,3	0.0501	0.0048	0,0958
2,500	24,90	101325	98835	0,9754	16,9	0.0501	0.0098	0,1951
3,750	23,80	101325	98945	0,9765	25,3	0.0490	0.0146	0,2988
5,000	21,49	101325	99176	0,9788	31,8	0.0466	0.0184	0,3957
6,250	18,85	101325	99440	0,9814	38,0	0.0437	0.0221	0,5055
7,500	17,30	101325	99595	0,9829	41,5	0.0419	0.0242	0,5767
8,750	16,41	101325	99684	0,9838	44,4	0.0408	0.0259	0,6337
10,000	15,35	101325	99790	0,9849	47,0	0.0395	0.0274	0,6940
10,625	15,00	101325	99825	0,9852	48,2	0.0391	0.0281	0,7201

Figura 28: resultados del cálculo de los coeficientes de flujo en admisión.

Alzada (mm)	ΔP (cm agua)	P_{10} (Pa)	P_2 (Pa)	Ratio presión	Caudal (l/s)	gasto ideal (kg/s)	gasto medido (kg/s)	C_f
0,000	0,00	101325	101325	1,0000	0,0	0.0000	0.0000	0
1,250	24,94	101325	98831	1,0252	6,0	0.0372	0.0035	0,0931
2,500	25,00	101325	98825	1,0253	14,0	0.0373	0.0081	0,2170
3,750	24,57	101325	98868	1,0249	20,1	0.0370	0.0116	0,3143
5,000	22,15	101325	99110	1,0223	25,6	0.0351	0.0148	0,4221
6,250	21,50	101325	99175	1,0217	29,0	0.0346	0.0168	0,4855
7,500	20,40	101325	99285	1,0205	32,5	0.0338	0.0189	0,5588
8,750	19,42	101325	99383	1,0195	34,7	0.0330	0.0202	0,6118
10,000	18,00	101325	99525	1,0181	37,8	0.0318	0.0220	0,6927

Figura 29: resultados del cálculo de los coeficientes de flujo en escape.

A continuación se muestran los resultados en forma gráfica.

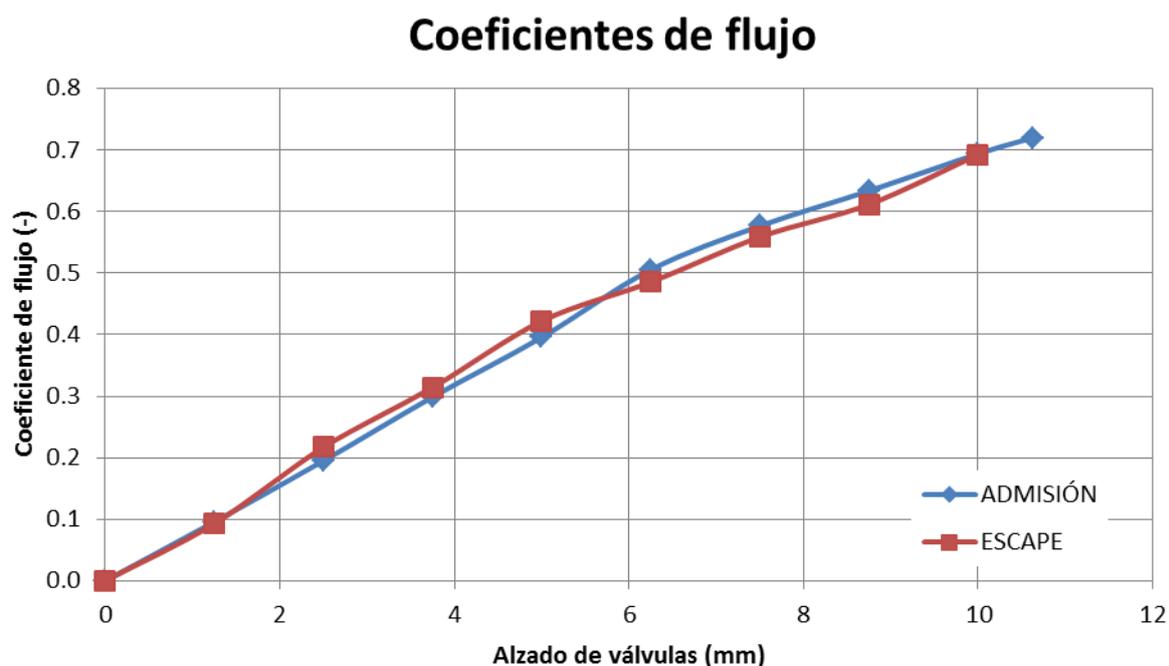


Figura 30: coeficientes de flujo para las válvulas de admisión y escape

Los resultados muestran en ambos casos una tendencia ascendente normal en este tipo de válvulas. Comparando con la tendencia típica de otros sistemas de válvulas, se observa un comportamiento asintótico muy leve en el entorno del levantamiento máximo. Este comportamiento tiene explicación en las mejoras aplicadas en la culata.

En motores con especificación de serie, la fabricación de la culata se realiza mediante fundición en arena. Los conductos de este tipo de culatas tienen una rugosidad elevada y una geometría no totalmente optimizada que suele provocar estrechamientos.

En el inicio del proceso de apertura de las válvulas, el área más estrecha del conducto (S_A) es superior al área de cortina disponible en ese momento. A medida que la válvula se aleja del asiento, el área de cortina aumenta, y con ella el coeficiente de flujo. Llegado cierto

nivel de levantamiento, el área de cortina es superior al área más estrecha del conducto previo, y es éste el que actúa como limitante del caudal.

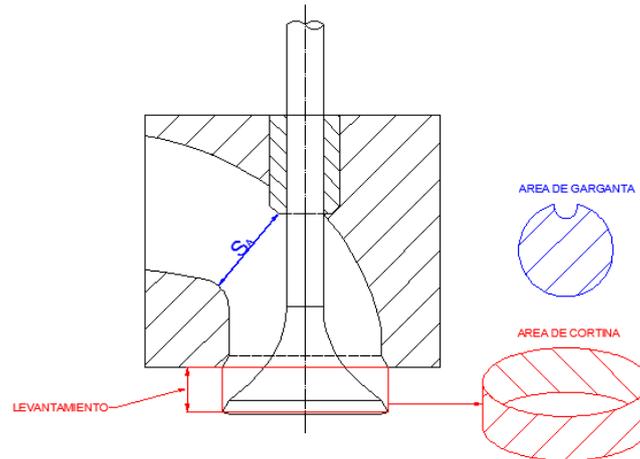


Figura 31: dibujo esquemático de las áreas de paso del flujo en la culata.

Como la geometría del conducto es fija, se produce un efecto de garganta, observándose en los coeficientes una tendencia asintótica final. Este hecho provoca que por más que se abran las válvulas, el caudal no aumente.

Tal y como se ha comentado en el apartado de modificaciones sobre el motor original (3.2), el motor de estudio ha sido retocado con posterioridad a la competición Motostudent, en la que se prohíben los cambios internos. Los retoques realizados han sido el porteado y pulido de conductos, aumentando el área de paso previa a las válvulas, redondeando las paredes, y dejando un acabado de muy baja rugosidad. Como se muestra en la fotografía, el área de paso es amplia, y el acabado de los conductos es brillante.



Figura 32: imagen del conducto de admisión con las mejoras realizadas.

Con las modificaciones descritas, los conductos anteriores a las válvulas no llegan a tener un área claramente inferior a la de cortina en ningún punto de apertura. Por este motivo, la tendencia de los coeficientes es prácticamente recta (si bien hay un pequeño cambio de pendiente en el tramo final). Esta técnica es muy habitual en la preparación de motores para competición, ya que permite mejorar el llenado. A su vez, el hecho de que no se forme una garganta limitante significativa en la admisión, permite que un aumento en la alzada de válvulas pueda tener efecto sobre el llenado, al contrario que en motores en los que se forma un tapón sónico.

3.5.2.2 Coeficientes para conductos unificados (pareja de válvulas)

Como complemento a estos resultados, se ha llevado a cabo el cálculo de los coeficientes de flujo considerando un conducto unificado de admisión, y otro de escape. Estos datos se implementarán en el MODELO 2. Estos conductos tendrán un área equivalente a la superficie de la pareja de válvulas que engloban.

Para el cálculo del gasto ideal, se han utilizado los diámetros equivalentes que se muestran a continuación.

<u>Diámetro equivalente de admisión (2 válvulas de 29 mm)</u>	
Área total	0,001321 m ²
Diámetro equivalente	0,041012 m
<u>Diámetro equivalente de escape (2 válvulas de 25 mm)</u>	
Área total	0,000982 m ²
Diámetro equivalente	0,035355 m

Figura 33: diámetros equivalentes utilizados en el cálculo del gasto ideal.

En el caso del gasto medido, se han utilizado los datos de caudal del ensayo, sin la necesidad de dividirlo entre dos.

El resultado obtenido para los coeficientes de flujo es totalmente equivalente al caso de válvulas individuales, ya que si el caudal medido en este caso es el doble, el gasto ideal calculado también lo es, obteniéndose los mismos resultados. Para evitar la redundancia de datos, se remite su consulta al apartado anterior (3.5.2.1).

3.5.2.3 Coeficientes de flujo en elementos auxiliares

Aprovechando el ensayo de la culata en el banco de flujo, se realizó el montaje de los elementos auxiliares y se tomaron datos para caracterizarlos. Por un lado el sistema de admisión, y por otro el de escape.

Para caracterizar el sistema de admisión, el experimento se ha realizado montando el cuerpo de inyección y el filtro de aire en la culata, con las válvulas en su posición de apertura máxima. A continuación, se ha tomado como gasto ideal, el gasto real máximo sin estos elementos colocados. El resultado obtenido es relativo a la culata ensayada, y se podrán introducir en el modelo de cálculo como simples restricciones. Esta forma de proceder, evitará tener que modelizar elementos que ralentizan el cálculo, como el filtro de aire. Además, el filtro de aire utilizado en el motor tiene una geometría poco apta para el sistema de datos del software, resultando poco fiable la modelización.

A continuación se muestran los resultados tanto con el cuerpo de inyección (con la mariposa abierta al máximo), como con el cuerpo de inyección y el filtro.

Alzada (mm)	ΔP (cm agua)	P_{10} (Pa)	P_2 (Pa)	Ratio presión	Caudal (l/s)	gasto ideal (kg/s)	gasto medido (kg/s)	C_f
10,625	16,03	101325	99722	0,9842	45,1	0,0563	0,0526	0,9347

Figura 34: coeficiente de flujo del cuerpo de inyección.

Alzada (mm)	ΔP (cm agua)	P_{10} (Pa)	P_2 (Pa)	Ratio presión	Caudal (l/s)	gasto ideal (kg/s)	gasto medido (kg/s)	C_f
10,625	17,22	101325	99603	0,9830	41,3	0,0563	0,0481	0,8549

Figura 35: coeficiente de flujo del cuerpo de inyección junto con el filtro.

Como puede apreciarse, las pérdidas en el cuerpo de inyección son mínimas, ya que su geometría apenas altera el flujo. Las pérdidas incluyendo el cuerpo de inyección y el filtro tienen un valor bajo, puesto que el filtro es de tipo espuma en aceite, que opone muy poca resistencia.

De forma similar se ha procedido con el escape. En este caso, se ha realizado un ensayo con el flujo en expulsión, tal y como corresponde al funcionamiento normal del mismo, y con el flujo en aspiración. Este último experimento se ha realizado para poder cuantificar las pérdidas que se producirán cuando existan reflujos de gases en el cilindro. La introducción de datos al modelo permite que con la indicación de estos dos coeficientes se caracterice el escape de una forma muy completa.

A continuación se muestran los resultados del escape tanto en expulsión como en aspiración.

Alzada (mm)	ΔP (cm agua)	P_{10} (Pa)	P_2 (Pa)	Ratio presión	Caudal (l/s)	gasto ideal (kg/s)	gasto medido (kg/s)	C_f
10,000	18,56	101325	99469	0,9817	36,0	0,0440	0,0419	0,9518

Figura 36: coeficiente de flujo para el escape con flujo en expulsión.

Alzada (mm)	ΔP (cm agua)	P_{10} (Pa)	P_2 (Pa)	Ratio presión	Caudal (l/s)	gasto ideal (kg/s)	gasto medido (kg/s)	C_f
10,000	24,82	101325	98843	0,9755	31,0	0,0440	0,0358	0,8145

Figura 37: coeficiente de flujo para el escape con flujo en aspiración (reflujo de gases).

En ambos casos, las pérdidas producidas son muy bajas, ya que el conducto de escape es otro de los apartados en los que el motor se ha modificado. El conducto fabricado a medida es un tubo totalmente libre que se adapta a la forma de la moto, sin ninguna restricción en cuanto a contaminación o ruido.

3.6 Obtención de los coeficientes de descarga

Como experimento complementario a la determinación de los coeficientes de flujo, se han calculado también los coeficientes de descarga (C_d). Éstos se definen de la misma forma, dividiendo el gasto medido entre el gasto ideal supuesto. La diferencia radica en que los

coeficientes de descarga son, en última instancia, función del número de Reynolds, y por tanto, función de la velocidad. Para calcularlos, en lugar de tomar la última referencia fija anterior a las válvulas, se toma el área de paso a cada instante. En el caso de estudio, éste área sería aproximadamente el área de cortina, parámetro fácilmente calculable en referencia al alzado de válvula.

$$C_d = \frac{\dot{m}_{medido}}{\dot{m}_{ideal}}$$

Figura 38: ecuación que define el cálculo del coeficiente de descarga.

Siendo:

- \dot{m}_{medido} = gasto másico calculado a partir del caudal y la pérdida de carga medida.
- \dot{m}_{ideal} = gasto másico ideal calculado con la ecuación de flujo compresible en orificios, con área de referencia igual a la superficie de salida instantánea del orificio (en este caso área de cortina).

Dada esta definición del coeficiente, cabe esperar que su valor se mantenga prácticamente constante a lo largo de los diferentes levantamientos de válvula. Lo que valora este coeficiente es la capacidad que tiene la geometría del orificio para trasegar el fluido, independientemente del área de paso. A continuación se muestra de forma gráfica el resultado obtenido para los mismos.

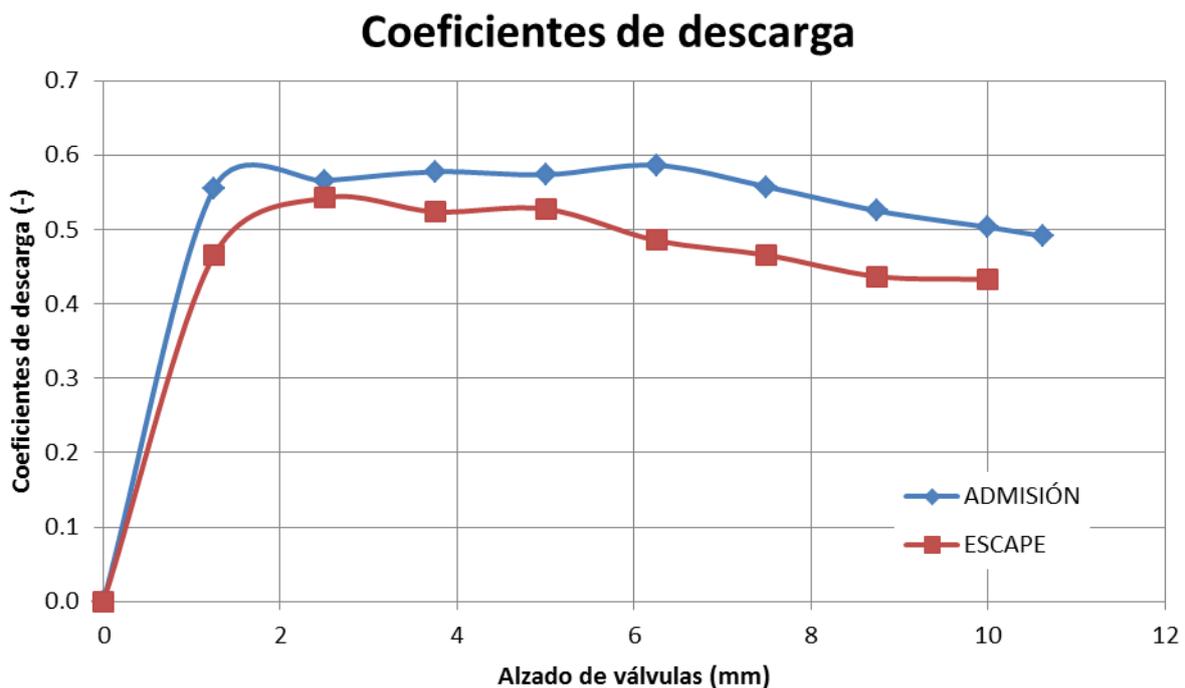


Figura 39: coeficientes de descarga en admisión.

Como cabía esperar, el resultado muestra una tendencia estable a lo largo de gran parte del levantamiento. En la zona final, se observa una caída, provocada por el leve efecto de formación de garganta, que aunque es muy bajo, aparece ligeramente. Esta caída se corresponde con el ligero cambio de pendiente que se observa en los coeficientes de flujo, sólo que en este caso, se observa con más detalle la caída y el punto de cambio de tendencia.

Ambos cálculos reflejan de igual manera el comportamiento del flujo en la culata, y los efectos de las modificaciones aplicadas. La obtención de los coeficientes de descarga mejora la seguridad sobre los datos del ensayo y permiten tomar las futuras consideraciones con una base más sólida.

3.7 Mediciones de par y potencia

Además de los datos geométricos y de ensayos en banco de flujo, se ha realizado un ensayo en banco de rodillos con el vehículo completo. De esta forma se han determinado el par y la potencia a plena carga en función del régimen de giro. Además de estos dos datos fundamentales, se aprovechó la disponibilidad en el banco de una sonda de oxígeno, para medir el dosado real. Los resultados se muestran a continuación, comparados con los valores del motor original obtenidos por bibliografía, señalados con líneas transparentes.

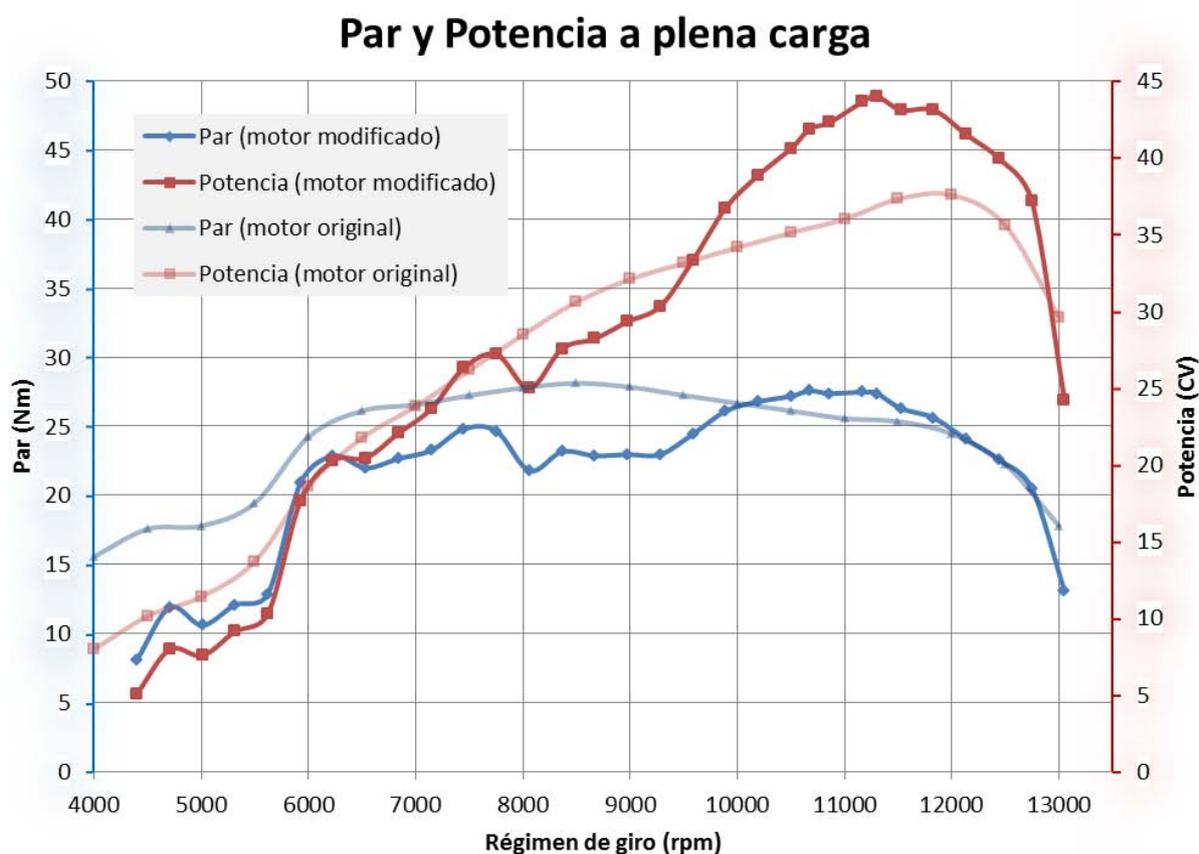


Figura 40: curvas de par y potencia a plena carga en el motor de estudio.

Los gráficos obtenidos muestran una mejora del par a alto régimen, a cambio de una clara pérdida a bajo y medio régimen (por debajo de 10.000 rpm), respecto al motor original.

La caída de par a medio régimen, corresponde además con un comportamiento brusco y ahogado del motor, apreciable durante la conducción. Este mal funcionamiento se justifica en el hecho de que el sistema de inyección no incorpora caudalímetro, y se basa en parámetros calibrados en fábrica. Al realizar modificaciones sobre la admisión y el escape, los flujos son mayores que los calibrados en la centralita, y la mezcla aire-combustible resulta muy pobre en esta y otras zonas del campo motor. Este hecho se constató al observar los resultados de la sonda de oxígeno.

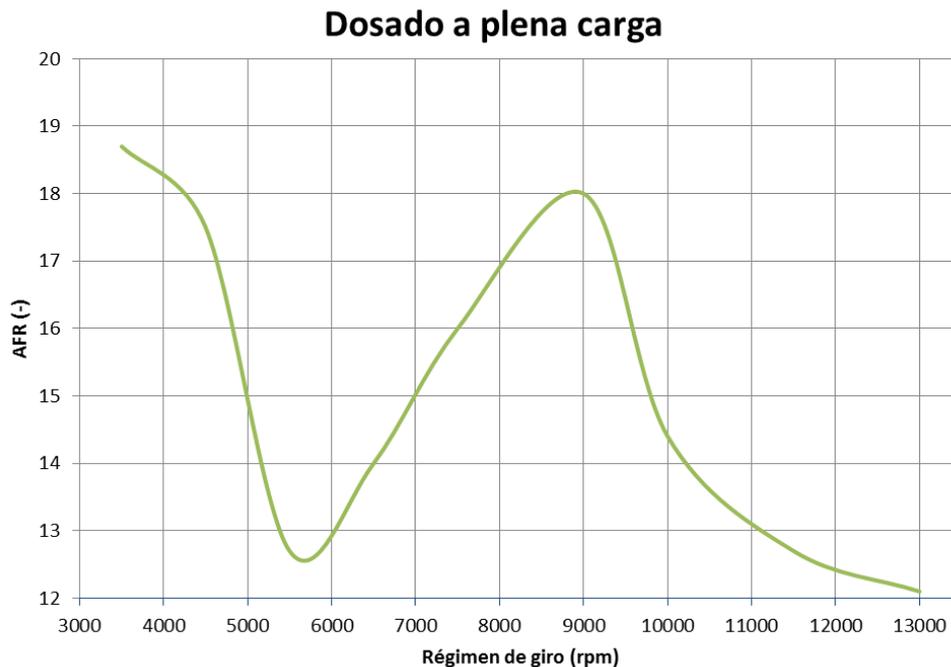


Figura 41: dosado a plena carga medido conducto de escape.

Como se puede observar en la curva de dosado a plena carga, el motor funciona pobre de gasolina en gran parte del campo, coincidiendo especialmente la zona entre 6000 y 10000 rpm, con la zona de mayor pérdida de par respecto al motor original.

Estos resultados indican que las mejoras en el paso de flujo realizadas en el sistema de admisión y escape, aumentan de forma considerable el aire que entra el motor. Sin embargo, debido a las características del sistema de inyección, no son aprovechadas.

La conclusión más importante es que el potencial del motor es muy grande, ya que reajustando la inyección hasta lograr un dosado constante en torno al estequiométrico, se podría mejorar ampliamente el medio régimen. Es importante señalar en este punto, que aunque en las competiciones de velocidad se busca la máxima potencia, lo que en realidad se pretende mejorar es la aceleración a plena carga. En estas aceleraciones, es muy importante, que al realizar los cambios de marcha, el motor caiga a un régimen con un buen nivel de par. Si el pico máximo es muy alto, pero el medio régimen no es suficiente, cada vez que se suba una marcha, se perderá mucha aceleración. Así pues, el potencial de mejora es alto en este aspecto, y se podría llegar a obtener un comportamiento en aceleraciones muy superior al del motor original. Estas y otras mejoras se estudiarán y desarrollarán en el capítulo 6.

3.8 Datos obtenidos por bibliografía

Por último, y para completar la información referente al motor que se implementará al modelo, se han recopilado datos mediante búsqueda bibliográfica. Estos datos son los referidos a la información de la unidad de control.

La centralita que equipa el motor de serie es una Magneti Marelli IAW15P, que presenta el problema de ser un sistema cerrado y no modificable. El acceso a los datos de la centralita supone un trabajo electrónico que queda fuera del objeto de este proyecto, por lo que se ha buscado información por otras fuentes.

Dado que este motor ha sido utilizado en la competición Motostudent por más de 30 equipos, son varios los que han dedicado tiempo y esfuerzo a la unidad de control.

Accediendo a ella, copiando sus datos, o midiéndolos en banco. Además, la empresa fabricante Sherco, facilitaba a los equipos que lo solicitaran información adicional. Dicha información, no ha sido proporcionada al autor al haber finalizado la edición 2014, pero ha quedado reflejada en diferentes proyectos de las universidades participantes.

Como resultado, se dispone de la información más relevante para el modelado, como son los avances de encendido, y las riquezas (Air Fuel Ratio o AFR). Ambas se detallan a continuación en forma de tabla, referidas frente a régimen del motor y porcentaje de apertura de acelerador (Throttle Position Sensor o TPS).

Avance de encendido (grados de cigüeñal)

		RÉGIMEN (RPM)											
		1800	2200	2600	3500	4500	5500	6500	7500	9000	10000	11500	13000
POSICIÓN ACELERADOR (TPS %)	100	14.8	16.8	19	21.6	28.2	33.5	36	36	36	36	36	36
	90	15.1	17.2	19.5	22.8	29.5	34.3	36	36	36	36	36	36
	80	15.5	17.5	20	23.5	29.9	34.8	36	36	36	36	36	36
	70	16	18.3	20.3	24.1	30.8	35.3	36	36	36	36	36	36
	60	16	18.5	20.5	25	31.7	35.8	36	36.2	36.2	36.2	36.2	36.2
	50	15.8	18.8	20.8	25.8	32	36	36.5	36.5	36.5	37	37	37
	45	15.7	18.6	20.7	26.8	32.1	36	36.6	37.2	37.5	37.5	37.5	37.5
	40	15.5	18.4	20.6	27.2	32.2	36	36.8	37.4	37.4	37.6	37.6	38
	30	15.5	18.2	20.4	27.4	32.3	32	37	37	37.5	37.5	38	38
	20	23	23	26	32	58	32.5	32.5	33.5	37	40	44	43
	10	23.5	23.5	26.5	32.5	60	33	33	34	37	40	44	43
0	24	24	27	33	63	33	32	34	37	40	44	43	

Figura 42: tabla de avances de encendido.

Air Fuel Ratio (-)

		RÉGIMEN (RPM)											
		1800	2200	2600	3500	4500	5500	6500	7500	9000	10000	11500	13000
POSICIÓN ACELERADOR (TPS %)	100	13	12.9	12.9	12.8	12.8	12.7	12.6	12.5	12.5	12.2	12.2	12.2
	90	13	12.9	12.9	12.8	12.8	12.7	12.6	12.5	12.5	12.5	12.3	12.3
	80	13	12.9	12.9	12.8	12.8	12.7	12.6	12.5	12.5	12.5	12.5	12.4
	70	13	13	13.1	13	13	12.9	13	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5
	60	13.2	13.2	13.5	13.3	13.3	13.2	13	12.6	12.5	12.5	12.5	12.5
	50	13.4	13.4	13.6	13.5	13.6	13.6	13.1	12.7	12.6	12.6	12.6	12.6
	45	13.3	13.1	13	13	13	13	13	12.8	12.7	12.6	12.6	12.6
	40	12.8	12.8	12.6	12.6	12.7	12.8	12.8	12.8	12.9	12.8	12.7	12.6
	30	12.5	12.5	12.6	12.6	12.7	12.8	12.8	12.8	12.9	12.8	12.7	12.6
	20	12.3	12.3	12.4	12.5	12.5	12.6	12.6	12.8	12.9	12.8	12.8	12.8
	10	11.7	11.7	11.7	11.5	11.7	11.8	12.1	11.9	11.8	12.1	12.4	12.6
0	11.4	11.4	11.5	11.3	11.6	11.5	11.8	11.9	11.9	12	12.2	12.4	

Figura 43: tabla de riquezas.

Los valores de dosado utilizados en la programación original se sitúan en el entorno de 12.5, cuando el dosado estequiométrico es de 14.5. La inyección está ajustada para máxima potencia en gran parte del campo motor.

El estudio del motor se realizará para optimizar el par y potencia a carga máxima, por lo que es interesante observar los avances y riquezas implementados en la centralita cuando el acelerador está abierto al 100%.

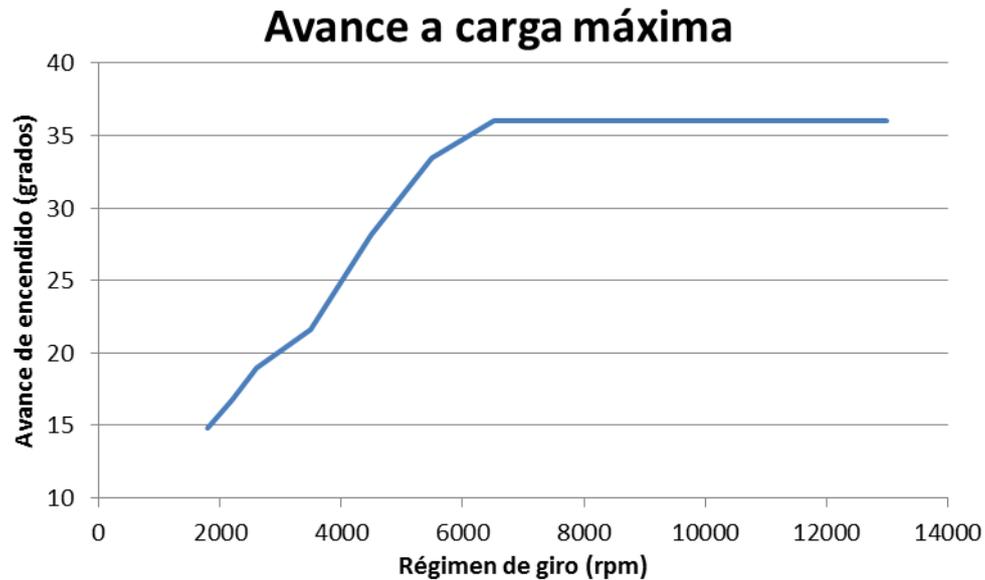


Figura 44: avance de encendido a plena carga

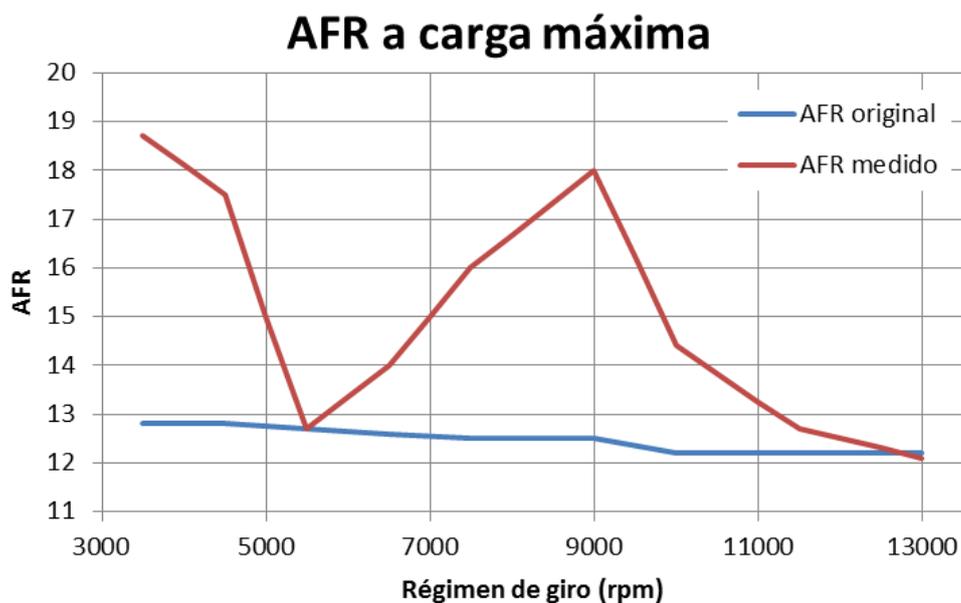


Figura 45: relación aire-combustible (Air Fuel Ratio) a plena carga.

Capítulo 4: Modelado del motor Sherco 250i-R

Capítulo 4: Modelado del motor Sherco 250i-R

Para poder realizar un estudio completo de la evolución del fluido en los motores de combustión interna alternativos se han de simular todos los elementos que componen el motor. Por una parte, están los colectores de admisión y escape, y por otra, una serie de elementos o singularidades (cilindros, válvulas, sistema de inyección, encendido, etc.).

El comportamiento de los primeros se simula con la utilización de un modelo de acción de ondas que consiste en la resolución, por un método de integración adecuado, de las ecuaciones que gobiernan la evolución del fluido compresible en régimen no estacionario, y con la hipótesis de unidimensionalidad del fenómeno. Estas ecuaciones constituyen un sistema de ecuaciones en derivadas parciales y puede integrarse numéricamente por diversos métodos, entre los que se encuentra el método de las características y el método basado en diferencias finitas.

El modelado, adopta una serie de hipótesis simplificadoras, pero que se acerca lo más posible a la realidad. Una vez ajustado correctamente el modelo resulta bastante fiable, obteniendo los mismos resultados que si se estuviera ensayando el motor en el banco de pruebas. Mediante el modelado, obtenemos el estudio sobre la influencia que tienen las variables de entrada (combustible, régimen de giro, etc.) sobre las variables de salida (presión de admisión y de escape, etc.).

Para la caracterización del motor mediante simulación, se ha utilizado el código de cálculo AVL Boost, facilitado por la empresa AVL.

A lo largo de este capítulo, se detallarán los datos introducidos al modelo creado para simular el motor Sherco 250i-R. Todo el proceso de simulación se centra en el comportamiento del motor a plena carga.

Para tener un conocimiento más profundo del motor, se han creado tres modelos ligeramente diferentes. Uno intentando simular el motor en su estado original, y otros dos con los cambios aplicados en la culata, considerando de forma diferente los conductos de admisión y escape.

En primer lugar se definirán los elementos básicos de control de simulación y motor, comunes a todos los modelos. A continuación se explicará en detalle el modelo del motor con modificaciones y válvulas modeladas individualmente (MODELO 1). Después se definirán los otros dos modelos, explicando solamente los apartados y elementos que son diferentes al primer modelo

4.1 Control de simulación (Simulation Control)

En todos los casos se realizará una simulación de 50 ciclos, con una discretización espacial de 0.03m de tamaño de celda. El combustible utilizado es gasolina, con un poder calorífico de 43500KJ/Kg y un dosado estequiométrico de 14.5.

En este apartado se definen tres casos principales de condiciones de inicialización, que son asignados a los distintos elementos. Estos casos se identifican como "Set X".

- **Set 1:** condiciones atmosféricas, correspondientes al aire exterior. Esta condición se aplica desde el límite del sistema exterior (SB1) hasta el inyector. Para asegurar que el 100% de la composición de gases es aire, se introduce un dosado de 1000.
- **Set 2:** condiciones de mezcla aire-combustible. Se aplican desde el inyector hasta el cilindro, y reflejan la incorporación de gasolina en el aire y un ligero aumento de temperatura provocado la transferencia de calor del motor hacia los gases.

- **Set 3:** condiciones tras la combustión. Se aplica desde el cilindro hasta el límite del sistema exterior (SB2). Tiene en cuenta la elevada temperatura de los gases tras la combustión y la presencia de productos de combustión.

	Presión (Pa)	Temperatura (K)	Combustible (-)	Productos de combustión (-)	Dosado (-)
Set 1	101325	298	0	0	1000
Set 2	95000	340	0.07	0	14.5
Set 3	101325	500	0	1	14.5

Figura 46: parámetros de inicialización de los tres casos utilizados.

Es importante señalar que aquí se definen las condiciones de partida de la primera iteración del cálculo. En los elementos en contacto con la atmósfera, estas condiciones son fundamentales ya que definen el estado del fluido de entrada al sistema. En el resto de puntos, los datos de inicialización se tomarán para iniciar el cálculo, pero en las siguientes iteraciones irán convergiendo hacia sus valores finales. Por este motivo, las condiciones intermedias no tienen una influencia real significativa sobre el resultado final.

4.2 Motor (Engine)

Se selecciona la simulación de un motor de cuatro tiempos, con régimen de giro constante controlado por un parámetro variable. En el apartado de pérdidas mecánicas se selecciona la opción de tabla y se introducen valores básicos recomendados por AVL, en base a una presión media efectiva de 15 bar, valor máximo estimado del motor de estudio.

	Régimen (rpm)	FMEP (bar)
1	6000	0.2
2	14000	1.1

Figura 47: tabla de pérdidas mecánicas en función del régimen de giro.

4.3 MODELO 1: motor modificado y modelado con cuatro válvulas

En primer lugar, se muestra un esquema de la disposición de los elementos y conductos del MODELO 1.

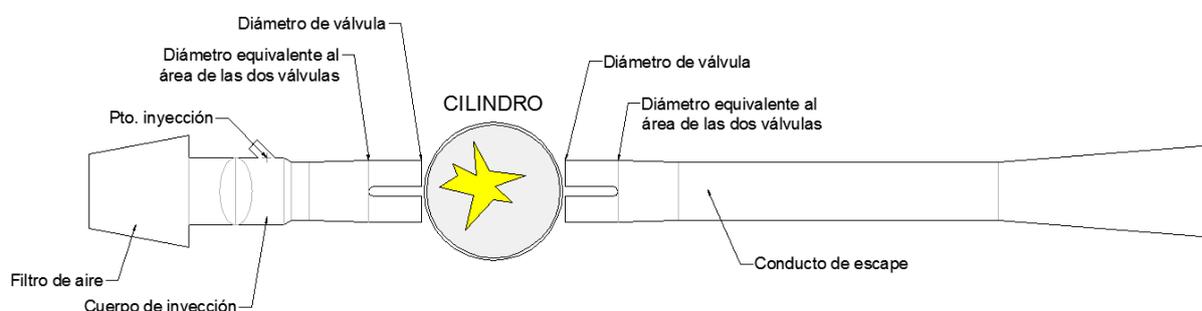


Figura 48: dibujo esquemático de la disposición de conductos en el MODELO 1.

A continuación se muestra una imagen del aspecto gráfico en el software del modelo creado, para facilitar la identificación de sus componentes.

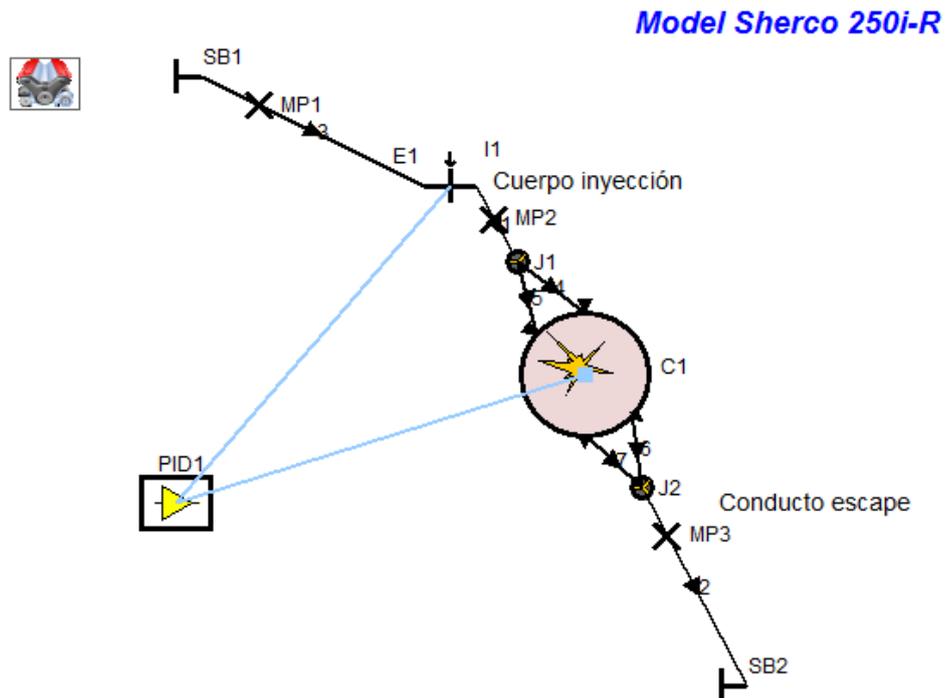


Figura 49: vista gráfica del MODELO 1 en el software Boost.

4.3.1 Límite del sistema 1 (System Boundary 1, SB1)

Se implementa tipo de límite estándar, con condiciones de inicialización de tipo Set 1. Los coeficientes de flujo se introducen con valor 1, ya que este aspecto ha sido ensayado y se introduce en otro elemento del sistema.

4.3.2 Conducto 1 (Pipe 1)

El primer conducto representa el primer tramo del cuerpo de inyección, desde el exterior hasta el punto donde se encuentra el inyector. Tiene una longitud de 52 mm y un diámetro de 45 mm.

	Posición (mm)	Diámetro (mm)
1	0	45
2	52	45

Figura 50: geometría del conducto 1.

Se considera un coeficiente de fricción recomendado de 64, para la ley de Hagen-Poiseuille. Por otro lado, el coeficiente de fricción para flujo turbulento se considera de 0.019, recomendado por AVL para acero nuevo. Para la transferencia de calor, se selecciona la ley de Colburn, recomendación por defecto de AVL, y un coeficiente de transferencia de calor igual a 1. Las características definidas en este párrafo serán comunes a todos los conductos metálicos del motor, por lo que no serán indicadas en el resto de elementos.

Por último, se introduce una temperatura de pared de 305 K, ligeramente superior a la ambiental. Las condiciones de inicialización son del tipo Set 1.

4.3.3 Inyector 1 (Inyector 1, I1)

Se selecciona la opción de inyección continua. El control del combustible inyectado se realiza mediante la especificación del dosado, utilizando un parámetro variable con el régimen de giro del motor. Es importante señalar que los valores utilizados en este modelo, son los obtenidos en el banco de rodillo, que se especificaron en el apartado 3.7, figura 40. No obstante se vuelven a recordar a continuación.

		Air Fuel Ratio (-)											
		RÉGIMEN (RPM)											
		1800	2200	2600	3500	4500	5500	6500	7500	9000	10000	11500	13000
100		18	18	18	18.7	17.5	12.7	14	16	18	14.4	12.7	12.1

Figura 51: dosado a plena carga utilizado en el MODELO 1.

El modelo de inyección es mediante inyector, y trabaja respecto al 100% del caudal de aire entrante, ya que sólo hay un cilindro.

El coeficiente de flujo se introduce de 0.8549, tal y como se indicó en el apartado 3.5.2.3, coeficientes de flujo en elementos auxiliares. Este coeficiente corresponde al ensayo que se realizó colocando el cuerpo de inyección y el filtro de aire, por lo que se consideran en este punto las pérdidas de ambos componentes. En el resto del tramo serán especificados con valor 1.

Debido a que sólo se simularan resultados a carga máxima y se ha caracterizado el coeficiente de flujo de todo el tramo de admisión, no se incorporará al modelo válvula de mariposa.

4.3.4 Conducto 2 (Pipe 2)

Este conducto representa el segundo tramo del cuerpo de inyección (a partir del punto donde se inyecta el combustible) y la primera parte de la culata. Tiene una longitud total de 68mm y un diámetro variable tal y como se especifican en la tabla.

	Posición (mm)	Diámetro (mm)
1	0	45
2	11.5	45
3	16.5	39
4	28	39
5	68	41.012193

Figura 52: geometría del conducto 2.

El diámetro final del conducto corresponde al diámetro equivalente a la suma de los dos conductos de admisión. De esta forma, se enlazarán con estos conductos mediante una unión.

Las condiciones generales de fricción y transferencia de calor son iguales a las del conducto 1. Las condiciones de inicialización son del tipo Set 2, ya que a partir de este punto ya se ha inyectado el combustible.

4.3.5 Unión 1 (Junction 1, J1)

A la entrada de la culata, el conducto de admisión se divide progresivamente en dos, uno para cada válvula de admisión. Para modelar esta bifurcación se ha utilizado el elemento “unión”, en su modalidad de “presión estática constante”. Para el correcto funcionamiento de este elemento, es necesario que las áreas de entrada sean iguales a las de salida. Para ello se especificó en el conducto 2, un diámetro equivalente a las áreas de los dos conductos de salida de la unión.

4.3.6 Conductos 3 y 4 (Pipe 3 y Pipe 4)

En estos dos tramos se modelan los conductos individuales que guían el flujo hacia el cilindro, y que finalizan en las válvulas de admisión. Ambos conductos son iguales.

Tienen una longitud de 35 mm y un diámetro de 29 mm. Las condiciones generales de fricción y transferencia de calor son iguales a las del conducto 1. Las condiciones de inicialización son del tipo Set 2.

4.3.7 Cilindro (Cylinder)

El elemento cilindro incluye la especificación geométrica del mismo, la ley de combustión, la transferencia de calor y las características del sistema de distribución.

Las dimensiones generales introducidas son las siguientes.

Diámetro	78 mm
Carrera	52 mm
Relación compresión	12.6
Longitud biela	95.5 mm
Desfase bulón	0 mm
Espacio efectivo blow-by	0.0008mm
Presión media del cárter	1 bar

Figura 53: especificación general del cilindro.

El modelo de barrido utilizado es el de mezcla perfecta. Esta elección se justifica porque se trata de un motor de cuatro tiempos de inyección indirecta, en el que se puede considerar que la mezcla admitida al cilindro es homogénea, así como los productos de la combustión.

En este elemento, la inicialización no corresponde a ninguno de los tres Set utilizados, ya que las condiciones son especiales, y referidas a un instante concreto del ciclo. Ese instante es el final de la fase de alta presión (tiempo de combustión) y justo en el instante de apertura de la válvula de escape. Se ha considerado para este punto una presión de 7 bar y una temperatura de 1600 K. Ambos datos se han obtenido tras una primera iteración con valores obtenidos de bibliografía.

4.3.7.1 Combustión

Para la ley de combustión se ha utilizado una ley de Vibe, con preparación externa de la mezcla. Los parámetros que caracterizan la liberación de calor son los siguientes:

- **Comienzo de la combustión:** se corresponde en el motor con el momento en el que se enciende la bujía. Este parámetro se ha introducido variable en función del régimen

de giro del motor, y sus valores toman los del avance de encendido programado en la centralita del motor.

- **Duración de la combustión:** este dato no ha sido medido de ninguna forma, quedando como variable de ajuste del modelo que se detallará en el capítulo 5.
- **Parámetro de forma:** se ha tomado el valor recomendado por AVL para un motor de estas características de 2.1.
- **Parámetro “a”:** se ha tomado el valor recomendado por AVL para un motor de estas características de 6.9.

4.3.7.2 Transferencia de calor

Para simular los procesos de transferencia de calor en el cilindro, se ha utilizado el modelo de Woschni 1978, mientras que se ha seleccionado el modelo de Zapf para los puertos de admisión y escape. El software basa los cálculos en función de datos geométricos y térmicos del pistón, la cámara de combustión y la camisa.

- **Pistón:** tiene una superficie de transferencia de calor de 4778.36 mm^2 , equivalente al área obtenida del diámetro del pistón. Esta equivalencia puede asumirse en motores de encendido provocado, al no incorporar cámara de combustión labrada en el propio pistón. Se estima una temperatura de pared de 500 K, obtenida por bibliografía.
- **Cámara de combustión:** al contrario que en motores de encendido por compresión, que pueden tener culatas planas, en este motor se estima un área de cámara de combustión equivalente al 110% del área obtenida del diámetro del pistón. De esta forma se obtiene una superficie de 5256.196 mm^2 . Se estima una temperatura de pared de 800 K, obtenida por bibliografía.
- **Camisa:** la superficie de camisa que se tiene en cuenta para la transferencia de calor es aquella que queda libre con el pistón en el punto muerto superior. Como el pistón en su punto muerto superior queda al borde del cilindro, se ha considerado que sólo queda libre la altura que proporciona la junta de la culata. De esta forma se obtiene una superficie cilíndrica de 159.28 mm^2 . A continuación se especifican las temperaturas estimadas de pared con el pistón en punto muerto superior (700 K), y en punto muerto inferior (690 K). Ambos parámetros obtenidos por bibliografía.

En los tres casos, los factores de calibración se dejan en valor 1.

En este mismo apartado se especifica el sistema de combustión. Para motores diesel de inyección directa y para todos los motores de gasolina (como es el caso), AVL indica seleccionar la opción “Inyección Directa”.

4.3.7.3 Sistema de distribución

El sistema de distribución se introduce forma individual para cada una de las cuatro válvulas, siendo dos de admisión y dos de escape.

En primer lugar se introduce el sistema de control de admisión y escape, que se realiza mediante válvulas, asociadas a cada uno de los conductos correspondientes. Se especifican las áreas de válvula y las temperaturas medias aproximadas de las mismas.

	Superficie (mm ²)	Temperatura de pared (K)
Conducto 3 (admisión)	660.52	350
Conducto 4 (admisión)	660.52	350
Conducto 5 (escape)	490.875	550
Conducto 6 (escape)	490.875	550

Figura 54: superficie de válvula y temperatura de pared del sistema de admisión y escape.

- Válvulas de admisión:** el diámetro de referencia para las válvulas de admisión es de 29 mm, con una holgura nula, y con el levantamiento efectivo como referencia. El factor de escala, al tratarse de un conducto único por válvula es 1. A continuación se especifica la ley de levantamiento, con una relación entre el ángulo de cigüeñal y el levantamiento correspondiente. Los valores introducidos fueron obtenidos por medición directa sobre el motor y mostrados en el apartado 3.4.2, figura 17. En otro apartado, se introducen los coeficientes de flujo, para cada posición de válvula. Dichos coeficientes fueron obtenidos mediante ensayo en banco de flujo y se muestran en el apartado 3.5.2.1, figura 26. Los datos se han especificado en función del levantamiento efectivo de válvula, y con un ratio de presión medio de 0.9805. Este dato corresponde a la caída de presión media obtenida en todos los puntos de levantamiento ensayados.

P ₁₀ (Pa)	P ₂ (Pa)	Ratio (-)
101325	101325	1.0000
101325	98835	0.9754
101325	98835	0.9754
101325	98945	0.9765
101325	99176	0.9788
101325	99440	0.9814
101325	99595	0.9829
101325	99684	0.9838
101325	99790	0.9849
101325	99825	0.9852
ratio medio		0.9805

Figura 55: relación de presiones aguas arriba y aguas abajo de las válvulas de admisión.

- Válvulas de escape:** el diámetro de referencia para las válvulas de escape es de 25 mm, con una holgura nula, y con el levantamiento efectivo como referencia. El factor de escala, al tratarse de un conducto único por válvula es 1. A continuación se especifica la ley de levantamiento, con una relación entre el ángulo de cigüeñal y el levantamiento correspondiente. Los valores introducidos fueron obtenidos por medición directa sobre el motor y mostrados en el apartado 3.4.2, figura 17. En otro apartado, se introducen los coeficientes de flujo, para cada posición de válvula. Dichos coeficientes fueron obtenidos mediante ensayo en banco de flujo y se muestran también en el apartado, 3.5.2.1, figura 27. Los datos se han especificado en función del levantamiento efectivo de válvula, y con un ratio de presión medio de 1.022. Este dato corresponde a la caída de presión media obtenida en todos los puntos de levantamiento ensayados.

P₁₀ (Pa)	P₂ (Pa)	Ratio (-)
101325	101325	1.0000
101325	98831	1.0252
101325	98825	1.0253
101325	98868	1.0249
101325	99110	1.0223
101325	99175	1.0217
101325	99285	1.0205
101325	99383	1.0195
101325	99525	1.0181
101325	101325	1.0000
ratio medio		1.022

Figura 56: relación de presiones aguas arriba y aguas abajo de las válvulas de escape.

4.3.8 Conductos 5 y 6 (Pipe 5 y Pipe 6)

En estos dos tramos se modelan los conductos individuales que guían el flujo desde el cilindro, y que finalizan en el tramo final de escape incluido en la culata. Ambos conductos son iguales.

Tienen una longitud de 35 mm y un diámetro de 25 mm. Las condiciones generales de fricción y transferencia de calor son iguales a las del conducto 1, excepto una temperatura de pared de 950 K, al tratarse del escape. Las condiciones de inicialización son del tipo Set 3, puesto que los gases son productos de combustión.

4.3.9 Unión 2 (Junction 2, J2)

A la salida de la culata, los conductos de escape individuales se unen en un único conducto, situado en la propia culata, que conduce hasta el tubo de escape. El modelado es igual que en el caso de la admisión, pero en posición opuesta. Para modelar este acoplamiento de conductos se ha utilizado el elemento “unión”, en su modalidad de “presión estática constante”. Para el correcto funcionamiento de este elemento, es necesario que las áreas de entrada sean iguales a las de salida. Para ello se especificará en el conducto 7, un diámetro inicial equivalente a las áreas de los dos conductos de entrada a la unión.

4.3.10 Conducto 7 (Pipe 7)

El conducto número 7 corresponde al último tramo de culata y al tubo de escape, desde que los dos colectores de escape (uno de cada válvula), se unen en la misma. Como el sistema de escape no incorpora ningún tipo de restricción al flujo, se especifica como un conducto de diámetro variable en función de la distancia. Tiene una longitud de 1520 mm y los diámetros que se indican a continuación.

	Posición (mm)	Diámetro (mm)
1	0	35.355339
2	40	32.4
3	240	32.4
4	300	32.4
5	390	34.4
6	560	37.4
7	700	42.4
8	900	54.4
9	1100	56.8
10	1130	56.8
11	1460	75
12	1520	54.4

Figura 57: geometría del conducto 7.

La obtención de la geometría de escape se ha realizado por medición directa, tal y como se indicó en el apartado 3.3. De igual forma, los detalles de sus dimensiones se pueden consultar en el ANEXO 1.

Las condiciones generales de fricción y transferencia de calor son iguales a las del conducto 1, excepto una temperatura de pared de 950 K, al tratarse del escape. Las condiciones de inicialización son del tipo Set 3, puesto que los gases son productos de combustión.

4.3.11 Límite del sistema 2 (System Boundary 2, SB2)

Este elemento es la condición de contorno de salida de los gases a la atmósfera cuando abandonan el motor. Al igual que el límite 1, se implementa el tipo estándar. Las condiciones de inicialización son del tipo Set 3.

En cuanto a los coeficientes de flujo, se ha utilizado este punto para introducir las pérdidas medidas en el conjunto de escape. Tal y como se detalló en el apartado 3.5.2.3, se obtuvieron mediante ensayo los coeficientes de flujo del conducto de escape, tanto en expulsión de gases como en reflujo. En este apartado del SB2, se han introducido los siguientes datos:

- Coeficiente de flujo en expulsión de gases: 0.9347
- Coeficiente de flujo en aspiración de gases (reflujo): 0.8549

4.3.12 Control de inyección PID

Para tener un control eficaz sobre el dosado que se utiliza en la mezcla, se ha implementado un controlador PID conectado al inyector y al cilindro. El canal del cilindro actúa como sensor, leyendo el dosado en el mismo. El canal del inyector hace la función de actuador. Por último, se introduce el canal de valor guía, desde el que se introduce el dosado deseado a cada régimen mediante un parámetro variable. Este parámetro variable incluye los valores de Air-Fuel-Ratio que utiliza la centralita a plena carga. Los valores de todo el campo motor se encuentran especificados en la sección 3.8, figura 42.

Con este sistema, el regulador forzará al inyector a introducir una cantidad de combustible tal, que se consiga el dosado requerido en el cilindro. Ajustando los parámetros del regulador, se consigue que el sistema se estabilice en menos de 25 ciclos de simulación.

Los parámetros utilizados en el regulador son los siguientes:

- PROPORCIONAL: 0.5
- INTEGRAL: 10
- DERIVATIVO: 0

En el canal del actuador, se introduce además un valor inicial de 15, con un mínimo de 10 y un máximo de 20.

4.4 MODELO 2: motor modificado y modelado con conductos unificados

En este modelo, la especificación de los conductos de válvula se ha realizado de una forma diferente al MODELO 1. En lugar de incorporar un conducto para cada una de las válvulas, tal y como existe en el motor real, se ha realizado un conducto único para las dos válvulas de admisión y otro único para las dos válvulas de escape. Este planteamiento, nace del hecho de que en el ensayo en el que se determinaron los coeficientes de flujo para admisión y escape, el accionamiento y la medición se realizó con dos válvulas a la vez. Es decir, cada punto de medición de caudal y pérdida de carga, se tomaba para un grado de apertura de válvula, pero siempre accionando dos válvulas a la vez (las dos de admisión o las dos de escape). De esta forma, se considera que las pérdidas de todo el conjunto de admisión incluido en la culata, se han valorado en los coeficientes de flujo, y por tanto, se puede modelar un único conducto de diámetro equivalente. Las longitudes del conducto sin embargo, son fundamentales para el comportamiento dinámico de ondas, por lo que han de ser siempre equivalentes al MODELO 1. Otra diferencia que implica este planteamiento es la eliminación de los elementos de unión entre conductos (J1 y J2).

Al igual que en el primer modelo, se muestra en primer lugar un esquema de la disposición de los elementos y conductos en el MODELO 2.

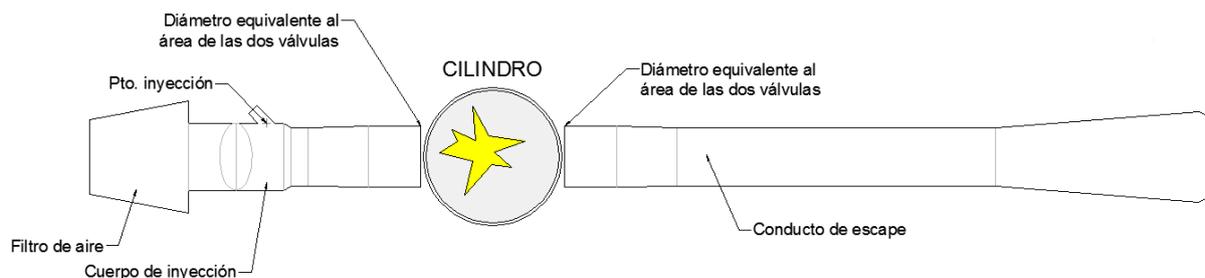


Figura 58: dibujo esquemático de la disposición de conductos en el MODELO 2.

El aspecto de este modelo en el software es el siguiente.

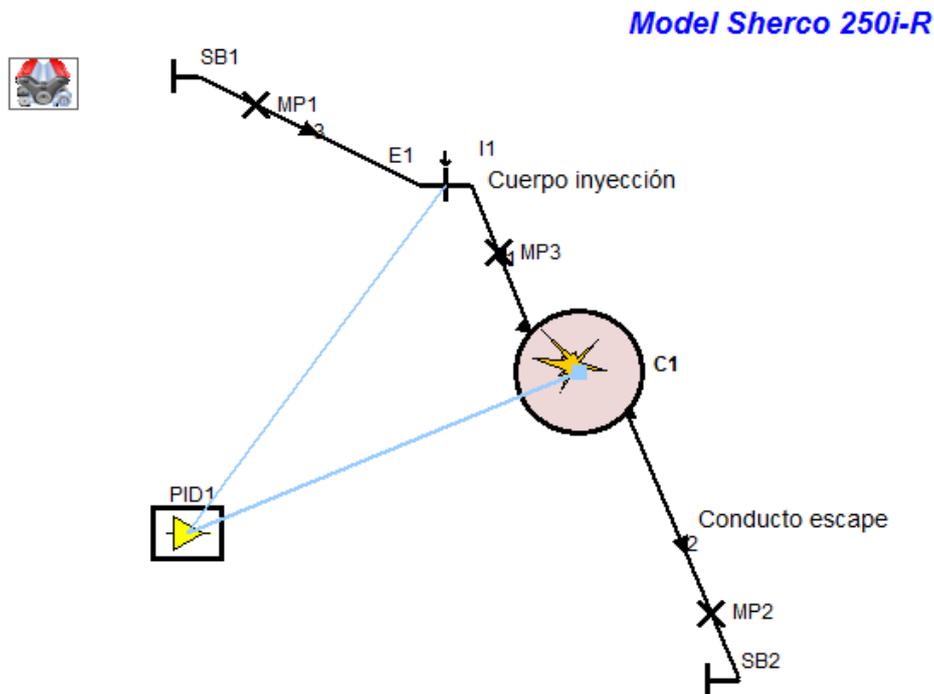


Figura 59: vista gráfica del MODELO 2 en el software Boost

A diferencia del primer modelo, entre el cuerpo de inyección y el cilindro, sólo hay un conducto. De igual forma, sólo hay un conducto entre el cilindro y el punto de salida de los gases de escape.

En ambos casos, los parámetros generales y de inicialización son iguales, siendo diferentes las geometrías.

- **Conducto de admisión:** tramo equivalente a los conductos 2, 3 y 4 del MODELO 1. Tiene una longitud de 103 mm, con los siguientes diámetros.

	Posición (mm)	Diámetro (mm)
1	0	45
2	11.5	45
3	16.5	39
4	28	39
5	68	41.012193
6	103	41.012193

Figura 60: dimensiones del tramo de admisión para el MODELO 2.

- **Conducto de escape:** equivalente a los conductos 5, 6 y 7 del MODELO 1. Tiene una longitud de 1555 mm, con los siguientes diámetros.

	Posición (mm)	Diámetro (mm)
1	0	35.355339
2	35	35.355339
3	75	32.4
4	275	32.4
5	335	32.4
6	425	34.4
7	595	37.4
8	735	42.4
9	935	54.4
10	1135	56.8
11	1165	56.8
12	1495	75
13	1555	54.4

Figura 61: dimensiones del tramo de escape para el MODELO 2.

Al unificar los conductos de admisión y escape, es necesario modificar las especificaciones del cilindro.

El sistema de distribución se introduce unificando las parejas de válvulas, siendo una de admisión y una de escape.

En primer lugar se introduce el sistema de control de admisión y escape, que se realiza mediante válvula, asociadas a cada uno de los conductos correspondientes. Se especifican las áreas de válvula y las temperaturas medias aproximadas de las mismas. En este caso, la superficie de cada válvula es equivalente a la suma de la pareja de válvulas correspondiente.

	Superficie (mm²)	Temperatura de pared (K)
Conducto 2 (admisión)	1321.04	350
Conducto 3 (admisión)	981.75	350

Figura 62: superficie de válvula y temperatura de pared del sistema de admisión y escape en el MODELO 2.

Las leyes de levantamiento son las mismas que en el MODELO 1. Los coeficientes de flujo, tal y como se mostró en el apartado 3.5.2.2, son los mismos que en el MODELO 1. Existen diferencias en la especificación general de válvula, en la que al tratarse de un solo conducto que engloba dos válvulas, ha de introducirse un factor de escala. Este factor se calcula mediante una pequeña ecuación especificada por AVL y que relaciona el diámetro de válvula con el del conducto y el número de válvulas.

$$f_{sc} = \frac{n_v \cdot d_{vi}^2}{d_{pi}^2}$$

f_{sc} scaling factor

n_v number of valves modeled with the port under consideration

d_{vi} inner valve seat (= reference) diameter

d_{pi} attached pipe diameter

Figura 63: ecuación para obtener el factor de escala.

A continuación se muestran los factores de escala obtenidos.

- Admisión: 1.1059
- Escape: 1.020

Todo aquel dato no indicado en este apartado, se ha introducido igual al del MODELO 1.

4.5 MODELO 3: motor original

Por último, se ha realizado un tercer modelo, intentando simular el comportamiento que tenía el motor antes de las modificaciones que se realizaron en el sistema de admisión y escape. Partiendo de nuevo del MODELO 1 (misma disposición de conductos y elementos), la principal diferencia radica en que no se dispone de los coeficientes de flujo del motor original, principales afectados por las modificaciones. Aun así, dadas las tendencias obtenidas con los coeficientes que sí se han medido, han sido estimados de forma aproximada.

Por otro lado, en lugar de introducir el dosado medido en banco con el motor modificado, se introducirá directamente el dosado programado en la centralita. Este dosado estaba calibrado en fábrica para el sistema de admisión original. Estos datos se especificaron en el apartado 3.8, figura 42, aunque se detallan a continuación los valores a plena carga.

		Air Fuel Ratio (-)											
		RÉGIMEN (RPM)											
		1800	2200	2600	3500	4500	5500	6500	7500	9000	10000	11500	13000
100		13	12.9	12.9	12.8	12.8	12.7	12.6	12.5	12.5	12.2	12.2	12.2

Figura 64: dosado a plena carga utilizado en el MODELO 3.

Por último, es importante señalar que sí se dispone de la curva de par del motor original (apartado 3.7, figura 39), por lo que se podrá comparar el resultado obtenido y valorar si la simulación es válida.

4.5.1 Aproximación de los coeficientes de flujo originales

Partiendo del análisis que se realizó sobre los coeficientes de flujo medidos, se ha desarrollado una aproximación de cómo podrían ser los coeficientes originales. Tal y como se explicó en el 3.5.2.1, las curvas obtenidas eran prácticamente rectas. Esto se asumía como el resultado del proceso de porteadado y pulido de conductos, que eliminaba las potenciales zonas de formación de garganta. De esta forma, el área limitante era el área de cortina en gran parte del rango de apertura.

Por otro lado, se calcularon también los coeficientes de descarga (apartado 3.6), donde se aplicaba el cálculo del gasto ideal al área de cortina para cada alzado. Estos coeficientes mostraban también una tendencia bastante plana, aunque con una inflexión más notoria.

Tanto en los coeficientes de flujo como en los de descarga, la pequeña inflexión se produce en el entorno de los 6 mm de apertura. Así pues, se asumirá la hipótesis de que es en ese punto donde se producía la garganta limitante en el motor original. Y que a partir de ahí, la tendencia del coeficiente de flujo comenzaba a formar una asíntota horizontal.

Bajo esa hipótesis, se han aproximado manualmente unos coeficientes de flujo para admisión y escape que intenten emular ese comportamiento, así como una caída de presión

mayor en todo el rango, fruto del peor acabado de los conductos. En ambos casos se ha consultado bibliografía para estimar unas curvas similares a las típicas en encontradas en motores de serie.

A continuación se muestra la comparación entre los coeficientes medidos y los estimados, tanto para admisión como para escape.

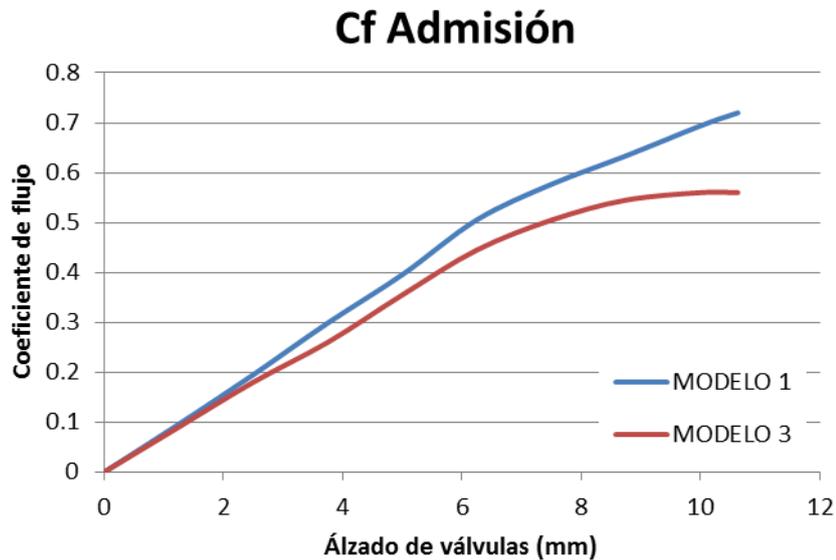


Figura 65: comparación entre los coeficientes de medidos y los estimados para la admisión del MODELO 3.

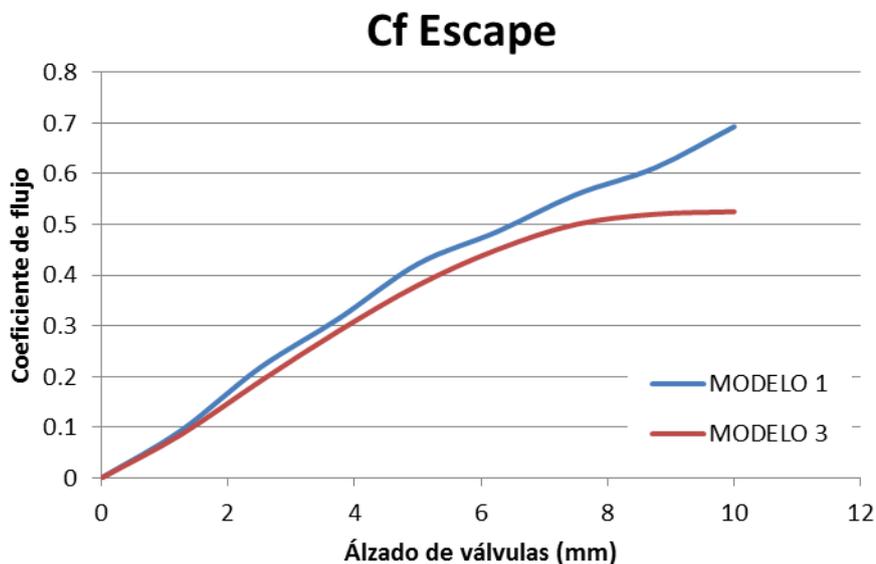


Figura 66: comparación entre los coeficientes medidos y los estimados para el escape en el MODELO 3.

Con estos coeficientes de descarga, junto al dosado calibrado para el motor original, se ha realizado el MODELO 3. Todo aquel dato no indicado en este apartado, se ha introducido igual al del MODELO 1.

Capítulo 5: Resultados y ajuste de los modelos

Capítulo 5: Resultados y ajuste de los modelos

En este capítulo, se explicará el método utilizado para ajustar los modelos hasta conseguir resultados satisfactorios. El objetivo a alcanzar es conseguir curvas de par respecto al régimen lo más parecidas posibles a las disponibles del motor real. En el caso de los modelos 1 y 2, se compararán con las curvas medidas por el autor, con el motor modificado. En el caso del modelo 3, se comparará con la curva del motor original proporcionada por el fabricante.

Tal y como se comentó en el apartado 4.3.7.1, la duración de la combustión es un parámetro desconocido del motor. Dicho parámetro será la variable de ajuste con la que se modificará de forma más fina la curva de par. La duración de la combustión se ha especificado en grados de cigüeñal.

En primer lugar, se realizará un estudio paramétrico utilizando los avances de encendido originales. Para cada punto de régimen, se realiza un barrido con diferentes duraciones de la combustión, introduciendo variaciones de 5 grados. Con estos datos, se obtiene una curva de par para cada duración, pudiéndose identificar la duración óptima.

Este procedimiento es similar al que se podría realizar con el motor en un banco de ensayos, cuando se ajusta el punto de encendido. En un motor determinado, la duración de la combustión viene dada por los diferentes aspectos termodinámicos. Cuando se optimiza su funcionamiento en busca del par óptimo a cada régimen, se va modificando el avance hasta encontrar el punto de mejores prestaciones, siempre que no se encuentre autoencendido. En el caso del motor real, la duración de la combustión es propia del motor, ajustándose el avance. En el caso del motor simulado, ya se conoce el avance optimizado por el fabricante, para la duración de combustión que tiene ese motor. Por tanto, si se ajusta la duración, lo que se obtiene es aquella con la que se obtuvo el avance óptimo. El proceso es igual pero en orden inverso, por lo que se podría determinar que es equivalente, y por tanto que el procedimiento es válido.

Hay que señalar en este punto, que en el modelo no se tiene en cuenta la posibilidad de que se produzca autoencendido. En el motor real sí que se puede detectar. En la curva de avance a plena carga (Figura 44) se observa como a partir de cierto régimen, el avance se mantiene constante. Esta configuración puede haberse utilizado tras encontrar problemas de detonación a alto régimen.

Una vez obtenida la curva de par óptima, se procede a modificarla buscando igualar las curvas de par modelado con las reales. Este procedimiento no tiene tal correspondencia física, pero con los datos y ensayos disponibles, resulta el más eficaz para alcanzar resultados válidos.

A continuación, se expondrán los resultados obtenidos para los modelos.

5.1 MODELO 1

En la siguiente tabla se muestran los resultados del barrido de duraciones de combustión.

		AVANCE ORIGINAL (grados)																
		14.8	16.8	19.0	21.6	28.2	33.5	36.0	36.0	36.0	36.0	36.0	36.0					
		RÉGIMEN (RPM)																
		1800	2200	2600	3500	4500	5500	6500	7500	9000	10000	11500	13000					
DURACIÓN DE LA COMBUSTIÓN (grados)	0																	
	5																	
	10																	
	15																	
	20																	
	25	12.88	8.86	14.59														
	30	13.19	9.48	15.06														
	35	13.32	9.94	15.43	15.23	11.99												
	40	13.36	9.95	15.63	15.50	12.21												
	45	13.30	10.15	15.72	15.70	12.49												
	50	13.15	10.51	15.71	15.77	12.67									23.96			
	55	12.99	10.51	15.61	15.77	12.90	16.59	22.01		19.79	24.89	24.41	20.52					
	60	12.76	10.36	15.47	15.70	12.91	16.79	22.45	22.39	20.16	25.30	24.88	20.73					
	65	12.45	10.30	15.24	15.50	12.85	16.87	22.78	22.67	20.45	25.65	25.10	21.04					
	70	12.12	10.17	14.98	15.31	12.91	16.79	23.00	22.91	20.60	25.84	25.33	21.19					
	75	11.83	9.91	14.66	15.05	12.40	16.61	23.07	23.03	20.72	25.93	25.41	21.27					
80	11.46	9.49	14.30	14.78	11.91	16.33	23.10	23.06	20.75	25.95	25.42	21.32						
85				14.43	11.14	16.05	22.97	23.01	20.70	25.89	25.34	21.23						
90				14.10	11.05	15.72	22.78	22.87	20.58	25.70	25.13	21.09						
95						15.37	22.50	22.67	20.39	25.48	24.85	20.89						
100						14.96	22.16	22.41	20.15	25.17	24.52	20.60						
105						14.52	21.78	22.11	19.83	24.77	24.13	20.31						
110						14.06	21.35	21.76	19.51	24.34		19.96						
115								21.36										

Figura 67: valores de par obtenidos en el barrido de duraciones de combustión.

Observando los valores de máximo par, se deduce la duración de la combustión óptima para cada régimen.

Duración de la combustión óptima

	RÉGIMEN (RPM)											
	1800	2200	2600	3500	4500	5500	6500	7500	9000	10000	11500	13000
Duración (grados)	40.0	55.0	45.0	55.0	60.0	65.0	80.0	80.0	80.0	80.0	80.0	80.0

Figura 68: duración de la combustión óptima obtenida.

Par medido y modelado

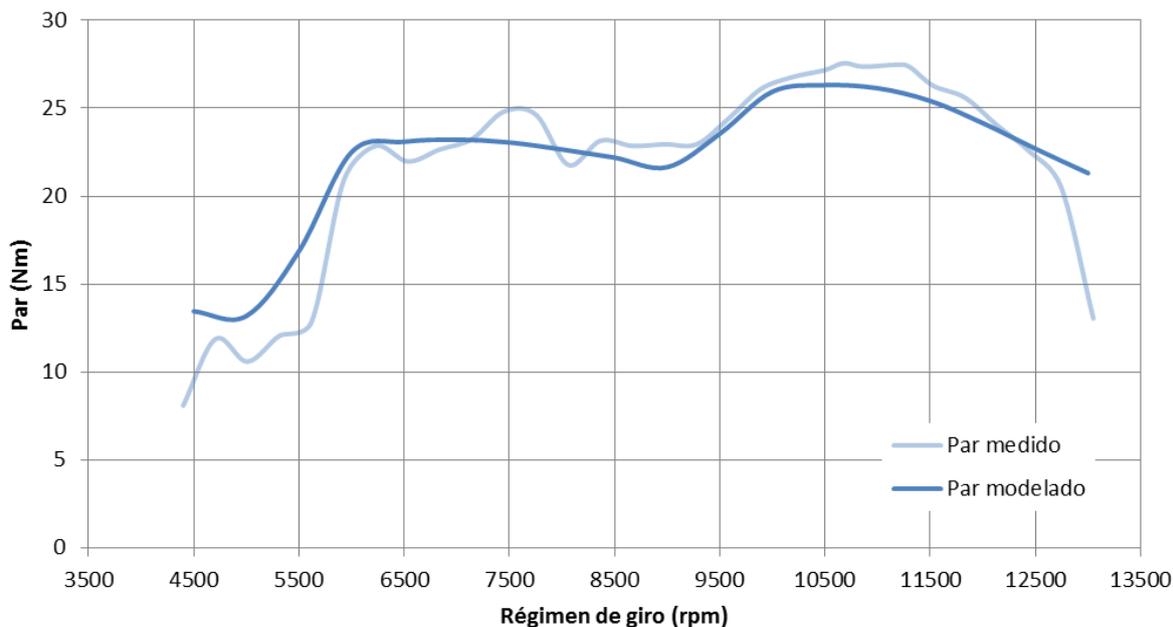


Figura 69: comparación de la curva de par medida con la modelada.

Los valores obtenidos dibujan una curva de par que sigue los valles y crestas de la curva original de forma correcta. No obstante, existen diferencias en los valores a alto régimen, donde el modelo estima algo menos de par, y a bajo régimen, donde estima valores superiores.

En el caso de bajo régimen, la cifra de par ligeramente inferior a la medida se puede explicar en el tipo de modelado para el régimen de giro. Se han realizado las simulaciones considerando una velocidad constante a lo largo de cada vuelta de cigüeñal. En el motor real, esta velocidad oscila debido a la irregularidad en la generación de par, propia de un motor de combustión interna alternativo. Este efecto es considerable en un motor de un único cilindro, muy especialmente a bajo régimen. Además, como el motor real no tenía bien ajustada la inyección, se amplificaba el efecto de las irregularidades de giro. El software Boost permite calcular una velocidad de giro más realista introduciendo la inercia de los elementos mecánicos, en lugar de forzar una velocidad constante. Dado que el interés del proyecto radica en optimizar la zona de alto régimen, donde este efecto se reduce notablemente, se ha utilizado la opción más simple de velocidad constante.

A medio régimen, dadas las irregularidades de la curva medida, se puede admitir como válido el resultado.

Una vez obtenida la curva de par para la duración de combustión óptima, se puede decalar la misma modificando dicha duración, para ajustar mejor la curva en las zonas donde el modelo estima más par que el motor real. Al tratarse de la curva óptima, en ningún caso se

puede aumentar el par alterando esta variable. Al tiempo que se realizó este ajuste, se ha realizado una interpolación de los parámetros que dependen del régimen, para obtener una curva más precisa. Esta interpolación es el mismo proceso que realiza la centralita cuando se encuentra en un punto del campo no especificado en la memoria.

A continuación se muestran los datos de par del MODELO 1, ajustados y validados como definitivos.

Régimen de giro (rpm)	Par (Nm)	Régimen de giro (rpm)	Par (Nm)
3500	14.282	8500	22.195
4000	12.208	9000	21.649
4500	11.894	9500	23.551
5000	11.248	10000	25.948
5500	13.907	10500	26.315
6000	22.505	11000	26.140
6500	23.095	11500	25.420
7000	23.219	12000	24.155
7500	23.059	12500	22.699
8000	22.657	13000	17.153

Figura 70: par obtenido en el MODELO 1 respecto al régimen de giro, tras el ajuste final.

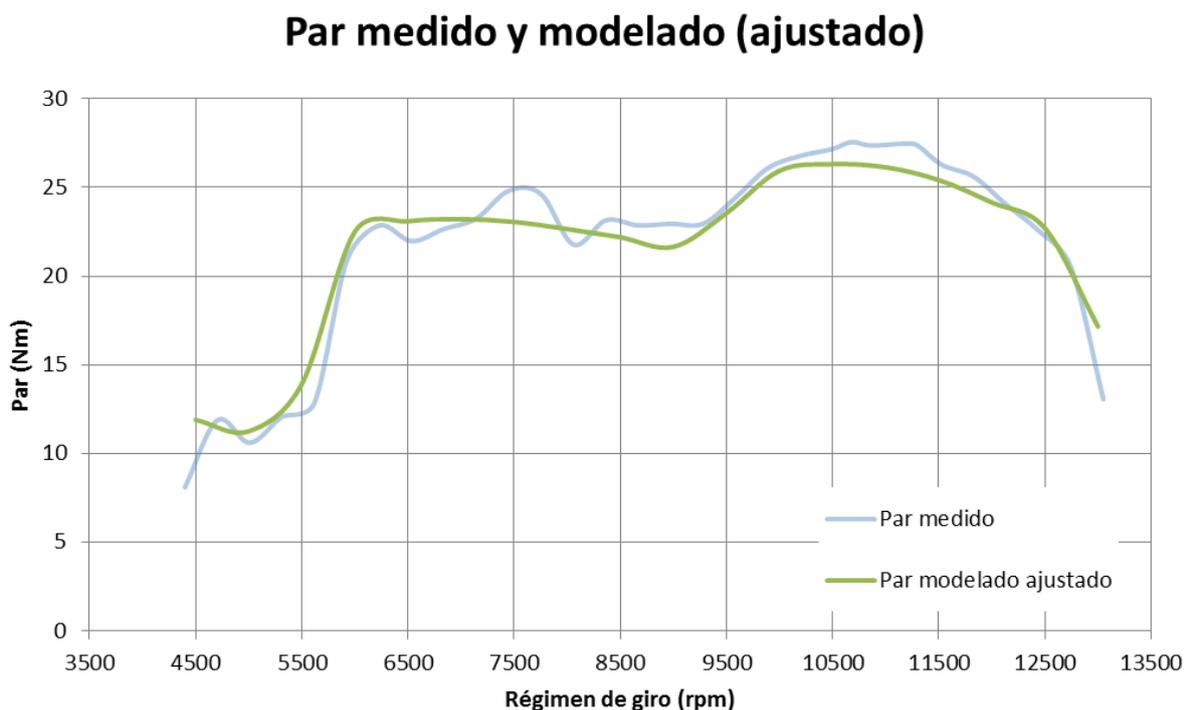


Figura 71: comparación del par modelado ajustado frente al par medido.

Una vez obtenido el MODELO 1, que será el utilizado para los estudios de mejora, se explicarán los modelos 2 y 3, como apoyo a los experimentos realizados.

5.2 MODELO 2

Como ya se explicó en el Capítulo 4, este modelo es igual al anterior, diferenciándose sólo en la forma que se especifican los conductos del sistema de admisión.

Utilizando el resto de datos iguales a los del MODELO 1 ajustado, y por tanto del motor de estudio modificado, se ha obtenido la curva de par. Ésta se muestra a continuación comparada con la del primer modelo.

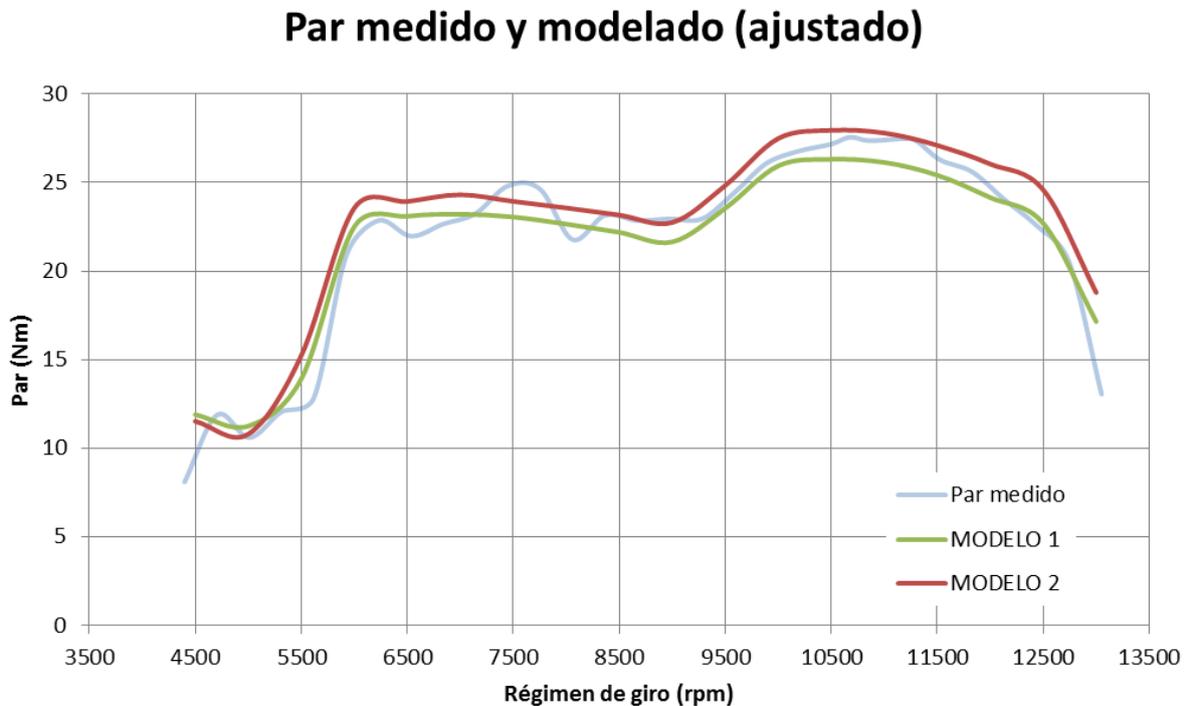


Figura 72: curva de par del MODELO 2 comparada con el MODELO 1 y el par medido.

Observando los gráficos comparados, se observa una clara mejora en todo el rango por parte del MODELO 2. Esta diferencia se justifica en los propios cambios aplicados. En el MODELO 2, el conducto de admisión y escape, al tener un diámetro equivalente a los dos del MODELO 1, tiene una superficie de conductos inferior, resultando en menores pérdidas por fricción. Por otro lado, al utilizar un conducto unificado, desaparece el elemento “unión” en el modelo. Este elemento, que trabaja en la modalidad de “presión estática constante”, provoca un comportamiento dinámico diferente, causando un rendimiento inferior en el MODELO 1.

Esta simulación, se ha realizado a modo de experimento, y a pesar de que obtiene mejores resultados, se ha desestimado al no ser estrictamente una reproducción del motor real en cuanto a la disposición de sus conductos.

Se podría realizar un ajuste más fino con las duraciones de la combustión o las pérdidas por fricción, pero el objetivo de este segundo modelo es comparar datos e hipótesis de modelado. Para todos los estudios de mejora se utilizará el MODELO 1, cuya optimización es el objetivo del proyecto.

5.3 MODELO 3

En último lugar, se ha experimentado con un modelo que trata de simular el motor, antes de ser modificado en sus conductos de admisión y escape. En el apartado 4.5.1 fue explicado el procedimiento utilizado para obtener unos coeficientes de flujo aproximados. En este caso, también se utiliza el dosado original programado en la centralita.

Utilizando el resto de datos iguales a los del MODELO 1 ajustado, se han obtenido las curvas de par, que se muestran a continuación comparadas.

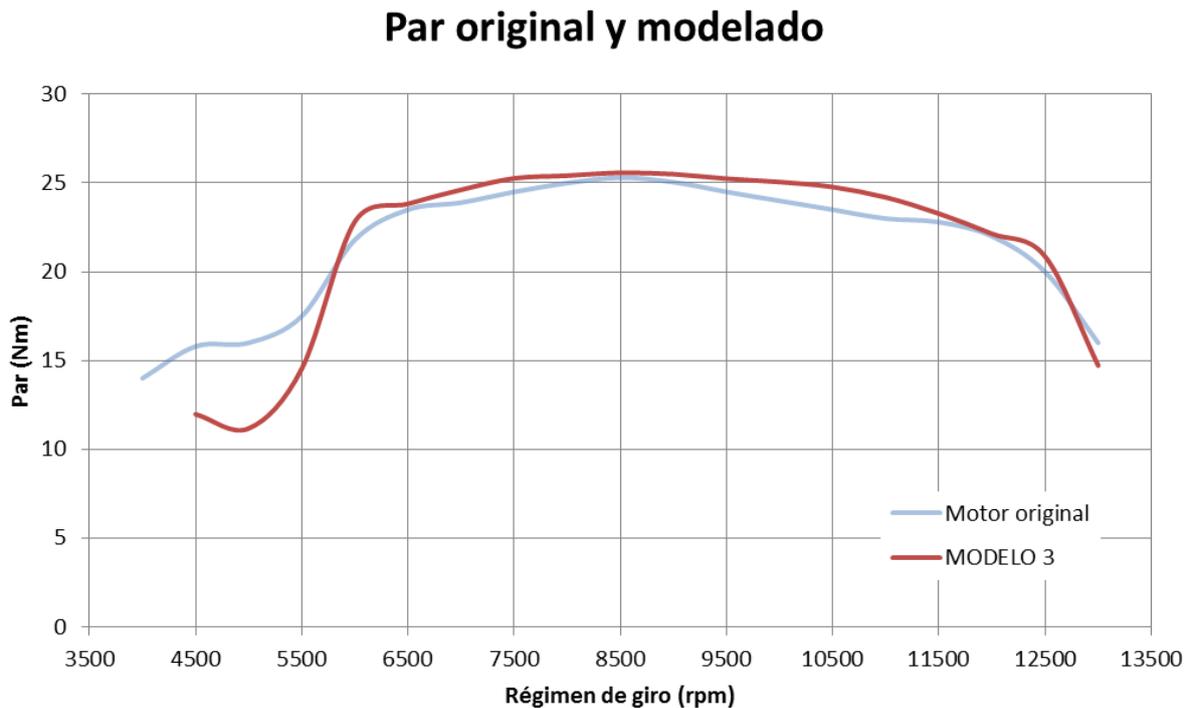


Figura 73: curva de par del MODELO 3 comparada con el par del motor original.

Los resultados en este caso, muestran un comportamiento prácticamente igual al del motor original, con la salvedad del régimen inferior a 5500 rpm, donde la estimación es inferior a los datos reales. Este comportamiento se explica porque se ha utilizado la duración de combustión corregida del primer modelo, en el que se empeoraba el bajo régimen para aproximar la curva medida del motor de estudio. Como en el motor original, además, la inyección sí está bien ajustada en esta zona, el resultado es un par estimado inferior al real. En el resto de puntos el resultado es muy satisfactorio, y considerando el procedimiento realizado para obtener los coeficientes de flujo, se puede afirmar que la ganancia obtenida en las modificaciones está bien aproximada.

Al igual que en el MODELO 2, se podría realizar un ajuste más fino con las duraciones de la combustión o las pérdidas por fricción, pero el objetivo de este tercer modelo es el comparar datos y afianzar las hipótesis de los coeficientes de flujo. Para todos los estudios de mejora se utilizará el MODELO 1, cuya optimización es el objetivo del proyecto.

5.4 Otros datos

5.4.1 Rendimiento volumétrico

A modo de información adicional, se ha obtenido el rendimiento volumétrico a plena carga para los tres modelos. Se muestra a continuación el resultado en forma gráfica.

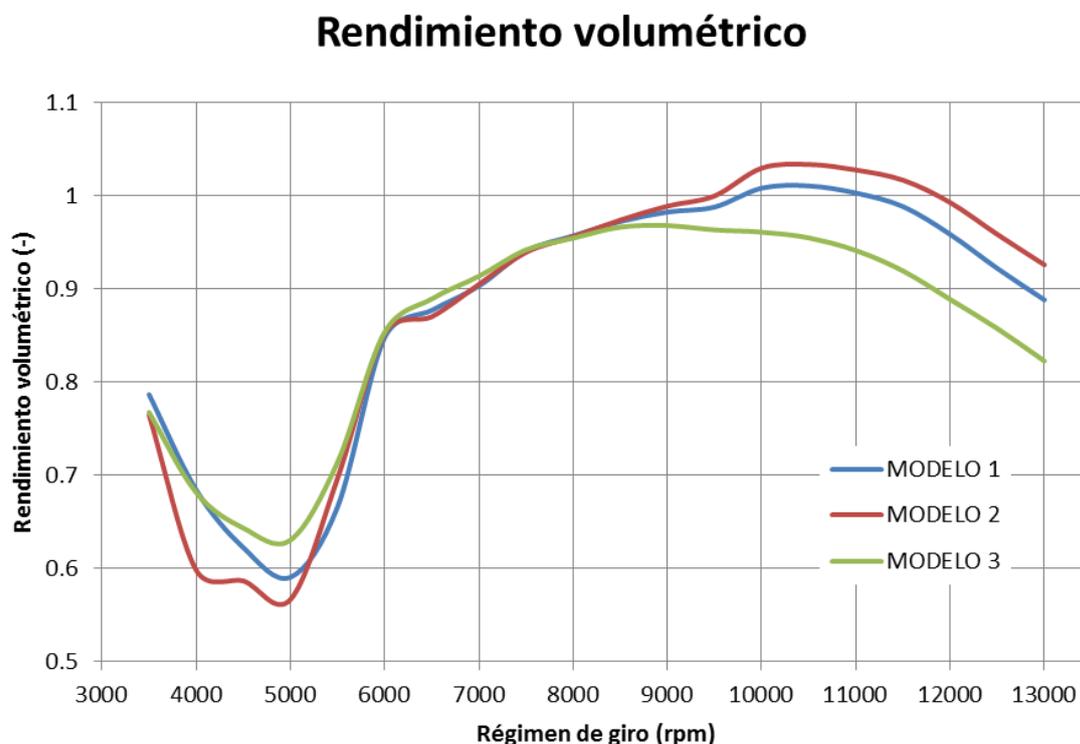


Figura 74: comparación del rendimiento volumétrico de los tres modelos.

En concordancia con lo analizado hasta ahora, los modelos 1 y 2 tienen el mejor llenado, siendo el 2 superior al 1. El razonamiento que explica estos resultados es el mismo que explica las curvas de par. Los dos primeros modelos tienen una admisión y escape mejorado, y precisamente, el principal afectado cuando se realizan este tipo de cambios, es el rendimiento volumétrico. Para el modelo 3, teniendo en cuenta cómo se obtuvieron sus coeficientes de descarga, se obtiene un resultado coherente. Al utilizar conductos de admisión y escape de serie, tiene un peor llenado a alto régimen. En este motor, se formará una garganta limitante en la admisión que reducirá el caudal máximo. Por debajo de ese caudal, la velocidad de los gases será muy similar a la del motor mejorado. Es sólo a alto régimen, cuando la velocidad del flujo se eleva notablemente, cuando se establecen claras diferencias.

En cuanto a las diferencias entre modelos 1 y 2, se explican por los mismos motivos que en las curvas de par, por lo que se remite a la lectura del correspondiente apartado.

Por último, destaca que en las tres curvas, existe una caída considerable en torno a 5000 rpm, que coincide con la caída del par en el mismo punto. Una caída de este tipo, y a bajo régimen, es síntoma de un diseño agresivo en la distribución y en las geometrías de conductos. Probablemente el motor está diseñado para ofrecer un buen rendimiento a medio y alto régimen. En un motor no sobrealimentado, el dimensionamiento suele realizarse enfocado a mejorar una zona del campo motor, en detrimento de otras. Si se quieren mejorar aún más las prestaciones, se ha de romper el compromiso entre el funcionamiento a alto y

bajo régimen, tal y como ocurre en este caso. Este punto tiene un mal llenado, un consumo alto y un par bajo, que además ocurren de forma muy brusca. Estas características podrían también sugerir que se produce una resonancia en los conductos, que trabaja de forma contraproducente a este régimen.

5.4.2 Consumo específico de combustible

Otros datos adicionales que son interesantes de analizar son las curvas de consumo específico de combustible. Al disponer de tres modelos, se puede realizar una comparación para verificar el efecto de las modificaciones del motor sobre el consumo.

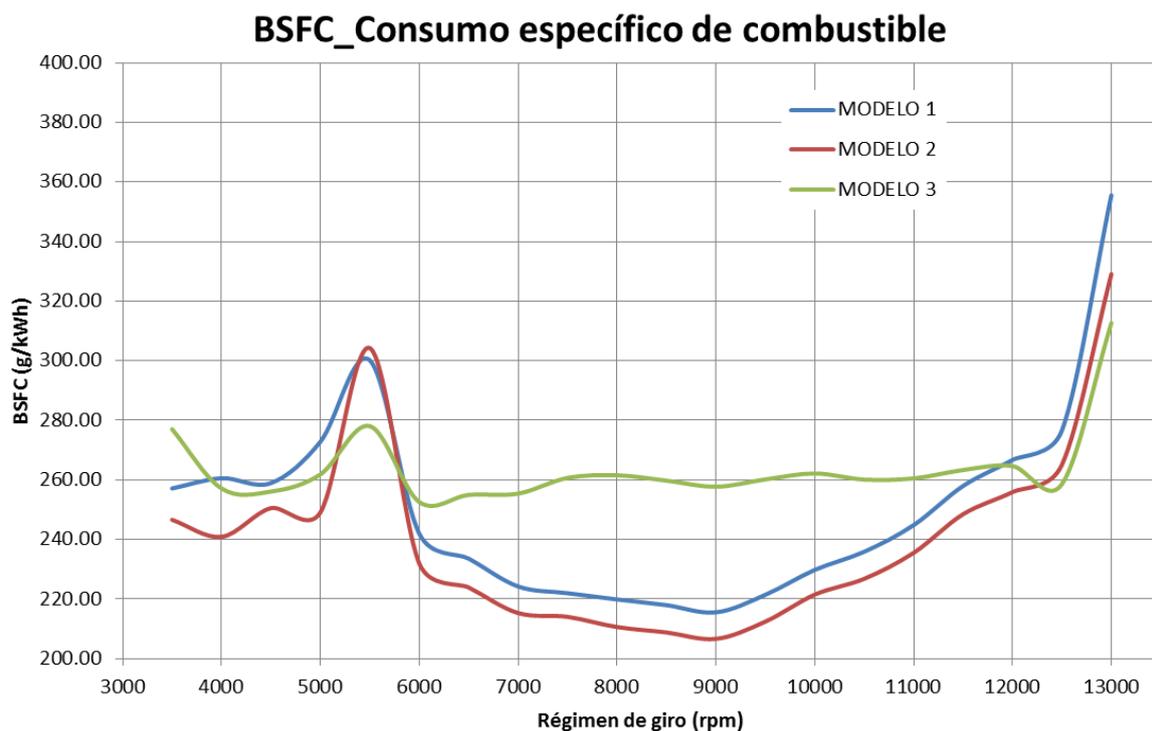


Figura 75: comparación del consumo específico de combustible en los tres modelos.

El resultado obtenido en cuanto a consumos específicos tiene diferencias más apreciables entre modelos que en el caso del rendimiento volumétrico. Los modelos 1 y 2, nuevamente tienen comportamientos similares, siendo siempre mejor el 2, por los mismos motivos expuestos en el análisis de las curvas de par.

En los tres casos destaca el pico de consumo alto en torno a 5000 rpm, que se puede explicar porque coincide con el punto de peor llenado del cilindro.

En el caso del MODELO 3, el resultado es un consumo estable en todo el régimen, pero considerablemente más alto. Esto se explica porque este modelo trabaja con un AFR muy constante en torno a 12.5, valor adecuado para máxima potencia. Los otros dos trabajan descompensados, teniendo zonas donde la mezcla es demasiado pobre. El consumo mínimo se alcanza a 9000 rpm, coincidiendo con el punto de alto régimen en el que el motor funciona con menos gasolina (AFR=18). En esta zona, además, el par obtenido en los modelos con la inyección descompensada (modelos 1 y 2) es inferior al del motor original.

Capítulo 6: Estudio de potenciación del motor

Capítulo 6: Estudio de potenciación del motor

Una vez validado el modelo principal de estudio (MODELO 1), se ha procedido a desarrollar las estrategias de potenciación del mismo, que son el objetivo principal del proyecto.

El planteamiento utilizado para estas mejoras es el siguiente. Se tiene un motor dado, con ciertas modificaciones ya realizadas de forma irreversible, y que están orientadas a aumentar la potencia. Al no poderse eliminar y estar realizadas por un profesional en la materia, estas modificaciones se dan por válidas. Con dicho motor y su correspondiente modelo, se estudiarán una serie de cambios adicionales que mejoren las prestaciones. Estos cambios corresponderán en lo posible con acciones reales que se pueden llevar a cabo sobre el motor, teniendo en cuenta las limitaciones físicas, pero también las limitaciones del software.

Para concretar más el objetivo del capítulo, es necesario señalar que el aumento de prestaciones que se busca está dirigido concretamente a conseguir una mejor aceleración a plena carga, y también una mayor velocidad punta. No se tendrán en cuenta parámetros como el consumo, las emisiones o el ruido.

Un aumento en la aceleración requiere aumentar la potencia máxima, aumentar el régimen máximo y tener potencia suficiente a medio régimen para los cambios de marcha. Para ganar velocidad punta se requieren cualidades similares.

A continuación se desarrollan los estudios realizados en los diferentes elementos del motor.

6.1 Inyección

El primer cambio a estudiar viene motivado por los resultados de dosado obtenidos en el ensayo en banco (apartado 3.7, figura 40), que se recuerdan en el siguiente gráfico.

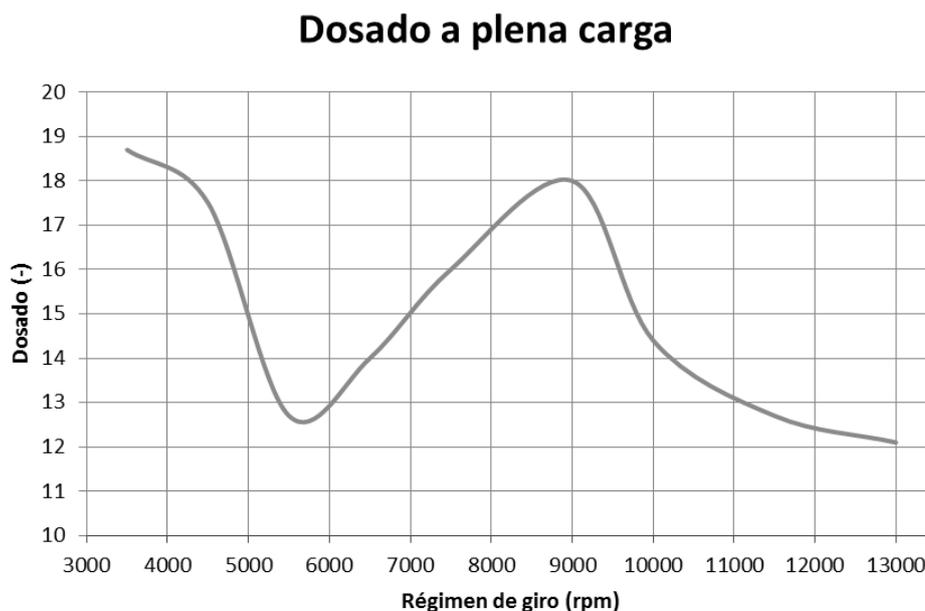


Figura 76: dosado a plena carga medido en el conducto de escape.

El dosado medido indica que el motor está completamente fuera de punto, con gran parte del régimen funcionando en mezcla pobre.

Como consecuencia, la primera modificación a estudiar es aplicar un dosado estable, empezando con el que viene programado en la centralita y probando con modificaciones de un punto o medio punto hasta encontrar los valores óptimos. Los dosados estudiados son los siguientes.

AFR (Air Fuel Ratio)						
rpm	(-2 ptos.)	(-1 pto)	ORIGINAL	(+1 pto.)	(+1.5 ptos)	Medido
3500	10.8	11.8	12.8	13.8	14.3	18.7
4000	10.8	11.8	12.8	13.8	14.3	18.1
4500	10.8	11.8	12.8	13.8	14.3	17.5
5000	10.75	11.75	12.75	13.75	14.25	15
5500	10.7	11.7	12.7	13.7	14.2	12.7
6000	10.65	11.65	12.65	13.65	14.15	13.35
6500	10.6	11.6	12.6	13.6	14.1	14
7000	10.55	11.55	12.55	13.55	14.05	15
7500	10.5	11.5	12.5	13.5	14	16
8000	10.5	11.5	12.5	13.5	14	16.67
8500	10.5	11.5	12.5	13.5	14	17.33
9000	10.5	11.5	12.5	13.5	14	18
9500	10.35	11.35	12.35	13.35	13.85	16.2
10000	10.2	11.2	12.2	13.2	13.7	14.4
10500	10.2	11.2	12.2	13.2	13.7	13.82
11000	10.2	11.2	12.2	13.2	13.7	13.26
11500	10.2	11.2	12.2	13.2	13.7	12.7
12000	10.2	11.2	12.2	13.2	13.7	12.5
12500	10.2	11.2	12.2	13.2	13.7	12.3
13000	10.2	11.2	12.2	13.2	13.7	12.1

Figura 77: tabla de dosados relativos implementados en el modelo.

En el siguiente gráfico se muestra el par obtenido al introducir el dosado original de la centralita y otros dosados relativos al mismo. También se indica el par del MODELO 1 con el dosado que se midió en banco.

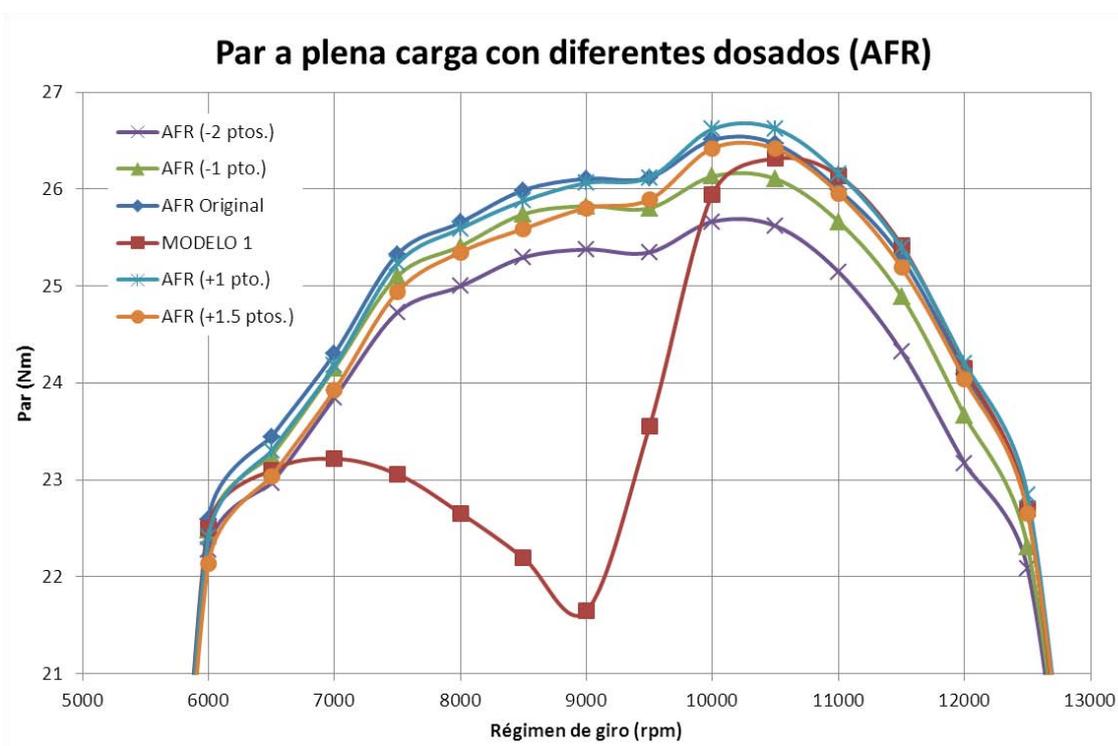


Figura 78: curvas de par obtenidas con los diferentes dosados.

Del estudio de los resultados se desprende en primer lugar, que la estabilización del dosado en torno a valores estequiométricos elimina completamente la caída de par entre 6.000 y 10.000 rpm. Por otro lado, los dosados probados con valores relativos de 1 y medio punto sobre el original, obtienen valores próximos entre ellos. Con dosados muy ricos (-2 puntos) se pierde par en toda la curva, al igual que con dosados demasiado pobres (+1.5 puntos).

Utilizando un valor de un punto superior al original, se obtiene el máximo pico de par a 10.000 rpm. Sin embargo, por debajo de 9.500 rpm, la curva es inferior a la del motor original. Con estos resultados, lo lógico es utilizar el AFR original hasta 9.000 rpm y subirlo un punto entre 9.000 y 13.000 rpm. El resultado combinado sería el siguiente.

rpm	AFR óptimo	rpm	AFR óptimo
3500	12.8	8500	12.5
4000	12.8	9000	12.5
4500	12.8	9500	13.35
5000	12.75	10000	13.2
5500	12.7	10500	13.2
6000	12.65	11000	13.2
6500	12.6	11500	13.2
7000	12.55	12000	13.2
7500	12.5	12500	13.2
8000	12.5	13000	13.2

Figura 79: dosado optimizado obtenido tras el estudio

En forma gráfica, el par obtenido con el AFR óptimo se muestra a continuación.

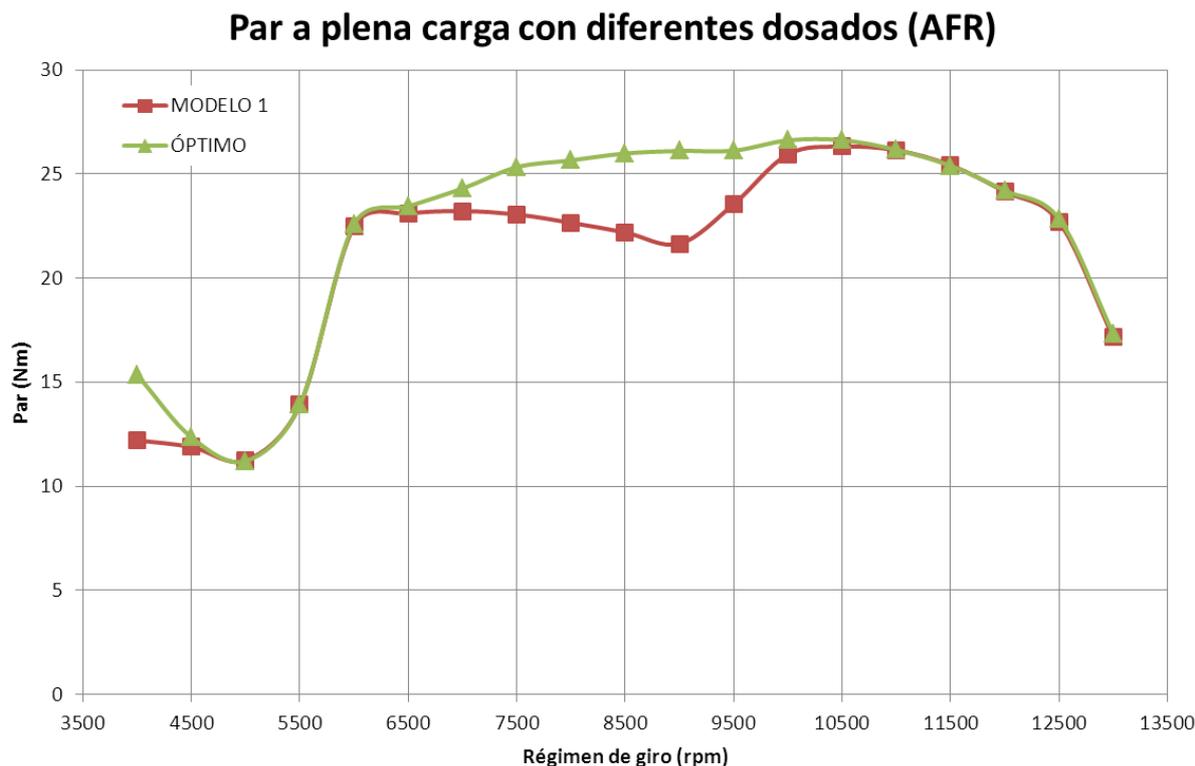


Figura 80: par a plena carga tras la optimización del dosado.

6.2 Sistema de admisión

El sistema de admisión es uno de los puntos de trabajo fundamentales en la mejora de motores de aspiración natural. La cantidad de gases introducidos al cilindro marcará enormemente la potencia que podrá generar el motor.

Este motor ya tiene aplicada una modificación muy importante para la mejora del llenado como es el porteoado y pulido de conductos. No obstante, se estudiarán otros cambios aplicables de menor calado para tratar de mejorar aún más.

6.2.1 Simulación de admisión presurizada

Una técnica muy empleada en vehículos de competición y de calle que no utilizan sobrealimentación, es la incorporación de un sistema de admisión presurizado. Este sistema consiste en utilizar una canalización estanca desde el frontal del vehículo hasta la caja de filtro. Gracias a esta disposición, cuando el vehículo avance a gran velocidad, se puede aprovechar la velocidad relativa entre el aire ambiental y el propio vehículo, aumentando la presión de aire en la caja de filtro. Este tipo de admisión dinámica es muy común en todo tipo de motocicletas, donde adquiere el nombre “ram-air”.

De acuerdo con la bibliografía consultada, la utilización de ram-air tiene un beneficio claro a alta velocidad, que sin embargo es difícil comprobar en un banco estático.

El efecto del sistema se hace patente a alta velocidad, pero es de destacar que más importante que la potencia que se gana, es la potencia que no se pierde. Si observamos la disposición habitual de la entrada de aire al motor en una motocicleta sin ram-air, ésta se

sitúa en posiciones intrincadas con objeto de evitar la entrada de agua y suciedad, y facilitar el mantenimiento. Cuando el vehículo circula a alta velocidad, los flujos que lo rodean se comportan de forma muy irregular, desviándose y dificultando la entrada de aire hacia el motor. Con la canalización desde el frontal, se evita este comportamiento que supone una reducción del llenado. Además, con el correcto diseño de la canalización y la caja, se consigue una pequeña sobrepresión.

Los experimentos consultados, llevados a cabo por preparadores profesionales, se han realizado estimando en primer lugar la caída de presión en la admisión cuando el vehículo no tiene la admisión presurizada. En segundo lugar, se ha medido de nuevo con el sistema ram-air actuando. La forma de simular esta situación es introduciendo aire a presión en la admisión, cuando el vehículo se encuentra en un banco estático.

La ganancia de presión con la velocidad adquiere valores del siguiente rango.

Velocidad (km/h)	Sobrepresión	
	%	milibares
100	0.5	5
150	1	10
200	1.9	19
250	2.9	29

Figura 81: sobrepresión en la caja de filtro para diferentes velocidades.

Con dichos aumentos de presión se pueden conseguir ganancias de hasta el 3% o el 5% en potencia, respecto a la prueba en banco estático. Hay que recordar que en un vehículo con admisión sin canalizar, la potencia a alta velocidad es inferior a la medida en banco, por lo que la ganancia relativa es en realidad mayor.

Teniendo en cuenta una velocidad punta del vehículo que utiliza el motor de estudio, de unos 200 km/h, se ha implementado al modelo un aumento de presión a la entrada del motor de 15 mbar. Esta ganancia se correspondería con una velocidad entre 150 y 200 km/h, situación de alta velocidad para el vehículo considerado.

La forma de introducir los datos al modelo ha sido en los valores de presión de inicialización. Al tratarse de la admisión, han sido modificadas las condiciones Set 1 y Set 2.

- **Set 1:** 102825 Pa
- **Set 2:** 96500 Pa

El resultado obtenido se estudia comparando la potencia máxima en el rango del alto régimen, ya que en la situación de alta velocidad, sólo se circulará en el entorno del régimen de potencia máxima.

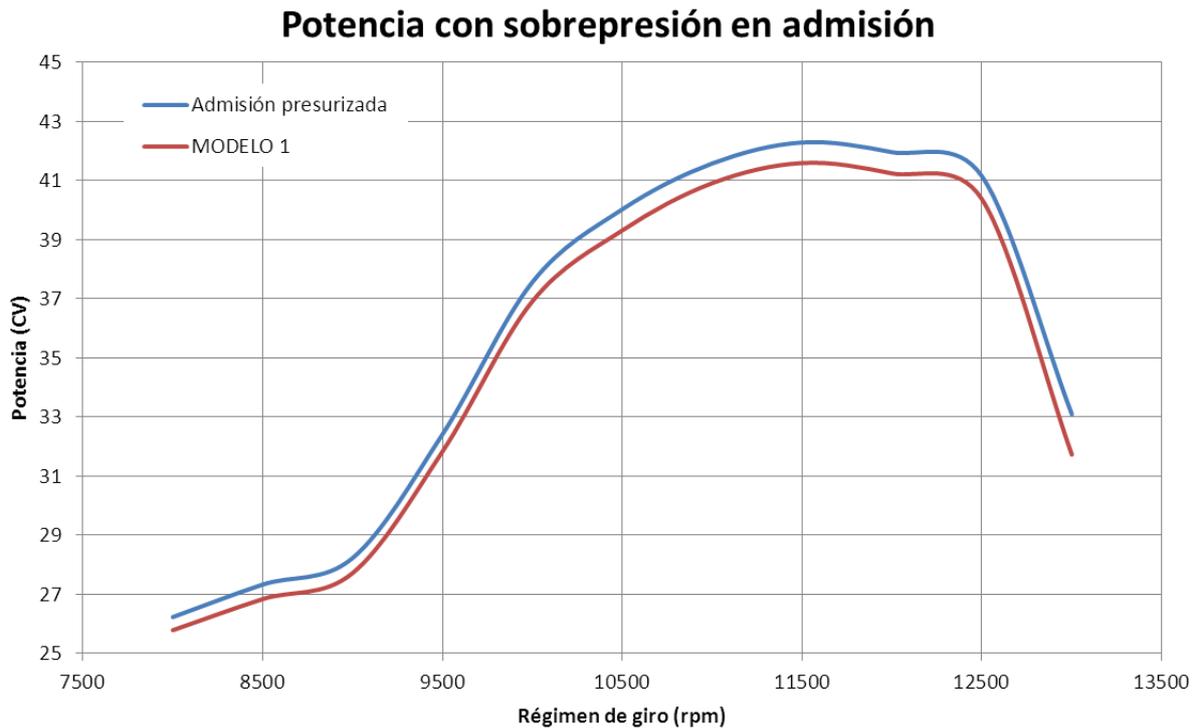


Figura 82: potencia a carga máxima con la admisión presurizada.

En los resultados se observa una clara mejoría, obteniéndose una potencia máxima de 42.3 CV. Comparado con la potencia sin la sobrepresión, de 41.6 CV, se ha mejorado un 1.7%. Esta cifra parece baja, pero hay que tener en cuenta que se compara con la medida de banco estático. El vehículo sin ram-air circulando a alta velocidad, tendría menor potencia, y la ganancia relativa sería mayor. Este tipo de modificación no empeora el funcionamiento del motor en ningún caso, por lo que es una mejora que merece la pena implementar en el vehículo.

6.2.2 Geometría del conjunto de admisión

En el apartado de geometría de la admisión, con la optimización se trata de ajustar el diámetro y la longitud del conducto. En el caso del motor de estudio, el diámetro en la parte de la culata está modificado y se encuentra ampliado al máximo posible. Ampliar el diámetro en el resto del conducto no tendrá efecto ya que la culata sería la zona más restrictiva. Además, se ha comprobado en las simulaciones que la velocidad del flujo en los conductos está en valores normales, por lo que el diámetro no está limitando el llenado.

En el caso de la longitud, sí que resulta interesante su estudio, ya que determina la distancia de reflejo de las ondas salientes del cilindro. Esta distancia marca el desfase entre las ondas salientes y las reflejadas, pudiendo sintonizarse para conseguir una pequeña sobrepresión en la admisión, cuando la válvula se abre.

Este tipo de optimización sólo se puede hacer para un régimen de giro concreto, por lo que se tiene que romper el compromiso entre el rendimiento en bajo y alto régimen. Como ya se ha expuesto, el objetivo es mejorar a alto régimen, por lo que se realizará la optimización a 10500 rpm, coincidiendo con el par máximo.

El estudio se ha realizado comparando las variaciones en diversos parámetros, como el par, el rendimiento volumétrico, el gasto másico y la presión antes de la válvula.

En primer lugar, se ha realizado un barrido de par y rendimiento volumétrico, introduciendo variaciones de longitud en el sistema de 10 mm. Estos cambios se han incluido en la longitud del primer conducto del modelo, que al ser recto facilita su modificación.

De todos los cambios implementados, el alargamiento en 90 mm ha sido el que obtenía mejores llenados y mejor par. Para explicar el razonamiento de esta mejora, se muestra a continuación el comportamiento de la presión en un punto de medida colocado justo antes de la válvula de admisión. El objetivo es aumentar la presión en este punto para que cuando abra la válvula, se introduzca más masa en el cilindro.

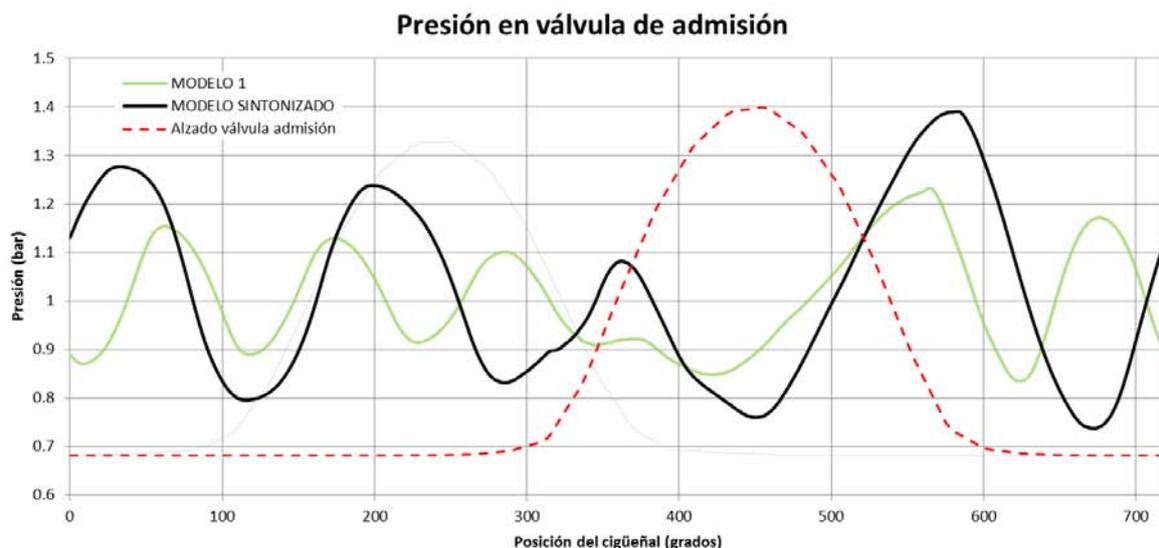


Figura 83: comportamiento de la presión en la válvula de admisión.

En el gráfico anterior, se muestra la presión en la válvula a lo largo de un giro de cigüeñal. Sobreimpresionado, se ha dibujado el perfil del levantamiento de la válvula de admisión, sincronizado con la presión.

El comportamiento de la presión se podría describir en dos fases. Una fase ocurriría con la válvula abierta, en la que la presión cae por debajo de la atmosférica, fruto de la depresión provocada por el pistón. Otra fase englobaría el resto del ciclo. Cuando la válvula se cierra se produce un pico de presión. Esta sobrepresión se desplaza en forma de onda hacia el exterior, en dirección inversa al flujo de gases. Al encontrarse un conducto divergente (la salida a la atmósfera en el filtro), se refleja en forma de depresión hacia el cilindro, observándose una depresión inmediatamente después del primer pico. Estos picos de presión tienen un comportamiento cíclico, y cambiando la distancia hasta la salida a la atmósfera, se modifica el momento en que llega la onda reflejada.

Observando la presión en el MODELO 1, aparecen cinco picos de presión, coincidiendo uno de ellos con el momento en que la válvula de admisión se empieza a levantar. En el modelo sintonizado, al tener que recorrer una mayor distancia, aparecen cuatro picos, coincidiendo uno de ellos con gran parte del levantamiento de la válvula (entre 300 y 400 grados de cigüeñal). De esta forma, la válvula está bastante abierta cuando llega la sobrepresión, y ésta ayuda a introducir mezcla en el cilindro. Además, al mejorar esta sintonización entre la presión y la apertura de válvula, los niveles de presión alcanzados aumentan. También se observa en el gráfico cómo a medida que la onda se refleja, su intensidad es menor, por lo que convendría alargar aún más el conducto hasta conseguir que sólo llegue el primer reflejo. Esta optimización no se ha realizado por motivos prácticos, ya

que conllevaría a utilizar un conducto excesivamente largo que no se puede montar en un vehículo tan pequeño.

Con el conducto sintonizado, la curva de par queda de la siguiente forma.

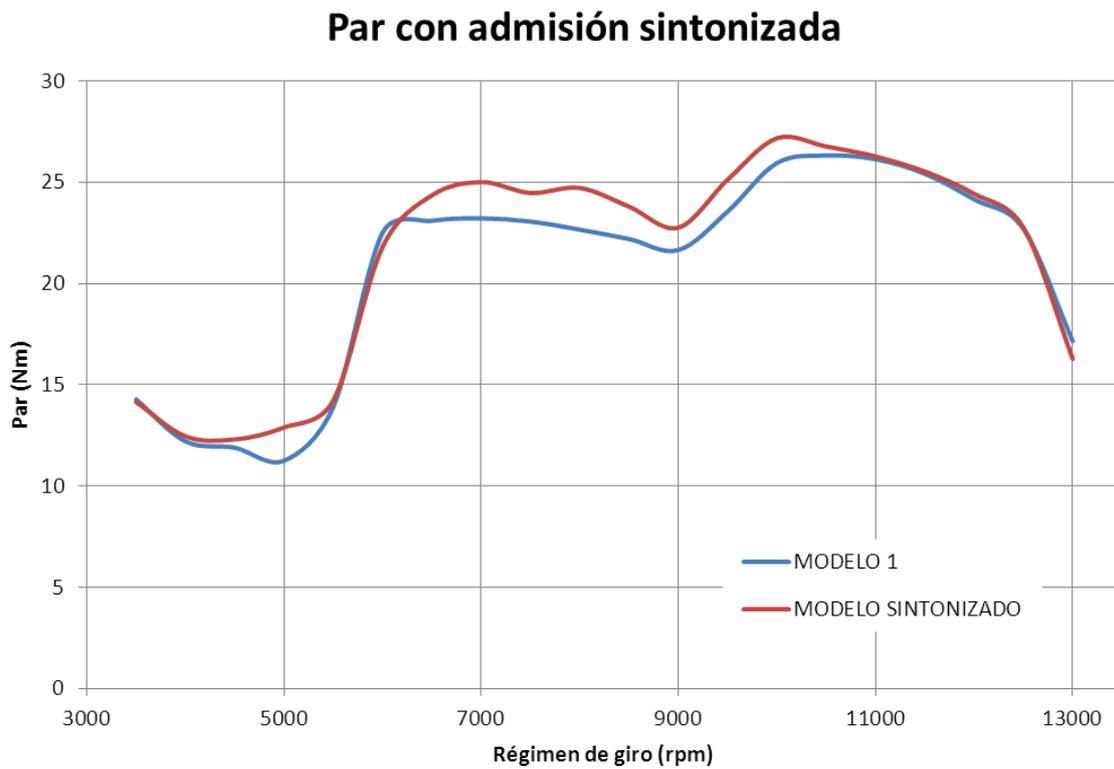


Figura 84: par obtenido con la admisión sintonizada.

El resultado obtenido en la curva de par es muy satisfactorio, aunque la mejora se ha centrado en el medio régimen. Se ha conseguido un aumento apreciable desde 6000 a 10000 rpm, que puede ayudar mucho a mejorar la aceleración. En el caso del rendimiento volumétrico también se observa una mejora clara, por lo que la modificación se considera apta para utilizar en el vehículo.

Rendimiento volumétrico con admisión sintonizada

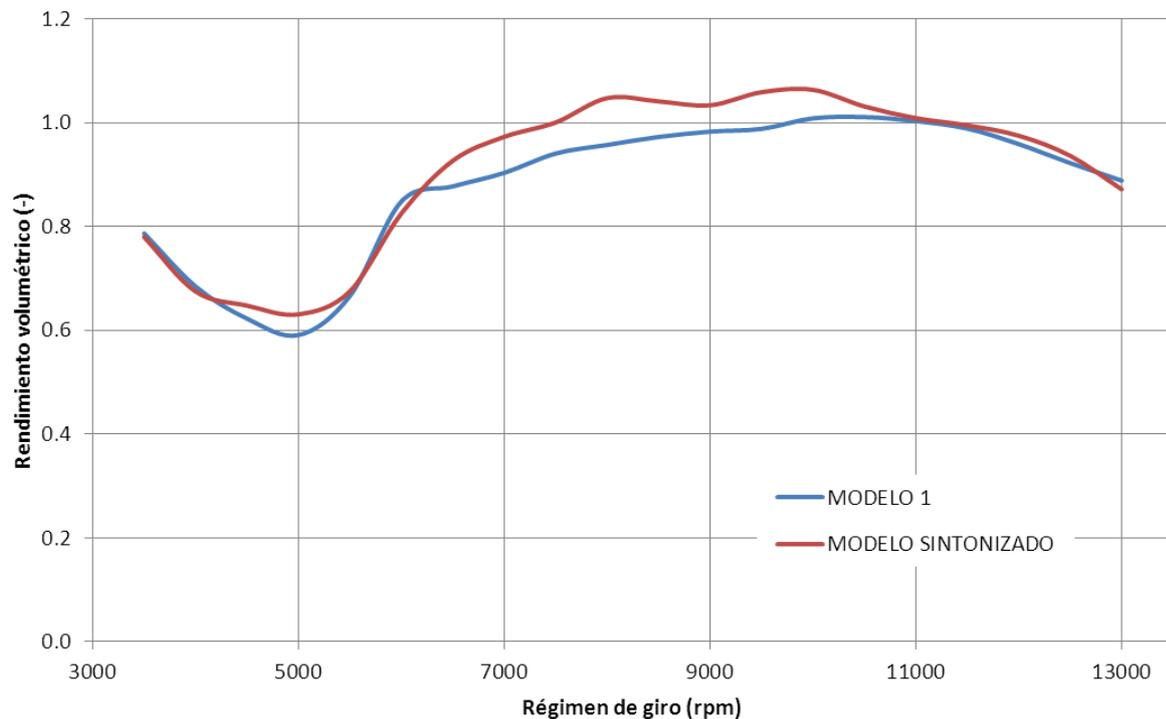


Figura 85: rendimiento volumétrico con la admisión sintonizada.

6.3 Sistema de escape

6.3.1 Geometría del conducto de escape

En este apartado se ha realizado exactamente el mismo proceso que en la admisión, buscando en este caso una geometría que optimice el vaciado del cilindro.

De forma similar a lo que ocurría en la admisión, el diámetro ya ha sido ampliado respecto al de serie al modificar la culata y utilizar un escape hecho a medida. Además, según la bibliografía consultada, el diámetro del escape tiene muy poco efecto sobre las prestaciones. Se ha estimado por lo tanto que el diámetro utilizado no ofrece margen de mejora, y sólo se optimizará la longitud.

En el caso del escape, cuando se abre la válvula hay un aumento de presión fruto de la explosión anterior en el cilindro. A medida que la válvula sigue abierta esta presión va cayendo hasta valores en torno a 0.5 bar. La gran inercia adquirida por los gases durante el vaciado (girando a 10500 rpm), provoca este efecto de succión. Cuando la válvula se cierra, esta depresión se propaga hacia la salida del escape. Al llegar al extremo se refleja en forma de onda de presión, volviendo hacia la válvula. La sobrepresión en el entorno de la válvula dificulta el vaciado de los gases, por lo que el objetivo será disminuirla.

Modificando la longitud del conducto, se puede conseguir desplazar la onda de presión reflejada, de manera que durante el levantamiento de la válvula de escape, la presión sea inferior a la que tiene el motor original.

Al igual que para la admisión, esta optimización ha de realizarse para un único régimen, que también será el de 10500 rpm. Realizando el mismo tipo de estudio iterativo en base a par, rendimiento volumétrico, presiones y gasto másico, se ha llegado a la conclusión de que disminuir en 50 mm la longitud del conducto consigue el mejor resultado. Esta

disminución se ha aplicado al primer tramo del escape, ya que es un tramo recto de fácil modificación.

Para analizar los resultados, se muestra la evolución de la presión en un punto de medida situado justo tras la válvula de escape.

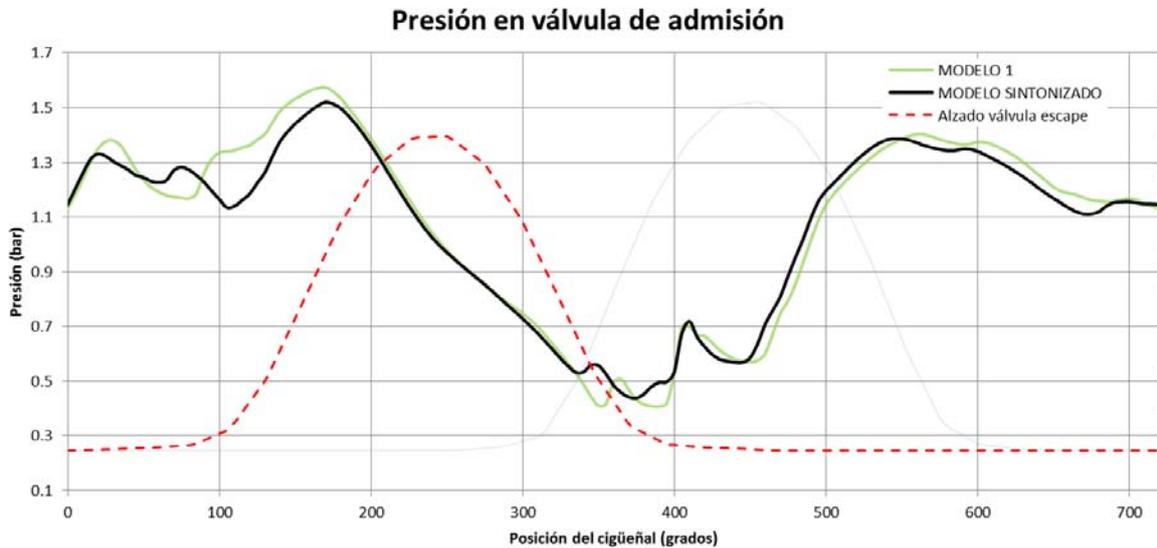


Figura 86: comportamiento de la presión en la válvula de escape.

Tal y como se describía anteriormente, se ha conseguido disminuir la presión en la fase de apertura de la válvula de escape (entre 100 y 200 grados de cigüeñal), facilitando la salida de gases y mejorando el vaciado del cilindro. Sin embargo, la mejora obtenida por esta vía es claramente inferior a la obtenida en admisión. En este caso el cambio de presiones no es tan grande, y además, la influencia de la onda de presión del escape sobre el llenado es menor.

Con el conducto sintonizado, la curva de par queda de la siguiente forma.

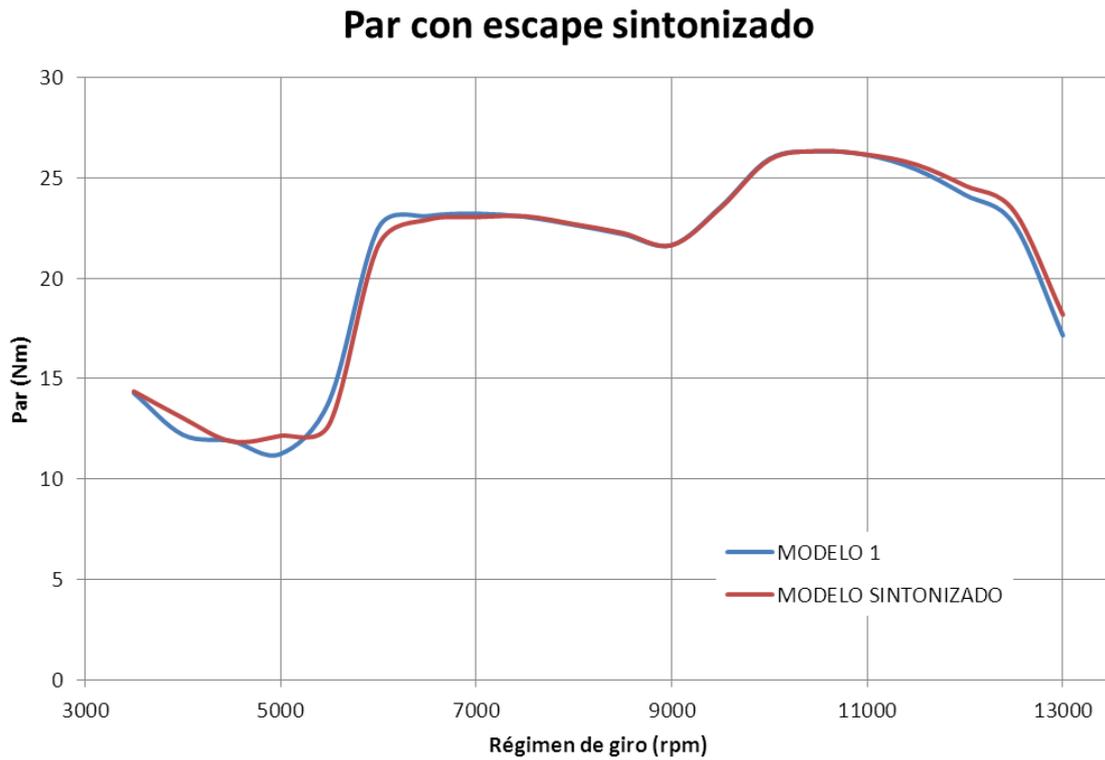


Figura 87: par obtenido con el escape sintonizado.

El resultado obtenido en la curva de par es ligeramente superior a alto régimen en el caso del conducto sintonizado, con una ligera pérdida por debajo de 7000 rpm. Como ya ha sido comentado, el efecto de la longitud del escape tiene una influencia mucho menor en el rendimiento del motor. En el caso del rendimiento volumétrico, también se aprecia una mínima mejoría a alto régimen.

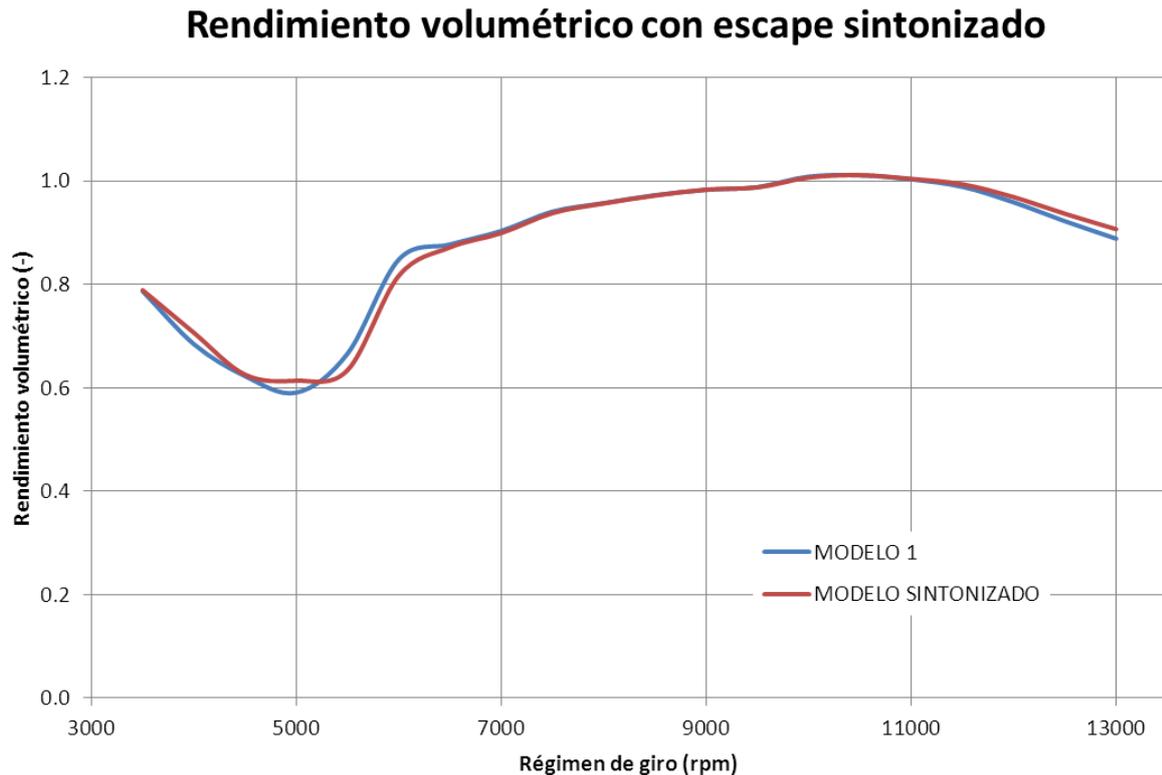


Figura 88: rendimiento volumétrico con escape sintonizado.

En ambos casos la modificación puede representar una mejor estirada del motor cuando se realizan aceleraciones a plena carga, teniendo más potencia disponible cuando se apura el régimen antes del siguiente cambio de marcha. Este cambio aporta una mejora muy leve, pero resulta interesante de implementar.

6.4 Cilindro y culata

6.4.1 Compresión

La modificación de la compresión es uno de los cambios más usuales en el ámbito de la potenciación. Un aumento en la misma supone extraer más energía de la mezcla, mejorando el rendimiento y la potencia.

A la hora de elevar la compresión existen multitud de técnicas. Todas ellas intentan reducir el espacio entre la culata y el pistón cuando éste se encuentra en punto muerto superior. Con esta lógica, se podrían realizar las siguientes modificaciones.

- Reducción del espesor de la junta de culata
- Eliminación de material de la base de la culata
- Eliminación de material de la parte superior del bloque
- Adición de material a la cabeza del pistón o sustitución del mismo por uno de sobremedida.
- Adición de material a la culata en el espacio disponible no utilizado por las válvulas.

Por el contrario, existen fuertes limitaciones a la hora de realizar esta modificación.

Si se reduce el espacio entre la cabeza del pistón y la culata, aparece la limitación mecánica del espacio disponible entre el pistón y las válvulas. Para tener controlado este aspecto, se realizó una medida de la holgura válvula-pistón, que se detalla en el apartado 3.3. Esta holgura es de 1.05 mm en admisión y 2.52 mm en escape. Como fue expuesto en dicho apartado, la mayor holgura en escape tiene una justificación mecánica relacionada con la fiabilidad. Además, según la bibliografía consultada, no es recomendable reducir el espacio a menos 1.25 mm. Teniendo esta recomendación en cuenta, no se podrán realizar modificaciones de compresión que impliquen reducir el espacio válvula-pistón, a causa de la válvula de admisión. De igual forma, tampoco se podrá modificar el alzado de esta válvula.

El aumento de la compresión implica una mayor presión máxima, mayor temperatura, y por tanto un mayor riesgo de detonación. La detonación es una de las limitaciones más importantes que se encuentra en la potenciación de motores. Depende de multitud de factores, entre ellos el índice de octano de la gasolina, la forma de la cámara de combustión, la forma del pistón, el espacio pistón-culata (squish), los materiales de pistón, culata y cilindro, la temperatura ambiente, etc.

La detonación puede tener su origen en el alcance de condiciones térmicas suficientes para autoinflamar la mezcla. Existe la posibilidad de especificar en Boost una ley combustión Vibe de dos zonas, que incluye un modelo de picado y de producción de contaminantes. Con este modelo se obtiene el mínimo índice de octano requerido para que no exista autoinflamación, pero para utilizarlo se requiere una caracterización de la combustión mucho más profunda, que no se ha llevado a cabo.

Teniendo en cuenta la limitación explicada, se realizará una simulación del par que se podría obtener para una relación de compresión superior a la estándar. Esta relación será la recomendada según la bibliografía consultada como máxima en motores de baja cilindrada, alto régimen de giro, y una banda de potencia reducida. Se han calculado varios casos, con niveles de compresión en función del octanaje del combustible utilizado.

- Gasolina 95 octanos: 13.87
- Gasolina 100 octanos: 14.6
- Gasolina 105 octanos: 15.33
- Gasolina 110 octanos: 16.06

Suponiendo que no exista detonación, los resultados de par obtenidos serían los que se muestran a continuación.

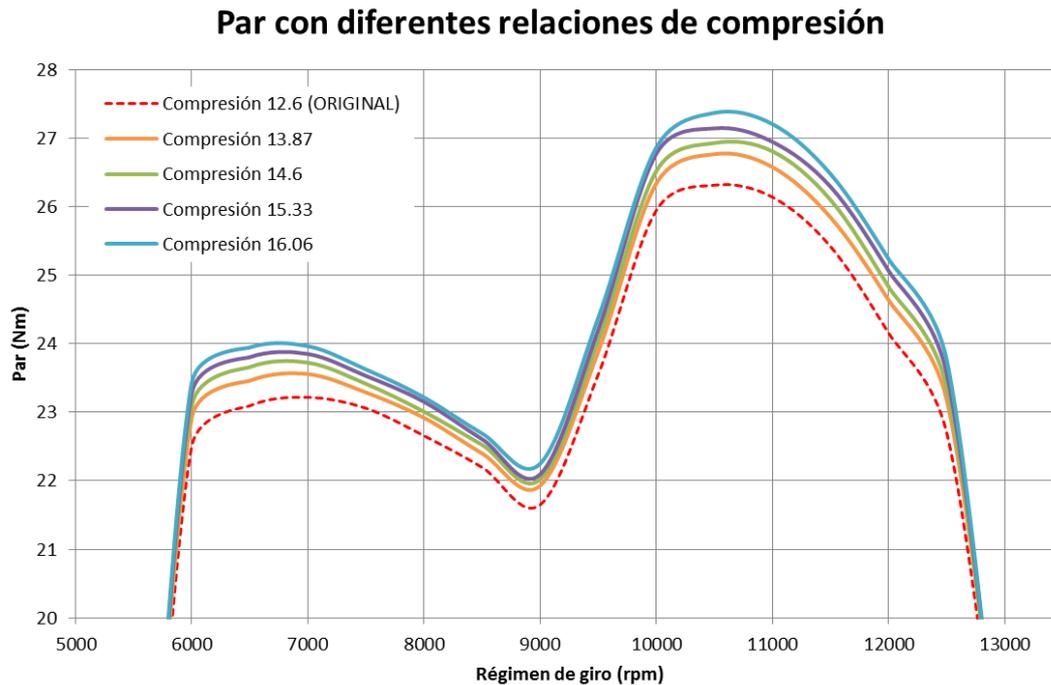


Figura 89: curvas de par obtenidas con diferentes relaciones de compresión recomendadas.

Observando los resultados en las curvas de par se observa un incremento del mismo en prácticamente todo el rango, suponiendo un salto claro entre la compresión original de 12.6 y el primer aumento a 13.87. Como ya se ha comentado, estos resultados son orientativos, como valores máximos alcanzables con cada tipo de gasolina. Así pues, se tomaría como referencia elevar la compresión a 13.87 para el caso común de utilizar el peor combustible posible (95 octanos). Quedaría experimentar con el motor real, o profundizar en la caracterización de la combustión, para averiguar si en estas condiciones aparece detonación. En cualquiera de estos casos, sería recomendable reajustar la duración de la combustión y el avance de encendido, ya que con mayor compresión aumenta la velocidad de combustión.

En el caso de aumentar la compresión en un motor real y detectar detonación, se podrían aplicar diversas técnicas para reducirla. La más utilizada, debido a su simplicidad, es el retraso del punto de encendido. La gran mayoría de vehículos de serie utiliza detectores acústicos del picado, junto con algoritmos para considerar estadísticamente si existe o no detonación. En caso positivo, actúa simplemente retrasando el encendido hasta que desaparezca el fenómeno. Esta técnica también se puede usar en motores de competición, aunque el retraso del encendido produce una pérdida de potencia notable.

Para no perder demasiada potencia, es más recomendable retrasar la apertura y cierre de los árboles de levas. De esta forma se consigue una reducción de presión debido a que el cilindro llena menos, al haber más reflujo. Estos reflujo de escape hacen un efecto similar al de la recirculación de gases (EGR), ralentizando la combustión. Todo ello conlleva menos presión y menos temperatura en pistón, válvulas y cilindro, reduciendo el picado. Con este método se pierde menos potencia que retrasando el encendido.

Aunque no se ha comprobado si existe detonación, esta modificación se implementará a modo de hipótesis, ya que es una de las más básicas y a la vez importantes a la hora de potenciar un motor.

6.4.2 Válvulas y árboles de levas

A la hora de modificar el diagrama de distribución, dada la complejidad de su estudio, se seguirán directrices lo más sencillas posibles. En primer lugar se estudiará el aumento del alzado de válvulas, siempre que sea mecánicamente posible. Este cambio, aunque implica la modificación del perfil de leva, tiene un gran potencial de mejora. En segundo lugar se realizaran cambios a nivel del fasado de los árboles, una forma económica de cambiar el diagrama de distribución. La modificación de los tiempos de apertura y cierre de forma individual, también implica cambios en el perfil de leva. Estos cambios alteran las aceleraciones a las que se somete el sistema, obligando a estudiar las consecuencias mecánicas. Por este motivo no se estudiarán en este proyecto.

Otra forma de cambiar el tiempo de apertura con menores riesgos mecánicos es compensándolo con el alzado, para mantener las aceleraciones.

6.4.2.1 Aumento del alzado máximo

En el apartado anterior se ha explicado la posibilidad de aumentar la compresión modificando geoméricamente el motor. Dicha explicación ha concluido en que la válvula de admisión no tiene holgura suficiente con el pistón, por lo que no se podría rebajar la culata o sobredimensionar el pistón. Sin embargo, modificando individualmente los perfiles de leva, se puede aumentar el alzado sólo en las válvulas de escape.

Debido a que la válvula de escape tiene una holgura de 2.52 mm, se ha tomado la consideración de aumentar el alzado de la misma en 1 mm. Dejando esta holgura en 1.52 mm. Teniendo en cuenta que se trata de la válvula de escape, resulta una modificación mecánicamente arriesgada, pero que se estudiará a fin de conocer sus beneficios.

Modificar el alzado de una válvula implica alterar la forma del perfil de leva. Si se aumenta el alzado máximo sin alterar los tiempos de apertura y cierre, el perfil será más agresivo, provocando aceleraciones y deceleraciones más rápidas. Esta modificación implicaría una reconsideración mecánica del sistema, incluyendo masas, geometrías y materiales, de válvulas, taqués y muelles. Como estas consideraciones escapan al ámbito termodinámico del software de cálculo, éste incorpora la opción de alterar el alzado y los tiempos de apertura y cierre, manteniendo la pendiente de velocidad en el movimiento de la válvula. Esta opción permite que se estudie el cambio del alzado, reduciendo enormemente el riesgo de estar por encima de las posibilidades mecánicas del sistema de distribución.

El alzado máximo original para la válvula de escape es de 7.90 mm. Aumentando la duración de la apertura en 37 grados, se pasa a una apertura máxima de 8.898 mm, aproximadamente un milímetro más que en el caso original. Aunque este cambio implica que el tiempo de apertura de escape pase de 467 a 504 mm, es la forma más práctica de realizar el estudio. En el siguiente gráfico se observa la modificación en el perfil de escape.

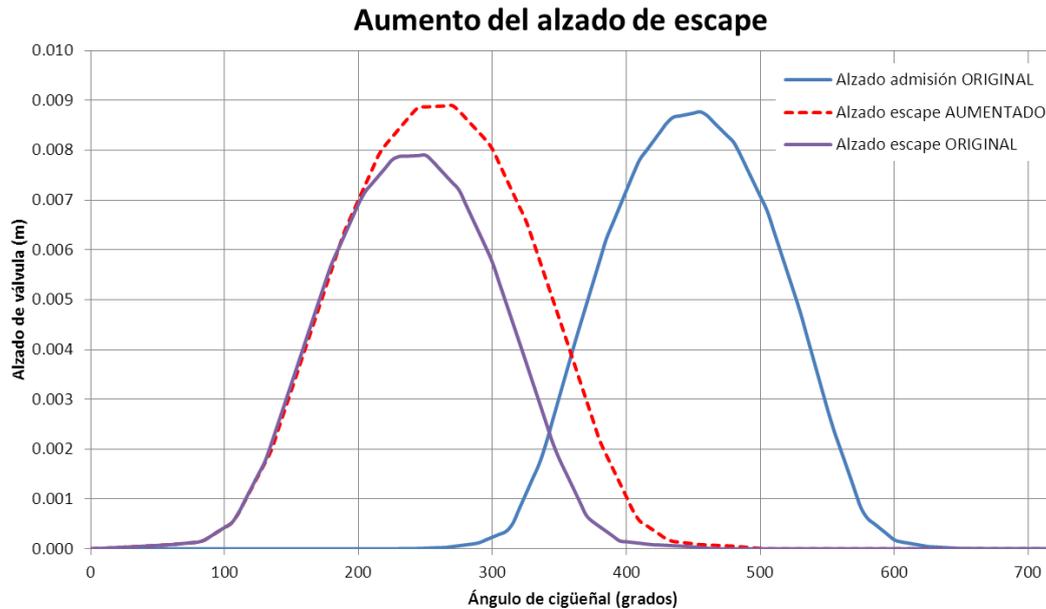


Figura 90: comparación entre el alzado de escape original y el aumentado.

Tal y como se aprecia en el gráfico, el aumento de 37° en el tiempo de apertura que acompaña el aumento de alzado, se ha realizado retrasando el cierre y manteniendo el punto en el que la válvula comienza a abrir. Esta elección se justifica tras comprobar que adelantando la apertura 37° y manteniendo el cierre, se produce un descenso del par en toda la gama de revoluciones. El efecto descrito indica que la apertura de escape original se encuentra muy adelantada, optimizando al límite el par a alto régimen. Un cambio en este punto implica un peor rendimiento.

A continuación se muestran los resultados obtenidos en la curva de par a plena carga.

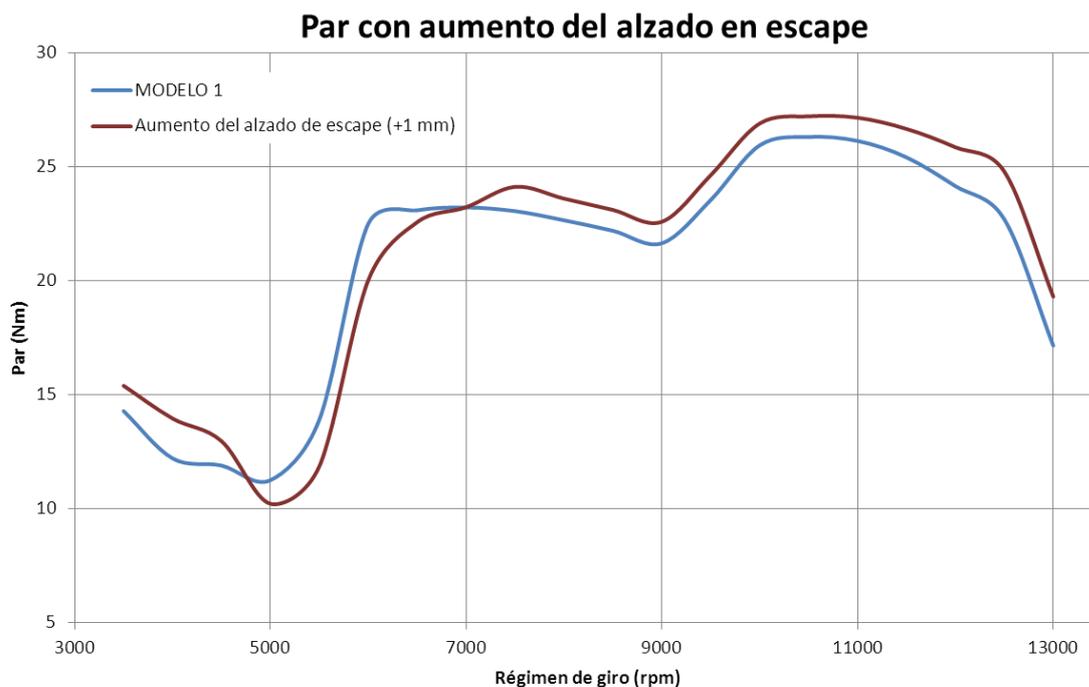


Figura 91: par obtenido al aumentar 1 mm el alzado de las válvulas de escape.

Como se puede apreciar en la figura anterior, a partir de 7000 rpm, se aumenta el par de una forma muy constante en aproximadamente 1 Nm, manteniendo esta mejora hasta el régimen máximo. Esta modificación parece muy beneficiosa a la hora de mejorar la aceleración del motor, por lo que resulta muy recomendable para su implementación.

En el caso de la válvula de admisión, sería necesario ampliar el hueco labrado en el pistón. Esta acción obligaría a realizar un rediseño del mismo, quedando fuera del alcance de este estudio.

6.4.2.2 Adelanto y retraso de los árboles (efecto VVT)

Modificar a la vez los tiempos de apertura y cierre de las válvulas, es equivalente a desfasar el árbol completo. Este tipo de cambio tiene un coste muy bajo, y es muy utilizado en motores de automoción para reducir consumos y realizar ciclos alternativos (tipo Atkinson o Miller). Para estos requerimientos se suele utilizar un sistema de posición de árboles de levas variable.

En el motor de estudio no se disponen de sistemas de variación del tiempo de apertura, por lo que se han de buscar las posiciones fijas que dan el mejor resultado según los objetivos de mejora. Así pues, se estudiarán modificaciones de adelanto o retraso de ambos árboles individualmente cada 5 grados, en una horquilla de ± 25 grados. Con fines más prácticos, estas variaciones se podrían aproximar después a las correspondientes de saltar uno o varios eslabones de la cadena de distribución, con los engranajes de cada árbol. En caso de cambios inferiores al salto de un eslabón, habría que modificar la posición entre árbol y engranaje.

El efecto de estos cambios se comprobará obteniendo las curvas de par correspondientes.

La forma de introducir las modificaciones en el software Boost es utilizando el apartado "MODIFICATION OF VALVE LIFT TIMING" de cada válvula. En este punto se puede introducir un desfase sobre el momento de apertura y sobre el de cierre. Introduciendo ambos parámetros iguales se desplaza la curva de alzado, sin alterar su forma ni los tiempos de apertura.

Árbol de levas de admisión

Para las válvulas de admisión se han probado modificaciones de $\pm 25^\circ$, partiendo desde la posición original. El resultado sobre las curvas de par se muestra a continuación.

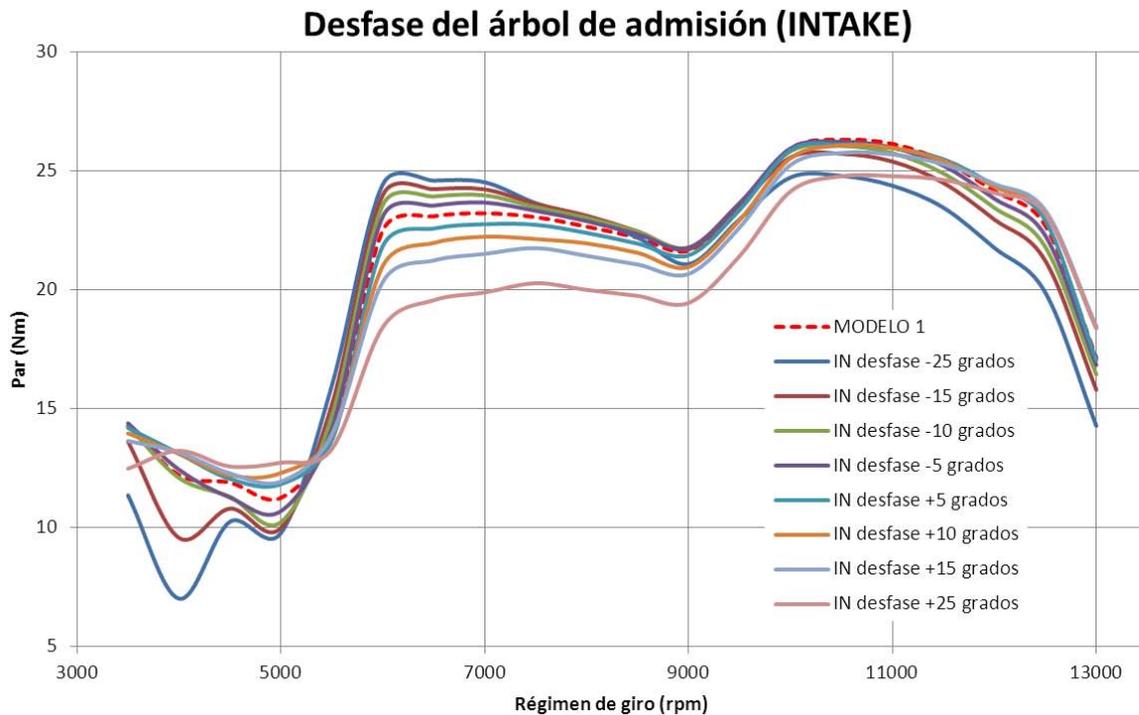


Figura 92: curvas de par obtenidas desfasando el árbol de levas de admisión.

Como muestran los resultados, el retraso del árbol de levas de admisión conlleva una pérdida de par a medio régimen a cambio de mejorar la estirada por encima de 10500 rpm, aunque perdiendo par máximo. Esta mejora podría ser interesante por la forma en que cambia el carácter del motor, ya que permitiría mejorar la fase final de aceleración antes de cada cambio de marchas. Sin embargo, si las relaciones no son lo suficientemente cerradas, el motor podría caer por debajo de 10000 rpm y bajar bruscamente a los 20 Nm, perdiendo mucha aceleración.

El adelanto de la admisión tiene un efecto muy reducido sobre el par a alto régimen, mejorando sólo sobre las 6000 rpm.

Finalmente, se puede concluir que el diseño original está enfocado a tener el mejor par máximo posible. Teniendo en cuenta también que la holgura válvula-pistón en el caso de admisión está al límite, el motor tiene unas características de base en la admisión muy optimizadas.

Árbol de levas de escape

Para las válvulas de escape se han probado modificaciones de -15° a $+35^\circ$, partiendo desde la posición original. El resultado sobre las curvas de par se muestra a continuación.

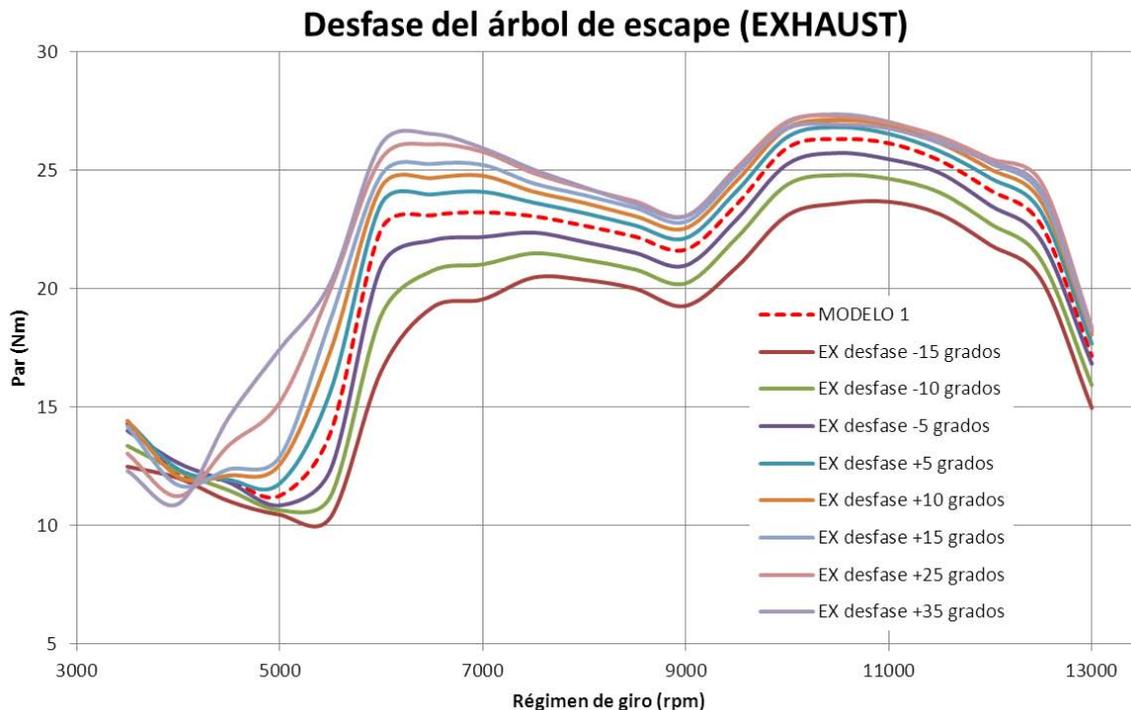


Figura 93: curvas de par obtenidas desfasando el árbol de levas de escape.

Observando los resultados, se aprecia una clara mejoría en toda la curva retrasando el árbol de levas de escape. En la zona de medio régimen, la mejora más alta es con un retraso de 35 grados, pero no se obtiene el mejor resultado a alto régimen. De todas las modificaciones probadas, el retraso de 15 grados consigue el mejor equilibrio entre la mejora a medio y alto régimen, siendo por tanto la propuesta a implementar en el motor.

En general, el diseño original tiene un buen rendimiento a alto régimen, quedando poco margen de optimización. A medio régimen el margen es mayor, pudiendo obtenerse valores de par a 6000 rpm, muy próximos al par máximo.

6.5 Encendido

Modificar el encendido para buscar la máxima potencia a cada régimen, es un procedimiento habitual tras cada modificación del motor. Sin embargo en el presente proyecto, hay que tener en cuenta el método de ajuste de los modelos que se explicó en el apartado 5.1. Como la duración de combustión se optimizó para unos avances de encendido dados, cualquier cambio en los mismos irá a un punto de peor rendimiento. Por este motivo, en este proyecto no tiene sentido optimizar el encendido, y no se estudiará su modificación.

6.6 Modelo optimizado final

Una vez estudiadas en el modelo todas las modificaciones, queda la tarea final de unir los mejores resultados en cada aspecto y comprobar el resultado. Salvo en el caso de los cambios en alzado y desfase de las válvulas de escape, todas las mejoras son compatibles y no se prevé encontrar resultados contraproducentes. En caso de realizar diferentes cambios sobre el mismo sistema, habría que detectar con precisión las tendencias y seleccionar cuidadosamente las modificaciones. En el presente estudio, debido a que del número de elementos modificados se ha reducido para simplificar el trabajo, se espera que la simple unión de las modificaciones obtenga un resultado aceptable.

Los cambios a implementar en un mismo modelo son los sugeridos en todos los apartados del presente capítulo, que se enumeran a continuación resumidos.

- DOSADO: 1 punto por encima del original programado en la centralita.
- ADMISIÓN PRESURIZADA (ram-air): sobrepresión de 15 mbar en admisión.
- ADMISIÓN SINTONIZADA: alargamiento de 90 mm del tramo de admisión.
- ESCAPE SINTONIZADO: acortamiento de 50 mm del tramo de escape
- COMPRESIÓN: elevada a 13.87 (para gasolina de 95 octanos).
- ALZADO ESCAPE: aumento en 1 mm.
- DESFASE ÁRBOL DE LEVAS DE ADMISIÓN: ninguno.
- DESFASE ÁRBOL DE LEVAS DE ESCAPE: retraso de 15 grados.

De todos los cambios anteriores, es importante señalar la sobrepresión en admisión, que al tratarse de un efecto dinámico de la marcha del vehículo, sólo aparecerá a alta velocidad. También es de destacar, que el aumento de compresión es sólo una hipótesis, ya que no se ha comprobado si aparece detonación.

En los siguientes gráficos, se muestran comparados el par y la potencia del MODELO 1 (correspondiente al motor de estudio), el MODELO 3 (correspondiente a la estimación del motor de serie), y el MODELO OPTIMIZADO FINAL, que reúne todas las mejoras estudiadas.

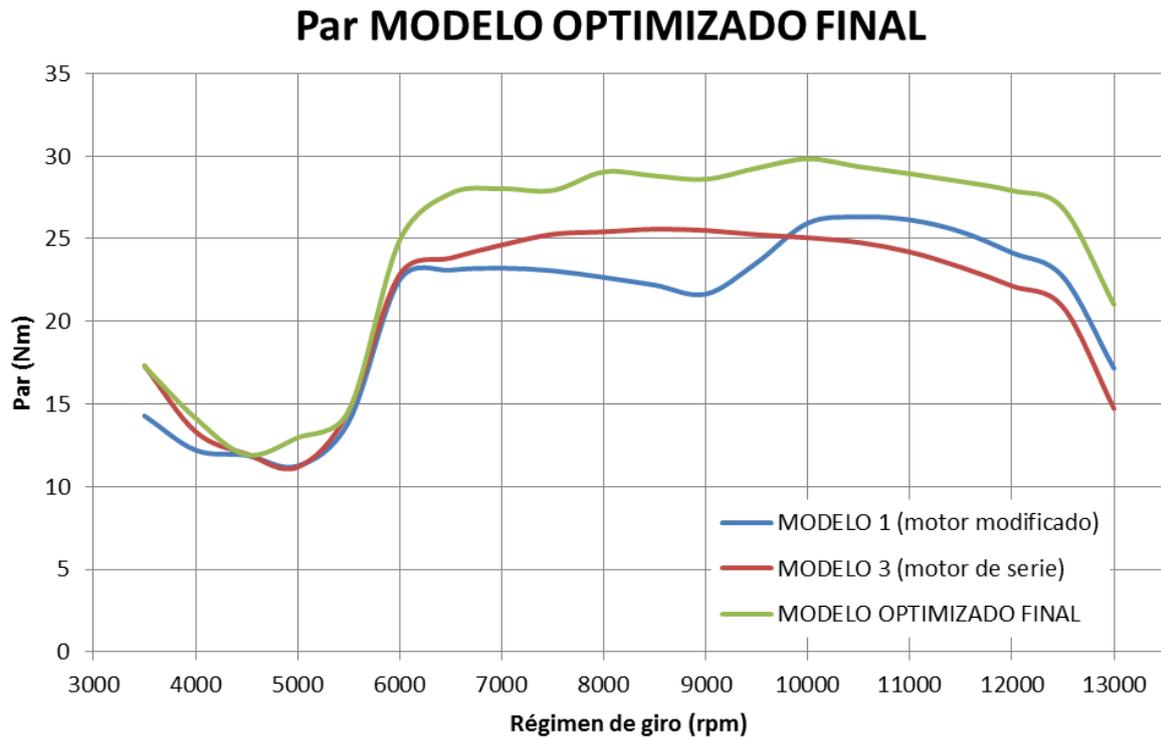


Figura 94: par obtenido tras la optimización final.

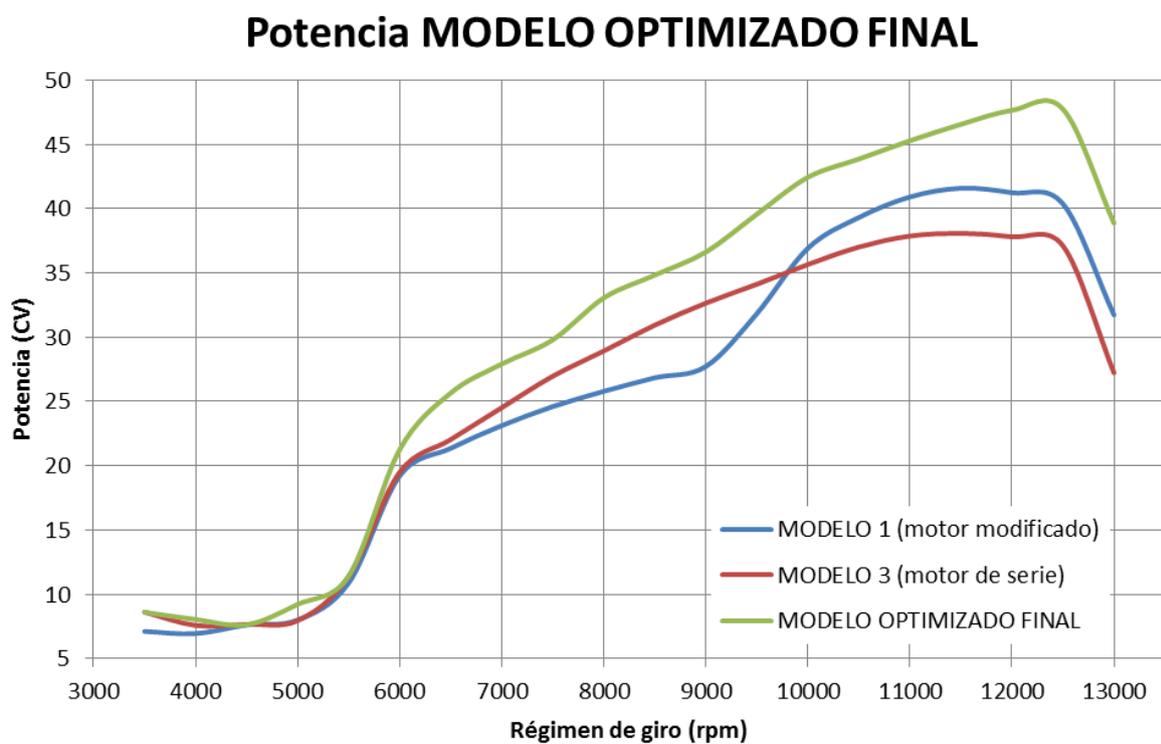


Figura 95: potencia obtenida tras la optimización final.

Los resultados obtenidos en cuanto a par y potencia son muy satisfactorios. En ambas curvas se aprecia una clara mejora desde un régimen relativamente bajo de 6000 rpm, hasta el régimen de potencia máxima. La mejora relativa obtenida es de un 19.9% en potencia

máxima respecto al motor de serie, y un 18.2% respecto al motor de estudio. Esta mejora viene acompañada de un aumento del régimen de potencia máxima de 1000 rpm. Ambas curvas describen líneas muy rectas, garantizando una gran progresividad en el manejo del vehículo.

La mejora de potencia conseguida está perfectamente repartida en toda la gama de revoluciones, y además se han ganado 1000 revoluciones de régimen de potencia máxima. Estas características son totalmente ideales para aumentar la aceleración, por lo que se considera cumplido el objetivo de potenciación del motor para su uso en competición.

Capítulo 7: Conclusiones y futuros desarrollos

Capítulo 7: Conclusiones y futuros desarrollos

7.1 Conclusiones

Del desarrollo del presente trabajo se han obtenido las siguientes conclusiones.

- En primer lugar es de destacar el aprendizaje obtenido por el autor en materia de modelado, comportamiento de motores de cuatro tiempos y especialmente en las estrategias de mejora de los mismos. La realización de este estudio está basada en diferentes ensayos y toma de datos, durante los cuales el autor ha experimentado y disfrutado sobre una apasionante materia. De igual forma han sido muy interesantes las fases finales del estudio, donde se ha buscado potenciar un motor de competición de un vehículo real, donde la teoría se puede poner en práctica.
- En cuanto al resultado técnico, se considera cumplido el objetivo principal del proyecto, de diseñar modificaciones del motor para la potenciación del mismo. Los cambios proyectados sobre el motor son realistas y pueden ser implementados en el motor real. Algunos de estos cambios se pueden realizar de forma económica, mientras otros requieren rediseño y fabricación de componentes nuevos.
- A nivel cuantitativo, la potencia teórica obtenida sería suficiente para utilizar el motor en competiciones de categoría Moto 3, donde no hay limitaciones de potencia (en Pre-Moto 3 se suele limitar a 40 CV). Esta categoría trabaja en la horquilla de 45 a 55 CV, llegando a 60 CV a nivel de Campeonato del Mundo, por lo que a niveles de campeonato nacional se podría tener un motor competitivo.
- Para realizar el estudio, previamente se ha ajustado y validado un modelo de simulación con el código AVL Boost. Este modelo representa en gran medida el comportamiento del motor real, gracias a los ajustes realizados.
- Los dos modelos adicionales creados, uno con diferente definición y otro con el motor estándar, han permitido confirmar hipótesis de modelado y comprender mejor el trabajo con estas herramientas.
- Los ensayos realizados sobre la culata han permitido obtener conclusiones sólidas acerca de las características de la misma. Han permitido incluso estimar parámetros del motor cuando este tenía otras características, con un resultado muy satisfactorio.
- Así mismo, los ensayos en banco de rodillos han permitido tener una valoración concreta del motor estudiado, a pesar de las peculiaridades de la puesta a punto. Esta valoración ha ayudado a tener un objetivo claro en la validación del modelo.
- El último de los objetivos, de introducir la competición Motostudent en la Universidad de Valladolid, no ha sido cumplido todavía. Sólo queda el conocimiento plasmado en este documento como muestra de las posibilidades de esta competición.

7.2 Futuros desarrollos

Aunque las conclusiones obtenidas en este trabajo han sido muy satisfactorias, quedan para el futuro multitud de puntos en los que mejorar y otros en los que ampliar el campo de estudio.

En primer lugar, sería fundamental para futuros trabajos intentar afinar más el resultado y aumentar la seguridad sobre el modelo. A pesar de obtener una buena estimación, se han asumido ciertas hipótesis que habría que confirmar con más ensayos o con ensayos más precisos.

El estudio de potenciación del motor ha obtenido una curva de par y potencia muy equilibrada entre bajo y alto régimen. Esa linealidad, a pesar de ser beneficiosa para la manejabilidad, es indicativa de que el motor no está dando su máximo. Normalmente, a medida que el nivel de una competición es más alto, el carácter de los motores se perjudica en pro de extraer más potencia. Es trabajo del técnico y del piloto lidiar con la agresividad de un motor potente, pero para ello, primero es necesario ahondar en el desarrollo para obtener esa potencia. Dado que los cambios estudiados se han planteado de forma sencilla, queda todavía un buen margen de mejora.

Otro de los puntos donde hay un gran trabajo por delante es el de la implementación de las mejoras en el motor real. Si bien esto depende en gran medida del tiempo y la financiación disponible, sí que resulta viable a medio plazo. Al igual que el motor fue retocado tras la competición Motostudent, puede volverse a modificar en el futuro. Actualmente, la motocicleta del equipo MotoUPCT de 2014 se encuentra en utilización por parte de un equipo de competición, por lo que se podrían plantear formas de colaboración.

Por último, para conseguir una continuidad en este tipo de proyectos e introducir la competición Motostudent en la Universidad de Valladolid, sería interesante plantear la formación de un equipo y participar en la próxima edición posible (2016-2018). Este evento resulta de gran interés para el desarrollo formativo de los estudiantes así como para su desarrollo profesional. Permite unir los estudios con el mundo laboral de una forma mucho más creativa y dinámica que la clásica búsqueda de trabajo.

Bibliografía

Bibliografía

AGÜÍ, C., 2000. Admisión dinámica. La Moto.

ALBALADEJO HERNÁNDEZ, D., 2012. Modelado, análisis y optimización del motor Yamaha WR250F'08 con AVL Boost para la competición MotoStudent. Determinación experimental de los coeficientes de descarga de las válvulas de admisión y escape, Universidad Politécnica de Cartagena.

AVL LIST GMBH, 2013. AVL Boost Theory. 2013.2 edn. AVL.

AVL LIST GMBH, 2013. BOOST USER GUIDE. 2013.2 edn. AVL AST.

BREZMES LABRADOR, J., 2015. Modelado de un motor YAMAHA FZ6 con AVL Boost y propuesta de modificaciones para su uso en Formula Student, Universidad de Valladolid.

GRAHAM BELL, A., 1981. Four-Stroke performance tuning. 4 edn. United Kingdom: Haynes.

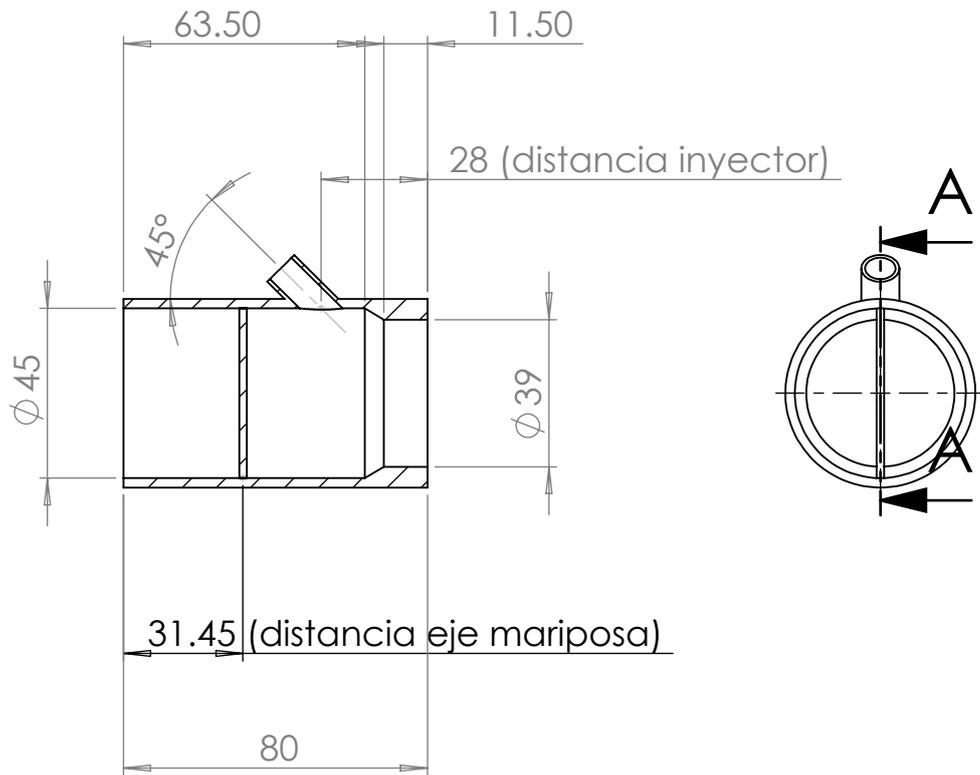
OLANO LERENA, D., 2014. Parametrización y gestión electrónica de un motor de competición de cuatro tiempos, Universidad de La Rioja.

ORTEGA VALERA, J., 2010. Modelado mediante el programa AVL BOOST de un motor de combustión interna alternativo de pequeña cilindrada y dos tiempos destinado a propulsar un prototipo de motocicleta de competición, Universidad Politécnica de Cartagena.

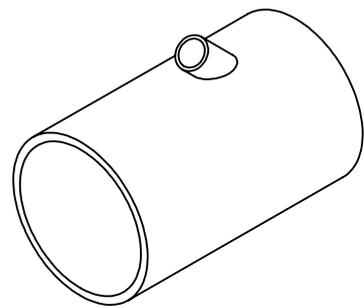
PAYRI, F. and DESANTES, J.M., 2011. Motores de combustión interna alternativos. 1 edn. España: Editorial Reverté, S.A.

SANTIAGO RUIZ, J., CORBERÁN SALVADOR, J.M. and PEREZ FEITO, R., 1996. Motor de dos tiempos de altas prestaciones RS125R. 1 edn. España: Italkit, S.L.

ANEXOS



SECTION A-A



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN	JOSÉ ORTEGA				
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A				MATERIAL:	
				ALUMINIO	
				WEIGHT:	

TITLE:

Dimensiones cuerpo inyección

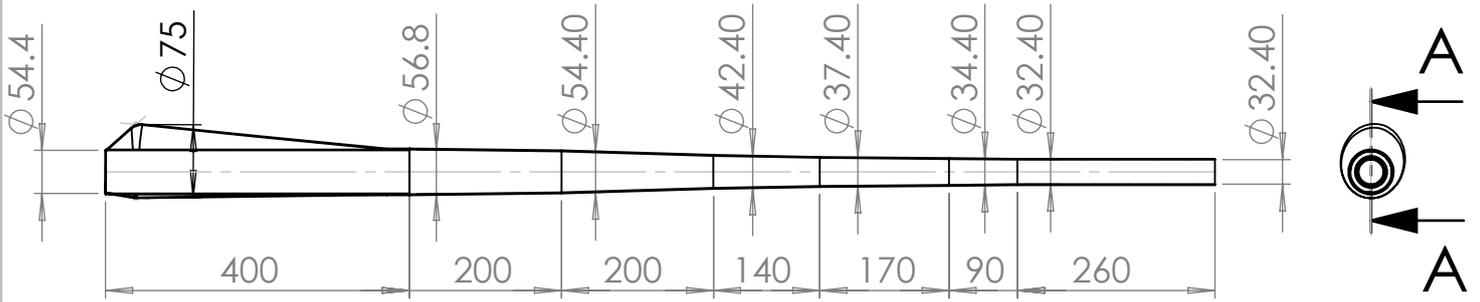
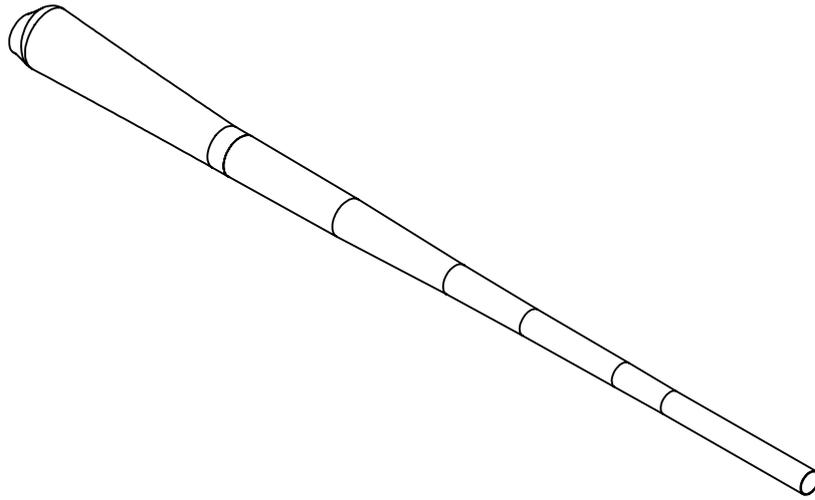
DWG NO.

1

A4

SCALE:1:2

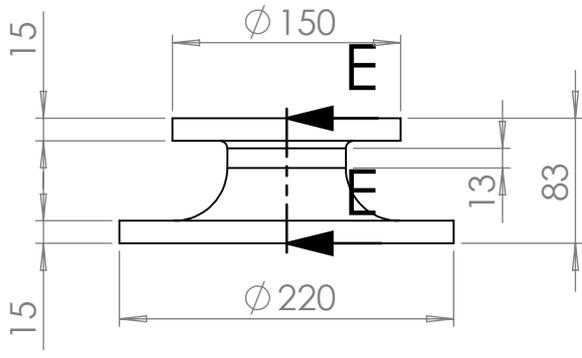
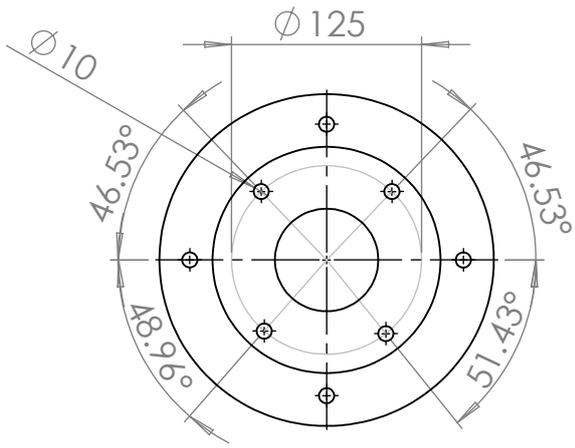
SHEET 1 OF 1



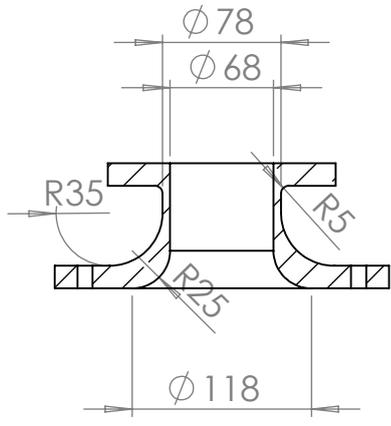
SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN JOSÉ ORTEGA				SIGNATURE		DATE		TITLE: DIMENSIONES INTERIORES CONDUCTO DE ESCAPE			
CHK'D								DWG NO. 2			
APPV'D								A4			
MFG								SCALE:1:10			
Q.A						MATERIAL: ACERO		SHEET 1 OF 1			
						WEIGHT:					

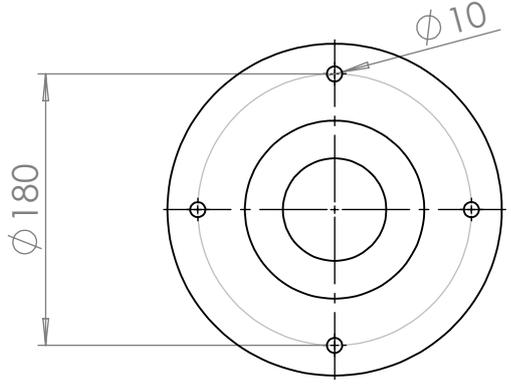
TALADROS BRIDA CULATA



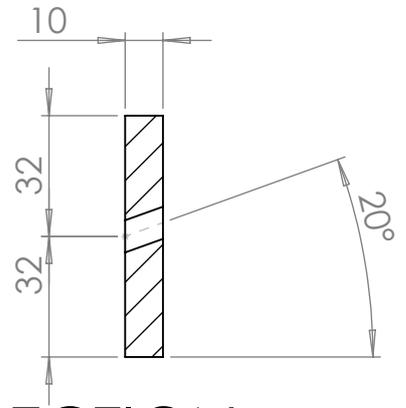
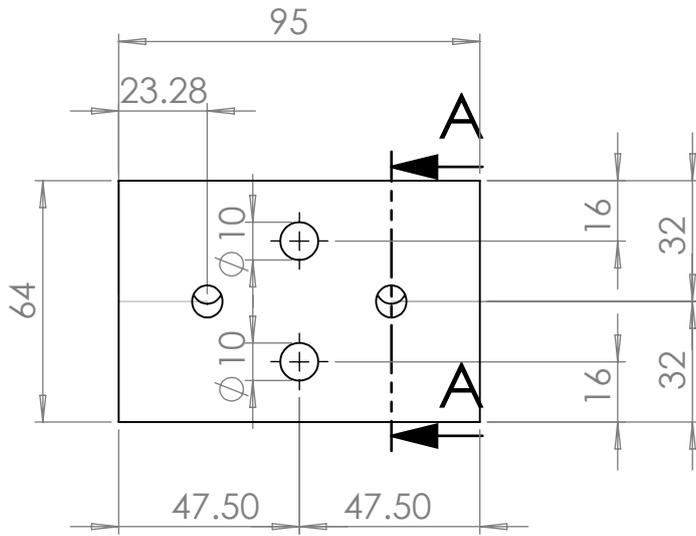
SECTION E-E



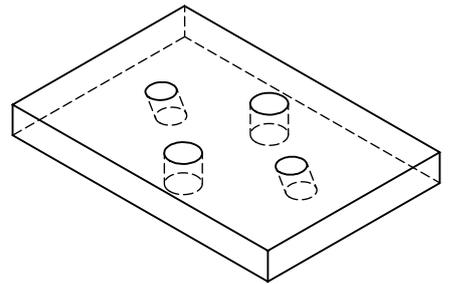
TALADROS BRIDA BASE



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
NAME				SIGNATURE		DATE		TITLE:			
DRAWN JOSÉ ORTEGA								PLANO TOBERA SHERCO 250i-R			
CHK'D											
APPV'D								DWG NO. 1			
MFG											
Q.A						MATERIAL: TEFLÓN		SHEET 1 OF 1			
						WEIGHT:					
								SCALE:1:5			



SECTION A-A



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN	JOSÉ ORTEGA				
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A				MATERIAL:	
				Acero F114	
				WEIGHT:	

TITLE:

Útil accionamiento válvulas Sherco 250i-R

DWG NO.

2

A4

SCALE:1:2

SHEET 1 OF 1

