



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería Mecánica

Simulación Termofluidomecánica del Ensayo en Frío de Final de Producción de un MCIA



DAVID RESCALVO DE DIEGO



RENAULT

AVL 



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería Mecánica

Simulación Termofluidomecánica del Ensayo en Frío de Final de Producción de un MCIA

Autor:

Rescalvo de Diego, David



RENAULT



Tutor:

**Dr. Melgar Bachiller, Andrés
Departamento de Ingeniería
Energética y Fluidomecánica**

Valladolid, Mayo de 2015



AGRADECIMIENTOS

Agradezco a la empresa RENAULT ESPAÑA S.A. MOTORES el haberme dado la oportunidad de desarrollar este Trabajo Fin de Grado, particularmente a mi tutor David Madrigal, a Luis Carlos Tejedor, a Elena Merino y a todo el personal del Servicio de Calidad del Departamento Montaje Motor por su colaboración y el buen trato recibido.

A mi tutor, Andrés Melgar Bachiller, por el enorme interés y ayuda que en todo momento me ha prestado, sin la cual hubiera sido imposible la elaboración de este proyecto.



Universidad de Valladolid

Simulación Termofluidomecánica del Ensayo en Frío
de Final de Producción de un MCIA



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES



RESUMEN DEL TFG

En este Trabajo Fin de Grado se ha modelado el ensayo de un MCIA (Motor de Combustión Interna Alternativo) de gasolina realizado en un “Banco de Ensayos en Frío” situado al final de una de las cadenas de fabricación de motores que RENAULT S.A. posee en Valladolid.

El modelo se ha realizado mediante el programa “AVL BOOST”, perteneciente al conjunto de programas de “AVL AST”, a partir del cual se ha obtenido el análisis termofluidomecánico del aire que circula por el MCIA y los sensores del “Banco de Ensayos en Frío”.

Se explica el proceso de obtención y de validación del modelo y se comparan los resultados de la simulación con los resultados reales obtenidos por el “Banco de Ensayos en Frío”. También se simulan posibles fallos que se pudieran dar en el motor ensayado o en el propio “Banco de Ensayos en Frío”.

PALABRAS CLAVE

Simulación Termofluidomecánica, AVL BOOST, Banco de Ensayos en Frío, MCIA (“Motor de Combustión Interna Alternativo”) y CATIA.

ABSTRACT

In this Final Degree Work, the test of a gasoline´s RICE (Reciprocating Internal Combustion Engine), done by a “Cold Test Bench”, has been modeled. This “Cold Test Bench” is situated at the end of one of the fabrication lines that RENAULT S.A. has in Valladolid, Spain.

The model has been done by the program “AVL BOOST”, which belongs to the “AVL AST” programs. From which the thermomechanic of fluids analysis of the airflow through the RICE and the “Cold Test Bench” sensors has been obtained.

The process of the model obtaining and validation are explained and compared with the true results given by the “Cold Test Bench”. Possible fails in the RICE tested or even in the “Cold Test Bench” are also simulated.

KEY WORDS

Thermomechanic of Fluids Simulation, AVL BOOST, Cold Test Bench, RICE (“Reciprocating Internal Combustion Engine”) and CATIA.



Universidad de Valladolid

Simulación Termofluidomecánica del Ensayo en Frío
de Final de Producción de un MCIA



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES



ÍNDICE

| | |
|---|-----------|
| CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS | 9 |
| 1.1. INTRODUCCIÓN..... | 11 |
| 1.1.1. Descripción de la entidad donde se han realizado las prácticas:... | 11 |
| 1.1.2. “Banco de Ensayos en Frío”: | 12 |
| 1.1.3. “AVL BOOST”:..... | 12 |
| 1.2. OBJETIVOS. | 13 |
| CAPÍTULO 2: “BANCO DE ENSAYOS EN FRÍO” | 15 |
| 2.1. INTRODUCCIÓN..... | 17 |
| 2.2. PRINCIPALES PARTES QUE LO COMPONENT. | 17 |
| 2.2.1. Puesto manual:..... | 17 |
| 2.2.2. Puesto automático:..... | 19 |
| 2.3. CICLO EJECUTADO POR EL AUTÓMATA..... | 21 |
| 2.4. RESULTADOS QUE SE OBTIENEN. | 23 |
| 2.4.1. Presión de admisión con todas las electroválvulas desactivadas: . | 23 |
| 2.4.2. Presión de admisión con la electroválvula de admisión activada: . | 23 |
| 2.4.3. Presión de admisión con la electroválvula de escape activada: 24 | |
| 2.4.4. Presión de escape con todas las electroválvulas desactivadas: 25 | |
| 2.4.5. Presión de escape con la electroválvula de admisión activada: 25 | |
| 2.4.6. Presión de escape con la electroválvula de escape activada: ... 26 | |
| CAPÍTULO 3: PROGRAMA “AVL BOOST” | 27 |
| 3.1. INTRODUCCIÓN..... | 29 |
| 3.2. BASES DEL PROGRAMA “AVL BOOST”..... | 29 |
| 3.2.1. Cilindros: | 29 |
| 3.2.2. Volúmenes fijos y variables: | 30 |
| 3.2.3. Tuberías o conductos: | 30 |
| 3.2.4. Nudos o empalmes:..... | 31 |
| 3.2.5. Catalizador:..... | 31 |
| CAPÍTULO 4: MOTOR MODELADO Y DIMENSIONES CONSIDERADAS | 33 |
| 4.1. INTRODUCCIÓN..... | 35 |



| | |
|--|-----------|
| 4.2. DIMENSIONES DEL MOTOR..... | 35 |
| 4.2.1. Colector de admisión:..... | 36 |
| 4.2.2. Culata:..... | 37 |
| 4.2.3. Cilindros:..... | 40 |
| 4.2.4. Bielas:..... | 40 |
| 4.2.5. Colector de escape:..... | 41 |
| 4.2.6. Turbina de escape:..... | 42 |
| 4.2.7. Catalizador:..... | 42 |
| CAPÍTULO 5: MODELO “AVL BOOST” | 45 |
| 5.1. INTRODUCCIÓN..... | 47 |
| 5.2. MODELO..... | 47 |
| 5.2.1. Modelo gráfico:..... | 47 |
| 5.2.2. Propiedades atribuidas a los componentes del modelo:..... | 49 |
| 5.2.3. Aspectos generales de configuración de “AVL BOOST”:..... | 72 |
| CAPÍTULO 6: VALIDACIÓN DEL MODELO Y RESULTADOS OBTENIDOS..... | 75 |
| 6.1. INTRODUCCIÓN..... | 77 |
| 6.2. COEFICIENTES DE FLUJO DE LAS FRONTERAS “SB1” Y “SB2”..... | 77 |
| 6.3. CILINDROS..... | 78 |
| 6.3.1. Holgura de las válvulas:..... | 78 |
| 6.3.2. Posición de las curvas de levantamiento de válvulas:..... | 79 |
| 6.4. PÉRDIDAS DE CARGA EN EL CATALIZADOR..... | 80 |
| 6.5. PASOS A SEGUIR DURANTE LA VALIDACIÓN DEL MODELO..... | 81 |
| 6.6. RESULTADOS FINALES..... | 82 |
| CAPÍTULO 7: SIMULACIÓN DE FALLOS..... | 89 |
| 7.1. INTRODUCCIÓN..... | 91 |
| 7.2. SIMULACIÓN DE FALLOS EN EL MOTOR..... | 91 |
| 7.2.1. Falta de la junta de entrada del colector de admisión:..... | 91 |
| 7.2.2. Motor mal calado:..... | 97 |
| 7.2.3. Mal ajuste de los segmentos:..... | 99 |
| 7.3. SIMULACIÓN DE DIFERENTES CONDICIONES AMBIENTALES..... | 102 |
| 7.3.1. Temperaturas de invierno y de verano:..... | 102 |
| 7.3.2. Presiones ambientales límite:..... | 105 |
| 7.4. SIMULACIÓN DE FALLOS EN EL “BANCO DE ENSAYOS EN FRÍO”... .. | 108 |



| | |
|---|------------|
| 7.4.1. Falta de las juntas de los chiclés de los <i>taponados</i> de admisión y escape: 108 | |
| 7.4.2. Suciedad en los chiclés de los sistemas de taponado: | 112 |
| 7.5. RESULTADOS SEGÚN LOS COEFICIENTES DE FLUJO DE LAS FRONTERAS..... | 115 |
| CAPÍTULO 8: CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO | 121 |
| 8.1. CONCLUSIONES. | 123 |
| 8.2. TRABAJO FUTURO. | 124 |
| BIBLIOGRAFÍA | 125 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 2.1. Partes principales del “Banco de Ensayos en Frío” | 17 |
| Figura 2.2. Puesto manual del “Banco de Ensayos en Frío” | 18 |
| Figuras 2.3. y 2.4 Electroválvula de admisión y Captador posición cible admisión ... | 19 |
| Figuras 2.5. y 2.6 Bomba de aceite (VOP) y Staubly..... | 19 |
| Figuras 2.7. y 2.8 Taponado de admisión y Taponado de escape | 20 |
| Figuras 2.9. y 2.10 Sensor de presión de aceite y Sensor de presión de blowby | 20 |
| Figuras 2.11.y 2.12 Acoplamiento de la generatriz y Sistema de bloqueo del motor | 20 |
| Figura 2.13. Ciclo ejecutado por el autómatas | 22 |
| Figura 2.14. Presión de admisión con las electroválvulas desactivadas | 23 |
| Figura 2.15. Presión de admisión con la electroválvula de admisión activada | 24 |
| Figura 2.16. Presión de admisión con la electroválvula de escape activada..... | 24 |
| Figura 2.17. Presión de escape con las electroválvulas desactivadas | 25 |
| Figura 2.18. Presión de escape con la electroválvula de admisión activada..... | 25 |
| Figura 2.19. Presión de escape con la electroválvula de escape activada..... | 26 |
| Figura 4.1. Motor H5Ft Energy Tce | 35 |
| Figura 4.2. Colector de admisión..... | 36 |
| Figura 4.3. Detalle interior del colector de admisión | 37 |
| Figura 4.4. Lado admisión de la culata | 37 |
| Figura 4.5. Detalle interior de los conductos..... | 38 |
| Figura 4.6. Lado escape de la culata | 38 |
| Figura 4.7. Detalle del conducto del extremo..... | 39 |
| Figura 4.8. Asientos de válvula..... | 39 |
| Figura 4.9. Bloque motor | 40 |
| Figura 4.10. Cigüeñal | 40 |
| Figura 4.11. Biela | 41 |
| Figura 4.12. Colector de escape..... | 41 |
| Figura 4.13. Turbina de escape..... | 42 |
| Figura 4.14. Catalizador | 42 |
| Figura 5.1. Esquema gráfico del modelo | 47 |
| Figura 5.2. Partes del modelo..... | 48 |
| Figura 5.3. Propiedades iniciales de admisión..... | 49 |
| Figura 5.4. Propiedades iniciales de escape | 49 |
| Figura 5.5. Taponado de admisión..... | 50 |
| Figura 5.6. Condiciones frontera en admisión | 50 |
| Figura 5.7. Coeficientes de flujo del <i>chiclé</i> de admisión | 50 |
| Figura 5.8. Características del conducto “14”..... | 51 |
| Figura 5.9. Tabla del radio de curvatura del conducto “14” | 52 |
| Figura 5.10. Posición del transductor de presión de admisión | 52 |
| Figura 5.11. Tipo de modelo para el nudo “J9” | 53 |
| Figura 5.12. Colector de admisión | 53 |
| Figura 5.13. Características del conducto “4”..... | 53 |
| Figura 5.14. Características de los conductos “1”, “2” y “3” | 54 |
| Figura 5.15. Características de los conductos “5”, “6”, “7” y “8” | 54 |
| Figura 5.16. Tabla del diámetro de los conductos “5”, “6”, “7” y “8” | 54 |
| Figura 5.17. Tipo de modelo para los nudos “J2”, “J3” y “J4” | 55 |



Figura 5.18. Ángulos entre los conductos conectados por los nudos “J3”, “J4” y “J5” 55

Figura 5.19. Tipo de modelo para el nudo “J2” 55

Figura 5.20. Cilindros..... 56

Figura 5.21. Características de los cilindros..... 56

Figura 5.22. Condiciones iniciales de los cilindros..... 57

Figura 5.23. Tipo de combustión en los cilindros 57

Figura 5.24. Propiedades de transferencia de calor en los cilindros 58

Figura 5.25. Propiedades puertos de válvula de admisión 59

Figura 5.26. Curva de levantamiento de válvulas de admisión..... 59

Figura 5.27. Propiedades puertos de válvula de escape 60

Figura 5.28. Curva de levantamiento de válvulas de escape 61

Figura 5.29. Coeficientes de flujo 61

Figura 5.30. Lado escape culata 62

Figura 5.31. Tipo de modelo para los nudos “J1”, “J6” y “J7” 62

Figura 5.32. Características de los conductos “18” y “19” 62

Figura 5.33. Características de los conductos “9” y “10” 63

Figura 5.34. Colector de escape 63

Figura 5.35. Características de los conductos “12” y “13” 63

Figura 5.36. Características del conducto “11” 64

Figura 5.37. Turbina de escape 64

Figura 5.38. Especificaciones generales del volumen 64

Figura 5.39. Definición de conexión 65

Figura 5.40. Coeficientes de flujo de la turbina..... 65

Figura 5.41. Datos para la transferencia de calor 65

Figura 5.42. Catalizador..... 66

Figura 5.43. Características del conducto “17” 66

Figura 5.44. Dimensiones del catalizador 66

Figura 5.45. Especificaciones del catalizador 67

Figura 5.46. Pérdidas de carga en el catalizador 67

Figura 5.47. Características del conducto “15” 68

Figura 5.48. *Taponado* de escape 68

Figura 5.49. Tipo de modelo para el nudo “J8” 68

Figura 5.50. Características del conducto “16” 69

Figura 5.51. Tabla del radio de curvatura del conducto “16” 69

Figura 5.52. Posición del transductor de presión de escape 70

Figura 5.53. Condiciones frontera de escape..... 70

Figura 5.54. Coeficientes de flujo del *chiclé* de escape 70

Figura 5.55. Motor “E1” 70

Figura 5.56. Configuración general del motor “E1” 71

Figura 5.57. Orden de explosión de los cilindros..... 71

Figura 5.58. Fricción en el motor..... 72

Figura 5.59. Gráfica de transitorios de la presión de admisión. 72

Figura 5.60. Especificaciones de la simulación del ciclo 73

Figura 5.61. Especificaciones del control de reinicio 73

Figura 6.1. Curvas de levantamiento de válvulas de admisión y escape 79



Figura 6.2. Pérdidas de carga en el catalizador 80

Figura 7.1. Modelo simulando la falta de la junta del colector de admisión 91

Figura 7.2. Coeficientes de flujo de la frontera “SB3” 91

Figura 7.3. Características del conducto “20” 92

Figura 7.4. Coeficientes de flujo de la frontera “SB1” 108

Figura 7.5. Coeficientes de flujo de la frontera “SB2” 109

Figura 7.6. Esquema del ensayo del MCIA con los chiclés limpios 118

Figura 7.7. Esquema del ensayo del MCIA con el chiclé de escape ligeramente obstruido..... 118

Figura 7.8. Esquema del ensayo del MCIA con el chiclé de admisión ligeramente obstruido..... 119

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 6.1. Efecto de los coeficientes de flujo de las fronteras..... 78

Tabla 6.2. Efecto de la holgura de las válvulas 79

Tabla 6.3. Efecto de la posición de las curvas de levantamiento 80

Tabla 6.4. Valores de presión de admisión con todas las electroválvulas desactivadas 82

Tabla 6.5. Valores de presión de escape con todas las electroválvulas desactivadas 83

Tabla 6.6. Valores de la presión de admisión con la electroválvula de admisión activada y la de escape desactivada 84

Tabla 6.7. Valores de la presión de escape con la electroválvula de admisión activada y la de escape desactivada..... 85

Tabla 6.8. Valores de la presión de admisión con la electroválvula de escape activada y la de admisión desactivada 86

Tabla 6.9. Valores de la presión de escape con la electroválvula de escape activada y la de admisión desactivada 87

Tabla 7.1. Comparativa de presiones para la ausencia de la junta del colector de admisión 94

Gráfica 7.3. Presiones de admisión para diferentes diámetros del orificio de entrada (conducto “20”) 94

Tabla 7.2. Comparativa de presiones en función del diámetro del conducto “20” ... 95

Tabla 7.3. Comparativa de presiones para un motor mal calado 98

Tabla 7.4. Comparativa de presiones en función del ajuste de los segmentos..... 100

Tabla 7.5. Comparativa de presiones para diferentes temperaturas ambiente 103

Tabla 7.6. Comparativa de presiones para diferentes presiones ambientales..... 107

Tabla 7.7. Comparativa de presiones para la ausencia de las juntas de los sistemas de taponado..... 110

Tabla 7.8. Comparativa de presiones según exista o no suciedad en los chiclés ... 114



ÍNDICE DE ECUACIONES

| | |
|--|----|
| Ecuación 3.1. Primera Ley de la Termodinámica | 29 |
| Ecuación 3.2. Flujo isoentrópico..... | 29 |
| Ecuación 3.3. Área efectiva de “blow-by” | 30 |
| Ecuación 3.4. Fuerza de fricción en la pared | 30 |
| Ecuación 3.5. Número de Reynolds..... | 30 |
| Ecuación 4.1. Cálculo del diámetro equivalente | 36 |
| Ecuación 5.1. Factor de escala..... | 58 |
| Ecuación 6.1. Coeficiente de flujo | 77 |

ÍNDICE DE GRÁFICAS

| | |
|--|-----|
| Gráfica 6.1. Presión de admisión con todas las electroválvulas desactivadas..... | 82 |
| Gráfica 6.2. Presión de escape con todas las electroválvulas desactivadas | 83 |
| Gráfica 6.3. Presión de admisión con la electroválvula de admisión activada y la de escape desactivada | 84 |
| Gráfica 6.4. Presión de escape con la electroválvula de admisión activada y la de escape desactivada | 85 |
| Gráfica 6.5. Presión de admisión con la electroválvula de escape activada y la de admisión desactivada | 86 |
| Gráfica 6.6. Presión de escape con la electroválvula de escape activada y la de admisión desactivada | 87 |
| Gráfica 7.1. Presión de admisión con ausencia de la junta del colector de admisión | 92 |
| Gráfica 7.2. Presión de escape con ausencia de la junta del colector de admisión .. | 93 |
| Gráfica 7.3. Presiones de admisión para diferentes diámetros del orificio de entrada (conducto “20”)..... | 94 |
| Gráfica 7.4. Presiones de escape para diferentes diámetros del orificio de entrada (conducto “20”)..... | 95 |
| Gráfica 7.5. Presiones medias de admisión y escape en función del diámetro del conducto “20” | 96 |
| Gráfica 7.6. Fluctuaciones de presión de admisión y escape en función del diámetro del conducto “20” | 96 |
| Gráfica 7.7. Presión de admisión para un motor mal calado | 97 |
| Gráfica 7.8. Presión de escape para un motor mal calado | 98 |
| Gráfica 7.9. Presión de admisión en función del espacio efectivo de “blow-by” | 99 |
| Gráfica 7.10. Presión de escape en función del espacio efectivo de “blow-by” | 100 |
| Gráfica 7.11. Variación de la presión media de escape con el espacio efectivo de “blow-by” | 101 |
| Gráfica 7.12. Variación de la presión media de admisión con el espacio efectivo de “blow-by” | 101 |
| Gráfica 7.13. Variación de las fluctuaciones de presión con el espacio efectivo de “blow-by” | 101 |
| Gráfica 7.14. Presión de admisión para diferentes temperaturas ambiente..... | 102 |
| Gráfica 7.15. Presión de escape para diferentes temperaturas ambiente..... | 103 |



Gráfica 7.16. Variación de la presión media de admisión con la temperatura ambiente..... 104

Gráfica 7.17. Variación de la presión media de escape con la temperatura ambiente 104

Gráfica 7.18. Variación de las fluctuaciones de presión con la temperatura ambiente 105

Gráfica 7.19. Presiones de admisión para diferentes presiones ambientales 105

Gráfica 7.20. Presión de escape para diferentes presiones ambientales 106

Gráfica 7.21. Variación de la presión media de admisión con la presión ambiental 107

Gráfica 7.22. Variación de la presión media de escape con la presión ambiental .. 107

Gráfica 7.23. Variación de las fluctuaciones de presión con la presión ambiental . 108

Gráfica 7.24. Presión de admisión con ausencia de las juntas de los chiclés de los *taponados*..... 109

Gráfica 7.25. Presión de escape con ausencia de las juntas de los chiclés de los *taponados*..... 110

Gráfica 7.26. Variación de la presión media de admisión según falte alguna de las juntas de los chiclés 111

Gráfica 7.27. Variación de la presión media de escape según falte alguna de las juntas de los chiclés 111

Gráfica 7.28. Variación de las fluctuaciones de presión según falte alguna de las juntas de los chiclés 112

Gráfica 7.29. Presión de admisión según exista o no suciedad en los chiclés..... 113

Gráfica 7.30. Presión de escape según exista o no suciedad en los chiclés 113

Gráfica 7.31. Variación de la presión media de admisión según exista o no suciedad en los chiclés 114

Gráfica 7.32. Variación de la presión media de escape según exista o no suciedad en los chiclés 114

Gráfica 7.33. Variación de las fluctuaciones de presión según exista o no suciedad en los chiclés 115

Gráfica 7.34. Variación de la presión media de admisión según el coeficiente de flujo de la frontera de entrada..... 115

Gráfica 7.35. Variación de la presión media de admisión según el coeficiente de flujo de la frontera de salida..... 116

Gráfica 7.36. Variación de la presión media de escape según el coeficiente de flujo de la frontera de entrada..... 116

Gráfica 7.37. Variación de la presión media de escape según el coeficiente de flujo de la frontera de salida..... 116

Gráfica 7.38. Variación de las fluctuaciones de presión según el coeficiente de flujo de la frontera de entrada..... 117

Gráfica 7.39. Variación de las fluctuaciones de presión según el coeficiente de flujo de la frontera de salida..... 117



CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS





1.1. INTRODUCCIÓN.

Este Trabajo Fin de Grado se efectúa tras haber realizado las **Prácticas Externas** en **Renault S.A.**, concretamente en la **Factoría de Motores de Valladolid**, en el servicio de **Calidad**, dentro del departamento de **Montaje Motor**.

1.1.1. Descripción de la entidad donde se han realizado las prácticas:

Renault S.A., es una empresa multinacional francesa establecida en **1899** y cuyo **sector** es el **automóvil**. Produciendo una amplia gama de coches y furgonetas, y en el pasado, camiones, tractores, tanques, autobuses...

Con sede en **Boulogne-Billancourt** (Francia), el Grupo RENAULT está formado por el homónimo **Renault** y los filiales **Dacia** (Rumania) y **Renault Samsung Motors** (Corea del Sur). RENAULT tiene una participación de control del 43,4% en **Nissan** (Japón), un 25 % de participación en **AvtoVAZ** (Rusia) y una participación del 1,55% en **Daimler AG** (Alemania). RENAULT también posee las filiales **RCI Banque** (proporcionando financiamiento automotriz), **Renault Retail Group** (distribución de automóviles) y Motrio (piezas de automóviles). **Renault Trucks**, previamente RENAULT Vehículos Industriales, ha sido parte de Volvo Trucks desde 2001.

Como parte de la Alianza **Renault-Nissan**, la empresa es el **cuarto mayor grupo automovilístico**.

RENAULT ESPAÑA S.A cuenta con factorías de montaje carrocería, montaje motor, mecánica y cajas de velocidades. **RENAULT ESPAÑA S.A. MOTORES** (Factoría de Motores), se encarga de fabricar motores para el montaje de sus propios vehículos y para distribuirlos por sus diferentes sedes y filiales.

La Factoría de Motores de Valladolid, se divide en tres secciones principales:

- **Departamento de Piezas Cilíndricas:** Este departamento se encarga de la fabricación de los principales elementos del motor que tienen eje de revolución; estos son: **Árbol de levas**, **Cigüeñal**, **Volante motor**, y **Biela**.
- **Departamento de Piezas Prismáticas:** Este departamento se encarga de la fabricación del **Bloque motor** y la **Culata**.
- **Montaje Motor:** En montaje motor se lleva a cabo el ensamblaje completo del motor, tanto de los elementos fabricados en las secciones de mecanizado de la factoría (**Piezas Cilíndricas** y **Prismáticas**), cómo de los provenientes de empresas externas.

1.1.2. “Banco de Ensayos en Frío”:

De entre todas las actividades desarrolladas durante dichas prácticas externas, este TFG está directamente relacionado con la actividad denominada: **“Fiabilización de un banco de ensayos en frío de motores gasolina”**.

Un “Banco de Ensayos en Frío” de motores gasolina es un **banco de pruebas** (situado al final de la línea de producción de los motores, donde finaliza el ensamblaje del motor a excepción de la caja de mariposa) que arrastra el motor haciéndolo **girar sin inyectar combustible** en ningún momento, de manera que no se analiza la combustión pero sí el resto de características y parámetros de funcionamiento del MCIA.

Gracias a esto se puede **determinar si el motor funciona correctamente** como conjunto y que todas las piezas realizan sus funciones sin incidencias, una vez finalizada su fabricación en la línea de montaje.

La ventaja de este tipo de bancos de ensayo respecto a un “Banco Térmico” es el **ahorro del tiempo de ciclo** (pudiendo producir más motores en menos tiempo) y el **menor coste** que conlleva. Ya que en un ensayo en un “**Banco Térmico**” se **inyecta combustible** y el **tiempo de ciclo es mayor**. Otra gran ventaja es que sirve como medio de **engrase inicial del motor**, puesto que el motor es arrastrado a un bajo régimen de giro, permitiendo engrasar los mecanismos del mismo de manera suave y gradual, evitando de esta forma el gripado de cualquiera de sus partes.

El “Banco de Ensayos en Frío” es capaz de **obtener valores de presión, velocidad, aceleración, par...** en función del ángulo girado por el cigüeñal, a lo largo del ciclo realizado y en los diferentes puntos en donde se encuentran sus sensores. De este modo se obtienen las correspondientes gráficas.

Si las **medidas** de dichos **parámetros** se salen de unos **límites** superior o inferior establecidos, el **motor** se declararía **no conforme**.

1.1.3. “AVL BOOST”:

“AVL BOOST” es una avanzada herramienta informática de simulación virtual de motores. Es capaz de simular el flujo en conductos con o sin cambios de secciones, en el interior de los cilindros de un MCIA, a través de las válvulas, del catalizador, del turbocompresor, de volúmenes fijos o variables... Puede obtener resultados de presión, velocidad, flujo másico... Todo ello teniendo en cuenta las condiciones ambientales.

La característica más importante de este programa es que considera que el flujo es unidimensional. La ventaja de esta consideración, frente a los programas que suponen el flujo en las tres dimensiones, es la mayor velocidad de procesamiento de datos, sobre todo en los transitorios, por lo que se alcanza una solución estable con mayor rapidez.

Se está utilizando este programa en la parte de prácticas de la asignatura “Motores de Combustión Interna Alternativos” (asignatura optativa para alumnos de Grado en Ingeniería Mecánica).

1.2. OBJETIVOS.

Para este Trabajo Fin de Grado se han establecido los siguientes objetivos:

- **Crear un modelo** mediante la herramienta “AVL BOOST”, lo más fiable posible, del ensayo de un MCIA (Motor de Combustión Interna Alternativo) de gasolina, realizado en un “Banco de Ensayos en Frío”. Este modelo debe ser capaz de simular el ciclo termofluidomecánico que ejecuta el “Banco de Ensayos en Frío”.
- Validar el modelo **contrastando los resultados** obtenidos con los que proporciona el propio “Banco de Ensayos en Frío”. Se debe conseguir que el modelo reproduzca la realidad, por lo que los resultados que de éste se obtengan, han de coincidir con los reales dentro de un rango válido.
- **Estudiar la influencia** de variaciones en las condiciones de funcionamiento o defectos en los motores, sobre los parámetros que se analizan en el banco. Simulando así una grieta en cualquier zona del MCIA, la falta de alguna de sus piezas, diferentes condiciones atmosféricas...
- **Ampliar el conocimiento** sobre los procesos **termofluidomecánicos** que tienen lugar durante el **ensayo en frío**. Se pretende que de la observación de dichos procesos durante la creación y validación del modelo o durante el estudio de la influencia de variaciones en las condiciones de funcionamiento o defectos en los motores, se logre una mejor comprensión de todo el conjunto de fenómenos que se producen.





CAPÍTULO 2: “BANCO DE ENSAYOS EN FRÍO”



2.1. INTRODUCCIÓN.

En el apartado [1.1.2. “Banco de Ensayos en Frío”](#), se explicó en que consiste y su utilidad. En este capítulo se describirá con mayor profundidad el funcionamiento del “Banco de Ensayos en Frío” de motores gasolina.

Se comenzará exponiendo las partes que lo componen y el ciclo ejecutado por el autómatas; seguidamente se expondrán los resultados que en este se obtienen.

2.2. PRINCIPALES PARTES QUE LO COMPONEN.

En la *Figura 2.1*, se muestra la vista en planta del dispositivo para poder diferenciar las zonas principales en las que se divide. Estas son: un puesto manual (del que se encarga el operario), un puesto automático (controlado por un autómatas), la entrada y la salida del motor, y la mesa de giro (sobre la que se posicionan los motores).

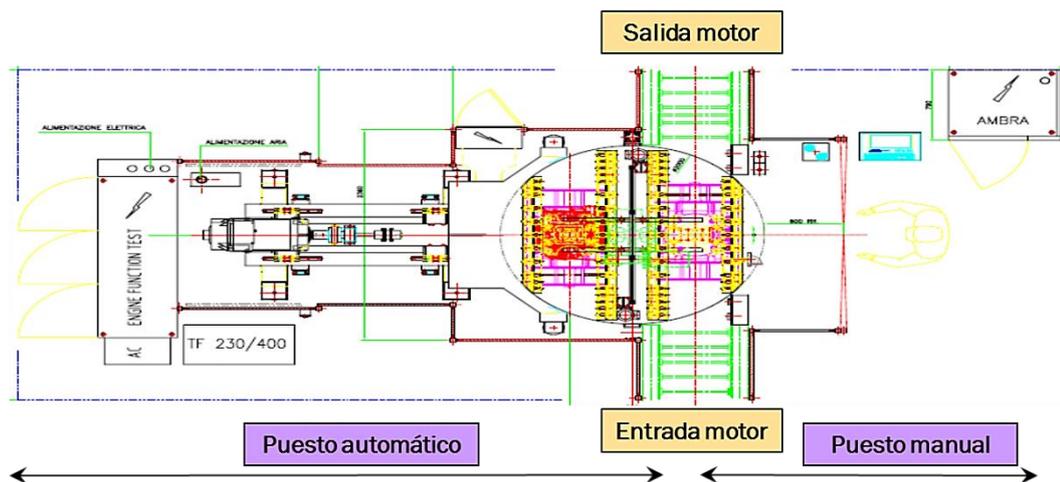


Figura 2.1. Partes principales del “Banco de Ensayos en Frío”

2.2.1. Puesto manual:

En la *Figura 2.2*, se observa el puesto manual y la mesa. La mesa puede girar quedando del lado del puesto manual (donde el operario prepara el motor para el ensayo) o del lado del puesto automático (donde se realiza el ensayo del motor).

De los brazos salen los diferentes conectores eléctricos que irán acoplados al motor, donde el *brazo 1* se corresponde con el lado de admisión y el *brazo 2* con el lado de escape.



Figura 2.2. Puesto manual del "Banco de Ensayos en Frío"

Antes de nombrar los conectores es necesario conocer algunos términos a los que se hace mención. Las *electroválvulas* son las encargadas de activar o desactivar las *desfasadoras*, que son unos dispositivos cuya utilidad es la de adelantar o retrasar la posición angular de los árboles de levas respecto de la posición angular del cigüeñal. La *cible* es una rueda dentada (cuyos dientes tienen diferentes longitudes de arco) solidaria al árbol de levas correspondiente y mediante la cual un sensor es capaz de conocer la posición angular en la que se encuentra dicho árbol de levas respecto de la posición angular del cigüeñal. La *VOP* (Variable Oil Pump) es la bomba de aceite, capaz de variar el flujo a través del circuito de aceite en función de las revoluciones por minuto del cigüeñal.

Los conectores son: conectores de las *electroválvulas* de admisión y escape (cada uno sale de su brazo correspondiente), **captadores** de la **posición** de la *cibles* de admisión y escape (brazos 1 y 2) y el conector de la *VOP* (brazo 1). Ver Figura 2.3, Figura 2.4 y Figura 2.5.

Además, se colocan tapones en los pequeños conductos del colector de admisión que quedan abiertos a la atmósfera (*picajes*) y un falso manocontacto (*staubly*, Figura 2.6) que servirá para la medida de presión de aceite.

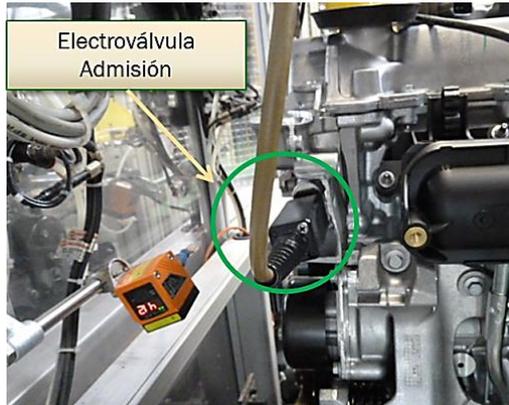


Figura 2.3. Electroválvula de admisión

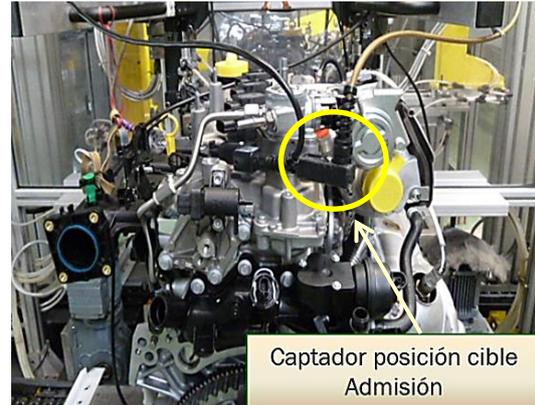


Figura 2.4. Captador posición cable admisión



Figura 2.5. Bomba de aceite (VOP)

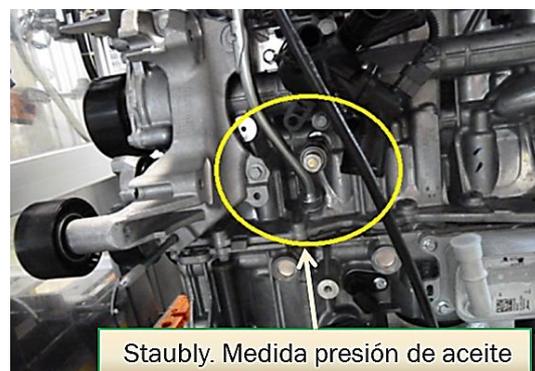


Figura 2.6. Staubly

2.2.2. Puesto automático:

En este puesto se hace girar (se arrastra mediante un plato de garras) el volante de inercia del motor. En dicho puesto se encuentran la generatriz (Figura 2.11), el sistema de bloqueo del motor (para que éste no se mueva durante el test, Figura 2.12) además de los diferentes sistemas de taponado y sensores (Figura 2.7, Figura 2.8, Figura 2.9 y Figura 2.10) a partir de los cuales se van a obtener los **resultados del ensayo** (taponados y sensores de presión de admisión y escape, torsiómetro, captador del *Punto Muerto Superior*, sensor de presión de aceite y taponado y sensor de presión de “blow-by”).

Los **taponados de admisión y escape** son unos tapones que obturan parcialmente el colector de admisión y la salida del catalizador, regulando el flujo de aire entrante y saliente del motor. Están provistos de un orificio de pequeño diámetro por donde va a circular el aire (*chiclés*) y en ellos se encuentran los transductores de presión.

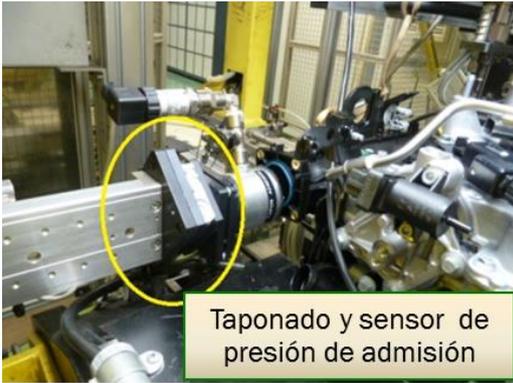


Figura 2.7. Taponado de admisión



Figura 2.8. Taponado de escape

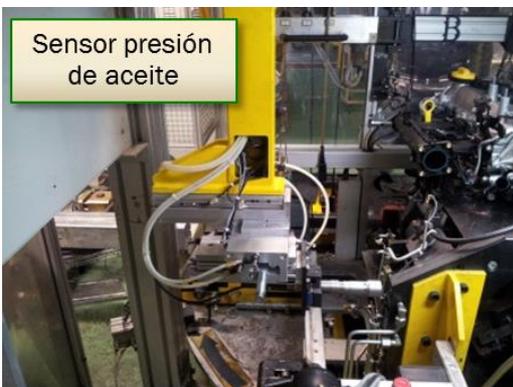


Figura 2.9. Sensor de presión de aceite



Figura 2.10. Sensor de presión de blowby



Figura 2.11. Acoplamiento de la generatriz

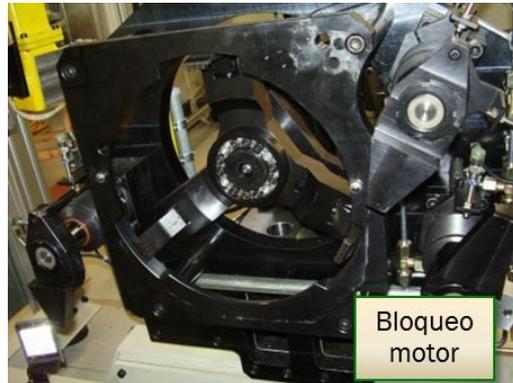


Figura 2.12. Sistema de bloqueo del motor

2.3. CICLO EJECUTADO POR EL AUTÓMATA.

El banco de ensayos es capaz de ejecutar ciclos distintos en función del tipo de motor que se está ensayando. Este Trabajo Fin de Grado ha sido desarrollado para un motor gasolina de cuatro cilindros en línea y con desfasadoras tanto de admisión como en el de escape, por lo que se centra exclusivamente en el ciclo implementado en este tipo de motor. A continuación se describen por orden los pasos que realiza el “Banco de Ensayos en Frío” para comprobar el funcionamiento correcto del motor (ciclo):

- En primer lugar (una vez posicionado y bloqueado el motor dentro del puesto automático) todos los *taponados* y sensores avanzan hasta su posición de trabajo.
- Se comprueba que llega tensión a la *VOP*.
- Seguidamente se hace girar el volante de inercia del motor hasta las 60 rpm para realizar un test de par, el cual no debe superar cierto valor para garantizar que no hay ningún componente mecánico principal gripado.
- Posteriormente se incrementa la velocidad de giro hasta alcanzar 1200 rpm, a la cual se van obtener el resto de medidas.
- Se adquieren las curvas de presión de admisión y escape, presión de “*blow-by*”, par y posición angular de la *cible* con todas las electroválvulas desactivadas. Además del valor de la presión en el circuito de aceite y una comprobación del *calado*.
- Se **activa** la **electroválvula** de **admisión** y se vuelven a obtener las curvas de presión de admisión y escape, presión de “*blow by*”, par y posición angular de la *cible*. Además de la comprobación del *calado*.
- Se **desactiva** la **electroválvula** de **admisión** y **se activa la de escape**. Se vuelven a obtener todas las curvas. Se comprueba el *calado* y se vuelve a medir la presión en el circuito de aceite.
- Se pilota la *VOP* para que aumente el caudal de aceite que impulsa y se comprueba la presión en el circuito de aceite y la tensión en la *VOP*.
- Con toda la información recogida el sistema realiza sus cálculos para evaluar posibles defectos en el motor (aplicación de la lógica).
- Finalmente las revoluciones del motor descienden paulatinamente hasta detenerse por completo.

En la *Figura 2.13* se muestra un esquema del ciclo que se acaba de describir. Este test tiene una **duración** aproximada de **43 segundos**.

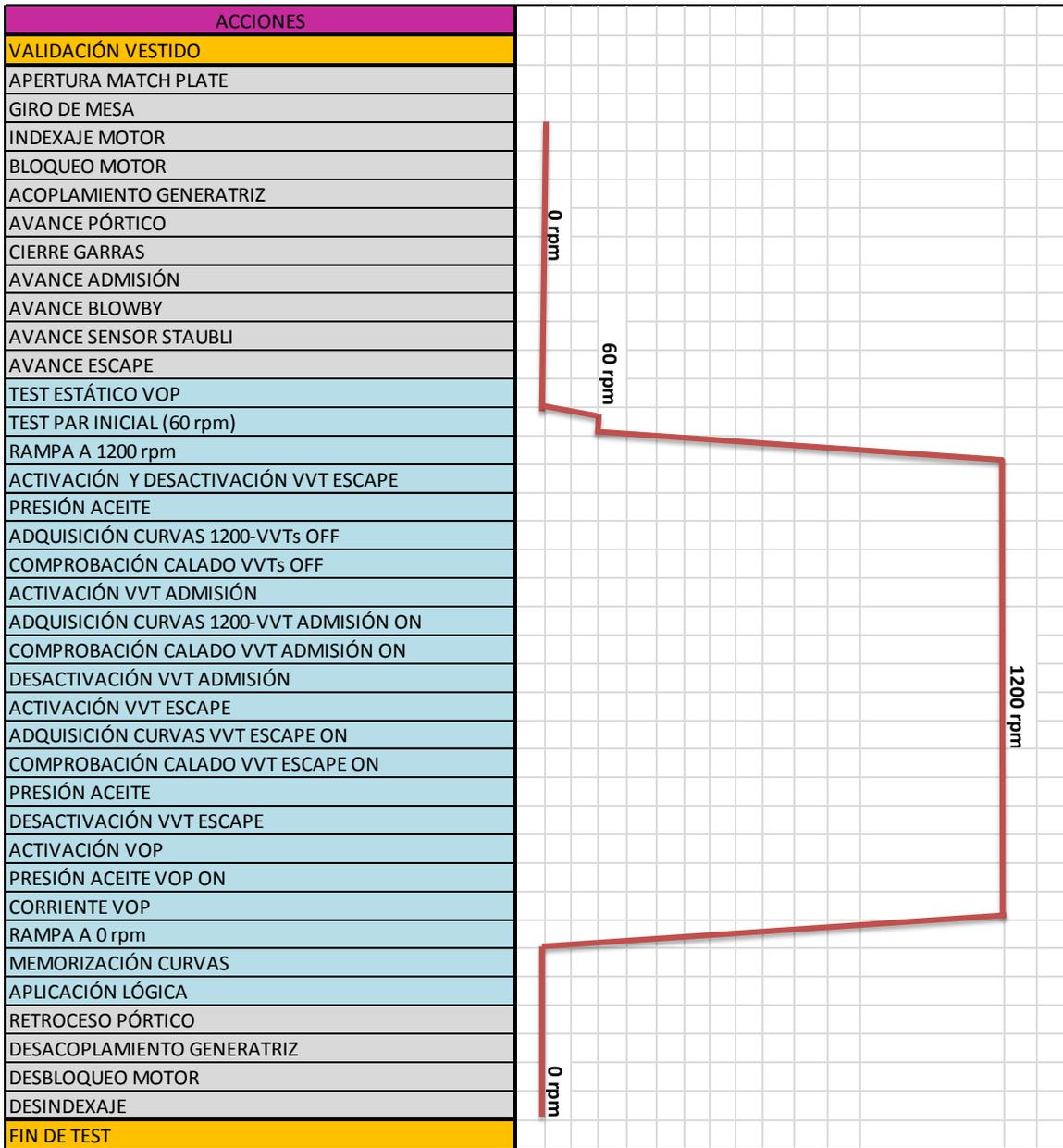


Figura 2.13. Ciclo ejecutado por el autómeta

2.4. RESULTADOS QUE SE OBTIENEN.

A continuación se exponen los resultados de un **motor conforme** tras su ensayo en el “Banco de Ensayos en Frío”. Únicamente se muestran los que se van a analizar mediante el modelo ejecutado con “AVL BOOST”, que son los correspondientes al ciclo del aire (presiones de admisión y escape).

Los valores de presión en este capítulo, se corresponden con **presiones manométricas**, ya que así expresa los resultados el “Banco de Ensayos en Frío”. Sin embargo, para los siguientes capítulos se ha hecho la equivalencia adecuada para trabajar con **presiones absolutas**.

2.4.1. Presión de admisión con todas las electroválvulas desactivadas:

En la *Figura 2.14* se muestra la gráfica de presión de admisión, donde uno de los parámetros a evaluar es la presión manométrica de admisión media, la cual podemos apreciar que se encuentra en torno a -640 mbar.

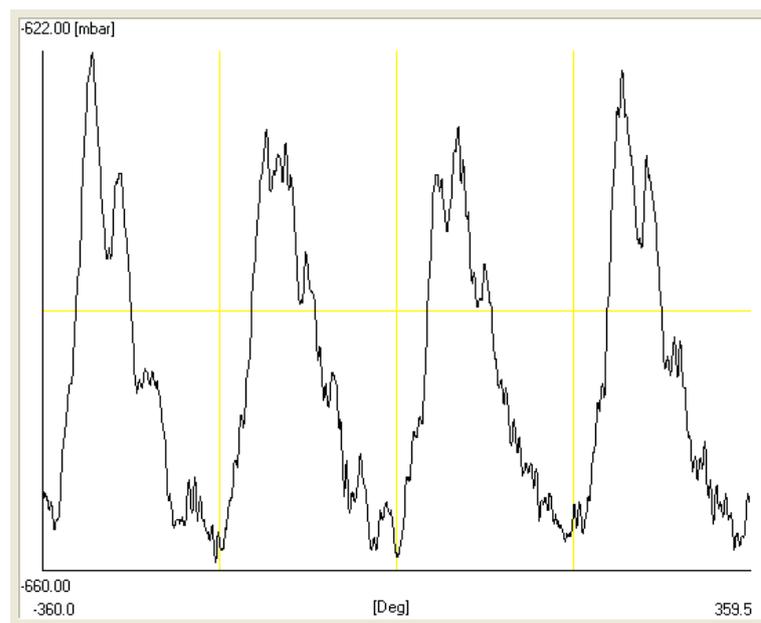


Figura 2.14. Presión de admisión con las electroválvulas desactivadas

2.4.2. Presión de admisión con la electroválvula de admisión activada:

En la *Figura 2.15* se muestra la gráfica de presión de admisión con la electroválvula de admisión activada y la de escape desactivada de un motor conforme, donde uno de los parámetros a evaluar es la presión manométrica de admisión media, la cual podemos apreciar que se encuentra en torno a -540 mbar.

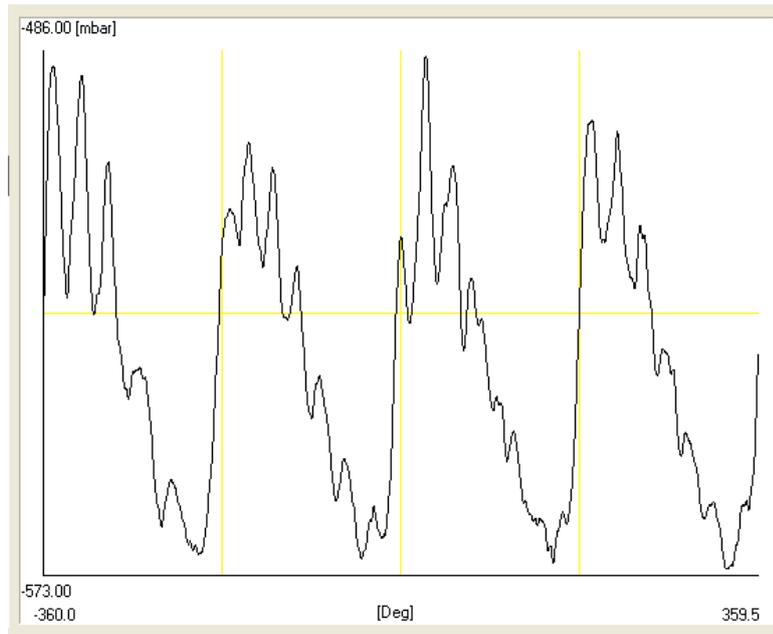


Figura 2.15. Presión de admisión con la electroválvula de admisión activada

2.4.3. Presión de admisión con la electroválvula de escape activada:

En la *Figura 2.16* se muestra la gráfica de presión de admisión con la electroválvula de escape activada y la de admisión desactivada de un motor conforme, donde uno de los parámetros a evaluar es la presión manométrica de admisión media, la cual podemos apreciar que se encuentra en torno a -530 mbar.

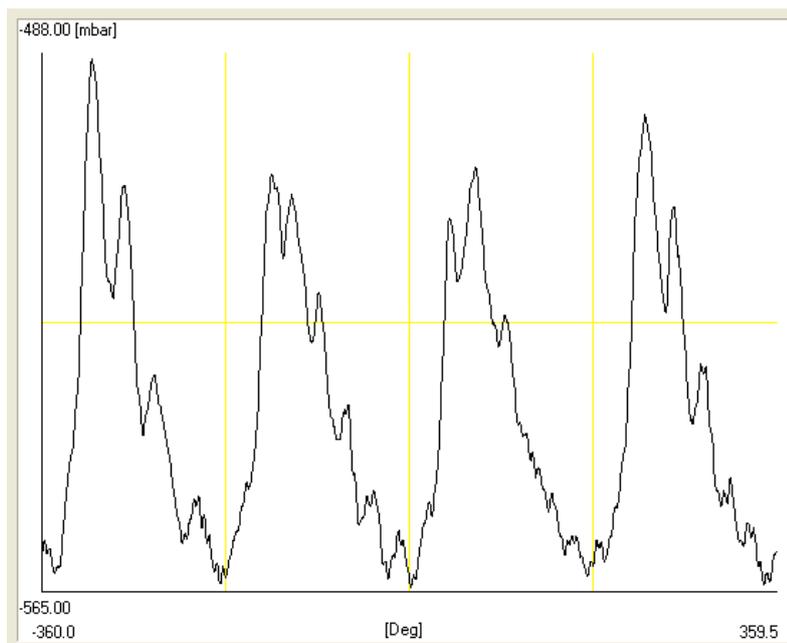


Figura 2.16. Presión de admisión con la electroválvula de escape activada

2.4.4. Presión de escape con todas las electroválvulas desactivadas:

En la *Figura 2.17* se muestra la gráfica de presión de escape, donde uno de los parámetros a evaluar es la presión manométrica de escape media, la cual podemos apreciar que se encuentra en torno a 670 mbar.

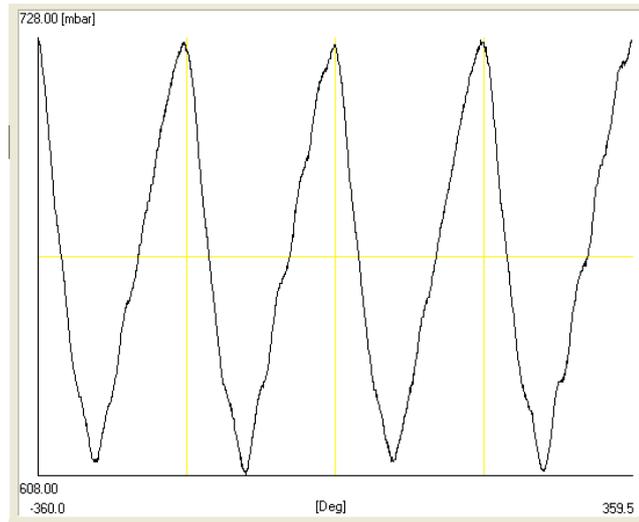


Figura 2.17. Presión de escape con las electroválvulas desactivadas

2.4.5. Presión de escape con la electroválvula de admisión activada:

En la *Figura 2.18* se muestra la gráfica de presión de escape con la electroválvula de admisión activada y la de escape desactivada, donde uno de los parámetros a evaluar es la presión manométrica de escape media, la cual podemos apreciar que se encuentra en torno a 610 mbar.

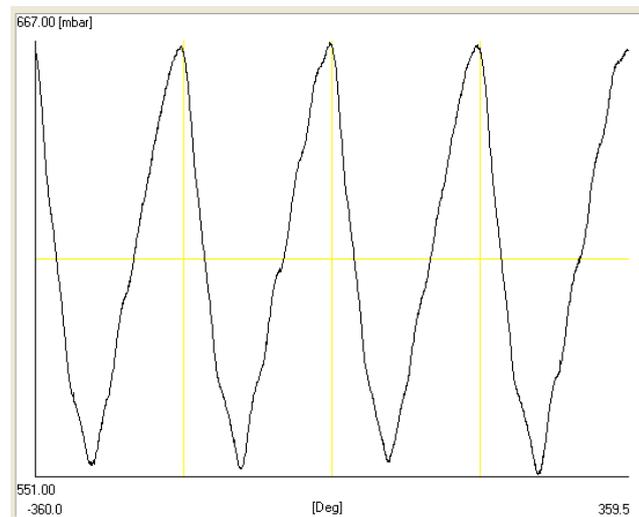


Figura 2.18. Presión de escape con la electroválvula de admisión activada

2.4.6. Presión de escape con la electroválvula de escape activada:

En la *Figura 2.19* se muestra la gráfica de presión de escape con la electroválvula de escape activada y la de admisión desactivada, donde uno de los parámetros a evaluar es la presión manométrica de escape media, la cual podemos apreciar que se encuentra en torno a 640 mbar.

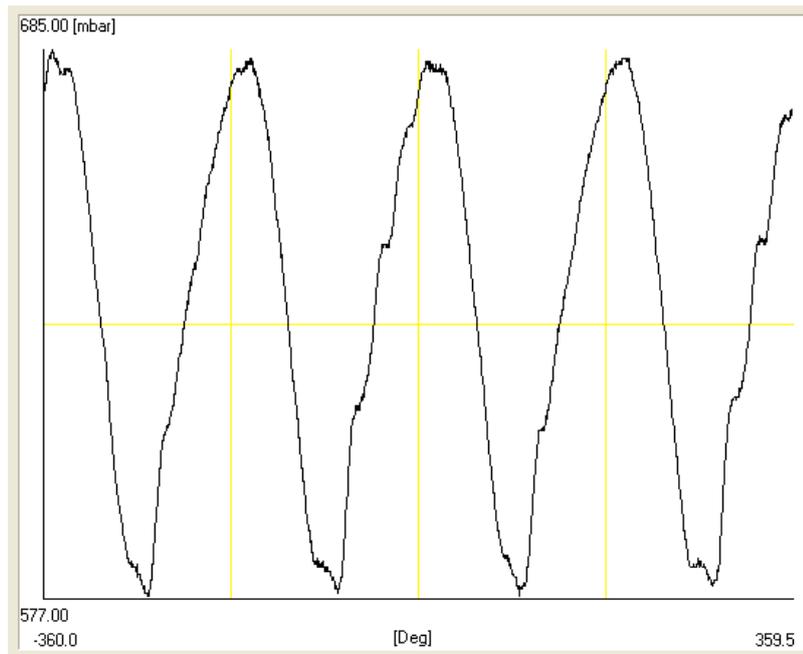


Figura 2.19. Presión de escape con la electroválvula de escape activada



CAPÍTULO 3: PROGRAMA “AVL BOOST”



3.1. INTRODUCCIÓN.

Habiendo resumido en el apartado [1.1.3. “AVL BOOST”](#) que utilidades tiene esta aplicación, aquí se explican las bases teóricas de este programa para poder entender posteriormente el modelo.

3.2. BASES DEL PROGRAMA “AVL BOOST”.

“AVL BOOST” basa su funcionamiento en las propiedades de los gases, aplicando para ello la Termodinámica.

Obtiene los resultados mediante la integración de las ecuaciones de conservación de la masa (especies), cantidad de movimiento y energía. Las cuales se aplican a los diferentes componentes del modelo, caracterizándolos por sus dimensiones, su posición espacial y sus fenómenos particulares. La integración se realiza durante varios ciclos, partiendo de unas condiciones iniciales impuestas e interesando generalmente los resultados del último ciclo.

Las propiedades de los gases, como la constante de los gases o las capacidades caloríficas de los mismos, dependen de la temperatura, presión y composición del gas. “AVL BOOST” calcula las propiedades del gas en cada volumen y en cada intervalo de tiempo con la composición instantánea. Existen dos aproximaciones para calcular esto: La del transporte de las especies y la del cálculo de propiedades del gas disponible.

3.2.1. Cilindros:

El cálculo del estado termodinámico en el interior de los cilindros está basado en la Primera Ley de la Termodinámica (*Ecuación 3.1*), según la cual, el cambio de energía interna (ΔU) es igual al calor cedido al sistema (Q) menos el trabajo realizado por el sistema (W).

$$\Delta U = Q - W \quad \text{Ecuación 3.1}$$

Los flujos másicos a través de las válvulas de admisión y escape se calculan mediante las ecuaciones de flujo isoentrópico (*Ecuación 3.2*) en orificios, considerando los coeficientes de flujo (determinados en una prueba de flujo constante) en los mismos.

$$\frac{dm}{dt} = A_{eff} \cdot P_{o1} \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_{o1}}} \cdot \psi \quad \text{Ecuación 3.2}$$

Donde $\frac{dm}{dt}$ es el flujo másico, A_{eff} el área efectiva (dependiente del coeficiente de flujo del puerto y del diámetro del asiento de válvula), P_{o1} la

presión aguas arriba, T_0 la temperatura aguas arriba, R la constante de los gases y ψ un parámetro dependiente de las presiones aguas arriba, aguas abajo y de la relación de calores específicos.

Las pérdidas por “blow-by” son determinadas a través del espacio efectivo de “blow-by” y la presión principal en el cárter. El flujo másico de “blow-by” es obtenido mediante la Ecuación 3.2, donde el área efectiva de flujo de “blow-by” se calcula mediante la Ecuación 3.3, a partir del diámetro del cilindro (D) y el espacio efectivo de “blow-by” (δ).

$$A_{eff} = \pi \cdot D \cdot \delta \quad \text{Ecuación 3.3}$$

3.2.2. Volúmenes fijos y variables:

El cálculo de las propiedades del gas y los flujos másicos en el interior de los volúmenes es muy similar al de los cilindros.

3.2.3. Tuberías o conductos:

En las tuberías o conductos se considera un **flujo unidimensional** y viene dado por la Ecuación de Euler. La fuerza de fricción con la pared se calcula en base al factor de fricción de la pared λ_f y al factor de fricción de Fanning φ (Ecuación 3.4). El factor de fricción λ_f se suele describir como función del Número de Reynolds (Ecuación 3.5).

$$\frac{F_R}{V} = \varphi \frac{\lambda_f}{2 \cdot d} \cdot \rho \cdot u \cdot |u| \quad \text{Ecuación 3.4}$$

$$Re = \frac{d \cdot u}{\nu} \quad \text{Ecuación 3.5}$$

Donde $\frac{F_R}{V}$ es la fuerza de fricción por unidad de volumen, d es el diámetro del conducto, u la velocidad del fluido, ν la viscosidad cinemática del fluido y ρ la densidad del fluido.

Para conductos curvos se incrementan las pérdidas por fricción en la pared, estas pérdidas de presión dependen de un coeficiente de pérdidas que a su vez es función del radio de curvatura medio del conducto.

En las tuberías se genera un **flujo de ondas** que avanzan y retroceden, superponiéndose las ondas que se mueven en distintos sentidos. Esto condiciona el flujo en gran medida, “AVL BOOST” calcula primero la solución del problema a partir de la cual va a deducir la información de las ondas.

3.2.4. Nudos o empalmes:

El programa presenta tres tipos de modelos para la unión de conductos. El **modelo de presión constante** y el **modelo de presión estática constante** son aplicables a todos los nudos. En el primer caso el nudo es tratado como si fuera un volumen, definiendo los coeficientes de flujo entrante y saliente (del volumen) de cada conducto que forma el empalme.

Para el modelo de presión estática constante, se fuerza a tener la misma presión estática en todas las secciones que forman el nudo. Todos los coeficientes de flujo son forzados a la unidad (sin pérdidas).

El último modelo por explicar sólo es posible si el nudo es de tres o más conductos. En este caso “AVL BOOST” distingue seis posibles coeficientes de flujo en el empalme (dos por conducto, uno de entrada y otro de salida).

3.2.5. Catalizador:

El comportamiento dinámico del gas en el catalizador se modela utilizando las **mismas bases que en tuberías** o conductos.

Un monolito de nido de abeja se compone de varios canales pequeños e individuales, por lo que el número de Reynolds es muy pequeño. Para un flujo laminar, el coeficiente de fricción es evaluado mediante la ley de Hagen-Poiseuille. Para la región turbulenta se utiliza un coeficiente de fricción turbulenta. Para tener en cuenta las variedades de forma posibles de los canales, se aplica el llamado factor de fricción de Fanning.





CAPÍTULO 4: MOTOR MODELADO Y DIMENSIONES CONSIDERADAS



4.1. INTRODUCCIÓN.

En este capítulo se realiza una descripción del motor modelado. Seguidamente, se expone como se han obtenido las medidas de los componentes del motor que han sido necesarias para elaborar el modelo.

El motor es el denominado como **H5Ft Energy TCe** (Turbo Control efficiency). Es un MCIA de **inyección directa de gasolina**, de **cuatro cilindros** en línea y **sobrealimentado** mediante un turbocompresor (aunque el compresor no está conectado a admisión durante la realización del ensayo en el “Banco de Ensayos en frío”). Posee una cilindrada de 1197 Cm³, 16 válvulas, 2 árboles de levas (uno para las válvulas de admisión y otro para las de escape), otorga una potencia máxima de 115 Cv y un par de 190 Nm de 2000 a 4000 rpm. La bomba de aceite es de cilindrada variable, el **bloque** del motor está fabricado de **aluminio** y la **transmisión es por cadena** y rueda dentada. El motor descrito se muestra en la *Figura 4.1.*



Figura 4.1. Motor H5Ft Energy Tce

4.2. DIMENSIONES DEL MOTOR.

Para efectuar el modelo con fidelidad, **se han tomado las medidas de los componentes del motor a partir de su diseño en “CATIA”**. Se han aproximado las geometrías especialmente complicadas a otras más sencillas y factibles de tratar.

A continuación, se muestran los componentes del motor que han sido necesarios para implementar el modelo. Detallando las simplificaciones, si las hubiera, y las dimensiones finales consideradas:

4.2.1. Colector de admisión:

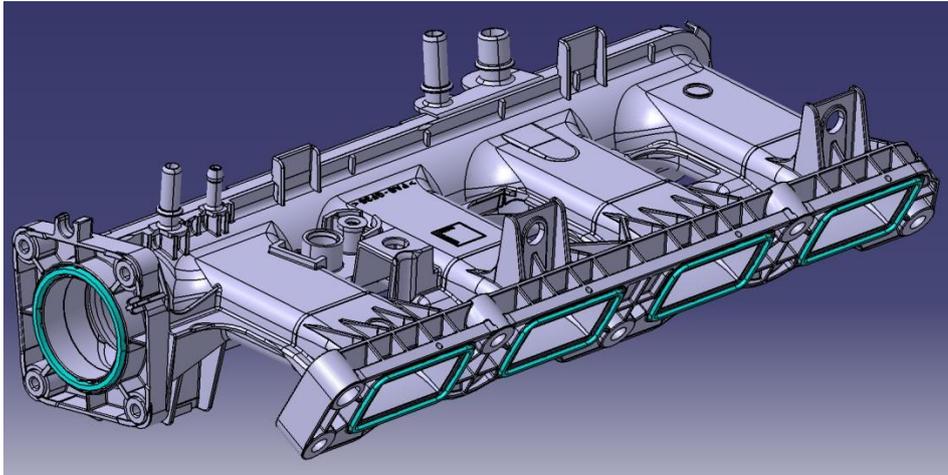


Figura 4.2. Colector de admisión

Como se observa en la *Figura 4.2*, el colector de admisión está formado por **un conducto cilíndrico** recto que recoge el aire del ambiente (a través del *taponado* de admisión) y lo distribuye hacia otros **cuatro conductos curvos** de sección rectangular.

Para el modelo, se ha considerado que los cuatro conductos de sección rectangular son cónicos en la unión con el conducto principal, y cilíndricos en el resto de su longitud. La curvatura longitudinal se supone nula.

El diámetro del conducto principal es de 46 mm.

Para los otros cuatro conductos, el tramo cónico tiene una longitud de 20 mm y los diámetros equivalentes de sus bases son 46,2 mm (la más próxima al conducto central) y 38,9 mm. La parte considerada como cilíndrica tiene una longitud de 105 mm y un diámetro equivalente de 38,9 mm. Los diámetros equivalentes se calculan para que el nuevo valor del área circular sea el mismo que el del área rectangular anterior a la simplificación. Para ello se ha utilizado la siguiente expresión:

$$\text{Área}_{\text{Rectángulo}} = \text{Área}_{\text{Círculo}} \Rightarrow A \cdot B = \pi \cdot D^2 / 4 \quad \text{Ecuación 4.1}$$

Donde A y B son las longitudes de los lados del rectángulo y D es el diámetro equivalente.

La distancia desde la entrada al conducto principal, hasta el primer conducto de los cuatro, es de 67 mm.

Los cuatro conductos de sección rectangular están separados 85 mm entre sí, y tienen una longitud total de 125 mm cada uno.

En la *Figura 4.3* se muestra un detalle del interior del colector de admisión.

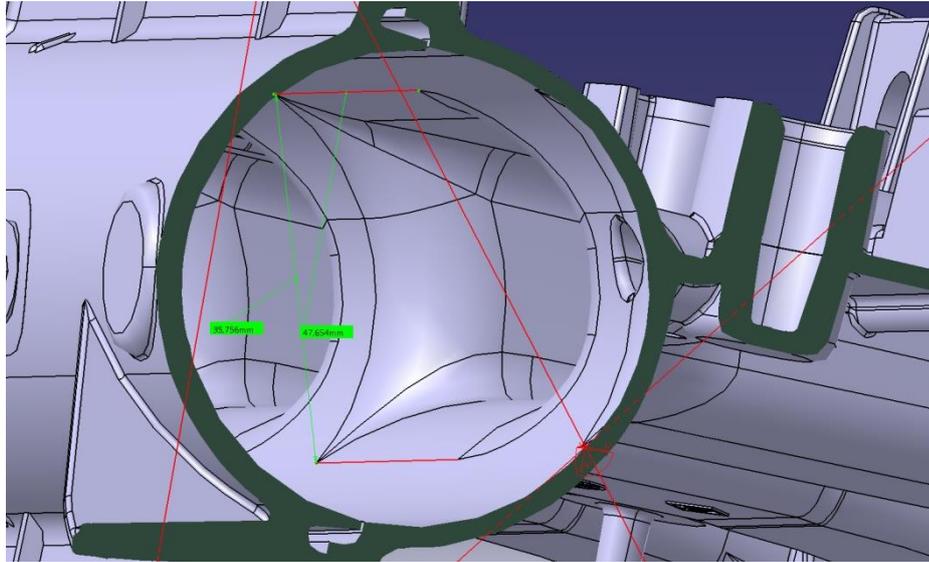


Figura 4.3. Detalle interior del colector de admisión

4.2.2. Culata:

4.2.2.1 Lado de admisión:

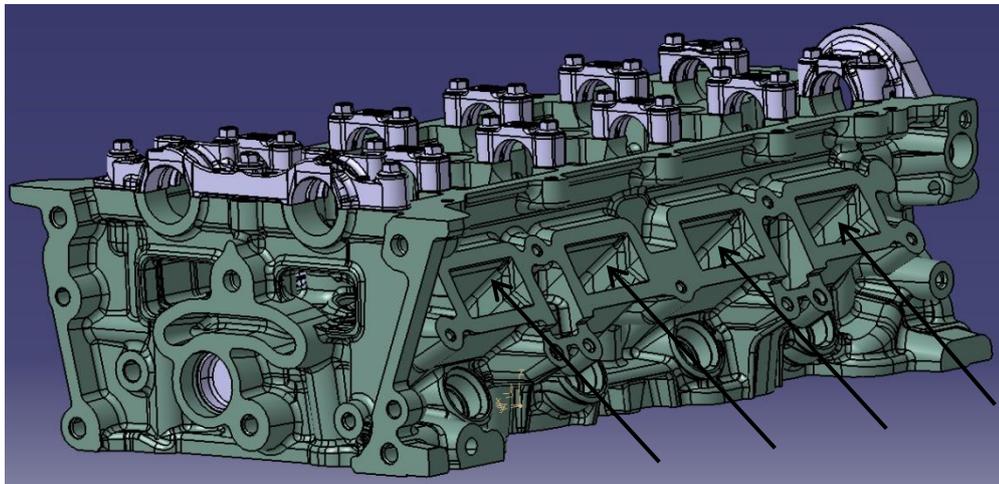


Figura 4.4. Lado admisión de la culata

En la *Figura 4.4*, se aprecian **cuatro conductos rectangulares**. Éstos reciben el aire del colector de admisión, dirigiéndolo hacia los asientos de las válvulas de admisión.

Se ha simplificado dicha geometría, considerando los conductos como cilíndricos, con un diámetro equivalente de 38,9 mm. La longitud total de cada uno de los cuatro conductos, hasta la entrada a la cámara de combustión, se ha considerado recta y de 95 mm.

En la *Figura 4.5* se muestra un detalle del interior de los conductos.

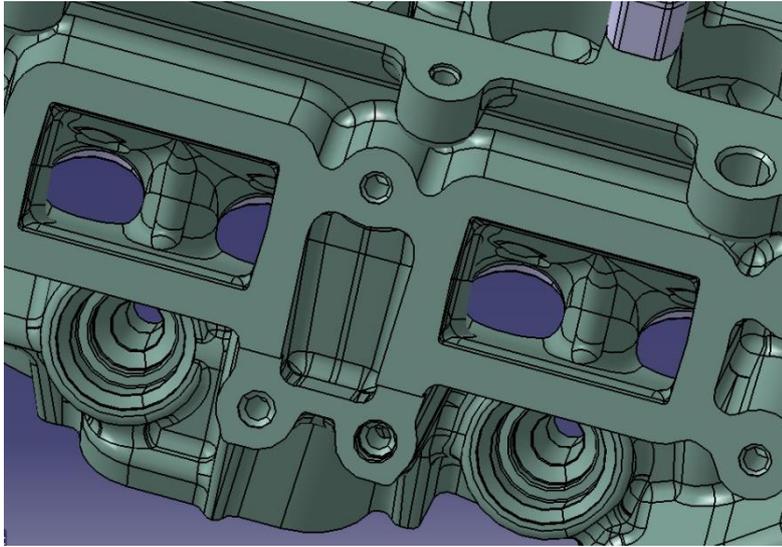


Figura 4.5. Detalle interior de los conductos

4.2.2.2 Lado escape:

En la *Figura 4.6*, se pueden observar **tres conductos de sección aproximadamente rectangular**. El conducto central se corresponde con la unión de dos conductos que llegan de las cámaras de combustión de los dos cilindros centrales. Los dos conductos de los extremos salen de las cámaras de combustión de los cilindros extremos.

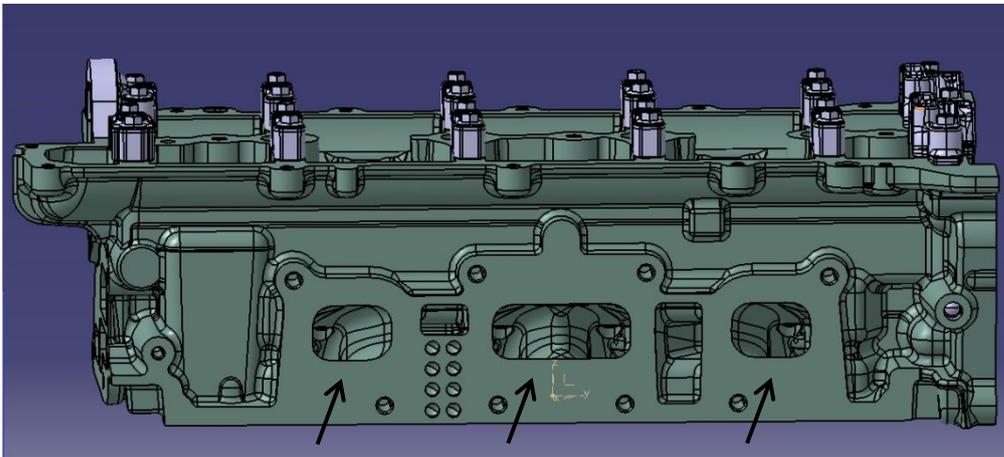


Figura 4.6. Lado escape de la culata

Todos los conductos se han considerado rectos y de sección cilíndrica.

Los conductos de los extremos tienen un diámetro y longitud equivalentes de 35 mm y 86,32 mm respectivamente.

El conducto central se ha estimado como dos conductos independientes, ya que los dos conductos a los que va conectado se juntan en el extremo final. Su longitud y diámetro equivalentes es de 91,687 mm y 35 mm respectivamente.

En la *Figura 4.7* se muestra el detalle del conducto del extremo.

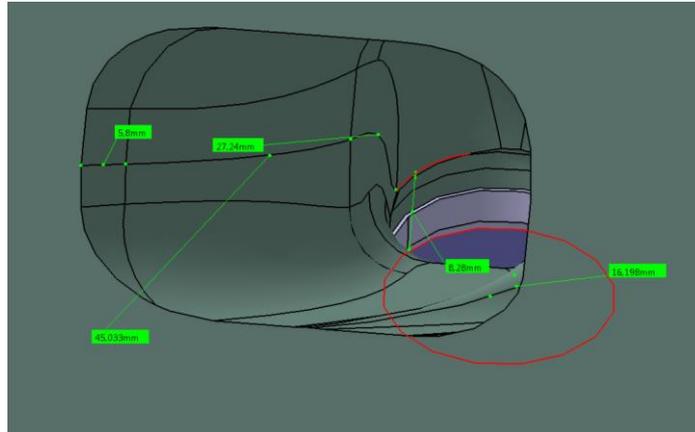


Figura 4.7. Detalle del conducto del extremo

4.2.2.3 Válvulas:

Se ha medido un **diámetro de asiento** 22,7 mm para las válvulas de admisión y de 18,4 mm para las válvulas de escape (*Figura 4.8*).



Figura 4.8. Asientos de válvula

4.2.3. Cilindros:

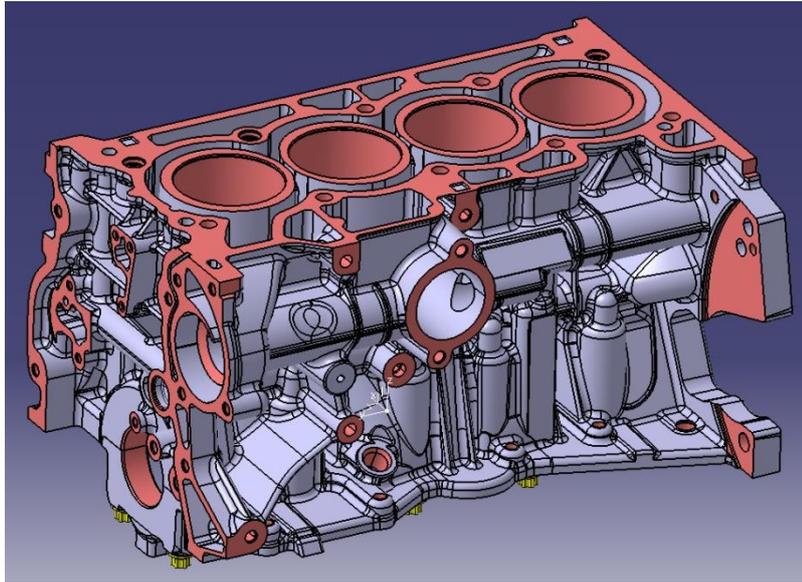


Figura 4.9. Bloque motor

En la *Figura 4.9* se muestra el bloque del motor. A partir del cual se obtiene una medición de 72,2 mm del **diámetro de los cilindros**.

La **carrera de los cilindros** se consigue a partir de la distancia entre el eje de la muñequilla y el del cigüeñal (*Figura 4.10*). Por lo tanto la carrera es dos veces esta distancia, resultando 72,98 mm.

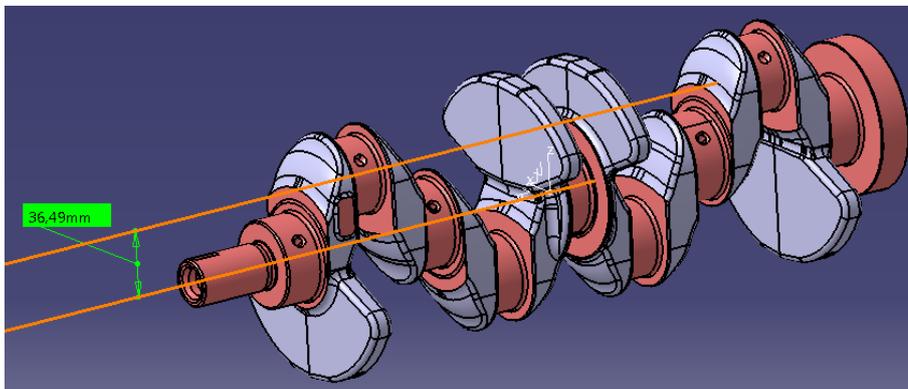


Figura 4.10. Cigüeñal

4.2.4. Bielas:

En la *Figura 4.11*, se aprecia que la longitud de la biela medida como la distancia entre sus ejes es de 132,48 mm.

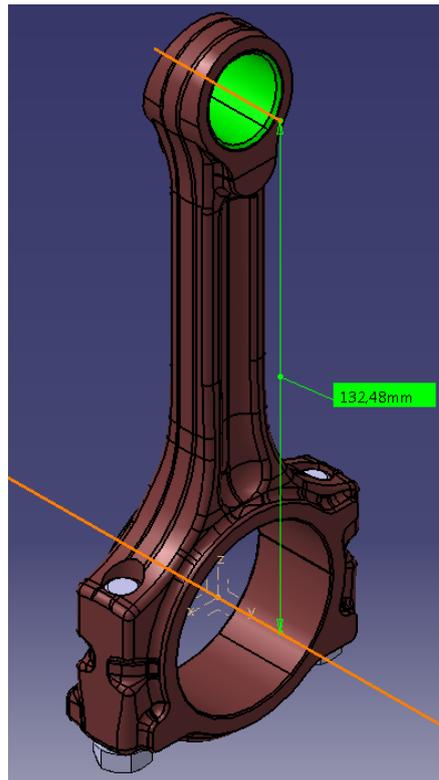


Figura 4.11. Biela

4.2.5. Colector de escape:

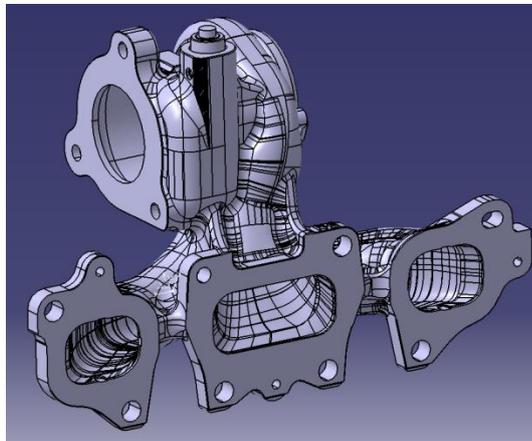


Figura 4.12. Colector de escape

En la *Figura 4.12* se aprecia que los conductos son curvos. Debido a que el radio de curvatura es grande y que varía, dependiendo de la posición dentro del conducto, todos los conductos se han considerado rectos.

Los conductos de los extremos tienen una sección aproximadamente rectangular, ésta se ha considerado circular y con un diámetro equivalente de 40,37 mm.

La longitud equivalente de estos conductos hasta su unión, justo antes de la entrada al volumen del turbocompresor, es de 176 mm.

El conducto central se simplifica de la misma manera que los conductos extremos. Su diámetro equivalente es de 51,7 mm y tiene una longitud equivalente, hasta su unión con los otros dos conductos, de 70 mm.

4.2.6. Turbina de escape:

En el “Banco de Ensayos en Frío” el **turbocompresor no está conectado a la admisión del motor**. Por ese motivo solo se ha considerado la turbina para el modelo. El efecto de la turbina sobre los resultados, es equivalente al de un volumen, en cuyo interior, la presión es la misma en todos sus puntos.

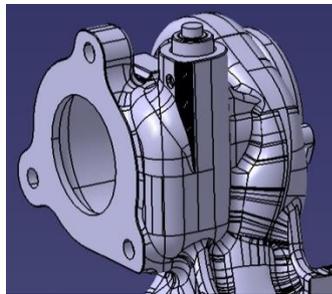


Figura 4.13. Turbina de escape

La turbina (*Figura 4.13*) tiene un radio medio de 33 mm, y una anchura de 82 mm. Esto se traduce en un volumen de 0,29 l.

4.2.7. Catalizador:

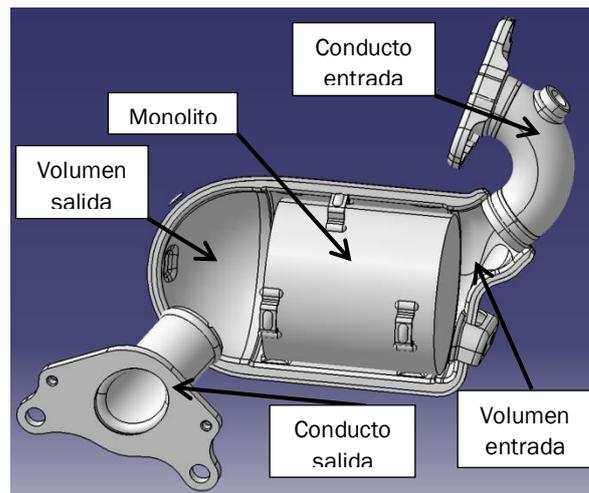


Figura 4.14. Catalizador

En la *Figura 4.14*, se observa el catalizador desglosado en sus principales partes. Para el **conducto de entrada**, que recibe el aire de la turbina, se ha



medido una longitud equivalente de 160,87 mm y un radio de curvatura de 44,5 mm. El **volumen de entrada** es equivalente a un cilindro de 62,9 mm de radio y 14 mm de ancho, resultando 0,174 l. El **monolito** es un cilindro de 59,2 mm de radio y 127,2 mm de longitud (1,4 l de volumen). El **volumen de salida** se ha aproximado a un cilindro de radio 62,9 mm y longitud de 21,3 mm, más una semiesfera de 62,9 mm de radio, el volumen total es de 0,784 l. Finalmente, para el conducto de salida se ha medido un diámetro de 47 mm, con una longitud equivalente de 80,6 mm.





CAPÍTULO 5: MODELO “AVL BOOST”



5.1. INTRODUCCIÓN.

En este capítulo se expone el modelo realizado con “AVL BOOST”, identificando cada una de sus partes y relacionándolas con las medidas consideradas en el apartado [4.2 DIMENSIONES DEL MOTOR](#). Finalmente se explican algunos aspectos de configuración general de “AVL BOOST”.

5.2. MODELO.

5.2.1. Modelo gráfico:

En la *Figura 5.1* se muestra el modelo de forma gráfica.

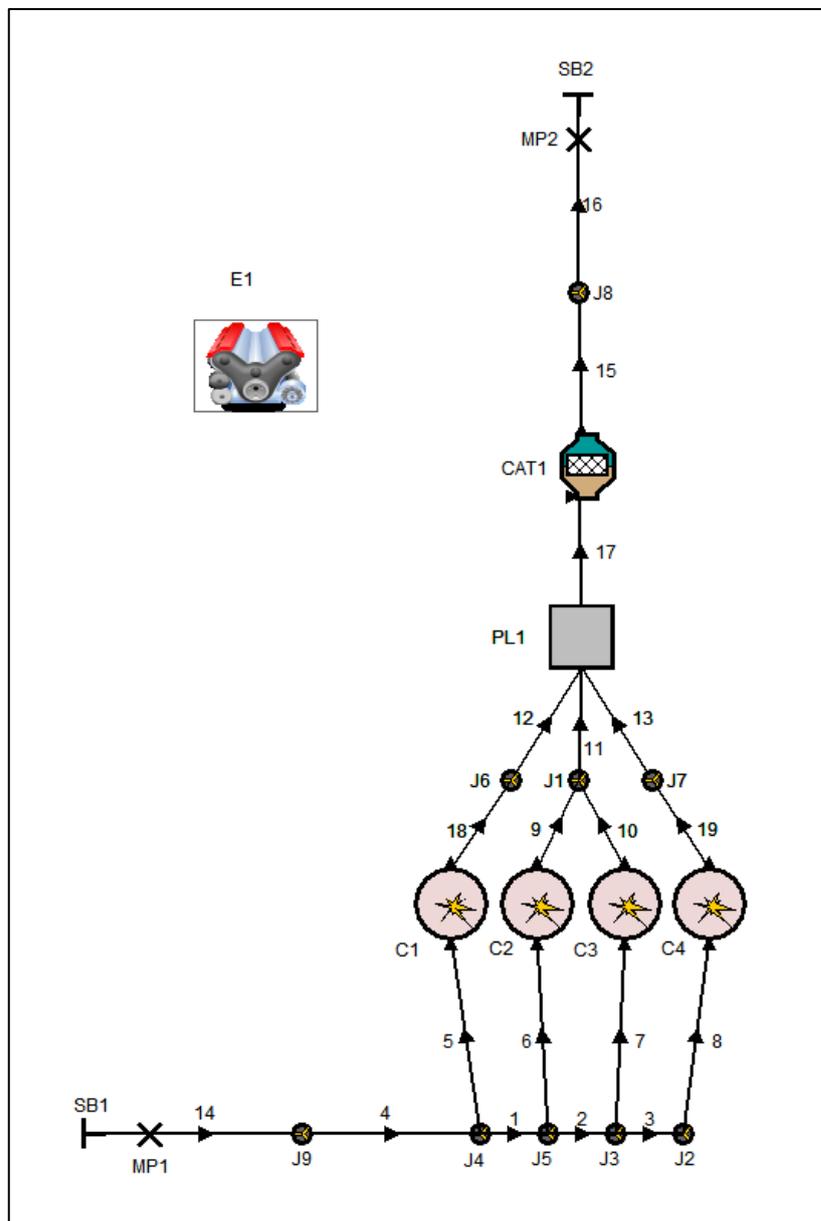


Figura 5.1. Esquema gráfico del modelo

En la *Figura 5.2* se reflejan las partes principales en las que se subdivide el modelo.

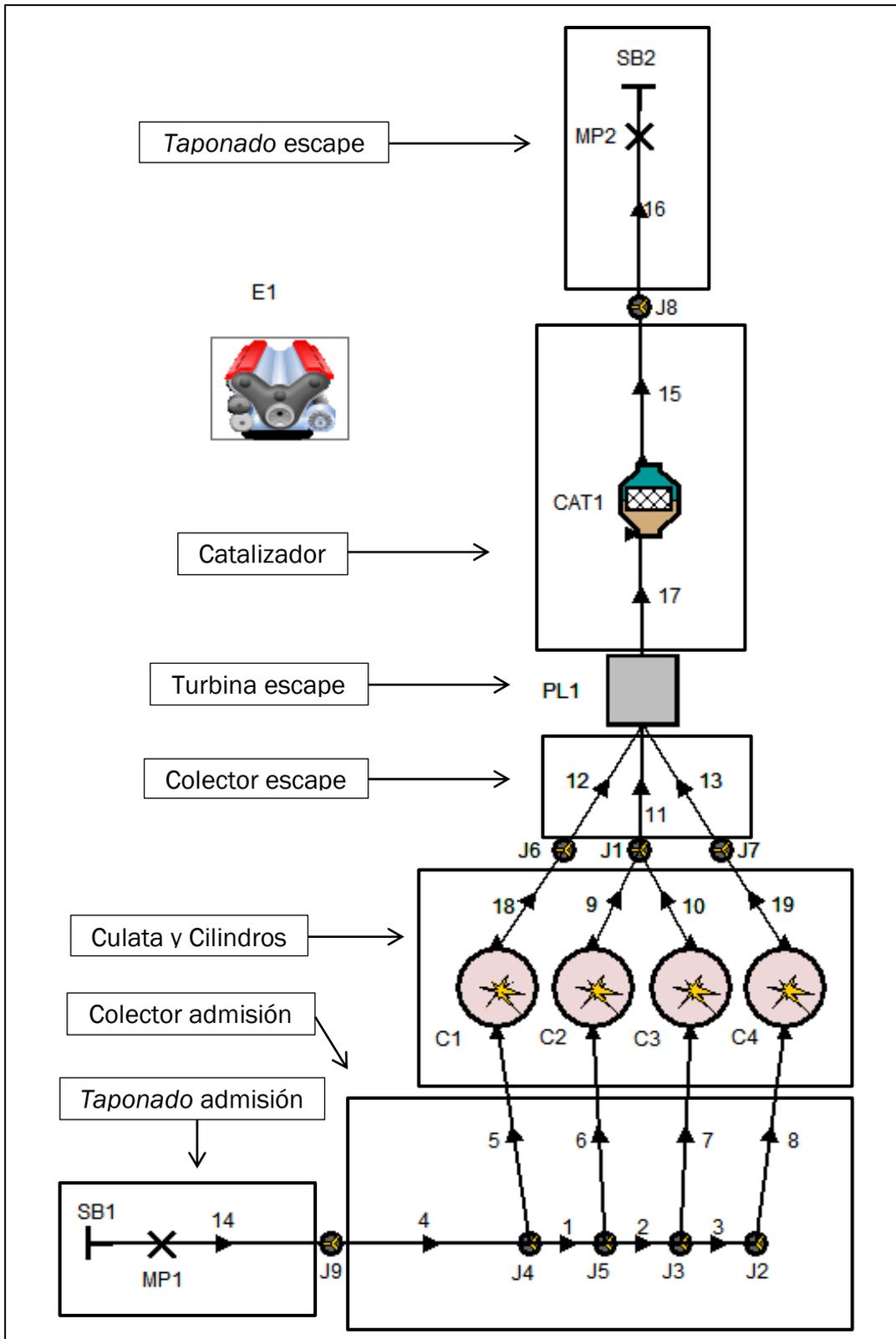


Figura 5.2. Partes del modelo

5.2.2. Propiedades atribuidas a los componentes del modelo:

En este apartado se explican las propiedades que se han atribuido a cada uno de los componentes del modelo. Además se incluyen capturas del programa “AVL BOOST”, en las que se aprecia donde se han introducido esas propiedades en el programa.

Se han introducido como propiedades de inicialización de todos los componentes del lado de admisión del motor, las que se deben de obtener como resultado en el transductor de presión de admisión. Es decir, 0,4 bar y 20°C, *Figura 5.3*. Las demás propiedades no son relevantes, puesto que en el motor no se produce combustión para este ensayo.

Initialization

Local Initialization

Preference Set 1 Update

Pressure 0.4 bar

Gas Temperature 20 degC

Fuel Vapour 0

Combustion Products 0

Ratio Type A/F - Ratio

Ratio Value 1

Figura 5.3. Propiedades iniciales de admisión

Lo mismo ocurre con todos los componentes del lado de escape, cuyas propiedades de inicialización son las que se deben obtener como resultado en el transductor de presión de escape. Es decir, 1,6 bar y 30 °C, *Figura 5.4*.

Initialization

Local Initialization

Preference Set 2 Update

Pressure 1.6 bar

Gas Temperature 30 degC

Fuel Vapour 0

Combustion Products 0

Ratio Type A/F - Ratio

Ratio Value 1

Figura 5.4. Propiedades iniciales de escape

Para todos los conductos se han tenido en cuenta los coeficientes de fricción y las propiedades de transferencia de calor que vienen definidos por defecto en el programa.

5.2.2.1. Taponado admisión:

Por el *taponado* de admisión (*Figura 5.5*) entra el aire del ambiente y se dirige hacia los demás componentes como indican las flechas de las *Figuras 5.1* y *5.2*.



Figura 5.5. *Taponado* de admisión

5.2.2.1.1. Frontera de entrada “SB1”:

Esta frontera simula el *chiclé* de admisión.

Este componente debe tener como condiciones frontera las ambientales, por lo que se ha elegido una presión de 1 bar y 20 °C de temperatura (*Figura 5.6*).

| Global Boundary Conditions | | |
|----------------------------|-------|------|
| Preference | Set 3 | |
| Pressure | 1 | bar |
| Gas Temperature | 20 | degC |
| Fuel Vapour | 0 | |
| Combustion Products | 0 | |
| A/F-Ratio | 1 | |

Figura 5.6. Condiciones frontera en admisión

El coeficiente de flujo hacia el conducto del *taponado* de admisión “14” es de 0,0625 (*Figura 5.7*).

| Flow Coefficients | | | |
|--------------------|--------|-------------------|--------|
| Pipe 14 Inflow | 0.0625 | Pipe 14 Outflow | 0.0625 |
| Flow into the Pipe | | Flow out the Pipe | |

Figura 5.7. Coeficientes de flujo del *chiclé* de admisión

5.2.2.1.2. Conducto *Taponado* admisión “14”:

La longitud del conducto es de 151,5 mm y tiene un diámetro de 12 mm (*Figura 5.8*). El conducto tiene dos curvas de 90 grados, las cuales se han simulado suponiendo que el conducto es de radio variable. De modo que en las zonas rectas se supone un radio muy grande (100000 mm) y en las zonas curvas un radio pequeño (2,5 mm).

Como se muestra en la *Figura 5.9*, los primeros 40 mm de conducto tienen un radio de curvatura de 100000 mm. Entre los 40 y los 45 mm de 2,5 mm, entre los 45 mm y los 120 mm de 100000 mm, entre los 120 y los 125 mm de 2,5 mm y de los 125 mm hasta los 151,5 mm de 100000mm. Esta tabla se ha introducido marcando la casilla “Bent pipe” y escogiendo la opción “Table”. dentro de las características generales (*Figura 5.8*).

Pipe Length mm
Diameter mm
 Hydraulic Setting Hydraulic Unit Diameter Area
Hydraulic Diameter mm
Hydraulic Area mm²
 Bent Pipe Bending Radius
Lam. Friction Coeff. [-]
Turbulent Friction Coefficient Surface Roughness
Friction Coefficient [-]
Surface Roughness mm
Friction Multiplier [-]
 Absorptive Material
Gas/Wall Heat Transfer
Heat Transfer Coefficient W/(m².K)
Heat Transfer Factor [-]
Wall Temperature degC
 Variable Wall Temperature
 Chemistry

Figura 5.8. Características del conducto “14”

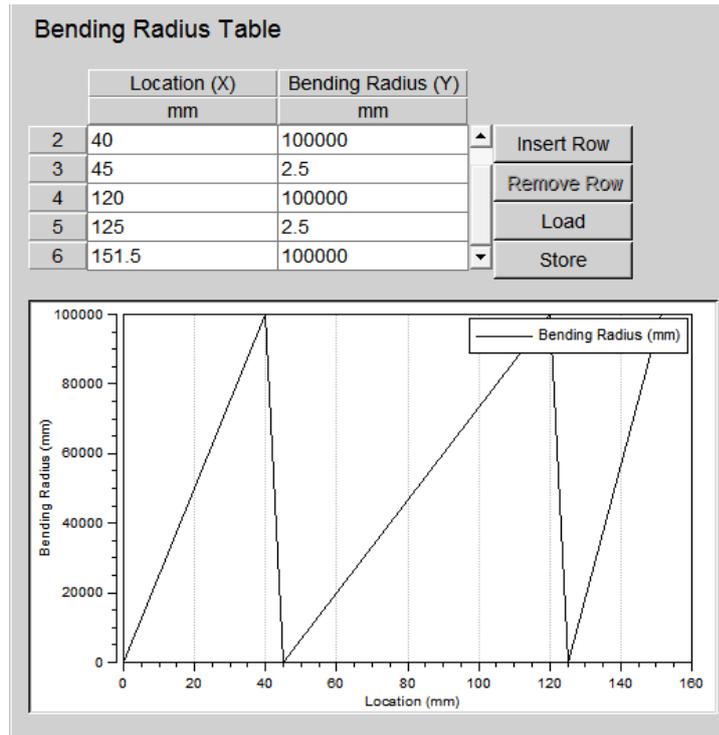


Figura 5.9. Tabla del radio de curvatura del contacto “14”

5.2.2.1.3. Transductor de presión “MP1”:

El transductor de presión se ha simulado añadiendo un “Measuring Point”, que es un punto en cual el programa va a calcular todas las propiedades termodinámicas del aire. Basta con colocarlo sobre el conducto e indicar a qué distancia del extremo final se encuentra.

Como se indica en la *Figura 5.10*, el transductor de presión se encuentra a 109 mm del final del conducto del *taponado* de admisión.

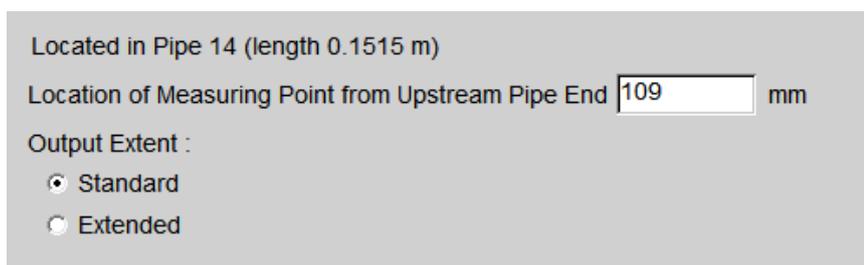


Figura 5.10. Posición del transductor de presión de admisión

5.2.2.1.4. Empalme con colector admisión “J9”:

Al existir un cambio brusco de diámetro entre el conducto del *taponado* de admisión y la entrada al colector de admisión, se hace necesario el uso de una “Junction” (nudo o empalme) para unir los dos conductos.

Como se ve en la *Figura 5.11*, se ha optado por el modelo de presión estática constante (“Constant Static Pressure”), ya que los dos conductos van en la misma dirección.

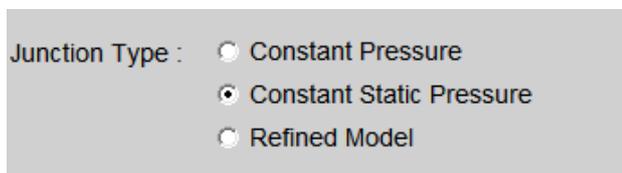


Figura 5.11. Tipo de modelo para el nudo “J9”

5.2.2.2. Colector de admisión:

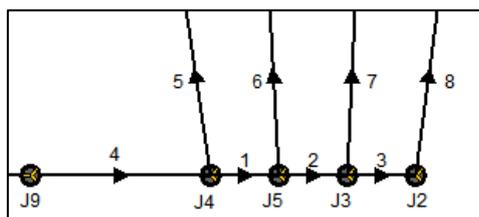


Figura 5.12. Colector de admisión

5.2.2.2.1. Conducto de entrada “4”:

Como se observa en la *Figura 5.13*, se ha introducido la longitud (67 mm) y el diámetro equivalente (46 mm). Como el conducto se ha considerado recto, la casilla “Bent Pipe” está sin marcar.

| | | |
|--|--------------------|--|
| Pipe Length | 67 | mm |
| Diameter | 46 | mm |
| <input type="checkbox"/> Hydraulic Setting | Hydraulic Unit | <input checked="" type="radio"/> Diameter <input type="radio"/> Area |
| | Hydraulic Diameter | <input type="text"/> mm |
| | Hydraulic Area | <input type="text"/> mm ² |
| <input type="checkbox"/> Bent Pipe | Bending Radius | 100000 mm |

Figura 5.13. Características del conducto “4”

5.2.2.2.2. Conductos “1”, “2”, y “3”:

Los tres conductos tienen la misma longitud y diámetro equivalente. Ya que, junto con el conducto “4”, forman el conducto principal del colector de admisión.

Como se observa en la *Figura 5.14*, se ha introducido la longitud (85 mm) y el diámetro equivalente (46 mm). Como el conducto es recto, la casilla “Bent Pipe” está sin marcar.

Pipe Length mm
 Diameter mm
 Hydraulic Setting Hydraulic Unit Diameter Area
 Hydraulic Diameter mm
 Hydraulic Area mm²
 Bent Pipe Bending Radius mm

Figura 5.14. Características de los conductos “1”, “2” y “3”

5.2.2.2.3. Conductos “5”, “6”, “7” y “8”:

Los cuatro conductos son iguales y simulan la parte final del colector de admisión junto con los conductos de admisión de la culata (hasta los asientos de válvula).

Se ha introducido la longitud (220 mm) y el diámetro equivalente mediante una tabla (Figuras 5.15 y 5.16). Ya que, como se explicó en el subcapítulo [4.2 DIMENSIONES DEL MOTOR](#), existe una zona cónica. Como la curvatura del conducto se consideró nula, la casilla “Bent Pipe” no está marcada.

Pipe Length mm
 Diameter mm
 Hydraulic Setting Hydraulic Unit Diameter Area
 Hydraulic Diameter mm
 Hydraulic Area mm²
 Bent Pipe Bending Radius mm

Figura 5.15. Características de los conductos “5”, “6”, “7” y “8”

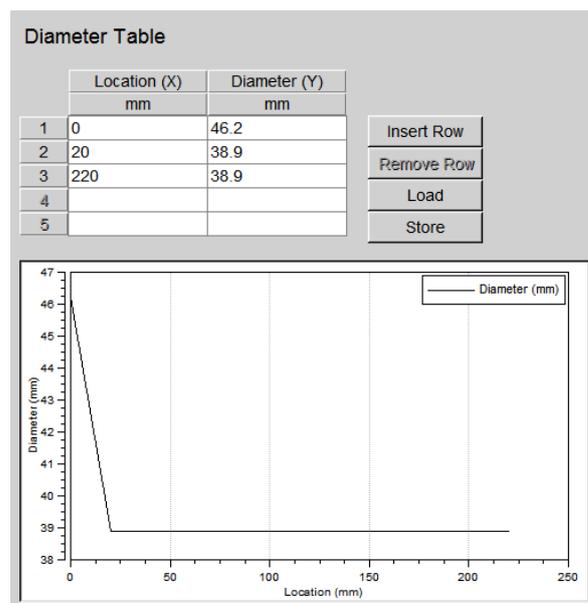


Figura 5.16. Tabla del diámetro de los conductos “5”, “6”, “7” y “8”

El diámetro se ha introducido mediante la tabla de la *Figura 5.16*. En los primeros 20 mm de longitud (zona cónica), el diámetro pasa de 46,2 mm a 38,9 mm de modo lineal, mientras que el resto del conducto tiene un diámetro constante de 38,9 mm.

5.2.2.2.4. Empalmes “J2”, “J3”, “J4” y “J5”:

Estos empalmes son la unión de los cuatro conductos del colector de admisión con el conducto principal.

Los empalmes “J2”, “J3” y “J4” conectan tres conductos cada uno, por lo que se ha escogido la opción del modelo refinado, *Figura 5.17*. Este modelo requiere indicar los ángulos que forman los conductos entre sí.

Para el caso del empalme “J4”; hay 180° entre los conductos “1” y “4”, 90° entre el “4” y el “5”, y 90° entre el “5” y el “1”. *Figura 5.18*.

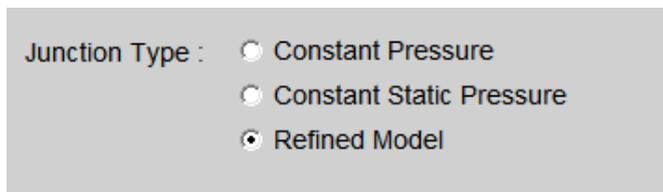


Figura 5.17. Tipo de modelo para los nudos “J2”, “J3” y “J4”

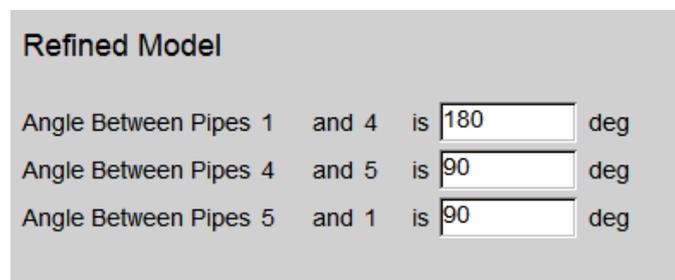


Figura 5.18. Ángulos entre los conductos conectados por los nudos “J3”, “J4” y “J5”

Los empalmes “J5” y “J3” se han modelado de manera análoga, mientras que para el “J2” (*Figura 5.19*), se ha utilizado el modelo de presión estática constante, ya que conecta sólo dos conductos.

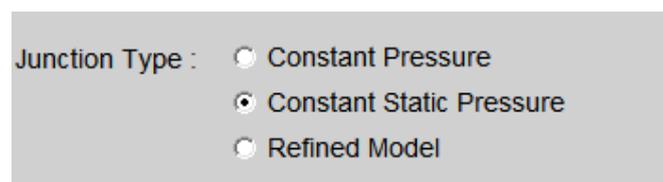


Figura 5.19. Tipo de modelo para el nudo “J2”

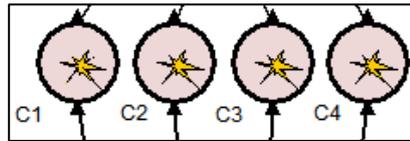
5.2.2.3. Cilindros:

Figura 5.20. Cilindros

5.2.2.3.1. Características generales:

En la *Figura 5.21*, se aprecian las características generales de los cilindros. Donde “Bore” es el diámetro de los cilindros, “Stroke” la carrera, “Compression Ratio” es la relación de compresión, “Con-Rod Length” la longitud de las bielas, “Effective Blow By Gap” el espacio efectivo de “Blow-By” y “Mean Crankcase Press” la presión principal en el cárter.

| | | |
|---|---|-----|
| Bore | <input type="text" value="72.2"/> | mm |
| Stroke | <input type="text" value="72.98"/> | mm |
| Compression Ratio | <input type="text" value="10.01"/> | [-] |
| Con-Rod Length | <input type="text" value="132.48"/> | mm |
| Piston Pin Offset | <input type="text" value="0"/> | mm |
| Effective Blow By Gap | <input type="text" value="0.0002"/> | mm |
| Mean Crankcase Press. | <input type="text" value="1"/> | bar |
| <input type="checkbox"/> User Defined Piston Motion | | |
| <input type="checkbox"/> Chamber Attachment | | |
| Scavenge Model | <input type="text" value="Perfect Mixing"/> | |

Figura 5.21. Características de los cilindros

5.2.2.3.2. Características iniciales:

Como condiciones iniciales (*Figura 5.22*) se han introducido 1 bar y 20°C, la composición del gas es indiferente al no existir combustión.

Initialization

Initial Conditions at EO

Pressure bar

Temperature degC

Initial Gas Composition

Ratio Type

Ratio Value [-]

Fuel Vapour [-]

Combustion Products [-]

SHP Condition Setting

Figura 5.22. Condiciones iniciales de los cilindros

5.2.2.3.3. Propiedades de la combustión:

En el apartado de la combustión, el motor es arrastrado (Figura 5.23). Por lo que se ha seleccionado la opción “Motored”.

Combustion

Heat Release

Figura 5.23. Tipo de combustión en los cilindros

La transferencia de calor en los cilindros se ha modelado utilizando el modelo Woschni 1978 que ofrece “AVL BOOST” (Figura 5.24). Los datos necesarios para el pistón son la superficie exterior (5000 mm^2) y la temperatura de la pared (20°C).

Los demás parámetros son los que vienen definidos por defecto.

Heat Transfer

Cylinder

Ports Zapf None

Piston

Surface Area mm²

Wall Temperature degC

Piston Calibration Factor [-]

Cylinder Head

Surface Area mm²

Wall Temp. degC

Head Calibration Factor [-]

Liner

Layer Discretization

Surface Area (Piston at TDC) mm²

Wall Temp. (Piston at TDC) degC

Wall Temp. (Piston at BDC) degC

Liner Calibration Factor [-]

Combustion System DI IDI

Incylinder Swirl Ratio nD/nM [-]

Variable Wall Temperature

Figura 5.24. Propiedades de transferencia de calor en los cilindros

5.2.2.3.4. Especificaciones de los puertos de válvula:

La Figura 5.25, muestra la ventana de propiedades de las **válvulas de admisión**. Ahí se ha introducido el diámetro de la válvula (22,7mm), la holgura de la válvula (0,039 mm) y el factor de escala para el área de flujo efectiva (0,68).

La Ecuación 5.1 representa el **factor de escala** para el área de flujo efectiva. Donde nv es el número de válvulas (en este caso de admisión) por cilindro, dvi es el diámetro de la válvula (22,7 mm) y dpi el diámetro del conducto que enlaza directamente con las dos válvulas (38,9 mm).

$$f_{sc} = \frac{nv \cdot dvi^2}{dpi^2} \text{ Ecuación 5.1}$$

Valve Port Specification

Intake pipe

Inner Valve Seat (= Reference) Diameter mm

Valve Clearance mm

Scaling Factor for Eff. Flow Area [-]

Calculate Dynamic Incylinder Swirl

Modification of Valve Lift Timing

Valve Opening Shift deg

Valve Closing Shift deg

Reference Lift for Valve Timing mm

Reference Lift Base

Figura 5.25. Propiedades puertos de válvula de admisión

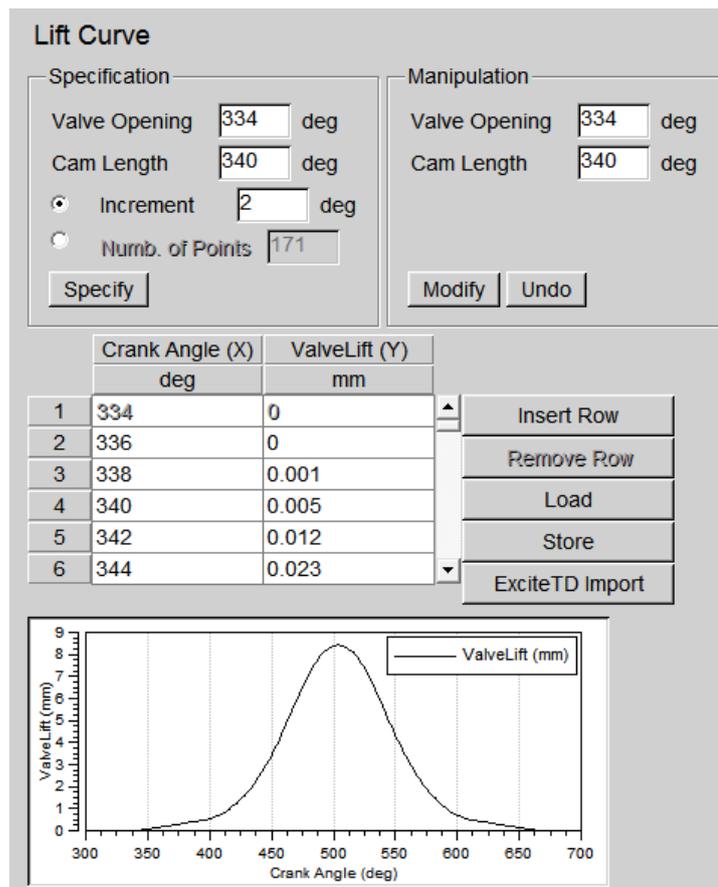


Figura 5.26. Curva de levantamiento de válvulas de admisión

La Figura 5.26 es la ventana donde se ha configurado la ley de levantamiento de las válvulas de admisión.

Teniendo en cuenta que el árbol de levas gira a la mitad de revoluciones que el cigüeñal y que la leva de admisión tiene un levantamiento no nulo a lo largo de 170° sobre su eje. Se ha introducido un valor del levantamiento cada 2° y se ha impuesto que el inicio de la apertura sea a los 334° de ángulo del cigüeñal, quedando centrada la apertura máxima de la leva sobre los 505° . La leva tiene un levantamiento no nulo a lo largo de 340° de ángulo de giro del cigüeñal.

La *Figura 5.27*, muestra la ventana de propiedades de las **válvulas de escape**. Ahí se ha introducido el diámetro de la válvula (18,4mm), la holgura de la válvula (0,35 mm) y el factor de escala para el área de flujo efectiva (0,55). Los demás apartados vienen por defecto.

Para el factor de escala se han introducido los siguientes datos en la EC4:
 $nv = 2$, $dvi = 18,4$ y $dpi = 35$.

Valve Port Specification

Exhaust pipe

Inner Valve Seat (= Reference) Diameter mm

Valve Clearance mm

Scaling Factor for Eff. Flow Area [-]

Calculate Dynamic In-cylinder Swirl

Modification of Valve Lift Timing

Valve Opening Shift deg

Valve Closing Shift deg

Reference Lift for Valve Timing mm

Reference Lift Base

Figura 5.27. Propiedades puertos de válvula de escape

La *Figura 5.28* es la ventana donde se ha configurado la ley de levantamiento de las válvulas de escape.

Los valores introducidos en este apartado siguen la misma lógica que para las válvulas de admisión. La diferencia es que ahora la apertura máxima de la válvula queda centrada sobre los 250° de ángulo del cigüeñal. Las válvulas tienen un levantamiento no nulo a lo largo de 356° de giro del cigüeñal y su apertura comienza ahora a los 75° .

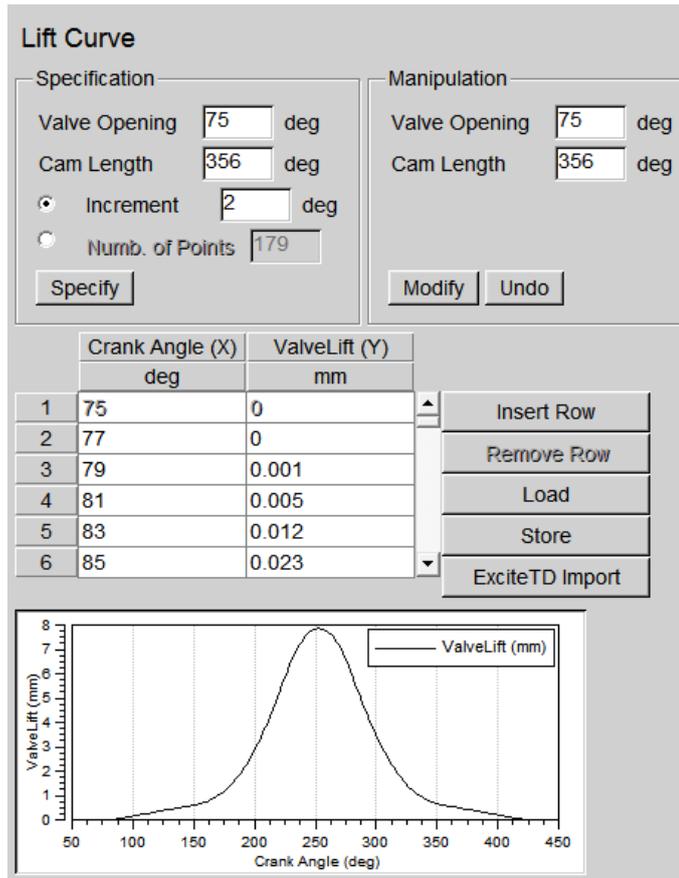


Figura 5.28. Curva de levantamiento de válvulas de escape

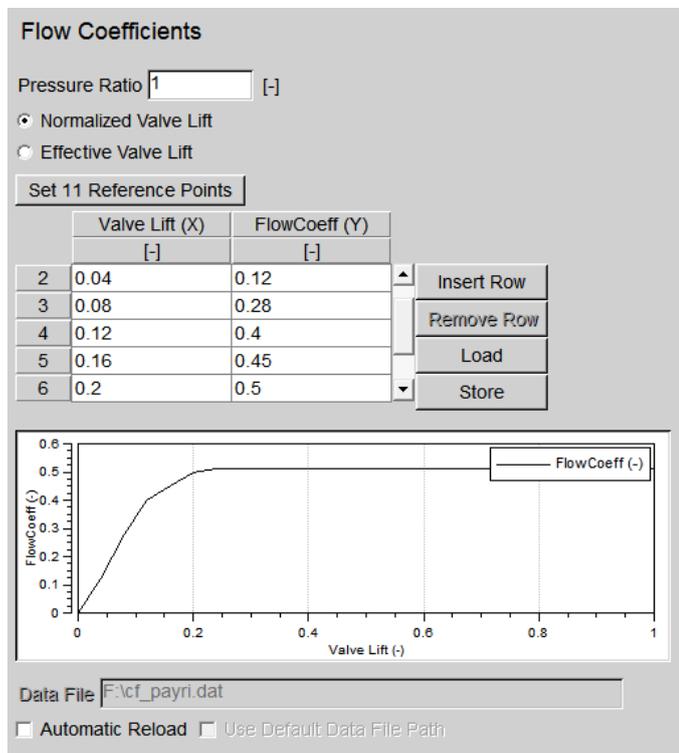


Figura 5.29. Coeficientes de flujo

Los coeficientes de flujo de los puertos de válvula son los mismos tanto para las válvulas de admisión como para las de escape. Se han especificado en una tabla (*Figura 5.29*) donde se ha expresado el coeficiente de flujo en función del levantamiento de la válvula. Escogiendo antes la opción de levantamiento de válvula normalizado, marcando para ello la casilla “Normalized valve lift”.

5.2.2.4. Lado escape culata:

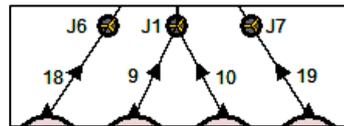


Figura 5.30. Lado escape culata

5.2.2.4.1. Empalmes “J6”, “J1” y “J7”:

Estos empalmes representan la unión entre los conductos del lado de escape de la culata y los del colector de escape. Como los tubos conectados entre sí tienen la misma dirección, se ha optado por el modelo de presión estática constante. *Figura 5.31*.

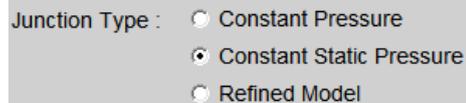


Figura 5.31. Tipo de modelo para los nudos “J1”, “J6” y “J7”

5.2.2.4.2. Conductos extremos “18” y “19”:

Ambos conductos son simétricos y por lo tanto tienen las mismas características.

En la *Figura 5.32* se observa la ventana donde se ha introducido la longitud (86.32 mm) y el diámetro equivalente (35 mm). Como los conductos se han considerado rectos, la casilla “Bent Pipe” está sin marcar.

Figura 5.32. Características de los conductos “18” y “19”

5.2.2.4.3. Conductos centrales “9” y “10”:

Estos dos conductos también son simétricos y tienen las mismas propiedades (*Figura 5.33*). 91,687 mm de longitud y 35 mm de diámetro, como el tramo se ha considerado recto, la casilla “Bend Pipe” está sin marcar.

| | | |
|--|--------------------|--|
| Pipe Length | 91.687 | mm |
| Diameter | 35 | mm |
| <input type="checkbox"/> Hydraulic Setting | Hydraulic Unit | <input checked="" type="radio"/> Diameter <input type="radio"/> Area |
| | Hydraulic Diameter | <input type="text"/> mm |
| | Hydraulic Area | <input type="text"/> mm ² |
| <input type="checkbox"/> Bent Pipe | Bending Radius | 100000 mm |

Figura 5.33. Características de los conductos “9” y “10”

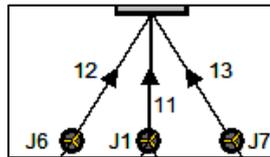
5.2.2.5. Colector de escape:

Figura 5.34. Colector de escape

5.2.2.5.1. Conductos “11”, “12” y “13”:

Los dos conductos extremos “12” y “13” son simétricos y tienen las mismas características (*Figura 5.35*). 176 mm de longitud y 40.37 mm de diámetro, como el tramo se ha considerado recto, la casilla “Bend Pipe” está sin marcar.

| | | |
|--|--------------------|--|
| Pipe Length | 176 | mm |
| Diameter | 40.37 | mm |
| <input type="checkbox"/> Hydraulic Setting | Hydraulic Unit | <input checked="" type="radio"/> Diameter <input type="radio"/> Area |
| | Hydraulic Diameter | <input type="text"/> mm |
| | Hydraulic Area | <input type="text"/> mm ² |
| <input type="checkbox"/> Bent Pipe | Bending Radius | 100000 mm |

Figura 5.35. Características de los conductos “12” y “13”

El conducto central “11” tiene 70 mm de longitud y 51,7 mm de diámetro. *Figura 5.36*.

Pipe Length mm
Diameter mm
 Hydraulic Setting Hydraulic Unit Diameter Area
Hydraulic Diameter mm
Hydraulic Area mm²
 Bent Pipe Bending Radius mm

Figura 5.36. Características del conducto “11”

5.2.2.6. Turbina de escape “PL1”:

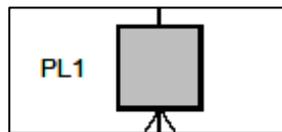


Figura 5.37. Turbina de escape

5.2.2.6.1. Características generales:

La turbina de escape se ha simulado como un volumen de 0,29 l. En la *Figura 5.38* se muestra la ventana de la configuración general del volumen. La casilla “Wall Heat Transfer” (transferencia de calor a través de la pared) está marcada. Ya que, en caso contrario, la temperatura interior se elevaría en exceso obteniendo unos resultados erróneos.

Geometry Definition
Volume
Volume l
Diameter and Length
Length mm
Diameter mm
 Wall Heat Transfer
General Species
 Chemistry

Figura 5.38. Especificaciones generales del volumen

5.2.2.6.2. Definición de conexión:

La definición de conexión indica el modo en que los conductos se unen al volumen. Como puede ser el ángulo que forma el conducto de entrada con el de salida, o si se prolongan en el interior del volumen. Como se muestra en la *Figura 5.39*, no se ha especificado una definición de conexión concreta

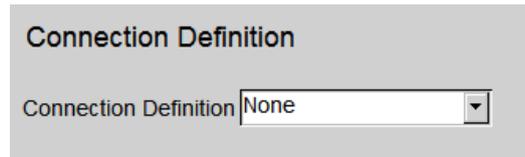


Figura 5.39. Definición de conexión

5.2.2.6.3. Coeficientes de flujo:

Los coeficientes de flujo de todos los conductos conectados con el volumen son la unidad. *Figura 5.40.*

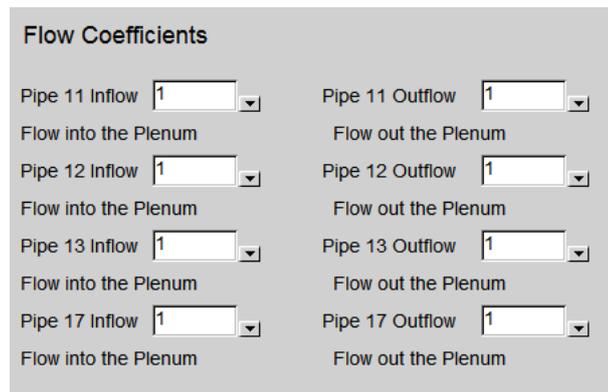


Figura 5.40. Coeficientes de flujo de la turbina

5.2.2.6.4. Transferencia de calor:

Las propiedades de transferencia de calor se han impuesto en la ventana correspondiente a la *Figura 5.41.* En el apartado “Plenum surface”, se ha introducido una estimación de la superficie total exterior de la turbina. En el apartado “Wall temperature” se ha impuesto una temperatura de la pared de 25 °C.

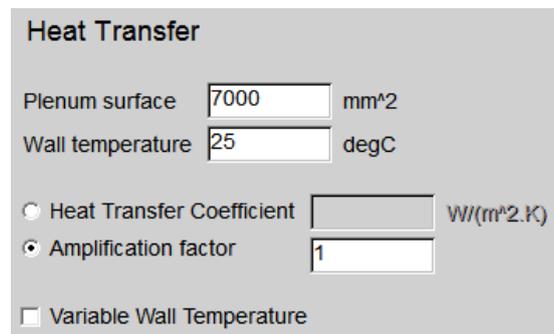


Figura 5.41. Datos para la transferencia de calor

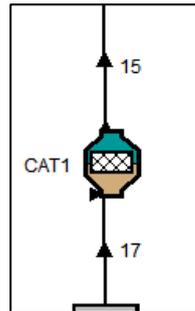
5.2.2.7. Catalizador “CAT1”

Figura 5.42. Catalizador

5.2.2.7.1. Conducto de entrada “17”:

Este conducto es curvo (Figura 5.43), por lo que se ha marcado la casilla “Bend Pipe” y se ha introducido el radio de curvatura (44,5 mm) en el apartado “Bending Radius”. También se ha indicado la longitud (160,87 mm) y el diámetro (43 mm).

| | | |
|---|--------------------|--|
| Pipe Length | 160.87 | mm |
| Diameter | 43 | mm |
| <input type="checkbox"/> Hydraulic Setting | Hydraulic Unit | <input checked="" type="radio"/> Diameter <input type="radio"/> Area |
| | Hydraulic Diameter | mm |
| | Hydraulic Area | mm ² |
| <input checked="" type="checkbox"/> Bent Pipe | Bending Radius | 44.5 mm |

Figura 5.43. Características del conducto “17”

5.2.2.7.2. Catalizador “CAT1”:

En la Figura 5.44 se observa la ventana de la configuración general. Ahí se ha indicado el volumen del monolito (“Monolith Volume”), la longitud del monolito (“Length of Monolith”), el volumen antes del monolito (“Inlet Collector Volume”) y el volumen después del monolito (“Outlet Collector Volume”).

| | | |
|--|-------|----|
| <input type="checkbox"/> Chemical Reactions | | |
| Monolith Volume | 1.4 | l |
| Length of Monolith | 127.2 | mm |
| Inlet Collector Volume | 0.174 | l |
| Outlet Collector Volume | 0.784 | l |
| <input type="checkbox"/> Couple to upstream catalyst | | |
| <input type="checkbox"/> Consider Turbulent Inlet Region | | |

Figura 5.44. Dimensiones del catalizador

En esta simulación no interesan las reacciones químicas. Por lo tanto no se ha seleccionado la casilla “Chemical Reactions”.

La *Figura 5.45* muestra la ventana donde se ha especificado el tipo de catalizador. En este caso se ha optado por un catalizador de celda cuadrada (“Square Cell Catalyst”), con una densidad de celdas de $300 \frac{\text{celdas}}{\text{pulgada}^2}$ (“Cell Density”), un espesor de pared de 0,05 mm (“Wall Thickness”) y un espesor del revestimiento de 0,1 mm (“Washcoat Thickness”).

| Type Specification | |
|----------------------------------|---------------------------------|
| Catalyst Type Specification | |
| <input checked="" type="radio"/> | Square Cell Catalyst |
| <input type="radio"/> | Simplified Square Cell Catalyst |
| Square Cell Catalyst | |
| Cell Density (CPSI) | 300 1/in ² |
| Wall Thickness | 0.05 mm |
| Washcoat Thickness | 0.1 mm |

Figura 5.45. Especificaciones del catalizador

Las pérdidas de carga del catalizador se han especificado en el apartado “Friction”, dentro de las propiedades del catalizador. La *Figura 5.46*, se corresponde con la ventana en la que se han impuesto unas pérdidas de presión de 0.1128 bar (“Target pressure Drop”) para un flujo másico de 0,03 kg/s, una temperatura de entrada de 38°C y una presión de entrada de 1.6 bar (“Inlet Massflow”, “Inlet Temperature” e “Inlet Pressure” respectivamente).

| Friction | |
|----------------------------------|----------------------|
| Friction Specification | |
| <input checked="" type="radio"/> | Target Pressure Drop |
| <input type="radio"/> | |
| Target Pressure Drop | |
| Inlet Massflow | 0.03 kg/s |
| Inlet Temperature | 38 degC |
| Inlet Pressure | 1.6 bar |
| Target Pressure Drop | 0.1128 bar |

Figura 5.46. Pérdidas de carga en el catalizador

5.2.2.7.3. Conducto de salida “15”:

Es un conducto de 80,6 mm de longitud y 47 mm de diámetro. Además es recto, luego la casilla “Bend Pipe” está sin marcar. *Figura 5.47*.

| | | |
|--|-----------------------------------|--|
| Pipe Length | <input type="text" value="80.6"/> | mm |
| Diameter | <input type="text" value="47"/> | mm |
| <input type="checkbox"/> Hydraulic Setting | Hydraulic Unit | <input checked="" type="radio"/> Diameter <input type="radio"/> Area |
| | Hydraulic Diameter | <input type="text"/> mm |
| | Hydraulic Area | <input type="text"/> mm ² |
| <input type="checkbox"/> Bent Pipe | Bending Radius | <input type="text" value="100000"/> mm |

Figura 5.47. Características del conducto "15"

5.2.2.8. Taponado escape:

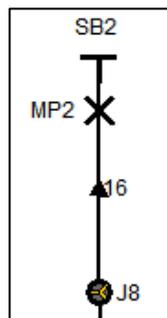


Figura 5.48. Taponado de escape

5.2.2.8.1. Empalme "J8":

El empalme "J8" conecta el colector de escape con el *taponado* de admisión. Los dos conductos conectados tienen la misma dirección, por lo que se ha escogido el modelo de presión estática constante. *Figura 5.49.*

| | |
|-----------------|---|
| Junction Type : | <input type="radio"/> Constant Pressure |
| | <input checked="" type="radio"/> Constant Static Pressure |
| | <input type="radio"/> Refined Model |

Figura 5.49. Tipo de modelo para el nudo "J8"

5.2.2.8.2. Conducto "16":

La longitud del conducto es de 144,5 mm y tiene un diámetro de 12 mm (*Figura 5.50*). El conducto tiene dos curvas de 90 grados, las cuales se han simulado suponiendo que el conducto es de radio variable. De modo que en las zonas rectas se supone un radio muy grande (100000 mm) y en las zonas curvas un radio pequeño (2,5 mm).

Pipe Length mm
 Diameter mm
 Hydraulic Setting Hydraulic Unit Diameter Area
 Hydraulic Diameter mm
 Hydraulic Area mm²
 Bent Pipe Bending Radius

Figura 5.50. Características del conducto "16"

Como se muestra en la *Figura 5.51*, los primeros 26,5 mm de conducto tienen un radio de curvatura de 100000 mm. Entre los 26,5 y los 31,5 mm de 2,5 mm, entre los 31,5 mm y los 96,5 mm de 100000 mm, entre los 96,5 y los 101,5 mm de 2,5 mm y de los 101,5 mm hasta los 144,5 mm de 100000mm. Esta tabla se ha introducido marcando la casilla "Bent pipe" y escogiendo la opción "Table".dentro de las características generales (*Figura 5.50*).

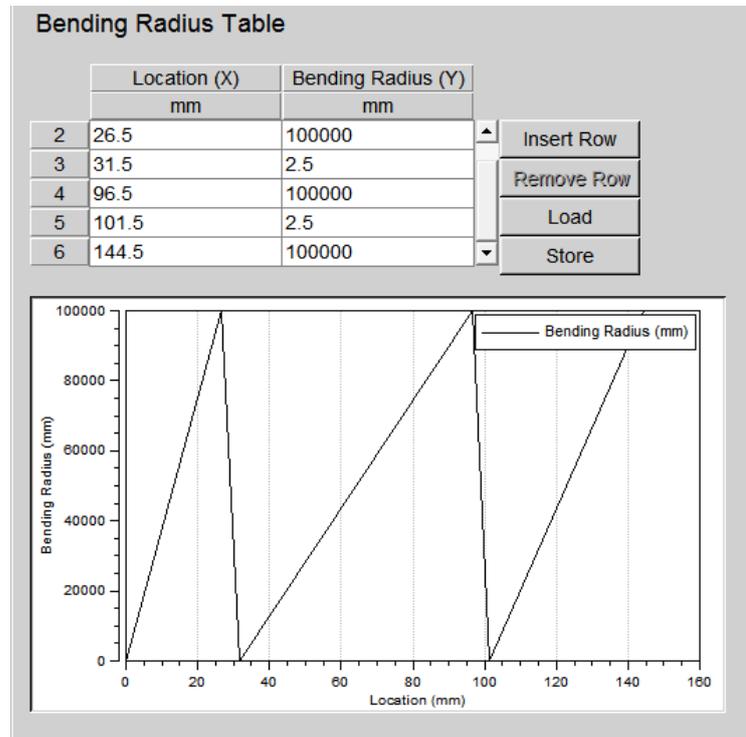


Figura 5.51. Tabla del radio de curvatura del conducto "16"

5.2.2.8.3. Transductor de presión "MP2":

Como se indica en la *Figura 5.52*, el transductor de presión se encuentra a 42,5 mm del final del conducto del *taponado* de escape.

Located in Pipe 16 (length 0.1445 m)

Location of Measuring Point from Upstream Pipe End mm

Output Extent :

Standard

Extended

Figura 5.52. Posición del transductor de presión de escape

5.2.2.8.4. Frontera de salida “SB2”:

Esta frontera simula el *chiclé* de escape.

Este componente debe tener como condiciones frontera las ambientales, por lo que se ha elegido una presión de 1 bar y 20 °C de temperatura (Figura 5.53).

Global Boundary Conditions

Preference

| | | |
|---------------------|----|------|
| Pressure | 1 | bar |
| Gas Temperature | 20 | degC |
| Fuel Vapour | 0 | |
| Combustion Products | 0 | |
| A/F-Ratio | 1 | |

Figura 5.53. Condiciones frontera de escape

El coeficiente de flujo del conducto del *taonado* de escape “16” es de 0,012 (Figura 5.54).

Flow Coefficients

Pipe 16 Inflow Pipe 16 Outflow

Flow into the Pipe Flow out the Pipe

Figura 5.54. Coeficientes de flujo del *chiclé* de escape

5.2.2.9. Motor “E1”:

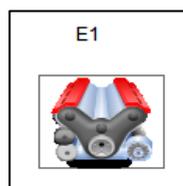


Figura 5.55. Motor “E1”

En la *Figura 5.56*, se muestra la ventana de la configuración general del motor “E1”. Aquí se ha impuesto un régimen de giro de 1200 rpm (“Engine Speed”) constantes (casilla “Transient Engine Speed” sin marcar) y se ha especificado que se trata de un motor de cuatro tiempos (“Cycle Type” → “4-Stroke”). La casilla “BMEP Control” no se ha marcado al no existir combustión para este modelo.

The screenshot shows a configuration window for motor "E1". It includes the following elements:

- Transient Engine Speed
- Engine Speed: 1200 rpm
- Inertia Moment of Engine: [] kg.m²
- Cycle Type:
 - 2-Stroke
 - 4-Stroke
 - Rotary Piston Engine
- BMEP Control

Figura 5.56. Configuración general del motor “E1”

El ángulo de explosión para cada uno de los cuatro cilindros se ha impuesto en la ventana correspondiente a la *Figura 5.57*. Éstos ángulos son 0°, 540°, 180° y 360° para los cilindros 1, 2, 3 y 4 respectivamente. Se corresponden con el ángulo girado por el cigüeñal, para cada ángulo el conveniente cilindro se encuentra en el punto muerto superior, justo antes de producirse la explosión.

Como los cuatro cilindros son iguales, se ha marcado la casilla “Identical Cylinders”

The screenshot shows the "Identical Cylinders" configuration window. It includes the following elements:

- Identical Cylinders
- Firing Order table:

| | Firing Angle |
|---|--------------|
| | deg |
| 1 | 0 |
| 2 | 540 |
| 3 | 180 |
| 4 | 360 |
- Buttons: Load, Store

Figura 5.57. Orden de explosión de los cilindros

Se ha supuesto que no existen pérdidas por fricción en el mecanismo del motor. Por lo que en la ventana correspondiente, se ha escogido la opción “Engine Friction” → “None” (*Figura 5.58*).

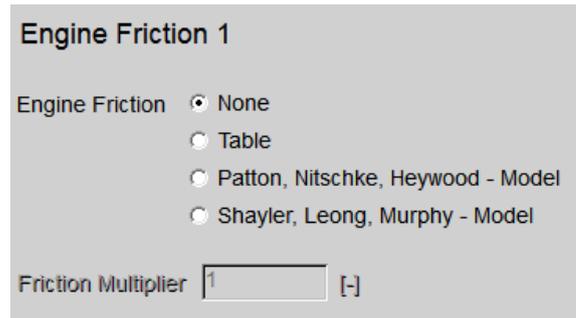


Figura 5.58. Fricción en el motor

5.2.3. Aspectos generales de configuración de “AVL BOOST”:

Una vez implementado el modelo correctamente, ya se puede ejecutar la simulación. Pero para ello hay que tener en cuenta que los valores que se buscan como resultado deben haber **estabilizado** durante la misma. Esto se consigue imponiendo un **número de ciclos suficiente**, ya que “AVL BOOST” parte de las condiciones iniciales y realiza cálculos iterativos hasta llegar a la solución final. Para comprobar que la solución ha estabilizado, basta con observar las **gráficas de los resultados transitorios**, como la mostrada en la *Figura 5.59*, donde se aprecia que la presión se ha estabilizado entorno al ciclo número 110.

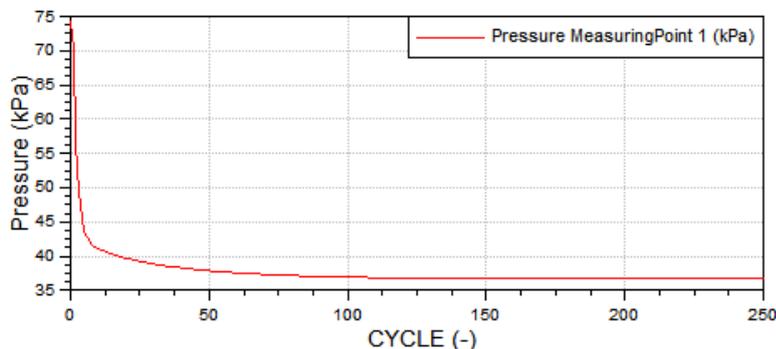


Figura 5.59. Gráfica de transitorios de la presión de admisión.

En la *Figura 5.60* se muestra la ventana “Cycle Simulation”, donde se determina el número de ciclos que debe realizar la simulación (“Simulation Interval” → “End of Simulation”). Para acceder a esta ventana hay que pulsar en “Simulation” → “Control” en la barra de herramientas.

A la hora de hacer pruebas con el modelo, se requiere ejecutar la simulación en un gran número de ocasiones. Esto conlleva una gran cantidad de tiempo de cálculo si el número de ciclos necesarios para que la solución estabilice es elevado. Existe una opción de configuración en la que “AVL BOOST” es capaz de guardar los resultados finales de la última simulación ejecutada, de manera que esos últimos resultados son utilizados para establecer las

condiciones iniciales de la nueva simulación a ejecutar. De este modo el tiempo de ciclo para la estabilización de los resultados es mucho menor, siendo el proceso de simulación mucho más rápido. En la *Figura 5.61* se muestra la ventana “Restart Control”, donde se configura esta opción. Se debe escoger la opción “Yes” dentro del apartado “Restart Simulation” (“Simulation” → “Control” en la barra de herramientas) y las casillas “Use Most Recent Restart file”, “Time Reset” y “Save Restart File at End of Simulación” han de estar marcadas.

Cycle Simulation

Species Transport

Non-Engine Application

Reference Speed rpm

Reference Cycle Type

2-Stroke

4-Stroke

Rotary Piston Engine

Simulation Interval

End of Simulation cycle(s)

Convergence Control

Spatial Pipe Discretization

Average Cell Size mm

Simulation Step Size deg

CFL Multiplier

Figura 5.60. Especificaciones de la simulación del ciclo

Restart Control

Restart

Restart Simulation

Use Most Recent Restart File

Restart/Backup File

File ...

Time Reset

Restart File

Save Restart File at End of Simulation

Restart File Saving Interval

Saving Interval deg

Backup File

Saving Interval deg

Figura 5.61. Especificaciones del control de reinicio





CAPÍTULO 6: VALIDACIÓN DEL MODELO Y RESULTADOS OBTENIDOS



6.1. INTRODUCCIÓN.

La falta de algunos datos ha supuesto una dificultad añadida a la hora de implementar el modelo. Sin embargo, sí se ha dispuesto de una serie de gráficas de los resultados reales. Por lo tanto, inicialmente se han tomado unos valores lo más realistas posibles de los parámetros desconocidos, para posteriormente modificarlos y obtener unos resultados lo más acordes posible con los reales.

En este capítulo se va a describir la metodología seguida durante la validación del modelo. Mostrando también el efecto causado al modificar el valor de algunos parámetros. Finalmente se mostrarán los resultados finales, comparándolos a su vez con los reales.

6.2. COEFICIENTES DE FLUJO DE LAS FRONTERAS “SB1” Y “SB2”.

La entrada del *taponado* de admisión y la salida del *taponado* de escape están reguladas mediante los chiclés. El coeficiente de flujo relaciona el diámetro del chiclé con el diámetro del conducto al que va incorporado. Como el diámetro del chiclé es menor que el del conducto, se restringe el flujo de aire entrante y saliente del motor.

En la *Tabla 6.1* se muestran los efectos causados por la modificación de los coeficientes de flujo. En dicha tabla no se muestra el efecto sobre las fluctuaciones de la presión de admisión y escape. Ya que la variación es leve y éstas se ajustan, principalmente, mediante la posición de las curvas de levantamiento y las pérdidas de carga en el catalizador (explicados en los siguientes apartados).

Inicialmente se impusieron unos coeficientes de flujo que cumplieran la *Ecuación 6.1*.

$$Cf = \frac{\phi_{menor}^2}{\phi_{mayor}^2} \text{ Ecuación 6.1}$$

Aplicando dicha fórmula, los coeficientes de flujo son 0,0625, tanto los de la frontera de entrada como los de la de salida. Con estos valores en el modelo, se realiza la simulación y se comparan las presiones de admisión y escape medias obtenidas con las reales, de modo que siguiendo la *Tabla 6.1* se van ajustando los valores finales.

| Parámetro modificado | Presión media de admisión | Presión media de escape | Diferencia de presiones medias |
|--|---------------------------|-------------------------|--------------------------------|
| Aumentar los coeficientes de flujo de la entrada | Aumenta | Aumenta | Aumenta |
| Aumentar los coeficientes de flujo de la salida | Disminuye | Disminuye | Disminuye |
| Disminuir los coeficientes de flujo de la entrada | Disminuye | Disminuye | Disminuye |
| Disminuir los coeficientes de flujo de la salida | Aumenta | Aumenta | Aumenta |

Tabla 6.1. Efecto de los coeficientes de flujo de las fronteras

6.3. CILINDROS.

6.3.1. Holgura de las válvulas:

Un motor arrastrado funciona de manera similar a una bomba, impulsando un caudal de aire desde la admisión hacia el escape. Elevando por tanto la presión en el escape respecto de la de admisión.

Si la diferencia de presiones medias de admisión y escape no es suficiente (el caudal trasegado por el motor es menor que el necesario), modificar la holgura de las válvulas ayuda a conseguirla. Ya que si se aumenta la holgura, teniendo en cuenta la forma de las curvas de levantamiento, se disminuye el ángulo de cruce de válvulas aumentando así el caudal de aire impulsado por motor. Se puede aplicar un valor para las válvulas de admisión y otro para las de escape.

En la *Tabla 6.2* se muestra el efecto causado al modificar la holgura de las válvulas, donde las modificaciones siempre se suponen pequeñas, cada parámetro se modifica de manera independiente y cuando un parámetro se dice que se mantiene, éste podría variar muy levemente. Mediante la modificación de la holgura de las válvulas, se trata de ajustar, principalmente, la diferencia de presiones medias.

| Parámetro modificado | Presión media de admisión | Presión media de escape | Diferencia de presiones medias |
|---|---------------------------|-------------------------|--------------------------------|
| Aumentar holgura válvula de admisión | Disminuye | Se mantiene | Aumenta |
| Aumentar holgura válvula de escape | Disminuye | Se mantiene | Aumenta |
| Disminuir holgura válvula de admisión | Aumenta | Se mantiene | Disminuye |
| Disminuir holgura válvula de escape | Aumenta | Se mantiene | Disminuye |

Tabla 6.2. Efecto de la holgura de las válvulas

6.3.2. Posición de las curvas de levantamiento de válvulas:

Inicialmente se colocaron las curvas de levantamiento de válvulas, de modo que la posición de levantamiento máximo de las válvulas de admisión, quedara centrada en el medio de la carrera de admisión (450° de ángulo de cigüeñal). Análogamente, la posición de levantamiento máximo de las válvulas de escape debía quedar centrada en el medio de la carrera de escape (270° de ángulo de cigüeñal). *Figura 6.1.*

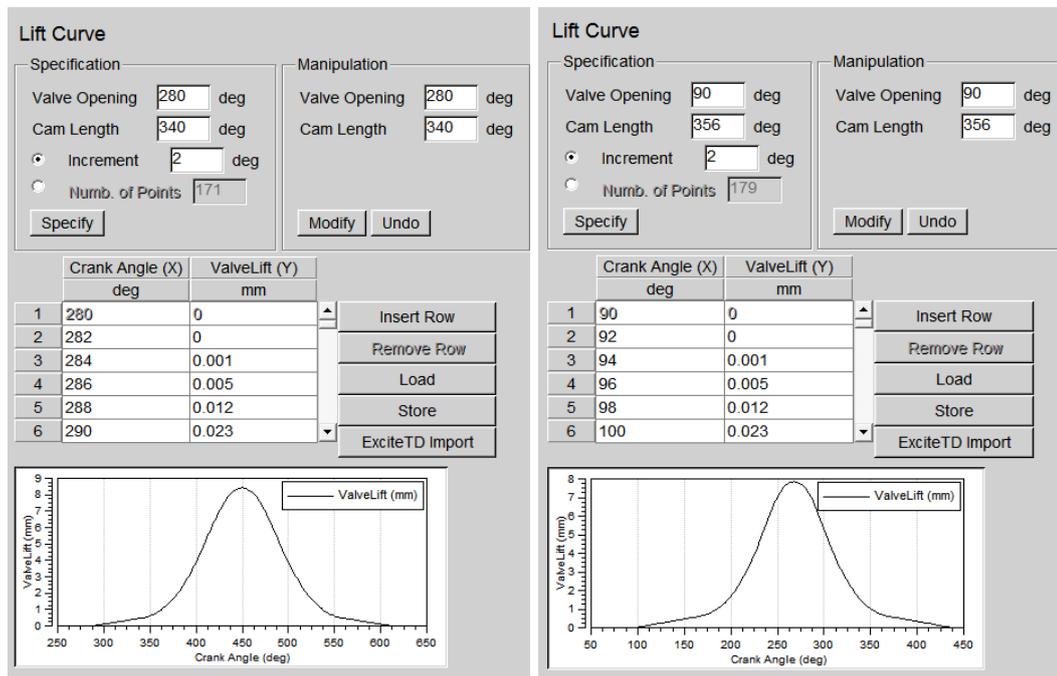


Figura 6.1. Curvas de levantamiento de válvulas de admisión (izq) y escape (dcha)

Con esta posición de las curvas de levantamiento de válvulas, las fluctuaciones de presión eran mayores de lo esperado. Para conseguir el valor necesario, se modificaron las posiciones para las cuales se abren las válvulas de admisión y escape. Modificar estas posiciones, no implica deformar las

curvas de levantamiento ni el ángulo durante el cual las válvulas permanecen abiertas, tan sólo se desplazan.

En la *Tabla 6.3* se muestra el efecto causado al modificar las posiciones de apertura de las válvulas, donde las modificaciones siempre se suponen pequeñas y cada parámetro se modifica de manera independiente. Siguiendo dicha tabla se ajustan, principalmente, las fluctuaciones de presión.

| Parámetro modificado | Fluctuación presión admisión | Fluctuación presión escape | Presión media de admisión | Presión media de escape |
|---|------------------------------|----------------------------|---------------------------|-------------------------|
| Adelantar apertura válvula admisión | Aumenta | Disminuye | Aumenta | Disminuye |
| Adelantar apertura válvula escape | Aumenta | Disminuye | Aumenta | Disminuye |
| Retrasar apertura válvula admisión | Disminuye | Se mantiene | Aumenta | Aumenta |
| Retrasar apertura válvula escape | Aumenta | Disminuye | Aumenta | Disminuye |

Tabla 6.3. Efecto de la posición de las curvas de levantamiento

6.4. PÉRDIDAS DE CARGA EN EL CATALIZADOR.

Una manera de ajustar la fluctuación de presión de escape, sin que los demás resultados sufran apenas variaciones, es ajustando las pérdidas en el catalizador. Cuanto mayores sean las pérdidas de carga en el mismo, menor será la fluctuación de la presión de escape.

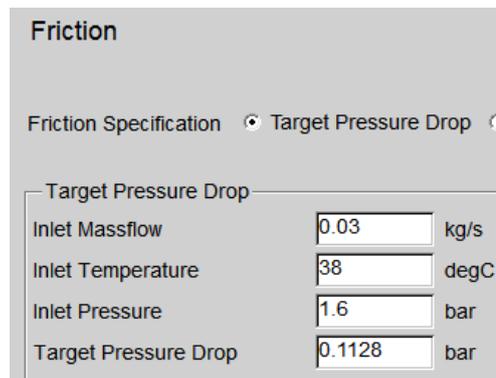


Figura 6.2. Pérdidas de carga en el catalizador

Por lo tanto si se quiere aumentar o disminuir la fluctuación de la presión de escape basta con disminuir o aumentar el parámetro “Target Pressure Drop” en la ventana correspondiente a la *Figura 6.2*, fijando inicialmente el resto de parámetros (“Inlet Massflow”, “Inlet Temperature” e “Inlet Pressure” respectivamente).

6.5. PASOS A SEGUIR DURANTE LA VALIDACIÓN DEL MODELO.

La dificultad para realizar el ajuste reside en que al modificar uno de los parámetros explicados anteriormente, no solo puede variar un valor de los resultados, sino que pueden hacerlo varios, desajustando valores anteriormente bien concordados. Por ejemplo, ajustar la fluctuación de la presión de admisión mediante la holgura de las válvulas, implica una modificación de los valores de las presiones medias de admisión y escape, anteriormente ajustadas mediante los coeficientes de flujo de las fronteras.

Para ajustar este modelo, se han realizado varias pruebas distintas y con diferentes órdenes de modificación de parámetros. Concluyendo que el método más rápido y efectivo para realizar el ajuste es el siguiente:

- Primero se imponen unas condiciones iniciales lógicas, ya explicadas en los apartados anteriores.
- En segundo lugar se ajusta la fluctuación de admisión mediante la posición de las curvas de levantamiento de válvulas (adelantando o retrasando la apertura de las válvulas de admisión y/o escape).
- A continuación se ajusta la diferencia de presiones medias (diferencia entre la presión media de escape y la de admisión) a partir de la holgura de las válvulas.
- Seguidamente se modifican los coeficientes de flujo de las fronteras, ajustando de esta manera los valores de las presiones medias de admisión y escape.
- Finalmente se ajustan las pérdidas de carga en el catalizador hasta conseguir la fluctuación de la presión de escape media deseada.

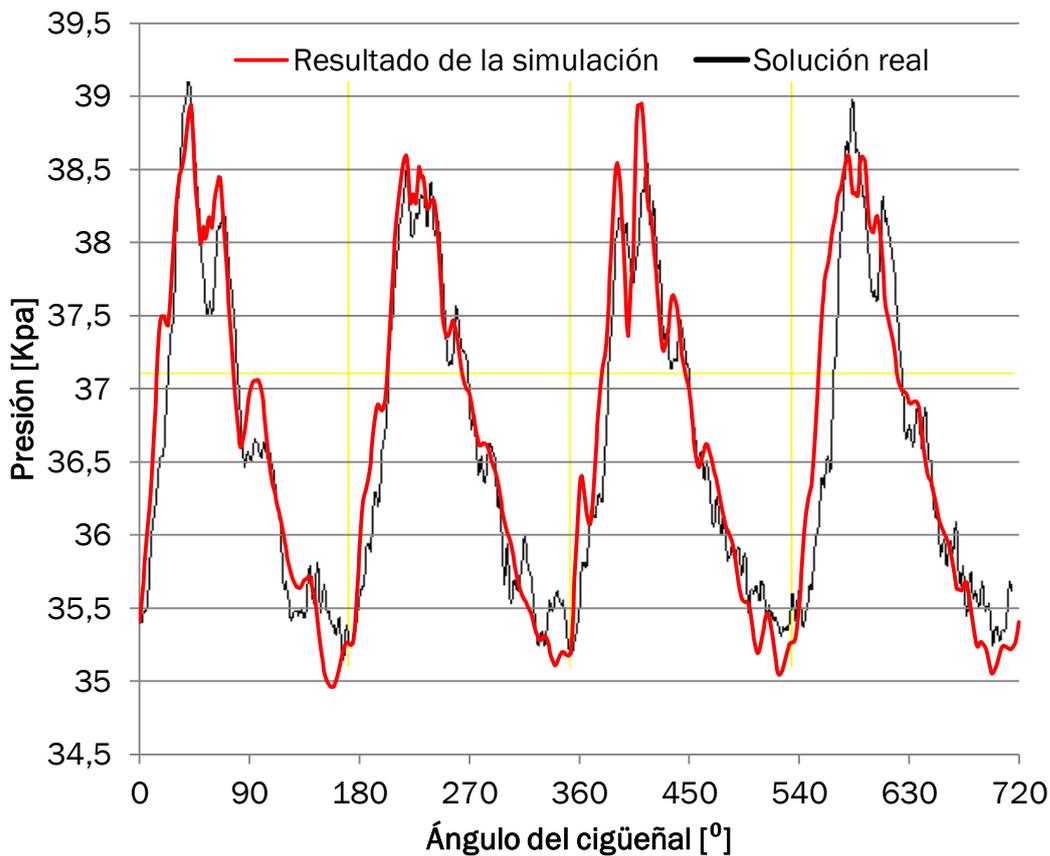
Las modificaciones no deben ser muy bruscas, puesto que los valores deben estar en un rango lógico.

Aun siguiendo estos pasos, es complicado llegar a la solución final en una sola iteración. Por lo tanto, se han de repetir los pasos pudiendo variar el orden hasta llegar a la solución buscada.

No hay que olvidarse de que los valores que se buscan como resultado deben haber estabilizado durante la simulación.

6.6. RESULTADOS FINALES.

A continuación se presentan los resultados de las presiones en forma de gráfica de datos, obtenidas mediante la simulación a partir del modelo. Estos resultados de la simulación aparecen superpuestos con los resultados reales obtenidos por el “Banco de Ensayos en Frío”.



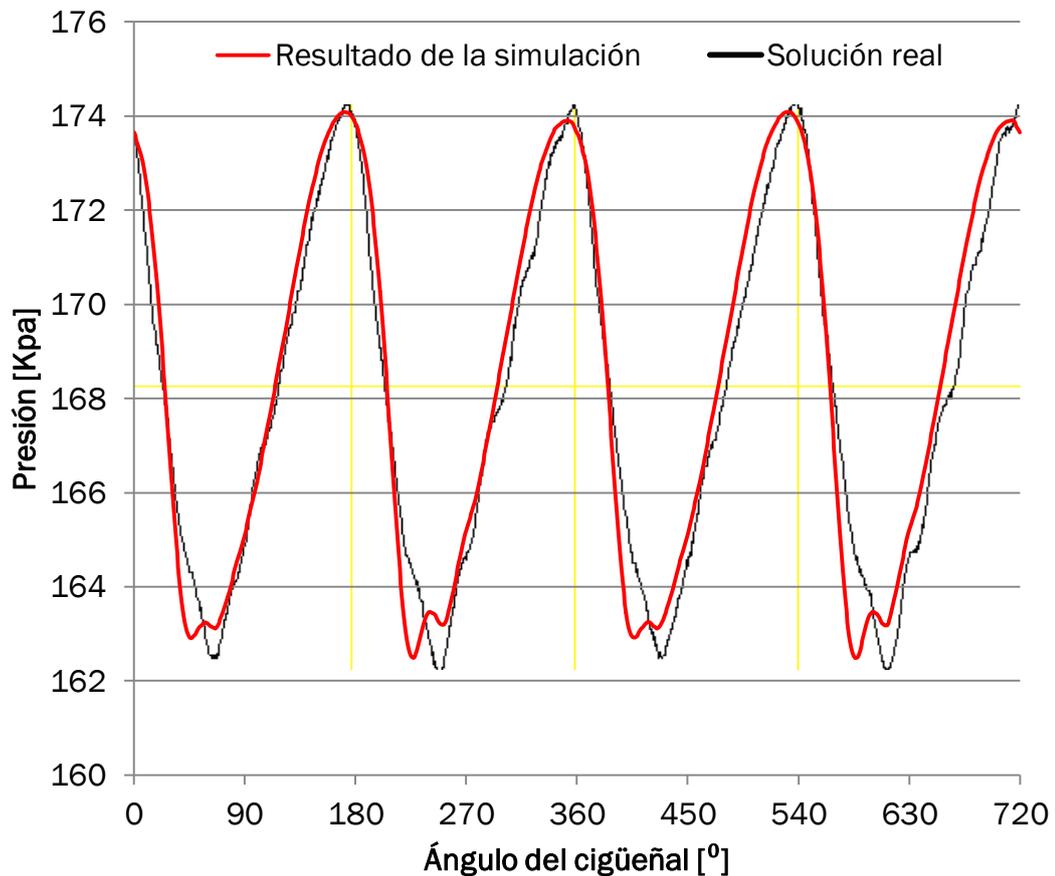
Gráfica 6.1. Presión de admisión con todas las electroválvulas desactivadas

Como se puede observar en la *Gráfica 6.1*, el **resultado** de la presión de admisión con todas las electroválvulas desactivadas es **correcto**. Pues la forma y las pendientes de la gráfica resultado de la simulación son muy similares a las de la solución real. Además los valores de presión mostrados en la *Tabla 6.4*, se ajustan a la realidad de manera casi perfecta.

| | Resultado de la simulación | Solución real |
|--------------------|----------------------------|---------------|
| Presión media | 36,7 Kpa | 36,7 Kpa |
| Presión máxima | 39 Kpa | 39,1 Kpa |
| Presión mínima | 35 Kpa | 35,2 Kpa |
| Fluctuación máxima | 4 Kpa | 3,9 Kpa |

Tabla 6.4. Valores de presión de admisión con todas las electroválvulas desactivadas

La **presión mínima de admisión** se da cuando el pistón está próximo a finalizar su carrera de admisión y la **válvula de admisión** se encuentra cerca de su **apertura máxima**. Mientras que la **presión máxima de admisión** se da cuando el pistón se encuentra en la carrera de compresión y la **válvula de admisión** está **prácticamente cerrada**. Hay cuatro máximos y cuatro mínimos de presión de admisión, uno por cada cilindro.



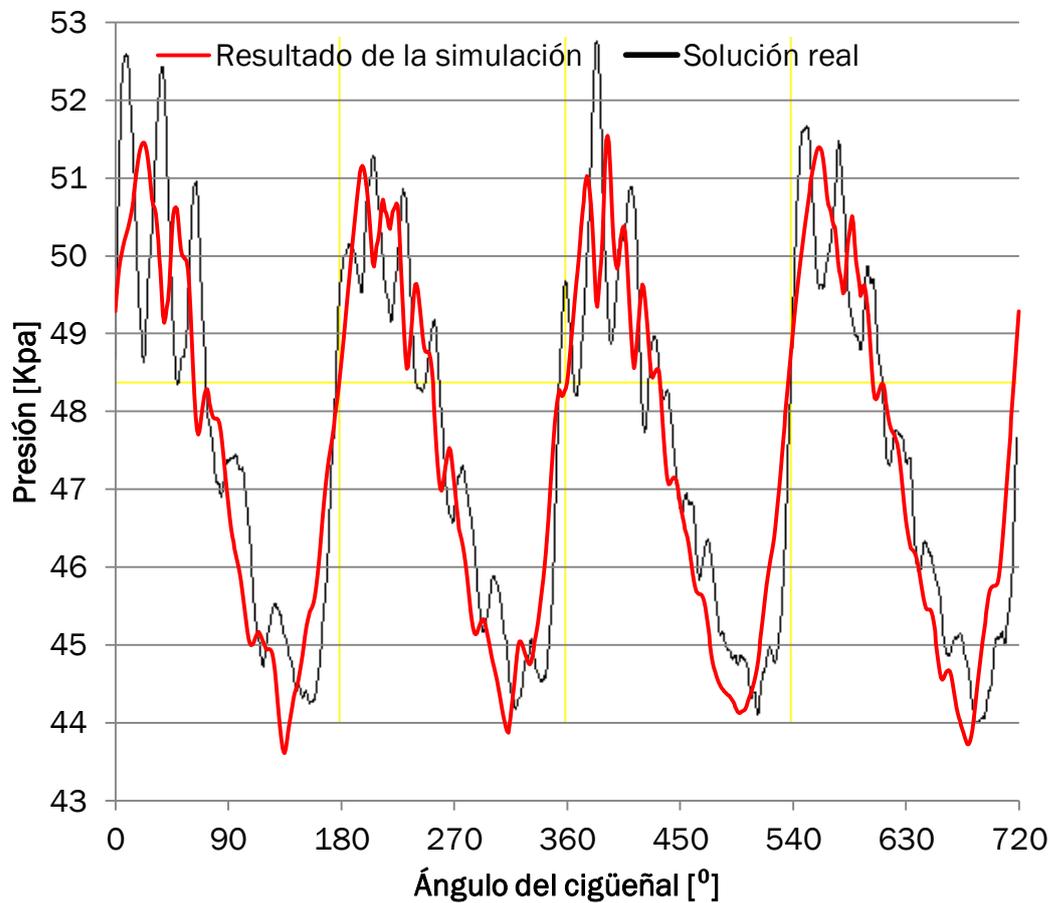
Gráfica 6.2. Presión de escape con todas las electroválvulas desactivadas

Como se puede observar en la *Gráfica 6.2*, el **resultado** de la presión de escape con todas las electroválvulas desactivadas es **correcto**. Pues la forma y las pendientes de la gráfica resultado de la simulación son muy similares a las de la solución real. Además los valores de presión mostrados en la *Tabla 6.5*, se ajustan a la realidad de manera casi perfecta.

| | Resultado de la simulación | Solución real |
|--------------------|----------------------------|---------------|
| Presión media | 168,4 Kpa | 168,5 Kpa |
| Presión máxima | 174,1 Kpa | 174,1 Kpa |
| Presión mínima | 162,4 Kpa | 162,2 Kpa |
| Fluctuación máxima | 11,6 Kpa | 11,9 Kpa |

Tabla 6.5. Valores de presión de escape con todas las electroválvulas desactivadas

La **presión máxima de escape** se da cuando el pistón está próximo a finalizar su carrera de escape y la **válvula de escape** está **cerca de cerrarse**. Hay cuatro máximos y cuatro mínimos de presión de escape, uno por cada cilindro.

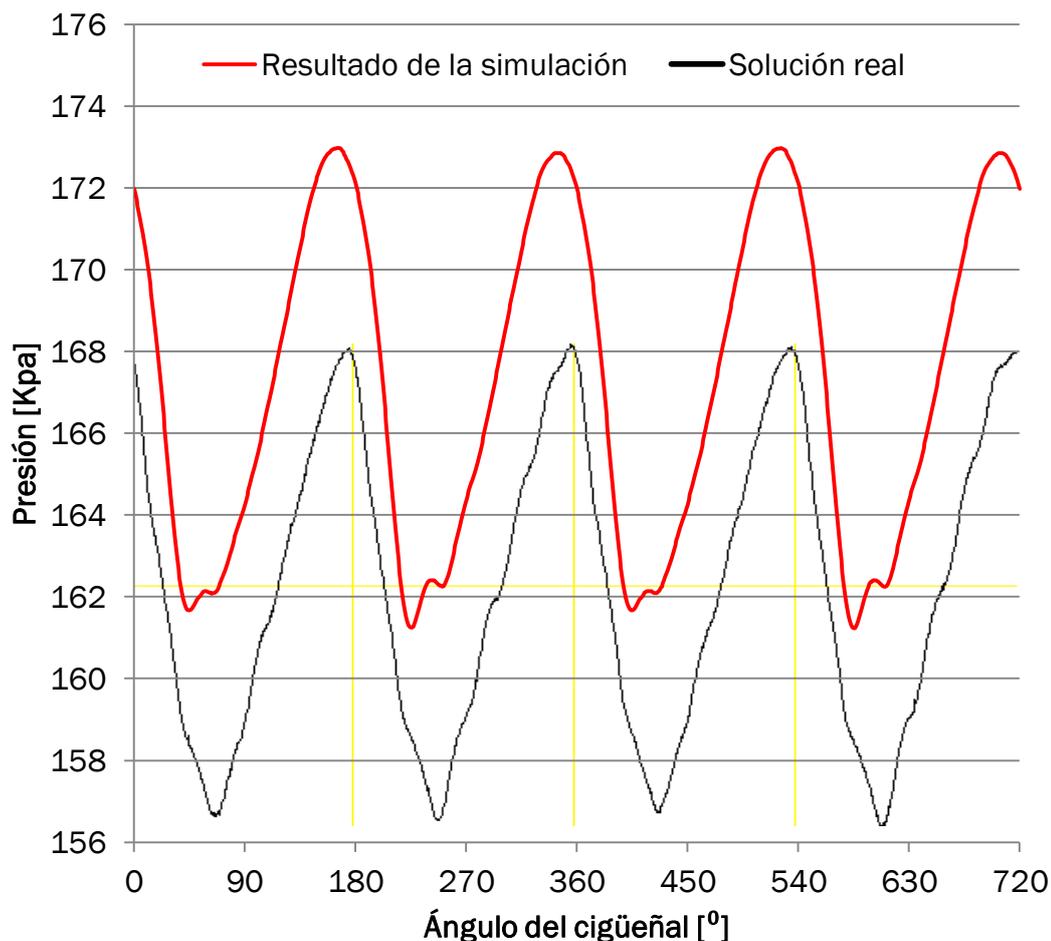


Gráfica 6.3. Presión de admisión con la electroválvula de admisión activada y la de escape desactivada

Como se puede observar en la *Gráfica 6.3*, el **resultado** de la presión de admisión con la electroválvula de admisión activada y la de escape activada es **bueno**. Pues la forma y las pendientes de la gráfica resultado de la simulación son muy similares a las de la solución real. Los valores de presión mostrados en la *Tabla 6.6* se ajustan bastante bien a la realidad, aunque no lo hacen con la misma exactitud que en los dos casos anteriores.

| | Resultado de la simulación | Solución real |
|--------------------|----------------------------|---------------|
| Presión media | 47,5 Kpa | 48 Kpa |
| Presión máxima | 51,5 Kpa | 52,7 Kpa |
| Presión mínima | 43,6 Kpa | 44 Kpa |
| Fluctuación máxima | 7,9 Kpa | 8,7 Kpa |

Tabla 6.6. Valores de la presión de admisión con la electroválvula de admisión activada y la de escape desactivada

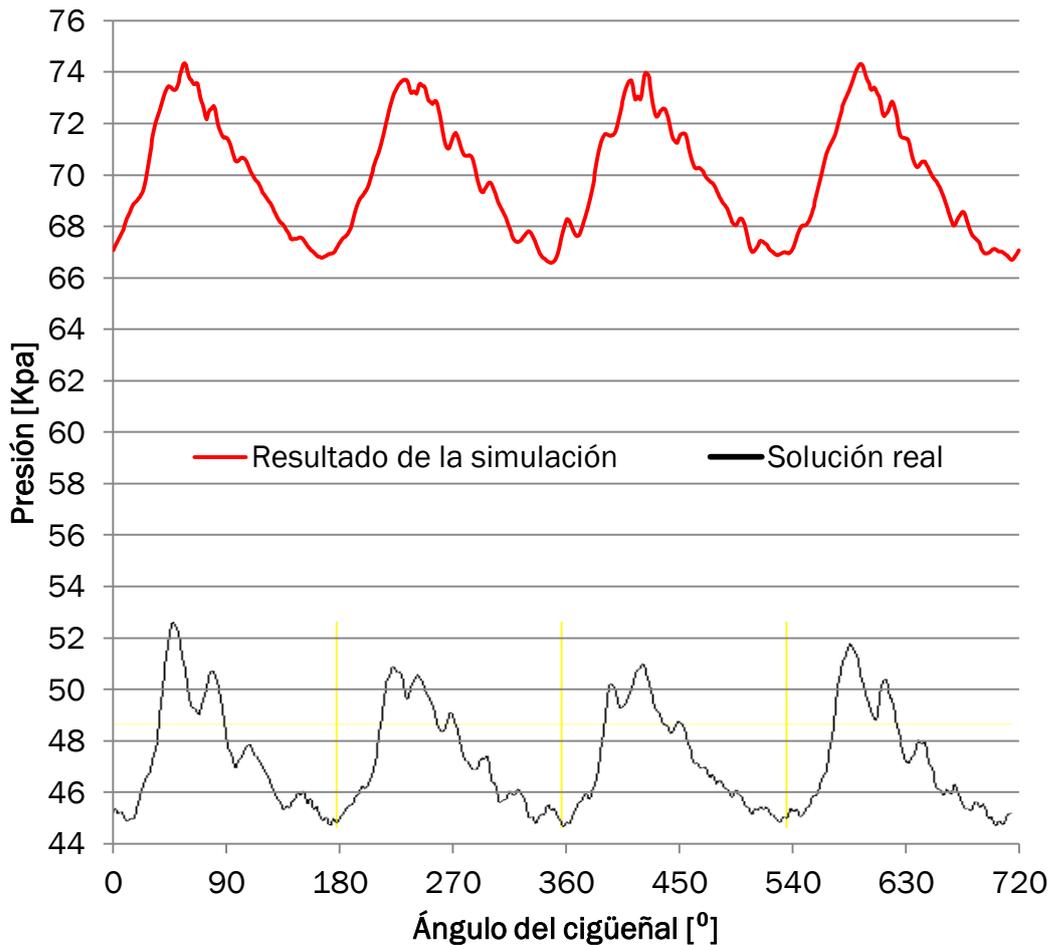


Gráfica 6.4. Presión de escape con la electroválvula de admisión activada y la de escape desactivada

Como se puede observar en la *Gráfica 6.4*, el **resultado** de la presión de escape con la electroválvula de admisión activada y la de escape desactivada **no es el buscado**. Aunque la fluctuación máxima de presión, la forma y las pendientes de la gráfica resultado de la simulación son muy similares a las de la solución real, el valor obtenido de la **presión media** es bastante **mayor** que el real. En la *Tabla 6.7* se muestran los valores de presión más importantes.

| | Resultado de la simulación | Solución real |
|--------------------|----------------------------|---------------|
| Presión media | 167,2 Kpa | 162,4 Kpa |
| Presión máxima | 173 Kpa | 168 Kpa |
| Presión mínima | 161,2 Kpa | 156,4 Kpa |
| Fluctuación máxima | 11,8 Kpa | 11,6 Kpa |

Tabla 6.7. Valores de la presión de escape con la electroválvula de admisión activada y la de escape desactivada

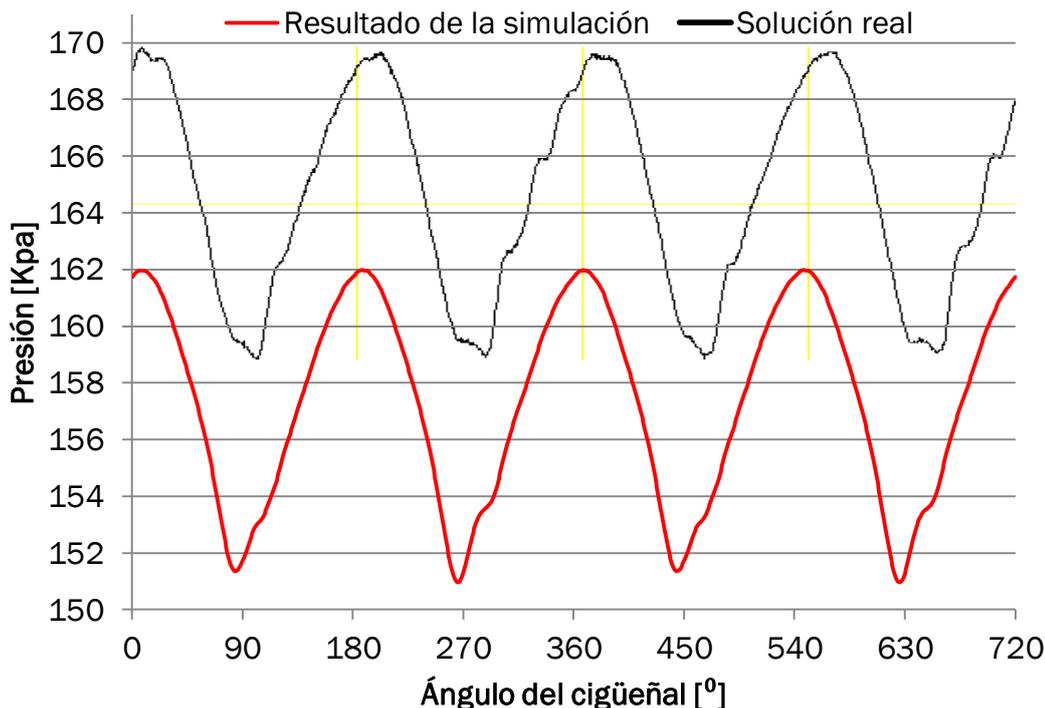


Gráfica 6.5. Presión de admisión con la electroválvula de escape activada y la de admisión desactivada

Como se puede observar en la *Gráfica 6.5*, el **resultado** de la presión de admisión con la electroválvula de escape activada y la de admisión desactivada **no es el buscado**. Aunque la fluctuación máxima de presión, la forma y las pendientes de la gráfica resultado de la simulación son muy similares a las de la solución real, el valor obtenido de la **presión media** es bastante **mayor** que el real. En la *Tabla 6.8* se muestran los valores de presión más importantes.

| | Resultado de la simulación | Solución real |
|--------------------|----------------------------|---------------|
| Presión media | 70 Kpa | 48,3 Kpa |
| Presión máxima | 74,2 Kpa | 52,5 Kpa |
| Presión mínima | 66,7 Kpa | 44,8 Kpa |
| Fluctuación máxima | 7,5 Kpa | 7,7 Kpa |

Tabla 6.8. Valores de la presión de admisión con la electroválvula de escape activada y la de admisión desactivada



Gráfica 6.6. Presión de escape con la electroválvula de escape activada y la de admisión desactivada

Como se puede observar en la *Gráfica 6.6*, el **resultado** de la presión de escape con la electroválvula de escape activada y la de admisión desactivada **no es el buscado**. Aunque la fluctuación máxima de presión, la forma y las pendientes de la gráfica resultado de la simulación son muy similares a las de la solución real, el valor obtenido de la **presión media** es bastante **menor** que el real. En la *Tabla 6.9* se muestran los valores de presión más importantes.

| | Resultado de la simulación | Solución real |
|--------------------|----------------------------|---------------|
| Presión media | 157,3 Kpa | 165,1 Kpa |
| Presión máxima | 162 Kpa | 169,8 Kpa |
| Presión mínima | 151 Kpa | 159 Kpa |
| Fluctuación máxima | 11 Kpa | 10,8 Kpa |

Tabla 6.9. Valores de la presión de escape con la electroválvula de escape activada y la de admisión desactivada

Los resultados correspondientes a la presión de escape con la electroválvula de admisión activada y la de escape desactivada, y las presiones de admisión y escape con la electroválvula de escape activada y la de admisión desactivada, no han sido satisfactorios. Estos resultados se podrían conseguir si se sigue optimizando el modelo, para ello habría que desarrollar una línea de investigación, debido a las necesidades de recursos, a través de una tesis doctoral.



Los resultados correspondientes a las presiones con todas las electroválvulas desactivadas han sido óptimos, por lo que en los siguientes apartados solo se analizan los resultados correspondientes a esta situación. Puesto que se tiene la seguridad de que para este caso el modelo funciona correctamente.



CAPÍTULO 7: SIMULACIÓN DE FALLOS



7.1. INTRODUCCIÓN.

En este capítulo se simulan posibles fallos que puedan existir en el motor ensayado y en el “Banco de Ensayos en Frío”. Además se presentan los resultados de las presiones para diferentes condiciones ambientales. Por lo tanto se modificará el modelo para cada situación a simular.

Finalmente, se comparan las gráficas de presiones correspondientes a un motor conforme, suponiendo que el “Banco de Ensayos en Frío” carece de anomalías y que las condiciones ambientales son de 1 bar de presión atmosférica y 20°C de temperatura, con las gráficas correspondientes a las diferentes situaciones simuladas.

7.2. SIMULACIÓN DE FALLOS EN EL MOTOR.

7.2.1. Falta de la junta de entrada del colector de admisión:

La ausencia de la junta del orificio principal de entrada al colector de admisión, produciría un mal ajuste del sistema de *taponado* de admisión. Este fallo se ha modelado añadiendo una frontera (“SB3”, entrada de aire ambiente) y un conducto (“20”), como se muestra en la *Figura 7.1*

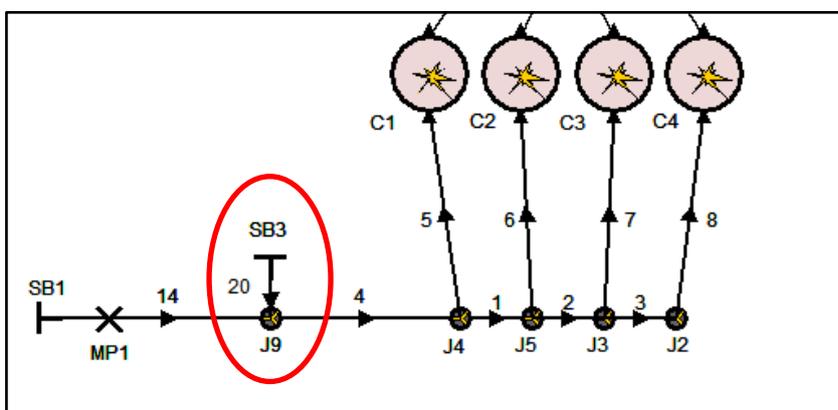


Figura 7.1. Modelo simulando la falta de la junta del colector de admisión

7.2.1.1. Frontera “SB3”:

Las condiciones frontera de “SB3” son las condiciones ambiente y por lo tanto las mismas que para “SB1” y “SB2” (1 bar y 20°C). Se ha supuesto un coeficiente de flujo de 0,3 (*Figura 7.2*).

| Flow Coefficients | |
|--------------------|----------------------------------|
| Pipe 20 Inflow | <input type="text" value="0.3"/> |
| Pipe 20 Outflow | <input type="text" value="0.3"/> |
| Flow into the Pipe | Flow out the Pipe |

Figura 7.2. Coeficientes de flujo de la frontera “SB3”

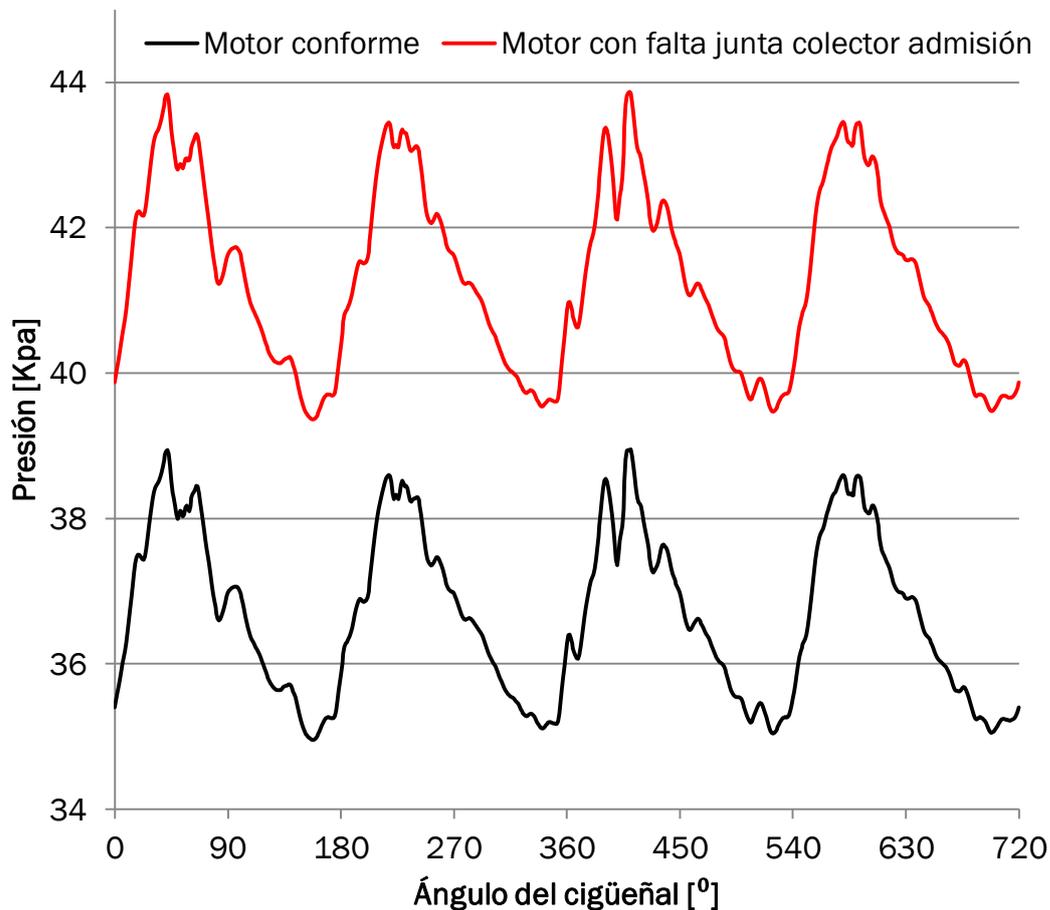
7.2.1.2. Conducto "20":

Las condiciones iniciales del conducto "20" son las que para todos los conductos del lado de admisión, expuestas en el apartado ["5.2.2 Propiedades atribuidas a los componentes del modelo"](#). Como dimensiones se ha supuesto una longitud de 5 mm (conducto recto) y un diámetro de 2 mm (*Figura 7.3*).

| | | |
|--|--------------------|--|
| Pipe Length | 5 | mm |
| Diameter | 2 | mm |
| <input type="checkbox"/> Hydraulic Setting | Hydraulic Unit | <input checked="" type="radio"/> Diameter <input type="radio"/> Area |
| | Hydraulic Diameter | <input type="text"/> mm |
| | Hydraulic Area | <input type="text"/> mm ² |
| <input type="checkbox"/> Bent Pipe | Bending Radius | 100000 <input type="text"/> mm |

Figura 7.3. Características del conducto "20"

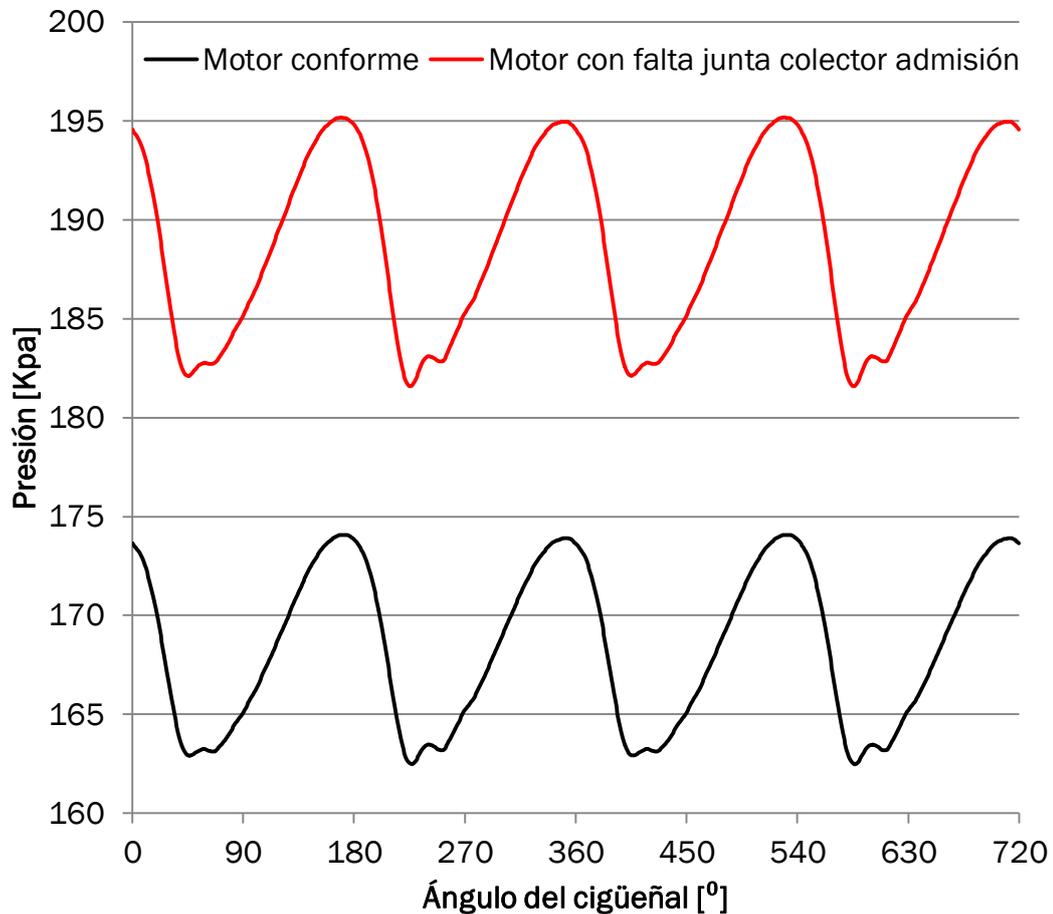
7.2.1.3. Resultados:



Gráfica 7.1. Presión de admisión con ausencia de la junta del colector de admisión

Como se observa en la Gráfica 7.1, la forma se mantiene invariable. Sin embargo, la presión de admisión media aumenta. Esto es debido a que al existir un nuevo orificio de entrada de aire, el **flujo másico** de aire **entrante** al

motor es **mayor**, provocando un aumento de presión en el lado de admisión. Al aumentar el flujo másico de aire trasegado, la fluctuación de la presión también aumenta.



Gráfica 7.2. Presión de escape con ausencia de la junta del colector de admisión

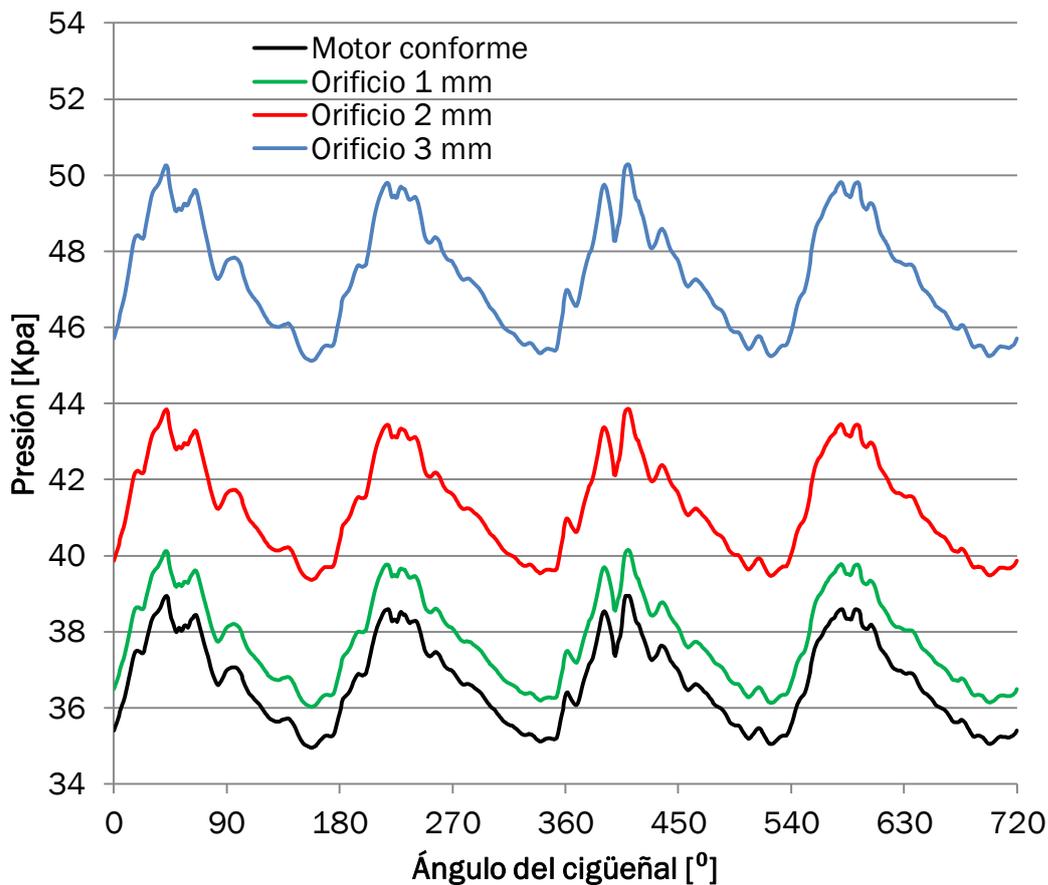
Como se observa en la Gráfica 7.2, la forma se mantiene invariable. Sin embargo, la presión de escape media aumenta. Esto es debido a que al existir un nuevo orificio de entrada de aire, el flujo másico de aire entrante al motor es mayor, por lo que el **motor** es capaz de **bombear un mayor flujo másico** de aire hacia la zona de escape, provocando un aumento de presión en el lado de escape todavía mayor que el del lado de admisión. Al aumentar el flujo másico de aire trasegado, la fluctuación de la presión también aumenta.

En la *Tabla 7.1* se muestran los valores de las presiones más representativos de esta simulación de fallo.

| | Motor conforme | Motor con falta junta colector admisión | Diferencia |
|--------------------------------|----------------|---|------------|
| Presión media de admisión | 36,7 Kpa | 41,3 Kpa | 4,6 Kpa |
| Fluctuación máxima de admisión | 4 Kpa | 4,5 Kpa | 0,5 Kpa |
| Presión media de escape | 168,4 Kpa | 188,7 Kpa | 20,3 Kpa |
| Fluctuación máxima de escape | 11,6 Kpa | 13,6 Kpa | 2 Kpa |

Tabla 7.1. Comparativa de presiones para la ausencia de la junta del colector de admisión

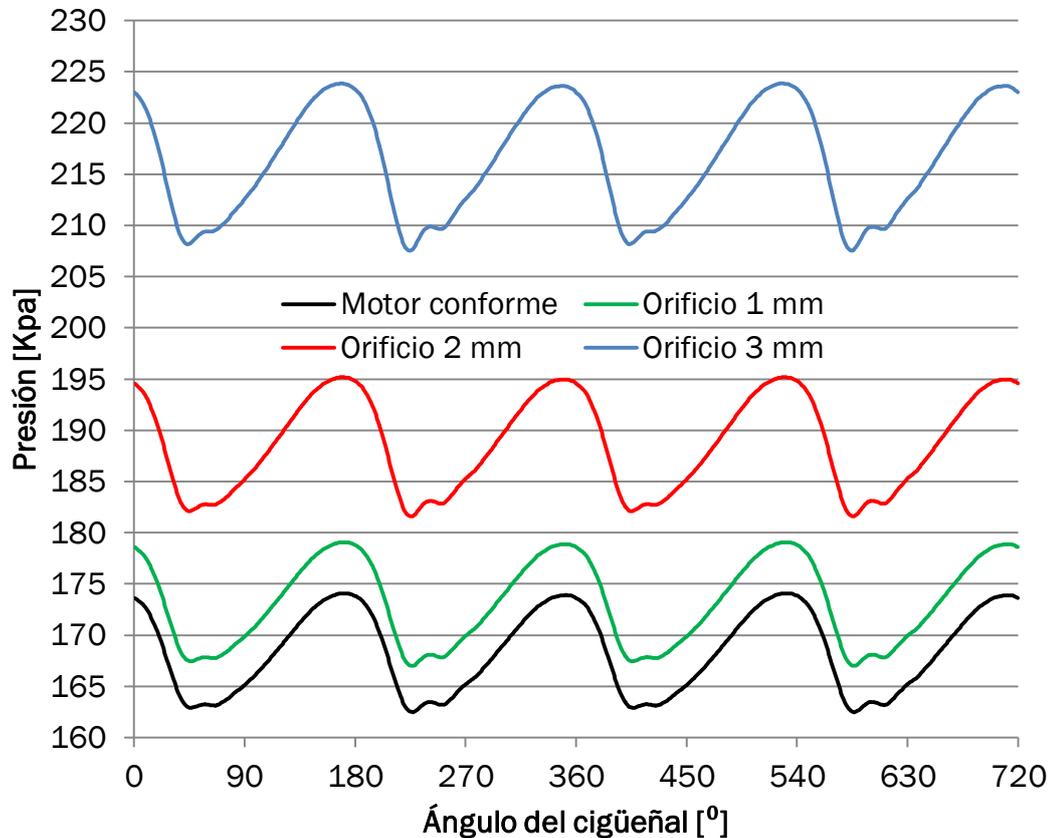
Para esta simulación se ha supuesto que el orificio del conducto de entrada (conducto “20”) tiene 2 mm de diámetro. A continuación, se estudia la respuesta del modelo ante diferentes diámetros del orificio (diámetros de 1, 2 y 3 mm).



Gráfica 7.3. Presiones de admisión para diferentes diámetros del orificio de entrada (conducto “20”)

Como se aprecia en la Gráfica 7.3, a medida que el orificio del conducto “20” aumenta de diámetro, todas las variaciones (referentes a la presión de

admisión) que se sufren comentadas anteriormente, son cada vez más bruscas. Esto se debe a que el volumen de aire que circula por los conductos aumenta de manera cuadrática con el diámetro. Lo mismo ocurre con las presiones de escape, mostradas en la *Gráfica 7.4*.



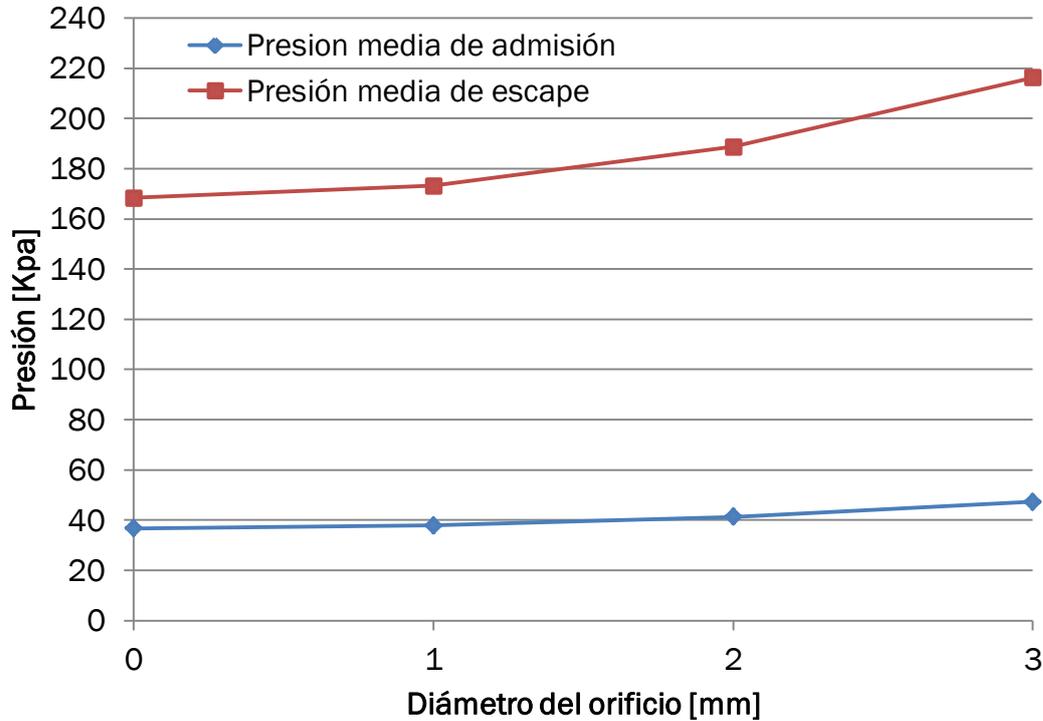
Gráfica 7.4. Presiones de escape para diferentes diámetros del orificio de entrada (conducto “20”)

En la *Tabla 7.2* se muestra la tabla de los valores de presión más representativos en función del diámetro del conducto “20”.

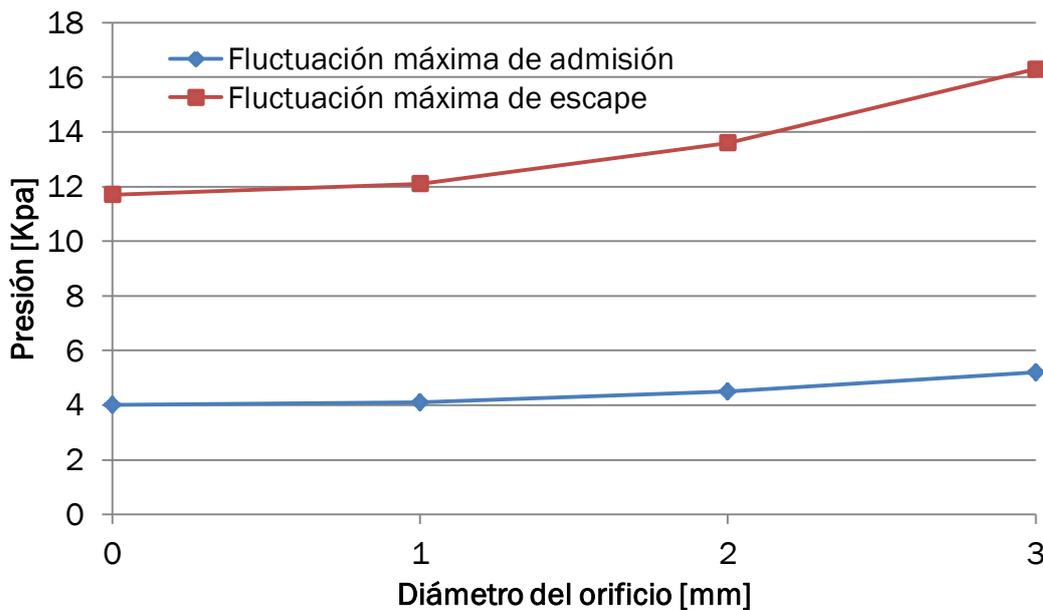
| | Motor conforme | Orificio de 1 mm de diámetro | Orificio de 2 mm de diámetro | Orificio de 3 mm de diámetro |
|--------------------------------|----------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|
| Presión media de admisión | 36,7 Kpa | 37,8 Kpa | 41,3 Kpa | 47,3 Kpa |
| Fluctuación máxima de admisión | 4 Kpa | 4,1 Kpa | 4,5 Kpa | 5,2 Kpa |
| Presión media de escape | 168,4 Kpa | 173,2 Kpa | 188,7 | 216,3 Kpa |
| Fluctuación máxima de escape | 11,6 Kpa | 12,1 Kpa | 13,6 Kpa | 16,3 Kpa |

Tabla 7.2. Comparativa de presiones en función del diámetro del conducto “20”

En la *Gráfica 7.5* se muestra la variación de las presiones medias de admisión y escape en función del diámetro del conducto “20” de entrada. Aquí se puede apreciar cómo la variación de la presión media de escape con el tamaño del conducto, es mayor que la variación de la presión media de admisión. Lo mismo sucede con las fluctuaciones de presión mostradas en la *Gráfica 7.6*.



Gráfica 7.5. Presiones medias de admisión y escape en función del diámetro del conducto “20”

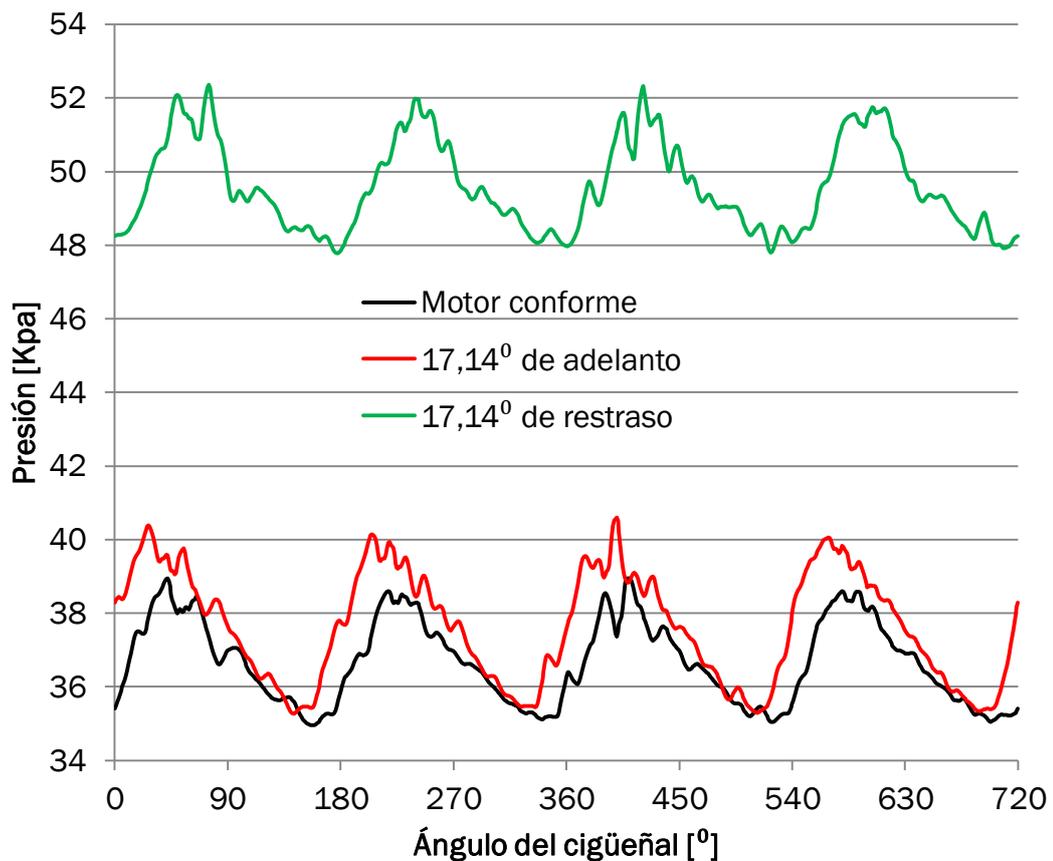


Gráfica 7.6. Fluctuaciones de presión de admisión y escape en función del diámetro del conducto “20”

7.2.2. Motor mal calado:

Para simular un motor mal calado, se han supuesto dos situaciones, una en la cual los árboles de levas de admisión y escape están adelantados y otra en la cual están retrasados con respecto a su posición correcta. Para las dos situaciones se ha supuesto que el ángulo de adelanto o retraso es de $17,14^{\circ}$ (ángulo equivalente a un diente del engranaje solidario al cigüeñal).

7.2.2.1. Resultados:

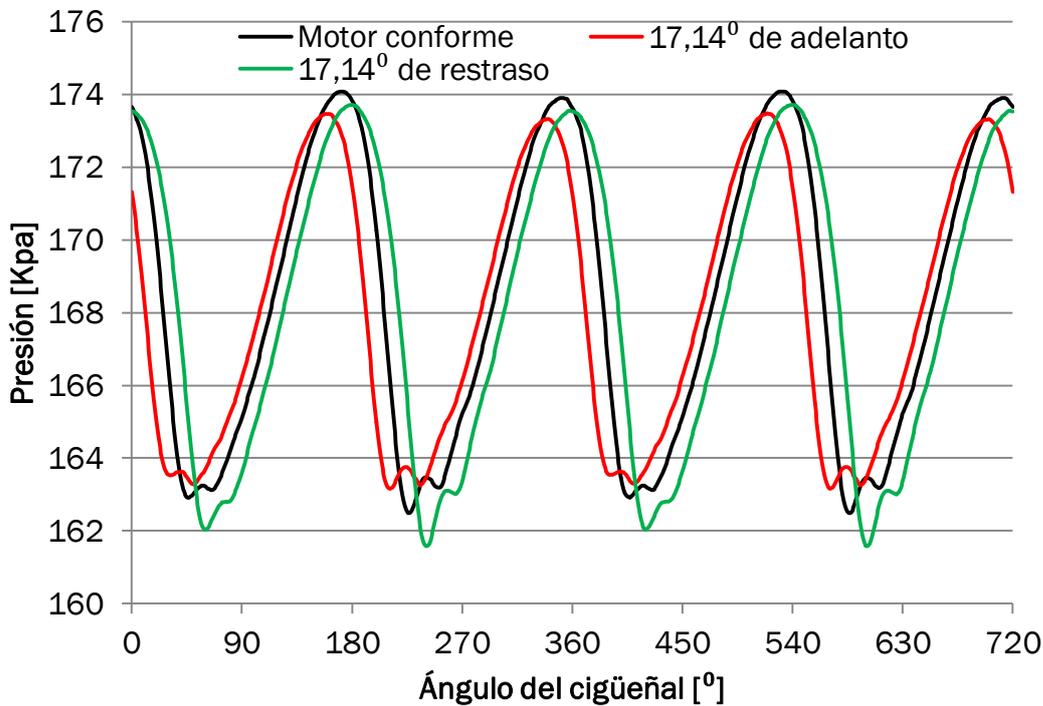


Gráfica 7.7. Presión de admisión para un motor mal calado

Como se muestra en la *Gráfica 7.7*, la forma de las presiones (crestas) varía en los dos casos con respecto a un motor bien calado. Además, como era de esperar, las curvas están desplazadas $17,14^{\circ}$ a la izquierda o a la derecha según exista adelanto o retraso respectivamente. Esto es debido a que las presiones son función del grado de apertura o cierre de las válvulas con respecto de la posición del cigüeñal, el cual ha cambiado con relación a un motor bien calado.

Para el caso del adelanto de los árboles de levas, se aprecia como la presión media de admisión y la fluctuación aumentan ligeramente. Mientras que para

el caso del retraso de los mismos, la presión media de admisión aumenta considerablemente y la fluctuación lo hace en menor medida.



Gráfica 7.8. Presión de escape para un motor mal calado

Como se aprecia en la Gráfica 7.8, las presiones medias de escape se mantienen prácticamente invariables en un motor mal calado con respecto a un motor conforme. Sin embargo, la fluctuación en el caso de los árboles de levas adelantados disminuye, mientras que si los árboles de levas están retrasados, la fluctuación aumenta.

En la Tabla 7.3 se muestra una comparativa de los valores más relevantes de las curvas de las presiones para un motor mal calado por adelanto y por retraso de los árboles de levas.

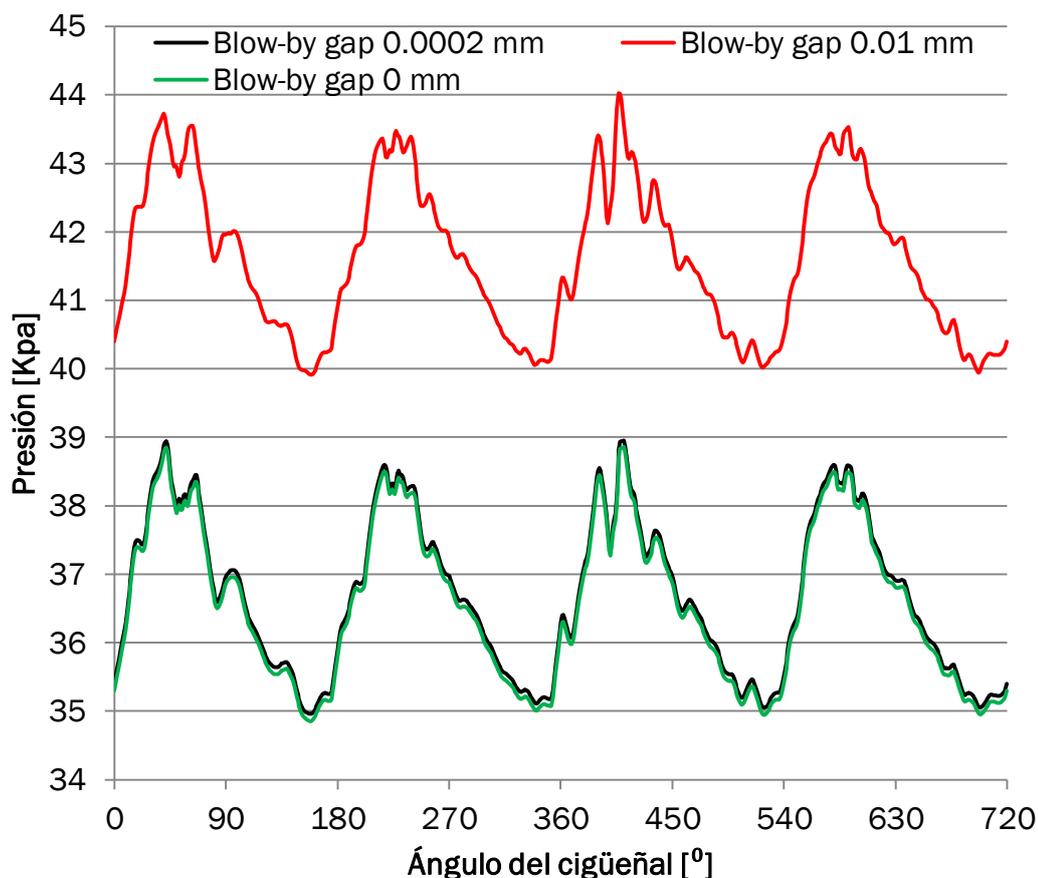
| | Motor conforme | 17,14° de adelanto de los árboles de levas | 17,14° de retraso de los árboles de levas |
|--------------------------------|----------------|--|---|
| Presión media de admisión | 36,7 Kpa | 37,6 Kpa | 49,6 Kpa |
| Fluctuación máxima de admisión | 4 Kpa | 5,3 Kpa | 4,6 Kpa |
| Presión media de escape | 168,4 Kpa | 168 Kpa | 168,2 Kpa |
| Fluctuación máxima de escape | 11,6 Kpa | 10,34 Kpa | 12,1 Kpa |

Tabla 7.3. Comparativa de presiones para un motor mal calado

7.2.3. Mal ajuste de los segmentos:

Para simular un mal ajuste de los segmentos, se ha incrementado el espacio efectivo de “blow-by” suponiendo un valor de 0,01 mm, modificando el parámetro “Effective Blow By Gap” dentro de las características generales de los cilindros. Se ha aprovechado para simular un ajuste perfecto de los segmentos en este mismo apartado, introduciendo un valor de 0 mm de espacio efectivo de “blow-by”.

7.2.3.1. Resultados:

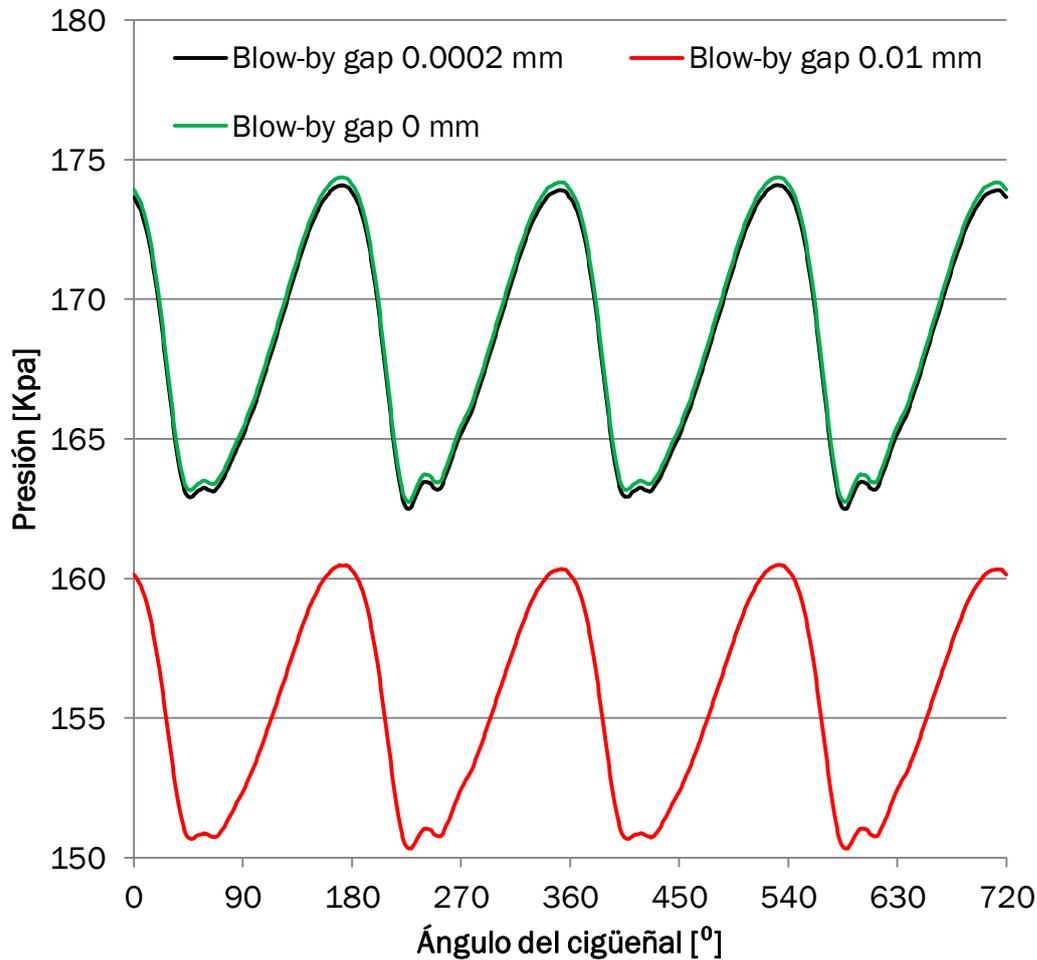


Gráfica 7.9. Presión de admisión en función del espacio efectivo de “blow-by”

En la Gráfica 7.9 se puede observar como al incrementar el espacio efectivo de “blow-by” (mal ajuste de los segmentos), la forma y pendiente de las curvas varían muy levemente y la presión media de admisión asciende junto con la fluctuación. Sin embargo, si el ajuste es perfecto (0 mm de espacio efectivo de “blow-by”) ocurre todo lo contrario, aunque la diferencia es casi inapreciable debido a que el ajuste real ya es óptimo. En cuanto a las presiones de escape (Gráfica 7.10) sucede el fenómeno contrario.

Esto se debe a que se producen **pérdidas** de aire a través de los segmentos, **disminuyendo la diferencia de presiones** que es capaz de aportar el motor. El

resultado es similar al que se obtendría al disminuir el tamaño de los cilindros, con el consecuente descenso del volumen de aire desplazado.



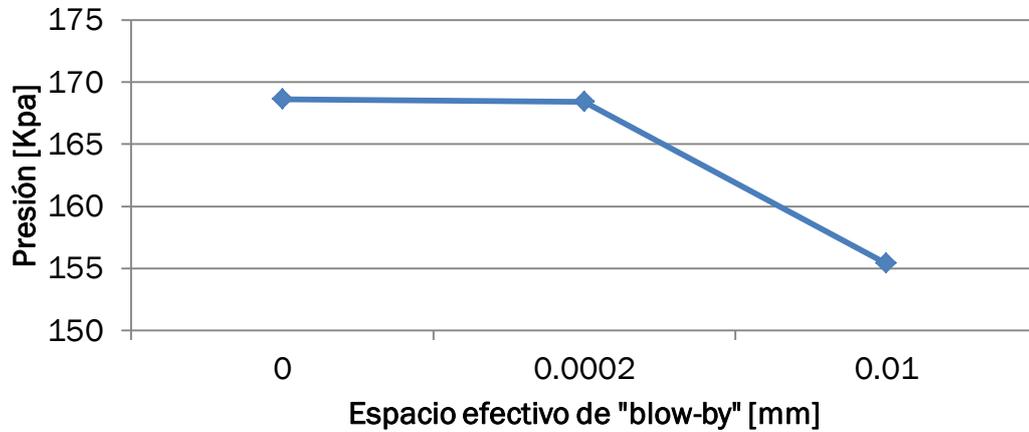
Gráfica 7.10. Presión de escape en función del espacio efectivo de "blow-by"

En la *Tabla 7.4* se muestra una comparativa de los valores más relevantes de las curvas de las presiones según el grado de ajuste entre los segmentos y los cilindros del motor.

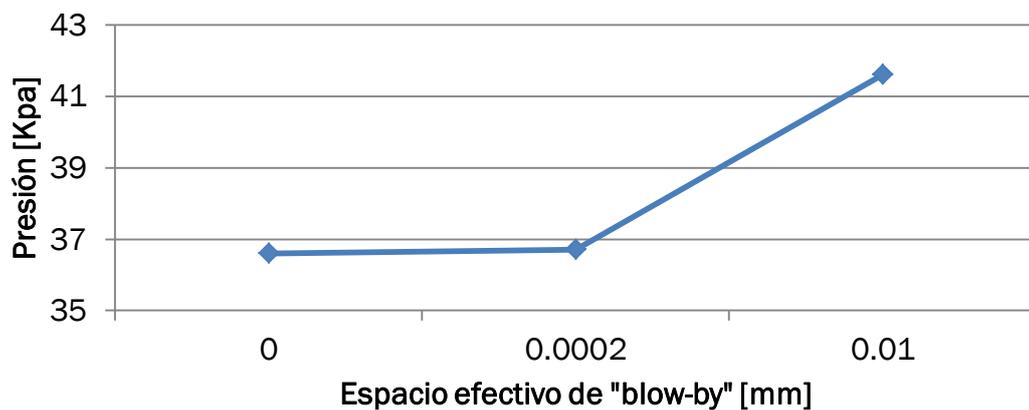
| | Motor conforme | Mal ajuste segmentos | Ajuste segmentos perfecto |
|--------------------------------|----------------|----------------------|---------------------------|
| Presión media de admisión | 36,7 Kpa | 41,6 Kpa | 36,6 Kpa |
| Fluctuación máxima de admisión | 4 Kpa | 4,1 Kpa | 4 Kpa |
| Presión media de escape | 168,4 Kpa | 155,4 Kpa | 168,6 Kpa |
| Fluctuación máxima de escape | 11,6 Kpa | 10,2 Kpa | 11,6 Kpa |

Tabla 7.4. Comparativa de presiones en función del ajuste de los segmentos

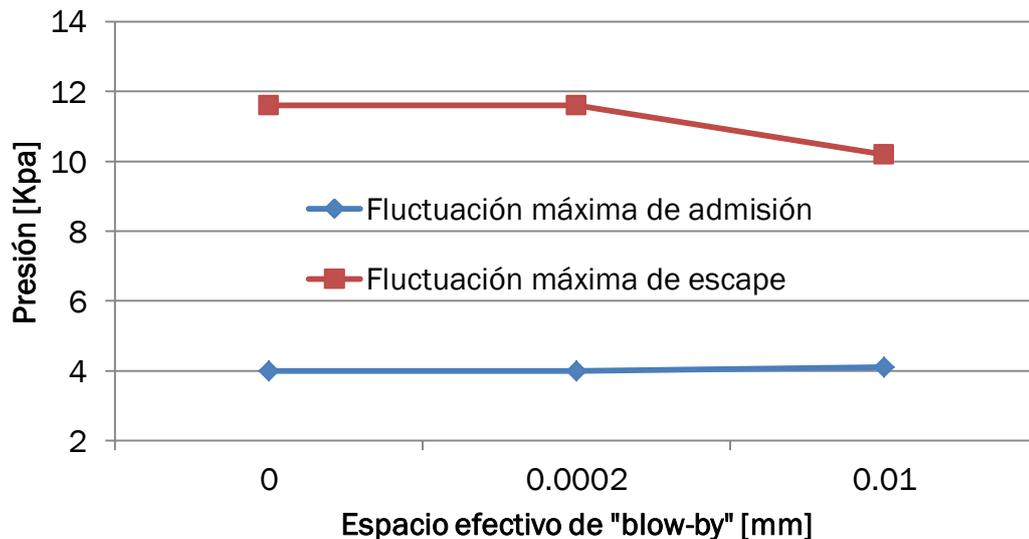
En las Gráficas 7.11, 7.12 y 7.13 se muestran las variaciones de las presiones medias y las fluctuaciones de presión en función del espacio efectivo de "blow-by"



Gráfica 7.11. Variación de la presión media de escape con el espacio efectivo de "blow-by"



Gráfica 7.12. Variación de la presión media de admisión con el espacio efectivo de "blow-by"



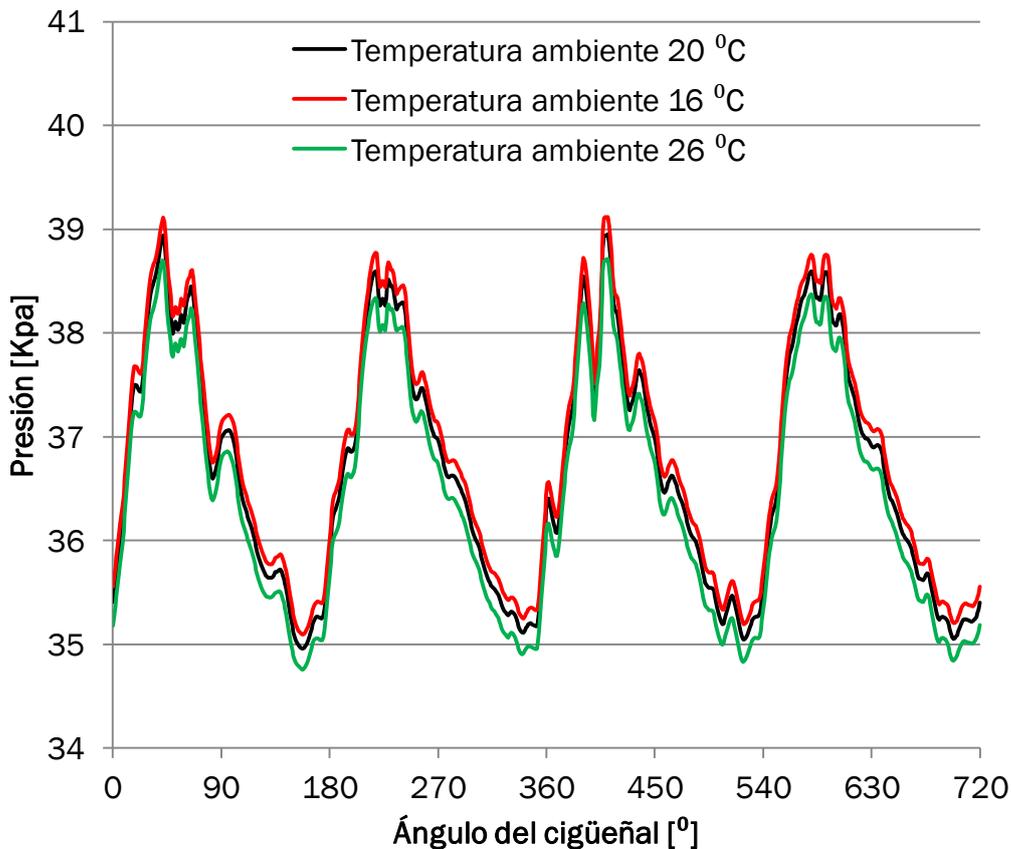
Gráfica 7.13. Variación de las fluctuaciones de presión con el espacio efectivo de "blow-by"

7.3. SIMULACIÓN DE DIFERENTES CONDICIONES AMBIENTALES.

7.3.1. Temperaturas de invierno y de verano:

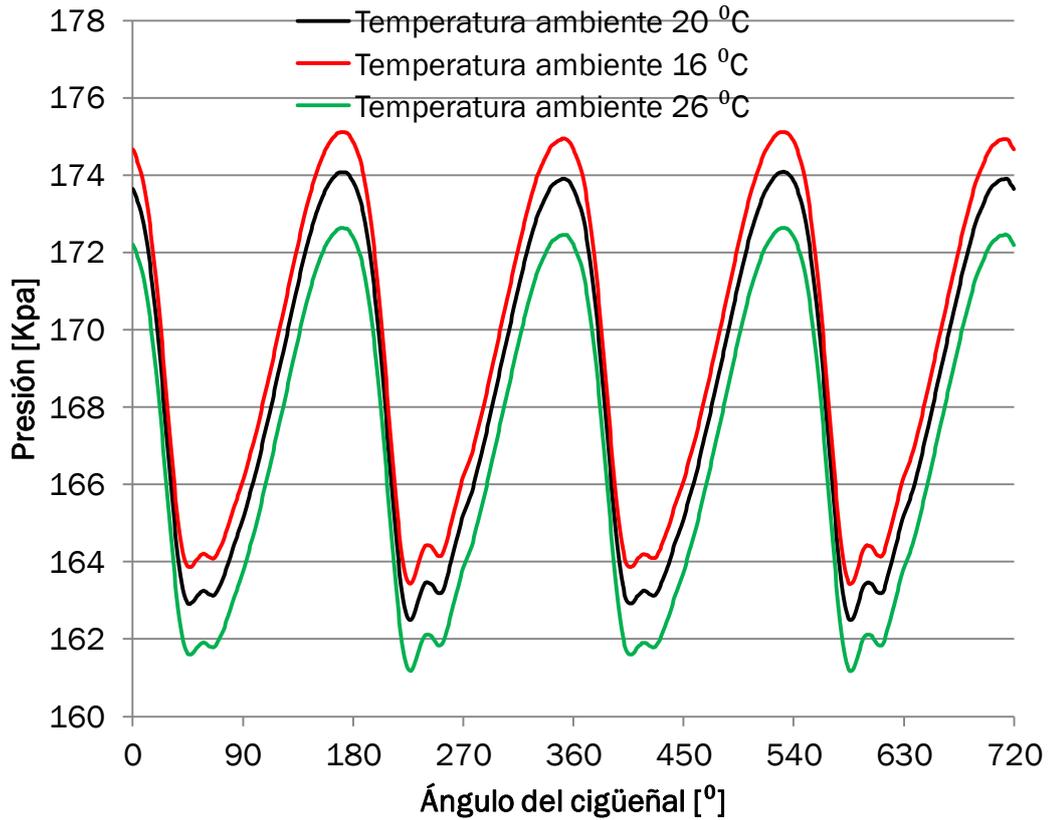
Esta simulación ha consistido en modificar las temperaturas ambiente modificando las condiciones de las fronteras. Para simular una situación de invierno, se ha supuesto una temperatura ambiente de 16 °C, mientras que para una situación de verano, se ha supuesto una temperatura de 26°C.

7.3.1.1. Resultados:



Gráfica 7.14. Presión de admisión para diferentes temperaturas ambiente

Como se observa en la *Gráfica 7.14*, cuando la temperatura es mayor que la de referencia, la presión media de admisión disminuye. Esto se debe a que el volumen específico del aire aumenta al incrementarse la temperatura, por lo que el flujo másico de aire entrante en el sistema es menor, con la consiguiente disminución de la presión. Lo contrario ocurre si la temperatura ambiente disminuye. La forma de las gráficas se mantiene invariable y las fluctuaciones de presión apenas sufren variaciones.



Gráfica 7.15. Presión de escape para diferentes temperaturas ambiente

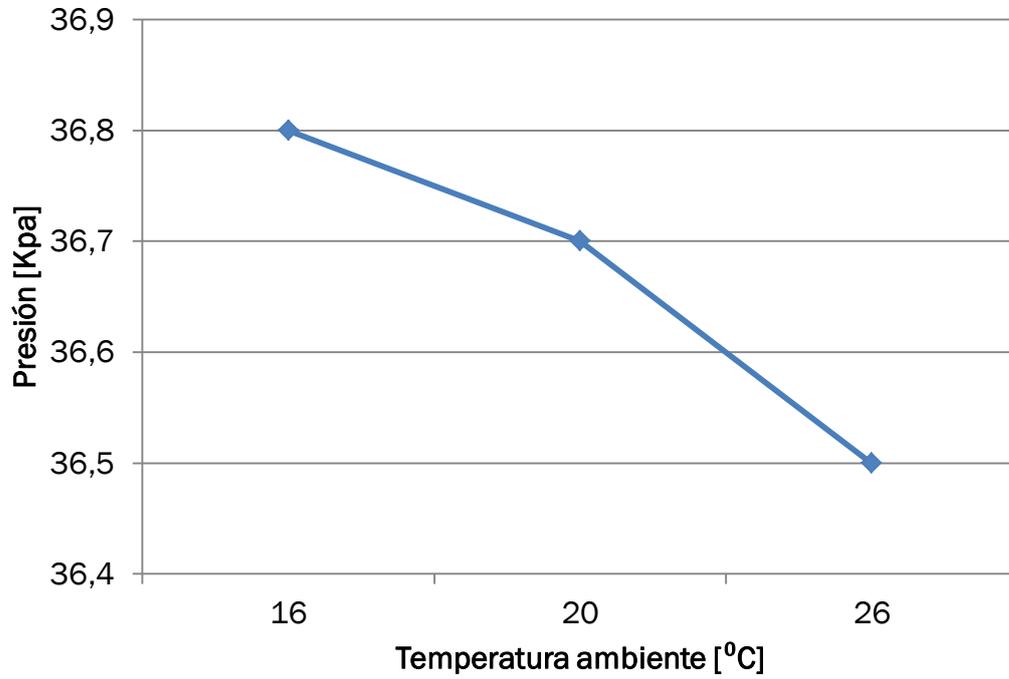
Como se aprecia en la *Gráfica 7.15*, la presión media de escape disminuye al aumentar la temperatura ambiente. Mientras que cuando disminuye la temperatura, la presión media de escape aumenta. La razón de estas variaciones es la misma que para las presiones de admisión, por lo que si entra una mayor cantidad de flujo másico al sistema, el motor es capaz de bombear un flujo másico de aire mayor hacia la zona de escape (al contrario que si la cantidad de flujo entrante fuera menor).

En la *Tabla 7.5* se muestra una comparativa de los valores más relevantes de las curvas de las presiones para diferentes temperaturas ambiente.

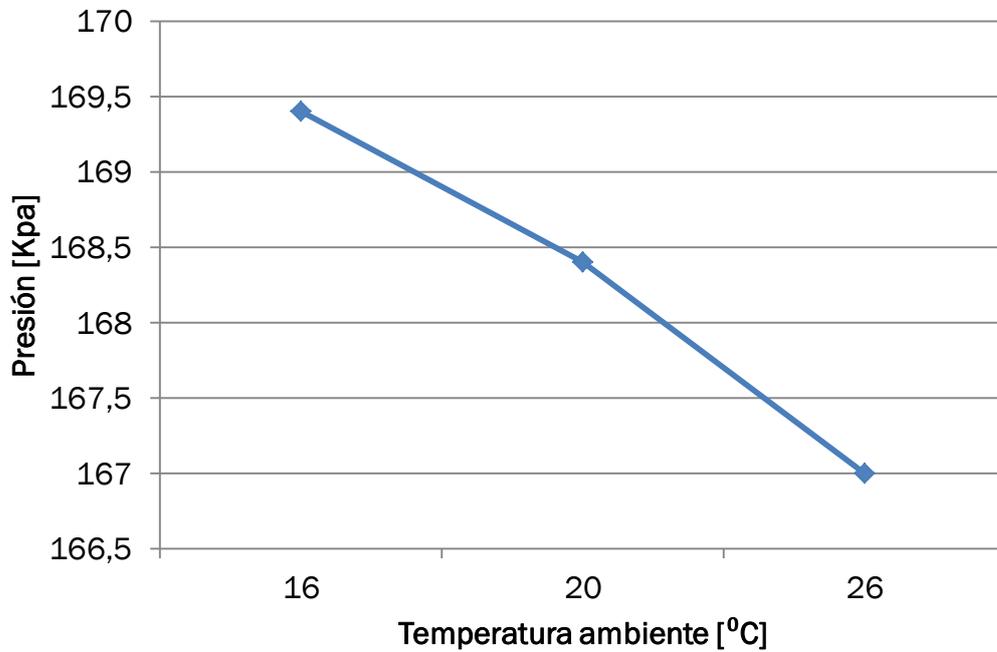
| | Temperatura 20°C | Temperatura 16°C | Temperatura 26°C |
|--------------------------------|------------------|------------------|------------------|
| Presión media de admisión | 36,7 Kpa | 36,8 Kpa | 36,5 Kpa |
| Fluctuación máxima de admisión | 4 Kpa | 4 Kpa | 4 Kpa |
| Presión media de escape | 168,4 Kpa | 169,4 Kpa | 167 Kpa |
| Fluctuación máxima de escape | 11,6 Kpa | 11,7 Kpa | 11,5 Kpa |

Tabla 7.5. Comparativa de presiones para diferentes temperaturas ambiente

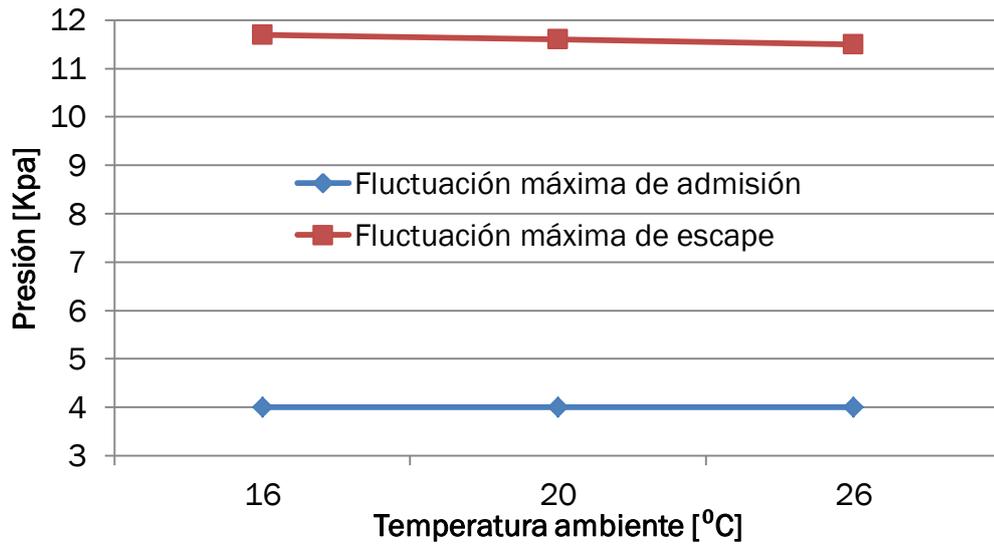
En las Gráficas 7.16, 7.17 y 7.18 se muestran las variaciones de las presiones medias y las fluctuaciones de presión en función de la temperatura ambiente.



Gráfica 7.16. Variación de la presión media de admisión con la temperatura ambiente



Gráfica 7.17. Variación de la presión media de escape con la temperatura ambiente

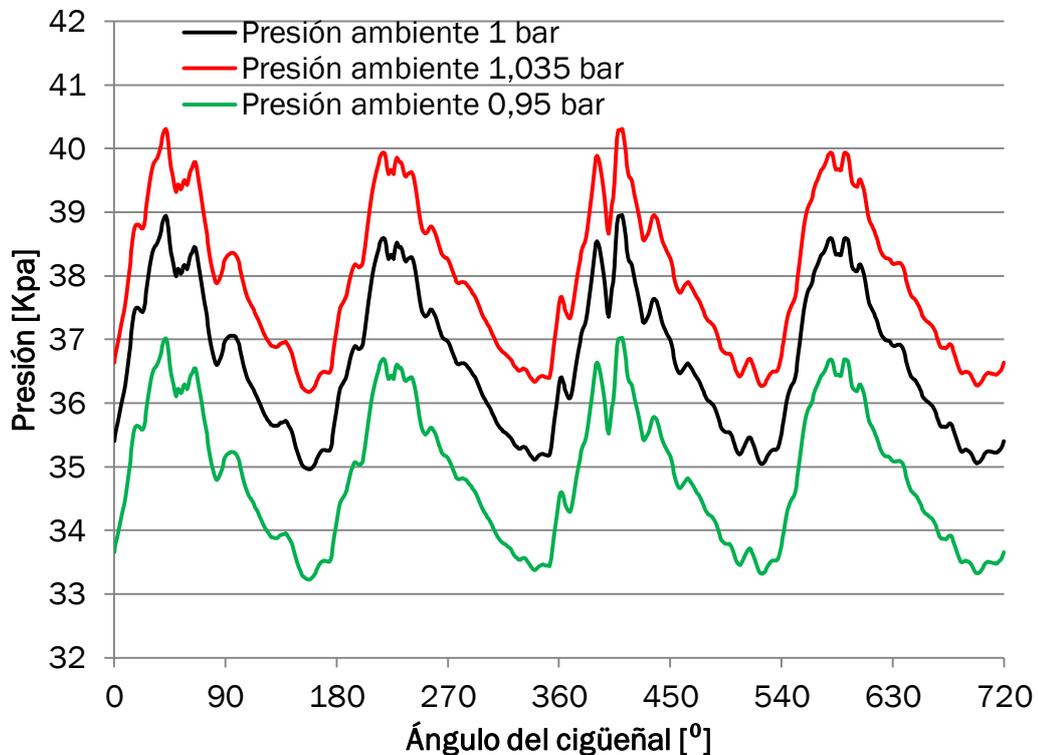


Gráfica 7.18. Variación de las fluctuaciones de presión con la temperatura ambiente

7.3.2. Presiones ambientales límite:

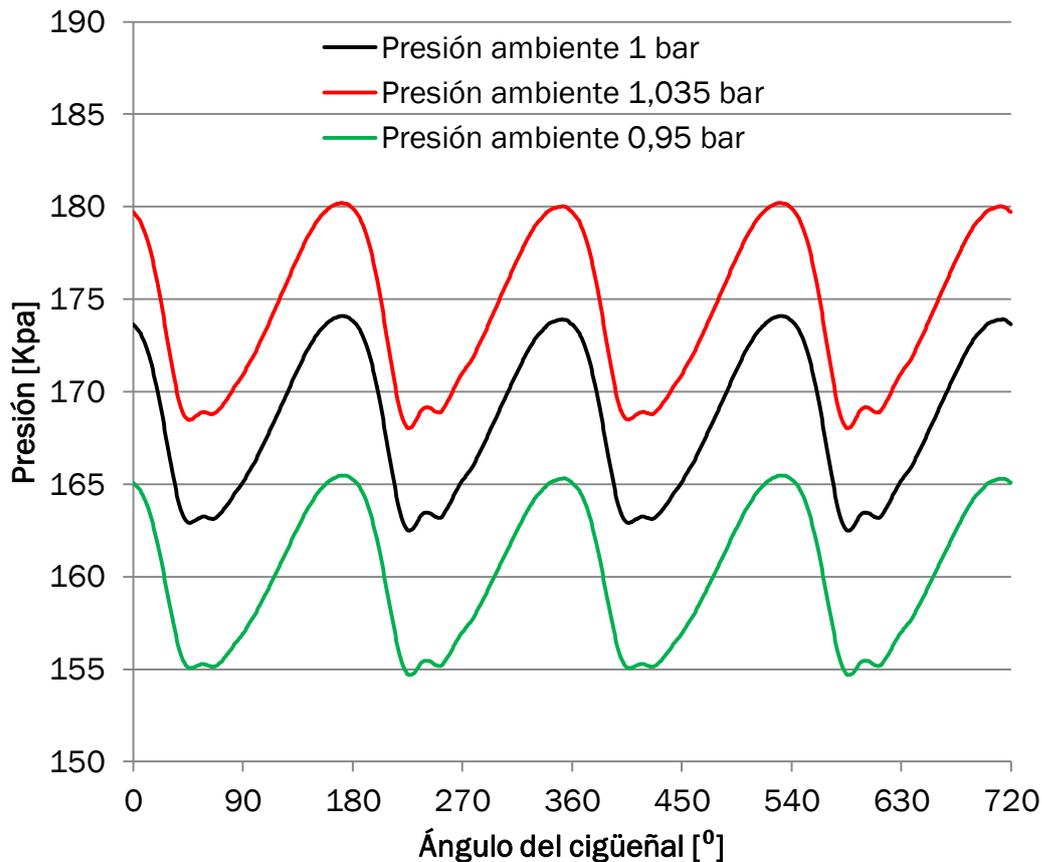
En este caso se ha simulado un fuerte anticiclón y una fuerte borrasca. Para el primer caso se ha aumentado la presión ambiente (modificando las condiciones frontera) hasta los 1,035 bar, mientras que para el segundo la presión ambiente se ha modificado hasta los 0,95 bar.

7.3.2.1. Resultados:



Gráfica 7.19. Presiones de admisión para diferentes presiones ambientales

Como se aprecia en la *Gráfica 7.19*, la forma y las pendientes de las curvas no cambian con respecto a las correspondientes a la presión ambiental referencia (1 bar). Sin embargo, la presión media de admisión aumenta o disminuye según aumente o disminuya la presión ambiental respectivamente. Esto se debe a que al aumentar la presión ambiental, el flujo másico de aire entrante al sistema aumenta, produciendo el correspondiente aumento de la presión media de admisión. Si la presión ambiental disminuye, ocurre el fenómeno contrario. Las fluctuaciones de presión varían ligeramente en el mismo sentido que las presiones medias.



Gráfica 7.20. Presión de escape para diferentes presiones ambientales

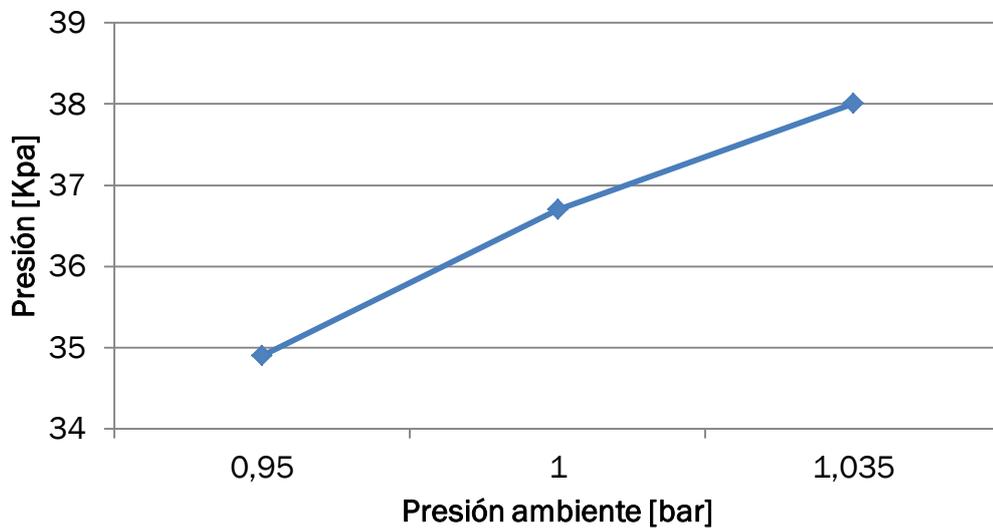
Como se muestra en la *Gráfica 7.20*, las presiones de escape responden a las diferentes presiones ambientales de la misma forma que lo hacen las presiones de admisión explicadas anteriormente.

En la *Tabla 7.6* se muestra una comparativa de los valores más relevantes de las curvas de las presiones para diferentes presiones ambientales.

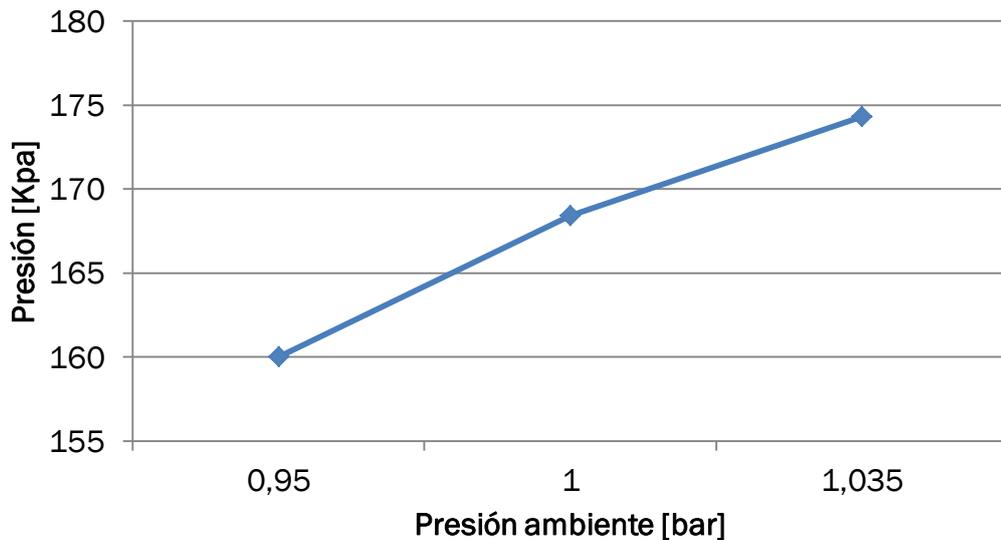
| | Presión 1 bar | Presión 0,95 bar | Presión 1,035 bar |
|--------------------------------|---------------|------------------|-------------------|
| Presión media de admisión | 36,7 Kpa | 34,9 Kpa | 38 Kpa |
| Fluctuación máxima de admisión | 4 Kpa | 3,8 Kpa | 4,1 Kpa |
| Presión media de escape | 168,4 Kpa | 160 Kpa | 174,3 Kpa |
| Fluctuación máxima de escape | 11,6 Kpa | 10,8 Kpa | 12,2 Kpa |

Tabla 7.6. Comparativa de presiones para diferentes presiones ambientales

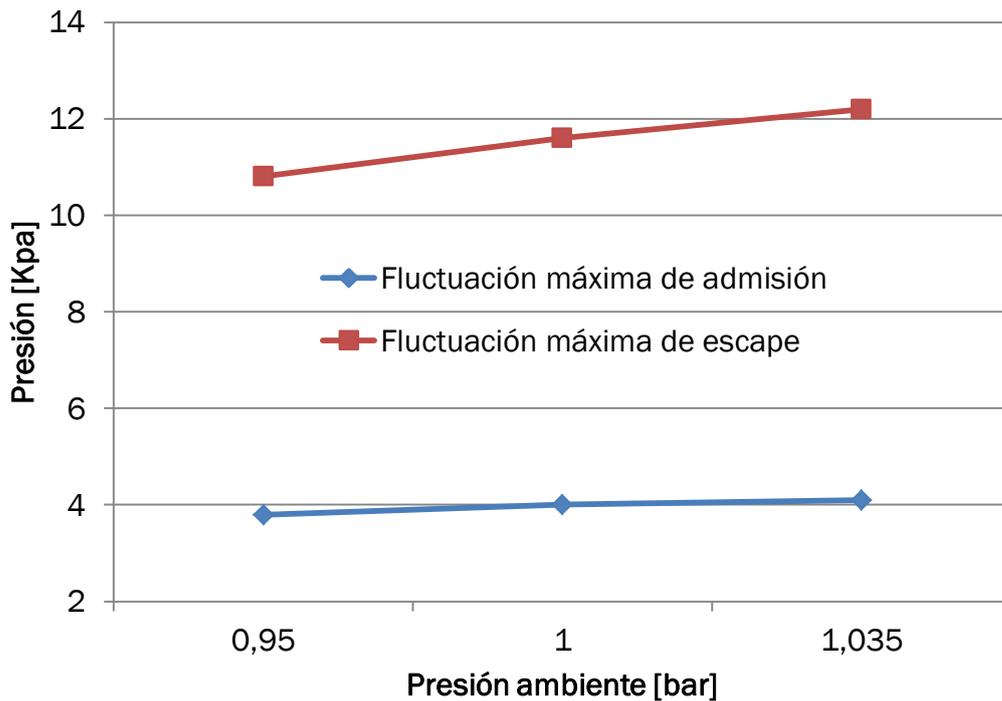
En las Gráficas 7.21, 7.22 y 7.23 se muestran las variaciones de las presiones medias y las fluctuaciones de presión en función de la presión ambiental.



Gráfica 7.21. Variación de la presión media de admisión con la presión ambiental



Gráfica 7.22. Variación de la presión media de escape con la presión ambiental



Gráfica 7.23. Variación de las fluctuaciones de presión con la presión ambiental

7.4. SIMULACIÓN DE FALLOS EN EL “BANCO DE ENSAYOS EN FRÍO”.

7.4.1. Falta de las juntas de los chiclés de los taponados de admisión y escape:

Se han simulado por separado la falta de la junta de admisión y la de escape.

La ausencia la junta de admisión, produciría un mayor flujo entrante de aire al motor. Este problema se ha simulado aumentando el coeficiente de flujo de la frontera de entrada “SB1”. Se ha impuesto un coeficiente de flujo de 0,07, como muestra la *Figura 7.4*.

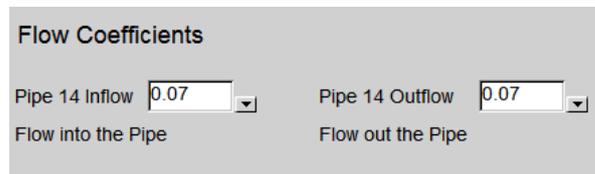


Figura 7.4. Coeficientes de flujo de la frontera “SB1”

La ausencia la junta de escape, produciría un mayor flujo saliente de aire del motor. Este problema se ha simulado aumentando el coeficiente de flujo de la

frontera de salida “SB2”. Se ha impuesto un coeficiente de flujo de 0,041, como muestra la *Figura 7.5*.

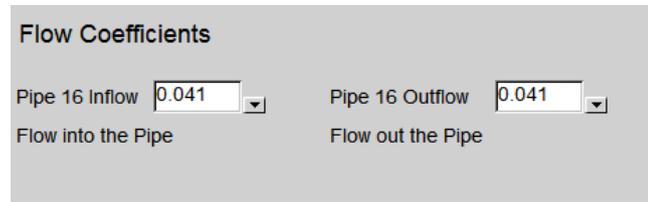
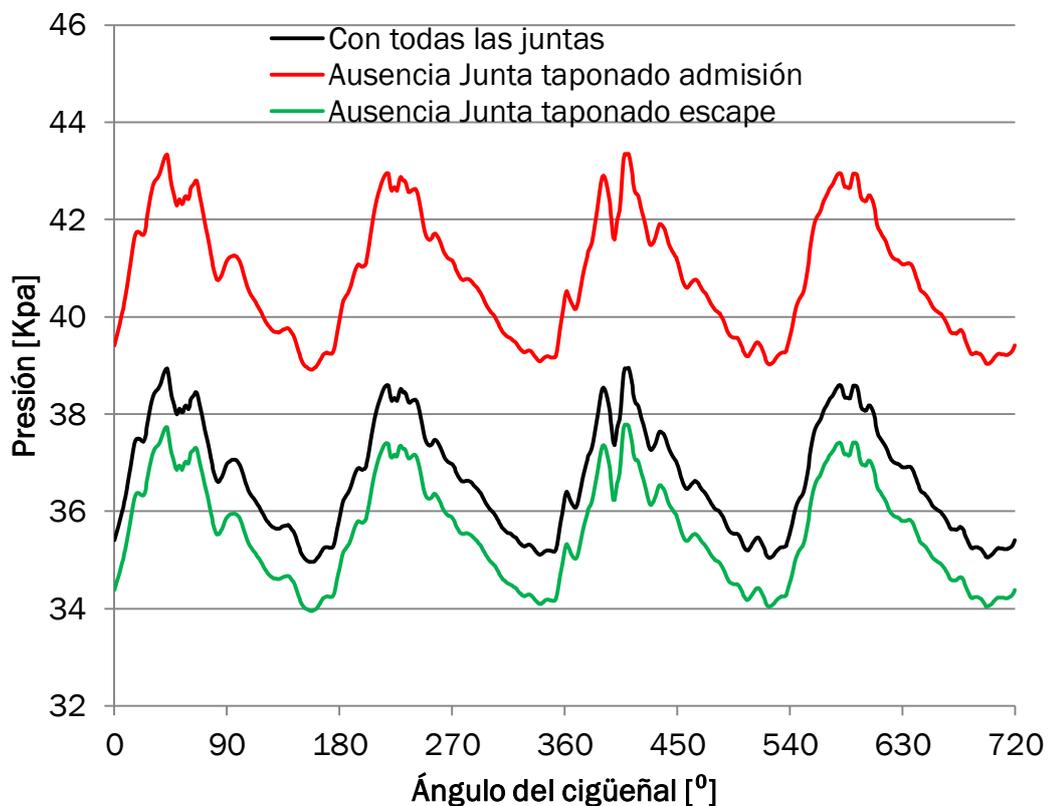


Figura 7.5. Coeficientes de flujo de la frontera “SB2”

7.4.1.1. Resultados:

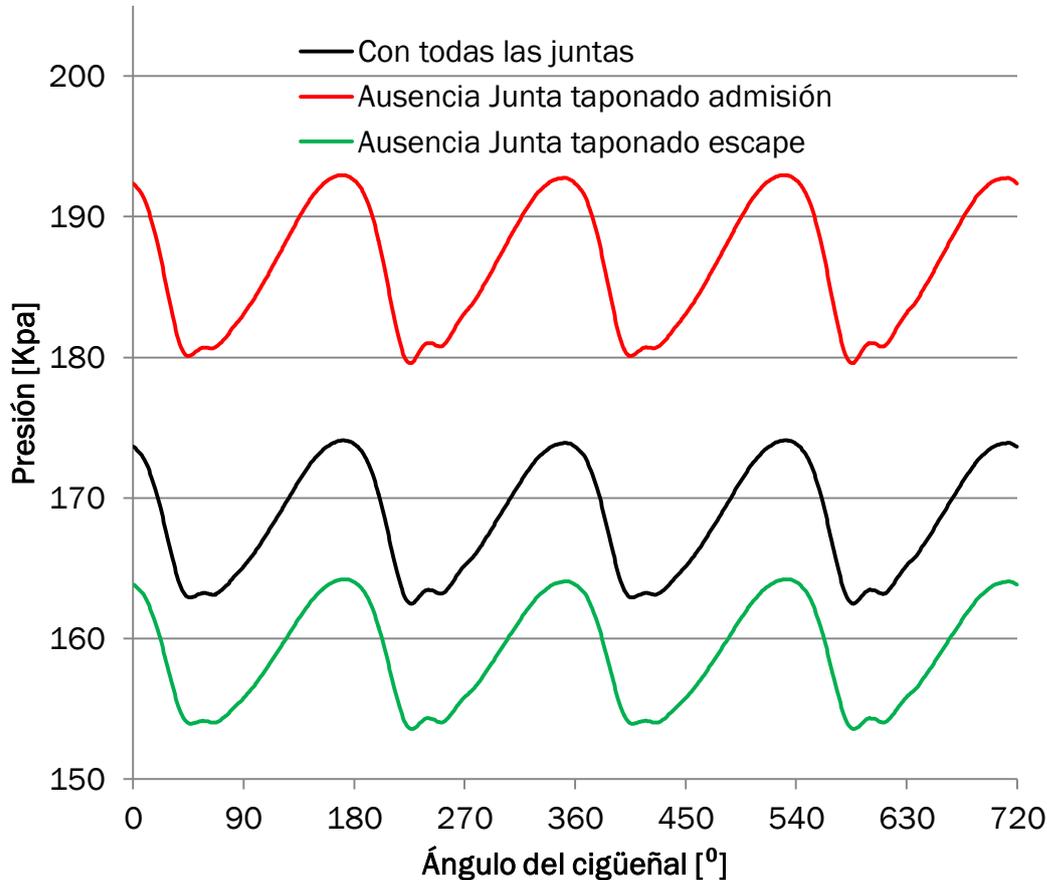


Gráfica 7.24. Presión de admisión con ausencia de las juntas de los chiclés de los *taponados*

En la *Gráfica 7.24*, se observa como para la ausencia de la junta del *taponado* de admisión, sucede el mismo fenómeno que el explicado en el apartado [7.2.1. Falta de la junta de entrada del colector de admisión](#). Para la ausencia de la junta del *taponado* de escape sucede lo contrario, al ser el orificio de salida mayor (falta junta), el aire escapa al exterior con mayor facilidad, produciendo una disminución de la presión media de escape (*Gráfica 7.25*) y por tanto también en la de admisión.

Observando las dos gráficas mencionadas, vemos que las fluctuaciones de presión varían del mismo que las presiones medias (si la presión media

umenta, la fluctuación también). Mientras que la forma y pendiente de las curvas no varían.



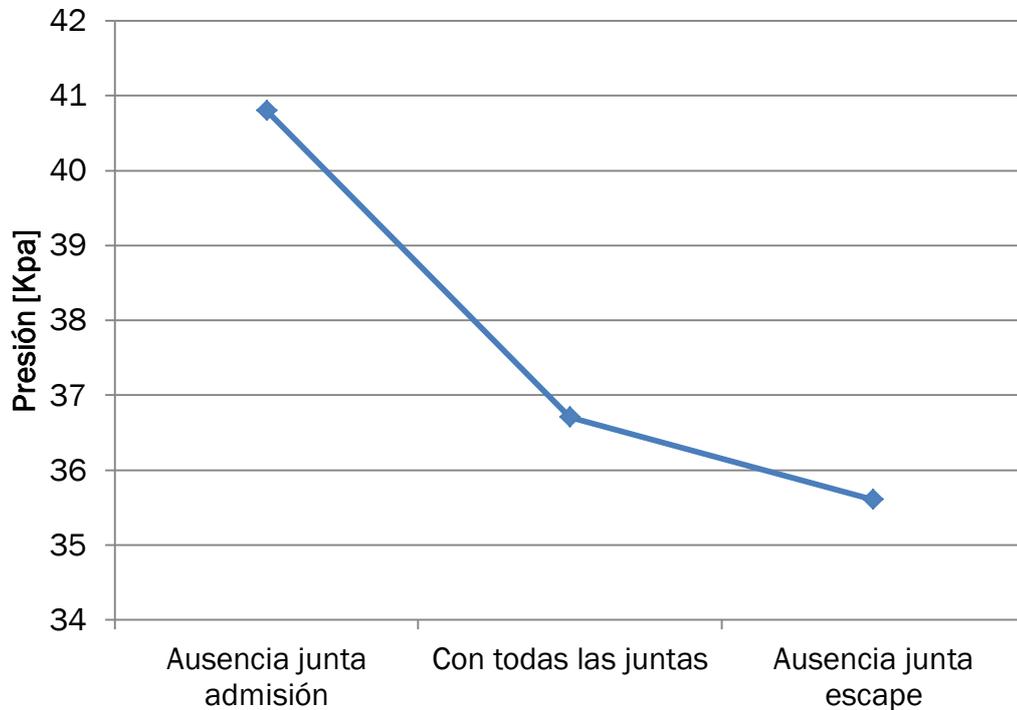
Gráfica 7.25. Presión de escape con ausencia de las juntas de los chiclés de los taponados

En la *Tabla 7.7* se muestra una comparativa de los valores más relevantes de las curvas de las presiones para el caso de la falta de alguna de las juntas de los chiclés de los taponados.

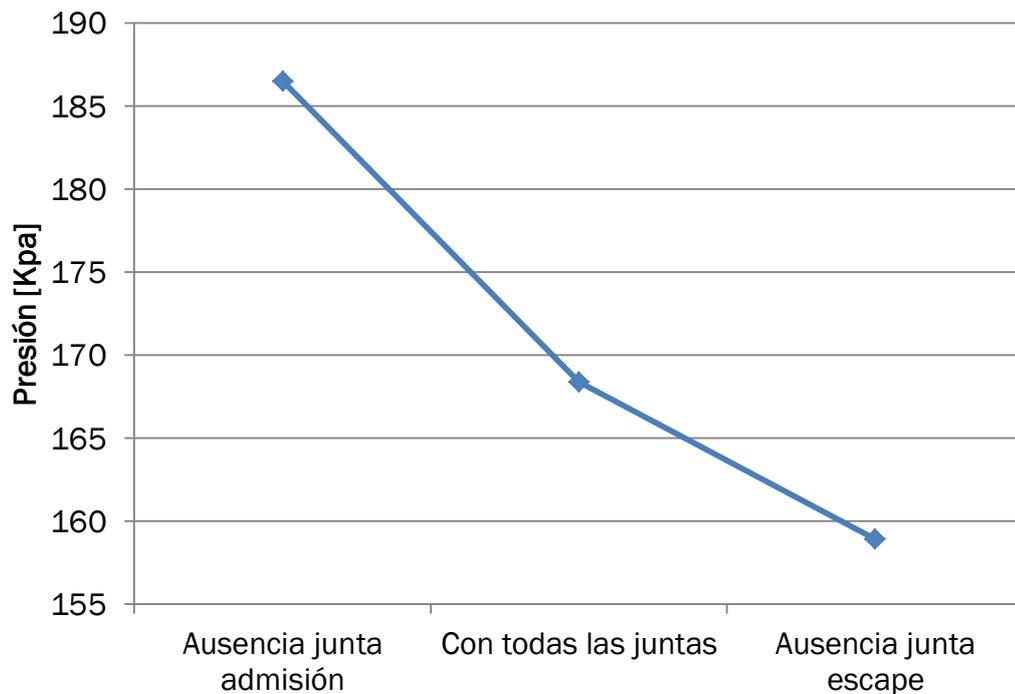
| | Con todas las juntas | Ausencia junta admisión | Ausencia junta escape |
|--------------------------------|----------------------|-------------------------|-----------------------|
| Presión media de admisión | 36,7 Kpa | 40,8 Kpa | 35,6 Kpa |
| Fluctuación máxima de admisión | 4 Kpa | 4,4 Kpa | 3,8 Kpa |
| Presión media de escape | 168,4 Kpa | 186,5 Kpa | 158,9 Kpa |
| Fluctuación máxima de escape | 11,6 Kpa | 13,4 Kpa | 10,6 Kpa |

Tabla 7.7. Comparativa de presiones para la ausencia de las juntas de los sistemas de taponado

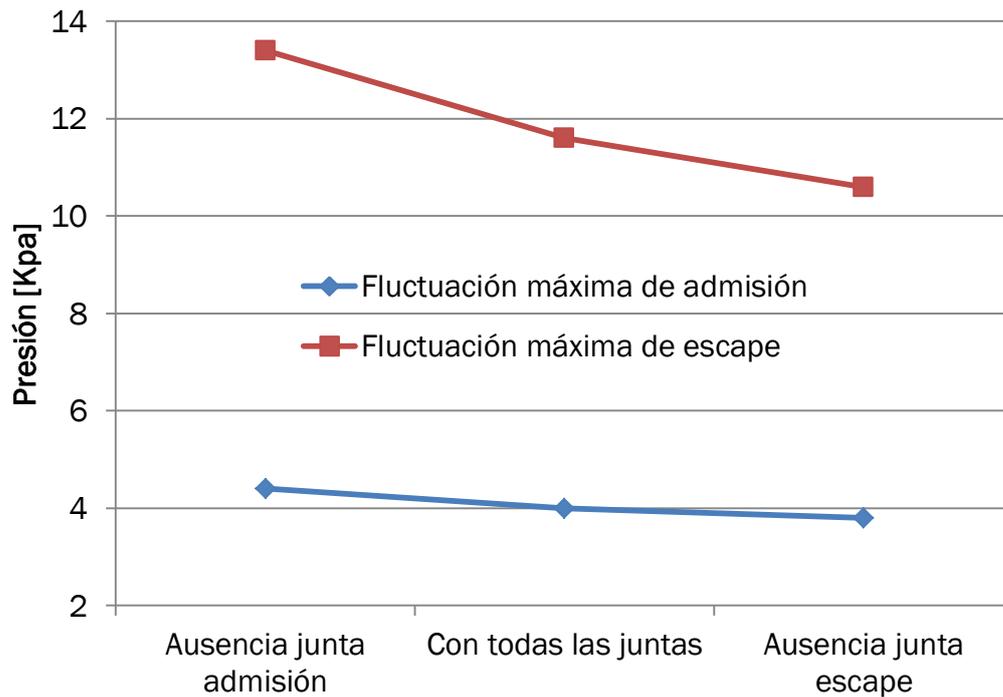
En las Gráficas 7.26, 7.27 y 7.28 se muestran las variaciones de las presiones medias y las fluctuaciones de presión según falte alguna de las juntas de los chiclés de los sistemas de taponado.



Gráfica 7.26. Variación de la presión media de admisión según falte alguna de las juntas de los chiclés



Gráfica 7.27. Variación de la presión media de escape según falte alguna de las juntas de los chiclés



Gráfica 7.28. Variación de las fluctuaciones de presión según falte alguna de las juntas de los chiclés

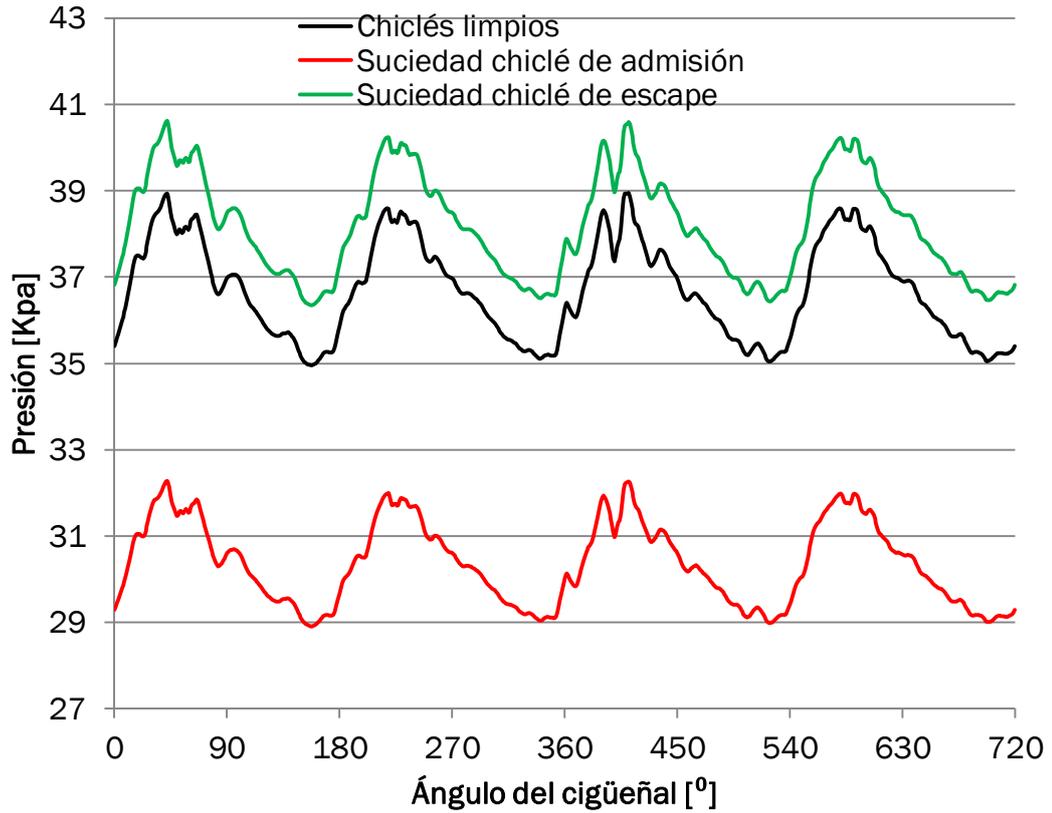
7.4.2. Suciedad en los chiclés de los sistemas de taponado:

Se ha simulado la acumulación de suciedad, tanto en el chiclé de admisión como en el de escape.

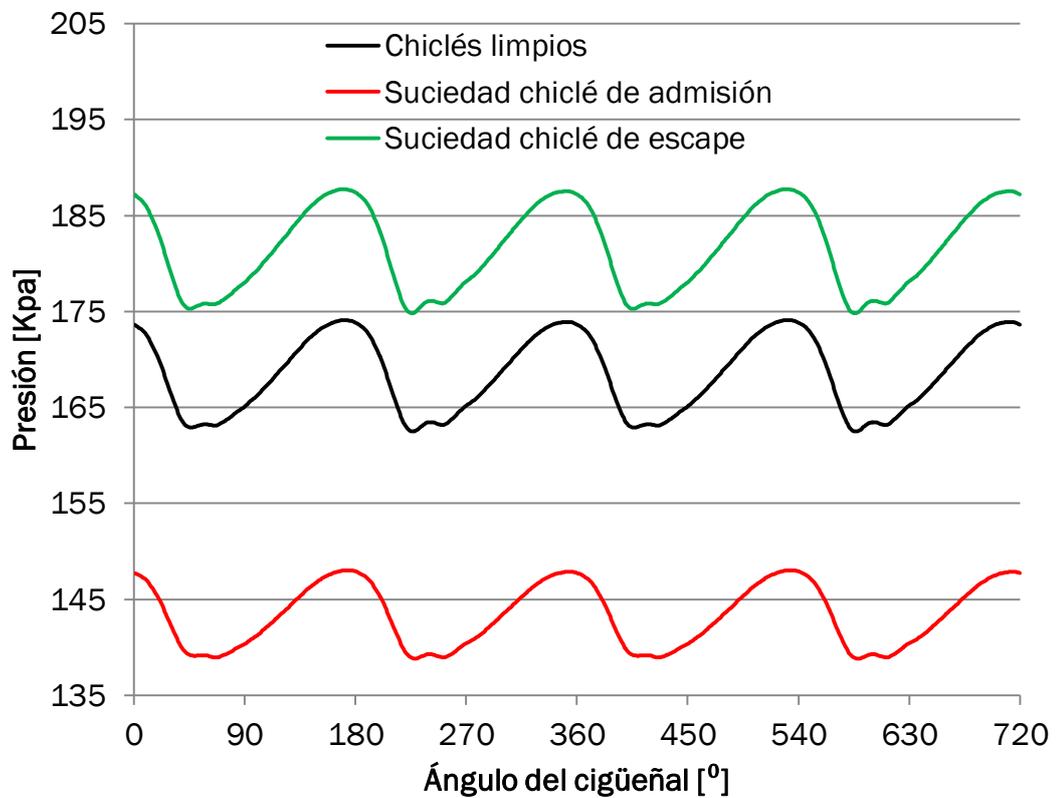
La acumulación de suciedad en los chiclés, produce la obstrucción de los mismos. Para simular la suciedad en el chiclé de admisión, se ha reducido el coeficiente de flujo de la frontera de entrada “SB1” hasta 0,05. Mientras que para simular la misma situación en el chiclé de escape, se ha reducido el coeficiente de flujo de la frontera de salida “SB2” hasta 0,035.

7.4.2.1. Resultados:

Como se aprecia en las *Gráficas 7.29 y 7.30*, la obstrucción del chiclé de admisión produce una disminución de la presión media de admisión, ya que el flujo de aire entrante al sistema disminuye (disminuyendo también la fluctuación de la presión de admisión y la presión media de escape). Sin embargo, si es el chiclé de escape el que está obstruido, la presión media de admisión aumenta (aumentando la fluctuación de la presión de admisión) al tener el aire mayor dificultad para salir al exterior, lo cual aumenta también la presión media de escape.



Gráfica 7.29. Presión de admisión según exista o no suciedad en los chiclés



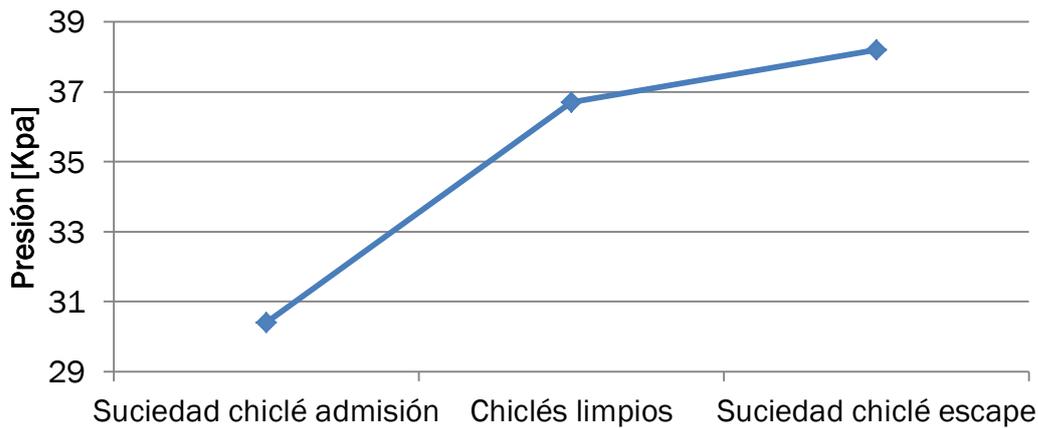
Gráfica 7.30. Presión de escape según exista o no suciedad en los chiclés

En la *Tabla 7.8* se muestra una comparativa de los valores más relevantes de las curvas de las presiones para los diferentes casos de posible suciedad en los chicleés de los sistemas de taponado.

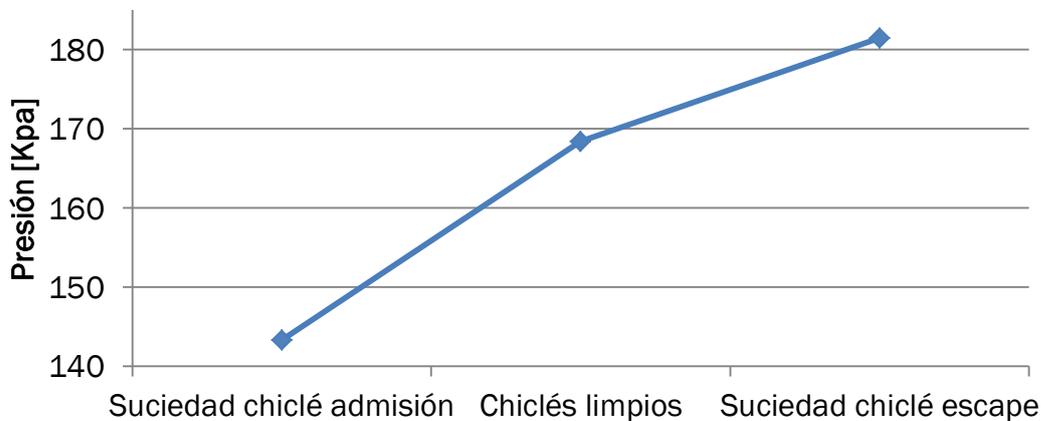
| | Chicleés limpios | Chicleé admisión sucio | Chicleé escape sucio |
|--------------------------------|------------------|------------------------|----------------------|
| Presión media de admisión | 36,7 Kpa | 30,4 Kpa | 38,2 Kpa |
| Fluctuación máxima de admisión | 4 Kpa | 3,4 Kpa | 4,3 Kpa |
| Presión media de escape | 168,4 Kpa | 143,3 Kpa | 181,5 Kpa |
| Fluctuación máxima de escape | 11,6 Kpa | 9,2 Kpa | 12,9 Kpa |

Tabla 7.8. Comparativa de presiones según exista o no suciedad en los chicleés

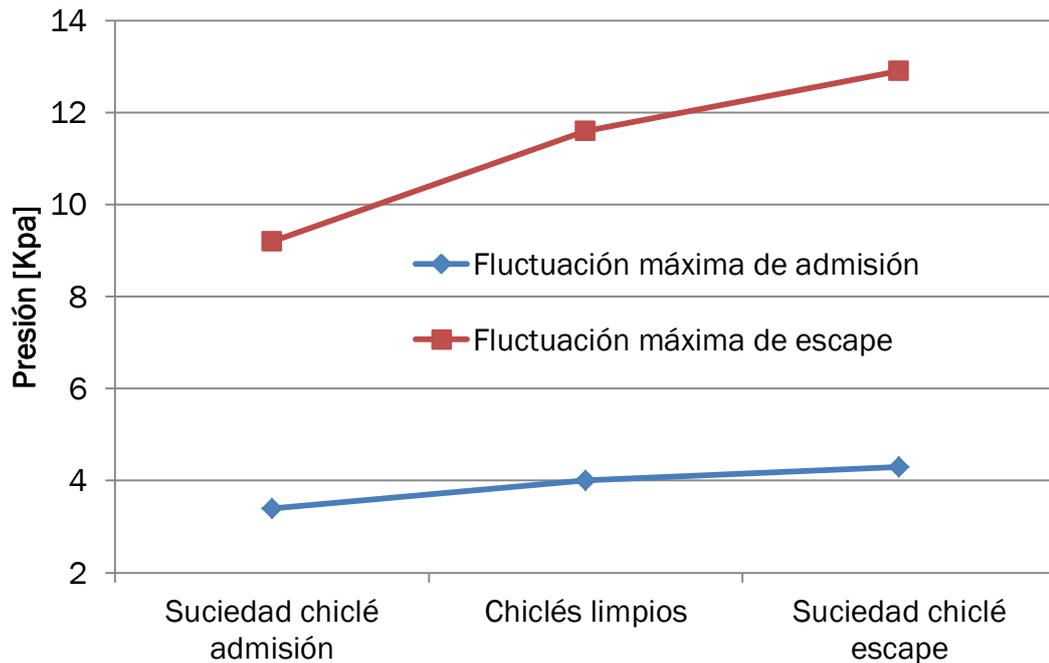
En las *Gráficas 7.31, 7.32 y 7.33* se muestran las variaciones de las presiones medias y las fluctuaciones de presión según exista o no suciedad en los chicleés de los sistemas de taponado.



Gráfica 7.31. Variación de la presión media de admisión según exista o no suciedad en los chicleés



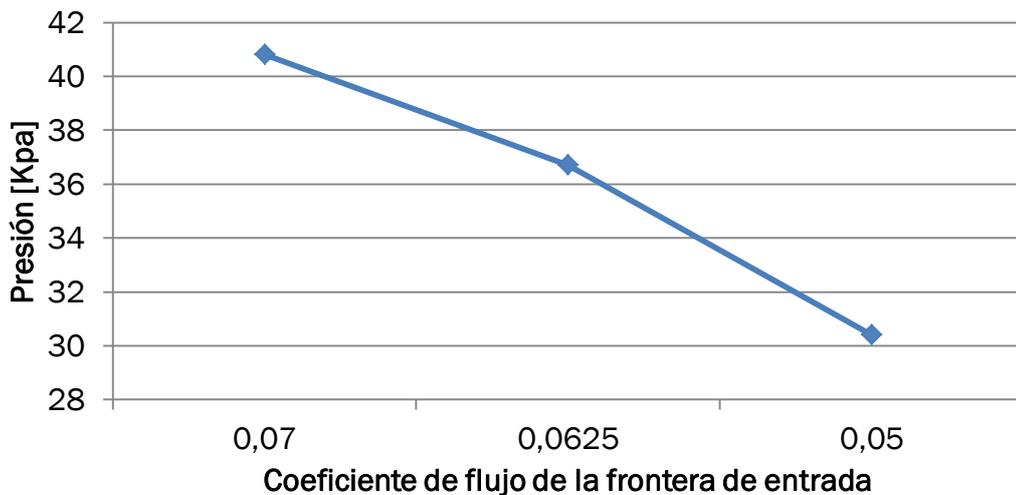
Gráfica 7.32. Variación de la presión media de escape según exista o no suciedad en los chicleés



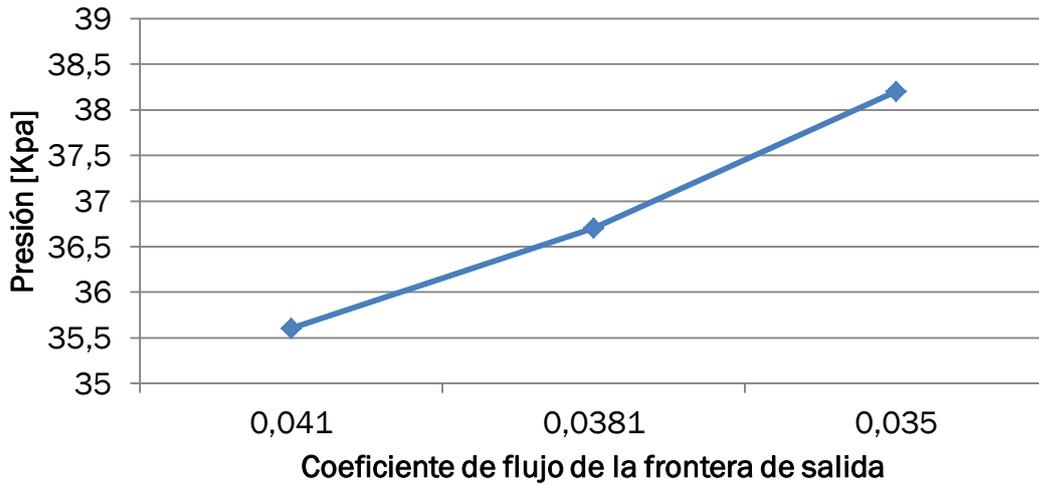
Gráfica 7.33. Variación de las fluctuaciones de presión según exista o no suciedad en los chiclés

7.5. RESULTADOS SEGÚN LOS COEFICIENTES DE FLUJO DE LAS FRONTERAS.

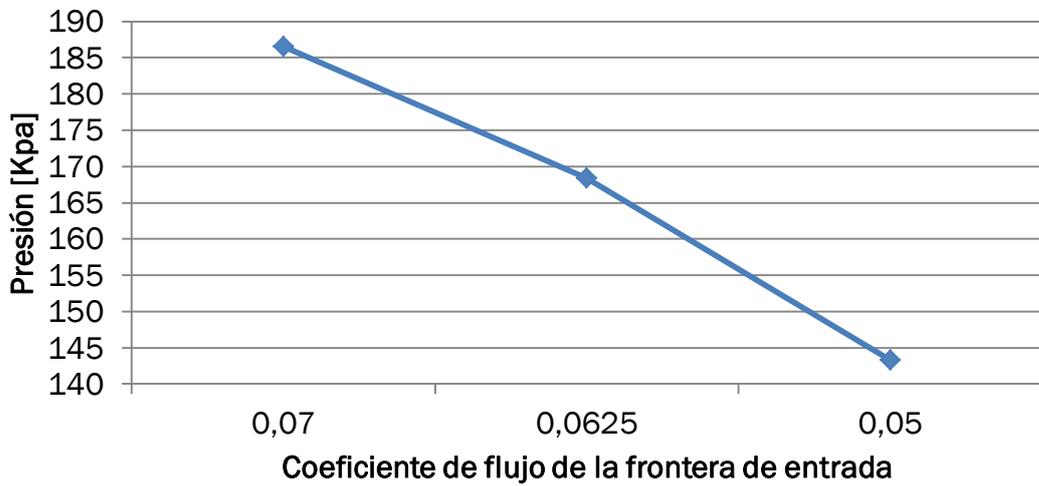
En este apartado se presentan las gráficas de las variaciones de las presiones medias y las fluctuaciones de presión según los coeficientes de flujo de las fronteras. Valiéndose para ello de la información expuesta en el apartado [7.4. SIMULACIÓN DE FALLOS EN EL “BANCO DE ENSAYOS EN FRÍO”](#). El objetivo de este apartado es observar las líneas de tendencia en función de los tamaños de los orificios de entrada y salida de aire al motor.



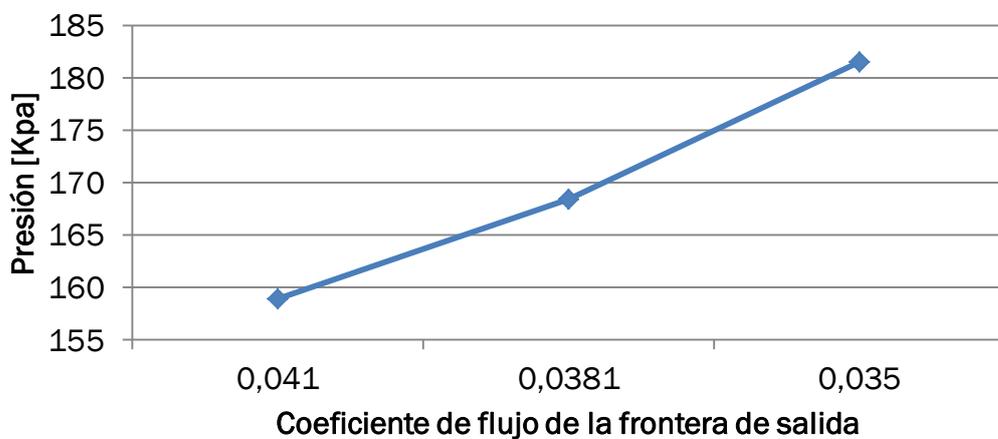
Gráfica 7.34. Variación de la presión media de admisión según el coeficiente de flujo de la frontera de entrada



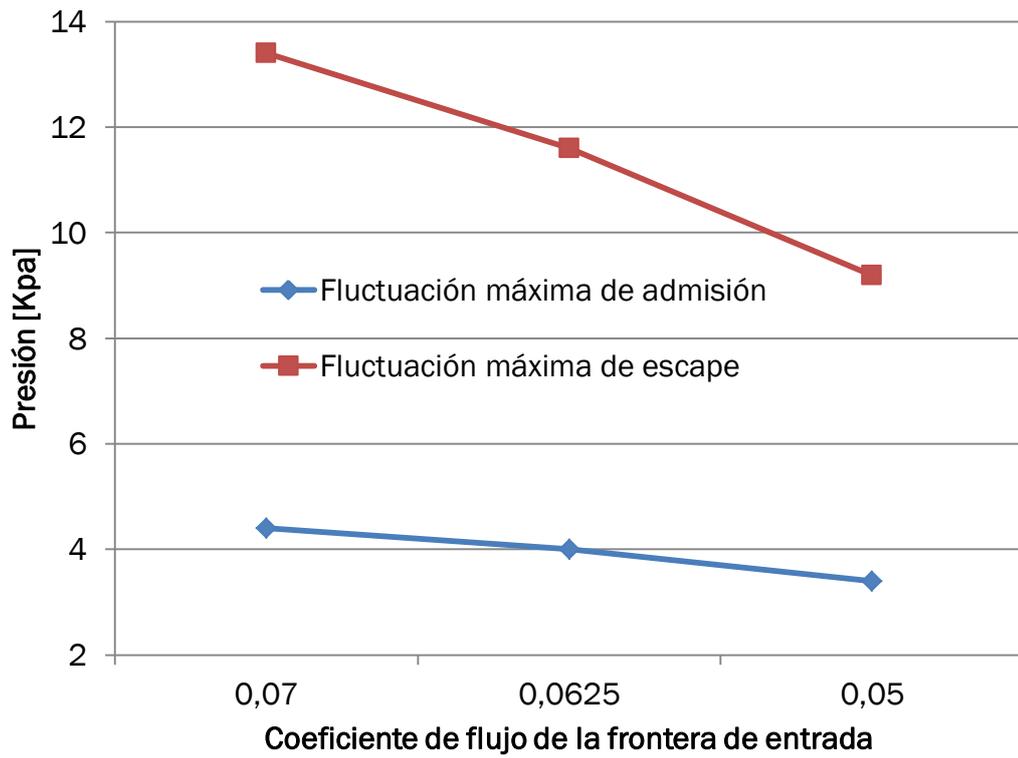
Gráfica 7.35. Variación de la presión media de admisión según el coeficiente de flujo de la frontera de salida



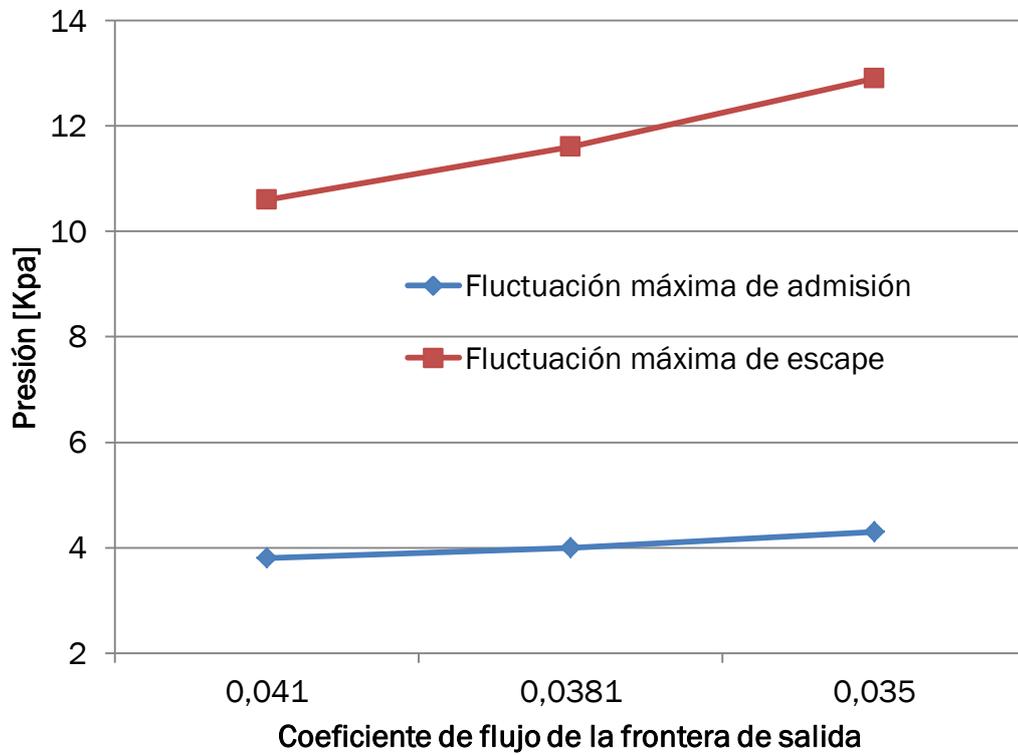
Gráfica 7.36. Variación de la presión media de escape según el coeficiente de flujo de la frontera de entrada



Gráfica 7.37. Variación de la presión media de escape según el coeficiente de flujo de la frontera de salida



Gráfica 7.38. Variación de las fluctuaciones de presión según el coeficiente de flujo de la frontera de entrada



Gráfica 7.39. Variación de las fluctuaciones de presión según el coeficiente de flujo de la frontera de salida

Para explicar las variaciones de presión según los coeficientes de flujo de las fronteras, se hace uso de los esquemas mostrados en las Figuras 7.6, 7.7 y 7.8. En ellos se representa el funcionamiento del ensayo del MCI como una bomba que impulsa un caudal de aire desde un orificio de entrada hacia uno de salida. Los puntos 1 y 2 representan las condiciones ambientales a la entrada y a la salida respectivamente, mientras que los puntos 1' y 2' representan las posiciones de los sensores de presión de admisión y escape, cuyos resultados se buscan.

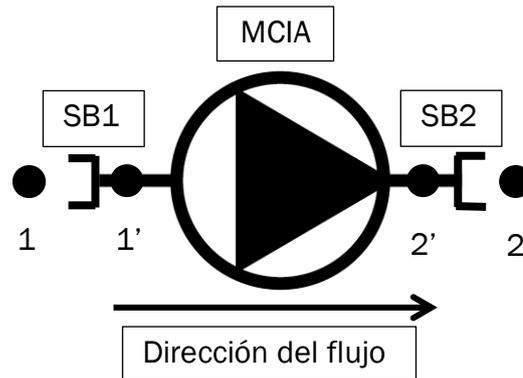


Figura 7.6. Esquema del ensayo del MCI con los chicle limpios

Un coeficiente de flujo pequeño de la frontera de salida, representado en la Figura 7.7, dificulta la salida del aire al ambiente aumentando la presión de escape. El MCI es capaz de generar una diferencia de presiones entre la entrada y la salida del mismo, por lo que la presión de admisión aumenta.

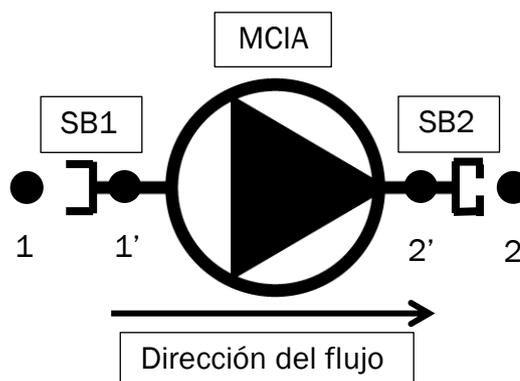


Figura 7.7. Esquema del ensayo del MCI con el chicle de escape ligeramente obstruido

Al contrario sucede si el coeficiente de flujo pequeño es el de la frontera de entrada (Figura 7.8). Ahora el flujo de aire entrante es menor por lo que disminuye la presión de admisión. El MCI parte ahora de una presión menor para ser elevada a la salida, por lo que la presión de escape también disminuye.

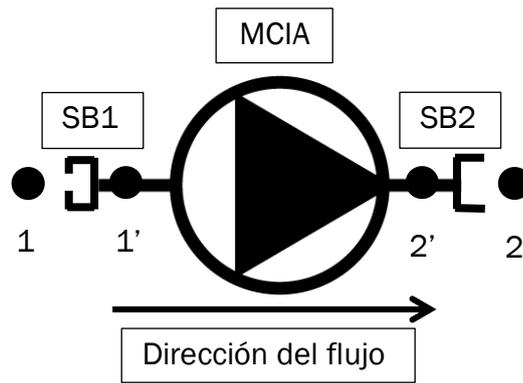


Figura 7.8. Esquema del ensayo del MCIA con el chicle de admisión ligeramente obstruido

Este razonamiento, también es aplicable a los apartados anteriores de este capítulo en los que exista una variación del flujo de aire entrante o saliente al motor.





CAPÍTULO 8: CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO



8.1. CONCLUSIONES.

En este apartado se presenta una lista de los objetivos alcanzados que se perseguían con la elaboración de este TFG, para finalmente exponer las conclusiones derivadas de éste.

- Se ha conseguido un modelo capaz de simular las presiones (sin tener en cuenta la activación de las electroválvulas de las desfasadoras) del ensayo de un MCIA de gasolina, realizado en el “Banco de Ensayos en Frío”.
- Se ha validado el modelo comprobando la concordancia de los resultados obtenidos con los que se obtienen en el “Banco de Ensayos en Frío”.
- Se ha estudiado la influencia de diferentes variaciones en las condiciones de funcionamiento y defectos en el motor sobre los resultados.
- Con todo ello se han logrado ampliar los conocimientos sobre los procesos termofluidomecánicos que tienen lugar durante el ensayo en frío.

A la vista de los resultados estudiados en el [CAPÍTULO 7: SIMULACIÓN DE FALLOS](#) y de los fenómenos observados durante la validación del modelo, se concluye que:

- La forma (pendientes y crestas) de las curvas de presión son función (principalmente) de las leyes de levantamiento de las válvulas. Por lo tanto, si la forma no es la esperada, lo más probable es que exista un problema en los árboles de levas o los empujadores.
- Si únicamente se modifica el área efectiva de entrada o salida de aire al motor, la forma de las curvas de presión no varían.
- La temperatura ambiente no influye a gran escala en los resultados, sin embargo la presión ambiente sí. Esto generaría diferentes resultados para un mismo motor dependiendo del día de la realización del ensayo.
- El mantenimiento de los sistemas de taponado del “Banco de Ensayos en Frío” es crítico, pues la rotura de una junta o una leve obstrucción de los orificios de entrada y salida de aire, pueden producir grandes variaciones en los resultados.
- Las fluctuaciones de presión son (en la mayoría de los casos), directamente proporcionales a las presiones medias. Aumentando si estas aumentan y disminuyendo en caso contrario. También son función de las pérdidas de carga, disminuyendo cuando éstas aumentan y viceversa.

- La fluctuación de la presión de escape tiene una gran dependencia del diseño del lado de escape del motor.
- La fluctuación de la presión de admisión tiene una gran dependencia del diseño del lado de admisión del motor.
- Aumentar el área efectiva de entrada de aire al motor, implica un aumento de las presiones medias y viceversa.
- Aumentar el área efectiva de salida de aire del motor, implica una disminución de las presiones medias y viceversa.
- La holgura de las válvulas es crítica, pues el modelo es muy sensible a este parámetro.

8.2. TRABAJO FUTURO.

A continuación se plantean diferentes posibilidades para dar continuidad a este TFG.

Queda pendiente **seguir optimizando el modelo** para conseguir unos **resultados**, perfectamente acordes con los reales, en cuanto a las presiones de admisión y escape con las **electroválvulas** encargadas de desfasar los árboles de levas **activadas**. Se debe incidir en el modelado de la zona de escape, especialmente en el colector de escape y la turbina de escape. Ya que es donde se han efectuado mayores simplificaciones, debido a la elevada complejidad de sus geometrías.

Otra posibilidad es **incluir el ensayo del test de par**, para ello sería necesario disponer del par reducido al cigüeñal del motor.

Para completar el trabajo se debería **incluir el ensayo** que simule las **fugas por “blow-by”** a través del **decantador de aceite** del motor. Para ello habría que simular el decantador y el sistema de taponado de “blow-by”, con la consiguiente modificación del modelo.

Completar este TFG de esta manera supondría la posibilidad de seguir estudiando una gran variedad de fallos posibles en un motor, con sus respectivos resultados. Mejorando de esta manera la comprensión del “Banco de Ensayos en Frío” y su utilidad como medio de control de calidad.

Por último, se podría estudiar la capacidad de “AVL BOOST” como **herramienta de pre ajuste de nuevos límites** de los parámetros que analiza el “Banco de Ensayos en Frío”, en el caso de comenzar a introducir un nuevo modelo de motor en el mismo, ya que uno de los motivos por los que un motor es declarado como conforme es que ciertos valores de los parámetros se encuentren dentro de unos límites. También se podría analizar la utilidad de “AVL BOOST” como **medio de diagnóstico de fallos** en los motores.



BIBLIOGRAFÍA





LIBROS

- [L1] Muñoz, M., Payri, F. (1989). *Motores de combustión interna alternativos*. Madrid: Fundación General de la UPM.
- [L2] Payri, F., Desantes, J.M. (2011/2013). *Motores de combustión interna alternativos* (3ª Reimpresión). Barcelona: Reverté, S.A.
- [L3] Moran, M.J., Shapiro, H.N. (2004). *Fundamentos de Termodinámica Técnica* (2ª Ed.). Barcelona: Reverté, S.A.
- [L4] Crespo, A. (2006). *Mecánica de Fluidos*. Madrid: Thomson Editores Spain Paraninfo, S.A.

MANUALES

- [M1] AVL BOOST Users Guide.
- [M2] AVL List GmbH. (2009). *AVL BOOST Theory Version 2013.2* (Editado 11/2013).
- [M3] AVL List GmbH. (2009). *AVL BOOST 4 Cylinder Gasoline Engine Example Version 2013.2* (Editado 11/2013).

PÁGINAS WEB

- [W1] <http://www.renault.es/descubre-renault/innovacion-tecnologia/motores/>
- [W2] <http://www.renault.es/descubre-renault/renault-y-la-formula-uno/hay-un-formula-uno-en-cada-renault/>
- [W3] http://agrega.juntadeandalucia.es/repositorio/03032011/1b/es-an_2011030313_9130433/ODE-dfb545cd-63b7-33f5-99cc-825227b39ea5/2.2.SimboloBombaPresion.png