

UNIVERSIDAD DEL PAÍS VASCO / EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA
ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO / BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA

Tesis doctoral

DESARROLLO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE 2065 kW DE POTENCIA TRABAJANDO CON BIOGÁS

Ingeniería de Materiales y de Procesos Sostenibles / Engineering of Materials and Sustainable Processes

Angel López Martínez

lopez.angel@siemens.com

Directores de tesis:

Dr Alexander López Urionabarrenechea
Dra Esther Acha Peña

2020, Bilbao

"It's not who I am underneath, but what I do, that defines me"

– BATMAN –

Agradecimientos

En primer lugar, me gustaría dedicar este trabajo a mis tíos Jose y Juanjo, y también a mis abuelas Elena y Pilar.

A partir de aquí, considero justo agradecer en estas líneas a las personas que me han acompañado, inspirado, comprendido y ayudado durante el desarrollo de esta tesis doctoral.

En particular, quiero hacer referencia al “culpable” de todo este jaleo. Gracias Iñigo, por toda la ayuda prestada, el conocimiento compartido, la paciencia y el trabajo que has tenido conmigo. He aprendido mucho de ti en este proceso, no sólo en el ámbito técnico, sino también en el personal. Un millón de gracias.

En la misma línea quiero dar las gracias a mis dos directores de tesis, Alex y Esther. Gracias por abrirme la puerta de nuevo a la UPV/EHU, por la colaboración, ayuda y por hacerme este tránsito tan sencillo.

Gracias a mis dos chicas favoritas, Aitana y Garazi, y a mi hombrecito, Gari. Sois la inspiración de mi vida y, por tanto, también de este trabajo.

Gracias a mis padres, mi hermano, familia, familia política, amigos, compañeros de equipo, de trabajo, mascotas, etcétera, etcétera, etcétera.

MILESKER GUZTIEI! NIRE BIHOTZAREN ZATI BAT DAUKAZUE DENOK BETIRAKO!

ÍNDICE

ÍNDICE

RESUMEN.....	1
LABURPENA	5
ABSTRACT	9
CAPÍTULO I: ALCANCE Y OBJETIVOS	13
1. ALCANCE Y OBJETIVOS	15
CAPÍTULO II: ESTADO DEL ARTE	17
2. ESTADO DEL ARTE.....	19
2.1. Situación energética actual.....	19
2.2. Producción de biogás y aprovechamiento energético.....	21
2.3. Aspectos medioambientales de la combustión de biogás	26
2.4. Fundamentos teóricos de los motores de combustión interna alternativos ...	29
2.4.1. Introducción.....	29
2.4.2. Aspectos de diseño y operación	37
2.5. El biogás como combustible en motores de combustión interna alternativos	54
2.5.1. Propiedades del biogás como combustible gaseoso	54
2.5.2. Estudio de mercado de motores de combustión interna de biogás de 2 MW	57
2.5.3. Rentabilidad de los motores de biogás.....	60
CAPÍTULO III: MATERIALES Y MÉTODOS.....	65
3. MATERIALES Y MÉTODOS.....	67
3.1. Introducción.....	67
3.2. Muestras de biogás utilizadas y control de composición	69
3.3. Descripción del banco de ensayo: motor <i>SCE</i> y equipos periféricos	71
3.3.1. Motor <i>SCE</i>	71
3.3.2. Sistema de acondicionamiento de aceite (<i>oil conditioning unit, OCU</i>).....	74
3.3.3. Sistema de acondicionamiento de agua (<i>water conditioning unit, WCU</i>)	75
3.3.4. Sistema de escape.....	75
3.3.5. Sistemas de acondicionamiento de gases.....	78
3.3.6. Equipo de medida de emisiones	81

3.3.7. Instrumentación, medida, adquisición de datos, control y seguridad.....	82
3.3.7.1. Sistema de adquisición y control de datos del banco de ensayo	82
3.3.7.2. Instrumentación	85
3.3.7.3. PLC de seguridad	90
3.3.7.4. Sistema de adquisición y control de datos de los equipos periféricos	91
3.4. Procedimiento experimental.....	92
3.4.1. Plan experimental	92
3.4.2. Condiciones de contorno de los ensayos.....	95
3.4.3. Variables de estudio.....	97
CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y DISCUSIÓN	103
4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	105
4.1. Introducción.....	105
4.2. Ensayos preliminares	106
4.2.1. Ensayo 0. Configuración inicial.....	106
4.2.2. Ensayo 1. Configuración inicial sin inyección en la precámara.....	111
4.3. Ensayo 2. Cambio de componentes de motor para mejorar las prestaciones de la precámara pasiva.	118
4.4. Ensayo 3. Optimización del diseño de precámara.....	123
4.5. Ensayo 4. Optimización del diseño de bujía.....	129
4.6. Ensayo 5. Optimización del diseño del pistón.....	135
4.7. Ensayo 6. Optimización del diseño de la culata.....	140
4.8. Ensayo 7. Optimización diseño árbol de levas.....	145
4.9. Resumen de resultados y valoración final del producto	150
CAPÍTULO V: CONCLUSIONES	155
5. CONCLUSIONES.....	157
CAPÍTULO VI: LÍNEAS FUTURAS DE INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO.....	161
6. LÍNEAS FUTURAS DE INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO	163
REFERENCIAS	165

ÍNDICE DE TABLAS

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Valores límite de emisión de diferentes contaminantes para motores de combustión de biogás en diferentes regiones	28
Tabla 2. Fortalezas y debilidades de los distintos sistemas de combustión para motores de mezcla pobre.....	53
Tabla 3. Comparación de propiedades y comportamiento en motor del biogás y el gas natural.	56
Tabla 4. Resumen de evaluación de costes asociados de producto en función del gas utilizado.	61
Tabla 5. Valores utilizados para la comparación de cámaras de precombustión con gas natural.	62
Tabla 6. Valores utilizados para la comparación de cámaras de precombustión con biogás.....	63
Tabla 7. Principales características del cromatógrafo de gases <i>Agilent Micro 490GC</i>	69
Tabla 8. Principales características del analizador de emisiones en continuo <i>HORIBA MEXA 7100D</i>	81
Tabla 9. Sensores, codificación, rango, modelo y fabricante del circuito de compresión de gas natural.	86
Tabla 10. Sensores, codificación, rango, modelo y fabricante del circuito de rampa de gas natural.	87
Tabla 11. Sensores, codificación, rango, modelo y fabricante del circuito de rampa de CO ₂	87
Tabla 12. Sensores, codificación, rango, modelo y fabricante del circuito de agua del compresor de aire.....	87
Tabla 13. Sensores, codificación, rango, modelo y fabricante del circuito de agua del intercambiador de calor.....	87
Tabla 14. Sensores, codificación, rango, modelo y fabricante del circuito de agua del motor. .	87
Tabla 15. Sensores, codificación, rango, modelo y fabricante del circuito de aire comprimido.	88
Tabla 16. Sensores, codificación, rango, modelo y fabricante del circuito de aire y mezcla.....	88
Tabla 17. Sensores, codificación, rango, modelo y fabricante del circuito de aceite.	88
Tabla 18. Componentes del motor según Configuración 1.....	92
Tabla 19. Componentes del motor según Configuración 2.....	93
Tabla 20. Componentes del motor según Configuración 3 y Configuración 4.....	93
Tabla 21. Componentes del motor según Configuración 5, Configuración 6 y Configuración 7.	94
Tabla 22. Componentes del motor según Configuración 8 y Configuración 9.....	94
Tabla 23. Componentes del motor según Configuración 10.....	94
Tabla 24. Componentes del motor según Configuración 11, Configuración 12 y Configuración 13.....	95
Tabla 25. Objetivos de rendimiento y límites a apagado y detonación para biogás de diferentes porcentajes de CO ₂ en la configuración estándar del <i>SGE-86EM</i>	106

Tabla 26. Avances de encendido (AE) y límites a apagado y detonación obtenidos para gas natural y biogás de diferentes porcentajes de CO ₂ en la configuración estándar del SGE-86EM.	106
Tabla 27. Objetivos de rendimiento y límites a apagado y detonación para biogás de diferentes porcentajes de CO ₂ en la configuración con precámara pasiva.....	112
Tabla 28. Avances de encendido (AE) y límites a apagado y detonación obtenidos para gas natural y biogás de diferentes porcentajes de CO ₂ con precámara pasiva.	113
Tabla 29. Avances de encendido (AE) y límites a apagado y detonación obtenidos para biogás de diferentes porcentajes de CO ₂ con precámara pasiva y Configuración 2.	118
Tabla 30. Tipos de precámaras probados para combustión de biogás.....	123
Tabla 31. Avances de encendido (AE) y límites a apagado y detonación obtenidos para biogás de diferentes porcentajes de CO ₂ y diferentes precámaras pasivas.	124
Tabla 32. Tipos de bujías probadas para combustión de biogás.	129
Tabla 33. Avances de encendido (AE) y límites a apagado y detonación obtenidos para biogás de diferentes porcentajes de CO ₂ y diferentes bujías.....	130
Tabla 34. Avances de encendido (AE) y límites a apagado y detonación obtenidos para biogás de diferentes porcentajes de CO ₂ y diferentes pistones.....	136
Tabla 35. Avances de encendido (AE) y límites a apagado y detonación obtenidos para biogás de diferentes porcentajes de CO ₂ y diferentes culatas.....	140
Tabla 36. Avances de encendido (AE) y límites a apagado y detonación obtenidos para biogás de diferentes porcentajes de CO ₂ y diferentes configuraciones del árbol de levas.	145
Tabla 37. Rendimiento a 500 mg NO _x /Nm ³ obtenidos en cada una de las configuraciones probadas en esta tesis.....	150
Tabla 38. Concepto de combustión, potencia y rendimiento de motores de competencia en el mercado.	151
Tabla 39. Configuraciones preliminares seleccionadas para ensayos en multicilindro.	152

ÍNDICE DE FIGURAS

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Procesos y microorganismos implicados en la degradación de materia anaerobia.	21
Figura 2. Diseño del proceso de extracción de gas de vertedero.	22
Figura 3. Pozos de extracción de gas de vertedero verticales y horizontales	22
Figura 4. Componentes principales de una planta de biogás	23
Figura 5. Esquema de un motor de combustión interna alternativo.....	29
Figura 6. Componentes principales de un generador eléctrico.	30
Figura 7. Diagrama P-V del ciclo termodinámico teórico de <i>Otto</i>	32
Figura 8. Diagrama P-V del ciclo termodinámico teórico de <i>Miller</i> en comparación con un ciclo estándar de <i>Otto</i>	33
Figura 9. Diagrama P-V del ciclo termodinámico teórico de <i>Miller</i> con <i>LIVC</i>	34
Figura 10. Curvas de eficiencia y nivel de emisiones de NO_x en función de la <i>BMEP</i> y el <i>AFR</i> . ..	36
Figura 11. Variación de la concentración de contaminantes en escape en función del <i>AFR</i>	37
Figura 12. Pistón de cara plana y pistón con <i>bowl</i>	38
Figura 13. Representación esquemática de efectos turbulentos en la cámara de combustión.	38
Figura 14. Representación esquemática de generación de <i>squish</i>	39
Figura 15. Pistón de bajo <i>squish</i> vs pistón de alto <i>squish</i>	39
Figura 16. Perfil de temperaturas de lubricación en camisa de pistón.....	40
Figura 17. Representación esquemática de la generación de <i>swirl</i> en colector de admisión.	41
Figura 18. Representación esquemática de cambio de diseño en el puerto de admisión y colocación de deflector.....	41
Figura 19. Relación de compresión teórica y la efectiva.....	42
Figura 20. Esquema de parámetros de diseño de las levas.	43
Figura 21. Esquema de un sistema compresor-turbina.	43
Figura 22. Esquema de parámetros de diseño de bujía.....	45
Figura 23. Sistemas de combustión en motores de mezcla pobre.	45
Figura 24. Sistemas de combustión en motores de mezcla pobre con precámara activa.....	46
Figura 25. Vista isométrica de compresor de gas.	47
Figura 26. Rail de inyección.....	47
Figura 27. Detalle constructivo de una precámara de combustión.	48
Figura 28. Evolución de rendimiento y <i>BMEP</i> de los distintos conceptos de sistemas de combustión.....	49
Figura 29. Rendimiento frente <i>BMEP</i> de distintos tipos de motores.	50
Figura 30. Rendimiento frente a diámetro de pistón para distintos tipos de motores.	50
Figura 31. Acumulación de residuos de combustión en las check valves.....	51
Figura 32. Esquema de parámetros de diseño de una precámara de combustión.	52

Figura 33. PCI y MN de distintos tipos de gas en función de su composición habitual.	55
Figura 34. Relación entre la velocidad de llama y el AFR para diferentes combustibles gaseosos.	56
Figura 35. Motores de biogás de 2 MW de los principales fabricantes.	58
Figura 36. Fotografía y prototipo 3D del motor <i>Siemens SGE-86EM</i>	60
Figura 37. Factores de influencia en el estudio de viabilidad económica.	60
Figura 38. Comparación de rentabilidad económica entre motores de gas natural con precámara activa y precámara pasiva.	62
Figura 39. Comparación de rentabilidad económica entre motores de biogás con precámara activa y precámara pasiva.	64
Figura 40. Esquema de funcionamiento del equipo de cromatografía.	70
Figura 41. Puesto de trabajo con <i>Micro 490GC</i> y <i>Micro GC3000A</i>	70
Figura 42. Esquema isométrico de diseño del banco de ensayo <i>SCE</i>	71
Figura 43. Motor <i>SCE</i> utilizado para la experimentación de la tesis doctoral.	72
Figura 44. Precámara <i>Siemens OPC</i> y detalle de las toberas de salida.	72
Figura 45. Esquema y fotografía de una bujía tipo jota <i>Siemens SP</i>	73
Figura 46. Diseño 3D y fotografía de pistón <i>Siemens OP</i>	73
Figura 47. Fotografía de la culata <i>Siemens OCH</i>	73
Figura 48. Esquema <i>PLC</i> de la <i>OCU</i> sin tanque adicional.	74
Figura 49. Esquema del sistema de control del <i>WCU</i>	75
Figura 50. Esquema de los componentes del sistema de salida y escape de gases.	76
Figura 51. Descripción esquemática de variables para el cálculo del rendimiento del sistema turbocompresor.	77
Figura 52. Compresor de gas natural.	78
Figura 53. Instalación de suministro de CO_2	79
Figura 54. Esquema del sistema de compresión de aire.	80
Figura 55. Detalle de las rampas de suministro de gas y aire.	80
Figura 56. Esquema de funcionamiento del equipo de medida de emisiones.	81
Figura 57. Esquema de funcionamiento de <i>PUMA Open</i>	83
Figura 58. Resumen de capacidades de <i>PUMA Open</i>	83
Figura 59. Esquema sistemas de regulación, control y monitorización del banco de ensayos. .	84
Figura 60. Puesto de control banco de ensayo <i>SCE</i>	84
Figura 61. Resumen de la instrumentación instalada en el <i>SCE</i>	86
Figura 62. Transductor de presión de cámara y de precámara.	89
Figura 63. Sensor <i>365C AVL Angle Encoder</i>	89
Figura 64. Imagen delantera y trasera del módulo <i>Indimaster</i>	90
Figura 65. Esquema de funcionamiento de las medidas de presión en cámara y precámara y del ángulo del cigüeñal.	90

Figura 66. Diagrama conceptual del plan experimental de la tesis doctoral.....	92
Figura 67. Detección de fallo de encendido a través de los transductores de presión de la cámara de combustión.....	100
Figura 68. Detección de evento de detonación a través de los transductores de presión de la cámara de combustión.....	101
Figura 69. <i>AFR</i> en función de NO_x en escape para diferentes porcentajes de CO_2 y precámara activa.	107
Figura 70. Rendimiento térmico en función de NO_x en escape para diferentes porcentajes de CO_2 y precámara activa.	108
Figura 71. Presión máxima en función de NO_x en escape para diferentes porcentajes de CO_2 y precámara activa.....	109
Figura 72. Covarianza de la presión máxima en función de NO_x en escape para diferentes porcentajes de CO_2 y precámara activa.	110
Figura 73. Hidrocarburos totales en escape en función de NO_x en escape para diferentes porcentajes de CO_2 y precámara activa.	111
Figura 74. <i>AFR</i> en función de NO_x en escape para diferentes porcentajes de CO_2 y precámara pasiva.....	114
Figura 75. Rendimiento térmico en función de NO_x en escape para diferentes porcentajes de CO_2 y precámara pasiva.	114
Figura 76. Presión máxima en función de NO_x en escape para diferentes porcentajes de CO_2 y precámara pasiva.	115
Figura 77. Covarianza de la presión máxima en función de NO_x en escape para diferentes porcentajes de CO_2 y precámara pasiva.....	116
Figura 78. Hidrocarburos totales en escape en función de NO_x en escape para diferentes porcentajes de CO_2 y precámara pasiva.....	117
Figura 79. <i>AFR</i> en función de NO_x en escape en configuraciones 1 y 2.	119
Figura 80. Rendimiento térmico en función de NO_x en escape en configuraciones 1 y 2.	120
Figura 81. Presión máxima en función de NO_x en escape en configuraciones 1 y 2.....	121
Figura 82. Covarianza de la presión máxima en función de NO_x en escape en configuraciones 1 y 2.....	121
Figura 83. Hidrocarburos totales en escape en función de NO_x en escape en configuraciones 1 y 2.....	122
Figura 84. <i>AFR</i> en función de NO_x en escape en configuraciones 2, 3 y 4.	124
Figura 85. Rendimiento térmico en función de NO_x en escape en configuraciones 2, 3 y 4....	125
Figura 86. Presión máxima en función de NO_x en escape en configuraciones 2, 3 y 4.....	126
Figura 87. Covarianza de la presión máxima en función de NO_x en escape en configuraciones 2, 3 y 4.....	127
Figura 88. Hidrocarburos totales en escape en función de NO_x en escape en configuraciones 2, 3 y 4.....	128
Figura 89. <i>AFR</i> en función de NO_x en escape en configuraciones 3, 5, 6 y 7.	131

Figura 90. Rendimiento térmico en función de NO _x en escape en configuraciones 3, 5, 6 y 7.	132
Figura 91. Presión máxima en función de NO _x en escape en configuraciones 3, 5, 6 y 7.	132
Figura 92. Covarianza de la presión máxima en función de NO _x en escape en configuraciones 3, 5, 6 y 7.	133
Figura 93. Hidrocarburos totales en escape en función de NO _x en escape en configuraciones 3, 5, 6 y 7.	133
Figura 94. Esquema de posición primer segmento e influencia en temperatura lubricación.	135
Figura 95. <i>AFR</i> en función de NO _x en escape en configuraciones 3, 8 y 9.	136
Figura 96. Rendimiento térmico en función de NO _x en escape en configuraciones 3, 8 y 9.	137
Figura 97. Presión máxima en función de NO _x en escape en configuraciones 3, 8 y 9.	137
Figura 98. Covarianza de la presión máxima en función de NO _x en escape en configuraciones 3, 8 y 9.	138
Figura 99. Hidrocarburos totales en escape en función de NO _x en escape en configuraciones 3, 8 y 9.	138
Figura 100. <i>AFR</i> en función de NO _x en escape en configuraciones 3 y 10.	141
Figura 101. Rendimiento térmico en función de NO _x en escape en configuraciones 3 y 10.	141
Figura 102. Presión máxima en función de NO _x en escape en configuraciones 3 y 10.	142
Figura 103. Covarianza de la presión máxima en función de NO _x en escape en configuraciones 3 y 10.	142
Figura 104. Rendimiento volumétrico en función de NO _x en escape en configuraciones 3 y 10.	143
Figura 105. Hidrocarburos totales en escape en función de NO _x en escape en configuraciones 3 y 10.	144
Figura 106. <i>AFR</i> en función de NO _x en escape en configuraciones 11, 12 y 13.	146
Figura 107. Rendimiento térmico en función de NO _x en escape en configuraciones 11, 12 y 13.	147
Figura 108. Presión máxima en función de NO _x en escape en configuraciones 11, 12 y 13.	147
Figura 109. Covarianza de la presión máxima en función de NO _x en escape en configuraciones 11, 12 y 13.	148
Figura 110. Hidrocarburos totales en escape en función de NO _x en escape en configuraciones 11, 12 y 13.	148
Figura 111. Rendimiento volumétrico en función de NO _x en escape en configuraciones 11, 12 y 13.	149

LISTA DE ACRÓNIMOS

ACRÓNIMOS

AE: Avance de encendido

ACU: Air Condition Unit

AFR: Air/Fuel Ratio

Ar: Argon

ASTM: American Study for Testing and Materials

BDC: Bottom Dead Centre. Punto Muerto Inferior (PMI)

BMEP: Break Mean Effective Pressure

BSPU: Booster Sampling Pump Unit

C: Celsius

CFD: Computational Fluid Dynamics

CFR: Co-operative Fuel Research

CHP: Combined Heat and Power

CH₄: Metano

C₂H₆: Etano

C₃H₈: Propano

C₄H₁₀: Butano

C₅H₁₂: Pentano

C₆H₁₄: Hexano

cm³: Centímetro cúbico

CO: Monóxido de carbono

CO₂: Dióxido de carbono

CSTR: Continuous Stirred-Tank Reactor

D: Diámetro

DVP: Design Plan Verification

ECU: Engine Control Unit

EIVC: Early Intake Valve Closing

EU: European Union. Unión Europea (UE)

EEUU: Estados Unidos

FEM: Front End Modules

GC: Gas Chromatography
GCU: Gas Condition Unit
h: Hora
H₂: Hidrógeno
H₂O: Agua
H₂S: Ácido sulfhídrico
HC: Hidrocarburos
HCN: Ácido cianhídrico
HCLD: Heated Chemiluminescence Detector
He: Helio
HFID: Heated Flame Ionitacion detector
HNMC: Heated Non Methane Cutter
Hz: Hercio
ICE: Internal Combustion Engines
ISO: International Organization for Standardization
J: Julio
K: Kelvin
kg: Kilogramo
kW: Kilovatio
kWh: Kilovatio hora
l: Litro
L: Longitud
LFL: Lower Flammability Limit
LHV: Low Heating Value. Poder Calorífico Inferior (PCI)
LIVC: Large Intake Valve Closing
MCE: Multi Cylinder Engine
MCIA: Motor de Combustión Interna Alternativo
mg: Miligramo
min: Minuto
MJ: Megajulio
mm: Milímetro

MN: Methane Number

MPD: Magneto Pneumatic Detector

MW: Megavatio

MWe: Megavatio eléctrico

MWh: Megavatio hora

N₂: Nitrógeno

NDIR: Non Dispersive Infrared Detector

NH₃: Amoniaco

Nm³: Normal metro cúbico

NO: Monóxido de nitrógeno

NO₂: Dióxido de nitrógeno

NO_x: Óxidos de nitrógeno

O₂: Oxígeno

OCU: Oil Condition Unit

PC: Personal Computer

PFR: Plug Flow Reactor

PID: Proportional Integral Derivative controller

PLC: Programmable Logic Controller

PM_{2.5}: Particulate Matter (diámetro < 2,5 µm)

PM₁₀: Particulate Matter (diámetro < 10 µm)

PMI: Presión Media Indicada

PMF: Presión Media Fricción (de pérdidas mecánicas)

PMS: Punto Muerto Superior

r.p.m: Revoluciones por minuto

R&D: Research and Development. Investigación y desarrollo (I+D)

s: Segundo

S: Carrera (stroke)

SCE: Single Cylinder Engine

SEB: Siemens Engine Business

SO₂: Dióxido de azufre

TA Luft: Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft

TDC: Top Dead Centre. Punto Muerto Superior (PMS)

THC: Total Hidrocarbons

TKE: Turbulent Kinetic Energy

UFL: Upper Flammability Limit

vol.: Volumen

V_c: Volumen de cámara de combustión

V_D: Cilindrada unitaria

V_T: Cilindrada total

WCU: Water Condition Unit

μm: Micrómetro

€: Euros

RESUMEN

RESUMEN

En esta tesis doctoral se presenta el desarrollo técnico y experimental realizado para diseñar un motor de combustión interna capaz de generar 2065 kW (2 MW) de potencia trabajando con biogás y siendo lo más competitivo posible en el mercado actual, tanto en prestaciones como en coste. La experimentación se ha llevado a cabo en un banco de ensayo constituido por un motor monocilindro y diferentes sistemas periféricos que replican con gran similitud las condiciones de un motor comercial multicilindro. Como combustible se han utilizado dos mezclas de gas natural y CO₂ industrial con diferentes proporciones de CO₂, para simular las condiciones físico-químicas del gas de vertedero y del biogás que se obtiene en una planta de digestión anaerobia.

Las prestaciones del motor se han evaluado realizando mapas de motor para las variables *air/fuel ratio* (AFR), rendimiento térmico, presión máxima generada en la cámara de combustión, covarianza de la presión máxima, nivel de emisiones de hidrocarburos inquemados (*total hydrocarbons*, THC) en los gases de escape y rendimiento volumétrico. Todas ellas se han obtenido para diferentes niveles de emisión de NO_x, es decir, para condiciones de combustión que se mueven desde las combustiones pobres hasta las combustiones ricas. En cualquier caso, los objetivos de rendimiento se han fijado para condiciones de combustión pobre (250 y 500 mg NO_x/Nm³), ya que el propósito es diseñar un motor de estas características, evitando la necesidad de utilización de sistemas de reducción de emisiones de NO_x en los gases de escape.

Se han comparado las prestaciones del biogás en el motor operando con un sistema de encendido basado en una cámara de precombustión activa (precámara inyectada) y en una precámara de combustión pasiva (precámara pasiva). Con el sistema de precámara inyectada trabajando con biogás de planta de digestión anaerobia (porcentaje de CO₂ en volumen del 35 %) se ha observado que el comportamiento del motor es suficientemente estable y bueno, satisfaciéndose los objetivos técnicos que se habían planteado en el alcance de la tesis doctoral. Por otro lado, trabajando con biogás de vertedero, de mayor contenido en CO₂ (50 % en volumen), pese a que el motor goza de una buena estabilidad de combustión incluso a bajas emisiones, los objetivos técnicos definidos inicialmente no se han alcanzado. Aun así, la configuración no está lejos de cumplir esos objetivos técnicos, por lo que serían alcanzables probablemente con ligeras modificaciones de diseño de algún componente de motor que intervenga en la combustión.

Teniendo en cuenta las condiciones que puede presentar el biogás (humedad, contaminantes, etc.) y su valor de mercado, se ha decidido no desarrollar el sistema de encendido de precámara inyectada y centrar el estudio en las posibilidades de la precámara pasiva. De esta manera, se ahorran los costes derivados del sistema de inyección de gas de precámara (compresor de gas, regulador electrónico, tren de gas auxiliar, inyectores y válvulas de corte) y además se evitan problemas relacionados con el ensuciamiento de las partes más sensibles de este sistema de

inyección. En definitiva, el objetivo es diseñar un motor de un coste inicial más bajo y que presente una mayor robustez en lo que se refiere a paradas de mantenimiento, evolucionando todo lo posible el sistema de precámara pasiva para aumentar sus prestaciones al máximo.

Los componentes de motor sobre los que se han realizado modificaciones de diseño y que han sido testados en el banco de ensayo son los siguientes:

- Precámara. Estudio de la influencia de su volumen, la orientación de los orificios de salida de las llamas y la existencia o no de orificio central.
- Bujía. Estudio de la influencia de la cantidad de metal precioso en el electrodo, la geometría del mismo y el grado de inserción de la bujía en la precámara.
- Pistón. Estudio de la influencia de la geometría del pistón (pistón con *bowl* y sin *bowl*) y de la posición del primer segmento.
- Culata. Estudio de la influencia del movimiento del flujo de entrada a través de la válvula de admisión, flujo rectilíneo o en espiral.
- Ciclos de combustión. Estudio de la influencia de una mayor o menor agresividad del ciclo *Miller*, modificando el ángulo de cierre de la válvula de admisión.

Con el estudio de la influencia de estos elementos en las prestaciones del motor, se ha diseñado un motor con unas configuraciones que superan en su gran mayoría el valor máximo de rendimiento que ofrecen los motores de biogás de los principales fabricantes actuales, manteniendo al mismo tiempo la potencia de 2 MW. El análisis técnico y económico de estas configuraciones ha permitido la selección de tres de ellas que serán probadas y testadas en un motor de 12 cilindros previo a su puesta en el mercado, lo que concluye de manera exitosa el trabajo experimental llevado a cabo en esta tesis doctoral.

LABURPENA

LABURPENA

Doktorego-tesi honetan 2065 kW-ko potentzia (2 MW) sortzeko gai den biogaseko barne-errekuntzako motor bat diseinatzeko egindako garapen tekniko eta esperimentalak aurkezten da. Helburua egungo merkatuan ahalik eta lehiakorrena izatea da, bai prestazioei dagokienez, baita kostuari ere. Esperimentazioa zilindro bakarreko motor batek eta hainbat sistema periferikok osatutako saiakuntza-banku batean egin da. Sistema horiek antzekotasun handiz erantzuten diete zilindro anitzeko motor komertzial baten baldintzei. Erregai gisa, gas naturalaren eta CO₂ industrialaren bi nahasketa erabili dira, CO₂ proportzio desberdinekin, digestio anaerobioko instalazio batean lortzen den biogasaren eta zabortegiko gasaren baldintza fisiko-kimikoak simulatzeko.

Motorraren prestazioak ebaluatzeko, motor-mapak egin dira honako aldagai hauekarako: *air/fuel ratioa (AFR)*, errendimendu termikoa, errekuntza-ganberan sortutako presio maximoa, presio maximoaren kobariantza, erregabeko hidrokarburoen emisio-maila ihes-gasetan (*total hydrocarbons, THC*) eta errendimendu bolumetrikoa, guztiak NO_x emisio-maila desberdinetarako lortuak. Edonola ere, errendimendu-helburuak errekuntza-baldintza pobretarako ezarri dira (250 eta 500 mg NO_x/Nm³), helburua baldintza horietako motor bat diseinatzea baita, ihes-gasetan NO_x isuriak murrizteko sistemak erabiltzea saihestuz.

Lehenik eta behin, biogasaren prestazioak bi pizte-sistema ezberdinetan alderatu dira: errekuntza aurreko ganbera aktiboa eta ganbera pasiboa. Ganbera aktiboan ikusi da motorraren portaera nahikoa egonkorra eta ona dela digestio anaerobioko plantako biogasarekin lan eginez (% 35eko CO₂ bolumen-portzentajea), doktorego-tesiaren irismenean planteatutako helburu teknikoak betetz. Bestalde, zabortegiko biogasarekin lan eginez gero, hau da, CO₂ eduki handiagoarekin (% 50 bolumen-portzentajea), nahiz eta motorrak errekuntza-egonkortasun ona izan, baita emisio txikiekin ere, hasieran zehaztutako helburu teknikoak ez dira lortu. Hala ere, konfigurazioa ez dago helburuetatik urrun, eta errekuntzan esku hartzen duen motorraren osagairen baten diseinuan aldaketa txiki batzuk eginda, ziur asko, helburu teknikoak beteko lirateke.

Hala ere, biogasak izan ditzakeen baldintzak (hezetasuna, kutsatzaileak, etab.) eta merkatu-balioa kontuan hartuta, ganbera aktiboa ez garatzea eta garapena ganbera pasiboan zentratzea erabaki da. Horrela, ganbera aktiboan gasa injektatzeko sistemaren kostuak aurrezten dira (gaskonpresorea, erreguladore elektronikoa, gas osagarriko trena, injektoreak eta ebaketa-balbulak), eta, gainera, injekzio-sistema horren zatirik sentikorrenak zikintzearekin lotutako arazoak saihesten dira. Azken batean, helburua da hasierako kostu baxuagoko motor bat diseinatzea, mantentze-lanetako geldialdiei dagokienez sendotasun handiagoa izango duena, ganbera pasiboko sistema ahalik eta gehien garatuz prestazioak ahalik eta gehien handitzeko.

Diseinuan aldaketak egin zaizkien eta saiakuntza-bankuan aztertu diren motorreko osagaiak honako hauek dira:

- Errekuntza aurreko ganbera. Bolumenaren eragina, sugarren irteera-zuloen orientazioa eta erdiko zulorik dagoen ala ez aztertzea.
- Bujia. Elektrodoko metal preziatuaren kantitateak duen eragina, haren geometria eta bujiak ganbera aurrean duen txertatze-maila aztertzea.
- Pistoia. Pistoiaaren geometriaren (*bowl* eta *bowl* gabeko pistoia) eta lehen segmentuaren posizioaren eraginaren azterketa.
- Kulata. Sarrera-fluxuaren mugimenduaren eragina aztertzea sarrera-balbulan zehar, fluxu zuzena edo kiribilekoa.
- Errekuntza-zikloak. *Miller* zikloaren agresibitate handiago edo txikiagoaren eragina aztertzea, sarrera-balbularen itxitura-angelua aldatuz.

Elementu horiek motorraren prestazioetan duten eraginaren azterketaren bidez, fabrikatzaile nagusien biogas-motorrek eskaintzen duten gehieneko errendimendu-balioa gainditzen duten motorren konfigurazioak diseinatzea lortu da, eta, aldi berean, 2 MW-ko potentziari eutsi zaio. Konfigurazio horien azterketa tekniko eta ekonomikoari esker, merkatuan jarri aurretik 12 zilindroko motor batean probatu eta testatuko diren hiru konfigurazio hautatu ahal izan dira, eta horrek arrakastaz amaitu du doktorego-tesi honetan egindako lan esperimentalak.

ABSTRACT

ABSTRACT

This doctoral thesis presents a technical and experimental development carried out to design an internal combustion engine capable of generating 2065 kW (2 MW) of power working with biogas, with the aim of being as competitive as possible in the current market, both in performance and cost. The experimentation has been carried out on a test bench consisting of a single-cylinder engine and different peripheral systems that replicate with great similarity the conditions of a commercial multi-cylinder engine. In order to simulate the physical-chemical conditions of landfill gas and biogas obtained in an anaerobic digestion plant, two mixtures of natural gas and industrial CO₂ with different proportions of CO₂ have been used as fuel.

The engine performance has been evaluated through engine maps, where air/fuel ratio (*AFR*), thermal performance, peak pressure in the combustion chamber, co-variance of the peak pressure, total hydrocarbons (*THC*) in the exhaust gases and volumetric performance have been plotted for different levels of NO_x emission, that is, for combustion conditions ranging from lean to rich combustion. In any case, the performance objectives have been set for lean combustion conditions (250 and 500 mg NO_x/Nm³), since the aim of the thesis is to design a lean burn engine, avoiding the necessity of systems to reduce NO_x emissions in the exhaust gases.

First, the performance of biogas has been compared in active and passive pre-chambers. In the active pre-chamber system, it has been observed that the engine behavior is sufficiently stable and good working with biogas from anaerobic digestion plant (volume percentage of 35 % of CO₂), satisfying the technical objectives that had been raised in the scope of the doctoral thesis. On the other hand, working with landfill biogas, which has a higher CO₂ content (50 % in volume), the technical objectives initially defined have not been achieved, despite the fact that the engine enjoys good combustion stability even at low emissions. Even so, the configuration is not far from the objectives and with slight design modifications of some engine component involved in the combustion, the technical objectives will probably be met.

However, taking into account the conditions that biogas can present (moisture, pollutants, etc.) and its market value, it has been decided not to develop the active pre-chamber ignition system and to focus the study on the possibilities of the passive pre-chamber. In this way, the costs derived from the pre-chamber gas injection system (gas compressor, electronic regulator, auxiliary gas train, injectors and cut-off valves) are saved and also problems related to the contamination of the most sensitive parts of this injection system are avoided. In short, the aim is to design an engine with a lower initial cost and greater robustness in terms of maintenance stops, evolving as much as possible the passive pre-chamber system to increase its performance to the maximum.

The engine components which have been modified and tested on the test bench are the following:

- Pre-chamber. Study the influence of its volume, the orientation of the flame outlet holes and the existence or not of a central hole.
- Spark plug. Study the influence of the amount of precious metal on the electrode, its geometry and the degree of insertion of the spark plug in the pre-chamber.
- Piston. Study the influence of the piston geometry (piston with bowl and without bowl) and the position of the first ring.
- Cylinder head. Study the influence of the movement of the inlet flow through the intake valve, straight or spiral flow.
- Combustion cycles. Study the influence of a greater or lesser aggressiveness of the Miller cycle, changing the angle of closure of the intake valve.

By studying the influence of these elements on engine performance, it has been possible to design engine configurations that largely exceed the maximum performance value offered by the biogas engines of the main manufacturers, while maintaining the power of 2 MW. The technical and economic analysis of these configurations has allowed the selection of three configurations that will be tested and proven in a 12-cylinder engine before it is put on the market, which successfully concludes the experimental work carried out in this doctoral thesis.

CAPÍTULO I: ALCANCE Y OBJETIVOS

1. ALCANCE Y OBJETIVOS

El objetivo general de esta tesis doctoral es desarrollar un motor de combustión interna alternativo que trabaje con biogás para integrarlo en un grupo electrógeno de 2 MW de potencia nominal. Para ello, se partirá de la configuración de un motor de gas natural de la misma potencia. Se determinarán las modificaciones a realizar en el sistema de combustión para poder trabajar con diferentes tipos de biogás sin pérdida de potencia y con alto rendimiento, al mismo tiempo que se garantice un motor lo más robusto y competitivo posible en el mercado actual. En definitiva, se pretende desarrollar un motor que mantenga la potencia de 2 MW y al mismo tiempo consiga una eficiencia mayor que la que se ofrece en el mercado a día de hoy.

Para ello, se establecen los siguientes objetivos parciales:

- Evaluación del comportamiento de dos muestras de biogás, que simulan gas de vertedero y biogás de planta de digestión anaerobia, en un motor monocilindro que presenta la configuración con la que se desarrolló un motor comercial de gas natural de 2 MW.
- Estudio de la influencia de diferentes sistemas de encendido (cámaras de precombustión activa y pasiva) en las prestaciones del motor.
- Estudio de la influencia de diferentes bujías en las prestaciones del motor.
- Estudio de la influencia de diferentes pistones en las prestaciones del motor.
- Estudio de la influencia de diferentes culatas en las prestaciones del motor.
- Estudio de la influencia de diferentes configuraciones del árbol de levas (ciclo de combustión) en las prestaciones del motor.
- Análisis técnico y económico de la configuración definitiva del motor de biogás.

Esta tesis doctoral es de marcado carácter industrial, ya que se ha llevado a cabo en las instalaciones que *Siemens Engine Business*, en adelante *Siemens*, tiene en el Parque Tecnológico de Álava, en las que se dedican al diseño y puesta a punto de motores para generación eléctrica industrial. Por ello, los objetivos de la tesis doctoral están enfocados en desarrollar un motor para biogás en el rango de potencia de 2 MW que permita a *Siemens* determinar si el producto es competitivo respecto a los de la competencia y ver el grado de excelencia al que puede aspirar. Tras los resultados de esta tesis doctoral, *Siemens* podrá decidir si sigue siendo interesante continuar desarrollando y mejorando esta línea de productos o no.

CAPÍTULO II: ESTADO DEL ARTE

2. ESTADO DEL ARTE

2.1. Situación energética actual

El crecimiento de la población mundial y el cambio continuo de los hábitos de consumo están ligados a un aumento gradual de la demanda energética. A pesar de las diferentes iniciativas en torno al fomento de las energías renovables, la realidad es que a día de hoy el sistema energético mundial, así como el europeo, está basado en la combustión de recursos fósiles como los combustibles derivados del petróleo, el gas natural o el carbón [1,2]. Este sistema, sustentado sobre recursos energéticos situados en regiones concretas del espacio geopolítico mundial, es la base de gran cantidad de importantes decisiones político-económicas y de conflictos relacionados. Además, es el responsable del 33 % de las emisiones mundiales de gases de efecto invernadero o el principal emisor de contaminantes atmosféricos como el dióxido de azufre (SO₂) [3,4]. Es por ello, que se puede considerar la situación energética actual como un problema con afecciones en términos políticos, económicos, sociales y medioambientales [5].

El desarrollo de las energías renovables debe mejorarse y potenciarse para aumentar su impacto real como fuentes de energía aplicadas. La Unión Europea (UE) es un referente mundial en este ámbito y desde el año 2007 ejerce como fuerza tractora del cambio a través de diversas políticas energéticas y de cambio climático [6], que han culminado en la reciente aprobación de la Directiva 2018/2001 relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables [7]. En ella se establece un objetivo global vinculante para los Estados miembros según el cual el 32 % del consumo final bruto de energía de la UE en 2030 deberá proceder de fuentes renovables, un objetivo exigente si se tiene en cuenta que el último dato publicado sobre consumo de energía final en la UE dice que la energía renovable representa el 8,8 % de este consumo energético [2].

Se entienden como fuentes de energía renovable la energía eólica, la energía solar térmica y fotovoltaica, la energía geotérmica, la energía ambiente, la energía mareomotriz y otros tipos de energía oceánica, la energía hidráulica, la energía procedente de la biomasa (por combustión directa de biomasa sólida o de combustibles líquidos procedentes de ella) y la energía procedente de la combustión de los gases de vertedero, los gases de plantas de depuración y el biogás. En aras de entender esta definición en toda su extensión, es necesario precisar el significado del término genérico “biomasa”, que engloba a la fracción biodegradable de los productos, residuos y desechos de origen biológico procedentes de actividades agrarias, incluidas las sustancias de origen vegetal y de origen animal, de la silvicultura y de las industrias conexas, incluidas la pesca y la acuicultura, así como la fracción biodegradable de los residuos, incluidos los residuos industriales y municipales de origen biológico [7].

En la actualidad, la combustión de biomasa sólida es la principal fuente de energía renovable en la UE (43 %), seguido de la energía eólica (13 %), la energía hidráulica (11 %) y la combustión de

biogás (7 %) [2]. La legislación europea agrupa en la definición de biogás a todos los combustibles gaseosos procedentes de la biomasa, lo que incluiría como tal a los gases obtenidos en los procesos de tratamiento térmico de biomasa. Sin embargo, existe consenso dentro de la comunidad científica y técnica en definir como biogás a aquel gas obtenido de la fermentación (digestión) anaerobia de residuos orgánicos, lo que resulta en una mezcla combustible compuesta principalmente por metano (CH_4) y dióxido de carbono (CO_2) [8–11]. Por tanto, el biogás es, principalmente, el gas que se produce en los vertederos de residuos orgánicos y en plantas de tratamiento de residuos y aguas residuales por digestión anaerobia [6,12,13].

Europa es el líder mundial de producción de biogás, con Alemania al frente, pero la utilización de biogás como fuente de energía está muy extendida en zonas rurales de países de África y Asia, haciendo que a nivel mundial esta forma de energía represente el 10 % de las fuentes de energía renovables, ligeramente superior al promedio europeo [14,15]. Según el último informe estadístico de la Asociación Europea del Biogás (*European Biogas Association, EBA*) actualmente se producen 171 TWh de biogás y se prevé un crecimiento hasta 370 TWh en 2030 y 1170 TWh en 2050, consecuencia de las políticas e incentivos establecidos por los gobiernos y administraciones en lo que se refiere al fomento de las energías renovables [16,17]. A esta optimista estimación europea habría que sumarle además el crecimiento esperado en países en vías de desarrollo, derivado de la evolución progresiva de las tecnologías del medio ambiente (en este caso, implantación de plantas de tratamiento de residuos orgánicos y uso de sistemas de captación de biogás en vertederos) y el relacionado con cambios en las políticas energéticas de países tradicionalmente basados en los combustibles fósiles, como son Estados Unidos, China o India [18–21].

2.2. Producción de biogás y aprovechamiento energético

El biogás se genera como consecuencia de la actividad biológica de microorganismos anaerobios que degradan las sustancias orgánicas. Esta actividad biológica tiene lugar en cualquier situación en la que se encuentre la materia orgánica en condiciones anaerobias y en presencia de los microorganismos adecuados, por lo que sucede de manera natural en suelos y zonas acuáticas anóxicas, siendo por tanto un tema muy estudiado y conocido en ecología microbiana [22,23]. Se trata de un proceso que sucede en etapas, en cada una de las cuales interviene un grupo específico de bacterias anaeróbicas. La primera etapa es la hidrólisis de las sustancias orgánicas de partida para generar ácidos grasos de cadena corta (principalmente ácido acético), alcoholes, CO_2 e hidrógeno (H_2). En la segunda etapa, las bacterias acidogénicas se encargan de romper los ácidos grasos de cadena mayor, produciendo ácido acético (CH_3COOH), ácido fórmico (HCOOH), H_2 y CO_2 . Estos productos de la acidogénesis son posteriormente convertidos en CH_4 y CO_2 gracias a la actividad de las bacterias metanogénicas. La fracción no gasificada, denominada digestato, es un producto semisólido que se puede utilizar como fertilizante [24,25]. En la Figura 1 se puede observar un esquema de los principales mecanismos y microorganismos que intervienen en este proceso. Explicaciones y discusiones más detalladas sobre la degradación anaerobia se pueden encontrar en la literatura especializada [22,23,26–28].

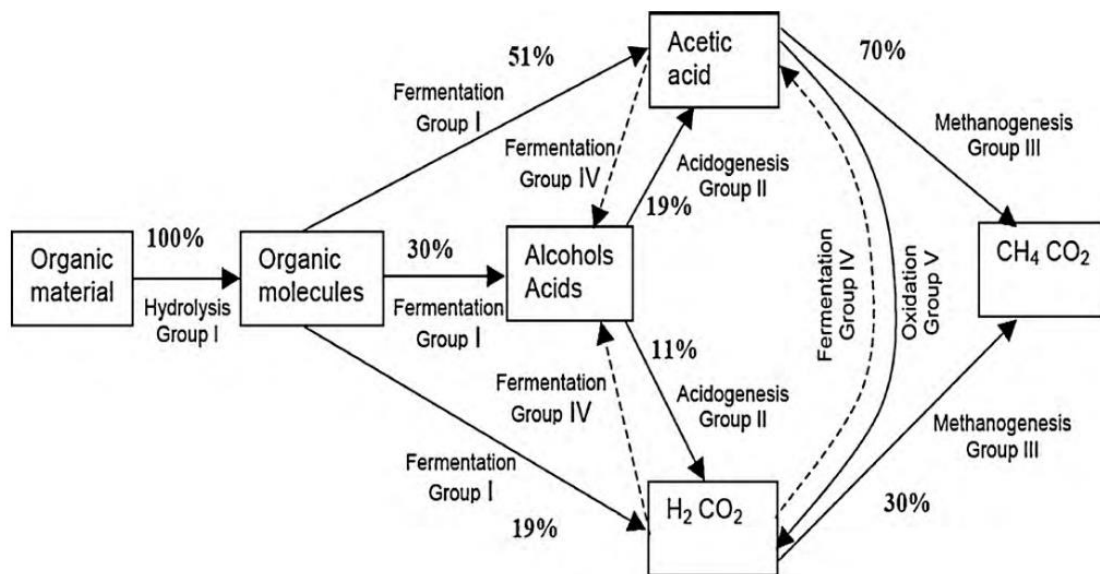


Figura 1. Procesos y microorganismos implicados en la degradación anaerobia de materia orgánica [26].

En términos de aprovechamiento de este gas, una de las fuentes más relevantes de biogás son los vertederos que contengan residuos orgánicos, principalmente los de residuos sólidos urbanos (RSU), pero también los de residuos industriales si estos son de carácter orgánico. La generación de biogás en un vertedero se extiende durante los años de explotación y varios años después de su clausura, repartiéndose en 3 periodos: el 60 % durante los 10 primeros años, el 35 % durante los siguientes 10 años y, por último, un 5 % durante los siguientes 20 a 30 años [29]. Los vertederos que poseen cierto nivel de ingeniería están provistos de sistemas de

captación y extracción del biogás, a través de una red de pozos y tuberías diseñada a tal efecto. La captación del biogás puede ser practicada de manera activa (con circulación forzada de aire), de manera pasiva (permitiendo la circulación libre del gas generado), o combinando ambas [30–32]. En las figuras 2 y 3 se muestra un esquema básico del sistema de extracción de gas y el detalle de los pozos de extracción, que pueden ser de tipo vertical y de tipo horizontal.

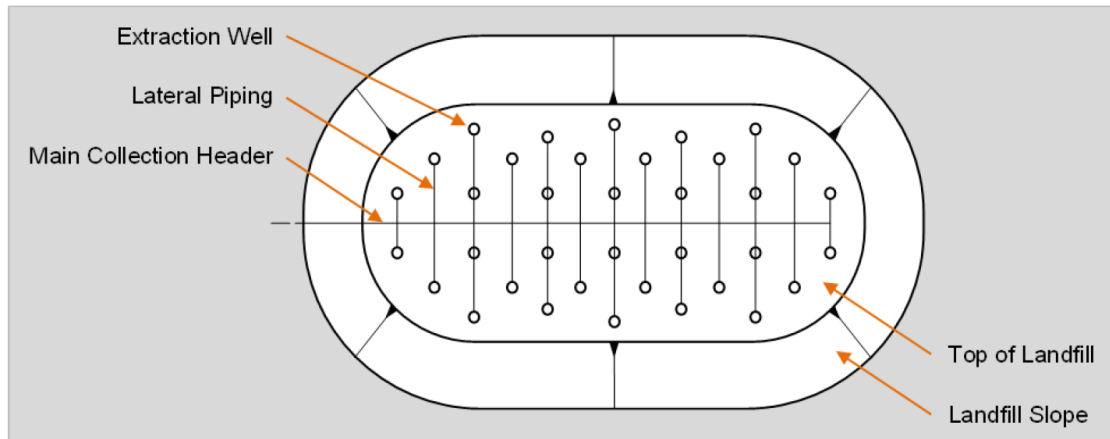


Figura 2. Diseño del proceso de extracción de gas de vertedero [33].

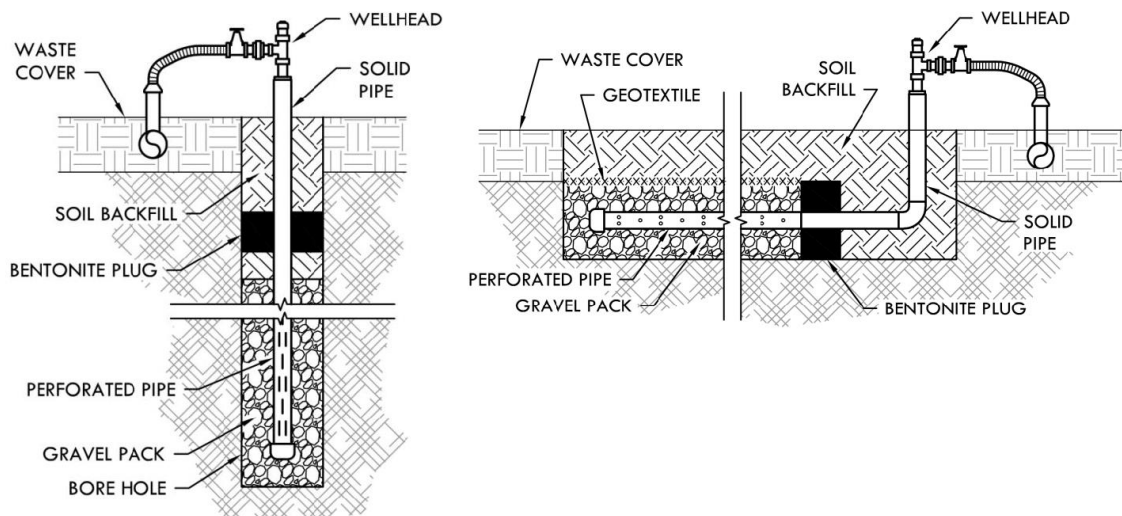


Figura 3. Pozos de extracción de gas de vertedero verticales (izda) y horizontales (dcha) [33].

Mediante la utilización de estos sistemas de captación se estima que se recoge en torno a un 50 – 60 % del gas, perdiéndose alrededor del 30 % a través de la superficie del vertedero [34], aunque recientemente se ha publicado que la pérdida de gas por migración es habitualmente subestimada [35]. Con todo ello, es muy difícil predecir la cantidad de biogás que se puede recuperar de un vertedero de RSU, ya que depende de la naturaleza concreta de los residuos, del nivel de tecnología implantado en el sistema de captación de gas y de la fase de descomposición en la que se encuentre el vertedero. Aun así, algunos datos publicados indican que 1 millón de toneladas de RSU pueden llegar a producir 8,5 m³/min de gas de vertedero [33].

La otra alternativa para producir biogás es forzar la descomposición anaerobia de los residuos en reactores diseñados a tal efecto. Esto tiene lugar en las denominadas “plantas de biogás”, en las que el nivel de control del proceso es mucho mayor, empezando por la selección de la materia prima y siguiendo por la monitorización de las variables de operación relevantes. Así, se puede obtener biogás a partir de estiércol de ganadería, residuos vegetales, lodos de depuradora, diversos residuos orgánicos industriales y la fracción orgánica de los RSU, preferentemente obtenida por recogida selectiva en origen [18,26,28,36]. Cada una de las materias primas posee un rendimiento determinado a biogás/metano y presenta sus propias limitaciones (disponibilidad) o problemas operacionales (digestibilidad, contaminantes, inhibidores), por lo que también es muy habitual llevar a cabo la codigestión de residuos orgánicos diversos [28,36]. En la Figura 4 se muestra un esquema de los componentes principales de una planta de biogás.

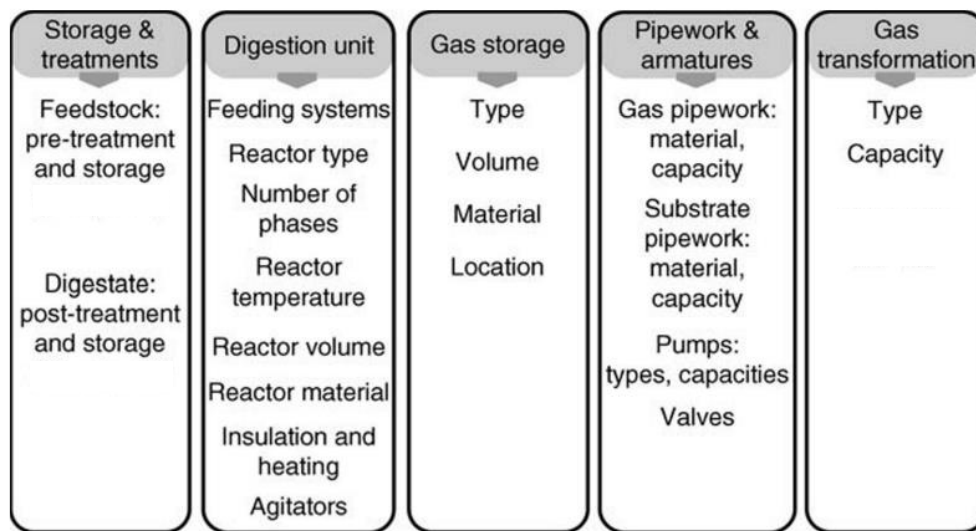


Figura 4. Componentes principales de una planta de biogás [37].

De todos los componentes mostrados en la Figura 4, el reactor es la unidad más importante de las plantas de biogás. En función de la materia prima, estos pueden trabajar en régimen discontinuo o continuo. En el caso de reactores continuos los más habituales son de tanque agitado (CSTR) y de flujo pistón (PFR). Además, el proceso de digestión se puede llevar a cabo a diferentes temperaturas, parámetro que define el tipo de bacterias que serán las encargadas de la descomposición, distinguiéndose las bacterias psicrófilas (10-25 °C), las bacterias mesófilas (25-45 °C) y las bacterias termófilas (45-60 °C) [27]. A nivel industrial, lo habitual es trabajar en condiciones mesófilas, utilizando las condiciones termófilas sólo en los casos en los que se requiere una efectiva eliminación de patógenos. La digestión en condiciones psicrófilas es típica de pequeños digestores domésticos empleados principalmente en zonas rurales [37].

Si bien la composición cualitativa mayoritaria del biogás (CH₄ y CO₂) es independiente de la forma en que se genera, su composición cuantitativa sí depende de la materia prima y de las características del proceso de digestión del que proviene. Así, la proporción de CH₄ puede oscilar

entre el 45 y el 75 % en volumen, lo que se corresponde con una proporción de CO₂ entre el 25 y el 55 % en volumen. Además, también se pueden encontrar presentes otras especies químicas como son el amoníaco (NH₃), el sulfuro de hidrógeno (H₂S), el cianuro de hidrógeno (HCN), el hidrógeno (H₂), compuestos orgánicos de silicio (siloxanos) y otros hidrocarburos diferentes del metano, todos ellos en el rango de las partes por millón volumétricas (ppmv) [26,38,39].

La alta proporción de CH₄ hace que el biogás sea una alternativa al gas natural y por tanto se utilice como combustible gaseoso renovable en la generación de energía. En la actualidad, la principal forma de generación de energía a partir del biogás es la producción de electricidad (64 %), seguido de las aplicaciones de generación de calor (calderas, evaporadores, secaderos), mientras que su utilización como combustible en el sector del transporte es muy limitada [12]. Para generar electricidad a partir de biogás, éste se debe combustionar en una máquina térmica acoplada a un generador eléctrico, normalmente, un alternador. Existen varias opciones de máquinas térmicas donde se puede generar la combustión del biogás, que van desde las grandes turbinas de gas hasta pequeñas celdas de combustible, pasando por motores de combustión y microturbinas. La selección de la máquina térmica depende del tamaño de la planta o de la fuente de biogás de que se trate y de la eficiencia eléctrica deseada [24]. A día de hoy, más del 75 % de la generación eléctrica producida con biogás se lleva a cabo por combustión en motores de combustión interna alternativos, seguido de las turbinas de gas y las microturbinas [33,40]. Esto se debe principalmente a que los motores de gas de combustión interna se pueden construir para generar desde unos pocos kW hasta decenas de MW de potencia, por lo que cubren cantidades de gas que encajan en los rangos de generación de la mayoría de vertederos y plantas de biogás. Además, presentan otras ventajas como son la robustez o el relativo bajo coste de inversión, lo que les hace competir incluso en el rango de potencias a partir del cual también se pueden utilizar turbinas (> 3 MW) [33,41].

Actualmente, el mercado del biogás está centrado en generadores de potencia menores de 1 MW, debido al tamaño de las instalaciones generadoras de biogás que se diseñaron hace unos años. Sin embargo, recientes estudios indican que la viabilidad económica de las plantas de biogás muestra un rendimiento favorable a partir de potencias mayores de 1 MW, ya que los costes de instalación y mantenimiento son más bajos en grandes plantas. Así, por ejemplo, un trabajo publicado por Lima y col. analiza dos escenarios futuros para la generación de electricidad a partir de biogás en Brasil en los que más del 89 % (escenario 1) y del 95 % (escenario 2) de las instalaciones tendrán una potencia nominal mayor de 1 MW, principalmente en el rango 1-5 MW [42]. Otros trabajos sobre países como China, con un elevado potencial de aprovechamiento de biogás, apuntan también a la construcción de grandes plantas y vertederos [21,25]. Esto justifica el desarrollo de un motor de biogás de 2 MW, ya que entra dentro del rango de potencias que se prevé sea el mayoritario a corto/medio plazo e incluso permite ser utilizado en grandes instalaciones en las que se pueden instalar varios motores de 2 MW para llegar a la potencia total. Esto, en comparación con trabajar con una única turbina o un único motor grande, otorga una gran flexibilidad operativa, ya que se puede adaptar el número de

grupos que funcionan a plena carga a la disponibilidad de la materia prima. Además, permite operar con una alta eficiencia energética derivada de la posibilidad de alternar el mantenimiento de los motores sin interrumpir la generación eléctrica [43].

2.3. Aspectos medioambientales de la combustión de biogás

Además de ser una fuente de energía renovable, el aprovechamiento del biogás, concretamente el generado en los vertederos, permite evitar importantes impactos medioambientales, entre ellos, desplazamientos de terreno provocados por la acumulación de gases en el interior del vertedero, posibles explosiones de mezclas metano-aire, daños en la vegetación (clorosis, defoliación), generación de olores derivados de sustancias como el H₂S o contribución al cambio climático debido a la emisión de CO₂ y CH₄. El metano tiene un potencial de efecto invernadero estimado de 28 a 36 veces superior al del CO₂ y su emisión en los vertederos es de aproximadamente el 12 % de las emisiones globales de esta sustancia [44]. Por lo tanto, la producción de energía a partir de la combustión de biogás disminuye las emisiones antropogénicas de CH₄, al convertir este compuesto químico principalmente en CO₂ y H₂O. No sólo eso, sino que el CO₂ que se produce en la combustión de este gas no se contabiliza como emisión de gas de efecto invernadero ya que se considera de origen biogénico y por tanto no altera el ciclo del carbono [45].

En lo que se refiere a la emisión de contaminantes, el biogás es considerado un combustible de bajas emisiones comparado con los combustibles líquidos [46]. Sin embargo, en la combustión de biogás se generan sustancias que, a pesar de emitirse en bajas concentraciones, están catalogadas como importantes contaminantes atmosféricos primarios, entre ellos [47,48]:

- Óxidos de nitrógeno (representados como NO_x, haciendo referencia a la suma de NO₂ y NO expresada como NO₂), que provocan la inflamación de las vías aéreas, afecciones a órganos como hígado o bazo, o a los sistemas circulatorio o inmunitario. Además, en el medio ambiente pueden generar afecciones metabólicas y limitar el crecimiento vegetal.
- Dióxido de azufre (SO₂), que produce irritación e inflamación del sistema respiratorio, afecciones e insuficiencias pulmonares, alteración del metabolismo de las proteínas, dolor de cabeza o ansiedad. Además, puede ocasionar daños a la vegetación, degradación de la clorofila, reducción de la fotosíntesis y la consiguiente pérdida de especies. Esta sustancia tiene una mayor presencia en biogás que en gas natural, donde su concentración es habitualmente mínima.
- Monóxido de carbono (CO), que provoca la disminución de la capacidad de transporte de oxígeno de la sangre, con el consecuente detrimento de oxigenación de órganos y tejidos, así como disfunciones cardíacas, daños en el sistema nervioso, dolor de cabeza, mareos y fatiga. Estos efectos pueden producirse tanto sobre el ser humano como sobre la fauna silvestre.
- Compuestos orgánicos volátiles (COV), que generan problemas respiratorios, irritación de ojos y garganta, mareos, etc. También se pueden dar efectos psiquiátricos (irritabilidad, dificultad de concentración, etc.). Además, a largo plazo pueden causar daños renales, al hígado o al sistema nervioso central. Algunos de ellos, por ejemplo, el benceno, tienen efecto cancerígeno. Si bien no son estrictamente lo mismo, en algunas legislaciones sobre

motores los COV son denominados como *THC (total hydrocarbons)*, queriendo referirse ambos términos a los compuestos orgánicos inquemados.

- Partículas, que en función de su diámetro nominal se representan como PM_{10} ($\varnothing < 10 \mu\text{m}$) y $PM_{2,5}$ ($\varnothing < 2,5 \mu\text{m}$). Se trata de los contaminantes del aire más importantes en términos de peligrosidad para la salud humana. Las PM_{10} pueden ser inhaladas y penetrar así en el sistema respiratorio, mientras que las $PM_{2,5}$ pueden incluso alcanzar los alveolos pulmonares, lo que les permite transportar sustancias nocivas a zonas muy sensibles y agravar patologías que pueden conducir incluso a una muerte prematura. En lo que se refiere al medio ambiente pueden afectar al crecimiento vegetal y a la fauna (de modo similar a lo ya visto para el caso humano), reducen la visibilidad, influyen en los cambios de temperatura netos e incluso pueden alterar los patrones de precipitación y la relación entre la radiación reflejada y la incidente (albedo superficial).

Además de ser contaminantes en sí mismos, algunos de estos compuestos son también importantes precursores de la acidificación, la eutrofización, la formación de partículas y el ozono troposférico, por lo que su impacto ambiental es considerable y algunos de ellos están clasificados incluso como contaminantes transfronterizos [49,50].

La mayoría de los contaminantes generados en una combustión se forman debido a la interacción del combustible (biogás) con el comburente (aire). Así, el SO_2 es el producto de la oxidación del azufre que pueda contener el biogás, las partículas son productos carbonizados, y el CO y los COV son resultado de una combustión incompleta que no ha transformado todo el carbono en CO_2 . Algunos de estos compuestos pueden formarse en mayor o menor cantidad en función de la composición del biogás y de las condiciones en las que se produce la combustión. A modo de ejemplos, si se combustiona un biogás que haya pasado por una operación de limpieza y eliminación de H_2S no se generará SO_2 ; o, por otro lado, un ajuste de las condiciones óptimas de combustión puede evitar emisiones de compuestos inquemados. Sin embargo, los NO_x que se generan en la combustión de biogás (combustible que no contiene apenas nitrógeno) se forman prácticamente en su totalidad por la combinación a alta temperatura del oxígeno y el nitrógeno del aire que se introduce en el motor para la combustión, por lo que su emisión es inevitable; se trata de un contaminante procedente del propio proceso de combustión [51].

Dependiendo de la zona geográfica en la que se instale el motor y de la potencia del mismo, será de aplicación una distinta legislación, lo que implica distintos límites de emisión para estos contaminantes. En Europa, la Directiva 2015/2193 regula la limitación de las emisiones a la atmósfera de determinados agentes contaminantes procedentes de las instalaciones de combustión medianas, que fue transpuesta al régimen jurídico español a través del Real Decreto 1042/2017 [52,53]. En los Estados miembros de la UE también aplica al respecto la Decisión 2017/1757, que es la última actualización de los límites de emisión de los contaminantes atmosféricos transfronterizos que generan acidificación, eutrofización y ozono troposférico, derivada de la firma del Protocolo de Gotemburgo [54]. En la Tabla 1 se presenta un resumen

de los valores límite de emisión de diferentes sustancias para los rangos de potencia que incluyen los 2 MW en diferentes regiones y países, [55]. En los casos en los que no hay legislación específica sobre biogás como combustible, se han incluido los valores de emisión de combustión de gas natural.

Tabla 1. Valores límite de emisión de diferentes contaminantes para motores de combustión de biogás en diferentes regiones [55,56].

País / Zona geográfica	NO _x [mg/Nm ³]	SO ₂ [mg/Nm ³]	CO [mg/Nm ³]	THC [mg/Nm ³]	Partículas [mg/Nm ³]
Unión Europea ^a	190	40	f	-	-
Alemania ^b	500	-	650	1300	-
Austria ^b	500	-	400	150	-
República Checa ^b	500	-	650	-	-
Suiza ^b	100	-	300	-	10
Bélgica ^a	190	-	500	60	-
Finlandia ^a	175	-	-	-	-
Italia ^b	500	-	650	-	130
Holanda ^c	340	200	-	-	-
Estados Unidos ^a	250	-	763	80 ^g	-
India ^a	1200	-	150	100	75
Japón ^b	310/940 ^h	-	-	-	38
Rusia ^a	600	-	7650	2040	-
Brasil ^a	-	8770/21926 ⁱ	-	-	526/1535 ⁱ
Corea del Sur ^a	50	-	-	-	-
Protocolo de Gotemburgo ^{a,d}	190	-	-	-	-
Banco Mundial ^{a,e}	200	-	-	-	-

^a Contenido normalizado de O₂ del 15 %; ^b Contenido normalizado de O₂ del 5 %; ^c Contenido normalizado de O₂ del 3 %; ^d Firmado por los países de la UE, países del este de Europa, Estados Unidos y Canadá; ^e Plantas financiadas por el Banco Mundial en países donde no hay normativa ambiental o los límites de emisión son menos estrictos; ^f Sólo se monitoriza; ^g ppmv; ^h 310 en Tokio y 940 en el resto del país; ⁱ en función de las zonas.

Como se puede constatar en la Tabla 1, el único contaminante que está regulado prácticamente en todas las legislaciones sobre combustión son los NO_x, por su especial relevancia como contaminante y porque es la sustancia que se puede emitir en mayores niveles dado su proceso de formación. En la tabla se puede observar que la mayoría de los países desarrollados tienen un límite de emisión de NO_x de alrededor de 500 mg/Nm³ referidos a gas seco y con un porcentaje de O₂ del 5 % (190 mg/Nm³ al 15 % equivalen a 570 mg/Nm³ al 5 % y 175 mg/Nm³ al 15 % equivalen a 525 mg/Nm³ al 5 %). Por lo tanto, este valor se considera un estándar para evaluar los motores de combustión de biogás. Sin embargo, la legislación que afecta a los niveles de emisión de contaminantes es cada vez más estricta y la experiencia muestra que, probablemente, los límites tiendan a asemejarse a aquellos que existen en los países más exigentes a día de hoy, como Alemania (suele ser referencia en Europa), Holanda, Suiza o Corea del Sur. Es por ello que el desarrollo del motor de biogás de 2 MW que se presenta en esta tesis doctoral se centrará en analizar los parámetros de funcionamiento para valores de emisión de entre 500 mg NO_x/Nm³ (estándar) y 250 mg NO_x/Nm³ (restrictivo) al 5 % de O₂.

2.4. Fundamentos teóricos de los motores de combustión interna alternativos

2.4.1. Introducción

En los motores de combustión interna alternativos (MCIA) se transforma la energía química del combustible en energía térmica a través de la combustión y posteriormente en energía mecánica gracias a los mecanismos del motor. En la Figura 5 se muestran unos esquemas constructivos básicos de un MCIA, definido como aquel motor en el que se produce la combustión en el propio fluido (mezcla de aire y combustible) y que desarrolla el trabajo sobre una superficie que se mueve según un movimiento rectilíneo.

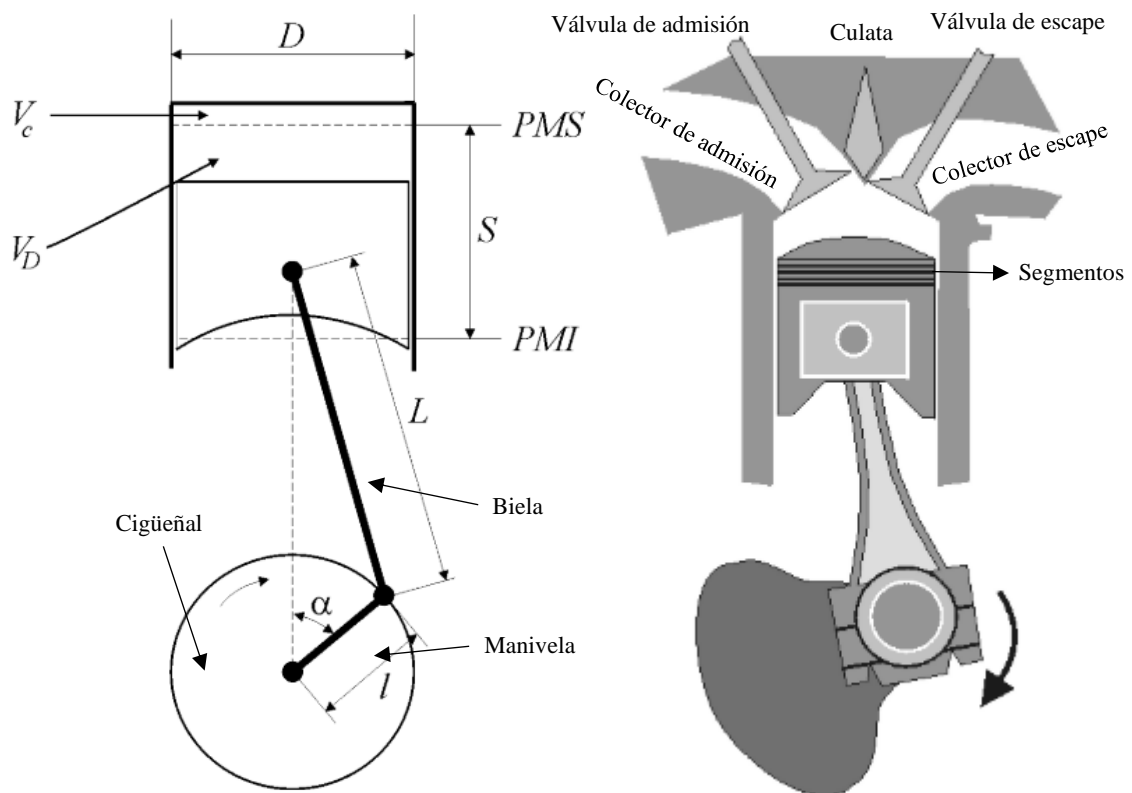


Figura 5. Esquemas de un motor de combustión interna alternativo [57].

El funcionamiento teórico de un MCIA se describe de la siguiente manera. En la Figura 5 (izquierda) se puede apreciar el cilindro, caracterizado por su diámetro (D), por cuyo interior se mueve el émbolo o pistón entre dos posiciones extremas, denominadas punto muerto superior (PMS) y punto muerto inferior (PMI). Cuando el pistón se desplaza desde el PMS hacia el PMI, las válvulas de admisión (Figura 5 derecha) dejan que los gases entren en el cilindro; a continuación, el pistón se mueve de nuevo hacia el PMS comprimiendo el fluido contenido en el cilindro y cuando se alcanza el PMS se produce el encendido de la mezcla. El aumento de presión generado por la combustión empuja al pistón de nuevo hacia el PMI, realizando el desplazamiento del cual se obtiene trabajo. Por último, los gases de combustión son expulsados del cilindro por acción de un nuevo movimiento ascendente del pistón y por la apertura de las

válvulas de escape. En realidad, por razones de operación práctica del motor, la apertura y el cierre de válvulas se producen con adelantos y retrasos respecto al PMS y el PMI, al igual que el encendido de la mezcla. Así, se define el ángulo α (Figura 5 izquierda) como el ángulo girado por el cigüeñal con respecto al PMS y al PMI en los diferentes momentos de apertura, cierre y encendido. El ángulo durante el cual permanecen abiertas las válvulas de admisión y escape al mismo tiempo se denomina ángulo de cruce de válvulas.

La distancia que recorre el pistón entre el PMS y el PMI se denomina carrera (S) y el volumen desplazado por el pistón entre estas dos posiciones es la cilindrada unitaria (V_D). La cilindrada unitaria multiplicada por el número de cilindros de que disponga el motor es la cilindrada total del mismo (V_T). El volumen del cilindro cuando el pistón se encuentra en el PMS se denomina volumen de la cámara de combustión (V_C) y se trata del volumen mínimo. Al cociente entre el volumen máximo ($V_D + V_C$) y el volumen mínimo (V_C) se le denomina relación de compresión, que es un parámetro de funcionamiento determinante en un MCIA.

El pistón y la manivela del cigüeñal (de longitud l) se unen a través de la biela (de longitud L), que convierte el movimiento de traslación del pistón en una rotación en torno al eje del cigüeñal. Para que se produzca energía eléctrica este eje se acopla a un generador eléctrico, comúnmente un alternador síncrono, cuyo rotor (devanado inductor) genera la inducción electromagnética sobre el estator (devanado inducido), que recoge en sus terminales la corriente alterna generada por el movimiento de los polos (imanes) del rotor. Es decir, el alternador se encarga de la conversión de energía mecánica en energía eléctrica. Al conjunto de MCIA y alternador se le denomina grupo electrógeno. En la Figura 6 se muestran los componentes principales de una máquina síncrona genérica que vendrían a continuación del MCIA.

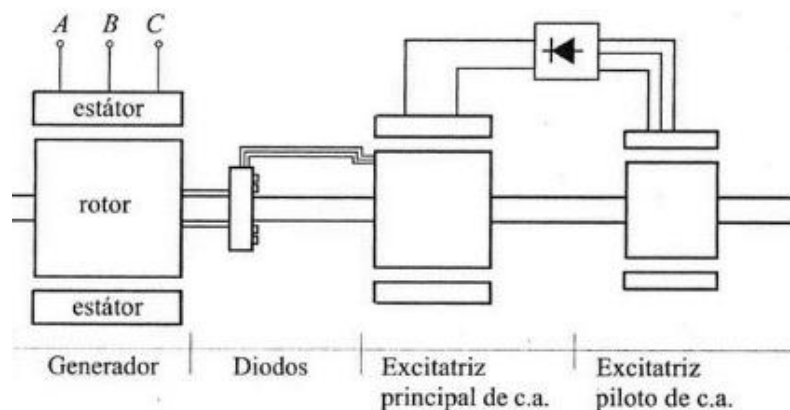


Figura 6. Componentes principales de un generador eléctrico, modificado de [58].

Los alternadores suministran electricidad a la red a una de las frecuencias de transporte de electricidad (50 Hz en la mayoría de los países, pero 60 Hz en EEUU y en países de su influencia tecnológica), lo cual determina el número de pares de polos necesarios (p) y su velocidad de rotación (rpm), según la Ecuación 1. La velocidad de rotación del motor será la misma que la del rotor.

$$n \text{ (rpm)} = \frac{60 \cdot f \text{ (Hz)}}{p} \quad \text{Ec. 1}$$

Por tanto, sabiendo que al menos se necesita siempre un par de polos para la inducción electromagnética, no puede haber grupos que giren a velocidades mayores de 3000 rpm para 50 Hz ni a más de 3600 rpm para 60 Hz. Por el contrario, no hay un valor mínimo para la velocidad n , pues el número p de pares de polos no tiene límite, puede ser tan grande como las dimensiones del alternador lo permitan. Al diseñar un grupo electrógeno, suele elegirse aquella velocidad para la que el motor dé una mayor potencia, teniendo en cuenta que la limitación de la velocidad viene dada por la velocidad máxima del pistón y las fuerzas de inercia generadas en su movimiento. En el caso de la generación eléctrica con combustible gaseoso, lo más habitual son motores de alta velocidad (1200-1800 rpm), aunque en motores de gran tamaño la velocidad se reduce considerablemente (1000 rpm o menos).

Esta tesis doctoral se centra en el desarrollo de la parte térmica de un grupo electrógeno, el motor, por lo que las consideraciones relacionadas con los generadores eléctricos quedan fuera del alcance de la misma. Si se quiere profundizar en la teoría de los generadores eléctricos se puede consultar el interesante libro de Fermín Barrero sobre sistemas de energía eléctrica [58].

Existen numerosos criterios para clasificar un MCI, entre ellos [57]:

- El combustible utilizado, que puede ser líquido o gaseoso, incluso sólido si su tamaño de partícula es muy pequeño. Existen también motores de doble combustible (*dual fuel*).
- El proceso de combustión, según el cual pueden ser motores de encendido provocado (motor de explosión o encendido por chispa, *spark ignition*) o motores de encendido por compresión (motor Diésel). En los primeros se inicia la combustión mediante un aporte de energía externo y se relacionan con el ciclo termodinámico teórico de *Otto*, mientras que, en los segundos, relacionados con el ciclo teórico Diésel, la mezcla sufre una autoignición debido a las altas temperaturas generadas por el proceso de compresión.
- La forma geométrica, definida por la relación carrera/diámetro del cilindro, S/D.
- El ciclo de trabajo, que puede ser de cuatro tiempos o de dos tiempos, es decir, de cuatro carreras del émbolo o de dos.
- La presión de admisión, que puede ser atmosférica (motores de aspiración natural o atmosféricos) o superior a la atmosférica (motores sobrealimentados o turboalimentados, que poseen un turbocompresor para introducir el fluido).
- El sistema de mezcla, que puede ser por inyección (directa o indirecta) o por carburación.
- El número y disposición de los cilindros, que puede variar desde un cilindro hasta varias decenas colocados en línea, en forma de V, opuestos (V a 180°) o en forma de estrella.
- La relación aire/combustible de la mezcla, que puede ser rica (defecto de aire), estequiométrica, pobre (exceso de aire) o estratificada (de diferente relación aire/combustible en función de la zona de la cámara de combustión).

Por las exigencias propias del modo de encendido y de combustión, los motores utilizados habitualmente con combustibles gaseosos son de encendido provocado (MEP) y de 4 tiempos, siguiendo el ciclo termodinámico teórico de *Otto* [41,57,59,60]. Este ciclo teórico, que se muestra en la Figura 7, consta de dos procesos isoentrópicos correspondientes a la compresión (1-2) y a la expansión (3-4), y dos procesos a volumen constante, que son el aporte de calor (2-3) y la cesión de calor (4-1).

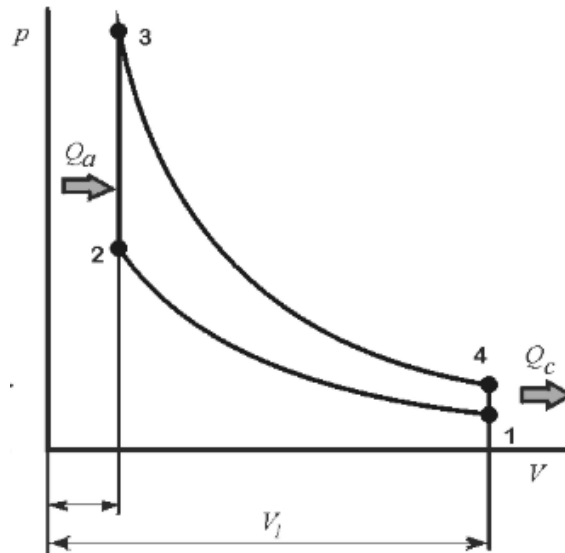


Figura 7. Diagrama P-V del ciclo termodinámico teórico de *Otto* [57].

El rendimiento térmico de este ciclo (η) se puede definir según las Ecuaciones 2, 3 y 4, donde $\gamma = c_p / c_v$ (coeficiente isoentrópico).

$$\eta = \frac{W}{Q_a} = 1 - \frac{Q_c}{Q_a} = 1 - \frac{mc_v(T_4 - T_1)}{mc_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \left[\frac{(T_4/T_1) - 1}{(T_3/T_2) - 1} \right] \quad \text{Ec. 2}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1} = \frac{T_1}{T_2} \Rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \quad \text{Ec. 3}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1} \quad \text{Ec. 4}$$

Sabiendo que V_1 es el volumen máximo del cilindro antes de la compresión ($V_D + V_C$ en la Figura 5) y que V_2 es el volumen de la cámara de combustión (V_C), la conclusión que se deriva de esta ecuación es que el rendimiento térmico del ciclo *Otto* aumenta con el valor del coeficiente isoentrópico γ y con la relación de compresión. Esto se debe a que una mayor relación de compresión también implica mayor expansión de los gases dentro del cilindro y esto se traduce

en mayor aprovechamiento de la energía del combustible transformada en trabajo. En otras palabras, una mayor relación de compresión supone una mayor presión de la carga en la carrera de compresión, lo que resulta en una mayor presión sobre el pistón cuando comienza la combustión, que se traduce en una mayor energía utilizada en el interior del cilindro.

Sin embargo, la relación de compresión no se puede aumentar indefinidamente sin variar otros parámetros ya que, entre otros factores, a mayor presión de los gases en el PMS más elevada es la temperatura de combustión, lo que puede derivar en problemas de detonación. Una manera de disminuir la presión final y por tanto la temperatura de combustión, para una misma relación de compresión, es cerrar la válvula de admisión mientras el pistón está descendiendo, lo que se conoce como *Early Inlet Valve Closing (EIVC)*. De esta manera se trabaja con el ciclo termodinámico teórico de *Miller*, que se ilustra en la Figura 8 en comparación con un ciclo *Otto* estándar.

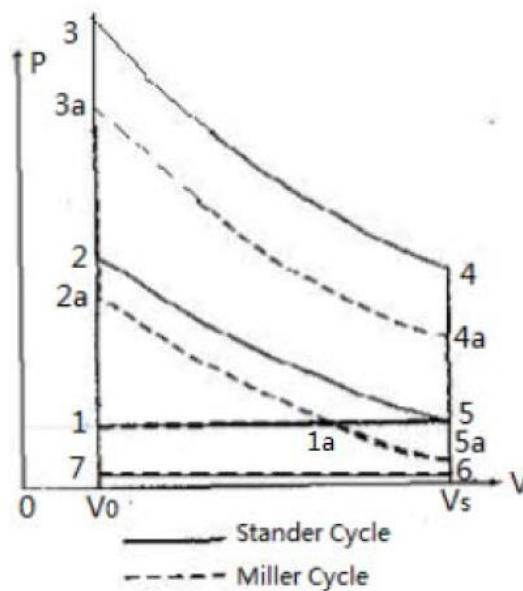


Figura 8. Diagrama P-V del ciclo termodinámico teórico de Miller en comparación con un ciclo estándar de Otto [61].

Un ciclo estándar de un motor de gas sería el representado por el itinerario 1-5-2-3-4-6-7-1. El recorrido 1-5 representa la carrera de admisión; en el punto 5 se cierran las válvulas de admisión y comienza la carrera de compresión 5-2. En el punto 2 se produce la combustión, lo que produce un aumento de presión a volumen constante (2-3), y posteriormente tiene lugar la carrera de expansión (3-4), tras la cual se abren las válvulas de escape y el vaciado del cilindro reduce la presión hasta el punto 6. A partir de aquí el pistón sube de nuevo hacia el PMS (6-7) y comienza de nuevo el ciclo. En el ciclo *Miller* con *EIVC* (itinerario: 1-1a-5a-2a-3a-4a-6-7-1) la válvula de admisión se cierra antes de llegar a 5, por ejemplo, en el punto 1a, de manera que el movimiento descendente que aún le queda al pistón hace que los gases que han entrado en el cilindro se expandan y por tanto la presión en el cilindro disminuya hasta 5a. En ese momento comienza la carrera de compresión, que llega hasta una presión más baja (2a vs 2) porque ha comenzado

también en una presión más baja (5a vs 5). Así, la presión que se alcanza en el proceso de combustión es más baja (3a vs 3)), y en consecuencia también la temperatura. Por tanto, y en comparación con el ciclo estándar, se puede comprimir más el fluido, es decir, aumentar la relación de compresión, para llegar a una misma temperatura de combustión (si se extiende la línea 4a-3a hacia la izquierda hasta que llegue a la presión indicada por 3, se consigue un V_0 menor). Como resultado de una mayor relación de compresión, se puede obtener mayor rendimiento. Sin embargo, se necesita más presión de entrada para introducir la misma cantidad de carga en la cámara principal [62]. Esta presión debe obtenerse a través de un turbocompresor con un mayor rendimiento, lo que resulta más caro.

El ciclo *Miller* también se puede obtener aplicando el concepto de *Late Inlet Valve Closure (LIVC)* en el que la válvula de admisión se mantiene abierta después de que el pistón haya completado la carrera de admisión y se cierra cuando ya está ascendiendo hacia el PMS, de manera que parte de la carga del fluido que es empujado por el pistón en su movimiento ascendente vuelve a salir por el colector de admisión. Consecuentemente, el turbocompresor debe encargarse de precomprimir la mezcla, que acaba de comprimirse totalmente en el pistón una vez que la válvula de admisión esté cerrada. Este concepto se representa en la Figura 9. La mejora de rendimiento en este caso se debe a que, por un lado, el turbocompresor utiliza menos energía que el pistón para realizar la precompresión y, por otro, a que la mezcla precomprimida se enfría en un intercambiador antes de entrar al cilindro. Esto también permite reducir la temperatura de la combustión para una misma relación de compresión del pistón, aumentando el margen a detonación del motor [63]. Se aplique en el modo que se aplique, el concepto de motor de ciclo *Miller* es una manera probada de aumentar el rendimiento y disminuir las emisiones de NO_x de los MEP [63–66].

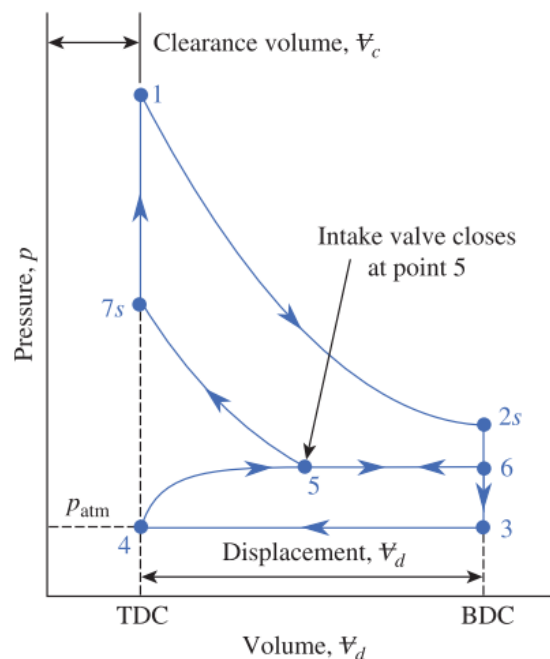


Figura 9. Diagrama P-V del ciclo termodinámico teórico de Miller con LIVC [63].

En lo que se refiere a la relación aire/combustible, la mayoría de motores alternativos de gas de alta velocidad que se han desarrollado en la última década para producción eléctrica estacionaria (> 1 MW) funcionan según el concepto de combustión de mezcla pobre (*lean burn concept*), siendo también la mejor opción para el caso del biogás [67,68]. Se denomina motor de mezcla pobre a un motor de combustión interna alternativo en el que se utiliza un exceso de aire, es decir, la cantidad de aire alimentado al motor es mayor que la justamente necesaria para la combustión del combustible (aire en exceso, “pobre” en combustible). Concretamente, se considera que un motor es de mezcla pobre si la relación de exceso (denominada a nivel tecnológico como *air-fuel ratio*, *AFR*, o *lambda*, λ) es mayor de 1,7 [69].

El motivo principal para el desarrollo y utilización de motores de gas de mezcla pobre reside en que, trabajando con altas relaciones de exceso de aire ($AFR \approx 2$), el nitrógeno del aire hace de sumidero térmico. Esto impide que la temperatura de combustión sea demasiado elevada, por lo que se puede aumentar la relación de compresión sin que sucedan eventos de detonación. Como consecuencia, se puede obtener un mayor rendimiento con respecto a un motor de mezcla estequiométrica en el que no se podría comprimir tanto la mezcla debido a la generación de temperaturas demasiado elevadas [69]. Además, en condiciones de combustión pobre la concentración de CO_2 en los gases es menor que en condiciones estequiométricas, lo que hace que el coeficiente isoentrópico sea elevado y por tanto se consiga también mayor rendimiento (ver Ecuación 4). Por último, y no de menor importancia, la temperatura que se alcanza en la combustión es lo suficientemente baja para que las emisiones de NO_x (óxidos de nitrógeno, cuyo origen es principalmente térmico) no sean muy elevadas y cumplan con la legislación medioambiental sin necesidad de instalar equipos adicionales de eliminación de estos contaminantes [67].

Esta explicación se ilustra en la Figura 10, que muestra la influencia que tiene el *AFR* en algunos parámetros clave del funcionamiento de un motor. Estos parámetros son la presión media efectiva al freno (*brake mean effective pressure*, *BMEP*), el rendimiento térmico (*thermal efficiency*) y las emisiones de NO_x . Además, aparecen unas regiones coloreadas en naranja que representan las zonas de detonación del motor (*knocking*) y de apagado del motor (*misfiring*).

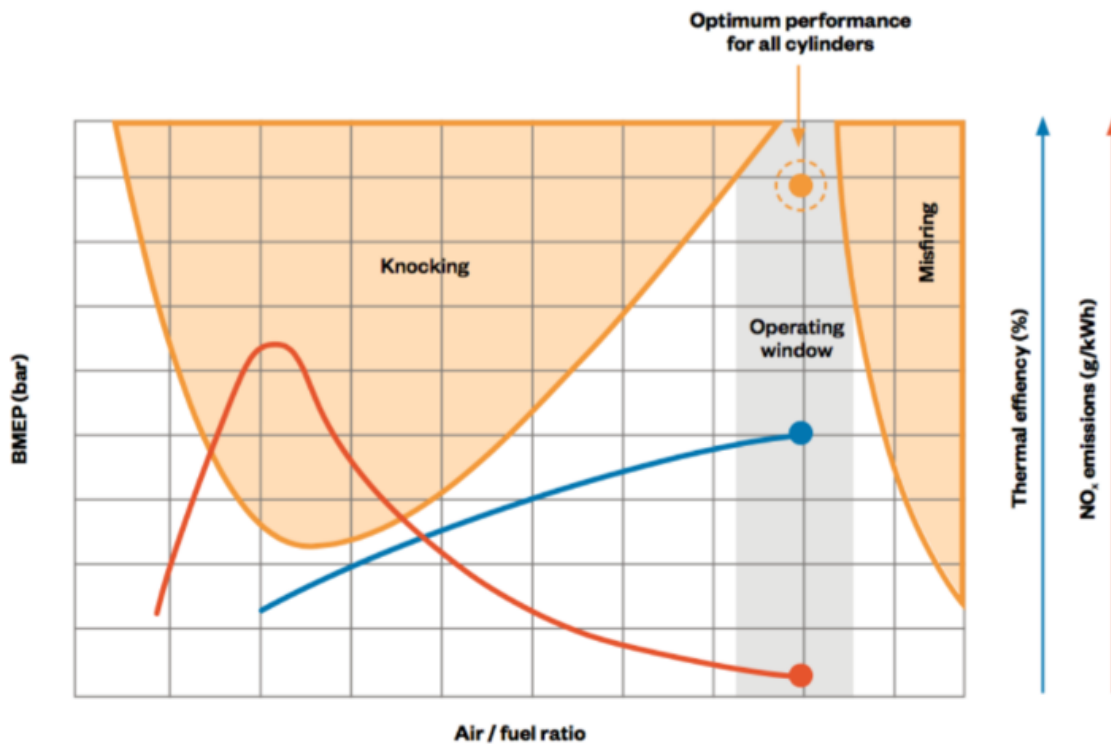


Figura 10. Curvas de eficiencia y nivel de emisiones de NO_x en función de la BMEP y el AFR [67].

La *BMEP* es un concepto teórico que representa un tipo de trabajo específico que relaciona el trabajo total realizado con el tamaño del motor. Es aquella presión constante que produciría un trabajo igual al que se produce durante una carrera del motor entre el PMI de admisión y el PMI de escape. El rendimiento térmico, que se definirá en detalle más adelante, es la relación entre la potencia obtenida y la energía química del combustible que se alimenta. Ambos parámetros están directamente relacionados, de manera que una *BMEP* alta supone mayor rendimiento térmico. Sin embargo, altas presiones suponen también altas temperaturas y, dependiendo de la riqueza del combustible en la mezcla, esto puede acarrear eventos de detonación que perjudiquen gravemente la integridad del motor. Es por ello que es necesario aumentar el AFR para que la temperatura no sea tan elevada y se evite la detonación, consiguiendo al mismo tiempo la reducción asociada de las emisiones de NO_x [70]. La mezcla, no obstante, no se puede empobrecer infinitamente ya que si la proporción de aire con respecto a combustible es muy elevada puede suceder un apagado de motor. En la Figura 10 se observa que para conseguir altos valores de *BMEP* sin riesgo de detonación se debe trabajar con un AFR alto, es decir, en la ventana de operación coloreada en gris (*operating window*). Esto permite desarrollar una combustión estable, obteniendo el mayor rendimiento posible, pero sin llegar al apagado del motor.

Además de los NO_x , también se debe prestar atención a la emisión de otros contaminantes, como por ejemplo el monóxido de carbono (CO) o los hidrocarburos totales (*total hydrocarbons, THC*). Como se puede ver en la Figura 11, estos compuestos tienden a emitirse en mayores concentraciones a partir de $\text{AFR} \approx 1,5$ (indicado con *Lambda* en la figura), provocado por la

combustión lenta e incompleta que predomina en el cilindro cuando el punto operativo se encuentra cerca del apagado o *misfiring* [71]. Por tanto, el objetivo debe ser encontrar una solución de compromiso entre el rendimiento térmico y la emisión de contaminantes, es decir, definir el rango de operación óptimo para el motor.

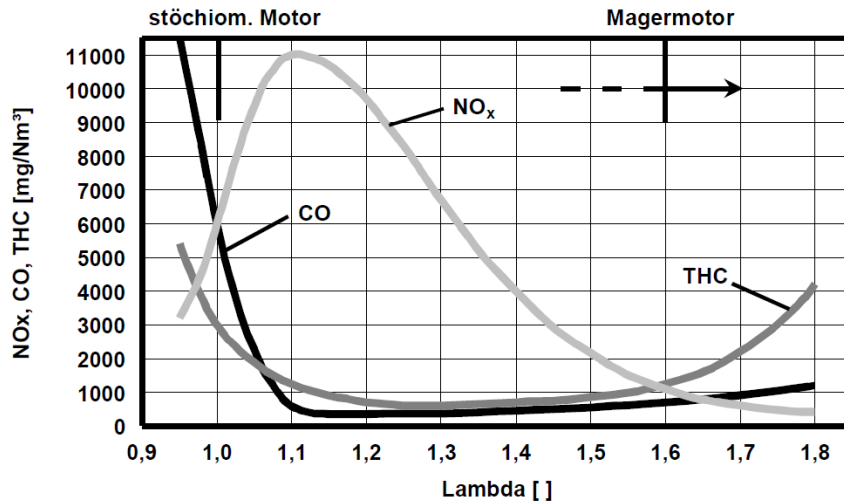


Figura 11. Variación de la concentración de contaminantes en escape en función del AFR.

2.4.2. Aspectos de diseño y operación

El concepto de combustión de mezcla pobre requiere de elementos específicos para esta situación, entre ellos, tecnologías inteligentes para controlar los dispositivos de mezcla aire/combustible o turbocompresores con una alta relación de compresión para forzar el paso de más aire hacia la cámara de combustión. Mezcla pobre equivale a un aumento de caudal y, por lo tanto, para un mismo dimensionamiento del colector de admisión la presión en el mismo debe aumentar. Además, es necesario diseñar sistemas de combustión que permitan encender la mezcla en esas condiciones, por ejemplo, aumentando la potencia de las antorchas de encendido, y que reduzcan la duración de la combustión, normalmente a través del aumento de la turbulencia, lo que a su vez se traduce en mayores rendimientos [70,72]. En esta sección se van a describir algunos de estos elementos y la influencia que tienen su diseño, construcción y operación en el rendimiento de los motores de gas.

Uno de los elementos que se encargan de generar la turbulencia necesaria para que la combustión sea lo más efectiva posible es el pistón, que delimita la cámara de combustión por su parte inferior. Se puede conseguir mayor o menor nivel de turbulencia modificando la superficie del pistón que está en contacto con el fluido, denominada "cara de fuego" o "cabeza del pistón". Así, existen pistones de cara plana y pistones con un agujero interior en la cara de fuego (*bowl*), lo que constituye una manera de aumentar la turbulencia (ver Figura 12).

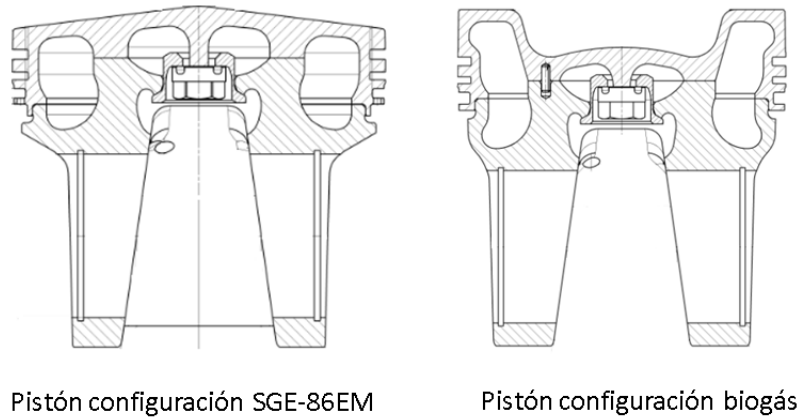


Figura 12. Pistón de cara plana (izquierda) y pistón con bowl (derecha).

Existen dos tipos de turbulencia en un motor, el *swirl* y el *squish* (ver Figura 13). El *swirl* se define como la rotación masiva de la carga sobre el eje del cilindro en la cámara de combustión a lo largo de toda la carrera de compresión y expansión, desapareciendo gradualmente como consecuencia de las pérdidas por fricción. El *swirl* se caracteriza por el denominado *swirl number* o ratio de turbulencia, definido en la Ecuación 5. El *squish* es el movimiento de carga desde los bordes exteriores de la cara de fuego del cilindro hacia el eje del mismo. Este último sólo aparece cuando el cilindro alcanza el punto muerto superior y se descompone rápidamente en remolinos turbulentos a medida que converge en el eje del cilindro [72]. La velocidad de *squish* viene dada por la Ecuación 6.

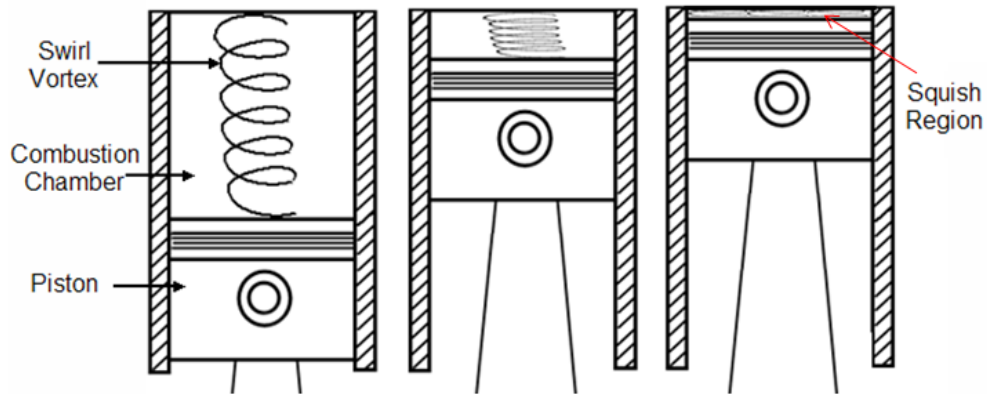


Figura 13. Representación esquemática de efectos turbulentos en la cámara de combustión.

$$R_S = \frac{\omega_S}{2 \cdot \pi \cdot N} \quad \text{Ec. 5}$$

donde,

R_S = ratio de turbulencia

ω_S = velocidad angular de la carga (rad/s)

N = velocidad angular del cigüeñal del motor (rad/s)

$$V_{sq} = S_p \cdot \frac{D_B}{4z} \cdot \left[\left(\frac{B}{D_B} \right)^2 - 1 \right] \cdot \frac{V_b}{A_c \cdot z + V_b} \quad \text{Ec. 6}$$

donde,

V_{sq} = velocidad de *squish* (mm/s)

S_p = velocidad instantánea del pistón (mm/s)

D_B = diámetro del *bowl* (mm)

V_b = volumen del *bowl* (mm³)

z = distancia entre la parte superior de la cara de fuego y la culata (mm)

A_c = área de la cara de fuego del pistón (mm²)

B = diámetro del pistón (mm)

Como se puede deducir de la Ecuación 6, el *squish* es generado por pistones con *bowl*, como se puede observar en la Figura 14. La Figura 15 muestra la diferencia entre un pistón de bajo y alto *squish* obtenido, exclusivamente, modificando la geometría del *bowl* (diámetro superior del tazón). La profundidad del *bowl* también viene dada, además, por la relación de compresión que se le quiera otorgar al pistón, ya que cualquier modificación de la geometría del pistón afecta a la relación de compresión.

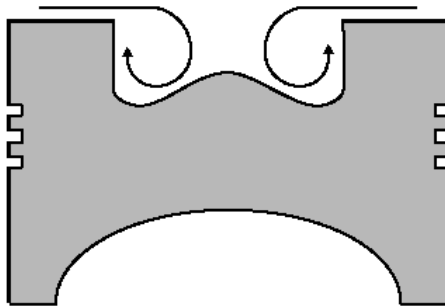


Figura 14. Representación esquemática de generación de *squish*.

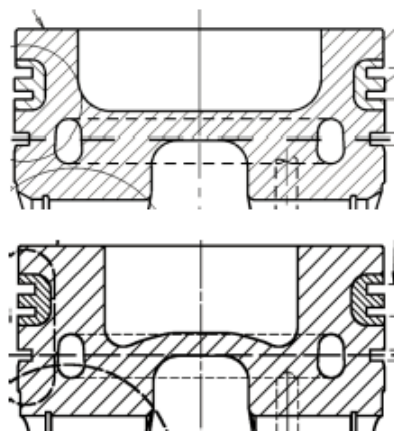


Figura 15. Pistón de bajo *squish* (arriba) vs pistón de alto *squish* (abajo) [72].

El pistón posee también unas ranuras mecanizadas en su perímetro, donde se ubican unos aros denominados segmentos (ver Figura 5 derecha). Los segmentos evitan el contacto directo entre el pistón y la camisa, lo que generaría gripajes mecánicos. Además, sirven como elementos de refrigeración y lubricación (lo que se lubrica directamente es la camisa del pistón). En el primer segmento se coloca una junta de sellado para evitar la fuga de los gases de la cámara de combustión e impedir al mismo tiempo el paso de aceite de lubricación hacia ella (no sube aceite más arriba), es decir, la temperatura máxima del aceite está marcada por la que alcanza en el primer segmento (ver Figura 16). Por tanto, la altura del primer segmento es fundamental mecánicamente hablando, porque influye en la temperatura a la que trabaja el aceite y, por tanto, en la durabilidad del mismo (robustez del motor y minimización de riesgo de gripajes). Pero también lo es en cuanto a rendimiento del motor, ya que influye en la cantidad de volumen muerto de gas que queda entre la camisa, el primer segmento y la cara de fuego, donde suele quedarse gas sin combustionar. Es decir, tiene influencia en la cantidad de inquemados que se generan en la combustión y el nivel de concentración de *THC* en escape.

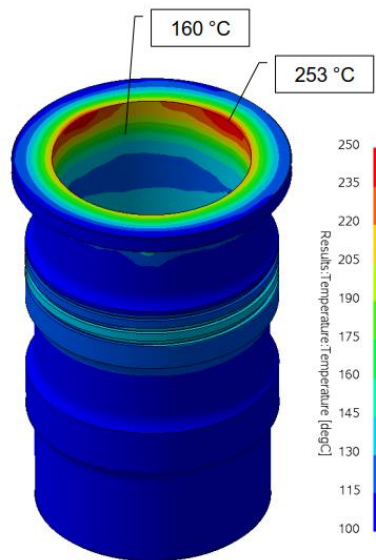


Figura 16. Perfil de temperaturas de lubricación en camisa de pistón.

Por la parte superior, la cámara de combustión viene delimitada por la culata. En ella van asentadas las válvulas de admisión y escape, y los puertos de entrada y salida de gas, que determinan una parte importante del rendimiento volumétrico. Además, su diseño es también clave para el rendimiento térmico del motor, ya que participa activamente en la generación de turbulencia a través del modo en el que se inyecta la carga durante la admisión. La inyección puede ser tangencial, en espiral (como se puede ver en la Figura 17) o incluso puede eliminarse el flujo en uno de los asientos de la válvula [72,73].

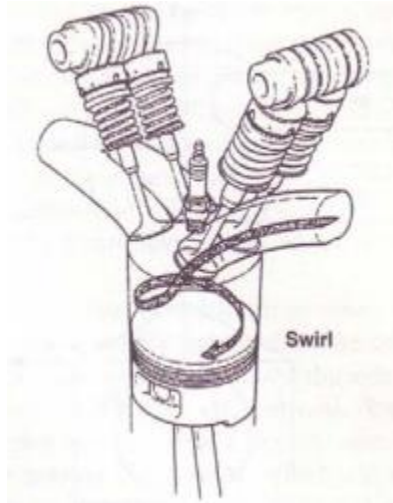


Figura 17. Representación esquemática de la generación de swirl en un colector de admisión [70].

Una de las acciones más habituales para aumentar la turbulencia es bloquear parcialmente uno o más orificios de entrada, de manera que se consiga una alimentación en espiral. Esto se puede llevar a cabo colocando unos deflectores en las entradas de las válvulas de admisión, como se muestra en la Figura 18. La elección de los deflectores y el nivel de restricción de flujo a la cámara de combustión requiere de un estudio termodinámico intenso, puesto que la turbulencia no puede incrementarse de manera infinita con el fin de obtener mayores eficiencias. El factor de incremento de la turbulencia en la cámara de combustión está limitado por la pérdida del rendimiento volumétrico debido a la restricción en las válvulas de admisión, así como una mayor transferencia de calor hacia la camisa del cilindro, lo que reduce el rendimiento térmico de la combustión. La restricción parcial de paso por las válvulas de admisión demanda un aumento de la presión en dicho colector para vencer la pérdida de carga generada por el deflector y, por lo tanto, las exigencias demandadas al sistema turbocompresor serán mayores. A la hora de diseñar la culata también debe tenerse en cuenta la geometría de los distintos circuitos de refrigeración de agua y aceite. También es importante el material de fabricación de la misma, que debe asegurar una buena conductividad térmica para disipar el calor de combustión, al tiempo que ofrezca una buena resistencia mecánica y a la fatiga.

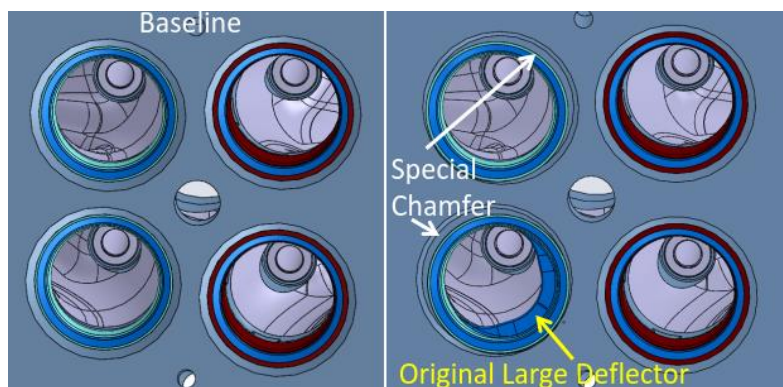


Figura 18. Representación esquemática de cambio de diseño en el puerto de admisión y colocación de deflector.

Justo por encima de la culata se sitúa el sistema de distribución, compuesto por el árbol de levas, balancines, varillas, empujadores, etc. El árbol de levas es el encargado de hacer abrir y cerrar las válvulas de admisión y escape. Se trata de un mecanismo formado por un eje sobre el que se colocan unas levas que pueden tener diversa geometría. Cuando este eje gira, las levas abren o cierran la válvula correspondiente mediante la activación del mecanismo de todo el tren de válvulas (la leva, el balancín, las varillas, los empujadores, etc.). Es decir, el diseño del árbol de levas determina la programación de apertura y cierre de las válvulas y, por tanto, es el que permite la transición de ciclo *Otto* a ciclo *Miller* y la mayor o menor agresividad de este último dependiendo de los grados de avance o retraso de cierre de las válvulas. También permite modificar las relaciones de compresión sin cambiar el diseño de pistón, ya que con la programación de apertura y cierre de válvulas se puede regular la cantidad de mezcla que entra a la cámara de combustión y la compresión efectiva del pistón, tal y como se representa esquemáticamente en la Figura 19.

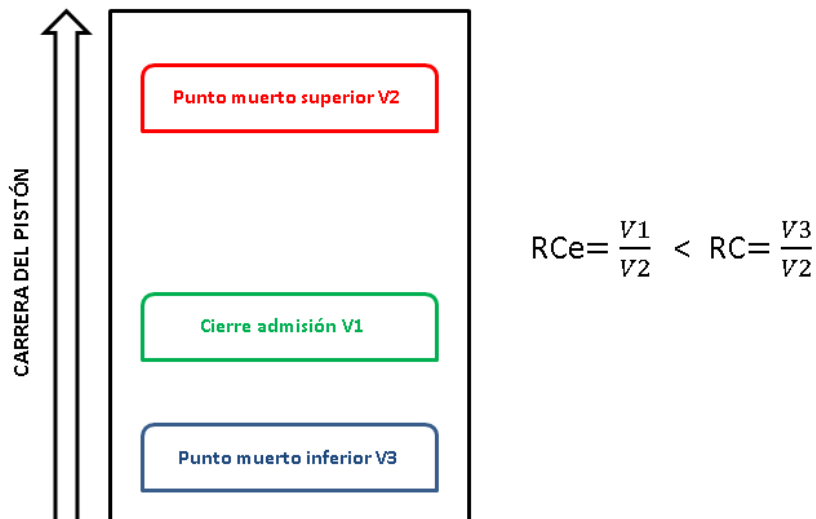


Figura 19. Comparación entre la compresión teórica (RC) y la efectiva (RCe).

donde,

RCe = Relación de compresión efectiva

RC = Relación de compresión del pistón

V1 = Volumen de gas en el cierre de la válvula de admisión

V2 = Volumen de gas en el PMS

V3 = Volumen de gas en el PMI

Los diferentes tiempos de apertura y cierre de las válvulas se consiguen modificando los ángulos de diseño de las levas X, Y, W y Z que se pueden apreciar en la Figura 20.

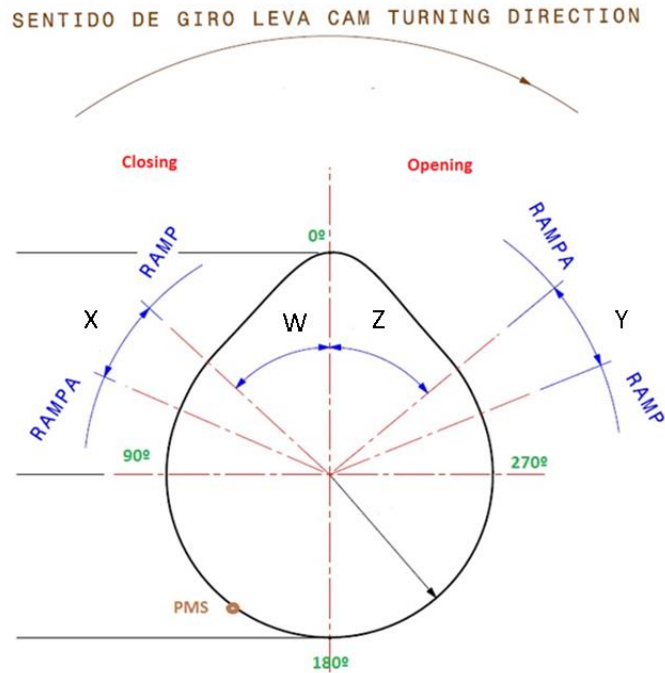


Figura 20. Esquema de parámetros de diseño de las levas.

Se debe tener en cuenta que el cambio del ángulo de giro de la apertura y cierre de válvulas tiene implicaciones en las exigencias de otros elementos periféricos, por ejemplo, el turbocompresor, que debe encargarse de compensar la pérdida de carga de fluido. En el caso *EIVC* es necesario introducir el fluido a mayor presión, ya que la válvula de admisión permanece abierta menos tiempo. En el caso *LIVC* la pérdida de compresión producida cuando el pistón sube estando la válvula de admisión abierta, se compensa con una precompresión realizada por el turbocompresor. Uno de los métodos más utilizados para los turbocompresores de este tipo de motores es el concepto de turbina-compresor montado sobre un mismo eje. La turbina es impulsada por los gases de escape que tienen a su disposición una gran cantidad de energía para poder hacer este trabajo, y la turbina a su vez mueve el compresor. El sistema de compresor-turbina se muestra en la Figura 21.

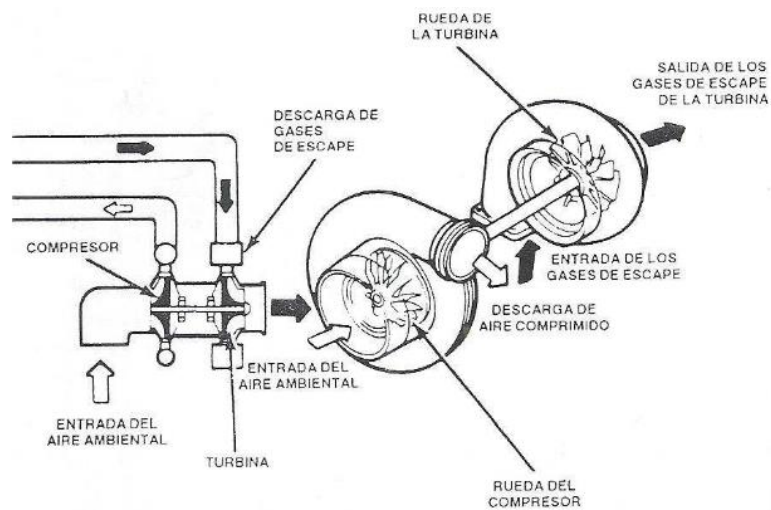


Figura 21. Esquema de un sistema compresor-turbina [74].

En lo que se refiere al sistema de encendido, en los motores de pequeño y medio tamaño (< 2 MW) se utiliza el sistema llamado “cámara abierta” (*open chamber*). En estos sistemas la mezcla aire/combustible presente en la cámara de combustión se enciende a través de una chispa eléctrica que se genera entre los electrodos de una bujía que se encuentra en el interior de esta cámara. La chispa se produce por una elevación de voltaje suministrado por el sistema de encendido del motor, concretamente por autoinducción en una bobina de alta tensión. La temperatura de funcionamiento de la bujía es el parámetro clave en la vida útil de la misma, a mayor temperatura de funcionamiento, generalmente, menos horas de trabajo. Esta temperatura debe ser suficientemente baja como para prevenir la preignición o detonación, pero suficientemente alta como para evitar la carbonización de la mezcla y de trazas de aceite que pueda haber en la cámara de combustión. Los factores más importantes que determinan la temperatura de funcionamiento de la bujía son la geometría de la cámara de combustión, la riqueza de la mezcla y la relación de compresión

Los parámetros de diseño habituales en las bujías, algunos de ellos indicados en la Figura 22, son los siguientes [75]:

- Electrodo: existen diferentes diseños y geometrías de electrodos (tipo j, circular, tipo u, etc.). La geometría del electrodo tiene su influencia en la generación del frente de llama y cada uno requiere un voltaje determinado de descarga, lo que determina la vida útil de la bujía.
- Distancia entre el electrodo central y el electrodo de masa (*gap*): el *gap* determina el voltaje al que debe trabajar la bujía. Cuanto mayor es el *gap*, mayor es el voltaje necesario para hacer saltar el arco eléctrico y, presumiblemente, menor vida útil tendrá la bujía. Es importante mantener una distancia entre electrodos con la máxima precisión, ya que si el espacio no es el correcto puede afectar negativamente a la función de la bujía.
- Metal precioso en el electrodo: el tipo y la cantidad de material del que están compuestos ambos electrodos hace modificar la capacidad de encendido y la vida útil de cada bujía. Un electrodo más fino (menos metal precioso) promueve la generación de la llama y, por consiguiente, la estabilidad de la combustión, sin embargo, penaliza la duración de la bujía y, por tanto, incrementa las pautas de mantenimiento y, probablemente, el coste asociado.
- Grado de inserción de la bujía: en función de la longitud de la rosca de la bujía y del diseño de la misma, se puede promover una mayor o menor inserción en la cámara de combustión y se favorecerá, en mayor o menor medida, la generación del frente de llama y la renovación de la carga del *gap*. Además, la distancia de inserción de la bujía también puede afectar a la vida útil de la misma. Estrictamente, éste no es un parámetro propio de la bujía, si no del diseño de la cámara de combustión.

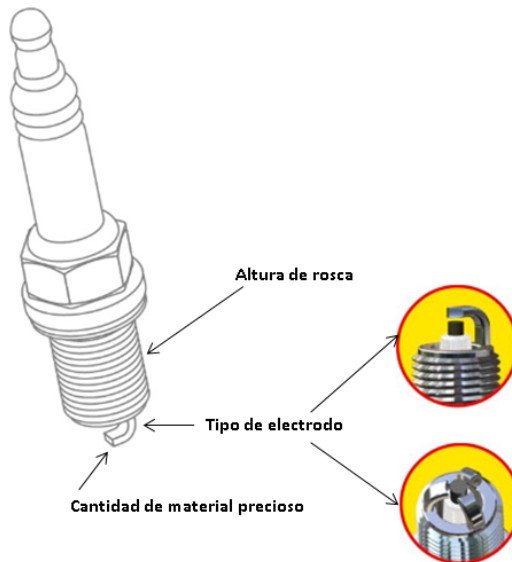


Figura 22. Esquema de parámetros de diseño de una bujía.

En la Figura 23 se puede observar un esquema de los diferentes sistemas de encendido que se pueden utilizar en los motores de mezcla pobre. Dentro de los sistemas de cámara abierta, el encendido por bujía simple (*spark ignition* en la figura), descrito en párrafos anteriores, es la opción más barata y sencilla. Presenta varias ventajas en términos de mantenimiento y robustez, pero no permite trabajar en $AFR > 2$. Este sistema se puede mejorar con la versión “bujía con cámara de precombustión” (*pre chamber spark plug*), en la cual la bujía enciende la mezcla introducida en una pequeña cavidad dentro de la propia estructura de la bujía y las llamas generadas salen con gran energía por unos orificios, penetrando con fuerza en la cámara de combustión y encendiendo la mezcla allí presente. Así se consigue una combustión más rápida y estable, y se puede trabajar con AFR ligeramente más elevados [76].

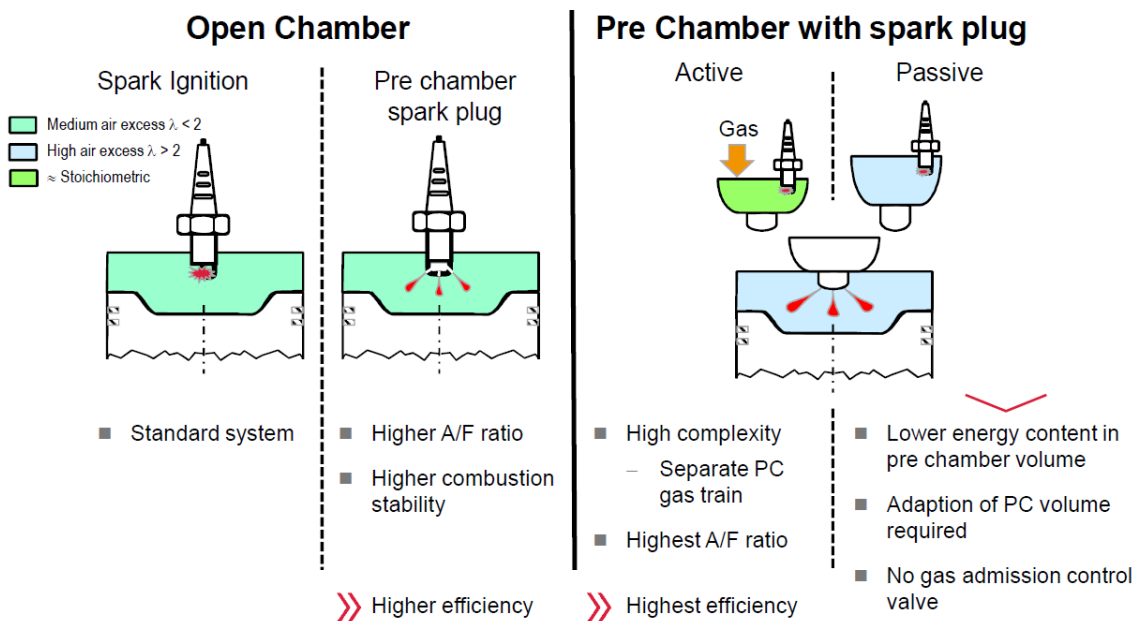


Figura 23. Sistemas de combustión en motores de mezcla pobre.

La segunda opción incluye una cámara de precombustión además de la cámara de combustión principal (parte derecha de la Figura 23), y es utilizada habitualmente en los motores de potencias mayores de 2 MW (mayor tamaño de pistón, mayor diámetro, requiere unas antorchas más fuertes). La bujía se coloca en la cámara de precombustión y ésta puede ser activa, es decir, una cámara a la que se inyecta gas, o puede ser pasiva, sin inyección, en cuyo caso en esa cámara se introduce la misma mezcla presente en la cámara de combustión [77,78]. En el primer caso, se introduce gas puro a la precámara para que, en el momento de generar la chispa, el interior de la precámara contenga un *AFR* cercano al estequiométrico. De esta manera se generan unas antorchas de fuego muy energéticas que penetran en la cámara de combustión principal y son capaces de encender mezclas muy pobres de $AFR > 2$ y que la combustión sea eficiente [79]. En la Figura 24 se muestra un esquema general de un cilindro con precámara activa.

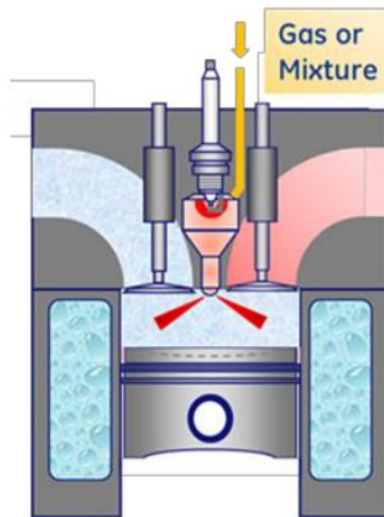


Figura 24. Sistemas de combustión en motores de mezcla pobre con precámara activa [80].

El sistema de cámara de precombustión activa ha demostrado los rendimientos más altos para motores de mezcla pobre trabajando con *AFR* altos y con bajos niveles de emisión de NO_x , CO y THC , lo que representa la elección perfecta para un mercado de generación de energía que tiene que enfrentarse a unos límites de emisiones cada vez más estrictos [81]. La estabilidad del proceso de combustión que se desarrolla con este sistema se debe a que es un sistema de encendido extremadamente eficaz, es decir, las antorchas procedentes de la precámara pueden encender sin problema toda la carga de forma rápida y efectiva. A su vez, esto permite diseñar una cámara de combustión sin excesivas turbulencias, lo que aumenta su eficiencia térmica al reducirse la transferencia de calor al sistema de refrigeración [82,83]. Por el contrario, en función de las localizaciones, es preciso equipar al motor de un sistema de inyección que se compone, básicamente, de un compresor de gas (ver Figura 25), un rail de distribución (ver Figura 26), un regulador electrónico de paso de gas y un conjunto de válvulas de venteo.

El compresor de gas tiene que poder comprimir el gas que se va a inyectar en la precámara a presiones más elevadas que las que se van a dar en la cámara de combustión, para que la válvula de inyección, que es una válvula antiretorno comúnmente conocida como *check valve*, pueda ser vencida con gas procedente del rail. El compresor sólo es necesario en aquellos casos donde la presión del gas no sea suficientemente alta y donde no siempre sea posible mantener estabilidad en el rango de caudales de funcionamiento necesarios. El regulador de gas es un componente electrónico cuya función principal es la de mantener constante la diferencia de presión entre el rail de precámara y el colector de admisión del motor. En estos railes se colocan sensores de presión (uno en cada banda) con los que el regulador de presión controla el flujo de gas a la precámara. Las válvulas de corte deben asegurar el corte del gas a los puertos de inyección cuando el motor se pare, así como de realizar un venteo del gas del rail. El venteo asegura que no quede gas retenido en el rail, para evitar que pase a la precámara en siguientes arranques.

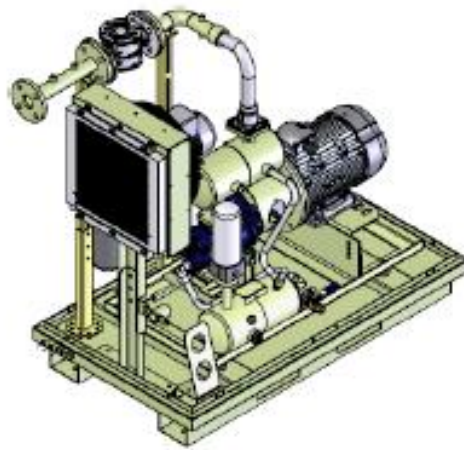


Figura 25. Vista isométrica de compresor de gas.

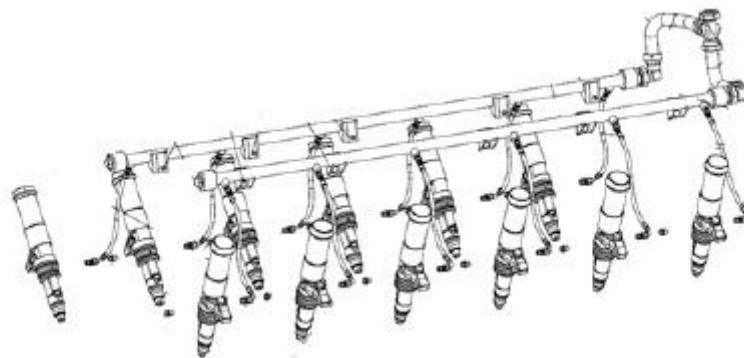


Figura 26. Rail de inyección.

En la Figura 27 se muestra el detalle constructivo de una cámara de precombustión genérica, donde se pueden apreciar tres zonas diferenciadas: el canal de gas (3), la zona de encendido (4) y la precámara en sí misma, que es el conjunto de las cavidades 9-10-11-12-13.

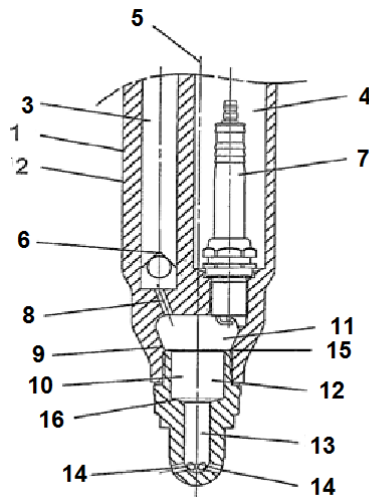


Figura 27. Detalle constructivo de una precámara de combustión [84].

El canal de gas (3) es alimentado por el sistema de inyección descrito anteriormente, y acaba en la válvula de inyección (6), cuya misión es controlar la cantidad de gas que entra en la precámara en cada ciclo de combustión. Su función anti-retorno impide que los gases de escape fluyan de nuevo hacia el canal de gas. Generalmente, el porcentaje de gas utilizado en la precámara suele ser entre el 0,5 y el 5 % del gas total consumido por el motor. Por debajo de ese intervalo aumenta la inestabilidad de la combustión de manera considerable, mientras que un exceso de caudal genera mezclas excesivamente ricas que pueden ahogar la precámara y generar eventos de apagado. Una vez que se asegura una combustión estable, la tendencia es introducir el menor porcentaje posible de gas en la precámara para reducir la temperatura que se alcanza, con el objetivo de aumentar la vida útil de la bujía, cuyos electrodos se exponen a dicha temperatura. La válvula de inyección debe situarse cerca de la precámara para que el canal de comunicación (8) sea lo más corto posible y así evitar que el hollín se acumule en él, provocando su obturación (en ocasiones el número de canales de comunicación puede variar).

La precámara (9-10-11-12-13) es una cavidad alargada en dirección axial en cuyo extremo inferior se sitúan unas toberas (14), por donde se propagan las antorchas de fuego generadas en la precámara hasta la cámara de combustión. Esta cavidad se divide en tres partes interconectadas, la primera es la más ancha en la dirección transversal, mientras que las dos siguientes son sucesivamente más estrechas. El desnivel (15) en la transición entre la cámara superior (9-11) y la cámara central (10-12) contribuye a la formación de turbulencia en la precámara que aumenta la inflamabilidad del gas, al igual que lo hace la desigualdad (16) en la transición entre la cámara central (10-12) y la inferior (13). Los grados de estos desniveles varían dependiendo de la turbulencia deseada.

El proceso de encendido en la precámara consiste en los siguientes pasos:

- 1- Inyección de gas en la precámara cuando el pistón está cerca del PMI. En este momento la presión en el rail de gas (canal de gas, 3) es mayor que en la cámara de combustión, por lo

que el muelle mecánico que rige la apertura o cierre de la *check valve* (6) se vence y la precámara se llena de gas (sin aire).

- 2- Durante la carrera de compresión, el pistón empuja la mezcla de la cámara principal al interior de la precámara y se obtiene la mezcla deseada en su interior (mezcla rica de aire/combustible).
- 3- El encendido y la bujía generan la chispa.
- 4- Los frentes de llama salen de la precámara y queman toda la mezcla del cilindro.

En la Figura 28 se comparan los sistemas de combustión de cámara abierta y cámara de precombustión. Se observa que en los últimos años, si bien el incremento de la *BMEP* para ambos sistemas ha sido similar (en gris), el aumento del rendimiento (*effective efficiency*, en rojo) ha sido mucho mayor en el área de cámara de precombustión. De hecho, el sistema de cámara de precombustión es capaz de competir en rendimiento térmico con los motores de doble combustible e incluso mejorarlos, como se puede apreciar en la Figura 29. En esta figura también se aprecia que los motores de mezcla pobre (*lean burn*) consiguen mayores valores de rendimiento y de *BEMP* que los motores de mezcla estequiométrica, como ya se ha mencionado anteriormente.

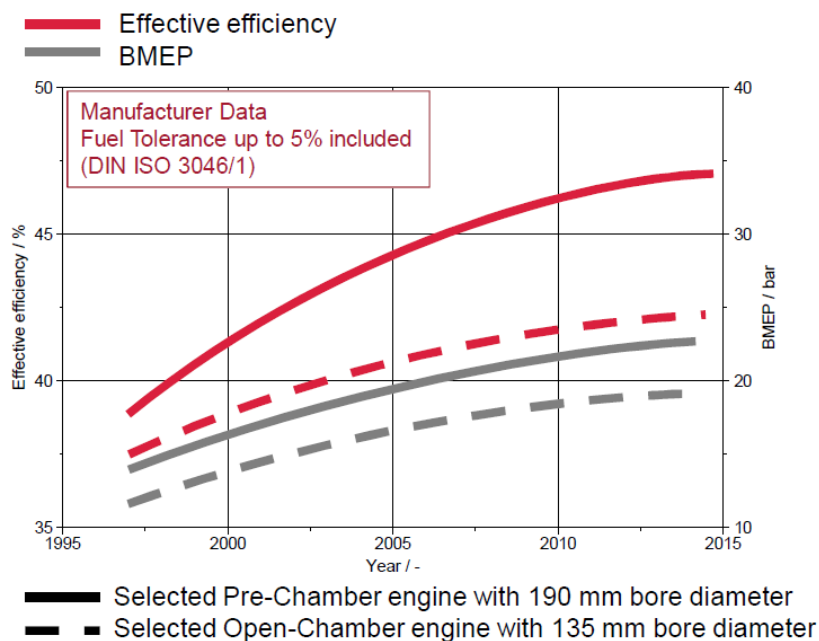


Figura 28. Evolución de rendimiento y BMEP de los distintos sistemas de combustión.

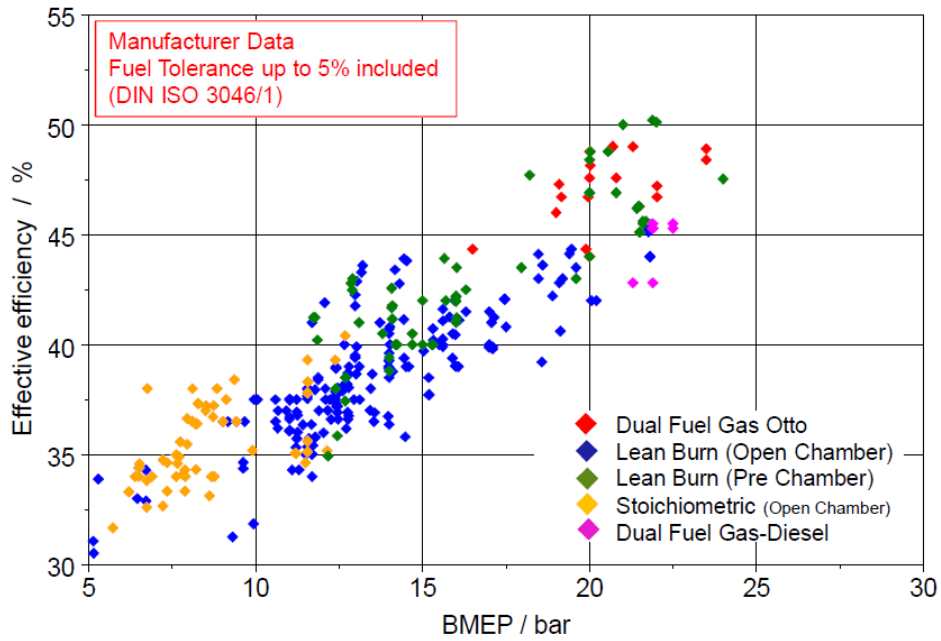


Figura 29. Rendimiento frente BMEP de distintos tipos de motores.

Por último, la Figura 30 pone de manifiesto que el sistema de cámara de precombustión es la única alternativa a los motores de doble combustible para grandes diámetros de pistón (*bore diameter*), es decir, altas potencias. Es más, es la opción que ofrece el rendimiento más alto para diámetros de pistón ≥ 200 mm. En la figura también se puede observar que el concepto de cámara de combustión abierta puede competir con la cámara de precombustión en el rango de diámetros de pistón más pequeños (< 200 mm).

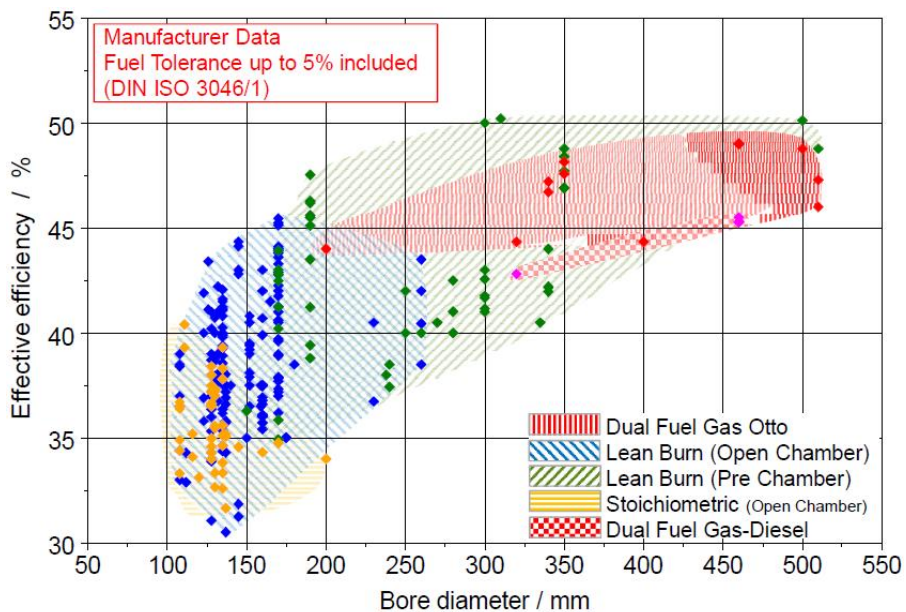


Figura 30. Rendimiento frente a diámetro de pistón para distintos tipos de motores.

Sin embargo, la cámara de precombustión activa, comúnmente denominada “inyectada”, presenta tres inconvenientes fundamentales. El primero es el coste que supone implementar el sistema de inyección (compresor, rail, regulador, válvulas, etc.), lo que aumenta la complejidad y el coste inicial del motor. El segundo es la menor robustez del motor debido a la sensibilidad de los componentes y las pautas de mantenimiento que tienen fijadas para garantizar un correcto funcionamiento, lo que aumenta también el coste operativo del motor y disminuye su disponibilidad [85]. Concretamente, las válvulas requieren intervalos de mantenimiento cortos debido al desgaste del asiento de la válvula y a la suciedad generada por depósitos de la combustión (ver Figura 31) que afectan directamente a la disponibilidad del motor. Un mal funcionamiento de este componente (por desgaste o suciedad) puede generar paros de motor por detonación o inestabilidad. El tercero inconveniente es que se ha demostrado que las condiciones de combustión rica en la precámara son las principales causantes de las emisiones de NO_x en este tipo de motores [86].

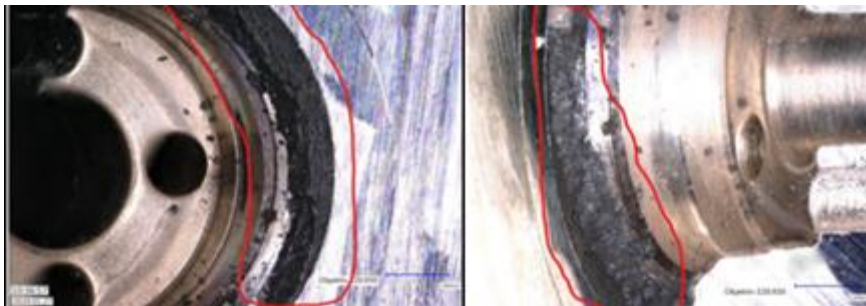


Figura 31. Acumulación de residuos de combustión en las check valves.

La alternativa a la cámara de precombustión activa es utilizar una cámara de precombustión pasiva, en la que se elimina la inyección independiente y sólo se introduce mezcla procedente de la cámara principal. Por lo tanto, no requiere de sistema de inyección y es más barata tanto en la inversión inicial como en los costes asociados al mantenimiento y operación del motor [87]. El hecho de que no haya inyección de una mezcla rica en la cámara de precombustión supone una evidente pérdida de energía en las llamas que se generan y que deben encender la mezcla y generar una combustión estable, porque, además, una mezcla pobre es más difícil de encender por una bujía. Las cámaras de precombustión pasivas presentan también mayores problemas de renovación de carga (sustitución de los gases de combustión por nueva mezcla de aire y combustible entre dos ciclos de combustión) por la ausencia de inyección, lo que en precámaras activas se produce a mayor presión que la que existe en ese momento en la precámara, lo que favorece que los gases de combustión sean evacuados. Con todo ello, en líneas generales, se puede decir que las precámaras pasivas generan un menor contenido energético en la cámara de precombustión y, por lo tanto, tiene penalizaciones en términos de rendimiento y estabilidad de la combustión, especialmente operando a bajos niveles de emisión de NO_x [87].

La pérdida de rendimiento y estabilidad se debe contrarrestar con una mayor turbulencia a través de modificaciones de diseño de los principales componentes que intervienen en el proceso de combustión (pistón, culata, bujía, ciclo de combustión, etc.), entre los que se encuentran la propia precámara, cuyo diseño influye significativamente en el rendimiento de la combustión. A continuación, con la ayuda de la representación esquemática de la Figura 32, se describen los parámetros de diseño principales de una cámara de precombustión [88].

- Volumen de la precámara: cuanto menor es el volumen de la precámara mejor es la renovación de carga de su interior, ya que se debe evacuar un menor volumen de gas.
- Diámetro de las toberas: pequeños diámetros generan mayores velocidades de las antorchas (*torches*), que son capaces de penetrar más en la cámara de combustión principal y favorecer la combustión.
- Presencia de tobera central: de esta manera se orienta la llama hacia el medio de la cámara de combustión principal de forma que se dificulte la presencia de bolsas de gas sin combustionar.
- Orientación de las toberas: se puede adecuar la dirección de las antorchas a la superficie del pistón, de forma que se reduzca el volumen de gas inquemado en la cámara de combustión y que las llamas generen mayor turbulencia (*pre-chamber swirl*).

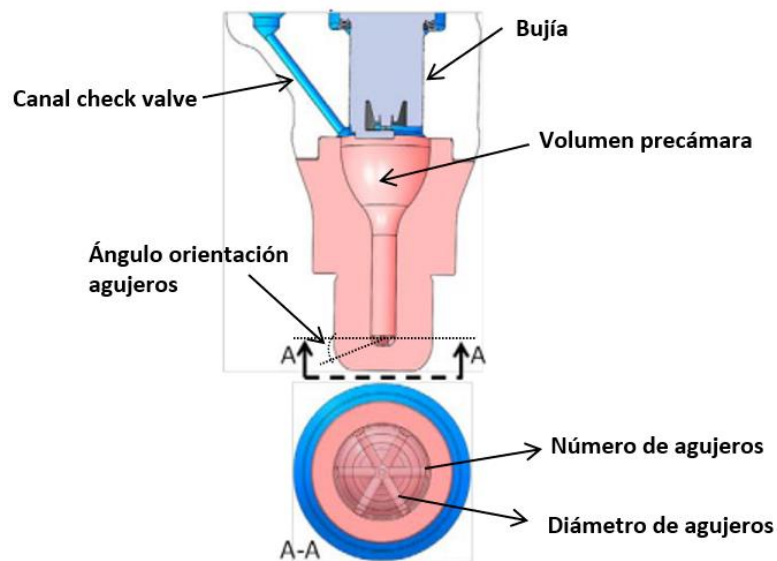


Figura 32. Esquema de parámetros de diseño de una precámara de combustión.

A modo de resumen, en la Tabla 2 se presentan las principales fortalezas y debilidades de cada uno de los sistemas de encendido analizados hasta ahora.

Tabla 2. Fortalezas y debilidades de los distintos sistemas de combustión para motores de mezcla pobre.

Parámetro	Cámara de precombustión			Cámara abierta
	Activa	Pasiva	Estándar	Bujía con cámara de precombustión
Eficiencia del motor	↑	↓	↓↓↓	↓↓
Robustez del motor	↓↓↓	↓	↑	↓↓
Precio del motor (€/kW)	↑	↓	↓↓↓	↓↓
Costes de mantenimiento	↑	↓	↓↓↓	↓↓

2.5. El biogás como combustible en motores de combustión interna alternativos

2.5.1. Propiedades del biogás como combustible gaseoso

Las propiedades más importantes a la hora de evaluar el procesamiento y el rendimiento de un combustible gaseoso en un motor de combustión interna son el poder calorífico, el número de metano, la inflamabilidad, la temperatura de auto-ignición y la temperatura adiabática de llama. En los próximos párrafos se definirán estos conceptos y se compararán los valores del biogás con los del gas natural, ya que, dada la relativa similitud entre ambos combustibles, la práctica habitual para el desarrollo de motores de biogás es la modificación de motores de gas natural.

El poder calorífico, que depende fundamentalmente de la composición química, determina la capacidad calorífica de un combustible y se puede expresar como poder calorífico superior (PCS) o poder calorífico inferior (PCI). El primero es el que se obtiene empíricamente midiendo el cambio de entalpía en una bomba calorimétrica adiabática en la que el agua generada en la combustión se condensa, mientras que el segundo es aquél que resulta de restar al primero la entalpía de condensación del agua generada [89]. Es decir, el PCI es el calor que se obtiene cuando los gases de combustión se emiten a temperaturas superiores a 100 °C, lo más habitual en las aplicaciones energéticas. Por tanto, es este poder calorífico el más utilizado a nivel práctico. Dado que el CO₂ no aporta poder calorífico, el PCI del biogás es del orden de un 25-55 % menor que el del gas natural, considerando como valores estándar aquellos que están en los rangos 21,5 - 23,5 MJ/Nm³ o 5,5 - 6,5 kWh/Nm³ [59].

El número de metano (*methane number, MN*) es un concepto análogo al octanaje de la gasolina y describe la tendencia que tiene un combustible gaseoso a la detonación [90]. Esta propiedad también depende de la composición, ya que se otorga el valor de 100 al metano puro (baja tendencia a la detonación) y el valor de 0 al hidrógeno (alta tendencia a la detonación). El *MN* puede aumentar por encima de 100 en mezclas con gases inertes a la combustión; en el caso del biogás (que contiene CO₂ y cierta cantidad de N₂) alcanza rangos superiores a 130 [91]. Muy relacionada con este concepto se encuentra la temperatura de autoignición, que es la temperatura mínima a la cual una sustancia en contacto con el aire arde espontáneamente sin la acción de ninguna fuente de ignición exterior. En este caso, como es de esperar, la temperatura de auto-ignición del biogás es superior a la del gas natural y se encuentra en el rango de 650-750 °C [89]. En la Figura 33 se compara el PCI y *MN* de diferentes tipos de combustibles gaseosos.

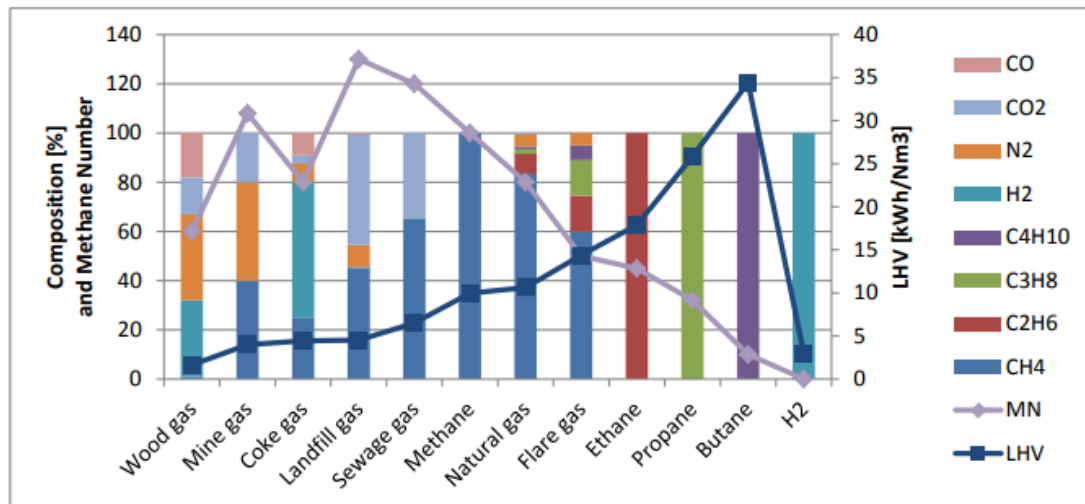


Figura 33. PCI (LHV) y MN de distintos gases en función de su composición habitual [92].

La inflamabilidad define los límites de concentración (combustible/aire) para los cuales el gas se inflama al someterse a una fuente de ignición, a una determinada temperatura y presión. La concentración más baja a la que la llama puede propagarse se denomina límite inferior de inflamabilidad (*lower flammability limit, LFL*) y el límite más rico se denomina límite superior de inflamabilidad (*upper flammability limit, UFL*) [93]. Trabajando con motores de mezcla pobre, el *LFL* de los gases es el que marca el principal desafío de la combustión porque define la dificultad de encender la mezcla y de propagar la llama con *AFR* elevados. Esto es especialmente importante en el caso de la utilización de biogás, ya que su rango de inflamabilidad es más pequeño que el del gas natural [94].

Por último, la temperatura adiabática de llama es la temperatura teórica máxima que alcanzarían los gases de combustión si esta combustión fuera completa y el combustible se hubiera quemado completamente a través de un proceso adiabático e isobárico. Evidentemente, la temperatura real de los gases de combustión es siempre menor debido a las pérdidas de calor y a la presencia de sustancias inquemadas, pero este concepto teórico permite comparar las temperaturas de combustión que se alcanzarían utilizando combustibles diferentes. Las sustancias inertes a la combustión presentes en el biogás, principalmente el CO_2 , actúan como sumideros del calor que se libera en la combustión, por lo que la temperatura adiabática de llama del biogás es menor que la del gas natural [95,96]. Esto hace que la velocidad de llama y la velocidad de la combustión también sean menores (combustiones más largas), lo que conduce a un incremento de la inestabilidad de la combustión y promueve los fallos de encendido en el cilindro [97]. Afortunadamente, la velocidad de la llama se ve afectada también por otros factores de operación o diseño del motor, como la dirección de propagación de la llama, el tamaño y la forma de la cámara de combustión, la temperatura, la presión o el *AFR*, por lo que existe margen para mantenerla en valores que no generen fallos de encendido [97]. La medida más habitual es realizar un avance de encendido (encender la mezcla antes de que el pistón llegue al PMS) para que la combustión tenga tiempo de completarse antes de que se

abran las válvulas de escape [91,95]. En la Figura 34 se muestra la relación entre la velocidad de llama y el AFR para diferentes combustibles gaseosos. En el descargo positivo, cabe decir que la disminución de la temperatura de llama ayuda a disminuir las emisiones de NO_x, por lo que las emisiones de este contaminante en motores de biogás son siempre menores que las que produce el gas natural, trabajando en las mismas condiciones [38,56,91,96].

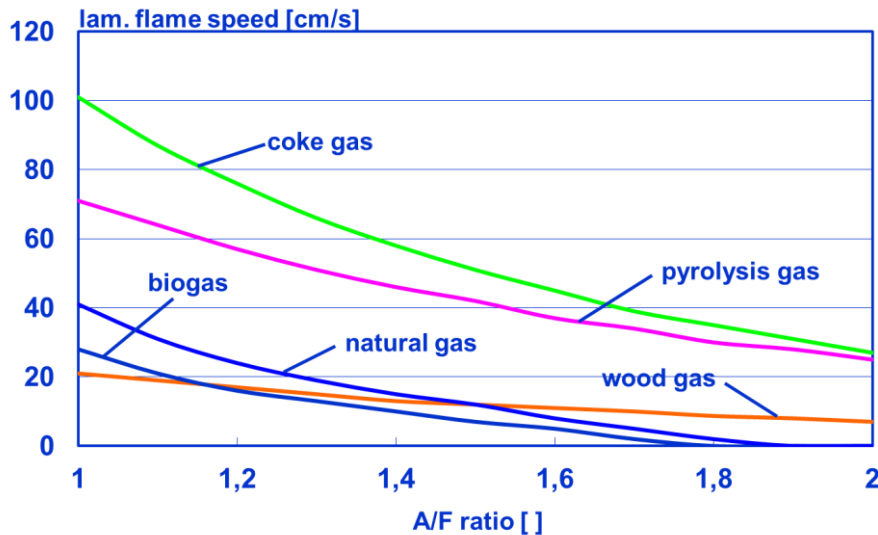


Figura 34. Relación entre la velocidad de llama y el AFR para diferentes combustibles gaseosos.

En la Tabla 3 se comparan las propiedades y el comportamiento en combustión del biogás y del gas natural. En base a estas propiedades, se puede concluir que el biogás es un combustible de baja flexibilidad para su uso en los motores de combustión interna en comparación con el gas natural.

Tabla 3. Comparación de propiedades y comportamiento en motor del biogás y del gas natural [38].

Propiedades	Biogás	Gas natural
PCI (kJ/Nm ³)	↓	↑
Número de metano	↑	↓
Límite a apagado	↓	↑
Límite a detonación	↑	↓
Inflamabilidad	↓	↑
Propagación de la llama	↓	↑
Caudal de gas combustible (kg/h)	↑	↓

Finalmente, debido a su origen natural, el biogás contiene numerosas impurezas que afectan significativamente a la robustez y al rendimiento del motor. Dependiendo del origen y de las fases de limpieza o filtrado establecidas, pueden estar presentes sustancias como NH₃ (0-0,05 % vol.), H₂S (0-0,5 % vol.), polvo (> 5 μm), siloxanos (0-50 mg/Nm³) y vapor de agua (1-5 % vol.). Los principales problemas asociados a estas impurezas son la condensación, la corrosión y erosión de componentes críticos, la formación de depósitos sólidos con efectos abrasivos, y finalmente, los depósitos de polvo [96].

Esta cuestión puede ser especialmente crítica si el motor dispone de elementos susceptibles a los ensuciamientos, como por ejemplo las válvulas de inyección de una cámara de precombustión activa, como se ha visto en secciones anteriores. Consecuentemente, a pesar de que no hay requisitos oficiales para la purificación del biogás, los principales fabricantes determinan sus propias especificaciones en lo que se refiere a las propiedades del biogás a alimentar. Estas especificaciones serán más o menos estrictas en función del diseño concreto del motor, con el objetivo de preservar la vida útil de sus componentes y establecer unas pautas de mantenimiento que no comprometan en exceso la disponibilidad del motor. Por ello, es necesario indicar en este punto que alimentar con biogás un motor muy susceptible al ensuciamiento puede generar altos costes asociados a unas operaciones de limpieza del biogás exigentes y/o a las paradas dedicadas al mantenimiento.

2.5.2. Estudio de mercado de motores de combustión interna de biogás de 2 MW

Debido a las diferentes propiedades del biogás respecto al gas natural mencionadas anteriormente, para un mismo motor las prestaciones trabajando con biogás son diferentes a las que se obtendrían trabajando con gas natural. Por este motivo, lo habitual es aplicar algunas modificaciones en el diseño del motor para compensar las pérdidas de rendimiento y de potencia de los motores de biogás derivadas de su combustión más lenta, y para asegurar la estabilidad de la combustión en el rango de límite de fallos de encendido (límite a apagado) cuando el motor está trabajando con valores altos de *AFR* [46]. Las contramedidas típicas suelen orientarse a modificar el diseño de diferentes componentes del motor que intervienen en la combustión, como son, por ejemplo, el uso de pistones de mayor relación de compresión, la optimización del volumen de la precámara o de la bujía de precámara, el aumento de la turbulencia de la mezcla en la culata (puertos modificados), la mejora de la eficiencia volumétrica (diferentes ciclos de combustión), el incremento de la energía en el sistema de encendido o la generación de turbulencias más altas en la cámara principal con modificaciones de la geometría de la parte superior del pistón [96–98].

Además, existen algunas acciones de diseño de partes del motor y periféricos orientadas a reducir el impacto de los contaminantes del biogás en los componentes principales del motor. Este tipo de medidas consisten, básicamente, en la filtración de las partículas sólidas y de las gotas de aceite a través de colectores de polvo o filtros coalescentes, y los procesos de lavado, secado, absorción y adsorción para eliminar los contaminantes traza. Finalmente, hay algunas medidas enfocadas a reducir el efecto de corrosión en algunos componentes del motor y el desgaste del propio motor para extender al máximo el intervalo de mantenimiento de los componentes. Por ejemplo, la ventilación del cárter para eliminar los gases corrosivos (evitar la acidificación del aceite), distintos diseños del intercambiador de la mezcla para evitar condensaciones, segmentos de pistón optimizados, camisas de cilindro adaptadas (anillo rascador), nuevos diseños y materiales de cojinetes, de la culata y del pistón [96].

Hoy en día, hay una amplia gama de motores en el mercado que queman biogás, sin embargo, los fabricantes no proporcionan ninguna información sobre las modificaciones específicas que han sufrido para trabajar en esas condiciones. Por este motivo, se ha llevado a cabo un estudio de mercado exhaustivo para determinar las principales demandas del mercado del biogás, competidores y nichos, para intentar enfocar las características del motor de la mejor manera posible, de forma que se puedan satisfacer todas las demandas de manera óptima, pudiendo tener un impacto inmediato en el mercado, convirtiéndose en referencia para ese tipo de combustible.

En la Figura 35 se muestran los motores de combustión interna alternativos de biogás en el rango de potencia de 2 MW que existen a día de hoy en el mercado, correspondientes a los cinco principales fabricantes. En ella se pueden ver los valores de potencia y eficiencia eléctrica (o rendimiento, a 500 mg NOx/Nm³) trabajando con biogás (gris) en comparación con los de los motores originales de gas natural (rojo). A continuación, se resumen los valores de potencia y rendimiento de estos motores trabajando con biogás.

- *Jenbacher*: derrateo de potencia nominal a un 9,2 % y del rendimiento al 2,7 %.
- *MTU*: derrateo de potencia nominal a un 22,0 % y del rendimiento al 2,7 %.
- *Caterpillar*: incremento de un 1,9 % de la potencia nominal y pérdida de rendimiento del 4,7 %.
- *MWM*: mantiene la potencia nominal penalizando un 1,7 % el rendimiento.
- *Cummins*: mantiene la potencia nominal penalizando un 4,9 % el rendimiento.

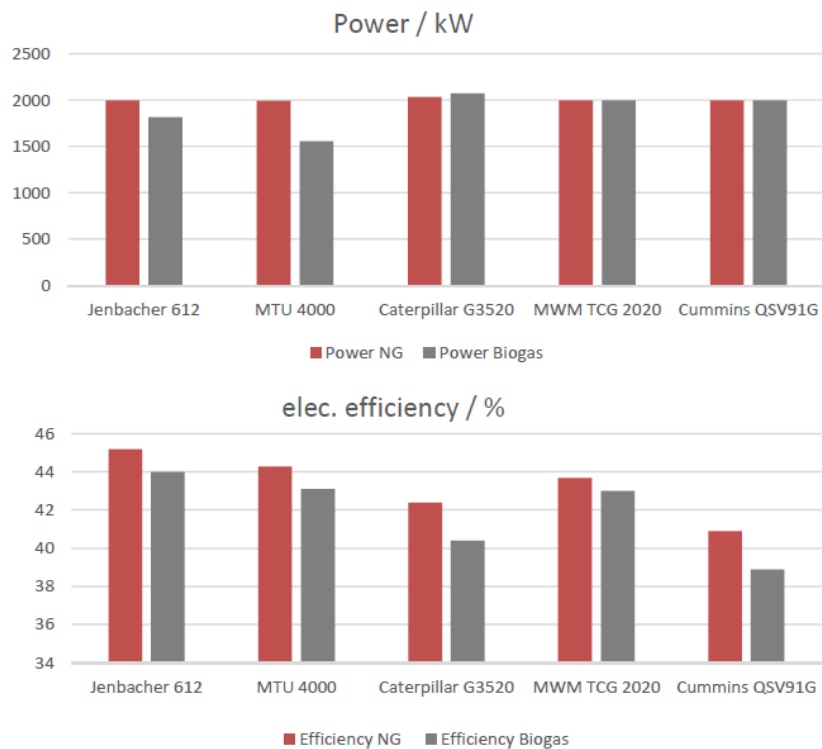


Figura 35. Motores de biogás de 2 MW de los principales fabricantes.

Con el fin de adaptar el motor al biogás y sus propiedades fisicoquímicas, los distintos fabricantes han realizado distintas optimizaciones de diseño:

- Desarrollo de rampa de gas con acondicionamiento previo de biogás (intercambiador de alta temperatura) y limpieza del mismo (filtros de humedad y trampas de sílice y carbón activo para retener siloxanos y compuestos de azufre), para tratar de reducir el desgaste de componentes e incrementar la robustez del motor.
- Distintos diseños de precámara (sistema de inyección, volumen, número y orientación de orificios) para optimizar su funcionamiento.
- Modificación de la geometría del pistón y de la culata para incrementar la turbulencia en la cámara de combustión principal y promover la propagación de la llama.
- Diseños de pistón para aumentar la relación de compresión o reducir los volúmenes muertos en la cámara de combustión, para aumentar el rendimiento y reducir la concentración de *THC* en gases de escape.
- Cambios de materiales de fabricación de pistón y cojinetes para protegerlos de la corrosión y del desgaste generado por el trabajo con el biogás.
- Implementación de anillos rascadores en pistón para evitar la generación de depósitos en la camisa.
- Diferentes diseños de bujías orientados a aumentar la vida útil de la bujía y la energía aplicada a la mezcla.
- Diseño de distintos ciclos *Miller* (modificaciones de árbol de levas y culata) para mejorar el rendimiento volumétrico de los motores.
- Ventilación forzada en cárter para evitar la acidificación del aceite.
- Diferente composición de lubricantes, variando la calidad del aceite dependiendo de los componentes del combustible.

A pesar de las modificaciones (de mayor o menor envergadura) que han realizado los diferentes fabricantes en los motores, en todos los casos se puede apreciar algún tipo de penalización entre el uso de gas natural y el uso de biogás. Todos los motores analizados presentan una pérdida considerable de rendimiento con respecto al motor de gas natural (parte inferior de la Figura 35) y algunos de ellos, por ejemplo, el *Jenbacher 612* y el *MTU 4000*, pierden también potencia, en el segundo caso, de manera relevante.

Por este motivo, el objetivo de esta tesis doctoral es desarrollar un motor de biogás que mejore las prestaciones de los motores presentes en el mercado a día de hoy. Para ello, se utilizará la información disponible sobre los motores de biogás de 2 MW que existen en el mercado y las experiencias previas de *Siemens* trabajando con biogás en motores de menor gama de potencia. Como motor de referencia para la comparación de rendimientos se va a utilizar el motor de gas natural *Siemens SGE-86EM* (ver Figura 36). Se trata de un motor de 12 cilindros de 2065 kW de potencia nominal y que fue lanzado al mercado en mayo de 2017 en sus versiones de 50 y 60 Hz, ofreciendo hasta la fecha un alto nivel de rendimiento tanto para la generación de energía

primaria como para las aplicaciones de cogeneración. Este motor, trabajando con gas natural, presenta una potencia nominal de 2065 kW y un rendimiento del 46,4 % y 45,6 % para los límites de emisión de 500 mg NO_x/Nm³ y 250 mg NO_x/Nm³, respectivamente [67].

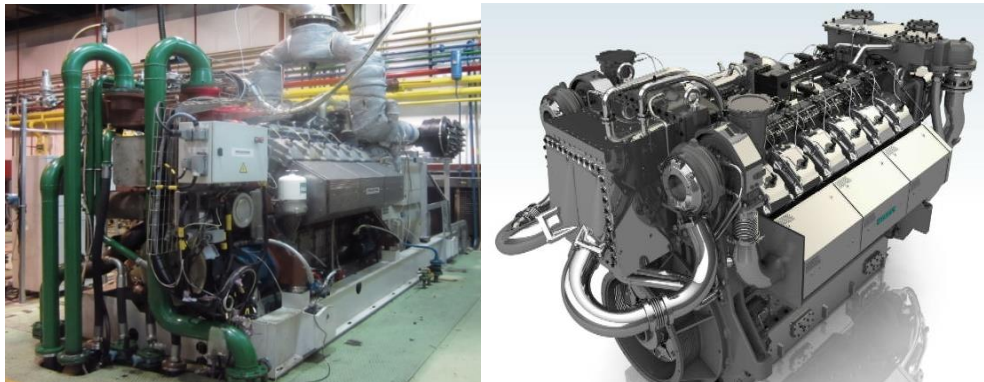


Figura 36. Fotografía (izda) y prototipo 3D (dcha) del motor Siemens SGE-86EM.

2.5.3. Rentabilidad de los motores de biogás

La rentabilidad que otorga un motor de gas viene determinada fundamentalmente por el equilibrio entre el coste de inversión y los costes operacionales frente a los beneficios obtenidos por la producción de energía eléctrica, que a su vez viene dada por el rendimiento del motor y las horas de funcionamiento, y en su caso, su precio de venta. Además, otros aspectos como la flexibilidad operativa, los factores económicos o políticos y el cumplimiento de los límites de emisión deben también ser tenidos en cuenta [43,80]. Como se puede observar en la Figura 37, los costes de inversión están relacionados con el precio de compra, mientras que los costes operativos están asociados a los costes de mantenimiento, la vida útil de los componentes del motor y los precios de la materia prima. Por otro lado, la flexibilidad operativa se relaciona con la disponibilidad de la propia materia prima y con el concepto de diseño de la producción de energía, como pueden ser el número de motores, la potencia nominal o el tamaño de la planta. Por último, los factores económicos o políticos y los límites de emisión dependen de cada legislación y de la política regional [9].

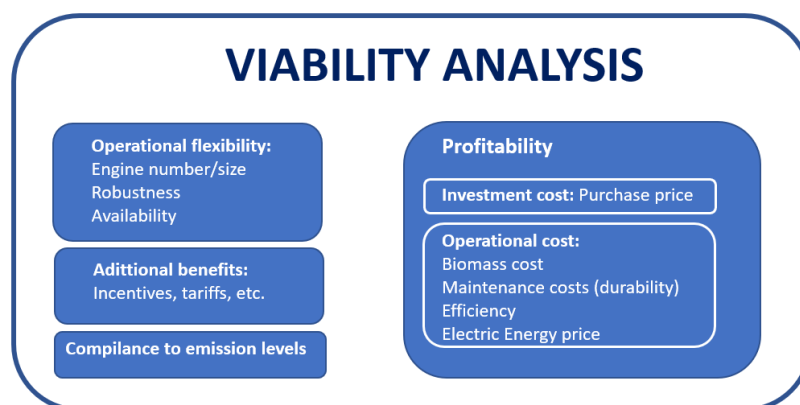


Figura 37. Factores de influencia en el estudio de viabilidad económica.

En consecuencia, a la hora de seleccionar un motor es imprescindible realizar un estudio económico para comparar la rentabilidad del producto en función de la aplicación, dando prioridad a la eficiencia sobre el coste de mantenimiento en unos casos, o reduciendo al máximo los costes de mantenimiento en otros. En el caso concreto de la producción de energía a partir de biogás, el precio de la materia prima (biogás) es inferior al de otros combustibles gaseosos como el gas natural, pero el coste de mantenimiento es especialmente importante en este tipo de motores debido a la contaminación y las impurezas del propio biogás. Esto se debe tener en cuenta a la hora de elegir el concepto de diseño adecuado, definiendo los componentes críticos del motor y estimando su mantenimiento. En la Tabla 4 se comparan los aspectos esenciales de la producción de energía con biogás y gas natural desde un punto de vista económico.

Tabla 4. Resumen de evaluación de costes asociados de producto en función del gas utilizado.

Parámetro	Biogás	Gas natural
Rendimiento (%)	↓	↑
Precio del motor (€/kW)	↑	↑
Precio del combustible (€/kW)	↓	↑
Robustez del motor	↓	↑
Costes de mantenimiento	↑	↓

En lo que se refiere a elementos constructivos y sistemas de combustión, ya se ha justificado en secciones anteriores que el mejor sistema de encendido es aquél basado en una cámara de precombustión, pero, tal y como se ha mencionado también, esta cámara puede ser activa o pasiva. En este caso se enfrenta el mayor rendimiento de la cámara activa frente a su mayor susceptibilidad a ensuciamientos y, por ende, a mayores costes y paradas relacionadas con el mantenimiento. Además, la cámara pasiva implica una reducción del precio del motor, por lo que es procedente llevar a cabo la justificación económica de ambas opciones.

A continuación, se presenta la comparación económica de estos dos conceptos con gas natural, en primer lugar, y con biogás, posteriormente. En la Tabla 5 se muestran los valores utilizados para la comparación de las cámaras de precombustión con gas natural. El precio del gas natural es su precio medio en EU28, y los rendimientos para ambos sistemas son también valores promedio calculados a partir de los rendimientos de los motores que están actualmente en el mercado. Las diferencias económicas entre las dos cámaras de precombustión en lo que se refiere a costes de mantenimiento y su impacto en el coste del motor son estimaciones basadas en la experiencia de *Siemens*.

Tabla 5. Valores utilizados para la comparación de cámaras de precombustión con gas natural.

Gas natural	Valor estimado
Precio medio estimado combustible [€/MWh]	28,70
Rendimiento - PC Inyectada [%]	45,20
Rendimiento - PC Pasiva [%]	42,83
Coste de capital [%]	8,00
Tiempo de estudio de rentabilidad [años]	8,00
Potencia generada [kWe]	2012,00
Precio motor - PC Inyectada [€/kW]	X
Precio motor - PC Pasiva [€/kW]	X – 10 %
Costes mantenimiento - PC Inyectada [€/kW]	Y
Costes mantenimiento - PC Pasiva [€/kW]	Y – 14 %

En la Figura 38 se muestra, para gas natural, la comparación económica entre ambos sistemas en función del precio del combustible y de las horas de funcionamiento. Las combinaciones de precio de gas y horas de operación que caen en la región verde son aquellas para las que el motor con precámara pasiva es más rentable, mientras que el motor con precámara activa sería más rentable para las combinaciones de precio de gas y horas de trabajo que se cruzan en la región naranja. Teniendo en cuenta que el mercado objetivo de los motores de gas natural es el de generación eléctrica, lo que implica unas horas de trabajo anuales del motor entre 7000 y 8000, se puede observar que la opción de precámara inyectada es claramente la más rentable. En este caso, tiene sentido desarrollar este modelo porque el precio del gas natural es alto y por lo tanto el rendimiento del motor cobra una mayor importancia. El diseño de concepto de precámara pasiva obtiene unas rentabilidades aceptables sólo para precios de gas natural muy bajos.

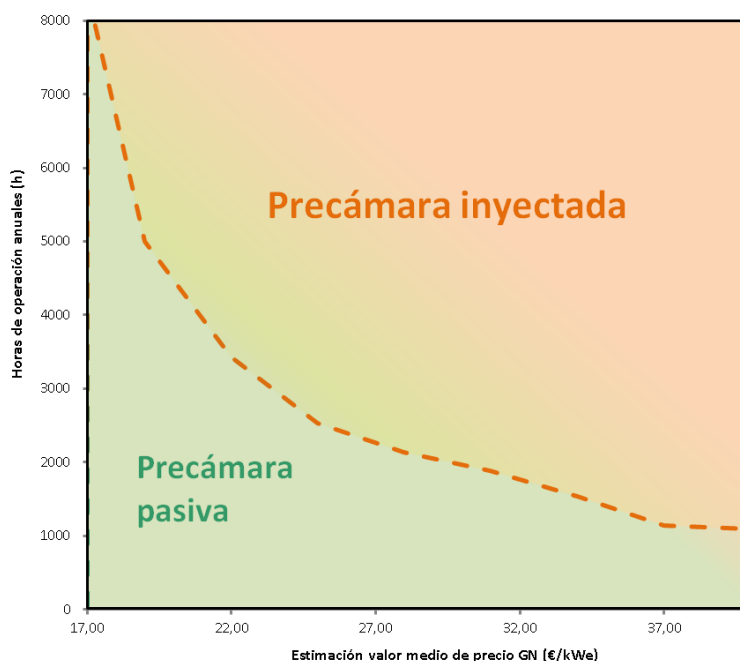


Figura 38. Comparación de rentabilidad económica entre motores de gas natural con precámara activa y precámara pasiva.

En la Tabla 6 se muestran los valores utilizados para la comparación de las cámaras de precombustión con biogás. En este caso, el precio del biogás está sujeto a numerosas variables como el tipo de materia prima para la obtención, la región del mundo donde se esté operando, proceso de obtención del biogás, etc. Por esta razón, se establece un valor estimativo del biogás y se fijan unos porcentajes de variación del precio mucho mayores que para el gas natural ($\pm 90\%$), para intentar cubrir un rango de precio del biogás muy amplio. Los costes de mantenimiento se estiman mayores ($Z > Y$) contemplando, por un lado, la reducción de la pauta de limpieza de las válvulas de inyección y el cambio de aceite (acidificación) y, por otro lado, el mayor desgaste de componentes debido al trabajo con biogás. Del mismo modo que para el gas natural, los valores de rendimiento se establecen como la media de los rendimientos de los motores de biogás existentes en el mercado en dicha gama.

Tabla 6. Valores utilizados para la comparación de cámaras de precombustión con biogás.

Biogás	Valor estimado
Precio medio estimado combustible [€/MWh]	15,10
Rendimiento - PC Inyectada [%]	44,00
Rendimiento - PC Pasiva [%]	41,35
Coste de capital [%]	8,00
Tiempo de estudio de rentabilidad [años]	8,00
Potencia generada [kWe]	2012,00
Precio motor - PC Inyectada [€/kW]	X
Precio motor - PC Pasiva [€/kW]	X – 10 %
Costes mantenimiento - PC Inyectada [€/kW]	Z
Costes mantenimiento - PC Pasiva [€/kW]	Z – 17 %

En la Figura 39 se puede apreciar la comparación de los sistemas de encendido en el caso del biogás. En este caso, parece que no tiene tanto sentido desarrollar y optimizar el concepto de precámara inyectada, puesto que sólo empieza a ser rentable para precios de gas cercanos a los del gas natural, algo no habitual. Además, la rentabilidad del sistema de precámara inyectada con biogás está sujeta a unas horas de funcionamiento elevadas y eso puede no ser compatible con la disponibilidad de biogás en algunas plantas.

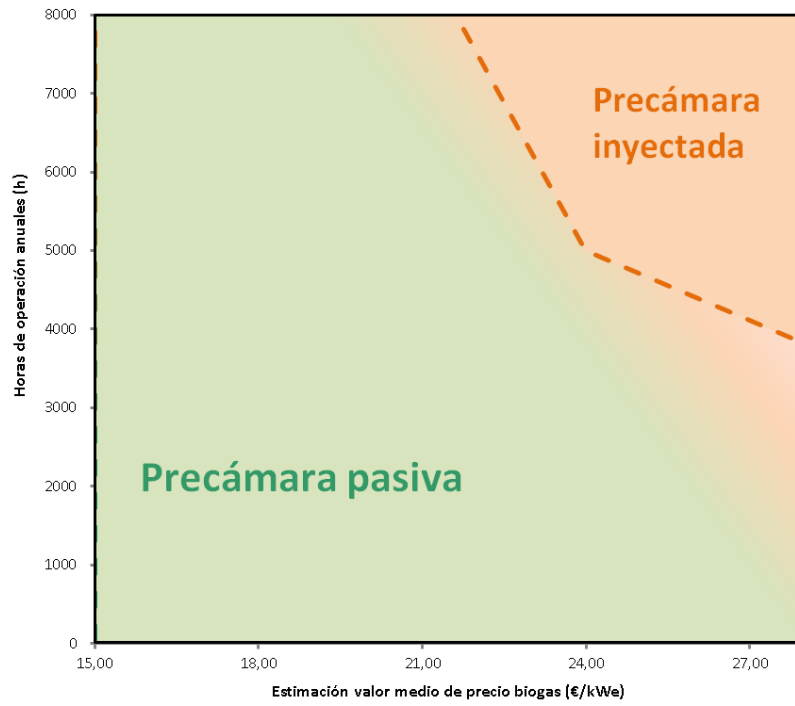


Figura 39. Comparación de rentabilidad económica entre motores de biogás con precámara activa y precámara pasiva.

CAPÍTULO III: MATERIALES Y MÉTODOS

3. MATERIALES Y MÉTODOS

3.1. Introducción

Toda la experimentación de esta tesis doctoral se ha desarrollado en un banco de ensayo monocilindro, es decir, un motor constituido por un solo cilindro (*single cylinder engine, SCE*). Los *SCE* comenzaron a usarse como herramientas de desarrollo de motores en los años veinte, destacando en particular su utilización para la determinación estandarizada del octanaje de la gasolina o el índice de cetano en el diésel [100]. A partir de ese momento, y hasta la actualidad, los motores de un solo cilindro han sido empleados en el estudio y desarrollo de los fenómenos fundamentales de la combustión, de los sistemas de combustión y combustibles, de prestaciones y pruebas preliminares de durabilidad, del impacto de los lubricantes en los diferentes componentes del motor, de la optimización de la combustión para reducir la concentración de material particulado, NO_x y otros contaminantes en escape [101–104].

Realizar el desarrollo de un motor con un *SCE* en vez de llevarlo a cabo en el motor multicilindro (*multi-cylinder engine, MCE*) presenta muchas ventajas, entre ellas:

- Su diseño y construcción es más rápido, lo que conlleva menor tiempo de puesta en el mercado para el motor multicilindro que se quiere fabricar.
- Ofrecen mejor repetitividad y más flexibilidad operacional que un sistema multicilindro, lo que permite probar distintas configuraciones de manera más sencilla y rápida, y un mayor detalle en la instrumentación y el control de pruebas.
- El desarrollo preliminar en el *SCE* permite partir de una base muy cercana a la óptima en el *MCE*, lo que favorece el desarrollo y la minimización de los fallos, asegurando una reducción de riesgos en el sistema *MCE*.
- Implica menores costes, derivados de la reducción de consumo de combustible, lubricante, refrigerante, costes de fabricación, reducción de fabricación de prototipos, etc.
- El desarrollo del motor se lleva a cabo con menor impacto sobre el medio ambiente, derivado de la reducción en la cantidad de combustible y, por tanto, en los gases de escape, y en las distintas formas de disipación de la energía.

El principal reto de estos sistemas monocilindro radica en definir las condiciones y el diseño del *SCE* para conseguir una reproducibilidad óptima del *MCE*. Para afrontar este desafío, el *SCE* en el que se ha realizado esta tesis doctoral fue diseñado, construido y desarrollado de manera que se amoldara al máximo con el diseño preliminar del *SGE-86EM*. Para garantizar y asegurar el correcto funcionamiento del sistema *SCE* una vez construido, se desarrolló un proyecto experimental al margen, para la reproducción de los resultados de un motor que ya estuviese en el mercado (*Siemens SGE-56HM*). De esta forma se fijarían unas condiciones de contorno robustas que garantizaran la reproducibilidad del motor y del banco de ensayos, así como la

calidad de los resultados obtenidos en el banco de ensayo y su capacidad de extrapolación al *MCE*.

Para el diseño del motor *SCE* se aplicaron distintos softwares de modelado y cálculo (*3D-CAD*, *CFD*, etc.) para, principalmente, evaluar la relación de la geometría del motor, turbocompresor, eficiencia de control del freno del motor, eficiencia térmica, fatigas de materiales, condiciones de contorno limitantes y factores de seguridad, y su relación con el *MCE*. Las principales funciones de estos softwares comprenden:

- Cálculos y diseño del tren de válvulas.
- Análisis de circuitos de refrigeración y aceite. Diseño de conductos y galerías.
- Dimensionamiento de colectores de admisión y escape.
- Cálculos y diseño mecánico de culata.
- Cálculos y diseño mecánico de camisa y pistón.
- Dimensionamiento de cigüeñal y *damper*.
- Cálculos y diseño del árbol de levas.
- Cálculos de cargas mecánicas y tensiones generadas por la combustión.
- Cálculos y dinámicas de flujo para los combustibles utilizados.

La celda de ensayo donde se encuentra el *SCE* dispone de las siguientes características:

- Distintas rampas de gases (gas natural y CO_2) para las líneas de motor (precámara pasiva o inyectada) con control individual de presión, temperatura y composición de mezcla.
- Control externo de circuitos de refrigeración de agua (presión, temperatura y caudal) y aceite (presión y temperatura), ya que carece de bombas mecánicas de agua y aceite.
- Freno con control individual de velocidad. Es una máquina asíncrona con variador de frecuencia que puede actuar como motor. El control del par y de la potencia debe realizarse manualmente ajustando los tornillos reguladores de aire y de gas (caudal de mezcla alimentado al motor).
- Sistemas de control de condiciones de presión y temperatura en el colector de admisión y de presión en escape, ya que no dispone de turbocompresor.
- Compresores de aire y de gas para poder satisfacer las demandas de caudal y presión de los motores que se testen en la celda.
- Sistemas de control y adquisición de datos.
- Sistemas de seguridad.
- Sistemas de medida de calidad de gas de entrada y de salida del motor (análisis cromatográfico y de medida de emisiones).

3.2. Muestras de biogás utilizadas y control de composición

Las muestras de biogás con las que se han realizado los experimentos son mezclas de gas natural y CO₂ preparadas por un sistema de acondicionamiento de gas que dispone de cuatro líneas diferentes que permiten mezclar, tanto en cámara principal como en precámara, gas natural y CO₂ en concentraciones entre 20 y 60 % en volumen de CO₂. Concretamente, se han realizado experimentos con las siguientes mezclas:

- 65 % gas natural y 35 % CO₂ (en volumen), simulando biogás de planta de biogás.
- 50 % gas natural y 50 % CO₂ (en volumen), simulando biogás de vertedero.

Es importante destacar que para simular la composición del biogás se ha usado CO₂ industrial licuado durante toda la experimentación, lo que ha permitido simular las propiedades fisicoquímicas del biogás de forma que los resultados obtenidos en términos de rendimiento, potencia, temperaturas, presiones, condiciones de turbo, etc. sean reproducibles. Sin embargo, al tratarse de un gas puro no se han podido analizar los efectos de los principales contaminantes e impurezas asociados al uso de biogás (material particulado, contaminantes y humedad). Para completar este tipo de estudios se requieren ensayos de larga duración en campo, donde el motor es sometido a un tipo de pruebas más específicas.

El control de la composición del gas que entra en la celda de ensayo se realiza por cromatografía, concretamente con el cromatógrafo de gases *Agilent Micro 490GC*, un equipo de análisis en continuo (1 análisis cada 5 minutos). El cromatógrafo está equipado con 3 canales que permiten analizar las posibles variaciones de la composición del gas natural de red, ya que sigue la norma ISO 6974-5:2014 para análisis de gas natural. Además, está calibrado para determinar porcentajes de CO₂ en el rango 15-60 % en volumen, por lo que se puede conocer en todo momento la composición del biogás que está entrando en la celda. El cromatógrafo se calibra cada tres meses con unas botellas patrón seleccionadas de tal forma que se cubran los rangos de concentración más habituales para cada tipo de gas. Para dar validez a la calibración se siguen los criterios de aceptación marcados por el fabricante. En la Tabla 7 se resumen las principales características del cromatógrafo de gases.

Tabla 7. Principales características del cromatógrafo de gases *Agilent Micro 490GC*.

Canal	Columna	Gas portador	Compuestos detectados
A	Molecular Sieve 5A (MS5A)	Argón	H ₂ , O ₂ , N ₂ , CO
B	CB	Helio	Propano, iso-butano, n-butano, iso-pentano, n-pentano, hexano
C	Pora Plot U (PPU)	Helio	CH ₄ , CO ₂ , etano (C ₂ H ₆)

El cromatógrafo de gases se programa con el *software EZChrom Elite* suministrado también por *Agilent* y dispone de *software* adicional (*META AVL* y *Guascor GC*) para el cálculo de las propiedades fisicoquímicas fundamentales del gas que es alimentado al motor (PCI, densidad,

aire estequiométrico y número de metano) y para la comunicación de estos datos al sistema de adquisición de datos del banco de ensayo (*AVL CROMAT SERVER*). Adicionalmente, se dispone de otro cromatógrafo de gases, *Micro GC3000A* de *Agilent*, que se utiliza para corroborar las medidas y para que pueda ser utilizado en caso de fallo del cromatógrafo principal. Este cromatógrafo dispone del mismo *software* que el *Micro 490GC* para los cálculos posteriores en función de la analítica. Ambos cromatógrafos están alimentados de gas de muestra desde un selector de línea activa y una válvula rotativa para la selección del canal de muestreo (8 canales para las distintas celdas de ensayo). Este equipo nos permite alternar análisis de la línea principal (gas natural), como de las líneas auxiliares (mezcladoras, CO₂, propano puro, etc.). En las Figuras 40 y 41 se muestran un esquema del funcionamiento del equipo de cromatografía y una fotografía de ambos cromatógrafos, respectivamente.

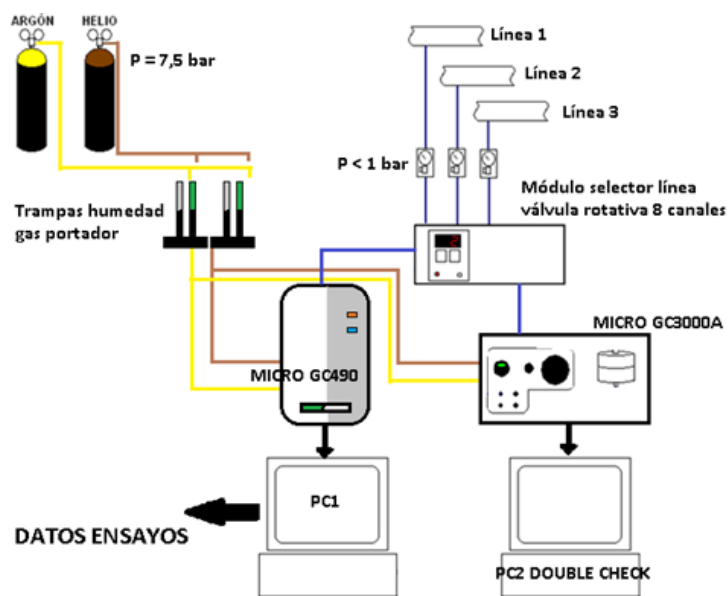


Figura 40. Esquema de funcionamiento del equipo de cromatografía.



Figura 41. Puesto de trabajo con *Micro 490GC* (izda) y *Micro GC3000A* (dcha).

3.3. Descripción del banco de ensayo: motor SCE y equipos periféricos

El banco de ensayo está diseñado para poder replicar y controlar las mismas condiciones de contorno que se dan en un motor de varios cilindros, medir las distintas variables y realizar la adquisición de datos para poder valorar los resultados de cada ensayo. Está compuesto del motor y de varios equipos periféricos que ayudan a replicar las condiciones de contorno de un motor multicilindro. Estos sistemas periféricos son los encargados de acondicionar el aire, el agua, el aceite y el combustible que utiliza el motor. En la Figura 42 se muestra un esquema isométrico de la celda de ensayo del monocilindro donde se han realizado los ensayos.

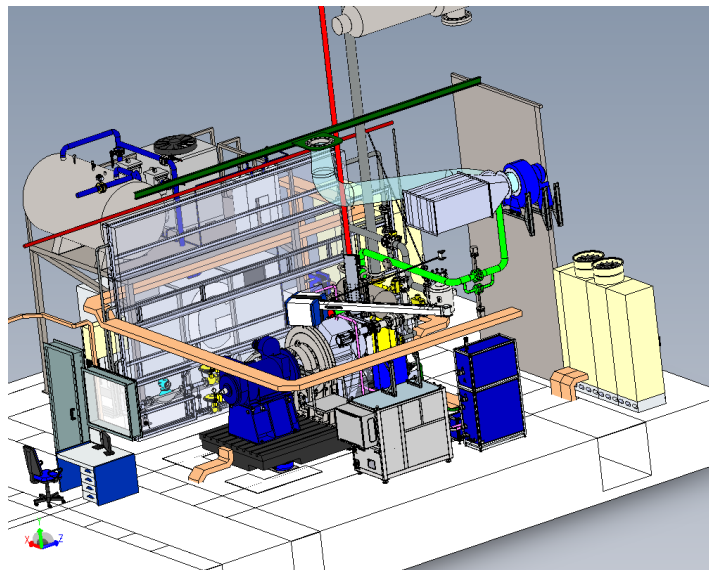


Figura 42. Esquema isométrico de diseño del banco de ensayo SCE.

3.3.1. Motor SCE

El motor monocilindro utilizado para todo el desarrollo experimental es el *Siemens SCE*, que es el mismo que se utilizó para el desarrollo del motor de gas natural *Siemens SGE-86EM*. El *Siemens SCE* (ver Figura 43) cuenta con un cilindro totalmente instrumentado para el estudio completo del proceso de combustión y una máquina asíncrona que opera en dos modos diferentes:

- Motor: es capaz de arrastrar el motor cuando no hay combustión consumiendo energía de la red.
- Generador: este modo de trabajo es capaz de transformar la potencia generada en el cigüeñal en energía eléctrica y exportarla a la red eléctrica con el motor girando a diferentes regímenes.

El freno eléctrico del motor se calibra en función de las pautas fijadas por el fabricante, acordes a estándares internacionales y con una periodicidad de un año.



Figura 43. Motor SCE utilizado para la experimentación de la tesis doctoral.

Este motor posee un sistema de encendido basado en una cámara de precombustión activa (*Siemens OPC*) situada en la parte superior del cilindro y una bujía tipo J (*Siemens SP*). Debido al encendido suficientemente energético que provoca este sistema, el motor utiliza un pistón plano que no genera ninguna turbulencia extra en la cámara de combustión principal. Se trata del pistón cónico *Siemens OP*, que trabaja con una relación de compresión alta (13,5) en busca de la mayor eficiencia posible. En lo que se refiere a la culata (*Siemens OCH*), posee unos orificios de admisión en línea recta buscando la máxima eficiencia volumétrica y sin buscar la creación de turbulencia extra en el paso de gas a través de las válvulas, ya que esta no es necesaria para un motor de gas natural con cámara de precombustión activa. Este diseño de culata permite rebajar las exigencias del sistema turbocompresor. La cámara de precombustión, la bujía, el cilindro y la culata descritas se ilustran en las Figuras 44, 45, 46 y 47, respectivamente.



Figura 44. Precámara Siemens OPC (izda) y detalle de las toberas de salida (dcha).

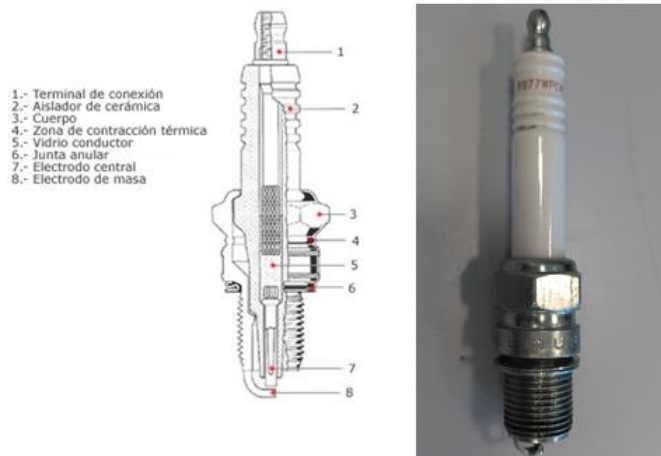


Figura 45. Esquema y fotografía de una bujía tipo Jota Siemens SP.



Figura 46. Diseño 3D (izda) y fotografía (dcha) de pistón Siemens OP.



Figura 47. Fotografía de la culata Siemens OCH.

Con respecto al ciclo termodinámico (*Siemens OM*), el árbol de levas está programado para trabajar con un ciclo *Miller* agresivo, utilizando la técnica *EIVC*, es decir, el motor cierra las válvulas de admisión mucho antes que en el ciclo *Otto*. Por lo tanto, se necesita más presión de entrada para introducir la misma cantidad de carga en la cámara principal.

3.3.2. Sistema de acondicionamiento de aceite (*oil conditioning unit, OCU*)

El correcto diseño de la *OCU* es uno de los puntos críticos en el diseño de la celda, ya que un fallo en este sistema puede llevar consigo una destrucción de las partes móviles del motor y, por consiguiente, una avería grave. El sistema de acondicionamiento de aceite viene definido tanto por la presión como por la temperatura de aceite a la entrada del motor. Dependiendo de estas dos variables y de la geometría y diseño del circuito de aceite del motor, se define el caudal de aceite necesario para una correcta lubricación de los componentes móviles. Su función es la de acondicionar el aceite (presión y temperatura) para permitir replicar las condiciones de trabajo y puntos operativos de un *MCE*. El sistema de acondicionamiento se compone de resistencias de calentamiento, tanque de suministro, bomba, filtros y una válvula de regulación de presión. Todos estos elementos son gobernados por un controlador lógico programable (*programmable logic controller, PLC*, ver Figura 48). Además de estos elementos, el sistema de aceite posee una bomba neumática de aceite para establecer una lubricación forzada de emergencia en caso de parada o avería con pérdida repentina de suministro eléctrico asociada. Por último, contiene un segundo tanque de aceite en los fosos de las celdas donde el aceite cae por gravedad desde el motor, desde donde se vuelve a enviar a la *OCU* a través de una bomba neumática. Este segundo tanque tiene dos objetivos principales, el primero desairar (purgar el aceite) y, el segundo, permitir vaciar el motor de aceite por gravedad.

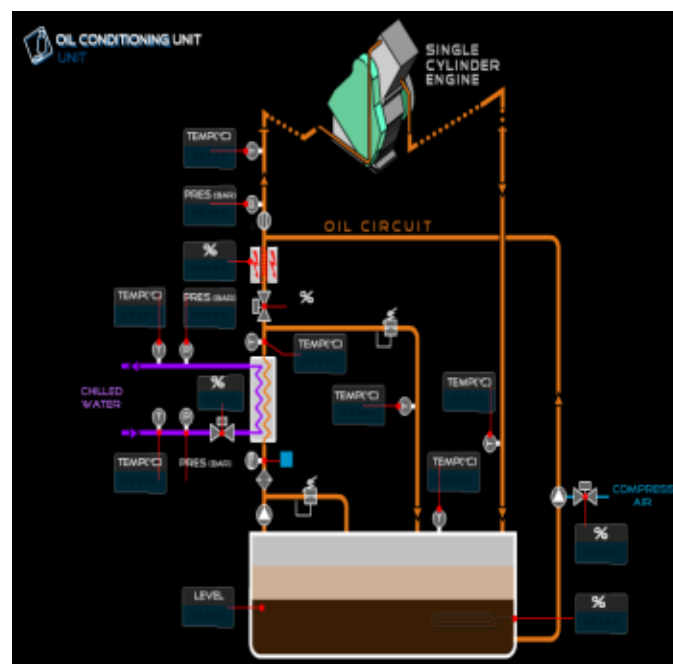


Figura 48. Esquema PLC de la OCU sin tanque adicional (colocado posteriormente).

3.3.3. Sistema de acondicionamiento de agua (*water conditioning unit, WCU*)

La función de este sistema es la de acondicionar el agua (presión, caudal y temperatura) para permitir replicar las condiciones de trabajo y puntos operativos de un MCE. El WCU no dispone de PLC propio y, por tanto, está controlado por el sistema de adquisición y control de datos del banco de ensayo (ver Figura 49).

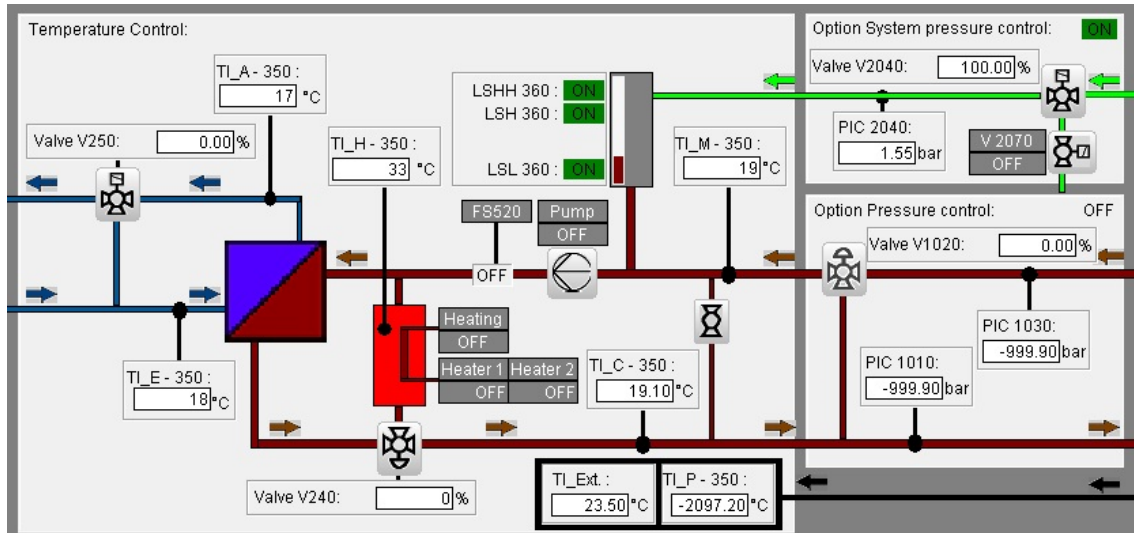


Figura 49. Esquema del sistema de control del WCU.

3.3.4. Sistema de escape

En un sistema monocilindro el colector de escape recibe un pulso de presión procedente del cilindro cada 720° de cigüeñal, lo cual hace que los picos de presión en el colector sean importantes. Con el fin de atenuar los pulsos y estabilizar el flujo de gases a través del colector de escape, el banco dispone de un tanque de 200 L capaz de soportar 700 °C de temperatura. Por otro lado, el banco posee dos elementos para asegurar la protección del motor en caso de detonaciones en escape, por gas sin quemar expuesto a altas temperaturas: (1) un extractor que introduce aire de la celda en el colector con el fin de diluir la mezcla y enfriarla lo más rápidamente posible y evitar, de esta forma, las detonaciones; y (2) dos válvulas de sobrepresión y un apagallamas en el tanque de 200 L. La función de las válvulas es asegurar que en el caso de producirse picos de presión el colector de escape fracture por ellas, no por el resto del colector, de forma que sólo haya que sustituir las válvulas. La función del apagallamas es extinguir la llama para no provocar conatos de incendio, asegurando que la llama no salga a la celda. En la Figura 50 se presenta un esquema de los componentes principales del sistema de salida y escape de gases.

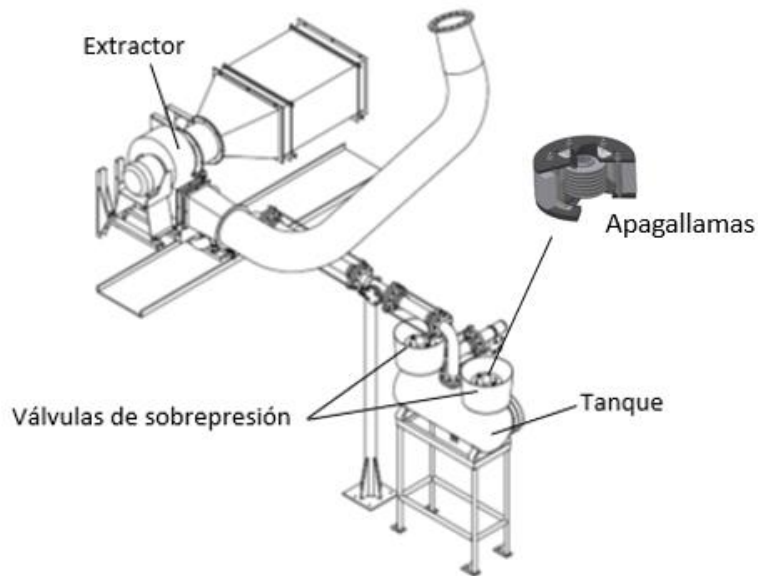


Figura 50. Esquema de los componentes del sistema de salida y escape de gases.

Por último, cabe mencionar que el SCE no dispone de turbocompresor, por lo que el sistema de control de escape tiene que ser capaz de simular la contrapresión que ejercería la turbina de un motor multicilíndrico. Para ello, posee dos válvulas neumáticas en el colector de escape que permiten realizar esta regulación, simulando el comportamiento de la turbina de un motor de doce cilindros. Estas válvulas son de distintos tamaños, lo que ayuda a realizar un tipo de ajuste u otro. Es decir, la válvula de mayor tamaño realizará un ajuste de contrapresión rápido pero aproximado, y la válvula pequeña realizará una aproximación más lenta pero más exacta al valor de consigna. El control de la válvula se hace en lazo cerrado y se programa a través de un controlador proporcional, integral y derivativo (PID). Dicho control tiene como objetivo mantener un rendimiento de turbo teórico constante que simule las condiciones de un turbocompresor equivalente en motor multicilindro.

Utilizando la nomenclatura que aparece en el esquema de la Figura 51, el rendimiento de un sistema turbocompresor viene definido según la Ecuación 7:

$$\eta_{Turbo} = \frac{\dot{m}_{CYi} \cdot \Delta H_{P,Com} \left(\bar{T}_{Si}, \frac{P_{IM}}{P_{Si}} \right)}{\dot{m}_{CYo} \cdot \Delta H_{P,Exp} \left(\bar{T}_{EM}, \frac{P_{EM}}{P_{So}} \right)} \quad Ec. 7$$

donde:

\dot{m} = Caudal másico medio (kg/s)

ΔH_p = Entalpía del gas de compresión (Com) y de expansión (Exp) (J/kg)

\bar{T} = Valor temperatura medio (K)

P = Valor de presión total (bar)

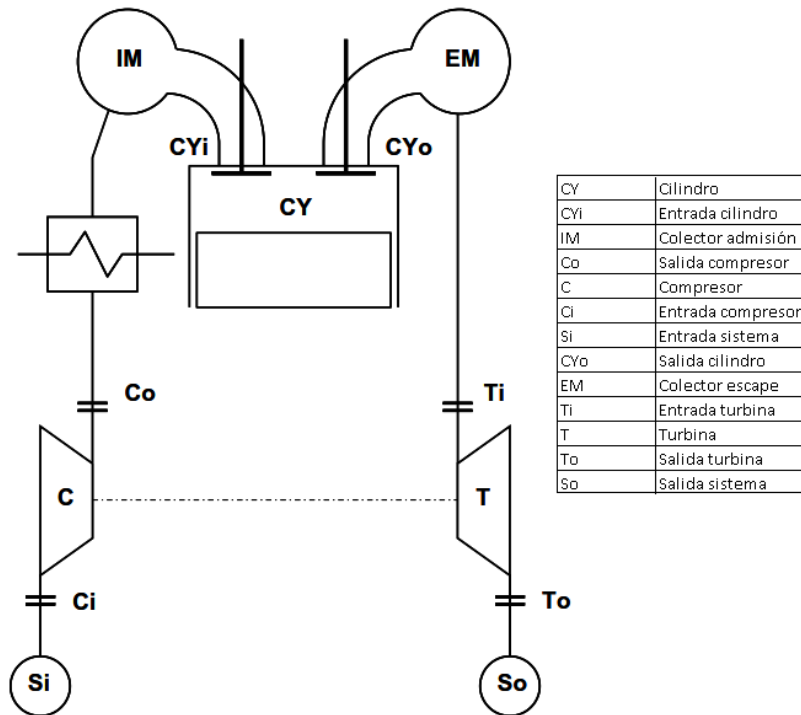


Figura 51. Descripción esquemática de variables para el cálculo del rendimiento del sistema turbocompresor.

Simplificando y suponiendo que la masa de entrada en el colector de admisión es la misma que la masa de salida en el colector de escape, quedaría una definición aproximada en función de los calores específicos de ambas corrientes de gases, que se presenta en la Ecuación 8:

$$\eta_{Turbo} = \frac{\frac{K_1}{K_1 - 1} \cdot R_1 \cdot \bar{T}_{Si} \left[\left(\frac{P_{IM}}{P_{Si}} \right)^{\frac{K_1 - 1}{K_1}} - 1 \right]}{\frac{K_2}{K_2 - 1} \cdot R_2 \cdot \bar{T}_{EM} \left[1 - \left(\frac{P_{EM}}{P_{So}} \right)^{\frac{1 - K_2}{K_2}} \right]} \quad Ec. 8$$

donde:

K= Ratio de calores específicos

R1= Constante del gas ideal mezcla compresor (J/(kg·K))

R2= Constante del gas ideal mezcla turbina (J/(kg·K))

Por tanto, fijando un rendimiento del turbo teórico y estando fijadas las condiciones que determinan la entalpía del compresor, como son la presión del colector de admisión (fijada por el motor para alcanzar potencia) y temperatura de admisión (condiciones de refrigeración del motor), el PID sólo debe controlar las condiciones de escape. Esto lo hace regulando la contrapresión, puesto que la temperatura de escape viene fijada por el proceso de combustión en el interior del cilindro.

3.3.5. Sistemas de acondicionamiento de gases

El sistema de acondicionamiento de gases consta de dos líneas de gas natural, donde la primera regula la presión del gas de la cámara de combustión antes del carburador, y la segunda la presión de gas que será alimentado a la precámara. Como las presiones de gas requeridas son mayores a la presión de gas de red (aproximadamente 3 bar), ha sido necesario implementar un compresor de gas natural adicional ubicado en los exteriores de la planta. Se trata de un compresor compacto puesto que el gas de red ya viene presurizado y filtrado. Dispone de filtros, un pequeño secador y un separador de aceite, así como de dos condensadores de humedad. El compresor tiene una capacidad de compresión de hasta 10 bar. El compresor de gas natural empleado se muestra en la siguiente Figura 52.



Figura 52. Compresor de gas natural.

Del mismo modo que sucede con el gas natural, existen dos líneas de gas para el CO₂, una de ellas destinada a regular la presión y, por consiguiente, el caudal que pasará al carburador, mientras que la otra está destinada al paso de gas a la precámara. El CO₂ no dispone de compresor de gas, sino de un tanque donde se encuentra licuado y donde se vaporiza a través de un intercambiador. De este intercambiador pasa a la rampa de gas del banco de ensayo donde se selecciona la cantidad de caudal de CO₂ que se quiere introducir al carburador a través de los caudalímetros, de los reguladores de presión y de las válvulas electromagnéticas. Es importante ajustar bien las presiones de operación en el rail procedente del depósito, para asegurar que se va a disponer de caudal suficiente para simular las más altas concentraciones de CO₂. En la Figura 53 se muestra una fotografía de la instalación de suministro de CO₂.



Figura 53. Instalación de suministro de CO₂.

Por último, se dispone de una línea de aire comprimido como comburente para la combustión. El sistema de acondicionamiento de aire (*air conditioning unit, ACU*) depende, básicamente, de dos parámetros fundamentales como son la temperatura y la presión del aire de entrada al motor. Dependiendo de estos parámetros, de la cilindrada del motor, de la velocidad de funcionamiento y de la relación aire/combustible, la cantidad de aire que entra en la cámara de combustión queda definida. En la Figura 54 se muestra un esquema del compresor de aire del que dispone la celda, que está compuesto por un compresor, un filtro de aire, dos filtros de aceite, un intercambiador y un sistema de secado de aire, cuya función es eliminar al máximo posible la humedad de la corriente de aire comprimido. Se trata de un sistema de compresión de velocidad variable que es capaz de ajustar el flujo de aire al consumo requerido en cada momento y que tiene capacidad de comprimir hasta 10 bar.

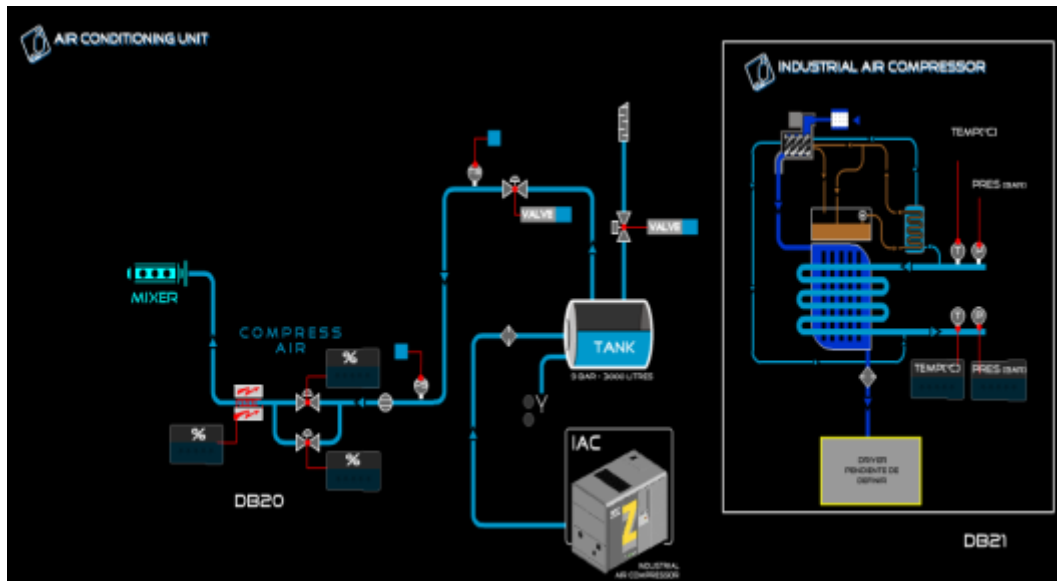


Figura 54. Esquema del sistema de compresión de aire.

Todas las líneas de gas disponen de los mismos elementos, caudalímetros, válvulas reguladoras de presión y transductores de presión y temperatura. Todos los elementos están gobernados por un *PLC* controlado por el *software Indicom OffLine* suministrado por *AVL List GmbH*. La mezcla entre el aire y el combustible gaseoso se realiza a través de un carburador en el cual el paso de gas es controlado por los actuadores (válvulas de aguja que abren y cierran el paso en función de la consigna). En orden de salvaguardar la seguridad, el banco de ensayo dispone de diversas válvulas de corte en todas las rampas de gas para eliminar el suministro de gas al motor en caso de que ocurra algún incidente. En la Figura 55 se muestra una imagen de las rampas de gas utilizadas y el homogeneizador de mezcla, que es el depósito cilíndrico vertical amarillo desde el que se alimenta la mezcla aire-combustible al motor.



Figura 55. Detalle de las rampas de suministro de gas (amarillo) y aire (azul).

3.3.6. Equipo de medida de emisiones

El equipo utilizado para la medida en continuo de emisiones de escape es el *HORIBA MEXA 7100D*, que cumple con los requisitos exigidos por la norma *ISO 8178-1:2016* para la medida de emisiones en los gases de escape en ensayos con motores alternativos de combustión interna. El medidor dispone de dos módulos, el módulo *MEXA* en el que se realizan los análisis en frío y el horno donde se llevan a cabo los análisis en caliente. En la Tabla 8 se resumen las características de este equipo medidor de emisiones en continuo.

Tabla 8. Principales características del analizador de emisiones en continuo HORIBA MEXA 7100D.

Compuesto	Método	Tipo de análisis	Rango de concentración
CO	Absorción de infrarrojos no dispersivos (NDIR)	En frío	0-5000 ppm (b.s.) ¹
CO ₂	Absorción de infrarrojos no dispersivos (NDIR)	En frío	0-20 % vol (b.s.) ¹
O ₂	Detección magneto-neumática	En frío	0-25 % vol (b.s.) ¹
NO / NO _x	Quimioluminiscencia (HCLD)	En caliente	0-10000 ppm (b.h.) ²
THC ³	Ionización de llama (HFID)	En caliente	0-50000 ppm (b.h.) ²
CH ₄	Ionización de llama con separador de CH ₄ (HFID/HNMC)	En caliente	0-25000 ppm (b.h.) ²

¹Base seca; ²Base húmeda; ³Hidrocarburos totales (total hydrocarbons)

El equipo de análisis está conectado al escape del motor a través de una línea caliente de toma de muestra para evitar condensados, y una vez que la muestra llega al equipo se dirige hacia los distintos analizadores integrados en el equipo a través de un módulo de selección de línea. En la Figura 56 se puede ver un esquema del funcionamiento del equipo de medida de emisiones.

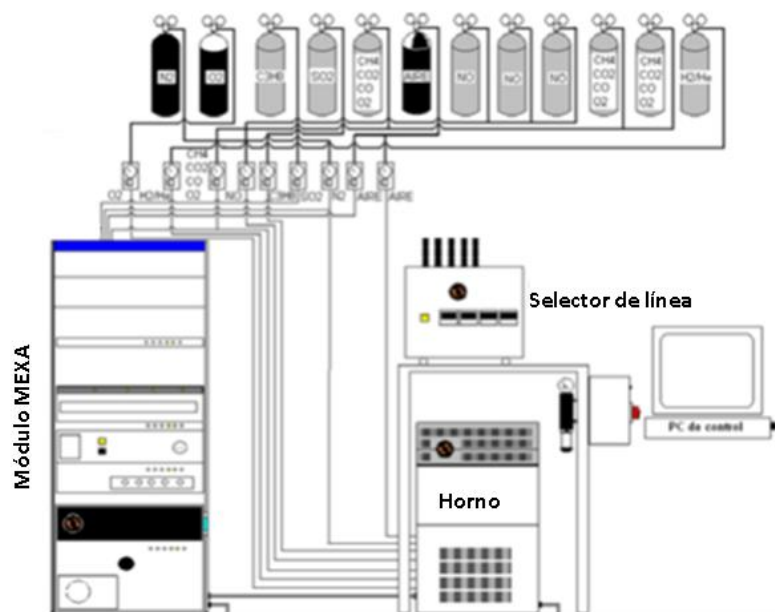


Figura 56. Esquema de funcionamiento del equipo de medida de emisiones.

El equipo dispone de un ordenador integrado a través de cuyo *display* se pueden leer las medidas de los distintos analizadores, realizar las calibraciones, seleccionar las distintas líneas de análisis, purgar y modificar las condiciones predeterminadas del *hardware*. La calibración de los analizadores se realiza todos los días antes de comenzar los ensayos en función de los estándares marcados en la mencionada norma *ISO*. Para ello, dispone de un tren de muestreo auxiliar. Por último, el ordenador del equipo de medida de emisiones está conectado al sistema de adquisición y control de datos del banco de ensayo, lo que permite que el control de sus funciones pueda realizarse desde el propio *software* de control del banco.

3.3.7. Instrumentación, medida, adquisición de datos, control y seguridad

3.3.7.1. Sistema de adquisición y control de datos del banco de ensayo

El sistema de adquisición y control de datos del banco de ensayo es el *PUMA Open AVL Automation Platform* desarrollado por *AVL*, en el cual está centralizado el control de la celda y los distintos periféricos. Se trata de un sistema de adquisición de datos basado en módulos de medida (*Front End Modules, FEM*) preparados para admitir medidas de temperatura, presión, velocidad, caudal, vibración, voltaje, corriente, frecuencia y periodos. Los canales de dichos módulos de medida se calibran cada dos años en función de las pautas marcadas por el fabricante. Además, como se ha comentado anteriormente, también permite la opción de visualizar y recoger los datos provenientes de otros equipos de medida, como puede ser la presión en cámara, el caudal de gas, las emisiones de escape, la composición de gas de entrada, etc.

Este sistema proporciona un control fiable y preciso de los dispositivos de medición, del banco de ensayo y del propio motor. Permite también realizar todas las funciones de supervisión de la seguridad y capacita la realización de ensayos automáticos. Es, en definitiva, una herramienta ideal para el testeo automático y manual de diferentes motores y sus componentes, que permite sincronizar las medidas, visualizarlas y almacenar los resultados en tiempo real. Además, *PUMA* dispone de un espacio para realizar programación tanto de control del banco de ensayos como de fórmulas para cálculo de variables intermedias y procesado de datos. En las Figuras 57 y 58 se resume esquemáticamente el funcionamiento de *PUMA Open*.

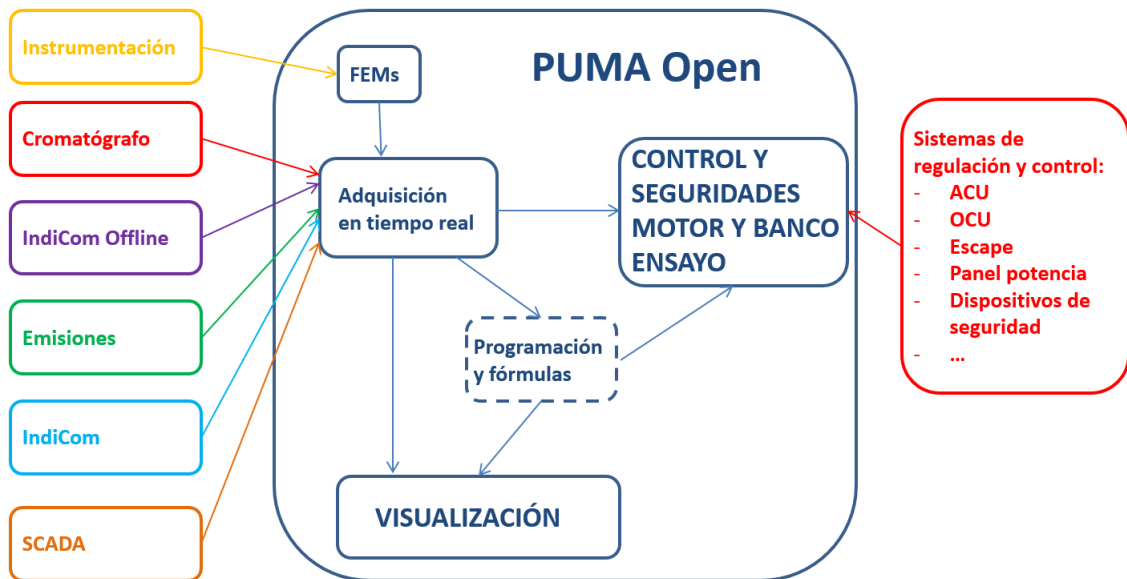


Figura 57. Esquema de funcionamiento de PUMA Open.

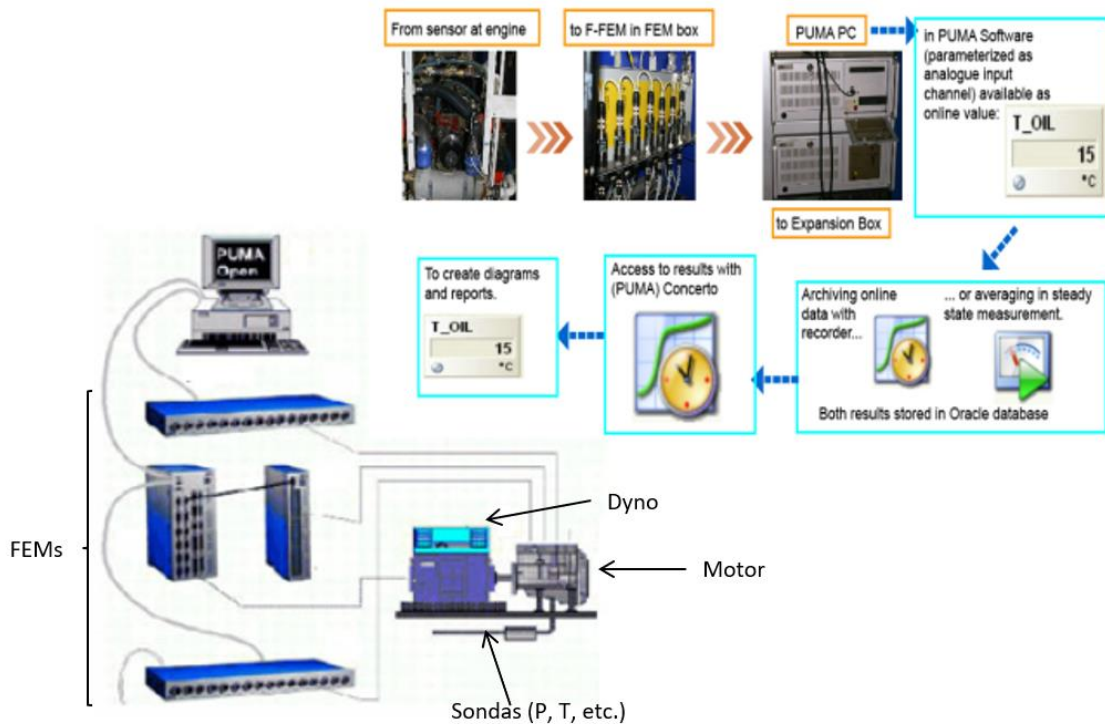


Figura 58. Resumen de capacidades de PUMA Open.

En lo que se refiere al control de seguridades, *PUMA Open* proporciona tres métodos distintos, que pueden activar subrutinas, avisar al operario del banco, activar una alarma o, simplemente, visualizar un mensaje:

- Seguridades digitales del banco, detectadas a través de las señales digitales procedentes de equipos externos al *PUMA* (setas de emergencia, sensores de gas, etc.).
- Seguridades por límite, activadas por los valores de las variables medidas que exceden su rango permisible de funcionamiento.

- Seguridades programadas. Son entradas y salidas digitales conectadas a los módulos *FEM* y controladas por el programa de control de la celda mediante funciones de disparo (detección del cambio de estado de una señal digital mediante interrupción).

Como consecuencia del elevado número de elementos que componen la celda de ensayo, el sistema de control lleva asociado un elevado nivel de complejidad. En la Figura 59 se intenta mostrar de manera esquemática la relación existente entre los elementos periféricos y el sistema de control de la celda. Por último, en la Figura 60 se muestra el puesto de control del SCE, que está operado por un ingeniero de banco de ensayo.

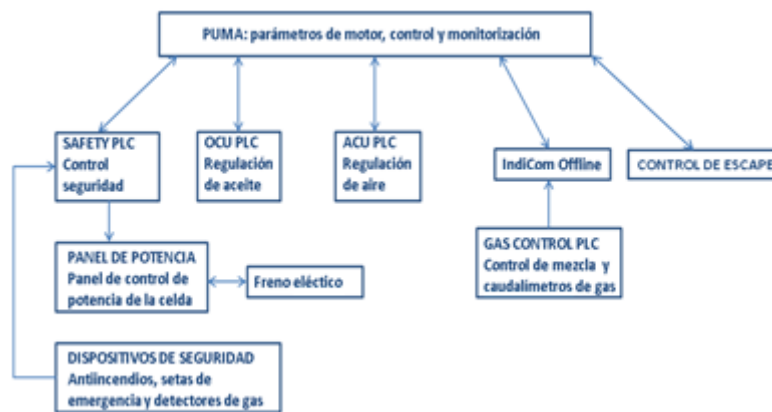


Figura 59. Esquema de sistemas de regulación, control y monitorización del banco de ensayos.



Figura 60. Puesto de control del banco de ensayo SCE.

3.3.7.2. Instrumentación

El motor tiene instalados numerosos sensores que se encuentran montados sobre los módulos de medida (*Front End Modules, FEM*) del sistema de adquisición y control de datos del banco de ensayo. Estos sensores permiten, de manera sencilla y en tiempo real, visualizar y controlar en un *display* el comportamiento del motor y de sus diversos circuitos (agua, gas, gas auxiliar, aire, aceite, etc.). La Figura 61 muestra esquemáticamente dónde están instalados estos sensores en el motor y la nomenclatura que recibe cada uno de ellos. Estos sensores se calibran cada 2 años en función de las pautas marcadas por el fabricante. En las Tablas 9-17 se recogen todas las variables instrumentadas, el tipo de sensor que utilizan, los rangos de medida y el proveedor de los mismos para el motor y los periféricos.

Además de los sensores que aparecen en estas tablas, el motor dispone de unos transductores de presión en cámara y en precámara, que son unos sensores piezoeléctricos encargados de la medida de presión en ambas cámaras (ver Figura 62). El transductor de la cámara de combustión va roscado a la culata de forma que queda expuesto a la cara de fuego, mientras que el transductor de precámara va montado en la camisa de bujía de forma que queda expuesta su superficie a la precámara. Ambos se calibran a 205 bar, teniendo en cuenta que esa presión máxima no debiera ser traspasada. Esta calibración se comprueba cada vez que se realiza un cambio mecánico importante en el motor (cambio de pistón, culata, etc.). Para ello se utiliza una balanza de pesos muertos con unas pesas certificadas que proporcionan un salto máximo de presión de 205 bar para cada verificación. Como se puede ver en la Figura 62, los sensores de precámara son diferentes a los de cámara, por el rango de presión que miden, por aplicación y por diseño. Los transductores de presión en cámara van refrigerados con agua destilada y deben disponer de circuito de refrigeración. El sistema de medida de presión en cámara está recogido y es conforme a la norma *ASTM F2070-00* versión 2017.

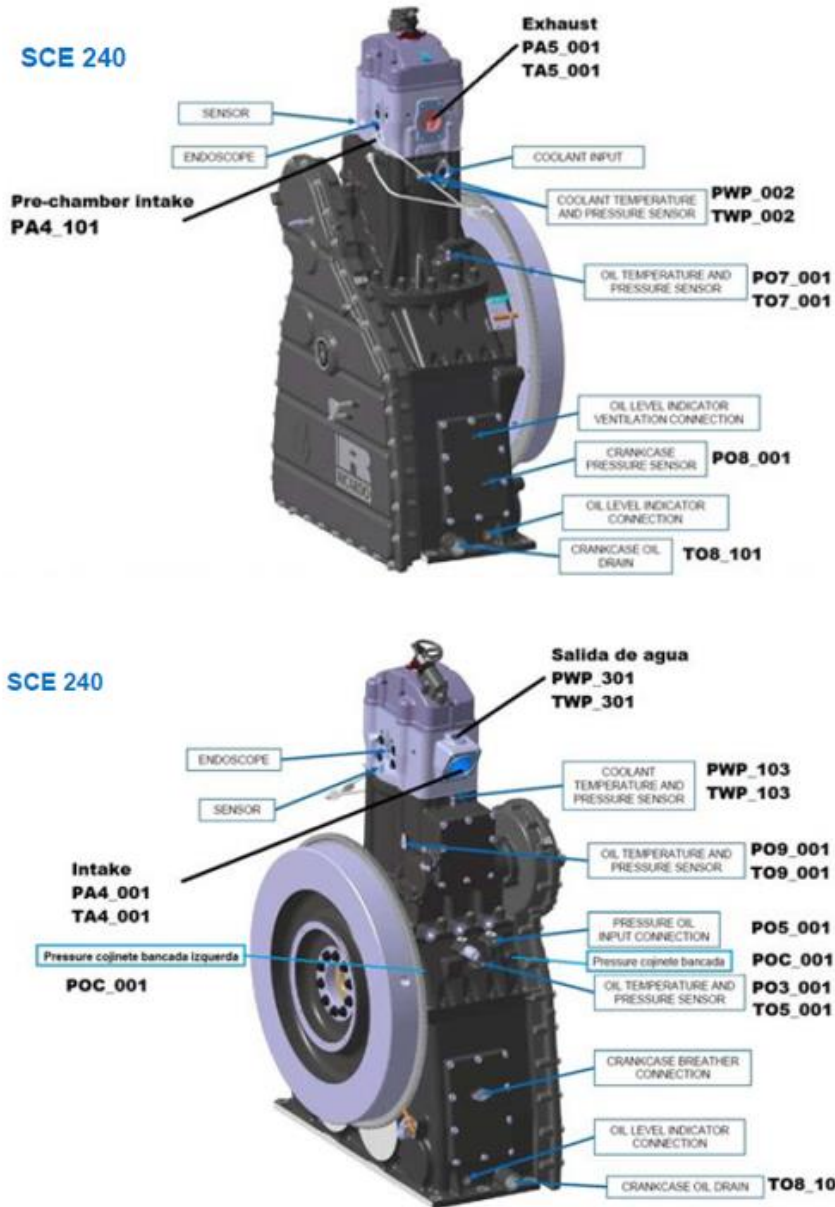


Figura 61. Resumen de la instrumentación instalada en el SCE.

Tabla 9. Sensores, codificación, rango, modelo y fabricante del circuito de compresión de gas natural.

Gas compressor circuit	XGC000	RANGE	MODEL	MANUFACTURER
P inlet compressor	PGC001	0 - 4 bar / 4 -20 mA	261GS	ABB
P outlet compressor	PGC002	0 - 30 bar / 4 -20 mA	261GS	ABB
T outlet compressor	TGC002	X	X	X
T oil outlet compressor	TOC002	X	X	X
T oil decanter	TOC003	X	X	X
T water aero outlet	TWC001	X	X	X

Tabla 10. Sensores, codificación, rango, modelo y fabricante del circuito de rampa de gas natural.

Gas train circuit	XGR000	RANGE	MODEL	MANUFACTURER
P inlet train	PGR001	0 - 40 bar / 4 - 20 mA	S-10	WIKA
P outlet regulator	PGR002	0 - 40 bar / 4 - 20 mA	S-10	WIKA
P inlet prechamber	PGR101	0 - 40 bar / 4 - 20 mA	S-10	WIKA
T outlet regulator	TGR002	0 - 100 °C / 4 - 20 mA	TR 30-W	WIKA
Inlet flow	QGR001	0 - 6500 kg/h	PROMASS	ENDRESSHAUSER
Flow inlet prechamber	QGR101	0 - 2 kg/h	GSC-C9TA	VÖGTLIN

Tabla 11. Sensores, codificación, rango, modelo y fabricante del circuito de rampa de CO₂.

CO ₂ train circuit	XCR000	RANGE	MODEL	MANUFACTURER
P inlet train	PCR001	0 - 40 bar / 4 - 20 mA	S-10	WIKA
P outlet regulator	PCR002	0 - 40 bar / 4 - 20 mA	S-10	WIKA
P inlet prechamber	PCR101	0 - 40 bar / 4 - 20 mA	S-10	WIKA
T outlet regulator	TCR002	0 - 100 °C / 4 - 20 mA	TR 30-W	WIKA
Inlet flow	QCR001	0 - 6500 kg/h	PROMASS	ENDRESSHAUSER
Flow inlet prechamber	QCR101	0 - 3 kg/h	GSC-C9TA	VÖGTLIN

Tabla 12. Sensores, codificación, rango, modelo y fabricante del circuito de agua del compresor de aire.

Air compressor water circuit	XWCA00	RANGE	MODEL	MANUFACTURER
P pump outlet	PWCA01	0 - 10 bar	DANFOSS	x
T pump outlet	TWCA01	0 - 150 °C	PT100	TCSA

Tabla 13. Sensores, codificación, rango, modelo y fabricante del circuito de agua del intercambiador de calor.

Heat exchanger water circuit	XWS000	RANGE	MODEL	MANUFACTURER
P pump outlet	PWS001	0 - 10 bar	DANFOSS	x
T pump outlet	TWS001	0 - 150 °C	PT100	TCSA

Tabla 14. Sensores, codificación, rango, modelo y fabricante del circuito de agua del motor.

Engine water circuit	XWP000	RANGE	MODEL	MANUFACTURER
P V3V outlet	PWP001	0 - 6 bar	P3249B074001	TECSIS
P inlet block	PWP002	0 - 6 bar	x	x
P inlet cylinder head	PWP003	0 - 6 bar	x	x
P sleeve outlet	PWP103	0 - 10 bar	DANFOSS	x
P engine outlet	PWP301	0 - 6 bar	P3249B074001	TECSIS
T V3V outlet	TWP001	0 - 150°C	PT100	x
T inlet block	TWP002	0 - 150°C	PT100	AVL
T inlet cylinder head	TWP003	0 - 150°C	PT100	AVL
T sleeve outlet	TWP103	0 - 150°C	PT100	AVL
T engine outlet	TWP301	0 - 150°C	PT100	AVL
Flow engine inlet	QWP001	25 - 700 l/min	PROMASS	ENDRESSHAUSER

Tabla 15. Sensores, codificación, rango, modelo y fabricante del circuito de aire comprimido.

Compressed air circuit	XAR000	RANGE	MODEL	MANUFACTURER
P inlet train	PAR001	0 - 10 bar / 4 -20 mA	PTX 5072	GE
P outlet heater	PAR002	0 - 10 bar / 4 -20 mA	PTX 5072	GE
P inlet prechamber	PAR101	0 - 40 bar / 4 -20 mA	S-10	WIKA
T outlet compressor	TAC001	0 - 150°C	D300L100	AVL
T inlet train	TAR001	(-)40 - 80°C / 4 - 20 mA	HMT333	VAISALA
T outlet heater	TAR002	0 - 150°C	D300L100	AVL
% inlet humidity train	HAR001	0 - 100 % / 4 - 20 mA	HMT333	VAISALA
Inlet flow	QAR001	0 - 70000 kg/h	PROMASS	ENDRESSHAUSER
Prechamber inlet flow	QAR101	0 - 3 kg/h	GSC-C9TA	VOGTLIN

Tabla 16. Sensores, codificación, rango, modelo y fabricante del circuito de aire y mezcla.

Engine air circuit	XA0000	RANGE	MODEL	MANUFACTURER
P atmospher test bed	PA0001	800 - 1200 mbar	x	x
P inlet mixture admission	PA4001	0 - 6 bar	x	x
P inlet mixture prechamber	PA4101	0 - 6 bar	x	x
P exhaust gases	PA5001	0 - 6 bar	x	x
P exhaust gases backpressure	PA8003	x	x	x
T atmosphere test bed	TA0001	0 - 150°C	PT100	x
T inlet mixture admission	TA4001	0 - 150°C	PT100	x
T exhaust gases	TA5001	0 - 750°C	TC K	x
T exhaust gases backpressure	TA8003	x	x	x

Tabla 17. Sensores, codificación, rango, modelo y fabricante del circuito de aceite.

Engine oil circuit	XO0000	RANGE	MODEL	MANUFACTURER
P inlet engine	PO5001	0 - 10 bar	DANFOSS	x
P inlet Jet	PO7001	0 - 6 bar	x	x
P carter gases	PO8001	(-)300 - 300 mbar	x	x
P inlet cylinder head	PO9001	0 - 10 bar	DANFOSS	x
T inlet engine	TO5001	0 - 150°C	PT100	x
T inlet Jet	TO7001	0 - 150°C	PT100	x
T carter gases	TO8101	0 - 150°C	PT100	x
T inlet cylinder head	TO9001	0 - 150°C	PT100	x
Flow carter gases	QO8001	x	BLOW BY 442	AVL

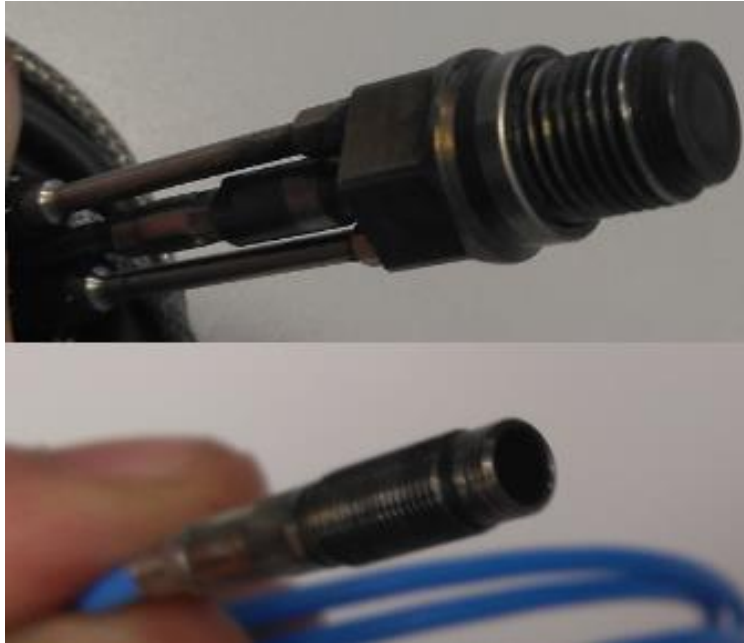


Figura 62. Transductor de presión de cámara (arriba) y de precámara (abajo).

Por último, el motor posee un sensor capaz de transformar el ángulo de giro del cigüeñal de cada instante en una señal digital capaz de ser leída, variable fundamental para el estudio de la combustión. Este sensor, denominado *365C AVL Angle Encoder* y mostrado en la Figura 63, está colocado sobre el *dumper* del motor y permite conocer también las revoluciones a las que está girando el motor, además de la ya mencionada posición del cigüeñal.



Figura 63. Sensor 365C AVL Angle Encoder.

Estos tres sensores (*encoder* más transductores) están conectados a un *hardware* de AVL llamado *Indimaster Advanced Gigabit Tm*, un módulo que presenta un amplio número de canales (8 por unidad, ampliables hasta 96) para instrumentar el motor (ver Figura 64). Este módulo dispone de un *software* llamado *Indicom* que es el que procesa la información y muestra los resultados. Se trata de un *software* de análisis de la combustión, suministrado también por AVL, que permite analizar numerosos parámetros de la combustión y realizar complejos cálculos que permiten estudiar las curvas de presión en la cámara de combustión, precámara, escape y admisión, en función de los sensores piezoeléctricos que haya instalados. Realiza el cálculo de parámetros fundamentales para el estudio de la combustión como la emisión de calor, balances

térmicos y de energía, pérdidas de calor, detección de eventos de detonación y apagado, determinación de avance de encendido y otras muchas variables. Además de toda esta capacidad de cálculo y parametrización, el software también ofrece un poderoso sistema de cálculo y procesamiento de datos que permite realizar análisis en profundidad de los datos obtenidos a través de los sensores. En la Figura 65 se muestra el sistema completo de comunicación entre los sensores mencionados, el módulo *Indimaster* y el *software Indicom*.



Figura 64. Imagen delantera (arriba) y trasera (abajo) del módulo *Indimaster*.

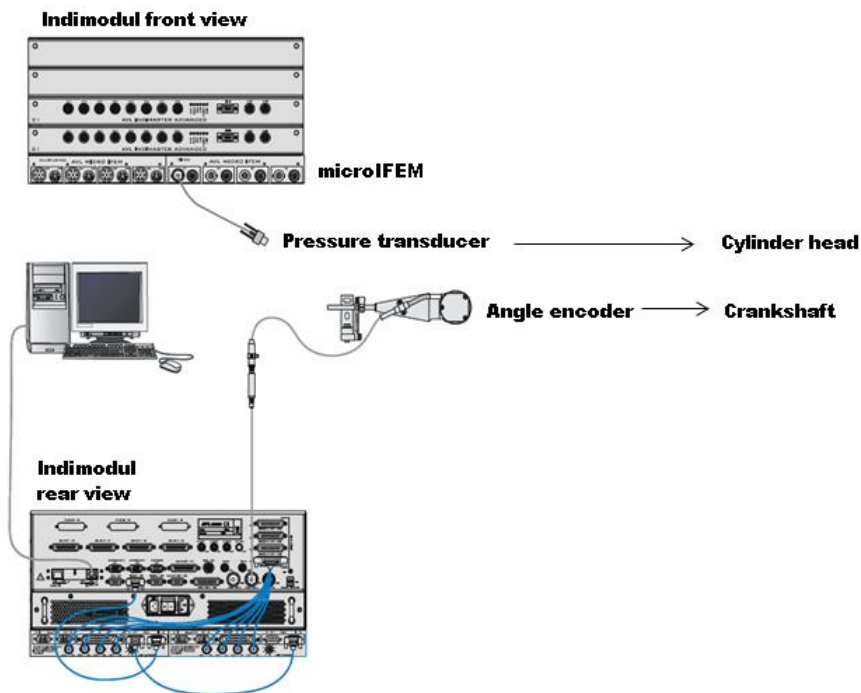


Figura 65. Esquema de funcionamiento de las medidas de presión en cámara y precámara y del ángulo del cigüeñal.

3.3.7.3. PLC de seguridad

Este *PLC* es el encargado de gestionar y asegurar la seguridad en el banco de ensayo. Está conectado con todos los equipos y forma parte de la matriz de seguridad de la celda. Sus principales funciones son:

- Recolectar todas las señales de emergencia provenientes del sistema de control y detección de gas, detección de incendios y las señales de emergencia.

- Actuar sobre el control de potencia y los periféricos en función de las distintas programaciones que tenga la matriz de emergencia.
- Control de las distintas rampas de gas mediante válvulas de corte.

3.3.7.4. Sistema de adquisición y control de datos de los equipos periféricos

A pesar de que los sistemas periféricos se comunican con el sistema de adquisición de datos del banco de ensayo, que es quién realiza el control de las variables importantes, se dispone de un sistema *SCADA* que recoge todas las medidas de los sensores situados en los distintos periféricos de la celda y los monitoriza para facilitar su control y la actuación sobre los mismos. Este sistema es capaz de monitorizar todas las variables provenientes de los *PLC* de seguridad y de los sistemas de acondicionamiento de aire y aceite, y puede ser de gran ayuda para detectar fallos y subsanarlos.

3.4. Procedimiento experimental

3.4.1. Plan experimental

En la Figura 66 se muestra un esquema conceptual del plan experimental diseñado para esta tesis doctoral. A continuación, se describen los ensayos realizados y su justificación. Todos los ensayos se han realizado con los dos tipos de biogás presentados anteriormente, el biogás del 35 % en volumen de CO₂ y el biogás del 50 % en volumen de CO₂.

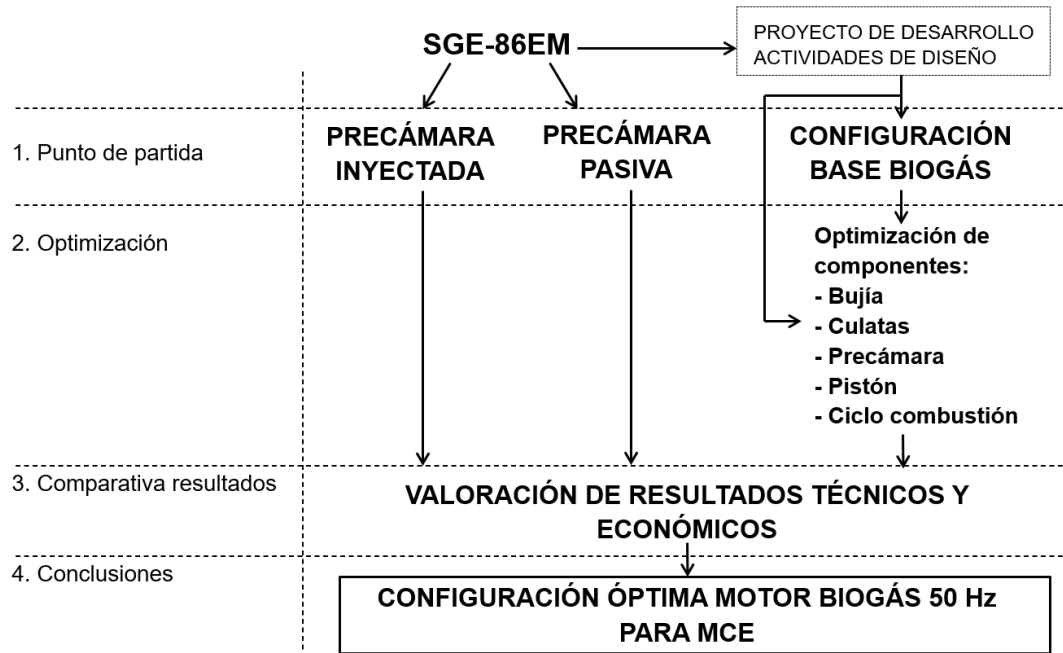


Figura 66. Diagrama conceptual del plan experimental de la tesis doctoral.

Ensayo 0. Configuración inicial

Este ensayo es el punto de partida de la experimentación. Se trata de ver cómo influye la inyección de biogás en las prestaciones del motor *Siemens SCE* con la configuración que se usó para el desarrollo del *SGE-86EM* de gas natural. Para ello, de manera preliminar, se realizaron los ajustes de funcionamiento del motor más apropiados (avance de encendido y caudal de precámara) y a continuación se obtuvieron los distintos mapas de motor para estudiar las prestaciones y comportamiento del mismo. Esta configuración inicial, que se muestra en la Tabla 18, recibirá el nombre de Configuración 1.

Tabla 18. Componentes del motor según Configuración 1.

Componentes	Configuración 1
Precámara	Siemens OPC
Bujía	Siemens SP
Pistón	Siemens OP
Culata	Siemens OCH
Árbol de levas	Siemens OM

Ensayo 1. Configuración inicial sin inyección en la precámara

En este ensayo se utilizó la misma configuración que en el ensayo 0, es decir, no hay cambios en los componentes del motor, pero se eliminó la inyección en la cámara de precombustión, pasando a ser, por tanto, una precámara pasiva. Al igual que en el ensayo 0, en primer lugar, se hizo un ajuste preliminar de los parámetros de funcionamiento (en este caso, como no hay inyección de precámara, sólo se ajustó el avance de encendido) para, posteriormente, realizar los distintos mapas y el estudio del comportamiento del motor.

Ensayo 2. Cambio de componentes de motor para mejorar las prestaciones de la precámara pasiva

Este ensayo se dedicó a intentar implementar mejoras de diseño que permitan optimizar las prestaciones del motor trabajando con precámara pasiva. Los cambios estuvieron focalizados en aumentar la turbulencia de la cámara principal y favorecer la renovación de carga en la precámara. Para ello, se realizó un cambio de pistón, de culata, de precámara y de bujía, dando lugar a la Configuración 2 que se muestra en la Tabla 19. Para esta configuración, en primer lugar, se hizo un ajuste preliminar del avance de encendido óptimo para, posteriormente, realizar los distintos mapas y realizar el estudio del comportamiento del motor.

Tabla 19. Componentes del motor según Configuración 2.

Componentes	Configuración 2
Precámara	PPA
Bujía	SPB
Pistón	PB
Culata	CHA
Árbol de levas	Siemens OM

Ensayo 3. Optimización del diseño de precámara

Se probaron dos diseños de precámara pasiva diferentes manteniendo constantes el resto de elementos de la Configuración 2. Así surgen las configuraciones 3 y 4 (ver Tabla 20). Al igual que en ensayos precedentes, la primera parte del mismo constó de un ajuste del avance de encendido óptimo para cada configuración. La realización de este ensayo permitió elaborar las primeras conclusiones sobre las ventajas e inconvenientes del uso de cada una de las precámaras en el motor para los distintos tipos de biogás.

Tabla 20. Componentes del motor según Configuración 3 y Configuración 4.

Componentes	Configuración 3	Configuración 4
Precámara	PPB	PPC
Bujía	SPB	SPB
Pistón	PB	PB
Culata	CHA	CHA
Árbol de levas	Siemens OM	Siemens OM

Ensayo 4. Optimización del diseño de bujía

Una vez establecida la precámara pasiva, se probaron tres diseños de bujía diferentes manteniendo constantes la precámara seleccionada y el resto de elementos de la Configuración 2. Así surgen las Configuraciones 5, 6 y 7, que se muestran en la Tabla 21. Las bujías se probaron seleccionando los avances óptimos para dichas configuraciones.

Tabla 21. Componentes del motor según Configuración 5, Configuración 6 y Configuración 7.

Componentes	Configuración 5	Configuración 6	Configuración 7
Precámara	PPB	PPB	PPB
Bujía	Siemens SP	SPA	SPC
Pistón	PB	PB	PB
Culata	CHA	CHA	CHA
Árbol de levas	Siemens OM	Siemens OM	Siemens OM

Ensayo 5. Optimización del diseño de pistón

Una vez establecidas la precámara pasiva y la bujía, se probaron dos diseños de pistón diferentes manteniendo constantes la precámara y la bujía seleccionadas y el resto de elementos de la Configuración 2. Esto da lugar a las configuraciones 8 y 9, que aparecen en la Tabla 22. Ambas configuraciones se probaron con unos avances óptimos ajustados en la parte preliminar de los ensayos.

Tabla 22. Componentes del motor según Configuración 8 y Configuración 9.

Componentes	Configuración 8	Configuración 9
Precámara	PPB	PPB
Bujía	SPB	SPB
Pistón	PA	PC
Culata	CHA	CHA
Árbol de levas	Siemens OM	Siemens OM

Ensayo 6. Optimización del diseño de culata

Una vez establecidas la precámara pasiva, la bujía y el pistón, se testeó el diseño de culata manteniendo constantes la precámara, la bujía y el pistón seleccionados y el árbol de levas de la Configuración 2. Esto da lugar a las Configuración 10 de la Tabla 23. La culata se probó ajustando los avances de encendido en un ensayo preliminar.

Tabla 23. Componentes del motor según Configuración 10.

Componentes	Configuración 10
Precámara	PPB
Bujía	SPB
Pistón	PB
Culata	Siemens OCH
Árbol de levas	Siemens OM

Ensayo 7. Optimización del diseño del árbol de levas

Una vez seleccionados el resto de elementos del motor, sólo restaba optimizar el árbol de levas, lo que implica estudiar ciclos *Miller* más o menos agresivos. Se decidió estudiar tres opciones, dando lugar a las configuraciones 11, 12 y 13, que se muestran en la Tabla 24. Al igual que en ensayos precedentes, la primera parte del mismo constó de un ajuste de avances de encendido óptimos.

Tabla 24. Componentes del motor según Configuración 11, Configuración 12 y Configuración 13.

COMPONENTES	CONFIGURACIÓN 11	CONFIGURACIÓN 12	CONFIGURACIÓN 13
Precámara	PPB	PPB	PPB
Bujía	SPB	SPB	SPB
Pistón	PC	PC	PC
Culata	Siemens OCH	Siemens OCH	Siemens OCH
Árbol de levas	Siemens OM	MA	MB

3.4.2. Condiciones de contorno de los ensayos

Las condiciones de contorno de los ensayos son el conjunto de variables que se establecen en el *SCE* para tratar de replicar las condiciones de trabajo que alcanzará el *MCE* en su funcionamiento, incluidos los aspectos ambientales. Con estas suposiciones se intenta cubrir todo el abanico de comportamientos de los sistemas existentes en un *MCE* y que no existen en un *SCE*. Además, las condiciones de contorno se fijan para forzar las condiciones más desfavorables posibles.

- Temperatura ambiente de 0 a 25 °C. Se considera este rango de temperatura como el adecuado para trabajar sin considerar ninguna reducción de potencia nominal hasta alcanzar, al menos, los 45 °C. La temperatura ambiente influye en el cálculo del rendimiento del turbocompresor.
- Altitud por debajo de 500 m sin presentar reducción de potencia. La altitud es una condición que va implícita en los ensayos. No suele modificarse a no ser que se trate de una aplicación específica solicitada. En estos casos, lo que habría que hacer sería modificar las condiciones de presión y temperatura de admisión del aire a través de la *ACU*, puesto que la altitud influye en el cálculo del rendimiento del turbocompresor.
- Temperatura del circuito de agua: temperatura del colector de admisión igual a 62 °C y salida del circuito a 90 °C. El *SCE* no dispone de un circuito de refrigeración como el del *MCE*, que consiste en un circuito de refrigeración principal y otro auxiliar. En el *MCE*, el circuito de agua principal (ajustado a una temperatura de 90 °C) es el encargado de la refrigeración de componentes mecánicos del motor, disipando el calor generado en la operación del mismo y evitando problemas asociados a las altas temperaturas obtenidas. El circuito de agua secundario (ajustado a una temperatura de 55 °C) se utiliza para acondicionar la mezcla aire/combustible (temperatura de mezcla en el colector de admisión) a la

temperatura óptima de operación. Las temperaturas seleccionadas son las que alcanza el *MCE* en los mismos puntos operativos. Esto significa que se debe fijar en la *WCU* un caudal de operación de 116 L/min de agua y una presión en el circuito de 3 bar para poder alcanzar las condiciones correctas de simulación de la refrigeración. Estas condiciones de refrigeración son fijadas para simular el valor máximo de temperatura de colector de admisión permitido (condición más desfavorable).

- Temperatura y presión del circuito de aceite, 83 °C y 4,5 bar respectivamente. En este caso, al tratarse de un solo cilindro, las condiciones de trabajo del aceite son diferentes puesto que los rozamientos y esfuerzos a los que está sometido el motor son diferentes, porque los componentes del tren de potencia son diferentes. Sin embargo, como en el punto anterior, se trata de fijar las temperaturas y presiones que nos ayuden a simular las condiciones de funcionamiento del multicilindro en esos puntos.
- Presión Media Efectiva (PME), definida anteriormente por sus siglas en inglés *BMEP*, 19,3 bar. La PME del motor es la diferencia entre la Presión Media Indicada (PMI, capacidad teórica del motor de realizar trabajo en los ciclos de compresión y expansión) y las pérdidas por rozamiento y fricciones de los distintos componentes (PMF). Las pérdidas por rozamiento del *SCE* son completamente diferentes a las del *MCE* y, por tanto, también lo es la PME. Es por ello que al realizar la simulación de un motor a otro se debe hacer comparando las PMI. Sin embargo, como esta presión es calculada a partir de la presión en cámara y depende de numerosos factores, lo que se plantea en las condiciones de contorno es fijar una PME que garantice que el motor *SCE* trabaja en el mismo rango de PMI que el *MCE*. En este caso se cubre de nuevo la casuística más desfavorable de trabajo del motor; porque igualando las PME entre el monocilindro y el multicilindro, teniendo unas pérdidas de rozamiento mucho mayores en el monocilindro, el motor está trabajando a más potencia de la que, teóricamente, se supone que debe trabajar. Es decir, básicamente se trata de operar en el *SCE* con la misma PME que en el *MCE* para asegurar, de este modo, que la PMI del monocilindro siempre va a ser mayor que la del multicilindro.
- Ajuste de la contrapresión de las condiciones de escape. La diferencia de ajuste de la contrapresión entre el banco de ensayo *SCE* y un banco de ensayo con un motor *MCE* es debida, básicamente, a la ausencia de turbocompresor. Esto conlleva la instalación de un sistema de control de entalpía de la corriente de escape mediante la regulación de la presión (control de relación de expansión de turbina ficticia). La regulación consiste en la programación de un *PID* de control de escape que actúa sobre dos válvulas de ajuste de contrapresión de manera precisa, de forma que se permita reproducir puntos de funcionamiento del *MCE*. La contrapresión en el colector de escape del *MCE* viene dada por el punto de funcionamiento del turbocompresor. Debido a la ausencia de turbocompresor en el *SCE*, para buscar un modo de regulación de contrapresión que se asemeje lo más posible al funcionamiento del *MCE*, se programa un ajuste de turbo simulando un

rendimiento del sistema turbocompresor teórico en un motor multicilíndrico. Este procedimiento de ajuste se realiza trabajando con biogás de 50 % en volumen de CO₂, porque más porcentaje de CO₂ significa mayor exigencia de caudales al turbo. Es decir, se entiende que no se plantearán problemas de exigencia de turbo para trabajar con biogás de menor porcentaje de CO₂. El *SGE-86EM* trabaja con gas natural con unos valores de rendimiento de turbocompresor del 64 al 65 % según asegura el fabricante. En este caso se elige un valor de rendimiento del 61 % para comprobar el funcionamiento en condiciones más desfavorables. Se definen estas condiciones como desfavorables debido a que un rendimiento de turbo más bajo implica una contrapresión de colector de escape más alta, una mayor tendencia a la detonación y una mayor dificultad para realizar el barrido.

- Avance de encendido. El avance de encendido óptimo para cada configuración se realizará como parte preliminar del ensayo. Para ello se ajustará el motor a unas emisiones constantes (generalmente 500 mg NO_x/Nm³) y se incrementará el avance de encendido de dos en dos grados de avance hasta que el motor encuentre algún ciclo de apagado a esas emisiones. A partir de ahí se seleccionará el avance de encendido máximo del motor que será dos grados menos que aquel en el que el aparecen fallos de encendido en el motor a ese rango de emisiones.
- Velocidad, 1500 rpm. La misma velocidad a la que gira el *SGE-86EM* para la frecuencia de 50 Hz.
- Composición de biogás, con 50 % en volumen de CO₂ y con 35 % en volumen de CO₂. Se pretenden cubrir los distintos porcentajes de CO₂ en las aplicaciones más habituales en las que trabajan este tipo de motores. Los ensayos de referencia que se utilizarán como punto de partida de las distintas configuraciones se realizan con gas de red.

3.4.3. Variables de estudio

Las variables que se estudiarán durante los ensayos realizados son:

- Rendimiento térmico del motor (%): es la relación entre la energía total contenida en el combustible y la cantidad de energía utilizada para realizar trabajo útil. Es la variable esencial a la hora de realizar justificaciones económicas en el campo de los motores de combustión interna. Se calcula según la Ecuación 10:

$$\eta (\%) = \frac{POT \cdot \rho}{PCI \cdot Q} \cdot 100 \quad \text{Ec. 10}$$

donde,

η = Rendimiento térmico del motor (%)

POT = Potencia del motor (kW)

ρ = Densidad del gas de entrada al motor (kg/Nm³)

PCI = Poder calorífico inferior del gas de entrada al motor (kJ/Nm³)

Q = Caudal másico de gas a la entrada del motor (kg/s)

- Air-fuel ratio (AFR, lambda): es una variable adimensional que puede venir definida por la relación de masas o volúmenes por unidad de gas combustible. Indica la cantidad de aire y combustible que coexisten en el motor en cada momento. Para el cálculo de esta variable se necesita conocer la relación estequiométrica de aire y combustible (lambda estequiométrica). Esta relación viene definida como la cantidad mínima de aire necesaria para la combustión completa de 1 kg de la mezcla gaseosa combustible que se introduce en el motor. Cada tipo y composición de gas tiene una lambda estequiométrica diferente. Así, el AFR se calcula siguiendo la fórmula de la Ecuación 11:

$$\lambda = \frac{\left(\frac{Q_{aire}}{Q_{gas}}\right)}{\lambda_{estequiométrica}} \quad Ec. 11$$

donde,

λ = Air-fuel ratio

Q_{aire} = Caudal de aire a la entrada del motor (kg/s)

Q_{gas} = Caudal de gas a la entrada del motor (kg/s)

$\lambda_{estequiométrica}$ = Relación aire/combustible estequiométrica (tanto en masa como en volumen)

- Rendimiento volumétrico (%): se define como la relación entre la densidad de la mezcla de aire y combustible introducida en el cilindro a presión atmosférica durante la carrera de admisión y la densidad del mismo volumen de gas en el colector de admisión. Es decir, se toman en consideración las restricciones que tiene el sistema de admisión en forma de pérdidas de carga. Básicamente se refiere a la eficacia del sistema para introducir y evacuar la mezcla por los cilindros, la eficacia de la renovación de carga. El rendimiento volumétrico sólo se mostrará en los estudios de optimización de la culata y de los ciclos de combustión porque son estos dos componentes de motor los que afectan directamente a esta variable. Para el resto de los elementos (precámaras, bujías y pistones) esta variable no experimenta variaciones. El cálculo se realiza según la Ecuación 12:

$$\eta_{volumétrico} (\%) = \frac{(Q_{aire_{col}} + Q_{comb_{col}}) \cdot 4}{(2 * C * R)} \cdot 6000000 \quad Ec. 12$$

donde,

$\eta_{volumétrico}$ = Rendimiento volumétrico del motor (%)

$Q_{aire_{col}}$ = Caudal de aire en el colector de admisión (Nm³/s)

$Q_{comb_{col}}$ = Caudal de gas en el colector de admisión (Nm³/s)

C = Cilindrada del motor (mm³)

R = Régimen del motor (rpm)

- Presión máxima en la cámara de combustión (bar): es el valor máximo que alcanza la presión en la cámara de combustión. Esta variable da información directa sobre la exigencia mecánica a la que está siendo sometido el pistón. Es un parámetro que se obtiene directamente de la lectura de los transductores de presión en cámara a través del *Indimaster*. Para el cálculo de los valores de medida de *Indimaster* hay que indicar que:

Ciclo de combustión por medida = 200

Ángulo de cigüeñal por revolución = 360°

Ángulo de cigüeñal por ciclo = 720° (dos vueltas de cigüeñal equivalen a un ciclo, -360°-360°)

Inicio de la medida registro presión máxima = -60°

Fin de la medida registro presión máxima = 60°

- Covarianza de la presión máxima (%): la covarianza, estadísticamente, calcula la variación de una variable respecto a sus medias. En este caso, trata de calcular cuál es la variación del valor de la presión máxima respecto de la media. En la práctica, esta variación transmite una idea de la estabilidad de la combustión en los motores, entendiéndose que cuanto menor es la variación entre ciclos, mayor es la estabilidad de la combustión. En función de la bibliografía, el valor de la covarianza que se toma como límite para considerar una combustión estable es de 5 %, si bien es cierto que para valores de covarianza menores pueden darse comportamientos de motor inestables [105,106]. Las consideraciones que se toman en las medidas registradas por el *Indimaster* para el cálculo del valor de la covarianza de la presión máxima son las mismas que las medidas para la presión máxima.
- Concentración de hidrocarburos totales en escape (THC) (ppm): medida de concentración de hidrocarburos totales que salen por el escape del motor. Es una medida, en base húmeda, que se obtiene directamente del equipo analizador de emisiones *HORIBA*. Es un parámetro importante de análisis en las prestaciones del motor, tanto desde el punto de vista medioambiental como desde el punto de vista de funcionamiento mecánico. Aporta información sobre la eficacia y estabilidad de la combustión.
- Concentración de óxidos de nitrógeno (NO_x) (mg/Nm³): todas las variables de funcionamiento se compararán en función del nivel de concentración en escape, medido en base húmeda, de óxidos de nitrógeno (suma de monóxido y dióxido de nitrógeno) que se obtienen del equipo de emisiones *HORIBA*. Se fija de esta manera porque el punto de funcionamiento de un motor que se define a nivel comercial y con el que luego va a estar en operación es el nivel de NO_x, que, además, es el que fija la legislación medioambiental del lugar. A la hora de carburar el motor siempre se hace en función de las emisiones de NO_x. Es el valor de emisiones que más está ligado al rendimiento del motor y que se podría considerar “constante” a lo largo de las horas de funcionamiento de motor (siempre y cuando no cambien otras variables de funcionamiento, como por ejemplo la temperatura de admisión, o en el caso del biogás la concentración de inertes en el gas, principalmente CO₂).

- Margen/límite a apagado: se considerará el valor límite a apagado, o margen a apagado, a la concentración mínima de emisiones de NO_x (en mg/Nm³) en la que el motor puede trabajar sin presentar fallos de encendido (ciclos sin combustión). Es un parámetro clave a la hora de evaluar la estabilidad del motor y el margen de mejora disponible a la hora de cumplir con la legislación ambiental en materia de emisiones, puesto que cuanto a menores emisiones se encuentre el margen a apagado, a menor nivel de emisiones se pueden liberar los balances del motor. Estos ciclos con fallos de encendido se detectarán a través de los transductores de presión en cámara y se visualizarán en el *Indimaster* (ver ejemplo en Figura 67). Se tomará como punto de límite a apagado el punto de operación anterior a aquel en el cual se detecte el ciclo sin combustión.

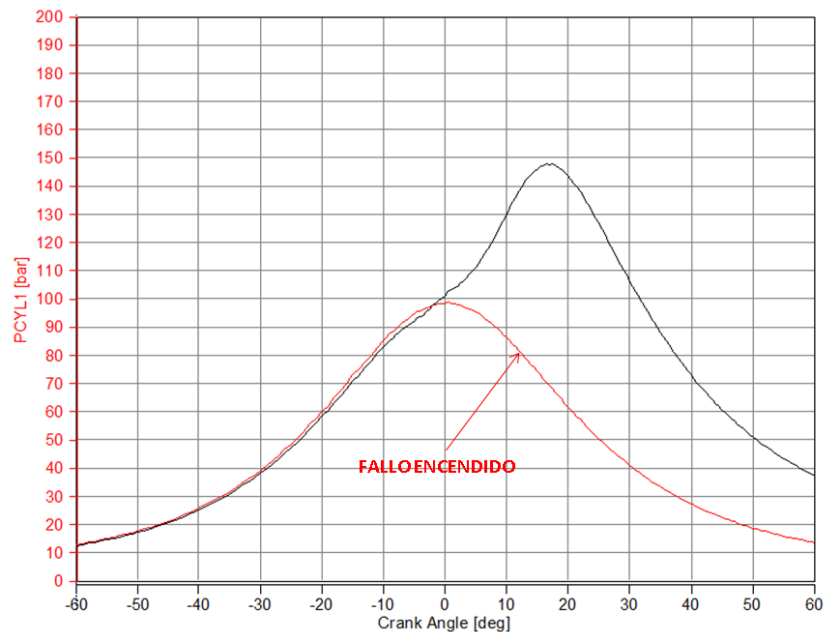


Figura 67. Detección de fallo de encendido a través de los transductores de presión de la cámara de combustión.

- Margen/límite a detonación: se considerará el valor límite a detonación, o margen a detonación, a la concentración máxima de emisiones de NO_x (en mg/Nm³) en la que el motor puede trabajar sin presentar ciclos de detonación. Es un parámetro clave a la hora de estudiar la durabilidad del motor, puesto que los eventos de detonación afectan mecánicamente a diversos componentes del motor (pistón, biela, etc.) y a la disponibilidad del motor. Si la unidad de control de detonación del equipo detecta niveles de detonación elevados detiene el motor. Estos eventos de detonación se detectarán con los transductores de presión en cámara y se visualizarán en el *Indimaster* (ver ejemplo en Figura 68). Se tomará como punto de límite de detonación el punto operativo anterior a aquel en el cual se detecta el primer evento de detonación.

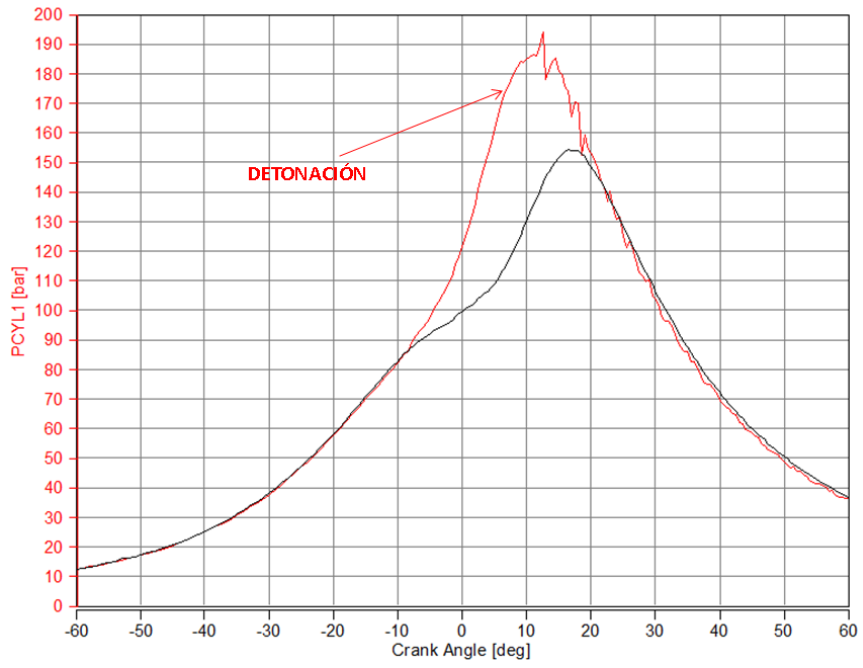


Figura 68. Detección de evento de detonación a través de los transductores de presión de la cámara de combustión.

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Introducción

En el presente capítulo se exponen y discuten los resultados obtenidos durante los distintos ensayos que componen la presente investigación, siguiendo la metodología descrita en el capítulo anterior. Todos los resultados se muestran en modo “mapa de motor”, que consiste en la representación gráfica de las variables descritas en el apartado 3.4.3. Las condiciones de combustión van desde mezclas pobres (altos *AFR*, bajas emisiones de NO_x) hasta mezclas ricas (bajos *AFR*, altas emisiones de NO_x , con un límite máximo de 3000 mg/Nm^3), utilizando el “apagado de motor” como límite máximo de mezcla pobre y los “eventos de detonación” como límite máximo de mezcla rica. La representación de las variables se realiza en función de los $\text{mg NO}_x/\text{Nm}^3$ emitidos, práctica habitual a nivel industrial ya que ofrece al usuario información directa acerca las emisiones de NO_x que están asociadas a las características de su motor.

De entre las variables descritas en el apartado 3.4.3, el rendimiento volumétrico sólo se muestra en el caso de la optimización de la culata y de los ciclos de combustión, donde la eficiencia de la renovación de carga es un parámetro fundamental para decantarse en la elección de un componente u otro. Las curvas que se presentan son las obtenidas tras realizar un ensayo para la selección de los parámetros de turbo y el avance de encendido óptimos para cada configuración y tipo de biogás. Estos dos parámetros deben ser modificados cuando se cambia de combustible y/o de configuración, con el objetivo de buscar el punto de funcionamiento óptimo del motor. La condición a cumplir en todos los ensayos es que el motor ofrezca 175 kW de potencia (equivalente a 2 MW en el multicilindro) sean cuales sean el gas alimentado y la configuración seleccionada.

Todos los resultados representados son medias aritméticas, con barras de error de desviación estándar, de cuatro medidas de 30 segundos, tomadas en el mismo punto de funcionamiento estacionario y dejando entre ellas 60 segundos, lo que equivale a un tiempo total de muestreo de 5 minutos. Durante ese tiempo el sistema *PUMA Open* adquiere los valores de cada sonda y cada equipo periférico en función de la frecuencia fijada en los respectivos *softwares*. El resultado que proporciona es un valor medio de todos los valores registrados en ese intervalo de tiempo. Los resultados se grafican y se presentan a continuación en el orden en que se realizó la experimentación. Debido a cuestiones de confidencialidad impuestas por *Siemens*, no es posible mostrar valores absolutos de los resultados obtenidos y exclusivamente se representarán los valores en porcentaje respecto a unos datos de referencia que, en este caso, son los datos del motor *SGE-86EM* multicilindro trabajando con gas natural a un nivel de emisiones fijado en $500 \text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$.

4.2. Ensayos preliminares

4.2.1. Ensayo 0. Configuración inicial

El primer ensayo trata de estudiar el comportamiento del motor de gas natural que ya está en el mercado cuando se le inyecta biogás. Con este ensayo se pretende establecer el punto de partida para los desarrollos y optimizaciones posteriores. Para ello se comparan los resultados obtenidos con biogás de vertedero (CO₂ 50 % vol.) y de planta (CO₂ 35 % vol.) con los de gas natural. Los objetivos de rendimiento y de los límites a apagado y detonación que se pretenden conseguir se muestran en la Tabla 25. En lo que se refiere al rendimiento térmico, se estableció el valor del 97 %, definido a partir del estudio de mercado y los valores de rendimiento presentados por la competencia, y la mentalidad y ambición integrada en *Siemens* de disponer de un producto *Best in class*. Para los límites de detonación y de apagado se establecieron unos valores superiores o iguales a 2000 mg NO_x/Nm³ e inferiores o iguales a 250 mg NO_x/Nm³, respectivamente. El límite a apagado se estableció en función de las futuras restricciones medioambientales, mientras que el límite a detonación fue seleccionado para tener un margen suficiente a pesar de que haya variaciones en la calidad del gas de entrada.

Tabla 25. Objetivos de rendimiento y límites a apagado y detonación para biogás de diferentes porcentajes de CO₂ en la configuración estándar del SGE-86EM.

Gas	Rendimiento a 500 mg NO _x /Nm ³ (%)	Apagado (mg NO _x /Nm ³)	Detonación (mg NO _x /Nm ³)
Biogás 35 % CO ₂	97	≤ 250	≥ 2000
Biogás 50 % CO ₂	97	≤ 250	≥ 2000

En la Tabla 26 se presentan los avances de encendido óptimos encontrados para cada uno de los combustibles gaseosos estudiados y los límites a apagado y detonación conseguidos tras la optimización de esos avances de encendido para los tres tipos de gas en la configuración estándar del motor *SGE-86EM*. En primer lugar, se puede observar que es necesario un avance de encendido diferente cuando se introduce biogás en el motor con respecto al trabajo con gas natural (en este caso, 2° de giro de cigüeñal), lo cual constituye una práctica habitual en la operación de motores de gas natural que utilizan biogás como combustible. Esto se debe a la menor velocidad de llama de la combustión del biogás, propiciada por una menor temperatura de llama que a su vez es consecuencia del calor disipado por los constituyentes inertes presentes en el biogás, principalmente el CO₂ [95,96,98].

Tabla 26. Avances de encendido (AE) y límites a apagado y detonación obtenidos para gas natural y biogás de diferentes porcentajes de CO₂ en la configuración estándar del SGE-86EM.

Gas	AE (°)	Apagado (mg NO _x /Nm ³)	Detonación (mg NO _x /Nm ³)
Gas natural	18	109	1867
Biogás 35 % CO ₂	20	173	1988
Biogás 50 % CO ₂	20	207	1970

Los resultados de la Tabla 26 muestran que en la zona de combustión pobre los tres combustibles pueden alcanzar puntos operativos por debajo de $250 \text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$ sin eventos de apagado, lo cual hace que se cumplan los objetivos de trabajo en este caso. Sin embargo, se aprecia que el biogás tiende a sufrir apagados a concentraciones mayores que el gas natural y con una tendencia en aumento a medida que aumenta la concentración de CO_2 . En la zona de detonación, el gas natural detona antes que las mezclas de biogás, es decir, en puntos operativos ligeramente menos ricos en combustible a pesar de tener un encendido más tardío que el de los biogases. Este fenómeno está ampliamente contrastado en la literatura especializada y viene derivado de la mayor temperatura de inflamabilidad y las menores velocidades de llama y combustión que presenta el biogás en comparación con el gas natural [91,94,95,97]. A pesar de que ninguno de los combustibles llega al objetivo del margen a detonación presentado en la Tabla 25 ($\geq 2000 \text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$), estos valores son muy cercanos y se consideran suficientes, especialmente en el caso del biogás.

En la Figura 69 se representa la relación entre el *AFR* y las emisiones de NO_x en función del combustible que se utiliza en el motor. Como se ha comentado anteriormente no se ofrecen los valores absolutos del *AFR* sino un porcentaje con respecto a un valor de referencia indicado como 100 %, que corresponde al motor *SCE* monocilindro trabajando con gas natural a un nivel de emisiones de $500 \text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$. Como los resultados presentados en esta tesis doctoral son todos obtenidos con el motor *SCE*, se puede observar que los resultados del gas natural no coinciden con el 100 %, debido a que no se puede replicar con total exactitud la configuración del *MCE* en el *SCE*.

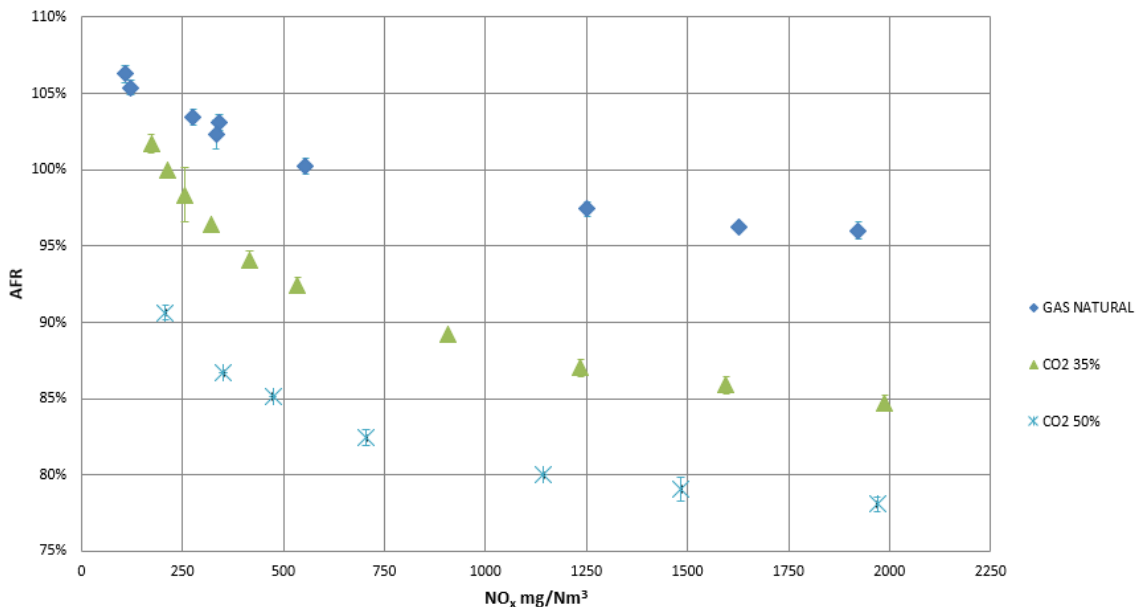


Figura 69. *AFR* en función de NO_x en escape para diferentes porcentajes de CO_2 y precámara activa.

La Figura 69 evidencia que al introducir CO_2 en el motor se debe reducir la relación aire/combustible, es decir, la mezcla de la cámara de combustión debe enriquecerse en

combustible para mantener la potencia en todo el rango de condiciones de combustión [54]. Enriquecer la mezcla o, lo que es lo mismo, disminuir el *AFR*, es una de las opciones que existen para intentar contrarrestar la disminución de la velocidad de llama que sucede cuando se introduce CH_4 mezclado en CO_2 en un motor de gas natural [38,56]. La disminución de la velocidad de llama, que como se ha mencionado anteriormente es consecuencia de la disminución de la temperatura de llama ocasionada por la presencia de sustancias inertes en la mezcla combustible, también ha sido constatada en la combustión de gas natural de bajo PCI, en el que hay concentraciones significativas de N_2 , sustancia inerte que juega un papel similar al del CO_2 en el biogás [107].

La Figura 70 muestra las curvas de rendimiento térmico del motor con los tres combustibles. Como se puede observar, para un mismo valor de emisión de NO_x siempre se pierde rendimiento térmico en cuanto se inyecta CO_2 en el motor. Cuanto mayor es el porcentaje de CO_2 que se inyecta mayor es la pérdida de rendimiento. Concretamente, con respecto a trabajar con gas natural a $500 \text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$ de nivel de emisiones, el rendimiento se penaliza en casi dos puntos de porcentaje con 35 % en volumen CO_2 en el biogás (97,2 %) y en cuatro puntos de porcentaje para 50 % en volumen de CO_2 en el biogás (95 %). Esto hace que en las condiciones del motor *SCE* se cumplan los objetivos de rendimiento térmico con el biogás de planta, pero no suceda lo mismo para el biogás de vertedero (ver Tabla 25).

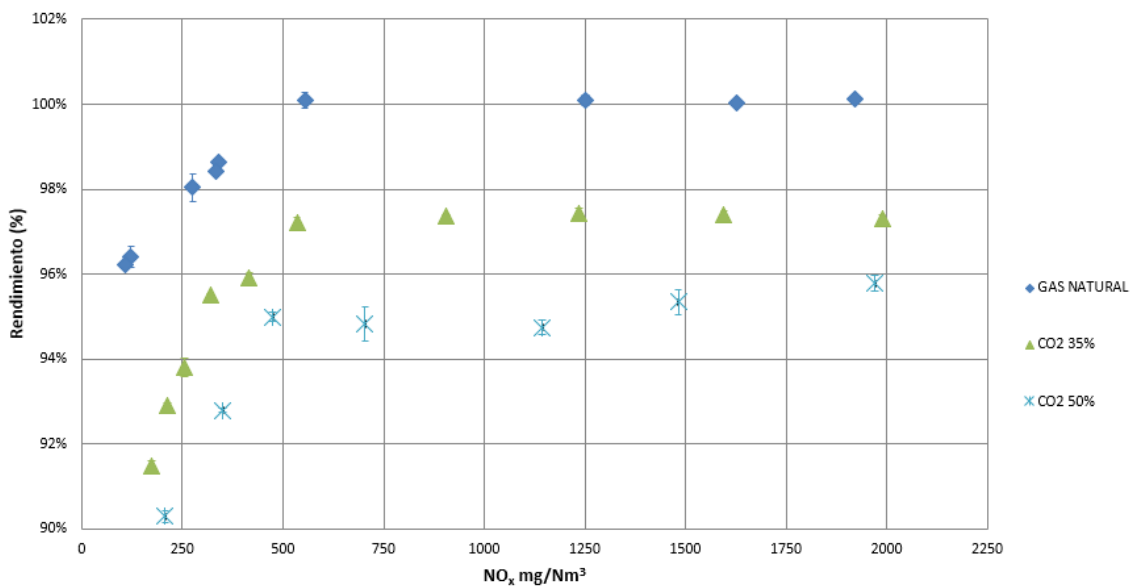


Figura 70. Rendimiento térmico en función de NO_x en escape para diferentes porcentajes de CO_2 y precámara activa.

La pérdida de rendimiento en los motores de biogás con respecto al mismo tipo de motores trabajando con gas natural es un resultado esperado y así lo han corroborado también otros investigadores anteriormente [56,94]. El problema radica, básicamente, en que al disminuir el PCI del gas el caudal requerido por el motor para mantener la potencia es mayor, por lo que la cantidad de CO_2 en la cámara principal y en la precámara es demasiado alto y se presentan

problemas de generación y propagación de llama en el interior de la misma. Esto se puede compensar con el avance de encendido, que permite disponer de más tiempo para la combustión de la mezcla y por tanto permite mejorar el rendimiento, pero también sitúa las condiciones mucho más cerca de la detonación. En este caso, en el que el margen a detonación para los dos biogases a duras penas alcanza los 2000 mg NO_x/Nm³ (ver Tabla 26), no se podría aumentar el avance de encendido para alcanzar más rendimiento. En la Figura 70 también se puede ver que para un nivel de emisiones de óxidos de nitrógeno de 250 mg/Nm³ la pérdida de rendimiento para ambos biogases es mucho mayor con respecto al del gas natural, lo que significa que trabajando a 250 mg NO_x/Nm³ el biogás está cerca de empezar a sufrir eventos de apagado, por lo que es probable que su combustión no sea muy eficiente, penalizando de manera importante su rendimiento.

En la Figura 71 se presentan los valores de la presión máxima en la cámara de combustión para los tres tipos de gas diferentes, donde se observa una disminución de la presión máxima a medida que aumenta el CO₂ en el gas, al igual que ocurría con el rendimiento. Éste es un resultado observado también previamente por otros autores, y se atribuye a la disminución de la velocidad de la combustión provocada por la presencia del CO₂ [108]. De nuevo, se podría plantear aumentar el avance de encendido para desarrollar una combustión completa y eficiente, pero esto significa reducir el margen a detonación y apagado, como se ha comentado anteriormente, y además puede generar problemas de regeneración de la carga de la precámara.

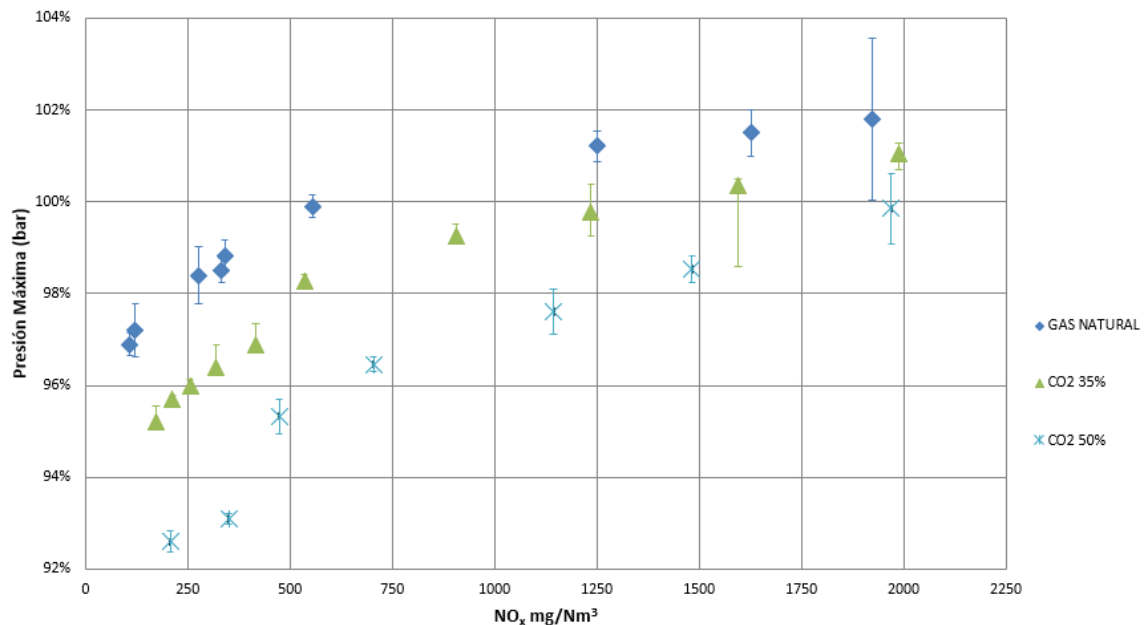


Figura 71. Presión máxima en función de NO_x en escape para diferentes porcentajes de CO₂ y precámara activa.

La Figura 72 muestra la covarianza de la presión máxima, la cual, como se ha comentado con anterioridad en el apartado 3.4.3, se utiliza como indicativo de la estabilidad de la combustión.

Se puede observar que esta covarianza es mucho más elevada para los ensayos de combustión de biogás, lo que indica que la combustión es mucho más inestable en cuanto se introduce CO_2 en el motor. También se puede observar cómo la dispersión de los datos también es mayor cuando aumenta el porcentaje de CO_2 en el gas. Similares resultados fueron obtenidos por Porpatham y col. en un trabajo sobre combustión de diferentes mezclas de CH_4 y CO_2 [94]. Ellos concluyeron que la disminución de la velocidad de llama y del límite inferior de inflamabilidad de la mezcla cuando aumenta la concentración de CO_2 en el gas es la responsable de una menor estabilidad en la presión de la cámara, aumentando por tanto la covarianza de este valor.

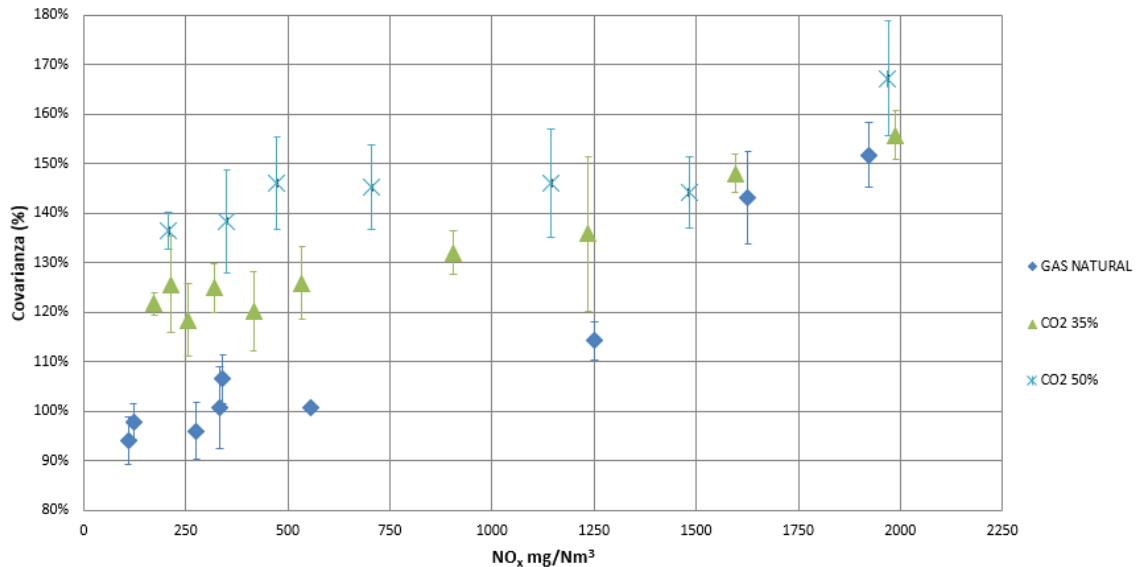


Figura 72. Covarianza de la presión máxima en función de NO_x en escape para diferentes porcentajes de CO_2 y precámara activa.

Finalmente, en cuanto al nivel de concentración de hidrocarburos totales en los gases de escape, de la Figura 73 se puede deducir que trabajando con mezclas muy pobres (niveles bajos de NO_x en escape) el nivel de hidrocarburos inquemados en escape es apreciablemente más elevado que en los puntos de operación de mezclas más ricas. Este fenómeno también ha sido evidenciado previamente en la literatura y se atribuye a la combustión incompleta que sucede cuando hay muy poca cantidad de combustible en la mezcla, debido al enfriamiento de la llama en las paredes de la cámara de combustión [91,94,109]. Por otro lado, se puede apreciar que se logra operar con un nivel de emisiones de THC inferior cuando se incrementa el porcentaje de CO_2 en el gas combustible para todos los puntos operativos. En referencia a esta cuestión existe cierta falta de acuerdo en la literatura, ya que existen investigaciones en las que se apuntan mayores emisiones de THC con la presencia de CO_2 en la cámara [38,91], mientras que en otros trabajos se han obtenido valores de emisión de THC menores cuando se utiliza el biogás como combustible en comparación con gas natural, al igual que ocurre en esta tesis doctoral [97]. En este sentido, cabe mencionar que la emisión de THC , además de la presencia de CO_2 en el combustible, depende de otros muchos factores de diseño y operación del motor (cruce de válvulas, renovación de carga, etc.), por lo que es posible encontrar resultados en la bibliografía

aparentemente contradictorios, tal y como se ha evidenciado en este caso. Probablemente, en este caso, sea debido al ajuste de contrapresión que se ha llevado a cabo en el SCE.

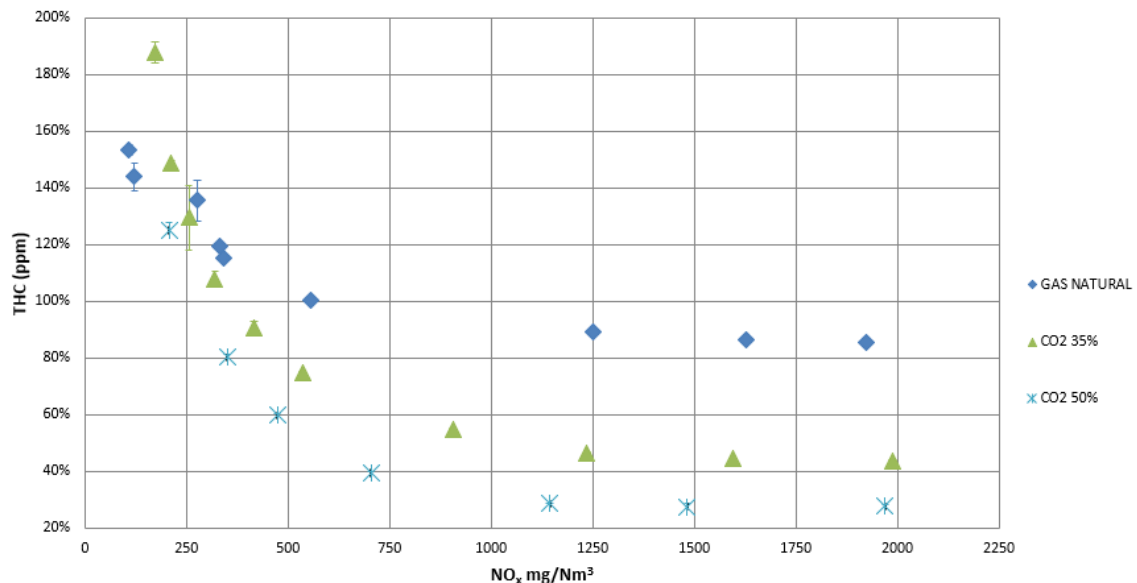


Figura 73. Hidrocarburos totales en escape en función de NO_x en escape para diferentes porcentajes de CO₂ y precámara activa.

Como conclusión general de este ensayo preliminar se puede decir que, tal y como era previsible, las prestaciones del motor cambian y en líneas generales empeoran a medida que el porcentaje de CO₂ en el biogás aumenta. Consecuentemente, se ha demostrado que trabajando con biogás de planta (35 % vol. CO₂) se cumplen los objetivos establecidos de rendimiento y márgenes a detonación y apagado, mientras que para el gas de vertedero (50 % vol. CO₂) no se alcanzan los objetivos de la tesis doctoral. En este último caso sería necesario el rediseño y desarrollo de componentes fundamentales que intervienen en el proceso de combustión.

4.2.2. Ensayo 1. Configuración inicial sin inyección en la precámara

A la vista del análisis económico que se presenta en secciones previas de esta tesis doctoral, queda claro que diseñar un motor de biogás con precámara pasiva merece una consideración. Además, la experiencia adquirida en años de desarrollo de motores y de la aplicación a biogás indica que, pese a que los resultados iniciales en la configuración de precámara pasiva puedan ser peores en términos de rendimiento y funcionamiento de motor, todas las mejoras que se desarrollen en este tipo de concepto de motor serán más ventajosas tanto desde el punto de vista económico (operación, mantenimiento, etc.) como de robustez, puesto que la sencillez de la tecnología del producto es importante respecto al concepto de precámara inyectada. En consecuencia, una vez comparadas las mezclas de biogás y el gas natural en el diseño de motor SGE-86EM (versión monocilindro), se decidió probar las prestaciones del biogás trabajando con precámara pasiva. Esta decisión estuvo basada también en el estudio de la experiencia previa de los competidores en el desarrollo de motores de biogás de precámara inyectada.

Constructivamente, una cámara de precombustión activa puede convertirse en pasiva eliminando el conducto de alimentación de combustible de la camisa de bujía de la precámara (canal de gas (3) en Figura 27). Así, a partir de la configuración del motor *SGE-86EM*, el único cambio mecánico necesario es sustituir la camisa de bujía por una que tenga el paso de gas de la válvula de inyección taponado para evitar la inyección de gas a la precámara o la fuga de gas en sentido contrario, esto es, desde la precámara al rail de precámara a través del agujero. De esta manera, la precámara se alimenta con la carga que entra en la cámara de combustión principal a través de las válvulas de admisión durante la carrera de admisión. Con esta configuración, se midieron las variables de estudio con el objetivo de ver cómo de lejos estaban los resultados de los objetivos iniciales planteados en la tesis doctoral y de este modo obtener un punto de partida para el desarrollo del diseño de motor para biogás con precámara pasiva.

Como se ha realizado previamente, se comienza la discusión presentando los objetivos de rendimiento y márgenes a detonación y apagado que se pretenden conseguir en este caso. La información se recoge en la Tabla 27, donde se puede observar que el objetivo de rendimiento térmico en este caso es del 93 % con respecto al valor de referencia. Al igual que en el punto 4.2.1 este valor surge de una combinación entre el estudio de mercado y valores de rendimiento presentados por la competencia, y el objetivo fijado por *Siemens* en todos sus desarrollos de obtener un producto *Best in class*. En la Tabla 27 aparecen también los objetivos de referencia establecidos para los límites de detonación (superiores o iguales a 2000 mg NO_x/Nm³) y de apagado (inferiores o iguales a 250 mg NO_x/Nm³). En estos objetivos se asume que la configuración de precámara pasiva, en la que no existe una mezcla inyectada *ad hoc* en la precámara, va a generar una combustión menos eficiente que en el caso de la precámara inyectada, en la que las antorchas de la precámara penetran con mucha energía en la cámara de combustión. En lo que se refiere a los márgenes a detonación y apagado, se mantienen los mismos valores que en el punto experimental anterior.

Tabla 27. Objetivos de rendimiento y límites a apagado y detonación para biogás de diferentes porcentajes de CO₂ en la configuración con precámara pasiva.

Gas	Rendimiento a 500 mg NO _x /Nm ³ (%)	Apagado (mg NO _x /Nm ³)	Detonación (mg NO _x /Nm ³)
Biogás 35 % CO ₂	93	≤ 250	≥ 2000
Biogás 50 % CO ₂	93	≤ 250	≥ 2000

En la Tabla 28 se presentan los avances de encendido y los límites a apagado y detonación para cada uno de los 3 casos que se estudian. Se puede observar que se mantiene el avance de encendido para la combustión de gas natural con respecto a la configuración anterior, mientras que los avances de encendido para los biogases aumentan 2° de giro de cigüeñal entre precámara inyectada y precámara pasiva, con la intención de compensar la pérdida de energía de encendido que supone la ausencia de inyección en la precámara, la cual puede ser más crítica cuando se trabaja con biogás.

Tabla 28. Avances de encendido (AE) y límites a apagado y detonación obtenidos para gas natural y biogás de diferentes porcentajes de CO₂ con precámara pasiva.

Gas	AE (°)	Apagado (mg NO _x /Nm ³)	Detonación (mg NO _x /Nm ³)
Gas natural	18	253	1922
Biogás 35 % CO ₂	22	553	2683
Biogás 50 % CO ₂	22	869	>3000

En lo que se refiere a los márgenes a detonación, de nuevo se consiguen unos valores aceptables en comparación con los objetivos de la Tabla 27, llegando a ser significativamente superiores a 2000 mg NO_x/Nm³ con ambos biogases. No es éste el caso del margen a apagado, en el que se puede observar que ninguno de los combustibles cumple con el objetivo de 250 mg NO_x/Nm³, si bien el gas natural está prácticamente en estos valores. Es más, ninguna de las dos mezclas de biogás llega al punto operativo de 500 mg NO_x/Nm³, lo cual evidencia la importancia de la inyección para gases combustibles que contienen sustancias inertes en la región de las mezclas más pobres [56]. Una opción para generar unas llamas más energéticas podría haber sido encender la mezcla más tarde, ya que de esta manera aumenta la diferencia de presión entre la cámara y la precámara; pero también genera menor rendimiento, por lo que podría suponer alejarse mucho de los objetivos de rendimiento en este caso [81].

Las relaciones entre el AFR y las emisiones de NO_x para la configuración de precámara pasiva se presentan en la Figura 74. En ella se puede ver que para mantener la potencia en un punto operativo determinado se necesitan relaciones aire/combustible más bajas en el caso de trabajar con biogás en comparación con gas natural, al igual que ocurría con la precámara inyectada (Ensayo 0). En otras palabras, se debe introducir más cantidad de gas, la mezcla debe ser más rica, a medida que aumenta la proporción de CO₂ en el combustible. Además, si se compara la Figura 74 con la Figura 69 se puede observar que en ausencia de inyección el AFR debe ser aún menor, para dotar a la mezcla de mayor inflamabilidad y promover la generación de la llama en el interior de la precámara que pueda propagarse por toda la cámara de combustión con energía suficiente. Esta necesidad de trabajar con *lambdas* más bajas permite menores exigencias en cuanto a presión en el colector de admisión, al rebajarse el caudal de mezcla necesario, lo que reduce las exigencias del sistema turbocompresor y por tanto es una ventaja más de la precámara pasiva en lo que se refiere a la menor complejidad mecánica y, por tanto, al menor coste del turbocompresor [87].

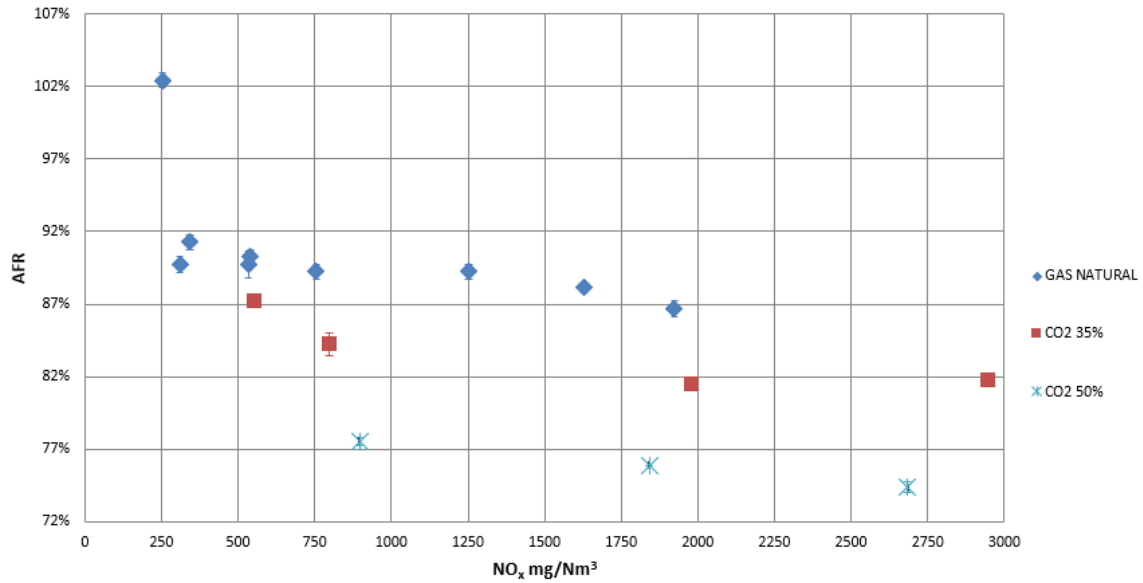


Figura 74. AFR en función de NO_x en escape para diferentes porcentajes de CO₂ y precámara pasiva.

La Figura 75 muestra el rendimiento térmico del motor. En el primer punto operativo que se puede comparar, alrededor de los 750 mg NO_x/Nm³, se observa una caída de rendimiento hasta aproximadamente el 90 % y el 85 % respecto a la referencia para el biogás de 35 % en volumen de CO₂ y el biogás con 50 % en volumen de CO₂, respectivamente. Sin embargo, con precámara inyectada el rendimiento sólo bajaba hasta el 97 % para gas de planta y hasta un 95 % para gas de vertedero (ver Figura 70, a 500 mg NO_x/Nm³). No sólo eso, sino que estos rendimientos se han obtenido en un punto operativo fuera de los límites de emisión de la mayoría de legislaciones ambientales debido a que no se llega al valor de referencia de 500 mg NO_x/Nm³ por problemas de apagado del biogás. Este resultado evidencia que no se puede comercializar un motor de biogás con la configuración actual y precámara pasiva.

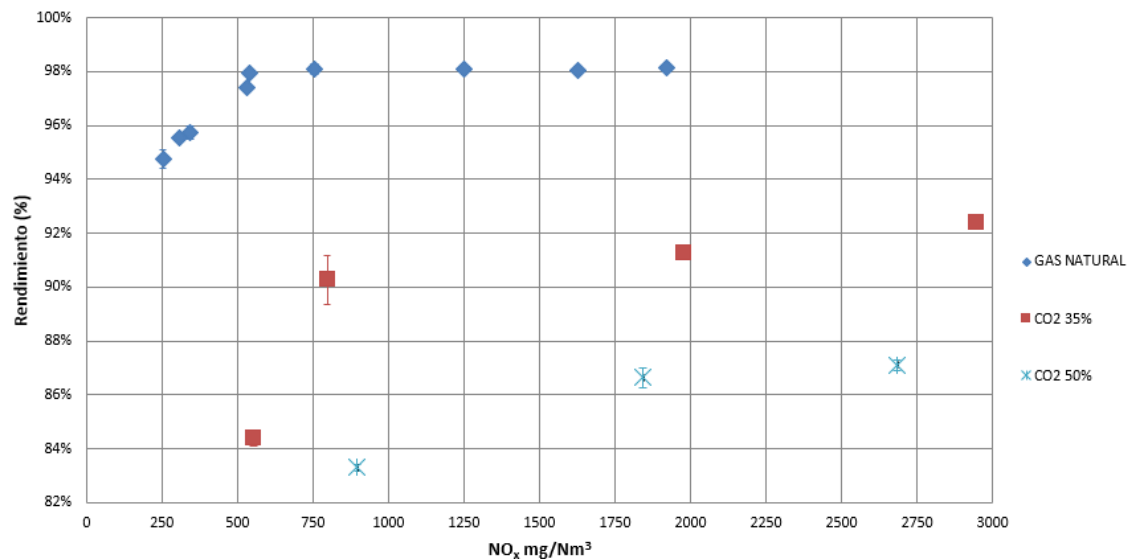


Figura 75. Rendimiento térmico en función de NO_x en escape para diferentes porcentajes de CO₂ y precámara pasiva.

Esta pérdida de rendimiento era un resultado esperado teniendo en cuenta el menor contenido energético producido en la precámara en condiciones de no inyección, que provoca la escasa penetración de las llamas en la cámara de combustión. Esto ha sido constatado también por otros autores [87].

La presión máxima obtenida en la cámara de combustión se representa en la Figura 76. Los resultados están directamente relacionados con los obtenidos para el rendimiento térmico. La caída de rendimiento al emplear biogás se debe a la menor presión alcanzada en el cilindro, derivada de la falta de energía en la cámara de combustión, ocasionada a su vez por la escasa capacidad de las llamas para penetrar en la cámara principal [87]. De nuevo, en comparación con la precámara inyectada (Figura 71), se obtienen valores de presión máxima menores para los tres combustibles, en otras palabras, no parece que las condiciones impuestas por la precámara pasiva provoquen una combustión ineficiente de la mezcla.

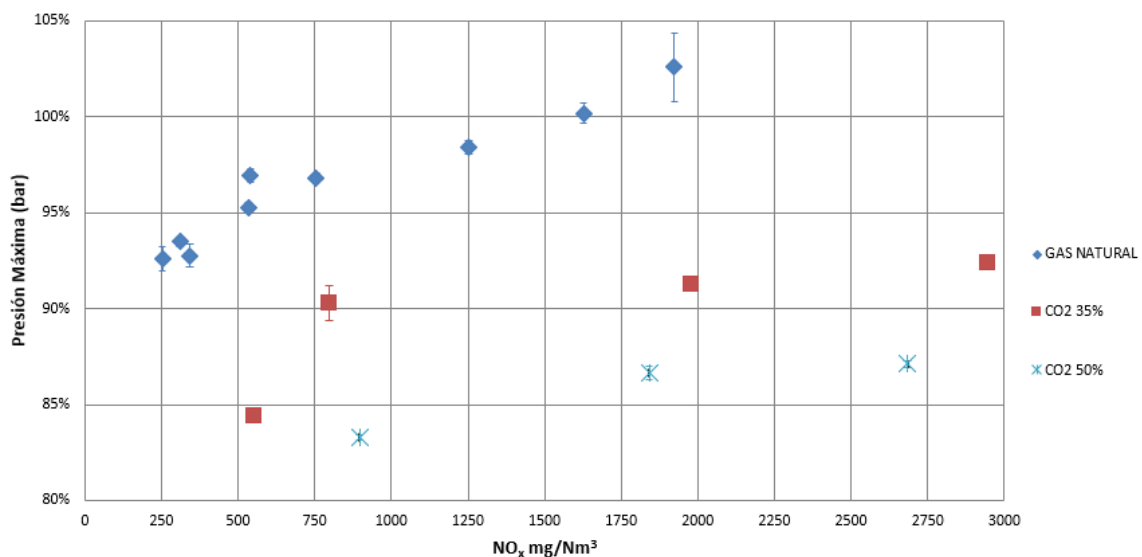


Figura 76. Presión máxima en función de NO_x en escape para diferentes porcentajes de CO₂ y precámara pasiva.

En lo que se refiere a la estabilidad de la combustión, analizada a través de la covarianza de la presión máxima representada en la Figura 77, de nuevo se observa mayor inestabilidad de la combustión y del funcionamiento del motor cuando se trabaja con biogás. No sólo por el aumento del valor de la covarianza en comparación con el obtenido para gas natural, si no también debido a la mayor dispersión de los datos en esos puntos. Esto indica la oscilación constante del motor y la dificultad de encontrar estados estacionarios de funcionamiento. Con respecto a los resultados obtenidos con la precámara inyectada, cabe resaltar que si se comparan las Figuras 77 y 72 se puede apreciar que el gas natural presenta diferencias importantes en los valores de la covarianza en casi todo el rango de puntos operativos. Por lo tanto, en principio, se podría decir que el cambio de precámara inyectada a precámara pasiva repercute de manera importante en la estabilidad de la combustión del gas natural, penalizándola. El aumento de la inestabilidad de la combustión de los biogases con este cambio

de configuración es también evidente, especialmente en los puntos operativos de mezclas más pobres (alrededor de 750 mg NO_x/Nm³).

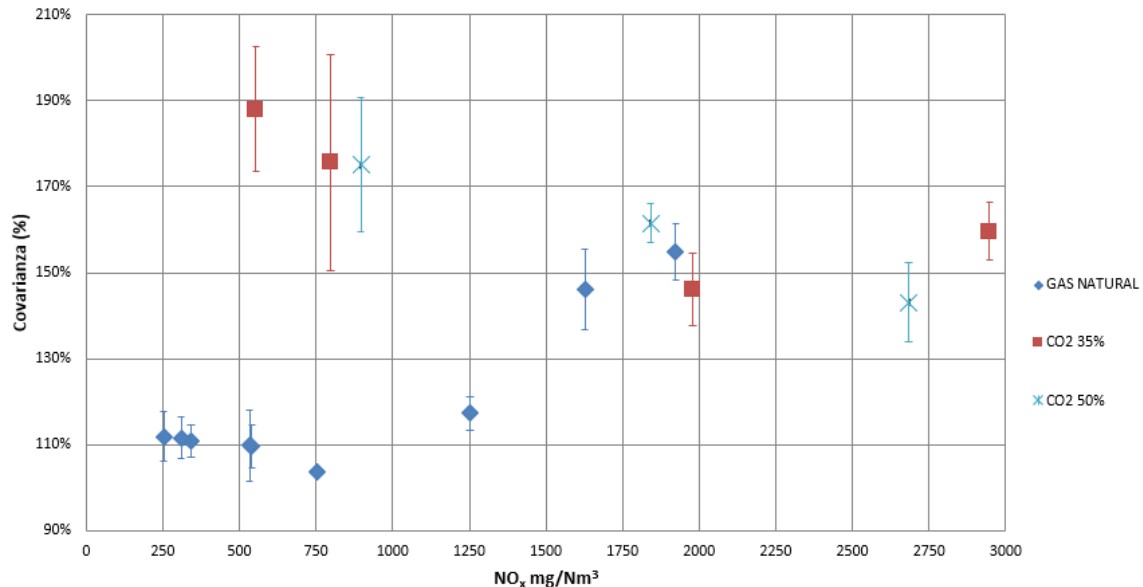


Figura 77. Covarianza de la presión máxima en función de NO_x en escape para diferentes porcentajes de CO₂ y precámara pasiva.

Finalmente, observando el nivel de concentración de hidrocarburos en los gases de escape que se muestra en la Figura 78, se puede observar una tendencia diferente a la que se apreció en la configuración de precámara inyectada (Figura 73). En esta ocasión, con precámara pasiva, se advierten unos niveles de concentración de *THC* mayores en los gases de escape cuando se quema biogás en comparación con gas natural, cuando en la Figura 73 se observaba lo contrario. Parece que la combustión de biogás que se consigue con la precámara pasiva es incompleta y hace que los inquemados aumenten de manera considerable con respecto al gas natural. En el caso del gas natural, si bien no consigue una combustión tan efectiva como con la precámara inyectada, sigue presentando unos valores de emisión aceptables.

Además del cambio de tendencia, también se aprecian valores de *THC* mayores en el caso de la precámara pasiva en comparación con la precámara inyectada (Figura 73 vs Figura 78). Esto se debe a que la combustión es menos energética y eficaz, lo que hace que no se queme una parte del gas introducido en la cámara de combustión, lo que presenta una relación directa con la pérdida de rendimiento y la reducción de la presión máxima en la cámara de combustión [110]. Además, debido a una mala renovación de la precámara, las antorchas pueden ser más débiles, generando una combustión más lenta y un aumento de los niveles de *THC*. En el sistema de precámara inyectada, parte de los gases de combustión dentro de la precámara se evacúan durante la carrera de escape. El resto se evacúan después de la inyección de combustible en la precámara, durante la carrera de admisión, debido a que la inyección se produce a mayor presión que la que existe en ese momento en la precámara. Esta última etapa no existe con los

ajustes de la precámara sin inyección, lo que dificulta de manera importante la renovación de la carga en el interior de la misma [111].

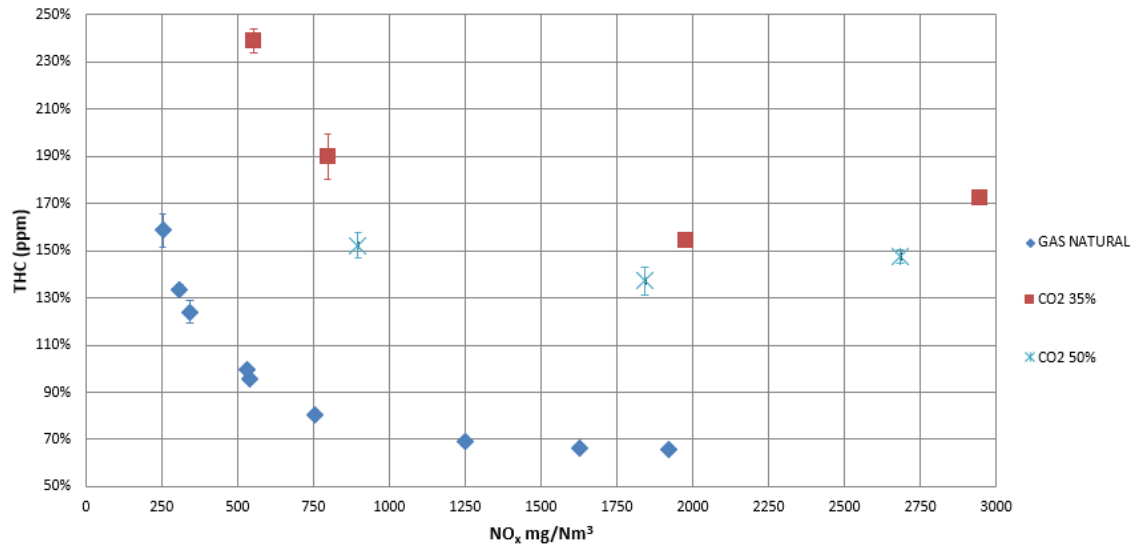


Figura 78. Hidrocarburos totales en escape en función de NO_x en escape para diferentes porcentajes de CO₂ y precámara pasiva.

A la vista de las Figuras 74-78, se puede concluir que se corroboran los efectos esperados desde el punto de vista teórico. La configuración de motor *SGE-86EM* con precámara pasiva está lejos de conseguir unas prestaciones razonables a la hora de trabajar con biogás. Debido a las características físico-químicas de este combustible, no se consigue establecer unas condiciones óptimas para la combustión en el motor y se pierde rendimiento de manera considerable. De hecho, no se consigue trabajar de manera estable a un nivel de emisiones de óxidos de nitrógeno de 500 mg/Nm³ ni para gas de vertedero ni para el de planta, lo que hace inviable esta configuración para el trabajo con cualquier tipo de biogás. Además, los niveles de hidrocarburos totales en escape se disparan debido a la mala combustión en el interior del cilindro. Los márgenes a detonación son mucho más grandes con la precámara pasiva, lo que daría margen para aumentar el avance de encendido para intentar subir el rendimiento y comparar un punto operativo con los mismos márgenes de detonación. El problema radica en que el límite a apagado aparece a un nivel de emisiones de NO_x tan alto que un aumento del avance de encendido no permitiría trabajar dentro de unos márgenes de emisiones aceptables para cumplir con los objetivos del proyecto. Es necesario rediseñar el concepto de precámara pasiva, enfocándolo, básicamente, a aumentar la velocidad de la llama y mejorar el margen de apagado.

4.3. Ensayo 2. Cambio de componentes de motor para mejorar las prestaciones de la precámara pasiva

Como se esperaba, y han constatado los resultados de los ensayos preliminares, el funcionamiento del motor *SGE-86EM* con biogás penaliza las prestaciones del motor de manera considerable. Además, la opción precámara pasiva empeora la estabilidad de la combustión, sobre todo a bajas emisiones, y es ahí donde se deben enfocar las distintas innovaciones en el diseño. En esta sección se presentan los resultados obtenidos a través de diferentes modificaciones que se realizan en los parámetros fundamentales de diseño de los componentes del motor. Estas modificaciones están basadas en la experiencia de *Siemens* en el desarrollo de motores de biogás y en el estudio bibliográfico previo [72].

En este ensayo se va a utilizar la Configuración 2 (ver Tabla 19), empleando la precámara *PPA*, que es una precámara pasiva similar a la utilizada hasta ahora (*Siemens OPC*) pero de un volumen un 20 % menor. Con esta reducción de volumen se pretende favorecer la renovación de la carga en el interior de la precámara. Por cuestiones termodinámicas, debido al hecho de quitar la inyección, este cambio de precámara va acompañado de una modificación en la culata y el pistón. El objetivo de la modificación es incrementar la turbulencia en la cámara de combustión y promover la ignición de la mezcla y la propagación de la llama, con el fin de conseguir una combustión más estable y eficaz que la conseguida con la Configuración 1 (sin inyección de precámara). Concretamente, se cambia el pistón de cara plana por un pistón con *bowl*, se sustituye la bujía por otra con el electrodo más fino (manteniendo el resto de parámetros de diseño) y se utiliza una culata que genera turbulencia extra por la colocación de un deflector en uno de los puertos de admisión.

Como en los casos anteriores, se presentan los resultados en forma de mapas de motor con avances de encendido optimizados para biogás de vertedero y de planta. En este caso, la comparación se realiza entre los dos tipos de biogás trabajando con la Configuración 1 (la del ensayo anterior, sin inyección) y la nueva Configuración 2. Como en los ensayos predecesores, se comienza mostrando en la Tabla 29 la información acerca de los avances de encendido utilizados y los límites a detonación y apagado. Los objetivos a cumplir siguen siendo los indicados en la Tabla 27.

Tabla 29. Avances de encendido (AE) y límites a apagado y detonación obtenidos para biogás de diferentes porcentajes de CO₂ con precámara pasiva y Configuración 2.

Gas	AE (°)	Apagado (mg NO _x /Nm ³)	Detonación (mg NO _x /Nm ³)
Biogás 35 % CO ₂	22	153	2371
Biogás 50 % CO ₂	22	202	>3000

Como se puede observar en la Tabla 29, la modificación de la Configuración 1 (sin inyección) a la Configuración 2 hace que los límites a apagado se extiendan hasta valores claramente menores de 250 mg NO_x/Nm³, aún manteniendo el mismo avance de encendido en las dos

configuraciones. Estos resultados ya proporcionan de entrada una mejora evidente del trabajo del motor, ya que se alcanza el objetivo de límite a apagado. Y, desde luego, se puede trabajar en el punto operativo de 500 mg NO_x/Nm³ con un margen suficiente frente a eventos de apagado con ambos tipos de biogás. Es más, se debe mencionar que los límites a apagado son muy similares a los conseguidos con la precámara inyectada (135-207 mg NO_x/Nm³, ver Tabla 26). En lo que se refiere al límite a detonación, también se consiguen los valores objetivo (≥ 2000 mg NO_x/Nm³), obteniendo mayor margen con el biogás de 50 % de CO₂, como era esperable, y en este caso mejorando claramente las prestaciones de la precámara inyectada, como también cabía suponer.

La relación aire/combustible en función de las emisiones de NO_x se representa en la Figura 79. En este caso, al igual que en el ensayo anterior, se puede observar que el AFR depende tanto de la configuración como del tipo de biogás utilizado, lo cual es completamente lógico. Cuanto más lento es el sistema de combustión (Configuración 1) necesita de una relación aire/combustible menor. Además, se observa que la Configuración 2 mantiene unos valores bajos de *lambda*, lo que puede traducirse, como se ha comentado anteriormente, en una presión de admisión menor, que a su vez permite rebajar las demandas al sistema turbocompresor, lo que revierte positivamente en el precio del producto, abaratándolo.

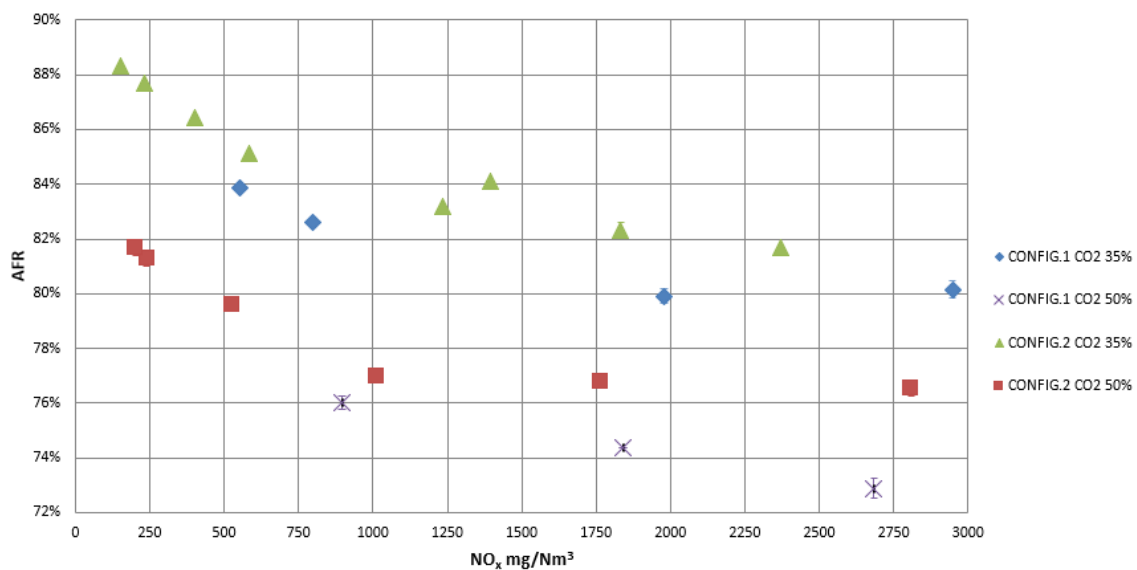


Figura 79. AFR en función de NO_x en escape en configuraciones 1 y 2.

El rendimiento térmico alcanzado con esta nueva configuración se muestra en la Figura 80. Como se puede ver, la recuperación del rendimiento con la Configuración 2 es muy importante, llegando a ser incluso de diez puntos de porcentaje en algunos puntos operativos. Esto significa igualar incluso los rendimientos obtenidos en los ensayos con precámara inyectada y, por tanto, entrar dentro de los objetivos de la tesis doctoral. Concretamente, se puede observar que ambos biogases presentan un rendimiento $> 95\%$ a 500 mg NO_x/Nm³, cuando el objetivo

definido en la Tabla 27 es del 93 %. Además, estos niveles de rendimiento se obtienen para un margen a detonación similar para ambos tipos de biogás.

En esta ocasión es difícil deducir si la mejora del rendimiento se debe a algún componente concreto del motor; ya que, como se ha mencionado anteriormente, entre las configuraciones 1 y 2 hay cambio de precámara, de culata, de pistón y de bujía. Lo más probable es que se deba al efecto combinado de todos ellos. Por un lado, el menor volumen de la precámara *PPA* con respecto a la *Siemens OPC* facilita la renovación de carga y por tanto evita ciclos de combustión ineficiente. Por otro lado, el diseño *bowl* del pistón genera un *squish* en la cámara, que facilita una combustión energética y estable incluso a bajas emisiones. El electrodo más fino de la bujía *SPB* también promueve la generación de llama y la estabilidad de la combustión, y la culata presenta un diseño que aporta la turbulencia necesaria (*swirl*). La influencia de cada uno de estos elementos de motor se estudiará y analizará en secciones posteriores de este documento.

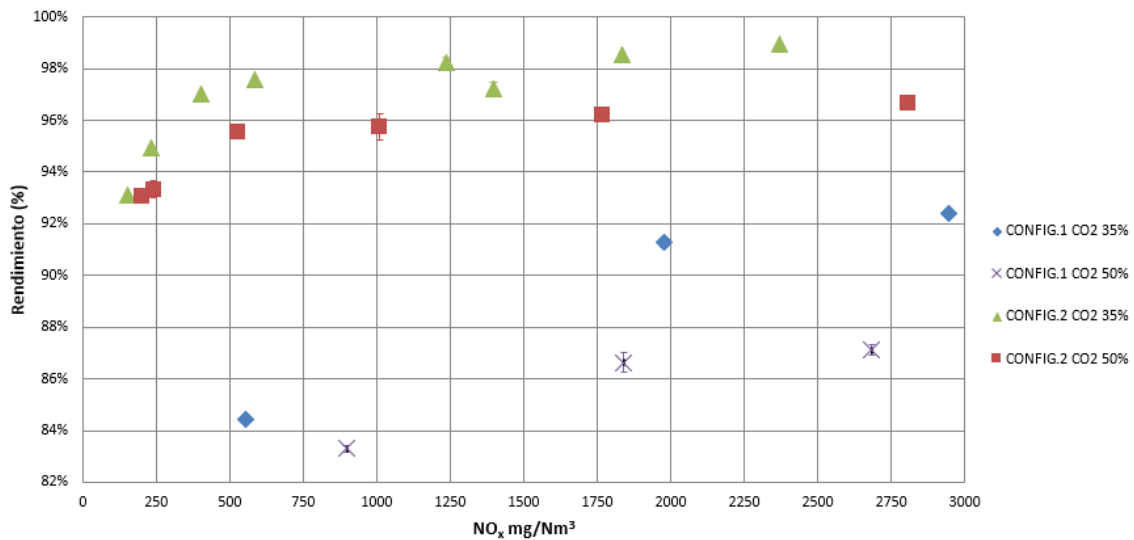


Figura 80. Rendimiento térmico en función de NO_x en escape en configuraciones 1 y 2.

La presión máxima obtenida en la cámara de combustión se muestra en la Figura 81, donde se puede observar que la energía en la cámara se ha incrementado, probablemente debido a la turbulencia introducida por la culata y el pistón nuevos. Este aumento de presión es acorde con la mejora del rendimiento térmico observada en la Figura 80. En la Figura 82 se representa la covarianza de la presión máxima. Para los dos tipos de biogás en la Configuración 2, se puede ver que la covarianza es alta en condiciones de mezcla muy pobres, lo que indica la inestabilidad de la combustión cuando el motor se encuentra cerca de las condiciones de apagado, mientras que en condiciones más ricas este valor es menor y se estabiliza a partir de 1000 mg NO_x/Nm³. Si se comparan ambas configuraciones, se observa que la covarianza de la presión máxima es menor para la Configuración 2, lo que indica que la combustión es mucho más estable tras los cambios introducidos en la nueva configuración. Algunos autores han atribuido esta mayor estabilidad a la combustión más rápida que se consigue cuando aumenta la turbulencia en el cilindro [99].

Comparando estos resultados con los obtenidos para los dos tipos de biogás con la precámara inyectada (Figura 77) se puede apreciar que la inestabilidad sigue siendo mayor en esta configuración de precámara pasiva que para la precámara inyectada, ya que para el mismo nivel de emisiones los valores de covarianza son más altos. Como se ha comentado anteriormente, esto se debe a que la alta energía de las llamas generadas en la precámara inyectada es capaz de aportar estabilidad a la combustión de gases combustibles poco inflamables incluso a bajas emisiones.

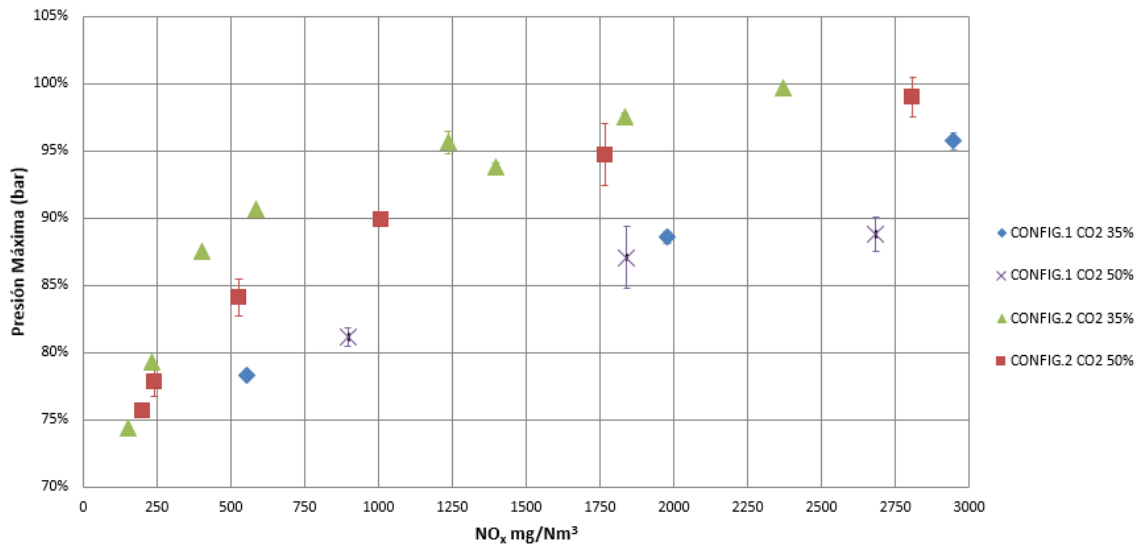


Figura 81. Presión máxima en función de NO_x en escape en configuraciones 1 y 2.

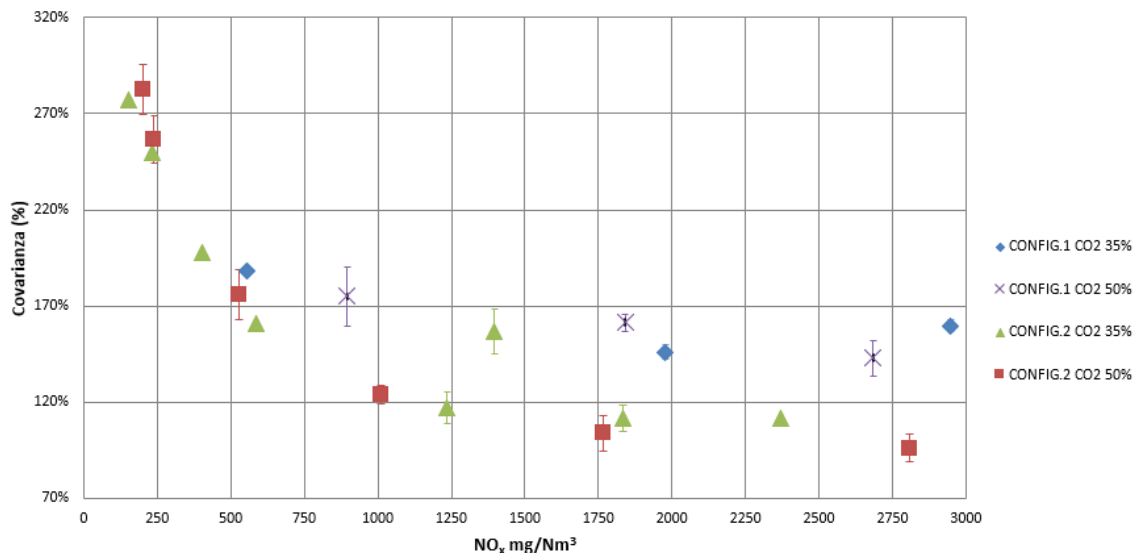


Figura 82. Covarianza de la presión máxima en función de NO_x en escape en configuraciones 1 y 2.

Finalmente, en cuanto a la concentración de hidrocarburos totales en los gases de escape, en la Figura 83 se observa que las emisiones de *THC* se reducen con la Configuración 2 respecto a la Configuración 1 sin inyectar. Por tanto, podemos afirmar que la Configuración 2 favorece el trabajo con el biogás de planta depuradora y de vertedero, porque promueve una combustión

más eficaz en la cámara de combustión que genera menos concentración de *THC* en los gases de escape.

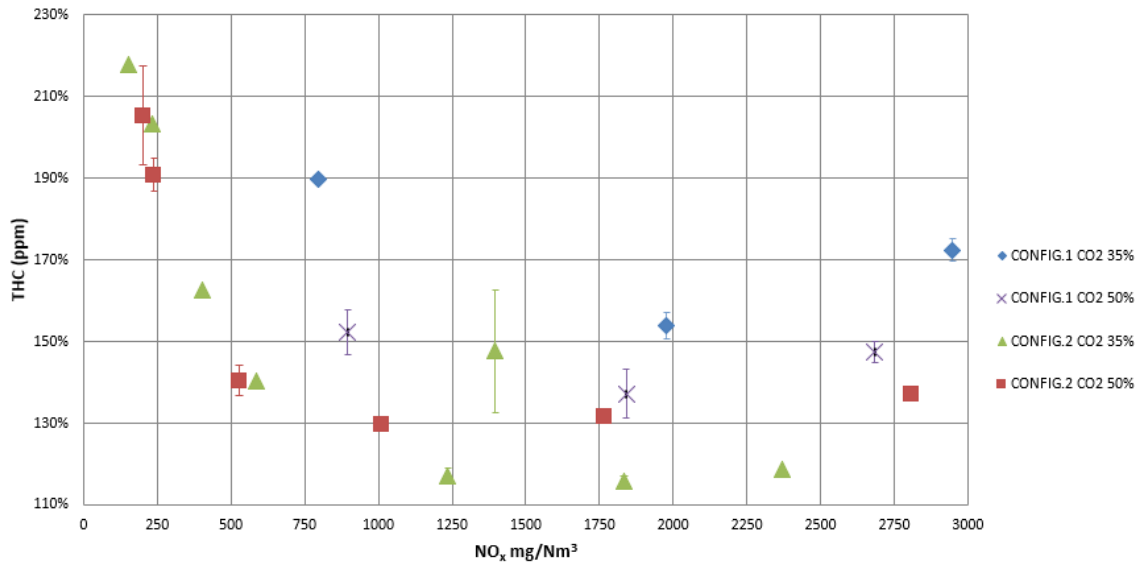


Figura 83. Hidrocarburos totales en escape en función de NO_x en escape en configuraciones 1 y 2.

Como resumen del impacto de la implementación de los nuevos diseños de culata y pistón, la introducción de una precámara de menor volumen y un tipo de bujía diferente se puede decir que la combustión mejora de manera considerable respecto al diseño *SGE-86EM* sin inyección de gas en la precámara, tanto en estabilidad como en eficacia, tal y como han obtenido otros autores anteriormente [72]. Los cambios realizados cumplen con los objetivos previstos y acercan al motor a los puntos operativos deseados y a los objetivos del alcance de la tesis doctoral. La transición de la Configuración 1 a la Configuración 2 tiene un impacto fundamental en el desarrollo del proyecto y se podría liberar dicha configuración trabajando a 500 mg NO_x/Nm³ para ambos tipos de biogás, porque la combustión y el funcionamiento del motor son suficientemente estables. Sin embargo, para un nivel de emisiones de 250 mg NO_x/Nm³ se considera que el motor se encontraría demasiado cerca del apagado con biogás de vertedero (202 mg NO_x/Nm³), por lo que se decide avanzar en la optimización del diseño del motor para trabajar holgadamente con ambos tipos de biogás.

4.4. Ensayo 3. Optimización del diseño de precámara

El objetivo de este ensayo es determinar la influencia en las prestaciones del motor de 3 precámaras pasivas diferentes, manteniendo el resto de elementos mecánicos. Para ello se van a probar las configuraciones 3 y 4 (ver Tabla 20) y se van a discutir utilizando como referencia los resultados obtenidos con la Configuración 2. En la Tabla 30 se presentan las características de las tres precámaras, en comparación con la precámara *Siemens OPC* utilizada en la sección anterior.

Tabla 30. Tipos de precámaras probados para combustión de biogás.

Precámara	Siemens OPC	PPA	PPB	PPC
Volumen (cm ³)	X	X-20%	X-20%	X-60%
Diámetro de agujero (mm)	Y	Y	Y	Y-15%
Número de agujeros	N	N	N+1	N+1
Orientación agujeros (°)	Z	Z	Z	Z-50°
Agujero central (S/N)	NO	NO	SI	SI

Es decir, en los siguientes ensayos se compararán una precámara igual que la inicial (*Siemens OPC*) pero de menor volumen (*PPA*, Configuración 2), una de igual volumen que la *PPA* pero con un agujero central adicional (*PPB*, Configuración 3), y una precámara de menor volumen aún, con menor diámetro de agujeros y diferente orientación de los mismos, manteniendo el agujero central (*PPC*, Configuración 4). En definitiva, estas modificaciones tienen como objetivo: I) incrementar la energía de las antorchas que salen de la precámara hacia la cámara de combustión principal, II) favorecer la renovación de la carga en dicha precámara y III) incrementar la efectividad de la combustión de la mezcla presente en la precámara y en la cámara de combustión principal. Lo que se persigue es mitigar al máximo la pérdida de rendimiento y la pérdida de estabilidad de la combustión, asociada a la eliminación de la inyección de gas en la precámara y que se ve acentuada por el uso de biogás como combustible en lugar de gas natural.

En la Tabla 31 se presentan los avances de encendido utilizados en estas configuraciones y los límites a detonación y apagado conseguidos. En ella se puede ver que las tres configuraciones permiten cumplir objetivos en cuanto a detonación y apagado, destacando especialmente la amplitud del margen a apagado que se consigue con las configuraciones 3 y 4 para el gas de vertedero, mejorando el resultado de la Configuración 2. Respecto a los límites a detonación, cabe mencionar que el avance de encendido necesario para el funcionamiento óptimo del motor en la Configuración 4 con gas de vertedero (28 °) hace que la detonación aparezca en valores menores que los del biogás de planta, pero, aun así, el valor obtenido es suficientemente elevado como para cumplir especificaciones (2503 mg NO_x/Nm³).

Tabla 31. Avances de encendido (AE) y límites a apagado y detonación obtenidos para biogás de diferentes porcentajes de CO₂ y diferentes precámaras pasivas.

Configuración	Gas	AE (°)	Apagado (mg NO _x /Nm ³)	Detonación (mg NO _x /Nm ³)
2	Biogás 35 % CO ₂	22	153	2371
	Biogás 50 % CO ₂	22	202	>3000
3	Biogás 35 % CO ₂	22	149	>3000
	Biogás 50 % CO ₂	24	156	>3000
4	Biogás 35 % CO ₂	22	138	>3000
	Biogás 50 % CO ₂	28	177	2503

A continuación, se presentan los mapas de motor con avances de encendido y parámetros de turbo optimizados para biogás de vertedero y de planta. En la Figura 84 se grafica la relación aire/combustible que necesita el motor para cada una de las configuraciones. A primera vista se puede observar que los puntos operativos se agrupan en dos regiones correspondientes a los diferentes contenidos de CO₂ en el gas. Esto es, los biogases con un 50 % de CO₂ requieren más combustible que los del 35 %, independientemente de la configuración utilizada. Este resultado coincide con lo observado en los ensayos anteriores, en el que se veía también que el biogás de vertedero exigía trabajar con valores de AFR más bajos.

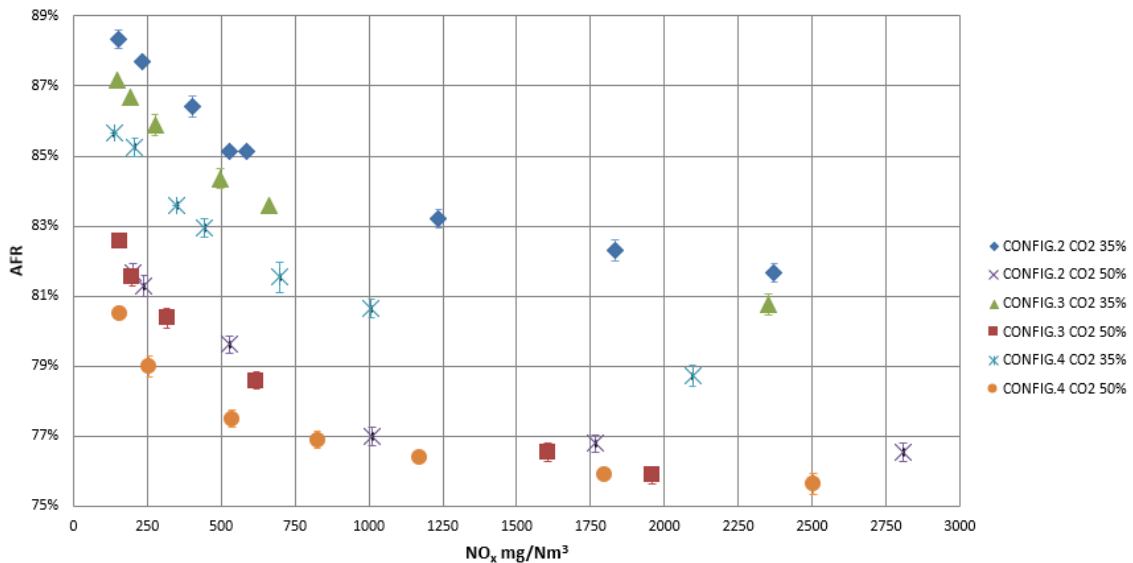


Figura 84. AFR en función de NO_x en escape en configuraciones 2, 3 y 4.

En lo que se refiere a la comparación entre las configuraciones, trabajando con gas de planta se puede apreciar claramente una diferencia de AFR, siendo la más alta la de la Configuración 2, seguido de la Configuración 3 y la 4. Como ya se ha explicado, generalmente, un AFR más bajo (mezcla más rica en combustible) trata de compensar las carencias de un sistema de combustión más lento. En el caso de la Configuración 4, su AFR es menor porque necesita compensar con una mezcla más rica un sistema de combustión más lento (menor volumen de precámara y, por tanto, *torches* débiles) [87]. Sin embargo, comparando las precámaras de la Configuración 2 y Configuración 3 se puede ver que la única diferencia entre ellas es la presencia del agujero

central en la precámara de la Configuración 3, es decir, la precámara *PPB* dispone de un agujero más. A priori, aumentar el número de orificios genera más turbulencia, lo que se traduce en una combustión más rápida en la precámara, pero también obstaculiza el proceso de ignición y el crecimiento inicial de la llama, lo que puede dar lugar a fallos de ignición [112]. Es por ello que es necesario introducir una relación aire/combustible más rica en combustible. Esta diferencia en *AFR* entre la Configuración 2 y 3 también se aprecia en biogás de vertedero, pero es menor. La explicación a esto radica en que la velocidad de la combustión se ha compensado con el cambio de avance de encendido y no hace falta compensar tanto con el *AFR*.

En la Figura 85 se muestran los resultados obtenidos en cuanto a rendimiento. Las combinaciones que generan los mayores rendimientos son las configuraciones 2 y 3 con el biogás de planta, aportando ambas un rendimiento muy parecido. Por lo tanto, la Configuración 3 no parece que aporte ninguna mejora o contraprestación significativa a las prestaciones del motor respecto a la referencia fijada en la Configuración 2 trabajando con biogás de planta. Sin embargo, en la aplicación de biogás con más contenido de CO_2 , sí se observa una mejora de rendimiento en la Configuración 3 con respecto a la Configuración 2 probablemente debido a los distintos avances de encendido en los que se ha trabajado. Con biogás de vertedero la presencia del agujero central parece que ayuda a renovar el volumen de la precámara, lo que permite ir a avances de encendido mayores que aportan mayor rendimiento. Por último, se puede ver que la Configuración 4 ofrece los peores rendimientos para los dos tipos de biogás, siendo además muy similares entre sí. Esta diferencia es de más de tres puntos porcentuales a $500 \text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$ y de algo menos de dos puntos en niveles de concentración de NO_x en gases de escape de $250 \text{ mg}/\text{Nm}^3$. Cabe mencionar también que la dispersión que muestran los puntos de la Configuración 4 por debajo de $500 \text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$ (sobre todo en la curva de biogás con 50 % de CO_2 en volumen) parece indicar que la estabilidad de la combustión en ese punto no era la deseada.

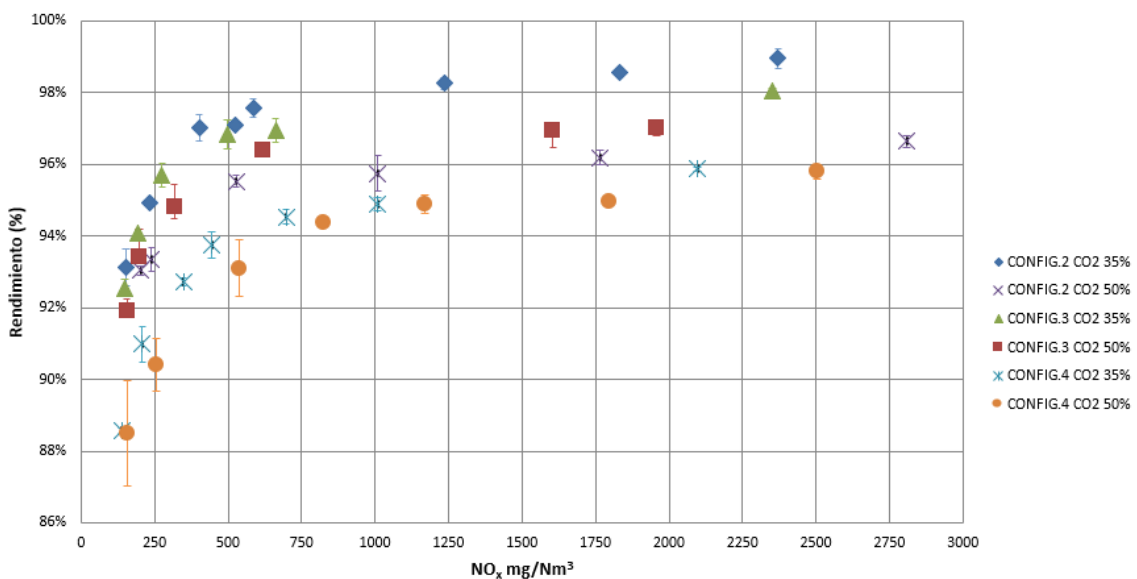


Figura 85. Rendimiento térmico en función de NO_x en escape en configuraciones 2, 3 y 4.

Dado que la precámara de la Configuración 4 presenta varias modificaciones de diseño con respecto a las anteriores (menor tamaño, menor tamaño de agujeros, diferente orientación de agujeros) es difícil determinar cuál de ellas es la que está penalizando el rendimiento. Sin embargo, a la vista de resultados de investigación publicados en la literatura especializada podrían mencionarse dos. Por un lado, cuando se trabaja con precámaras más pequeñas se reduce la diferencia de presión entre ambas cámaras, lo que obstaculiza la inserción de las llamas y por tanto la ignición de la cámara principal [112,113]. Por otro lado, un tamaño pequeño de los agujeros, que en principio se plantea para que las pérdidas de masa a través de los orificios sean las menores posibles, puede obstaculizar el llenado óptimo de la precámara, disminuyendo también la diferencia de presión entre cámaras, y además puede impedir la evacuación de los gases de combustión entre ciclos [87]. Por lo tanto, parece que en este caso han primado los efectos negativos sobre los positivos en lo que se refiere al volumen de la precámara y al diámetro de los agujeros, y estos efectos negativos no han podido ser compensados con la orientación de los agujeros. En cualquier caso, se ha de destacar que las tres configuraciones cumplen con los objetivos de rendimiento establecidos a 500 mg NO_x/Nm³.

La Figura 86 muestra los resultados de la presión máxima en la cámara. En ella se pueden observar las mismas tendencias que en el rendimiento, es decir, se ve que la Configuración 4 produce una combustión menos energética, generando menos presión en la cámara de combustión para ambos tipos de biogás y de la que, por tanto, se obtiene menor rendimiento. Para las otras dos configuraciones el comportamiento es muy similar. Se puede mencionar en este punto que, a pesar de que con el cambio en la orientación de los agujeros se busca una distribución más uniforme de las llamas en la cámara principal, parece claro que los problemas mencionados anteriormente derivados del menor tamaño de precámara y de la geometría y distribución de los agujeros penalizan en mayor medida la generación de una alta presión en el cilindro.

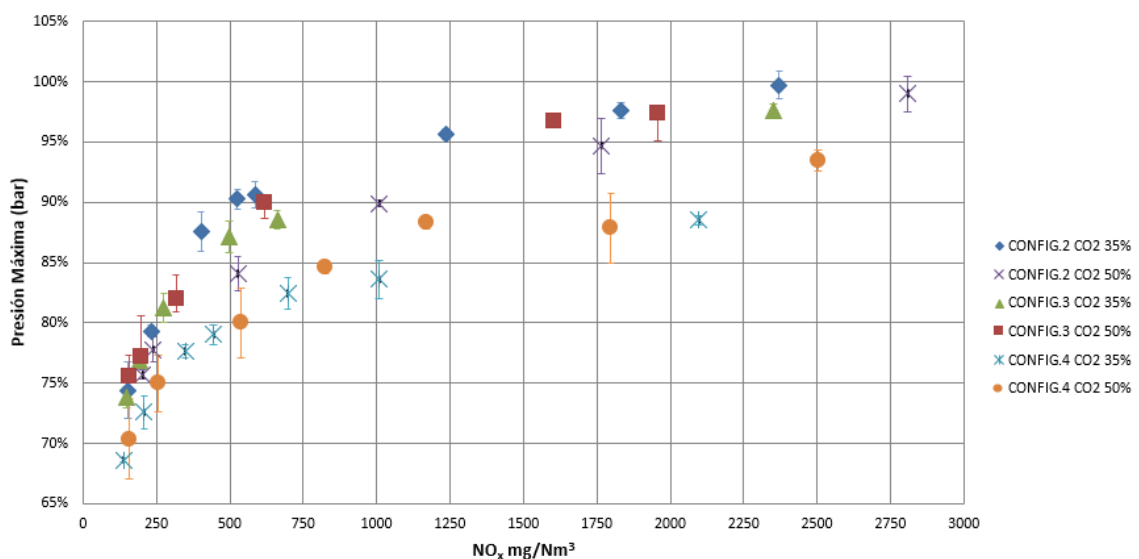


Figura 86. Presión máxima en función de NO_x en escape en configuraciones 2, 3 y 4.

Los resultados de estabilidad de la combustión reflejados en la covarianza de la presión máxima se presentan en la Figura 87. No se pueden destacar grandes diferencias en la estabilidad de la combustión entre las configuraciones y los tipos de biogás. Si acaso se podría observar una mayor inestabilidad para el biogás de vertedero en la Configuración 4, por las razones anteriormente expuestas. Lo que sí se observa con claridad, al igual que ocurría en el ensayo anterior, es la mayor inestabilidad de la combustión a medida que se trabaja en las zonas de combustión más pobres.

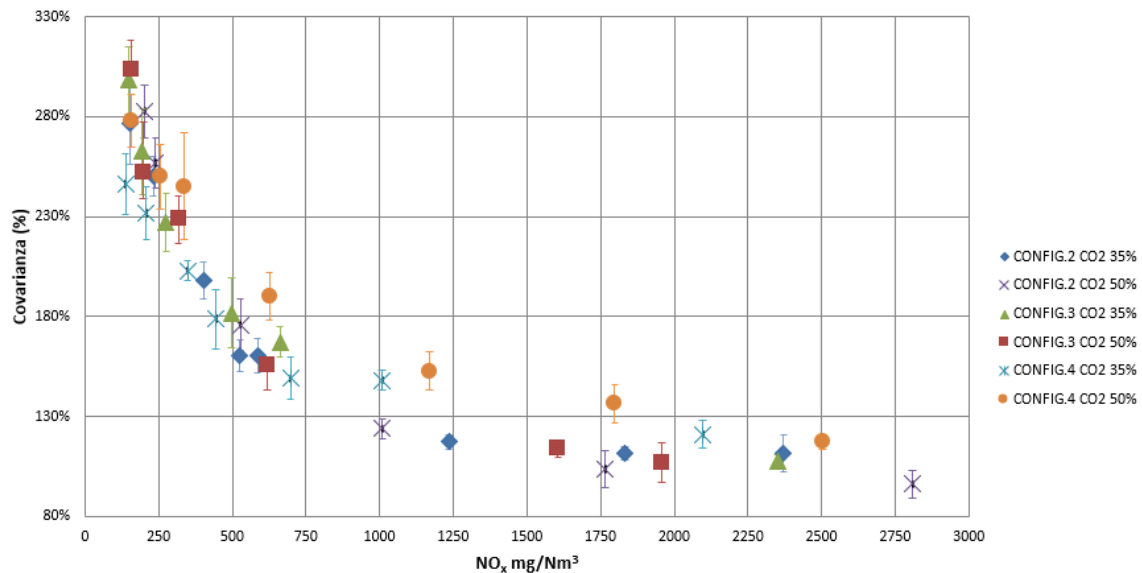


Figura 87. Covarianza de la presión máxima en función de NO_x en escape en configuraciones 2, 3 y 4.

Finalmente, en lo que se refiere a los niveles de concentración de hidrocarburos totales en escape, representados en la Figura 88, de nuevo los resultados de las tres configuraciones son muy similares y otra vez tienden a reducirse a medida que la combustión se enriquece. Quizás se atisbe una mayor emisión de *THC* con la Configuración 4 en el caso del biogás de vertedero, lo cual coincide con lo publicado previamente por C.E. Castilla Alvarez y col. en una revisión del estado del arte sobre sistemas de precámara. En ese trabajo se achacaba esta mayor emisión de *THC* a la reducción de volumen de la precámara y al aumento el número de agujeros en la misma [110]. Roethlisberger y Favrat también observaron mayores niveles de emisión de *THC* cuando la precámara dispone de más agujeros [113]. Según lo explicado en su investigación, la penetración de las llamas procedentes de la precámara es mayor cuanto menor es el número de agujeros, lo que hace que se produzca una combustión más eficiente.

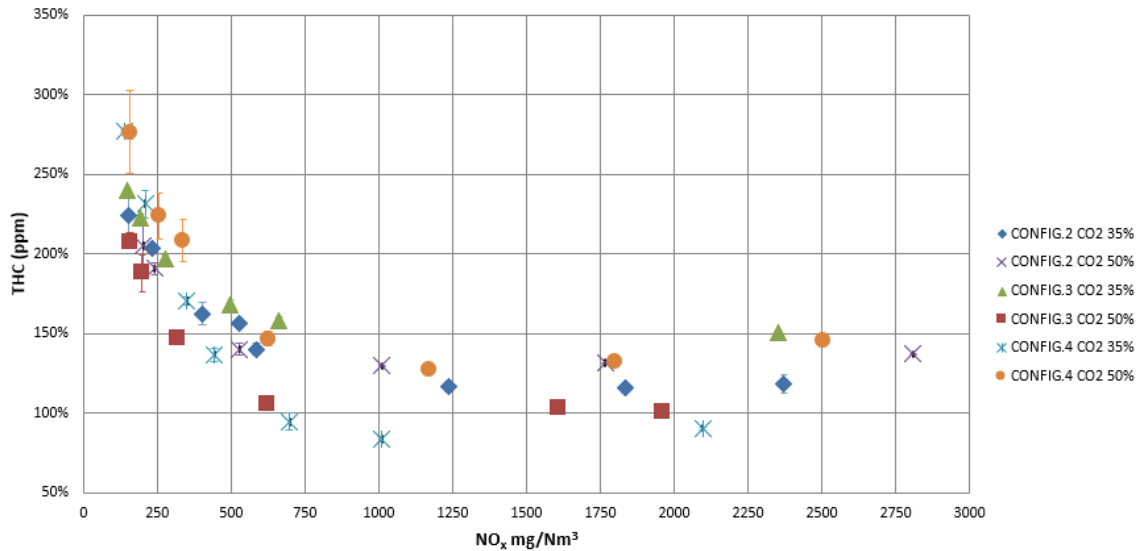


Figura 88. Hidrocarburos totales en escape en función de NO_x en escape en configuraciones 2, 3 y 4.

A modo de resumen de los resultados obtenidos en este ensayo, la mejor opción de precámara para biogás de planta puede ser la Configuración 2, puesto que es la que mayor rendimiento aporta y la de menores emisiones de hidrocarburos a la atmósfera. Tiene un límite a apagado menor que las otras dos precámaras, pero está dentro de los objetivos de la tesis con bastante margen (< 250 mg NO_x/Nm³). Sin embargo, para biogás de vertedero parece que la mejor precámara sería la de la Configuración 3 porque aporta más rendimiento y tiene mejor límite a apagado. De los dos puntos anteriores se deduce que el agujero central puede aportar alguna ventaja en la aplicación de gas de vertedero, debido a que el agujero central mejora ligeramente la renovación de carga en el interior de la precámara. Esto permitiría aumentar el avance de encendido del motor, aportando un mayor rendimiento sin penalizar el margen a apagado. La Configuración 4 quedaría descartada por bajo rendimiento y alta concentración de inquemados en escape. Sin embargo, parece que el menor volumen y configuración de agujeros de la precámara podría ayudar a tener un margen a apagado más amplio, sobre todo por la capacidad de renovación de carga de la precámara que ofrece.

Con carácter general, los resultados de este ensayo entran dentro de lo esperado teóricamente y corroboran resultados obtenidos en pruebas similares en otros motores trabajando con biogás, por lo que se consideran aceptables.

4.5. Ensayo 4. Optimización del diseño de bujía

De la misma manera que con las precámaras, la bujía también ofrece posibilidades de incrementar el rendimiento del motor y estabilizar la combustión, incluso a bajas emisiones. Es por eso que se pretende encontrar un diseño de bujía que permita mejorar la generación de la llama en la precámara, que promueva la renovación de carga en el gap de la bujía y reduzca la aparición de ciclos sin combustión en la cámara de combustión. En esta sección se presentan los resultados obtenidos a través de diferentes modificaciones realizadas en los parámetros fundamentales de diseño de la bujía, los cuales se pueden ver en la Figura 22.

Los distintos diseños de bujías probados se recogen en la Tabla 32, donde se comparan con la bujía de la configuración inicial, la *Siemens SP*. En esta tabla también se incluyen las características de la bujía *SPB*, que es la que se utilizó en las configuraciones 2, 3 y 4. Como se puede observar, la bujía *SPA* es la misma que la *Siemens SP*, pero más insertada en la precámara. La *SPB* mantiene el grado de inserción de la *Siemens SP*, pero con un electrodo con menos cantidad de metal precioso. El objetivo de probar esta modificación más barata por menos metal precioso es tratar de determinar si la estabilidad y el margen a apagado obtenidos justificarían ese incremento de coste asociado a un mantenimiento mayor. Por último, la bujía *SPC* es la más diferente, por presentar un tipo de electrodo con otra geometría.

Tabla 32. Tipos de bujías probadas para combustión de biogás.

Bujías	Siemens SP	SPA	SPB	SPC
Altura de rosca (mm)	X	X-5	X	X
Cantidad de metal precioso	Y	Y	Y-15	Y
Tipo de electrodo	Jota (grueso)	Jota (grueso)	Jota (fino)	Circular

Dado que este ensayo consiste en comparar el comportamiento de diferentes diseños de bujías y estudiar cuáles son los efectos asociados a su instalación en el motor, se van a comparar las configuraciones 5, 6 y 7 tomando como configuración de referencia la Configuración 3 (ver Tablas 20 y 21), de manera que la única variación entre ellas es la bujía. A modo de resumen, se puede decir que se va a comparar la bujía fina tipo Jota (*SPB*, Configuración 3) con una bujía gruesa tipo Jota (*Siemens SP*, Configuración 5), con esa misma bujía gruesa tipo Jota pero más introducida en la precámara (*SPA*, Configuración 6) y por último con una bujía de otra forma geométrica con la misma cantidad de metal precioso y en la misma posición que la Configuración 5 (*SPC*, Configuración 7).

Se han realizado mapas de motor con avances de encendido y parámetros de turbo optimizados para biogás de vertedero y de planta. Los avances de encendido utilizados, así como los límites a apagado y detonación obtenidos en cada una de las configuraciones se muestran en la Tabla 33. En ella se puede ver que en todos los casos se cumplen ampliamente los objetivos descritos en la Tabla 28 respecto a los límites a detonación, que eran de $> 2000 \text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$. En lo que se refiere a los límites a apagado, se puede observar que la Configuración 5 (*Siemens SP*) consigue los objetivos propuestos ($< 250 \text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$), si bien el biogás de vertedero se queda

cerca de este valor objetivo Esto puede indicar que hay más problemas de encendido cuando el electrodo de la bujía es más grueso. La Configuración 6 (SPA) cumple también los objetivos para los dos tipos de biogás, en este caso con más holgura que la Configuración 5. De manera que se aprecia que si se introduce más la bujía en la precámara se puede compensar el efecto de que el electrodo sea más grueso. Además, no se observa una mayor tendencia a la detonación debido a la mayor introducción de la bujía en la precámara, al contrario de lo que se había observado en trabajos anteriores realizados con gas natural [75]. Por último, se puede apreciar que la Configuración 7 (SPC) no es capaz de alcanzar el punto operativo de 250 mg NO_x/Nm³ ni con el biogás de planta ni con el biogás de vertedero, por lo que se concluye que el electrodo circular presenta mayores problemas de encendido a bajas emisiones que los electrodos en forma de Jota.

Tabla 33. Avances de encendido (AE) y límites a apagado y detonación obtenidos para biogás de diferentes porcentajes de CO₂ y diferentes bujías.

Configuración	Gas	AE (°)	Apagado (mg NO _x /Nm ³)	Detonación (mg NO _x /Nm ³)
3	Biogás 35 % CO ₂	22	149	>3000
	Biogás 50 % CO ₂	24	156	>3000
5	Biogás 35 % CO ₂	22	182	>3000
	Biogás 50 % CO ₂	22	210	>3000
6	Biogás 35 % CO ₂	22	129	>3000
	Biogás 50 % CO ₂	22	154	>3000
7	Biogás 35 % CO ₂	22	271	>3000
	Biogás 50 % CO ₂	24	284	>3000

Los resultados del análisis de la relación aire/combustible que se emplea en el motor para las distintas bujías se presentan en la Figura 89. Como en las comparativas anteriores, se observa una diferencia en la relación aire/combustible en función del tipo de biogás con el que esté funcionando el motor, siendo el biogás de vertedero el que exige AFR más bajos en las cuatro configuraciones. Trabajando con el mismo tipo de biogás, parece que es la Configuración 6 la que reclama una mezcla más rica para mantener la potencia de los *torches*. Esto es lógico porque el volumen de precámara es menor en esta configuración, mientras que las configuraciones 5 y 7 no difieren en gran medida de la Configuración 3. Por tanto, se podría decir que la utilización de un electrodo más grueso requiere más energía de ignición para aumentar el margen a apagado, pero no requiere una mezcla más rica en el interior de la precámara [114]. De nuevo, este comportamiento se corrige con la mayor inserción de la bujía en la precámara. Por último, comparando las configuraciones 5 y 7, parece que en este caso la forma del electrodo no ejerce una influencia determinante en el AFR.

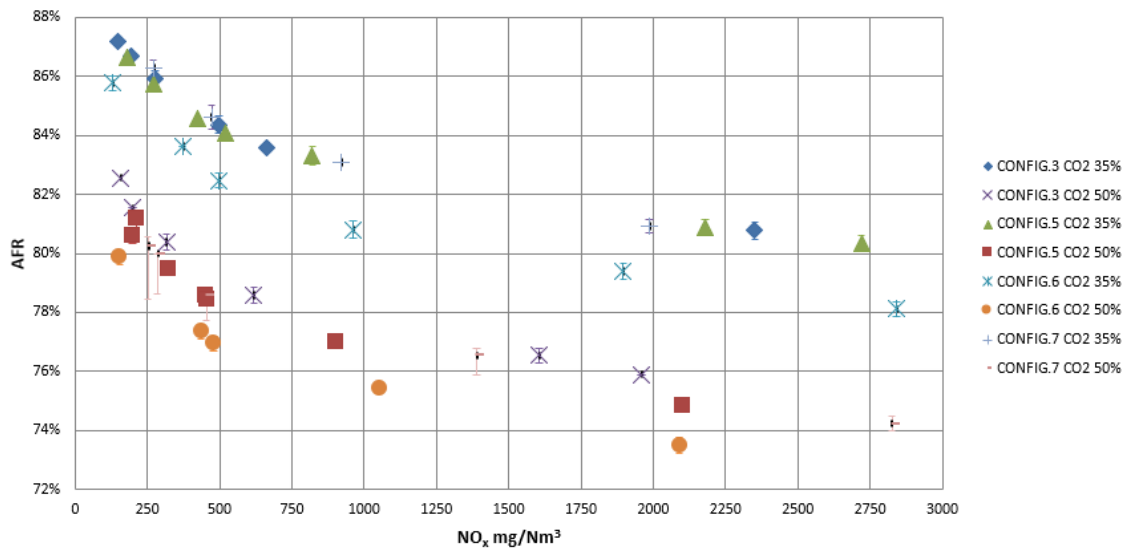


Figura 89. AFR en función de NO_x en escape en configuraciones 3, 5, 6 y 7.

La Figura 90 muestra los resultados obtenidos en cuanto a rendimiento. De nuevo se pueden constatar dos grupos de resultados en función del tipo de biogás que se utiliza, obteniendo valores de rendimiento más bajos para el biogás del 50 % de CO₂. Esto se observa especialmente para las configuraciones 5, 6 y 7, que presentan un rendimiento sensiblemente menor que la Configuración 3, llegando a tener una diferencia de incluso 2 puntos en el punto operativo de 500 mg NO_x/Nm³. Trabajando con el biogás de planta se obtienen mayores rendimientos y no existen diferencias significativas entre las distintas configuraciones, dejando de manifiesto que la calidad del biogás influye en más medida que el tipo de bujía en el rendimiento. Esto es así por lo comentado en el apartado anterior, una vez que la bujía enciende la mezcla (aunque necesite más energía para ello), la combustión y el rendimiento de la misma dependen de otros factores como la lambda, el volumen de la precámara, la composición del gas y la turbulencia... Con carácter general, se puede decir que todas las configuraciones de bujías probadas cumplen el objetivo del 93 % de rendimiento a 500 mg NO_x/Nm³, independientemente del biogás utilizado.

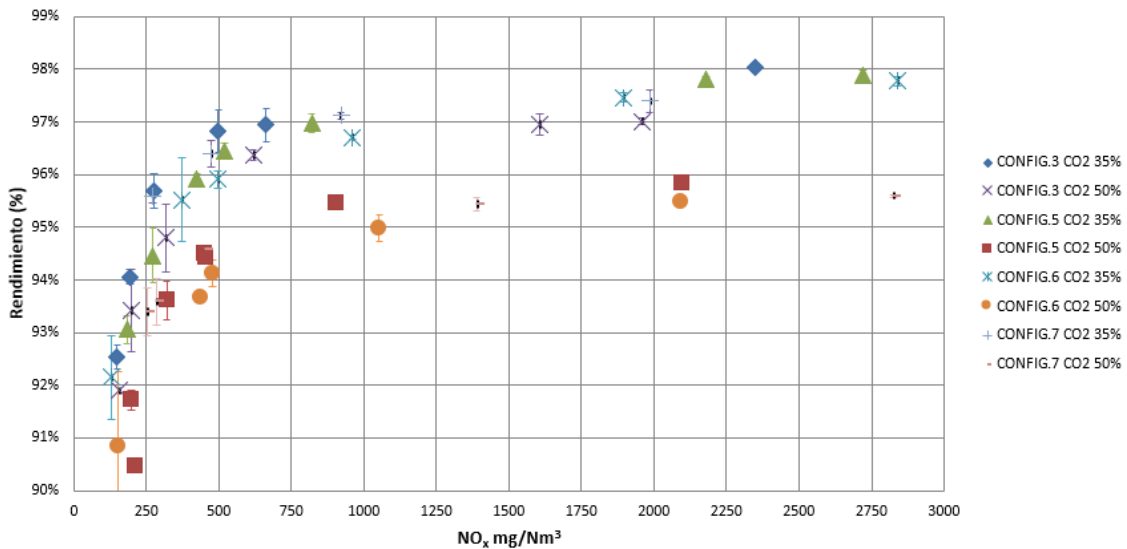


Figura 90. Rendimiento térmico en función de NO_x en escape en configuraciones 3, 5, 6 y 7.

La presión máxima en la cámara de combustión se representa en la Figura 91. En este caso no se observa una diferencia tan clara entre los dos tipos de biogás, como ocurría en el caso del rendimiento; si bien se aprecian menores presiones en los ensayos llevados a cabo con el biogás de vertedero. Tampoco hay diferencias significativas entre las diferentes bujías probadas. Sin embargo, lo que sí se puede observar es una mayor variabilidad de los datos en las combustiones realizadas a bajas emisiones, concretamente por debajo de los 500 mg NO_x/Nm³. Esto es algo que también se observaba en la Figura 90 y que probablemente esté relacionado con la inestabilidad inherente a los procesos de combustión con tan baja proporción de combustible. Esta observación se corrobora con los resultados representados en la Figura 92, en la que se ve que la covarianza de la presión máxima es mayor en los ensayos de combustiones más pobres.

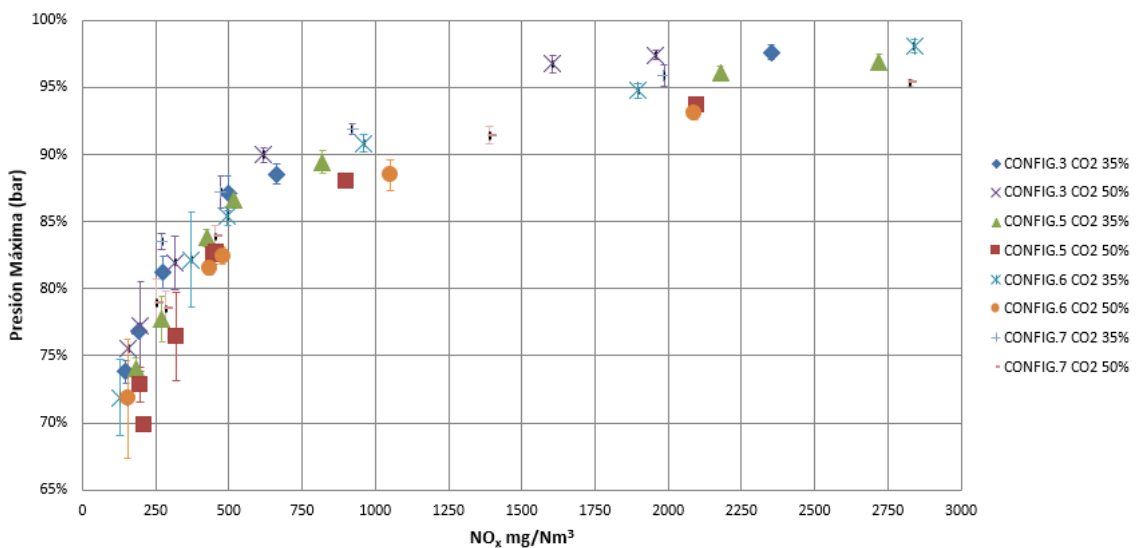


Figura 91. Presión máxima en función de NO_x en escape en configuraciones 3, 5, 6 y 7.

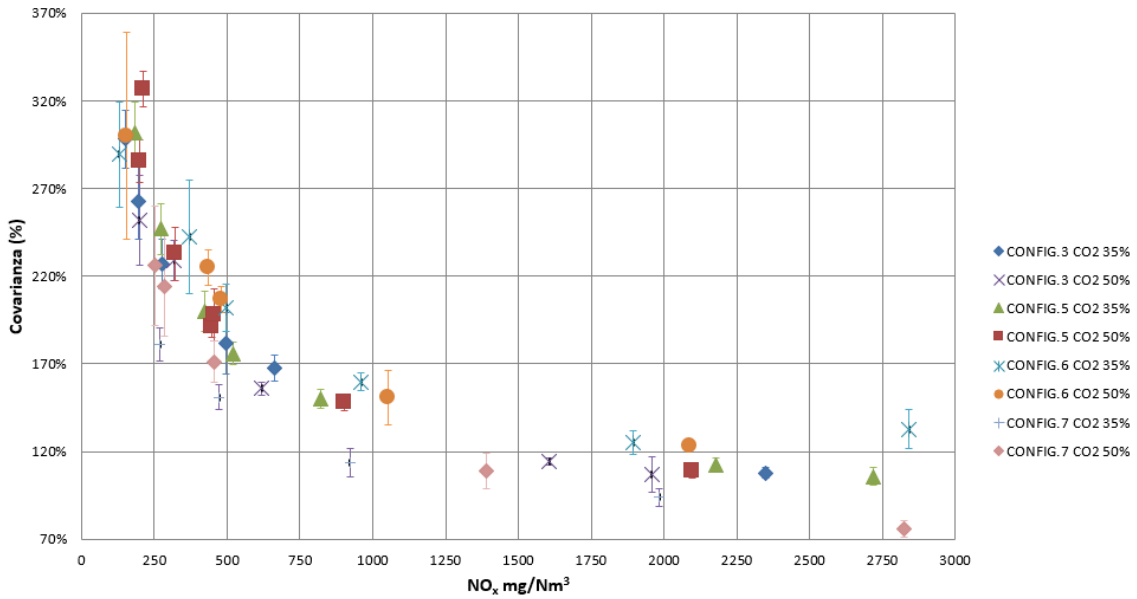


Figura 92. Covarianza de la presión máxima en función de NO_x en escape en configuraciones 3, 5, 6 y 7.

Finalmente, la Figura 93 muestra los resultados obtenidos para las emisiones de hidrocarburos totales en gases de escape. En este caso se observa, tomando como ejemplo el punto operativo de 500 mg NO_x/Nm³, una emisión de THC claramente mayor para la Configuración 7, que emite más de 40 puntos porcentuales por encima de las emisiones de la Configuración 3 para el biogás de planta. Esto indica claramente la mala calidad de la combustión obtenida con la bujía de electrodo circular. Con respecto a las bujías tipo Jota, las configuraciones 5 y 6 emiten prácticamente lo mismo entre ellas y algo menos que la Configuración 3, por lo que parece que una bujía gruesa mejora la calidad de la combustión en este aspecto, no apreciándose diferencias relevantes en lo que se refiere a la inserción en la precámara.

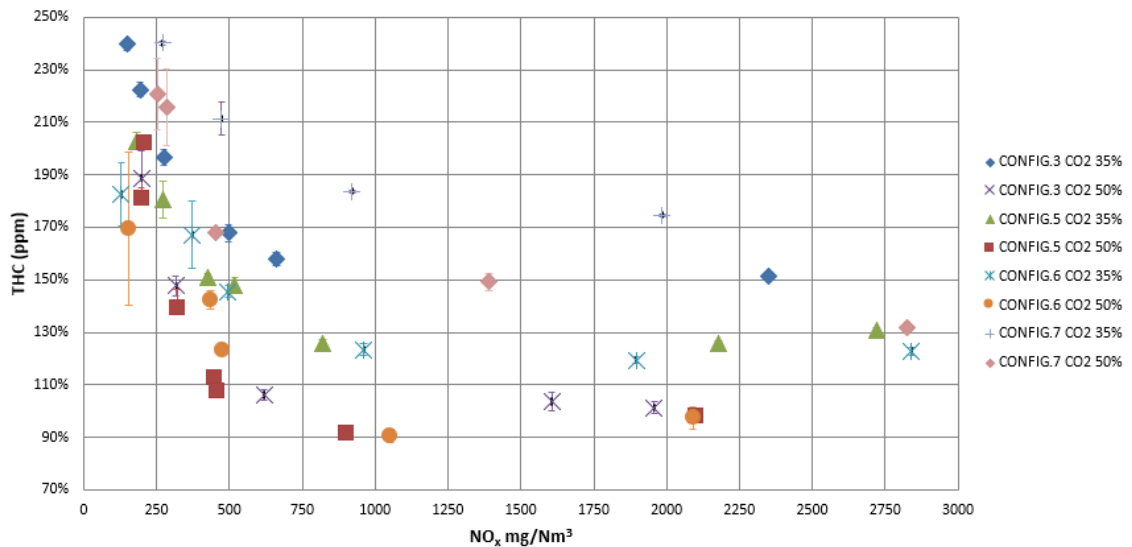


Figura 93. Hidrocarburos totales en escape en función de NO_x en escape en configuraciones 3, 5, 6 y 7.

Como conclusión general de este ensayo se puede decir que todas las bujías seleccionadas cumplen con los objetivos de rendimiento del motor a $500 \text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$. Sin embargo, la bujía de tipo circular (Configuración 7) no cumple con el límite a apagado y, además, presenta unas emisiones de *THC* muy elevadas. Por lo tanto, esta bujía se descarta para desarrollos posteriores. Entre las bujías de tipo Jota, cumpliendo todas con rendimiento y límites a apagado, la bujía gruesa (Configuración 5) se encuentra más cerca del límite a apagado que las otras dos (sobre todo con el biogás de vertedero) y además demanda más energía para encender. Estos dos aspectos negativos, que podrían ser argumentos para descartarla en la selección, se ven neutralizados, en parte, cuando esta bujía se coloca en una posición más interior de la precámara (Configuración 6). Esto se debe a que se aumenta de manera considerable el margen de encendido, pese a la penalización de rendimiento por la pérdida de volumen de precámara y la consiguiente debilitación de los *torches*. Estando en todo momento dentro de los objetivos del proyecto en cuanto a rendimiento, ambas configuraciones de bujía pueden ser consideradas en desarrollos siguientes.

4.6. Ensayo 5. Optimización del diseño del pistón

En el ensayo 2 (sección 4.3) se llevó a cabo el primer cambio importante en el diseño del pistón, dentro del paquete de medidas necesarias para conseguir una combustión más eficiente cuando se trabaja con precámara pasiva. Este cambio fue colocar un pistón con *bowl* (*PB*) en vez del pistón cónico de superficie plana utilizado con la precámara activa (*Siemens OP*). Por tanto, una vez instalado un pistón con *bowl*, los ensayos de esta sección consisten en analizar la influencia de la altura del primer segmento, de manera que se van a comparar el pistón *PB* (Configuración 3, primer segmento en la posición más alta) con los pistones *PA* (primer segmento en una posición intermedia) y *PC* (primer segmento en la posición más baja), que dan lugar a las configuraciones 8 y 9 respectivamente (ver Tabla 22). En la Figura 94 se puede apreciar la influencia que tiene la colocación del primer segmento en el volumen de gas que se introduce entre la pared del cilindro y el pistón, de manera que cuanto más arriba esté el primer segmento, mayor será la relación de compresión, reduciéndose el volumen muerto y, por tanto, los inquemados. El objetivo de este ensayo es determinar si esto aporta una mejora en rendimiento suficiente como para justificar un mayor desgaste del segmento, lo que implicaría un aumento del riesgo de gripaje mecánico. Ya que, cuanto más arriba se coloca el primer segmento, más alta es la temperatura del aceite, y por tanto peores son sus propiedades lubricativas.

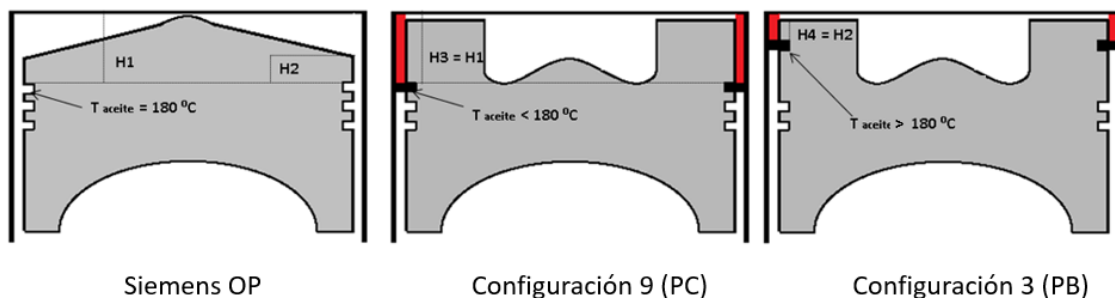


Figura 94. Esquema de posición primer segmento y su influencia en la temperatura de lubricación.

En la Tabla 34 se presentan los avances de encendido y los límites a apagado y detonación para estas configuraciones y los dos tipos de biogás. Se puede apreciar que, para biogás de 35 % de CO_2 , las configuraciones 3, 8 y 9 cumplen con los objetivos del límite a apagado ($\leq 250\text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$). La misma comparación para el biogás de vertedero indica que no se cumplen estos objetivos para la configuración 8 ni la 9 (podría considerarse que sí, pero tendría poco margen de operación). La configuración 8 con gas de vertedero presenta el menor límite a detonación de entre todos los experimentos realizados en este ensayo ($2713\text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$), pero aún con mucho margen respecto a los objetivos ($2000\text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$).

Tabla 34. Avances de encendido (AE) y límites a apagado y detonación obtenidos para biogás de diferentes porcentajes de CO₂ y diferentes pistones.

Configuración	Gas	AE (°)	Apagado (mg NO _x /Nm ³)	Detonación (mg NO _x /Nm ³)
3	Biogás 35 % CO ₂	22	149	>3000
	Biogás 50 % CO ₂	24	156	>3000
8	Biogás 35 % CO ₂	22	177	>3000
	Biogás 50 % CO ₂	24	262	2713
9	Biogás 35 % CO ₂	22	181	>3000
	Biogás 50 % CO ₂	24	271	>3000

En la Figura 95 se muestra la relación aire/combustible necesaria para el funcionamiento del motor. Como en ocasiones anteriores se aprecian los resultados agrupados en función del tipo de biogás que se utilice, siendo necesario un AFR más bajo cuando se trabaja con biogás de vertedero. Los resultados del ensayo muestran la misma tendencia de AFR para biogás de vertedero y de planta, mostrando que cuanto más alejamos el segmento de la posición más alta (reducimos ligeramente la relación de compresión), necesitamos una AFR menor. Sin embargo, como refleja la imagen, las diferencias no son considerables.

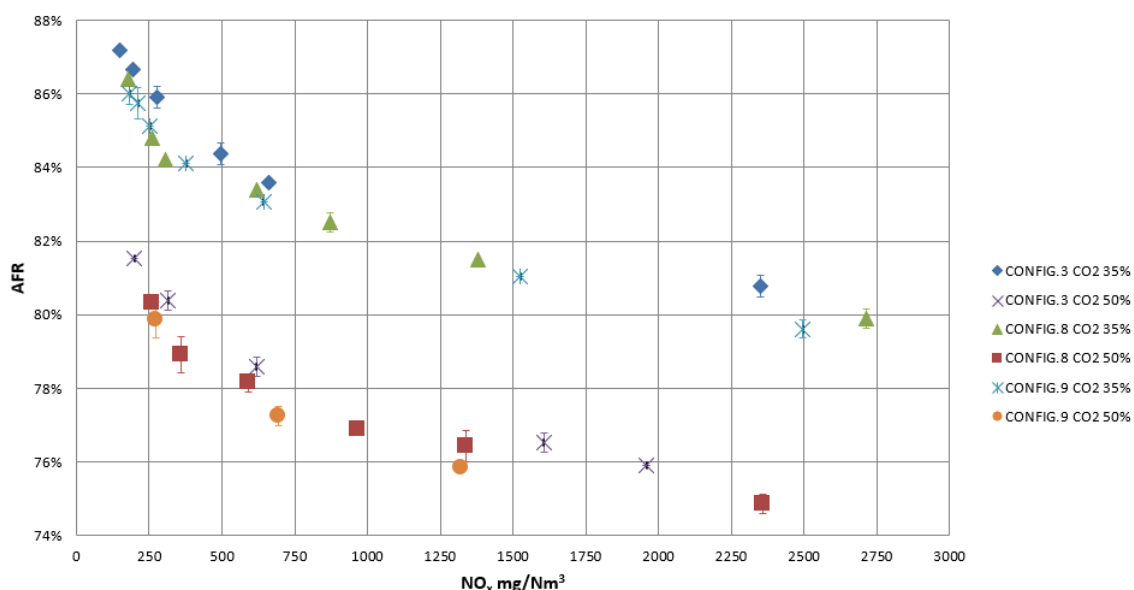


Figura 95. AFR en función de NO_x en escape en configuraciones 3, 8 y 9.

En lo que se refiere a los resultados de rendimiento mostrados en la Figura 96, se puede decir que las tres configuraciones cumplen los objetivos marcados de rendimiento para el punto operativo de 500 mg NO_x/Nm³ (> 93 %), pero caben destacar algunos matices. En primer lugar, los mejores rendimientos en este punto operativo son los obtenidos con la Configuración 3 trabajando con biogás del 35 %, seguido de la Configuración 8 trabajando con biogás del 35 % y posteriormente la Configuración 9. La tendencia es la misma para el biogás del 50 % de CO₂, manteniéndose la buena lógica relacionada con (1) la influencia de la posición del primer segmento con la reducción de volúmenes muertos (reducción de niveles de THC) y (2) la calidad

de los tipos de biogás. Cabe destacar que con el biogás de vertedero las diferencias son más significativas, en cuanto a rendimiento, que para el biogás de planta.

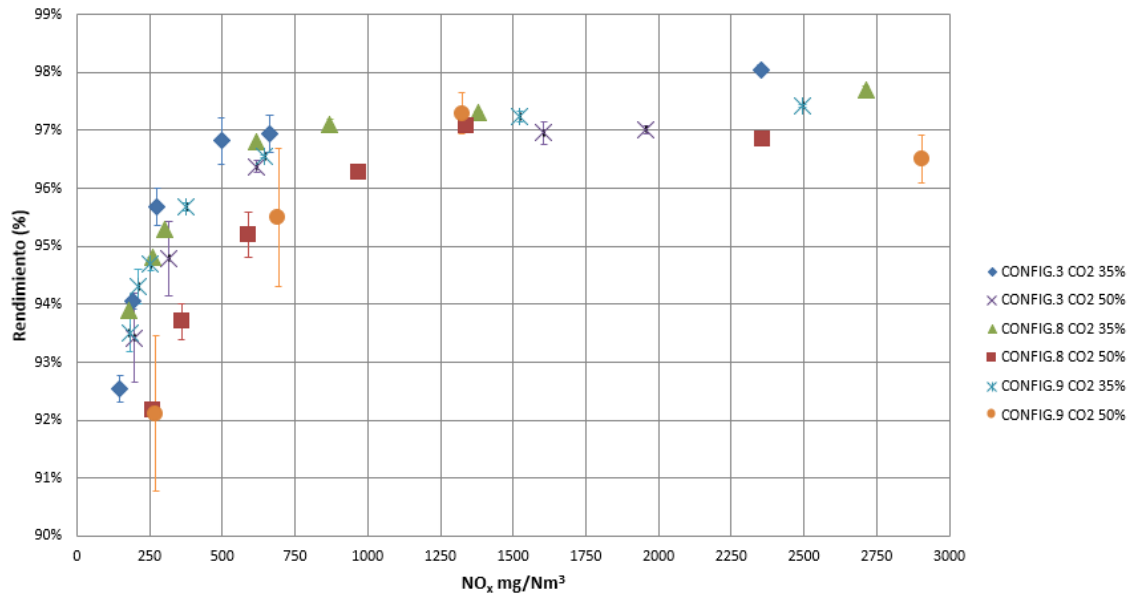


Figura 96. Rendimiento térmico en función de NO_x en escape en configuraciones 3, 8 y 9.

Los resultados en cuanto a la presión máxima obtenida en la cámara de combustión y su covarianza se muestran en las Figuras 97 y 98. En ninguno de los dos casos se aprecian diferencias relevantes entre las diferentes configuraciones, ni entre los distintos tipos de biogás, más allá de las tendencias habituales en estos dos parámetros: I) la presión máxima aumenta a medida que las mezclas de aire y combustible se enriquecen, llegando a valores asintóticos; y II) la covarianza de esta presión muestra la tendencia contraria, es decir, la combustión se va estabilizando a medida que se enriquece la mezcla aire/combustible. Por ello, se puede decir que la altura del primer segmento no tiene una influencia considerable en estos dos parámetros.

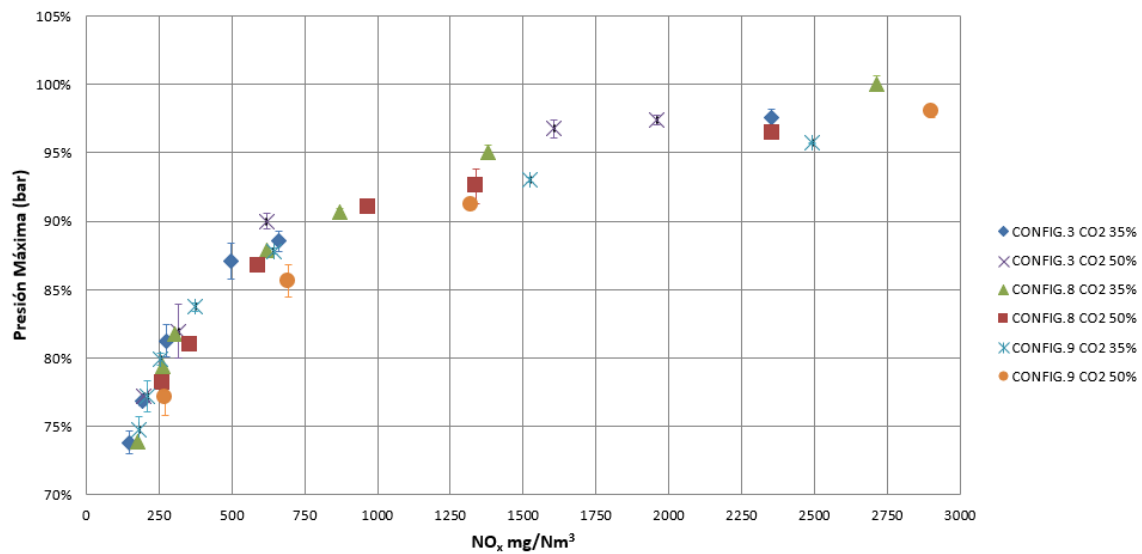


Figura 97. Presión máxima en función de NO_x en escape en configuraciones 3, 8 y 9.

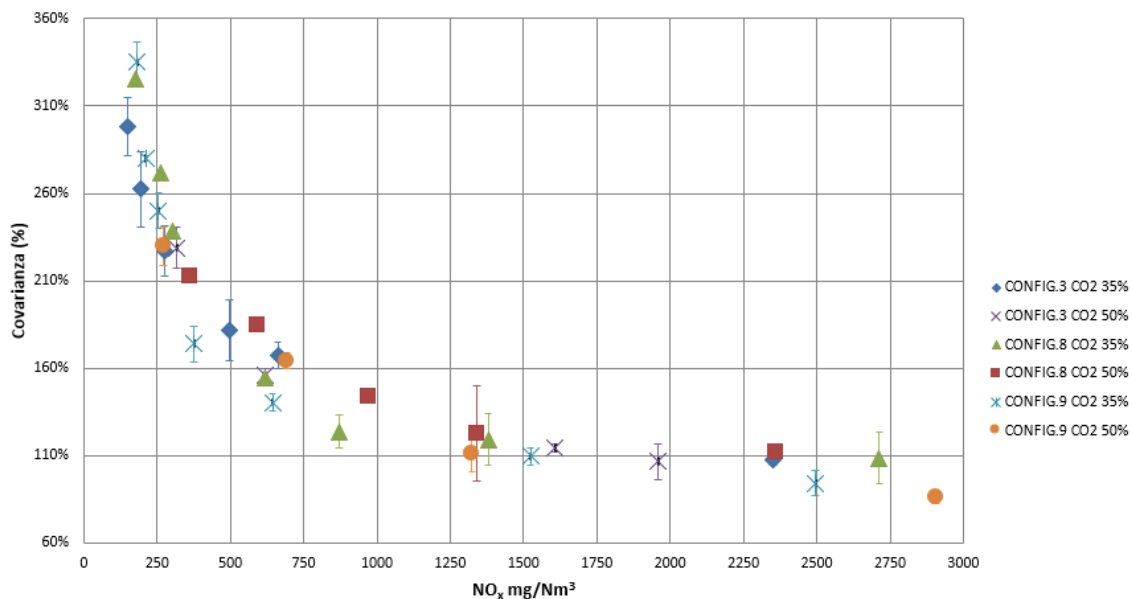


Figura 98. Comparación de la covarianza de la presión máxima en función de NO_x en escape en las configuraciones 3, 8 y 9.

Por último, en la Figura 99 se muestra el nivel de concentración de hidrocarburos totales en los gases de escape. En todas las configuraciones se emiten menos *THC* cuando se quema el biogás de vertedero, como ocurre en la comparación de configuraciones anteriores. Si se comparan las diferentes configuraciones, se puede apreciar que la Configuración 9 es la que genera mayor emisión de inquemados, seguida de la Configuración 8 y por último de la Configuración 3. Este hecho puede justificarse por el aumento del volumen muerto entre el segmento y la cara de fuego, es decir, la Configuración 3, con el segmento en posición más elevada, reduciría el volumen muerto de gas y, por tanto, reduciría la presencia de inquemados, lo que provoca el mayor rendimiento de esta configuración respecto al resto.

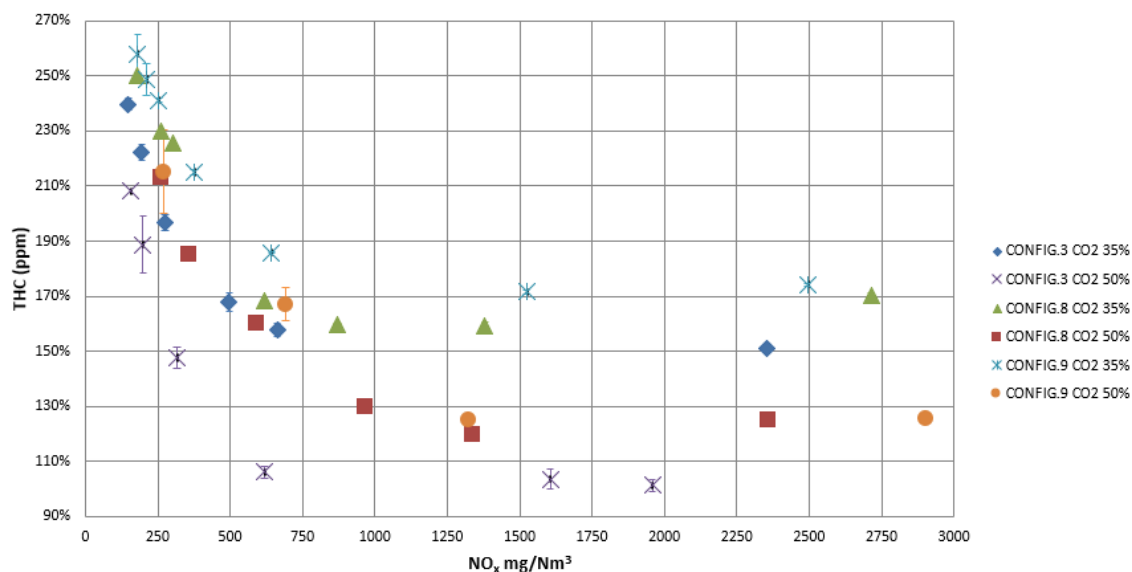


Figura 99. Hidrocarburos totales en escape en función de NO_x en escape en configuraciones 3, 8 y 9.

Recopilando la información obtenida de los diversos resultados de este ensayo se puede decir que, con carácter general, alejar el primer segmento de la cara de fuego acarrea una ligera reducción del rendimiento y una penalización en el nivel de concentración de hidrocarburos totales en escape. Aun así, las tres configuraciones cumplen con los objetivos de rendimiento, pero tanto la Configuración 9 (posición más baja del primer aro), como la Configuración 8 (posición intermedia) tendrían poco margen de apagado para trabajar a 250 mg NO_x/Nm³. Además, ambas configuraciones generan altos niveles de emisiones de inquemados. Para los dos biogases la configuración que mejor rendimiento aporta y menores emisiones de hidrocarburos totales tiene es la 3 (posición más elevada del primer aro). Sin embargo, la Configuración 8 puede ser una opción interesante a considerar para según qué aplicaciones, puesto que el segmento, y por tanto el pistón, sufren menos mecánicamente debido a una mejor refrigeración y lubricación, tal y como se explicó en la sección 2.4.2.

4.7. Ensayo 6. Optimización del diseño de la culata

En esta sección se va a probar una culata con unos asientos diseñados específicamente para colocar unos deflectores en las válvulas de admisión como los mostrados en la Figura 18. El objetivo de estas modificaciones es determinar si es justificable la utilización de más *swirl* en la culata para generar mejores prestaciones en el motor pese a incrementar, por otro lado, las exigencias del turbocompresor, con el incremento de coste que eso conlleva. Para ello se va a comparar la Configuración 10 (*Siemens OCH*) con la Configuración 3 (referencia con culata *swirl*), manteniendo el resto de elementos del motor inalterados. En la Tabla 35 se muestran los avances de encendido óptimos utilizados en esta comparación, así como los límites a apagado y detonación. Como se puede observar, la configuración de culata estándar, por sus características, nos permite trabajar con unos avances de encendido mayores, cumpliendo, aun así, con los márgenes de apagado fijados en los objetivos. En cuanto a los márgenes de detonación, siguen estando lejos de los límites marcados como objetivos del proyecto.

Tabla 35. Avances de encendido (AE) y límites a apagado y detonación obtenidos para biogás de diferentes porcentajes de CO₂ y diferentes culatas.

Configuración	Gas	AE (°)	Apagado (mg NO _x /Nm ³)	Detonación (mg NO _x /Nm ³)
3	Biogás 35 % CO ₂	22	149	>3000
	Biogás 50 % CO ₂	24	156	>3000
10	Biogás 35 % CO ₂	24	167	>3000
	Biogás 50 % CO ₂	26	232	>3000

En la Figura 100 se representan los resultados obtenidos de la relación aire/combustible. Se observa de nuevo la lógica diferencia en el AFR debido a la utilización de distintos tipos de biogás. Además, para ambos tipos de biogás se observa que con la Configuración 10 se necesitaría un AFR ligeramente menor en el motor para los mismos puntos de operación. Este resultado es consecuencia de la ausencia de deflector en los puertos de admisión, que son los causantes de la generación del *swirl* extra en la cámara de combustión. La ausencia de *swirl* genera una combustión más ralentizada, lo que exige enriquecer la mezcla (relación aire/combustible menor). Parte de esa ralentización en la combustión se compensaría con avances de encendido más altos, pero no sería suficiente, por lo que sería necesario introducir *lambdas* más ricas.

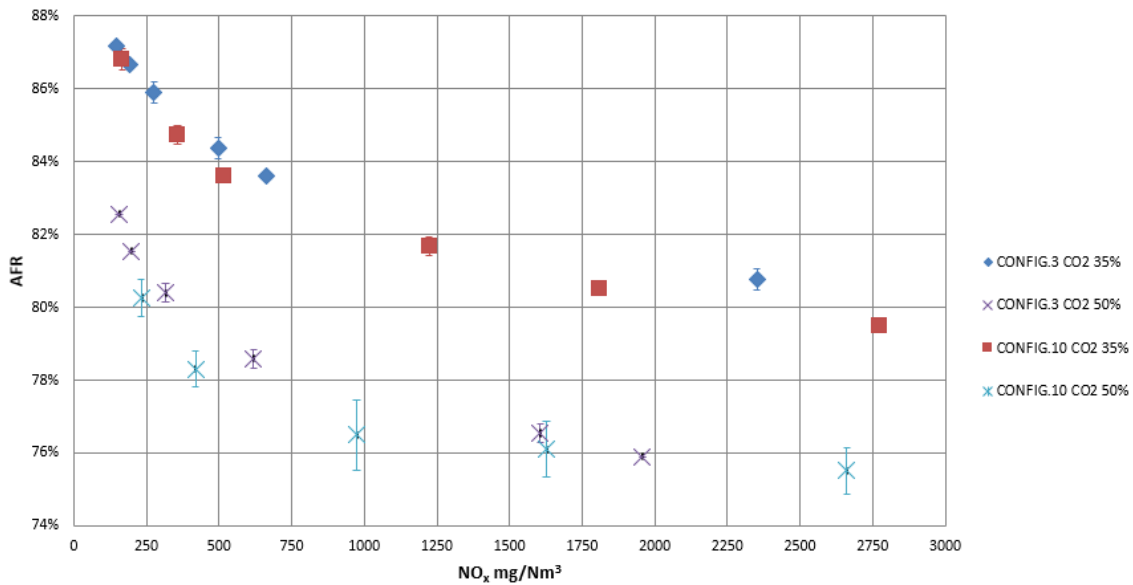


Figura 100. AFR en función de NO_x en escape en configuraciones 3 y 10.

La comparativa de rendimientos entre ambas culatas se presenta en la Figura 101. En este caso, se observa que con la culata estándar el rendimiento se mantiene prácticamente constante para el mismo margen a detonación, lo que hace indicar que la turbulencia que genera la culata estándar podría ser suficiente. Sin embargo, la mayor caída del rendimiento en la zona de bajas emisiones de la curva < 250 mg/Nm³ parece indicar que la combustión no es tan estable como con la culata con *swirl*. Este efecto es más acusado cuando el gas utilizado es biogás de vertedero, donde parece que el uso de *swirl* sí que aporta un extra de rendimiento. En cualquier caso, ambas configuraciones cumplen los objetivos de rendimiento con los dos tipos de biogás en el punto operativo de 500 mg NO_x/Nm³.

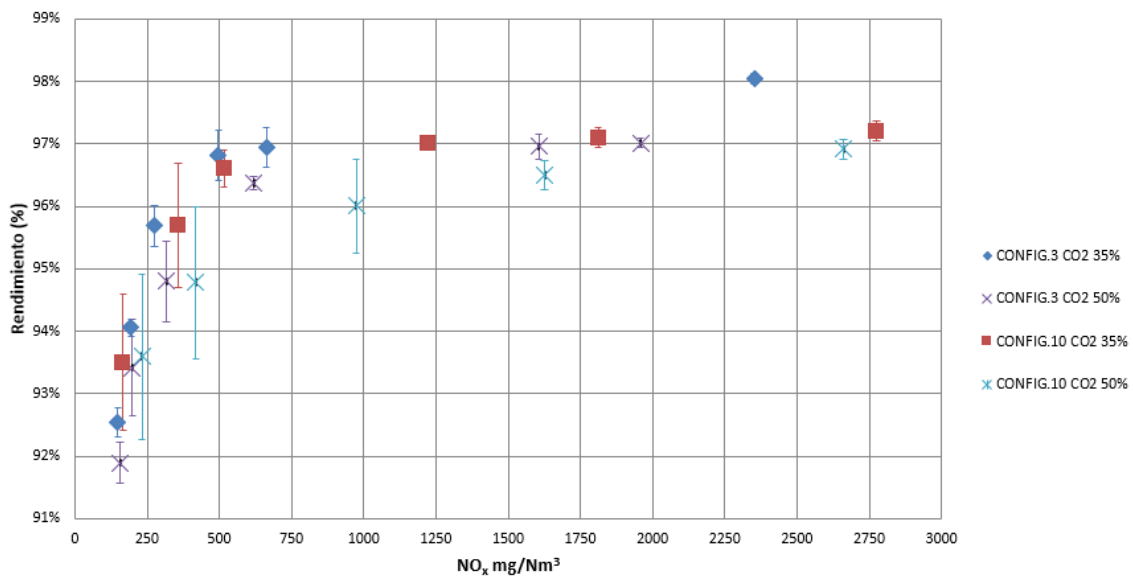


Figura 101. Rendimiento térmico en función de NO_x en escape en configuraciones 3 y 10.

En cuanto a la presión máxima generada en la cámara de combustión, los resultados presentados en la Figura 102 muestran que las tendencias se mantienen igual que las del rendimiento. Por tanto, los resultados pueden resumirse de la misma manera. La combustión es prácticamente igual en términos energéticos y es estable en todo el rango de emisiones salvo en el rango inferior a 250 mg NO_x/Nm³, donde parece que la turbulencia extra generada por el *swirl* de la culata de la Configuración 3 confiere una mayor estabilidad a la combustión. Estas mismas conclusiones se pueden extraer de la Figura 103, correspondientes a la estabilidad de la combustión para ambas configuraciones, donde se puede apreciar que los parámetros de combustión son muy similares. Sin embargo, se observa de nuevo una mayor dispersión en los datos para la Configuración 10, sobre todo a bajas concentraciones de óxidos de nitrógeno en escape.

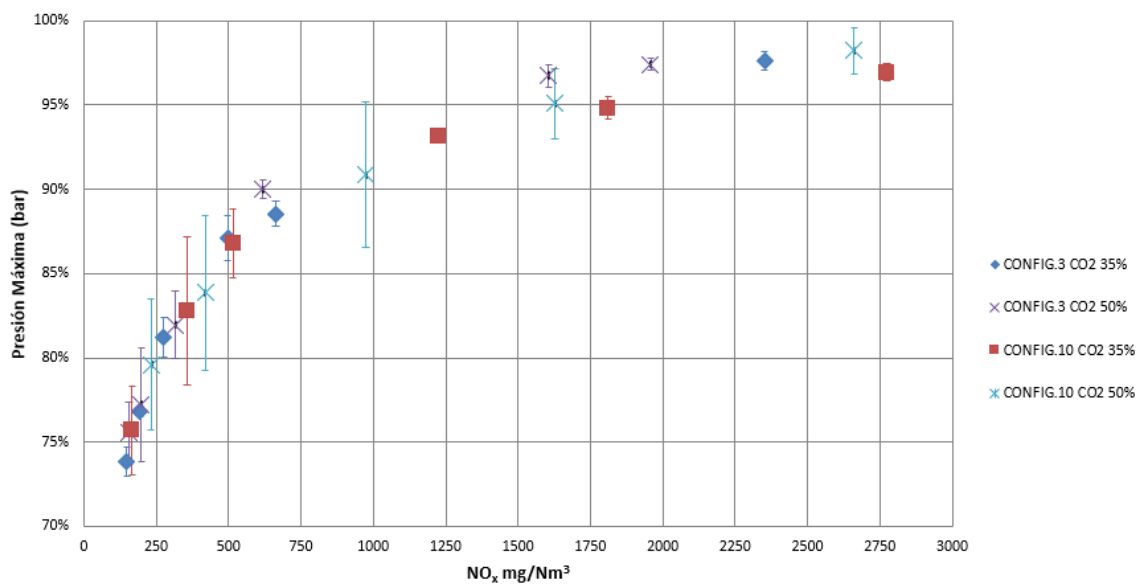


Figura 102. Presión máxima en función de NO_x en escape en configuraciones 3 y 10.

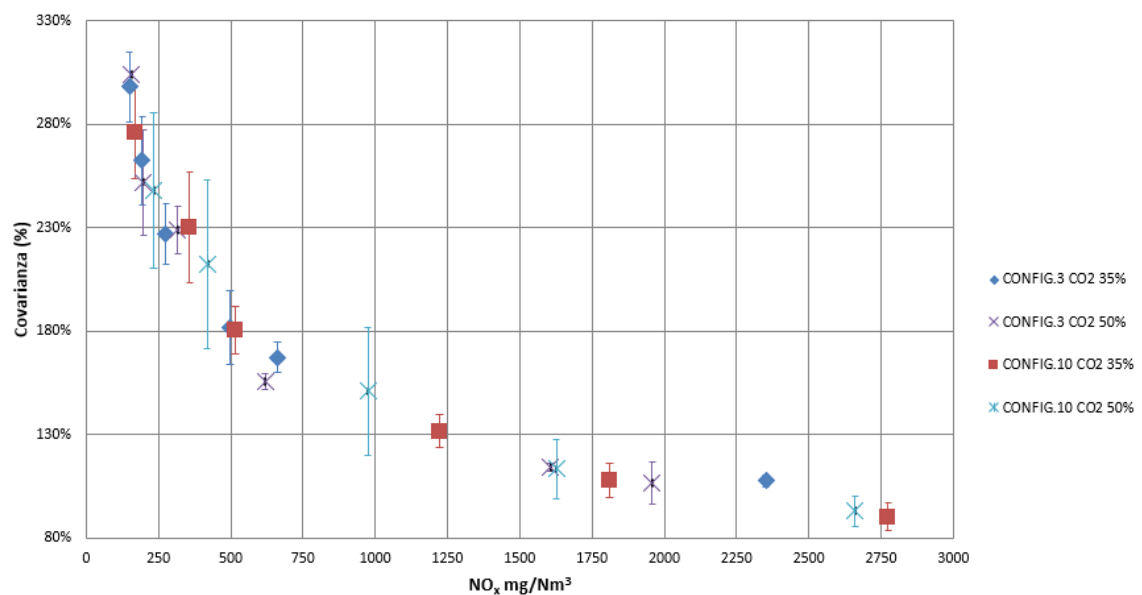


Figura 103. Covarianza de la presión máxima en función de NO_x en escape en configuraciones 3 y 10.

En esta sección se muestran por primera vez los resultados del rendimiento volumétrico del sistema de combustión, que refleja la eficiencia de renovación de carga del cilindro. Se puede observar en la Figura 104 que el rendimiento volumétrico con la culata con *swirl* es menor, es decir, la renovación de carga es peor, por lo que la culata con *swirl* obliga a trabajar con presiones de admisión más altas (para un mismo caudal de mezcla), lo que exigiría bastante más trabajo al turbocompresor.

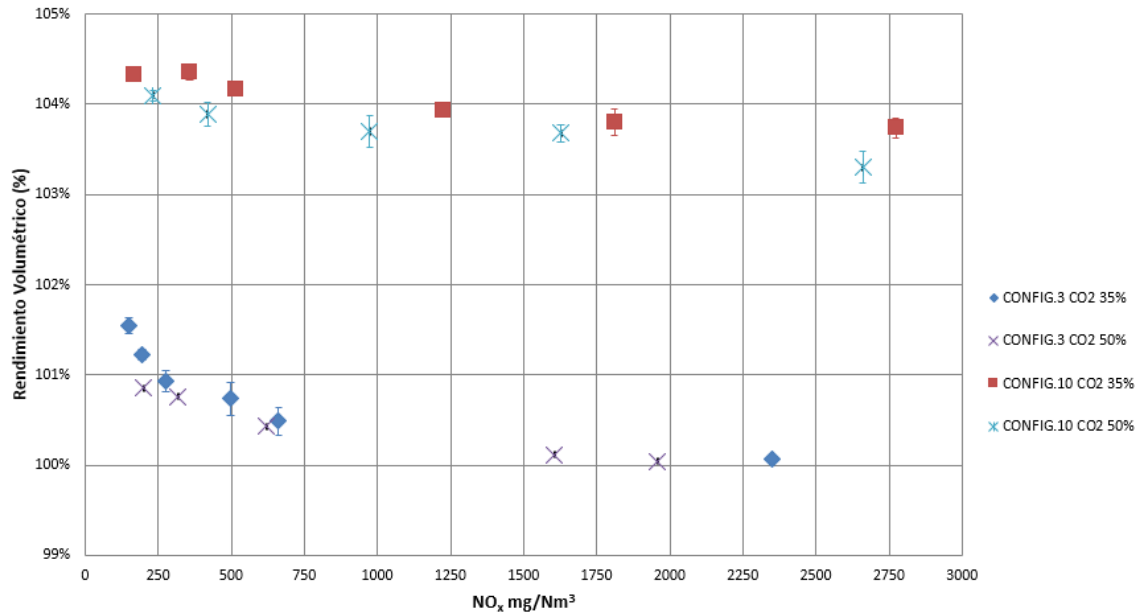


Figura 104. Rendimiento volumétrico en función de NO_x en escape en configuraciones 3 y 10.

Por último, y directamente relacionado con el parámetro anterior de rendimiento volumétrico, desde el punto de vista medioambiental, en lo que a concentración de hidrocarburos totales en los gases de escape hace referencia, la Figura 105 muestra que la Configuración 10, con culata estándar, tiene unos niveles de emisión de hidrocarburos totales inquemados en escape mayores que la culata con *swirl*. Esto ocurre sobre todo en la aplicación con biogás de vertedero. La explicación radica en que la combustión con la culata estándar es más lenta porque hay menos turbulencia y esto requiere acelerar la combustión, aumentando el avance de encendido.

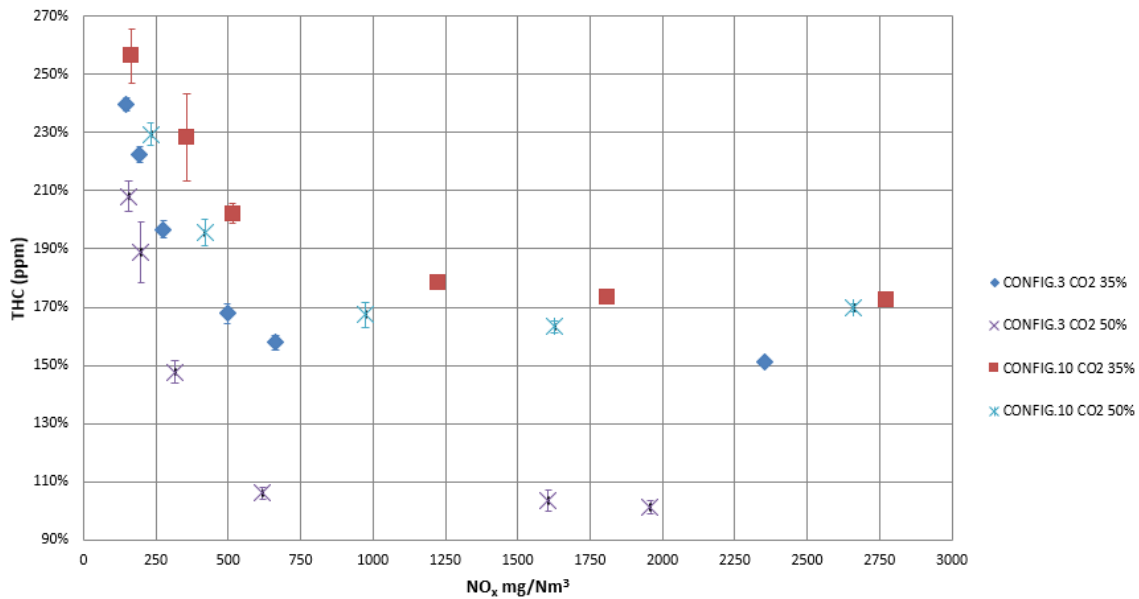


Figura 105. Hidrocarburos totales en escape en función de NO_x en escape en configuraciones 3 y 10.

A modo de resumen se puede decir que ambas configuraciones aportan parámetros de combustión similares en cuanto a rendimiento, presión máxima y covarianza. Dentro de la similitud, parece que la Configuración 10 tendría un mayor rendimiento volumétrico (menor presión de admisión), lo que permitiría rebajar las exigencias del sistema turbocompresor respecto a las de la Configuración 3. Sin embargo, parece que la ausencia de deflectores en los puertos de admisión ralentizaría ligeramente la combustión, efecto que se muestra sobre todo en rangos bajos de concentración de óxidos de nitrógeno en escape, donde se pierde estabilidad de combustión y rendimiento de manera más acusada que en la Configuración 3. Este efecto es mucho más acusado con la utilización de gas de vertedero. Esta ralentización de la combustión se compensa avanzando más la combustión, lo que hace que los niveles de *THC* en escape aumenten de manera considerable.

Por otro lado, algunos parámetros invitan a pensar que el rendimiento puede ser mejor con la culata con *swirl*, como una presión pico mayor, una concentración de *THC* en escape menor y una mayor estabilidad a bajos niveles de emisiones. Sin embargo, la colocación del deflector para provocar más *swirl* genera una mayor exigencia al turbocompresor, puesto que se necesita una mayor presión en admisión para funcionar. Por ello, a la vista de que la culata sin deflectores (Configuración 10) cumple con los objetivos mínimos fijados en el alcance del proyecto, podría ser elegida perfectamente en función de la aplicación o necesidades de mercado.

4.8. Ensayo 7. Optimización del diseño del árbol de levas

El objetivo de este ensayo es probar diseños de árboles de levas que aporten diferentes ángulos de cierre de admisión en la cámara de combustión, con el objetivo de observar de qué manera esta modificación influye en las prestaciones del motor. Para ello, se prueban dos ciclos *Miller* en los que se retrasa el ángulo de cierre de la válvula de admisión de forma progresiva (configuraciones 12 y 13) y se comparan utilizando como referencia el ciclo *Miller* del motor *SGE-86EM* (Configuración 11). En principio, retrasando el ángulo de cierre o, lo que es lo mismo, utilizando un ciclo *Miller* menos agresivo, se pretende:

- Mejorar el rendimiento volumétrico, ya que se exige menor presión de admisión para introducir la masa de gas en la cámara de combustión y renovar mejor la carga en el interior de ésta.
- Turbocompresor menos exigido.
- Aumentar el margen a apagado. El funcionamiento del motor a bajas emisiones mejora porque se consigue una estabilidad mayor debido al incremento de la temperatura en la cámara de combustión al final de la carrera de compresión.

En la Tabla 36 se muestran los límites a detonación y apagado de cada una de las configuraciones y tipos de biogás, así como los avances de encendido utilizados. Se puede observar que trabajando con el biogás de planta el margen a detonación se reduce al retrasar el cierre de la válvula de admisión, incluso intentando compensar este efecto bajando el avance de encendido (Configuración 13). En cualquier caso, aún es lo suficientemente grande como para permitir cumplir los objetivos de la tesis con cualquiera de los ciclos ($> 2000 \text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$).

Tabla 36. Avances de encendido (AE) y límites a apagado y detonación obtenidos para biogás de diferentes porcentajes de CO_2 y diferentes configuraciones del árbol de levas.

Configuración	Gas	AE (°)	Apagado ($\text{mg NO}_x/\text{Nm}^3$)	Detonación ($\text{mg NO}_x/\text{Nm}^3$)
11	Biogás 35 % CO_2	22	174	>3000
	Biogás 50 % CO_2	24	222	>3000
12	Biogás 35 % CO_2	22	160	2187
	Biogás 50 % CO_2	24	197	>3000
13	Biogás 35 % CO_2	20	149	2058
	Biogás 50 % CO_2	22	185	>3000

La relación aire/combustible que exige el motor se muestra en la Figura 106. En primer lugar, se observan las diferencias habituales entre los dos tipos de biogás, es decir, *AFR* más bajos para el biogás de vertedero. Por otro lado, cuanto menos agresivo es el ciclo *Miller* utilizado (configuraciones 12 y 13, respectivamente) la temperatura en la cámara de combustión al final de la compresión es más alta y por eso se debe compensar con un *AFR* más alto (aumento de la relación aire/combustible) para mantener constantes las emisiones de NO_x . Por este motivo, el

compresor del turbo debería trabajar con más exigencia. Sin embargo, este efecto se compensa por el hecho de que, al cambiar los ángulos de cierre de las válvulas de admisión, la válvula de admisión abre más (mayor altura) y durante más tiempo. Esto hace que la presión en el colector de admisión no tenga que ser tan alta para vencer la pérdida de carga en el puerto de admisión y, por tanto, la exigencia del turbo es menor con los *Miller* menos agresivos (Configuración 12 y 13).

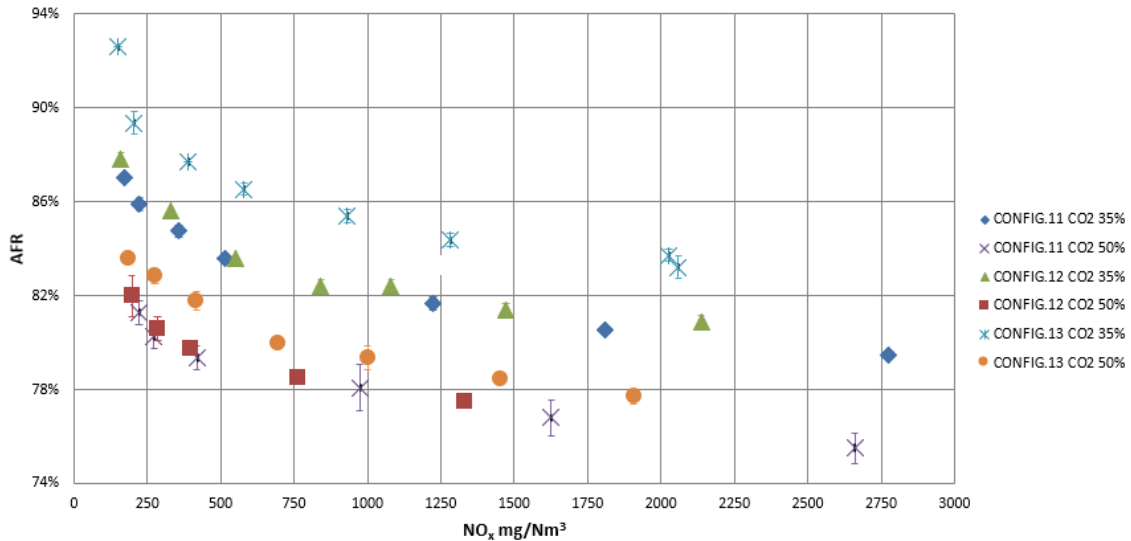


Figura 106. AFR en función de NO_x en escape en configuraciones 11, 12 y 13.

En la Figura 107 se exponen los resultados de la comparativa de ciclos de combustión en lo que a rendimiento se refiere. Las contrapartidas en rendimiento por utilizar ciclos menos agresivos no parecen demasiado importantes y, en líneas generales, las tres configuraciones cumplen los objetivos de rendimiento con los dos tipos de biogás en el punto operativo de 500 mg NO_x/Nm³. El rendimiento obtenido con el biogás de planta es mayor en comparación con el biogás de vertedero, como es habitual. Sí que es destacable el hecho de que cuanto menos agresivo es el ciclo y mayor es la temperatura al final de la combustión, hay que trabajar con AFR más pobres. Este efecto es mucho más plausible en el uso de la Configuración 13, en la que el aumento de la temperatura de compresión es tan alto que el avance de encendido debe reducirse para tener margen de detonación suficiente, lo que implica una pérdida de rendimiento.

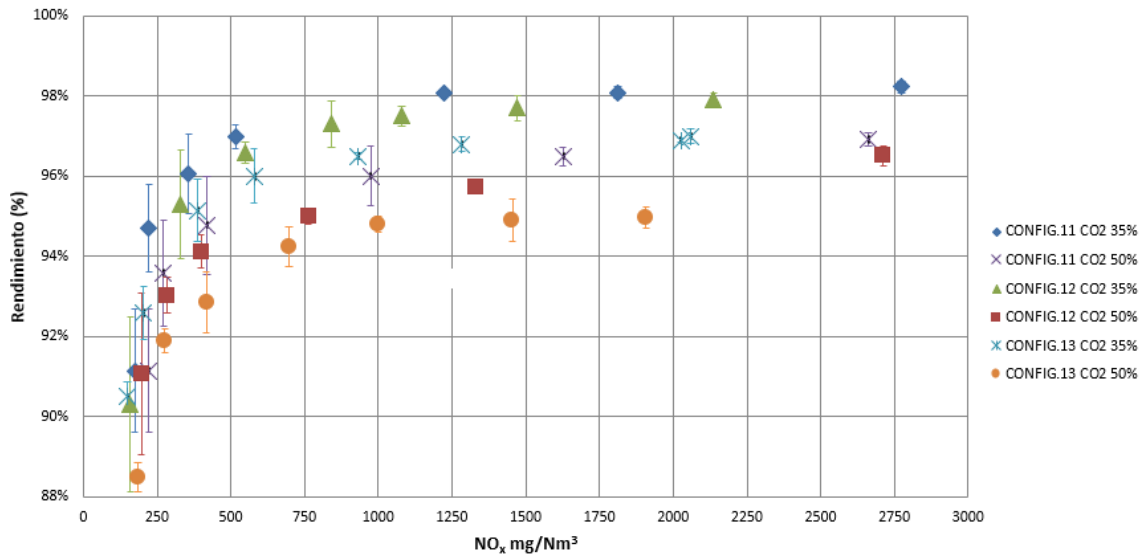


Figura 107. Rendimiento térmico en función de NO_x en escape en configuraciones 11, 12 y 13.

La presión máxima en la cámara de combustión se representa en la Figura 108. En principio se debería esperar una mayor presión con las configuraciones 12 y 13, derivado de su cierre de válvula más tardío [61]. Sin embargo, no se observan diferencias significativas en este parámetro de combustión entre los diferentes ciclos de combustión, sobre todo con el gas de planta, siendo la presión máxima en la cámara de combustión similar en todos los casos. Para la Configuración 13 se observan diferencias en los valores, que están relacionadas con la reducción del avance de encendido. En lo que se refiere a la estabilidad de la combustión, mostrado en la Figura 109, se observa que apenas hay diferencia entre las covarianzas de las configuraciones 12 y 13 y que, sin embargo, éstas son mayores que las de la Configuración 11.

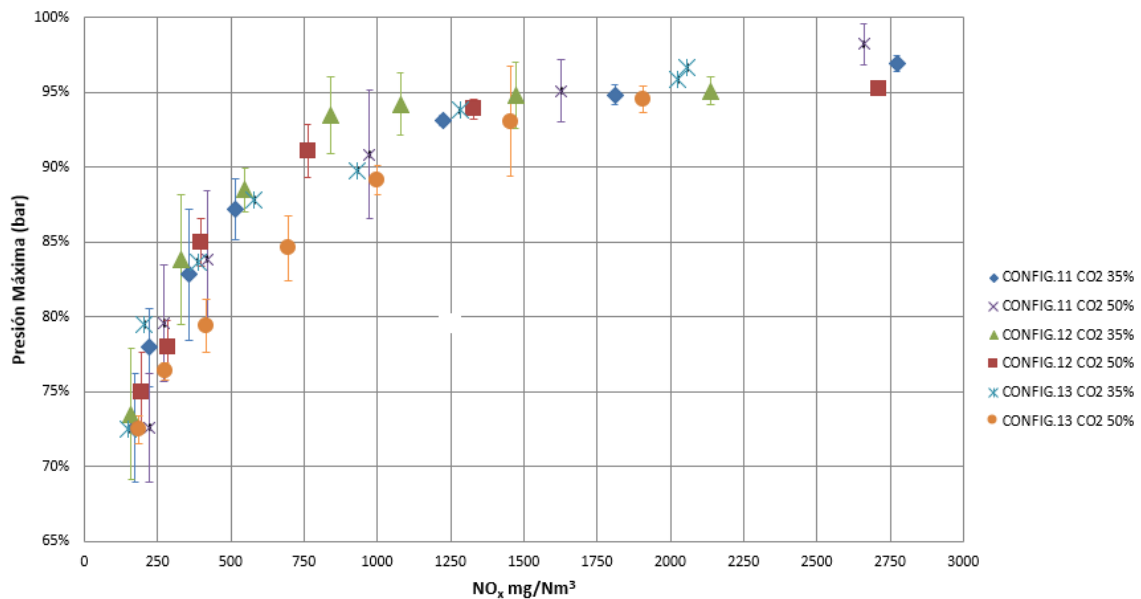


Figura 108. Presión máxima en función de NO_x en escape en configuraciones 11, 12 y 13.

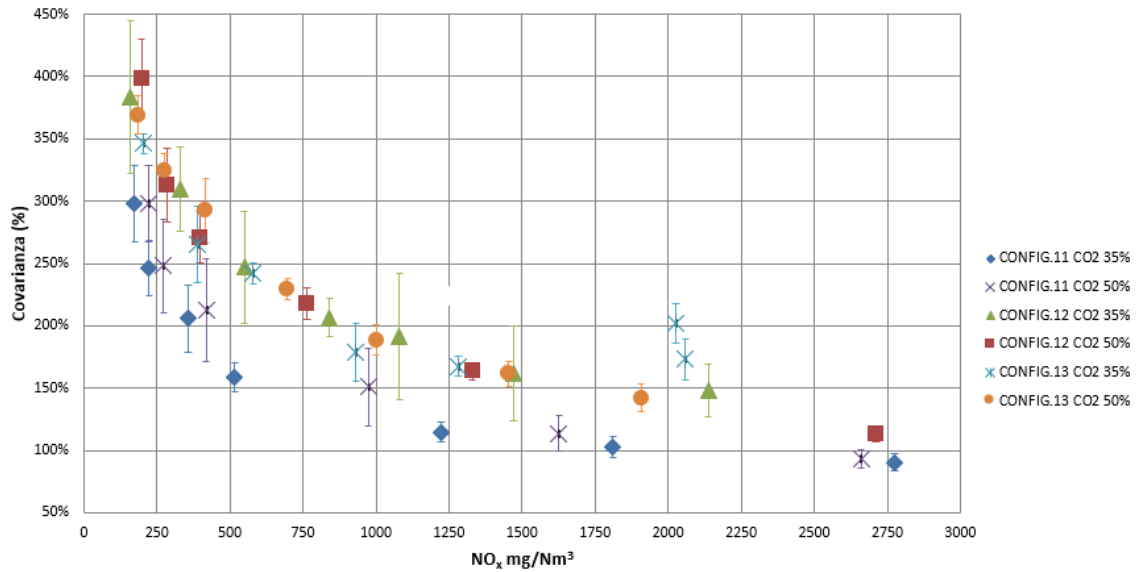


Figura 109. Covarianza de la presión máxima en función de NO_x en escape en configuraciones 11, 12 y 13.

En cuanto a las emisiones de hidrocarburos totales en gases de escape, la Figura 110 muestra claramente que al hacer menos agresivo el ciclo de combustión, lo que supone que la temperatura final de compresión es más alta, se produce una reducción de hidrocarburos totales en escape. Por lo que, medioambientalmente parece que este tipo de configuraciones pueden ser una buena alternativa.

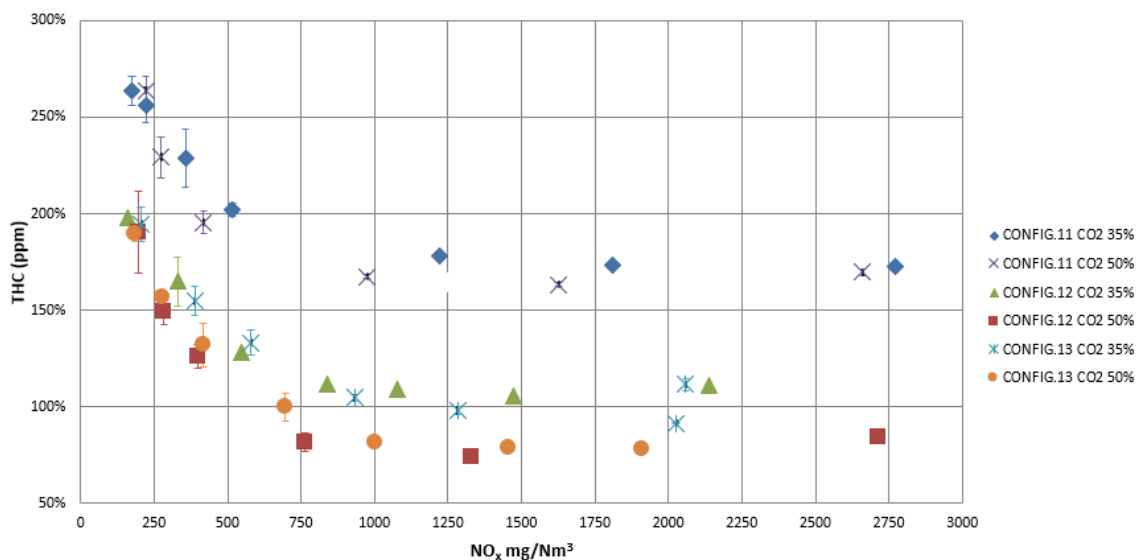


Figura 110. Hidrocarburos totales en escape en función de NO_x en escape en configuraciones 11, 12 y 13.

Finalmente, en la Figura 111 se presenta el rendimiento volumétrico de las tres configuraciones. Se observa que apenas hay diferencias significativas entre las configuraciones 11 y 12 en lo que a renovación de carga se refiere, lo cual es difícil de justificar. Sin embargo, cuando se utiliza un ciclo *Miller* menos agresivo el rendimiento volumétrico aumenta de manera considerable, lo

que, con probabilidad, llevaría a unas relaciones de compresión del turbo mucho más bajas, con exigencias mucho menores para el mismo. Este resultado coincide con investigaciones previas llevadas a cabo por otros investigadores [115].

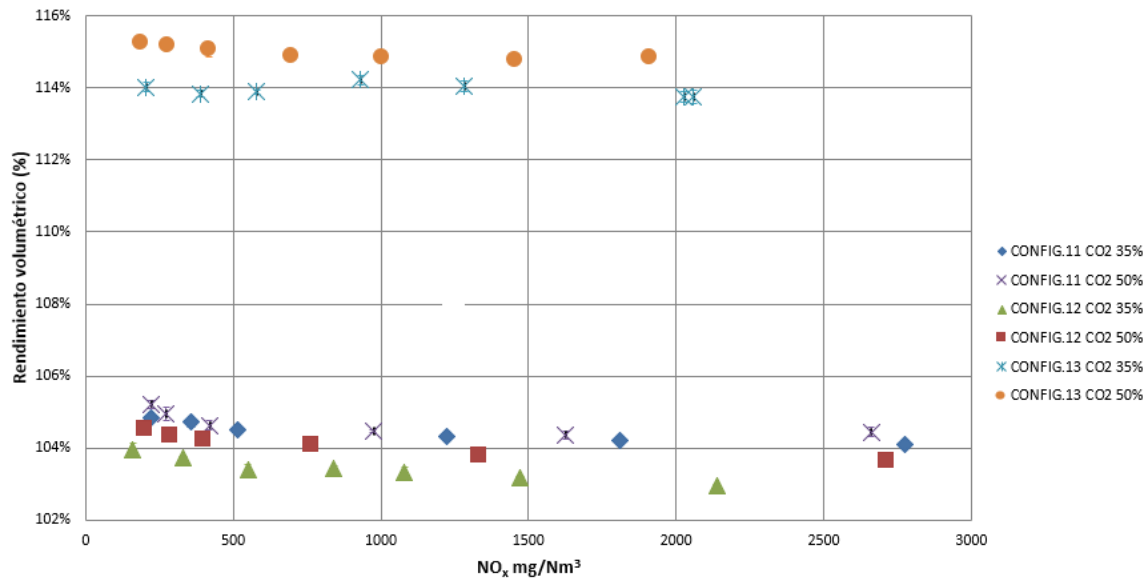


Figura 111. Rendimiento volumétrico en función de NO_x en escape en configuraciones 11, 12 y 13.

Sintetizando la información obtenida en este ensayo se puede decir que la utilización de ciclos de combustión menos agresivos, como los de las configuraciones 12 y 13, no tienen contrapartidas importantes en rendimiento. Los márgenes a detonación se reducen considerablemente con la Configuración 13, pero siguen siendo asumibles para la operación del motor (> 2000 mg NO_x/Nm³). Por otro lado, la utilización de ciclos menos agresivos permite alcanzar un límite a apagado más bajo y, por tanto, tener un margen de operación más amplio en el rango de concentración de NO_x en escape de 250 mg/Nm³.

Cuanto menos agresivo es el ciclo de combustión mayor es la temperatura al final de la compresión y esto hace que el motor exija trabajar con relaciones de aire/combustible más altas, lo que implicaría unas exigencias más estrictas para el sistema turbocompresor. Sin embargo, este aumento de temperatura al final de la carrera de compresión también favorece que el nivel de concentración de hidrocarburos totales en escape se reduzca de manera importante. Esto está favorecido también por una menor presión de admisión, que supone disminuir el caudal de mezcla *bypasseado* en el cilindro durante el cruce de válvulas. Por último, la Configuración 13 permite un rendimiento volumétrico más alto, que favorece la renovación de carga y permite trabajar con relaciones de compresión más bajas y una exigencia menor en el turbo.

4.9. Resumen de resultados y valoración final del producto

Los resultados presentados en las secciones anteriores muestran las opciones de montaje de los elementos constructivos en un futuro motor comercial de doce cilindros, con sus ventajas e inconvenientes. Esto permitirá acabar de realizar la segunda etapa de la experimentación (ensayos de balances y duración), antes de liberar los balances a distintos niveles de emisiones para los tipos de biogases y sacar el producto al mercado. Para ayudar en la toma de decisión sobre la mejor configuración, en la Tabla 37 se resumen los valores de rendimiento (en porcentaje sobre el valor comercial liberado del *SGE-86EM*) a 500 mg NO_x/Nm³ obtenidos en cada una de las configuraciones probadas. Para poder hacer una valoración completa de los resultados, hay que recordar que el objetivo inicial de rendimiento del proyecto a ese nivel de emisiones, basado en el estudio de mercado de los principales competidores y los productos de biogás en el mismo rango de potencias que tienen en el mercado, es del 93 %. Cabe recordar que estos valores de rendimiento se han obtenido siempre generando 175 kW de potencia en el motor monocilindro, que ha sido la condición aplicada en todos los ensayos y que es el equivalente a 2 MW en el motor multicilindro.

Tabla 37. Rendimiento a 500 mg NO_x/Nm³ obtenidos en cada una de las configuraciones probadas en esta tesis.

Configuración	Biogás de planta (35 % CO ₂)	Biogás de vertedero (50 % CO ₂)
1	84,4 %	-
2	97,2 %	95,0 %
3	96,8 %	94,9 %
4	95,8 %	93,8 %
5	96,5 %	94,4 %
6	95,9 %	94,1 %
7	96,4 %	94,5 %
8	96,5 %	94,8 %
9	96,1 %	94,6 %
10	96,6 %	94,7 %
11	96,9 %	94,9 %
12	96,6 %	94,7 %
13	95,5 %	93,6 %

En primer lugar, se puede decir que estos valores de rendimiento son todos menores que el que se consigue en el motor *SGE-86EM* de gas natural, lo cual era de esperar debido a las peores propiedades que tiene el biogás como combustible con respecto al gas natural. También se aprecia que los rendimientos son menores cuando se utiliza biogás de vertedero en comparación con el biogás de planta, también algo esperado. Con el objetivo de analizar si estos resultados son competitivos en el mercado actual, en la Tabla 38 se muestran los resultados publicados por los principales fabricantes para sus motores de biogás del rango de 2 MW. Comparando estos resultados con los obtenidos durante la realización de esta tesis doctoral se puede concluir que

el motor de biogás que saque *Siemens* al mercado será competitivo en cuanto a rendimiento, ya que el máximo rendimiento conseguido por la competencia es del 94,8 % (GEJ J612), valor que se supera en esta tesis doctoral en prácticamente todas las configuraciones con el biogás de 35 % de CO₂ y en algunas de las configuraciones del gas de vertedero. Además, cabe destacar que estos valores de rendimiento se obtienen para una potencia de 2 MW, algo que el motor GEJ J612 no consigue. Los únicos dos motores que son capaces de mantener esta potencia (MWM y QSV91) presentan rendimientos claramente menores a los obtenidos en esta tesis doctoral (92,7 % y 83,8 %, respectivamente).

Tabla 38. Concepto de combustión, potencia y rendimiento de motores de competencia en el mercado.

Concepto combustión	Motor	Potencia (kWe)	Rendimiento (%)
PC Inyectada	GEJ (J612)	1820	94,8
	MTU 4000 (20V)	1950	93,3
PC Pasiva	VTCG 2020 MWM	2000	92,7
	CG170-20 CAT	1993	89,9
	QSV91	2000	83,8

A la hora de decidir la configuración definitiva que llevaría el motor de 12 cilindros, en la Tabla 37 se puede apreciar que no hay una configuración óptima para ambos tipos de biogás desde el punto de vista técnico. Es decir, se pueden obtener configuraciones óptimas para cada tipo de biogás y, por qué no, para cada tipo de aplicación. Desde el punto de vista económico y logístico se puede decir que no es operativo disponer de distintas configuraciones para cada aplicación, de manera que es necesario elegir una configuración que sea la que lleve el motor comercial de biogás, independientemente del tipo de biogás con el que vaya a trabajar. Observando a los distintos fabricantes con los que el motor de biogás de *Siemens* entraría en competencia, se corrobora que lo hacen de esa misma manera, esto es, disponen de un único motor para biogás sin entrar en más consideraciones. Es por ello que se debe realizar una valoración de producto final desde un punto de vista económico (inversión, operatividad y mantenimiento), con el fin de definir la mejor configuración para probar en el motor multicilindro y realizar ensayos finales de prestaciones y duración antes de su lanzamiento final al mercado.

En primer lugar, se descarta la opción de la precámara inyectada por los diversos motivos que se han expuesto a lo largo de esta tesis doctoral, y que se resumen a continuación.

- Desde el punto de vista de inversión de capital, el motor con un concepto de combustión de precámara pasiva es más económico porque prescinde de todo el sistema de precámara (válvulas de paso, compresor de gas, rail, *check valves*, etc.). Además, permite trabajar con turbocompresores más económicos en ciertas configuraciones (*Miller* con cierre retrasado de válvulas y culata sin deflectores), puesto que las relaciones de compresión del turbo que permiten son menores, simplemente por tener menos caudal y más temperatura de escape (combustión más lenta).

- La robustez del motor se presume mayor con un sistema de precámara pasiva, puesto que se eliminarían los problemas asociados a la inyección de gas por las *check valves* (fallos de encendido, detonaciones, formación de depósitos en *check valves*, etc.), y que ya han sido detectados en el motor de gas natural. Debido a las características del biogás (impurezas y humedad) estos problemas aumentarían con su uso.
- Los costes de mantenimiento serían mayores para el motor de precámara inyectada.

Consecuentemente, las configuraciones que se considera debieran ser probadas en un banco de ensayo con un motor multicilindro para estudiar sus prestaciones son las presentadas en la Tabla 39. La columna Prioridad 1 de la tabla sería la configuración inicial que se montaría para empezar los ensayos sobre un motor de doce cilindros en un banco de pruebas para realizar los mapas completos del motor, liberar los balances y completar los ensayos de duración. En esta configuración no se han seleccionado el concepto de combustión y componentes que necesariamente aporten mejores prestaciones desde el punto de vista técnico, sino que también se han tenido en cuenta criterios del ámbito económico como la durabilidad, fiabilidad y costes (inversión o mantenimiento).

Tabla 39. Configuraciones preliminares seleccionadas para ensayos en multicilindro.

	Prioridad 1	Prioridad 2	Prioridad 3
Concepto de combustión	Precámara pasiva	Precámara pasiva	Precámara pasiva
Precámara	PPA	PPA	PPB
Bujía	SPB	SPB	SPB
Pistón	PB	PB	PB
Culata	CHA	Siemens OCH	CHA
Árbol de levas	MB	Siemens OM	Siemens OM

La precámara seleccionada es una precámara de volumen más pequeño que la del motor liberado *SGE-86EM* y sin agujero central, que es la que mejores prestaciones técnicas presenta. En cuanto al diseño de la bujía, se ha procedido del mismo modo, eligiendo el concepto técnicamente más competitivo, bujía tipo Jota con electrodo fino, pese a no ser el de más durabilidad. Con el mismo criterio se ha seleccionado el pistón, un pistón tipo *bowl* con el primer segmento en la posición más cercana a la cara de fuego. Para la culata se selecciona la opción con *swirl* por la estabilidad de combustión que aporta a bajas emisiones ($250 \text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$) respecto a la culata recta. Para el ciclo de combustión se opta por una opción con rendimiento volumétrico mayor, una vez se ha comprobado que la penalización en prestaciones entra dentro de los objetivos técnicos de la tesis doctoral. De esta forma, se podrá trabajar con relaciones de compresión más bajas en el turbo, permitiendo seleccionar turbos más económicos y, por tanto, reducir considerablemente el precio del motor. Por esto se decide trabajar con un ciclo *Miller* menos agresivo.

La prioridad 2 corresponde con la Configuración 10 testada en los ensayos, pero con una precámara sin agujero central. Es una configuración de la que se han obtenido buenas prestaciones (rendimiento volumétrico, márgenes, etc.) y que, según resultados experimentales, al cambiar la precámara por la *PPA* aportaría algo más de rendimiento. Esto, en contrapartida, penalizaría el margen a apagado por la peor turbulencia generada en la culata. Además, es una opción de configuración que permite bajar las exigencias del turbo y, de esa forma, rebajar el coste del motor, puesto que los turbocompresores que podrían trabajar a esas condiciones tienen un menor precio en el mercado. Como contraprestación más importante estaría el nivel de emisiones de hidrocarburos totales en escape. Debido a las condiciones de renovación de carga en el interior del cilindro, permitiría trabajar con una combustión más avanzada, y las emisiones aumentarían de manera considerable. Los ensayos de prestaciones irían enfocados a tratar de minimizar al máximo el nivel de emisiones de *THC*.

La Prioridad 3 de la Tabla 39 es la Configuración 3 que se ha tomado de referencia en casi todos los ensayos y que tan buenos resultados ha dado a nivel de rendimientos, márgenes y niveles de emisiones. En principio, la mayor penalización de esta opción sería el peor rendimiento volumétrico respecto a las anteriores y, por tanto, unas exigencias mayores al turbocompresor que encarecerían el precio del motor.

CAPÍTULO V: CONCLUSIONES

5. CONCLUSIONES

Las principales conclusiones que se derivan de esta tesis doctoral son las siguientes:

- El uso de biogás como combustible en el motor monocilindro experimental de combustión interna presenta las siguientes diferencias con respecto al de gas natural, tanto en el concepto de precámara pasiva como de precámara activa:
 - Necesidad de mayor cantidad de combustible para conseguir la misma potencia con el mismo avance de encendido, es decir, *AFR* más bajos a medida que aumenta el porcentaje de CO_2 .
 - Menor velocidad de combustión del biogás, que aumenta a medida que se incrementa el porcentaje de CO_2 en el biogás, lo que trae consigo una pérdida de rendimiento considerable.
 - Menor estabilidad de la combustión, causada por su menor inflamabilidad y también influenciada por el contenido en CO_2 .
 - Mayores emisiones de hidrocarburos en escape.
- Se considera importante disponer de los datos del comportamiento del motor con precámara activa trabajando con biogás para considerar el sistema como alternativa para ciertas aplicaciones. Sin embargo, del análisis económico de ambos sistemas de combustión (presentado en el estado del arte de esta tesis) se deduce que, en el caso de la combustión de biogás, es más rentable evolucionar el concepto de precámara pasiva.
- En lo que se refiere a los distintos diseños de precámara:
 - Para biogás de planta la mejor opción de precámara es la de menor volumen y sin agujero central (*PPA*), puesto que es la que mayor rendimiento aporta y la que menores emisiones de hidrocarburos a la atmósfera genera.
 - Para biogás de vertedero, sin embargo, parece que la mejor precámara es la de menor volumen, pero con agujero central (*PPB*), porque mejora la renovación de carga, lo que permite avanzar más la combustión, no penalizar tanto el rendimiento y mejorar el límite a apagado, a pesar de presentar mayores emisiones de *THC* a la atmósfera.
 - La configuración de volumen más bajo de precámara, con distinta orientación de agujeros y agujero central (*PPC*), penaliza de manera importante las prestaciones del motor en cuanto a rendimiento y a concentración de hidrocarburos totales en escape. Es decir, pese a mejorar la renovación de carga en la precámara con el menor volumen y el agujero central, parece que la reducción de volumen de la precámara es excesiva, no consiguiendo generar combustiones tan energéticas y estables como las dos precámaras anteriores.

- En cuanto a la optimización del diseño de las bujías, de los resultados experimentales se extraen las siguientes conclusiones:
 - La bujía tipo Jota con electrodo fino (*SPB*) es la que mejores prestaciones aporta trabajando con ambos tipos de biogás, porque aporta un mejor rendimiento con un margen a apagado lo suficientemente amplio como para cumplir los objetivos de la tesis doctoral.
 - El electrodo grueso (*Siemens SP*) aporta una mayor duración a la bujía, pero presenta escaso límite a apagado. Esto obliga a reducir el avance de encendido del motor y, por tanto, penaliza el rendimiento, sobre todo en aplicación de vertedero.
 - El hecho de bajar la posición de la bujía con electrodo grueso (*SPA*) permite mejorar mucho la renovación de carga en el gap del electrodo y ampliar el margen a apagado, pero al perder volumen la precámara se merma el rendimiento del motor.
 - El electrodo circular (*SPC*) no permite cumplir con los límites mínimos a apagado, por lo que no se podría liberar el balance a $250 \text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$ y, por tanto, se descarta dicho diseño.

- De los resultados del bloque experimental concerniente al desarrollo del pistón se concluye que:
 - La configuración *bowl* aporta una turbulencia (*squish*) en la cámara principal que genera una combustión suficientemente estable y energética para todos los balances que se quieren liberar, permitiendo recuperar el rendimiento respecto del uso de un pistón plano.
 - Para ambos biogases la configuración que mejor rendimiento aporta y menores emisiones de hidrocarburos totales presenta es la que tiene la posición del primer segmento más elevada (*PB*). Esto se debe a que reduce los volúmenes muertos de gas en la cámara de combustión.
 - Con la posición más baja del primer aro (*PC*) no se han obtenido unos resultados suficientemente satisfactorios como para sacar adelante productos que trabajen a $250 \text{ mg NO}_x/\text{Nm}^3$ porque su margen a apagado es superior a esas emisiones.
 - Bajar el aro a la posición intermedia (*PA*) penaliza el rendimiento del motor y produce un mayor nivel de concentración de hidrocarburos en escape, aunque permite estar dentro del alcance del proyecto. Es una opción interesante a tener en cuenta puesto que mecánicamente el segmento sufre menos debido a unas mejores condiciones de refrigeración y lubricación (se degrada menos el aceite por efecto de la temperatura y lubrica mejor el segmento). De este modo la duración del mismo puede incrementarse de manera importante respecto al segmento más elevado, evitando así el riesgo de gripaje del pistón.

- Las conclusiones que se obtienen de las pruebas experimentales con los distintos diseños de culata son:
 - Las prestaciones del motor son muy similares para ambos tipos de culatas para los tipos de biogás probados, cumpliendo ambas los objetivos técnicos de la tesis. Parece que con el *bowl* del pistón ya se genera suficiente turbulencia en la cámara de combustión, y que incrementar la misma con la colocación de deflectores no aporta mejoras significativas. Sin embargo, es una alternativa interesante para trabajar a bajas emisiones porque la turbulencia adicional generada por los deflectores aporta una mayor estabilidad de combustión.
 - La eliminación de los deflectores (*Siemens OCH*) traería consigo una reducción de la turbulencia en la cámara, sin consecuencias aparentes, pero llevaría asociada una mejora de la renovación de carga de la cámara de combustión (mayor rendimiento volumétrico). Este aumento de rendimiento volumétrico exigiría unas relaciones de compresión del turbo menores, lo que permitiría trabajar con turbos más económicos, reduciendo los costes del motor.

- En cuanto a los diseños de ciclos de combustión *Miller* probados para ambos tipos de biogás, las conclusiones obtenidas son las siguientes:
 - Trabajar con ciclos *Miller* con cierre de válvula de admisión adelantado (*Siemens OM*) aumenta el rendimiento del motor, pero cumple los objetivos de margen a apagado para gas de planta de manera muy ajustada, y tiene unos niveles de emisiones de hidrocarburos excesivamente altos.
 - El *Miller* con cierre de válvulas más retrasado (*MB*) penaliza el rendimiento, pero cumple con los objetivos de la tesis sobradamente. Esto es algo a destacar, puesto que los ensayos se realizaron con la configuración de pistón más desfavorable (*PC*).
 - El ciclo de combustión con cierre de válvulas más retrasado (*MB*) tiene una temperatura de combustión mucho más alta, que reduce el margen a detonación de manera importante, aunque siguen estando dentro de los límites del proyecto. Este hecho hace que el motor con este ciclo trabaje a avances de encendido más bajos, lo que conlleva una reducción de los niveles de emisión de *THC* en escape. Esta reducción es algo a considerar a la hora de elegir componentes del sistema de combustión.
 - El *Miller MB* presenta un aumento del rendimiento volumétrico importante respecto al ciclo más agresivo, lo que implicaría una mejor renovación de carga en el cilindro. Este aumento de rendimiento volumétrico exigiría unas relaciones de compresión del turbo menores, lo que permitiría trabajar con turbos más económicos, reduciendo los costes del motor.

- Si bien desde el punto de vista técnico se podría seleccionar una configuración diferente para cada tipo de biogás, en términos económicos y de viabilidad industrial es más efectivo

elegir una configuración que pueda funcionar con el mayor número de tipos de biogás y en la variedad más amplia de aplicaciones posible. Por ello, se eligen tres opciones diferentes con las que avanzar en el desarrollo del motor comercial de 12 cilindros.

- Por último, se concluye que los resultados obtenidos en esta tesis doctoral son muy favorables y permitirán poner en el mercado un motor de combustión de biogás de 2 MW tremendamente competitivo y que mejore en prestaciones a los motores existentes actualmente en el mercado.

CAPÍTULO VI: LÍNEAS FUTURAS DE INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO

6. LÍNEAS FUTURAS DE INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO

En base a las conclusiones de esta tesis, tomando como referencia el conocimiento adquirido durante el desarrollo de la misma, así como la experiencia adquirida en otros proyectos de desarrollo de motores y teniendo en cuenta la dificultad práctica de abarcar en un solo estudio todas las líneas de investigación que requeriría la optimización y lanzamiento al mercado de un motor de estas características, se proponen, a continuación, diferentes líneas de investigación y desarrollo que se consideran interesantes para tal fin.

En el *MCE* queda un trabajo importante de ensayos donde se deben realizar los distintos mapas de motor que sirvan para corroborar los resultados obtenidos en el *SCE* y eliminar las dudas razonables que puedan existir tras la extrapolación de configuraciones de *SCE* a *MCE*. Estas dudas estarían focalizadas principalmente en asegurar que las prestaciones del motor entran dentro de lo esperado pese a la variabilidad de funcionamiento entre cilindros, y en asegurar que el sistema turbocompresor estimado en el *SCE* se puede montar en el *MCE* sin problemas de funcionamiento asociados. Además, el ajuste del sistema turbocompresor en el *MCE* es de vital importancia para corroborar las conclusiones obtenidas sobre los niveles de *THC* en escape en el apartado experimental de esta tesis, debido a que uno de los *hándicaps* más importantes del ajuste de rendimiento de turbo en *SCE* es la dificultad de poder extrapolar ese ajuste teórico de mapa de turbocompresor al funcionamiento del motor *MCE*. Una vez hecho esto, se deberán liberar los balances a distintos niveles de emisiones: 250, 500 y 1000 mg NO_x/Nm³. Finalmente, se deben ejecutar los ensayos de duración de componentes para estudiar la durabilidad y fiabilidad del motor y establecer las diferentes pautas de mantenimiento que se necesiten para trabajar con biogás. Estos ensayos, se realizarán mediante un seguimiento de los motores en las instalaciones de los clientes, previo acuerdo de condiciones económicas y técnicas. Este acuerdo incluirá la entrega de las pautas de mantenimiento y plan de seguimiento a realizar por el servicio técnico de *Siemens* o por el propio cliente, en función de sus capacidades.

Sin embargo, el trabajo de investigación no debería detenerse con la cumplimentación de estos ensayos en el *MCE* y el lanzamiento del motor al mercado. Es por ello que se plantea una línea de optimización del motor, a desarrollar en el *SCE*. Esta línea sería complementaria a esta tesis doctoral y tendría como objetivo probar nuevos diseños de componentes que no se han podido desarrollar durante este proyecto y optimizar el sistema de combustión a partir de posibles problemas que se detecten durante la realización de los ensayos, tanto en celda de ensayo como en campo, en el *MCE*. Esta línea de investigación se hará para ambos conceptos de combustión, precámara pasiva e inyectada. Desde *Siemens* se cree que puede ser interesante, a pesar de partir de un producto con un concepto de precámara pasiva, disponer de la alternativa de usar la inyectada en un futuro debido a, básicamente, una posible falta de competitividad en el mercado ocasionada por cambios en las tarifas del biogás y de la electricidad, y a un endurecimiento de los límites de emisión que obliguen a trabajar al motor con una estabilidad y un margen a apagado difícil de alcanzar con la precámara pasiva.

En cuanto a nuevos diseños, fundamentalmente está previsto estudiar mejoras en el diseño de dos componentes:

- Realización de simulaciones para optimizar los distintos diseños con el concepto de precámara pasiva, ya que es un concepto de combustión en el que nunca se han realizado simulaciones (*CFD*, 3D, etc.).
- Realizar un estudio de velocidad de flujo óptima y una distribución de *AFR* óptima en la precámara pasiva y en el gap del electrodo de la bujía.
- Realizar un estudio para rediseño de la precámara pasiva con el fin de aumentar la potencia de los *torches* de forma que se favorezca la estabilidad de la combustión y se gane rendimiento, sobre todo a bajas emisiones (< 500 mg/Nm³NO_x).
- Rediseñar las bujías con el objetivo de aumentar la durabilidad de las mismas.
- Rediseños de precámaras activas. Incluyendo rediseños de *check valves* para evitar la generación de depósitos, así como la reubicación de éstas para evitar su exposición a la suciedad del biogás.
- Rediseño de los deflectores de la culata para buscar soluciones intermedias entre la culata recta y el *swirl*. Optimizar un flujo óptimo evitando la excesiva transmisión de calor hacia el sistema de refrigeración (que generan pérdidas de eficiencia) y, si es posible, homogeneizar y optimizar la distribución de *AFR* en toda la cámara de combustión para favorecer la estabilidad de la misma.
- Rediseños en el pistón para optimizar el *squish* y aumentar la relación de compresión. Debido al elevado margen a detonación del que se dispone con el trabajo en biogás, el aumentar la relación de compresión probablemente ayudaría a aumentar el rendimiento del motor.

REFERENCIAS

REFERENCIAS

- [1] International Energy Agency. Energy data and statistics 2017. <https://www.iea.org/data-and-statistics/data-tables> (accessed March 25, 2020).
- [2] Foro de la Industria Nuclear Española. Energía 2019. 2019.
- [3] International Energy Agency. Air pollution by sector, 2015 and 2040 2019. <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/air-pollution-by-sector-2015-and-2040> (accessed March 25, 2020).
- [4] Anyaoku CC, Baroutian S. Decentralized anaerobic digestion systems for increased utilization of biogas from municipal solid waste. *Renew Sustain Energy Rev* 2018;90:982–91. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2018.03.009>.
- [5] Long H, Li X, Wang H, Jia J. Biomass resources and their bioenergy potential estimation: A review. *Renew Sustain Energy Rev* 2013;26:344–52. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2013.05.035>.
- [6] Scarlat N, Fahl F, Dallemand J-F, Monforti F, Motola V. A spatial analysis of biogas potential from manure in Europe. *Renew Sustain Energy Rev* 2018;94:915–30. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2018.06.035>.
- [7] El Parlamento Europeo y El Consejo de la Unión Europea. Directiva 2018/2001 relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables 2018.
- [8] Demirbas MF, Balat M, Balat H. Potential contribution of biomass to the sustainable energy development. *Energy Convers Manag* 2009;50:1746–60. <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2009.03.013>.
- [9] Hartmann JK. Life-cycle-assessment of industrial scale biogas plants. Georg-August-Universität Göttingen, 2006.
- [10] Stucki M, Jungbluth N, Leuenberger M. Life Cycle Assessment of Biogas Production from Different Substrates. 2011.
- [11] Mao G, Zou H, Chen G, Du H, Zuo J. Past, current and future of biomass energy research: A bibliometric analysis. *Renew Sustain Energy Rev* 2015;52:1823–33. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2015.07.141>.
- [12] Pablo-Romero M del P, Sánchez-Braza A, Salvador-Ponce J, Sánchez-Labrador N. An overview of feed-in tariffs, premiums and tenders to promote electricity from biogas in the EU-28. *Renew Sustain Energy Rev* 2017;73:1366–79. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2017.01.132>.
- [13] Mezzullo WG, McManus MC, Hammond GP. Life cycle assessment of a small-scale anaerobic digestion plant from cattle waste. *Appl Energy* 2013;102:657–64. <https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2012.08.008>.

- [14] Ali MM, Ndongo M, Bilal B, Yetilmezsoy K, Youm I, Bahramian M. Mapping of biogas production potential from livestock manures and slaughterhouse waste: A case study for African countries. *J Clean Prod* 2020;256:120499. <https://doi.org/10.1016/J.JCLEPRO.2020.120499>.
- [15] Hijazi O, Munro S, Zerhusen B, Effenberger M. Review of life cycle assessment for biogas production in Europe. *Renew Sustain Energy Rev* 2016;54:1291–300. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2015.10.013>.
- [16] European Biogas Association. EBA Statistical Report: European Overview. 2019.
- [17] European Biogas Association. EU Recovery Plan: reactions from biogas industry 2020.
- [18] Achinas S, Achinas V, Euverink GJW. A Technological Overview of Biogas Production from Biowaste. *Engineering* 2017;3:299–307. <https://doi.org/10.1016/J.ENG.2017.03.002>.
- [19] Khalil M, Berawi MA, Heryanto R, Rizalie A. Waste to energy technology: The potential of sustainable biogas production from animal waste in Indonesia. *Renew Sustain Energy Rev* 2019;105:323–31. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2019.02.011>.
- [20] Uddin W, Khan B, Shaukat N, Majid M, Mujtaba G, Mehmood A, et al. Biogas potential for electric power generation in Pakistan: A survey. *Renew Sustain Energy Rev* 2016;54:25–33. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2015.09.083>.
- [21] Xue S, Song J, Wang X, Shang Z, Sheng C, Li C, et al. A systematic comparison of biogas development and related policies between China and Europe and corresponding insights. *Renew Sustain Energy Rev* 2020;117:109474. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2019.109474>.
- [22] Zavarzin GA. Microbial Cycles. In: Jorgensen SE, Fath BD, editors. *Encycl. Ecol.*, Elsevier B.V.; 2008, p. 2335–41. <https://doi.org/978-0-444-52033-3>.
- [23] Liou JSC, Madsen EL. Microbial Ecological Processes: Aerobic/Anaerobic. In: Jorgensen SE, Fath BD, editors. *Encycl. Ecol.*, Elsevier B.V.; 2008, p. 2348–57.
- [24] Environmental Protection Agency. Biogas Opportunities Roadmap. Voluntary Actions to Reduce Methane Emissions and Increase Energy Independence. 2014.
- [25] Zhang C, Xu Y. Economic analysis of large-scale farm biogas power generation system considering environmental benefits based on LCA: A case study in China. *J Clean Prod* 2020;258:120985. <https://doi.org/10.1016/J.JCLEPRO.2020.120985>.
- [26] Amigun B, von Blottnitz H. Capacity-cost and location-cost analyses for biogas plants in Africa. *Resour Conserv Recycl* 2010;55:63–73. <https://doi.org/10.1016/J.RESCONREC.2010.07.004>.
- [27] Deublein D, Steinhauser A. Bacteria Participating in the Process of Degradation. *Biogas from Waste Renew. Resour.*, 2008, p. 129–47. <https://doi.org/doi:10.1002/9783527621705.ch3c>.

- [28] Divya D, Gopinath LR, Merlin Christy P. A review on current aspects and diverse prospects for enhancing biogas production in sustainable means. *Renew Sustain Energy Rev* 2015;42:690–9. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2014.10.055>.
- [29] Cuesta MJ, Martín F, Vicente G, Villar S. Situación actual de la producción de biogás y de su aprovechamiento. 2009.
- [30] Rettenberger G. Quality of Landfill Gas. In: Cossu R, Stegmann RBT-SWL, editors. *Solid Waste Landfilling*, Elsevier; 2018, p. 439–47. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-407721-8.00021-8>.
- [31] Andreottola G, Cossu R, Ritzkowski M. Landfill Gas Generation Modeling. In: Cossu R, Stegmann RBT-SWL, editors. *Solid Waste Landfilling*, Elsevier; 2018, p. 419–37. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-407721-8.00020-6>.
- [32] Rettenberger G. Collection and Disposal of Landfill Gas. In: Cossu R, Stegmann RBT-SWL, editors. *Solid Waste Landfilling*, Elsevier; 2018, p. 449–62. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-407721-8.00022-X>.
- [33] Environmental Protection Agency. LFG Energy Project Development Handbook. 2020.
- [34] Ente Vasco de la Energía. *Tecnologías Avanzadas de Generación Eléctrica: Plantas de Valorización de Biogás de Vertedero*. 2001.
- [35] Kjeldsen P. LFG Migration. In: Cossu R, Stegmann RBT-SWL, editors. *Solid Waste Landfilling*, Elsevier; 2018, p. 975–84. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-407721-8.00047-4>.
- [36] Al Seadi T, Rutz D, Janssen R, Drosig B. Biomass resources for biogas production. *Biogas Handb Sci Prod Appl* 2013:19–51. <https://doi.org/10.1533/9780857097415.1.19>.
- [37] Bachmann N. 8 - Design and engineering of biogas plants. In: Wellinger A, Murphy J, Baxter DBT-TBH, editors. *Biogas Handb. Sci. Prod. Appl.*, Woodhead Publishing; 2013, p. 191–211. <https://doi.org/https://doi.org/10.1533/9780857097415.2.191>.
- [38] Hosseini SE, Wahid MA. Development of biogas combustion in combined heat and power generation. *Renew Sustain Energy Rev* 2014;40:868–75. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2014.07.204>.
- [39] Silva dos Santos IF, Tenório Gonçalves AT, Baptista Borges P, Mambeli Barros R, da Silva Lima R. Combined use of biogas from sanitary landfill and wastewater treatment plants for distributed energy generation in Brazil. *Resour Conserv Recycl* 2018;136:376–88. <https://doi.org/10.1016/J.RESCONREC.2018.05.011>.
- [40] Rettenberger G. Utilization of Landfill Gas and Safety Measures. In: Cossu R, Stegmann RBT-SWL, editors. *Solid Waste Landfilling*, Elsevier; 2018, p. 463–76. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-407721-8.00023-1>.
- [41] Freitas FF, De Souza SS, Ferreira LRA, Otto RB, Alessio FJ, De Souza SNM, et al. The Brazilian market of distributed biogas generation: Overview, technological development and case study. *Renew Sustain Energy Rev* 2019;101:146–57.

- <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2018.11.007>.
- [42] Lima RM, Santos AHM, Pereira CRS, Flauzino BK, Pereira ACOS, Nogueira FJH, et al. Spatially distributed potential of landfill biogas production and electric power generation in Brazil. *Waste Manag* 2018;74:323–34. <https://doi.org/10.1016/J.WASMAN.2017.12.011>.
- [43] Wägar N, Östman M, Wideskog M, Linde E. Smart Power Generation with flexible Gas Engine concepts. *PowerGen Eur.*, 2012.
- [44] Ayodele T., Alao M., Ogunjuyigbe AS. Effect of collection efficiency and oxidation factor on greenhouse gas emission and life cycle cost of landfill distributed energy generation. *Sustain Cities Soc* 2020;52:101821. <https://doi.org/10.1016/J.SCS.2019.101821>.
- [45] Lou XF, Nair J. The impact of landfilling and composting on greenhouse gas emissions – A review. *Bioresour Technol* 2009;100:3792–8. <https://doi.org/10.1016/J.BIORTECH.2008.12.006>.
- [46] Yadav SD, Kumar B, Thipse SS. Characteristics of Biogas Operated Automotive SI Engine to Reduce Exhaust Emission for Green Development. *Symp. Int. Automot. Technol.*, The Automotive Research Association of India; 2013. <https://doi.org/10.4271/2013-26-0012>.
- [47] Li M, Wu H, Zhang T, Shen B, Zhang Q, Li Z. A comprehensive review of pilot ignited high pressure direct injection natural gas engines: Factors affecting combustion, emissions and performance. *Renew Sustain Energy Rev* 2020;119:109653. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2019.109653>.
- [48] Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico. Efectos en salud y ecosistemas 2020. <https://www.miteco.gob.es/es/calidad-y-evaluacion-ambiental/temas/atmosfera-y-calidad-del-aire/calidad-del-aire/salud/> (accessed June 15, 2020).
- [49] European Environment Agency. Air quality in Europe - 2019 report. 2019. <https://doi.org/10.2800/822355>.
- [50] United Nations. Protocol to the 1979 Convention on long-range transboundary air pollution to abate acidification, eutrophication and ground-level ozone 2012.
- [51] Environmental Protection Agency. Nitrogen Oxides (NOx), why and how they are controlled. 1999.
- [52] Ministerio de Agricultura y Pesca Alimentación y Medio Ambiente. Real Decreto 1042/2017 sobre la limitación de las emisiones a la atmósfera de determinados agentes contaminantes procedentes de las instalaciones de combustión medianas y por el que se actualiza el anexo IV de la Ley 34/2007 de calidad del aire y protección 2017.
- [53] El Parlamento Europeo y El Consejo de la Unión Europea. Directiva 2015/2193 sobre la limitación de las emisiones a la atmósfera de determinados agentes contaminantes procedentes de las instalaciones de combustión medianas 2015.
- [54] El Parlamento Europeo y El Consejo de la Unión Europea. Decisión 2017/1757 sobre la aceptación de una enmienda del Protocolo de 1999 del Convenio de 1979 sobre la contaminación atmosférica transfronteriza a gran distancia para luchar contra la

- acidificación, la eutrofización y el ozono troposférico 2017.
- [55] The Mechanical Engineering Industry Association. Exhaust Emission Legislation Diesel and Gas Engines. 2017.
- [56] Jung C, Park J, Song S. Performance and NO_x emissions of a biogas-fueled turbocharged internal combustion engine. *Energy* 2015;86:186–95. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2015.03.122>.
- [57] Payri F, Desantes JM. Motores de combustión interna alternativos. Editorial Reverté; 2011.
- [58] Barrero F. Sistemas de energía eléctrica. Paraninfo; 2004.
- [59] Benato A, Macor A, Rossetti A. Biogas Engine Emissions: Standards and On-Site Measurements. *Energy Procedia* 2017;126:398–405. <https://doi.org/10.1016/J.EGYPRO.2017.08.278>.
- [60] Hiltner J. Combustion system development and simulation tools for engines operating on gasified biomass fuels. 5th Dessau Gas Engine Conf., 2007, p. 250–63.
- [61] Mo H, Huang Y, Mao X, Zhuo B. Investigations on the Potential of Miller Cycle for Performance Improvement of Gas Engine. *Glob J Res Eng B Automot Eng* 2016;16:37–46.
- [62] Coates B. Investigation of engine design parameter on the efficiency and performance of the high specific power downsized SI engine. Brunel University, 2012.
- [63] Balmer RT. Vapor and Gas Power Cycles. *Mod. Eng. Thermodyn.*, Academic Press; 2011, p. 447–534. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-374996-3.00013-0>.
- [64] Ribeiro BS, Martins J. Direct comparison of an engine working under Otto, Miller and Diesel cycles: thermodynamic analysis and real engine performance. *New SI engine Compon. Des. engine Lubr. Bear. Syst.*, Society of Automotive Engineers; 2007.
- [65] Li T, Gao Y, Wang J, Chen Z. The Miller cycle effects on improvement of fuel economy in a highly boosted, high compression ratio, direct-injection gasoline engine: EIVC vs. LIVC. *Energy Convers Manag* 2014;79:59–65. <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2013.12.022>.
- [66] Song S, Zhang H. Performance Study for Miller Cycle Natural Gas Engine Based on GT-Power. *J Clean Energy Technol* 2015;3:351–5.
- [67] Oregui I, Garmedia E, Larralde A. Achieving best-in-class OPEX and Emissions with Siemens E-Series Gas Engine. *Electrify Eur.*, Viena: 2018.
- [68] Heyne S, Meier M, Imbert B, Favrat D. Experimental investigation of prechamber autoignition in a natural gas engine for cogeneration. *Fuel* 2009;88:547–52. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2008.09.032>.
- [69] Grimstad Osberg T. Gas fuelled engine applications in ships - experience with different ship types and development of rules and international regulations. 5th Dessau Gas Engine Conf., 2007, p. 151–67.

- [70] Lumley JL. Flow in the cylinder. Engines, Cambridge University Press; 1999, p. 134–84. <https://doi.org/10.1017/CBO9781139175135.007>.
- [71] Klimstra J. The road to obtaining the ultimate performance of gas engines - opportunities and challenges. 5th Dessau Gas Engine Conf., 2007, p. 118–25.
- [72] Breaux B, Hoops C, Glewen W. The Effect of In-Cylinder Turbulence on Lean, Premixed, Spark Ignited Engine Performance. ASME 2015 Intern. Combust. Engine Div. Fall Tech. Conf., 2015. <https://doi.org/10.1115/ICEF2015-1007>.
- [73] Li X, Qiao Z, Su L, Li X, Liu F. The combustion and emission characteristics of a multi-swirl combustion system in a DI diesel engine. Appl Therm Eng 2017;115:1203–12. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2016.10.028>.
- [74] Elis VA. Ventajas de un ciclo Miller frente a un ciclo Diesel, en motores de combustión interna, en sistemas electrógenos estacionarios de baja velocidad. Universidad de San Carlos de Guatemala, 2010.
- [75] Alonso L, Oregui I, Weinrotter M, Iruretagoiena I. Pre-chamber spark plug development for highest efficiencies at Dresser-Rand's Guascor® gas engines. In: Siebenpfeiffer W, editor. Heavy-Duty-, On- und Off-Highway-Motoren, Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden; 2014, p. 87–103.
- [76] Yamanaka K, Shiraga Y, Nakai S. Development of Pre-chamber Sparkplug for Gas Engine. SAE Int. Powertrains, Fuels Lubr. Meet., SAE International; 2010, p. 7. <https://doi.org/10.4271/2011-01-1870>.
- [77] Santos NDSA, Alvarez CEC, Roso VR, Baeta JGC, Valle RM. Combustion analysis of a SI engine with stratified and homogeneous pre-chamber ignition system using ethanol and hydrogen. Appl Therm Eng 2019;160:113985. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113985>.
- [78] da Costa RBR, Rodrigues Filho FA, Moreira TAA, Baêta JGC, Guzzo ME, de Souza JLF. Exploring the lean limit operation and fuel consumption improvement of a homogeneous charge pre-chamber torch ignition system in an SI engine fueled with a gasoline-bioethanol blend. Energy 2020;197. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117300>.
- [79] Stenersen D, Thonstad O. GHG and NOx emissions from gas fuelled engines. Trondheim: 2017.
- [80] Grotz M, Böwing R, Lang J, Thalhauser J, Christiner P, Wimmer A. Efficiency Increase of a High Performance Gas Engine for Distributed Power Generation. 6th CIMAC Cascades. Dual Fuel Gas Engines. Their Impact Appl. Des. Components, 2015.
- [81] Roethlisberger RP, Favrat D. Comparison between direct and indirect (prechamber) spark ignition in the case of a cogeneration natural gas engine, part II: engine operating parameters and turbocharger characteristics. Appl Therm Eng 2002;22:1231–43. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00041-8](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00041-8).
- [82] Crane ME, King SR. Emission Reductions Through Precombustion Chamber Design in a Natural Gas, Lean Burn Engine. J Eng Gas Turbines Power 1992;114:466–74.

- <https://doi.org/10.1115/1.2906612>.
- [83] Naber JD, Johnson JE. Internal combustion engine cycles and concepts. *Altern Fuels Adv Veh Technol Improv Environ Perform* 2014;197–224. <https://doi.org/10.1533/9780857097422.2.197>.
- [84] Nerheim LM. Prechamber for a gas engine. US 7 950 364B2, 2011.
- [85] Ruiz Zardoya A. Modification of the combustion chamber of a natural gas internal combustion engine for its operation with low methane number fuels. Liverpool John Moores University, 2017.
- [86] Tozzi L, Sotiropoulou E, Beshouri G, Lepley D. Novel Pre-Combustion Chamber Technology for Large Bore Natural Gas Engines. CIMAC World Congr. Combust. Engine Technol., 2016.
- [87] Benajes J, Novella R, Gomez-Soriano J, Martinez-Hernandez PJ, Libert C, Dabiri M. Evaluation of the passive pre-chamber ignition concept for future high compression ratio turbocharged spark-ignition engines. *Appl Energy* 2019;248:576–88. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.04.131>.
- [88] Roethlisberger R. An experimental investigation of a lean burn natural gas prechamber spark ignition engine for cogeneration. Federal Polytechnique School of Lausanne, 2001.
- [89] Galhano dos Santos R, Moura Bordado J. Design of simplified models for the estimation of higher heating value of refused derived fuels. *Fuel* 2018;212:431–6. <https://doi.org/10.1016/J.FUEL.2017.10.062>.
- [90] Sarothi Roy P, Ryu C, Dong SK, Park CS. Development of a natural gas Methane Number prediction model. *Fuel* 2019;246:204–11. <https://doi.org/10.1016/J.FUEL.2019.02.116>.
- [91] Pizzuti L, Martins CA, Lacava PT. Laminar burning velocity and flammability limits in biogas: A literature review. *Renew Sustain Energy Rev* 2016;62:856–65. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2016.05.011>.
- [92] Michaut S. Market analysis for gas engine technology in Algeria. KTH School of Industrial Engineering and Management, 2013.
- [93] Mannan S. Fire. *Lees' Loss Prev. Process Ind.*, Butterworth-Heinemann; 2005, p. 16/1-16/307. <https://doi.org/10.1016/B978-075067555-0.50104-3>.
- [94] Porpatham E, Ramesh A, Nagalingam B. Investigation on the effect of concentration of methane in biogas when used as a fuel for a spark ignition engine. *Fuel* 2008;87:1651–9. <https://doi.org/10.1016/J.FUEL.2007.08.014>.
- [95] Bade Shrestha SO, Narayanan G. Landfill gas with hydrogen addition – A fuel for SI engines. *Fuel* 2008;87:3616–26. <https://doi.org/10.1016/J.FUEL.2008.06.019>.
- [96] Razbani O, Mirzamohammad N, Assadi M. Literature review and road map for using biogas in internal combustion engines. *Third Int. Conf. Appl. Energy*, 2011.
- [97] Qian Y, Sun S, Ju D, Shan X, Lu X. Review of the state-of-the-art of biogas combustion mechanisms and applications in internal combustion engines. *Renew Sustain Energy Rev*

- 2017;69:50–8. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2016.11.059>.
- [98] Roubaud A, Favrat D. Improving performances of a lean burn cogeneration biogas engine equipped with combustion prechambers. *Fuel* 2005;84:2001–7. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.fuel.2004.02.023>.
- [99] Roethlisberger RP, Favrat D. Comparison between direct and indirect (prechamber) spark ignition in the case of a cogeneration natural gas engine, part I: engine geometrical parameters. *Appl Therm Eng* 2002;22:1217–29. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00040-6](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00040-6).
- [100] Brewster S, Weinrotter M, Larralde A, Iruretagoiena I, Burrel C. On the Design of a Single Cylinder Engine for Enhanced Functional and Reliability Validation. CIMAC World Congr. Combust. Engine Technol., 2013.
- [101] Millington BW. Life Tests on a Small High Duty Engine with Particular Reference to Chrome Bores. 1955.
- [102] Brinson L. High Performance Gas Burning Engines. 7th Int. Congr. Combust. Engines, 1965.
- [103] French CCJ, Taylor DHC, Munday CF. A New Research Engine for High Speed Running. Int. Conf. Mech. Eng., 1973.
- [104] Lord GH, Dexter SG. The development of a highly rated medium speed trunk piston engine for lubricant assessment. CIMAC World Congr. Combust. Engine Technol., 1985.
- [105] Poggiani C, Battistoni M, Grimaldi CN, Magherini A. Experimental characterization of a multiple spark ignition system. *Energy Procedia* 2015;82:89–95. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.11.887>.
- [106] Tilz A, Kiesling C, Meyer G, Nickl A, Pirker G, Wimmer A. Experimental investigation of the influence of ignition system parameters on combustion behavior in large lean burn spark ignited gas engines. *Exp Therm Fluid Sci* 2020;119:110176. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2020.110176>.
- [107] Dobski T, Wawrzyniak J, Jancy B. Combustion of Low Calorific Natural gases in Gas Engines in Pipeline Gas Transportation Systems. 5th Dessau Gas Engine Conf., 2007, p. 93–105.
- [108] Mustafi NN, Raine RR, Bansal PK. The use of biogas in internal combustion engines: a review. *Proc. ICES2006*, 2006.
- [109] Doosje E, Salomons AG, Baert RSG. Influence of natural gas composition on SI engine operation, supported by burning velocity measurements. 5th Dessau Gas Engine Conf., 2007, p. 4–23.
- [110] Alvarez CEC, Couto GE, Roso VR, Thiriet AB, Valle RM. A review of prechamber ignition systems as lean combustion technology for SI engines. *Appl Therm Eng* 2018;128:107–20. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.118>.

- [111] Benajes J, Novella R, Gomez-Soriano J, Barbery I, Libert C, Rampanarivo F, et al. Computational assessment towards understanding the energy conversion and combustion process of lean mixtures in passive pre-chamber ignited engines. *Appl Therm Eng* 2020;178:115501. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115501>.
- [112] Roethlisberger RP, Favrat D. Investigation of the prechamber geometrical configuration of a natural gas spark ignition engine for cogeneration: Part I. Numerical simulation. *Int J Therm Sci* 2003;42:223–37. [https://doi.org/10.1016/S1290-0729\(02\)00023-6](https://doi.org/10.1016/S1290-0729(02)00023-6).
- [113] Roethlisberger RP, Favrat D. Investigation of the prechamber geometrical configuration of a natural gas spark ignition engine for cogeneration: Part II. Experimentation. *Int J Therm Sci* 2003;42:239–53. [https://doi.org/10.1016/S1290-0729\(02\)00024-8](https://doi.org/10.1016/S1290-0729(02)00024-8).
- [114] Weinrotter M, Oregui I, Alonso L, Iruretagoiena I, Pérez de Larraya D. Progress and development of next generation ignition systems for Guascor gas engines. *CIMAC World Congr. Combust. Engine Technol.*, Shanghai: 2013.
- [115] Montgomery D, Fiveland S, Vijayaraghavan S, Sivadas H, Willi M. Exploration of Optimum Design Parameters for Miller-Cycle Lean-Burn Gas Engines. *CIMAC World Congr. Combust. Engine Technol.*, Bergen: 2010.