



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

**UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES**

Grado en Ingeniería Mecánica

**Inyección de agua en un
motor de combustión
interna alternativo.**

Autor:

Rodríguez Prieto, Pablo

Tutor:

**Reyes Serrano, Miriam
Departamento de Ingeniería
Energética y Fluidomecánica.**

Valladolid, Julio 2018.

Inyección de agua en un motor de combustión interna alternativo.

TRABAJO DE FIN DE GRADO, GRADO EN INGENIERIA MECÁNICA

AUTOR: PABLO RODRIGUEZ PRIETO.

TUTOR/A: MIRIAM REYES SERRANO.



Resumen:

En este trabajo de fin de grado se va a estudiar el proceso de inyección de agua, mediante el modelado y posterior simulación, de un motor mono-cilíndrico real ubicado en el laboratorio de Motores térmicos de la universidad de Valladolid.

Tras una revisión bibliográfica se aprecia que el uso de un sistema de inyección de agua resulta muy ventajoso, con el objetivo de conseguir cumplir las normativas de anticontaminación, cada vez más restrictivas.

Para comprobar los efectos y las tendencias observadas se modela un motor mediante el software comercial de la empresa AVL utilizando el módulo de las especies.

Tras realizar las simulaciones pertinentes y un estudio paramétrico, se aprecia como las tendencias y valores concuerdan con lo esperado.

Como método de validación se toma la comparación de los resultados obtenidos, con aquellos publicados en diferentes artículos. Estos son validados y se concluye que un sistema de inyección de agua puede ser considerado como un buen sustituto de sistemas actuales tales como sistemas de EGR, o catalizadores de reducción de NOx, para motores Diésel. O utilizarlo en un motor gasolina, con el objetivo de mejorar el rendimiento y las prestaciones.

Por otro lado, la utilización de este sistema conlleva la solución de diferentes problemas técnicos como de optimización, tales como: aceites que no pierdan sus propiedades al mezclarse con el agua, funcionamiento en condiciones bajo cero y optimizar el punto de inyección para conseguir la máxima efectividad.

Palabras Clave:

Combustion, Water injection, Combustion and emission characteristics, Diesel Engine Combustion control, Emissions, Controlled autoignition, Inyección de agua, Motor diésel, Control de emisiones.

Universidad de Valladolid (Uva)



Agradecimientos:

Me gustaría agradecer en estas primeras líneas del presente trabajo a todas aquellas personas que, de algún modo u otro, han hecho posible la realización del mismo.

En primer lugar, a mi tutora, Miriam Reyes Serrano, cuya ayuda paciencia y dedicación han sido fundamentales.

En segundo lugar, a la empresa AVL, por proporcionar la herramienta sobre la que se basa el desarrollo de este trabajo.

En tercer lugar, a Andrés Melgar Bachiller, que me ha proporcionado consejo y asesoramiento resultando de extrema utilidad, para la realización de este TFG.

También, y de forma muy especial, a Gloria, por su apoyo incondicional y su confianza ciega en mi capacidad para conseguir objetivos.

A continuación, a cada uno de mis compañeros con los que durante estos años he compartido cada día hasta llegar al final.

A su vez, a mis amigos de siempre que desde la infancia han estado apoyándome en todo momento.

Y por último a mis padres, hermano y toda mi familia, cuyo cariño, apoyo y paciencia durante toda mi vida, han sido imprescindibles para llegar hasta donde estoy. Sin ellos nada hubiera sido posible.

Universidad de Valladolid (Uva)



Índice.

1.Introducción.....	1
1.1 Antecedentes y justificación.....	4
1.2 Objetivos.....	6
2.Revisión de la Técnica.....	8
2.1 Introducción a los motores MEC y MEP.....	8
2.1.1 Los motores MEC y MEP en la actualidad.....	10
2.2 Métodos de Inyección de agua.....	12
2.2.1 Inyección en el conducto de admisión de aire.....	14
2.2.2 Inyección de agua directa al cilindro.....	24
2.2.3 Inyección de agua directa al cilindro, mezcla con el combustible.....	28
2.2.4 Combinado junto con sistemas auxiliares.....	29
2.2.5 Inyección de agua en el colector de escape.....	31
2.3 Inyección de agua dependiendo del tipo de motor.....	34
2.3.1 Motor de encendido provocado.....	34
2.3.2 Motor de encendido por compresión.....	40
2.4 Comparación de los métodos de Inyección.....	44
2.4.1 Método de inyección en el conducto de admisión de aire.....	46
2.4.2 Inyección directa en el cilindro.....	47
2.4.3 Inyección directa combinada con el combustible.....	48
2.4.4 Combinación con sistema de EGR.....	56
2.4.5 Inyección de agua en el colector de escape.....	64
2.5 Atomización de la gota.....	68
2.6 Campos de aplicación.....	72
2.7 Modelado proceso de inyección de agua.....	74
2.8 Inconvenientes y desafíos que presenta la inyección de agua.....	76
3. Descripción del programa Boost de AVL.....	78
3.1 Modelado de un motor.....	78
3.2 Introducción BOOST AVL.....	79
3.2.1 Modelado del motor en BOOST de AVL.....	82

3.3 Variables de Simulación.	86
3.3.1 Tareas de simulación.	86
3.3.2 Simulación de especies.	87
3.3.3 Iniciación.	89
3.3.4 Control de reinicio.	91
3.3.5 Control de Salida.	91
3.3.6 Estudio paramétrico.	92
3.4 Configuración de los elementos del modelo.	93
3.4.1 Motor.	93
3.4.2 Cilindros.	94
3.4.3 Límites del sistema:	100
3.4.4 PID.	102
3.4.5 Tuberías.	107
4. Resultados.	109
4.1 Prestaciones.	109
4.3 Resultados Durante el ciclo.	113
4.3.1 Impulso de agua.	113
4.3.2 Diagrama de Presión en Cámara.	115
4.3.3 Diagrama de Temperaturas.	118
4.2 Emisiones contaminantes.	121
4.2.1 Emisiones de NOx.	121
4.2.2 Emisiones de Partículas.	124
5. COMPARACIÓN CON OTROS AUTORES.	126
5.1 Comparación con trabajos de Tazua et al. [9].	126
5.1.1 Comparación de los resultados de temperaturas.	127
5.1.2 Comparación de los resultados de presiones.	129
5.1.3 Reducción de emisiones de NOx.	131
5.2 Comparación con trabajos de Xiaokong Ma et al. [10].	134
5.2.1 Comparación de los resultados de temperaturas.	135
5.2.3 Comparación de los resultados de presiones.	137
5.2.3 Comparación de los resultados de emisiones de NOx.	139
6. Conclusiones y Trabajos futuros.	142
6.1 Conclusiones.	142



I. Anexo 1.	146
Variables de Simulación.	149
i. Tareas de simulación.	149
ii. Simulación de especies.	150
iii. Iniciación.	152
iv. Control de reinicio.	153
v. Control de Salida.	153
vi. Estudio paramétrico.	153
Configuración de los elementos del modelo.	155
1 Motor.	155
2 Cilindros.	157
3 Límites del sistema:	162
4. Uniones.	163
5. Tuberías.	164
6. Plenum.	166
4. Referencias bibliográficas.	168



Índice de Figuras:

Figura 1: Temperatura interior del cilindro en (K), a lo largo del ciclo [6]	13
Figura 2: Montaje de sistema de inyección de agua en el conducto de admisión [5] ..	14
Figura 3: Esquema de instalación de los estudios de Tauzia et al. [9]	16
Figura 4: Temperatura a lo largo de ciclo para diferentes cantidades de agua, en los puntos B (a) y D(b), para diferentes puntos de funcionamiento. [9].....	18
Figura 5: Presión en el cilindro para diferente agua, en los puntos A (a) y D (b). [9]	19
Figura 6: Emisiones de NOx función de Dr. En los diferentes puntos de funcionamiento: Punto A (a), Punto B (b), Punto C (c), Punto D (d). [9]	20
Figura 7: Emisiones de partículas función de Dr. En los diferentes puntos de funcionamiento: Punto A (a), Punto B (b), Punto C (c), Punto D (d). [10].....	20
Figura 8: Emisiones de CO, en los diferentes puntos y para diferentes Dr.....	21
Figura 9: Tiempo de retraso función de Dr.	21
Figura 10: Temperatura en el cilindro función del grado de O2 desplazado. [10].	22
Figura 11: Presión en el cilindro, función del grado de O2 desplazado. [10].....	23
Figura 12: Disminución de las emisiones de NOx (%) función de la composición de la admisión. [10].....	23
Figura 13: Montaje de sistema de inyección de agua directa en el cilindro [5].....	24
Figura 14: Esquema de sistema de inyección de agua directa al cilindro. [6].....	25
Figura 15: Esquema de un sistema de alta eficiencia de cogeneración mediante un motor térmico [13]	26
Figura 16: Comparación teórica de los ciclos ideales de un motor con inyección de agua y sin. [13]	26
Figura 17: Montaje de sistema de inyección directo al cilindro, mezclado con el combustible [15].....	28
Figura 18: Montaje de un motor que usa la inyección directa de agua junto con el sistema Common Rail. [16]	30
Figura 19: Montaje de sistema de inyección de agua en el conducto de escape. [17] .	32
Figura 20: Control de la válvula de escape y del inyector de agua. [17].....	32



Figura 21:Esquema y control de sistema de inyección de agua para un motor de encendido provocado. [11]	34
Figura 22:Esquema de control del motor, para un motor de encendido provocado. [6]	35
Figura 23:Presión del cilindro para diferentes valores del cociente Agua/Combustible. [6].....	35
Figura 24:Diferentes reducciones de presión para diferentes cantidades de agua y incrementos de Presión, y los valores de la presión máxima del cilindro para diferentes cantidades de agua. [6]	36
Figura 25:Grado de inquemados, comparando el sistema de inyección de agua o sin él. Grado de aprovechamiento del combustible comparando la inyección de agua a otro motor sin el sistema. [12].....	37
Figura 26:Grado de inquemados, comparando el sistema de inyección de agua o sin él. Grado de aprovechamiento del combustible comparando la inyección de agua a otro motor sin el sistema. [11].....	38
Figura 27:Variaciones del consumo específico, función del número de ciclos. [11]	39
Figura 28:Comparación de la potencia, respecto la que se alcanzaría sin usar este sistema, para diferentes grados de carga y diferentes revoluciones. [15]	41
Figura 29:Comparación de la potencia, respecto la que se alcanzaría sin usar este sistema, para diferentes grados de carga a diferentes revoluciones. [15].....	41
Figura 30:Comparación de la temperatura de los gases de escape, respecto la que se alcanzaría sin usar este sistema, para diferentes grados de carga a diferentes revoluciones. [15]	42
Figura 31:Comparación de la eficiencia, respecto la que se alcanzaría sin usar este sistema, para diferentes grados de carga a diferentes revoluciones. [15].....	43
Figura 32: Dispositivo de pruebas para motores. [7]	44
Figura 33: Montaje virtual de instalación para pruebas de motores. [7]	45
Figura 34: Comparación de la distribución de temperaturas en un motor de 2T, con el uso y no uso del sistema de inyección de agua. [8]	46
Figura 35:Comparación de la turbulencia que se crea en el cilindro, si se usa o no el sistema de inyección de agua. [11]	47
Figura 36: Apariencia de la mezcla de combustible diésel, y agua al 10% en vol. [7]...	49



Figura 37: Comparación de los métodos de inyección en el conducto de admisión, directa al cilindro y mezclado con el combustible. [5] 50

Figura 38: Comparación de los métodos de inyección en el conducto de admisión, directa al cilindro y mezclado con el combustible. [5] 51

Figura 39: Diagrama P-V para distintos puntos de funcionamiento para distintos caudales de inyección de agua. [14]..... 53

Figura 40: Diminución de los NOx, función del caudal de agua inyectado. [14]..... 54

Figura 41: Evolución del consumo específico, para distintos grados de carga y caudales de agua. [14] 54

Figura 42: Evolución del rendimiento para distintos grados de carga y caudales de agua. [14]..... 55

Figura 43: Evolución de las temperaturas en el interior del cilindro, a lo largo de la carrera del pistón, función de la concentración de agua. [6] 56

Figura 44: Temperaturas máximas en el cilindro función de la concentración de agua representado sobre un diagrama de barras. [6] 57

Figura 45: Esquema de sistema de motor con inyección de agua sobrealimentado. [11] 58

Figura 46: Representación en 3D del sistema de inyección directa en el cilindro. [18] 58

Figura 47: Comparación de temperaturas, con la evaporación del agua y sin ella. [12] 59

Figura 48: Comparación de los parámetros referido a emisiones y eficiencias. [12] 60

Figura 49: Comparación de los parámetros referidos a emisiones y eficiencias. [12].. 61

Figura 50: Consumo específico de combustible, para diferentes cocientes de aire combustible. [11]..... 62

Figura 51: Rendimiento indicado para diferentes tiempos de inyección de agua. Se representan los valores para 0,3 milisegundos (0,3ms) y 0,4 milisegundos (0,4 ms) [16]. 63

Figura 52: Comparación de presión del cilindro para diferentes configuraciones de EGR e inyección de agua. [15]..... 65

Figura 53: Intervalo de valores de presión media del cilindro, con diferentes configuraciones de inyección de agua y de EGR. [17]..... 66



Figura 54: Intervalo de valores de emisiones de NOx y partículas, con diferentes configuraciones de EGR y agua. [17]. 66

Figura 55: Representación del grado de atomización de la gota función de los números adimensionales. Para diferentes presiones. [12] 69

Figura 56: Tamaño de gota más frecuente para diferentes métodos de inyección. [5] 70

Figura 57: Distribución del tamaño de gota: según la dirección y el momento en el que se inyecte. [6]..... 71

Figura 58: Logotipo comercial del Programa BOOST de AVL. 79

Figura 59: Espacio de trabajo BOOST de AVL. 80

Figura 60: Modelado de la Línea de Admisión. 82

Figura 61: Modelado de la línea de cilindros. 83

Figura 62: Modelado de la línea de escape 83

Figura 63: Modelo completo del motor en BOOST 83

Figura 64: Modelo de motor de 1cil, sin inyección de agua..... 84

Figura 65: Parámetros de la simulación de los ciclos. 86

Figura 66: Fichero .txt para introducir las especies..... 87

Figura 67: Modelo general de especies..... 88

Figura 68: Coeficientes de propiedades termodinámicas. [22] 88

Figura 69: Set de iniciación..... 90

Figura 70: Geometría de los cilindros..... 94

Figura 71: Parámetros de configuración de AVL MCC BOOST. 96

Figura 72: Ley de inyección. 97

Figura 73: Ley de levantamiento de válvulas de admisión..... 99

Figura 74: Ley de levantamiento de válvulas de escape. 99

Figura 75: Configuración de una “System Boundary”, a través de una “Fraction set”. 101

Figura 76: Variable manipulada y variable de referencia en el modelo. 102

Figura 77: Parámetros de control del PID 1. 105

Figura 78: Ejemplo programa para calcular los valores del PID 106

Figura 79: Ejemplo de definición de una tubería 108

Figura 80: Ejemplo de Inicialización a través de una “Fraction Set” 108

Figura 81: Masa en el cilindro, para los distintos puntos de estudio..... 109



Figura 82: (a) Presión media indicada (P_{mi}) función de la cantidad de agua. (b) Presión media efectiva (P_{me}) función de la cantidad de agua.	110
Figura 83: Rendimiento indicado función de la cantidad de agua.....	111
Figura 84(a) Impulso de agua (Kg_{cc}) en función de la cantidad de agua, (b) Zoom del impulso de agua (Kg_{cc}), función de la cantidad de agua.	114
Figura 85: (a) Presión (bar) en cámara función del ángulo de giro del cigüeñal. (b) Zoom de Presión(bar) en cámara función del ángulo de giro del cigüeñal.....	115
Figura 86: Diagrama indicador $P(\text{bar})-V(\text{cm}^3)$	117
Figura 87: (a) Temperatura (K) de la cámara de combustión función del ángulo de giro del cigüeñal. (b) Zoom de la temperatura (K) función del ángulo de giro del cigüeñal.	118
Figura 88: Representación de las emisiones de NO_x función de la cantidad de agua, expresado en diferentes formas: (a) En forma de fracción másica (b) Unidades específicas $\text{Kg}/(\text{W}\cdot\text{s})$ (c) En forma de flujo másico (Kg/s)	122
Figura 89: Representación de las emisiones de Partículas función de la cantidad de agua, expresado en diferentes formas: (a) Unidades específicas $\text{Kg}/(\text{W}\cdot\text{s})$ (b) En forma de flujo másico (Kg/s).	124
Figura 90: Comparación de: (a) las temperaturas de los trabajos de Tauzia et al. [9]127	
Figura 91: Comparación de: (a) las presiones de los trabajos de Tauzia et al. [10], con (b) presión obtenida como resultado.	129
Figura 92: Comparación de: (a) emisiones de NO_x de los trabajos de Tauzia et al. [10], con (b) emisiones de NO_x obtenidas como resultado.	131
Figura 93: Comparación de (a) las temperaturas de los trabajos de Xiaokang Ma et al. [10] con (b) temperaturas en el interior de la cámara obtenida como resultado.	135
Figura 94: Comparación de (a) las presiones de los trabajos de Xiaokang Ma et al. [10] con (b) presiones en el interior de la cámara obtenida como resultado.....	137
Figura 95: Comparación de (a) las emisiones de NO_x de los trabajos de Ma et al. [10] con (b) emisiones de NO_x obtenidas en este TFG como resultado.	139
Figura 96: Modelado de la Línea de Admisión.	146
Figura 97: Modelado de la línea de cilindros.	146
Figura 98: Modelado de la línea de escape.....	147
Figura 99: Modelo completo del motor en BOOST.....	147



Figura 100: Parametros de la simulación de los ciclos.....	149
Figura 101: Fichero .txt para introducir las especies.....	151
Figura 102: Modelo general de especies.....	151
Figura 103: Set de iniciación.....	152
Figura 104: Parámetros usados en el modelo.....	153
Figura 105: Casos que se van a estudiar.....	154
Figura 106: Orden de encendido de los cilindros.....	156
Figura 107: Geometría de los cilindros.....	157
Figura 108: Parámetros de configuración de AVL MCC BOOST.	159
Figura 109: Ley de inyección.	160
Figura 110: Configuración de una System Boundari, a través de una fraction set	163
Figura 111: Definición de una tubería	165
Figura 112: Inicialización a través de una Fraction Set	165



Índice de Tablas:

Tabla 1 Normas EURO, y necesidad de hardware en los motores o en las líneas de escape. Adaptada [1]	1
Tabla 2 : Reducciones relativas tras la implantación de cada normativa. Unidades de referencia en (g/km) Adaptada [1]	2
Tabla 3: Motor ensayado por los investigadores Tauzia et all. [9].....	15
Tabla 4: Puntos de funcionamientos estudiados por Tauzia et al. [9] Adaptada.	16
Tabla 5: Características del motor a estudio por Xiaokang Ma et al. [11] Adaptada. ...	22
Tabla 6: Características del motor de Biodiesel. [14].....	52
Tabla 7: Características técnicas del motor en el que se va a ensayar. [17].....	64
Tabla 8: Características del ciclo, del motor que se va a ensayar. [17].....	64
Tabla 9: Propiedades del combustible y el agua Adaptado. [20].....	68
Tabla 10: Símbolos del modelo.Adaptada [21]	85
Tabla 11: Condiciones de operación, del motor simulado.....	92
Tabla 12: Casos a estudiar.	92
Tabla 13: Tabla de valores para la sintonización de PID.	104
Tabla 14: Diámetros y longitudes de tuberías.....	108
Tabla 15: Tabla comparativa índice de dilución y tasa de agua.....	126
Tabla 16: Tabla comparativa porcentaje de oxígeno sustituido y tasa de agua.	134
Tabla 17: Símbolos del modelo.Adaptada [21]	148
Tabla 18: Diámetros y longitudes de tuberías.....	166

Universidad de Valladolid (Uva)





Índice de Ecuaciones:

Ecuación 1 Ecuación del rendimiento ideal.....	12
Ecuación 2 Reacción NOx:	12
Ecuación 3 Ecuación del ciclo elemental de Carnot	12
Ecuación 4: Índice Dr, que cuantifica la cantidad de agua.....	16
Ecuación 5: Reacción del Oxyfuel	26
Ecuación 6: Incremento de presión límite [11]	47
Ecuación 7: Numero Adimensional Reynolds.....	68
Ecuación 8: Numero Adimensional Webber	68
Ecuación 9: El número de Ohnesorge	68
Ecuación 10: Expresión para el cálculo de Fuel Vapour. [23].....	89
Ecuación 11: Transferencia de calor en el cilindro.....	98
Ecuación 12: Transferencia de calor en cada superficie.	98
Ecuación 13: Ecuación del coeficiente de descarga de una válvula.....	99
Ecuación 14: Expresión del control proporcional.....	103
Ecuación 15: Expresión del control proporcional integral.	103
Ecuación 16: Definición del parámetro "τ" para sintonización de PID	104
Ecuación 17: Definición de parámetro "d" para sintonización de PID.....	104
Ecuación 18 Ganancia del sistema.	104
Ecuación 19: Ley de enfriamiento de Newton	107
Ecuación 20: Expresión de la PMI/PME.....	110
Ecuación 21: Expresión para el cálculo de Fuel Vapour [23].....	152
Ecuación 22: Transferencia de calor en el cilindro.....	161
Ecuación 23: Transferencia de calor en cada superficie.	161
Ecuación 24: Ecuación del coeficiente de descarga de una válvula.....	162
Ecuación 25: Ley de enfriamiento de Newton	165



1.Introducción.

Las nuevas normativas anticontaminación y la necesidad de conseguir motores más potentes y eficientes, todo ello sin penalizar el consumo, hace necesario la implantación de hardware en el motor o en la línea de escape para conseguir dicho fin.

La siguiente tabla resume los diferentes sistemas que se han ido incorporando a los motores de combustión con el objetivo de reducir sus emisiones

Vehículos de pasajeros y vehículos industriales ligeros		
Regulación	Gasolina	Diésel
Pre ECE	Carburador sin post-tratamiento	Inyección indirecta, sin post-tratamiento
ECE 15/04	Algunos modelos con inyecciones mono punto y catalizador de oxidación	-
EURO 1	Inyección indirecta multipunto (MPI), y catalizador de tres vías (TWC), realimentado mediante sonda lambda	Inyección de alta presión (HPI)
EURO 2	MPI + TWC	HPI + Catalizador de oxidación
EURO 3	MPI + TWC + Doble sonda lambda	HPI + Catalizador de oxidación + EGR
EURO 4	MPI + TWC + Doble sonda lambda	HPI + Catalizador de oxidación múltiple + EGR
EURO 5	MPI + TWC + Catalizador con materiales mejorador	HPI + Catalizador de oxidación + EGR + Filtro de partículas (DPF)
EURO 6	-	HPI + Catalizador de oxidación + DPF + Catalizador de NOx

Tabla 1 Normas EURO, y necesidad de hardware en los motores o en las líneas de escape. Adaptada [1]

Categoría	Norma	Año	NOx (%)			PM (%)		
			Emis ref	Reduc teoric	Reduc pract	Emis ref	Reduc teoric	Reduc pract
Vehículos de pasajeros gasolina	EURO 4	2005	0,08	0	0	-	0	0
	EURO 5	2010	0,06	25	25	-	0	0
	EURO 6	2015	0,06	25	25	-	0	0
Vehículos de pasajeros Diésel	EURO 4	2005	0,25	0	0	0,025	0	0
	EURO 5	2010	0,18	28	28	0,003	88	95
	EURO 6	2015	0,08	68	68	0,003	88	95
Vehículos de industriales gasolina	EURO 4	2005	0,1	0	0	-	0	0
	EURO 5	2010	0,075	25	25	-	0	0
	EURO 6	2015	0,075	25	25	-	0	0
Vehículos de industriales gasolina	EURO 4	2005	0,33	0	0	0,04	0	0
	EURO 5	2010	0,235	28	28	0,003	92,5	95
	EURO 6	2015	0,105	68	68	0,003	92,5	95
Vehículos pesados	EURO 4	2005	3,5	0	0	0,03	0	0
	EURO 5	2010	2	43	43	0,03	0	0
	EURO 6	2015	0,4	89	89	0,015	50	95

Tabla 2 : Reducciones relativas tras la implantación de cada normativa. Unidades de referencia en (g/km) Adaptada [1]

Como se aprecia en la tabla, las restricciones de emisiones para vehículos diésel son más restrictivas y el conseguirlas incrementa mucho el valor de producto, por tanto, resulta muy beneficioso si se puede usar el sistema de inyección de agua para reducir emisiones. El nivel de NOx, pasa de no legislarse a una reducción de un 68% en vehículos diésel, y en un 25% para vehículos gasolina.

Cabe mencionar que en los vehículos industriales pesados la reducción de estos óxidos de nitrógenos es de un 89%.

Por otro lado, la reducción de partículas es superior a lo que se pretendía con la normativa.



Para vehículos Diésel esta reducción es de un 95 %, frente al 85% esperado, por el contrario, en vehículos gasolina no se legisla.

Además, la escasez de combustibles fósiles y su progresivo aumento del precio, hace que cada vez sea más necesario el diseño de motores más eficientes, sin renunciar a la potencia y el par.

Debido a esta regulación todo vehículo ha de homologar unas emisiones para poder obtener el certificado CE, y con ello poder ser comercializado dentro del territorio de la Unión Europea. Además, ha de llevar su correspondiente etiqueta informando de las emisiones y características del producto al consumidor.

Además, para los vehículos de encendido provocado, existe el problema de la auto detonación, por lo que para aumentar la relación de compresión y con ello mejorar el rendimiento del ciclo, hay que reducir las presiones y temperaturas máximas y para ello, una manera muy eficiente de hacerlo es por medio de la inyección de agua.

1.1 Antecedentes y justificación.

Durante el presente curso académico el autor ha cursado la asignatura de Motores Térmicos, impartida por profesores del área de Motores y Máquinas Térmicas del Dpto de Ingeniería Energética y Fluidodinámica. En dicha asignatura se realizan unas prácticas utilizando el modelo Boost de la empresa AVL, lo que ha motivado la realización de este TFG. Además, en dicho Departamento se han realizado numerosos TFGs modelando distintos motores de combustión, pero sin utilizar en ninguno de ellos el modelo de especies.

Frente a la experimentación directa, el modelado de motores ofrece una serie de ventajas que a nivel experimental son difíciles de conseguir. Ambas actividades deben complementarse dentro del proceso de diseño de un motor. Por una parte, los experimentos se acercan más a la realidad, con el inconveniente de la incertidumbre de la medida, y por otra, a través de los modelos se ahorra tiempo de ensayo y por tanto un ahorro económico

“AVL BOOST” es una herramienta de simulación de motores. Permite el modelado del motor con todas sus características internas y externas como son los conductos que lo conectan con alguna instalación, así como los elementos de control necesarios para el control de ciertas variables del sistema. Esta herramienta genera resultados útiles para el estudio, resultados como potencia generada por el motor, presiones máximas y temperaturas que se alcanzan en el cilindro.

El programa “AVL BOOST” tiene diferentes modelos implementados (modelos de inyección, combustión, transferencia de calor, fricción-rozamientos, etc.) que reproducen los procesos reales que tienen lugar dentro de un MCIA.



1.2 Objetivos.

Los objetivos que alcanzar en la realización del presente TFG son tres, y se detallan a continuación:

- I. Investigar y estudiar los sistemas de inyección de agua en motores de combustión interna alternativos, mediante el estudio de trabajos anteriores realizados por otros autores.
- II. Realizar un modelo que simule el proceso de inyección de agua mediante el software comercial Boost de AVL. De esta forma se aprenderá a manejar en profundidad el programa Boost, usado en clase. Especialmente lo referente al modelo de las especies.
- III. Realizar estudios paramétricos en el motor modelado en Boost, y comprobar que los resultados obtenidos son coherentes con los obtenidos por otros autores.

Para alcanzar estos objetivos, inicialmente se realiza una revisión bibliográfica (Capítulo 2), en la cual se estudian los siguientes apartados:

Una introducción a los motores de combustión tanto de encendido provocado como de encendido por compresión. Seguidamente se estudia los diferentes métodos de inyección y una referencia acerca del método de inyección más adecuado para cada tipo de motor. A continuación, se realiza una comparación de los métodos de inyección y una comparación frente a no usar el sistema.

A su vez se realiza un estudio acerca del método de atomización, los campos de aplicación del sistema de inyección de agua, y un resumen de las ventajas e inconvenientes del sistema.

Una vez realizada la revisión bibliográfica se modela un motor mono-cilíndrico de encendido por compresión funcionando con combustible Diésel (Capítulo 3). Mediante el software comercial de la empresa AVL "Boost". Se definen los elementos y su configuración.

Mediante la simulación del modelo se obtienen los resultados (Capítulo 4), los cuales son comentados y posteriormente validados (Capítulo 5) comparando los resultados obtenidos frente a los resultados que obtienen otros autores, para un motor de encendido por compresión.



Para finalizar este trabajo de fin de grado se sacan unas conclusiones y se definen unos trabajos futuros (Capítulo 6) como trabajo futuro se define la simulación de un motor de seis cilindros ya modelado (Anexo I).

Lo anteriormente expuesto, será la metodología de trabajo adoptada para conseguir los objetivos propuestos.

2.Revisión de la Técnica.

2.1 Introducción a los motores MEC y MEP.

Un motor de combustión interna alternativo es un conjunto de mecanismos, los cuales, son capaces de someter a un fluido compresible, a un proceso termodinámico y hacerlo evolucionar por dos sistemas termodinámicos muy diferenciados. El fluido repite el ciclo, produciendo un trabajo en forma de energía mecánica de rotación [2].

- Sistema termodinámico abierto: Es el que se lleva a cabo con las válvulas del motor abiertas, el cual permite la renovación de la carga, es decir, se sustituye la mezcla degradada y con alto nivel térmico (gases de escape), por otra susceptible de producir trabajo y fresca [2].
- Sistema termodinámico cerrado: Es el sistema que produce la compresión y expansión de los gases, los cuales producen la energía mecánica. Se lleva a cabo con las válvulas cerradas [2].

La realización del ciclo se puede llevar a cabo en 4 tiempos (lo más habitual) o en 2 tiempos, es decir:

- 4 tiempos implica un ciclo completo por cada dos vueltas de cigüeñal.
- 2 tiempos implica un ciclo por cada vuelta de cigüeñal.

Otra clasificación muy habitual, es diferenciarlos por el proceso de encendido de la mezcla aire-combustible y la consecuente evolución de la combustión. Este aspecto es fundamental y requiere diseños específicos de motor para las particularidades del proceso.

En los motores de encendido por compresión (MEC), la combustión se produce por las elevadas temperaturas y presiones que se alcanzan en la cámara de combustión (autoinflamación). Al autoinflamarse el combustible, es necesario inyectar el combustible en la parte superior de la carrera del pistón para que el proceso sea controlado. Esto hace que la regulación del grado de carga se lleve a cabo controlando la cantidad de combustible que se inyecta, sin modificar la cantidad de aire admitido. Estos motores suelen funcionar con el combustible Gas-oíl [2].

En los motores de encendido provocado, (MEP), la combustión de la mezcla se produce por la presión y temperatura de la cámara de combustión, y un aporte de energía en



forma de chispa localizada en una parte de la cámara. Una vez iniciada se propaga por toda la cámara a través del frente de llama. Esto implica que la mezcla ha de formarse mucho antes que en caso anterior. Durante la carrera de admisión se inyecta una mezcla homogénea de aire-combustible, la cual ha de estar entre los límites de inflamabilidad al final de la carrera del cilindro y sin que se produzca la autoinflamación durante la compresión. Esto conlleva que el grado de carga se modifique, cambiando la cantidad de mezcla aire-combustible que entra en el cilindro [2].

2.1.1 Los motores MEC y MEP en la actualidad.

En la actualidad el diseño se ha ido modificando tanto en los motores MEP y MEC, para conseguir principalmente tres objetivos.

- Mejores rendimientos.
- Mayores prestaciones.
- Menores emisiones de contaminantes.

Los motores MEC en la actualidad, constan de inyección directa de combustible, 4 válvulas por cilindro y se trabaja en una tecnología cada vez más avanzada en la sobrealimentación. Las emisiones de CO₂ son comedidas pero el mayor problema lo tienen con las emisiones de NO_x y partículas, las cuales con las normativas anticontaminación obliga a realizar post-tratamiento de los gases, que son muy costosos pero necesarios para poder homologar el producto[3].

Los motores MEP en la actualidad, se está optando por la inyección directa y 4 válvulas por cilindro al igual que los de encendido por compresión. Se está optando por una fuerte sobrealimentación y reducir la cilindrada del motor “Downsizing”, compensando la baja potencia a bajas revoluciones con la sobrealimentación.

El problema de estos motores es el bajo rendimiento y el consumo específico comparado con un motor MEC, para ello es necesario aumentar el rendimiento del ciclo que es dependiente de la relación de compresión, sin que se auto inflame la mezcla.



2.2 Métodos de Inyección de agua.

La inyección de agua consiste en inyectar agua mezclado con combustible en el cilindro (Cámara de combustión), en un determinado tiempo, medido por el ángulo recorrido por el cigüeñal, bajo unas condiciones de presión y temperatura, con un ángulo respecto a la horizontal (en este caso representado por la base del cilindro), todo ello realizado mediante diferentes procedimientos según el tipo de motor y prestaciones buscadas.

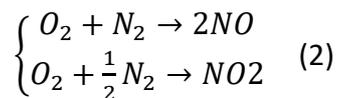
Inyectar agua conlleva variaciones en el proceso de combustión:

- Disminuir la temperatura máxima, con ello podemos aumentar las relaciones de compresión, conseguir mejores rendimientos, y mejores potencias indicadas. [4]

$$\text{Ecuación del rendimiento ideal. } \mu = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \quad (1)$$

Ecuación 1 Ecuación del rendimiento ideal

- La reducción de la temperatura máxima provoca reducciones muy notables de las emisiones de NOx.[5]
 - Reacción NOx:



Ecuación 2 Reacción NOx:

- Temperatura de formación, aproximadamente a partir de 1400°C.
- Un mayor control de las presiones y temperaturas a lo largo del ciclo termodinámico.[5]
- Una menor temperatura de los gases de escape provoca dos mejoras sustanciales:

- Debido a los ciclos elementales de Carnot, una maquina térmica funciona entre un foco caliente y un foco frío. Cuanto mayor es la diferencia de nivel térmico entre ambas mayor trabajo podremos obtener de la misma.

$$\mu = 1 - \frac{T_c}{T_f} \quad (3)$$

Ecuación 3 Ecuación del ciclo elemental de Carnot

- Una menor temperatura de los gases de escape implica una mayor relación de compresión de los sistemas de sobrealimentación [2-5].

- Una menor temperatura a la entrada del colector de admisión, lo que se traduce en una mayor densidad. Con ello un mejor llenado y una mayor cantidad de aire-combustible.[4]
- La disociación de los átomos de agua (H_2O), provoca una mayor cantidad de oxígeno usada para oxidar el combustible especialmente a grados de carga elevados, y dosados ricos[6].
- Unas temperaturas más controladas y menores durante el ciclo provocan menores pérdidas térmicas y menores desgastes por temperatura [6].

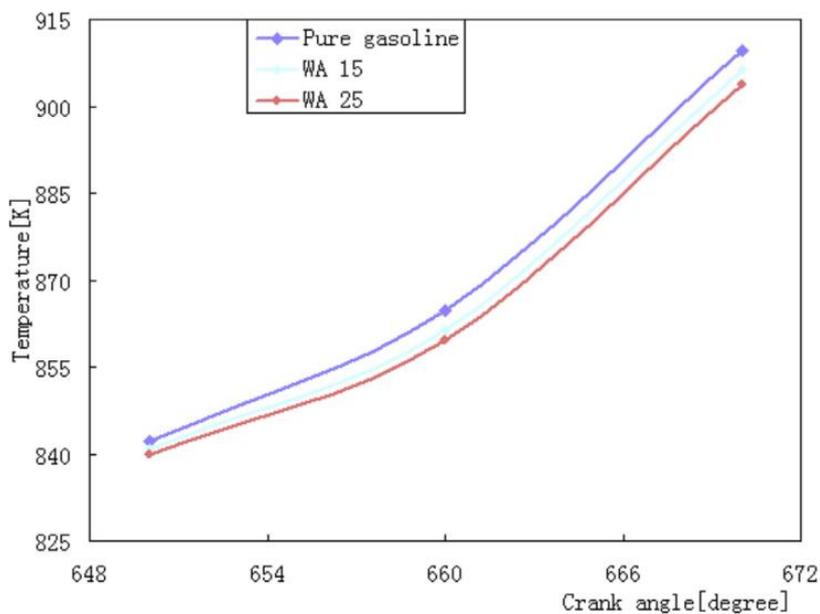


Figura 1: Temperatura interior del cilindro en (K), a lo largo del ciclo [6]

Según el tiempo y el modo en el que se inyecte el agua en el proceso de combustión, se dan diferentes métodos.

Los métodos no son excluyentes entre sí, y se pueden usar de manera combinada y por tanto utilizar los efectos sinérgicos de cada proceso de inyección.

Cada proceso de inyección es más apto para unos objetivos u otros, y su elección es considerada como una variable de diseño añadida.

En los trabajos de G.Greeves. et al. [6] se describen los métodos de inyección desde un punto un de vista experimental, realizados en el año 1977. Los métodos los estudia de manera independiente, y establece un montaje experimental para hacer la experimentación.

2.2.1 Inyección en el conducto de admisión de aire.

Se inyecta agua en el conducto de la admisión de aire mediante un inyector de diámetro elevado (+0,50mm), a una presión de 175 Atm, aproximadamente. La inyección de agua se realiza en el punto muerto superior del cilindro. Este mecanismo de inyección posee un límite de la mezcla de agua/combustible, en el cual no se produce encendido, por la excesiva humedad de la mezcla. En el trabajo de Mingrui et al [5] el mecanismo usado es una bomba de agua externa accionada por el cigüeñal del motor, que se une por tuberías de cobre, a los inyectores.

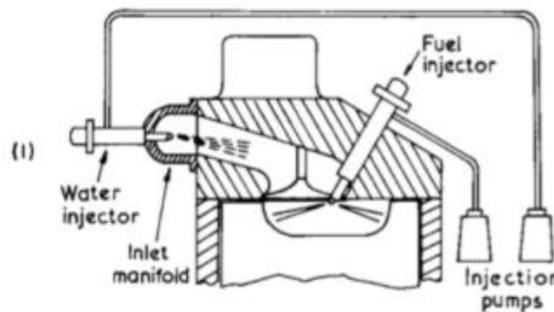


Figura 2: Montaje de sistema de inyección de agua en el conducto de admisión [5]

En los trabajos de E.Arabaci et al. [7] se estudia también el proceso de inyección, el cual se establece de manera que el motor de 4T, pasa a ser de 6T siendo el orden que establece el siguiente:

Admisión Inyec Agua Compresión Inyec Agua Explosión Escape

En los trabajos de Mohamed I Hassan et al. [8], se hace un estudio de un motor de 2T, en el cual se realiza un modelo de CFD, con el software comercial Star-CD. Establece un sistema de inyección de agua premezclado con la mezcla de aire combustible y aceite. En estos motores en los que la potencia específica es el doble, de un motor de 4T. Se propone como solución alternativa al post-tratamiento de gases mediante EGR, sin los problemas de aumento de PM, y una elevada temperatura media durante el funcionamiento.

Un estudio importante realizado por los investigadores Tauzia, et al. [9]. En el ámbito de la inyección de agua en el conducto de admisión en un motor orientado a la automoción.

En él se define como una manera muy original y efectiva de conseguir cumplir la nueva normativa EURO 6, de contaminación, especialmente dura para los vehículos, que monten un motor de encendido por compresión.

Se plantea como solución alternativa a la recirculación de los gases de escape sin los inconvenientes que este sistema presenta.

El motor al que se le introduce agua es un motor actual Diésel, y se evalúa el efecto que tiene la inyección de agua en el conducto de la admisión especialmente sobre:

- EL poder del agua para refrigerar la combustión y el efecto que implica en la admisión, especialmente el aumento de densidad. En comparación con un sistema Intercooler.
- Emisiones NOx.
- Emisiones de partículas.
- Aumento en el tiempo de retraso.

Los resultados se muestran, en comparación, con los efectos que se obtienen si se utiliza una recirculación de gases de escape.

Motor ensayado:

Relación de compresión	18:1
Número de cilindros.	4
Numero de válvulas por cilindro	4
Cámara de combustión.	Esférica
Sistema de inyección de comb	Common Rail piezoeléctrica de 2º gen.
Máxima presión de inyección	1600bar
Agujeros de inyector.	7
Diámetro de los inyectores.	0,150 mm

Tabla 3: Motor ensayado por los investigadores Tautia et all.[9]

Puntos de Funcionamiento	A	B	C	D
Velocidad de giro (rpm)	1500	1665	2050	2000
Par (N·m)	45	114	140	200
Pme (bar)	2,8	7,1	9,5	12,7

Tabla 4: Puntos de funcionamientos estudiados por Tauzia et al.[9] Adaptada.

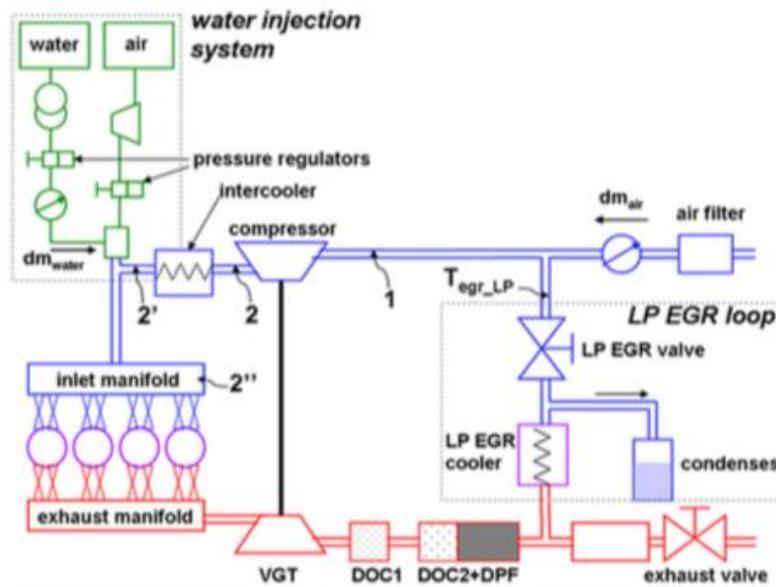


Fig. 1. Engine configuration.

Figura 3: Esquema de instalación de los estudios de Tauzia et al.[9]

La cantidad de agua se ha definido de una manera en el que se contabiliza la pérdida de O₂ en pro de introducir agua:

$$Dr = 1 - \frac{\text{masa de Oxígeno mezcla}}{\text{masa de oxígeno de ref}} \quad (4)$$

Ecuación 4: Índice Dr, que cuantifica la cantidad de agua.

Los resultados que presentan los estudios son:

- Una gran mejora de las emisiones de NO_x, evolucionando de manera lineal. A mayor cantidad de agua más se reducen las emisiones de NO_x.
Mejorando los resultados incluso del actual sistema de EGR.
Para una relación de agua/combustible, del 60 por ciento se puede reducir hasta un 50% las emisiones.
- Para bajos grados de carga un sistema EGR, presenta mejor comportamiento en relación con la emisión de partículas. Pero unos resultados muy inferiores si se compara en altos grados de carga.
- Un efecto muy importante es la disminución de temperatura del conducto de admisión produciéndose una densidad mayor, debido a la vaporización del agua en el conducto.
- Una disminución de la temperatura de escape excesiva puede presentar problemas de acoplamiento, si se quiere sobrealimentar el motor.
- Las pérdidas por calor en las paredes del motor aumentan, lo que puede provocar una pérdida en el rendimiento global.
- El tiempo de retraso se aumenta en exceso a partir de una elevada cantidad de agua, lo que puede provocar que no encienda, o que el grado de variabilidad aumente mucho.

Gráficas: se definen los puntos de Funcionamiento especificados en la anterior tabla 4.

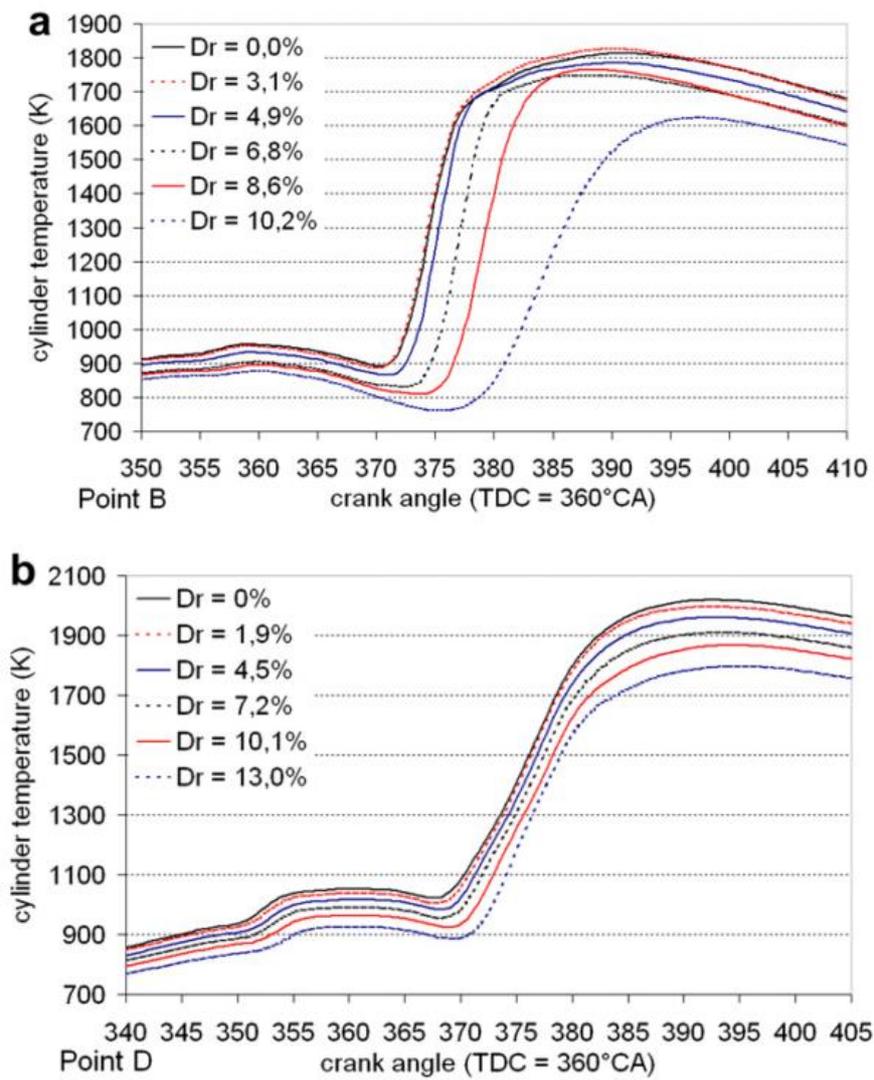


Figura 4: Temperatura a lo largo de ciclo para diferentes cantidades de agua, en los puntos B (a) y D(b), para diferentes puntos de funcionamiento. [9]

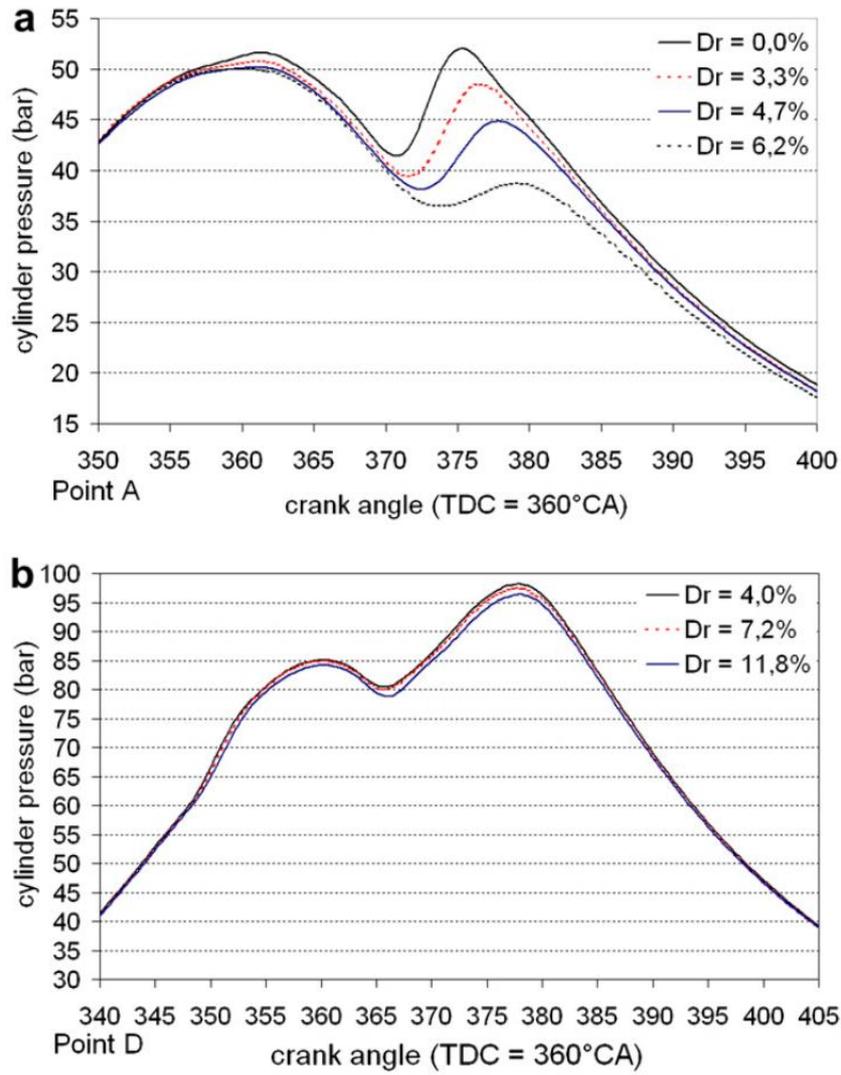


Figura 5: Presión en el cilindro para diferente agua, en los puntos A (a) y D (b).[9]

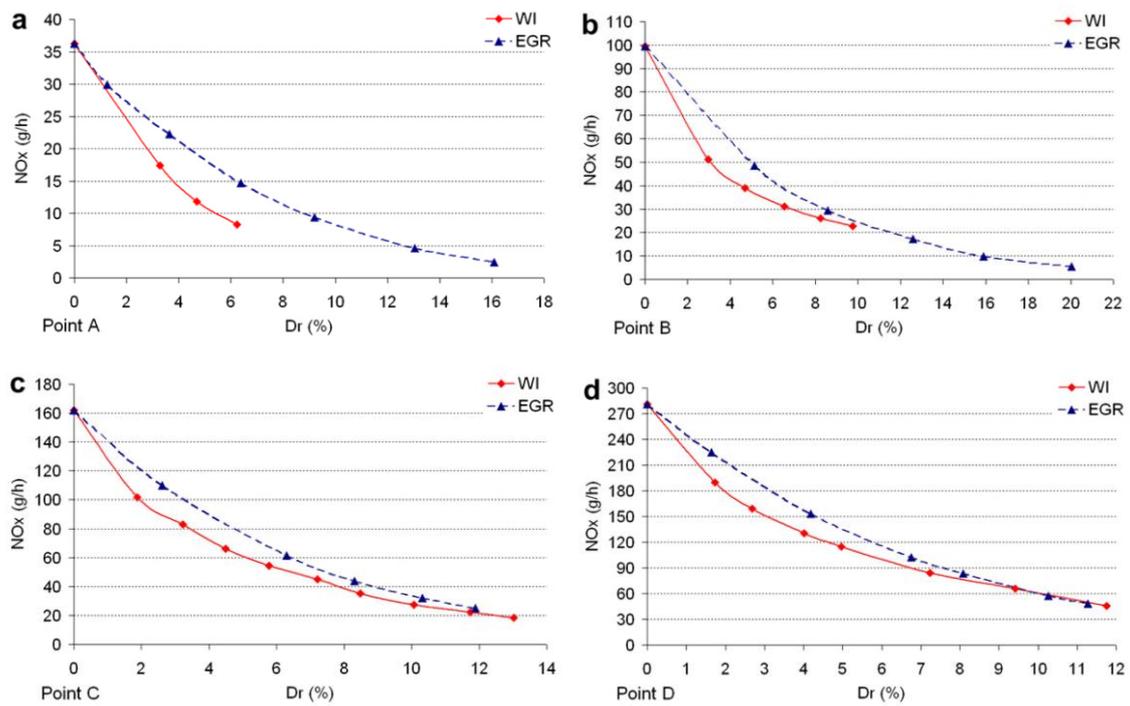


Figura 6: Emisiones de NOx función de Dr. En los diferentes puntos de funcionamiento: Punto A (a), Punto B (b), Punto C (c), Punto D (d). [9]

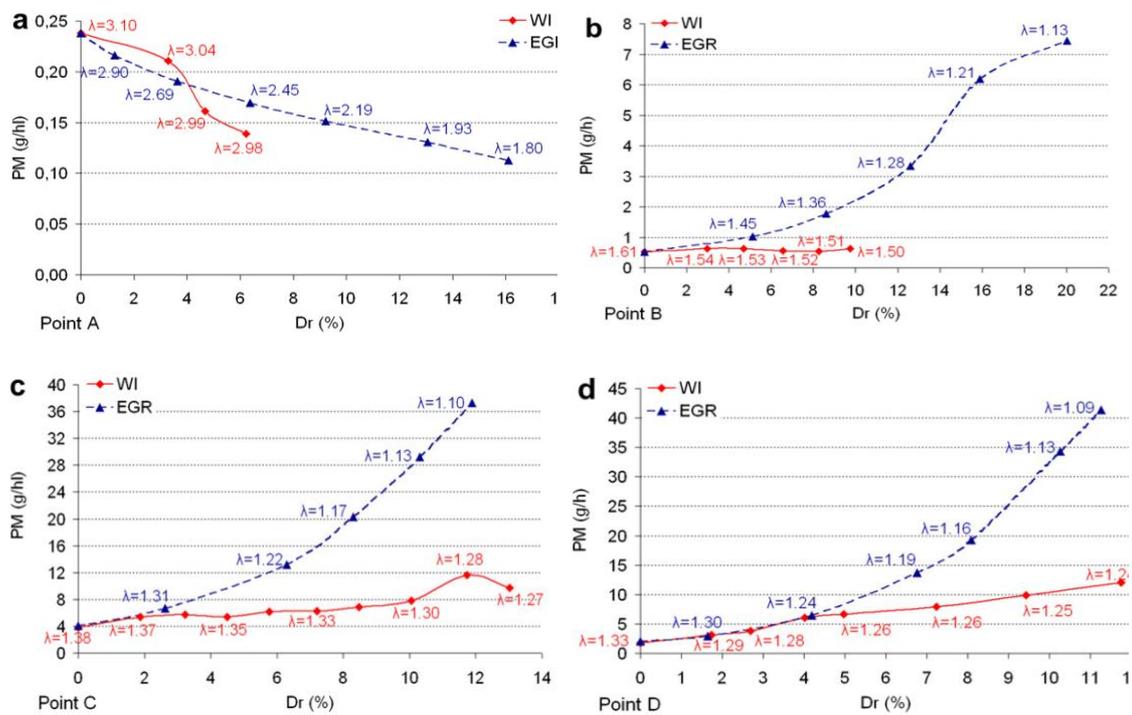


Figura 7: Emisiones de partículas función de Dr. En los diferentes puntos de funcionamiento: Punto A (a), Punto B (b), Punto C (c), Punto D (d). [10]

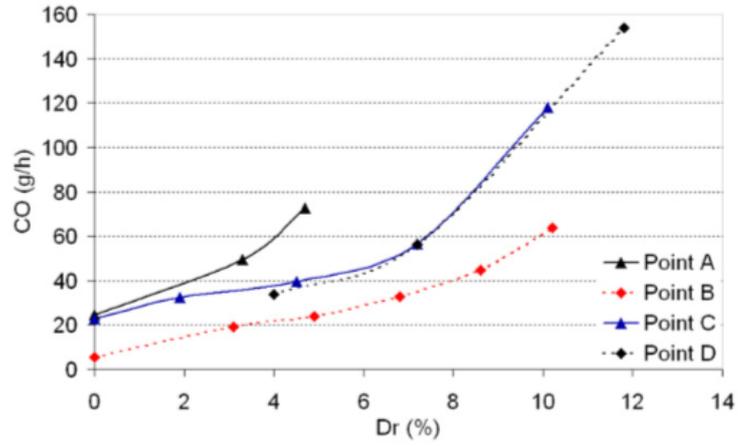


Figura 8: Emisiones de CO, en los diferentes puntos y para diferentes Dr.

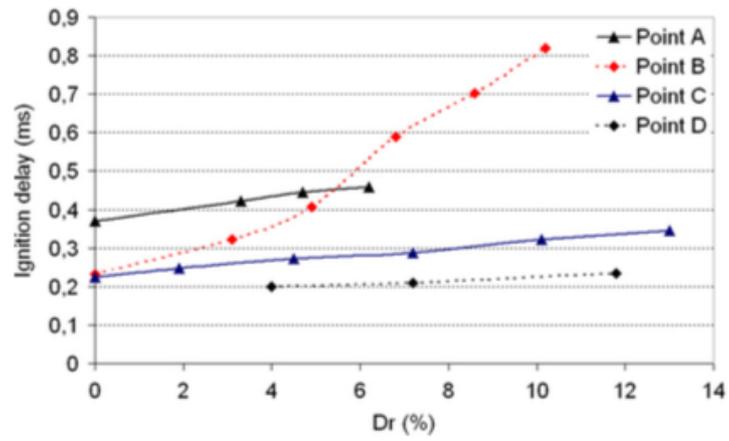


Figura 9: Tiempo de retraso función de Dr.

En los trabajos de Xiaokang Ma et al [10]. Se define la inyección de agua en el conducto de la admisión, como una de las formas más efectivas en el control de temperatura de combustión, las emisiones de NOx, en los motores diésel.

Así mismo los resultados muestran cómo se produce una reducción de la presión media en el cilindro y el tiempo de retraso se incrementa.

Las emisiones de NOx disminuyen de manera lineal con la cantidad de agua que se inyecte, así mismo las emisiones de partículas pueden llegar a reducirse en un porcentaje debido al decremento de la temperatura, pero estas a partir de unas cantidades crecen de manera exponencial.

En estos trabajos se realiza además un estudio de CFD (AVL FIRE), para el proceso de combustión y las emisiones.

Características del motor a estudio:

Diámetro X Carrera	132x145	Relación de compresión	0:00
Revoluciones	2100	Potencia (kW)	300

Tabla 5: Características del motor a estudio por Xiaokang Ma et al. [11] Adaptada.

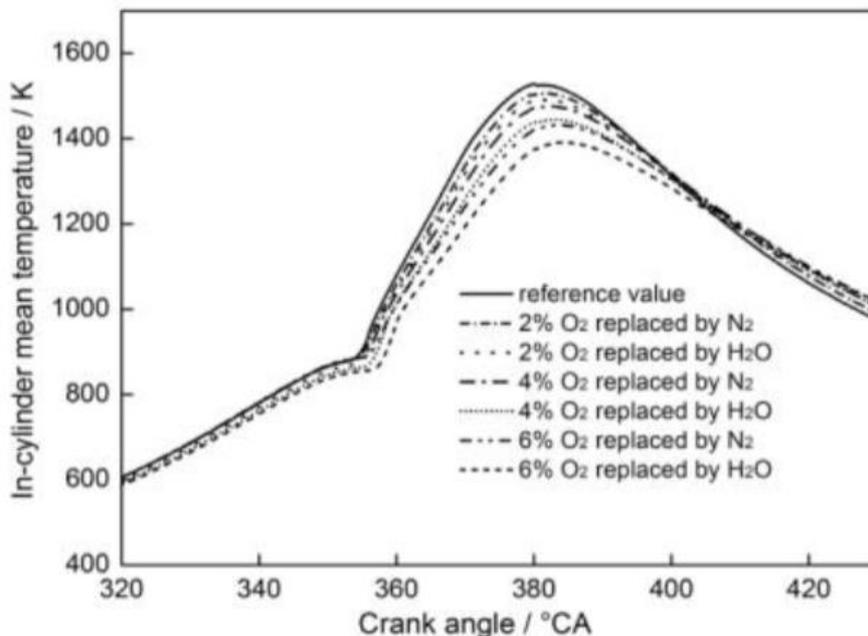


Figura 10: Temperatura en el cilindro función del grado de O2 desplazado.[10].

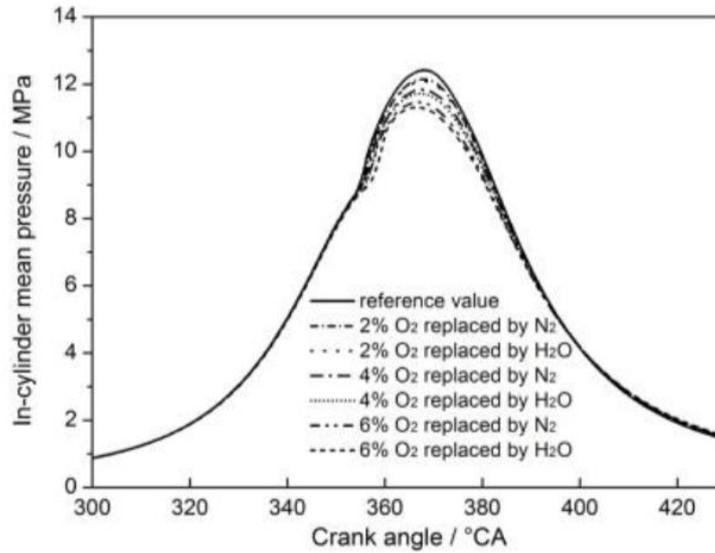


Figura 11: Presión en el cilindro, función del grado de O₂ desplazado.[10]

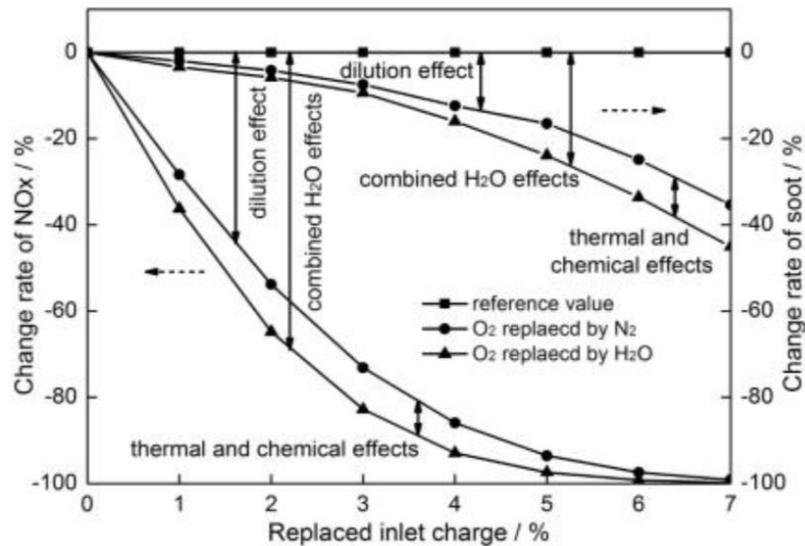


Figura 12: Disminución de las emisiones de NO_x (%) función de la composición de la admisión.[10]

Se aprecia de que, debido a la disminución del estado térmico del ciclo, se produce una disminución en las emisiones de NO_x, en gran medida. Incluso llegando a valores del 100%.

En la gráfica se las partículas disminuyen debido a que el dosado se mantiene constante, si la cantidad de combustible inyectado se mantiene constante, hay un punto, en donde las emisiones se disparan.

2.2.2 Inyección de agua directa al cilindro.

Se inyecta agua directamente al cilindro por medio de una bomba e inyectores independientes. En este caso se usan inyectores de diámetro menos (+0,32mm), y convenientemente de tres orificios, a una presión de 165 Atm. Para llevarlo a cabo, se usa una bomba auxiliar, accionada por el cigüeñal del motor, y unida al inyector por medio de tubería de cobre.

Presenta la ventaja de poder variar además de la relación de Agua/Combustible, seleccionar el tiempo exacto en el que se realiza la inyección pudiéndose retrasar o adelantar en función de las especificaciones que se quieran conseguir[5].

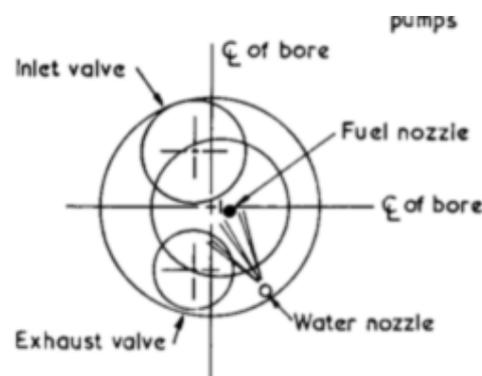


Figura 13: Montaje de sistema de inyección de agua directa en el cilindro [5]

En los estudios de Fabio Bozza et al. [11] se inyecta el agua directamente en el cilindro en un motor gasolina de 2 cilindros y 8 válvulas.

El método que se ha usado, con un controlador modular VVA se controlan las válvulas de admisión mediante un sistema electrohidráulico y con dos puertos de inyección, uno por cada cilindro, se inyecta el agua justo en el punto de PMS. Este motor está acompañado de una sobrealimentación mediante turbocompresor, caracterizado por una máxima velocidad de rotación de 255,000 rpm, lo cual hace mucho más eficiente el diseño.

En los trabajos de Mingrui et al. [6] se establece un sistema de inyección mediante inyector diferenciado de agua y combustible controlados mediante la ECU del motor. En un motor mono cilíndrico de encendido provocado.

Los estudios reflejan que el sistema es mucho más eficiente si se combina con un cilindro asimétrico que eleva la turbulencia de los fluidos de mezcla y consigue una mayor homogeneización de la mezcla.

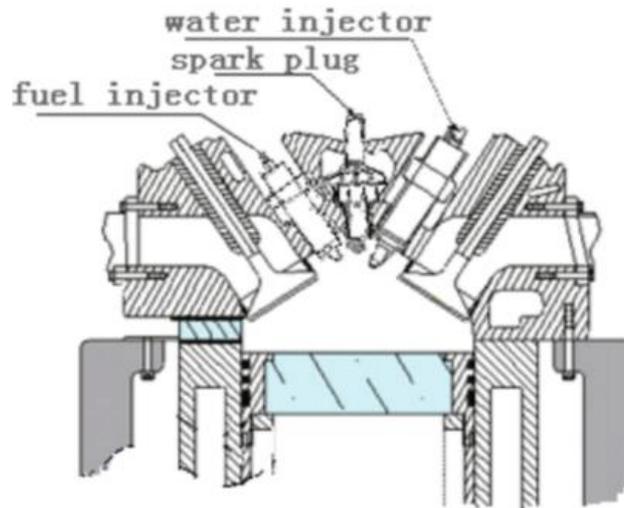
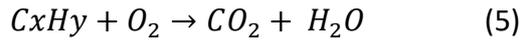


Figura 14: Esquema de sistema de inyección de agua directa al cilindro. [6]

Los investigadores Fabian Hoppe et al. [12], describen un sistema de inyección de agua en el cilindro, el cual para un mayor rendimiento y eficiencia del sistema se recurre al uso de ciclos no convencionales, el ciclo Miller. Se establece la inyección en un motor mono-cilíndrico (MEP) con una entrada de admisión y una salida de escape en disposición simétrica. La relación de compresión es de 13.5, más elevada de lo habitual para un motor de encendido provocado, lo cual provoca un mejor rendimiento térmico del ciclo.

En el ámbito de la Cogeneración, y de la producción eléctrica, los investigadores Zhi-Jun Wu. et al. [13], establecieron un sistema de alta eficiencia, con el uso combustible Oxyfuel e inyección de agua. Orientado a un motor MEP. Se establece un sistema el cual el agua que va a ser inyectada es previamente pasada por dos etapas de radiadores. La primera etapa es de utilidad para refrigerar el motor haciéndose pasar el agua por las paredes del motor. La segunda etapa refrigera los gases de escape. Finalmente, el agua es inyectada en el cilindro a una temperatura más elevada que en los anteriores casos lo que provoca un menor efecto, no obstante, se ha conseguido aprovechar el elevado calor específico de agua para tareas de refrigeración.

Reacción del Oxyfuel:



Ecuación 5: Reacción del Oxyfuel

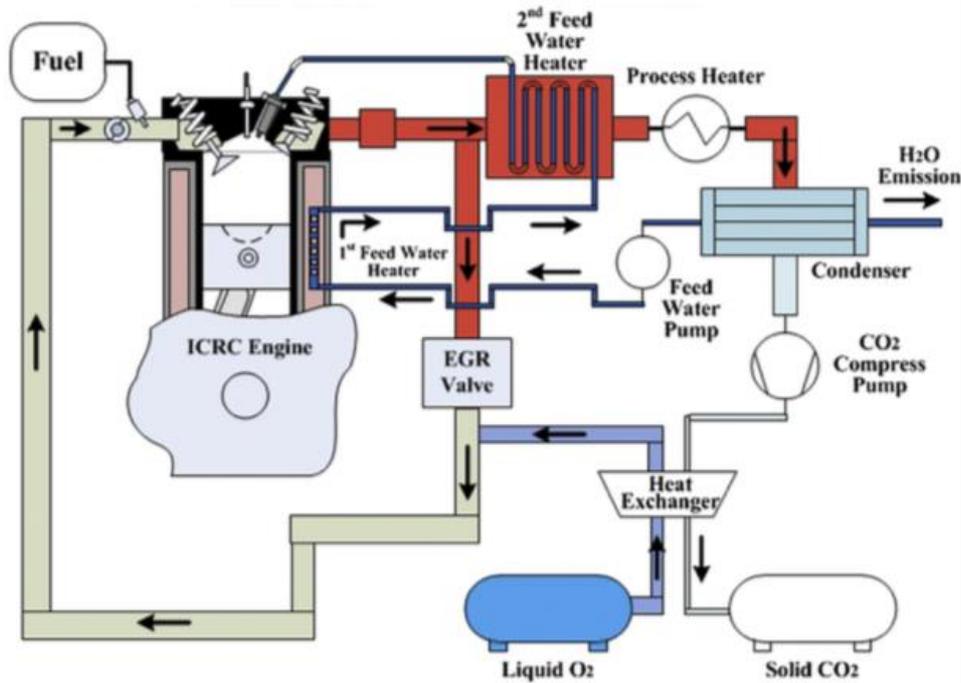


Figura 15: Esquema de un sistema de alta eficiencia de cogeneración mediante un motor térmico [13]

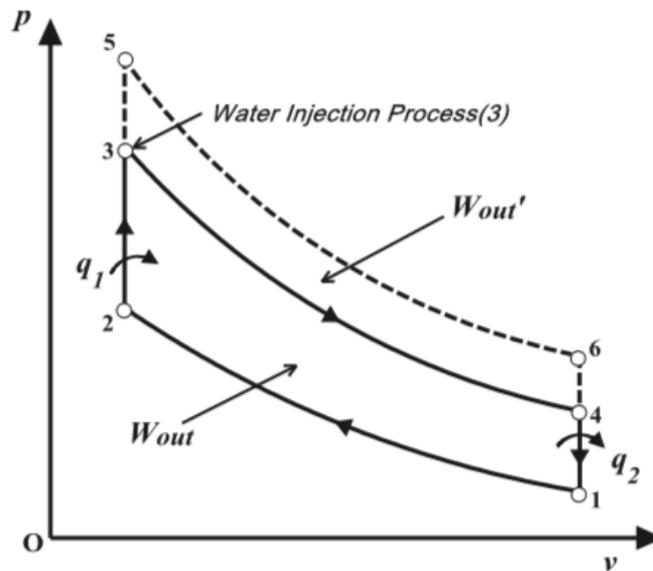


Figura 16: Comparación teórica de los ciclos ideales de un motor con inyección de agua y sin. [13]

Siguiendo con el ámbito de los motores industriales, los estudios de B.Tesfa et al [14]. Proponen usar un motor de encendido por compresión que funciona con biodiesel, y usar el sistema de inyección de agua para reducir las emisiones de NOx. El biodiesel es uno de los combustibles renovables que mejores prestaciones se obtienen y además



pueden funcionar en un motor que funciona con diésel sin ningún tipo de modificación adicional. El mayor problema que presentan este tipo de combustible, son las elevadas temperaturas que se alcanzan, lo que provoca la abundante formación de óxidos de nitrógeno. Mediante la inyección de agua estas emisiones se reducirán, haciendo de este combustible mucho más apto.

2.2.3 Inyección de agua directa al cilindro, mezcla con el combustible.

Se inyecta agua junto al combustible en una mezcla lo más homogénea posible, a través del mismo inyector de combustible usado en el proceso convencional.

Se podrá realizar por medio de:

- A) Un depósito intermedio en el que se realiza la mezcla de agua combustible en la proporción deseada, y éste es bombeado a través de tubería de cobre, a los inyectores del cilindro.
- B) Dos bombas, independientes una para el combustible y otra para el agua, las cuales se unen inmediatamente antes del inyector por una válvula en T. [5]

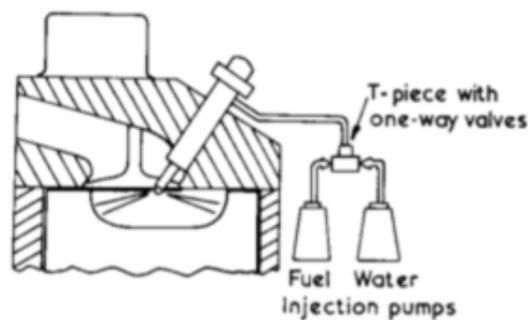


Figura 17: Montaje de sistema de inyección directo al cilindro, mezclado con el combustible [15]

En el trabajo de Tesfa et al. [14] se propone además de la inyección de agua directa en el cilindro. Como solución alternativa, Inyectar de manera directa el agua mezclado con el combustible. Tesfa et al., concluyen que resulta esencial la mezcla del agua con algún agente emulsificante, para garantizar una buena homogeneización de la mezcla.

También se establece como contra, que el uso de este tipo de sistema implica un complejo control, especialmente control del caudalímetro de ambas especies, para garantizar que el cociente agua/combustible, es exactamente el necesario.

2.2.4 Combinado junto con sistemas auxiliares.

Por último, cabe destacar que una de las maneras más eficientes de usar este sistema, y muy apta para motores de encendido provocado es combinar la inyección de agua en la mezcla de aire combustible, junto con la recirculación de los gases de escape (EGR). Esto se llevará a cabo de manera análoga al proceso anterior, pero en este caso, tendremos un condensador adicional, el cual condensará el agua evaporada, y lo recirculará al depósito de agua [11].

Los investigadores Hoppe et. y en el ámbito de la Cogeneración, y de la producción eléctrica. Los investigadores Zhi-Jun Wu proponen como muy ventajoso el uso de los dos sistemas, y la no exclusividad de usar solo uno de ellos[12-13].

Además los estudios de Bozza et al. [11] establecen un propósito de uso de la inyección del agua en el conducto del escape, es el de controlar la temperatura de la válvula EGR, y potenciar su efecto.

En los trabajos de Zhang et al. [16] establecen combinar el sistema de inyección de agua con la inyección tipo Common Rail, y así optimizar ambos funcionamientos.

En estos estudios se plantea una inyección de agua directa en el cilindro, en concreto en la etapa de la compresión, en varios instantes, es decir, en intervalos de giro de cigüeñal reglados se pulveriza el agua dentro de la cámara de combustión, con el fin de evaporar ese agua y disminuir el nivel térmico de los gases durante la compresión y así disminuir la transferencia de calor por las paredes, logrando un motor mucho más adiabático con un mayor rendimiento térmico.

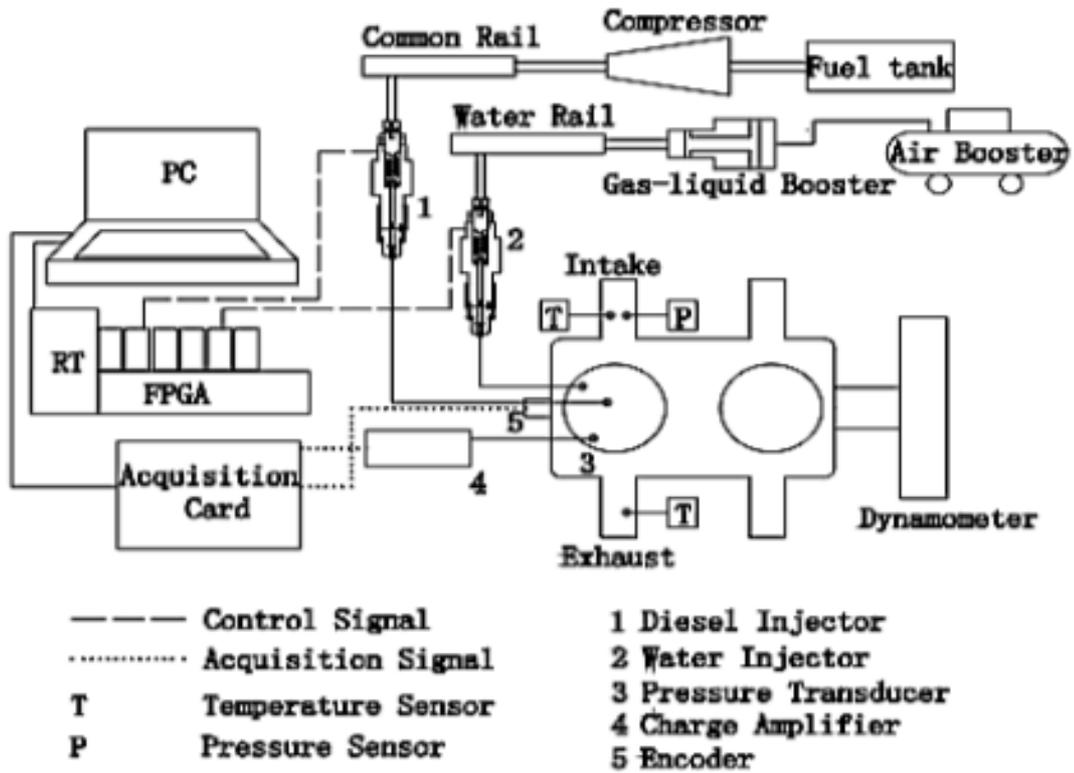


Figura 18: Montaje de un motor que usa la inyección directa de agua junto con el sistema Common Rail.[16]

2.2.5 Inyección de agua en el colector de escape.

La inyección de agua se realiza en el colector de escape, surge para solucionar las desventajas que presentan los anteriores sistemas.

El objetivo de este método es utilizar los gases de escape y la entalpia de vaporización del agua y reducir las emisiones de NO_x, y disminuir la temperatura de combustión (T_{max}), especialmente útil en los motores de encendido por compresión.

El agua se introduce en el cilindro, en el colector de escape, por medio de un inyector de alta presión. El agua se introduce en el cilindro por medio de la válvula de escape, recirculando también parte de los gases de escape, y mezclándolos con el aire fresco que se obtiene del colector de admisión.

El objetivo de este método es eliminar la evaporación de agua en el cilindro y restar el calor de vaporización del agua durante el proceso de combustión.

Para llevarlo a cabo, Bozza et al. [12] colocan un inyector de agua en el colector de escape y una bomba de alta presión accionada por el cigüeñal del motor. Además, es necesario que las válvulas se abran y cierren independientemente.

Como se ha dicho en el párrafo anterior, los estudios de Bozza et al. [12], establecen como ventaja la de poder regular de manera más sencilla la temperatura maximizando su efecto debido a que siempre se encontrará en los rangos óptimos de temperatura.

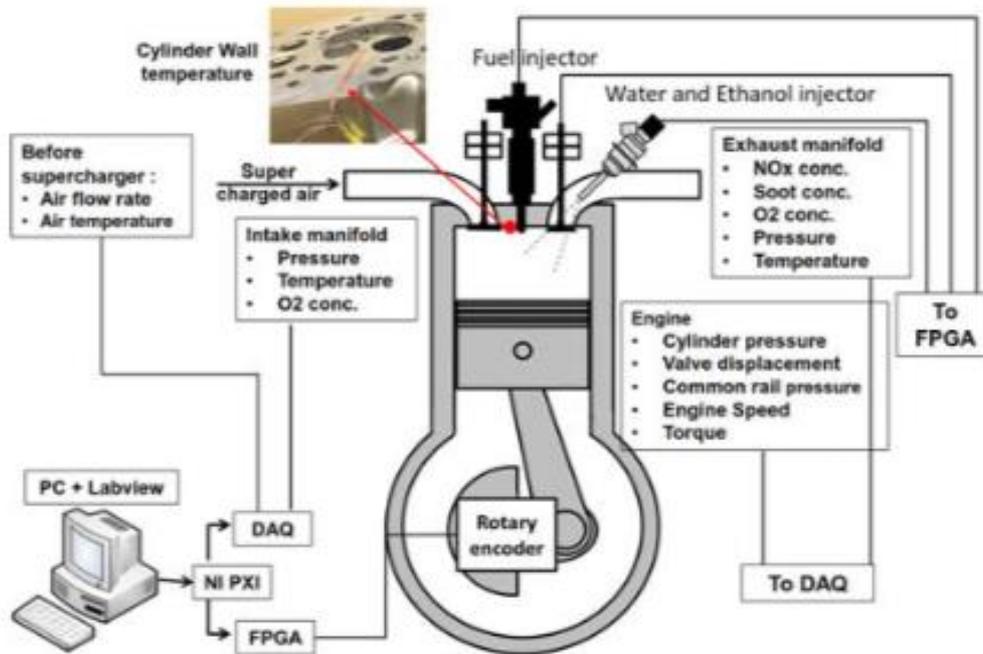


Figura 19: Montaje de sistema de inyección de agua en el conducto de escape.[17]

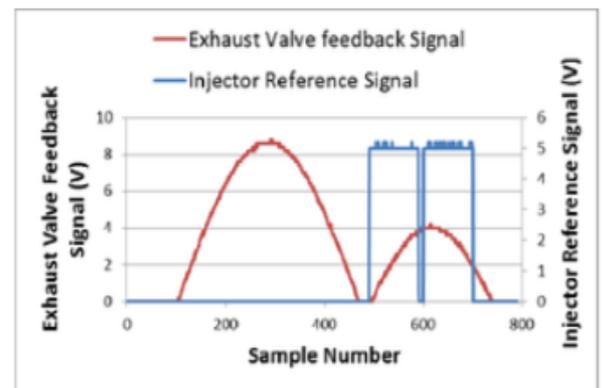
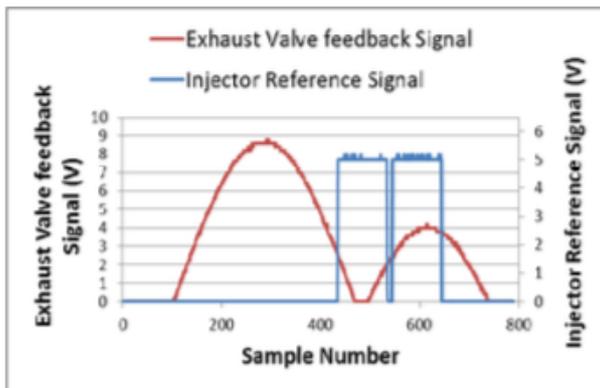


Figura 20: Control de la válvula de escape y del inyector de agua.[17]

Las variables operativas de este sistema, y que hay que combinar de manera óptima para obtener el mejor resultado son: El tiempo de inyección (regula la cantidad de agua que entrará en el cilindro), y el instante en el que se inicia la inyección y el tanto por ciento de EGR.

Así mismo como otra aplicación adicional se establece el uso de la inyección de agua para potenciar el ciclo de Rankine que será accionado por los gases de escape del motor de combustión. Esto ha sido estudiado por Zhi-Jun Wu et al. [18], los cuales proponen introducir el sistema de inyección de agua en el conducto de escape en un motor mono cilíndrico de encendido provocado que usa combustible propano.

El estudio propone distintos valores de inyección de agua para los cuales en la turbina no se produzcan condensados pero la temperatura de estos gases sea la menor obteniéndose así una mayor densidad y con ello una mayor potencia de sobrealimentación.

En los estudios de Lezhong Fu [19], se demuestra como mejora la eficiencia del ciclo termodinámico cuando se implementa un ciclo de Rankine en serie con el motor.

Este ciclo obtiene como ciclo de calor entrante los gases del escape del MCI.

Los resultados de estos estudios demuestran que la evaporación de la mezcla de agua durante el proceso de compresión mejora el rendimiento térmico indicado y varía en gran medida en función de la ley de inyección que se utilice. Al utilizar el proceso de inyección de agua la presión media indicada aumenta. Además, se aprecia una reducción del nivel de emisiones contaminantes.

Una elevada cantidad de agua inyectada puede provocar problemas con la estabilidad del ciclo y el grado de variabilidad aumente en gran medida. Por esto se debe de usar una cantidad baja y en un periodo de tiempo corto. Cabe resaltar que la eficiencia mejora, no tanto con la ley de inyección es decir inyectar en un punto o en otro, y si es muy dependiente de una atomización adecuada [19].

2.3 Inyección de agua dependiendo del tipo de motor.

Según el tipo de motor que sea, ya sea MEP o MEC la inyección de agua se usa de manera diferente.

2.3.1 Motor de encendido provocado.

En los motores de encendido provocado, que se utilizan principalmente en el sector del transporte y automoción, el objetivo de la inyección de agua es reducir la temperatura de autoinflamación del combustible.

Estos motores que funcionan con combustible de alto octanaje, especialmente en motores de altas prestaciones, que suelen tener una velocidad lineal media alta, es necesario encontrar un mecanismo que permita aumentar la potencia sin que implique un aumento de la cilindrada, ya que esto originaría un aumento del consumo específico además de penalizar las emisiones.

El método más idóneo para este tipo de motores es el que permite disminuir la temperatura de la mezcla en mayor medida. Esto se consigue mediante la mezcla de agua y combustible, inyectándolo de forma directa en el cilindro. Resulta muy ventajoso si se ve combinado junto con un sistema, el cual, potenciaría aún más los efectos, debido a las temperaturas más controladas y menores.

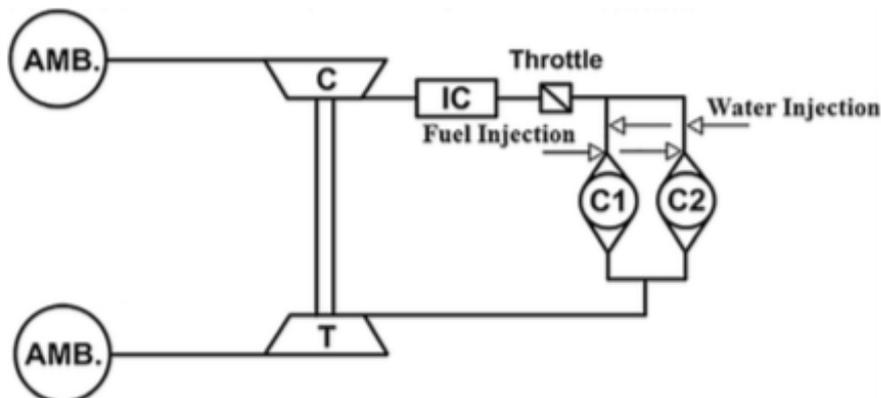


Figura 21: Esquema y control de sistema de inyección de agua para un motor de encendido provocado. [11]

Cabe resaltar que el sistema a bajos regímenes de carga no resulta aconsejable. Esto es debido a que en motores MEP se trabaja siempre con dosado estequiométrico o en ocasiones se trabaja por encima de este mismo.

Por tanto, la elevada densidad con respecto al sistema sin inyección y la alta probabilidad de que se produzcan inquemados, hace que el sistema no sea rentable hasta que, por lo menos, no se haya alcanzado un 35% del grado de carga.

Debido a la influencia del grado de carga en la efectividad del sistema, hace necesario que se controle el sistema de inyección mediante la ECU.

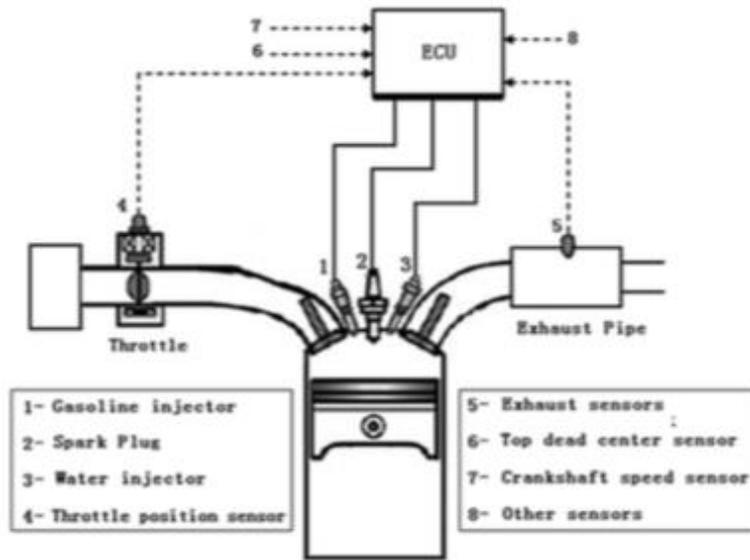


Figura 22:Esquema de control del motor, para un motor de encendido provocado.[6]

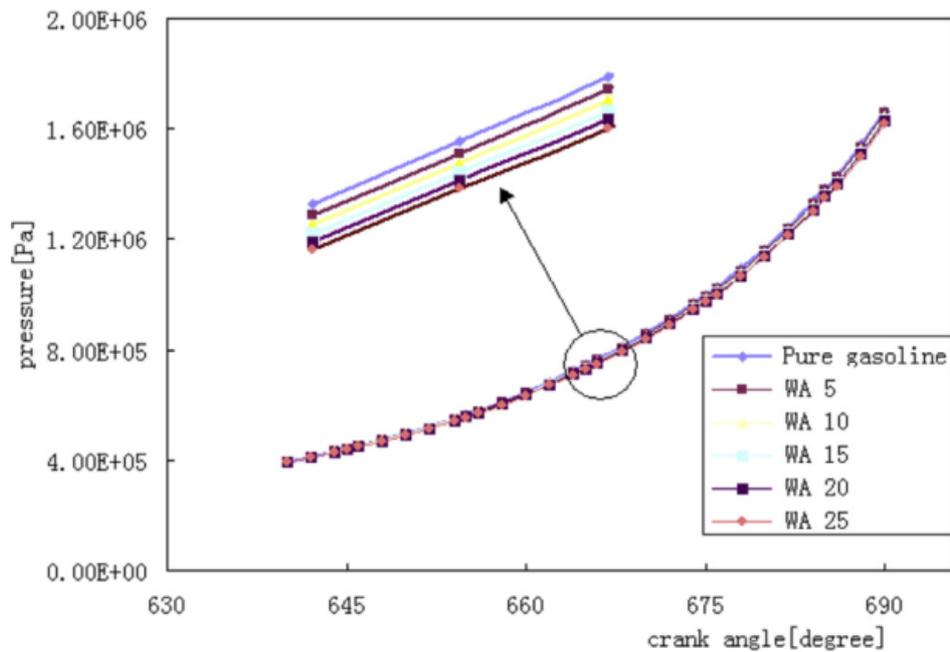


Figura 23:Presión del cilindro para diferentes valores del cociente Agua/Combustible.[6]

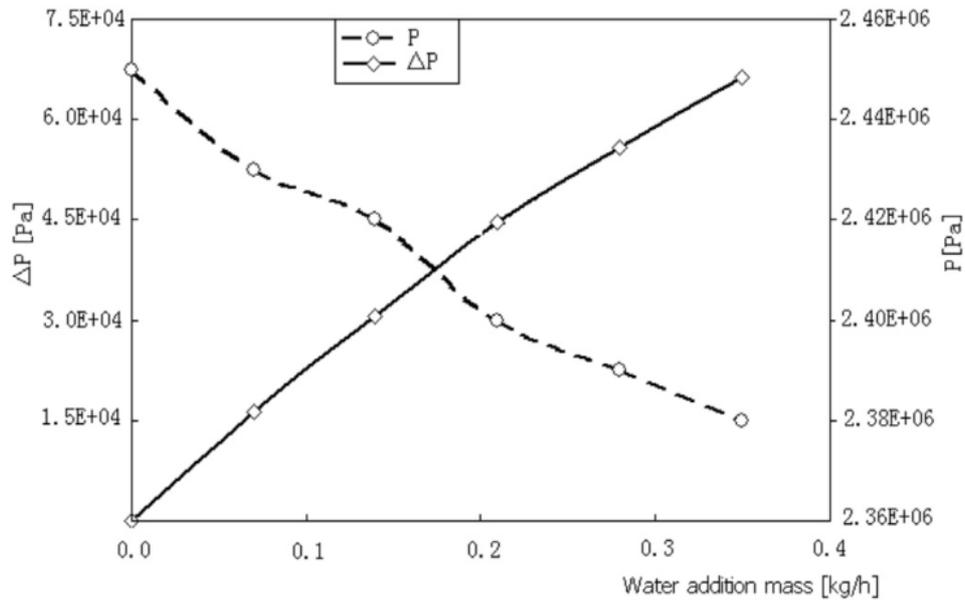


Figura 24: Diferentes reducciones de presión para diferentes cantidades de agua y incrementos de Presión, y los valores de la presión máxima del cilindro para diferentes cantidades de agua.[6]

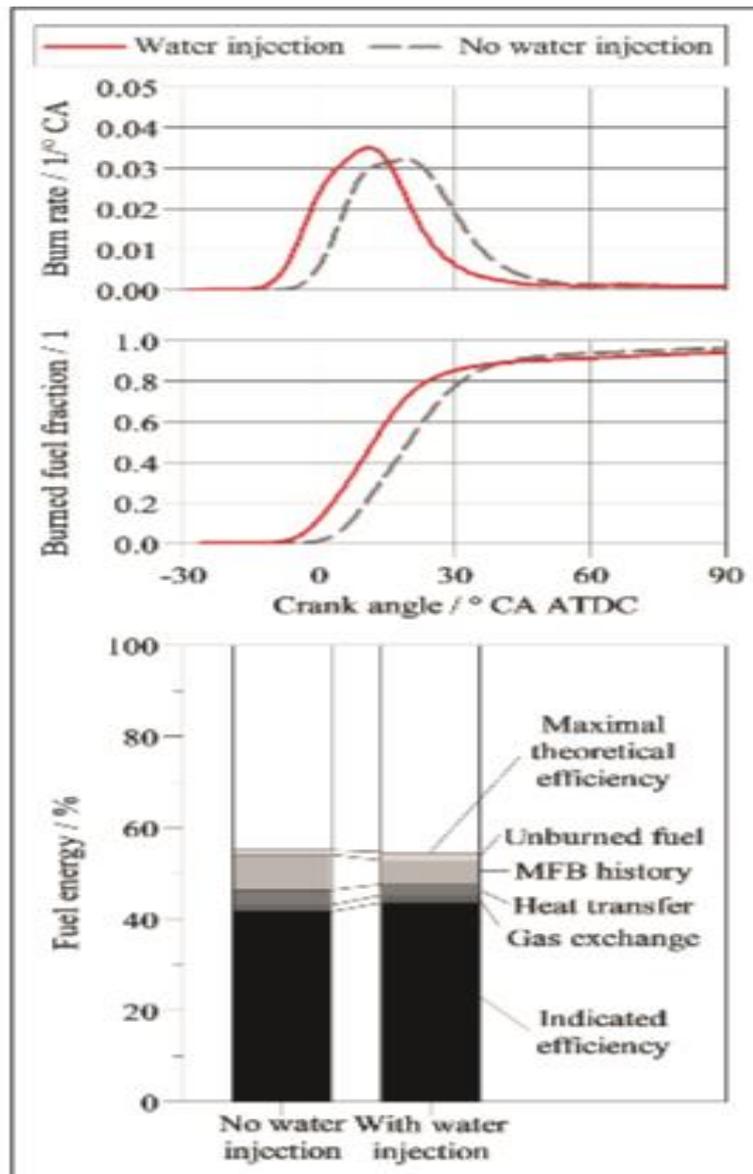


Figura 25: Grado de inquemados, comparando el sistema de inyección de agua o sin él. Grado de aprovechamiento del combustible comparando la inyección de agua a otro motor sin el sistema.[12]

Respecto al par y la potencia, se aprecia claramente cómo se produce una mejora del par a altos regímenes de giro. Para bajos regímenes de giro, se observa como para el motor ensayado, se sigue prácticamente la misma curva. Es decir, para bajos regímenes de giro las prestaciones del motor no se ven afectadas, pero sí que se aprecian en lo referente a emisiones y temperaturas máximas. Para altos regímenes de giro se aprecia una pequeña mejora de las prestaciones y las mismas ventajas en emisiones, temperaturas.... además de una temperatura de entrada a la turbina mucho menor, lo que mejora el rendimiento del ciclo de turbina de gas, además de dejar a disposición del

diseñador un posible aumento de la relación de compresión del sistema de sobrealimentación obteniéndose unas mayores prestaciones.

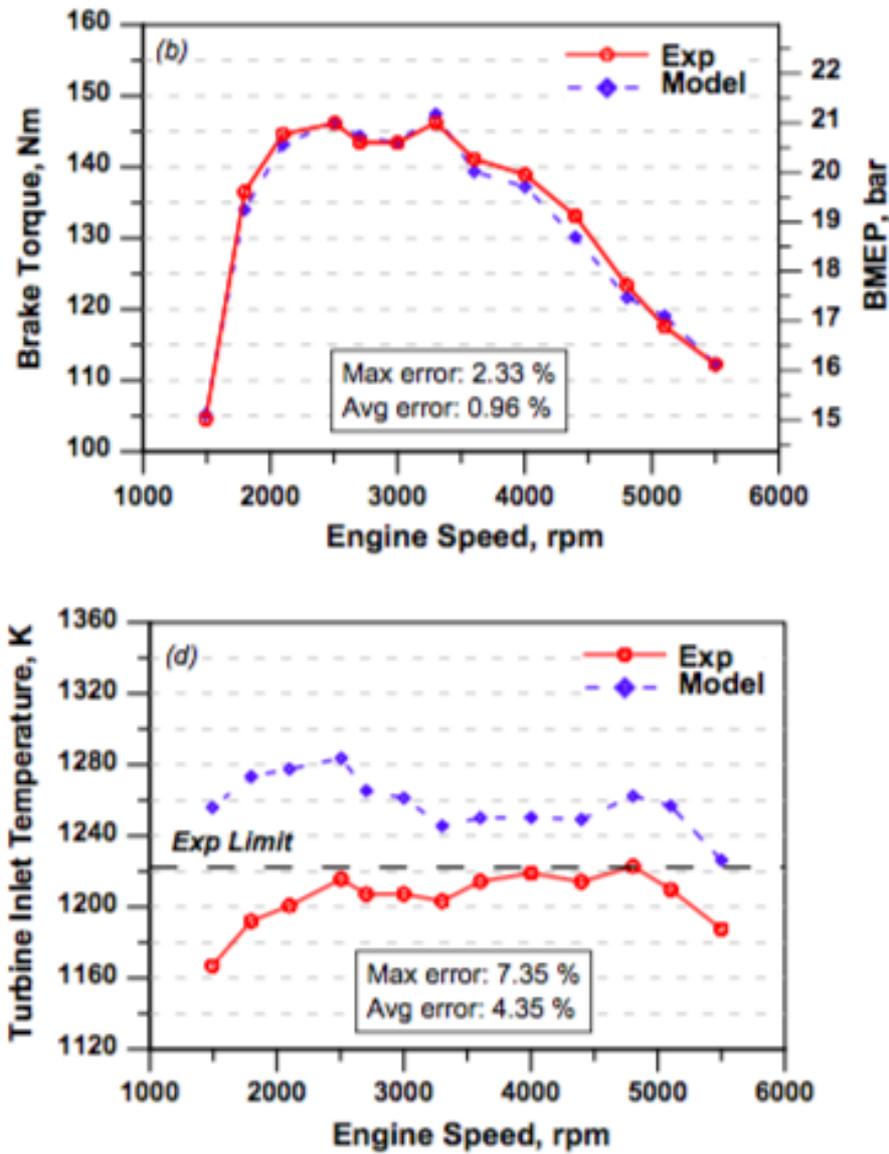


Figura 26: Grado de inquemados, comparando el sistema de inyección de agua o sin él. Grado de aprovechamiento del combustible comparando la inyección de agua a otro motor sin el sistema.[11]

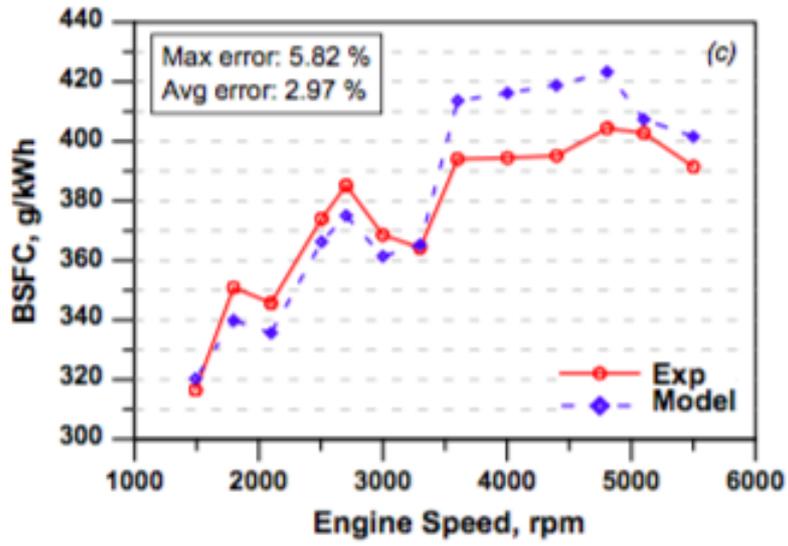


Figura 27: Variaciones del consumo específico, función del número de ciclos. [11]

2.3.2 Motor de encendido por compresión.

Para los motores de encendido por compresión que funcionan habitualmente con el ciclo diésel, su relación de compresión es del orden del doble respecto a un motor de encendido provocado y por tanto una elevada temperatura a lo largo del ciclo.

Esto, junto con las normativas anticontaminación, hace que se use la inyección de agua para aquellos motores de grandes cilindradas, los cuales las emisiones de NOx son muy elevadas.

Con el uso de este sistema podemos reducir hasta un 70 % las emisiones de NOx, y evitar hacer “traping” en los catalizadores de escape o incluso post-tratamientos de gases que perjudican en gran medida las prestaciones del motor, además de encarecer el producto.

El método por el cual se va a realizar la inyección del agua depende en gran medida del grado de reducción de NOx que deseemos realizar, esto es debido a que, en su mayoría, a mayor cantidad de agua menos cantidad de NOx, no obstante, la emisión de CO, de inquemados o cenizas también aumenta en gran medida.

Con respecto al par y la potencia: la presión media del cilindro es aproximadamente semejante a diferentes grados de carga y velocidades angulares. No obstante, la combinación diésel-agua, produce menos potencia indicada, comparada con la que se obtendría si no se usara este sistema, esto implica que el consumo específico sea mayor. Por otra parte, es importante remarcar una reducción en la temperatura de los gases de escape, lo que favorece el trabajo y duración de los sistemas de post-tratamiento en las últimas etapas del escape. [2]

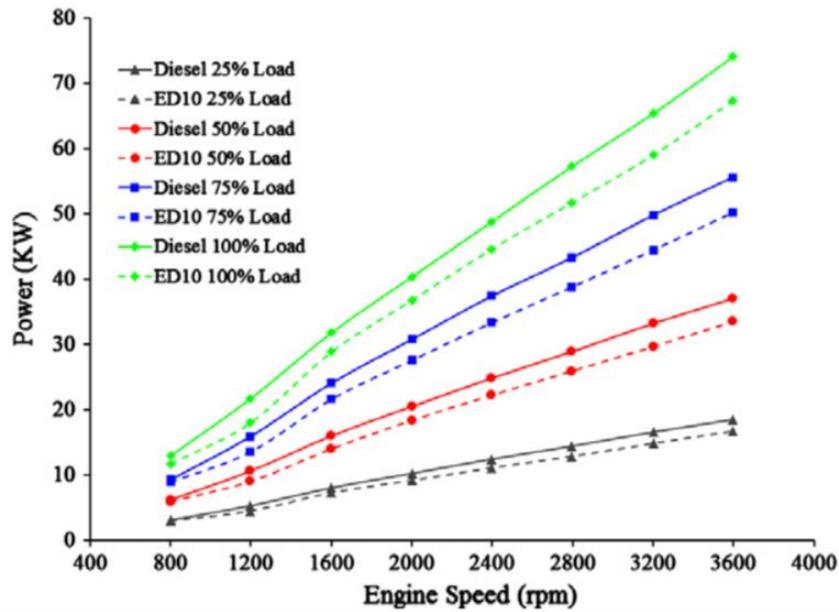


Figura 28: Comparación de la potencia, respecto la que se alcanzaría sin usar este sistema, para diferentes grados de carga y diferentes revoluciones. [15]

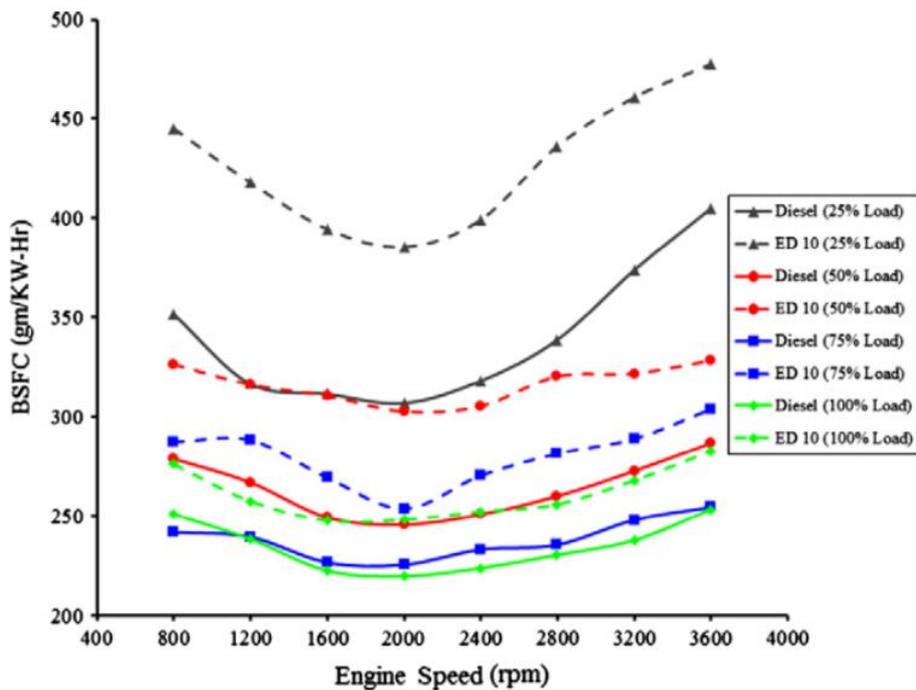


Figura 29: Comparación de la potencia, respecto la que se alcanzaría sin usar este sistema, para diferentes grados de carga a diferentes revoluciones. [15]

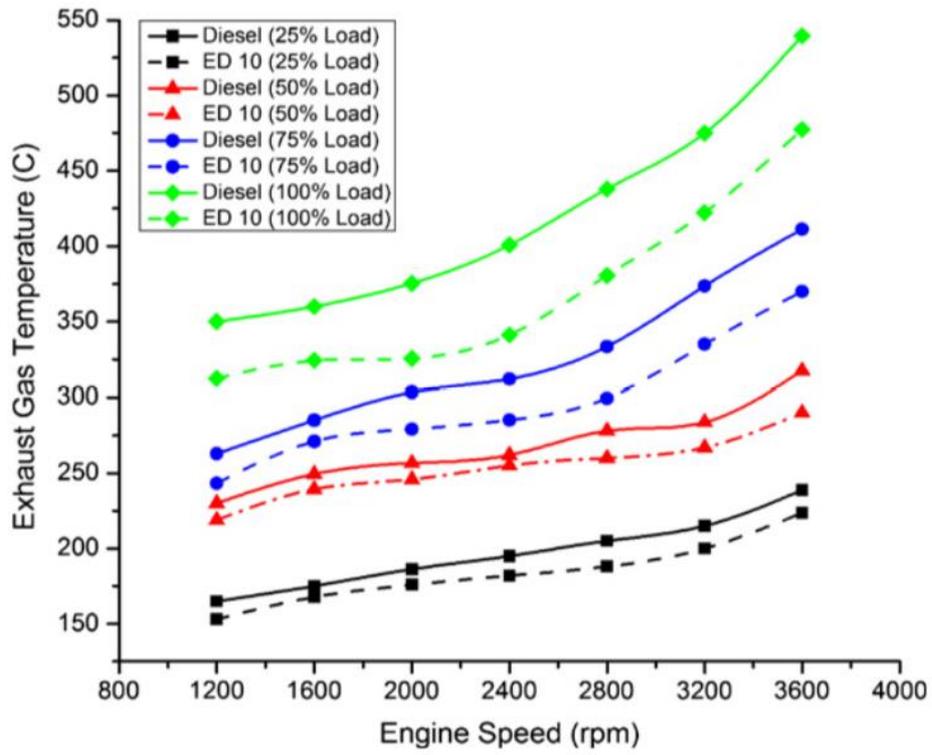


Figura 30: Comparación de la temperatura de los gases de escape, respecto la que se alcanzaría sin usar este sistema, para diferentes grados de carga a diferentes revoluciones. [15]

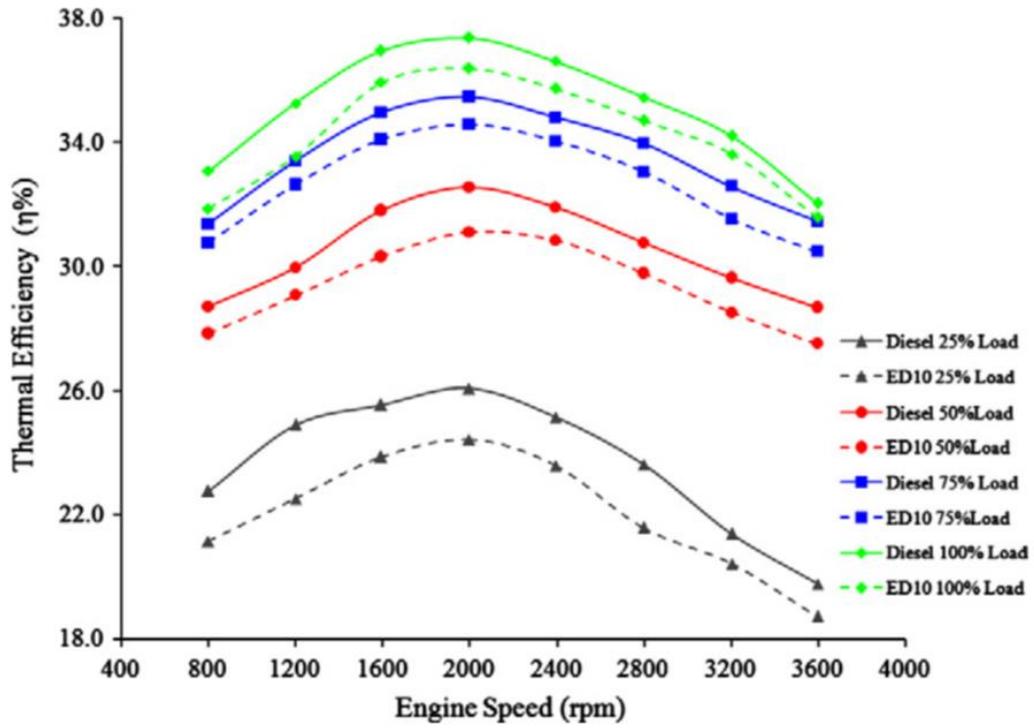


Figura 31: Comparación de la eficiencia, respecto la que se alcanzaría sin usar este sistema, para diferentes grados de carga a diferentes revoluciones. [15]

2.4 Comparación de los métodos de Inyección.

Los trabajos de G.Greves et al. [5] describen y comparan los métodos de inyección de una manera más teórica. El motor que se ha usado como prueba para las tres primeras opciones tiene las siguientes especificaciones.

Motor diésel

- Masa de combustible por cilindro y ciclo 0,83 g cilindro y ciclo.
- 2000 revoluciones por minuto (70% del régimen máximo), y grado de carga 1.
- Angulo de adelanto de inyección 20 grados después del punto muerto superior, un valor frecuentemente usado para conseguir un buen ahorro de combustible.

La toma de resultados se ha realizado midiendo los valores de los 4 cilindros del motor, y a tan solo uno se le ha aplicado la inyección de agua, la diferencia será la ganancia o pérdida del sistema.[5]

Los resultados se toman, la variable independiente será la relación en volumen de $\frac{\text{Agua}}{\text{Combustible}}$ y como variable dependiente el factor de ganancia. →

$$\frac{\text{Resultado Motor Agua}}{\text{Resultado motor sin Agua}}$$

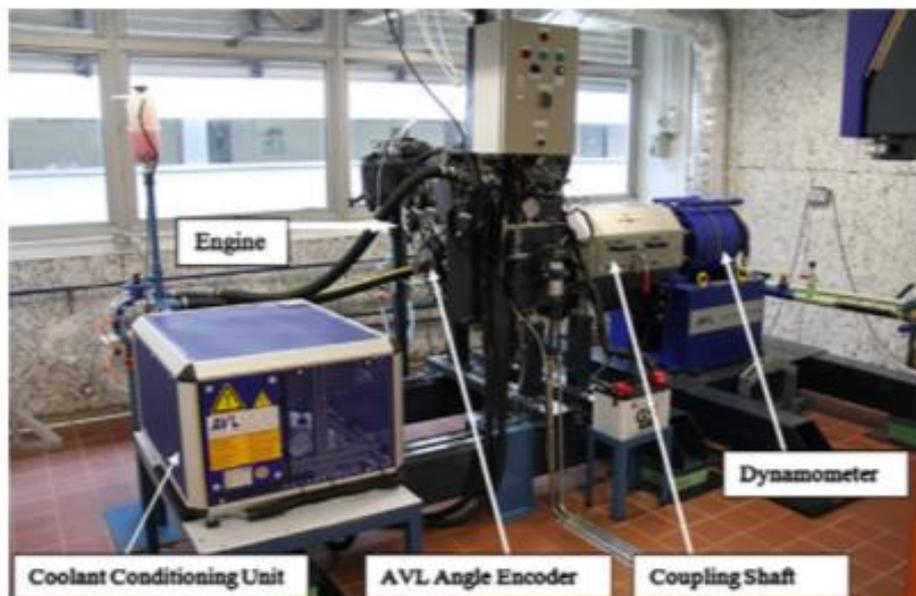


Figura 32: Dispositivo de pruebas para motores. [7].

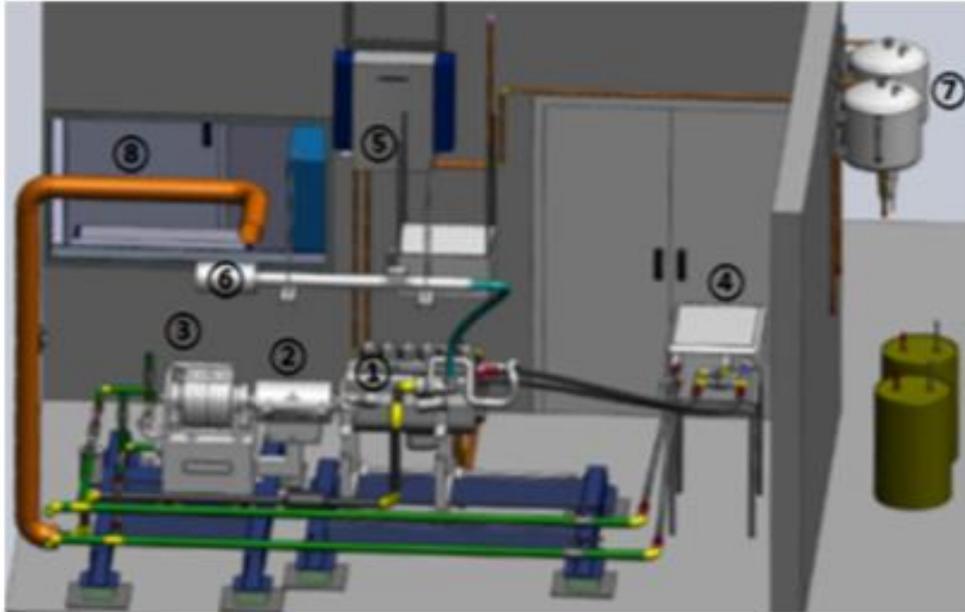


Figura 33: Montaje virtual de instalación para pruebas de motores. [7]

2.4.1 Método de inyección en el conducto de admisión de aire.

Se aprecia una reducción de las emisiones de NO_x, según va aumentando el cociente de Agua/Combustible, para estimar un grado de ganancia, aproximadamente el motor reduce las emisiones de NO_x en un 30%, para una relación de 0,5.

En los experimentos también se aprecia un aumento de las emisiones de CO, y cenizas, incluso de emisiones de HC. Esto se explica debido a que el agua hace que se retrase la ignición del combustible, y más aún si el motor es de tipo MEC, por tanto, parte del combustible puede quedar sin reaccionar. La obtención de inquemados aumenta el consumo específico del motor[5].

Este problema se soluciona de una manera muy eficiente, aumentando la relación de compresión del motor, o bien del sistema de sobrealimentación.

Los estudios realizados en un motor 2T, por parte de Mohamed I.Hassan et al. [8] establecen una disminución sustancial de la temperatura de combustión mostrándose en un diagrama de temperaturas obtenido por CFD.

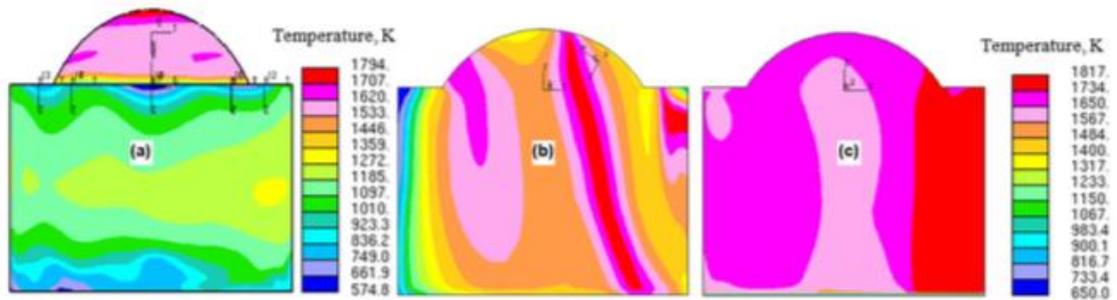


Figure 5: Vertical view, Temperature contours at 90 CAD after TDC; (a) cylinder walls for mw/mf=4.0, (b) cross section for mw/mf=4.0, (c) cross section for mw/mf=0.0

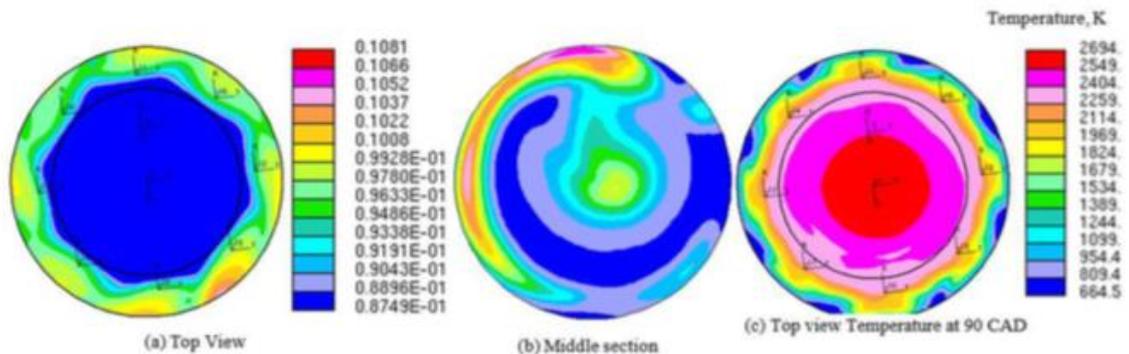


Figura 34: Comparación de la distribución de temperaturas en un motor de 2T, con el uso y no uso del sistema de inyección de agua.[8]

2.4.2 Inyección directa en el cilindro.

A través de este método de inyección se consiguen reducciones de las emisiones de NOx importantes, y de igual manera se han obtenido un aumento de las cenizas y CO, según el cociente Agua/Combustible, va aumentando [5]. La ventaja de usar este sistema es que permite la variabilidad del instante en el que se comienza la inyección, y para valores anticipados, por ejemplo, inyección a 10-15 grados después del punto muerto superior, se consiguen reducciones similares de emisiones de NOx, con menores aumentos de cenizas y CO.

Los estudios de Fabio Bozza [11] establecen la mejoría del uso de la inyección de agua directa en el cilindro para prevenir la autoinflamación del combustible. Llegándose a las siguientes conclusiones:

- Autoinflamación: La autoinflamación ocurre cuando el combustible entra en combustión de manera espontánea debido a las altas presiones y temperaturas que se alcanzan dentro de la cámara de combustión.
 - Se define un incremento de presión límite que se establece con la siguiente expresión.

$$\Delta P_{autoinflamación} = \frac{R}{C_v} * \frac{X_u * m_f * LHV}{V_{autoinflamación}} \quad (6)$$

Ecuación 6: Incremento de presión límite [11]

- La inyección de agua combinado con un buen diseño del pistón ayuda a aumentar la turbulencia y con ello homogeneizar la mezcla.

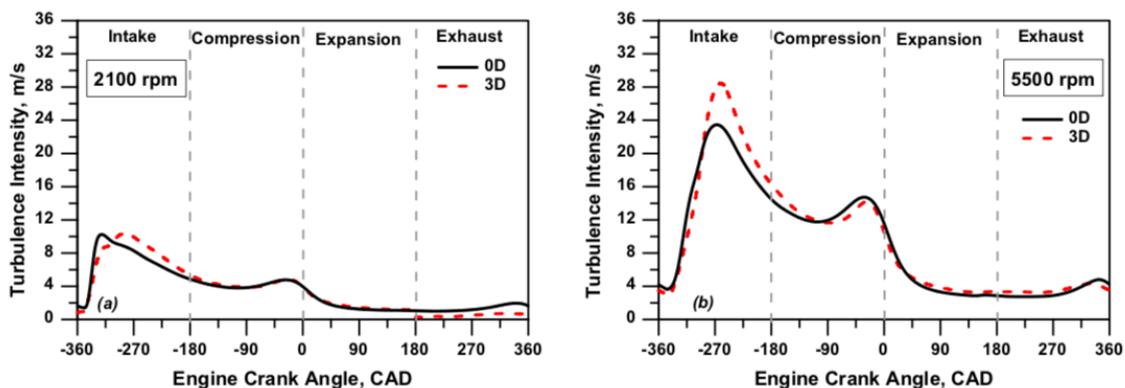


Figura 35: Comparación de la turbulencia que se crea en el cilindro, si se usa o no el sistema de inyección de agua. [11]

2.4.3 Inyección directa combinada con el combustible.

El ensayo de la inyección directa combinado con el combustible se ha materializado de la manera B, es decir con dos bombas independientes y una válvula en T, que concreta a la línea de combustible de alta presión con el agua.

Con este método, no podemos controlar el instante en el cual se inyecta, es decir se hace en fase junto con el combustible.

Se consigue la mayor reducción de emisiones de NO_x, con respecto a las otras técnicas utilizadas, además se observa que se reducen considerablemente las emisiones de CO y cenizas. Según se va aumentando el cociente de Agua/Combustible, el retraso del autoencendido aumenta más rápidamente por tanto a un cociente de 0,8, el porcentaje de inquemados se dispara, y con ello se produce una disminución muy importante del rendimiento. Existe un valor crítico el cual no permite el encendido, provocando la parada del motor.

Para solventar este impedimento, deberemos aumentar la relación de compresión del motor o del sistema de sobrealimentación, análogamente a lo acaecido en el caso número 1.

Hay que reseñar que para valores cercanos a 0,2-0,3. Se produce un efecto contrario a la tendencia de los anteriores sistemas.

La tendencia es que según se aumenta el Agua/Combustible mayor es la reducción de emisiones de NO_x, por el contrario, las de CO y cenizas, aumenta. En este caso es, al contrario, todas las medidas mejoran con respecto a no usar inyección de agua.

Este fenómeno no está muy estudiado, aunque las hipótesis que más fuerte se establecen es que se producen pequeñas micro explosiones, en el seno de la mezcla provocándose un flujo muy turbulento, esto ayuda a mejorar la homogeneidad de la mezcla y por tanto una mejor combustión.

Algunos estudios especifican que con el uso de un emulsionante se puede potenciar aproximadamente un 10% las prestaciones[5].



Figura 36: Apariencia de la mezcla de combustible diésel, y agua al 10% en vol. [7]

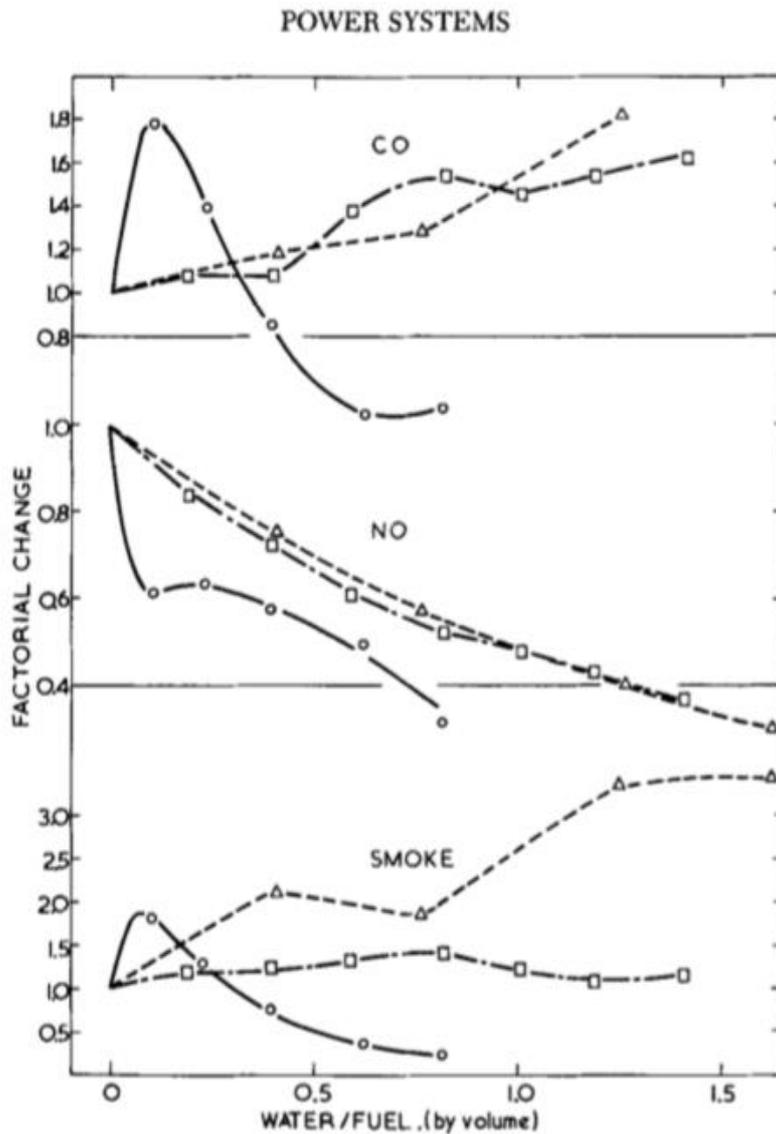


Figura 37: Comparación de los métodos de inyección en el conducto de admisión, directa al cilindro y mezclado con el combustible.[5]

Trazos con círculos, inyección directa mezclada con agua

Trazos con rectángulos, inyección en el conducto de admisión

Trazos con triángulos, inyección directa el cilindro.

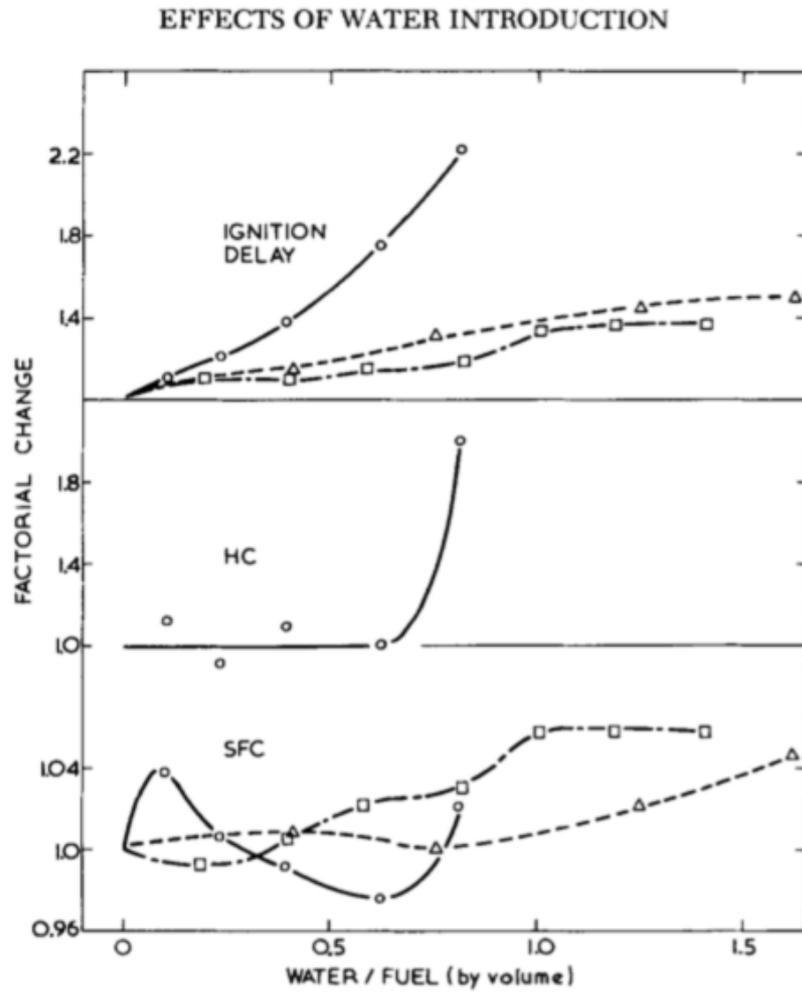


Figura 38: Comparación de los métodos de inyección en el conducto de admisión, directa al cilindro y mezclado con el combustible. [5]

TRAZOS CON CÍRCULOS, INYECCIÓN DIRECTA MEZCLADA CON AGUA

TRAZOS CON RECTÁNGULOS, INYECCIÓN EN EL CONDUCTO DE ADMISIÓN

TRAZOS CON TRIÁNGULOS, INYECCIÓN DIRECTA EL CILINDRO.

Para el motor, ensayado por B.Tesfa [14] se aprecian las siguientes gráficas.

Se trata de un motor de encendido por compresión con las siguientes características:

Motor

<i>Numero de Cilindros</i>	4
<i>Tipo de motor</i>	4T
<i>Aspiración</i>	Sobrealimentado.
<i>Numero de Válvulas 6</i>	16
<i>Potencia</i>	72KW

Tabla 6: Características del motor de Biodiesel.[14]

Se muestran en las figuras, los ensayos realizados para inyectar directamente agua y combustible por separado. Se aprecia como la presión, tanto máxima como la PMI del ciclo se mantienen constante independientemente de la cantidad de agua que se inyecte, aunque siempre por debajo del valor original. En cambio, se aprecia como las pérdidas de calor son menores, es decir el motor se vuelve más adiabático y la temperatura máxima del ciclo también es mucho menor. Esto tiene una inmediata consecuencia en las emisiones de óxidos de nitrógeno, disminuyen inmediatamente. Este fenómeno se produce a cualquier grado de carga y cualquier régimen de giro. Y cuanto mayor sea el caudal más se reducen las emisiones.

Con respecto al consumo específico si aumenta en gran medida el flujo de agua, especialmente a regímenes bajos, se pueden producir inquemados, elevándose el consumo específico. Finalmente, el rendimiento, mejora siempre y cuando no tengamos inquemados, algo que sucede en especial a bajos grados de carga y bajas revoluciones.

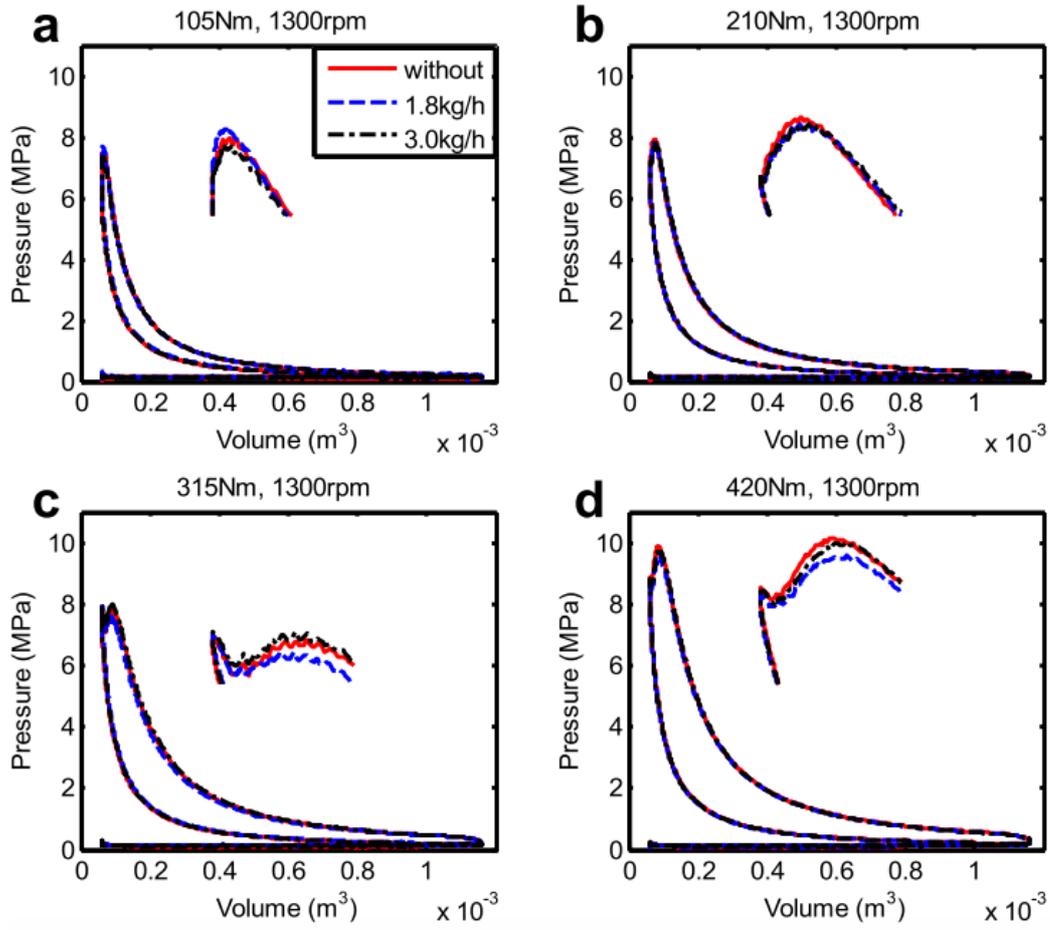


Figura 39: Diagrama P-V para distintos puntos de funcionamiento para distintos caudales de inyección de agua. [14]

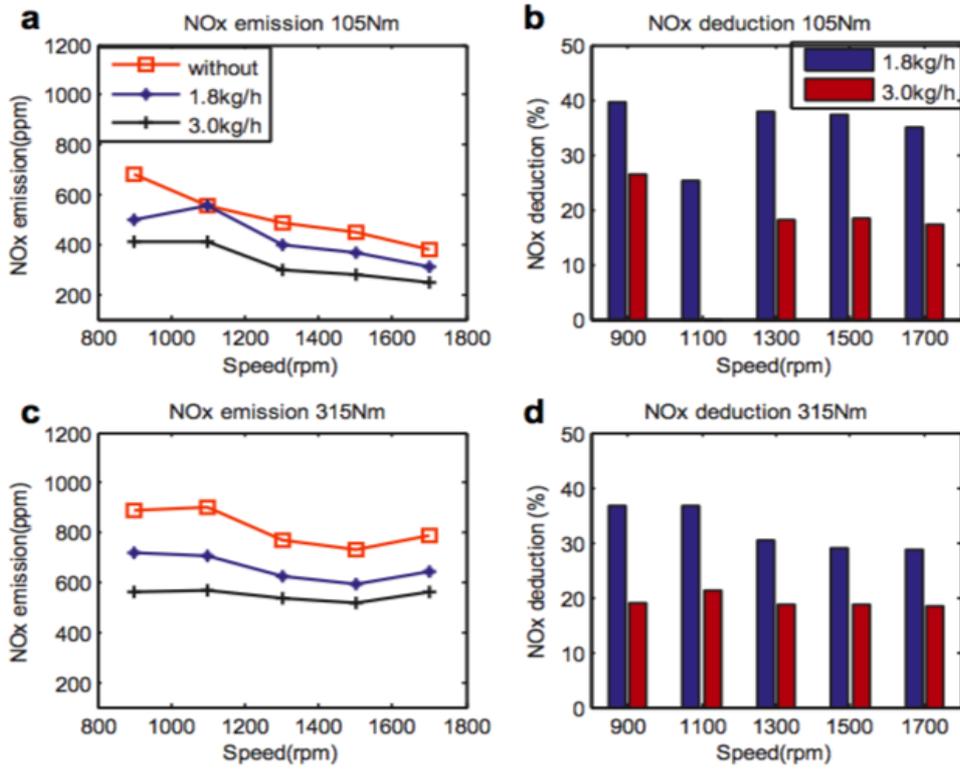


Figura 40: Diminución de los NOx, función del caudal de agua inyectado. [14]

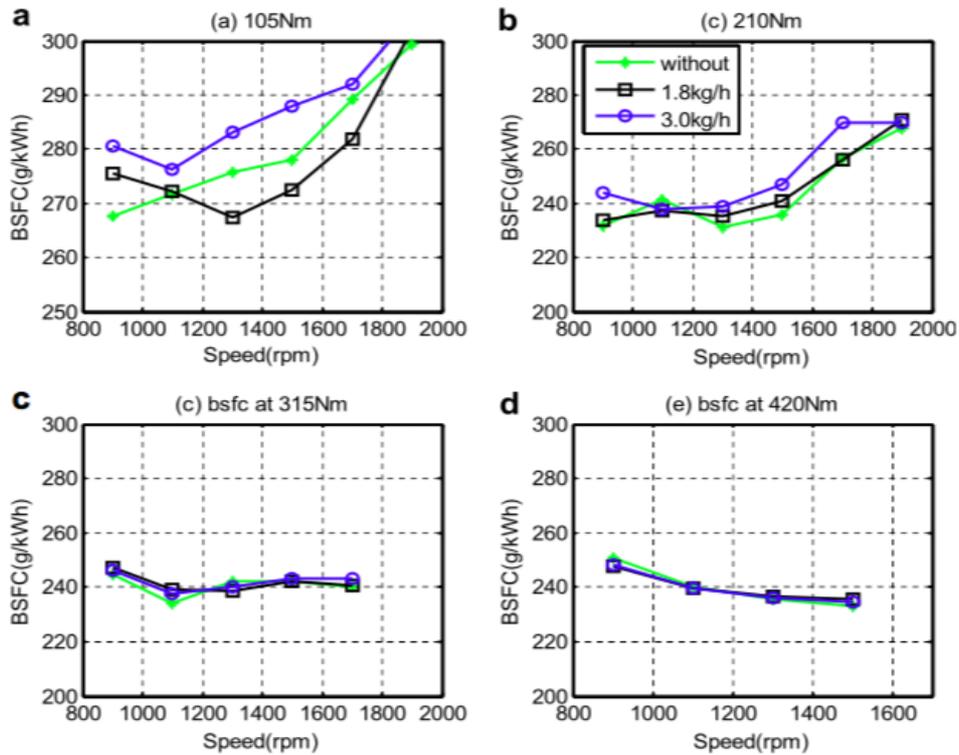


Figura 41: Evolución del consumo específico, para distintos grados de carga y caudales de agua. [14]

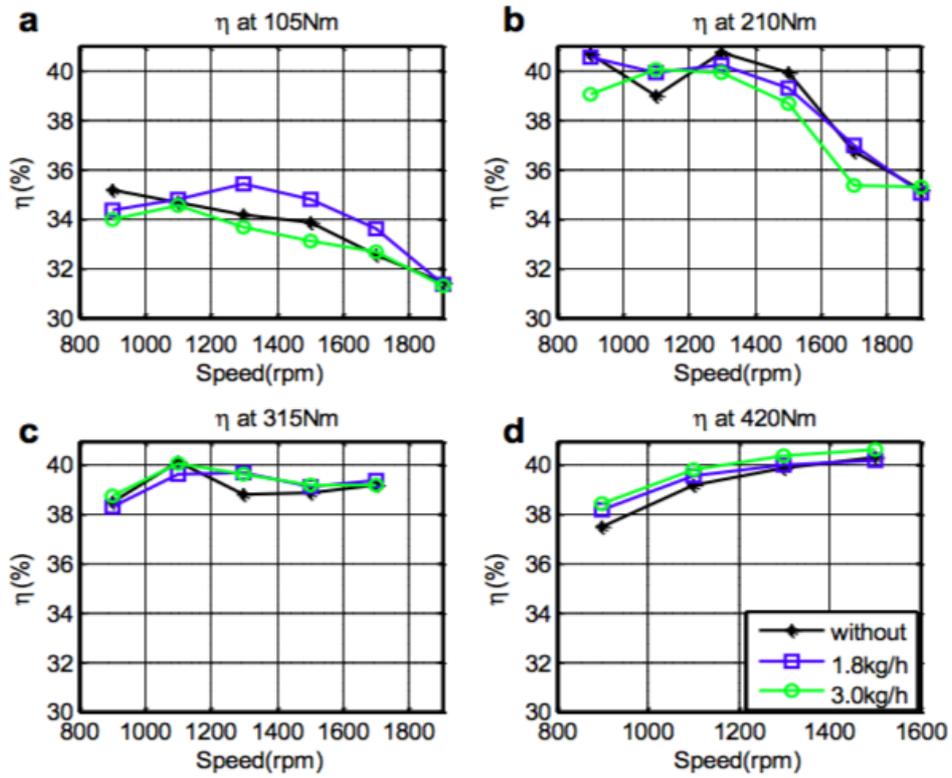


Figura 42: Evolución del rendimiento para distintos grados de carga y caudales de agua. [14].

2.4.4 Combinación con sistema de EGR.

Se detallará este método describiendo el trabajo realizado por Mingrui et al.[6] en el que se ensaya en un motor de gasolina, debido a que este método es ideal para motores gasolina y en especial para aquellos de alto rendimiento.

Características del motor en el que ha sido ensayado el sistema:

- Motor de 4 cilindros de encendido provocado, inyección directa del fabricante Ford.
- Relación de compresión de 13:1.
- Revoluciones 2000-3000 rpm.
- Tiempo de inyección de agua 640° hasta 650°.

El fundamento de combinar ambos efectos reside en el alto calor de vaporización que requiere el agua, y aprovecharlo, para disminuir la temperatura de la mezcla, y de la cámara de combustión (Tmax).

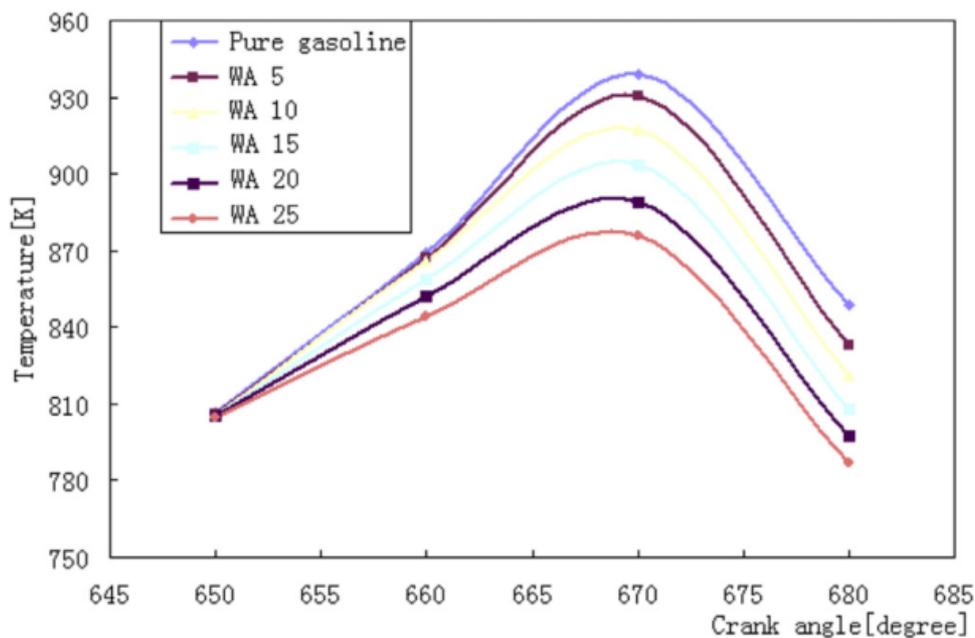


Figura 43: Evolución de las temperaturas en el interior del cilindro, a lo largo de la carrera del pistón, función de la concentración de agua.[6]

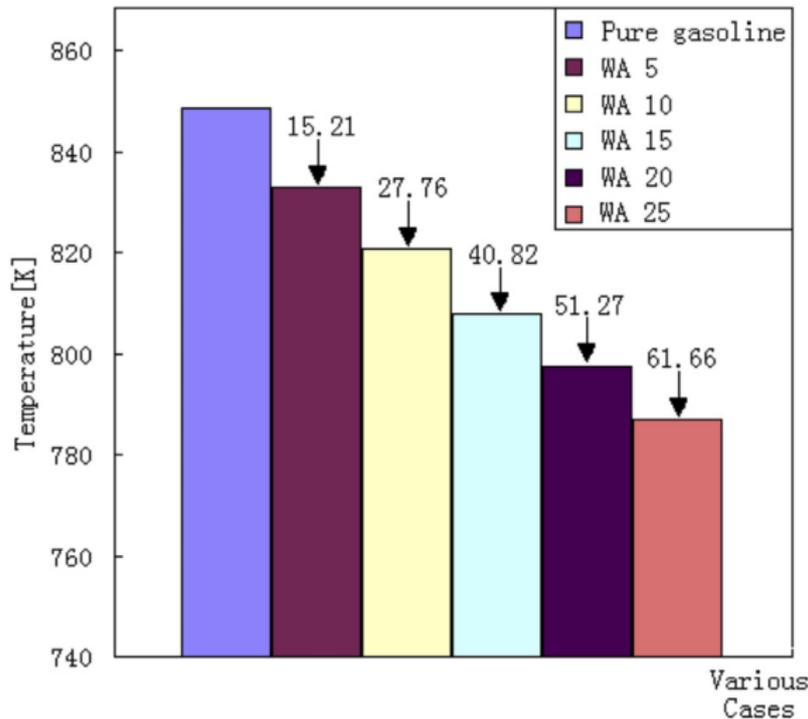


Figura 44: Temperaturas máximas en el cilindro función de la concentración de agua representado sobre un diagrama de barras.[6]

Se inyecta agua en el conducto de admisión tras haber pasado por el sistema de sobrealimentación (en caso de que exista), y se cruza con los gases de la recirculación de escape que se encuentran a un elevado nivel térmico. Esto provoca que el agua se evapore y robe calor a la mezcla, por tanto, disminuyendo su nivel térmico e introduciendo una mezcla más fresca y de mayor densidad que la que conseguiríamos sin el uso de este sistema. Para un cociente A/C de 0,25 se consigue una reducción de la temperatura de aproximadamente 40K.

Para motores de alto rendimiento existe el riesgo de que se produzca autoinflamación del combustible antes de que llegue al punto muerto superior. Con este sistema la autoinflamación se retrasa de manera exponencial, según aumenta la cantidad de agua., solucionando este problema de manera muy eficaz.

Si además el motor se encuentra sobrealimentado, la relación de compresión del sistema de sobrealimentación puede ser mucho más alta debido a que disponemos de un sistema que refrigera la mezcla consiguiendo así una elevada densidad de mezcla.

En conclusión, este sistema resulta muy conveniente para motores de encendido provocado, debido al control de la temperatura y el retraso de la autoignición pudiendo aumentar las relaciones de compresión del motor y del sistema de sobrealimentación,

que son los principales impedimentos para que un motor de encendido provocado tenga un rendimiento elevado comparado a uno de encendido por compresión.

Un inconveniente de este método es, que además de evaporarse el agua también aumenta la presión de vapor del combustible, por lo que se perjudica el rendimiento en este aspecto, como se detalla en [12].

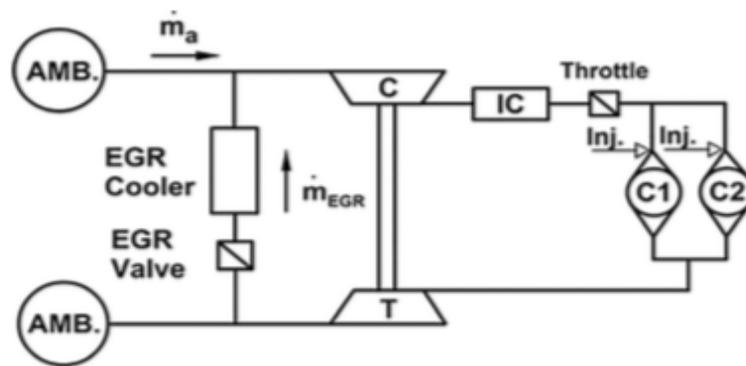


Figura 45: Esquema de sistema de motor con inyección de agua sobrealimentado. [11]



Figura 46: Representación en 3D del sistema de inyección directa en el cilindro. [18]

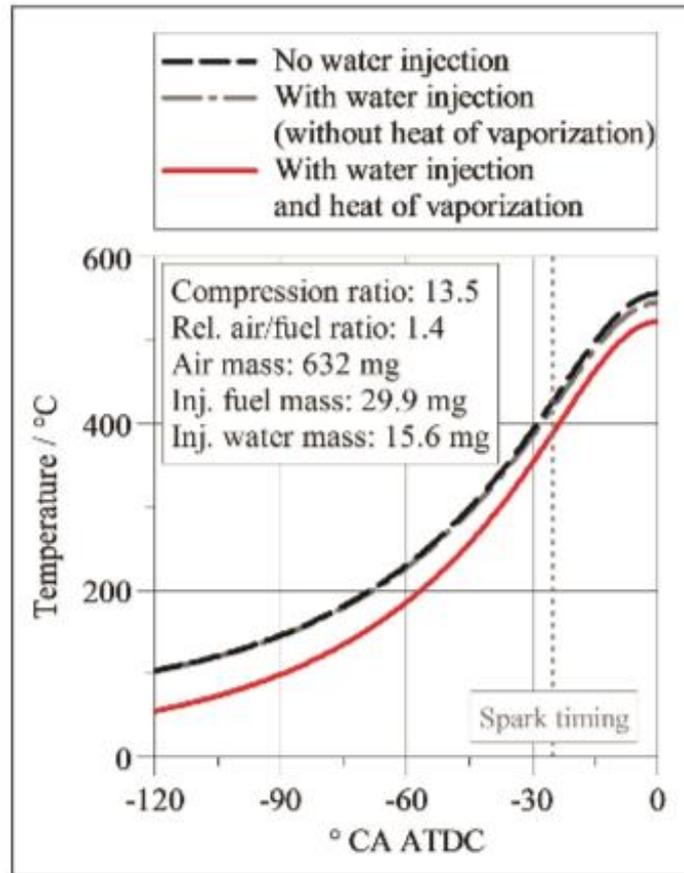


Figura 47: Comparación de temperaturas, con la evaporación del agua y sin ella. [12]

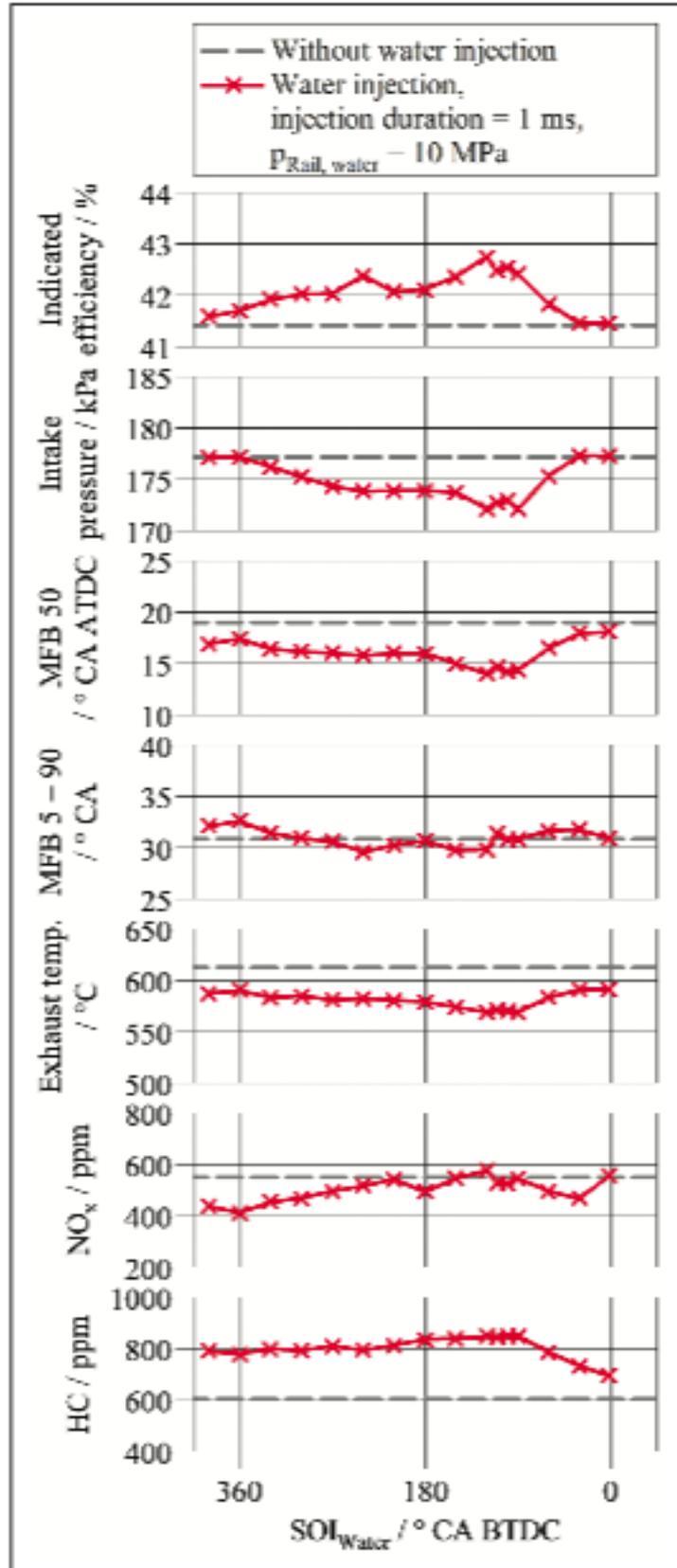


Figura 48: Comparación de los parámetros referido a emisiones y eficiencias.[12]

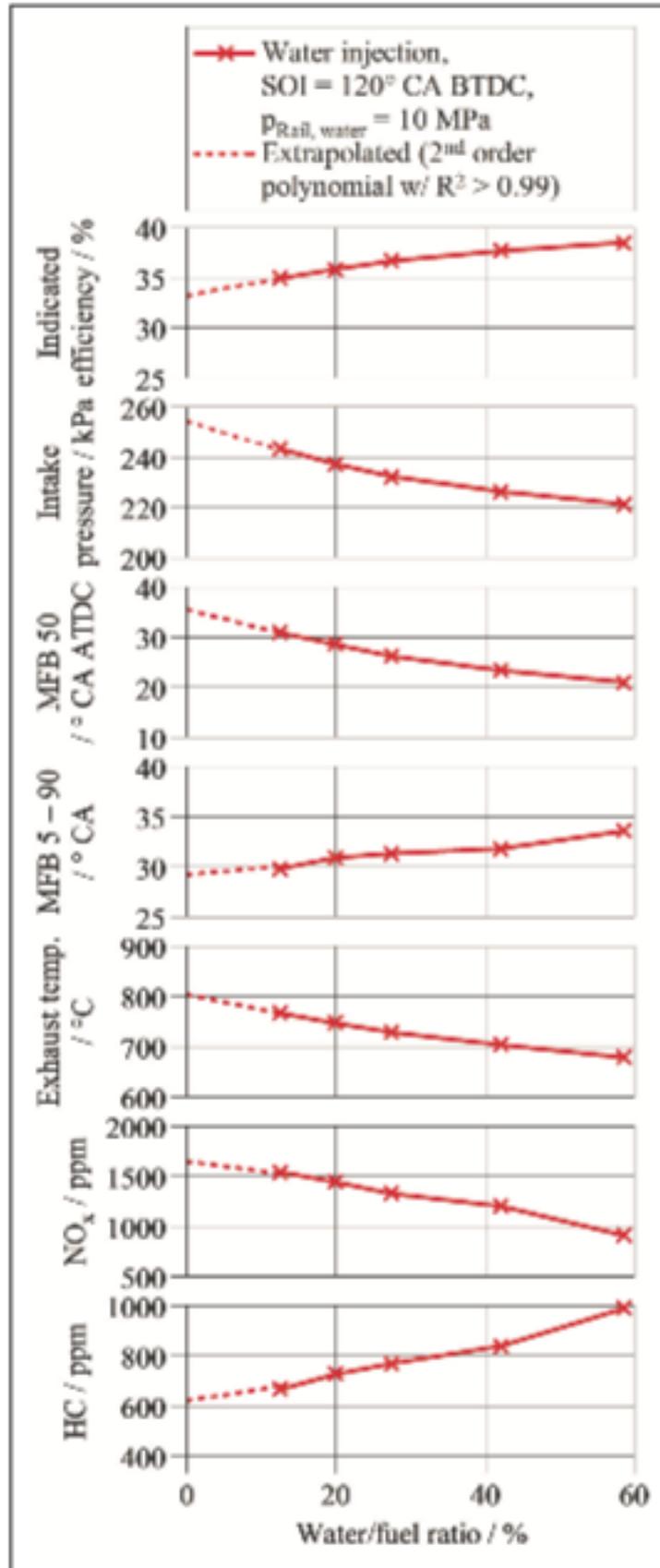


Figura 49: Comparación de los parámetros referidos a emisiones y eficiencias. [12]

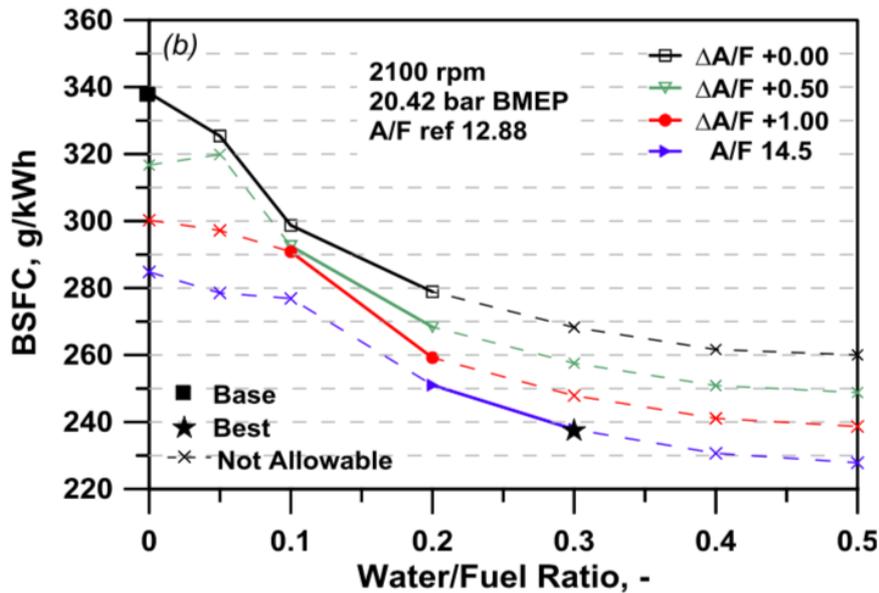


Figura 50: Consumo específico de combustible, para diferentes cocientes de aire combustible.[11]

Con respecto a la combinación con el sistema common rail, vemos que se produce un efecto sinérgico de ambos los cuales se consiguen los objetivos de emisiones y prestaciones de manera más eficiente que por separado.

Las conclusiones de los estudios realizados por Zhehao Zhang et al. Son las siguientes:

La inyección de agua en un motor diésel de inyección directa provoca un retardo en el encendido del combustible y esto puede provocar inquemados.

El rendimiento térmico mejora para unos valores acotados, debido a un valor crítico en el que se está por debajo del límite de inflamabilidad. EL valor óptimo de inyección se encontraría para 0,3 milisegundo durante la carrera de compresión, y no en el PMS, como defienden otros autores.

La presión en el cilindro se conserva, pero la presión media siempre es menor que el valor original.

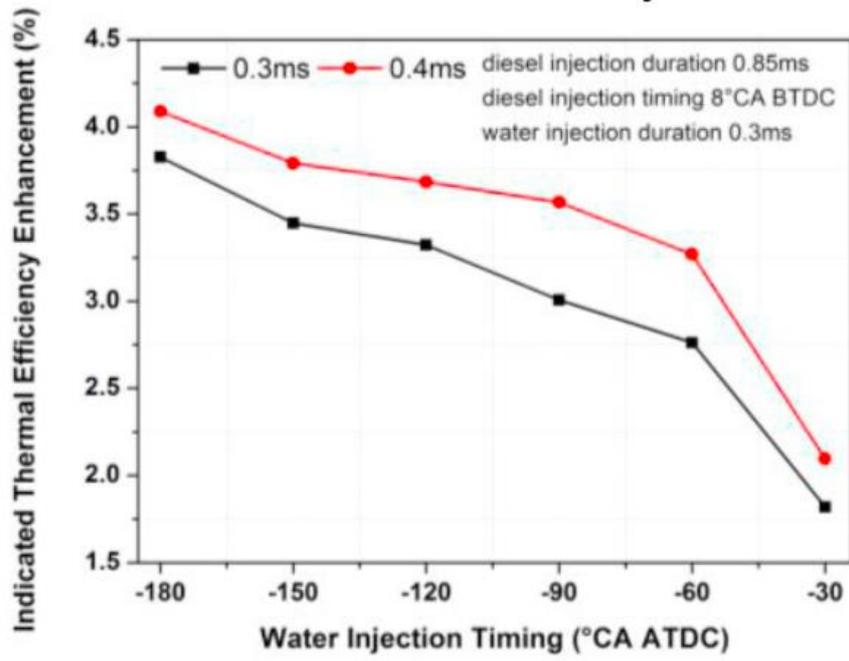


Figura 51: Rendimiento indicado para diferentes tiempos de inyección de agua. Se representan los valores para 0,3 milisegundos (0,3ms) y 0,4 milisegundos (0,4 ms) [16].

2.4.5 Inyección de agua en el colector de escape.

La inyección de agua en el colector de escape se estudia a través del trabajo realizado por Nour et al. [17] en un MEC.

El motor respecto el que se han obtenido los datos, tiene las siguientes especificaciones:

Engine Type	4-Stroke Single Cylinder DI Diesel Engine
Bore	89mm
Stroke	100mm
Displacement	622 cm ³
Compression Ratio	15.0
Combustion Chamber	Reentrant type
Injection System	Common Rail Injection System
Injection Nozzle	φ 0.158mm × 8
Intake System	Supercharged
Valve Train	2 Intake Valves and One Exhaust Valve

Tabla 7: Características técnicas del motor en el que se va a ensayar.[17]

Engine speed [rpm]	1000
Fuel Injection quantity [mg/cycle]	32
Fuel Injection timing [ATDC]	-6
Water Injection timing [0 -720 deg] SOI	350°, 400°
Water Injection amount [mg/cycle]	6, 12, 24 and 40
Intake air temp	65°C
Coolant temp	85°C
Oil temp	70°C
Intake valve lift, IVO, IVC	8 mm, 14° BTDC, 30° ABDC
Exhaust valve lift, EVO, EVC	8 mm, 39° BBDC, 5° ATDC
Exhaust valve reopen lift [mm] and EGR ratio [%]	3mm (10% EGR) and 4mm (25% EGR)
Equivalence ratio for the conventional diesel combustion	0.72

Tabla 8: Características del ciclo, del motor que se va a ensayar. [17]

Las variables operativas de este sistema son tres, el instante en el que se empieza la inyección de agua, el tiempo que se inyecta (cantidad), y el tanto por ciento de EGR. Este sistema actúa como recuperador de energía, reintroduciendo la energía térmica de los gases del escape, que no ha sido convertida en energía mecánica y volviéndola a introducir en el cilindro, siendo susceptible de nuevo de producir trabajo.

Una inyección más temprana o tardía provoca presiones máximas semejantes, no obstante, cuanto mayor sea el porcentaje de recirculación de los gases de escape, mayor es el porcentaje de EGR, menor es la presión máxima y menores son sus valores en el entorno del punto muerto superior. Esto se puede explicar porque se introducen gases de alta entalpía en el cilindro y por tanto el salto entálpico del ciclo es menor.

La presión máxima del cilindro siempre es menor que si no usamos el sistema, no obstante, siempre es mayor que si sólo se utiliza el sistema de EGR, ya que aprovechamos la energía de vaporización para disminuir el nivel térmico de los gases recirculados.

Con respecto a las emisiones de NO_x, se reducen drásticamente según aumenta el porcentaje de EGR, y la cantidad de agua inyectada. No obstante, el porcentaje de cenizas y las emisiones de CO aumentan de la misma manera que descienden las emisiones de NO_x, y siempre son mayores, así no se usa este sistema[17].

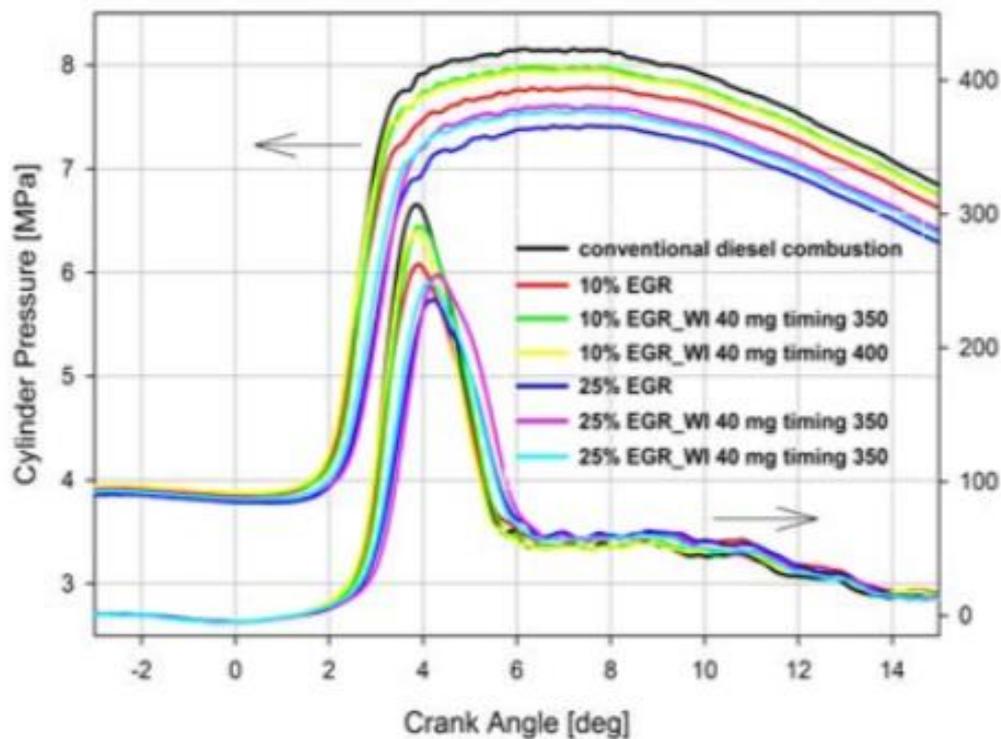


Figura 52: Comparación de presión del cilindro para diferentes configuraciones de EGR e inyección de agua. [15]

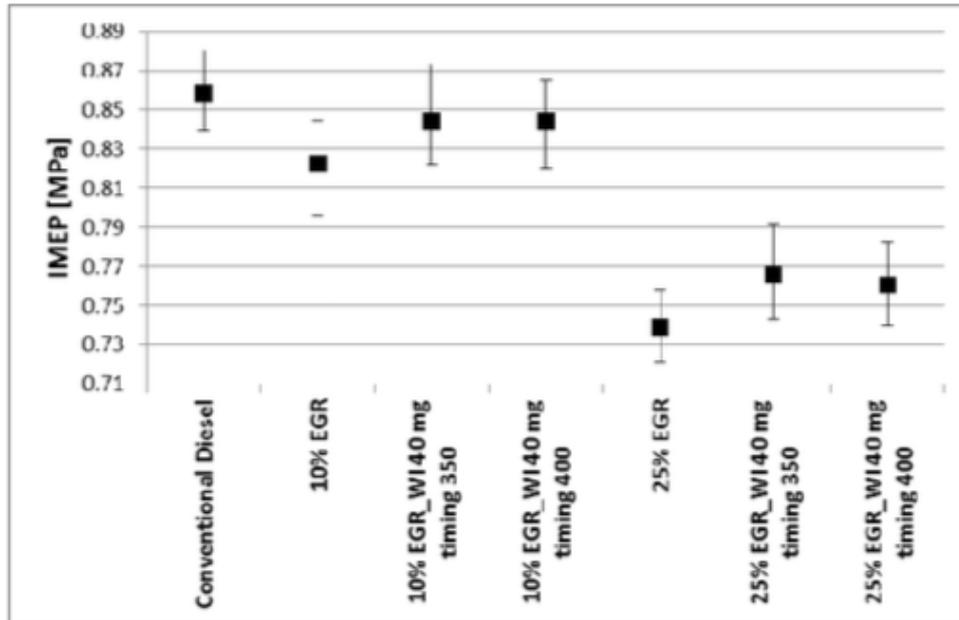


Figura 53: Intervalo de valores de presión media del cilindro, con diferentes configuraciones de inyección de agua y de EGR.[17]

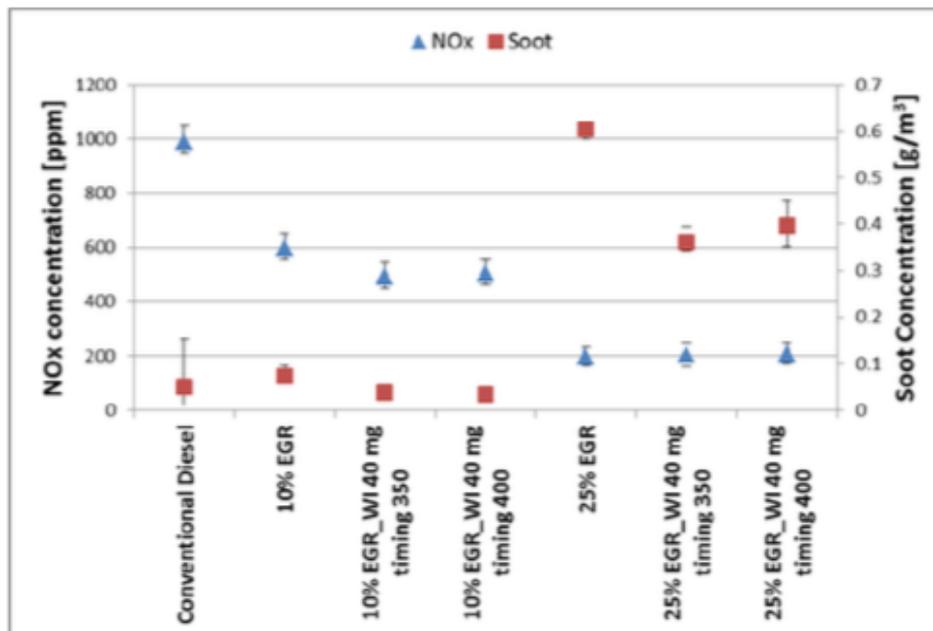


Figura 54: Intervalo de valores de emisiones de NOx y partículas, con diferentes configuraciones de EGR y agua. [17].



2.5 Atomización de la gota.

Uno de los parámetros más importantes a la hora de inyectar agua y mezclarlo de manera efectiva con el aire y el combustible es el tamaño de atomización de la gota, y como se consigue éste.

En función de donde se esté inyectando agua, el tamaño de gota puede variar debido a que las condiciones de mezcla no son similares.

Para predecir el tamaño de la gota que se va a obtener se va a recurrir al análisis adimensional. Utilizando los números adimensionales:

$$Re = \frac{\rho * v * d}{\mu} \quad (7)$$

Ecuación 7: Numero Adimensional Reynolds

$$We = \frac{\rho * v^2 * d}{\sigma} \quad (8)$$

Ecuación 8: Numero Adimensional Webber

$$Oh = \frac{\sqrt{We}}{Re} \quad (9)$$

Ecuación 9: El número de Ohnesorge

Los valores de referencia que se toman para calcular dichas propiedades, no se pueden establecer de manera inequívoca por tanto se fijan los siguientes como aproximación[12].

Propiedad	Comb Iso-octano	Agua
Densidad (25°C) (kg/m ³)	690	999
Viscosidad (25°C) (mPa s)	0.467	0.882
Tensión superficial (25°C) (mN/m)	18.32	72.71
Presión de vapor (20°C) (kPa)	5.3	2.339

Tabla 9: Propiedades del combustible y el agua Adaptado. [20]

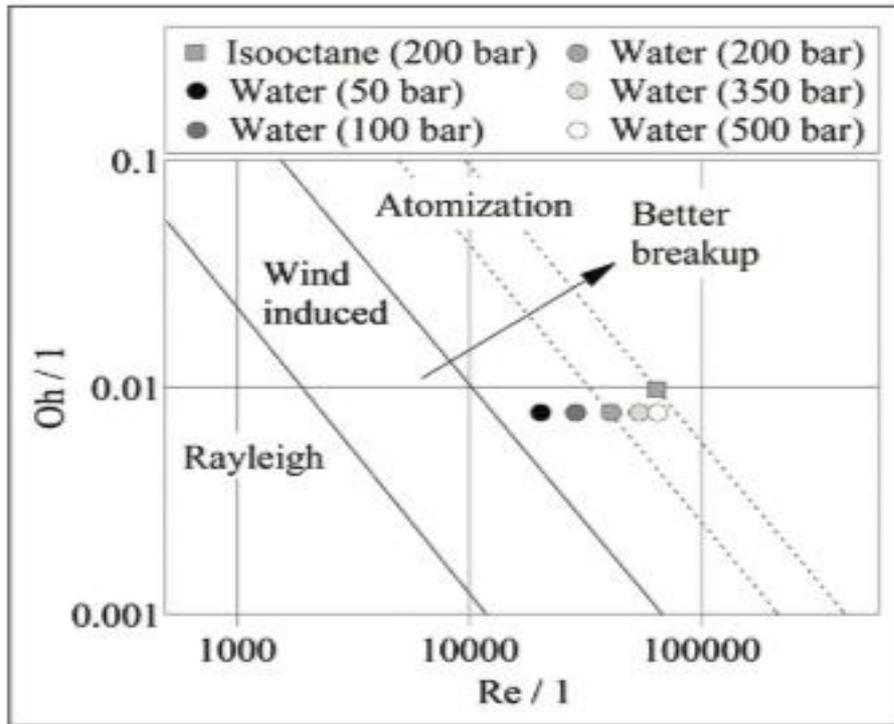


Figura 55: Representación del grado de atomización de la gota función de los números adimensionales. Para diferentes presiones. [12]

Como se puede apreciar el tamaño de ambas gotas va a ser similar en el caso del combustible y en el caso del agua al pasar por el inyector. Esto se debe a que los números adimensionales son semejantes.

La alta viscosidad del agua se compensa con su alta densidad, obteniéndose aproximadamente un factor de dos. La alta tensión superficial del agua se ve compensada con un factor de 4 con respecto a lo del combustible Iso-octano.

La combinación de ambos en el número adimensional Oh , implica que la energía para atomizar el agua de manera semejante en ambos casos va a ser mucho mayor en el caso del agua.

Algunos estudios, proponen que para mejorar la atomización de las gotas de agua se consiga en dos procesos.

Una primera rotura de la gota y a continuación una atomización más fina.

El tamaño de la gota; un tamaño de gota excesivamente grande puede provocar que la mezcla sea poco homogénea ocasionando una combustión ineficiente.

Así mismo, un tamaño de gota excesivamente pequeño puede provocar un aumento de los inquemados, esto se produce porque el agua ocupa una mayor superficie eliminando demasiado calor, retrasando mucho la combustión del combustible.

El tamaño de gota óptimo es complejo de calcular, y es estimado de la manera que sea lo más parecido al tamaño de gota más probable del combustible.

Por tanto, es necesario examinar el tamaño de gota que se va a obtener del inyector e intentar que sea lo más parecido a las partículas que se encuentran en el sistema.

EL tamaño de gota óptima hace que sea posible la simplificación de que el agua se comporta igual que el combustible, mecánicamente hablando.

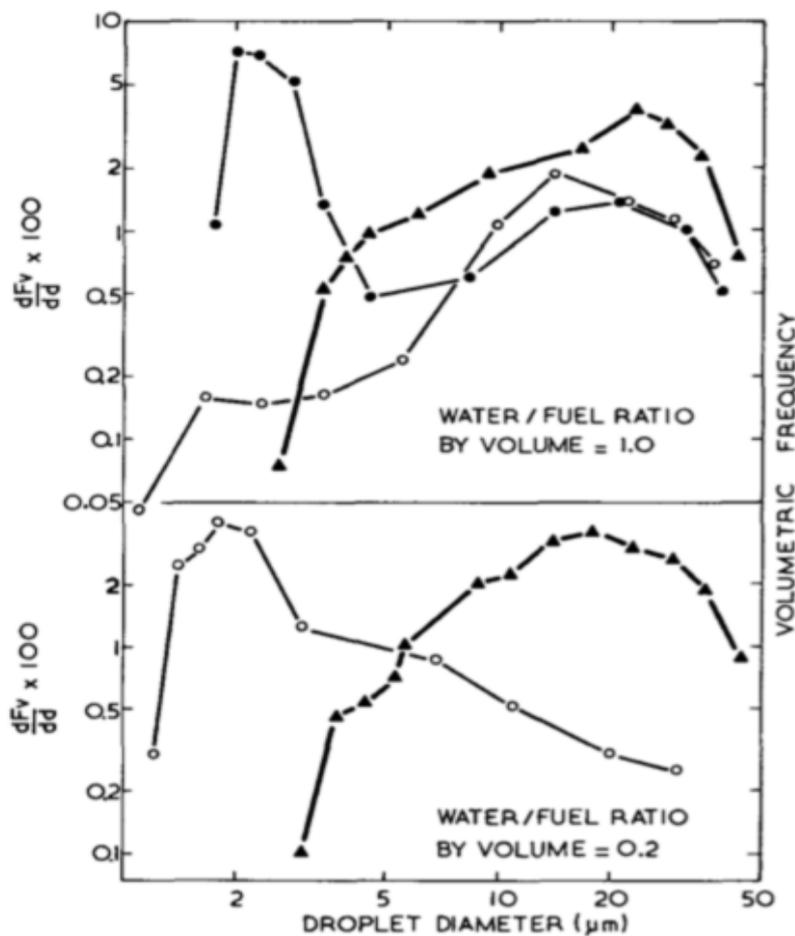
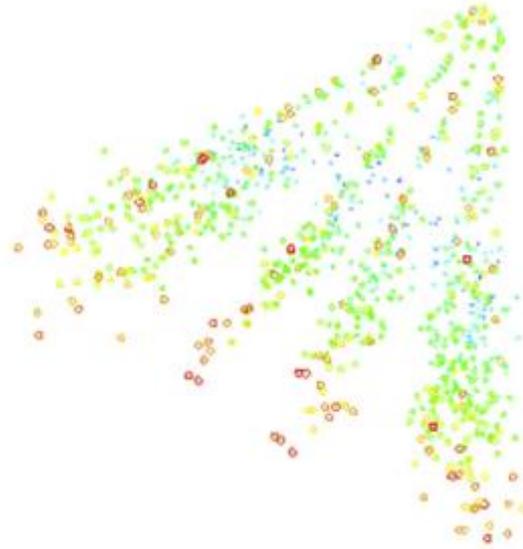
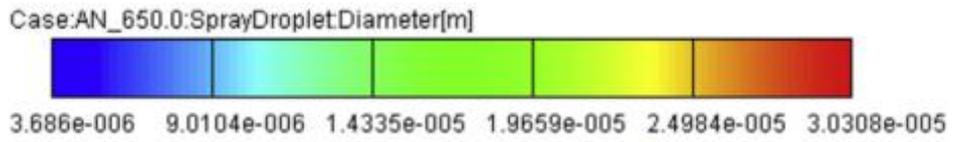


Figura 56: Tamaño de gota más frecuente para diferentes métodos de inyección. [5]

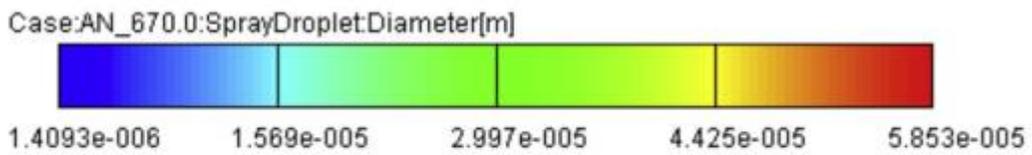
Trazos con círculos, inyección directa mezclada con agua.

Trazos con rectángulos, inyección en el conducto de admisión.

Trazos con triángulos, inyección directa el cilindro.



(a)



(b)

Figura 57: Distribución del tamaño de gota: según la dirección y el momento en el que se inyecte. [6]

2.6 Campos de aplicación.

La inyección de agua es un subsistema de los motores de combustión que se empezó a desarrollar en la segunda guerra mundial para los reactores de gas y para los motores alternativos de aviación.

Nunca se pensó que resultaría adecuado para potencias bajas, es decir, en automoción, y menos cuando la marca Saab introdujo el intercooler como elemento en el sistema de sobrealimentación.

No obstante, en la actualidad, debido a las normativas anticontaminantes que exigen reducir de manera muy significativa las emisiones de NOx y las emisiones de monóxido de carbono en el escape, todo ello unido a la necesidad de fabricar motores mucho más eficientes, hace que resulte interesante la implantación de estos subsistemas y grandes marcas ya están empezando a desarrollarlo.

La marca comercial BMW, lanza al mercado un extraordinario deportivo, M4 GTS, el cual incorpora la inyección de agua junto con sobrealimentación e intercooler. Aprovechando las mayores prestaciones que aporta este sistema.

La marca comercial BOSCH, tiene patentado un sistema de inyección de agua en motor llamado "Water-Boost", el cual se ofrece como solución a diferentes marcas del sector de la automoción, la compañía establece un 5% de mejora en las prestaciones, una reducción de CO₂ del 4% y un 13% de ahorro de combustible.

En competición aún no hay ningún modelo en uso, debido a que el tanque de agua obstante Honda diseñó su moto de competición con el sistema de inyección de agua, pero éste no salió a la luz por prohibición de la FIA.

En el año 1995 Mitsubishi produjo un sistema experimental de inyección de agua el cual finalmente no llegó a implantar en ningún modelo [8].



2.7 Modelado proceso de inyección de agua.

Para el cálculo y modelado de sistemas de fluidos, se seguirá el siguiente esquema. Por medio del programa Boost, se realiza de manera gráfica a través de su interfaz.[5]

- Ecuaciones de la mecánica de fluidos.
 - Ecuaciones en diferencias finitas de continuidad, de cantidad de movimiento, y de energía.
 - Se resolverán por medio de técnicas numéricas.
- Se considera flujo turbulento y se tomará el modelo estándar K- ϵ , para combustión y spray.
- Se puede establecer, un modelo 3D, con un mallado para conocer de mejor forma como sería el proceso de llenado y vaciado de la cámara de combustión.[6]
 - Un posible mallado será:
 - 168.498 celdas, para la zona del punto muerto superior.
 - 436.286 celdas para la zona del punto muerto inferior.
 - 218.143 celdas para cada válvula de admisión y escape.



2.8 Inconvenientes y desafíos que presenta la inyección de agua.

- Resulta poco eficiente cuando se está trabajando a bajos regímenes de carga.
 - Se solventaría con un motor que tenga una relación de compresión variable. Esto puede ser conseguido en cierta forma con un árbol de levas tipo Miller.[6]
- Problemas para trabajar en condiciones bajo cero.
 - No obstante, se puede disolver en alcohol, y así disminuir su punto de congelación.[12]
- Por contacto con las paredes, parte del agua pasa al Carter. Según experimentos realizados tras 50 horas de funcionamiento, el agua y el aceite se mezclan en un 10%.[15]
- Problema de corrosión y evaluación de resistencias de materiales, debido a mayores relaciones de compresión.[17]
- Necesidad de incluir y rellenar el depósito de agua, por lo que puede limitar la autonomía del vehículo.[17]
 - Se estima que aproximadamente se consume 4-5 veces menos de agua, que de combustible.
- Modelado computacional muy complejo, es necesario introducir muchas simplificaciones.[17]



3. Descripción del programa Boost de AVL.

3.1 Modelado de un motor.

El programa BOOST de la empresa AVL, permite modelar un motor.

Se entiende por modelado de motores, a la representación de sistemas del motor mediante modelos matemáticos (ecuaciones), e implementarlas y resolverlas mediante un software informático.

Estos modelos serán cuanto más fiables dependiendo de lo simplificadoras que resulten las hipótesis de partida. [2].

Los modelos permiten predecir cómo se va a comportar un motor ante diferentes entradas (variables independientes) de una manera simple y relativamente rápida. También son muy útiles a la hora de obtener tendencias y la sensibilidad de las variables de salida ante unas magnitudes de entrada.

La manera más eficiente de desarrollo y estudio de un motor es la combinación del modelado con la experimentación.

En la actualidad la necesidad de acortar plazos y reducir costes hace que cada vez se trabaje más en numérico y tan solo al final, con el diseño definitivo se experimenta.

Existen diferentes tipos de modelado dependiendo de las variables de entrada y de salida que se deseen obtener.

- Modelos predictivos: Predecir las prestaciones de un motor a partir, generalmente, de las características geométricas y de condiciones de funcionamiento.
- Modelos de Diagnóstico: permiten evaluar y analizar un resultado de origen experimental.

Para este trabajo se ha utilizado un modelo predictivo, implementado a través del programa BOOST de AVL.

3.2 Introducción BOOST AVL.

El Programa BOOST de AVL, permite una gran vertibilidad. Permite simular desde grandes motores de barco, hasta pequeños motores de aeromodelismo. También permite simular sistemas neumáticos.



Figura 58: Logotipo comercial del Programa BOOST de AVL.

El programa BOOST, consta de una estructura de multiprocesadores:

- Preprocesador: de carácter interactivo, que ayuda a la introducción de datos de entrada necesarios para el procesador principal.
- Procesador principal: toma los datos pre-procesados del preprocesador. Y tiene implementado un software de cálculo con las ecuaciones de conservación y de especies.
- Postprocesador: los resultados obtenidos del procesador principal son analizados y representados de manera gráfica. Este permite comparar, y crear gráficos, tanto de la simulación actual, como de otras medidas realizadas con anterioridad.

La interfaz gráfica de usuario y el espacio de trabajo. Cuenta con una entrada guiada de datos, un editor de modelos, así como las cotidianas herramientas de guardar el trabajo actual, abrir, nuevo archivo....

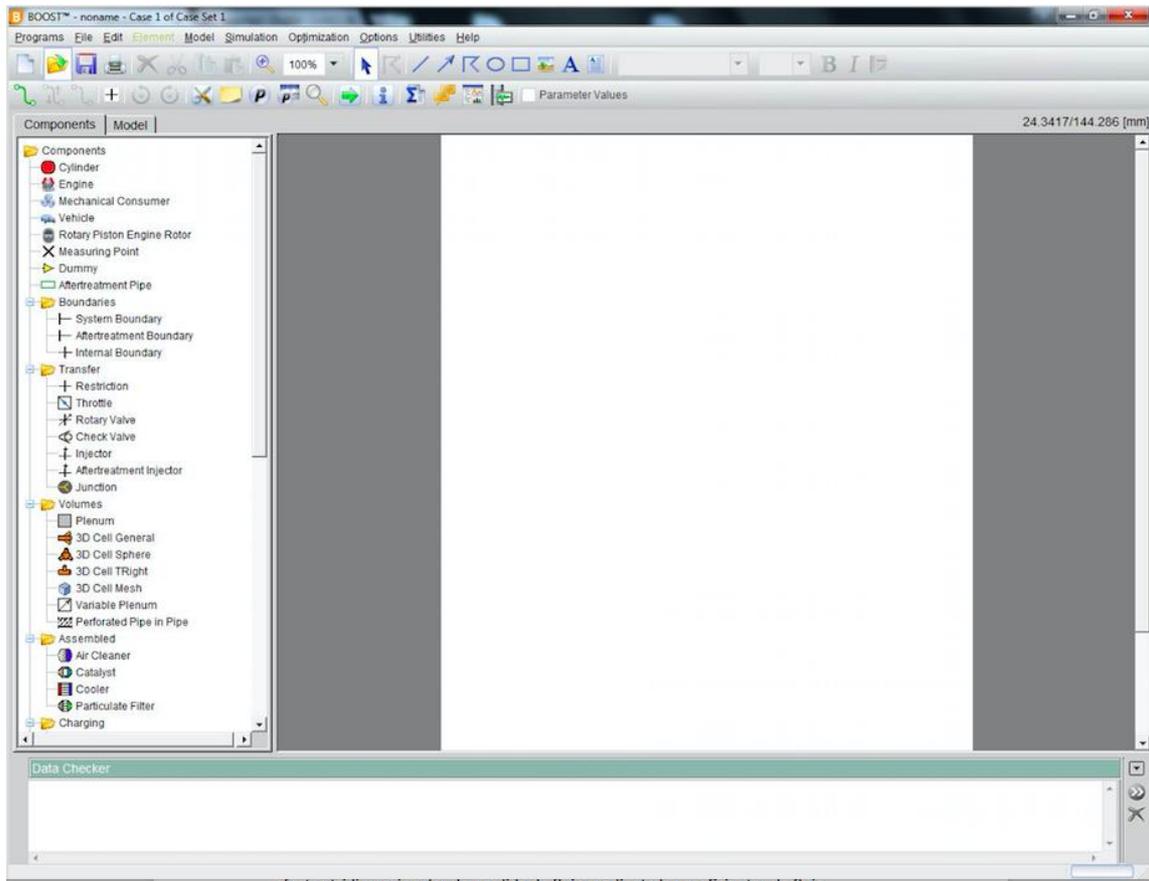


Figura 59: Espacio de trabajo BOOST de AVL.

El editor de modelos cuenta con una entrada de elementos en forma de árbol que se van colocando en el espacio de trabajo y se modifican sus propiedades.

Los elementos colocados se conectan entre sí por medio de elementos tipo tubería.

De esta manera se puede simular situaciones muy complejas de manera muy sencilla.

El programa utiliza algoritmos de simulación optimizados para todos los elementos disponibles.

El flujo por las tuberías está considerado por defecto la opción de unidimensional, esto implica que los valores obtenidos (presión, velocidad, temperatura...) corresponden a valores medios sobre la sección transversal de la tubería, también son considerados los efectos tridimensionales de pérdida de flujo mediante los coeficientes de flujo.

AVL dispone de un software más avanzado de modelado de fluidos en conductos denominado FIRE, esto permite en combinar ambas simulaciones, considerando suficiente los resultados del modelo unidimensional y analizar mediante el modelo tridimensional, aquellas situaciones consideradas críticas, como, por ejemplo, el



proceso de renovación de la carga en el cilindro o el proceso de barrido en un motor de 2T.

El post-procesado de datos se realiza mediante las herramientas del software IMPRESS Chart y PP3.

Obteniéndose tablas, gráficas y valores numéricos de las prestaciones y condiciones del funcionamiento del motor para diferentes condiciones de entrada.

Esta herramienta también permite realizar una presentación animada de los resultados.

En análisis de los datos obtenidos junto con la experimentación contribuye a conseguir la solución óptima y muy cercana a la realidad del problema.

3.2.1 Modelado del motor en BOOST de AVL.

Se ha procedido a realizar dos modelos de un motor de 1 cilindro, de inyección directa diésel, que se encuentra en el laboratorio de motores de la Escuela de Ingenieros Industriales de Valladolid. Uno de los modelos se inyecta diferentes cantidades de agua y otro sin el sistema de inyección.

EL propósito es la reducción de las emisiones de NOx, y obtener unos resultados con la misma tendencia y el mismo orden de magnitud que en la revisión bibliográfica anteriormente expuesta.

Se realizan dos modelos

El motor se ha modelado de la siguiente forma:

- Admisión:

Una entrada desde el exterior unida mediante una tubería directa al cilindro.

En el modelo de inyección de agua tenemos una segunda tubería en la que se introduce la cantidad deseada de agua.

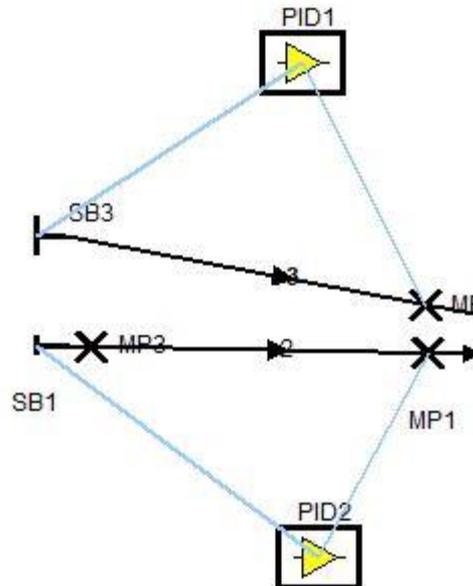


Figura 60: Modelado de la Línea de Admisión.

- Línea de cilindros: Un cilindro al que llegan las dos tuberías de la admisión, en el caso del modelo sin agua, solo llegará una tubería.

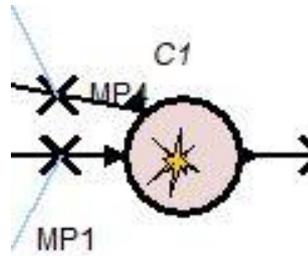


Figura 61: Modelado de la línea de cilindros.

- Escape: Un conducto de escape compuesto por una tubería y una salida al exterior.



Figura 62: Modelado de la línea de escape

Juntando las tres partes anteriormente comentadas tenemos el modelo completo del motor.

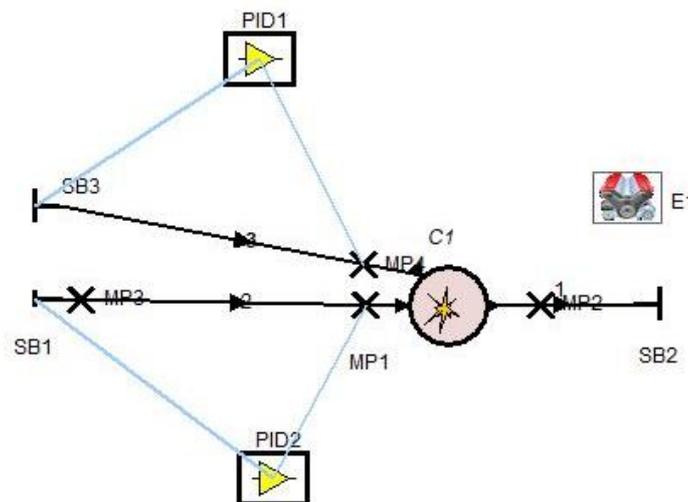


Figura 63: Modelo completo del motor en BOOST

EL modelo sin inyección de agua es el análogo, pero sin el sistema de inyección. El resultado se aprecia en la siguiente figura.

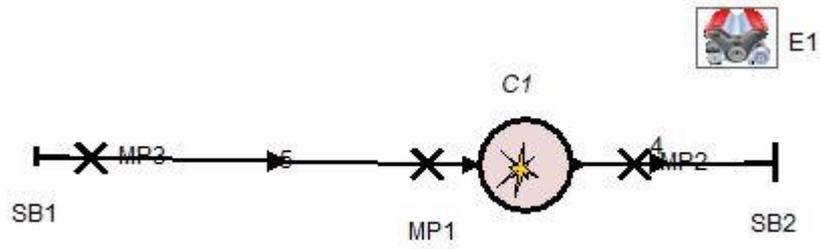


Figura 64: Modelo de motor de 1cil, sin inyección de agua

Para realizar el diseño del modelo se selecciona del árbol los elementos necesarios para construir el modelo mediante un doble clic sobre el árbol de elementos estos se arrastran hasta la posición adecuada en el espacio de trabajo, son conectados entre sí mediante líneas que dentro del programa significa tuberías.

Los elementos usados para realizar el modelado se presentan junto con su abreviatura en la siguiente tabla:

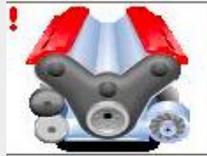
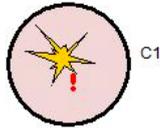
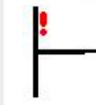
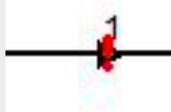
Elemento	Número	Abreviatura	Símbolo
Motor	1	E	
Cilindro	1	C	
Límite del sistema	1-2 o 3	SB	
Punto de medida	1-3 o 4	MP	
Elemento tubería	1-2 o 3	NUMERO (X)	
PID	1-2	PID	

Tabla 10: Símbolos del modelo. Adaptada [21]

3.3 Variables de Simulación.

Para realizar la simulación es necesario especificar los datos generales de entrada, antes de definir los elementos que conforman el modelo.

Para ello en la sección del menú **SIMULATION | CONTROL**. Se definen valores globales e hipótesis que emplea la simulación, y los parámetros usados para controlarlas.

3.3.1 Tareas de simulación.

“Simulation Task” (tarea de Simulación): se definen tres posibilidades de simulación según los resultados que se deseen obtener.

- Cycle Simulation (Simulación de ciclo): consiste en evaluar las variables del ciclo y obtener los puntos que definen el ciclo termodinámico al que se somete el fluido.

Se ha optado por simular 30 ciclo, para eliminar por completo el efecto del transitorio inicial.

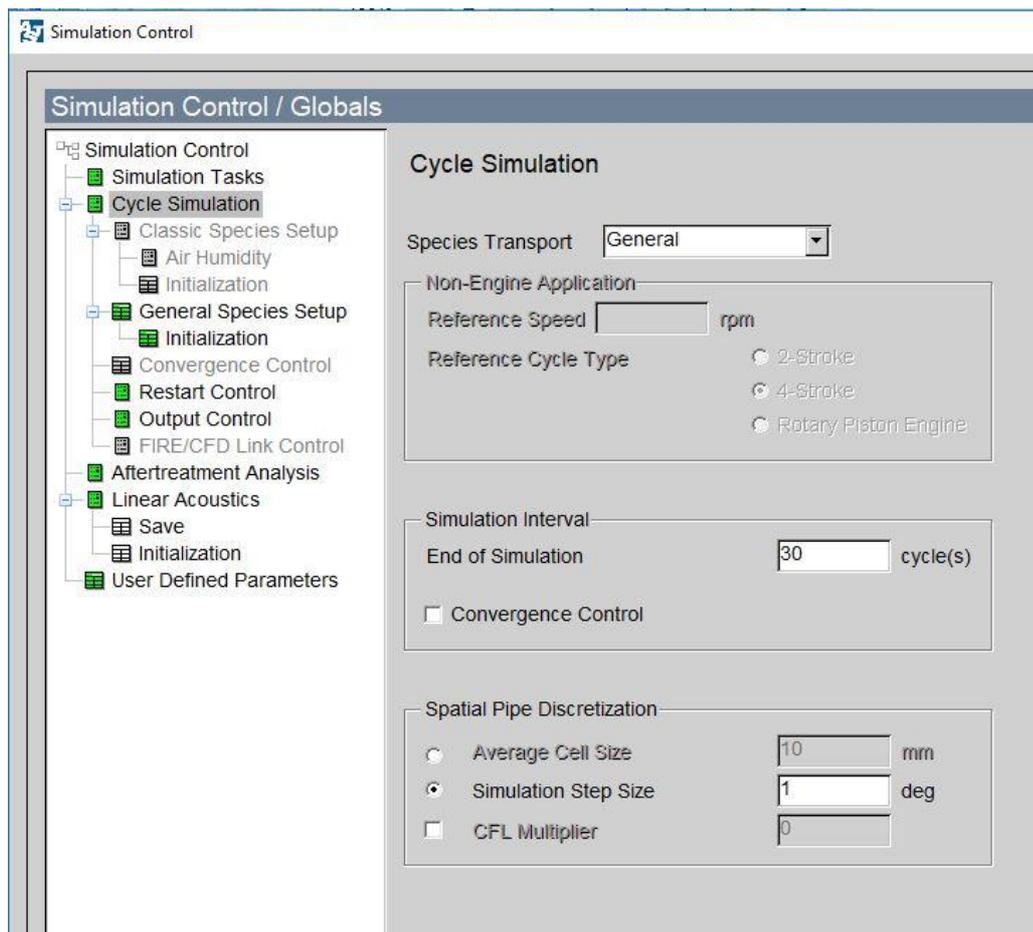


Figura 65: Parámetros de la simulación de los ciclos.

3.3.2 Simulación de especies.

En este apartado se definen las especies se selecciona **MODELO GENERAL**.

El modelo general nos permitirá seleccionar las especies con las que queremos trabajar además de darnos la opción de modificar algunas características de las propias especies.

El programa aplicará las ecuaciones de la termodinámica y de conservación para cada una de estas especies además de considerar la cinética de la reacción.

Estas especies son cargadas a través de un fichero .dat, el cual, tiene introducido en cada línea el nombre, con la nomenclatura exacta que usa BOOST, para reconocer las especies.[21]

Mediante la base de datos THERMO, la cual se modifica para incluir una especie nueva denominada H₂O_x y el fichero de especies anteriormente comentado se introducen al sistema las especies necesarias.

Se definen las composiciones de mezcla mediante la fracción másica de cada especie.

- Definimos un aire: se realiza una simplificación ya que consideramos el aire tan solo como una mezcla de aire y nitrógeno (21/79).

También de la misma manera se introduce el agua restando la parte proporcional a la cantidad de O₂ y N₂

- Definimos un combustible: El combustible está compuesto enteramente por Diésel.

Será necesario introducir en el programa unas variables de presión y de temperatura iniciales o de referencia, que son tomadas para realizar las primeras iteraciones.

Se ha tomado como condiciones iniciales, unos valores que son función del punto del circuito en que se quiera inicializar los elementos.

```

ESPECIES.dat
DIESEL
O2
N2
CO2
H2O
CO
H2
H
O
N
OH
NO
H2OX

```

Figura 66: Fichero .txt para introducir las especies.

General Species Setup

Species Set

	Species
1	DIESEL
2	O2
3	N2
4	CO2
5	H2O

Insert Remove
Load Store

Homogenous Reaction Set

	Key	Chemistry
1		
2		
3		
4		
5		

Insert Remove
Load Store

Fuel Species Set

Mass Based Fractions Volume Based Fractions

	Fuel Species	Mass Fraction	Liquid Density
			kg/m ³
1	DIESEL	1.0	
2			
3			
4			
5			

Insert
Remove
Load
Store

Figura 67: Modelo general de especies

Para simular el comportamiento del agua en el motor, se incluyó una especie nueva que no estaba en la base de datos del programa.

El programa tiene como sistema de cálculo de las propiedades termodinámicas el sistema basado en coeficientes de polinomios denominado[22] CHEMKIN.

El sistema de coeficientes es el siguiente.

$$Cp/R = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4$$

$$H/RT = a_1 + a_2 T / 2 + a_3 T^2 / 3 + a_4 T^3 / 4 + a_5 T^4 / 5 + a_6/T$$

$$S/R = a_1 \ln T + a_2 T + a_3 T^2 / 2 + a_4 T^3 / 3 + a_5 T^4 / 4 + a_7$$

Figura 68: Coeficientes de propiedades termodinámicas.[22]

Estos coeficientes tienen un espacio reservado, y deben ocupar este espacio para que el programa pueda leerlos de manera adecuada.

Una opción que considerar es la creación de estos ficheros por medio de un programa sencillo en lenguaje C o en lenguaje JAVA.

En la búsqueda de las propiedades del agua se usó esta misma base de datos y se incluyeron en el programa.[22], de la manera anteriormente mencionada.

3.3.3 Iniciación.

Para realizar la simulación el programa requiere establecer unas condiciones de entrada del motor modelado.

Estas condiciones solo serán usadas para los primeros ciclos, y vienen a representar el estado transitorio del motor, y tras un número de ciclos aparece las condiciones de funcionamiento en estacionario.

- Tipos de variables de entrada iniciales:
 - Presiones (bar)
 - Fuel Vapour (Concentración de combustible).

$$\blacksquare \text{ Fuel Vapour} = \frac{\frac{1}{A/Fst}}{1 + \frac{1}{A/Fst}} \quad (10)$$

Ecuación 10: Expresión para el cálculo de Fuel Vapour. [23]

- Temperatura (°C).
- “Combustion products” (Productos de la combustión)
- Exceso de aire (inverso del dosado relativo).

Las condiciones iniciales se introducen en “SETS”, estos Sets son diferentes a los usados con el modelo general, debido a que permite seccionar la fracción másica de cada especie.

Se crean dos sets diferentes uno referido al aire y otro referido a el agua.

La presión del agua debe ser elevada debido a que la inyección de agua se inyecta durante la carrera de compresión.

Los valores se especifican a continuación en la figura 69:

Simulation Control / Globals

Initialization

	Press.	Temp.	DIESEL	O2	N2	CO2
	bar	degC	[-]	[-]	[-]	[-]
1	1	20	0	0.21	0.79	0
2	200	50	0	0	0	0
3						
4						
5						
6						
7						
8						

Buttons: Add Set, Remove Set, Load, Store

Ratio: A/F-Ratio

	Press.	Temp.	Fuel Vapour	Comb. Products	A/F-Ratio
	bar	degC	[-]	[-]	[-]
1	1	20	0	0	100000
2	1	250	0	1	15
3					
4					
5					
6					
7					
8					

Buttons: Add Set, Remove Set, Load, Store

Buttons: Apply, Accept, Help

Buttons: OK, Cancel, Help

Figura 69: Set de iniciación.

3.3.4 Control de reinicio.

Será necesario especificar si cada vez que se simule el ciclo tome los valores anteriores (inicialización), o tome los valores por defecto.

Esta opción será muy útil en la sintonización de los PID, para poder examinar la tendencia de las variables.

- Control de salida: Será necesario que se indique el número de ciclos que se quieren mostrar, así como la frecuencia con la que se guardan datos.
 - En esta opción es necesario definir las condiciones ambientales (presión y temperatura ambiente) para obtener el resultado de los rendimientos (volumétrico térmicos...).

3.3.5 Control de Salida.

El programa permite mostrar un resumen de los ciclos realizados.

También permite generar un archivo por cada ciclo calculado “traces” por tanto, en la generación de resultados se obtienen dos tipos de archivos.

Uno referente a valores instantáneos de cada ciclo, y otro con valores medios del número de los ciclos especificados para mostrar en el resumen.

3.3.6 Estudio paramétrico.

Para realizar el estudio de la inyección de agua en la admisión del motor, son necesarios la creación de diferentes parámetros, e ir variándolos manteniendo el resto de ellos constantes.

En el estudio de introducir la cantidad de agua al cilindro hemos creado 5 casos diferentes, los cuales se van variando las cantidades de agua, oxígeno, nitrógenos.

Los valores que se han introducido corresponden a las cantidades por cilindro y por ciclo de las especies que se han introducido en la admisión del motor.

Para poder comparar ambos modelos resulta de vital importancia que la masa en el cilindro sea constante, en todos los casos.

Condiciones de operación.		
Fe	1/15	
Masa de comb (kg/ciclo-(kg/s)	3,80829E-05	0,000634715
Masa de aire (kg/ciclo)	0,000816062	0,013601033
Masa total cilindro	0,000816062	
F	0,046666667	
Fr	0,7	
N(rpm) y (rev/s)	2000	33,33333333

Tabla 11: Condiciones de operación, del motor simulado

Datos		
Agua/Combustible (%)	Kg de agua cilindro y ciclo	Kg de aire cilindro y ciclo
0	0,000000000000	0,0008160620000
10	0,0000038082893	0,0008122537107
20	0,0000076165787	0,0008084454213
30	0,0000114248680	0,0008046371320
40	0,0000152331573	0,0008008288427
50	0,0000190414467	0,0007970205533
60	0,0000228497360	0,0007932122640

Tabla 12: Casos a estudiar.

3.4 Configuración de los elementos del modelo.

En este capítulo se definirán las configuraciones adoptadas para los diferentes elementos del modelo.

Primero se desarrollarán las configuraciones generales, y a continuación se especifican los valores adoptados para cada elemento.

3.4.1 Motor.

El elemento motor es necesario definir las características y los reglajes propios del motor, así como, los modelos para el cálculo de las pérdidas de fricción.

Es necesario definir en los siguientes apartados la información anteriormente comentada.

- General:

Se define el régimen del motor, el cual será constante para toda la simulación. Se define también el tipo de motor que se va al celular es decir de 2T o de 4T.

El régimen con el que se va a trabajar son 2500rpm, y un motor de 1 cilindro.

- Modelo de fricción:

El modelo que se está generando tendrá en cuenta las pérdidas producidas por la fricción entre los elementos móviles del conjunto.

Se ha considerado así, ya que estas pérdidas influyen de manera negativa tanto en el consumo específico como en la presión media efectiva.

BOOST permite generar varios modelos para calcular estas pérdidas.

El modelo de fricción elegido es el de Patton, Nitschke. Y como parámetro multiplicador el valor de 1.

Los parámetros que requiere este modelo son (motor en línea o en V), y sí se quiere simular las pérdidas que originaría un árbol de levas o no.

En el modelo realizado se elige un motor en línea y no se considera la simulación de un árbol de levas.

3.4.2 Cilindros.

Para la definición del cilindro, es necesario incluir tanto las dimensiones características del cilindro, como las dimensiones del mecanismo, es decir, el tamaño de la biela, longitud de la muñequilla etc.

Además, el usuario ha de definir las leyes de combustión utilizadas, y el modelo de transferencia de calor que se produce entre los elementos.

Se especifican unas condiciones iniciales que en nuestro caso serán una presión de 4,5 bar y una temperatura de 726Cº.

Estas condiciones iniciales están definidas en el estado de altas presiones con ambas válvulas cerradas.

Estos valores no son determinantes en la simulación debido a que el número de ciclos simulado elimina total dependencia de los valores transitorios.

- General:
 - Las dimensiones con las que se va a trabajar son:

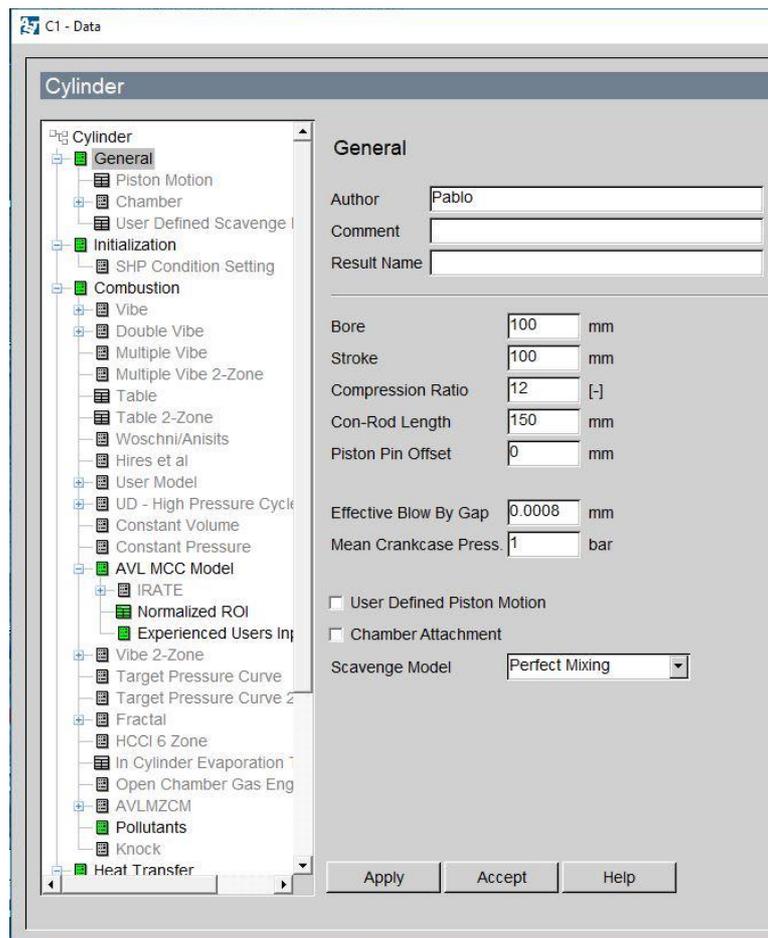


Figura 70: Geometría de los cilindros

- Blow by:

BOOST da la posibilidad de simular Blow by, estos son los gases parcialmente quemados que pasan a través de los segmentos. Aunque no se considera su recirculación a la admisión.

Estos gases se depositan en el cárter y terminen por deteriorar el aceite.

Este fenómeno es bastante importante a la hora de estudiar la inyección de agua ya que uno de los problemas que presenta este sistema es la contaminación del aceite con agua.

- Modelo de barrido: BOOST, presenta tres modelos posibles:
 - Mezcla perfecta.
 - Desplazamiento perfecto.
 - Modelo de barrido definido por el usuario.

En este caso se ha optado por una mezcla perfecta, debido a que en la “Guía del programa”, se postula como la opción más adecuada.

- Combustión:

Consiste en caracterizar la forma en la que se libera el calor proveniente de la combustión.

La liberación de calor se puede definir según el ángulo de cigüeñal, o bien según el tiempo.

[21] Como el objetivo es simular un motor de inyección directa, y además analizar las emisiones contaminantes, se ha elegido un modelo N-Zonal, llamado AVL MCC MODEL, este modelo está especialmente configurado para motores de encendido por compresión.

En relación con el proceso de combustión, primeramente, es necesario definir el sistema de formación de la mezcla, BOOST, da la opción de considerar:

1. Preparación interna de la mezcla.
2. Preparación externa de la mezcla.

En este caso se ha elegido la opción preparación interna, ya que se trata de un motor diésel de inyección directa.

En esta sección es necesario introducir las condiciones iniciales que se encuentra el combustible. Siendo esta de 100°C.

Se fija la cantidad de combustible por cilindro y ciclo correspondiente a un dosado relativo de 0.7, queremos comprobar el funcionamiento a un régimen medio y máximo grado de carga.

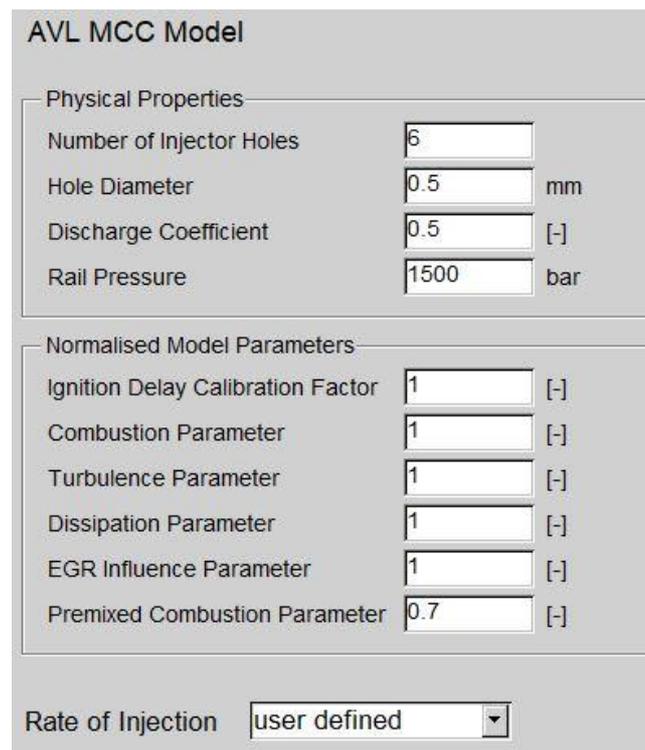
La cantidad de combustible que se introduce es $3,80829E-05$ kg/cil y ciclo o $0,000634715$ Kg/s.

- AVL MCC Model:

[21], [23] El modelo AVL MCC Model, permite simular un proceso de inyección de combustible en el cual se fija la presión del rail y el tipo de inyector (número de orificios y coeficiente de descarga).

Además, se permite ponderar un valor más u otro dependiendo de las necesidades del modelo.

EL modelo exige definir una tasa de inyección, como una curva dependiente del ángulo, en este caso ha sido la que se aprecia en la fig 71.



AVL MCC Model	
Physical Properties	
Number of Injector Holes	6
Hole Diameter	0.5 mm
Discharge Coefficient	0.5 [-]
Rail Pressure	1500 bar
Normalised Model Parameters	
Ignition Delay Calibration Factor	1 [-]
Combustion Parameter	1 [-]
Turbulence Parameter	1 [-]
Dissipation Parameter	1 [-]
EGR Influence Parameter	1 [-]
Premixed Combustion Parameter	0.7 [-]
Rate of Injection	user defined

Figura 71: Parámetros de configuración de AVL MCC BOOST.

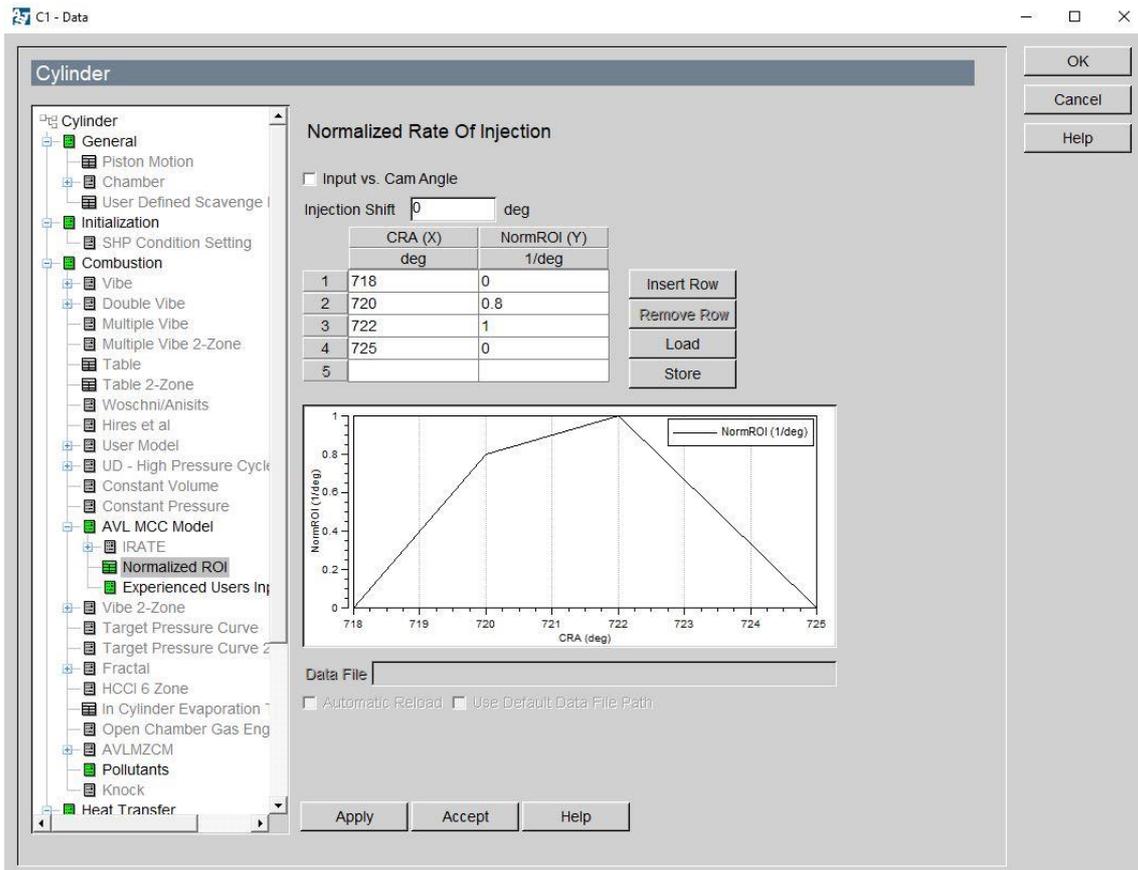


Figura 72: Ley de inyección.

- Transferencia de calor:

La transferencia de calor en un MCI se da entre los tres elementos principales, que confinan la cámara de combustión. Estos son, la culata el cilindro y el pistón.

Se define la transferencia de calor por la siguiente ecuación:

$$\sum Q_t = Q_p + Q_c + Q_c \quad (11)$$

Ecuación 11: Transferencia de calor en el cilindro.

Desarrollando la ecuación anterior:

$$Q_i = A_i * K_i * (T_c - T_i) \quad (12)$$

Ecuación 12: Transferencia de calor en cada superficie.

- Siendo:

- Q_i : calor transferido por la superficie i .
- A_i : área de transferencia de calor.
- K_i : coeficiente global de transferencia de calor referido al área i .
- T_c : temperatura del gas en el cilindro.
- T_{wi} : temperatura de pared de la superficie i .

Así, por tanto, con las características geométricas ya definidas, y el régimen de giro cte, el cálculo de la transferencia de calor se reduce a la obtención del coeficiente global de transferencia de calor, este es calculado mediante correlaciones, y tendrá un valor más preciso si se selecciona la correlación correcta para el tipo de modelo ejecutado.

La correlación seleccionada es, Woschni 1978, un modelo muy utilizado en la simulación de motores de encendido provocado y encendido por compresión de automoción.[21]

Resaltar que en este apartado los datos son calculados de manera automática función de la geometría anteriormente del cilindro.

- Válvulas de admisión y de escape:

Primeramente, es necesario definir el modo en el que se controla la admisión y el escape, ya que resulta crucial para conocer como entra en el cilindro la mezcla fresca y como sale del mismo la mezcla quemada.

Tanto para las válvulas de admisión y de escape es necesario definir en primer lugar, las características geométricas, el tipo de válvula y su accionamiento.

BOOST trabaja con el diámetro interior al asiento, la holgura, el factor de escala de la sección de paso efectiva y los coeficientes de flujo o descarga.

Otros parámetros serían igualmente válidos para caracterizar el proceso, pero el programa solo permite introducir este tipo.

$$Cd = \frac{M_{real}}{M_{teórica}} \rightarrow M_{real} = Cd * A * \rho * V \quad (13)$$

Ecuación 13: Ecuación del coeficiente de descarga de una válvula.

Para la definición de los coeficientes de flujo será necesario especificar el valor a lo largo del intervalo angular de levantamiento de las válvulas.

Para definir el levantamiento se realiza con los milímetros que se levanta la válvula para cada ángulo de cigüeñal.

Por último, es necesario introducir una ley de levantamiento de válvulas, está a de ser obtenida mediante métodos experimentales y cargada al programa mediante un archivo *.dat*.

Este proceso se realiza, tanto para la válvula de admisión como para la de escape de manera semejante.

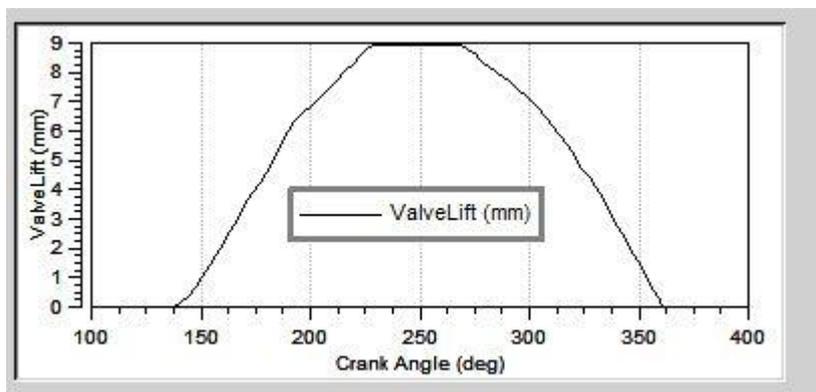


Figura 73: Ley de levantamiento de válvulas de admisión

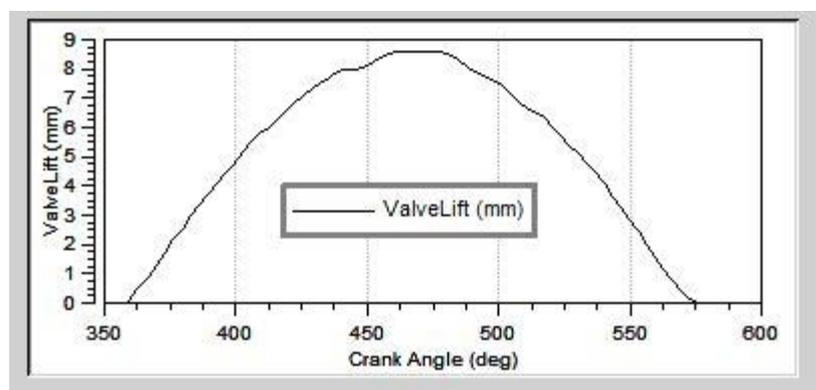


Figura 74: Ley de levantamiento de válvulas de escape.

3.4.3 Límites del sistema:

Los límites del sistema interrelacionan el modelo de cálculo con el ambiente y este es definido por el usuario mediante los límites del sistema.

Se definen dos “System Boundary” una para la entrada en la admisión y otra que representa la salida en la cola del escape.

Se definen una a mayores que representa la inyección de agua en el motor, esta estará presurizada debido a que se inyecta durante la carrera de compresión.

Tipos de límites, BOOST permite definir dos tipos de límites el estándar, y el definido por el usuario.

Todos los límites del sistema han sido definidos de manera estándar, esto implica que tan solo es necesario definir las condiciones de presión y temperatura.

Las condiciones de contorno pueden ser definidas de manera manual, mediante los diferentes “Sets”, o bien, el programa te permite definirlos de manera automática.

En este caso al usar el modelo general, se habilita la opción de introducirlo a través de los “Global Sets”, y en concreto de los “Fraction Sets”, estos permiten definir la fracción molar de cada especie que se desee.

Por último, para una correcta definición de los límites de sistema es necesario establecer los coeficientes de flujo, los cuales, permiten modelar la pérdida de presión en el llenado o en la descarga cuando un fluido entra en una tubería.

Para ambos casos se considera el valor unidad en ambos.

Boundary Conditions

Local Boundary Conditions

Preference

Pressure bar

Gas Temperature degC

Mass Fraction Input

Fuel Vapour [-]

Combustion Products [-]

Ratio Type

Ratio Value [-]

Global Boundary Conditions

Preference

Pressure 1 bar

Gas Temperature 22 degC

DIESEL	0
O2	0.21
N2	0.79

Figura 75: Configuración de una "System Boundary", a través de una "Fraction set".

3.4.4 PID.

Se utilizan dos controladores PID, sin embargo, es suficiente realizar un control proporcional integral para obtener el resultado deseado.

Los controladores son usados para adecuar la masa de agua deseada, y la masa de aire requerida, debido a que como se ha comentado anteriormente para comparar ambos modelos es necesario que la masa en el cilindro se mantenga constante en todos los casos.

El control tanto de la masa de aire como la masa se adecua variando la presión de la “System Boundary”. Por tanto, el valor de referencia es el valor del flujo másico obtenido en los “Measuring points”, colocados inmediatamente antes de la entrada al cilindro. Y la variable manipulada será la presión de la condición de contorno.

Este tipo de sistema se asemeja a un sistema de primer orden con retardo, y es por ello, por lo que se ha seguido el siguiente proceso de sintonización, que se detalla a continuación.

Sensor Channel Connection of PID Controller

	Element	Sensor Channel	Description
1	Measuring Point 4	Mass Flow	

Note: Channel Values are interpreted according the Units specified in Chapter 8.2. Available Channel Data.

Integral Minimum Value [-]
 Integral Maximum Value [-]

Guiding Value Channel Connection of PID Controller

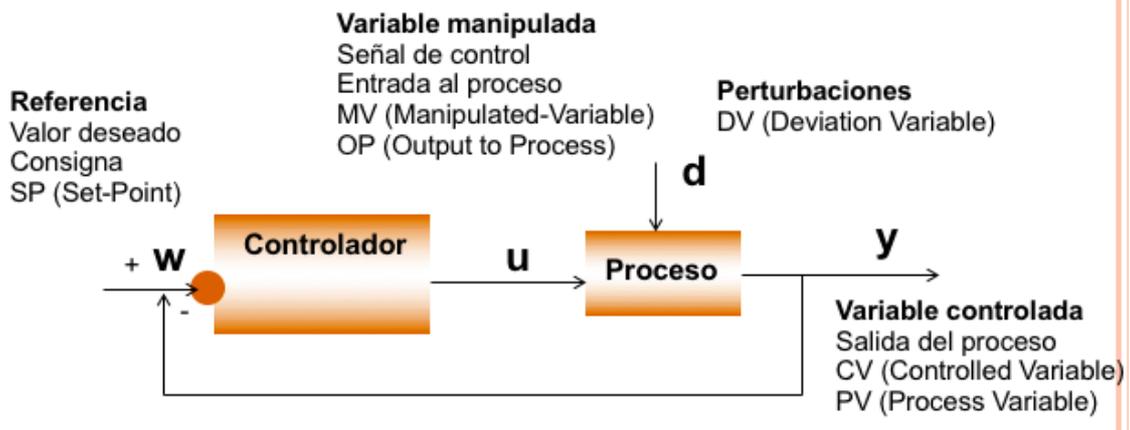
	Type	Value	Element	Guide Value Channel	Description
1	External Value ...	0.0000			

Actuator Channel Connection of PID Controller

	Element	Actuator Channel	Description
1	System Boundary 3	Pressure	

Figura 76: Variable manipulada y variable de referencia en el modelo.

El control mediante un controlados sigue el siguiente diagrama de bloques.



Un control proporcional establece, que el valor de la variable manipulada es proporcional al error:

$$\bullet \quad m(t) = Kp * e(t) \quad (14)$$

Ecuación 14: Expresión del control proporcional.

- Donde:
 - M(t): señal enviada al elemento final de control.
 - Kp: Ganancia proporcional.
 - e(t): Error o desviación respecto a la referencia.

Un control establece, un control adicional que modifique la señal enviada al elemento final de control a una velocidad proporcional al error. También es conocido como reset Automático.

$$m(t) = Kp * e(t) + \frac{Kp}{ti} \int_0^t e(t)dt \quad (15)$$

Ecuación 15: Expresión del control proporcional integral.

Sintonización de los PID.

Se entiende por sintonía, al proceso de determinación de los parámetros de control de acuerdo con algún conjunto de especificaciones.

La sintonización de ambos PIDs es equivalente.

Para sintonizar un PID se realiza primero un estudio en lazo abierto, mediante el cual, se conoce la sensibilidad de la variable de salida, con la variable de entrada.

Una vez realizado el estudio procedemos a aplicar el método de Ziegler-Nichols, en el que se estudian los parámetros en lazo cerrado.

A continuación, se muestran las expresiones que se han usado en la sintonización del PID.

Tipo	Ganancia K_p	Tiempo integral	Tiempo derivativo
P	$\tau / (K d)$		
PI	$0.9\tau / (K d)$	3.33 d	
PID	$1.2\tau / (K d)$	2 d	0.5 d

Tabla 13: Tabla de valores para la sintonización de PID.

Los valores que se introducen en la tabla son:

$$\tau = 1,5 (t_2 - t_1) \quad (16)$$

Ecuación 16: Definición del parámetro "τ" para sintonización de PID

$$d = t_2 - \tau \quad (17)$$

Ecuación 17: Definición de parámetro "d" para sintonización de PID

$$K = \frac{\Delta Y}{\Delta X} \quad (18)$$

Ecuación 18 Ganancia del sistema.

Donde t1 y t2 con los valores de tiempo que tarda la variable en alcanzar el 33 y 66 % de su valor estacionario en bucle abierto.

Los valores han de ser adaptados, acorde al tratamiento que realiza el programa de la ganancia y del tiempo integral. Esto podrá encontrarse en la referencia [23].

Las variables que se introducen en el programa se muestran en las siguientes figuras 77

PID Controller

PID Controller
 General
 Channels
 External Table

General

Author:

Comment:

Result Name: Date:

Calculation Task
 Cycle Simulation
 Aftertreatment

Gains

Proportional: [Pa] / [kg/s]

Specified Integral: [Pa] / [kg/s] / [s]

Differential: [Pa] * [s] / [kg/s]

Slope: [kg/s] / [bar]

Calculated Time Constant: s

Rate Factor: [-]

Offset: kg/s

Target difference between sensor and guiding value.
 A Temperature offset must be input in Kelvin (SI units).

Interaction Step:

Timestep: s

Figura 77: Parámetros de control del PID 1.

Resaltar que el programa BOOST ofrece un calculador de los parámetros del PID función de las variables que se deseen conseguir. Un ejemplo se muestra en la siguiente figura.

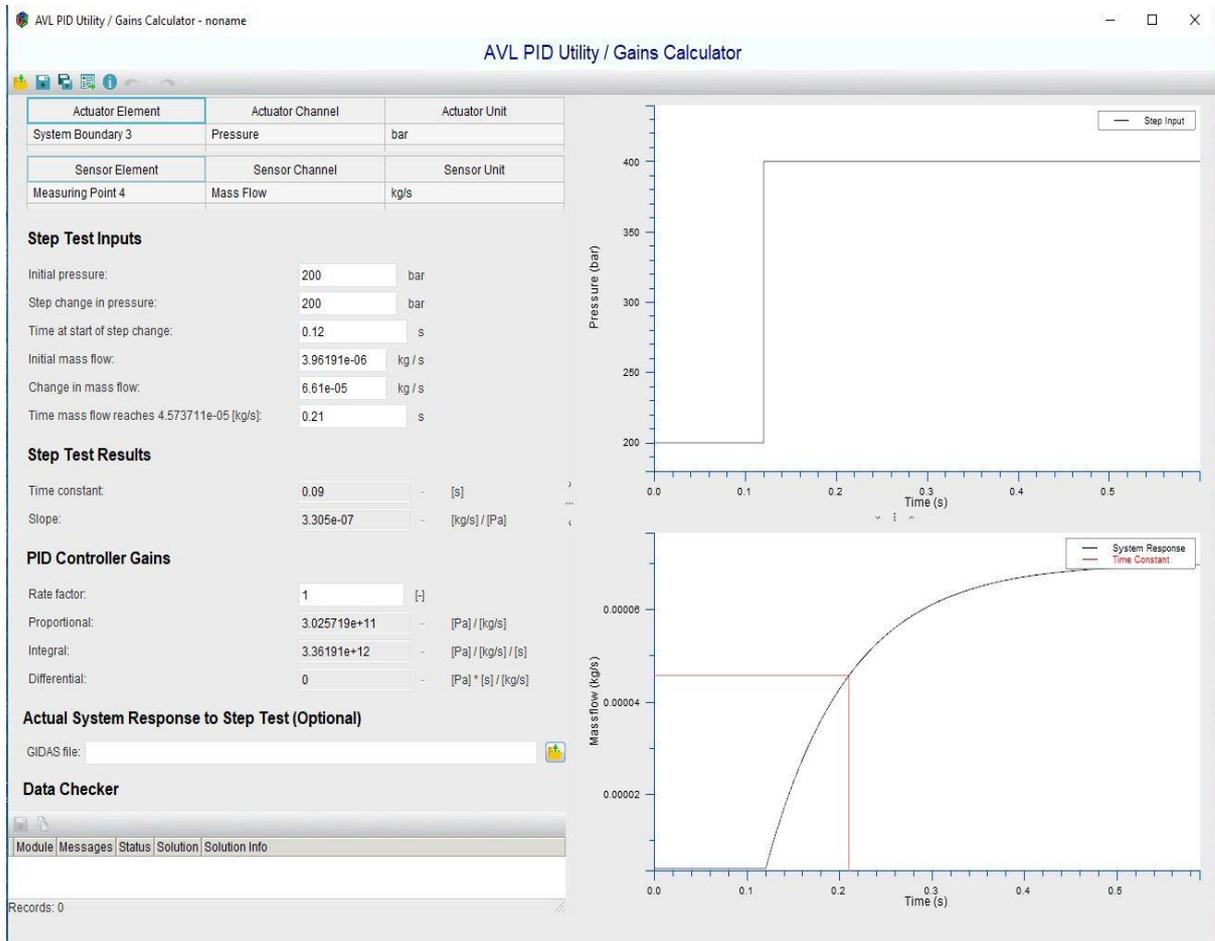


Figura 78: Ejemplo programa para calcular los valores del PID

3.4.5 Tuberías.

Este elemento contiene los fluidos que han realizado o realizarán el proceso termodinámico en el interior de la cámara de combustión.

En estos elementos son considerados los efectos de la mecánica de ondas de presión como retardo o adelanto en la propagación de dicho flujo.

Para definir este elemento, es necesario aportar los siguientes datos al programa:

1. Diámetro o diámetro hidráulico equivalente
 2. Longitud
 3. Coeficiente de fricción: para el cálculo de la pérdida de carga
 4. Coeficiente de transferencia de calor
 5. Temperatura inicial de las paredes
- General

En este apartado se introducen los parámetros geométricos como, la longitud, el diámetro, o el diámetro hidráulico equivalente, si la sección no es circular.

- Calculo de la pérdida de carga en conductos

En el cálculo de la pérdida de carga se usan los siguientes coeficientes de fricción.

1. Coeficiente de fricción para flujo turbulento, se usa cuando el valor del número de Reynolds es mayor que el Reynolds crítico

Este tipo de coeficientes según el diagrama de Mudy se mantiene más o menos constante, aunque el Reynolds aumente.

2. Coeficiente de fricción para flujo laminar:

El coeficiente de flujo laminar se define como cte. y de valor 64, debido a que por simplicidad en los cálculos este parámetro resulta muy ventajoso. [23]

Y no es objeto de este trabajo calcular la pérdida de carga de una manera muy precisa.

- Calculo de la transferencia de calor

Para el cálculo de la transferencia de calor por convección (fluido tubería) se usa la *ley de enfriamiento de Newton* expresada como:

$$Q = h * (t_s - t_{\infty}) \quad (19)$$

Ecuación 19: Ley de enfriamiento de Newton

Se especificará una temperatura inicial y posteriormente tomará como temperatura de pared aquella que este en dicha iteración.

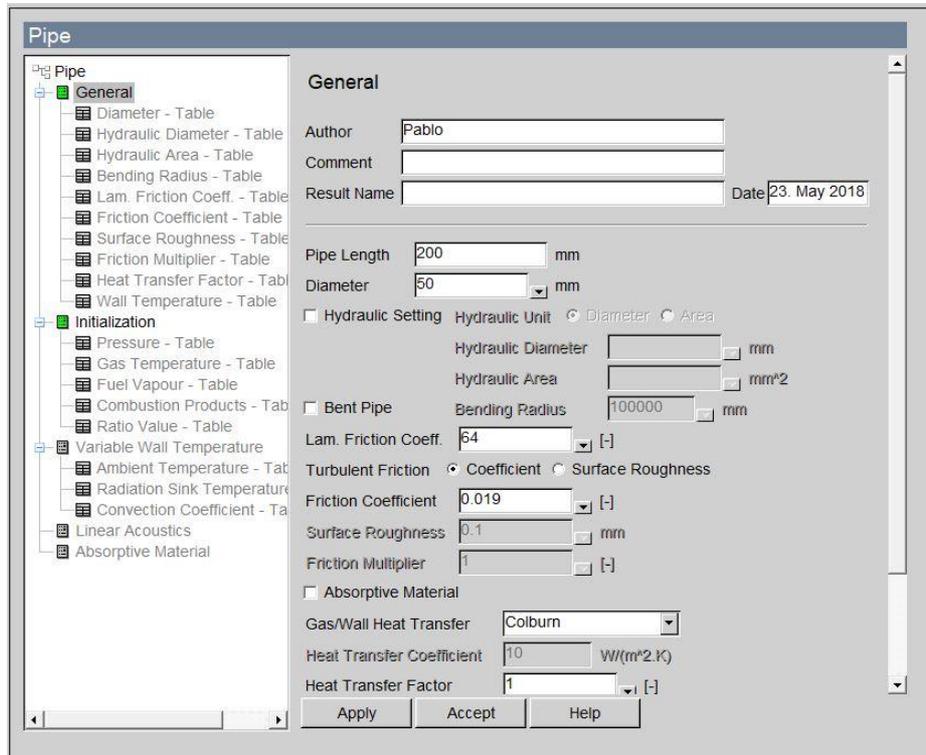


Figura 79: Ejemplo de definición de una tubería

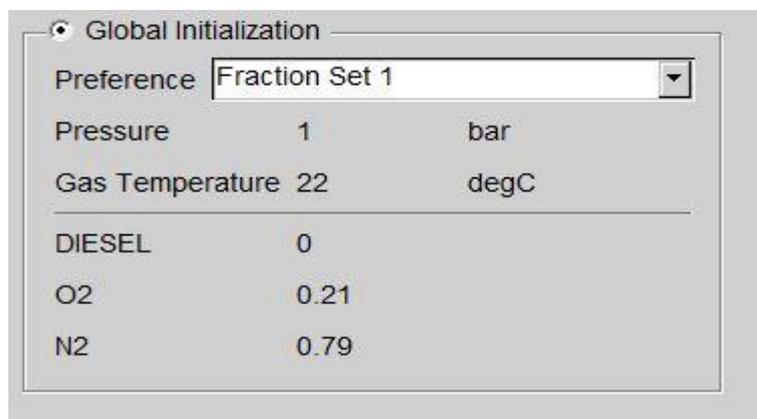


Figura 80: Ejemplo de Inicialización a través de una "Fraction Set"

Tubería	Diámetro (mm)	Longitud(mm)
Escape	50	200
Admisión de Aire	50	200
Agua	5	70

Tabla 14: Diámetros y longitudes de tuberías

4. Resultados.

Los resultados obtenidos mediante el programa BOOST, se presentan a continuación.

Se distinguen dos tipos de categorías una categoría referida a parámetros prestacionales y una segunda categoría referida a emisiones.

Todos los parámetros son referidos a la cantidad de agua, mostrada como:

$$\frac{\text{Masa de agua}}{\text{Masa de combustible}} (\%)$$

Se mostrarán los valores de las variables termodinámicas durante el ciclo, y por último las emisiones de óxidos de nitrógeno (NOx) y partículas.

4.1 Prestaciones.

En primer lugar, para comparar distintos modelos es imprescindible que el valor de la cantidad de masa en el cilindro para los diferentes casos sea constante.

Esto es debido a que, si la masa en el cilindro aumenta, para un mismo volumen las presiones en el ciclo aumentan. Esto puede provocar un tratamiento equivocado de los resultados obtenidos, y hay que evitarlo.

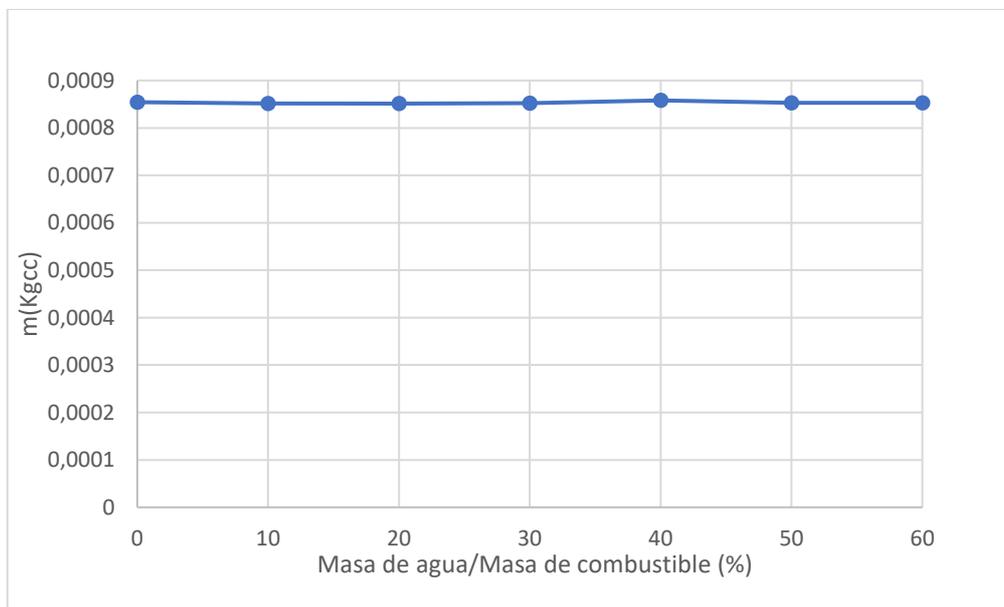
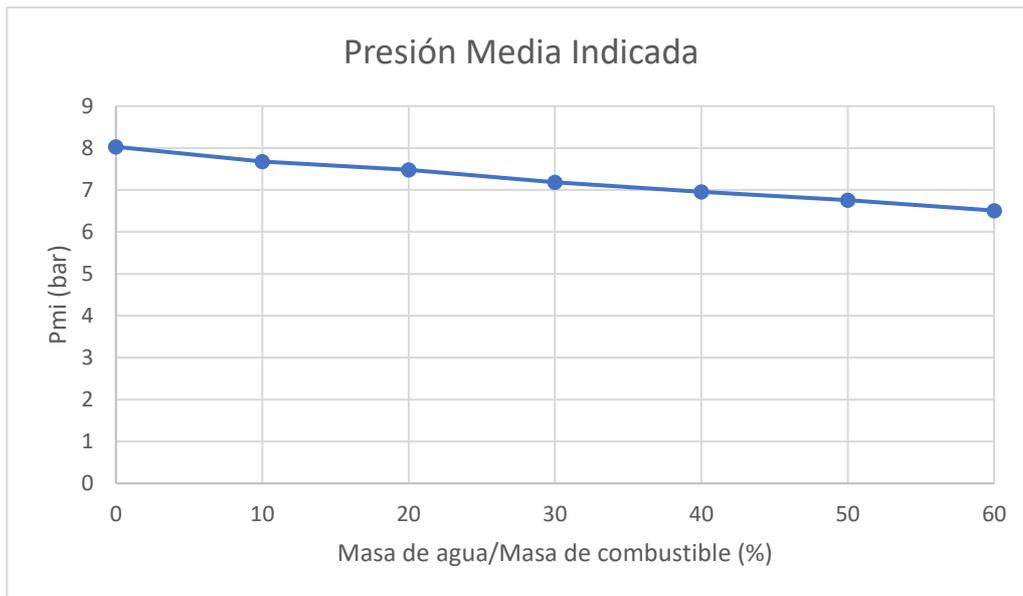
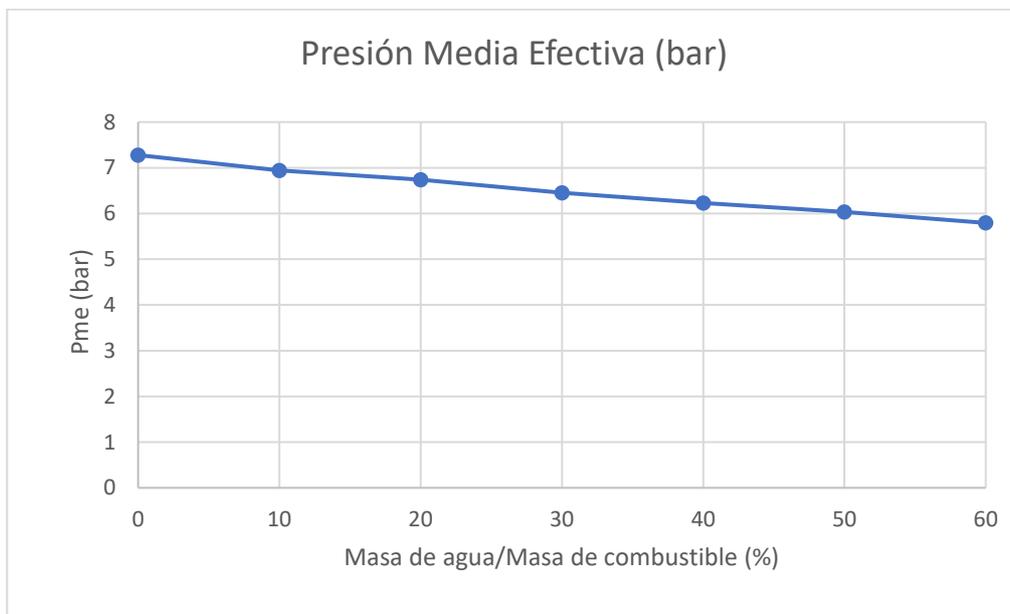


Figura 81: Masa en el cilindro, para los distintos puntos de estudio.

Como se aprecia la Figura 81, la masa en el cilindro es constante y concretamente toma el valor de 0,00085415 (Kg/cc). Por lo que las posteriores gráficas obtenidas mediante ambos modelos son situaciones comparables.



(a)



(b)

Figura 82: (a) Presión media indicada (Pmi) función de la cantidad de agua. (b) Presión media efectiva (Pme) función de la cantidad de agua.

La presión media indicada (PMI) o efectiva (PME) mostradas en las figuras 82 se definen como:

$$PMI = \frac{W_i}{V_d} \rightarrow PME = \frac{W_e}{V_d} \quad (20)$$

Ecuación 20: Expresión de la PMI/PME.

Ambos valores se obtienen de manera indistinta tan solo multiplicando la presión media indicada por el rendimiento efectivo.

Se aprecia que el valor de la PMI ó PME, disminuye según aumenta la tasa de agua, y esto es debido a que el agua parasita el proceso de combustión, consiguiendo menores temperaturas durante el ciclo, y con ello menores presiones.

Una disminución de la PMI o PME, tiene por consecuencia directa una disminución del trabajo por ciclo, por lo que con este sistema se limitan las prestaciones del motor, fenómeno del orden al que se obtiene por medio de un sistema de EGR.

La presión media indicada disminuye un 18,75%, tomando como referencia los extremos (0% y 60% de agua), su variación es lineal, con el porcentaje de agua.

Respecto al rendimiento indicado:

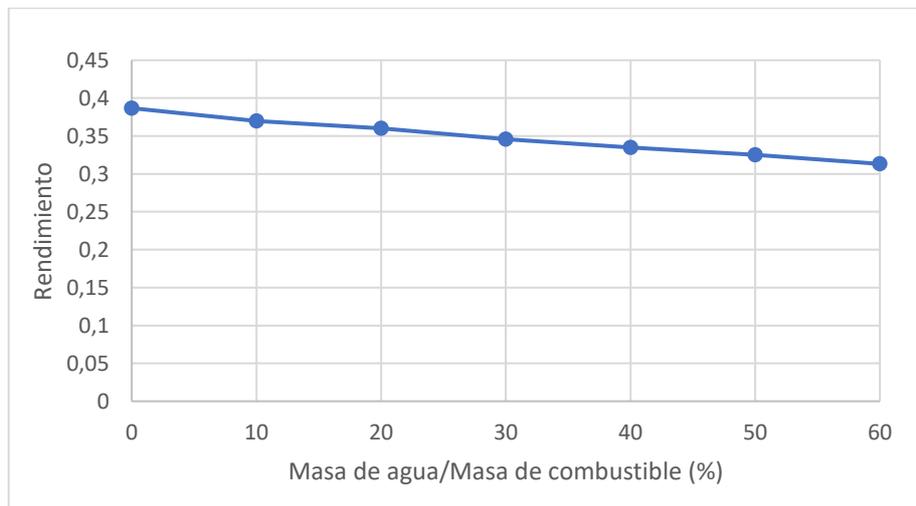


Figura 83: Rendimiento indicado función de la cantidad de agua.

El rendimiento indicado representa el grado en el que la energía térmica que proporciona el combustible se transforma en forma de energía de presión sobre el pistón.

Al introducir una mayor cantidad de agua, parte de la energía térmica del combustible, es empleada en calentar el agua, y por ello la transformación de energía se realiza de manera más deficiente.

Los valores extremos estudiados distan entre sí, un 19%, muy próximo a la pérdida de prestaciones, por tanto, ambos modelos son comparables, y la única pérdida de PMI o PME, es debida a la introducción de agua en el motor.





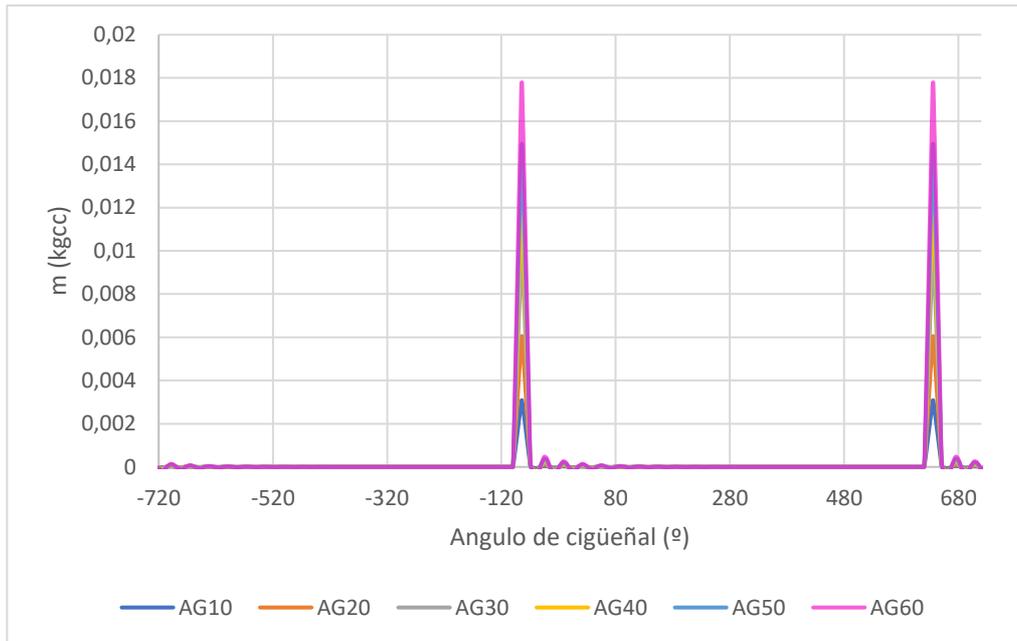
4.3 Resultados Durante el ciclo.

4.3.1 Impulso de agua.

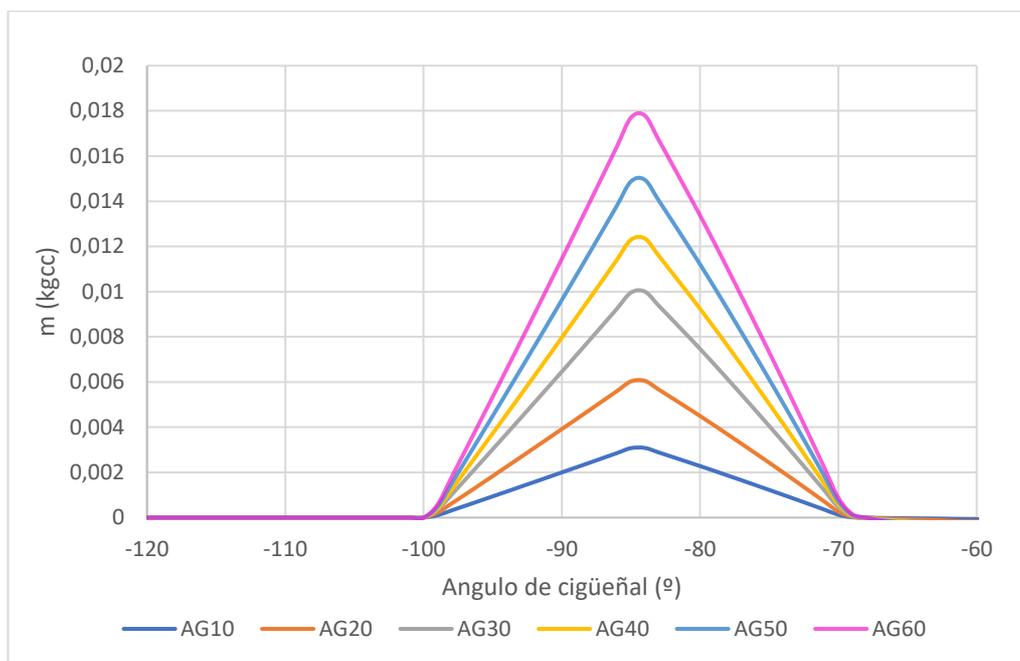
Se denomina impulso de agua a la forma que tiene la señal de la masa de agua que se introduce en el cilindro. Este tiene un máximo de mayor valor debido a que según aumenta el porcentaje de agua mayor es la cantidad de agua que hay que inyectar en el mismo tiempo o en el mismo intervalo angular.

Para todos los casos se inyecta agua en el mismo punto, y durante el mismo tiempo.

El punto de inyección de agua va a condicionar el desarrollo de presiones y temperaturas durante el ciclo.



(a)

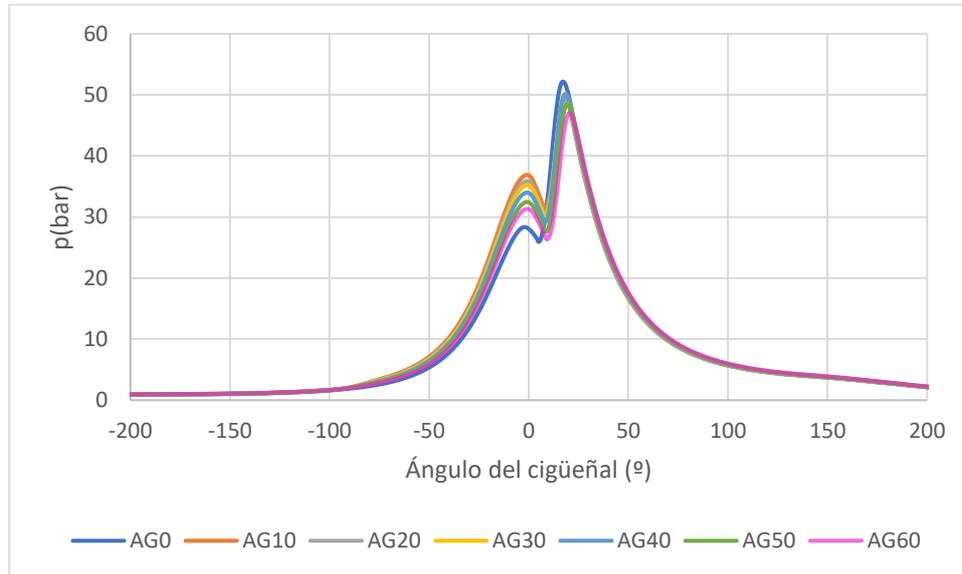


(b)

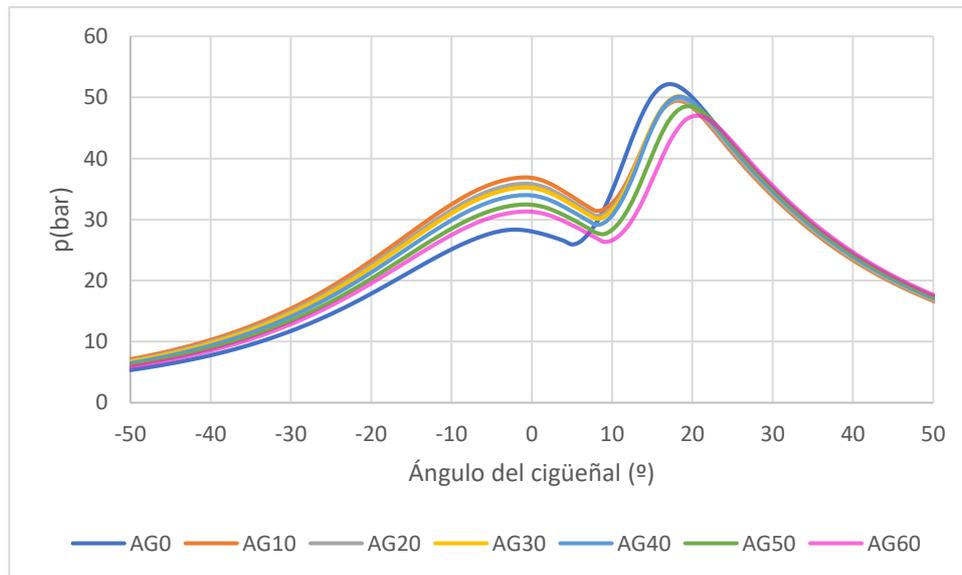
Figura 84(a) Impulso de agua (Kgcc) en función de la cantidad de agua, (b) Zoom del impulso de agua (Kgcc), función de la cantidad de agua.

4.3.2 Diagrama de Presión en Cámara.

En lo referente al diagrama de presión en cámara, podemos representarlo respecto al ángulo de cigüeñal o mediante el diagrama P-V (Diagrama indicador).



(a)



(b)

Figura 85: (a) Presión (bar) en cámara función del ángulo de giro del cigüeñal. (b) Zoom de Presión(bar) en cámara función del ángulo de giro del cigüeñal.

En la Figura 85a se representa la presión en cámara frente al ángulo de giro del cigüeñal y en la Figura 85b se representa un zoom de la zona marcada para ver en detalle el desarrollo de presiones durante el ciclo en función de la cantidad de agua inyectada en el cilindro.

En esta figura se puede ver que cuando el porcentaje de agua aumenta se producen dos efectos, inmediatos:

- **Un descenso del tiempo de retraso**, el tiempo de retraso con el agua aumenta de manera notable, provocando un efecto similar a la disminución del ángulo de adelanto de inyección.
- **Una disminución de la presión máxima**: al aumentar el porcentaje de agua, se reduce de manera considerable, el valor de la presión máxima en el cilindro. Esto es consecuencia inmediata de disminuir la temperatura.

Ambas variables están relacionadas por la ecuación de estado.

Es importante resaltar como se produce una disminución en el desarrollo de presiones en torno al ángulo 0 aproximadamente y el inicio de la autoinflamación.

Esto es debido a que el punto en el que se inyecta combustible, este se encuentra a una temperatura menor a la que está la cámara, por tanto, hace un efecto de refrigeración.

Si en el programa se introduce una temperatura del combustible igual o mayor a la temperatura de la cámara, se produciría un desarrollo de presiones sin anomalías.

Otra opción es reducir la cantidad de combustible inyectado durante el tiempo de retraso.

Otra manera análoga de mostrar el desarrollo es mediante el diagrama indicador, es decir un diagrama presión volumen.

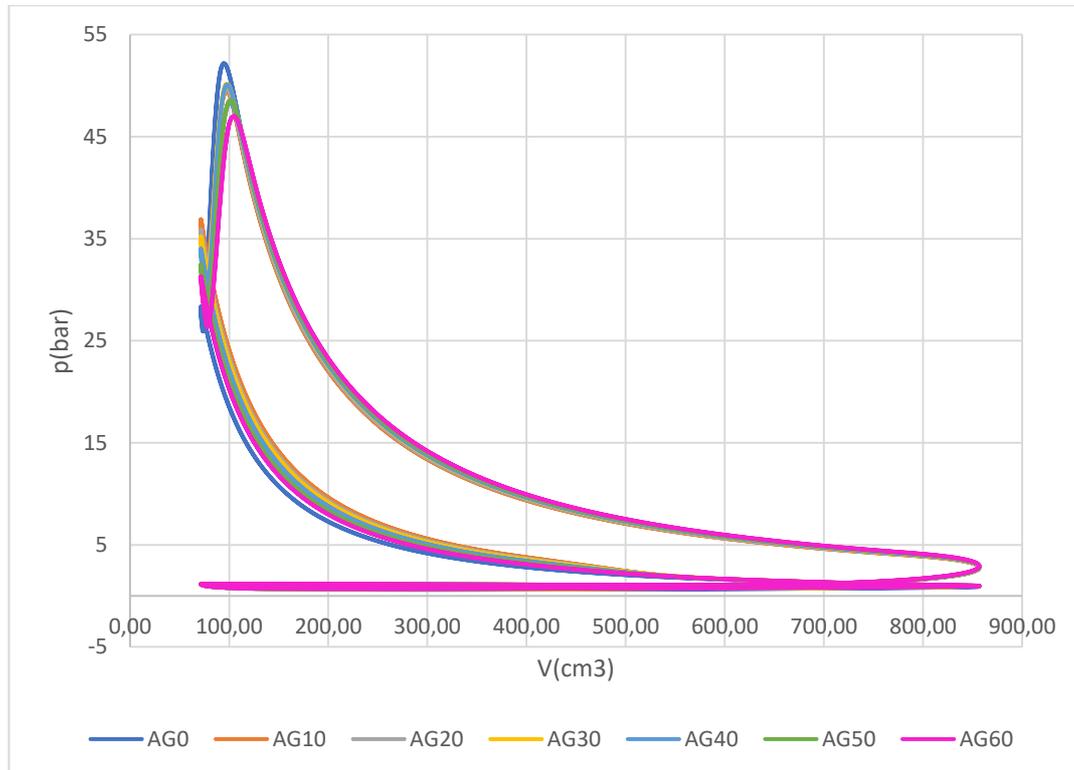
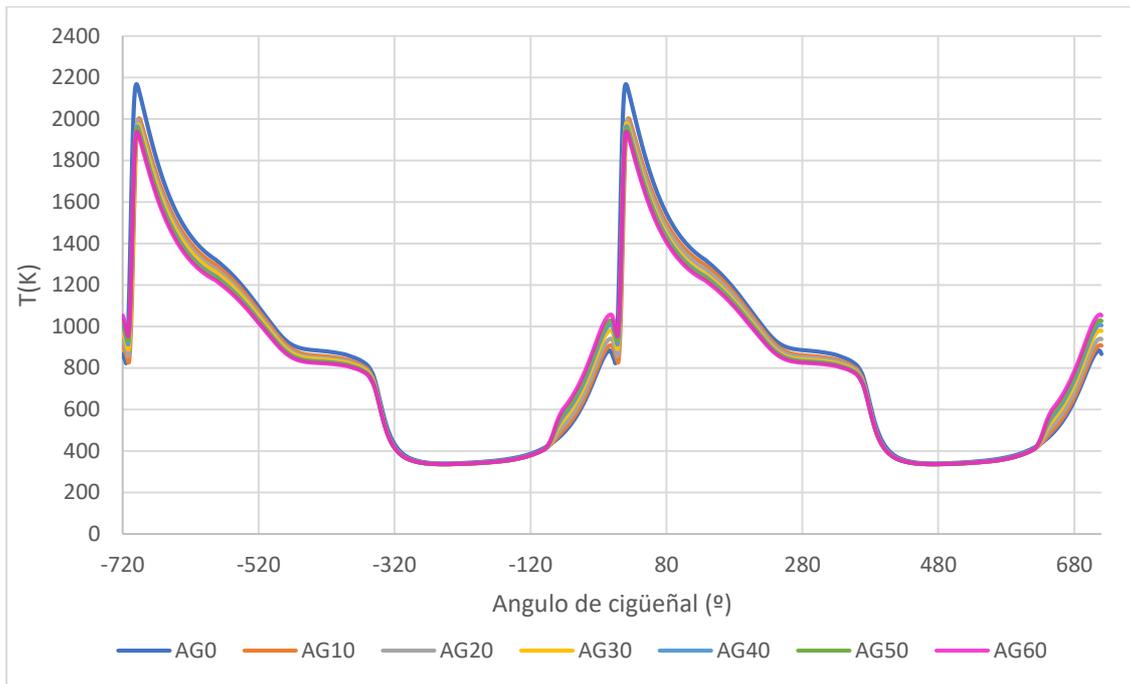


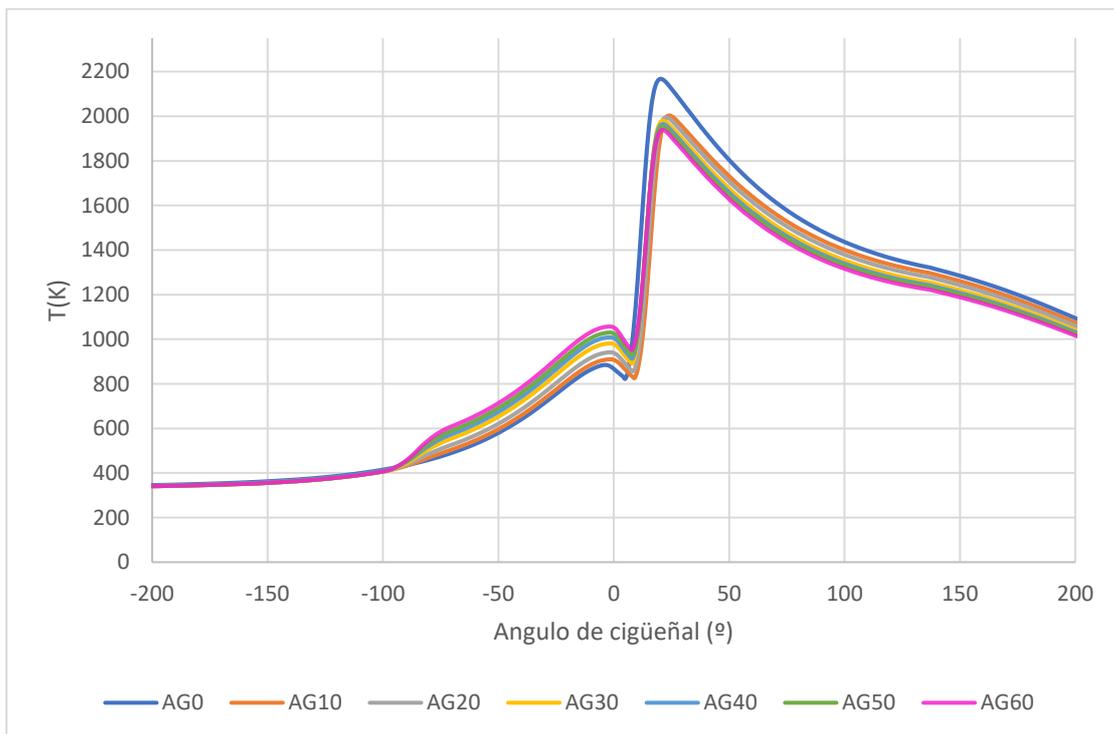
Figura 86: Diagrama indicador $P(\text{bar})-V(\text{cm}^3)$.

El diagrama indicador, ofrece los datos análogos a los anteriormente comentados. Es conveniente añadir como se aprecia que el diagrama de mayor área es el de la mínima cantidad de agua, es decir, el valor cero. El mayor tamaño de área quiere decir que es el ciclo en el que más trabajo se produce. A mayores en este diagrama, se pueden confirmar las consideraciones anteriores. El punto de presión máxima se produce en volúmenes cada vez mayores, según aumenta el porcentaje de agua. El pico de presión es menor. Respecto al lazo de bombeo, este no se ve afectado ya que no se modifica ningún parámetro de la distribución. Y las presiones de admisión varían en un intervalo muy reducido, siendo máxima en el valor 0 y mínima en el valor 60%.

4.3.3 Diagrama de Temperaturas.



(a)



(b)

Figura 87: (a) Temperatura (K) de la cámara de combustión función del ángulo de giro del cigüeñal. (b) Zoom de la temperatura (K) función del ángulo de giro del cigüeñal.



En la Figura 87 se muestra la temperatura en el interior de la cámara de combustión para los diferentes casos con porcentajes de agua que varían desde 0% hasta 60%.

En los resultados obtenidos, concretamente en la Figura 87, se comprueba que efectivamente la temperatura en el interior de la cámara disminuye a medida que aumenta la cantidad de agua inyectada.

Siendo la envolvente superior la curva con el 0% de agua, y la que menor temperatura presenta es la de 60%, como era de esperar.

Debido al efecto de refrigeración anteriormente comentado las temperaturas disminuyen en valores cercanos al punto muerto superior.



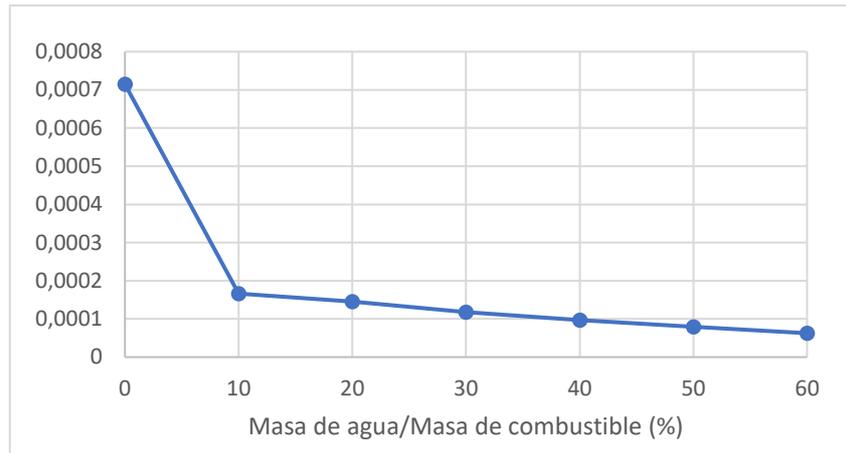


4.2 Emisiones contaminantes.

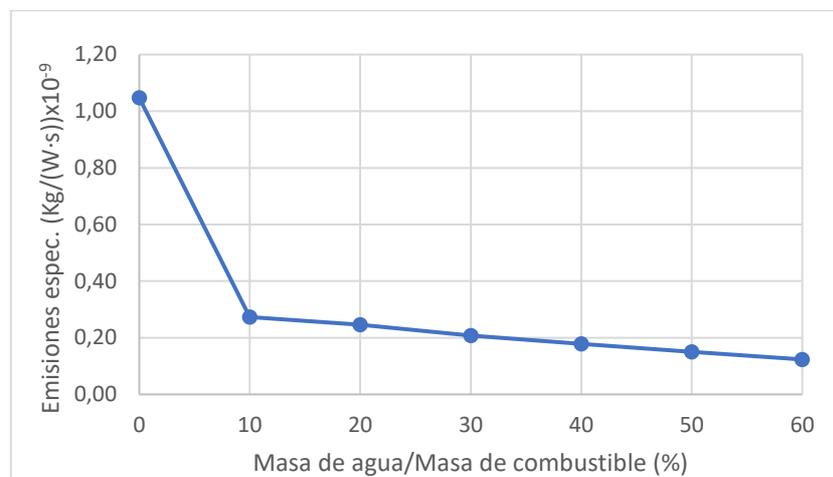
4.2.1 Emisiones de NO_x.

Las emisiones contaminantes que se han estudiado son aquellas que más dificultades presentan en la homologación de motores Diésel, los óxidos de nitrógeno (NO_x) y las emisiones de partículas.

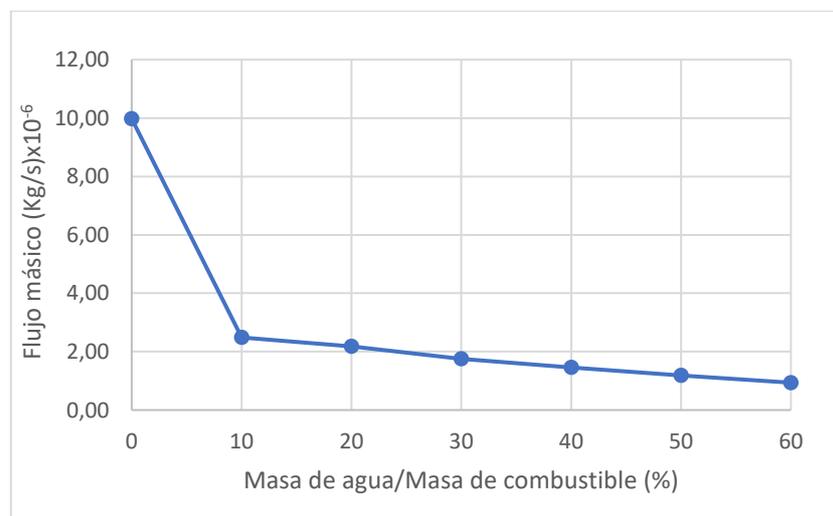
Las emisiones contaminantes se pueden cuantificar en diferentes sistemas de medida. Se pueden expresar en magnitudes específicas (kg/(W·s)), en unidades de flujo másico (kg/s), o en unidades de fracción másica.



(a)



(b)



(c)

Figura 88: Representación de las emisiones de NOx función de la cantidad de agua, expresado en diferentes formas: (a) En forma de fracción másica (b) Unidades específicas Kg/(W·s) (c) En forma de flujo másico (Kg/s)

Las emisiones de NO_x, dependen de la temperatura alcanzada en el ciclo. Como se ha comentado con anterioridad, a partir de 1200 - 1400 K, se empiezan a formar los óxidos de nitrógeno, y estos aceleran su formación a medida que aumenta la temperatura.

Al introducir un sistema de inyección de agua las temperaturas a lo largo del ciclo disminuyen de manera drástica, como se vio en la Figura 87, de ahí el primer escalón con el primer porcentaje de agua estudiado. En los casos posteriores los NO_x, disminuyen de manera lineal, con la cantidad de agua.

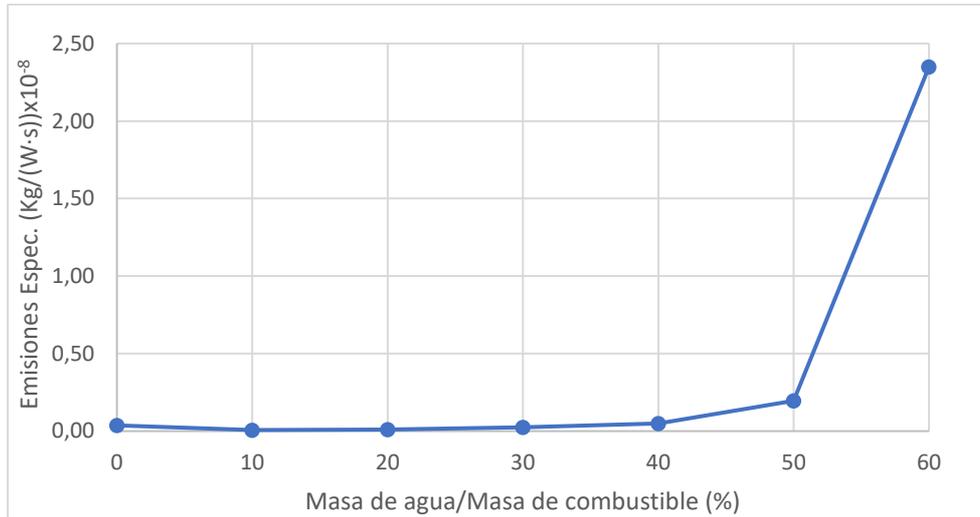
Numerosos autores coinciden en que el propósito fundamental de inyectar agua en un motor de combustión interna tipo MEC es disminuir sus emisiones de NO_x, mediante la disminución de la temperatura en el interior de la cámara de combustión.

Por tanto, debido a este efecto las emisiones de NO_x han de disminuir, incluso pudiendo hasta “desaparecer”, en el caso de no superar una temperatura crítica de formación de NO_x.

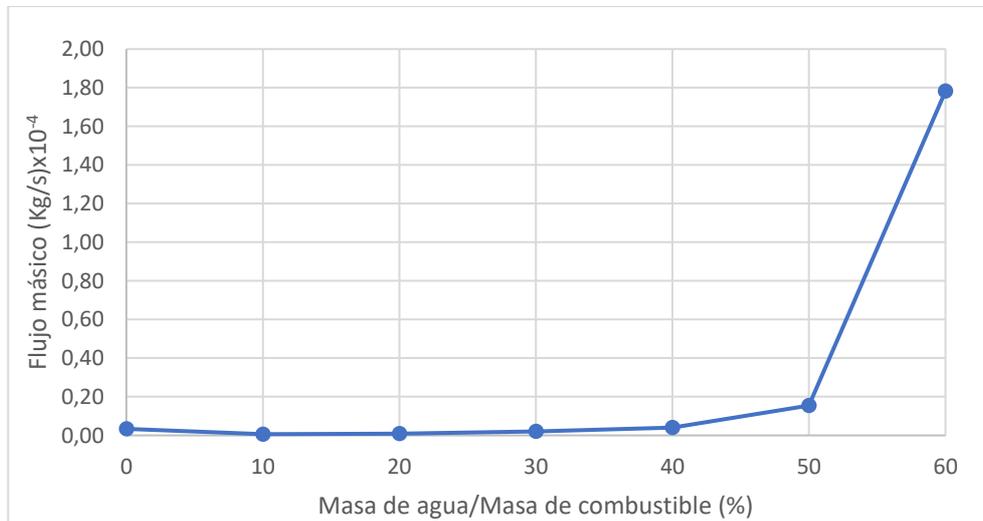
Esto no es operativo debido a que las partículas se dispararían y las prestaciones disminuirían en gran medida.

4.2.2 Emisiones de Partículas.

En la siguiente Figura se representa la evolución de las emisiones de partículas en función de la cantidad de agua inyectada:



(a)



(b)

Figura 89: Representación de las emisiones de Partículas función de la cantidad de agua, expresado en diferentes formas: (a) Unidades específicas $\text{Kg}/(\text{W}\cdot\text{s})$ (b) En forma de flujo másico (Kg/s).



Las emisiones de partículas dependen de dos factores importantes: la temperatura, ya que favorece el pirólisis de los hidrocarburos, y por otro lado la facilidad que tiene el combustible de mezclarse con el oxígeno y oxidarse.

Las emisiones se mantienen de manera constante, incluso llegando a disminuir de manera ligera, en algunos intervalos. Sin embargo, para elevadas tasas de inyección de agua las emisiones de partículas se disparan, debido a que la combustión ya se encuentra muy parasitada por el agua. Además, se mantiene la cantidad de combustible constante en el interior del cilindro. Por tanto, al meter el menos aire y dejar constante la cantidad de combustible, es como si hubiera un dosado efectivo mayor que 0,7, lo que provoca una emisión muy abundante de partículas.

Es por ello por lo que en la práctica no podremos llegar a valores tan altos de inyección debido a que las emisiones de partículas suben de manera exponencial.

Las emisiones de partículas a lo largo del resto de casos debido a que el motor modelado, quema gran parte del combustible en segunda fase (autoinflamación), reduciéndose la tercera fase (combustión por difusión), que es la que más emisiones de partículas provoca.

5. COMPARACIÓN CON OTROS AUTORES.

Con el fin de validar los resultados expuestos en el presente TFG, se van a comparar dichos resultados con los obtenidos en la revisión del estado del arte previamente expuesta.

Como referencia de autores se han tomado aquellas referencias que usaban un motor Diésel. Las referencias usadas son, los trabajos de Tauzia et al. [9] y los trabajos de Xiaokang Ma et al. [10].

Como parámetros de validación se han elegido la presión y temperatura en cámara y la reducción de emisiones de NOx.

5.1 Comparación con trabajos de Tauzia et al. [9].

Los resultados expuestos en este TFG se representan en función de una tasa expresada como: Masa de agua/ Masa de combustible.

En los trabajos de Tauzia et al. Se representan en función del índice de dilución ecuación (4).

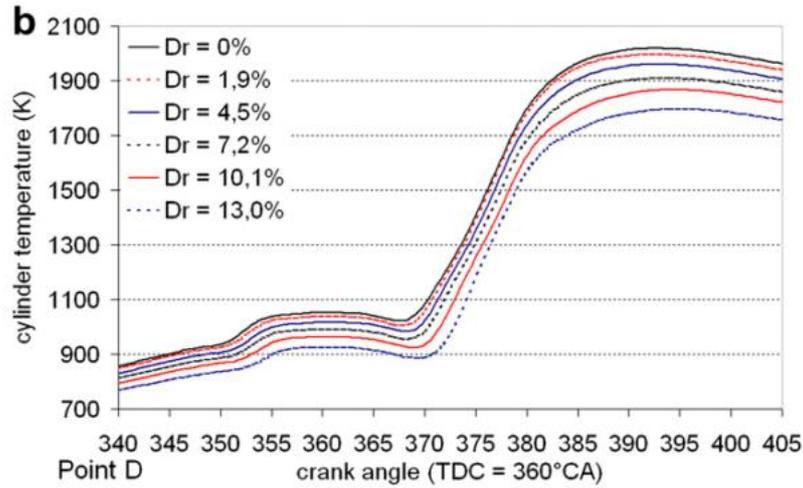
Por tanto, en primer lugar, es imprescindible expresar ambos resultados en un índice común.

$Aire\ de\ ref = 0,000816062 \frac{kg}{ciclo} \rightarrow O_2\ de\ ref = 0,000171371 \frac{Kg}{ciclo}$					
Dr.	O ₂ Mezcla (Kg/ciclo)	Aire Mezcla (Kg/ciclo)	Combustible (Kg/ciclo)	Agua (Kg/ciclo)	Valores semejantes.
13%	0,00014909451	0,0007099738	0,00003132	0,000019879	0,4 - 0,6
				0,000016566	
11,8%	0,00014511155	0,0007197876	0,00003359	0,000020154	0,4 - 0,6
				0,000016970	

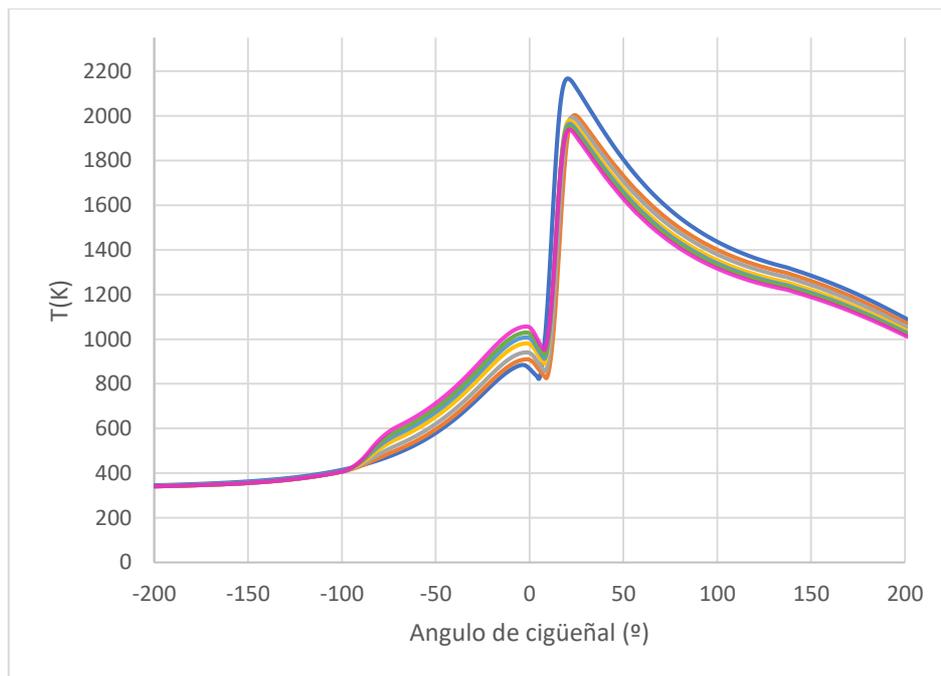
Tabla 15: Tabla comparativa índice de dilución y tasa de agua.

5.1.1 Comparación de los resultados de temperaturas.

En la siguiente Figura se muestran las temperaturas alcanzadas en el cilindro para diferentes porcentajes de agua en su interior:



(a)



(b)

Figura 90: Comparación de: (a) las temperaturas de los trabajos de Tazua et al. [9] con (b) temperatura en el interior de la cámara obtenida como resultado.

En ambos casos se aprecia como con la referencia, es decir, cantidad de agua nula, supone la envolvente superior de todos los valores estudiados. Y la máxima cantidad de agua supone el valor más bajo de temperatura.



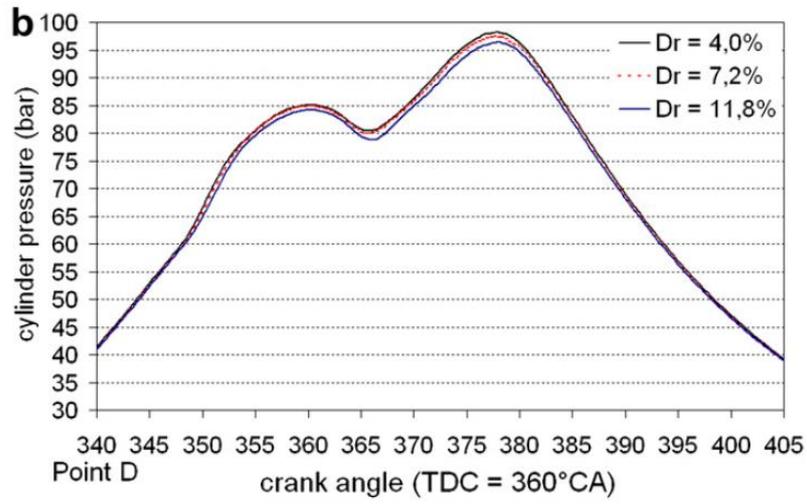
Un grado de dilución del 13% es comparable a los resultados obtenidos en el intervalo de 0,6 y 0,4 de tasa de agua.

En los trabajos de Tazua et al. [9], se obtiene una reducción de un 13%, de las temperaturas de pico. En los resultados obtenidos se obtienen resultados muy semejantes.

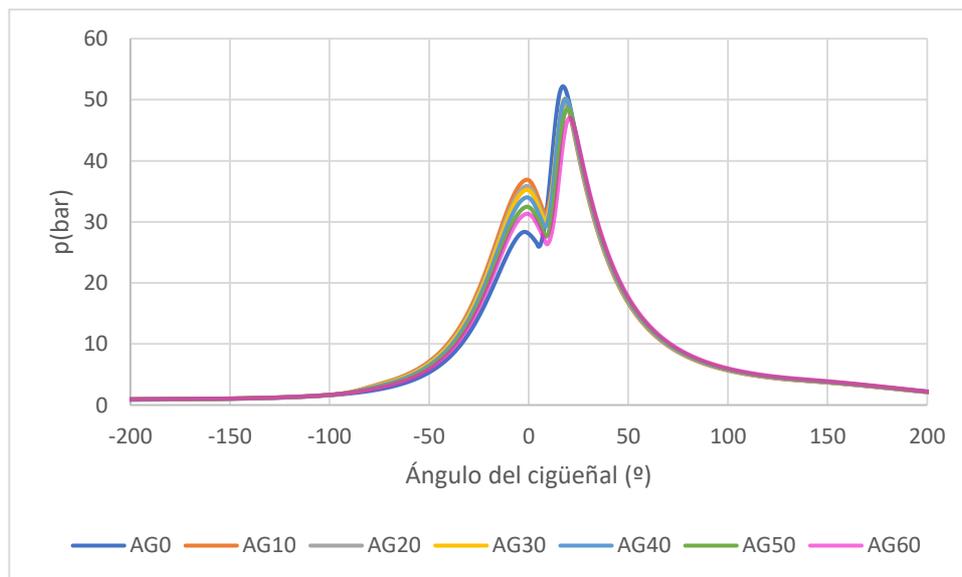
Para el valor intermedio del intervalo, tasa de agua igual a 0,5, en este TFG se obtiene una reducción de 11,25%.

Por lo que los resultados de temperaturas quedan validados con respecto a los resultados obtenidos por este autor [9].

5.1.2 Comparación de los resultados de presiones.



(a)



(b)

Figura 91: Comparación de: (a) las presiones de los trabajos de Tazua et al. [10], con (b) presión obtenida como resultado.



En ambos casos se aprecian dos fenómenos de forma semejantes.

- El aumento del tiempo de retraso provoca que el pico de máxima presión se retrase con la cantidad de agua.
- Se produce un descenso de la presión en torno al PMS, debido a la refrigeración que provoca, el combustible.

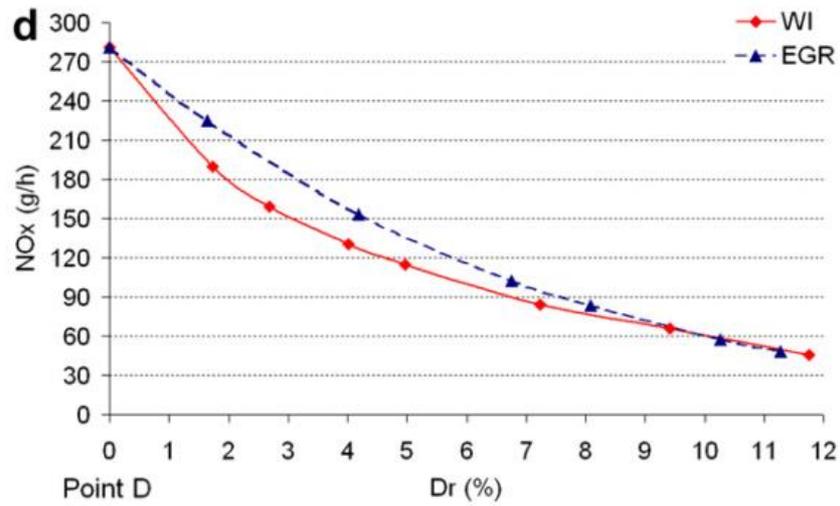
Para un grado de dilución de un 11,8%, le corresponden unas tasas de inyección de agua semejante de 0,5 o 0,6.

Para el grado de dilución de 11,8%, se produce una reducción en el pico de presiones de aproximadamente un 2%, mientras que los resultados obtenidos, para nuevamente el valor intermedio del intervalo, presentan un descenso de aproximadamente un 4%.

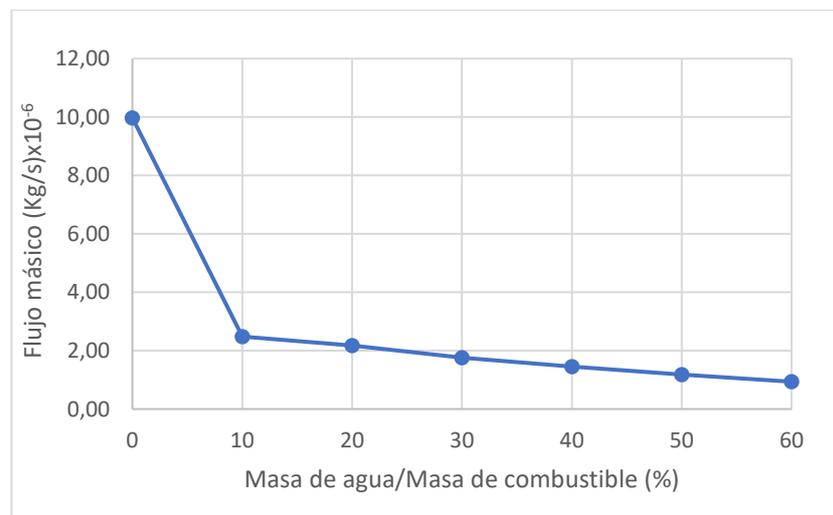
Para el valor más pequeño del intervalo de semejanza la reducción es de un 2.8%, que va en mejor concordancia a los valores representados en los trabajos mostrados.

Tomando como referencia el orden de magnitud, los resultados de presiones validados con este autor.

5.1.3 Reducción de emisiones de NOx.



(a)



(b)

Figura 92: Comparación de: (a) emisiones de NOx de los trabajos de Tauzia et al. [10], con (b) emisiones de NOx obtenidas como resultado.

En la Figura anterior se muestran los óxidos de nitrógeno obtenidos por Tauzia et al. [10] y los obtenidos en el presente trabajo, para poder compararlos.

Ambas gráficas muestran una mayor pendiente en los primeros puntos, para luego suavizarse cuando el porcentaje de agua es mayor de un 10%.

Para un grado de dilución del 12%, nuevamente son extrapolables con los datos obtenidos, para unas tasas de inyección de 0,4-0,6.



Para un grado de dilución del 12%, se obtienen una reducción del orden de un 86%. Para el valor central del intervalo, tasa de inyección igual a 0,5, se obtiene una reducción de las emisiones del orden de un 88% aproximadamente. Por lo que va en muy buena correlación con los datos de referencia.





5.2 Comparación con trabajos de Xiaokong Ma et al. [10].

Análogamente a lo expuesto en el apartado anterior, se comparan los resultados obtenidos, con los que se obtienen en los trabajos de Xiaokong Ma et al.[10]

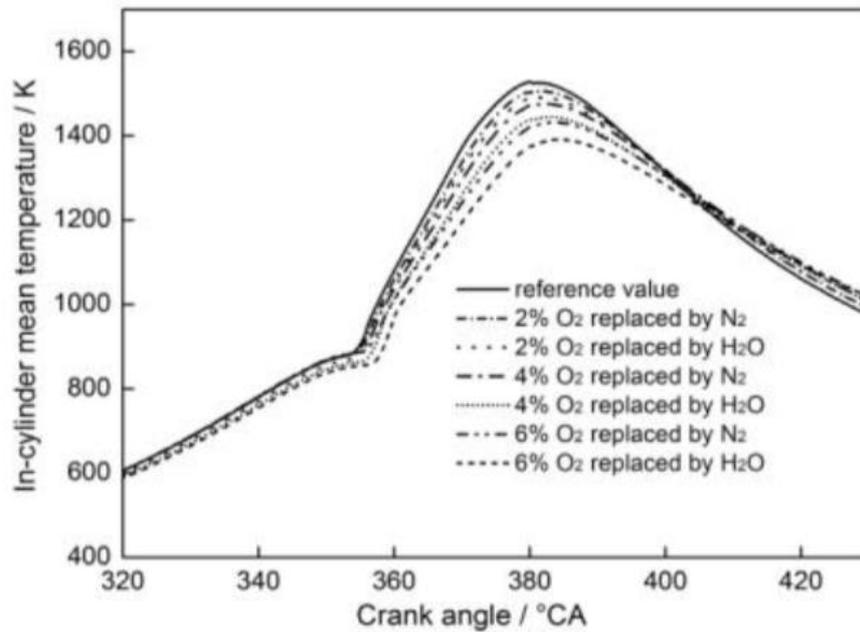
En este caso los resultados de este autor vienen expresados en el porcentaje de oxígeno que se ve sustituido con el agua. Además, también se presentan resultados en comparación con un sistema EGR.

$Aire\ de\ ref = 0,000816062 \frac{kg}{ciclo} \rightarrow O_2\ de\ ref = 0,000171371 \frac{Kg}{ciclo}$					
O ₂ sustituido	O ₂ Mezcla (Kg/ciclo)	Aire Mezcla (Kg/ciclo)	Combustible (Kg/ciclo)	Agua (Kg/ciclo)	Valores semejantes.
6%	0,000161091	0,000767098	0,000035798	0,0000214787	0,4 - 0,6
				0,0000178989	

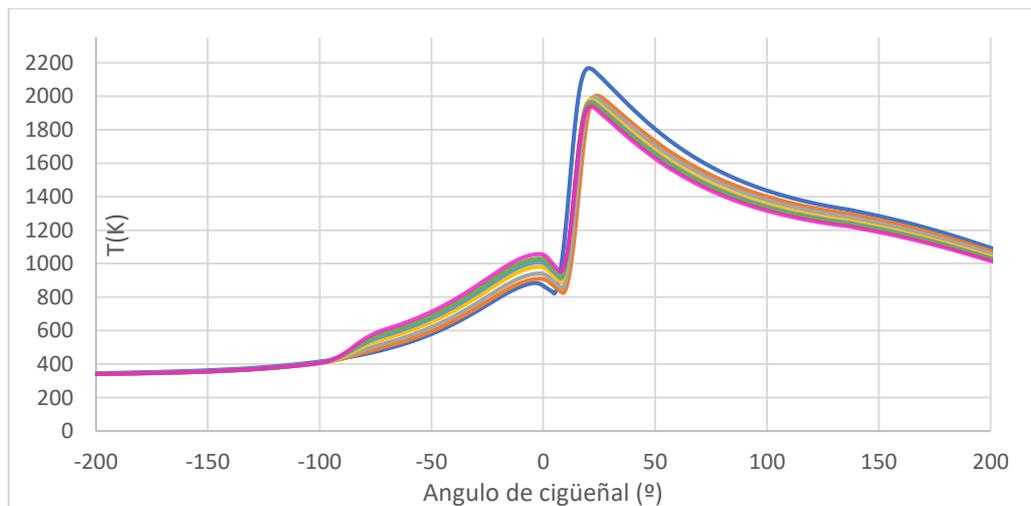
Tabla 16: Tabla comparativa porcentaje de oxígeno sustituido y tasa de agua.

Por tanto, el valor del 6% de oxígeno sustituido por agua, es semejante a los valores de tasa de inyección en el intervalo de 0,4 y 0,6. Como referencia tomaremos el punto intermedio del intervalo, es decir, el punto 0,5.

5.2.1 Comparación de los resultados de temperaturas.



(a)



(b)

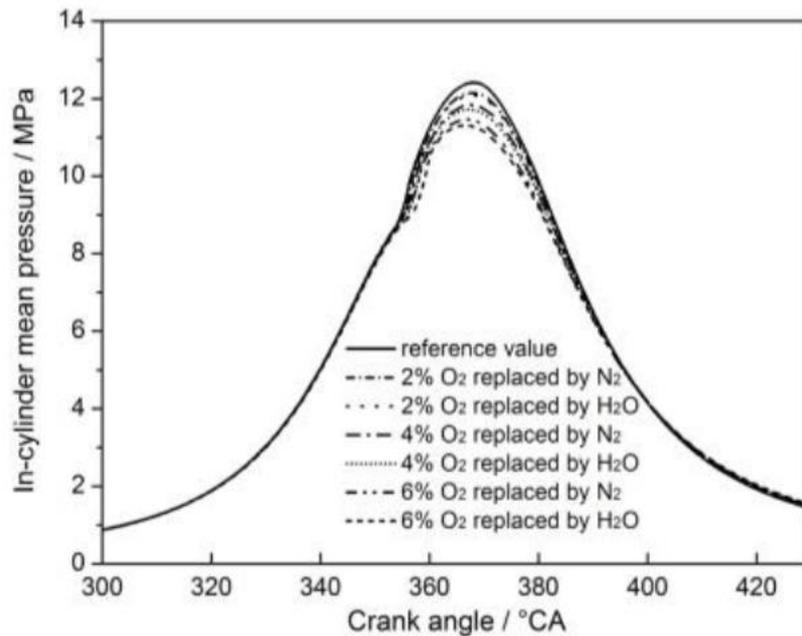
Figura 93: Comparación de (a) las temperaturas de los trabajos de Xiaokang Ma et al. [10] con (b) temperaturas en el interior de la cámara obtenida como resultado.

Se aprecian los efectos de la inyección de agua, y como la temperatura de referencia, agua cero, es la envolvente superior de todos los puntos estudiados. Por lo que es inmediato concluir nuevamente que, al incrementar la cantidad de agua, esta disminuye la temperatura dentro del cilindro.

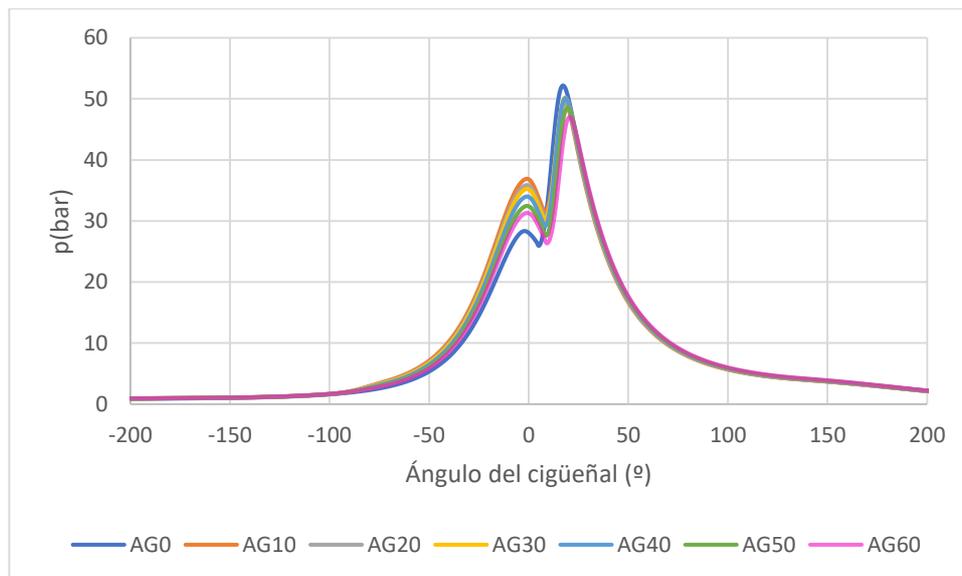


Para un porcentaje del 6%, la disminución de temperatura pico es de 12%, mientras que en los resultados obtenidos se reduce un 11,24 %. Esto implica de manera directa los resultados obtenidos en este TFG son similares a los obtenidos por este autor [10].

5.2.3 Comparación de los resultados de presiones.



(a)



(b)

Figura 94: Comparación de (a) las presiones de los trabajos de Xiaokang Ma et al. [10] con (b) presiones en el interior de la cámara obtenida como resultado.

En la Figura 94 se representa la evolución de la presión en cámara obtenida como resultado (Fig. 94b) y la obtenida por Ma et al. [10] (Fig. 94a).

Para este caso concreto no se produce esa disminución de la presión, esto es debido a que la ley de inyección que se usa para obtener los resultados en el presente TFG inyecta



combustible después de este punto, provocando esta diferencia en el desarrollo de presiones.

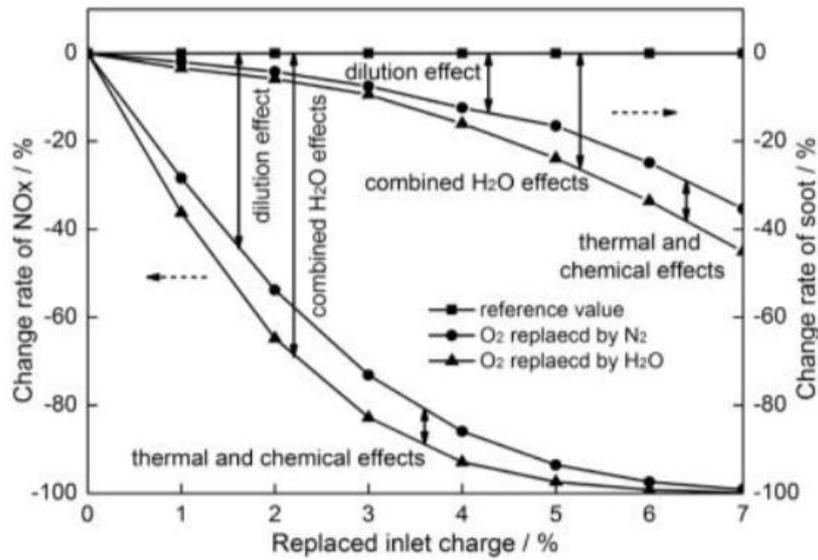
En esta figura se muestra como los valores máximos de presión en el ciclo son para un motor sin agua, y los mínimos para la máxima cantidad de agua inyectada.

Para un valor del 6% de oxígeno reemplazado, se obtiene una disminución de la presión de un 7,8% aproximadamente, frente a la reducción de un 5% obtenida en los resultados de este TFG.

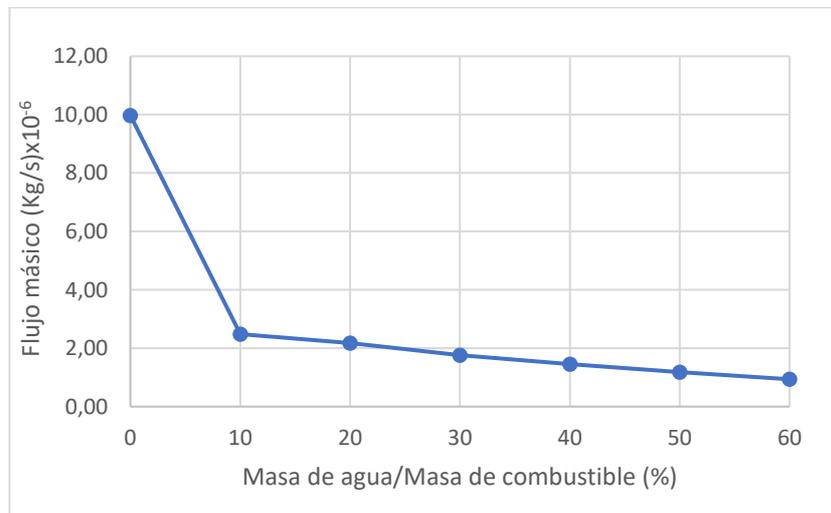
El orden de magnitud del porcentaje de reducción de la presión es muy similar a los resultados de los trabajos de Xiaokang Ma et al.

5.2.3 Comparación de los resultados de emisiones de NOx.

En la siguiente Figura se muestran las emisiones de NOx obtenidas por Ma et al. [11] y las obtenidas en este trabajo para una comparación:



(a)



(b)

Figura 95: Comparación de (a) las emisiones de NOx de los trabajos de Ma et al. [10] con (b) emisiones de NOx obtenidas en este TFG como resultado.

En ambas gráficas se aprecia una fuerte pendiente para bajas cantidades de agua inyectadas, y a continuación esta pendiente se suaviza.



En la Figura 95 se representan las emisiones de NO_x obtenidas en este TFG (Fig. 95b) comparadas con las obtenidas por Ma et al. [10] (Fig. 95a). Para un 6% de reemplazo de oxígeno por agua, se aprecia una disminución de aproximadamente un 95%, elevada con respecto al 82% que se produce con una tasa de 0.5.

Para el límite del intervalo de semejanza de 0,6, se produce una reducción de un 90% más cercano a el valor obtenido en los trabajos de Ma et al.

No obstante, los resultados obtenidos por el investigador Ma et al, se basan en reducir la tasa de oxígeno y dejar el valor del N₂ constante, por lo que la formación de NO_x disminuye cuanto menor es la concentración.

Por tanto, nuestros resultados deben ser aproximados, pero siempre estar por debajo de los expuestos por Ma et al.

Con todo lo anteriormente expuesto los resultados obtenidos en este TFG quedan validados con los obtenidos por Ma et al.[10] y Tazua et al. [9].



6. Conclusiones y Trabajos futuros.

6.1 Conclusiones.

1. Se ha hecho una revisión del estado del arte del proceso de inyección en MCI, tanto en MEC como en MEP, y se ha concluido:
 - MEC: El propósito fundamental es el de reducir las emisiones de NO_x, en orden de cumplir las nuevas normativas de contaminación. El uso de este sistema permite:
 - Reducir el estado térmico en el interior del cilindro, y por consecuencia directa disminuir la formación de NO_x.
 - Se puede usar en tamaños de motor grandes o pequeños:
 - En motores de pequeña cilindrada: aumentamos el porcentaje de combustión en fase premezclada.
 - En motores de gran cilindrada: el porcentaje de reducción ayuda en gran medida a la homologación del motor.
 - Las prestaciones empeoran, con respecto al modelo sin inyección de agua.
 - Se presenta como una solución alternativa o complementaria a la introducción de EGR.
 - Se presenta como una solución sustitutiva de los sistemas SCR.
 - MEP: la reducción de los contaminantes no es el propósito fundamental. Sino el intentar aumentar las prestaciones.
 - Se produce una disminución a la tendencia a la autoinflamación, es decir. Lo que provoca:
 - Poder incrementar la relación de compresión.
 - Poder llegar a el avance óptimo y mejorar el rendimiento interno.
 - Resulta muy ventajoso en combinación con un sistema turbo, y un intercooler, el cual conseguiría una menor temperatura de entrada en la cámara de combustión.

- El uso de estos sistemas reporta problemas técnicos que es necesario subsanar:
 - Es necesario incluir un depósito de agua destilada, consumible. El consumo de agua es aproximadamente del 30-40 (%), del consumo de combustible.
 - Implica un aumento de peso y una limitación en la autonomía.
 - Problema de Blow-By, el cual el agua se filtra al aceite y este pierde sus propiedades.
- 2. Se ha diseñado en el programa Boost, un motor existente en el laboratorio de motores térmicos de la Universidad de Valladolid, para estudiar el proceso de inyección de agua. Motor El modelo:
 - Motor mono-cilíndrico MEC.
 - Un control de la entrada de aire y la entrada de agua por medio de dos PID.
 - Se ha usado el modelo general o modelo de las especies y se ha creado una especie nueva con las propiedades de agua, para poder simular la inyección de agua líquida en el interior del cilindro del motor.
- 3. Se han realizado estudios paramétricos en el modelo diseñado usando como combustible Diésel y variando la tasa de agua, siempre manteniendo constante la masa de entrada en el cilindro:
 - Al aumentar la tasa de agua inyectada, el estado térmico (Presión y Temperatura disminuye y las emisiones de NOx se reducen, las partículas se mantienen de manera constante aumentándose en gran medida para altas tasas de inyección.
 - Las tendencias calculadas son las esperadas, con la teoría de motores de combustión interna alternativos.
 - Se han validado los resultados obtenidos mediante la comparación con los trabajos realizados por los autores Ma et al.[10] y Tauzia et al. [9]
- 4. Se ha diseñado un modelo de un motor de 6 cilindros, para la futura caracterización del proceso de inyección de agua en un motor de más de un cilindro. El diseño del motor en Boost está realizado a falta de simular el proceso de inyección de agua. Los detalles de este diseño se adjuntan en el Anexo 1, y se propone su finalización como trabajo futuro y continuación del presente TFG.





I. Anexo 1.

Se ha procedido a realizar un modelo de un motor de 6 cilindros en línea, de inyección directa diésel, en el que se introduce una cantidad de agua buscando la reducción de las emisiones de NO_x , y obtener unos resultados con la misma tendencia y el mismo orden de magnitud que en la revisión bibliográfica anteriormente expuesta.

El motor se ha modelado de la siguiente forma:

- Admisión:

Una entrada desde el exterior va a comunicar a un volumen de grandes dimensiones, y de ese volumen salen los conductos directos a los cilindros

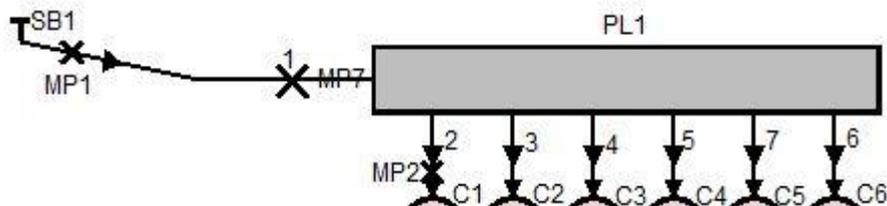


Figura 96: Modelado de la Línea de Admisión.

- Línea de cilindros: Una línea de 6 cilindros que representa el bloque de cilindros y el cigüeñal.

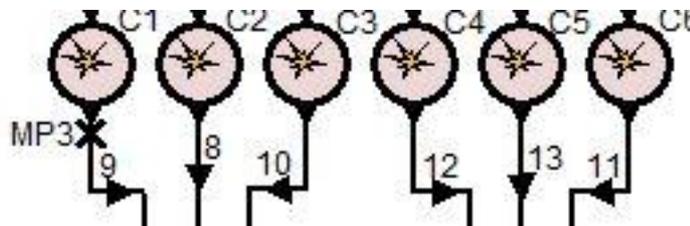


Figura 97: Modelado de la línea de cilindros.

- Escape: Se define una línea de escape, la cual se compone por dos colectores de escape y una línea de escape común que desemboca en una cola de escape única.

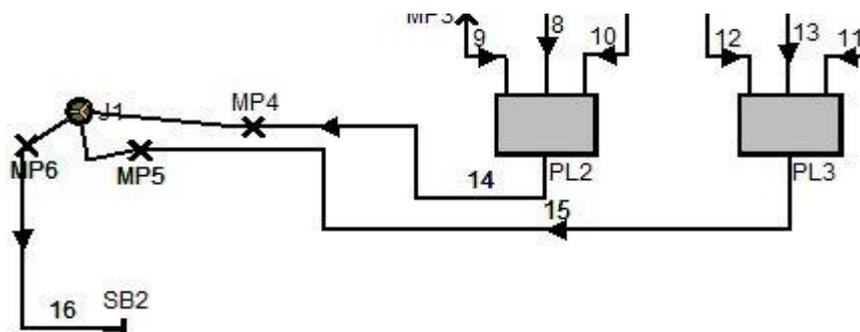


Figura 98: Modelado de la línea de escape

Juntando las tres partes anteriormente comentadas tenemos el modelo completo del motor de 6 cilindros.

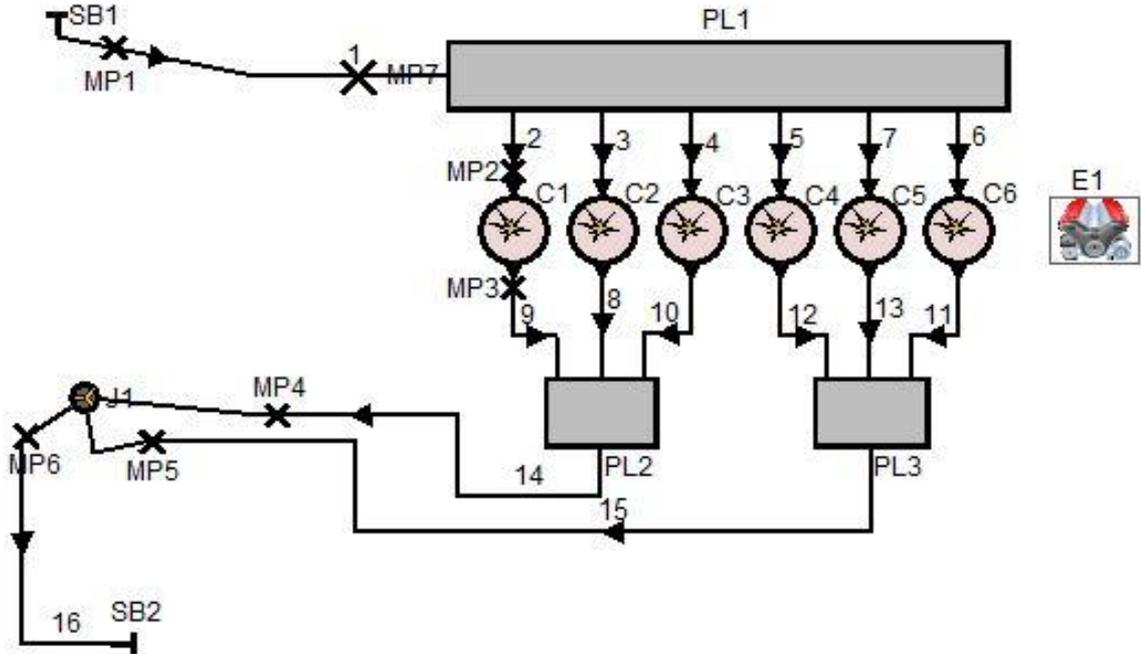


Figura 99: Modelo completo del motor en BOOST

Para realizar el diseño del modelo se selecciona del árbol los elementos necesarios para construir el modelo mediante un doble clic sobre el árbol de elementos estos se arrastran hasta la posición adecuada en el espacio de trabajo, son conectados entre sí mediante líneas que dentro del programa significa tuberías.

Los elementos usados para realizar el modelado se presentan junto con su abreviatura en la siguiente tabla:

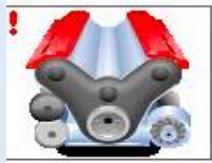
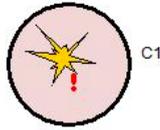
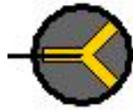
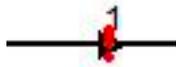
Elemento	Número	Abreviatura	Símbolo
<i>Motor</i>	1	E	
<i>Cilindro</i>	1-6	C	
<i>Límite del sistema</i>		SB	
<i>Unión</i>	1	J	
<i>Punto de medida</i>	1-7	MP	
<i>Elemento tubería</i>	1-16	NUMERO (X)	
<i>Plenum</i>	1-3	PL	

Tabla 17: Símbolos del modelo. Adaptada [21]

VARIABLES DE SIMULACIÓN.

Para realizar la simulación es necesario especificar los datos generales de entrada, antes de definir los elementos que conforman el modelo.

Para ello en la sección del menú **SIMULATION | CONTROL**. Se definen valores globales e hipótesis que emplea la simulación, y los parámetros usados para controlarlas.

i. Tareas de simulación.

Simulation Task (tarea de Simulación): se definen tres posibilidades de simulación según los resultados que se deseen obtener.

- Cycle simulation (Simulación de ciclo): consiste en evaluar las variables del ciclo y obtener los puntos que definen el ciclo termodinámico al que se somete el fluido.

Se ha optado por simular 50 ciclo, para eliminar por completo el efecto del transitorio inicial.

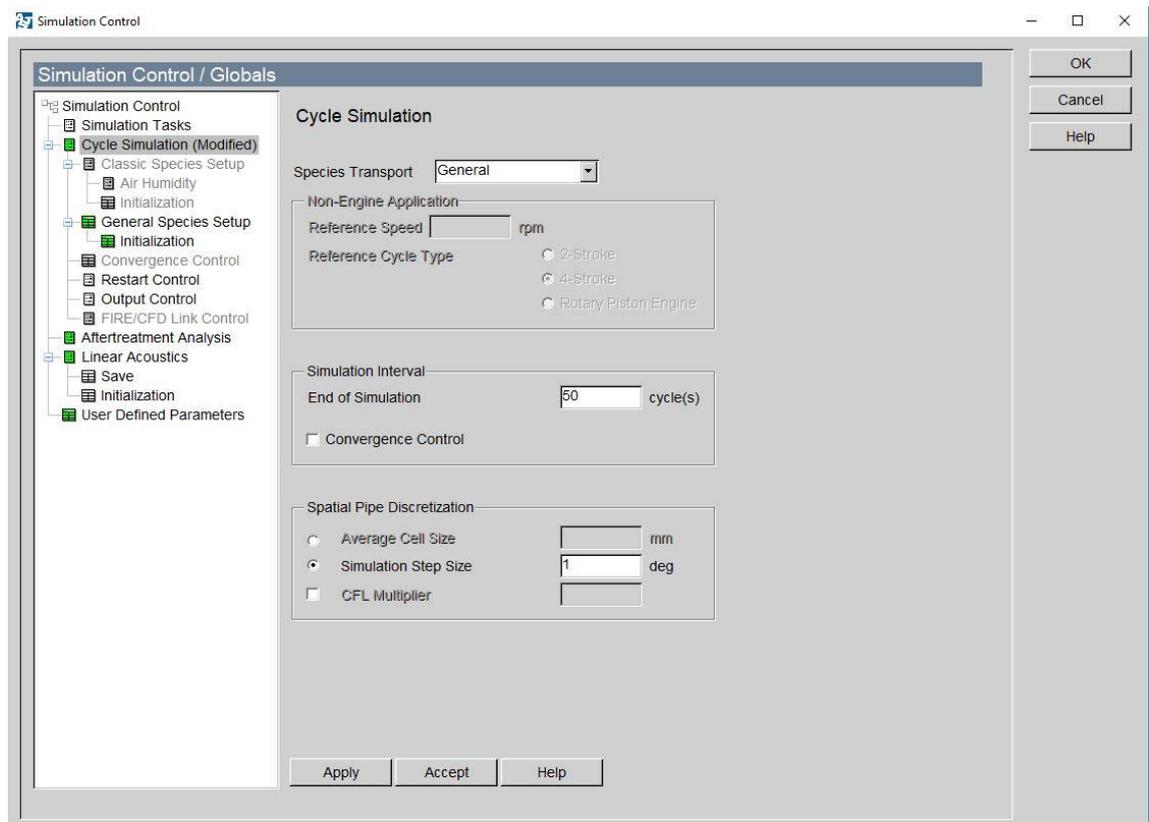


Figura 100: Parámetros de la simulación de los ciclos.

ii. Simulación de especies.

En este apartado se definen las especies se selecciona **MODELO GENERAL**.

El modelo general nos permitirá seleccionar las especies con las que queremos trabajar además de darnos la opción de modificar algunas características de las propias especies.

El programa aplicará las ecuaciones de la termodinámica y de conservación para cada una de estas especies además de considerar la cinética de la reacción.

Estas especies son cargadas a través de un fichero .txt, el cual, tiene introducido en cada línea el nombre, con la nomenclatura exacta que usa BOOST, para reconocer las especies.[21]

Mediante la base de datos THERMO y el fichero de especies anteriormente comentado se introducen al sistema las especies necesarias.

Se definen las composiciones de mezcla mediante la fracción másica de cada especie.

- Definimos un aire: se realiza una simplificación ya que consideramos el aire tan solo como una mezcla de aire y nitrógeno (21/79).

También de la misma manera se introduce el agua restando la parte proporcional a la cantidad de O_2 y N_2

- Definimos un combustible: El combustible está compuesto enteramente por Diésel.

Será necesario introducir en el programa unas variables de presión y de temperatura iniciales o de referencia, que son tomadas para realizar las primeras iteraciones.

Se ha tomado como condiciones iniciales, unos valores que son función del punto del circuito en que se quiera inicializar los elementos.



Figura 101: Fichero .txt para introducir las especies.

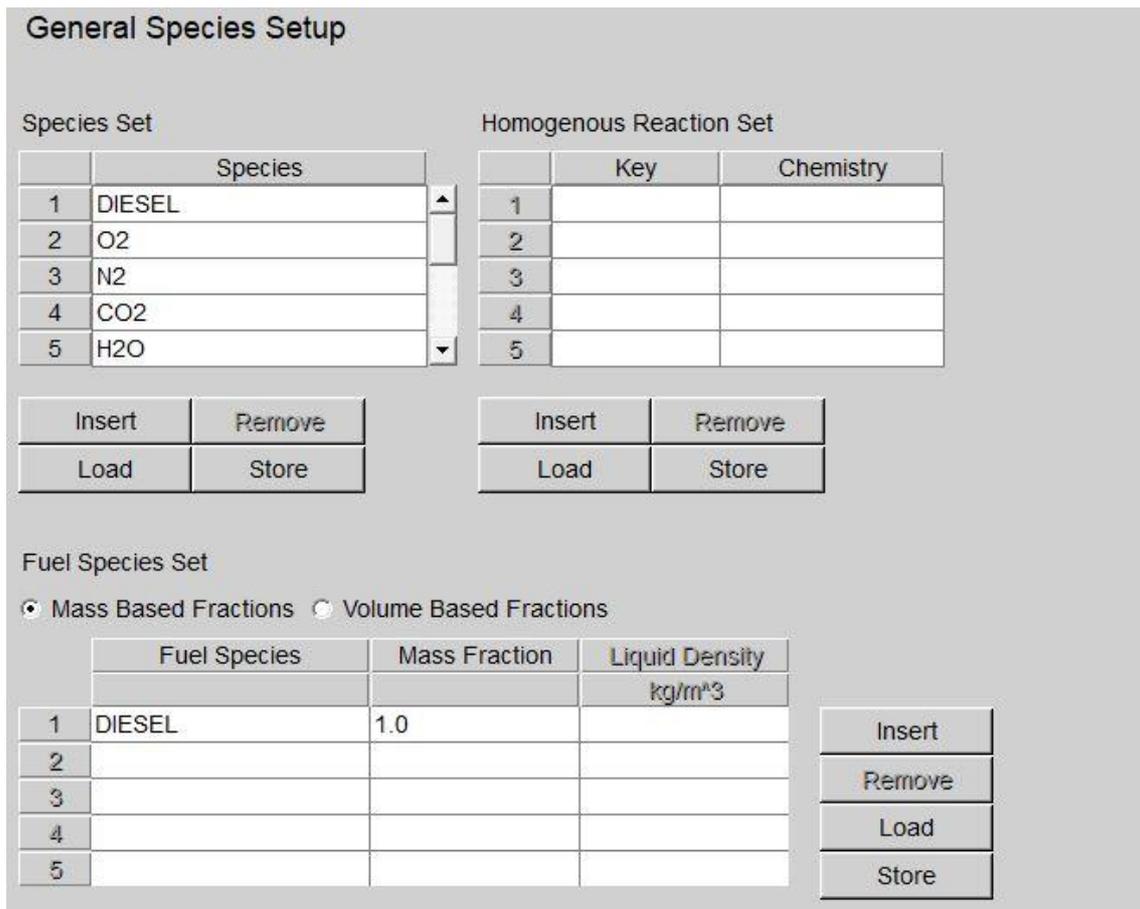


Figura 102: Modelo general de especies

iii. Iniciación.

Para realizar la simulación el programa requiere establecer unas condiciones de entrada del motor modelado.

Estas condiciones solo serán usadas para los primeros ciclos, y vienen a representar el estado transitorio del motor, y tras un número de ciclos aparece las condiciones de funcionamiento en estacionario.

- Tipos de variables de entrada iniciales:
 - Presiones (bar)
 - Fuel Vapour (Concentración de combustible).

$$Fuel\ Vapour = \frac{\frac{1}{A/Fst}}{1 + \frac{1}{A/Fst}}$$

Ecuación 21: Expresión para el cálculo de Fuel Vapour [23]

- Temperatura (°C).
- Combustion products (Productos de la combustión)
- Exceso de aire (inverso del dosado relativo).

Las condiciones iniciales se introducen en “SETS”, estos Sets son diferentes a los usados con el modelo general, debido a que permite seleccionar la fracción molar de cada especie. Los valores se especifican a continuación:

	Temp.	DIESEL	O2	N2	CO2	H2O
	degC	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	22	0	0.21	0.79	0	0
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						

Figura 103: Set de iniciación.

Hay que destacar que los parámetros en color grisáceo indican que se está controlando a través de un parámetro.

iv. Control de reinicio.

Será necesario especificar si cada vez que se simule el ciclo tome los valores anteriores (inicialización), o tome los valores por defecto.

- Control de salida: Será necesario que se indique el número de ciclos que se quieren mostrar, así como la frecuencia con la que se guardan datos.
 - En esta opción es necesario definir las condiciones ambientales (presión y temperatura ambiente) para obtener el resultado de los rendimientos (volumétrico térmicos...).

v. Control de Salida.

El programa permite mostrar un resumen de los ciclos realizados.

También permite generar un archivo por cada ciclo calculado “traces” por tanto, en la generación de resultados se obtienen dos tipos de archivos.

Uno referente a valores instantáneos de cada ciclo, y otro a valores medios del número de los ciclos especificados para mostrar en el resumen.

vi. Estudio paramétrico.

Para realizar el estudio de la inyección de agua en la admisión del motor, son necesarios la creación de diferentes parámetros, e ir variándolos manteniendo el resto de ellos constantes.

En el estudio de introducir la cantidad de agua al cilindro hemos creado 5 casos diferentes, los cuales se van variando las cantidades de agua, oxígeno, nitrógenos.

Los valores que se han introducido corresponden a las fracciones másicas de las especies que se han introducido en la admisión del motor.

Parameter	Type	Value	Unit
O2	global	0.21	[-] (Ratio)
N2	global	0.79	[-] (Ratio)
h2o	global	0	[-] (Ratio)

Figura 104: Parámetros usados en el modelo



agua	h2o	O2	N2	Status
	[-]	[-]	[-]	
0	0	0.21	0.79	completed
1	0.000664970	0.209860350	0.789474680	completed
2	0.001329923	0.209720716	0.788949361	completed
3	0.001994885	0.209581074	0.788424041	completed
4	0.002659846	0.209441432	0.787898722	completed
5	0.003324808	0.209301790	0.787373402	completed

Figura 105: Casos que se van a estudiar

Configuración de los elementos del modelo.

En este capítulo se definirán las configuraciones adoptadas para los diferentes elementos del modelo.

Primero se desarrollarán las configuraciones generales, y a continuación se especifica los valores adoptados para cada elemento.

1 Motor.

El elemento motor es necesario definir las características y los reglajes propios del motor, así como, los modelos para el cálculo de las pérdidas de fricción.

Es necesario definir en los siguientes apartados la información anteriormente comentada.

- General:

Se define el régimen del motor, el cual será constante para toda la simulación.

Se define también el tipo de motor que se va al celular es decir de 2T o de 4T.

El régimen con el que se va a trabajar son 2500rpm, y un motor de 4 cilindros.

- Configuración de los cilindros.

En este apartado es necesario definir el número de cilindros, y el orden en el que se enciende la mezcla.

El caso que se ha tratado, se trata de un motor de 6 cilindros en línea el cual, el orden de encendido se establece acorde a la referencia de F.Payri et al.. [2].

Identical Cylinders

Firing Order

	Firing Angle deg
1	0
2	480
3	240
4	600
5	360
6	120
7	
8	
9	
10	
11	
12	

Load

Store

Figura 106: Orden de encendido de los cilindros

- Modelo de fricción:

El modelo que se está generando tendrá en cuenta las pérdidas producidas por la fricción entre los elementos móviles del conjunto.

Se ha considerado así, ya que estas pérdidas influyen de manera negativa tanto en el consumo específico como en la presión media efectiva.

BOOST permite generar varios modelos para calcular estas pérdidas.

El modelo de fricción elegido es el de Patton, Nitschke. Y como parámetro multiplicador el valor de 1.

Los parámetros que requiere este modelo son (motor en línea o en V), y sí se quiere simular las pérdidas que originaría un árbol de levas o no.

En el modelo realizado se elige un motor en línea y no se considera la simulación de un árbol de levas.

2 Cilindros.

Para la definición del cilindro, es necesario incluir tanto las dimensiones características del cilindro, como las dimensiones del mecanismo, es decir, el tamaño de la biela, longitud de la muñequilla etc.

Además, el usuario ha de definir las leyes de combustión utilizadas, y el modelo de transferencia de calor que se produce entre los elementos.

Se especifican unas condiciones iniciales que en nuestro caso serán una presión de 4,5 bar y una temperatura de 726Cº.

Estas condiciones iniciales están definidas en el estado de altas presiones con ambas válvulas cerradas.

Estos valores no son determinantes en la simulación debido a que el número de ciclos simulado elimina total dependencia de los valores transitorios.

- General:
 - Las dimensiones con las que se va a trabajar son:

Bore	<input type="text" value="100"/>	mm
Stroke	<input type="text" value="130"/>	mm
Compression Ratio	<input type="text" value="18"/>	[-]
Con-Rod Length	<input type="text" value="220"/>	mm
Piston Pin Offset	<input type="text" value="0"/>	mm
Effective Blow By Gap	<input type="text" value="0"/>	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 107: Geometría de los cilindros

- Blow by:

BOOST da la posibilidad de simular Blow by, estos son los gases parcialmente quemados que pasan a través de los segmentos. Aunque no se considera su recirculación a la admisión.

Estos gases se depositan en el cárter y terminen por deteriorar el aceite.

Este fenómeno es bastante importante a la hora de estudiar la inyección de agua ya que uno de los problemas que presenta este sistema es la contaminación del aceite con agua.

En este caso se ha simulado con una presión de los gases del cárter de 1bar.

- Modelo de barrido: BOOST, presenta tres modelos posibles:
 - Mezcla perfecta.
 - Desplazamiento perfecto.
 - Modelo de barrido definido por el usuario.

En este caso se ha optado por una mezcla perfecta, debido a que en la “Guía del programa”, se postula como la opción más adecuada.

- Combustión:

Consiste en caracterizar la forma en la que se libera el calor proveniente de la combustión.

La liberación de calor se puede definir según el ángulo de cigüeñal, o bien según el tiempo.

[21] Como el objetivo es simular un motor de inyección directa, y además analizar las emisiones contaminantes, se ha elegido un modelo N-Zonal, llamado AVL MCC MODEL, este modelo está especialmente configurado para motores de encendido por compresión.

En relación con el proceso de combustión, primeramente, es necesario definir el sistema de formación de la mezcla, BOOST, da la opción de considerar:

3. Preparación interna de la mezcla.
4. Preparación externa de la mezcla.

En este caso se ha elegido la opción preparación interna, ya que se trata de un motor diésel de inyección directa.

En esta sección es necesario introducir las condiciones iniciales que se encuentra el combustible. Siendo estas de 100°C.

Se fija la cantidad de combustible por cilindro y ciclo correspondiente a un dosado relativo de 0.6.

- La cantidad de combustible que se introduce es 0,0000456 kg/cil y ciclo.

- AVL MCC Model:

[21], [23] El modelo AVL MCC Model, permite simular un proceso de inyección de combustible en el cual se fija la presión del rail y el tipo de inyector (número de agujeros y coeficiente de descarga).

Además, se permite ponderar un valor más u otro dependiendo de las necesidades del modelo.

EL modelo exige definir una tasa de inyección, como una curva dependiente del ángulo, en este caso ha sido la que se aprecia en la fig 69.

AVL MCC Model

Physical Properties

Number of Injector Holes	<input style="width: 80px;" type="text" value="6"/>	
Hole Diameter	<input style="width: 80px;" type="text" value="0.5"/>	mm
Discharge Coefficient	<input style="width: 80px;" type="text" value="0.5"/>	[-]
Rail Pressure	<input style="width: 80px;" type="text" value="1500"/>	bar

Normalised Model Parameters

Ignition Delay Calibration Factor	<input style="width: 80px;" type="text" value="1"/>	[-]
Combustion Parameter	<input style="width: 80px;" type="text" value="1"/>	[-]
Turbulence Parameter	<input style="width: 80px;" type="text" value="1"/>	[-]
Dissipation Parameter	<input style="width: 80px;" type="text" value="1"/>	[-]
EGR Influence Parameter	<input style="width: 80px;" type="text" value="1"/>	[-]
Premixed Combustion Parameter	<input style="width: 80px;" type="text" value="0.7"/>	[-]

Rate of Injection

Figura 108: Parámetros de configuración de AVL MCC BOOST.

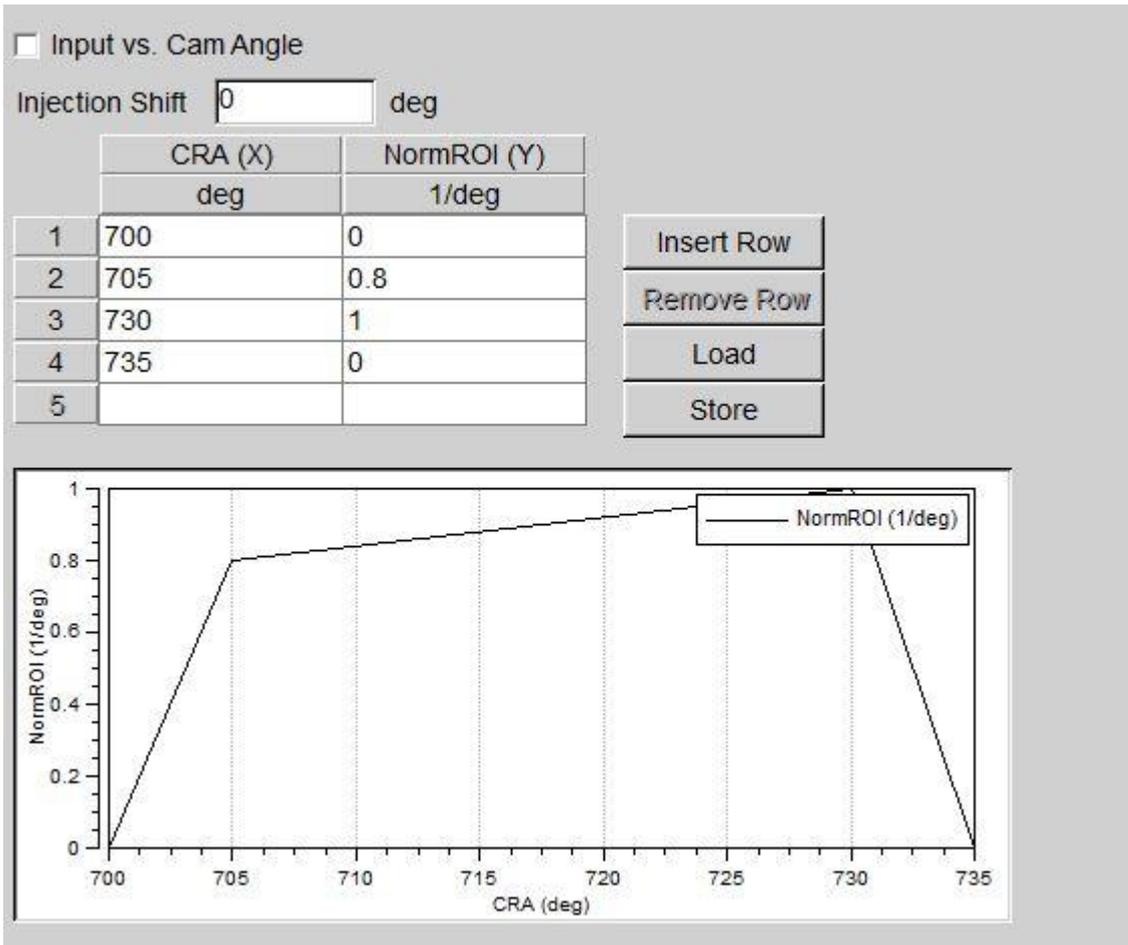


Figura 109: Ley de inyección.

- Transferencia de calor:

La transferencia de calor en un MCI se da entre los tres elementos principales, que confinan la cámara de combustión. Estos son, la culata el cilindro y el pistón.

Se define la transferencia de calor por la siguiente ecuación:

$$\sum Q_t = Q_p + Q_c + Q_c$$

Ecuación 22: Transferencia de calor en el cilindro.

Desarrollando la ecuación anterior:

$$Q_i = A_i * K_i * (T_c - T_i)$$

Ecuación 23: Transferencia de calor en cada superficie.

- Siendo:
 - Q_i : calor transferido por la superficie i .
 - A_i : área de transferencia de calor.
 - K_i : coeficiente global de transferencia de calor referido al área i .
 - T_c : temperatura del gas en el cilindro.
 - T_{wi} temperatura de pared de la superficie i .

Así, por tanto, con las características geométricas ya definidas, y el régimen de giro cte, el cálculo de la transferencia de calor se reduce a la obtención del coeficiente global de transferencia de calor, este es calculado mediante correlaciones, y tendrá un valor más preciso si se selecciona la correlación correcta para el tipo de modelo ejecutado.

La correlación seleccionada es, Woschni 1978, un modelo muy utilizado en la simulación de motores de encendido provocado y encendido por compresión de automoción.[21]

Resaltar que en este apartado los datos son calculados de manera automática función de la geometría anteriormente del cilindro.

- Válvulas de admisión y de escape:

Primeramente, es necesario definir el modo en el que se controla la admisión y el escape, ya que resulta crucial para conocer como entra en el cilindro la mezcla fresca y como sale del mismo la mezcla quemada.

Tanto para las válvulas de admisión y de escape es necesario definir en primer lugar, las características geométricas, el tipo de válvula y su accionamiento.

BOOST trabaja con el diámetro interior al asiento, la holgura, el factor de escala de la sección de paso efectiva y los coeficientes de flujo o descarga.

Otros parámetros serían igualmente válidos para caracterizar el proceso, pero el programa solo permite introducir este tipo.

$$\circ \quad Cd = \frac{M_{real}}{M_{teórica}} \rightarrow M_{real} = Cd * A * \rho * V$$

Ecuación 24: Ecuación del coeficiente de descarga de una válvula.

Para la definición de los coeficientes de flujo será necesario especificar el valor a lo largo del intervalo angular de levantamiento de las válvulas.

Para definir el levantamiento se realiza con los milímetros que se levanta la válvula para cada ángulo de cigüeñal.

Por último, es necesario introducir una ley de levantamiento de válvulas, esta ha de ser obtenida mediante métodos experimentales y cargada al programa mediante un archivo .dat.

Este proceso se realiza, tanto para la válvula de admisión como para la de escape de manera semejante.

3 Límites del sistema:

Los límites del sistema interrelacionan el modelo de cálculo con el ambiente y este es definido por el usuario mediante los límites del sistema.

Se definen dos “System Boundary” una para la entrada en la admisión y otra que representa la salida en la cola del escape.

Tipos de límites, BOOST permite definir dos tipos de límites el estándar, y el definido por el usuario.

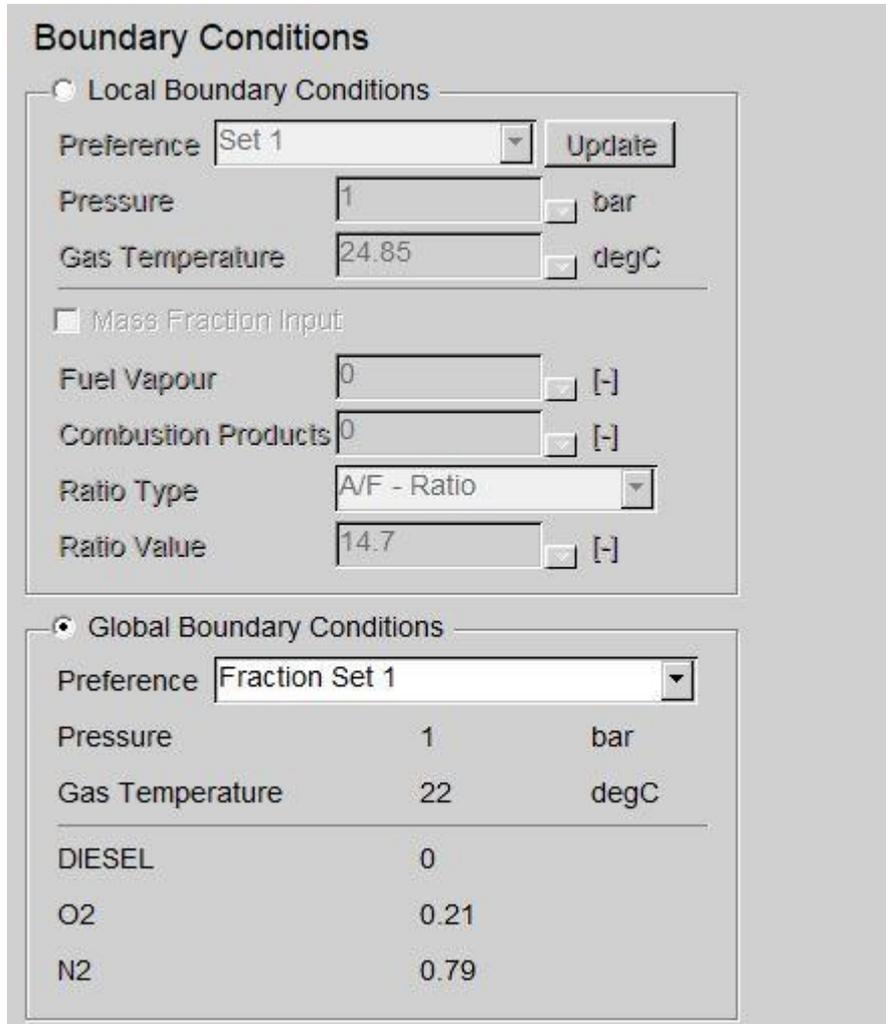
Todos los límites del sistema han sido definidos de manera estándar, esto implica que tan solo es necesario definir las condiciones de presión y temperatura.

Las condiciones de contorno pueden ser definidas de manera manual, mediante los diferentes ‘sets’, o bien, el programa te permite definirlos de manera automática.

En este caso al usar el modelo general, se habilita la opción de introducirlo a través de los “Global Sets”, y en concreto de los “fracción sets”, estos permiten definir la fracción másica de cada especie que se desee.

Por último, para una correcta definición de los límites de sistema es necesario establecer los coeficientes de flujo, los cuales, permiten modelar la pérdida de presión en el llenado o en la descarga cuando un fluido entra en una tubería.

Para ambos casos se considera el valor unidad en ambos.



Boundary Conditions

Local Boundary Conditions

Preference Set 1 Update

Pressure 1 bar

Gas Temperature 24.85 degC

Mass Fraction Input

Fuel Vapour 0 [-]

Combustion Products 0 [-]

Ratio Type A/F - Ratio

Ratio Value 14.7 [-]

Global Boundary Conditions

Preference Fraction Set 1

Pressure 1 bar

Gas Temperature 22 degC

DIESEL 0

O2 0.21

N2 0.79

Figura 110: Configuración de una System Boundari, a través de una fraction set

4. Uniones.

[21], [23] Para el modelado de las uniones de varias tuberías el programa genera tres modelos y será necesario optar por uno de ellos:

- Modelo de presión constante: simula la unión como si fuera una cámara (plénium), es decir, un volumen muy grande y este está a una presión constante, y esta presión será igual a la presión estática en la tubería menos la presión de la unión.
- Modelo de presión estática constante: en este modelo todas las secciones de las tuberías conectadas se unen a la misma presión estática.

- Modelo refinado: en esta opción se emplea un modelo de cálculo preciso basado en las ecuaciones para flujo en el interior de orificios, será necesario introducir los coeficientes de flujo para las dos direcciones de circulación posibles entre ellas.

Se ha elegido un modelo el cual conservar la presión de remanso para de esta manera no distorsionar la presión de escape.

5. Tuberías.

Este elemento contiene los fluidos que han realizado o realizarán el proceso termodinámico en el interior de la cámara de combustión.

En estos elementos son considerados los efectos de la mecánica de ondas de presión como retardo o adelanto en la propagación de dicho flujo.

Para definir este elemento, es necesario aportar los siguientes datos al programa:

- 5 Diámetro o diámetro hidráulico equivalente
- 6 Longitud
- 7 Coeficiente de fricción: para el cálculo de la pérdida de carga
- 8 Coeficiente de transferencia de calor
- 9 Temperatura inicial de las paredes

- General

En este apartado se introducen los parámetros geométricos como, la longitud, el diámetro, o el diámetro hidráulico equivalente, si la sección no es circular.

- Calculo de la pérdida de carga en conductos

En el cálculo de la pérdida de carga se usan los siguientes coeficientes de fricción.

3. Coeficiente de fricción para flujo turbulento, se usa cuando el valor del número de Reynolds es mayor que el Reynolds crítico

Este tipo de coeficientes según el diagrama de Mudi se mantiene más o menos constante, aunque el Reynolds aumente.

4. Coeficiente de fricción para flujo laminar:

El coeficiente de flujo laminar se define como cte y de valor 64, debido a que por simplicidad en los cálculos este parámetro resulta muy ventajoso. [23]

Y no es objeto de este trabajo calcular la pérdida de carga de una manera muy precisa.

- Cálculo de la transferencia de calor

Para el cálculo de la transferencia de calor por convección (fluido tubería) se usa la ley de enfriamiento de Newton expresada como:

$$Q = h * (ts - t\infty)$$

Ecuación 25: Ley de enfriamiento de Newton

Se especificará una temperatura inicial y posteriormente tomará como temperatura de pared aquella que este en dicha iteración.

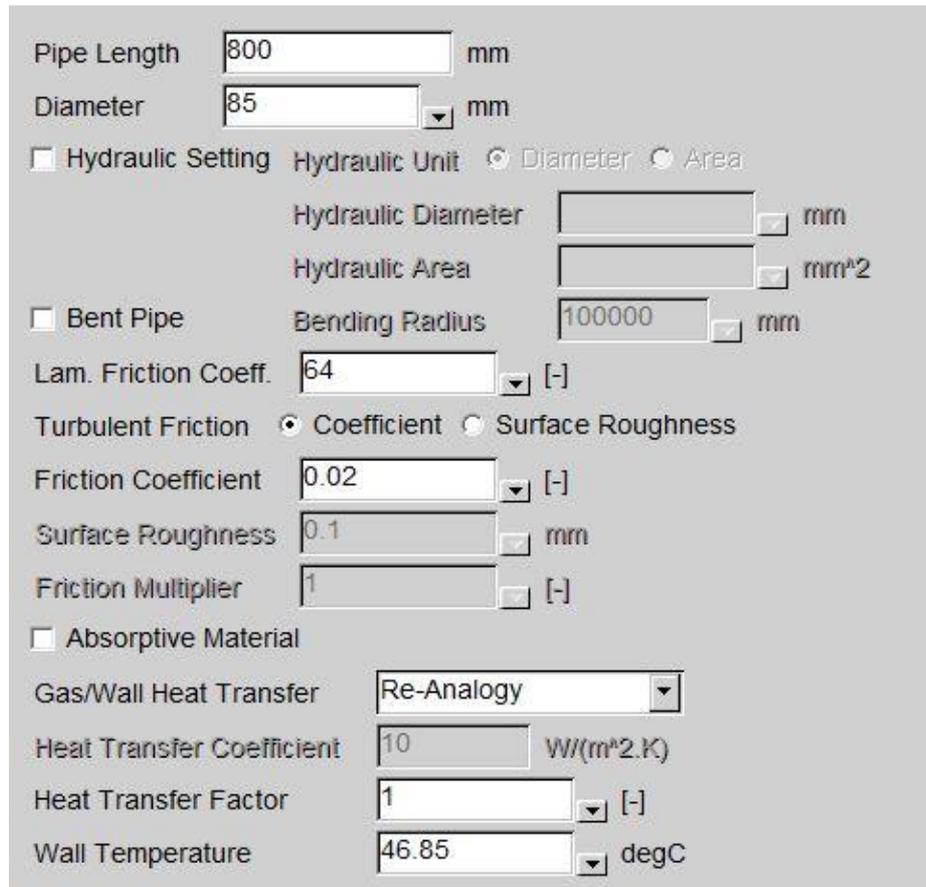
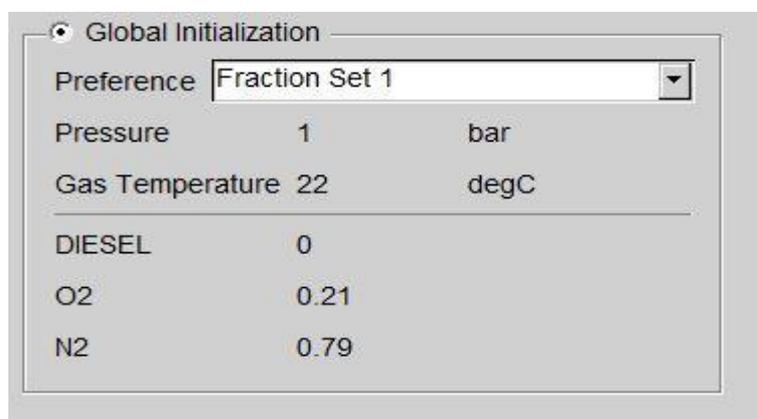


Figura 111: Definición de una tubería



DIESEL	0
O2	0.21
N2	0.79

Figura 112: Inicialización a través de una Fraction Set

Nº	Diámetro (mm)	Longitud(mm)
1	85	800
	Dvariable	Longitud
2	55	0-100
3		
4	44	100-580
5		
6		
7	41	580-700
8		
9	38	300
10	38	300
11		
12		
13		
14	40	300
15	40	600
16	100	1500

Tabla 18: Diámetros y longitudes de tuberías

6. Plenum.

Un elemento usado en el modelado del motor es un Plenum un elemento que representa un volumen de grandes dimensiones.

En este modelo se han usado para modelar los colectores de admisión y de escape, siendo el de admisión común a todos los cilindros y el de escape en una configuración 3-1 (3 entradas por las salidas de escape y uno a la línea de escape), estos dos colectores presentan la disposición más usada en motores de 6 cilindros dispuestos en línea.

Para el modelado de este momento el programa te exige meter los siguientes datos.

- Un volumen: este valor se ha calculado de manera aproximada, tomándose como valor de 6 litros.
- Unos coeficientes de flujo tanto de descarga como de salida. Se considera que en estos elementos se pierde entre un 5% y un 10% de la presión total de admisión.

Análogamente se han definido los colectores de escape en este caso con un volumen de 0,3L por cada colector, y los mismos coeficientes de flujo.



4. Referencias bibliográficas.

- [1] S. Kousoulidou, Marina; Ntziachristos, Leonidas ; Mellios, Giorgos; Zissis, “Road-transport emission projections to 2020 in European urban environments,” *Atmos. Environ.*, vol. 42, pp. 7465–7475, 2008.
- [2] Prof.F.Payri Prof. J. M. Desantes..., *Motores de Combustión Interna Alternativa Alternativos*. UPV Valencia, 2011.
- [3] M. Kousoulidou, I. Ntziachristos, G. Mellios, and Z. Samaras, “Road-transport emission projections to 2030 in European urban environments,” *Atmos. Environ.*, vol. 42, pp. 7465–7475, 2008.
- [4] J. B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*. New York.
- [5] G. Greeves, I. M. Khan, and G. Onion, “Effects of water introduction on diesel engine combustion and emissions,” *Symp. Combust.*, vol. 16, no. 1, pp. 321–336, 1977.
- [6] W. Mingrui, N. T. Sa, R. F. Turkson, L. Jinping, and G. Guanlun, “Water injection for higher engine performance and lower emissions,” *J. Energy Inst.*, vol. 90, no. 2, pp. 285–299, 2017.
- [7] E. Arabaci, Y. İcingür, H. Solmaz, A. Uyumaz, and E. Yilmaz, “Experimental investigation of the effects of direct water injection parameters on engine performance in a six-stroke engine,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 98, pp. 89–97, 2015.
- [8] M. I. Hassan and A. T. Brimmo, “Modeling In-Cylinder Water Injection in a 2-Stroke Internal Combustion Engine,” *Energy Procedia*, vol. 75, pp. 2331–2336, 2015.
- [9] X. Tauzia, A. Maiboom, and S. R. Shah, “Experimental study of inlet manifold water injection on combustion and emissions of an automotive direct injection Diesel engine,” *Energy*, vol. 35, no. 9, pp. 3628–3639, 2010.
- [10] X. Ma, F. Zhang, K. Han, Z. Zhu, and Y. Liu, “Effects of Intake Manifold Water Injection on Combustion and Emissions of Diesel Engine,” *Energy Procedia*, vol. 61, pp. 777–781, 2014.
- [11] F. Bozza, V. De Bellis, and L. Teodosio, “Potentials of cooled EGR and water injection for knock resistance and fuel consumption improvements of gasoline

- engines,” *Appl. Energy*, vol. 169, pp. 112–125, 2016.
- [12] J. D. Fabian Hoppe, Matthias Thewes, Henning Baumgarten, “Water injection for gasoline engines: Potentials, challenges, and solutions,” *SAGE Journals*, vol. 17, no. 1, pp. 86–96, 2015.
- [13] Z.-J. Wu, X. Yu, L.-Z. Fu, J. Deng, Z.-J. Hu, and L.-G. Li, “A high efficiency oxyfuel internal combustion engine cycle with water direct injection for waste heat recovery,” *Energy*, vol. 70, pp. 110–120, 2014.
- [14] B. Tesfa, R. Mishra, F. Gu, and A. D. Ball, “Water injection effects on the performance and emission characteristics of a CI engine operating with biodiesel,” *Renew. Energy*, vol. 37, no. 1, pp. 333–344, 2012.
- [15] M. E. A. Fahd, Y. Wenming, P. S. Lee, S. K. Chou, and C. R. Yap, “Experimental investigation of the performance and emission characteristics of direct injection diesel engine by water emulsion diesel under varying engine load condition,” *Appl. Energy*, vol. 102, pp. 1042–1049, 2013.
- [16] Z. Zhang *et al.*, “Effect of direct water injection during compression stroke on thermal efficiency optimization of common rail diesel engine,” *Energy Procedia*, vol. 142, pp. 1251–1258, 2017.
- [17] M. Nour, H. Kosaka, A. K. Abdel-Rahman, and M. Bady, “Effect of Water Injection into Exhaust Manifold on Diesel Engine Combustion and Emissions,” *Energy Procedia*, vol. 100, pp. 178–187, 2016.
- [18] Z. Wu, X. Yu, L. Fu, J. Deng, and L. Li, “Experimental study of the effect of water injection on the cycle performance of an internal-combustion Rankine cycle engine,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 228, no. 5, pp. 580–588, 2014.
- [19] L. Fu, Z. Wu, X. Yu, J. Deng, Z. Hu, and L. Li, “Experimental Investigation of Combustion and Emission Characteristics for Internal Combustion Rankine Cycle Engine under Different Water Injection Laws,” *Phys. Procedia*, vol. 66, pp. 89–92, 2015.
- [20] C. L. Yaws, “Transport properties of chemicals and hydrocarbons: viscosity, thermal conductivity, and diffusivity of Cl to Cl00 organics and Ac to Zr inorganic,” *William Andrew Inc*, 2009.
- [21] AVL, *BOOST User Guide*, 2016th ed. 2016.



[22] A. Burcat, *Thermochemical Data for Combustion Calculations*. .

[23] AVL, *AVL Theory*. 2016.

