

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES**



**ANÁLISIS DE LA RENOVACIÓN DE LA CARGA EN UN
MOTOR GASOLINA DE DOS TIEMPOS CON BARRIDO
UNIFLUJO**

PROYECTO FIN DE CARRERA

AUTOR:

Ángel Auñón García

DIRECTORES:

Dr. José Manuel Luján Martínez

Dr. Héctor Climent Puchades

Valencia, a 28 de Julio de 2016

Resumen

La invención del Motor de Combustión Interna Alternativo (MCI) a finales del siglo XIX supuso un cambio radical en la sociedad moderna y afectó al estilo de vida actual. A raíz del desarrollo de las nuevas tecnologías, el automóvil y el desarrollo de todos sus componentes ha evolucionado de forma drástica a lo largo de las últimas décadas.

Ha supuesto un gran esfuerzo por parte de los investigadores, fabricantes y proveedores comprender y analizar todos los procesos involucrados en el funcionamiento de un MCI. El modelado y la simulación acaparan actualmente buena parte de estos esfuerzos y avances en la investigación de motores.

En lo referente a motores de dos tiempos, éstos siempre se encuentran en desarrollo debido a su simplicidad en diseño, desarrollo y fabricación. Los motores convencionales de dos tiempos de encendido provocado tienen la desventaja de dejar escapar parte de la mezcla aire-combustible desde el cilindro porque tanto la admisión como el escape están abiertos durante el proceso de barrido.

En este proyecto se ha analizado el proceso de renovación de la carga en un motor bicilíndrico gasolina de dos tiempos con barrido uniflujo mediante el uso de modelos termofluidodinámicos, con el objetivo de entender mejor y mejorar su proceso de barrido.

Finalmente se plantean una serie de modificaciones que incrementan las prestaciones del motor, gracias a mejorar el proceso del barrido del mismo.

DOCUMENTO I. MEMORIA

DOCUMENTO II. PLIEGO DE
CONDICIONES

DOCUMENTO III. PRESUPUESTO

ÍNDICE GLOBAL

ÍNDICE DE LA MEMORIA

1.	INTRODUCCIÓN.....	20
1.1.	Descripción	20
1.2.	Objetivos	20
1.3.	Antecedentes y motivación.....	21
1.4.	Justificación y motivación del proyecto	22
1.5.	Factores a considerar.....	22
1.6.	Soluciones alternativas y justificación de la solución adoptada	23
2.	TEORÍA DE MODELADO DE MOTORES	26
2.1.	Introducción	26
2.2.	Clasificación de los modelos.....	27
2.3.	Modelado del flujo de gases en el motor	29
2.3.1	Modelos unidimensionales de acción de ondas	30
2.3.2	Modelos de llenado y vaciado	31
2.3.3	Modelos de valor medio.....	34
2.4.	Modelado de la combustión	34
2.4.1	Aproximación de la tasa de quemado mediante las leyes de Wiebe ...	36
2.4.2	Modelo de combustión de GT-Power	37
2.5.	Otros submodelos	37
3.	RENOVACIÓN DE LA CARGA EN MOTORES DE DOS TIEMPOS	40
3.1.	Clasificación según el proceso de combustión	40
3.2.	Ciclo de trabajo en motores de dos tiempos	41
3.3.	Clasificación del barrido según el diagrama de distribución.....	42
3.4.	Clasificación del barrido según la corriente de barrido	44
3.5.	Análisis cuantitativo del proceso de barrido	45
3.6.	Flujo en lumbreras.....	48
3.7.	Diseño de lumbreras.....	50
3.8.	Diseño del sistema de escape	52
4.	HERRAMIENTAS UTILIZADAS Y DATOS EXPERIMENTALES	56
4.1.	GT-Power	56

4.2.	Jupyter (IPython)	57
4.3.	Microsoft Excel	58
4.4.	Datos experimentales	59
5.	MODELO DE REFERENCIA Y SUBMODELOS	60
5.1.	Modelo de referencia	60
5.2.	Puntos de operación	64
5.3.	Modelo de combustión	64
5.4.	Modelo de transmisión de calor en el cilindro	65
5.5.	Modelo de pérdidas mecánicas por fricción.....	66
5.6.	Lumbreras de admisión.....	67
5.7.	Válvulas de escape	67
5.8.	Compresor	69
5.9.	Ajuste del control de la válvula de mariposa.....	70
5.10.	Validación del modelo	72
6.	SOLUCIONES Y RESULTADOS	76
6.1.	Situación inicial	76
6.2.	Modificaciones en la admisión	81
6.2.1.	Doble plénum: uno para cada cilindro	83
6.2.2.	Reducción del volumen del montgolfière.....	86
6.2.3.	Modificación del conducto de admisión.....	90
6.3.	Modificaciones en el escape	95
6.3.1.	Avance de la apertura y cierre de las válvulas de escape	95
6.3.2.	Diseño de una línea de escape alternativa.....	99
7.	CONCLUSIONES	114
8.	TRABAJOS FUTUROS	116
9.	REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA	118
9.1.	Referencias.....	118
9.2.	Bibliografía.....	118

ÍNDICE DEL PLIEGO DE CONDICIONES

1.	INTRODUCCIÓN.....	123
2.	CONDICIONES GENERALES.....	125
2.1.	Condiciones generales facultativas.....	125
2.1.1.	Promotor del proyecto	125
2.1.2.	Obligaciones y derechos del proyectista.....	125
2.1.3.	Facultades del promotor del proyecto	126
2.1.4.	Condiciones generales de la ejecución del proyecto	126
2.1.5.	Información experimental	126
2.1.6.	Recepción del proyecto	126
2.1.7.	Condiciones económicas.....	126
2.2.	Condiciones generales legales	127
2.2.1.	Marcas registradas	127
2.2.2.	Derechos de autor	127
2.2.3.	Causas de la rescisión del proyecto	127
3.	CONDICIONES PARA EL DESARROLLO DEL TRABAJO	129
3.1.	Condiciones de los equipos de trabajo	129
3.2.	Condiciones del puesto de trabajo.....	130
3.2.1.	Lugar de trabajo	131
3.2.1.1.	Medidas de emergencia: vías y salidas de evacuación	131
3.2.1.2.	Condiciones de protección contra incendios	131
3.2.1.3.	Condiciones de las instalaciones eléctricas	131
3.2.1.4.	Condiciones termohigrométricas.....	132
3.2.1.5.	Condiciones de iluminación.....	132
3.2.1.6.	Ergonomía.....	133
3.2.1.7.	Ruido	133

ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

1.	DESCRIPCIÓN GENERAL.....	137
1.1.	Introducción	137
1.2.	Relación de a actividades.....	137
1.3.	Descripción de los recursos	138
1.3.1.	Descripción del coste de la mano de obra	138
1.3.2.	Descripción del coste de los recursos materiales	139
2.	PRESUPUESTOS	141
2.1.	Presupuestos parciales	141
2.2.	Presupuesto global.....	142

DOCUMENTO I
MEMORIA

ÍNDICE DE LA MEMORIA

1.	INTRODUCCIÓN.....	20
1.1.	Descripción	20
1.2.	Objetivos	20
1.3.	Antecedentes y motivación	21
1.4.	Justificación y motivación del proyecto	22
1.5.	Factores a considerar	22
1.6.	Soluciones alternativas y justificación de la solución adoptada	23
2.	TEORÍA DE MODELADO DE MOTORES	26
2.1.	Introducción	26
2.2.	Clasificación de los modelos	27
2.3.	Modelado del flujo de gases en el motor	29
2.3.1	Modelos unidimensionales de acción de ondas	30
2.3.2	Modelos de llenado y vaciado	31
2.3.3	Modelos de valor medio	34
2.4.	Modelado de la combustión	34
2.4.1	Aproximación de la tasa de quemado mediante las leyes de Wiebe ...	36
2.4.2	Modelo de combustión de GT-Power	37
2.5.	Otros submodelos	37
3.	RENOVACIÓN DE LA CARGA EN MOTORES DE DOS TIEMPOS	40
3.1.	Clasificación según el proceso de combustión	40
3.2.	Ciclo de trabajo en motores de dos tiempos	41
3.3.	Clasificación del barrido según el diagrama de distribución	42
3.4.	Clasificación del barrido según la corriente de barrido	44
3.5.	Análisis cuantitativo del proceso de barrido	45
3.6.	Flujo en lumbreras.....	48
3.7.	Diseño de lumbreras.....	50
3.8.	Diseño del sistema de escape	52
4.	HERRAMIENTAS UTILIZADAS Y DATOS EXPERIMENTALES	56
4.1.	GT-Power	56
4.2.	Jupyter (IPython)	57
4.3.	Microsoft Excel	58

4.4.	Datos experimentales	59
5.	MODELO DE REFERENCIA Y SUBMODELOS.....	60
5.1.	Modelo de referencia	60
5.2.	Puntos de operación	64
5.3.	Modelo de combustión	64
5.4.	Modelo de transmisión de calor en el cilindro.....	65
5.5.	Modelo de pérdidas mecánicas por fricción.....	66
5.6.	Lumbreras de admisión.....	67
5.7.	Válvulas de escape	67
5.8.	Compresor	69
5.9.	Ajuste del control de la válvula de mariposa.....	70
5.10.	Validación del modelo	72
6.	SOLUCIONES Y RESULTADOS	76
6.1.	Situación inicial	76
6.2.	Modificaciones en la admisión	81
6.2.1.	Doble plénum: uno para cada cilindro	83
6.2.2.	Reducción del volumen del montgolfière.....	86
6.2.3.	Modificación del conducto de admisión.....	90
6.3.	Modificaciones en el escape	95
6.3.1.	Avance de la apertura y cierre de las válvulas de escape	95
6.3.2.	Diseño de una línea de escape alternativa.....	99
7.	CONCLUSIONES.....	114
8.	TRABAJOS FUTUROS	116
9.	REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA	118
9.1.	Referencias.....	118
9.2.	Bibliografía.....	118

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de los volúmenes finitos de un conducto en GT-Power. Variables escalares calculadas en los centroides, vectoriales en las fronteras.....	29
Figura 2. Influencia de los parámetros de Wiebe en la FQL.	37
Figura 3. Esquema de un MEP de dos tiempos de inyección directa.....	40
Figura 4. Carrera ascendente en un motor de 2T de barrido por cárter.	41
Figura 5. Carrera descendente en un motor de 2T de barrido por cárter.	42
Figura 6. Diagramas de distribución en un motor 2T	43
Figura 7. Diagrama presión-volumen del motor a 2000rpm y 17mg/cilindro.ciclo de combustible.	44
Figura 8. Tipos de barridos	45
Figura 9. Diagrama de flujo en un motor de dos tiempos	46
Figura 10. Área efectiva de una lumbrera en función del ángulo del cigüeñal.	49
Figura 11. Vista de sección en la que se aprecian las 14 lumbreras de cada cilindro del motor y la entrada de aire fresco en el cilindro de abajo. Simulación CFD.	51
Figura 12. Detalle de las lumbreras de admisión en torno al cilindro, modeladas en una malla para su posterior simulación CFD.	51
Figura 13. Presión de escape del motor bicilíndrico en su configuración original, a 3000rpm y 17mg/cilindro.ciclo de combustible.....	52
Figura 14. Reflexión de un pulso de sobrepresión frente a un extremo cerrado y un extremo abierto.	53
Figura 15. Configuración del escape. Secciones en cono, recta y contracono.	54
Figura 16. Algunos sistemas a modelar en un motor sobrealimentado de 6 cilindros.	56
Figura 17. Modelo de referencia del motor monocilíndrico.	60
Figura 18. Modelo de referencia del motor bicilíndrico.	61
Figura 19. Ventana de edición de un conducto de sección circular en GT-Power. .	63
Figura 20. Ventana de edición del modelo de combustión en GT-Power.....	64
Figura 21. Ventana del administrador de casos en GT-Power, con los parámetros a la izquierda y su valor o función según el caso a simular a la derecha.	65
Figura 22. Ventana de edición del modelo de transmisión de calor en el cilindro en GT-Power.....	65
Figura 23. Ventana de edición del modelo de pérdidas por fricción en el cilindro en GT-Power.....	66

Figura 24. Relación de las pérdidas por fricción en el cilindro en función del régimen de giro.....	66
Figura 25. Área de paso de la lumbrera en función del ángulo del cigüeñal	67
Figura 26. Ventana de edición de las válvulas de escape en GT-Power.	68
Figura 27. Levantamiento de la válvula en función del ángulo de giro del cigüeñal.	68
Figura 28. Generación del mapa de compresor en su ventana de edición en GT-Power.	69
Figura 29. Mapa del gasto corregido frente a la relación de compresión del compresor.	70
Figura 30. Detalle del control de la válvula de mariposa dentro del modelo.	71
Figura 31. Presión de admisión a 2000 rpm y 3000 rpm.	72
Figura 32. Presión en el cilindro a 2000 rpm y 3000 rpm.	73
Figura 33. Presión en el escape a 2000 rpm y 3000 rpm.	73
Figura 34. Presiones y gastos máxicos del motor bicilíndrico a 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.	76
Figura 35. Presiones y gastos máxicos del motor bicilíndrico a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.	77
Figura 36. Presiones y gastos máxicos del motor monocilíndrico a 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.	78
Figura 37. Presiones y gastos máxicos del motor monocilíndrico a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.	79
Figura 38. Masas en el cilindro a 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo. en el motor monocilíndrico y en el bicilíndrico.	79
Figura 39. Masas en el cilindro a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo. en el motor monocilíndrico y en el bicilíndrico.	80
Figura 40. Diagrama polar y gráfica de los gastos máxicos a través de las lumbreras de admisión en el motor monocilíndrico a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.	81
Figura 41. Instante en el que se descubren las lumbreras de admisión y se produce el reflujo en el motor monocilíndrico. Campo de velocidades en CFD.	82
Figura 42. Instante en el que se descubren las lumbreras de admisión en una versión del motor bicilíndrico. Composición de gases en una simulación CFD.	82
Figura 43. Diagrama polar y gráfica de los gastos máxicos a través de las lumbreras de admisión en el motor bicilíndrico a 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.	83

Figura 44. Campo de velocidades en el instante AA del motor bicilíndrico de dos plenums a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo. Simulación CFD.	84
Figura 45. Diagrama polar y gráfica de los gastos máxicos a través de las lumbreras de admisión en el motor bicilíndrico de dos plenums a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo. Simulación CFD.....	84
Figura 46. Gasto máxico a través de las lumbreras en un cilindro del motor bicilíndrico original y con doble plenum a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.....	85
Figura 47. Balance de masas en el cilindro a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo. A la izquierda doble plenum y a la derecha bicilíndrico original.	86
Figura 48. Gasto máxico a través de las lumbreras de admisión a 2000 rpm y 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo para un tamaño de montgolfière original y reducido a la mitad.....	87
Figura 49. Presión de admisión a 2000 rpm y 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo para un tamaño de montgolfière original y reducido a la mitad.	87
Figura 50. Gasto máxico a través de las lumbreras de admisión a 2000 rpm y 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo para un tamaño de montgolfière original y reducido a la cuarta parte.	88
Figura 51. Presión de admisión a 2000 rpm y 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo para un tamaño de montgolfière original y reducido a la cuarta parte.	89
Figura 52. Comparación de presiones y gastos y balance de masas entre el motor bicilíndrico con nueva admisión y el original, a 3000 rpm y 17mg/c.c.	93
Figura 53. Comparación de presiones y gastos y balance de masas entre el motor bicilíndrico con nueva admisión y el original, a 2000 rpm y 17mg/c.c.	94
Figura 54. Comparación de presiones y gastos y balance de masas entre el motor bicilíndrico con nueva admisión y avance de 10 cad y el original, a 3000 rpm y 17mg/c.c.....	96
Figura 55. Comparación de presiones y gastos y balance de masas entre el motor bicilíndrico con nueva admisión y avance de 10 cad y el original, a 2000 rpm y 17mg/cil.ciclo.....	98
Figura 56. Comparación de presiones y gastos y balance de masas entre el motor bicilíndrico con nueva admisión y el monocilíndrico a 3000 rpm y 17mg/cil.ciclo.	100
Figura 57. Línea de escape del motor bicilíndrico.	101

Figura 58. Comparación entre el motor bicilíndrico y el mismo sin resonador en el escape a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.	101
Figura 59. Esquema de la línea de escape del motor monocilíndrico.	102
Figura 60. Línea de escape del motor monocilíndrico en cada cilindro en GT-Power.	103
Figura 61. Comparación entre el motor bicilíndrico con doble escape del monocilíndrico y el motor bicilíndrico con su escape a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.	103
Figura 62. Línea de escape del motor monocilíndrico común a ambos cilindros en GT-Power.....	104
Figura 63. Comparación entre el motor bicilíndrico con escape común del monocilíndrico y el motor bicilíndrico con su propio sistema de escape a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.	105
Figura 64. Comparación entre la solución 1 y el motor bicilíndrico con su propio sistema de escape a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.....	107
Figura 65. Comparación entre la solución 2 y el motor bicilíndrico con su propio sistema de escape a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.....	108
Figura 66. Croquis de la línea de escape del motor bicilíndrico.	109
Figura 67. Croquis de la línea de escape del motor monocilíndrico.	110
Figura 68. Croquis de la línea de escape de la solución 1.	110
Figura 69. Croquis de la línea de escape de la solución 2.....	110
Figura 70. Comparación entre la solución 2 y el motor bicilíndrico con su propio sistema de escape a 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.....	111

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Dosado estequiométrico de algunos combustibles representativos.	71
Tabla 2. Error relativo en porcentaje de los modelos en comparación con los datos experimentales.	74
Tabla 3. Prestaciones del motor bicilíndrico según el diámetro del conducto de admisión con una longitud de 200 mm a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.	90
Tabla 4. Masa atrapada en el cilindro según diferentes configuraciones del resonador a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.	91
Tabla 5. Prestaciones del motor según diferentes configuraciones de la cámara de expansión a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.	92
Tabla 6. Prestaciones del motor según diferentes longitudes del conducto de admisión a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.....	93
Tabla 7. Comparación de ciertas prestaciones del motor entre ambas configuraciones a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.	94
Tabla 8. Comparación de ciertas prestaciones del motor entre ambas configuraciones a 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.	95
Tabla 9. Comparación de ciertas prestaciones del motor entre ambas configuraciones (nueva admisión y avance de 10 cad en escape frente al motor original) a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.....	97
Tabla 10. Comparación de ciertas prestaciones del motor entre ambas configuraciones (nueva admisión y avance de 10 cad en escape frente al motor original) a 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.....	99
Tabla 11. Comparación de ciertas prestaciones del motor entre el escape del motor monocilíndrico independiente de cada cilindro y el escape del motor bicilíndrico a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.	104
Tabla 12. Comparación de ciertas prestaciones del motor entre el escape del motor monocilíndrico común a cada cilindro y el escape del motor bicilíndrico a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.	106
Tabla 13. Comparación entre las distintas configuraciones de escape simuladas.	106
Tabla 14. Comparación de ciertas prestaciones del motor entre la solución 1 y el escape del motor bicilíndrico a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.....	107
Tabla 15. Comparación de ciertas prestaciones del motor entre la solución 2 y el escape del motor bicilíndrico a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.....	109

Tabla 16. Comparación de ciertas prestaciones del motor entre la solución 2 y el escape del motor bicilíndrico a 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.....	112
Tabla 17. Comparación de ciertas prestaciones del motor entre la solución 2 y el motor bicilíndrico original a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.....	114
Tabla 18. Comparación de ciertas prestaciones del motor entre la solución 2 y el motor bicilíndrico original a 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.....	115

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Descripción

El presente proyecto final de carrera se fundamenta en un proyecto de investigación llevado a cabo en el Instituto Universitario CMT - Motores Térmicos, como fruto del acuerdo con una multinacional fabricante de vehículos (en adelante *la empresa*).

El motor estudiado es un motor de dos tiempos, bicilíndrico, con inyección directa de gasolina y barrido uniflujo. Sobre este motor se han realizado ensayos experimentales, tanto por la empresa como por el I.U. CMT - Motores Térmicos, los cuales se usarán para validar la confiabilidad de los modelos termofluidodinámicos que se detallarán más adelante.

El trabajo ha consistido en el análisis y la mejora del proceso de renovación de la carga en un motor gasolina de dos tiempos con barrido uniflujo. Para ello se ha partido de un modelo termofluidodinámico unidimensional de dicho motor ya ajustado, desarrollado con un software de modelado y simulación (*GT-Power*), sobre el que se han ido efectuando las modificaciones y simulaciones necesarias.

Así pues, este es un proyecto basado en simulación por ordenador y análisis de los consecuentes resultados. Cabe, por tanto, mencionar someramente en qué consiste el modelado de un motor. El modelado de motores permite el cálculo de sistemas del motor mediante modelos matemáticos implementados en programas de ordenador. Así se consiguen resolver las ecuaciones de un modelo físico que representa con mayor o menor exactitud los fenómenos físicos que se originan realmente en el motor. El programa informático que se ha empleado en este trabajo es de tipo privativo, se trata de *GT-Power* de la empresa *Gamma Technologies*; y permite el modelado unidimensional de los elementos del motor (principalmente formado por conductos y volúmenes). Estos modelos unidimensionales conllevan hipótesis simplificadoras que permiten que los tiempos de cálculo sean comparativamente bajos, permitiendo mayor libertad de modificaciones en el modelo asumiendo tiempos razonables para ello.

Este aspecto es fundamental, ya que el proyecto está centrado en modificar la admisión, principalmente, y el escape del motor con el fin de mejorar el proceso de barrido. Es vital, por tanto, la velocidad de cálculo del modelo y que la implementación de modificaciones se realicen con celeridad.

1.2. Objetivos

El objetivo de este proyecto es el de estudiar el proceso de barrido de un motor gasolina bicilíndrico de dos tiempos. Se conoce como proceso de barrido al período

de tiempo en el que la mezcla fresca reemplaza a los gases quemados dentro del cilindro. Durante este período, conocido como tiempo de barrido, tanto la admisión como el escape del cilindro están abiertos.

Este objetivo responde a la necesidad planteada por la empresa en cuanto al estudio y a la mejora de su motor se refieren. No obstante, existían ciertas limitaciones en cuanto a espacio y tiempo. Al tratarse de un proyecto en colaboración con una empresa, es necesario cumplir ciertos plazos y seguir ciertas directrices impuestas por esta. En cuanto a las limitaciones de espacio cabe mencionar que el motor estudiado ya estaba diseñado, así como su ubicación y distribución dentro del vehículo, por lo que no todas las soluciones podían ser posibles.

Teniendo todo esto en cuenta, se ha propuesto una solución al problema que mejora las prestaciones del motor bicilíndrico, preservando las directrices que se seguían con el fin de emular el comportamiento del motor monocilíndrico.

1.3. Antecedentes y motivación

Los antecedentes de este proyecto se remontan a la posibilidad de desarrollar un motor bicilíndrico a partir de uno monocilíndrico. El motor monocilíndrico ya había sido montado y probado con éxito, pero se planteaba la posibilidad de montar un diseño bicilíndrico con unos ajustes similares al anterior. El principal problema era la asimetría en la admisión de aire hacia el cilindro, a través de las lumbreras de admisión, debido a la asimetría en el nuevo diseño del *plénium*¹. Para ello se probaron varios diseños de plénium, e incluso se reguló el ángulo de barrido (ángulo recorrido por el cigüeñal en el que se desarrolla el proceso de barrido), con el fin de reducir el reflujo de gases quemados del cilindro al plénium y aumentar la masa de aire atrapada en el cilindro; incrementando así las prestaciones del motor.

Por otra parte, y como se ha mencionado anteriormente, este proyecto se ha realizado partiendo de modelos del motor en un programa informático, que han debido ser ajustados de acuerdo a datos experimentales. El modelado por ordenador es una herramienta imprescindible para el desarrollo de cualquier tipo de motor; ya que en torno a un 50% del proceso de diseño de estos se realiza empleando el modelado informático.

¹ El plénium es un espacio cerrado de aire a baja velocidad y presión ligeramente superior a la atmosférica. El diseño de esta cámara tiene como resultado que la presión del gas introducido se reparta de igual manera en toda la superficie interna de éste.

1.4. Justificación y motivación del proyecto

Este proyecto tiene dos claras y diferenciadas motivaciones: por un lado, supone el último paso para la consecución del título de Ingeniería Industrial en la especialidad Mecánica; por otro lado, la finalidad profesional de este proyecto, que es fruto del acuerdo entre CMT - Motores Térmicos y la empresa, y con el que se pretende alcanzar una solución para el diseño final del motor.

1.5. Factores a considerar

En este proyecto se evalúa el rendimiento del proceso de barrido de un motor de dos tiempos con barrido uniflujo; además, se pretende dar solución a los principales problemas que pueda tener dicho motor. Así pues, se tienen diversos aspectos a considerar a la hora de proponer una solución; estos aspectos pueden diferenciarse en:

- **Factores técnicos:**

En cuanto al software empleado, se ha decidido emplear el software comercial de modelado *GT-Power*; puesto que es válido para realizar las simulaciones que se pretendían llevar a cabo. Además, es usado por una gran variedad de empresas del sector, incluida la empresa con la que se ha firmado el acuerdo.

Por otra parte, se disponen de medidas experimentales; tanto del motor monocilíndrico, el cual estuvo disponible durante un período de tiempo en el Instituto Universitario CMT - Motores Térmicos para ser ensayado, como del motor bicilíndrico, del cual sólo se disponen ensayos procedentes de la empresa.

También se debe mencionar que cualquier solución expuesta debe tener en cuenta las limitaciones de espacio del motor dentro de su ubicación en el vehículo, lo cual supone un hándicap.

- **Factores económicos:**

Dado que el Instituto Universitario CMT - Motores Térmicos cuenta con las instalaciones y los especialistas para poder ensayar el motor, no existen impedimentos económicos que impidan o limiten la realización del proyecto. Tampoco en cuanto a simulación se refiere, dado que ya se utiliza *GT-Power* de manera habitual, entre otros programas de modelado de motores, en el centro.

Por el lado de la empresa, hay que contar con que este no es un proyecto de rediseño absoluto del motor; lo que sí que podría acarrear mayor coste. El objeto del proyecto, como se ha definido previamente, es el de analizar y mejorar el proceso de renovación de la carga en el motor.

- **Factores temporales**

Al tratarse de un proyecto de investigación contratado por una empresa, el factor temporal ha sido muy importante durante el proyecto: era necesario cumplir una serie de plazos, convenidos en diversas reuniones en las que se presentaban resultados y se debatían las líneas futuras de investigación.

Las simulaciones termofluidodinámicas unidimensionales se ejecutan en tiempos muy breves si las comparamos con las simulaciones tridimensionales CFD (*Dinámica de Fluidos Computacional*), las cuáles requieren muchas horas para ejecutarse. Es por ello que se suelen reservar para el diseño de subsistemas del motor, y no para el motor completo, porque el coste asociado al tiempo invertido sería prohibitivo. En este proyecto se ha hecho uso de simulaciones de CFD; sobre todo para simular, de manera mucho más precisa, el barrido de los gases en el interior de los cilindros.

El uso intensivo y único de esta herramienta hubiera alargado los plazos y/o reducido el número de modificaciones y simulaciones realizadas sobre el modelo del motor. No cabe la menor duda que, con el incesante avance de la electrónica, el tiempo consumido por este tipo de simulaciones será mucho menor en un futuro.

1.6. Soluciones alternativas y justificación de la solución adoptada

El motor estudiado en este proyecto es un motor de gasolina de dos tiempos con barrido uniflujo, no estaba en nuestra mano el definir otro tipo de propulsión para el vehículo. No obstante, se podía haber empleado otro tipo de motor:

- **Motor de cuatro tiempos**

Podría pensarse que un motor de dos tiempos de la misma cilindrada, y al mismo régimen de giro, que otro de cuatro tiempos genera el doble de potencia; puesto que en una vuelta del cigüeñal realiza un ciclo completo. Sin embargo, esto no es cierto en la práctica, debido a que el rendimiento en motores de dos tiempos suele ser menor. No obstante, por su sencillez de construcción y bajo coste, el motor de dos tiempos resulta más adecuado para este tipo de vehículos ligeros de bajo coste y poca potencia.

- **Motor eléctrico**

El motor eléctrico es la solución más limpia, puesto que no emite contaminantes; sin embargo, resulta más caro que un vehículo de las mismas prestaciones con motor de combustión interna. Además, la necesidad de

recargar las baterías hace que no sea la mejor opción en países emergentes, donde el vehículo eléctrico todavía tiene una presencia testimonial y la red de puntos de recarga es insuficiente.

- **Motor de dos tiempos**

Como sistema de propulsión económico y sencillo, resulta adecuado el motor de dos tiempos, más aún cuando la cilindrada del motor es reducida. En aplicaciones donde el punto de funcionamiento está muy definido y se precisa de gran potencia (como en motores marinos y grandes motores estacionarios) el motor de dos tiempos también tiene su campo de aplicación.

Una primera opción para incrementar la potencia del motor de dos tiempos monocilíndrico es aumentar su cilindrada sin añadir más cilindros. Esta es una solución viable, el único problema que entraña es el redimensionado del cilindro y, con ello, el de las lumbreras de admisión, válvulas y plénium; dando lugar a un motor meno compacto que podría no ser compatible con las restricciones de espacio. Además, el compresor debería trasegar más aire para llenar un volumen mayor, consumiendo más potencia del cigüeñal. La otra alternativa es la de duplicar el número de cilindros, siendo ambos constructivamente iguales. Esto evita el problema de redimensionar los cilindros y sus lumbreras; tan sólo se debe diseñar un nuevo plénium y adaptar el sistema de escape. Con esta solución, además, se evita un exceso de potencia consumida por el compresor; ya que, aunque existan dos cilindros, no realizan la admisión a la vez porque están desfasados 180°.

En cuanto al software empleado, existen alternativas tanto de licencia privativa (*Wave*, de *Ricardo plc*) como de licencia libre; es el caso de *OpenWAM*, desarrollado en CMT - Motores Térmicos. Sin embargo, se ha decidido desarrollar el modelo del motor en *GT-Power* dado que era el software empleado por la empresa y también de uso común en CMT - Motores Térmicos.

Si profundizamos más en el objeto del proyecto, se pueden dar posibles soluciones a la cuestión de cómo mejorar el proceso de renovación de la carga en el motor de dos tiempos. Primeramente hay que decir que en este proceso intervienen muchas variables y, por tanto, es más complejo que en un motor de cuatro tiempos.

El tipo de barrido es de gran importancia en cuanto al desempeño del motor; en este caso el motor es de barrido uniflujo, siendo el de mayor rendimiento. En el barrido uniflujo las lumbreras de admisión y las de escape están en extremos opuestos del cilindro, por lo que la sustitución de los gases quemados por mezcla fresca se realiza con mayor eficacia y reduciendo el cortocircuito².

² Se conoce como cortocircuito al paso de mezcla fresca desde la admisión al escape, sin participar en la compresión ni en la combustión y, de este modo, reduciendo el trabajo útil del ciclo del motor.

La presión en la admisión también es un factor importante. Cuando se descubren las lumbreras de admisión, la presión del aire en el plenum debe ser superior a la del cilindro en ese instante; de otro modo, se produce un reflujo improductivo de gases quemados desde el cilindro al plenum. Es necesario disponer de un compresor en la admisión que alimente de aire y presurice al plenum.

El ángulo de barrido (tiempo referido en ángulo recorrido por el cigüeñal) es otro factor importante en cuanto al desarrollo del proceso de barrido. Una característica de este motor es que el escape se realiza mediante válvulas, por lo que se pueden regular los ángulos de apertura y cierre. Una solución para evitar el reflujo de los gases quemados es adelantar la apertura del escape respecto al punto muerto inferior (*PMI*); de este modo gran parte de los gases habrán abandonado el cilindro, y éste tendrá menor presión, cuando se abran las lumbreras de escape.

Una solución para evitar el cortocircuito es adelantar el cierre del escape; de tal manera que el aire fresco procedente de la admisión no llegue a salir por las válvulas de escape. Sin embargo, adelantar el cierre del escape conlleva una reducción del trabajo de expansión; por tanto, dicho adelantamiento no debe ser excesivo.

La acústica es otro fenómeno físico que cobra mayor importancia en un motor de dos tiempos frente a uno de cuatro tiempos. Los pulsos de aire y el instante en el que llegan éstos al cilindro influyen tanto en el reflujo como en el aire encerrado dentro del cilindro. Lo mismo sucede para el escape, se puede reducir el cortocircuito gracias a un buen sintonizado del motor. El principal desafío del sintonizado es que la geometría del escape y de la admisión no son variables, mientras que el régimen del motor sí lo es. Esto ocasiona que se haya de realizar un sintonizado para un estrecho rango de regímenes de giro, sabiendo que en otros el comportamiento del motor será peor. En nuestro caso, la optimización se ha centrado en los regímenes de giro de 3000 rpm, principalmente, y de 2000 rpm.

La solución que se propone en este proyecto, teniendo en cuenta las limitaciones de espacio, es alargar el conducto de admisión, para mejorar la acústica y conseguir atrapar más aire en el cilindro; y adelantar en 10° de giro del cigüeñal la apertura y cierre de las válvulas de escape, también para atrapar más aire dentro del cilindro y aumentar la potencia desarrollada por el motor. También se propone un diseño de sistema de escape compatible con las restricciones geométricas y que, a su vez, incrementa la masa de aire atrapada en el cilindro.

2. TEORÍA DE MODELADO DE MOTORES

2.1. Introducción

El modelado de motores supone un campo de conocimiento muy reciente, comparado con la larga evolución que los motores de combustión interna han experimentado desde sus inicios hace más de cien años. Este surge a principios de los años 70 del siglo pasado, a raíz de la implementación de normativas anticontaminantes y de reducción de consumo de combustibles; y ha ido creciendo de la mano de la evolución en las computadoras. En la actualidad, el modelado de los sistemas del motor supone una herramienta indispensable tanto en el desarrollo como en la investigación de motores. La expansión e implementación masiva del modelado de motores responde a las, cada vez más exigentes, normativas anticontaminantes; y sus prestaciones (rapidez y precisión) aumentarán con el progresivo aumento de la potencia de cálculo de los procesadores.

Durante los últimos años, y casi desde sus inicios, se han desarrollado nuevas técnicas de modelado y refinado las ya existentes; ayudando así al desarrollo y optimización de los motores de combustión interna. A día de hoy, el modelado es empleado para evaluar opciones de diseño y estrategias de control en unos plazos más que razonables y a bajo coste, en comparación con la alternativa de recurrir a prototipos experimentales. Por esta razón, es útil para el estudio de cualquier sistema del motor. No obstante, no se debe sobreestimar la fase de modelado, pues los modelos requieren de una fase de validación experimental. Esto supone que modelado y ensayos experimentales sean, actualmente, actividades complementarias en el proceso de diseño de un motor.

La tendencia futura del modelado de motores pasa por aumentar su presencia en la simulación y en el diseño e investigación de motores, de acuerdo con el desarrollo de la capacidad de cálculo de los procesadores. Otra aplicación a tener en cuenta es la simulación en tiempo real, que cada vez adquiere más importancia en el modelado, por su rapidez y flexibilidad.

El modelado matemático permite resolver las ecuaciones físicas de un modelo que pretende representar los fenómenos físicos que rigen el comportamiento de un motor. De este modo, los modelos permiten no sólo evaluar varias alternativas de diseño y predecir las prestaciones del motor asociadas a estas alternativas; sino que también es útil para analizar los fenómenos físicos e identificar cuáles son las variables que intervienen en estos. Los modelos matemáticos permiten también la utilización de estudios paramétricos, con lo que es posible analizar la sensibilidad de las variables de salida en función de variaciones en las variables de entrada.

En los apartados que vienen a continuación se describen los tipos de modelos y métodos más utilizados.

2.2. Clasificación de los modelos

Los modelos pueden clasificarse de diferentes formas siguiendo diferentes criterios. De este modo, podemos clasificarlos según el objetivo que persigan, atendiendo a la variación temporal de las magnitudes que intervienen, o a la resolución espacial del modelo.

Atendiendo al objetivo que persiguen se tienen:

- **Modelos predictivos**

Son aquellos utilizados para predecir las prestaciones de un sistema a partir de su geometría y de las condiciones de funcionamiento en las que opera. Estos modelos son interesantes a la hora de realizar estudios paramétricos más amplios que los que se pueden plantear de manera experimental; por lo que son apropiados para realizar estudios de diseño del motor y de sus sistemas.

- **Modelos de diagnóstico**

Son aquellos que obtienen la información relevante de un proceso a partir de la información experimental de éste, de forma que permiten analizar y evaluar un resultado experimental. Un ejemplo de modelos de este tipo son los modelos de combustión, que, a partir de la medida experimental de la presión en el cilindro y las hipótesis necesarias, obtienen la ley de liberación de calor en la combustión.

De cualquier manera, un mismo modelo con las mismas hipótesis y ecuaciones puede ser modificado para que pueda ser predictivo o de diagnóstico: modificando su resolución de forma de una de las variables de entrada pase a ser una variable de salida.

En función de la dependencia de las magnitudes con la variación temporal se puede diferenciar entre:

- **Modelos estacionarios**

No tienen en cuenta variaciones de las propiedades físicas o de las variables de entrada del modelo en función del tiempo.

- **Modelos cuasiestacionarios**

Son aquellos que no tienen en cuenta variaciones de las propiedades físicas en función del tiempo, no así en las variables de entrada del modelo. De este modo se pueden obtener resultados variables en el tiempo como una sucesión de estados estacionarios.

- **Modelos transitorios**

En estos modelos sí se tiene en cuenta la variación temporal de las propiedades a calcular. En las ecuaciones de estos modelos aparecen términos con derivadas totales o parciales en función del tiempo.

Atendiendo a una clasificación según la representación espacial de los fenómenos físicos se pueden distinguir:

- **Modelos no dimensionales o cerodimensionales (0D)**

Son modelos en los que no existe ninguna resolución espacial ni las dimensiones del sistema son tenidas en cuenta.

- **Modelos cuasidimensionales**

Son modelos en los que no existe tampoco ninguna resolución espacial, pero se considera alguna dimensión característica del sistema físico.

- **Modelos unidimensionales (1D)**

Son modelos en los que existe resolución espacial en una de las variables espaciales. En las ecuaciones que definen dichos modelos aparecen términos con derivadas en función de la variable espacial predominante.

- **Modelos multidimensionales**

Estos a su vez pueden ser *bidimensionales (2D)* o *tridimensionales (3D)*. En estos modelos se consideran las variaciones de las propiedades del sistema en dos o tres variables espaciales.

Una última forma de clasificación de los modelos matemáticos según el sistema de motor que se pretende calcular. Según este criterio se puede diferenciar entre modelos que resuelven el flujo de gases en el motor, modelos que calculan el proceso de renovación de la carga o modelos que calculan el proceso de combustión en el interior de los cilindros, modelos que calculan el sistema de alimentación e inyección de combustible, modelos para la refrigeración, las pérdidas mecánicas, etc. Estos sistemas pueden calcularse de manera separada, aunque las variables de salida de un sistema pueden servir como variables de entrada para otros. En otros casos, se puede realizar cálculos acoplados en los que varios sistemas de motor se modelan simultáneamente. Generalmente, los modelos combinan diferentes submodelos que pueden tener características diferentes. La precisión del conjunto estará determinada por la precisión de los submodelos que conforman el modelo global. En cambio, el tiempo de cálculo global vendrá dado por el del submodelo que mayor tiempo requiera para el cálculo. Por consiguiente, lo ideal es alcanzar un equilibrio entre precisión y tiempo de cálculo.

2.3. Modelado del flujo de gases en el motor

Mediante el modelado de flujo de gases es posible el cálculo de flujos no reactivos en el motor; desde los más sencillos, que permiten el cálculo del flujo en los elementos del motor en tiempo real, hasta los más complejos, que permiten calcular el flujo detallado en algunos de los elementos del motor. Los fenómenos más relevantes que un modelo de flujo de gases debe tener en cuenta son:

- Las pérdidas de carga en todos los elementos del sistema, especialmente en aquellos donde ésta es más importante, como en filtros, el intercooler o en los sistemas de postratamiento y silenciamiento.
- Las pérdidas de energía por transmisión de calor, especialmente en los conductos de escape y en los intercambiadores de calor.
- Los efectos de compresibilidad en aquellas zonas donde el flujo puede alcanzar altas velocidades como en las válvulas de los cilindros, la de EGR o la mariposa de admisión.
- Los fenómenos de inercia también cobran importancia en las proximidades de las válvulas de los cilindros.
- El flujo pulsante producido por la apertura secuencial de las válvulas de admisión y de escape se transmite a los distintos elementos del sistema. Teniendo en cuenta que las pulsaciones en el escape tienen mayor amplitud que en la admisión, estas pulsaciones se pueden aprovechar para mejorar el rendimiento volumétrico del motor y reducir el trabajo de bombeo.

Los modelos de flujo de gases en motores más relevantes son los de valor medio (*MVEM: Mean Value Engine Models*), los de llenado y vaciado y los modelos unidimensionales de acción de ondas. Cada uno de ellos tiene un grado de precisión y tiempo de cálculo. Estos modelos se pueden combinar como submodelos para los diferentes elementos del sistema, como se ha mencionado anteriormente.

GT-Power es la herramienta para modelado que se ha utilizado en este proyecto. Este software utiliza un modelo unidimensional de acción de ondas en volúmenes finitos. El motor está modelado mediante conductos unidimensionales y depósitos y elementos cerodimensionales. En el siguiente apartado se va a profundizar más en los modelos de acción de ondas.

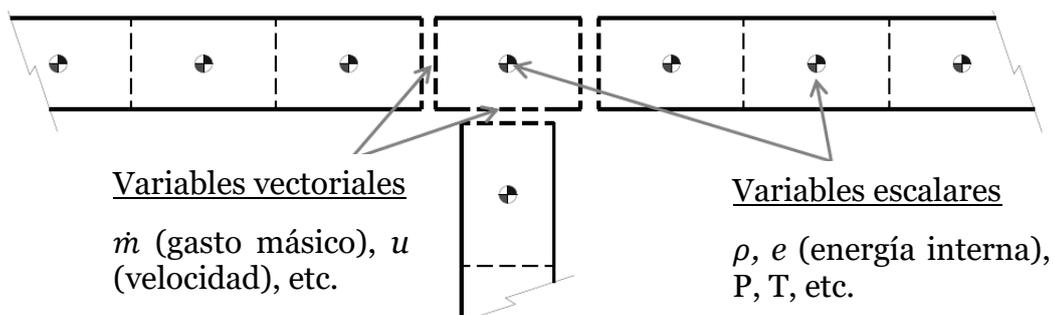


Figura 1. Esquema de los volúmenes finitos de un conducto en *GT-Power*. Variables escalares calculadas en los centroides, vectoriales en las fronteras.

2.3.1 Modelos unidimensionales de acción de ondas

Este tipo de modelos son los más extendidos en el diseño del sistema de renovación de la carga de los motores. Estos modelos permiten el cálculo del flujo en conductos incluyendo los efectos de inercia y de transmisión de ondas. Las hipótesis y características de estos modelos son:

- Se asume que el flujo es unidimensional en los conductos, por lo que todos los parámetros físicos en una sección son iguales. Esta hipótesis es bastante consistente cuando la variación de sección y la curvatura no son excesivas.
- En aquellos elementos en los que la hipótesis de flujo unidimensional no es consistente se utilizan modelos no dimensionales. Se utilizan modelos de condiciones de contorno cuasiestacionarios para resolver singularidades, como válvulas, finales de tubo, etc. Por otra parte, se emplean modelos termodinámicos cerodimensionales para resolver la evolución en cilindros y volúmenes. Un ejemplo de ellos sería el cilindro, donde se considera una presión igual en todo el volumen pero variante con el tiempo.
- Se resuelven las ecuaciones teniendo en cuenta flujo no estacionario, por lo que en una sección todos los parámetros físicos son iguales pero pueden variar con el tiempo.
- El flujo se considera no-homoentrópico, con lo cual se consideran pérdidas de cantidad de movimiento por la fricción y pérdidas de energía por la transmisión de calor. En cambio, la viscosidad del gas no se considera y, con ello, no existen pérdidas por fricción interna del mismo.

La base de los modelos de acción de ondas es el modelo de conducto en el que las variables de entrada son su geometría y las condiciones del flujo en sus extremos. Las variables de salida del modelo de conducto serían los valores de densidad (ρ), presión (p), temperatura (T) y velocidad del fluido (u) en función del tiempo y de la posición dentro del tubo. Las ecuaciones que se resuelven son las de conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía. En concreto, se plantea un sistema de ecuaciones de Euler (1), (2) y (3) que resulta ser un caso particular de las ecuaciones de Navier-Stokes para un dominio cuasiunidimensional con fluido ideal no viscoso.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{S} \frac{dS}{dx} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + G = 0 \quad \text{con} \quad G = f \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \frac{4}{D} \quad (2)$$

$$\left[\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} \right] - a^2 \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right] - (y - 1) \rho (q + uG) = 0 \quad (3)$$

Donde S es la sección del tubo, G es el término que tiene en cuenta la fricción con las paredes del tubo y q es el calor transmitido a través de las paredes. Este sistema de ecuaciones es del tipo hiperbólico debido a que se está despreciando el término viscoso. También es no homogéneo debido a las contribuciones no lineales de la fricción, transmisión de calor y cambio de sección. En los casos en que estos términos puedan ser despreciados se habla de modelo homoentrópico, de resolución más sencilla.

Para la resolución numérica se suele escribir el sistema de ecuaciones en forma matricial, agrupando los términos de acumulación de masa, cantidad de movimiento y energía W , el flujo de estas magnitudes F y el término fuente C . De este modo se resuelven las ecuaciones en su forma integral en una malla discretizada en las variables espacial y temporal.

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial F(W)}{\partial x} + C(W) = 0 \quad (4)$$

Existen diferentes métodos numéricos capaces de resolver este problema. Anteriormente el más utilizado era el denominado Método de las Características, principalmente porque podía ser resuelto de forma gráfica. Sin embargo, con el progreso y generalización del cálculo por ordenador, se han ido empleando métodos numéricos más sencillos de implementar basados en técnicas de diferencias y volúmenes finitos, siendo éste último el utilizado por el software *GT-Power*. Aquellos que son más conocidos son el método de Lax-Wendroff, el de McCormack (predictor-corrector), métodos en diferencias finitas en alta resolución y el método de CE-SE (*Conservation Element - Solution Element*).

2.3.2 Modelos de llenado y vaciado

Los modelos de motor de llenado y vaciado (*filling and emptying*) permiten calcular los fenómenos de acumulación de masa en elementos del propio motor. Estos modelos están formados por un conjunto de volúmenes (depósitos) interconectados por elementos en los que se modela con mapas de comportamiento (modelos de valor medio que se explicarán posteriormente). La diferencia con los modelos de valor medio es que permiten calcular la evolución de las propiedades del flujo a lo largo del ciclo del motor; pudiéndose obtener, por ejemplo, la evolución de presión en los cilindros o en los colectores.

El elemento principal de este tipo de modelos es el depósito, considerado como un sistema abierto que intercambia flujo con otros elementos del motor. Este depósito puede tener un volumen variable y transmitir calor al entorno. Las hipótesis consideradas en este tipo de modelos suponen el flujo temporalmente estacionario en cada instante de cálculo y no se tiene en cuenta la dinámica de ondas.

Como se ha comentado, lo usual es que coexistan modelos de motor que utilicen modelos de acción de ondas para el proceso de renovación de la carga a lo largo de los conductos combinados con submodelos para el cálculo de la acumulación de masa en los cilindros.

A continuación se plantean las ecuaciones de un modelo de llenado y vaciado pensando en los cilindros, otros volúmenes suponen casos particulares de estos. Por un lado tenemos

$$d(m \cdot u)_{cyl} = \sum (h_{0 \text{ inlet}} \cdot dm_{\text{inlet}}) - \sum (h_{0 \text{ outlet}} \cdot dm_{\text{outlet}}) + dQ_{cyl} - dW_{cyl} \quad (5)$$

Donde:

$$dQ_{cyl} = dQ_{\text{heat trans.}} + dQ_{\text{combustion}} \quad (6)$$

$$dW_{cyl} = p_{cyl} \cdot dV_{cyl} \quad (7)$$

$$u_{cyl} = c_v \cdot T_{cyl} \quad (8)$$

y los subíndices *o* y *cyl* se refieren a las condiciones de parada y al cilindro, respectivamente.

En el balance de energía planteado en la ecuación (5), el proceso de la combustión en el cilindro se considera de dos maneras distintas. Primeramente, se considera el calor liberado como un flujo de calor desde el entorno. El término *Q* consta de dos componentes, la debida a la transmisión de calor con las paredes del depósito (*Q_{heat trans.}*) y otra debida al calor liberado en la combustión (*Q_{combustion}*).

Seguidamente, dado que la combustión lleva implícito el cambio de composición de las especies presentes en el mismo, si la energía interna de los reactivos y de los productos se expresa de forma absoluta, la conversión de energía química en térmica inherente al proceso de combustión no necesita ser considerada como un término adicional a las ecuaciones anteriores.

En el modelo predictivo de depósito planteado se ha optado por la primera de las opciones, obteniéndose como resultado la evolución de las propiedades termodinámicas del gas en su interior.

Sustituyendo las expresiones (6), (7) y (8) en la ecuación (5) e integrando el primer principio de la termodinámica entre dos pasos de tiempo consecutivos se puede obtener el valor de la temperatura en el segundo paso como:

$$T_c^{n+1} = T_c^n \left\{ \frac{V_c^n m_c^n}{V_c^{n+1} m_c^{n+1}} \exp \left[\int_n^{n+1} \frac{dQ_{heat\ trans.} + dQ_{comb.}}{p_c V_c} \right. \right. \\ \left. \left. + \int_n^{n+1} \frac{1}{p_c V_c} \sum (h_{0\ inlet} dm_{inlet} - h_{0\ outlet} dm_{outlet}) \right] \right\}^{\gamma-1} \quad (9)$$

En la ecuación (9) se puede observar:

- La variación instantánea del volumen. Para el caso de un modelo de un cilindro, sería el volumen desplazado por el pistón. Para una mayor precisión se puede incluir un modelo de deformaciones que tenga en cuenta las variaciones de volumen debidas a las fuerzas de inercia y la presión dentro del cilindro que provocan pequeñas deformaciones en la biela. De este submodelo se hablará más al final del capítulo.
- El calor transmitido a las paredes del sistema ($Q_{heat\ trans.}$), el cual es un dato de entrada. La transmisión de calor se supone proporcional a la diferencia de temperaturas del gas y de las paredes del cilindro mediante una expresión empírica y un coeficiente de transmisión de calor convectivo (h):

$$\dot{Q} = h \cdot Area \cdot (T_{gas} - T_{paredes}) \quad (10)$$

- La mayor dificultad de los modelos de transmisión de calor es el cálculo del coeficiente de convección y de las paredes del interior del cilindro. El coeficiente de convección, por ejemplo, es muy sensible a los movimientos del flujo de aire en el cilindro, concretamente al '*swirl*'³. Además este coeficiente, estrictamente no es el mismo en las tres paredes del cilindro, pero es común considerarlo igual como hipótesis simplificadora. Para estimar tanto el coeficiente de convección como las temperaturas de las paredes del cilindro (pistón, camisa y culata) se puede emplear cualquiera de las diversas fórmulas empíricas que aparecen en la extensa bibliografía sobre este tema. Si el modelo empleado es de varias zonas, como es el caso en *GT-Power*, dicho término también suele incluir la transferencia de calor a través de las fronteras entre dichas zonas. Al igual que antes, al final de este capítulo se verán los diferentes modelos de transmisión de calor propuestos por *GT-Power*.

³ Se conoce como *swirl* al torbellino producido por el aire fresco procedente de la admisión en su entrada al cilindro. Este fenómeno está causado por la propia geometría de las válvulas de admisión y del diseño de la cámara de combustión en la cabeza del cilindro, favoreciendo la mezcla entre aire combustible en un MCIA.

- El calor liberado en la combustión ($Q_{combustion}$), es un dato de entrada en un modelo predictivo y ha de ser obtenido experimentalmente o mediante un modelo de combustión.
- El último término tiene en cuenta la entalpía de los flujos entrantes y salientes al sistema.

Una vez calculada la temperatura en el interior del cilindro, la presión se puede obtener a partir de la ecuación de estado de los gases ideales.

La ventaja fundamental de este tipo de modelos frente a los de acción de ondas es que requieren menor tiempo de cálculo y, aunque requieren algunos datos experimentales (básicamente condiciones de contorno), tienen buena capacidad predictiva. Suelen proporcionar buenos resultados en motores en los que los fenómenos de inercia y de ondas no sean relevantes o en grandes motores estacionarios sobrealimentados en los que las velocidades de circulación del flujo son relativamente bajas y los colectores de admisión y de escape tienen un gran volumen. También obtienen resultados aceptables en motores sobrealimentados girando a bajas vueltas. De este modo, todos los motores de dos o cuatro tiempos en los que los colectores de admisión y de escape estén diseñados para conseguir un sintonizado de ondas y mejorar el proceso de renovación de la carga, mejorando así el rendimiento volumétrico, no pueden ser calculados con este tipo de modelos.

2.3.3 Modelos de valor medio

El software de modelado GT-Power también posibilita utilizar modelos de cilindros basados en Valores Medios. Estos modelos asumen la hipótesis de que el flujo de gases es constante durante el ciclo del motor, trabajando con valores promediados en el ciclo de las propiedades del flujo en cada punto del motor. La mayor parte de los elementos se calculan con correlaciones empíricas o semiempíricas, es por esto que el tiempo de cálculo es reducido puesto que no tiene en cuenta las ecuaciones de conservación de flujo; pero no son capaces de reproducir de manera adecuada muchos fenómenos físicos relevantes. Las hipótesis aplicadas son:

- Comportamiento estacionario o cuasiestacionario.
- Geométricamente no dimensional. Por lo que no hay acumulación de ondas ni de masa.
- Resulta necesario disponer de información experimental.
- Las ecuaciones a resolver son algebraicas no lineales.

2.4. Modelado de la combustión

Como se ha comentado en el apartado anterior, para obtener la temperatura en la cámara de combustión en cada paso temporal, es necesario calcular la energía

liberada en el proceso de la combustión ($Q_{combustion}$). Este término se ha de obtener mediante un modelo de combustión.

El modelado de la combustión es uno de los más complejos e importantes a considerar durante la simulación del comportamiento global del motor. Resulta complejo de modelar por su carácter heterogéneo, transitorio, multifásico (se presentan simultáneamente fase líquida y gaseosa en el combustible) y turbulento. Otro aspecto por el que resulta complejo el modelado de la combustión es el hecho de que se ven involucrados combustibles complejos constituidos por muchos compuestos, siendo los mecanismos de reacción de algunas de dichas especies todavía poco conocidos. Otra complejidad añadida es las interacciones con el resto de procesos del motor, las cuales resulta difícil de describir matemáticamente.

Atendiendo a estas dificultades, se puede optar por dos opciones, cuya elección dependerá de la información experimental disponible. Estas opciones son: emplear perfiles de combustión obtenidos a partir de leyes de presión en la cámara de combustión, o emplear modelos predictivos implementados en los programas de modelado.

En función del uso del modelo o de las variables de entrada de las que se disponga, *GT-Power* distingue entre modelos de combustión predictiva, no predictiva y semipredictiva. Antes de entrar en detalle en cada uno de estos modelos es necesario tener claro el concepto de tasa de quemado. Se entiende por tasa de quemado la velocidad a la cual las moléculas de aire y de combustible son transferidas desde la zona de no quemados a la zona de quemados y empiezan a participar en las reacciones químicas de la combustión (aunque luego tengan una combustión incompleta).

- **Modelos de combustión no-predictivos, o de diagnóstico**

En estos modelos se impone como variable de entrada la tasa de quemado en función del ángulo del cigüeñal. El seguimiento de la tasa durante la combustión no depende de las condiciones en el cilindro, es decir, siempre se asume que el combustible que hay en el interior del cilindro es suficiente para soportar la tasa de quemado. Este tipo de modelos se aplica generalmente cuando las variables de salida que se quieren evaluar no tienen grandes efectos sobre la tasa de quemado; por ejemplo, la influencia de la longitud del colector de admisión sobre el rendimiento volumétrico.

- **Modelos de combustión predictivos**

En estos modelos la tasa de quemados es predicha a través de otras variables de entrada como son la presión, temperatura o perfil de inyección. En teoría estos modelos son aplicables a cualquier tipo de simulación, no obstante, poseen ciertas desventajas. Una de ellas es que calcular uno de estos modelos es sensiblemente más lento que un modelo no-predictivo por la complejidad

añadida. Otro problema es que en este tipo de modelos se hacen necesarias calibraciones para conseguir resultados precisos.

- **Modelos de combustión semi-predictivos**

Estos modelos pueden ser buenos sustitutos de los modelos de combustión predictivos. Tanto estos modelos como los predictivos son sensibles a variaciones de las variables de significativas que influyen sobre la tasa de quemado. Sin embargo, los modelos semi-predictivos no utilizan ningún modelo físico para predecir la respuesta. En lugar de eso, utilizan una metodología no predictiva, es decir, se impone la tasa de quemado para predecir los parámetros de las leyes de Wiebe, de esta forma se obtiene una función aproximada a la ley de liberación de calor (*FQL*). Estos modelos son más rápidos que los predictivos y, en algunos casos, incluso más precisos.

En cualquier caso, todos los modelos de combustión parten de la primera ley de la termodinámica para sistemas abiertos, ecuación (5). Si se tiene en cuenta que la energía interna se puede diferenciar en sus componentes sensible y química, que el fluido en el cilindro se comporta como un gas ideal ($pV=mRT$) y que se desprecia la contribución energética de los flujos entrantes y salientes del sistema, dicha ecuación se puede reescribir de la siguiente manera:

$$m \cdot c_v dT = dQ_{combustion} + dQ_{heat\ trans.} - pdV \quad (11)$$

Según sea la incógnita de la ecuación anterior, se estará hablando de modelos de diagnóstico o predictivos. En el caso de los modelos de diagnóstico más utilizados, la evolución de la presión en el interior del cilindro es la variable de entrada al modelo para calcular la ley de liberación de calor (primer sumando del término de la derecha de la ecuación (11)).

2.4.1 Aproximación de la tasa de quemado mediante las leyes de

Wiebe

La contribución de Ivanovitch Wiebe [1] a la investigación de motores permitió aproximar funciones analíticas a la ley de tasa de quemado (*FQL: Fracción de Calor Liberado*) por la que se rige la combustión en la cámara. Las leyes de Wiebe permiten predecir la tasa de quemado de motores con diferentes sistemas de combustión y de inyección mediante unos parámetros y una función matemática:

$$FQL(\alpha) = 1 - \exp \left[-c_1 \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta\alpha_c} \right) \right]^{c_2} \quad (12)$$

Donde α_0 es el ángulo en el que se inicia la combustión, $\Delta\alpha_c$ corresponde a la duración de la combustión, c_1 el grado de completitud del proceso (por ejemplo 90%) para un ángulo α para el cual se alcanza un grado de completitud del calor total (por ejemplo el 90%) y c_2 es el parámetro de forma que permite ajustar la velocidad de la combustión. Son parámetros de ajuste y dependen del tipo de motor y de sus condiciones de operación, por lo que éstos han de determinarse empíricamente.

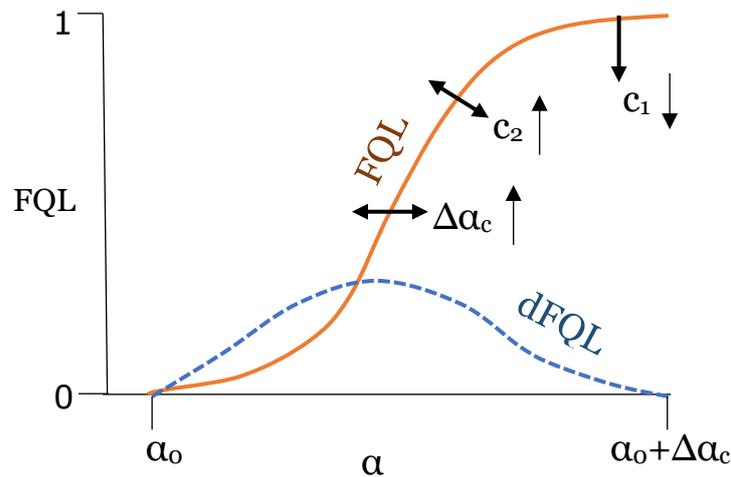


Figura 2. Influencia de los parámetros de Wiebe en la FQL.

2.4.2 Modelo de combustión de GT-Power

GT-Power dispone de sus propios modelos de combustión para motores de encendido provocado (*MEP*), como el del proyecto que se presenta, y para motores de encendido por compresión (*MEC*) y según las características de la inyección, precisión deseada y tiempo de cálculo necesario. Para determinar el modelo de combustión que se va a emplear es fundamental saber las variables de entrada de las que se dispone, dado que cada modelo plantea hipótesis según sean sus variables de entrada.

El modelo de combustión empleado en la combustión de este proyecto es un modelo no predictivo, en concreto un modelo Wiebe para motores de encendido provocado. En este caso, el usuario impone la tasa de quemado empleando una función de Wiebe, que aproxima la curva típica de la tasa de quemado de un motor *MEP*. Este modelo provee convenientes medios de implementar una tasa de quemado adecuada si no se dispone de medidas de la presión en el interior del cilindro.

2.5. Otros submodelos

En el modelado del motor también se encuentran submodelos que permiten predecir el comportamiento del motor con precisión. Algunos, como es el caso del

modelo de deformaciones será necesario en determinadas ocasiones, otros como el de transmisión de calor en el cilindro o el modelo de pérdidas mecánicas por fricción son absolutamente necesarios para el modelado del motor.

El modelo de deformaciones atañe al volumen instantáneo del cilindro y, por ende, a la presión máxima alcanzada en el punto muerto superior (*PMS*). Por esta razón, este tipo de modelos suele emplearse en aquellos motores que operan con una relación de compresión alta (habitualmente aquellos que disponen de sistemas de sobrealimentación multietapa). En este modelo, las deformaciones en la culata y en la camisa del cilindro son despreciables frente a las del mecanismo pistón-biela-manivela; por lo que la mayoría de softwares de modelado sólo permiten modificar la rigidez de este mecanismo.

Otro submodelo a tener en cuenta es el de transmisión de calor en las paredes del cilindro. Si se desprecia este modelo, el motor sería considerado adiabático, sobreestimando así el par motor y el rendimiento volumétrico. Del mismo modo, tampoco se debe omitir la resistencia térmica de los materiales: si no se tiene en cuenta la transmisión de calor en el interior del cilindro, la temperatura de los gases en el colector de escape resultará más elevada, pudiendo superar los límites del material con el que dicho colector esté conformado.

En *GT-Power*, cabe la posibilidad de seleccionar diferentes modelos para calcular la transmisión de calor en el interior del cilindro. Entre estos están los más comunes basados en la correlación de Woschni [2] que definió en 1967:

$$h = 1.3 \cdot 10^{-2} \cdot d^{-0.2} \cdot p^{0.8} \cdot T_g^{-0.53} \left[C_1 c_m + C_2 \frac{V_D T_{CA}}{p_{CA} V_{CA}} (p - p_m) \right]^{0.8} \quad (13)$$

Donde d es el diámetro del cilindro, p y T_g son la presión y la temperatura instantáneas del gas, C_1 y C_2 son constantes que dependen del proceso, c_m es la velocidad media del pistón, V_D es el volumen desplazado por este; T_{CA} , p_{CA} y V_{CA} son la temperatura, presión y volumen instantáneos en el cilindro, y p_m es la presión instantánea en el cilindro al arrastrar el motor sin combustión. En la correlación original propuesta por Woschni, las constantes C_1 y C_2 toman los siguientes valores:

- Durante el intercambio de gases: $C_1 = 6.18$, $C_2 = 0$
- Durante la compresión: $C_1 = 2.28$, $C_2 = 0$
- Durante la combustión y expansión: $C_1 = 2.28$, $C_2 = 3.24 \cdot 10^{-3}$

En *GT-Power*, el modelo empleado difiere ligeramente de la correlación original de Woschni. Concretamente el modelo se denomina internamente como *WoschniGT* [3] y calcula la transmisión de calor sin tener en cuenta el efecto del *swirl*. La diferencia fundamental con la correlación original es el exponente de la temperatura del gas, que es de -0.5 . Las constantes C_1 y C_2 se obtienen como:

$$C_1 = 2.28 + 3.9 \cdot \text{MIN} \left(\frac{\text{gasto másico neto entrante al cilindro}}{\text{Masa atrapada} \cdot \text{Frecuencia de giro}}, 1 \right) \quad (14)$$

- Durante el intercambio de gases y la compresión: $C_2 = 0$
- Durante la combustión y expansión: $C_2 = 3.24 \cdot 10^{-3}$

En lo referente a las pérdidas mecánicas, *GT-Power* dispone de su modelo para obtener las pérdidas por fricción en el motor. Aquellas pérdidas mecánicas de los elementos auxiliares, como la bomba de agua o el ventilador del radiador pueden combinarse en este modelo o por separado. La expresión para el cálculo de las pérdidas está basada en el modelo de Chen-Flynn [4]:

$$FMEP = C + PF \cdot P_{max} + MPSF \cdot c_{mp} + MPSSF \cdot c_{mp}^2 \quad (15)$$

Donde *FMEP* es la presión media efectiva por fricción, *C* es el término constante de ésta, *PF* es el factor de presión pico en el cilindro, P_{max} es la presión máxima en el cilindro, *MPSF* es el factor de velocidad media del pistón, *MPSSF* es el factor del cuadrado de la velocidad media del pistón y c_{mp} es la velocidad media del pistón. Los factores *C*, *PF*, *MPSF* y *MPSSF* deben ser obtenidos experimentalmente para que el modelo sea más preciso.

3. RENOVACIÓN DE LA CARGA EN MOTORES DE DOS TIEMPOS

Este proyecto versa sobre el proceso de barrido en un motor de dos tiempos bicilíndrico, por tanto, es necesario un apartado explicativo del ciclo termodinámico en motores de dos tiempos y del proceso de barrido.

3.1. Clasificación según el proceso de combustión

Los MCIAs pueden clasificarse según el proceso de combustión, así diferenciamos entre motores de encendido provocado (*MEP*) y motores de encendido por compresión (*MEC*).

Los motores de encendido provocado se caracterizan porque el inicio de la combustión se realiza con aporte de energía externa al ciclo, típicamente mediante la chispa de una bujía. Eligiendo adecuadamente este instante para maximizar la eficiencia del proceso de combustión.

En los MEP, la mezcla de aire y combustible puede efectuarse fuera del cilindro durante el proceso de admisión (cada vez más en desuso debido a que la combustión es menos eficiente, la potencia obtenida menor y el control de emisiones menos preciso que en los motores de inyección directa), o introducirse aire durante la admisión y el combustible, posteriormente, durante la compresión, logrando una mezcla heterogénea (motores de inyección directa y mezcla estratificada).

En los MEC, la combustión se inicia mediante el autoencendido de la mezcla de combustible al conseguirse temperaturas suficientemente altas en la cámara de combustión debido a la compresión. Para controlar este fenómeno, en la admisión se introduce aire y el combustible es inyectado cerca del punto muerto superior, cuando la temperatura del aire produce el autoencendido.

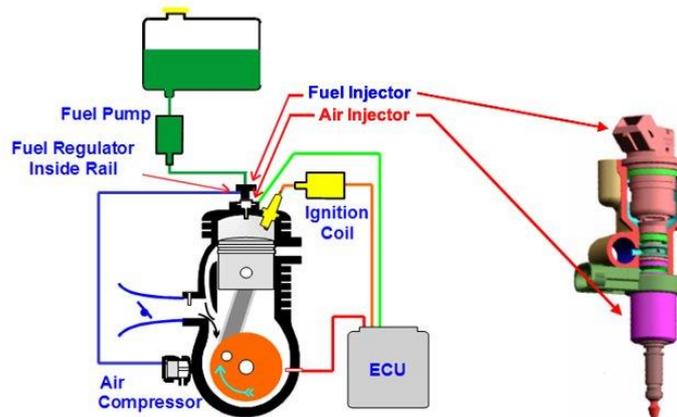


Figura 3. Esquema de un MEP de dos tiempos de inyección directa.

3.2. Ciclo de trabajo en motores de dos tiempos

Atendiendo al ciclo de trabajo podemos distinguir entre motores de cuatro (4T) y de dos tiempos (2T). En los motores de dos tiempos, a diferencia de los de cuatro tiempos, el ciclo se realiza en dos carreras del pistón (una revolución del cigüeñal). Los procesos ocurridos en el ciclo de trabajo son los mismos que en un motor de dos tiempos, aunque con menor duración angular. A diferencia del proceso de renovación de la carga en motores de cuatro tiempos, en motores de 2T la mayor parte de los procesos de escape y de admisión ocurren simultáneamente, lo que se conoce como proceso de barrido. Durante esta fase del ciclo, los gases frescos (que entran a una presión superior a la del cilindro) barren o empujan a los gases quemados que se encuentran dentro de éste. La compresión y la combustión ocurren del mismo modo que en un motor de 4T (tanto MEC como MEP), en la carrera ascendente del pistón y su punto muerto superior (PMS). A partir de la segunda mitad de la carrera de expansión, descendente del pistón, se inicia el proceso de escape; lo cual sucede más temprano que en un motor de 4T. El escape se puede realizar mediante la apertura de válvulas, como es el caso del motor objeto de este proyecto, o mediante aberturas en el propio cilindro, conocidas como lumbreras, y que se abren simplemente cuando el movimiento descendente del pistón las descubre. Durante el escape los gases del interior del cilindro salen espontáneamente debido a su elevada presión. Posteriormente, antes de que el cilindro alcance su punto muerto inferior (PMI), se inicia la admisión de aire fresco, tanto a través de lumbreras (como es el caso de este proyecto), como mediante válvulas. En este instante, es conveniente que la presión en el cilindro haya descendido lo suficiente como para que sea inferior a la del conducto de admisión, de tal manera que el aire fresco pueda entrar al cilindro y barrer los gases quemados. El proceso de barrido todavía continúa al iniciarse la carrera ascendente, mientras permanecen abiertas tanto la admisión como el escape. En el caso de haber válvulas accionadas por un mecanismo de distribución, es posible elegir el punto de cierre; pero en el caso de lumbreras, el cierre de éstas se hace de manera simétrica a su apertura con respecto al PMI. Con la conclusión del proceso de barrido se inicia la compresión efectiva, lo que supone menos de una carrera del pistón para realizarse.

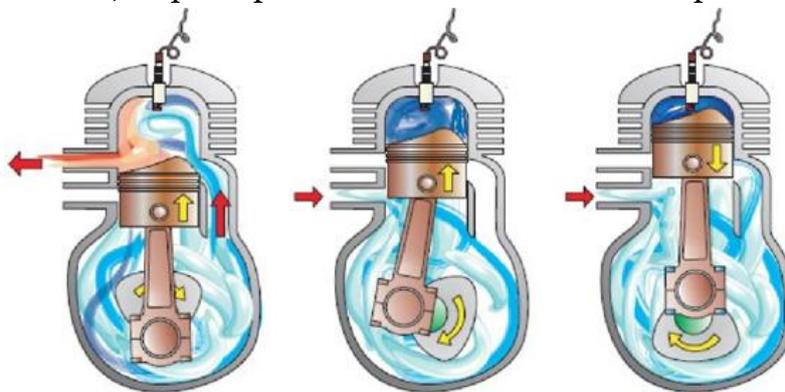


Figura 4. Carrera ascendente en un motor de 2T de barrido por cárter. De izquierda a derecha: final del barrido, compresión y PMS con lumbrera de admisión al cárter descubierta.

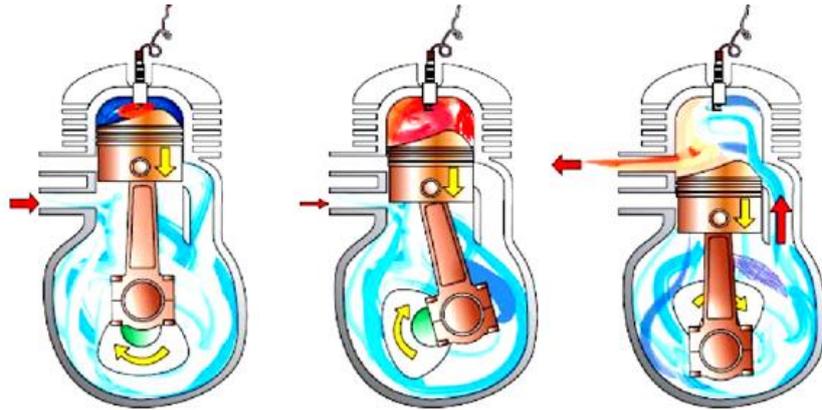


Figura 5. Carrera descendente en un motor de 2T de barrido por cárter. De izquierda a derecha: explosión, expansión e inicio del barrido con lumbrera de transferencia descubierta.

Como se ha podido comprobar, el pistón no realiza ningún trabajo para desalojar los gases quemados; para que esto suceda es necesario que la presión en el conducto de escape sea inferior a la del conducto de admisión, permitiendo a los gases frescos realizar el barrido con eficacia. Para introducir los gases frescos en el cilindro se puede recurrir a un compresor (usualmente accionado por el cigüeñal del motor, como es el caso del motor de este proyecto) o al propio cárter, donde la compresión es llevada a cabo por la cara inferior del cilindro en su carrera descendente (figura 5). Si el aire se comprime empleando un compresor auxiliar, la lumbrera por la que accede el aire fresco al cilindro se denomina lumbrera de admisión. En el caso en el que la compresión se lleve a cabo en el cárter del motor, la lumbrera por la que accede el aire fresco a éste se denomina lumbrera de admisión; y la que comunica el cárter con el cilindro recibe el nombre de lumbrera de transferencia. De este modo, la lumbrera de admisión permanece abierta en la carrera ascendente, llenando el cárter. En la carrera descendente, la lumbrera de admisión se cierra y se comprime el aire encerrado en el cárter hasta que accede al cilindro a través de la lumbrera de transferencia, cuando ésta es descubierta por el pistón.

3.3. Clasificación del barrido según el diagrama de distribución

Los motores de dos tiempos pueden clasificarse según la secuencia en la que las lumbreras se cierran, de este modo se tienen:

- **Motores de barrido simétrico**

Son aquellos en la que la apertura y cierre de la admisión y el escape se efectúa mediante lumbreras, sin mecanismos de distribución. En este caso es el propio

pistón, en su movimiento ascendente y descendente el que gobierna la apertura y cierre de las lumbreras. Este tipo de distribución tiene un claro inconveniente, y es que el cierre del escape (CE) se produce después del cierre de la admisión (CA), lo que conlleva que pueda escaparse aire fresco por el conducto de escape antes de iniciarse la compresión, reduciendo así el rendimiento del motor.

- **Motores de barrido asimétrico**

Son aquellos en los que se emplean válvulas accionadas por mecanismos de distribución, de forma similar a lo motores de 4T, o independizando la apertura de las lumbreras de admisión con respecto a la posición del pistón, bien mediante válvulas rotativas o de láminas. El barrido asimétrico suele ser más eficaz y permite el ajuste del proceso barrido.

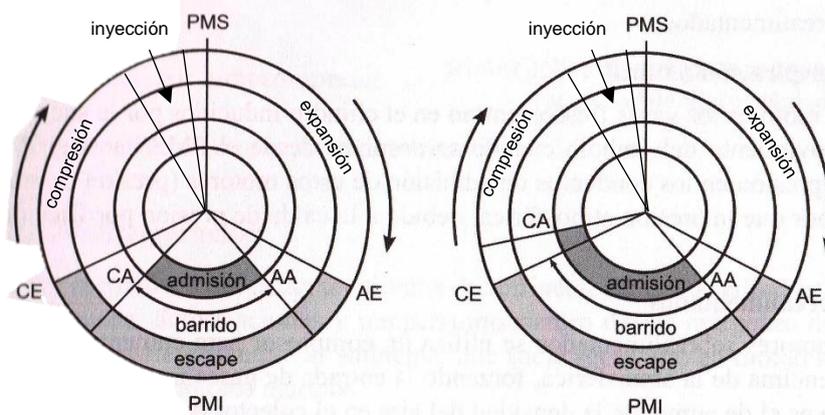


Figura 6. Diagramas de distribución en un motor 2T: simétrico (izquierda) y asimétrico (derecha).

El proceso de barrido en un motor de dos tiempos es complejo debido a la cantidad de variables de las que depende y que son difícilmente evaluables. Esto supone que el diseño del proceso de renovación de la carga sea más difícil que en un motor de 4T. No obstante, el motor de dos tiempos sigue siendo habitual en aquellas aplicaciones de poca cilindrada (como el transporte ligero y maquinaria portátil). El otro campo de aplicación de los motores de dos tiempos es el de los grandes motores estacionarios y marinos (empleados ya desde hace algo más de 100 años), puesto que giran a regímenes casi constantes y son más fáciles de optimizar su rendimiento.

En los motores de dos tiempos no existe ciclo de bombeo, tan sólo ciclo de trabajo (o de alta presión), con lo que resulta sencillo identificar el diagrama de indicador de un motor de 2T.

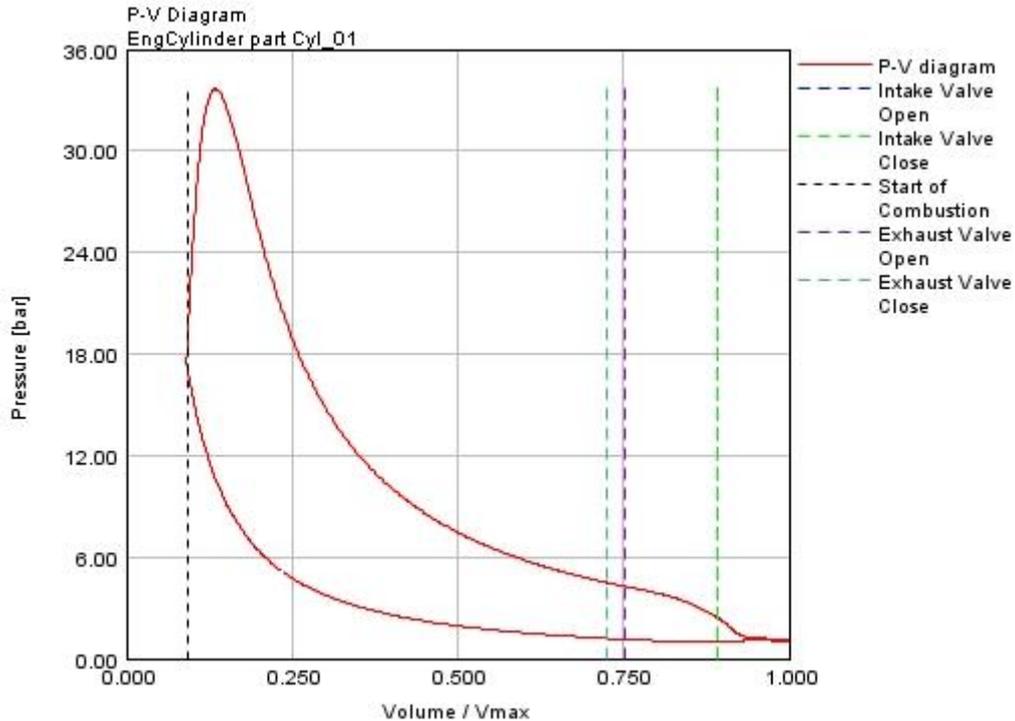


Figura 7. Diagrama presión-volumen del motor a 2000rpm y 17mg/cilindro.ciclo de combustible.

3.4. Clasificación del barrido según la corriente de barrido

Según el recorrido que efectúan los gases en el interior del cilindro durante el tiempo de barrido se puede clasificar el barrido en tres grupos:

- **Barrido transversal**

En este tipo, las lumbreras de admisión y de escape están situadas diametralmente opuestas en el cilindro. Esta disposición favorece el cortocircuito (flujo de aire fresco que pasa directamente desde el conducto de admisión hasta el conducto de escape), para contrarrestarlo se disponen de deflectores en el pistón o con un diseño apropiado de la cabeza del pistón, y el diseño de la lumbrera de admisión; de tal manera que el aire tenga una componente axial ascendente. Este tipo de barrido es el más sencillo de practicar, pero está en desuso por su escaso rendimiento.

- **Barrido uniflujo**

Este barrido es el que logra sus propósitos con mejor eficiencia. Las lumbreras de admisión y de escape están dispuestas en extremos opuestos (en términos de cota) en el cilindro, dificultando así el cortocircuito y que los gases quemados se mezclen con los gases frescos. En este caso, el aire fresco entra en el pistón con componentes tangenciales y axiales de velocidad, generando un vórtice ascendente que barre los gases quemados. El escape bien puede ser mediante lumbreras o válvulas.

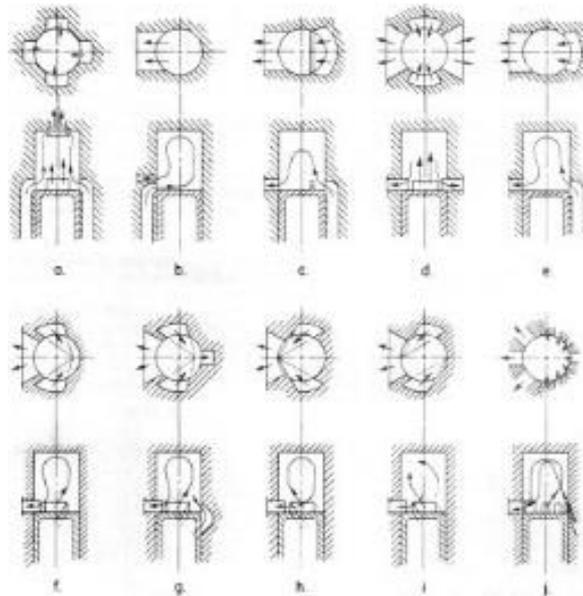


Figura 8. Tipos de barridos: a) uniflujo, b) lazo MAN, c) transversal, d) Schnürle original, e) laminar, f) Schnürle, g) Schnürle con lumbrera de transferencia, h) lazo inverso, i) swirl, j) Curtis.

• Barrido por lazo

En este caso el aire fresco procedente de la admisión es dirigido hacia atrás (según un plano vertical que corta al cilindro diametralmente) formando un lazo en el que la trayectoria es ascendente primero y descendente hacia atrás después. El barrido por lazo tiene un rendimiento intermedio entre el uniflujo y el transversal, siendo claramente mejor que este último. Otro aspecto a tener en cuenta es que es sensible a los ángulos del fluido fresco en su entrada al cilindro y a la distribución de velocidades de este fluido en sentido axial. Un tipo de barrido por lazo muy empleado es el barrido Schnürle, que debe su nombre a su inventor, Adolf Schnürle. Este barrido es común en motores de pequeña cilindrada y puede tener variantes según las lumbreras practicadas en el cilindro, formando sendos lazos. El barrido Curtis es un ejemplo de barrido por lazo en el cual se tiene un mayor número de lumbreras de admisión y de escape. Otro tipo de barrido por lazo es el barrido MAN, en este caso la lumbrera de escape está situada sobre la lumbrera de admisión; lo que supone una reducción de la carrera efectiva del pistón. Esta desventaja se puede solventar como se ha visto antes, empleando una válvula en el escape, de tal forma que la apertura y cierre de este no dependa de la posición del pistón.

3.5. Análisis cuantitativo del proceso de barrido

En los motores de 2T, parte de la mezcla fresca se escapa directamente por el escape, lo que se conoce como cortocircuito, y parte de los gases quemados del ciclo no son evacuados durante el barrido y permanecen en el ciclo siguiente, es

lo que se denomina como residuales. Como cabe esperar, estos dos fenómenos son indeseables y afectan a la potencia capaz de desarrollar el motor.

A la hora de establecer un análisis cuantitativo del proceso de renovación de la carga, al igual que en cualquier otro análisis cuantitativo, es conveniente definir unas condiciones de referencia para poder comparar y juzgar la eficacia del barrido, sea cual sea el motor estudiado. Aquel que se supone de referencia es el barrido ideal y se define como aquel proceso en el que la mezcla fresca barre por completo los gases quemados, sin llegar a perderse parte de esta mezcla fresca por el escape. Es decir, se supone que no existe ni residuales ni cortocircuito.

La masa de mezcla fresca, en tales condiciones de barrido ideal, recibe el nombre de masa de referencia m_{ref} :

$$m_{ref} = (V_D + V_c)\rho_{ref} = V_D \frac{r}{r-1} \rho_{ref} \quad (16)$$

Donde V_D es el volumen del cilindro cuando el pistón se encuentra en el PMI, V_c es el volumen de la cámara de combustión, ρ_{ref} es la densidad de la mezcla fresca medida a la presión de escape y a la temperatura después de la bomba de barrido y r es la relación de compresión volumétrica. No obstante, con el fin de adoptar unas condiciones de referencia conocidas y constantes, puede emplearse la presión y la temperatura ambiente para obtener la densidad de referencia.

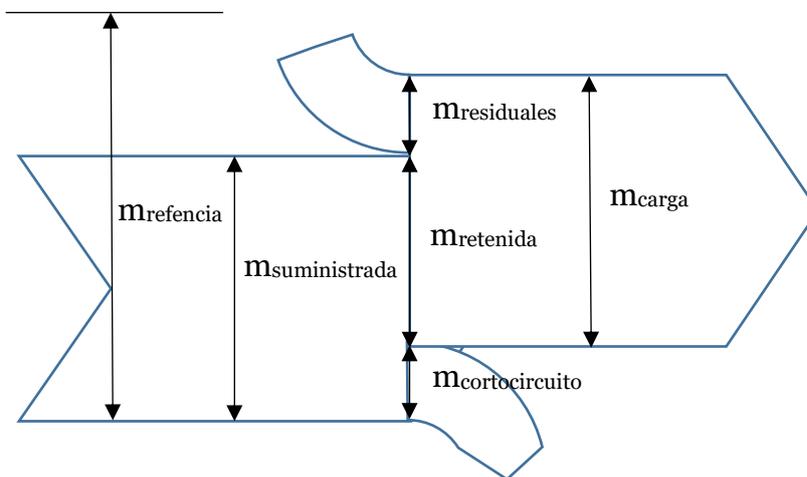


Figura 9. Diagrama de flujo en un motor de dos tiempos

La figura 9 muestra el diagrama de flujo a lo largo del ciclo real del motor, no del barrido ideal. La masa de mezcla fresca suministrada al cilindro está compuesta por dos fracciones: aquella retenida en el cilindro al comienzo de la compresión efectiva, y la masa perdida por el cortocircuito. La masa total que evoluciona durante el ciclo es la masa de carga, constituida a su vez por la suma de la masa retenida y la masa de residuales.

A partir del balance de masas durante el ciclo mostrado en la figura 9 se pueden definir una serie de coeficientes para evaluar el proceso de barrido:

- **Coeficiente de admisión**

Es la relación entre la masa suministrada y la masa de referencia. Está relacionado principalmente con el funcionamiento de la bomba de barrido, y poco relacionado con lo que sucede dentro del cilindro. En aquellos motores en los que el aire de admisión está comprimido por un compresor auxiliar el coeficiente de admisión resulta mayor que 1, no sucede así en aquellos motores de barrido por cárter.

$$R_S = \frac{m_{suministrada}}{m_{referencia}} \quad (17)$$

- **Coeficiente de carga**

Es la relación entre masa retenida, aquella parte de la masa suministrada que no se ha cortocircuitado hacia el escape, y la masa de referencia. Este coeficiente relaciona el gasto retenido, por ende la presión media efectiva (p_{me}) del motor, con el gasto en condiciones ideales.

$$\eta_S = \frac{m_{retenida}}{m_{referencia}} \quad (18)$$

- **Rendimiento de la retención**

Se define como la relación entre la masa retenida y la masa suministrada, siendo por tanto un indicador cuantitativo del fenómeno del cortocircuito. Este rendimiento será unitario cuando el cortocircuito sea inexistente.

$$\eta_{ret} = \frac{m_{retenida}}{m_{suministrada}} = \frac{\eta_S}{R_S} \quad (19)$$

- **Rendimiento del barrido**

Este parámetro relaciona la masa retenida con la masa de carga (o atrapada), que es la que evolucionará en el siguiente ciclo del motor. Cabe recordar que la masa de carga es la suma de la masa retenida y la masa de residuales procedente del ciclo anterior. Este rendimiento permite evaluar la fracción de mezcla fresca respecto a la total que queda atrapada en el cilindro. Si este rendimiento fuese unitario, indicaría que el proceso de barrido es perfecto: la mezcla fresca desplaza por completo a los gases quemados, no dando lugar a la existencia de residuales.

$$\eta_b = \frac{m_{retenida}}{m_{retenida} + m_{residuales}} = \frac{m_{retenida}}{m_{carga}} \quad (20)$$

- **Coefficiente de llenado**

Este coeficiente relaciona la masa total atrapada en el cilindro (masa de carga) con la de referencia.

$$\eta_{LL} = \frac{m_{retenida} + m_{residuales}}{m_{referencia}} = \frac{m_{carga}}{m_{referencia}} \quad (21)$$

A partir de las expresiones (18) y (20) puede obtenerse la relación entre el coeficiente de llenado, el rendimiento de barrido y el coeficiente de carga:

$$\eta_{LL} \cdot \eta_b = \eta_S = \eta_{ret} \cdot R_S \quad (22)$$

Estos tres coeficientes son muy útiles ya que permiten la comparación tanto entre distintos motores, como entre distintos puntos de operación en un mismo motor.

3.6. Flujo en lumbreras

Las lumbreras son el elemento encargado de materializar el proceso de barrido, y su geometría definirá cómo es el barrido. El diseño de las lumbreras es bastante complejo, ya que su resolución requiere de una modelización completa del flujo en todo el motor. Por todo ellos se suele recurrir al desarrollo de sistemas simplificados que, siendo menos exactos, permiten ser más operativos en diseños preliminares. A continuación se detalla la influencia de la sección en las lumbreras con la pme del motor.

El gasto másico en cualquier sección A_α se obtiene partiendo de la ecuación de continuidad, conociendo la densidad ρ_α y la velocidad del fluido c_α en la sección:

$$\dot{m}_\alpha = \rho_\alpha \cdot A_\alpha \cdot c_\alpha \quad (23)$$

A lo largo de un cierto período de tiempo se tiene que el incremento de masa es:

$$dm = \dot{m}_\alpha dt \quad (24)$$

Por tanto, la masa que habrá atravesado esta sección es fácil de obtener integrando la ecuación 23 en el intervalo de tiempo en el que esta sección permanece abierta:

$$m = \int_0^t \rho_\alpha \cdot A_\alpha \cdot c_\alpha dt = \int_0^\alpha \rho_\alpha \cdot A_\alpha \cdot c_\alpha \frac{dt}{d\alpha} d\alpha \quad (25)$$

Esta ecuación es general para cualquier sección del motor. En el caso particular de las lumbreras, la sección A_α varía con el ángulo girado por el cigüeñal. También existe una relación directa entre los coeficientes que evalúan el barrido y las prestaciones del motor, en particular una proporcionalidad directa entre el coeficiente de carga η_S y la pme. Mediante la ecuación 19 que relaciona la masa retenida con la suministrada, y basándose en lo anteriormente expuesto, es posible establecer una correlación entre la masa suministrada y la pme del motor:

$$\frac{m_{sum}}{V_T \cdot pme} = \frac{\int_0^t \rho_\alpha \cdot A_\alpha \cdot c_\alpha dt}{V_T \cdot pme} = cte \quad (26)$$



Figura 10. Área efectiva de una lumbrera en función del ángulo del cigüeñal.

Esta correlación es útil para orientar el diseño y/o la optimización de un motor de 2T con el fin de alcanzar unas prestaciones deseadas.

3.7. Diseño de lumbreras

El diseño de una lumbrera consiste en establecer su función área-tiempo; o lo que es lo mismo, el área efectiva de paso de la lumbrera en función del ángulo girado por el cigüeñal (figura 10). Las lumbreras de admisión son más críticas en el diseño, pues es por la admisión por donde proviene la mezcla fresca que ha de realizar el barrido de los gases quemados. Por consiguiente, no sólo han de tener una sección suficiente, sino que se deben de cuidar los ángulos con los que el flujo entra en el cilindro para que el barrido sea eficaz (como el barrido uniflujo que se ha visto en el apartado 3.4).

No es objeto de este proyecto el diseño de las lumbreras, puesto que ese estudio ya fue llevado a cabo por la empresa para la fabricación del motor estudiado y no es el objeto de este proyecto. Sin embargo, se pueden dar ciertas nociones acerca del diseño de éstas.

En primer lugar, las lumbreras no pueden ser demasiado altas; dado que limitan la carrera de expansión del motor, y por tanto la potencia desarrollada. Se estima que una lumbrera de escape cuya altura sea un 20% de la carrera, disminuye un 8% el trabajo útil. A partir de este 20%, un incremento en la altura supone una caída en el trabajo útil más acusada. Otra limitación es la anchura, no hay que olvidar que las lumbreras están practicadas en el cilindro, por lo tanto, éstas no pueden ser muy anchas, de modo que las sollicitaciones mecánicas y térmicas en las paredes del cilindro no superen los límites del material.

En cuanto a la forma, las hay muy variadas. La lumbrera circular es la que tiene menor relación perímetro-área, reduciendo así las pérdidas por fricción al mínimo, aunque son de apertura lenta. Como solución a este inconveniente está la lumbrera elíptica, de apertura más rápida. Las lumbreras de sección rectangular son las más usadas debido a que su apertura es muy rápida; no obstante pueden causar problemas de segmentos cuando su anchura es grande, como se ha explicado en el párrafo anterior. Esto se puede resolver empleando lumbreras trapezoidales.

Además de su geometría básica, también hay que tener en cuenta los ángulos que dotan de componente axial y radial al flujo. Para un buen guiado del flujo es conveniente que las lumbreras no sean muy anchas en relación con su profundidad. Las lumbreras estrechas permiten trasegar más fluido que las anchas, y permiten un guiado más efectivo. En su sección de entrada, los bordes de las lumbreras son redondeados para permitir una buena canalización y evitar pérdidas por desprendimiento de capa límite. Por el contrario, los bordes de salida no suelen estar redondeados, para dar un mayor guiado al flujo.

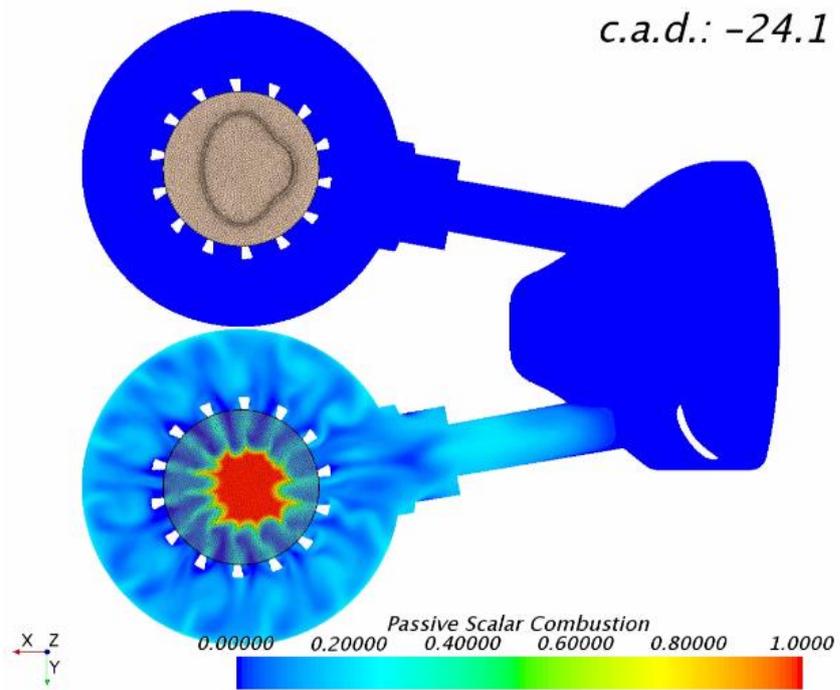


Figura 11. Vista de sección en la que se aprecian las 14 lumbreras de cada cilindro del motor y la entrada de aire fresco en el cilindro de abajo. Simulación CFD.



Figura 12. Detalle de las lumbreras de admisión en torno al cilindro, modeladas en una malla para su posterior simulación CFD.

3.8. Diseño del sistema de escape

En motores donde el diagrama de distribución es simétrico, con lumbreras gobernadas por el movimiento del pistón, el diseño del sistema de escape cobra gran relevancia porque influye en gran manera en las prestaciones que pueden alcanzar estos motores. En motores donde el diagrama de distribución es asimétrico, como el caso de este proyecto, donde es posible ajustar el tiempo de barrido mediante la apertura y cierre de las válvulas de escape, el diseño del sistema de escape cobra importancia también. El sistema de escape debe, en definitiva, facilitar que el proceso de barrido sea lo más perfecto posible.

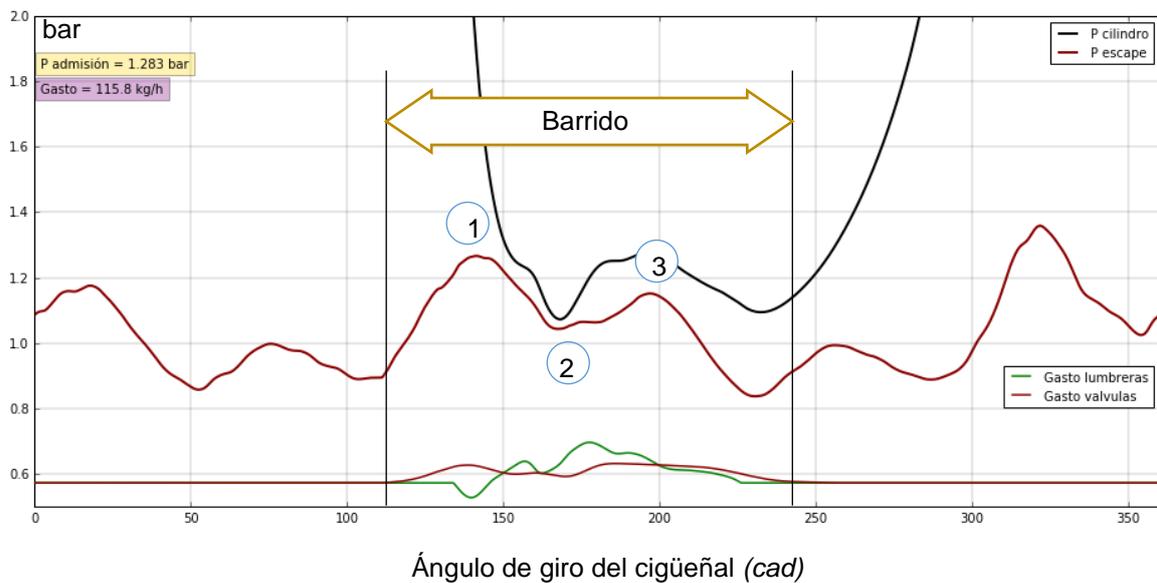


Figura 13. Presión de escape (línea granate) del motor bicilíndrico en su configuración original, a 3000rpm y 17mg/cilindro.ciclo de combustible

En la figura 13 se puede apreciar cómo evoluciona la presión de escape en un motor de dos tiempos: En el máximo señalado como **1** se tiene un incremento de la presión de escape debido a la apertura de las válvulas de escape, los gases quemados salen del cilindro debido a la mayor presión en éste. Conforme se van abriendo las válvulas de escape y las lumbreras de admisión, la presión en el cilindro desciende; esto puede observarse en la disminución de presión señalada en la figura como **2**. En el máximo marcado como **3** la presión en el cilindro y en el escape vuelve a aumentar debido a la entrada de aire fresco en la admisión, mientras que el gasto por las válvulas de escape no se ve incrementado.

Una vez analizada la evolución de la presión de escape, se va a plantear qué pulsos de presión convendría que se presentasen en el escape del cilindro con el fin de optimizar el barrido (reducir la masa de residuales y reducir el cortocircuito). El pulso de sobrepresión (**1**) es propio del funcionamiento del motor y se da siempre

debido a la apertura de las válvulas (o lumbreras en su caso) de escape. Este pulso viajará a lo largo del conducto de escape hasta encontrarse con un extremo abierto, que bien puede materializarse en un cambio de sección en el conducto (pasando a un diámetro mayor). Cuando un pulso de sobrepresión alcanza un extremo abierto, parte seguirá su camino, pero parte de ese pulso retornará aguas arriba del conducto como una onda de rarefacción (pulso de presión de succión, es decir, negativa). Esta rarefacción es muy beneficiosa durante los instantes marcados en la figura 13 como **2**, pues en esta fase del barrido interesa vaciar el cilindro de gases quemados y facilitar la entrada de mezcla fresca desde la admisión. Por esto resulta interesante que aparezca una succión en el escape durante todo este período del proceso de barrido. Para materializar una succión prolongada en el tiempo se puede reemplazar el cambio abrupto de sección antes mencionado por uno progresivo de tal manera que la onda de rarefacción sea más duradera. Una vez que los gases quemados han abandonado el cilindro, lo interesante sería que no se produjese salida de la mezcla fresca por el escape (cortocircuito). Esto puede conseguirse con un pulso de sobrepresión nuevamente (**3**) que empuje la mezcla fresca hacia el cilindro. Esto se consigue mediante un extremo cerrado en el conducto de escape, y puede materializarse por medio de otro cambio de sección en el conducto de escape; por el contrario, esta vez, se pasa de una sección a otra con diámetro menor. Lo que se consigue con este extremo cerrado es que el pulso original de sobrepresión (**1**) rebote aquí, haciéndolo como un pulso de sobrepresión también que viajará aguas arriba de vuelta al cilindro.



Figura 14. Reflexión de un pulso de sobrepresión frente a un extremo cerrado y un extremo abierto.

Como puede verse en la figura anterior, al encontrarse con un extremo cerrado, el pulso de sobrepresión rebota como un pulso de sobrepresión en sentido opuesto. Al encontrarse con un extremo abierto, parte seguirá su camino y parte volverá en sentido opuesto como un pulso de rarefacción.

Con lo anteriormente expuesto, se deduce que el conducto de escape tendrá un aspecto similar al de la figura 15, donde se aprecia un tramo cónico, otro tramo recto y un último tramo en forma de contracono que generan los pulsos anteriormente explicados.

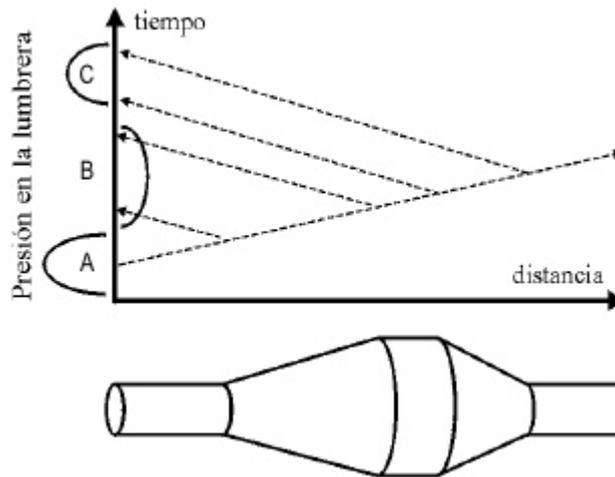


Figura 15. Configuración del escape. Secciones en cono, recta y contracono.

La presión instantánea en el escape que muestra la figura 13 no sólo depende de la geometría del escape, sino también del régimen de giro del motor, pues de éste depende intrínsecamente la velocidad de los pulsos de presión en los conductos del motor. La velocidad de estos pulsos es la velocidad del sonido en un gas, que es función de la temperatura y composición de los gases como se muestra en la ecuación 27.

$$u_{sonido} = \sqrt{\frac{\gamma RT}{M}} \quad (27)$$

En el caso del aire, el coeficiente de dilatación adiabático (γ) es 1.4 y el cociente R/M es igual a 286.7 J/KgK, quedando por tanto:

$$u_{sonido\ aire} = \sqrt{1.4 \cdot 286.7 \cdot T} \quad (28)$$

Asumiendo la hipótesis razonable de que ni la composición de los gases ni la temperatura sufren variaciones importantes en las condiciones de funcionamiento del motor, se deduce que el campo de presiones en el sistema de escape depende fundamentalmente del tiempo. La relación entre la evolución de la presión instantánea en el escape y el ángulo de giro del cigüeñal se encuentra precisamente en el régimen de giro. Por consiguiente, existirá un régimen de giro para el cual los pulsos de presión lleguen de vuelta a cilindro en los instantes deseados (se habla entonces de un escape sintonizado para dicho régimen de giro), mientras que habrá otros regímenes de giro en los que los pulsos no lleguen en los instantes adecuados, empeorando así el proceso de barrido y reduciendo las prestaciones del motor en dichos regímenes. Por esta razón, conviene elegir muy bien el régimen de giro del motor para el cual el escape está sintonizado. Éste va a depender de las prestaciones y aplicación del motor a diseñar y de su punto de funcionamiento más habitual.

En el caso del presente proyecto, se ha propuesto un sistema de escape alternativo al original, que pretende estar sintonizado para un régimen de giro de 3000 rpm, sin empeorar el proceso de barrido para un régimen de giro de 2000 rpm. Estos regímenes van a ser los que se estudien en siguientes apartados, pues son los que presentan peores rendimientos del proceso de barrido de este motor.

4. HERRAMIENTAS UTILIZADAS Y DATOS EXPERIMENTALES

En este capítulo se va a explicar las herramientas utilizadas en el desarrollo de este proyecto fin de carrera. En cuanto a los datos experimentales, éstos provenían de ensayos realizados por la empresa principalmente.

4.1. GT-Power

Como se ha venido explicando a lo largo de este documento, *GT-Power* es un software de la empresa Gamma Technologies que permite el modelado unidimensional empleando modelos de acción de ondas (véase el apartado 2.3.1). De este modo se pueden modelar los fenómenos físicos que se dan en el motor para flujo en conductos, discretizando éstos en volúmenes finitos.

Atendiendo al propio manual del programa [5], el código dispone de submodelos ya implementados de manera que se puedan calcular los diferentes fenómenos físicos en cada componente, como pueden ser la transmisión de calor en los cilindros, las condiciones sónicas en las válvulas, el bombeo en el compresor y un sinfín más. Además de modelar cada uno de los componentes del motor, también es necesario adaptar el submodelo para integrarlo y que pueda proporcionar resultados a nivel global. En la figura 16 se tiene una muestra de los algunos componentes que pueden ser modelados en este programa:

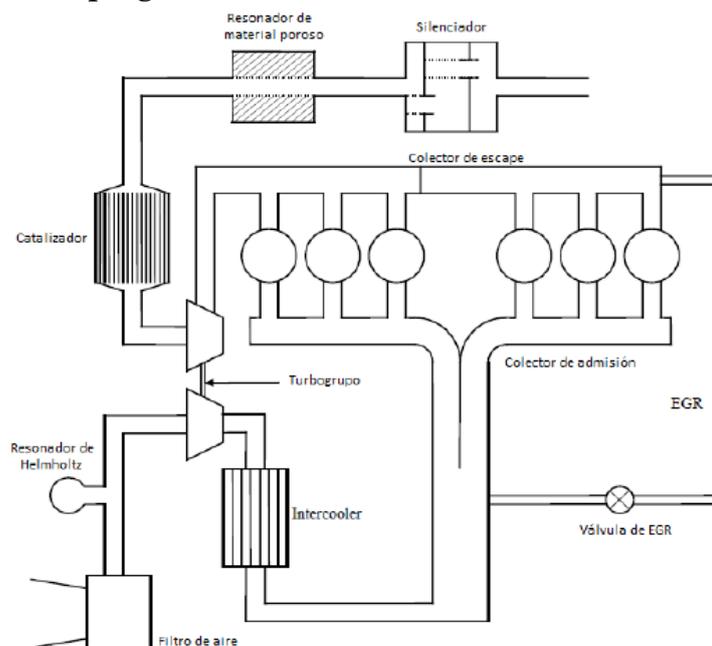


Figura 16. Algunos sistemas a modelar en un motor sobrealimentado de 6 cilindros.

GT-Power tiene una importante variedad de aplicaciones para el estudio y diseño de motores de combustión interna:

- Cálculo y predicción de la combustión.
- Sistemas de post-tratamiento.
- Sistemas de inyección de combustible.
- Sistemas de sobrealimentación.
- Análisis térmico de cualquier componente.
- Modelado de circuitos de refrigeración.
- Modelado de circuitos de lubricación.
- Estudios de co-simulación CFD en combinación con software CFD específico (AnsysFluent, StarCCM).
- Modelado de sistemas de EGR.
- Transmisiones mecánicas e hidráulicas.
- Simulaciones en tiempo real.

También cabe tener en consideración que, aunque en este proyecto los resultados obtenidos son en régimen estacionario (condiciones de funcionamiento en las que el valor medio de las variables de entrada y salida del motor son estables en el tiempo), también pueden llevarse a cabo simulaciones en régimen transitorio. Esto permite estudiar el motor en condiciones de carga y de régimen variable, como arranques en frío y el ciclo de homologación NEDC o cualquier otro ciclo que se desee simular.

Este programa permite obtener multitud de resultados (temperaturas, presiones, gastos máxicos, rendimientos, prestaciones como potencia y par, etc.), tanto medios como instantáneos, al principio y al final del ciclo. También es posible evaluar cualquier resultado que uno desee y no esté incluido por defecto, mediante elementos de medida (monitores) y funciones de cálculo incluidas en el programa. Todos estos resultados pueden obtenerse, bien mediante el resultado de la simulación en un archivo de texto plano sin formato, o de manera más cómoda en una interfaz conocida como *GT-Post* que permite el análisis de los resultados y la exportación de datos para su postprocesamiento.

4.2. Jupyter (IPython)

Jupyter es una aplicación web que se ejecuta en cualquier navegador web y permite crear y compartir documentos que contienen código, ecuaciones, visualizaciones (imágenes, gráficos, animaciones) y texto explicativo. Entre sus usos se encuentran: el tratamiento y transformación de datos, simulaciones numéricas, modelado estadístico, aprendizaje automático y otras muchas más.

Jupyter emplea *IPython* como kernel de la aplicación. *IPython* es un intérprete de comandos interactivo bajo licencia [BSD⁴](#) para la programación en múltiples lenguajes de programación, originariamente en Python, y que incluye multitud de funcionalidades como el resaltado de líneas y errores mediante colores, una sintaxis adicional, autocompletado mediante tabulador de variables, módulos y atributos; entre otras funcionalidades. Además, *IPython* permite la ejecución de aplicaciones en paralelo, pudiéndose éstas desarrollar, ejecutar, depurar y ser monitoreadas interactivamente. *IPython* está considerado como una herramienta para el trabajo científico por los paquetes de cálculo y representación de datos con los que se presenta.

El lenguaje de programación en el que se basa *IPython* es Python, un lenguaje de alto nivel, multipropósito y multiplataforma. Su filosofía enfatiza una sintaxis que favorezca un código legible. Python soporta programación orientada a objetos, programación imperativa y, en menor medida, programación funcional y procedural.

En este proyecto se ha utilizado para el postprocesamiento de datos y presentación de los resultados; pues, aunque con *GT-Post* se pueda acceder a los resultados de las simulaciones y obtener gráficas directamente, este proceso se puede automatizar mediante la elaboración de un código (*script*) en Python, permitiendo ahorrar así mucho tiempo una vez el *script* esté terminado.

4.3. Microsoft Excel

Microsoft Excel es una herramienta distribuida por *Microsoft Office* para trabajar con hojas de cálculo. *Excel* permite al usuario elaborar tablas que incluyen cálculos matemáticos mediante fórmulas, que bien pueden ser introducidas por el usuario mediante operadores matemáticos, o empleando funciones de la propia librería del programa (funciones matemáticas, financieras, lógicas, de búsqueda en tablas, etc.). *Excel* resulta útil también para gestionar listas o bases de datos y para realizar gráficas de manera rápida.

Durante este proyecto, *Excel* se ha utilizado como complemento a *GT-Post* y *Jupyter* para el procesado y tratamiento de datos de manera puntual. Por ejemplo, para abrir los ficheros de texto de valores separados por tabulaciones, *Excel* resulta muy útil pues presenta estos valores de manera ordenada en matrices.

⁴ Una licencia BSD (*Berkeley Software Distribution*) es una licencia de software libre permisiva, que permite el uso del código fuente en software no libre.

4.4. Datos experimentales

Los datos experimentales tienen una gran importancia y son fundamentales en cualquier proyecto de modelado de motores. Como se ha mencionado en el capítulo de introducción, los datos experimentales son necesarios para ajustar el modelo al comportamiento real del motor (los submodelos del motor requieren inputs que se han de obtener a partir de ensayos experimentales) y para validar los resultados obtenidos.

Los datos experimentales incluyen una gran cantidad de variables medidas en una sala de ensayos, en diferentes puntos de funcionamiento. Como se comentó en el apartado introductorio, los datos experimentales de inicio han sido proporcionados por la empresa, de modo que no forma parte de este proyecto comentar cómo se ha llevado a cabo su obtención.

5. MODELO DE REFERENCIA Y SUBMODELOS

En este apartado se pretende introducir el modelo base de partida que envió la empresa; así como cuáles son los parámetros o variables de entrada del modelo y el submodelo para que las simulaciones y los resultados finales sean fiables.

En primer lugar, el modelado del motor original fue llevado a cabo por la empresa, así como su calibración. Sin embargo, en etapas anteriores del proyecto en CMT - Motores Térmicos se reajustó la ley de liberación de calor durante la combustión.

5.1. Modelo de referencia

El modelo que se ha simulado y sus variaciones corresponden a un motor de bajo coste, cuya aplicación es la impulsar un utilitario ligero. Las principales características de este motor son:

- Motor de dos tiempos de gasolina con inyección directa.
- 14 lumbreras de admisión en cada cilindro.
- 2 válvulas de escape en culata por cilindro.
- 2 cilindros en línea y 600 cm³ de cilindrada total.
- 70.5 mm de diámetro de cilindro y 76.8 mm de carrera.
- Relación de compresión volumétrica de 11.

El modelo de referencia o de partida es el que se muestra en la figura 17, para el motor monocilíndrico, y en la figura 18, para el motor bicilíndrico.

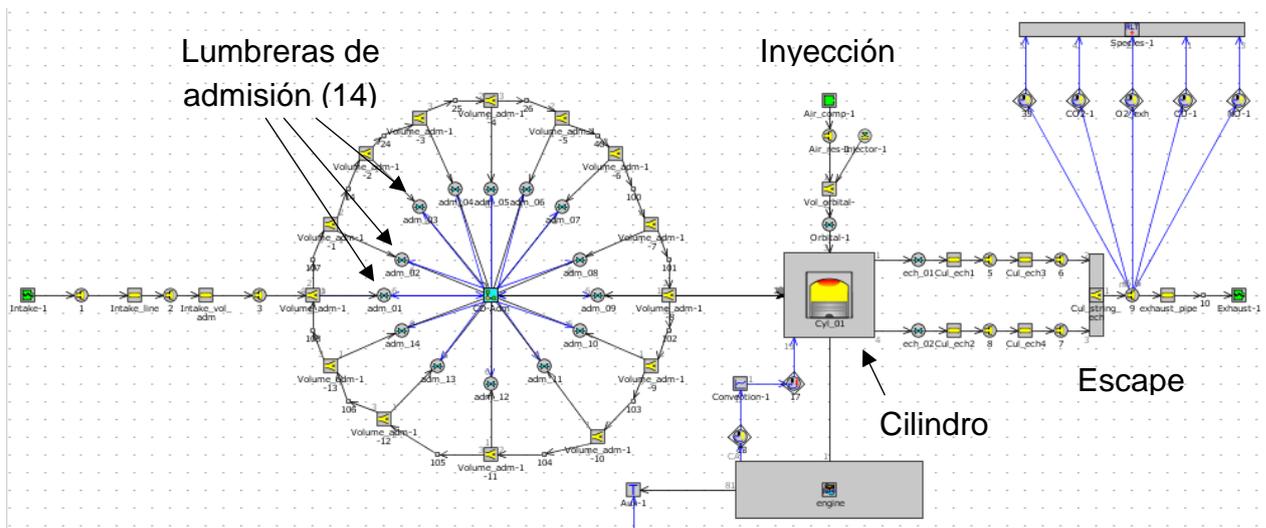


Figura 17. Modelo de referencia del motor monocilíndrico.

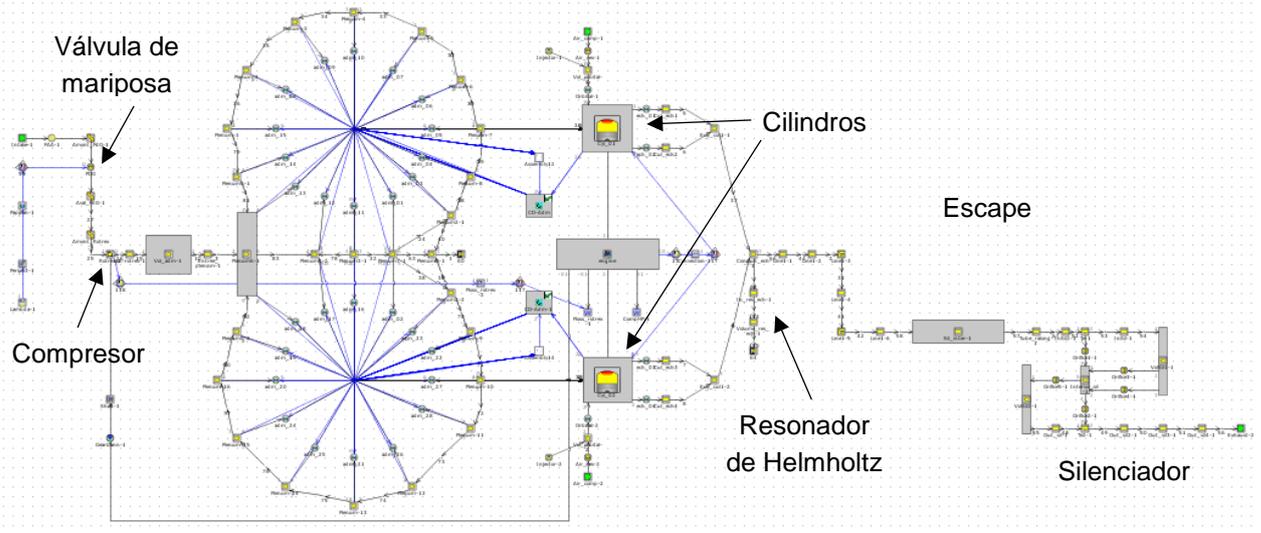


Figura 18. Modelo de referencia del motor bicilíndrico.

Puede observarse como en *GT-Power* se dispone de diferentes elementos incluidos en su extensa librería. Así se dispone de elementos orificios, conducto, conducto curvo, bifurcaciones, lumbreras, válvulas, etc. Por ejemplo, si un conducto tiene dos secciones diferentes, en el programa se modelará como dos elementos conducto de diferentes secciones conectados consecutivamente. Cada elemento tiene al menos dos conexiones con elementos vecinos, que son el input y el output del flujo. También hay elementos que requieren inputs y outputs de información. Por ejemplo, un monitor requiere un input de información de la variable que se desea mostrar; y un actuador requiere de un input y un output para poder actuar sobre cierta variable.

En el modelo del motor bicilíndrico, empezando por la parte izquierda, se tiene la entrada de aire en condiciones atmosféricas, posteriormente el filtro de aire y una serie de conductos hasta llegar al compresor. Aguas abajo del compresor se encuentra un depósito de aire (*montgolfière*) que amortigua los pulsos de presión del compresor y alimenta al plenum. El plenum, al ser común para ambos cilindros, está modelado por regiones. Cada región representa una fracción del volumen total del plenum y está conectado a una lumbrera, 2 en el caso de los volúmenes del centro del plenum que son comunes para los dos cilindros. A continuación, el modelo ya toma un aspecto más intuitivo: se tienen los dos elementos cilindro, con sus inyectores y sus respectivas válvulas a la salida, varios conductos de escape, un resonador Helmholtz que actúa de absorbedor acústico para ciertas frecuencias, un resonador para mejorar el barrido y una serie de conductos de escape hasta llegar a la descarga a la atmósfera.

Como se puede ver en la figura 17, el modelo del motor monocilíndrico es más sencillo, no sólo por disponer de un solo cilindro, sino porque no se ha modelado por completo la admisión (filtro de aire, válvula de mariposa, conductos de admisión, compresor) ni el escape (resonadores, conductos de escape, catalizador

silenciador). En su lugar se han impuesto las presiones instantáneas en la admisión y en el escape, medidas experimentalmente. En el motor bicilíndrico (figura 18) no ocurre lo mismo, en este caso el modelado del motor es completo, desde la admisión de aire hasta el escape a la atmósfera.

Pese a que el modelo ya estaba ajustado, es conveniente realizar comprobaciones para asegurar que el modelo se ajusta a los requisitos del programa y, por tanto, obtener resultados fiables de las simulaciones. En primer lugar, es necesario comprobar que las conexiones de flujo e información sean correctas. En segundo lugar, conviene verificar si el discretizado es adecuado.

La discretización consiste en dividir grandes sistemas (formados por conductos en este caso) en regiones más pequeñas con la finalidad de incrementar la precisión del cálculo. Existen dos modos de conseguir esto. El primero consiste en separar el sistema en diversos componentes como conductos o elementos para dividir el flujo. El segundo consiste en discretizar un conducto en múltiples subvolúmenes, cada uno con sus correspondientes ecuaciones de conservación de la masa y de cantidad de movimiento. Cuando un conducto es discretizado, eligiendo una longitud de discretización menor a la del conducto, el resultado es el mismo que si se hubiesen usado varios conductos más cortos de un solo volumen en serie en lugar del conducto original más largo. Véase la figura 1.

Una discretización más bruta (mayores longitudes de discretización) normalmente tiene como resultado simulaciones más rápidas, pero en ocasiones a costa de una reducción en la precisión. Una discretización más fina (con menores longitudes de discretización) proporciona resultados más precisos, pero requieren mayor coste computacional. Existe un límite para el cual la reducción de la longitud de discretización proporciona mejoras en cuanto a la precisión, y supone sólo un incremento del tiempo de cálculo. Lo ideal es alcanzar dicho límite, de modo que se pueda obtener la mejor precisión con un tiempo de cálculo razonable.

La discretización afectará el tiempo de cálculo ligeramente según sea el método para resolver. Tanto para el método explícito (los valores de las variables en un paso temporal se basa sólo en los valores del subvolumen en cuestión y sus contiguos) como para el implícito (el paso temporal no es determinado por *GT-Power* de manera dinámica, sino que es impuesto por el usuario), el tiempo de cálculo se ve aumentado para menores longitudes de discretización, ya que se añaden más subvolúmenes en el sistema que requieren ser calculados. En el método explícito, la longitud de discretización también afecta el paso temporal de la simulación. El paso temporal es proporcional a la longitud de discretización por medio de la condición de Courant:

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} (|u| + c) \leq 0.8 \cdot m \quad (29)$$

Donde Δt es el paso temporal, Δx es la mínima longitud de discretización del elemento, u es la velocidad del fluido, c es el multiplicador del paso temporal indicado por el usuario. Teóricamente, el número de Courant suele ser 1 o menos, pero, debido a fenómenos físicos no evaluados originalmente por Courant, se usa un valor de 0.8 para asegurar que se alcanzan soluciones estables para un amplio grupo de modelos.

Menores longitudes de discretización requieren menores pasos temporales y, por consiguiente, mayor tiempo de cálculo. Para el método implícito, el paso temporal es impuesto como un valor constante, consiguiendo así que el tiempo de cálculo sea sólo función del número de subvolumenes en el sistema.

El software *GT-Power* propone una serie de recomendaciones para seleccionar la longitud de discretización. Para la simulación del ciclo del motor emplea el método explícito para resolver el problema de flujo de gases y recomienda, para los conductos del sistema de admisión, una longitud de discretización de aproximadamente 0.4 veces el diámetro del cilindro. Para los conductos del sistema de escape recomienda una longitud de discretización de 0.55 veces el diámetro del cilindro. La diferencia entre las longitudes para la admisión y el escape proviene de diferencias de velocidades del sonido en los flujos debido a la temperatura. Estos valores dependen de la aplicación y son orientativos; así, por ejemplo, si se requiere realizar simulaciones para análisis en alta frecuencia o para el análisis del rendimiento del motor más allá de 6000 rpm es necesario reducir la longitud de discretización para obtener una precisión razonable.

En el modelo de referencia se han empleado 10 mm y 30 mm de longitud de discretización para los conductos de admisión y de escape, respectivamente; lo que supone valores menores a los recomendados con la finalidad de obtener un aumento en la precisión.

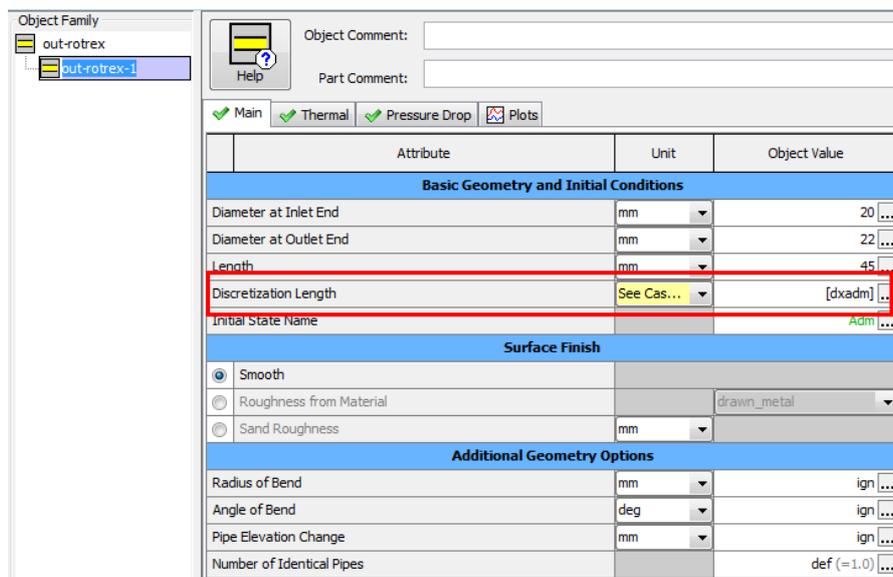


Figura 19. Ventana de edición de un conducto de sección circular en GT-Power.

5.2. Puntos de operación

De entre los puntos de operación simulados y analizados, que van desde las 1000 rpm hasta 4000 rpm de régimen de giro, y variando la carga del motor (en función del combustible inyectado), se han seleccionado los siguientes para mejorar el proceso de barrido:

- 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo de combustible, con el código de caso *DENG942*.
- 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo de combustible, con el código de caso *DENG945*.

Estos puntos, más cercanos al funcionamiento real del motor en condiciones normales, destacan porque el rendimiento del barrido es más bajo en 2000 rpm y 3000 rpm, por lo que se han considerado para estudios posteriores.

5.3. Modelo de combustión

Para el modelo de la combustión se ha seleccionado la plantilla “EngCylCombSIWiebe”, que es una de las que dispone *GT-Power* para modelar la combustión aplicada a motores de encendido provocado (*Spark Ignited*) basado en las leyes de Wiebe. En la pestaña principal se han de introducir: el ángulo para el que se ha quemado el 50% del combustible inyectado (17.369°), la duración de la combustión desde el 10% de combustible quemado hasta el 90% (21.968°) y el exponente de la función de Wiebe (1.5).

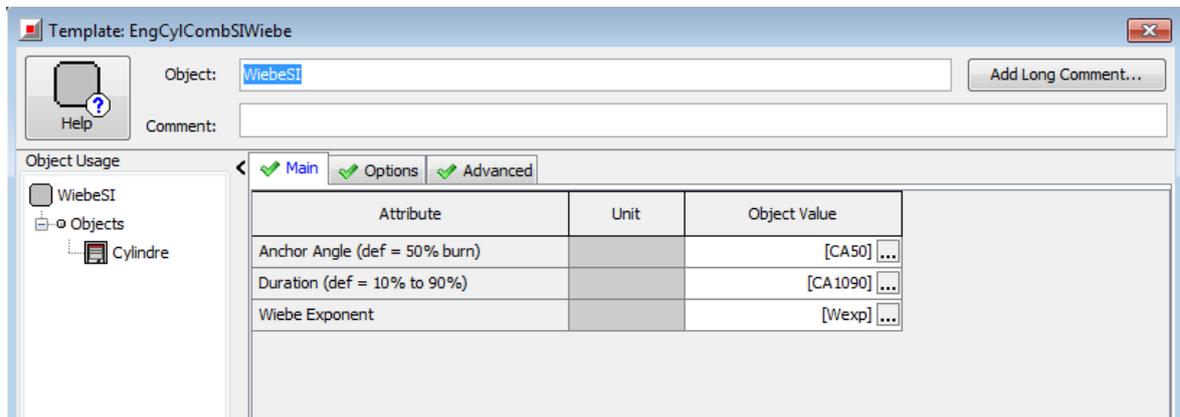


Figura 20. Ventana de edición del modelo de combustión en *GT-Power*.

Como puede observarse en la figura 20, los inputs del modelo de combustión no están introducidos directamente como valores en la ventana de edición, sino que están parametrizados. Parametrizar es bastante útil y consuetudinario en *GT-Power*, pues permite la posterior modificación de un valor sin tener que buscarlo en su ventana de edición, lo que permite trabajar con mayor productividad al ahorrar tiempo y reducir la probabilidad de introducir un dato erróneamente. Para parametrizar cierto valor basta con asignarle un nombre y escribirlo entre corchetes,

por ejemplo, [Wexp] para el exponente de Wiebe. De esta manera, no sólo aparecerá así en la ventana de edición, sino también de manera automática en la ventana del administrador de casos, pudiendo variar esta constante o variable en función del caso a simular.

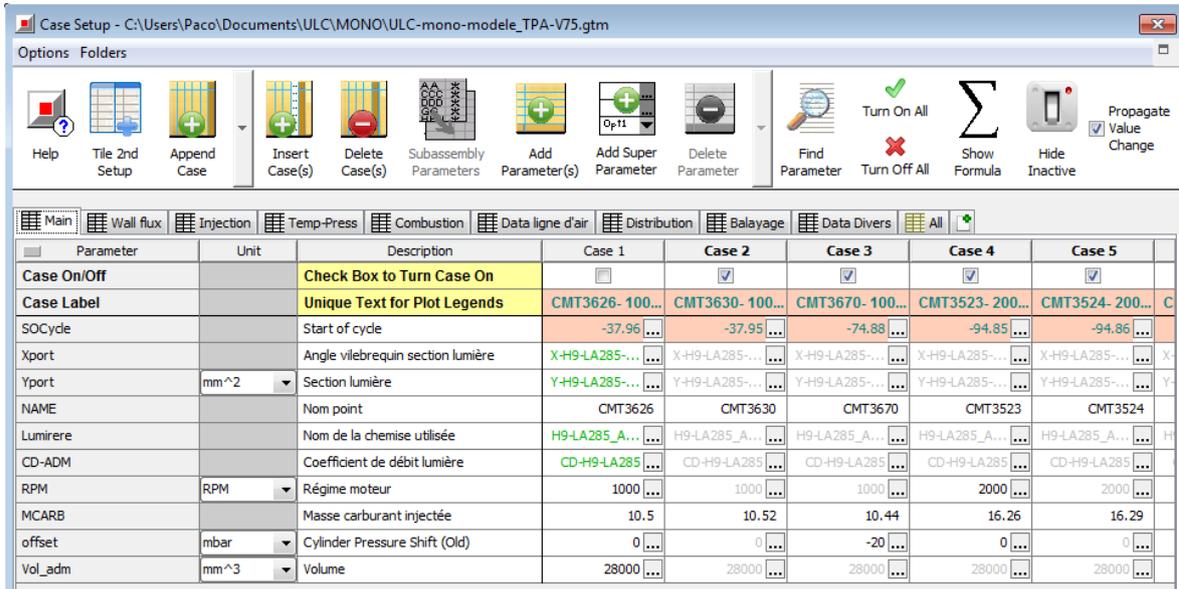


Figura 21. Ventana del administrador de casos en GT-Power, con los parámetros a la izquierda y su valor o función según el caso a simular a la derecha.

5.4. Modelo de transmisión de calor en el cilindro

El software emplea un modelo basado en la correlación de Woschni, concretamente el modelo WoschniGT, explicado con más detalle en el apartado 2.5. Este submodelo del modelo global del motor es relevante, dado que su grado de precisión influirá en la precisión con la que se estimen las prestaciones del motor; ya que si se subestima la transmisión de calor en el cilindro, se estarían sobrestimando la potencia y el par motor.

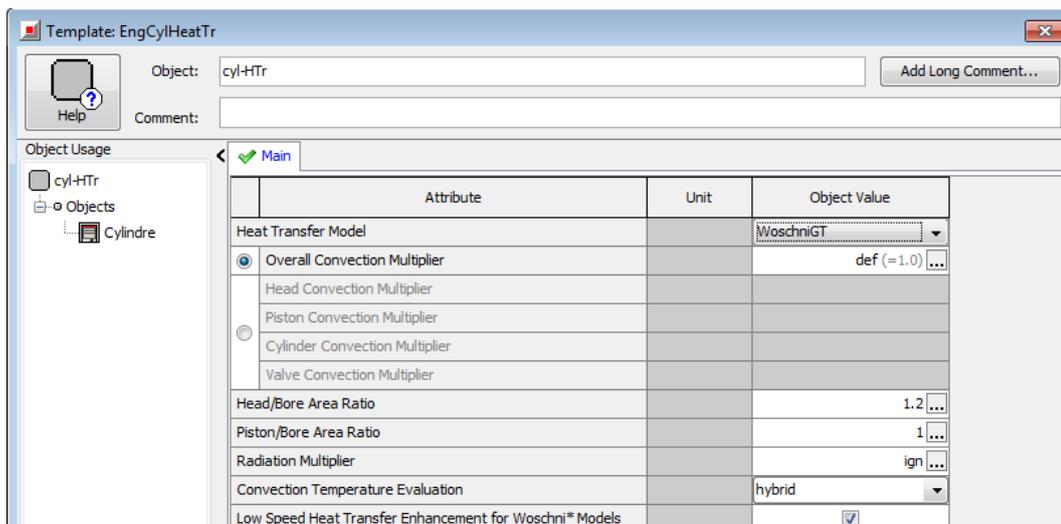


Figura 22. Ventana de edición del modelo de transmisión de calor en el cilindro en GT-Power.

En la figura anterior puede observarse como, aparte de definir la correlación empleada, también hay que definir factores propios de la geometría del cilindro y del pistón.

5.5. Modelo de pérdidas mecánicas por fricción

En el apartado 2.6 Otros submodelos, se introdujo el modelo de Chen-Flynn para el cálculo de las pérdidas por fricción en el cilindro. Este modelo se muestra en la ecuación 15 y está compuesto por un término constante de pérdidas por fricción, otro relacionado con la presión pico alcanzada en el cilindro y dos términos relacionados con la velocidad media del pistón (lineal y cuadrática). La siguiente figura muestra cómo se introduce este modelo en el programa:

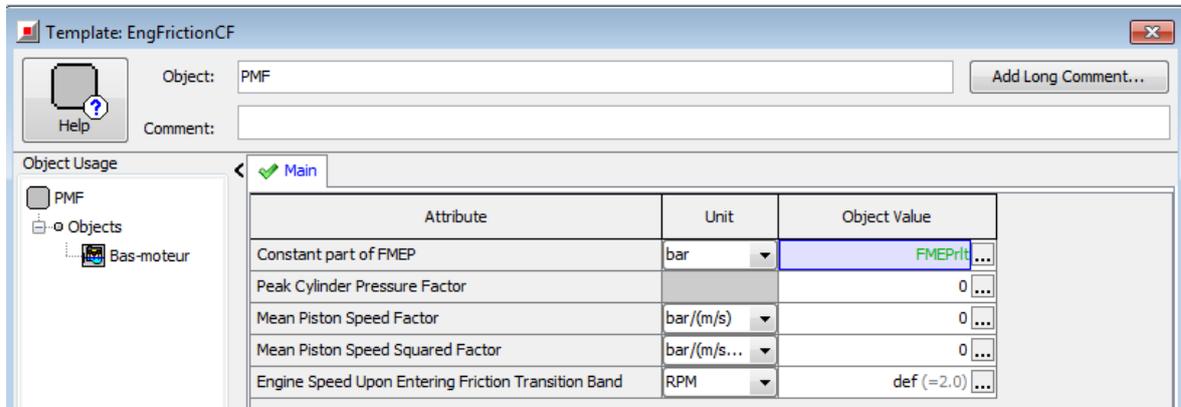


Figura 23. Ventana de edición del modelo de pérdidas por fricción en el cilindro en GT-Power.

Como se puede observar, sólo se ha tenido en cuenta el término constante de pérdidas por fricción en el cilindro, siendo el resto de términos nulos. El término constante (resaltado en azul en la figura anterior) está introducido como una función dependiente del régimen de giro, consiguiendo así un modelo de pérdidas por fricción en función del régimen de giro $FMEP = f(N)$.

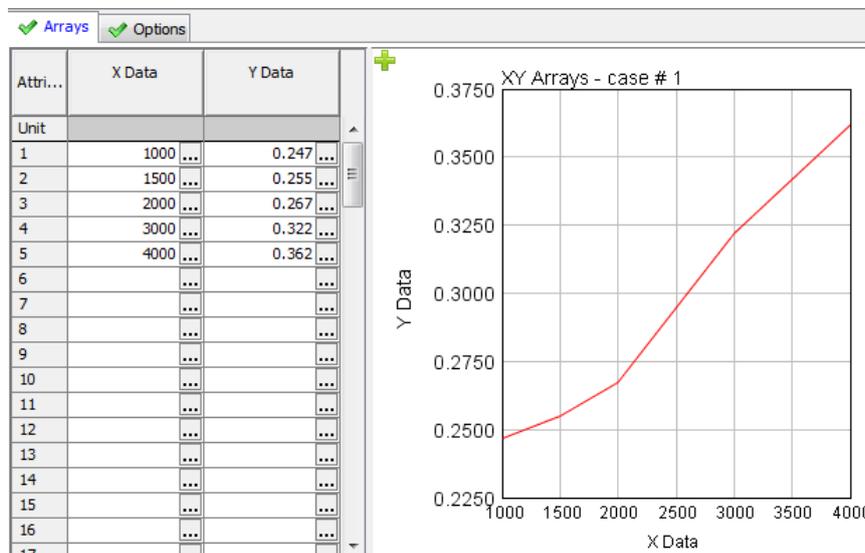


Figura 24. Relación de las pérdidas por fricción en el cilindro en función del régimen de giro

Esta es otra manera de contabilizar las pérdidas por fricción en el cilindro que no está reñida con lo anterior, siempre que se haya validado experimentalmente.

5.6. Lumbreras de admisión

Las lumbreras de admisión son todas iguales. Cada cilindro está compuesto por 14 lumbreras dispuestas equiángulamente. Éstas están modeladas mediante elementos “ValvePortConn” en el que hay que introducir una serie de parámetros como los coeficientes de descarga en ambos sentidos de flujos o el coeficiente de Swirl (si fuese necesario). Lo más importante aquí es introducir la relación entre el área de lumbarrera y el ángulo de giro del cigüeñal, como se vio en el apartado 3.6, independientemente de la forma que tenga la lumbarrera. El gasto másico que atraviese la lumbarrera de admisión será calculado a partir del área efectiva, esto es el área de paso de la lumbarrera en ese instante multiplicada por el coeficiente de descarga en la dirección del flujo.

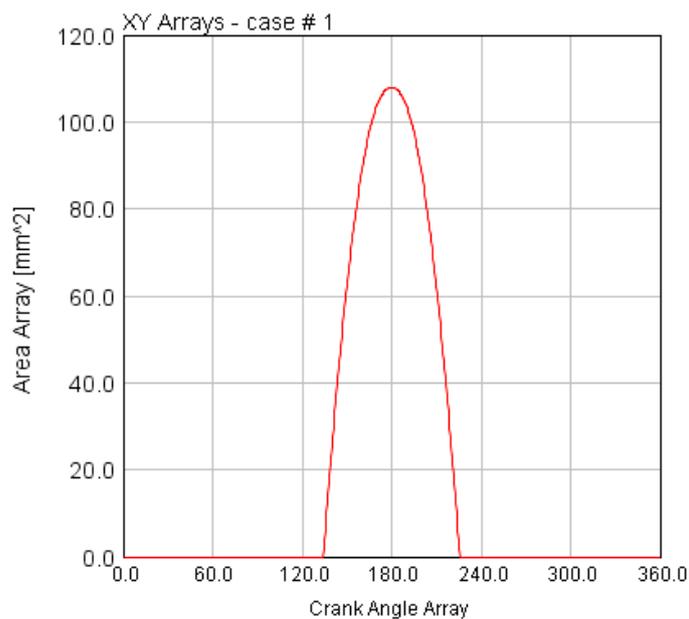


Figura 25. Área de paso de la lumbarrera en función del ángulo del cigüeñal

5.7. Válvulas de escape

Las válvulas de escape son todas iguales y están situadas en la cabeza del cilindro, dos por cada uno de ellos. Están modeladas mediante elementos “ValveCamConn”, este elemento requiere de inputs como son, la ley de levantamiento de las válvulas, el diámetro del escape y los ángulos de sincronización con el cigüeñal. La siguiente figura muestra la pestaña principal dentro de la ventana de edición del elemento:

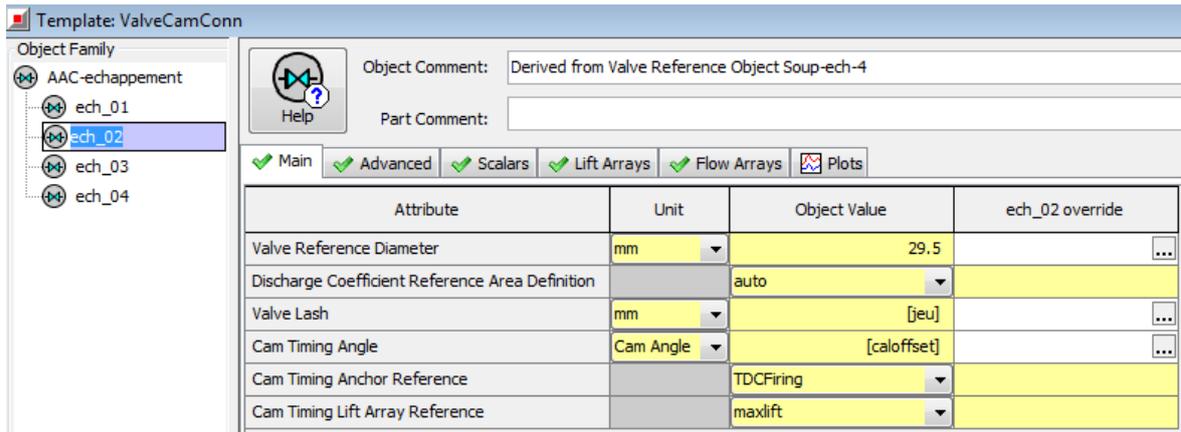


Figura 26. Ventana de edición de las válvulas de escape en GT-Power.

En la figura anterior pueden observarse parámetros como el diámetro de referencia de la válvula (29.5 mm), el juego entre la leva y la válvula (0.28 mm), el ángulo de sincronización del árbol de levas (178.91°) que es el tiempo angular entre el instante de encendido en el punto muerto superior (*TDC Top Dead Center*) y el instante en el que la válvula alcanza su máximo levantamiento. En la siguiente figura se muestra la ley de levantamiento de las válvulas en función del ángulo de giro del cigüeñal:

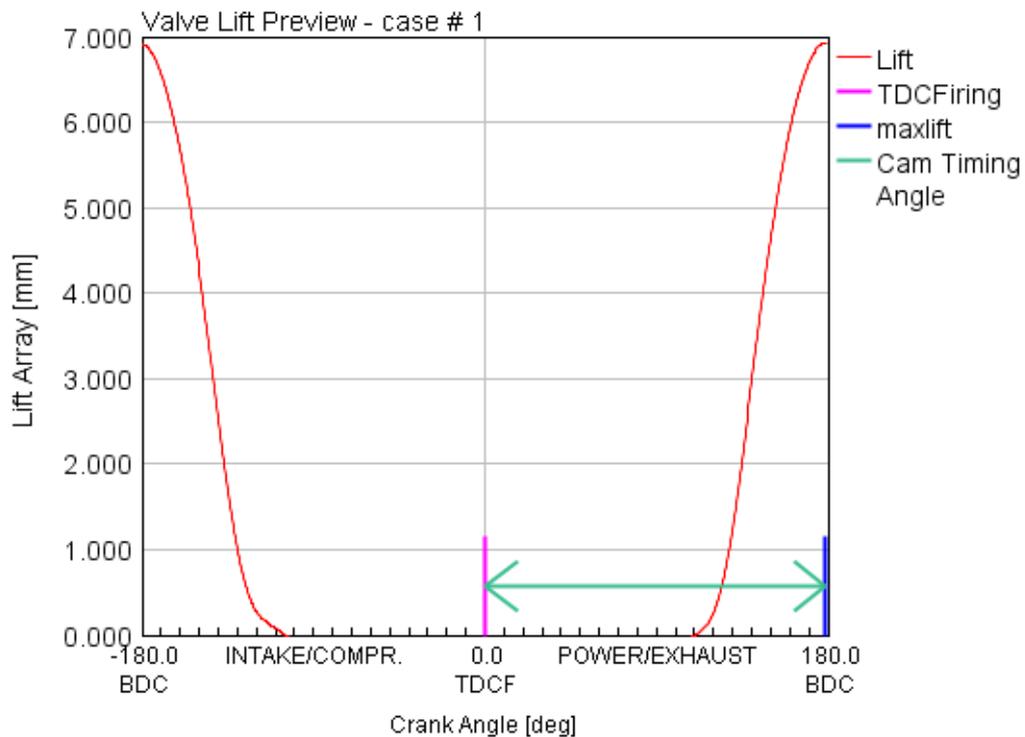


Figura 27. Levantamiento de la válvula (en rojo) en función del ángulo de giro del cigüeñal.

5.8. Compresor

El compresor se encarga de aumentar la presión en el plenum. Aparte de conseguir un aumento de la densidad del aire y, con ello, aumentar el rendimiento volumétrico, la finalidad principal de este compresor es la de incrementar la presión en la admisión (plenum) de modo que, cuando se descubran las lumbreras de admisión, el aire entre al cilindro espontáneamente.

El compresor empleado es de tipo centrífugo y gira mediante una transmisión accionada por el eje del motor; de tal manera que, a mayor régimen de giro, mayor es la presión de salida del compresor.

A la hora de modelar el compresor lo fundamental es definir el mapa de operación de éste. En *GT-Power* este se introduce mediante una serie limitada de puntos, el programa calcula el resto mediante interpolaciones y extrapolaciones. La siguiente figura muestra la ventana de edición del mapa del compresor:

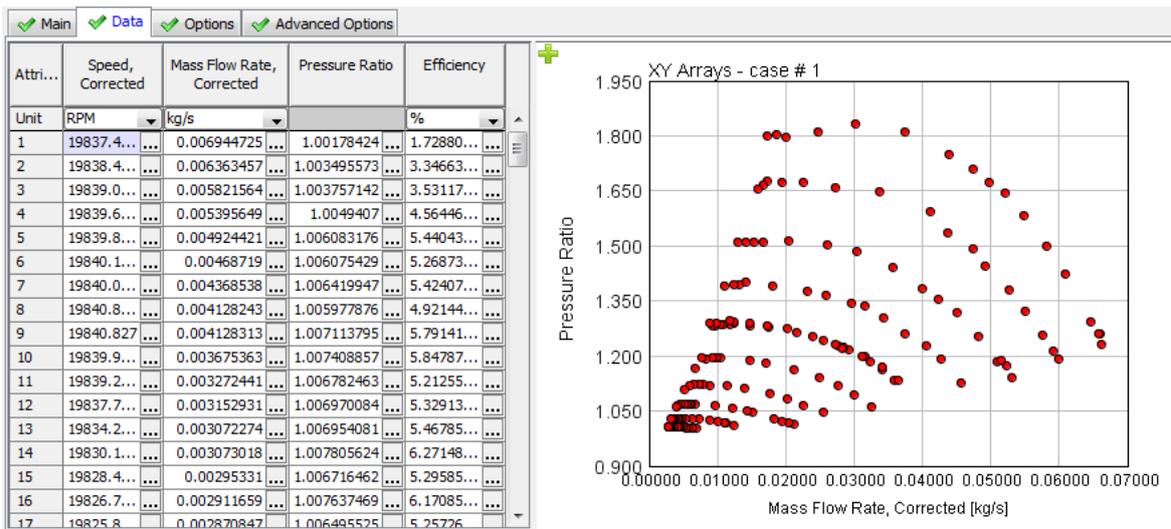


Figura 28. Generación del mapa de compresor en su ventana de edición en GT-Power.

En la figura anterior se puede ver el mapa de eficiencia en función del régimen de giro, la relación de compresión y del gasto másico corregido, esto quiere decir que los datos de entrada han sido corregidos para unas condiciones ambientales de referencia, en este caso 1.013 bar y 293 K. En la siguiente figura se muestra el mapa de eficiencia corregida calculada por el programa. En este caso los resultados están corregidos atendiendo a las condiciones ambientales SAE estándar (1 bar y 298 K). En azul oscuro pueden verse las zonas de eficiencia nula y en rojo las cercanas a 100 %. Las curvas descendentes que van de izquierda a derecha son las curvas de isorrégimen de giro del compresor.

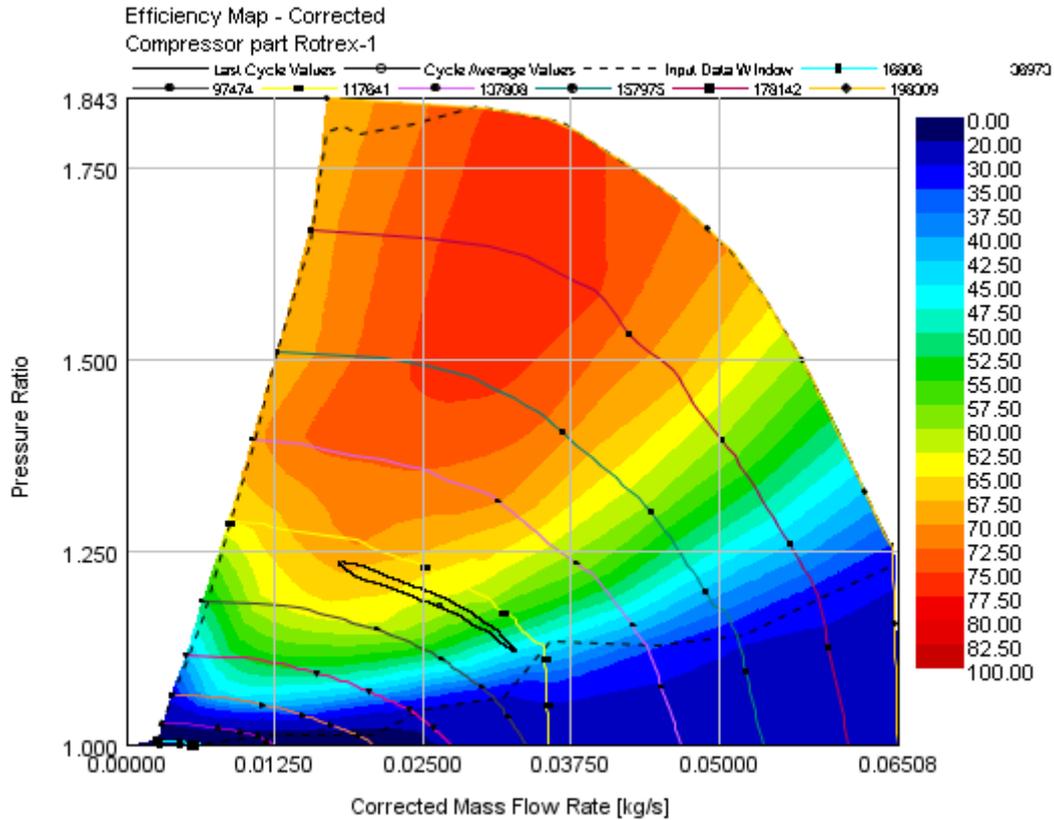


Figura 29. Mapa del gasto corregido frente a la relación de compresión del compresor.

5.9. Ajuste del control de la válvula de mariposa

En los motores de encendido provocado de inyección directa el combustible se inyecta directamente en la cámara de combustión, y eso permite una distribución espacial de la mezcla aire-combustible diferente en función de si el motor está operando a cargas parciales o a plena carga.

A plena carga, el combustible se inyecta durante la fase de admisión, logrando una mezcla homogénea en toda la cámara, de modo similar a un motor de inyección indirecta. Por el contrario, a cargas parciales se busca una mezcla estratificada, con dosado alto en las proximidades de la bujía y más pobre en las zonas alejadas de ella. Para conseguir esto el combustible se inyecta directamente en la cámara de combustión durante la compresión.

El dosado global en estos motores, cuando operan con gasolina, puede variar entre 1/12,5 a plena carga y 1/50 en cargas parciales, realizándose el control actuando directamente sobre la cantidad de combustible inyectado, y sobre el caudal de aire aspirado, mediante una válvula de estrangulación en la admisión comúnmente conocida como mariposa.

En este modelo, no se realiza control de la inyección; cada caso está definido con la cantidad de combustible a inyectar y la duración de la inyección en dicho caso. Para

controlar el dosado se ha incorporado un PID que actúa sobre la válvula de mariposa, dejando pasar más o menos aire hacia el compresor. Concretamente el PID está ajustado para alcanzar una valor de consigna de λ variando el diámetro del orificio, de diámetro nominal 40 mm, que emula a la válvula de mariposa.

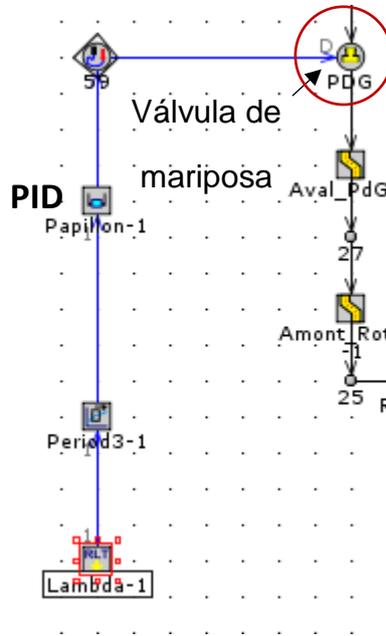


Figura 30. Detalle del control de la válvula de mariposa dentro del modelo.

El parámetro λ es un coeficiente que evalúa de alguna manera la relación aire-combustible y se define en *GT-Power* como:

$$\lambda = \frac{\text{gasto másico total}}{(\text{gasto másico de combustible}) \cdot (\text{relación aire/combustible estequiométrica})} \quad (30)$$

La relación aire-combustible es la inversa de lo que se conoce como dosado. El dosado estequiométrico depende del combustible, en este caso indoleno. El indoleno es un tipo de combustible que fue desarrollado para reproducir los estándares de las emisiones de gasolina en ensayos de motores. La razón por la que usar indoleno en lugar de gasolina es porque la composición de la gasolina puede variar dependiendo de las regiones geográficas y la estacionalidad, mientras que el indoleno no. En cualquier caso, el dosado estequiométrico es el mismo que el de la gasolina 1/14.6.

Hidrógeno	Gas natural	Propano	Gasolinas	Gasóleos	Fuel-oil	Etanol
1/34	1/17	1/15.6	1/14.6	1/14.5	1/13.8	1/9

Tabla 1. Dosado estequiométrico de algunos combustibles representativos.

El dosado es el cociente entre la masa (o gasto másico) de combustible y la de aire. Cuando todo el oxígeno y todo el combustible reaccionan sin que quede exceso de reactivos, se tiene el dosado estequiométrico. El dosado relativo es el cociente entre el dosado en un determinado instante y el dosado estequiométrico. Cuando este cociente es igual a uno se dice que el dosado es el estequiométrico, cuando es menor a uno dosado pobre y cuando es mayor a uno dosado rico.

La relación aire-combustible estequiométrica es la inversa del dosado estequiométrico, por tanto ésta será de 14.5. Haciendo los cálculos oportunos para 17 mg/cilindro.ciclo de combustible y el gasto másico total de ensayos experimentales se tiene que el valor de λ es: 1.453 para para 3000 rpm y 1.587 para 2000 rpm.

El PID regulará el diámetro del orificio que emula a la válvula de mariposa, variando la cantidad de aire trasegado con el fin de alcanzar el valor de consigna de λ (λ).

5.10. Validación del modelo

En fases anteriores del proyecto ya se había realizado una validación del modelo contrastándolo con datos procedentes de ensayos experimentales, de modo que los resultados obtenidos del modelo sean fiables. En apartados posteriores se estudiarán soluciones en las que se compararán gráficas de presiones en la admisión y el escape del motor, por lo que es importante comprobar cuán ajustado está el modelo con respecto a los datos experimentales.

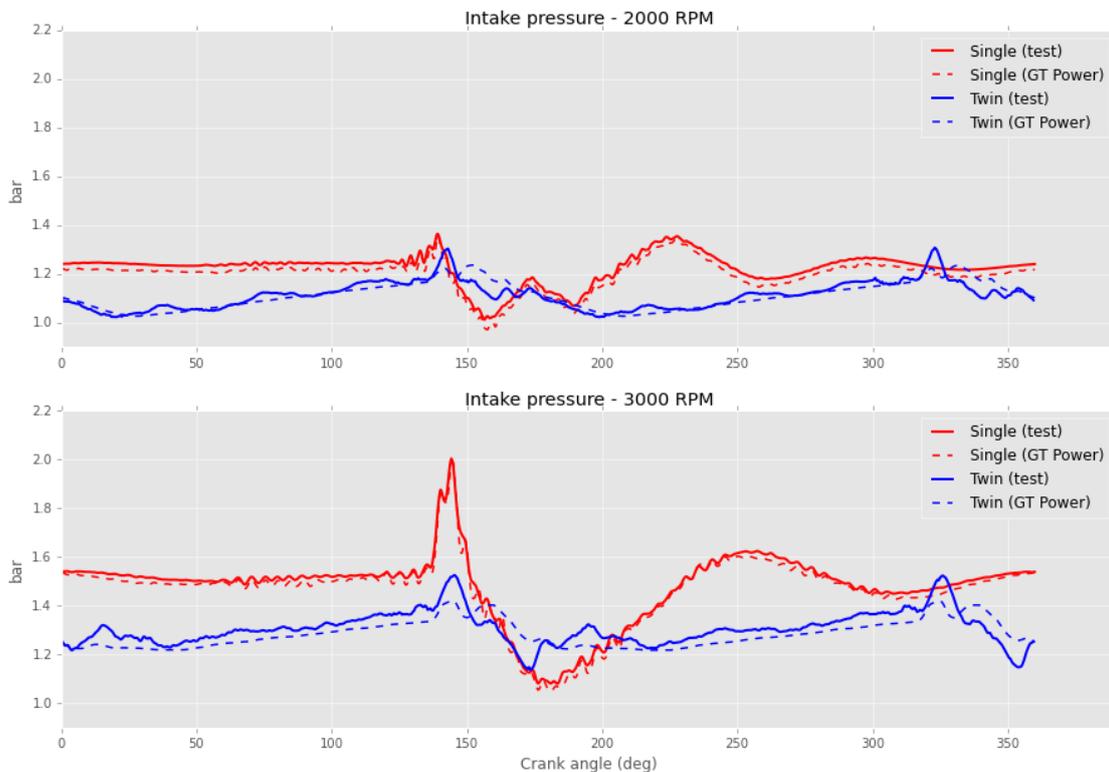


Figura 31. Presión de admisión a 2000 rpm (arriba) y 3000 rpm (abajo).

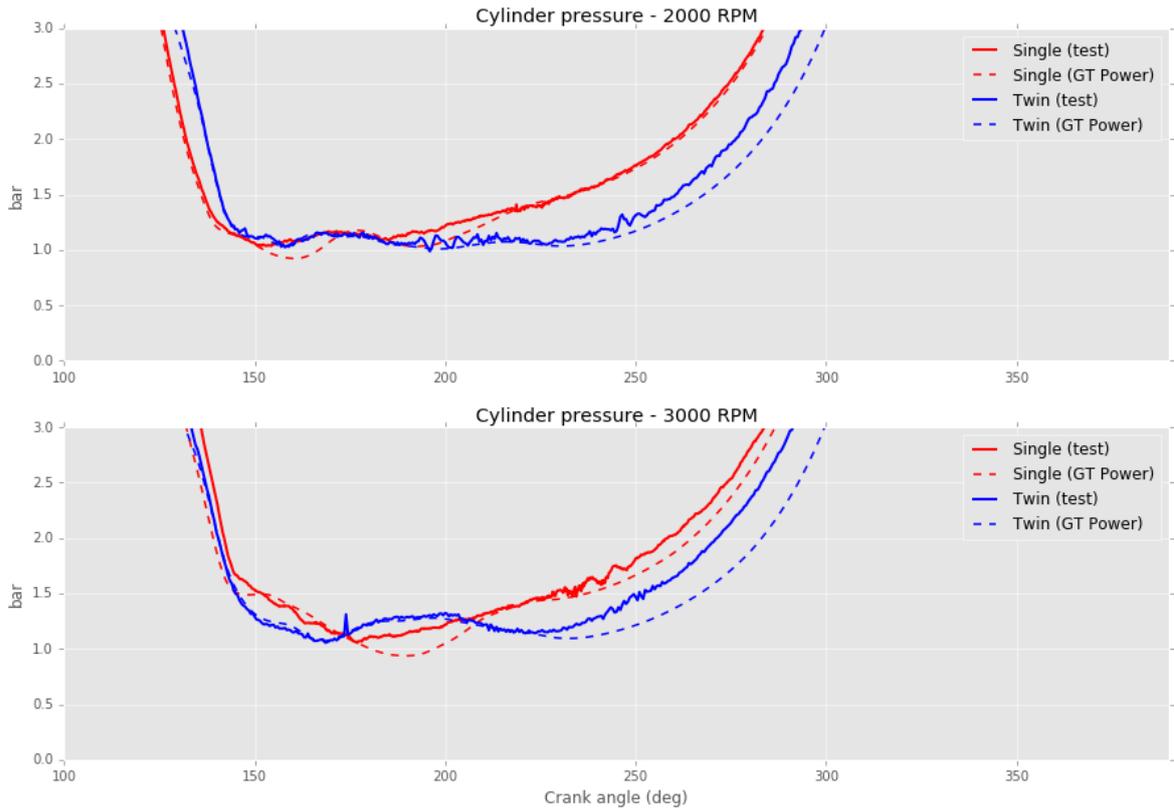


Figura 32. Presión en el cilindro a 2000 rpm (arriba) y 3000 rpm (abajo).

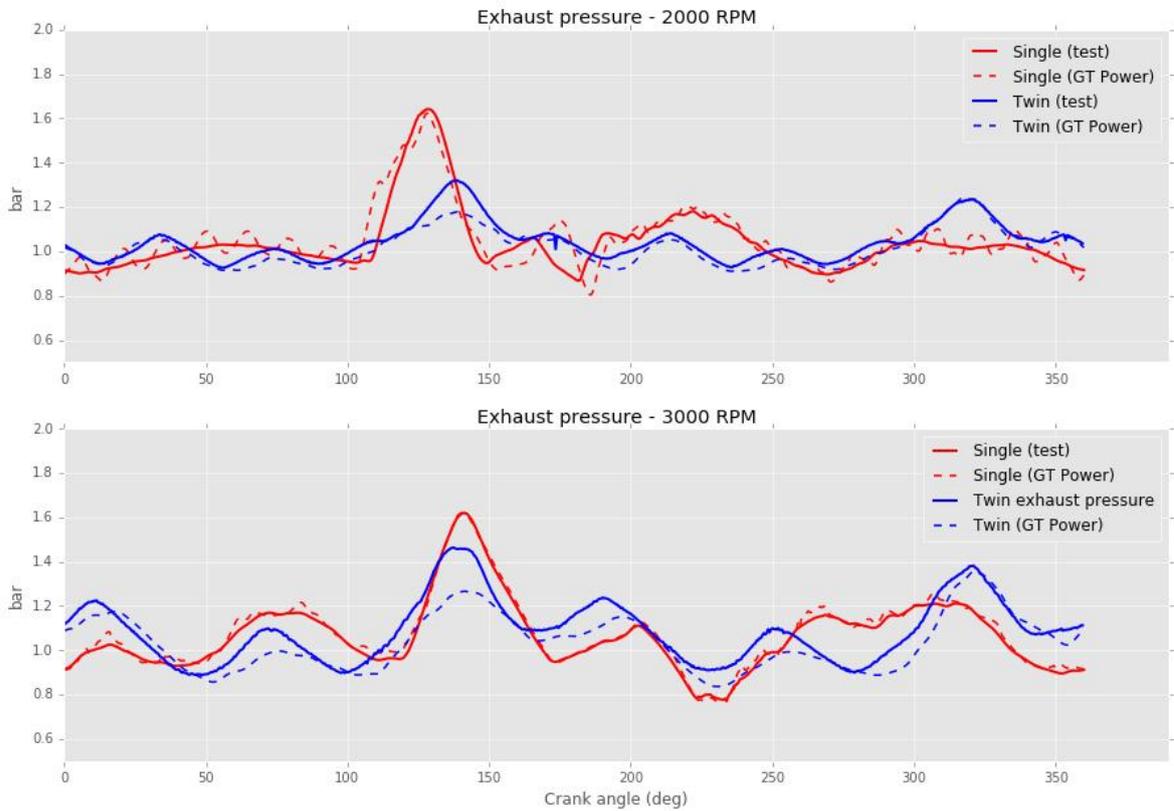


Figura 33. Presión en el escape a 2000 rpm (arriba) y 3000 rpm (abajo).

En las gráficas anteriores puede observarse que el modelo se ajusta bastante a los resultados experimentalmente, especialmente a 2000 rpm de régimen de giro. En rojo con trazo continuo se tiene la evolución de presión medida experimentalmente en el motor monocilíndrico y en trazo discontinuo la obtenida mediante el modelo para el mismo motor. Para el motor bicilíndrico es igual, pero con trazos de color azul. En la siguiente tabla se muestran de manera cuantitativa los errores del modelo comparados con los datos experimentales. A la vista de los resultados pueden tomarse los modelos como válidos dado que el error es muy reducido, concretamente en las presiones de admisión y escape, que son las variables que se compararán más adelante cuando se expongan diseños alternativos para los conductos de admisión y el escape.

Error relativo	Monocilíndrico 2000 rpm	Monocilíndrico 3000 rpm	Bicilíndrico 2000 rpm	Bicilíndrico 3000 rpm
Presión de admisión	2.12%	1.15 %	0.18 %	1.76 %
Presión en el cilindro	0.39 %	4.40 %	3.79 %	4.7 %
Presión de escape	1.15 %	1.22 %	0.99 %	0.09 %

Tabla 2. Error relativo en porcentaje de los modelos en comparación con los datos experimentales.

En el siguiente capítulo se expondrán las soluciones adoptadas para mejorar el proceso de barrido del motor estudiado en este proyecto.

6. SOLUCIONES Y RESULTADOS

En el siguiente capítulo se resumen las simulaciones realizadas y las soluciones adoptadas con el fin de mejorar el proceso de renovación de la carga en el motor de dos tiempos que se ha analizado. En primer lugar conviene introducir la situación inicial del motor para analizar qué aspectos conviene mejorar y de qué manera hacerlo.

6.1. Situación inicial

Como se ha mencionado anteriormente, la empresa disponía de un motor monocilíndrico ya optimizado y probado experimentalmente. Con el fin de obtener mayores prestaciones, la empresa propuso el desarrollo de un motor de las mismas características duplicando el número de cilindros. En este caso, su proceso de barrido no era el idóneo, pues no era tan eficiente como el del motor monocilíndrico. En la siguiente gráfica se muestran diferentes variables del motor inicial que ilustran los fenómenos que se desean corregir:

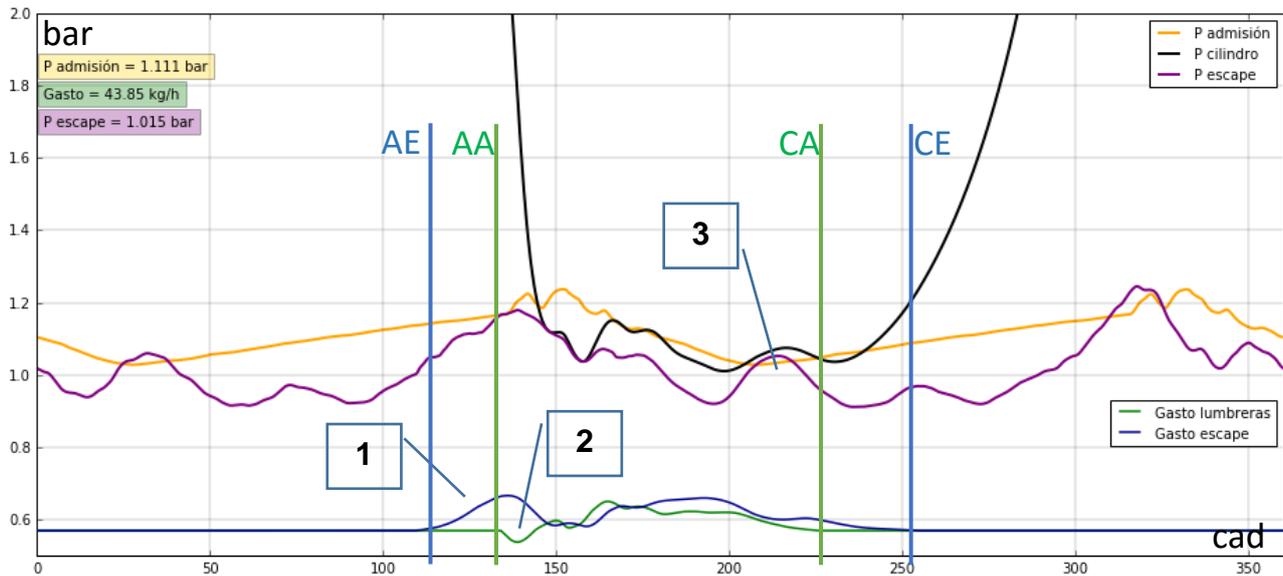


Figura 34. Presiones y gastos máxicos del motor bicilíndrico a 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

En la figura anterior, correspondiente al motor bicilíndrico girando a 2000 rpm, se puede observar como en el instante en el que se abren las válvulas de escape (AE) se produce la salida espontánea de gases hacia el conducto de escape (1); dado que la presión en el cilindro es mayor que la del escape. El gasto de gases quemados (azul) aumenta y la presión en el escape (morado) también. Cuando se descubren las lumbreras de admisión (AA), se produce una salida de gases desde el cilindro hacia el plénum (2) (conocido como reflujo o *backflow*), ya que la presión en el cilindro

(negro) es todavía mayor a la de la admisión (amarillo). Este reflujo es totalmente indeseable, pues influye mucho en el proceso de barrido y produce una mezcla de aire fresco y gases quemados que ya no se puede separar, lo que influye negativamente en las prestaciones que puede obtener el motor. Este reflujo sólo dura unos instantes, puesto que pronto comienza a ser mayor la presión en la admisión frente a la del cilindro, favoreciendo la entrada de gases. El resto del proceso de barrido es bastante ordinario ya la presión en la admisión es mayor a la del escape, hasta que aparece un pulso de presión en el conducto de escape que frena la salida de gases (3). Instantes después se cierran las lumbreras de admisión (CA) y las de escape (CE).

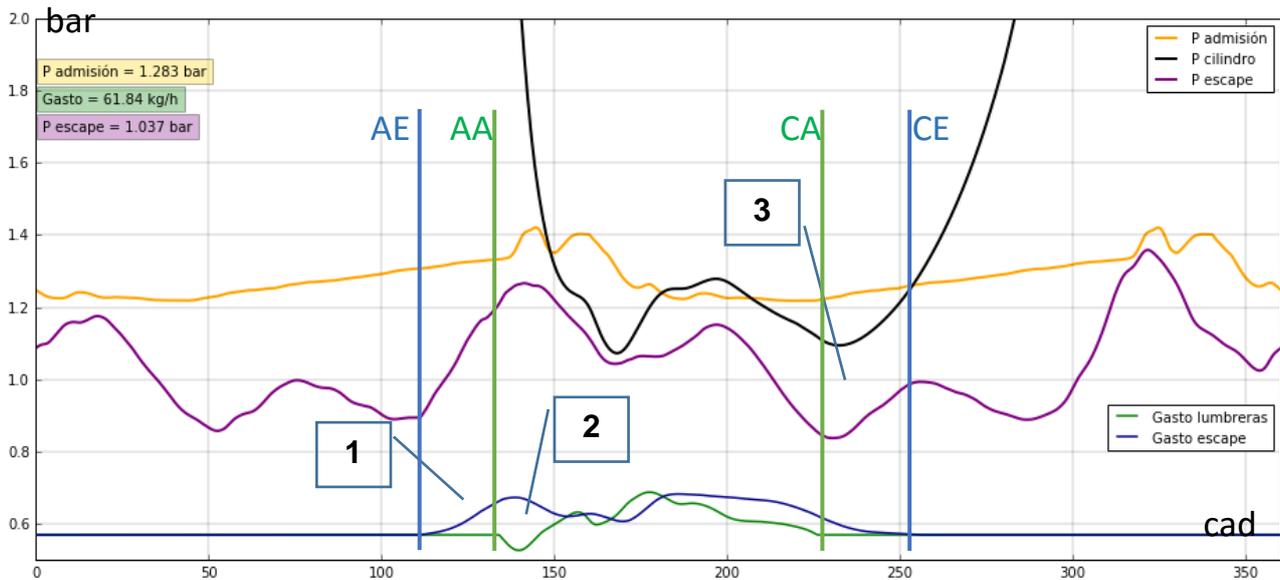


Figura 35. Presiones y gastos máscicos del motor bicilíndrico a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

La gráfica anterior representa la evolución de presiones y gastos en el mismo motor para un régimen de giro de 3000 rpm. Al igual que en el caso de 2000 rpm, cuando se abren las lumbreras de admisión (AA) se produce un reflujo de gases quemados hacia el plénium (2); dado que la presión en el cilindro es todavía superior a la de admisión. En este caso, este reflujo o *backflow* es todavía más acusado que el visto en la figura 34. Instantes después, comienza a entrar aire fresco a través de las lumbreras de admisión como cabría esperar. A partir de 200° la presión en el escape (morado) comienza a descender fuertemente, mientras que la de admisión (amarillo) permanece estable (3); lo que pone de manifiesto que el escape no está sintonizado para este régimen de giro. Esto produce un mayor gasto máscico a través de las válvulas de escape, como puede verse en la evolución de la curva azul, incrementando el fenómeno del cortocircuito.

Se puede hacer una comparación con el motor monocilíndrico para observar cómo es el proceso de renovación de la carga en uno y otro motor. En la siguiente figura se muestran las mismas variables representadas para el motor monocilíndrico a 2000 rpm:

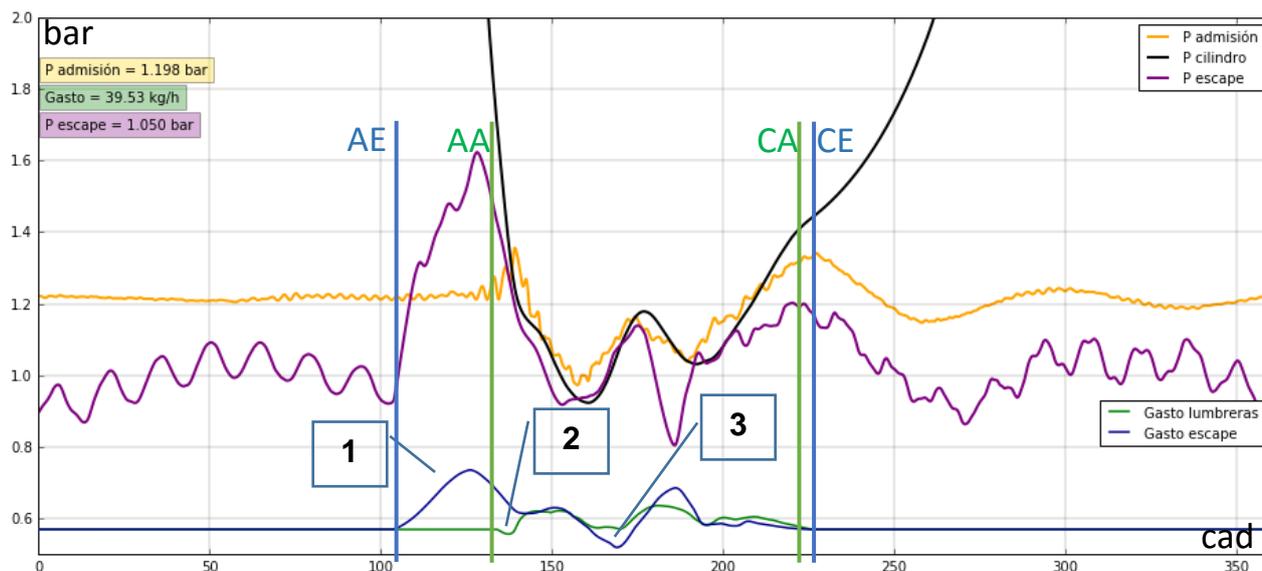


Figura 36. Presiones y gastos máscicos del motor monocilíndrico a 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

En el motor monocilíndrico girando a 2000 rpm se puede observar una salida más acelerada de los gases quemados por el escape cuando se abren las válvulas de escape (AE) (1). Se puede comprobar como el ángulo AE está adelantado con respecto al bicilíndrico unos 5°, esto explica que la salida inicial de gases quemados se produzca con mayor celeridad. También explica que el reflujo o *backflow* (2), producido a continuación de la apertura de las lumbreras de admisión (AA), sea mucho menos acusado que en el motor bicilíndrico, ya que la presión en el cilindro ha podido descender lo suficiente en el intervalo de tiempo entre el AE y el AA (el instante en el que se produce el AA y el CA es el mismo tanto para el motor monocilíndrico como para el bicilíndrico, ya que está gobernado por la posición del pistón únicamente). En torno a los 180° se tiene un retroceso del gasto máscico por el escape (3) originado por un pulso de sobrepresión proveniente del escape. A continuación se produce una succión en el mismo y se vuelve a restablecer el flujo de gases tanto por el escape como por la admisión. Por último, el cierre de las válvulas de escape (CE) se produce unos 30° antes que en el motor bicilíndrico, reduciendo considerablemente la posibilidad de que aparezca cortocircuito en el motor monocilíndrico.

En el caso de 3000 rpm de régimen de giro (figura 37) puede observarse una evolución un tanto diferente de la presión de escape: el pulso de sobrepresión que a 2000 rpm aparecía en torno a los 175° aparece en torno a 205° para 3000 rpm, de manera parecida a como sucedía en el motor bicilíndrico. La evolución de la presión de escape está, por tanto, más “ensanchada” para 3000 rpm, lo que produce una evolución diferente de gasto de gases quemados a través de las válvulas de escape. Por ejemplo, a diferencia del caso a 2000 rpm, el pulso de sobrepresión que frena la salida de gases quemados por el escape (3) se produce más tarde, en un momento más idóneo pues está cercano al cierre de la admisión y del escape. Esto hace indicar

que el escape del motor monocilíndrico está mejor sintonizado para regímenes de 3000 rpm que para 2000 rpm. En cuanto a la salida espontánea de gases quemados desde el cilindro al escape (1) y el reflujo desde el cilindro a la admisión (2), éstos se producen de manera homóloga al caso de 2000 rpm.

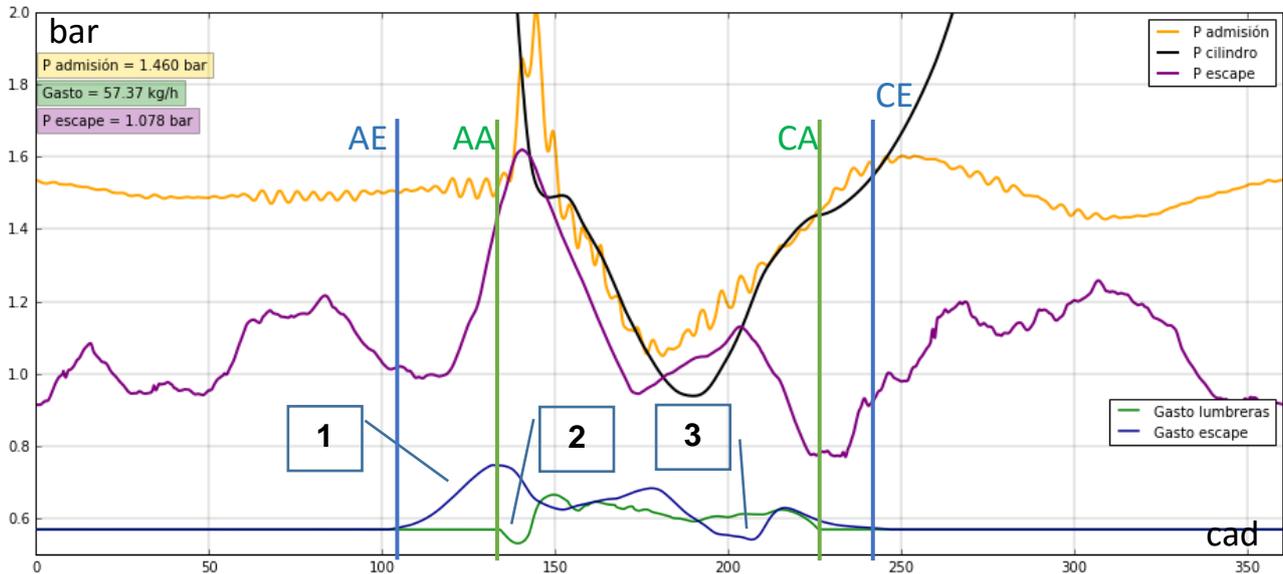


Figura 37. Presiones y gastos máscicos del motor monocilíndrico a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

Una última comparativa que se puede realizar entre el motor monocilíndrico y el bicilíndrico es el balance de masas en el cilindro. La siguiente figura representa este balance:

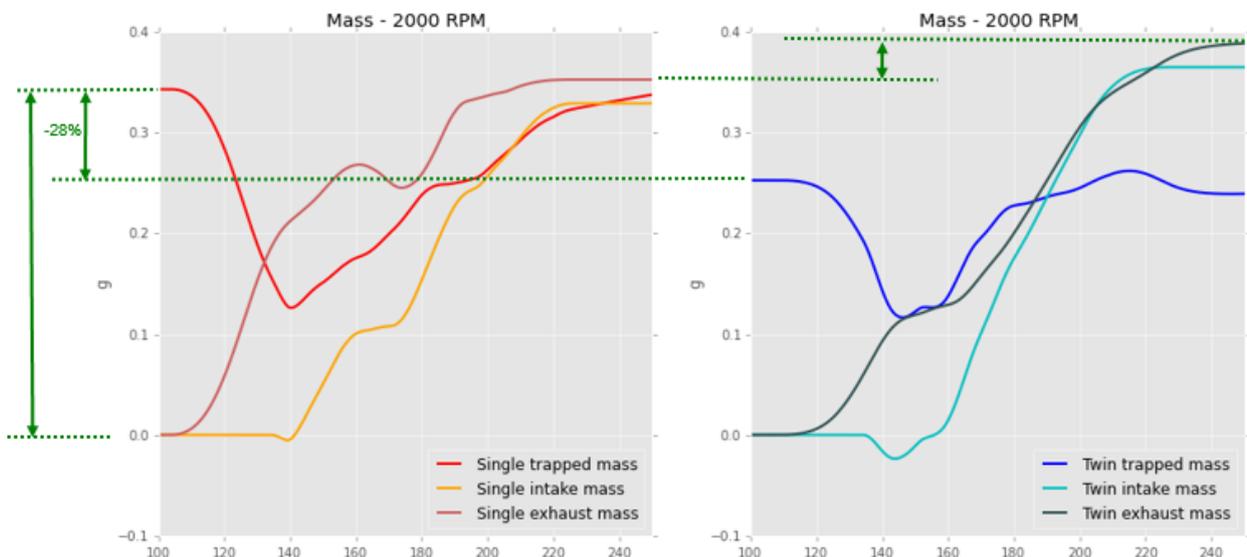


Figura 38. Masas en el cilindro a 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo. en el motor monocilíndrico (izquierda) y en el bicilíndrico (derecha).

En la figura anterior se puede ver la masa de mezcla atrapada en el cilindro (masa de carga) en color rojo para el monocilíndrico y azul para el bicilíndrico. Esta masa tiene un cierto valor constante mientras la admisión y el escape están cerrados. Durante el barrido varía, disminuyendo primero debido a la apertura del escape y aumentando después con la entrada de aire fresco y el cierre de válvulas y lumbreras.

En el caso de la gráfica izquierda (monocilíndrico) se tiene, en amarillo, la masa acumulada a través de las lumbreras de admisión y, en salmón, la masa acumulada a través de las válvulas de escape. En el caso de la gráfica derecha (bicilíndrico) se tienen las mismas curvas: en turquesa y en verde oliva las de masa acumulada en la admisión y masa acumulada en el escape, respectivamente. Como queda patente a simple vista, en el motor monocilíndrico, las tres masas convergen hacia el final del barrido. En el motor bicilíndrico se observa que, a pesar de que las masas de admisión y escape por cilindro son algo superiores, la masa atrapada (la masa de carga de la que se obtiene la potencia neta) es bastante menor que en el caso del monocilíndrico, un 28 % inferior. Se observa como en el caso bicilíndrico la mayor parte de la masa trasegada a través del escape se da hacia el final del barrido, favoreciendo el cortocircuito; además, se observa también como el fenómeno del reflujó inicial en la admisión es palpable en el motor bicilíndrico, mientras que en el monocilíndrico es muy reducido y enseguida comienza a entrar aire por la admisión. En el motor monocilíndrico, en contraposición con el bicilíndrico, la mayor parte de los gases quemados (en torno a un 60%) se expulsan por el escape antes de la apertura de la admisión (gracias a adelantar el AE), momento en el que va entrando aire fresco al cilindro de manera progresiva.

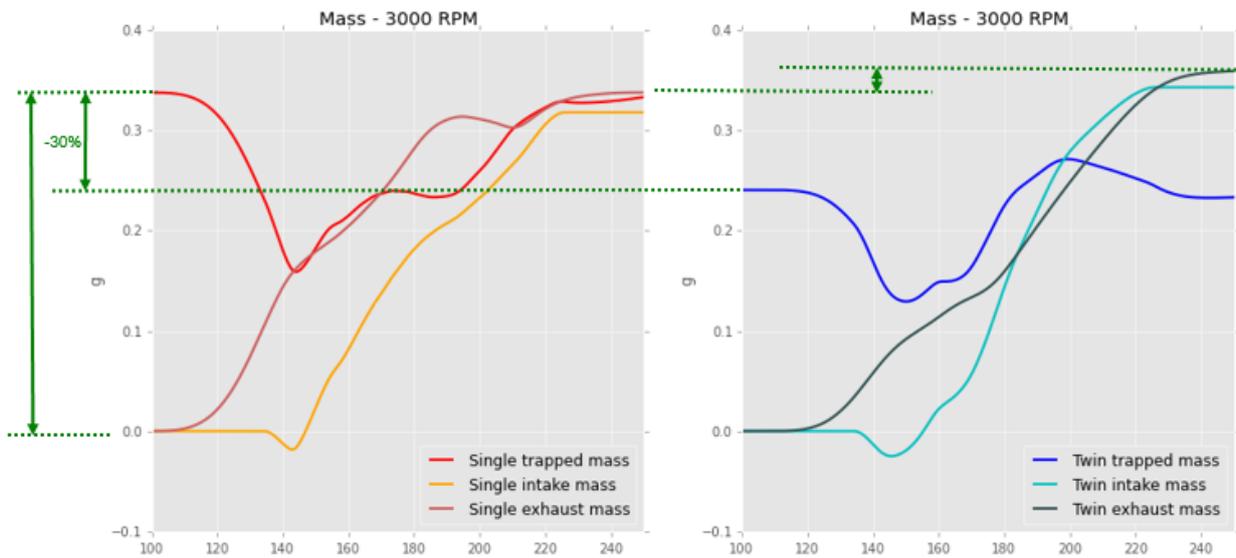


Figura 39. Masas en el cilindro a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo. en el motor monocilíndrico (izquierda) y en el bicilíndrico (derecha).

En la figura 39 se observa una situación semejante a la de 2000 rpm, la masa que logra atrapar el motor bicilíndrico es un 30% menor a la del monocilíndrico. En el motor monocilíndrico, en torno a la mitad del barrido (180°), prácticamente la totalidad de gases quemados han sido expulsados del cilindro, con lo que la cantidad de residuales es nimia. En ambos motores, el fenómeno del reflujó es más acusado, sin embargo, menor y menos duradero en el motor monocilíndrico. En cuanto a la evolución de masas en el bicilíndrico, el ritmo de masa trasegada a través del escape es menor que a 2000 rpm, la mayor parte se concentra hacia el final del barrido, al

igual que la masa acumulada a través de la admisión. El fenómeno del cortocircuito es fácilmente observable al ver como decrece la masa atrapada (curva azul) hacia el final del barrido, tanto para 2000 rpm como para 3000 rpm, en el motor bicilíndrico.

A la vista de las gráficas expuestas sobre la situación inicial del motor bicilíndrico, se han podido identificar y cuantificar dos fenómenos indeseables que es necesario corregir: **el reflujo** inicial en la apertura de las lumbreras de admisión y **el cortocircuito** que se produce hacia el final del barrido y que disminuye notablemente la masa que es capaz de atrapar el cilindro.

6.2. Modificaciones en la admisión

El fenómeno del reflujo tiene mucho que ver con la presión del plenum en el instante en el que se descubren las lumbreras de admisión y con el volumen de éste. Como se puede ver en las figuras 37 y 36 los valores medios de la presión de admisión del motor monocilíndrico, lo que es mejor de cara a forzar al aire fresco a entrar al cilindro. Además, la distribución del volumen del plenum en torno al cilindro es simétrica (circular), no así en el caso del motor bicilíndrico, donde el plenum es común a ambos cilindros. La siguiente figura muestra la evolución del gasto másico en las lumbreras del motor monocilíndrico. Se trata de un gráfico polar, angularmente se pueden encontrar las lumbreras y radialmente la progresión temporal durante el barrido. En morado se muestran los gastos másicos negativos (reflujo) y en verdes los positivos (entrantes al cilindro):

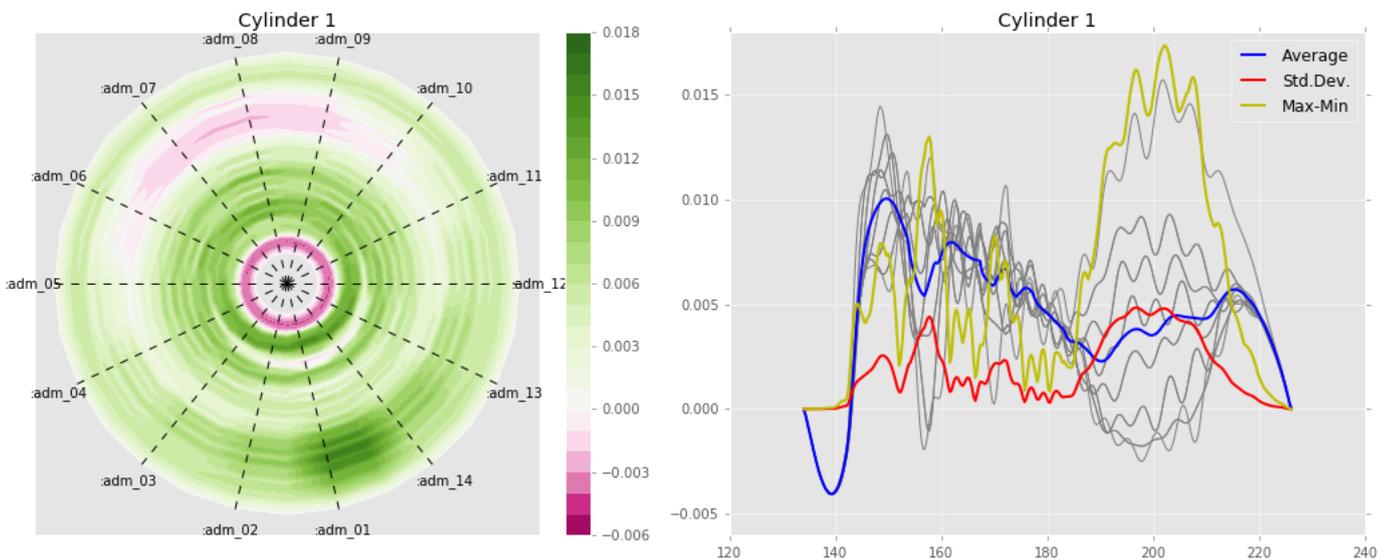


Figura 40. Diagrama polar (izquierda) y gráfica de los gastos másicos a través de las lumbreras de admisión en el motor monocilíndrico a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

Como puede comprobarse en ambas gráficas de la figura 40, el reflujo es reducido y dura escasos instantes; a partir de ahí la distribución del flujo de aire hacia el

cilindro es bastante simétrica. Hacia el final del barrido, las lumbreras más cercanas al conducto que alimenta el plenum (adm_01 y adm_14) son capaces de trasegar más aire, mientras que las que están en el lado contrario, peor alimentadas (adm_07 y adm_08), tienen velocidades del flujo casi nulas. La siguiente figura, extraída de una animación generada a partir de una simulación CFD, muestra el instante en el que se descubren las lumbreras de admisión:

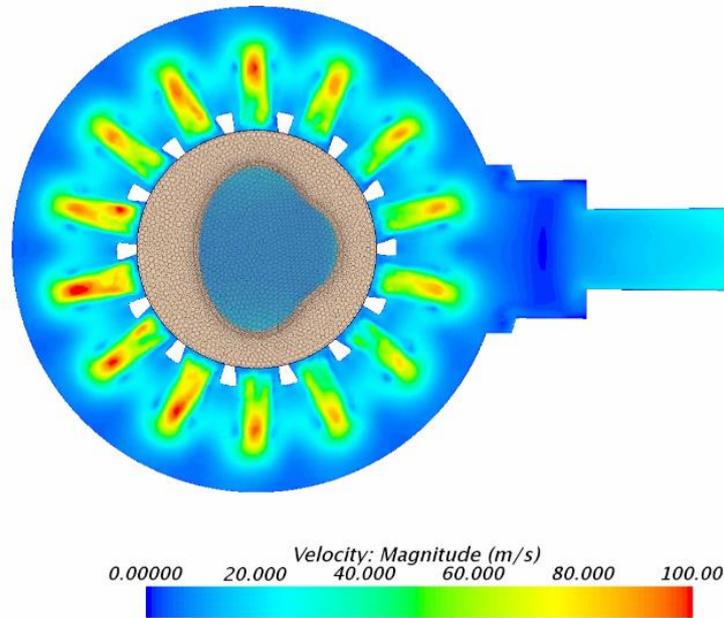


Figura 41. Instante en el que se descubren las lumbreras de admisión y se produce el reflujo en el motor monocilíndrico. Campo de velocidades en una simulación CFD.

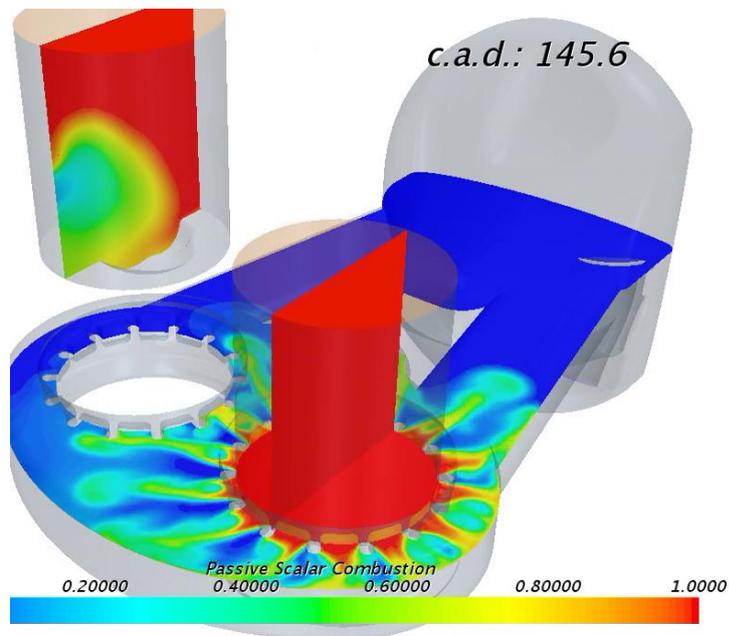


Figura 42. Instante en el que se descubren las lumbreras de admisión en una versión del motor bicilíndrico. Composición de gases en una simulación CFD.

En la figura 42 se aprecia cómo se distribuye el reflujo inicial en una de las versiones del motor bicilíndrico. El hecho de disponer de un plenum común para ambos cilindros produce una asimetría: cuando se descubren las lumbreras de admisión, el flujo de gases procedentes del cilindro tiene más espacio para recorrer en aquellas lumbreras cercanas al segundo cilindro y al conducto de alimentación; mientras que en las cercanas al perímetro del plenum el reflujo reduce la velocidad de los gases en dichas lumbreras, haciendo que la alimentación de éstas sea menos cuantiosa. Esto puede observarse mejor en la figura 43. Además, una alimentación desigual de las lumbreras degenera en un barrido uniflujo no uniforme, generando torbellinos en los que una fracción de los gases quemados se mezcla con aire fresco.

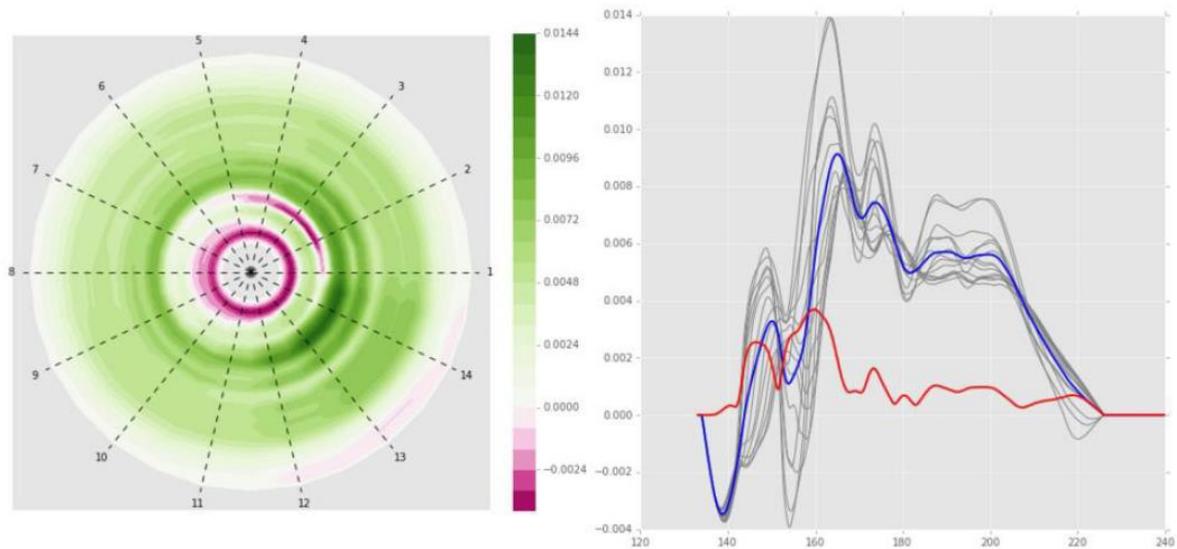


Figura 43. Diagrama polar (izquierda) y gráfica de los gastos másicos a través de las lumbreras de admisión en el motor bicilíndrico a 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

Un primer intento de abordar el problema de la asimetría es el de dividir el plenum en dos, es decir, un plenum para cada uno de los cilindros. Este planteamiento es el que se detalla en el siguiente subapartado.

6.2.1. Doble plenum: uno para cada cilindro

En esta configuración parten dos conductos de admisión desde el depósito de aire (*montgolfière*) posterior al compresor, uno para cada plenum. Esta nueva disposición se ha modelado primero en el software de *GT-Power* y simulado posteriormente. Cada plenum tiene el volumen del plenum del motor monocilíndrico: 2×0.392 L. En la siguiente figura se muestra cómo se distribuye el reflujo en el instante en el que se descubren las lumbreras de admisión:

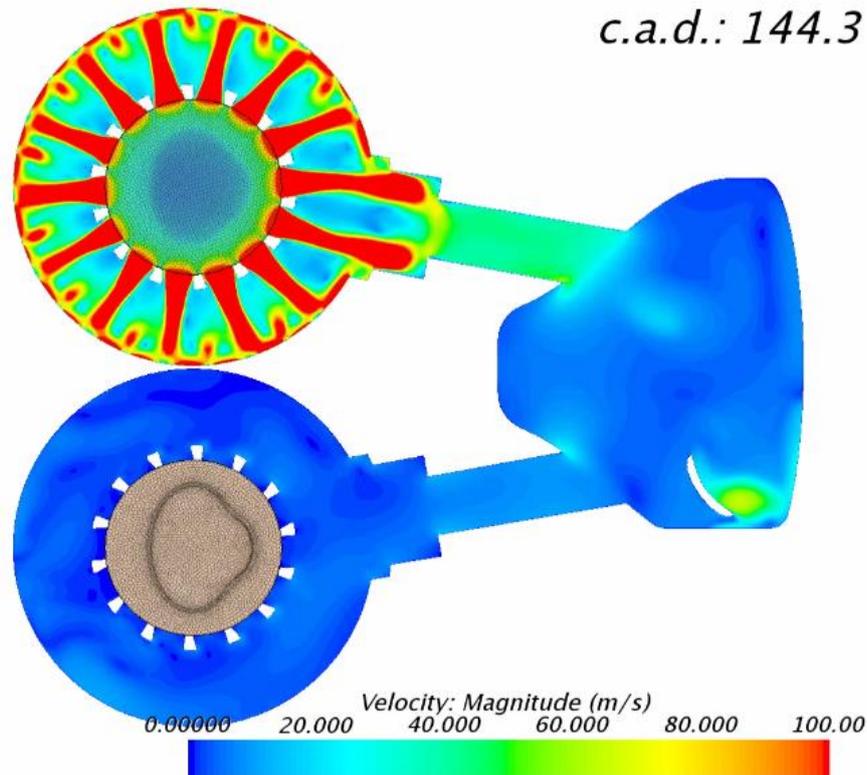


Figura 44. Campo de velocidades en el instante AA del motor bicilíndrico de dos plénums a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo. Simulación CFD.

Como muestra la figura anterior, el reparto del refluo es simétrico con respecto a cualquier plano vertical que corte al cilindro. La única salvedad se encuentra en las lumbreras cercanas al conducto de alimentación, al igual que sucedía en el motor monocilíndrico. En la siguiente figura se muestra el proceso de barrido de manera cuantitativa:

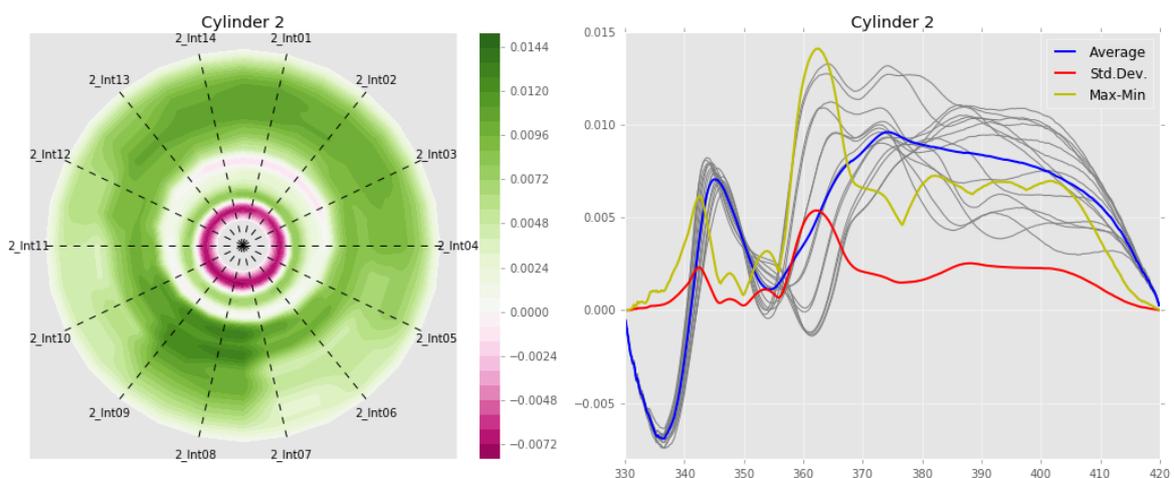


Figura 45. Diagrama polar (izquierda) y gráfica de los gastos máxicos a través de las lumbreras de admisión en el motor bicilíndrico de dos plénums a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo. Simulación CFD.

Se puede observar que el reflujo sigue apareciendo, si bien el gasto másico que entra al cilindro se reestablece rápidamente, el reflujo inicial es bastante acusado. Posteriormente a éste, la entrada de aire al cilindro es bastante simétrica hasta que el barrido está avanzado; a partir de entonces, entra más aire al cilindro a través de las lumbreras más alejadas del conducto de admisión.

A continuación se muestra la comparación entre esta nueva configuración y la del motor bicilíndrico original para determinar si supone una mejora significativa o no.

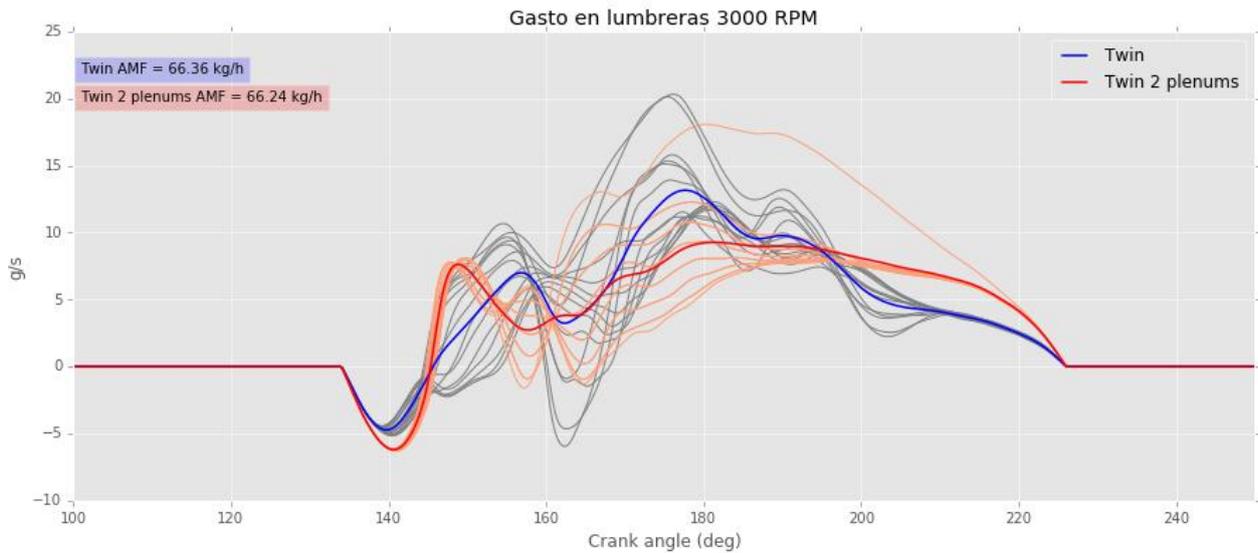


Figura 46. Gasto másico a través de las lumbreras en un cilindro del motor bicilíndrico original (azul) y con doble plénum (rojo) a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

La gráfica de arriba muestra como el reflujo inicial es mayor en la nueva configuración de doble plénum, por lo que ese fenómeno no se ha corregido; sin embargo, la entrada de aire fresco al cilindro sí es más rápida al inicio que en el motor bicilíndrico original. Por otro lado, dado que la distribución del gasto másico a través de las válvulas de escape es similar en ambos motores (los conductos de escape y los instantes AE y CE son idénticos para ambos), y que en la configuración de doble plénum todavía pasa una cantidad considerable de aire fresco a través de las lumbreras hacia el final del barrido, se deduce que la masa de carga (atrapada en el cilindro) será ligeramente superior con la nueva configuración. Esto puede comprobarse en la figura 47, donde el incremento de la masa atrapada (línea roja para el caso del motor bicilíndrico con configuración de doble plénum y línea azul para el motor bicilíndrico original) es de en torno a un 14%. Queda, por tanto, bastante margen de mejora, por lo que se explorarán otras alternativas en los siguientes apartados.

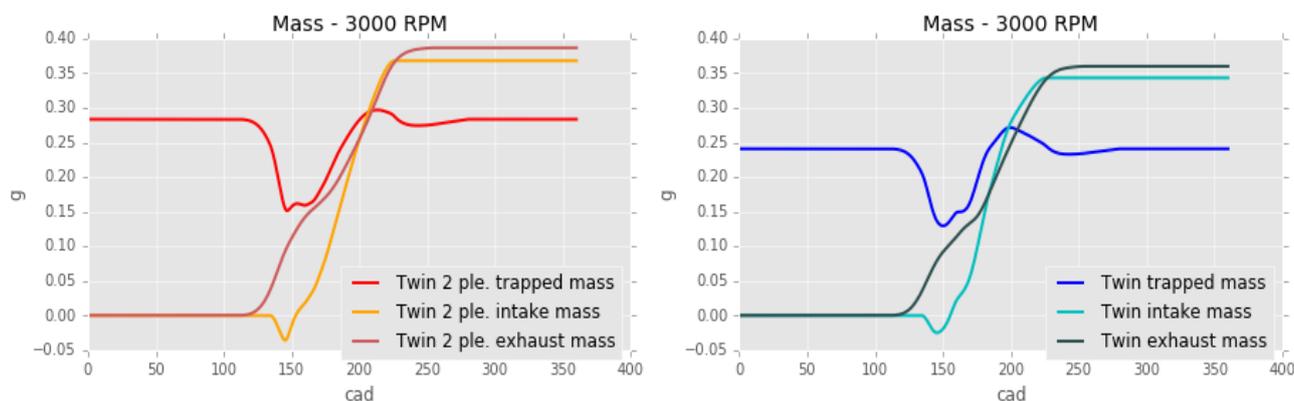


Figura 47. Balance de masas en el cilindro a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo. A la izquierda doble plénium y a la derecha bicilíndrico original.

6.2.2. Reducción del volumen del montgolfière

Como se comentó anteriormente, el reflujo producido en el instante AA guarda relación con la presión de admisión, la presión del cilindro y la geometría del plénium, entre otros. La siguiente propuesta va encaminada a aumentar la presión en el plénium, para ellos existen dos formas de proceder:

- Aumentando el caudal que es capaz de trasegar el compresor, para ellos habría que forzar al compresor a girar más rápido. Sin embargo, dado que esté extrae su potencia del eje del motor, la potencia final obtenida por el motor se puede ver mermada. Se trata entonces de un problema de optimización del régimen de giro del compresor.
- La otra opción es reducir el volumen de aire entre el compresor y las lumbreras de admisión. Con un menor volumen, y el compresor girando al mismo régimen que antes, la presión que se alcanza en la admisión es mayor. Esta solución se puede implementar reduciendo el depósito que se encuentra aguas abajo del compresor, el *montgolfière*, y que concentra la mayor parte del volumen de aire que hay entre el compresor y el cilindro.

En la figura 48 se muestra el gasto másico de aire a través de las lumbreras de admisión en el motor bicilíndrico, en azul con el volumen original del *montgolfière* y en rojo reducido a la **mitad**. En el instante en el que se descubren las lumbreras el reflujo es ligeramente menor en el caso de volumen reducido, con un ritmo de entrada de aire fresco posterior más rápido en el caso de *montgolfière* más pequeño. Esto es más evidente a 2000 rpm que a 3000 rpm de régimen de giro del motor. La evolución del flujo de gases a través del escape es muy similar en ambos casos dado que el escape es idéntico en ambos casos. Esto, sumado a que el gasto de admisión hacia el final del barrido es inferior en el caso de reducir el volumen del *montgolfière*, tiene visos de no incrementar de ninguna manera la masa que el cilindro es capaz de atrapar.

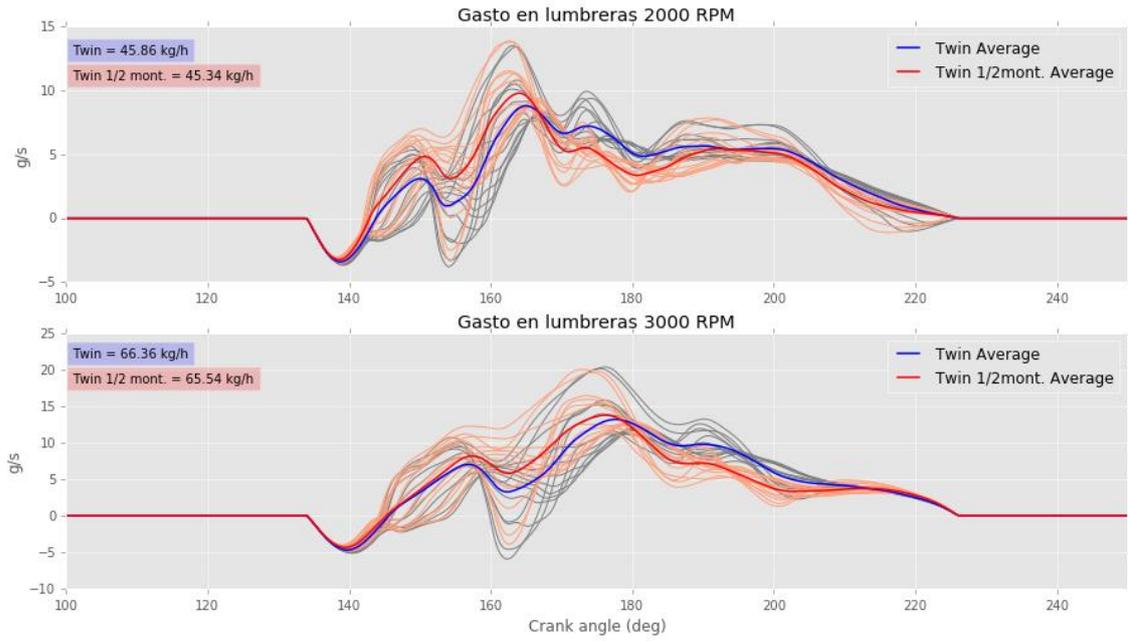


Figura 48. Gasto másico a través de las lumbreras de admisión a 2000 rpm y 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo para un tamaño de montgolfière original y reducido a la mitad.

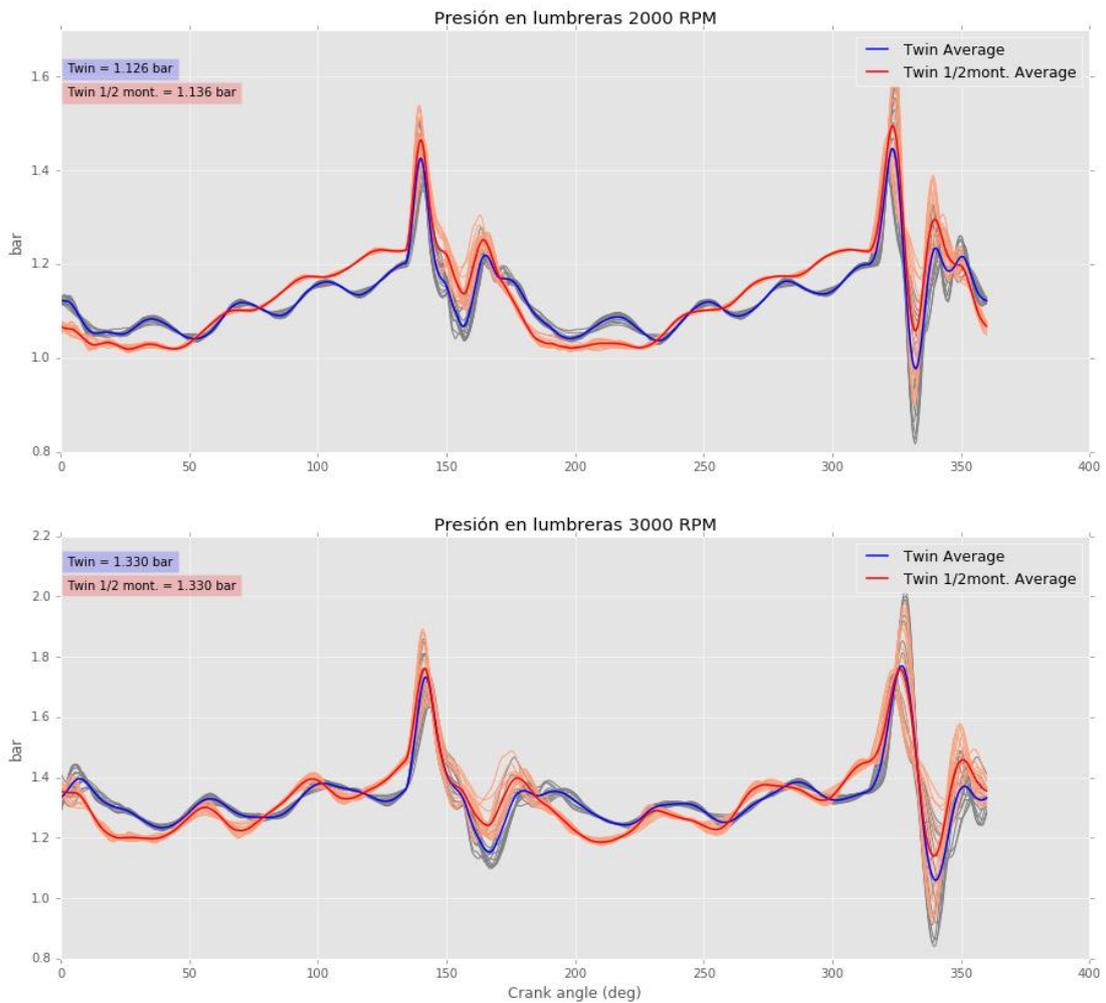


Figura 49. Presión de admisión a 2000 rpm y 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo para un tamaño de montgolfière original y reducido a la mitad.

En las gráficas de la figura 49 se observa cómo la presión de admisión va aumentando más rápidamente que con el *montgolfière* original mientras la admisión está cerrada, tal y como se preveía al tener un volumen más reducido. De este modo la presión de admisión es mayor en el instante AA, lo que explica que el reflujo sea ligeramente menor y éste sea compensado con mayor prontitud. Sin embargo, hacia el final del barrido (de 200° hasta 225°) la presión de admisión con el volumen reducido es menor, fruto de que el sistema ahora tiene menor inercia y el plenum necesita ser alimentado a mayor ritmo en intervalo de tiempo. Esto explica por qué el gasto de aire en la admisión es más bajo hacia el final del barrido.

A la vista de los resultados, la reducción del volumen del *montgolfière* no supone ninguna mejora. En el caso de reducir este volumen a una **cuarta parte** de su volumen original se aprecia que la reducción del reflujo es algo mayor que en el caso anterior, a la vista de los resultados en la figura 50. Con este volumen del *montgolfière*, el gasto en la admisión está concentrado en la primera mitad del barrido, siendo inferior y más llano después. Esto es debido a la mayor presión de admisión con respecto al volumen original en el instante AA (figura 51), que hace que el aire fresco entre más rápidamente en el inicio del barrido. A medida que avanza el proceso de barrido, la presión en la admisión es menor que aquella con el volumen original del *montgolfière*, viéndose disminuida la cantidad de aire fresco que es capaz de acceder al cilindro.

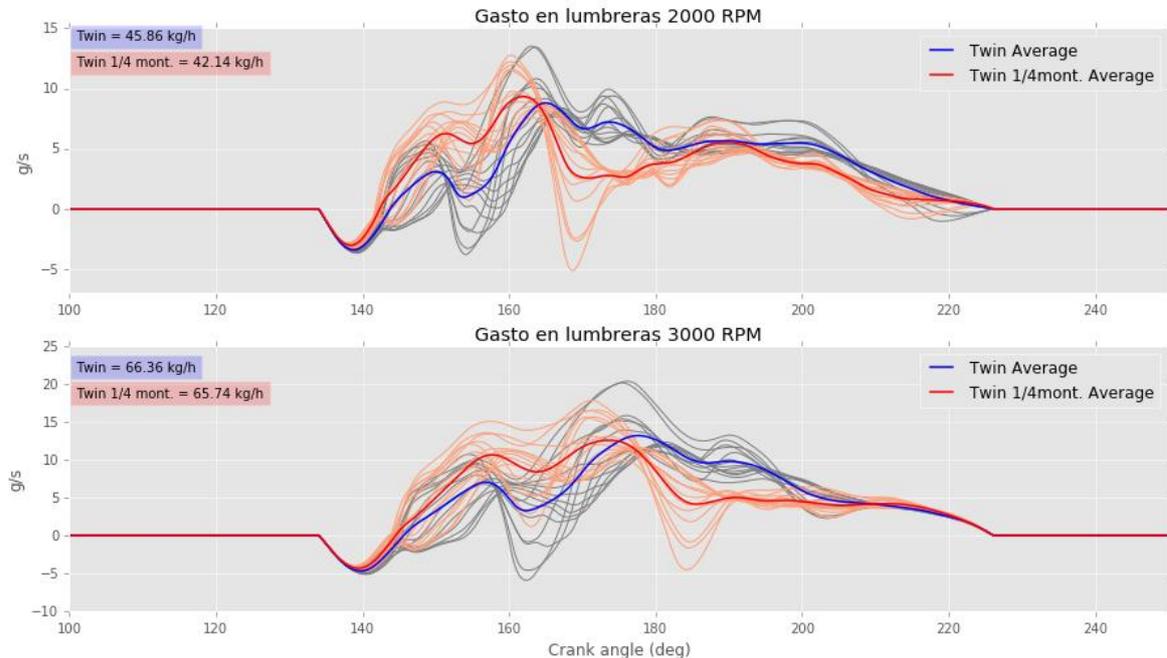


Figura 50. Gasto másico a través de las lumbreras de admisión a 2000 rpm y 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo para un tamaño de *montgolfière* original y reducido a la cuarta parte.

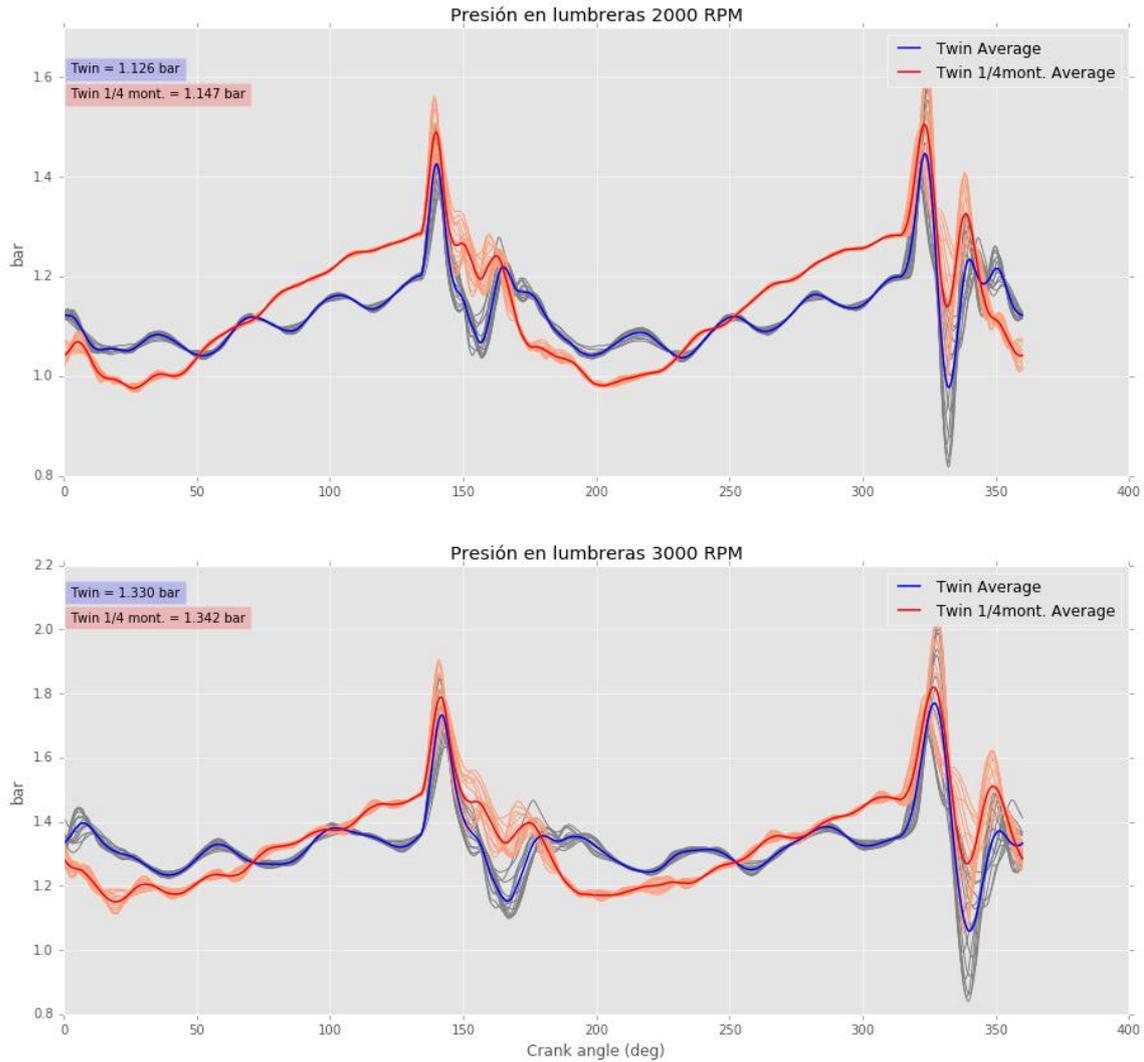


Figura 51. Presión de admisión a 2000 rpm y 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo para un tamaño de montgolfière original y reducido a la cuarta parte.

Esta solución ya no tiene potencial de mejora, no sólo porque los resultados no muestran mejoras en el proceso de renovación de la carga, sino porque no es posible reducir más el volumen del *montgolfière*. En el caso anterior, con volumen reducido a una **cuarta parte** y a un régimen de giro de 3000 rpm, el compresor no es capaz de suministrar todo el aire que demanda el motor para ese nivel de carga. El PID que realiza el control de lambda no es capaz de alcanzar el valor de consigna, incluso manteniendo abierta la válvula de mariposa al 100%. Esto supone que se ha llegado al límite de reducción del volumen del conjunto *montgolfière*, conducto de admisión y plénium; por lo que se tendrá que probar otra solución para mejorar el proceso de barrido.

6.2.3. Modificación del conducto de admisión

En este apartado se expone qué estudios se han llevado a cabo para llegar a la solución que se ha adoptado en el sistema de admisión del motor. Dado que las anteriores propuestas no conducían a una mejora plausible, quizás la mejor opción fue la de dividir el plenum en dos (uno para cada cilindro), se ha optado por estudiar la posibilidad de incluir y/o variar otros elementos del conducto de admisión.

Aprovechando la capacidad que ofrece *GT-Power* para realizar estudios paramétricos, gracias a la posibilidad de parametrizar una variable de entrada y asignarle un valor para cada caso de simulación, se han realizado diversas simulaciones; tanto variando la longitud del conducto de admisión, como su diámetro, como añadiendo elementos tales como un resonador. En todas estas simulaciones se ha buscado alcanzar una solución que promoviera un máximo en la masa atrapada en el cilindro. A continuación se describe someramente cada una de los estudios realizados:

- **Variación del diámetro del conducto de admisión**

El diámetro original del conducto es de 40 mm. Una reducción de este diámetro puede aumentar ligeramente la presión en el plenum, como se ha visto al reducir el volumen del *montgolfière*, lo cuál sería beneficioso. No obstante, una reducción severa produciría una obstrucción al paso de aire desde el compresor, por lo que el aire suministrado al motor podría ser insuficiente respecto al necesario para alcanzar la consigna en el PID. Un aumento en el diámetro no es favorable, pues incrementa el volumen total y, por consiguiente, la presión en el plenum sería menor todavía. La siguiente tabla resume las simulaciones llevadas a cabo variando el diámetro del conducto de admisión:

Caso	Diámetro (mm)	Masa atrap. (mg)	Gasto aire (kg/h)	Potencia (kW)	Potencia compr. (kW)	IMEP (bar)	P. admisión (bar)	P. escape (bar)
1	40	278.38	127.42	20.3322	1.67659	7.9384	1.385	1.0457
2	38	276.11	128.19	20.5529	1.69446	8.0206	1.3863	1.0463
3	36	269.60	130.15	20.1275	1.71863	7.8873	1.3764	1.0456
4	34	263.98	131.14	19.5798	1.72714	7.7069	1.3651	1.0442
5	32	260.43	131.16	19.1609	1.72724	7.5672	1.3608	1.0428
6	30	257.95	130.17	18.8105	1.71966	7.4487	1.3641	1.0413

Tabla 3. Prestaciones del motor bicilíndrico según el diámetro del conducto de admisión con una longitud de 200 mm a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

De la tabla anterior se deduce que el diámetro del conducto de admisión ya estaba optimizado, pues cualquier diámetro inferior al de 40 mm da como resultado menor masa atrapada en el cilindro. De ahora en adelante, todas las simulaciones se harán con el diámetro original de 40 mm.

- **Instalación de un resonador en el conducto de admisión**

Del mismo modo que sucede en el escape, un resonador puede proporcionar un o pulso de presión que ayude a reducir el reflujo a que el barrido desde el lado de la admisión sea más eficaz. Se ha realizado un estudio en el que se iba variando la longitud del conducto de admisión, desde 50 mm hasta 2610 mm a la vez que la distancia entre el *montgolfière* y el resonador lateral. El resonador lateral consiste en un cilindro del mismo diámetro que el conducto (40 mm) y longitud de 200 y 300 mm (se han probado dos longitudes diferentes para cada posición del resonador). Los mejores resultados, aquellos en los que el resonador está emplazado en alguno de los extremos, se muestran en la siguiente tabla:

Caso	Masa atrapada (mg)	Gasto aire (kg/h)	Potencia (kW)	Potencia compr. (kW)	IMEP (bar)	P. admisión (bar)	P. escape (bar)
556	277.29	-	-	-	-	-	-
260	277.24	-	-	-	-	-	-
555	277.06	-	-	-	-	-	-
67	277.04	133.15	18.4236	1.7259	7.3150	1.3268	1.0429
195	276.88	-	-	-	-	-	-
261	276.86	-	-	-	-	-	-

Tabla 4. Masa atrapada en el cilindro según diferentes configuraciones del resonador a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

De entre los casos propuestos para situar un resonador en la línea de admisión, muchos de ellos tenían longitudes de línea muy largas que no hubiesen sido factible implementar. Sin embargo, servían para tener un orden de magnitud de a partir de qué longitud resultaba interesante instalar un resonador.

- **Instalación de una cámara de expansión en el conducto de admisión**

También se optó por la posibilidad de incluir una cámara de expansión en la línea de admisión, esta opción resulta más compacta que la de instalar un resonador. Una cámara de expansión consiste en un ensanchamiento en la línea de admisión y un posterior estrechamiento, de manera homóloga a lo que sucede en el escape (apartado 3.8). En este estudio se varió tanto la longitud de la

cámara (de 10 mm a 290 mm) y la distancia entre el *montgolfière* y dicha cámara (de 40 mm a 960 mm). El diámetro de la cámara de expansión en su sección central es de 120 mm en todos los casos. La siguiente tabla resumen los mejores casos obtenidos:

Caso	Masa atrapada (mg)	Gasto aire (kg/h)	Potencia (kW)	Potencia compr. (kW)	IMEP (bar)	P. admisión (bar)	P. escape (bar)
16	268.12	121.71	19.1561	1.6377	7.5413	1.4498	1.0401
17	267.72	120.84	19.3531	1.6269	7.6034	1.4514	1.0402
43	267.28	119.84	19.1711	1.6145	7.5386	1.4517	1.0395
15	266.59	124.68	18.9295	1.6699	7.4754	1.4405	1.0403
44	266.56	121.84	18.9055	1.6369	7.4568	1.4463	1.0394
51	265.65	130.56	19.3017	1.7185	7.6102	1.3904	1.0415

Tabla 5. Prestaciones del motor según diferentes configuraciones de la cámara de expansión a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

Los mejores casos son aquellos en los que la cámara de expansión está a una distancia intermedia entre el *montgolfière* y el plenum y la longitud total entre éstos está entre 500 mm y 600 mm.

Como se puede comprobar a la vista de los resultados, todas las opciones expuestas anteriormente dan mejores soluciones en cuanto a la masa atrapada, cabe recordar que en el motor bicilíndrico original ésta era de **240.69 mg por cilindro**.

- **Variación de la longitud del conducto de admisión**

Otra opción que se puede contemplar es la de simplemente variar la longitud del conducto de admisión. Esta opción es la que resulta más sencilla de implementar, siempre y cuando la longitud del conducto sea razonable teniendo en cuenta las limitaciones de espacio. En el siguiente estudio se han simulado casos variando la longitud de este conducto, desde 100 mm hasta 2500 mm. La siguiente tabla recoge un resumen de los mejores casos para 3000 rpm:

Caso	Longitud (mm)	Masa atrap. (mg)	Gasto aire (kg/h)	Potencia (kW)	Potencia compr. (kW)	IMEP (bar)	P. admisión (bar)	P. escape (bar)
-	200	278.38	127.43	20.3322	1.6766	7.9384	1.3852	1.0458
4	220	277.24	129.01	20.6275	1.6996	8.0459	1.3892	1.0465
3	180	274.95	130.32	19.8886	1.7009	7.7960	1.3676	1.0452
2	140	267.44	132.63	19.2517	1.7195	7.5882	1.3421	1.0440
48	1980	267.24	130.91	19.6401	1.7209	7.7236	1.3874	1.044
49	2020	266.85	130.90	19.7736	1.7257	7.7712	1.3940	1.0447

Tabla 6. Prestaciones del motor según diferentes longitudes del conducto de admisión a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

Como pone de manifiesto la tabla anterior, la mejor solución en cuanto a prestaciones del motor se obtiene con una ligera modificación en el conducto de admisión: prolongando la longitud de éste desde 40 mm, originariamente, hasta 200 mm. Esta modificación resulta, con diferencia al resto, la que mejor resultados obtiene y la más sencilla de implementar en la línea de admisión.

Finalmente se ha optado por determinar que el conducto entre el *montgolfière* y el plenum tenga una longitud de 200 mm. La siguiente gráfica representa una comparación entre el motor bicilíndrico con esta nueva configuración y el motor original:

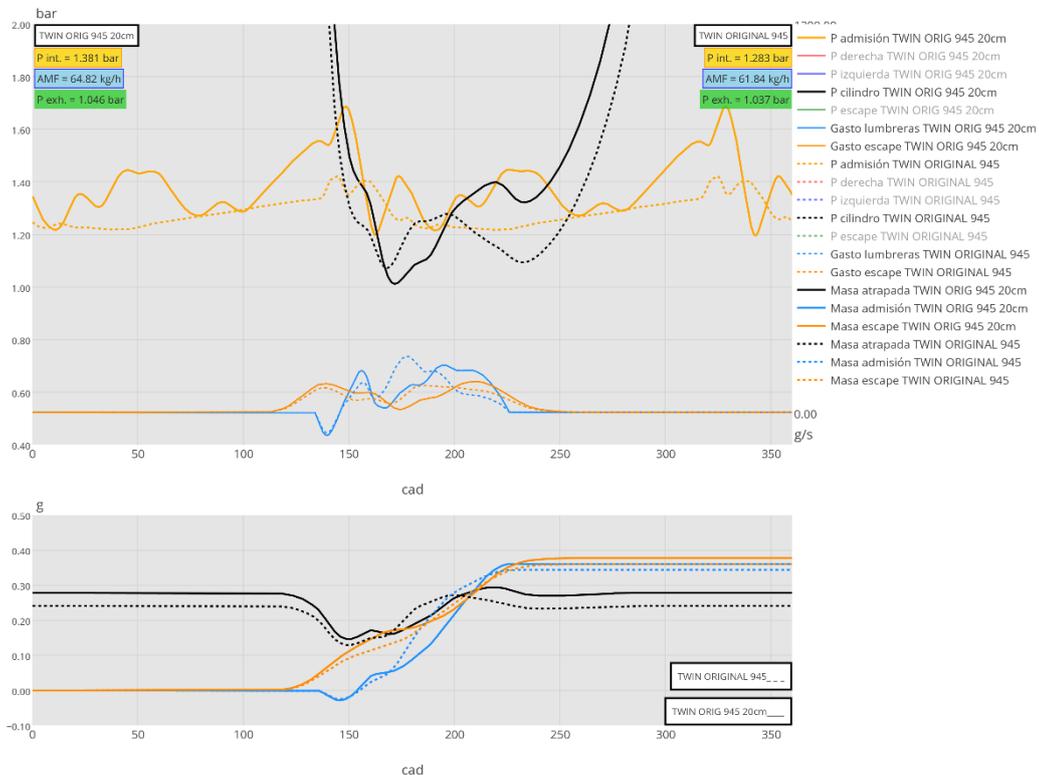


Figura 52. Comparación de presiones y gastos (arriba) y balance de masas (abajo) entre el motor bicilíndrico con nueva admisión (trazo continuo) y el original (discontinuo), a 3000 rpm y 17mg/c.c.

En la figura 52 se observa cómo, aunque el fenómeno del reflujó no se solventa con esta configuración, el gasto de aire fresco (en color cian) que entra al cilindro en los primeros instantes del barrido es mayor que en el motor original. Esto se debe a que la presión de admisión es mayor que en el motor original. La evolución del gasto a través de las lumbreras queda desplazada hacia la derecha, consiguiendo que este gasto sea mayor al que sale por el escape antes de que cierre la admisión (CA), algo que no ocurría en el motor original. Esto explica el incremento en masa atrapada con la nueva configuración. La siguiente tabla 7 muestra una comparativa entre algunas de las prestaciones del motor para ambos casos, así como el porcentaje de variación de la nueva configuración con respecto a la original. Se puede comprobar que, con sólo cambiar la longitud del conducto de admisión, la potencia entregada por el motor ha aumentado un 20%.

Configuración	Masa atrapada (mg)	Gasto aire (kg/h)	Potencia (kW)	Potencia comp. (kW)	IMEP (bar)	P. admisión (bar)	P. escape (bar)
Original DENG945	240.7	123.5	17.1	1.61	6.84	1.283	1.037
200 mm	278.4	127.4	20.3	1.68	7.94	1.046	
Variación	+15.7%	+3.2%	+18.8%	+3.9%	+16.0%	+7.64%	+0.87%

Tabla 7. Comparación de ciertas prestaciones del motor entre ambas configuraciones a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

Conviene ahora comprobar qué resultados se obtienen a 2000 rpm:

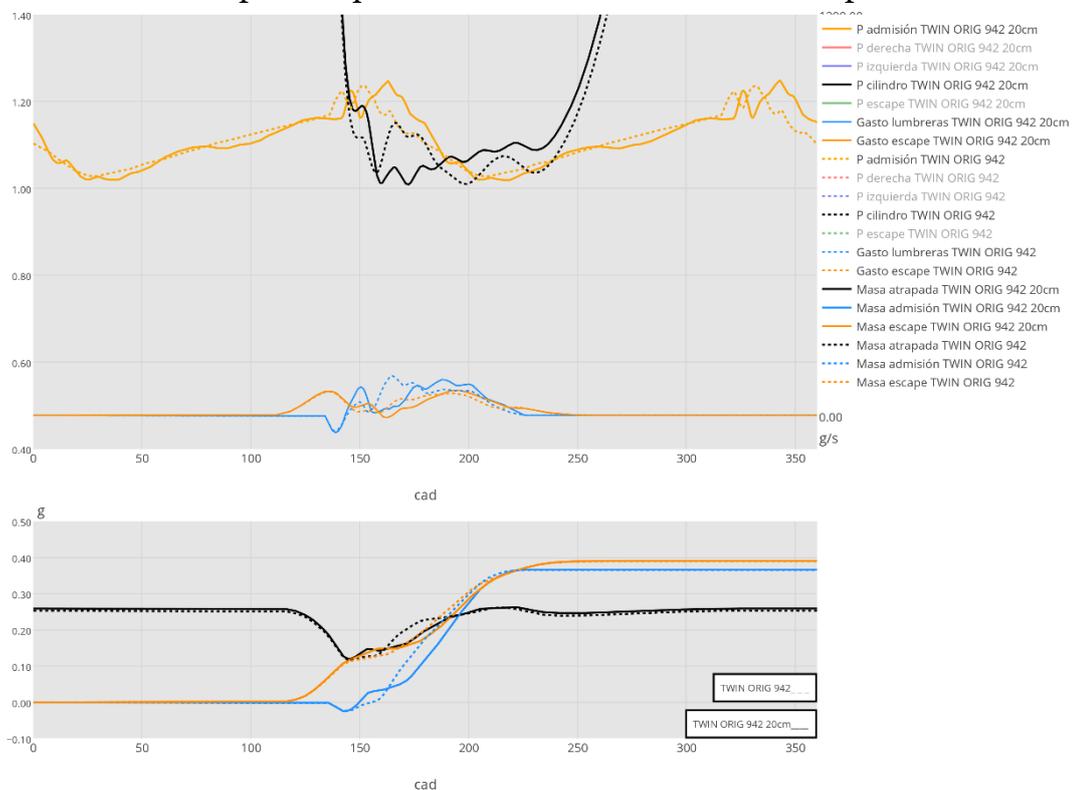


Figura 53. Comparación de presiones y gastos (arriba) y balance de masas (abajo) entre el motor bicilíndrico con nueva admisión (trazo continuo) y el original (discontinuo), a 2000 rpm y 17mg/c.c.

A la vista de los resultados mostrados en la anterior figura, se observa que la mejora no es tan notoria como en el caso a 3000 rpm; no obstante, la masa atrapada es ligeramente superior, y con ello las prestaciones del motor a 2000 rpm. A diferencia del caso a 3000 rpm, hacia el final del tiempo de barrido, la presión en el cilindro (color negro) es superior a la de la admisión (color ámbar), lo que hace decrecer el gasto a través de las lumbreras durante ese intervalo de tiempo (a diferencia de lo que ocurría a 3000 rpm). Esta diferencia con respecto al anterior régimen de giro anterior explica el hecho de que la masa atrapada no sea substancialmente superior. La siguiente tabla resume cuantitativamente los valores en prestaciones de las dos configuraciones:

Configuración	Masa atrapada (mg)	Gasto aire (kg/h)	Potencia (kW)	Potencia comp. (kW)	IMEP (bar)	P. admisión (bar)	P. escape (bar)
Original DENG942	252.8	89.6	13.2	0.58	7.39	1.111	1.015
200 mm	259.4	89.9	13.7	0.58	7.60	1.111	1.016
Variación	+2.6%	+0.3%	+3.8%	+0.0%	+2.8%	0.0%	+0.1%

Tabla 8. Comparación de ciertas prestaciones del motor entre ambas configuraciones a 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

6.3. Modificaciones en el escape

La solución anterior es la que finalmente se ha decidido adoptar para la admisión del motor. En el siguiente apartado se discutirán las medidas adoptadas para el escape del motor, comenzando por probar a adelantar la apertura y cierre del escape unos grados para, posteriormente, proponer una línea de escape alternativa.

6.3.1. Avance de la apertura y cierre de las válvulas de escape

En cuanto a las medidas que se pueden tomar para mejorar el proceso de barrido desde el punto de vista del escape, la más fácil de evaluar e implementar es variar el período en el que las válvulas de escape están abiertas. Como se ha dicho antes, el motor dispone de dos válvulas de escape por cilindro que pueden ser reguladas mediante accionamiento mecánico, pudiendo controlar así los instantes de apertura (AE) y cierre (CE). En este capítulo, cuando se analizó la situación inicial del motor, se comentó que el reflujo se producía debido a que en el instante en el que se descubren las lumbreras de admisión (AA) la presión en el cilindro es bastante superior a la de la admisión, lo que conlleva una salida de los gases quemados desde el cilindro hacia el plenum. Esto podía solventarse adelantando el instante en el que las válvulas de escape se abren (AE), de modo que en el instante AA la presión en el cilindro ya hubiera descendido lo suficiente como para reducir el reflujo. Además,

adelantar el cierre del escape también reduce el tiempo en el que sólo está abierta la salida del cilindro, de manera que la masa de gases que es capaz de atrapar el cilindro es mayor. Por estas razones se ha simulado un avance de 5°, 10° y 15°. En estas simulaciones se ha podido comprobar que cuanto mayor era el avance, mayor era la masa atrapada y menor era el reflujo en el instante AA. Finalmente se ha optado por un avance de 10°, que es más parecido al ángulo del motor monocilíndrico, cuyos reglajes ya estaban ensayados y ajustados de manera experimental por la empresa. En la siguiente gráfica se muestra una comparación de la nueva configuración (con el conducto entre *montgolfière* y plénium de 200 mm) y avance de 10° frente al motor bicilíndrico original a 3000 rpm:

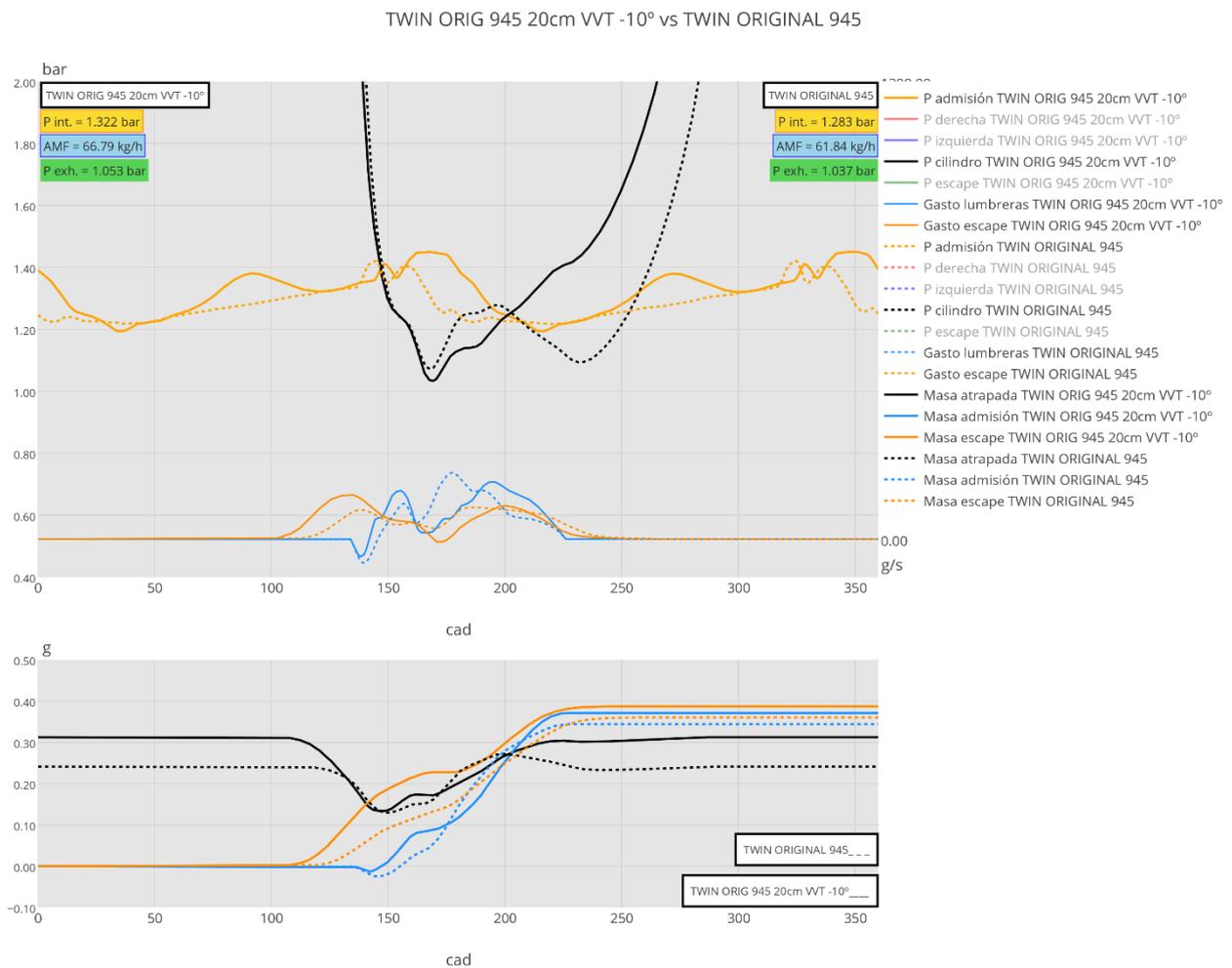


Figura 54. Comparación de presiones y gastos (arriba) y balance de masas (abajo) entre el motor bicilíndrico con nueva admisión y avance de 10 cad (trazo continuo) y el original (discontinuo), a 3000 rpm y 17mg/c.c.

En la gráfica 54 queda patente que avanzar la apertura de las válvulas de escape reduce de manera notable el reflujo en el instante AA. Como se explicó al comentar la evolución del gasto de admisión (curva cian de la gráfica superior de la figura 54) en el caso del nuevo conducto de admisión, ésta está más desplazada hacia la

derecha que en el motor bicilíndrico original. Eso conlleva que hacia el final del barrido todavía entre aire fresco por las lumbreras. Ahora, con el momento CE avanzado 10°, apenas hay gasto másico que abandone el cilindro entre el CA y el CE. Esto explica el considerable incremento en la masa atrapada por el cilindro durante la carrera de compresión. La tabla que se muestra a continuación refleja cuantitativamente esta mejora al pasar de una situación a otra:

Configuración	Masa atrapada (mg)	Gasto aire (kg/h)	Potencia (kW)	Potencia comp. (kW)	IMEP (bar)	P. admisión (bar)	P. escape (bar)
Original DENG945	240.7	123.5	17.1	1.61	6.84	1.283	1.037
200 mm VVT -10°	312.3	133.1	23.9	1.72	9.17	1.322	1.053
Variación	+29.7%	+7.8%	+39.8%	+6.8%	+34.1%	+3.0%	+1.5%

Tabla 9. Comparación de ciertas prestaciones del motor entre ambas configuraciones (nueva admisión y avance de 10 cad en escape frente al motor original) a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

En la tabla anterior queda patente la significativa mejora en prestaciones que supone avanzar los ángulos de apertura y cierre de las válvulas de escape, en combinación con el nuevo conducto de 200 mm entre *montgolfière* y plénium. Además resulta evidente la relación directa que existe entre la masa de carga en el cilindro y la potencia que es capaz de desarrollar el motor que se mencionaba en el apartado 3.6. A la vista de los resultados de la tabla 9, con un incremento de casi un 30 % en la masa atrapada, la potencia que desarrolla el motor aumenta cerca de un 40 %.

Aplicando el mismo procedimiento al otro punto de operación, el de 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo de combustible, se espera también una mejora; pues, aunque prolongar el conducto de admisión hasta los 200 mm no ha supuesto una mejora considerable, el hecho de avanzar los ángulos de apertura y cierre del escape sí tiene una repercusión positiva en las prestaciones del motor. La siguiente figura muestra una comparación entre la nueva configuración con avance de 10° en las válvulas de escape y el motor bicilíndrico original a 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo:

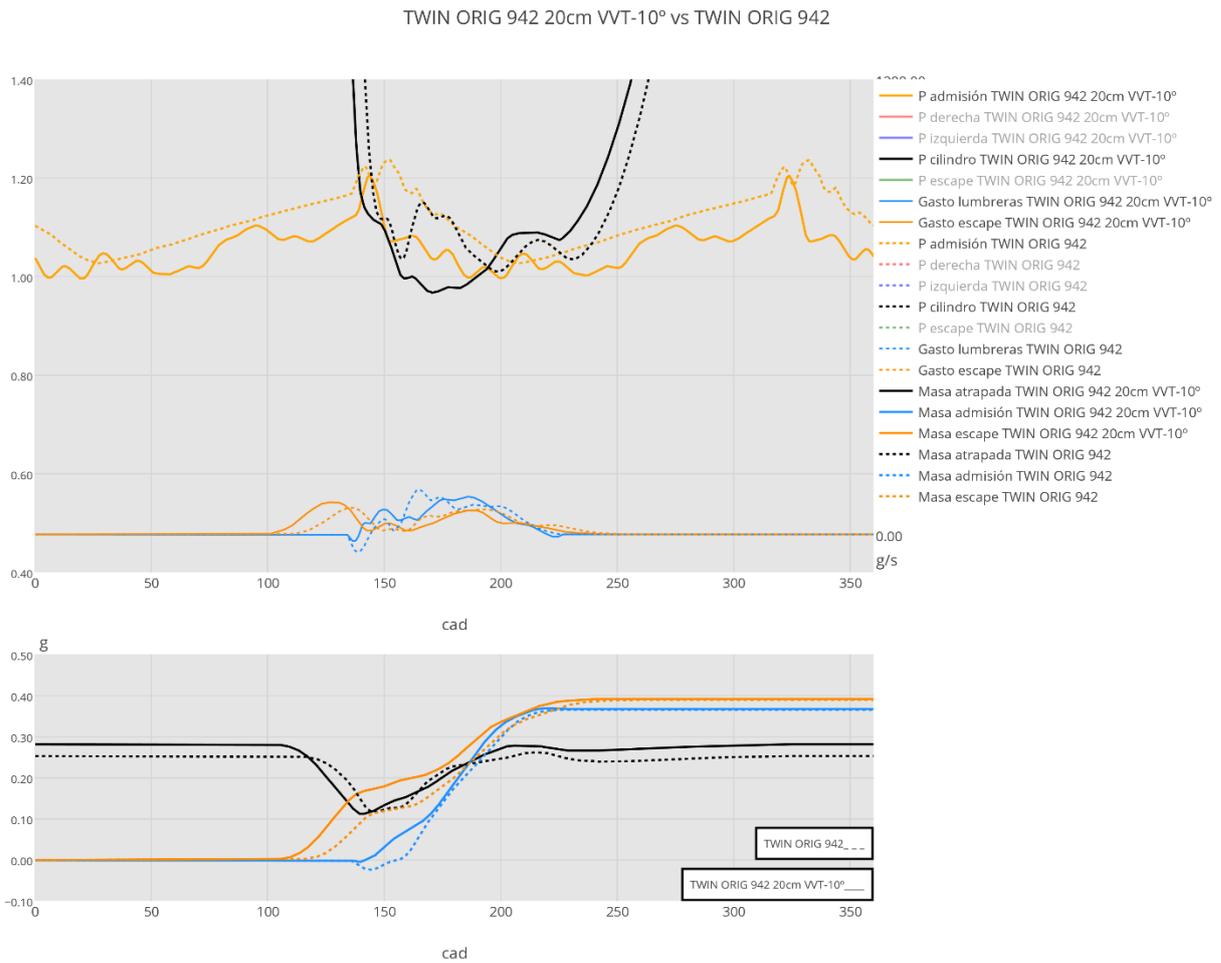


Figura 55. Comparación de presiones y gastos (arriba) y balance de masas (abajo) entre el motor bicilíndrico con nueva admisión y avance de 10 cad (trazo continuo) y el original (discontinuo), a 2000 rpm y 17mg/cil.ciclo.

En la gráfica 55 resulta evidente que avanzar la apertura de las válvulas de escape reduce, en este caso, casi por completo el reflujo en el instante AA. El incremento de la masa atrapada por el cilindro es menor en este caso dado que el caudal de aire fresco que entra por la admisión es menor hacia el final del barrido, comparado con el caso a 3000 rpm de régimen de giro del motor. La tabla que se muestra a continuación refleja cuantitativamente cuál es la variación en prestaciones al pasar de una situación a otra:

Configuración	Masa atrapada (mg)	Gasto aire (kg/h)	Potencia (kW)	Potencia comp. (kW)	IMEP (bar)	P. admisión (bar)	P. escape (bar)
Original DENG942	252.8	89.6	13.2	0.58	7.39	1.111	1.015
200 mm VVT -10°	281.8	90.2	14.9	0.58	8.26	1.058	1.021
Variación	+11.5%	+0.7%	+12.9%	+0.0%	+11.8%	-4.8%	+0.6%

Tabla 10. Comparación de ciertas prestaciones del motor entre ambas configuraciones (nueva admisión y avance de 10 cad en escape frente al motor original) a 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

6.3.2. Diseño de una línea de escape alternativa

Como complemento a la modificación de la línea de admisión y al avance en los instantes de apertura y cierre de las válvulas de escape, se ha estudiado la posibilidad de rediseñar el sistema de escape con el fin de mejorar el proceso de barrido y aumentar las prestaciones del motor.

Al principio de este capítulo, en el apartado 6.1, se pudo comprobar cómo el escape del motor monocilíndrico estaba mejor sintonizado para un régimen de giro de 3000 rpm que para el de 2000 rpm. Si el objetivo de la empresa es que las prestaciones del motor bicilíndrico sean semejantes a las del motor monocilíndrico, sería conveniente una línea de escape más optimizada para regímenes de 3000 rpm. Esta decisión depende de muchos fenómenos y criterios, no estrictamente de la anterior hipótesis. En cualquier caso, se propone en las siguientes páginas una línea de escape que intente mejorar los resultados ya obtenidos; teniendo en cuenta las limitaciones de espacio en el vehículo.

Todas las soluciones que se proponen a continuación se han realizado en base al motor bicilíndrico con el nuevo conducto de admisión (200 mm). En las siguientes gráficas se estudiará la evolución de la presión en el escape, a la salida de las válvulas, analizando los pulsos de sobrepresión y las rarefacciones.

En la siguiente figura se muestra una comparación entre la presión de escape (color verde oliva) del motor bicilíndrico (trazo continuo) y el monocilíndrico (trazo discontinuo). Se puede comprobar la evolución de la presión de escape típica, con un pulso de sobrepresión en el momento en el que se abre la válvula de escape (1) (debido a la mayor presión en el cilindro), una rarefacción por debajo de 1 bar, que crea una succión en el escape y ayuda a vaciar el cilindro (2), y un pulso de sobrepresión de vuelta que frena la salida de gases por el conducto de escape (3).

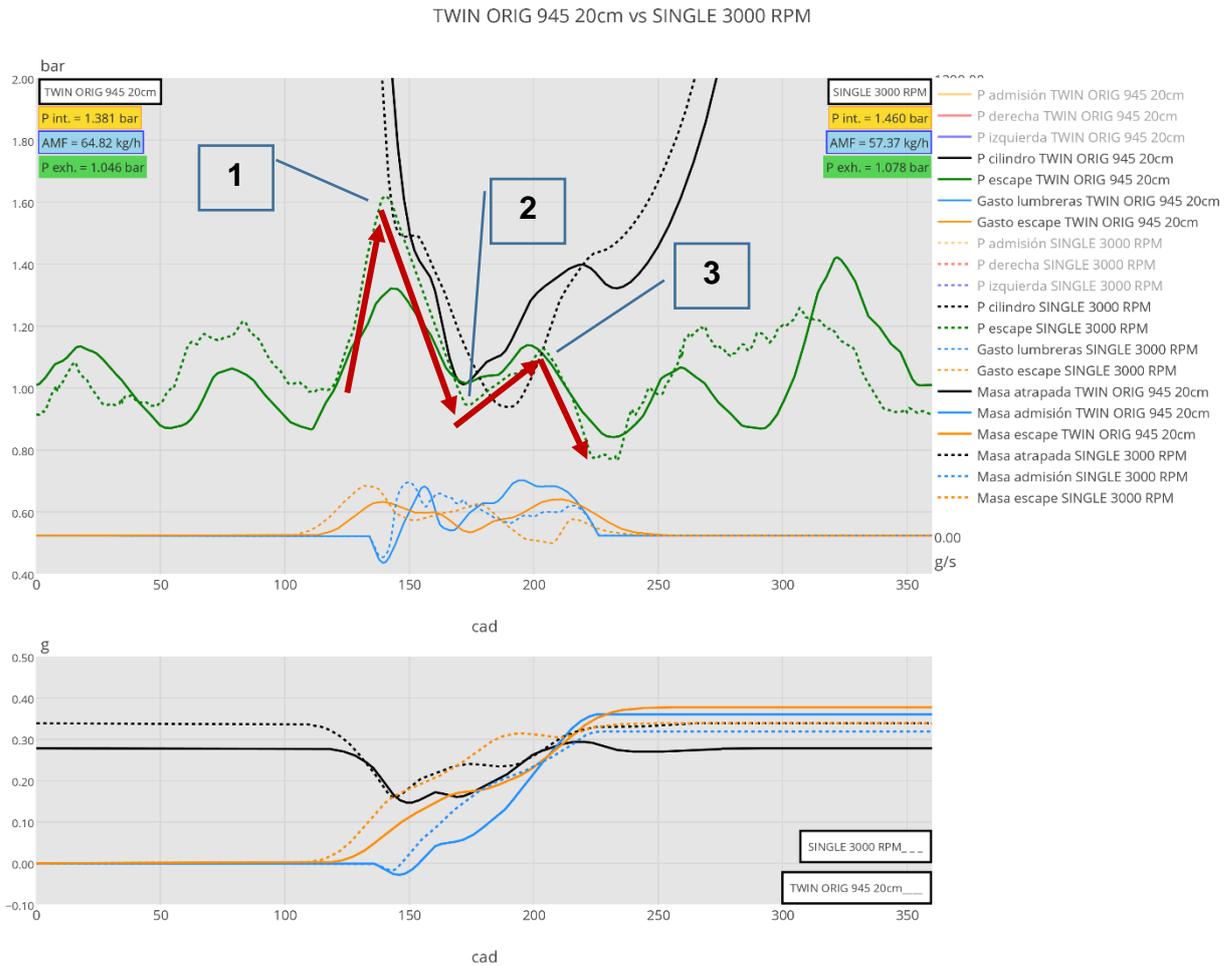


Figura 56. Comparación de presiones y gastos (arriba) y balance de masas (abajo) entre el motor bicilíndrico con nueva admisión (trazo continuo) y el monocilíndrico (discontinuo) a 3000 rpm y 17mg/cil.ciclo.

En simulaciones posteriores se buscará replicar este patrón en forma de “M” que también funciona en el motor monocilíndrico, de manera que el escape esté sintonizado para regímenes de 3000 rpm, al igual que el monocilíndrico.

En la siguiente figura 57 se muestra el modelo del escape del motor bicilíndrico en *GT-Power*. Rodeado en rojo se destaca el resonador Helmholtz que hay instalado en la línea de escape. El primer estudio es, por tanto, ver cómo influye este resonador en la presión de escape eliminándolo y simulando el nuevo modelo. En la figura 58 se muestran los resultados de esta simulación, comparándola con el motor bicilíndrico con nueva admisión a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

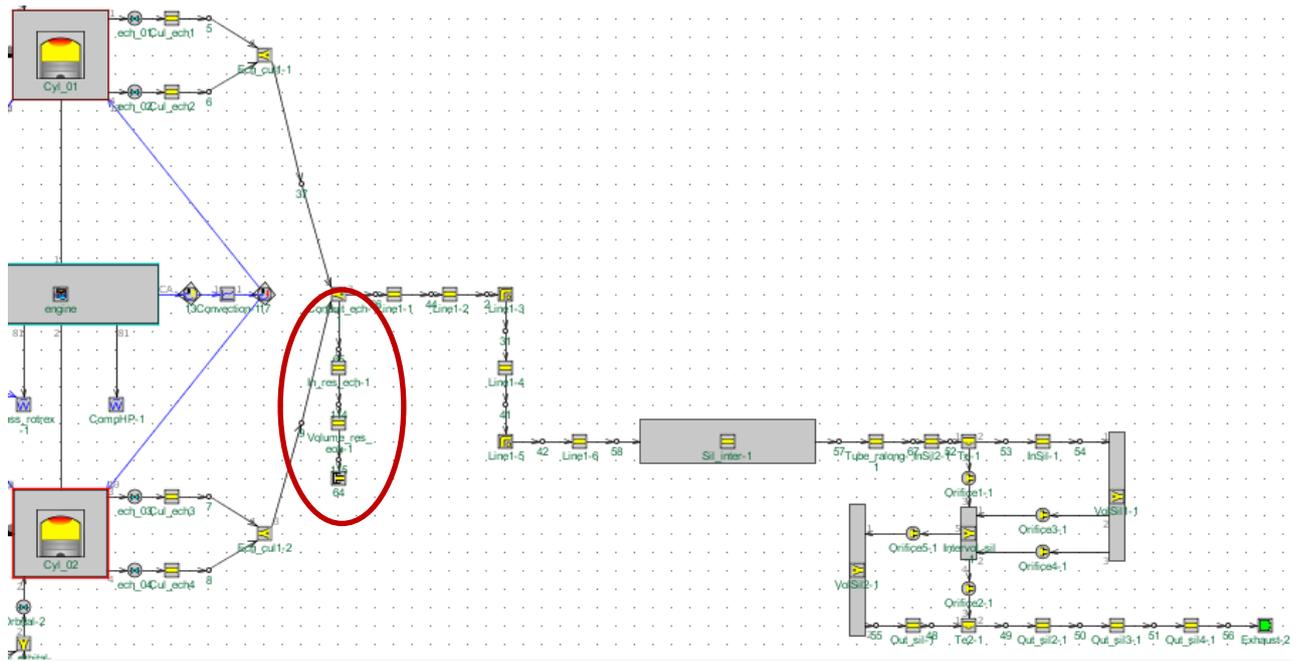


Figura 57. Línea de escape del motor bicilíndrico.

TWIN ORIG 945 20cm vs TWIN ORIG 945 20cm S/RES. ESC.

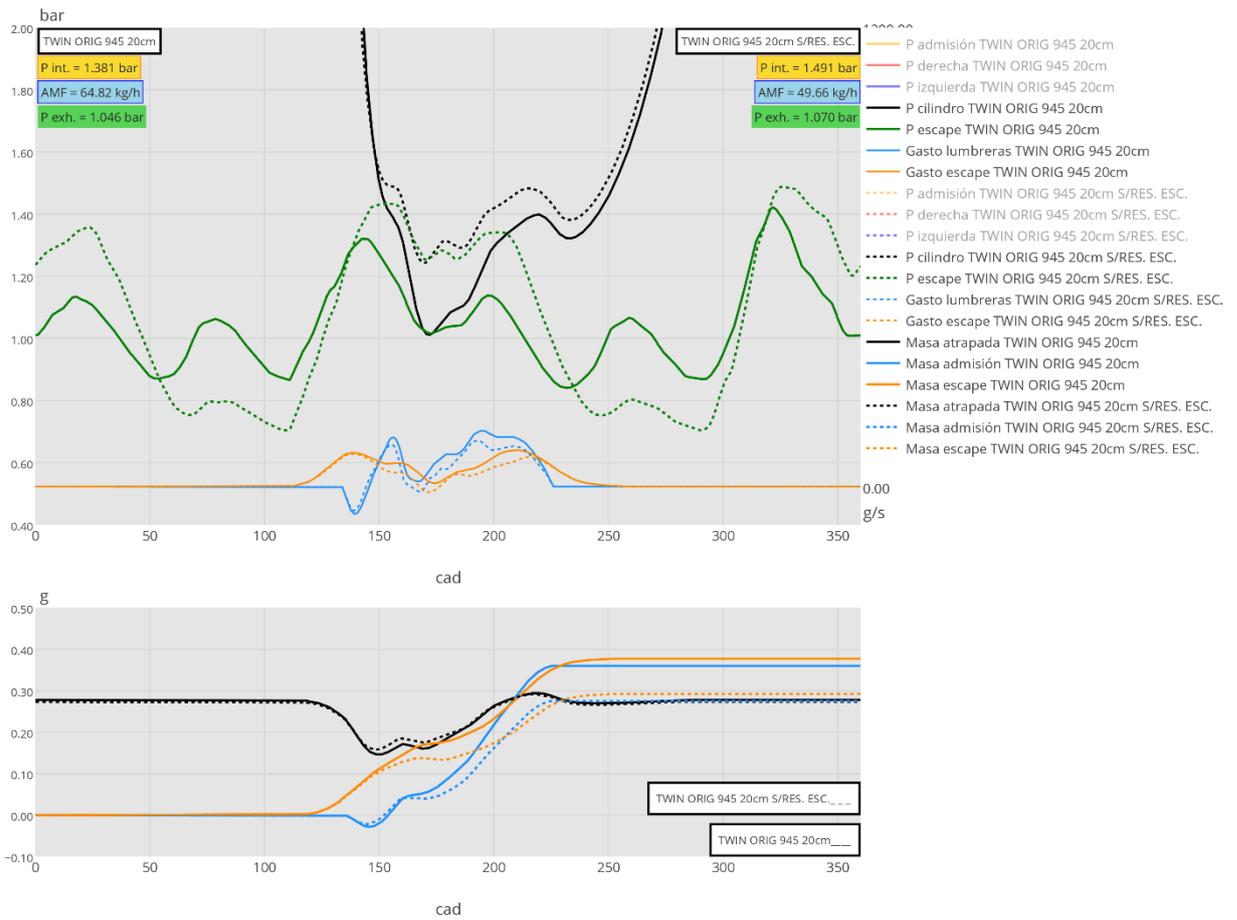


Figura 58. Comparación entre el motor bicilíndrico (trazo continuo) y el mismo sin resonador en el escape (trazo discontinuo) a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

A la vista de los resultados mostrados en la anterior gráfica, el hecho de retirar el resonador (funciones de trazo discontinuo) hace aumentar notablemente la amplitud en los valores máximos y mínimos de la presión de escape, pero no tiene un claro impacto en cuanto a masa de aire atrapada en el cilindro. Si se observan los gastos másicos por la admisión y el escape, se ve que ambos son menores comparados con el motor con resonador.

Después de probar varias configuraciones, y teniendo en cuenta la gran cantidad de parámetros (diámetros y volúmenes) a manipular, se ha optado por lo más sencillo: sustituir el escape del motor bicilíndrico por el del monocilíndrico para, posteriormente, realizar cambios sobre éste. En la siguiente figura se muestra el esquema de la línea de escape del motor monocilíndrico, en azul están resaltados aquellos tramos a los que se variará su longitud en modelos posteriores.

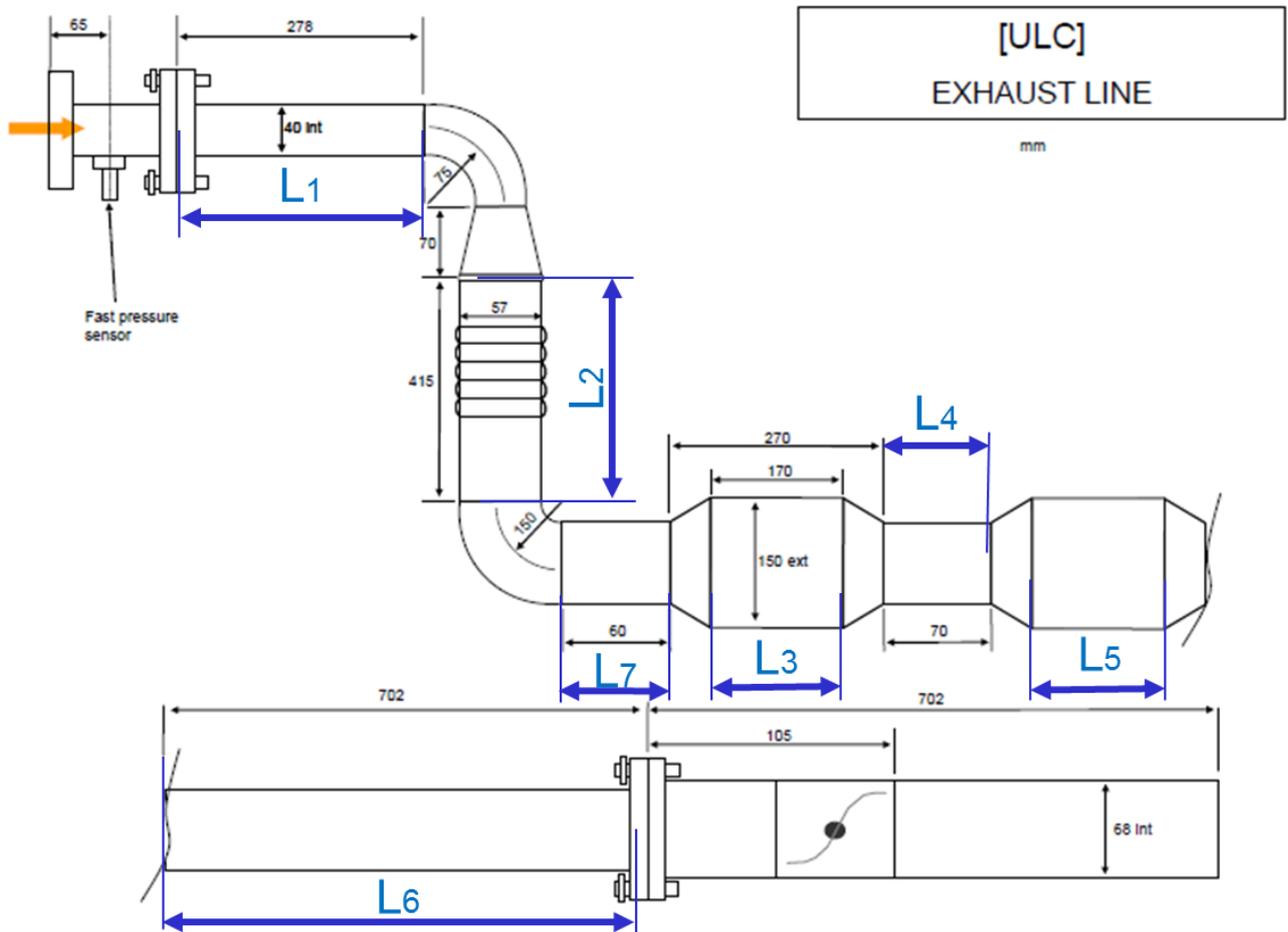


Figura 59. Esquema de la línea de escape del motor monocilíndrico.

A continuación se muestra la implementación de este sistema de escape para cada uno de los dos cilindros del motor bicilíndrico.

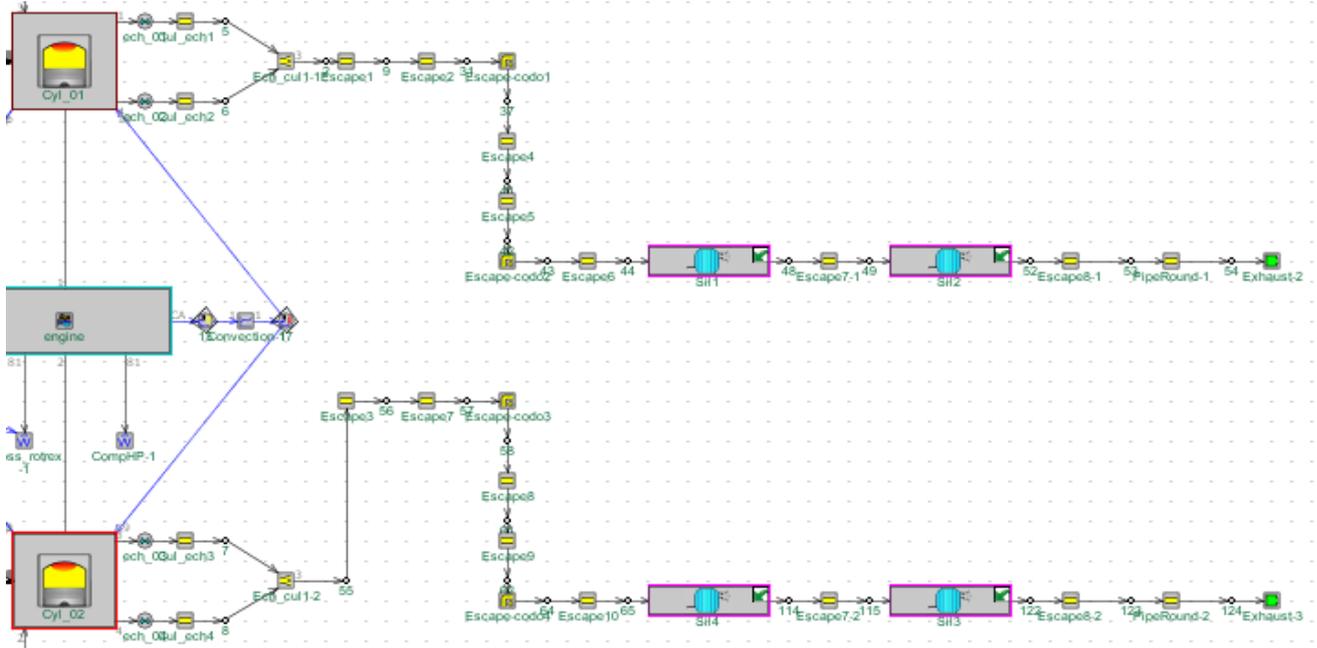


Figura 60. Línea de escape del motor monocilíndrico en cada cilindro en GT-Power.

TWIN ORIG 945 20cm VVT-10° ESC.SINGLE M1 vs TWIN ORIG 945 20cm VVT -10°



Figura 61. Comparación entre el motor bicilíndrico con doble escape del monocilíndrico (trazo continuo) y el motor bicilíndrico con su escape (trazo discontinuo) a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

En las gráficas de la figura 61 se observa, rodeado en rojo, el patrón típico del escape del motor monocilíndrico. Observando los gastos por admisión (curva de color cian en la gráfica superior) y escape (curva de color ámbar en la gráfica superior) se observa que hay una mayor concentración de gasto másico a través de las lumbreras hacia el final del barrido; mientras que, en ese intervalo temporal, el gasto másico a través de las válvulas de escape es menor. Esto explica el incremento de masa de carga que queda encerrada en el cilindro durante la compresión efectiva y que puede verse en la gráfica inferior de la figura 61. En esta situación, con el conducto de 200 mm, el avance en los ángulos del escape y la implementación del escape del motor monocilíndrico, la masa atrapada en el cilindro ya se encuentra a unos niveles ligeramente superiores a los del propio motor monocilíndrico. Todo esto puede comprobarse cuantitativamente en la siguiente tabla comparativa:

Configuración	Masa atrapada (mg)	Gasto aire (kg/h)	Potencia (kW)	Potencia comp. (kW)	IMEP (bar)	P. admisión (bar)	P. escape (bar)
Bicil. 200 mm VVT -10°	312.3	133.1	23.9	1.72	9.17	1.322	1.053
Bicil. 200 mm VVT -10° doble escape mono.	340.9	135.3	24.6	1.73	9.37	1.310	1.039
Variación	+9.1%	+1.6%	+2.9%	+0.6%	+2.2%	-0.9%	-1.3%

Tabla 11. Comparación de ciertas prestaciones del motor entre el escape del motor monocilíndrico independiente de cada cilindro y el escape del motor bicilíndrico a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

El siguiente paso consiste en agrupar los dos escapes independientes para cada cilindro en uno único. A continuación se muestra el modelo que representa esta implementación.

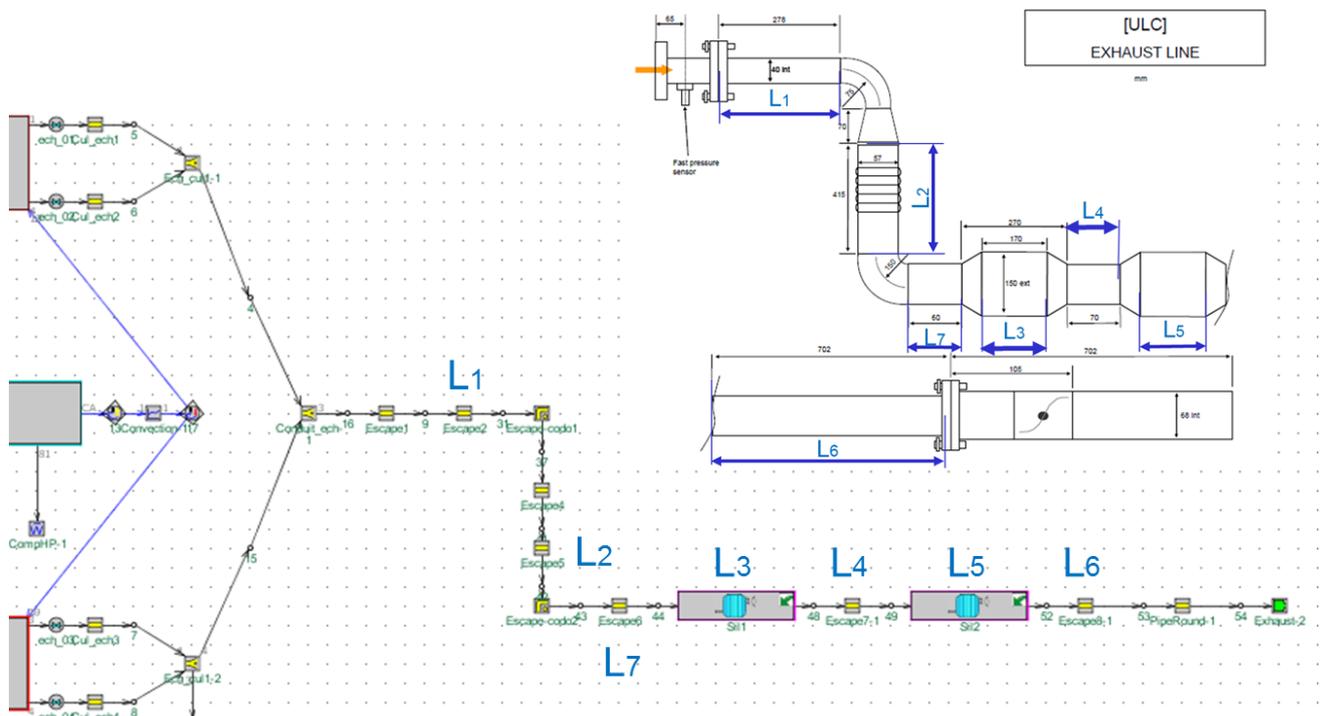


Figura 62. Línea de escape del motor monocilíndrico común a ambos cilindros en GT-Power.

En esta configuración, al igual que en la anterior, se han variado dos longitudes con respecto a su longitud original en la línea de escape del motor monocilíndrico. Estos tramos son el L4 (de 70 mm originales a 310 mm) y el L7 (de 60 mm originales a 250 mm). Estas modificaciones son fruto de simulaciones previas y han servido para ajustar mejor el patrón “M” al motor bicilíndrico. A continuación se muestra la comparación de presiones, gastos y masa entre este modelo con escape del motor monocilíndrico común a ambos cilindros

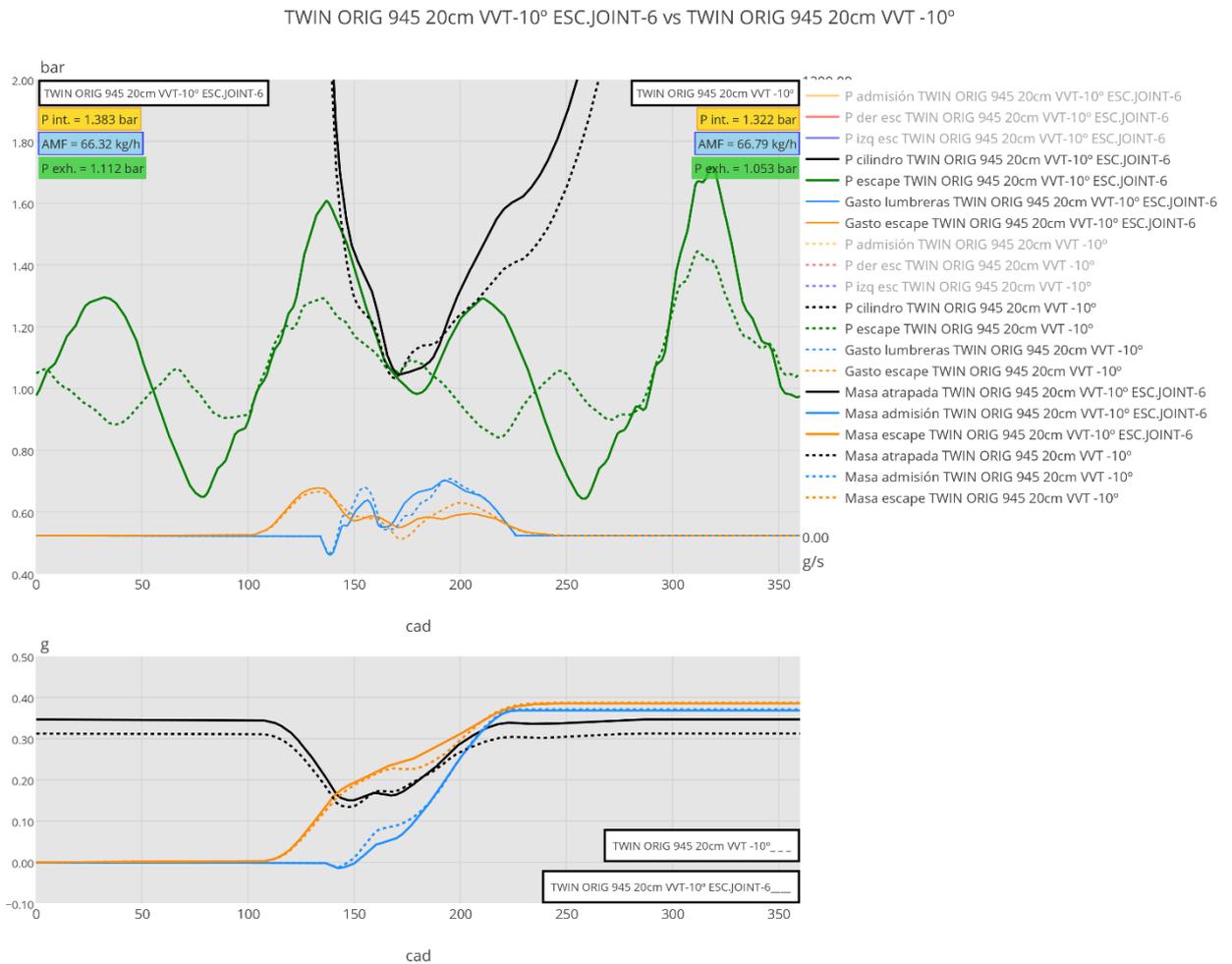


Figura 63. Comparación entre el motor bicilíndrico con escape común del monocilíndrico (trazo continuo) y el motor bicilíndrico con su propio sistema de escape (trazo discontinuo) a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

A la vista de la gráfica anterior, los resultados son casi idénticos a los del modelo anterior con escape independiente por cada cilindro. Esto supone una ventaja, pues significa que se puede implementar la línea de escape del motor monocilíndrico al bicilíndrico sin recurrir a muchos ajustes y simplificando el proceso. La tabla que se muestra a continuación recoge cuantitativamente las prestaciones obtenidos al implementar el sistema de escape común:

Configuración	Masa atrapada (mg)	Gasto aire (kg/h)	Potencia (kW)	Potencia comp. (kW)	IMEP (bar)	P. admisión (bar)	P. escape (bar)
Bicil. 200 mm VVT -10°	312.3	133.1	23.9	1.72	9.17	1.322	1.053
Bicil. 200 mm VVT -10° escape mono.	345.9	132.6	24.5	1.73	9.37	1.383	1.112
Variación	+10.8%	-0.4%	+2.8%	+0.6%	+2.2%	+4.6%	+5.6%

Tabla 12. Comparación de ciertas prestaciones del motor entre el escape del motor monocilíndrico común a cada cilindro y el escape del motor bicilíndrico a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

En un principio podría darse por buena esta solución; no obstante, aprovechando la funcionalidad que ofrece el software de *GT-Power* para realizar estudios paramétricos, se ha realizado un estudio en el cual se han ido variando las longitudes de los tramos L1, L2, L3, L4, L5, L6 y L7 que se muestran en la figura 59. En total se han simulado 152 combinaciones, manteniendo inmutable L7 cuyo valor es de 250 mm. La siguiente tabla recoge un sumario de las mejores soluciones obtenidas mediante este estudio:

Caso	Masa atrapada (mg)	Masa admisión (mg)	Masa escape (mg)	Gasto por cilindro (kg/h)
67	348.16	359.98	376.74	64.85
68	347.84	360.85	377.81	65.01
69	346.24	360.20	377.14	64.89
57	344.68	368.21	385.25	66.33
70	343.27	366.95	383.96	66.10

Tabla 13. Comparación entre las distintas configuraciones de escape simuladas.

La configuración modelada en el caso 67 es la que más masa atrapada logra encerrar en el cilindro durante la fase de compresión de todos los modelos propuestos. A esta configuración se le ha convenido llamar “solución 1”, mientras que a la configuración simulada en el caso 68, que también consigue atrapar más masa en el cilindro que las propuestas anteriores, se le ha convenido llamar “solución 2”. Las longitudes de los tramos de esta configuración son los siguientes:

L1 = 10mm L2 = 800mm L3 = 500mm L4 = 10mm
L5 = 170mm L6 = 600mm L7 = 250mm

En la gráfica siguiente se muestra la comparación entre la solución 1 y la línea de escape del motor bicilíndrico original con nueva admisión y avance en las válvulas de escape:

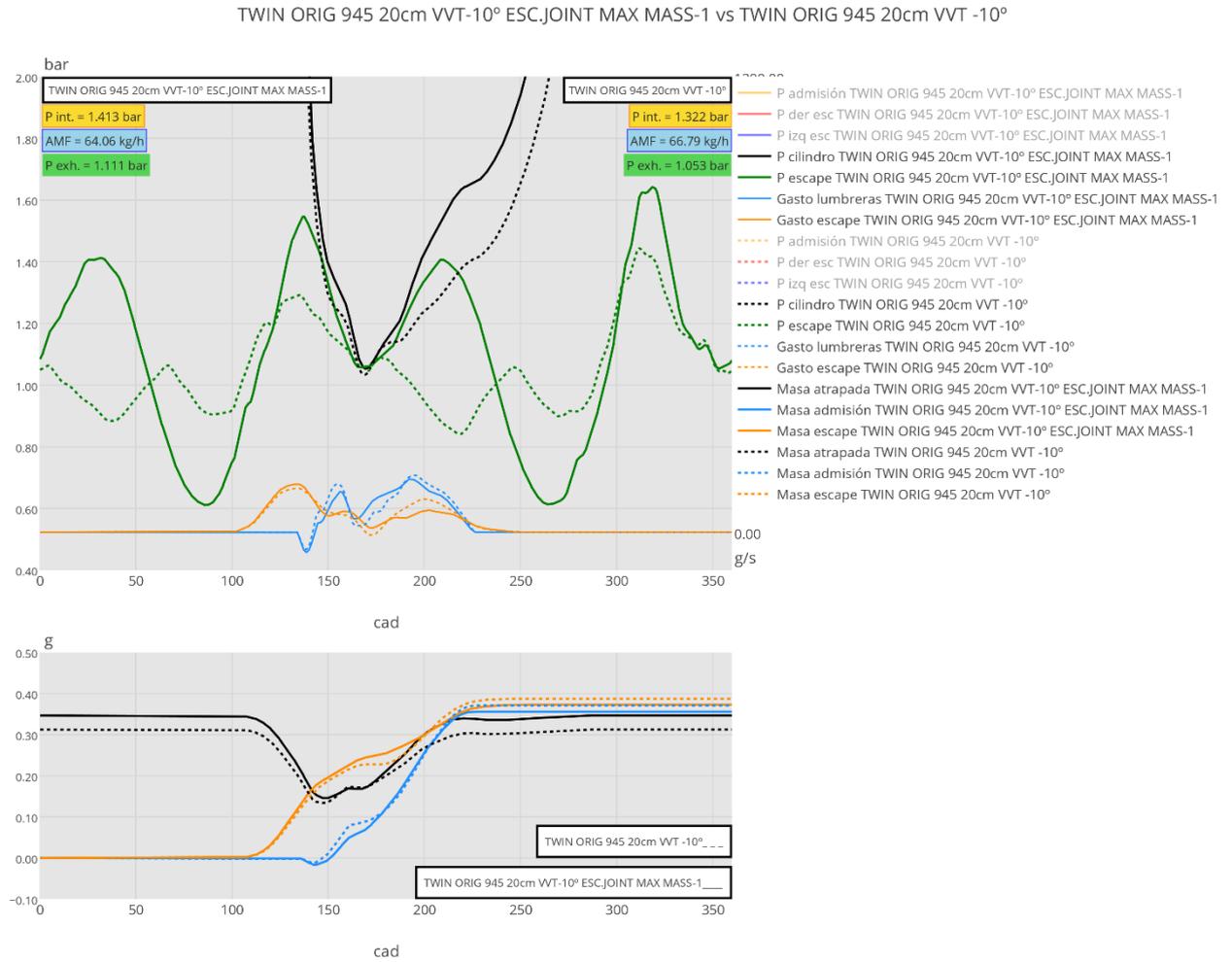


Figura 64. Comparación entre la solución 1 (trazo continuo) y el motor bicilíndrico con su propio sistema de escape (trazo discontinuo) a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

A la vista de la gráfica inferior de la figura 64, es palpable el incremento en masa atrapada (curvas negras) con la línea de escape de la solución 1. El reflujo también se reduce y el flujo de aire fresco que entra por la admisión en ese instante es mayor también, debido a un incremento en la presión de admisión. La comparación en cuanto a prestaciones se muestra en la siguiente tabla:

Configuración	Masa atrapada (mg)	Gasto aire (kg/h)	Potencia (kW)	Potencia comp. (kW)	IMEP (bar)	P. admisión (bar)	P. escape (bar)
Bicil. 200 mm VVT -10°	312.3	133.1	23.9	1.72	9.17	1.322	1.053
Solución 1	346.1	127.8	24.4	1.69	9.30	1.413	1.111
Variación	+10.9%	-3.9%	+2.1%	-1.7%	+1.4%	+6.9%	+5.5%

Tabla 14. Comparación de ciertas prestaciones del motor entre la solución 1 y el escape del motor bicilíndrico a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

A continuación se muestran los resultados obtenidos con la configuración llamada solución 2:

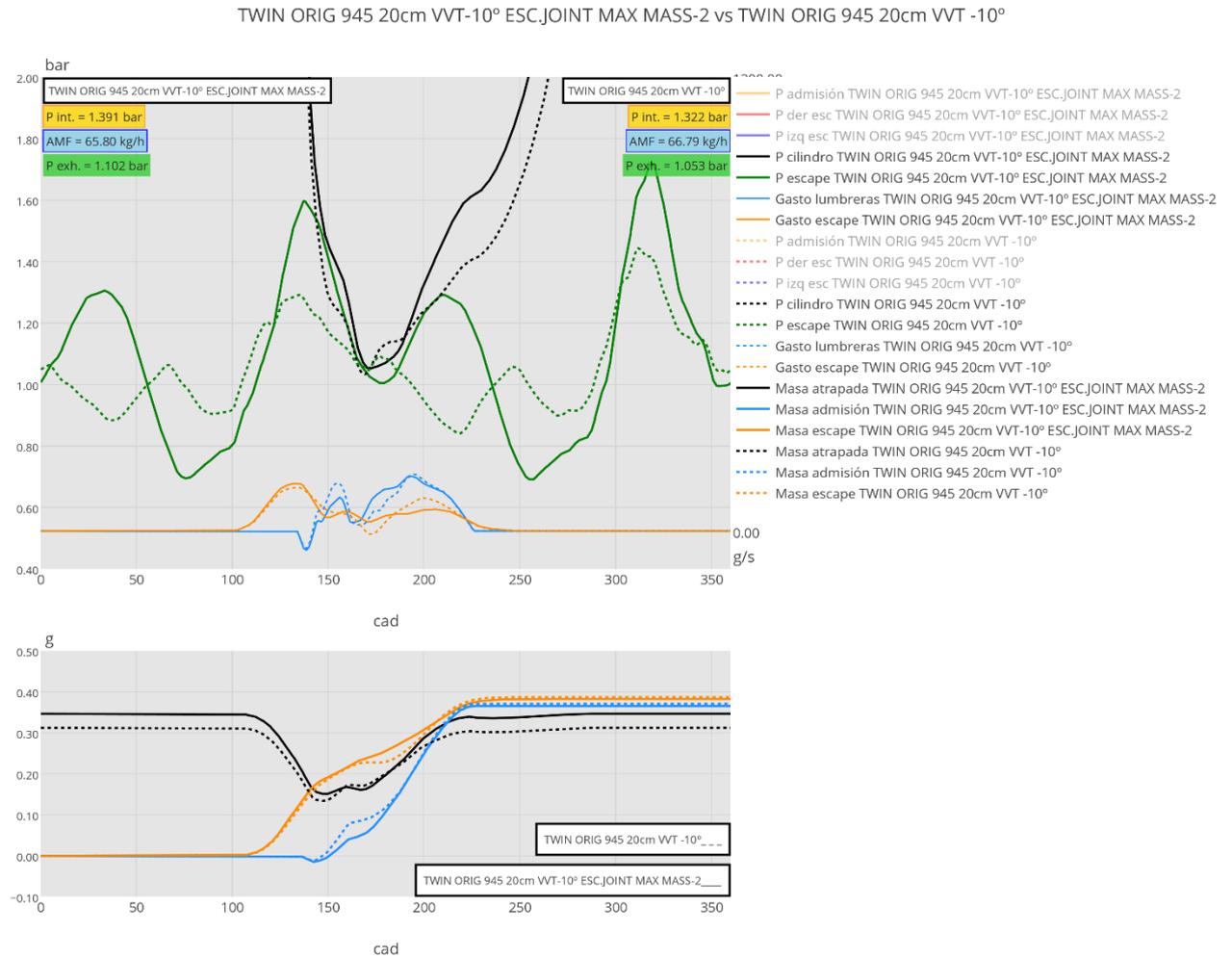


Figura 65. Comparación entre la solución 2 (trazo continuo) y el motor bicilíndrico con su propio sistema de escape (trazo discontinuo) a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

Si comparamos las gráficas de la solución 1 y 2 vemos que prácticamente son idénticas, exceptuando que el pico de presión en el escape en torno a 210° es más acentuado en la solución 1, de manera que la presión media de escape es menor en la solución 2. De cualquier modo, esto no tiene un impacto en la evolución de los gastos por las lumbreras de admisión y por las válvulas de escape, dado que el valor medio de la presión de admisión del ciclo también es menor en la solución 2. La longitud de los tramos de la línea de escape de la solución 2 son los siguientes:

- L1 = 50mm**
- L2 = 750mm**
- L3 = 110mm**
- L4 = 70mm**
- L5 = 400mm**
- L6 = 702mm**
- L7 = 250mm**

La siguiente tabla recoge cuantitativamente las prestaciones obtenidas en la solución 2 y las del escape del motor bicilíndrico original (con nueva admisión y avance en las válvulas de escape):

Configuración	Masa atrapada (mg)	Gasto aire (kg/h)	Potencia (kW)	Potencia comp. (kW)	IMEP (bar)	P. admisión (bar)	P. escape (bar)
Bicil. 200 mm VVT -10°	312.3	133.1	23.9	1.72	9.17	1.322	1.053
Solución 2	346.2	131.5	24.6	1.72	9.36	1.391	1.102
Variación	+10.9%	-0.1%	+2.9%	0.0%	+2.1%	+5.2%	+4.7%

Tabla 15. Comparación de ciertas prestaciones del motor entre la solución 2 y el escape del motor bicilíndrico a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

Si se realiza una comparación entre los resultados obtenidos en la tabla 14 y la tabla 15, se llega a la conclusión de que la solución 2 es más atractiva. A pesar de que ambas dan como resultado una masa atrapada en el cilindro muy similar, la solución 2 no penaliza el gasto de aire a lo largo del ciclo, por lo que la potencia que se puede obtener con esta configuración es algo mayor (24.6 kW frente a 24.4 kW).

Hasta este momento no se ha atendido a la compactibilidad de ambas soluciones, si bien es cierto que cuando se plantearon los 152 casos del estudio se establecieron unos márgenes para las longitudes de los tramos de tal manera que no fueran excesivos. Por ello resulta muy interesante saber, cuál de las dos soluciones propuestas podría ser instalada en el motor sin alterar en gran medida la distribución original.

A continuación se presentan unos croquis de las líneas de escape del motor bicilíndrico, del monocilíndrico y de ambas soluciones expuestas arriba en las que se muestra la longitud de cada tramo de misma sección y el volumen de cada uno de ellos.

• **Línea de escape del motor bicilíndrico ($V_{TOTAL} = 27.39 L$)**

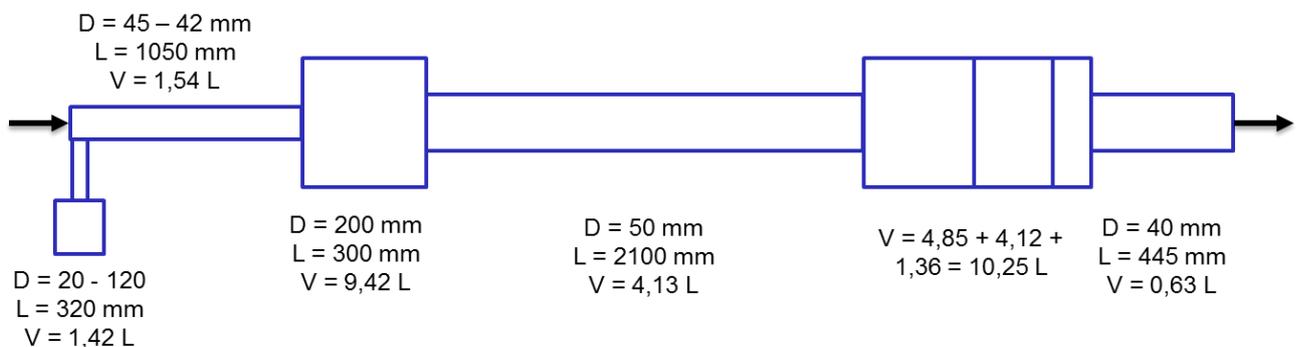


Figura 66. Croquis de la línea de escape del motor bicilíndrico.

• **Línea de escape del motor monocilíndrico ($V_{TOTAL} = 14.92 L$)**

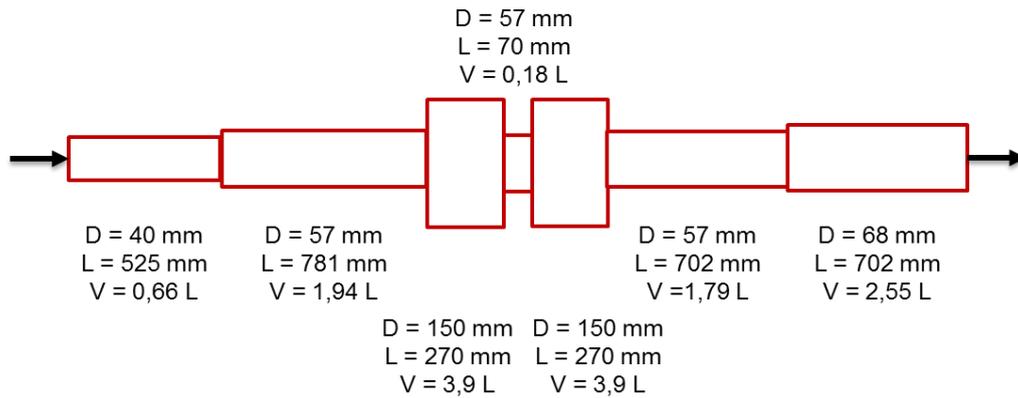


Figura 67. Croquis de la línea de escape del motor monocilíndrico.

• **Línea de escape de la solución 1 ($V_{TOTAL} = 21.63 L$)**

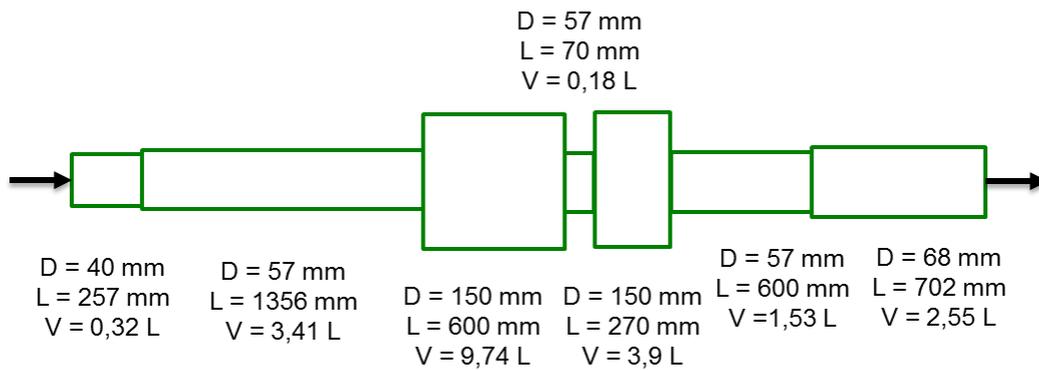


Figura 68. Croquis de la línea de escape de la solución 1.

• **Línea de escape de la solución 2 ($V_{TOTAL} = 17.18 L$)**

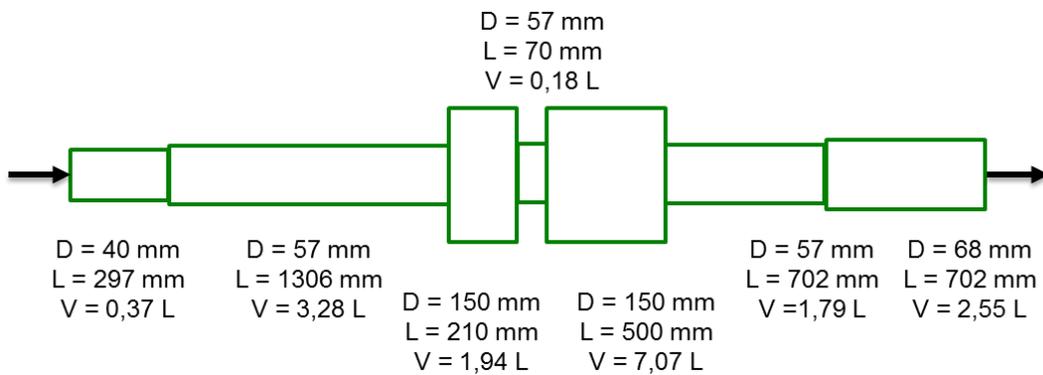


Figura 69. Croquis de la línea de escape de la solución 2.

A la vista de los croquis se ve que la línea de escape del motor bicilíndrico cuenta con un silenciador hacia el final de ésta, cuyo volumen total es de 10.25 L. Esto se debe tener muy en cuenta en cualquiera de las soluciones que se propongan, ya que tanto la solución 1 como la solución 2 se basan en la línea de escape del motor monocilíndrico y ésta no tiene modelado el silenciador. Esto explica la gran diferencia entre el volumen total de la línea de escape del motor bicilíndrico y la del monocilíndrico. El silenciador es un dispositivo situado dentro del propio sistema de escape y sirve para reducir el ruido que emite un MCIA. Esto supone que cualquiera de las soluciones deberá equipar este dispositivo para reducir la contaminación acústica. Ante esta condición resulta más favorable la implementación de la solución 2 de nuevo; ya que, si a su volumen de 17.18 L se deben sumar unos 10 L correspondientes al silenciador, el volumen total será de unos 27.43 L. Este volumen total resulta prácticamente idéntico al de la línea de escape del motor bicilíndrico, por lo que la solución 2 resulta también idónea en términos de compactibilidad.

Todas las soluciones y procesos intermedios que se han estudiado en este apartado están aplicados al punto de operación de 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo de combustible. Resulta interesante, ahora que se ha adoptado una solución sintonizada para este régimen de giro, comprobar si también mejora o, al menos, no merma las prestaciones del motor para el otro punto de operación estudiado a lo largo de este proyecto, el de 2000 rpm de régimen de giro y 17 mg/cil.ciclo de combustible.

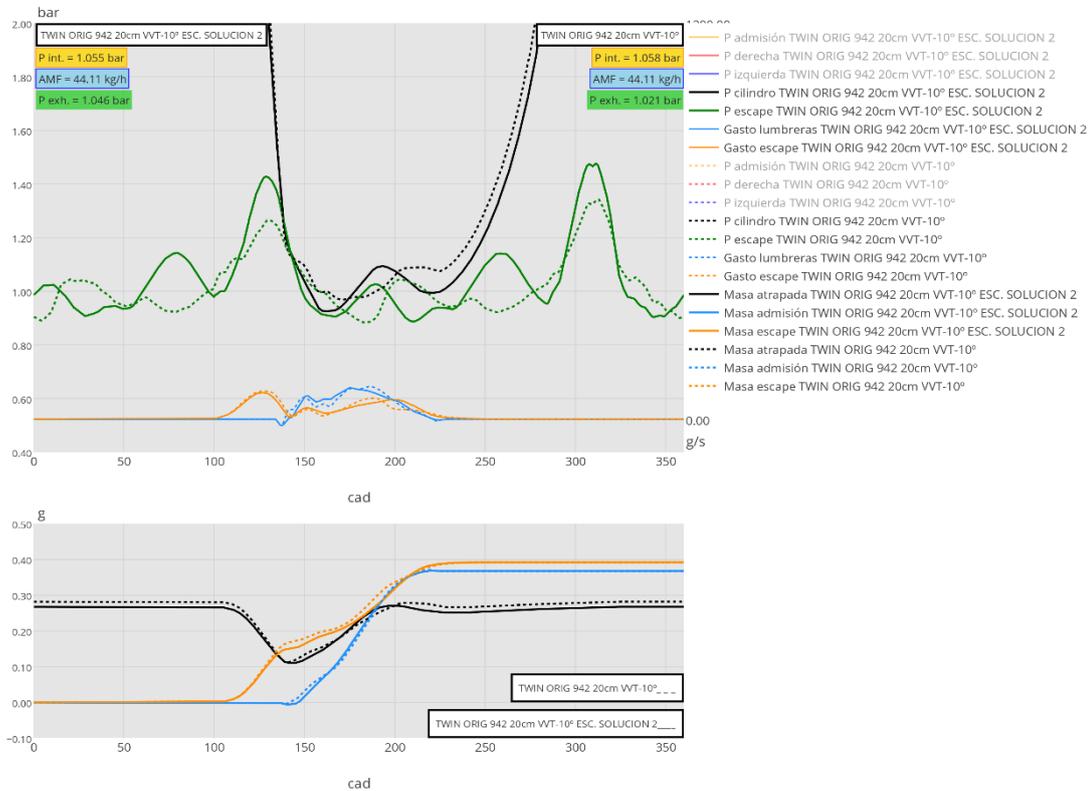


Figura 70. Comparación entre la solución 2 (trazo continuo) y el motor bicilíndrico con su propio sistema de escape (trazo discontinuo) a 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

En la gráfica correspondiente al balance de masas de la figura 70 se puede comprobar que la solución 2 no mejora las prestaciones del motor a 2000 rpm. La masa atrapada (trazo negro continuo) es ligeramente inferior a la del motor bicilíndrico con sólo el nuevo conducto de admisión y el avance en la apertura y cierre de las válvulas de escape. La siguiente tabla muestra estas prestaciones de manera cuantitativa:

Configuración	Masa atrapada (mg)	Gasto aire (kg/h)	Potencia (kW)	Potencia comp. (kW)	IMEP (bar)	P. admisión (bar)	P. escape (bar)
Bicil. 200 mm VVT -10°	281.8	90.2	14.9	0.58	8.26	1.058	1.021
Solución 2	267.0	90.2	14.4	0.57	7.97	1.055	1.046
Variación	-5.2%	0.0%	-3.3%	-1.6%	-3.5%	-0.3%	+2.4%

Tabla 16. Comparación de ciertas prestaciones del motor entre la solución 2 y el escape del motor bicilíndrico a 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

Atendiendo a los datos de la tabla anterior, aunque la masa atrapada haya descendido un 5.2%, la potencia obtenida lo ha hecho en un 3.3%. Desde el punto de vista global, las prestaciones a 2000 rpm se han logrado mejorar gracias al nuevo conducto de admisión entre *montgolfière* y plénum. Puede considerarse que la solución 2 una buena solución por la mejora obtenida a 3000 rpm y desde el punto de vista de la compactibilidad, pues requiere de un volumen en la línea de escape muy similar al del motor bicilíndrico.

7. CONCLUSIONES

En el capítulo anterior se ha propuesto una solución del lado de la admisión del motor, está consistía en prolongar la longitud del conducto entre el *montgolfière* y el plénium de 40 mm originales a 200 mm. Además, también se ha propuesto la posibilidad de avanzar los ángulos de apertura y cierre de las válvulas de escape en 10°, de manera similar al funcionamiento del motor monocilíndrico. Como cierre al capítulo de soluciones se ha optado por rediseñar la línea de escape, dando como resultado un modelo del motor (Solución 2) que aglutina todas las modificaciones anteriormente expuestas. En la siguiente tabla se muestran las prestaciones que se obtienen finalmente en el motor con las nuevas modificaciones, comparándolas con las prestaciones del motor bicilíndrico original.

Configuración	Masa atrapada (mg)	Gasto aire (kg/h)	Potencia (kW)	Potencia comp. (kW)	IMEP (bar)	P. admisión (bar)	P. escape (bar)
DENG945 Original	240.7	123.5	17.1	1.61	6.84	1.283	1.037
Solución 2	346.2	131.5	24.6	1.72	9.36	1.391	1.102
Variación	+43.8%	+6.5%	+43.9%	+6.8%	+36.8%	+8.4%	+6.3%

Tabla 17. Comparación de ciertas prestaciones del motor entre la solución 2 y el motor bicilíndrico original a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

A la vista de la variación en las prestaciones, queda comprobada la potencial mejora que han añadido las diferentes modificaciones combinadas entre sí. Con la solución 2 se logra desarrollar cerca de un 44% más de potencia a lo largo del ciclo con respecto al motor bicilíndrico original, sin ninguna modificación. Esto ha sido fruto de incrementar la masa de carga en el cilindro mediante la optimización del proceso de barrido.

La siguiente tabla resume los resultados obtenidos en cuanto a prestaciones con la solución 2 a 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo y la comparación con las prestaciones del motor bicilíndrico original, también a 2000 rpm.

Configuración	Masa atrapada (mg)	Gasto aire (kg/h)	Potencia (kW)	Potencia comp. (kW)	IMEP (bar)	P. admisión (bar)	P. escape (bar)
DENG942 Original	252.8	89.6	13.2	0.58	7.39	1.111	1.015
Solución 2	267.0	90.2	14.4	0.57	7.97	1.055	1.046
Variación	+5.6%	+0.7%	+9.1%	-1.7%	+7.8%	-5.0%	+3.1%

Tabla 18. Comparación de ciertas prestaciones del motor entre la solución 2 y el motor bicilíndrico original a 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo.

Los resultados obtenidos para el punto de operación de 2000 rpm y 17 mg/cil.ciclo de combustible no son tan destacables como los obtenidos en el punto anterior. Esto es evidente cuando se ha tratado de sintonizar la línea de escape de la solución 2 a un régimen de giro de 3000 rpm. Los regímenes alejados a 3000 rpm no se verán favorecidos, como es el caso. Sin embargo, la modificación llevada a cabo al avanzar los ángulos de apertura y cierre del escape en 10° resulta satisfactoria para cualquier régimen de giro; ya que permite que en el instante AA la presión en el cilindro haya reducido lo suficiente como para reducir o, según el caso, eliminar el reflujo inicial. Avanzar el cierre de las válvulas de escape (CE) repercute positivamente en la masa de aire atrapada en el cilindro, pues se reduce el tiempo entre que se cierran las lumbreras de admisión (CA) y se cierran las válvulas de escape, dejando escapar menos aire a través del conducto de escape. Esto puede ser ayudado además con la llegada de un pulso de sobrepresión por el conducto de escape que frene la salida de gases desde el cilindro durante ese instante de tiempo. En la figura 70 se observa que, para 2000 rpm, este pulso llega demasiado temprano (no está sintonizado), mientras que en la figura 65, para un régimen de giro de 3000 rpm, se aprecia que este pulso llega poco antes del cierre de las lumbreras de admisión y se mantiene durante unos instantes (está sintonizado).

Dado que el punto de funcionamiento a 3000 rpm y 17 mg/cil.ciclo resulta de especial interés, en parte porque es el punto de operación en el que más deficiencias presenta el proceso de barrido, y que la mejora obtenida en prestaciones con las modificaciones aplicadas ha quedado demostrada, se decide que la solución 2 sea la solución adoptada para mejorar el proceso de barrido en el motor bicilíndrico.

8. TRABAJOS FUTUROS

La siguiente fase del proyecto pasa por validar los resultados obtenidos a partir del modelo con ensayos experimentales. Si bien se ha contrastado el modelo del motor original con los resultados experimentales obtenidos en banco de ensayos, es necesario validar también los resultados obtenidos para la solución final adoptada en el capítulo anterior.

A partir de los datos obtenidos experimentalmente se podría determinar si la solución adoptada es adecuada o no, o contemplar la posibilidad de realizar posteriores modificaciones a ésta.

Una vez adoptada una solución que satisfaga todos los requerimientos necesarios, el siguiente paso es su integración con el vehículo y su introducción en el mercado.

Existen ciertos aspectos que no se han tenido en cuenta en este proyecto, tales como el control de emisiones contaminantes. Es cierto que el sistema de inyección directa de gasolina (adoptado en este motor) presenta multitud de ventajas frente a la inyección indirecta, como es el control y reducción de las emisiones contaminantes gracias a una combustión más eficiente. Por otra parte, y dado que las modificaciones realizadas contribuyen a reducir el cortocircuito y el dosado (dado que ahora la cantidad de aire atrapada en el cilindro es mayor), se tendrán menores niveles de hidrocarburos (HCs) emitidos y de monóxido de carbono (CO), respectivamente, comparados con el modelo original del motor. Los niveles de óxidos de nitrógeno (NOx) se han de evaluar para cada caso, ya que no son fácilmente cuantificables a priori. Cabe recordar que el motor original, diseñado y ensayado por la empresa, cumple con las exigencias medioambientales aplicadas sobre este motor. Por consiguiente, es asumible que las modificaciones que se han adoptado no interfieran con dichas exigencias medioambientales.

9. REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA

9.1. Referencias

- [1] Wiebe, I.I., *Progress in engine cycle analysis: Combustion rate and cycle processes*. Ural-Siberia, 1962.
- [2] Woschni, G., *A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine*. SAE Paper 670931, 1967.
- [3] Heywood, J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, Section 12.4.3. 1988.
- [4] Chen, S.K. and Flynn, P.F., *Development of a Single Cylinder Compression Ignition Research Engine*, SAE Paper 650733
- [5] Gamma Technologies, *Engine Performance Application Manual*.

9.2. Bibliografía

- *Motores de combustión interna alternativos*, Payri, F., Desantes, J.M. (editores), 2011. Editorial Reverté.
- Apuntes de la asignatura: *Modelado termofluidodinámico en MCIA*, Gil, A., Arnau, F.J., Martín, J., Climent, H.
- *Análisis del proceso de barrido en motores de dos tiempos de pequeña cilindrada*, Pastor, J.M., 2009. Editorial Reverté.
- *Modelado unidimensional de los motores de dos tiempos de pequeña cilindrada*, Climent, H., 2004. Editorial Reverté.

DOCUMENTO II
PLIEGO DE
CONDICIONES

ÍNDICE DEL PLIEGO DE CONDICIONES

1. INTRODUCCIÓN..... **¡Error! Marcador no definido.**
2. CONDICIONES GENERALES..... **¡Error! Marcador no definido.**
 - 2.1. Condiciones generales facultativas..... **¡Error! Marcador no definido.**
 - 2.1.1. Promotor del proyecto **¡Error! Marcador no definido.**
 - 2.1.2. Obligaciones y derechos del proyectista **¡Error! Marcador no definido.**
 - 2.1.3. Facultades del promotor del proyecto **¡Error! Marcador no definido.**
 - 2.1.4. Condiciones generales de la ejecución del proyecto **¡Error! Marcador no definido.**
 - 2.1.5. Información experimental **¡Error! Marcador no definido.**
 - 2.1.6. Recepción del proyecto **¡Error! Marcador no definido.**
 - 2.1.7. Condiciones económicas..... **¡Error! Marcador no definido.**
 - 2.2. Condiciones generales legales **¡Error! Marcador no definido.**
 - 2.2.1. Marcas registradas **¡Error! Marcador no definido.**
 - 2.2.2. Derechos de autor **¡Error! Marcador no definido.**
 - 2.2.3. Causas de la rescisión del proyecto **¡Error! Marcador no definido.**
3. CONDICIONES PARA EL DESARROLLO DEL TRABAJO **¡Error! Marcador no definido.**
 - 3.1. Condiciones de los equipos de trabajo .. **¡Error! Marcador no definido.**
 - 3.2. Condiciones del puesto de trabajo..... **¡Error! Marcador no definido.**
 - 3.2.1. Lugar de trabajo **¡Error! Marcador no definido.**
 - 3.2.1.1. Medidas de emergencia: vías y salidas de evacuación **¡Error! Marcador no definido.**
 - 3.2.1.2. Condiciones de protección contra incendios... **¡Error! Marcador no definido.**
 - 3.2.1.3. Condiciones de las instalaciones eléctricas **¡Error! Marcador no definido.**
 - 3.2.1.4. Condiciones termohigrométricas..... **¡Error! Marcador no definido.**
 - 3.2.1.5. Condiciones de iluminación..... **¡Error! Marcador no definido.**
 - 3.2.1.6. Ergonomía..... **¡Error! Marcador no definido.**
 - 3.2.1.7. Ruido **¡Error! Marcador no definido.**

1. INTRODUCCIÓN

En el presente documento se establecen las condiciones y requerimientos de carácter técnico y legal que se deben cumplir a lo largo de la ejecución del proyecto. Al tratarse de un proyecto en el cual toda la información experimental se ha proporcionado de manera externa, no se incluye en este documento todo aquello relacionado a las instalaciones experimentales.

El objetivo de este proyecto es el de analizar el proceso de renovación de la carga en un motor gasolina de dos tiempos con barrido uniflujo, desarrollando un modelo unidimensional del motor en un software de modelado de motores.

Por tanto, es este documento se exponen las instalaciones, equipo y software que se han requerido para la realización de este proyecto; así como también las condiciones que ha de cumplir el puesto de trabajo para el correcto desarrollo de las actividades.

2. CONDICIONES GENERALES

2.1. Condiciones generales facultativas

2.1.1. Promotor del proyecto

En el proyecto de colaboración entre CMT Motores Térmicos y la empresa se identifica como promotor a la empresa que ha encargado los estudios llevados a cabo en este proyecto.

2.1.2. Obligaciones y derechos del proyectista

El proyectista se ve sometido a una serie de obligaciones y goza de unos derechos que se detallan a continuación.

El proyectista debe cumplir las siguientes obligaciones:

- Cumplir con la legislación vigente.
- Llevar a cabo el desarrollo del proyecto según las indicaciones que marque el promotor del proyecto, mencionado en el apartado anterior.
- Cumplir con la normativa de realización de Proyectos Fin de Carrera vigente en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de la Universitat Politècnica de València.
- Respetar los derechos de autor.
- Consultar con el promotor del proyecto acerca de cualquier modificación de las especificaciones iniciales, así como proponer soluciones alternativas a cualquier problema que pueda surgir.
- Informar de manera periódica al promotor sobre el desarrollo del proyecto.

El proyectista tiene los siguientes derechos:

- Posibilidad de pedir asistencia y consultar a la empresa propietaria del software, Gamma Technologies.
- Disponer de un equipo adecuado para el desarrollo de las actividades.
- Ser informado por el promotor en lo referente a los derechos legales acerca del proyecto.
- Recibir soporte técnico frente a problemas imprevistos que puedan surgir.

2.1.3. Facultades del promotor del proyecto

El promotor del proyecto tiene las facultades que le son conferidas por las leyes vigentes durante la realización del proyecto.

También puede cambiar las especificaciones del proyecto, siempre y cuando este cambio no suponga un claro perjuicio para el proyectista al alterar el trabajo ya ejecutado.

Por esta razón cualquier modificación debe ser consultada con el proyectista. Asimismo, el promotor puede decidir sobre los plazos de entrega del proyecto y los entregables durante su desarrollo.

2.1.4. Condiciones generales de la ejecución del proyecto

El inicio del proyecto es el indicado por el promotor del mismo. En caso de hubiesen discrepancias sobre dicha fecha, se tomará como fecha de inicio aquella en la que el título del proyecto fue aprobado por la comisión de proyectos correspondiente.

El ritmo de los trabajos será fijado por ambas partes, siempre de acuerdo a las disponibilidades de tiempo justificadas por el proyectista. El plazo de entrega y las condiciones generales serán establecidos de mutuo acuerdo entre el proyectista y el promotor.

2.1.5. Información experimental

Para el correcto desempeño de las actividades de desarrollo de los modelos, se debe facilitar por parte del promotor del proyecto información y resultados sobre los ensayos experimentales efectuados.

2.1.6. Recepción del proyecto

Al finalizar las actividades de desarrollo de los modelos, se procede a entregar al promotor todos los resultados obtenidos y cualquier información acerca del proyecto que se considere oportuna.

2.1.7. Condiciones económicas

Las condiciones económicas son aquellas contempladas en el documento Presupuesto del presente proyecto.

2.2. Condiciones generales legales

2.2.1. Marcas registradas

El proyectista y el promotor del proyecto reconocen públicamente aquellas marcas registradas que aparezcan a lo largo del desarrollo y ejecución del proyecto, al igual que los derechos de autor de la bibliografía consultada y utilizada en el proyecto.

2.2.2. Derechos de autor

Los derechos de autor del presente proyecto son aquellos fijados por las leyes y reglamentación vigente en la fecha de inicio del proyecto, salvo posibles correcciones legales fruto de posibles recursos que se puedan interponer ante las citadas leyes y reglamentación.

2.2.3. Causas de la rescisión del proyecto

El promotor del proyecto puede rescindir el mismo siempre y cuando se den las siguientes circunstancias:

- Un retraso excesivo y no justificado en la ejecución del proyecto.
- Abandono del proyecto sin razón justificada.
- Causas administrativas.
- Por mutuo acuerdo de ambas partes.

Ante posibles discrepancias se ha de recurrir a resolver el conflicto según la legalidad vigente.

3. CONDICIONES PARA EL DESARROLLO DEL TRABAJO

A continuación se exponen los requerimientos necesarios para el correcto desarrollo de las actividades expuestas en el documento Memoria de este proyecto:

- **Equipos de trabajo**

La realización de cálculos termofluidodinámicos precisa de un equipo informático además de programas informáticos específicos. El equipo empleado ha sido un ordenador portátil de gama media.

Los programas empleados en este proyecto son:

- *GT-Power* como herramienta para el modelado unidimensional.
- Para post-procesar los resultados de las simulaciones se ha empleado *Jupyter* y *Microsoft Excel*.
- Para elaborar presentaciones de diapositivas se ha utilizado *Microsoft PowerPoint*.
- Para la redacción de este proyecto se ha utilizado el procesador de textos *Microsoft Word*.

- **Puesto de trabajo**

La realización de este proyecto implica la necesidad de estar sentado frente a la pantalla del ordenador durante muchas horas, por ello, el puesto de trabajo deberá estar ergonómicamente adaptado para evitar molestias o dolores musculares que dificulten la labor del ingeniero.

3.1. Condiciones de los equipos de trabajo

El ordenador portátil empleado para llevar a cabo el modelado, las simulaciones y el postprocesado de datos es un Acer Aspire M3 581TG con las siguientes características:

- Procesador Intel® Core™ i5-2467M 4 núcleos CPU @ 1.60 GHz.
- 10 GB de memoria RAM.
- Sistema operativo Windows 10 Home.
- Arquitectura del procesador de 64 bits.

Además, como se ha comentado anteriormente, es necesario el uso de paquetes informáticos de distinta naturaleza como software de cálculo unidimensional, de programación u hojas de cálculo. Puesto que se emplea software comercial, habrá que disponer de las correspondientes licencias de uso.

3.2. Condiciones del puesto de trabajo

Durante la realización del presente proyecto, las condiciones de trabajo van a influir tanto en la salud como en el propio rendimiento del trabajador. Por ello, es muy importante poner los medios para la prevención de riesgos laborales. En este caso, por la labor que se realiza, estos riesgos pueden provocar malestar, fatiga, estrés, estados depresivos, etc.

La normativa que se ajusta al tipo de trabajo que se va a realizar está recogida en el Real Decreto 488/1997, del 14 de Abril, sobre disposiciones mínimas de seguridad y salud relativas al trabajo con equipos que incluyen pantallas de visualización de datos (PVD). Para ser exactos en su definición el Puesto de Trabajo con PVD's es "el constituido por un equipo con pantalla de visualización provisto, en su caso, de un teclado, o dispositivo de adquisición de datos, de un programa para la interconexión persona máquina, de accesorios ofimáticos y de un asiento y mesa o superficie de trabajo, así como el entorno laboral inmediato".

Para prever los posibles riesgos que puedan afectar al trabajador se atiende a cuatro variables:

- Tiempo de trabajo con la pantalla de visualización.
- Tiempo de atención requerido ante la pantalla, que a su vez puede ser continuo o discontinuo.
- Exigencia y grado de complejidad de la tarea realizada ante la pantalla.
- Necesidad de obtener información de una manera muy rápida.

Los riesgos que pueden surgir durante el desarrollo de una actividad como la que se ha realizado en el presente proyecto son:

- Seguridad (contactos eléctricos).
- Higiene industrial.
- Iluminación.
- Ruido.
- Condiciones termohigrométricas (temperatura y humedad).
- Ergonomía.
- Fatiga visual, física y mental.

3.2.1. Lugar de trabajo

Los entornos donde se lleva a cabo la actividad deben atenerse a lo establecido en el Real Decreto 486/1997 del 14 de abril, sobre condiciones mínimas de seguridad y salud aplicables a los lugares de trabajo, además de a lo establecido específicamente en el Real Decreto 488/1997, ya indicado, sobre puestos de trabajo con PVD's

Las actividades para la realización de este proyecto se han llevado a cabo en el departamento de Renovación de la Carga del Instituto Universitario CMT - Motores Térmicos, ubicado dentro de la Universitat Politècnica de València. En concreto en un despacho que se encuentra en la tercera planta del edificio del departamento.

Las condiciones que ha de reunir un puesto de trabajo como el del presente proyecto se pueden agrupar en los siguientes apartados.

3.2.1.1. Medidas de emergencia: vías y salidas de evacuación

El Instituto CMT – Motores Térmicos debe haber adoptado medidas de emergencia en las que se incluyan las vías y salidas de evacuación y su correcta señalización en caso de que se declare una emergencia. Estas medidas deben darse a conocer a los trabajadores. En este Pliego de condiciones se asume que las medidas ya fueron debidamente cumplidas en la construcción de la instalación.

3.2.1.2. Condiciones de protección contra incendios

Todas las instalaciones contra incendios deben estar proyectadas, implantadas y mantenidas por empresas debidamente autorizadas por el organismo competente.

3.2.1.3. Condiciones de las instalaciones eléctricas

La instalación eléctrica deberá estar proyectada, puesta en funcionamiento y mantenida por una empresa debidamente autorizada por el Ministerio de Industria y Energía o la Consejería de Industria o similar competente de la Comunidad Autónoma donde esté emplazado el lugar de trabajo.

Esta instalación debe prever que, dado el uso que va a hacerse de la energía eléctrica, no pueda originar contactos en las personas, incendios y/o explosiones, ateniéndose para ello a lo establecido sobre tensiones de seguridad en los conductores, sistemas de protección, etc., en los Reglamentos de Baja y Alta Tensión en vigor.

3.2.1.4. Condiciones termohigrométricas

La situación de bienestar o confort térmico es distinta para cada persona, si bien depende de factores como la temperatura, humedad y velocidad del aire en el puesto de trabajo, la actividad a desarrollar y la vestimenta necesaria para el desempeño del trabajo

El Real Decreto 488/1997 sobre puestos de trabajo con PVD's establece estas magnitudes para dichos puestos de trabajo:

- La temperatura operativa de confort debe mantenerse dentro del siguiente rango: en época de verano de 23 a 26°C; en época de invierno de 20 a 24°C y en todo tiempo no exceder de 26°C.
- En cuanto a la sequedad de ojos y mucosas, se puede prevenir manteniendo la humedad relativa del aire entre el 45 y 65%, para cualquier temperatura.

3.2.1.5. Condiciones de iluminación

La iluminación puede ser natural o artificial; siendo la más recomendable la natural. No obstante, su intensidad varía con la hora del día y con las estaciones, por lo que generalmente debe complementarse con fuentes lumínicas artificiales, que pueden ser generales o localizadas.

En ambos tipos de iluminaciones hay que tener en cuenta que ninguno de ellos debe producir deslumbramientos, ni un excesivo contraste entre zonas iluminadas y de sombra, tal y como establece la normativa específica para estos puestos de trabajo.

Debe existir una iluminación general donde se ubiquen los puestos de trabajo con PVD's. En caso de utilizar una fuente de iluminación individual complementaria, ésta no debe ser usada en las cercanías de la pantalla, si produce deslumbramiento directo o reflexiones.

En cuanto a la ubicación del puesto de trabajo con respecto de la pantalla, la norma establece indicaciones sobre la colocación más adecuada para evitar reflejos y deslumbramientos. Entre estas indicaciones se recomienda que la pantalla se sitúe paralelamente a las ventanas, y nunca frente a ellas o de espaldas a ellas: en uno y otro caso originarían reflejos y deslumbramientos, bien directos o por reflexión en el usuario. Estas medidas pueden ser complementadas mediante la utilización de cortinas o persianas que amortigüen la luz.

3.2.1.6. Ergonomía

Los riesgos descritos al inicio de este capítulo precisan de unas medidas que están establecidas en el Real Decreto 488/1997, de 14 de Abril. El diseño del puesto de trabajo está directamente relacionado con los problemas posturales. Si se tiene en cuenta que el trabajo con PVD's se caracteriza por posturas estáticas prolongadas, se puede deducir que los efectos de estas posturas se agravan cuando no se ponen las medidas adecuadas mediante un diseño correcto del puesto de trabajo.

Este diseño debe estar enfocado a las condiciones anatómicas y fisiológicas de las personas, con las dificultades que esto supone dada la variación de estas condiciones de una persona a otra, en cuanto a sus medidas antropométricas. Este problema se ha resuelto mediante la fabricación, dentro de unos estándares establecidos, de un mobiliario que se adecua a los mismos. Además, el mobiliario y las superficies de trabajo deben carecer de esquinas y aristas agudas, el acabado debe tener aspecto mate, para evitar reflejos, y un tono preferiblemente neutro, y las superficies susceptibles de entrar en contacto con el usuario no deben ser buenas conductoras de calor, con el fin de evitar su transmisión a la piel del usuario.

3.2.1.7. Ruido

El Real Decreto 1316/1989 del 27 de Octubre establece que se debe evaluar la exposición de los trabajadores al ruido, con el objeto de determinar si se superan los límites establecidos en esta norma, para poder aplicar las medidas procedentes en el origen, en el medio y en el receptor, y los reconocimientos médicos específicos para las personas expuestas al ruido con la periodicidad y características que indica el Real Decreto.

Normalmente en los lugares donde se trabaja con PVD's no suelen existir altos niveles sonoros, pero en este entorno de trabajo existen niveles medios que pueden molestar y perturbar la atención de los usuarios de equipos informáticos. No hay que olvidar que el usuario de un ordenador en ocasiones necesita concentración para hacer su labor, por lo que es más susceptible de poder ser molestado por ruidos o medio ambiente incómodo.

El nivel sonoro en los puestos de trabajo con PVD's debe ser tan bajo como sea posible. Para conseguirlo se deben utilizar equipos con una mínima emisión sonora, y optimizar la acústica del lugar de trabajo. La Directiva establece que para tareas difíciles y complejas, que requieren concentración, el nivel sonoro continuo equivalente no debe exceder de 55dB.

DOCUMENTO III
PRESUPUESTO

ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

1. DESCRIPCIÓN GENERAL..... **¡Error! Marcador no definido.**
 - 1.1. Introducción **¡Error! Marcador no definido.**
 - 1.2. Relación de a actividades..... **¡Error! Marcador no definido.**
 - 1.3. Descripción de los recursos **¡Error! Marcador no definido.**
 - 1.3.1. Descripción del coste de la mano de obra **¡Error! Marcador no definido.**
 - 1.3.2. Descripción del coste de los recursos materiales **¡Error! Marcador no definido.**
2. PRESUPUESTOS **¡Error! Marcador no definido.**
 - 2.1. Presupuestos parciales **¡Error! Marcador no definido.**
 - 2.2. Presupuesto global..... **¡Error! Marcador no definido.**

1. DESCRIPCIÓN GENERAL

1.1. Introducción

En este documento se expone el coste de ejecución para la realización de este proyecto de desarrollo, diseño e investigación de un modelo termofluidodinámico de un motor gasolina de dos tiempos. Se trata por tanto de un documento que detalla la inversión necesaria para llevar a cabo las actividades que comprenden el proyecto.

Al tratarse de un proyecto de modelado y simulación por ordenador, la mayor parte del presupuesto está destinado a cubrir los costes asociados al gasto de personal dedicado al proyecto, así como los costes de las licencias de software informático. Por ello, los costes de material fungible son en este caso prácticamente nulos, así como los costes de amortización de equipos y sistemas auxiliares.

En primer lugar se presenta una descripción de las actividades que constituyen el proyecto, indicándose el trabajo realizado en cada una de ellas. Posteriormente se exponen los presupuestos parciales y el presupuesto global, teniendo en cuenta el coste de los recursos materiales y humanos.

1.2. Relación de a actividades

Antes de calcular los presupuestos parciales, se va a exponer la relación de actividades donde se especifica el trabajo realizado en cada una de ellas.

- **Actividad 1: Recopilación de información y familiarización con el programa**

Esta actividad comprende el análisis de toda la información disponible del motor, desde los resultados obtenidos experimentalmente hasta las características principales y de funcionamiento; la familiarización con el modelo de referencia y con el propio programa de cálculo y modelado, *GT-Power*, incluido el tiempo necesario para la adquisición de práctica con el programa.

- **Actividad 2: Ajuste del modelo de referencia**

Esta actividad comprende el análisis de los parámetros de entrada del modelo de referencia para que concuerden con los de los ensayos experimentales, así como ajustes en el combustible inyectado o el ajuste del PID que gobierna la válvula de mariposa en la admisión del motor.

- **Actividad 3: Validación del modelo de referencia**

Para la validación del modelo es necesario comparar los resultados, tanto medios como instantáneos, del mismo con los obtenidos por medio de los ensayos en banco. En este caso, al estar el modelo de referencia validado en etapas previas, sólo era necesaria su revisión y postprocesar los resultados.

- **Actividad 4: Modelado y simulación de las modificaciones**

Esta es la actividad que más tiempo ha requerido dada la cantidad de modificaciones que se ha realizado al modelo de referencia, así como los estudios paramétricos realizados. También se debe incluir aquí el tiempo de cálculo asociado a estas simulaciones.

- **Actividad 5: Postprocesado de los resultados**

Si bien esta tarea se iba realizando conforme se realizaba una modificación importante en el modelo, se requiere un tiempo para exportar los resultados desde el software de modelado al script de postprocesado. Además se debe incluir aquí el periodo de aprendizaje en el lenguaje Python y la elaboración de los scripts de postprocesado y graficación.

- **Actividad 6: Elaboración de informes**

Aquí se incluyen las tareas de elaboración de presentaciones que muestren los resultados obtenidos a lo largo del proyecto y la redacción de la Memoria.

1.3. Descripción de los recursos

Los recursos utilizados en la elaboración del proyecto se clasifican en:

- **Recursos humanos**

Entre los recursos humanos se encuentran el técnico y autor de este documento, un ingeniero y el director del proyecto.

- **Recursos materiales**

En los recursos materiales se encuentran el equipo informático, las licencias de software y el material fungible.

1.3.1. Descripción del coste de la mano de obra

Por este coste se entiende al gasto de personal dedicado al proyecto, valorado en €/h. Los cálculos aquí han sido extraídos del manual de procedimiento para la contratación de personal del instituto de investigación CMT. Estos salarios están

regulados por la Consellería de Economía Sostenible, Sectores Productivos, Comercio y Trabajo en su Área de Trabajo y se pueden consultar en el Boletín Oficial de la Provincia de Valencia.

En el presente proyecto han intervenido ingenieros industriales, por lo que, a continuación se detallará los euros por hora trabajada de un ingeniero industrial. Para la obtención del precio de la hora trabajada se lleva a cabo el siguiente cálculo:

- **Ingeniero Industrial**

- Horas trabajadas al año: $[52 \text{ semanas/año} - (4 \text{ semanas vacaciones/año} + 2 \text{ semanas festivas/año})] \times 40 \text{ horas/semana} = 1840 \text{ horas}$
- Salario anual: 34867 €
- Coste de la Seguridad Social (23.6% del salario anual): 8228.61 €/año
- Salario bruto medio anual: $34867 + 8228.61 = 43095.61 \text{ €}$
- Coste por hora trabajada: $43095.61/1840 = 23.42 \text{ €/h}$

Los cálculos anteriores sirven como referencia para los costes aplicados a este proyecto. Sin embargo, al tratarse de un contrato de empresa privada, los costes de mano de obra han sido acordados y no se han definido exactamente por los valores expuestos anteriormente, aunque sí se ha utilizado esa forma de cálculo. En este proyecto han intervenido un ingeniero industrial, un técnico superior (proyectando) y un Director de proyecto, cuyos salarios se han establecido conforme al rango y a la responsabilidad de cada uno dentro del proyecto:

Descripción	Horas dedicadas	Coste por hora (€/h)	Coste total (€)
Director de Proyecto	28	87.51	2450.28
Ingeniero	138	63.00	8694.00
Técnico	298	44.58	13284.84

1.3.2. Descripción del coste de los recursos materiales

En este apartado se incluyen el coste de los equipos informáticos, licencias de software y material fungible. El coste de los equipos informáticos se establece teniendo en cuenta su valor de adquisición, mientras que las licencias que se han utilizado tienen validez de un año. El material fungible se compone de aquel material que, debido al uso que se le ha dado no es amortizable, imputándole su valor de adquisición como coste.

2. PRESUPUESTOS

2.1. Presupuestos parciales

A continuación se detalla el presupuesto de la mano de obra desglosado por actividades que conforman el proyecto.

- **Presupuesto de la actividad 1**

Descripción	Unidades (h)	Coste unitario (€/h)	Importe (€)
Director de Proyecto	5	87.51	437.55
Ingeniero	10	63.00	630.00
Técnico	60	44.58	2674.80

- **Presupuesto de la actividad 2**

Descripción	Unidades (h)	Coste unitario (€/h)	Importe (€)
Director de Proyecto	1	87.51	87.51
Ingeniero	5	63.00	315.00
Técnico	20	44.58	891.60

- **Presupuesto de la actividad 3**

Descripción	Unidades (h)	Coste unitario (€/h)	Importe (€)
Director de Proyecto	1	87.51	87.51
Ingeniero	5	63.00	315.00
Técnico	10	44.58	445.80

- **Presupuesto de la actividad 4**

Descripción	Unidades (h)	Coste unitario (€/h)	Importe (€)
Director de Proyecto	6	87.51	525.06
Ingeniero	30	63.00	1890.00
Técnico	110	44.58	4903.80

- **Presupuesto de la actividad 5**

Descripción	Unidades (h)	Coste unitario (€/h)	Importe (€)
Director de Proyecto	10	87.51	875.10
Ingeniero	33	63.00	2079.00
Técnico	80	44.58	3566.40

- **Presupuesto de la actividad 6**

Descripción	Unidades (h)	Coste unitario (€/h)	Importe (€)
Director de Proyecto	5	87.51	437.55
Ingeniero	55	63.00	3465.00
Técnico	18	44.58	802.44

A continuación se presentan el presupuesto parcial asociado a los recursos materiales; es decir, el de las licencias de software, el material fungible y del equipo informático utilizado:

Descripción	Unidades	Coste unitario (€/ud.)	Importe (€)
Equipo informático	1	630	630
Licencia <i>GT-Power</i>	1	12000 (6 meses)	12000
Licencia <i>Microsoft Office</i>	1	539	539
Material fungible	1	20	20
TOTAL			13189

2.2. Presupuesto global

La siguiente tabla representa el coste de ejecución material del proyecto, contando el coste de mano de obra de cada una de las actividades y el coste de los recursos materiales:

Documento III. Presupuesto

Descripción	Importe (€)
M.O.D. Actividad 1	3742.35
M.O.D. Actividad 2	1294.11
M.O.D. Actividad 3	848.31
M.O.D. Actividad 4	7318.86
M.O.D. Actividad 5	6520.50
M.O.D. Actividad 6	4704.99
Coste de mano de obra directa total	24429.12
Recursos materiales	13189.00
Total Presupuesto Ejecución Material	37618.12

Descripción	Importe (€)
Presupuesto de Ejecución Material	37618.12
Gastos generales (14%)	5266.53
Subtotal	42884.65
IVA (21%)	9005.77
TOTAL	51890.43

El presupuesto global de este proyecto asciende a la cantidad de:

#CINCUENTA Y UN MIL OCHOCIENTOS NOVENTA EUROS CON CUARENTA
Y TRES CÉNTIMOS#