



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Elaboración de un modelo simplificado para el análisis del funcionamiento de un motor de encendido provocado con gas natural.

Autora

Rosana Blecua Arilla

Directora

Dra. Eva María Llera Sastresa

Escuela de Ingeniería y Arquitectura

Grado en ingeniería mecánica

2020

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, agradecer a Eva María Llera Sastresa la oportunidad de realizar este trabajo, la confianza depositada en mí y el apoyo que me ha brindado.

Especialmente a Alexander García Mariaca por su paciencia, dedicación y por todo lo que me ha enseñado y ayudado.

Agradecer a todos los compañeros y amigos que me han acompañado en esta etapa académica cuya finalización supone un punto y seguido en mi formación

Y por supuesto, a mi familia.

Elaboración de un modelo simplificado para el análisis del funcionamiento de un motor de encendido provocado con gas natural.

RESUMEN

El sector del transporte contempla el uso de gas natural vehicular (GNV) como alternativa sostenible especialmente para largas distancias. Aunque ya existen motores comercialmente disponibles, es interesante contar con herramientas que permitan analizar su comportamiento ante posibles modificaciones. Por ello, el presente Trabajo de Fin de Grado se basa en la obtención de un modelo que simule el funcionamiento de un motor sobrealimentado de combustión interna alternativo de encendido provocado operando con gas natural y proporcione los flujos de energía que atraviesan sus distintos componentes.

El presente documento comienza con una introducción del gas natural como combustible en el sector del transporte, especificando su situación actual y futura y, justificando la elección del modelo y el campo de motores que admite pues, el modelo desarrollado en este Trabajo Fin de Grado es solo apto para un tipo específico de motores. Seguidamente se detallan sus características fisicoquímicas como combustible y los puntos negativos y positivos en su aplicación a los MCIA. La obtención del modelo del motor requiere contemplar ciertas hipótesis y simplificaciones debido a la complejidad de los procesos que tienen lugar en el interior del cilindro por ello, inicialmente se presenta el modelo con la exposición de dichas hipótesis y simplificaciones tomadas, seguido de una descripción de los parámetros de los motores de combustión interna alternativos utilizados en la simulación. Posteriormente se presenta la implementación del modelo en el software Engineering Equation Solver (EES) a partir del código de ecuaciones que resultan de seguir el procedimiento que se expone a continuación:

1. Se plantea un balance de masa y de energía del proceso de combustión en el motor para obtener el flujo másico y la temperatura de los gases de escape del motor.
2. Con los datos obtenidos previamente se caracterizan los puntos representativos del ciclo termodinámico y se estiman los trabajos que participan en la sobrealimentación del motor.
3. Con las variables termodinámicas del fluido ya estimadas, se procede al cálculo de los parámetros del motor que permiten su análisis detallado y, además, se obtendrán también los flujos térmicos que configuran el balance de energía de un motor.

En dicho documento también se aclara el uso del modelo en el software EES, ya que en su ejecución se diferencian dos fases. Finalmente, se muestra la validación del modelo con información de motores de gas natural reales comprobando que las prestaciones predichas por el modelo se ajustan a las reales y que los flujos energéticos del motor se encuentran dentro o muy próximos a los límites propios del balance de energía de un motor de combustión interna alternativo.

ÍNDICE GENERAL

NOMENCLATURA.....	1
SIGLAS.....	9
1. INTRODUCCIÓN	10
1.1 Antecedentes y objetivo.....	10
1.2 Alcance	10
2. GAS NATURAL COMO COMBUSTIBLE PARA EL TRANSPORTE	11
3. LOS MOTORES DE GAS NATURAL.....	14
4. PRESENTACIÓN DEL MODELO	15
4.1 Hipótesis y simplificaciones.....	15
4.2 Motores de Combustión Interna Alternativos.....	16
4.2.1 Definición	16
4.2.2 Parámetros característicos de diseño y de operación	16
4.2.3 Prestaciones	22
4.2.4 Pérdidas mecánicas	24
4.2.5 Ciclos de trabajo	26
4.2.6 Sobrealimentación	31
5. IMPLEMENTACIÓN Y EMPLEO DEL MODELO EN EES	33
6. RESULTADOS DEL MODELO	36
6.1 Motor autobús Citaro NGT	39
6.2 Motor del fabricante SCANIA	42
6.3 Motor F1C-NG	45
7. CONCLUSIONES.....	49
8. BIBLIOGRAFÍA.....	50

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Reacción de Sabatier.....	13
Figura 2. Elementos constructivos de un MCI.....	17
Figura 3. Mecanismo biela-manivela de un MCI.....	19
Figura 4. Ciclo indicado y representación de la presión media indicada.....	23
Figura 5. Desglose de las pérdidas mecánicas en un motor.....	25
Figura 6. Diagrama P-V de un ciclo Otto teórico.....	26
Figura 7. Diagrama P-V de un ciclo Otto real.....	29
Figura 8. Diagrama P-V del ciclo Otto considerado en la simulación.....	29
Figura 9. Motor sobrealimentado por turbogrupo + intercooler.....	31
Figura 10. Ventana de resultados obtenidos con el programa EES.....	37
Figura 11. Diagrama Sankey del balance energético del motor del autobús Citaro NGT a 1400 rpm.....	41
Figura 12. Diagrama Sankey del balance energético del motor del autobús Citaro NGT a 2300 rpm.....	42
Figura 13. Diagrama Sankey del balance energético del motor del fabricante SCANIA a 1100 rpm.....	44
Figura 14. Diagrama Sankey del balance energético del motor del fabricante SCANIA a 1800 rpm.....	45
Figura 15. Diagrama Sankey del balance energético del motor F1C-NG a 1000 rpm.....	48
Figura 16. Diagrama Sankey del balance energético del motor F1C-NG a 3000 rpm.....	48

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Composición en volumen del gas natural	11
Tabla 2. Estaciones de reportaje de GNC y GNL en EU+EFTA	11
Tabla 3. Características fisicoquímicas del gas natural comparadas con las de la gasolina	14
Tabla 4. Parámetros asumidos en el turbogrupo	32
Tabla 5. Parámetros asumidos en el intercooler	32
Tabla 6. Parámetros de entrada de la simulación	34
Tabla 7. Balance de energía en motores de gasolina y diesel operando a plena carga	39
Tabla 8. Datos de entrada para el motor del autobús Citaro NGT.....	39
Tabla 9. Flujo másico de combustible a los diferentes regímenes de giro del motor del autobús Citaro NGT.....	39
Tabla 10. Resultados de interés para el estudio de captura y almacenamiento de CO ₂ en el motor del autobús Citaro NGT.....	40
Tabla 11. Datos de entrada para el motor del fabricante SCANIA.....	42
Tabla 12. Flujo másico de combustible a los diferentes regímenes de giro del motor del fabricante SCANIA.....	42
Tabla 13. Resultados de interés para el estudio de captura y almacenamiento de CO ₂ en el motor del fabricante SCANIA.....	43
Tabla 14. Datos de entrada para el motor F1C-NG.....	45
Tabla 15. Flujo másico de combustible a los diferentes regímenes de giro del motor F1C-NG.....	45
Tabla 16. Resultados de interés para el estudio de captura y almacenamiento de CO ₂ en el motor F1C-NG.....	46

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1. Evolución actual en Europa del consumo de gas natural en el marco del transporte...	12
Gráfico 2. Evolución futura en Europa del consumo de gas natural en el marco del transporte y otros	12
Gráfico 3. Curva del ángulo de adelanto de encendido en la combustión del motor del autobús Citaro NGT en función de las rpm junto con su línea de tendencia.....	40
Gráfico 4. Comparativa de valores entre la potencia efectiva real y la obtenida con el modelo del motor del autobús Citaro NGT.....	41
Gráfico 5. Curva del ángulo de adelanto de encendido en la combustión del motor del fabricante SCANIA en función de las rpm junto con su línea de tendencia.....	43
Gráfico 6. Comparativa de valores entre la potencia efectiva real y la obtenida con el modelo del motor del fabricante SCANIA.....	44
Gráfico 7. Curva del ángulo de adelanto de encendido en la combustión del motor F1C-NG en función de las rpm junto con su línea de tendencia.....	46
Gráfico 8. Comparativa de valores entre la potencia efectiva real y la obtenida con el modelo del motor F1C-NG.....	47

NOMENCLATURA

Símbolo	Unidad en el modelo	Descripción
a	$kmol O_{2,est}/kmol comb$	Coeficiente de la combustión
A_2	m^2	Área instantánea en el punto 2 del ciclo
a_{exceso}	$kmol O_2/kmol comb$	Coeficiente de la combustión
$A_{intercambio}$	m^2	Área de intercambio del intercooler
A_p	m^2	Área del pistón
b	$kmol CO_2/kmol comb$	Coeficiente de la combustión
b_{masa}	$kg/(ciclo \cdot cilindro)$	Masa de CO_2 por ciclo y cilindro
$b_{porcentaje}$	-	Porcentaje de CO_2 en los gases de escape
c	$kmol H_2O/kmol comb$	Coeficiente de la combustión
C_m	m/s	Velocidad media del pistón
c_{masa}	$kg/(ciclo \cdot cilindro)$	Masa de H_2O por ciclo y cilindro
C_{max}	kW/K	Capacidad calorífica máxima
C_{min}	kW/K	Capacidad calorífica mínima
$coseno_1$	-	Coseno del ángulo correspondiente al punto 1 del ciclo
$coseno_2$	-	Coseno del ángulo correspondiente al punto 2 del ciclo
$coseno_3$	-	Coseno del ángulo correspondiente al punto 3 del ciclo
$coseno_4$	-	Coseno del ángulo correspondiente al punto 4 del ciclo
$c_{p,1}$	$kJ/(kg \cdot K)$	Calor específico a presión constante del fluido en el punto 1 del ciclo
$c_{p,aire}$	$kJ/(kg \cdot K)$	Calor específico a presión constante del aire
$c_{p,refrig}$	$kJ/(kg \cdot K)$	Calor específico a presión constante del refrigerante
$c_{porcentaje}$	-	Porcentaje de H_2O en los gases de escape
C_r	-	Cociente de capacidades caloríficas
$c_{v,1}$	$kJ/(kg \cdot K)$	Calor específico a volumen constante del fluido en el punto 1 del ciclo
d	$kmol N_2/kmol comb$	Coeficiente de la combustión
d_{masa}	$kg/(ciclo \cdot cilindro)$	Masa de N_2 por ciclo y cilindro
D_p	m	Diámetro del pistón

$d_{porcentaje}$	-	Porcentaje de N_2 en los gases de escape
D_v	m	Diámetro de la válvula de escape
e	$kmol O_{2,prod}/kmol comb$	Coefficiente de la combustión
e_{aire}	-	Exceso de aire en la combustión
e_{masa}	$kg/(ciclo \cdot cilindro)$	Masa de O_2 por ciclo y cilindro
$e_{porcentaje}$	-	Porcentaje de O_2 en los gases de escape
F	$kg comb/kg aire$	Dosado del motor
F_e	$kg comb/kg aire$	Dosado estequiométrico
F_r	-	Dosado relativo
g_e	$kmol ge/(ciclo \cdot cilindro)$	Moles de gases de escape por ciclo y cilindro
g_{ef}	$g/(kW \cdot h)$	Consumo específico de combustible
g_{eh}	$kmol ge/kmol comb$	Moles de gases de escape por cada mol de combustible
\bar{h}	$W/(m^2 \cdot K)$	Coefficiente de transferencia de calor por convección promedio
$h_{1'}$	kJ/kg	Entalpía de los gases de escape en el punto 1' del ciclo
h_4	kJ/kg	Entalpía de los gases de escape en el punto 4 del ciclo
h_{amb}	kJ/kg	Entalpía de los gases de escape a la temperatura ambiente
$h_{CO2,ref}$	kJ/kg	Entalpía del dióxido de carbono a la temperatura de referencia
$h_{CO2,T3}$	kJ/kg	Entalpía del dióxido de carbono en el punto 3 del ciclo
h_{CO2}	kJ/kg	Entalpía del dióxido de carbono en condiciones diferentes de la estándar
$h_{compresión}$	$kW/(m^2 \cdot K)$	Coefficiente de transferencia de calor por convención en el proceso de compresión
$h_{e,compresor}$	kJ/kg	Entalpía del aire a la entrada del compresor
$h_{e,T}$	kJ/kg	Entalpía de los gases de escape a la entrada de la turbina

$h_{f,ref}$	kJ/kg	Entalpía del combustible a la temperatura de referencia
$h_{f,T2}$	kJ/kg	Entalpía del combustible en el punto 2 del ciclo
h_f	kJ/kg	Entalpía del combustible en condiciones diferentes de la estándar
$h_{H2O,prod}$	kJ/kg	Entalpía del agua producida en condiciones diferentes de la estándar
$h_{H2O,ref}$	kJ/kg	Entalpía del agua a la temperatura de referencia
$h_{H2O,T2}$	kJ/kg	Entalpía del agua en el punto 2 del ciclo
$h_{H2O,T3}$	kJ/kg	Entalpía del agua producida en el punto 3 del ciclo
h_{H2O}	kJ/kg	Entalpía del agua en condiciones diferentes de la estándar
$h_{N2,prod}$	kJ/kg	Entalpía del nitrógeno producido en condiciones diferentes de la estándar
$h_{N2,ref}$	kJ/kg	Entalpía del nitrógeno a la temperatura de referencia
$h_{N2,T2}$	kJ/kg	Entalpía del nitrógeno en el punto 2 del ciclo
$h_{N2,T3}$	kJ/kg	Entalpía del nitrógeno producido en el punto 3 del ciclo
h_{N2}	kJ/kg	Entalpía del nitrógeno en condiciones diferentes de la estándar
$h_{O2,prod}$	kJ/kg	Entalpía del oxígeno producido en condiciones diferentes de la estándar
$h_{O2,ref}$	kJ/kg	Entalpía del oxígeno a la temperatura de referencia
$h_{O2,T2}$	kJ/kg	Entalpía del oxígeno en el punto 2 del ciclo
$h_{O2,T3}$	kJ/kg	Entalpía del oxígeno producido en el punto 3 del ciclo
h_{O2}	kJ/kg	Entalpía del oxígeno en condiciones diferentes de la estándar
$h_{s,compresor}$	kJ/kg	Entalpía del aire a la salida del compresor
$h_{s,T}$	kJ/kg	Entalpía de los gases de escape a la salida de la turbina

i	-	Número de ciclos por cada revolución del cigüeñal
k_{mezcla}	$W/(m \cdot K)$	Conductividad de la mezcla
l_{biela}	m	Longitud de la biela
\dot{m}_a	kg/s	Caudal másico de aire del motor
$m_{a,ciclo}$	$kg/(ciclo \cdot cilindro)$	Masa de aire por ciclo y cilindro
M_e	$N \cdot m$	Par efectivo del motor
\dot{m}_f	kg/s	Caudal másico de combustible del motor
$m_{f,ciclo}$	$kg/(ciclo \cdot cilindro)$	Masa de combustible por ciclo y cilindro
m_{ge}	$kg/(ciclo \cdot cilindro)$	Masa de gases de escape por ciclo y cilindro
$\dot{m}_{ge,motor}$	kg/s	Flujo másico de los gases de escape del motor
\dot{m}_{refrig}	kg/s	Flujo másico del refrigerante del intercooler
m_T	$kg/(ciclo \cdot cilindro)$	Masa total de la mezcla por ciclo y cilindro
$\dot{m}_{T,flujo}$	kg/s	Caudal másico total de la mezcla del motor
n	rpm	Velocidad angular del motor
$n_{a,ciclo}$	$kmol/(ciclo \cdot cilindro)$	Moles de aire por ciclo y cilindro
n_c	$ciclo/s$	Velocidad angular del ciclo
n_{H2O}	$kmol$	Moles de agua que contiene el aire húmedo
$n_{isentrópico}$	-	Índice suponiendo proceso isentrópico
n_{real}	-	Índice politrópico real
NTU	-	Número de unidades de transferencia térmica
P_1	kPa	Presión en el punto 1 del ciclo
$P_{1'}$	kPa	Presión en el punto 1' del ciclo
$P_{2,isentrópico}$	kPa	Presión en el punto 2 del ciclo suponiendo proceso isentrópico
P_2	kPa	Presión en el punto 2 del ciclo
P_3	kPa	Presión en el punto 3 del ciclo
P_4	kPa	Presión en el punto 4 del ciclo

$P_{4'}$	kPa	Presión en el punto 4' del ciclo
P_{amb}	kPa	Presión ambiente
PCI	$kJ/kg\ comb$	Poder calorífico inferior del combustible
$pendiente$	-	Pendiente de la recta que permite calcular el coeficiente politrópico
$perdidas_{comb,porcentaje}$		Porcentaje del calor perdido en la combustión
$perdidas_{ge,porcentaje}$		Porcentaje del calor perdido en los gases de escape
$perdidas_{nocont,porcentaje}$		Porcentaje del calor cedido al aceite y transmitido por radiación al ambiente
$perdidas_{refrg,porcentaje}$		Porcentaje del calor perdido al refrigerante
$P_{ge,x}$	kPa	Presión de los gases de escape a la salida de la turbina
P_M	$kg/kmol$	Peso molecular del combustible
$P_{M,aire}$	$kg/kmol$	Peso molecular del aire
$P_{M,ge}$	$kg/kmol$	Peso molecular de los gases de escape
pm_a	kPa	Pérdidas por accionamiento de auxiliares en términos de presión media
pm_b	kPa	Pérdidas por bombeo en términos de presión media
pme	kPa	Presión media efectiva
pmi	kPa	Presión media indicada
pm_{pm}	kPa	Pérdidas mecánicas del motor en términos de presión media
pm_R	kPa	Pérdidas por fricción en términos de presión media
$P_{s,compresor}$	kPa	Presión del aire a la salida del compresor
$P_{s,intercooler}$	kPa	Presión del aire a la salida del intercooler
$Q_{cerrado}$	$kJ/(ciclo \cdot cilindro)$	Calor liberado en la transformación isócara por ciclo y cilindro
$\dot{Q}_{cerrado,motor}$	kW	Calor liberado en el motor por las transformaciones isocoras del ciclo
\dot{Q}_{comb}	kW	Pérdidas de calor producidas en el proceso de combustión
Q_{ge}	$kJ/(ciclo \cdot cilindro)$	Calor perdido en los gases de escape por ciclo y cilindro

$\dot{Q}_{ge,T}$	kW	Calor perdido en los gases de escape en el motor
$Q_{iny,cilindro}$	$kJ/(ciclo \cdot cilindro)$	Calor del combustible por ciclo y cilindro
$\dot{Q}_{iny,motor}$	kW	Calor inyectado al motor por el combustible
$\dot{Q}_{iny,real}$	kW	Calor real inyectado al motor por el combustible considerando las pérdidas en la combustión
\dot{Q}_{loss}	kW	Calor perdido en la compresión
$Q_{loss,masa}$	$kJ/(kg \cdot ciclo)$	Calor perdido en la compresión por unidad de masa y ciclo
\dot{Q}_{nocont}	kW	Pérdidas de calor transmitidas al aceite del motor y por radiación al ambiente
\dot{Q}_{refrig}	kW	Calor cedido al refrigerante del motor
R_a	$kJ/(kg \cdot K)$	Constante universal del aire
R_c	-	Relación de compresión del motor
$r_{compresor}$	-	Relación de presiones del compresor
R_{ge}	$kJ/(kg \cdot K)$	Constante de los gases de escape
$r_{manivela}$	m	Radio de la manivela
$seno_1$	-	Seno del ángulo correspondiente al punto 1 del ciclo
$seno_2$	-	Seno del ángulo correspondiente al punto 2 del ciclo
$seno_3$	-	Seno del ángulo correspondiente al punto 3 del ciclo
$seno_4$	-	Seno del ángulo correspondiente al punto 4 del ciclo
S_v	m	Carrera de la válvula de escape
t	-	Número de átomos de oxígeno en la molécula del combustible
T_1	$^{\circ}C$	Temperatura en el punto 1 del ciclo
$T_{1'}$	$^{\circ}C$	Temperatura en el punto 1' del ciclo

$T_{2,isenr\u00f3pico}$	\mathcal{C}	Temperatura en el punto 2 del ciclo suponiendo proceso isentr\u00f3pico
T_2	\mathcal{C}	Temperatura en el punto 2 del ciclo
T_3	\mathcal{C}	Temperatura en el punto 3 del ciclo
T_4	\mathcal{C}	Temperatura en el punto 4 del ciclo
T_{4r}	\mathcal{C}	Temperatura en el punto 4' del ciclo
T_{amb}	\mathcal{C}	Temperatura ambiente
$T_{e,refrig}$	\mathcal{C}	Temperatura de entrada del refrigerante en el intercooler
$T_{ge,x}$	\mathcal{C}	Temperatura de los gases de escape a la salida de la turbina
$T_{mez,media}$	\mathcal{C}	Temperatura promedio de la mezcla
T_{pared}	\mathcal{C}	Temperatura media de la pared del cilindro
$T_{pared,compresion}$	\mathcal{C}	Temperatura media de la pared del cilindro en el proceso de compresi\u00f3n
T_{refrig}	\mathcal{C}	Temperatura promedio del refrigerante del motor
$T_{s,compresor}$	\mathcal{C}	Temperatura del aire a la salida del compresor
$T_{s,intercooler}$	\mathcal{C}	Temperatura del aire a la salida del intercooler
U	$kW/(m^2 \cdot K)$	Coficiente global de transferencia de calor
V_1	m^3	Volumen en el punto 1 del ciclo
V_2	m^3	Volumen en el punto 2 del ciclo
V_3	m^3	Volumen en el punto 3 del ciclo
V_4	m^3	Volumen en el punto 4 del ciclo
V_{4r}	m^3	Volumen en el punto 4' del ciclo
V_{CC}	m^3	Volumen de la c\u00e1mara de combusti\u00f3n
V_D	m^3	Volumen desplazado o cilindrada unitaria
$v\u00e1lvula_{escape}$	-	N\u00famero de v\u00e1lvulas de escape
$V_{v\u00e1lvula,escape}$	m^3	Volumen total de las v\u00e1lvulas de escape

w	m/s	Promedio instantáneo en la velocidad del gas del cilindro
$W_{compresión}$	J	Trabajo que el pistón ejerce sobre el fluido durante el proceso de compresión
$\dot{W}_{compresor}$	kW	Potencia del compresor
$\dot{W}_{e,motor}$	kW	Potencia efectiva del motor
W_{ind}	$kJ/(ciclo \cdot cilindro)$	Trabajo indicado por ciclo y cilindro
$\dot{W}_{ind,motor}$	kW	Potencia indicada del motor
\dot{W}_T	kW	Potencia de la turbina
x	-	Número de átomos de carbono en la molécula del combustible
y	-	Número de átomos de hidrógeno en la molécula del combustible
Z	-	Número de cilindros
$\eta_{combustión}$	-	Rendimiento de la combustión
$\eta_{compresor}$	-	Eficiencia del compresor
η_e	-	Rendimiento efectivo del motor
η_{ind}	-	Rendimiento indicado del motor
$\eta_{intercooler}$	-	Eficiencia del intercooler
$\eta_{mecanico}$	-	Rendimiento mecánico del motor
$\eta_{térmico}$	-	Rendimiento termodinámico del ciclo
$\eta_{turbina}$	-	Eficiencia de la turbina
$\eta_{turbogrupa}$	-	Eficiencia del turbogrupa
η_v	-	Rendimiento volumétrico
θ_d	$^\circ$	Ángulo duración de la combustión
θ_s	$^\circ$	Ángulo de adelanto de encendido de la combustión
λ	-	Relación biela manivela
μ_{mezcla}	$kg/(m \cdot s)$	Viscosidad dinámica de la mezcla
$\rho_{a,ref}$	kg/m^3	Densidad del aire en el inicio del proceso de admisión
$\rho_{s,compresor}$	kg/m^3	Densidad del aire a la salida del compresor
$\rho_{s,intercooler}$	kg/m^3	Densidad del aire a la salida del intercooler

ω	<i>rad/s</i>	Velocidad angular del motor
Ω	<i>kg vapor de agua /kg aire seco</i>	Humedad específica del aire

SIGLAS

Sigla	Significado
4T	Motor de 4 Tiempos
EES	Engineering Equation Solver
GNC	Gas Natural Comprimido
GNL	Gas Natural Licuado
GNV	Gas Natural Vehicular
MCIA	Motor de Combustión Interna Alternativo
MEP	Motor de encendido provocado
PtG	Power to Gas

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes y objetivo

En el ámbito de los combustibles para el transporte, la investigación se ha distanciado de los hidrocarburos líquidos tradicionales (gasóleo y gasolina) para buscar nuevas formas de energía con las que conseguir que el desplazamiento de los vehículos emita menos contaminantes a la atmósfera, como es el caso del gas natural. El propio sector del transporte ya contempla el uso del gas natural vehicular (GNV) como alternativa sostenible para largas distancias, aunque el futuro puede traer la necesidad de reducir adicionalmente las emisiones de CO_2 . La motivación para elaborar el presente Trabajo de Fin de Grado radica en el interés de contar con herramientas que permitan el análisis del funcionamiento de los motores de encendido provocado ante cambios en el combustible o ante la incorporación de nuevos sistemas auxiliares. Se pretende desarrollar un modelo que proporcione información que no suele aparecer en las especificaciones de un motor como son la temperatura, flujo másico y composición de los gases de escape o las pérdidas ocasionadas hacia el refrigerante. El modelo se construye a partir de las curvas características de potencia y consumo específico del motor y arroja variables que facilitan el estudio energético del motor y que de otra forma solo se podrían conocer a través de pruebas específicas en banco de ensayos. En concreto el modelo se ha diseñado para servir de apoyo a un futuro estudio de integración de equipos de captura y almacenamiento de CO_2 en este tipo de motores desde la perspectiva de la optimización energética.

El objetivo de este Trabajo de Fin de Grado es elaborar mediante el software “Engineering Equation Solver” un modelo del funcionamiento de un MEP de gas natural sobrealimentado, haciendo hincapié en ciertos aspectos propios de utilizar el gas natural como combustible y que estarán reflejados en los datos de entrada de la simulación (ángulo de avance de encendido en la combustión, relación de compresión...) a partir del que obtener datos e información de los diferentes flujos de energía involucrados. Se comprobará su validez comparando los resultados obtenidos con información recopilada de motores reales.

1.2 Alcance

Con el presente Trabajo Fin de Grado se pretende obtener las variables necesarias (temperatura, presión, flujo másico y composición de los gases de escape) para el estudio de un sistema de captura de CO_2 en motores funcionando con gas natural sintético como combustible además de otras variables representativas del funcionamiento del motor de estudio y que sirvan para establecer su balance energético. En definitiva, el modelo se ha desarrollado como apoyo para un estudio enfocado en la optimización energética de sistemas auxiliares integrados en este tipo de motores y en concreto para obtener los parámetros que permitan identificar los diferentes flujos de energía de un motor dado a partir de sus parámetros de diseño y sus curvas características de potencia y consumo específico.

2. GAS NATURAL COMO COMBUSTIBLE PARA EL TRANSPORTE

Son varias las razones, tanto económicas como ecológicas, por las que se busca disminuir la dependencia del petróleo. En la actualidad, el 94% de la energía consumida por el transporte en el mundo proviene de derivados del petróleo. El gas natural es una alternativa idónea a gasolina y diésel en el sector de la automoción, pues cuenta con reservas más duraderas y con la ventaja de un precio más económico, a causa de un menor sometimiento a impuestos de hidrocarburos, además de ser un combustible más limpio [1]. La composición del gas natural incluye diversos hidrocarburos gaseosos con porcentajes similares a los que se muestran en la Tabla 1.

Constituyente	Fórmula química	Composición por volumen (%)
Metano	CH_4	81,86
Etano	C_2H_6	11,61
Propano	C_3H_8	1,92
I-Butano	C_4H_{10}	0,23
N-Butano	C_4H_{10}	0,22
Nitrógeno	N_2	0,90
Dióxido de carbono	CO_2	3,18

Tabla 1. Composición en volumen del gas natural [20].

El gas natural vehicular (GNV) se presenta como combustible gaseoso comprimido (gas natural comprimido, GNC) y como combustible líquido (gas natural licuado, GNL).

Gas natural comprimido (GNC)

El GNC se almacena habitualmente comprimido a una presión de 200 bar. Los vehículos están equipados con depósitos reforzados para soportar estas presiones.

La autonomía conseguida es inferior a la de los combustibles líquidos, y los vehículos deben soportar el incremento de peso de los depósitos (cilindros) donde se almacena el gas. La tecnología de GNC está totalmente resuelta, y es la forma más utilizada de aprovisionamiento de gas natural para vehículos.

Gas natural licuado (GNL)

El GNL es la forma de gas natural que consigue una mayor densidad y, como consecuencia, ofrece una mayor autonomía al vehículo. No requiere depósitos preparados para resistir altas presiones, pero tienen que estar equipados con un importante aislamiento térmico para reducir la vaporización incontrolada del GNL. Dicha forma de combustible tiene un interés inferior al GNC debido sobre todo a su restringida disponibilidad [2].

Country	CNG	LNG
Austria	158	1
Belgium	119	10
Bulgaria	116	0
Croatia	2	0
Cyprus	0	0
Czech Republic	192	1
Denmark	17	0
Estonia	15	1
Finland	42	8
France	92	31
Germany	849	5
Greece	14	0
Hungary	18	1
Ireland	1	0
Italy	1284	50
Latvia	1	0
Lithuania	3	0
Luxembourg	2	0
Malta	0	0
Netherlands	177	24
Poland	23	5
Portugal	9	6
Romania	3	0
Slovakia	12	0
Slovenia	5	2
Spain	62	41
Sweden	188	9
UK	3	13
EFTA Iceland	5	0
EFTA Norway	21	1
EFTA Switzerland	150	1

Tabla 2. Estaciones de repostaje de GNC y GNL en EU+EFTA [21].

Aunque se trata de un combustible en claro auge en el sector su evolución es muy desigual entre los países. Una de las principales razones es la escasez de estaciones de repostaje. A fecha de julio de 2019, España cuenta con 62 estaciones de suministro de gas natural vehicular, tal y como puede apreciarse en la Tabla 2, frente a las 11.602 estaciones de gasolina que hay actualmente [3].

El gas natural, desde el punto vista medioambiental, cuenta con una ventaja fundamental respecto a los combustibles líquidos tradicionales: el menor porcentaje de carbono en su composición se traduce en una menor emisión de CO_2 tras la combustión. También son mucho menores las emisiones contaminantes fruto de la combustión. Todo esto, unido a las constantemente decrecientes reservas del petróleo, conduce al gas natural como un futuro combustible alternativo de vehículos. En este marco de transporte, se espera un incremento progresivo en el consumo de gas natural [Gráfico 1], [Gráfico 2].



Gráfico 1. Evolución actual en Europa del consumo de gas natural en el marco del transporte [21].

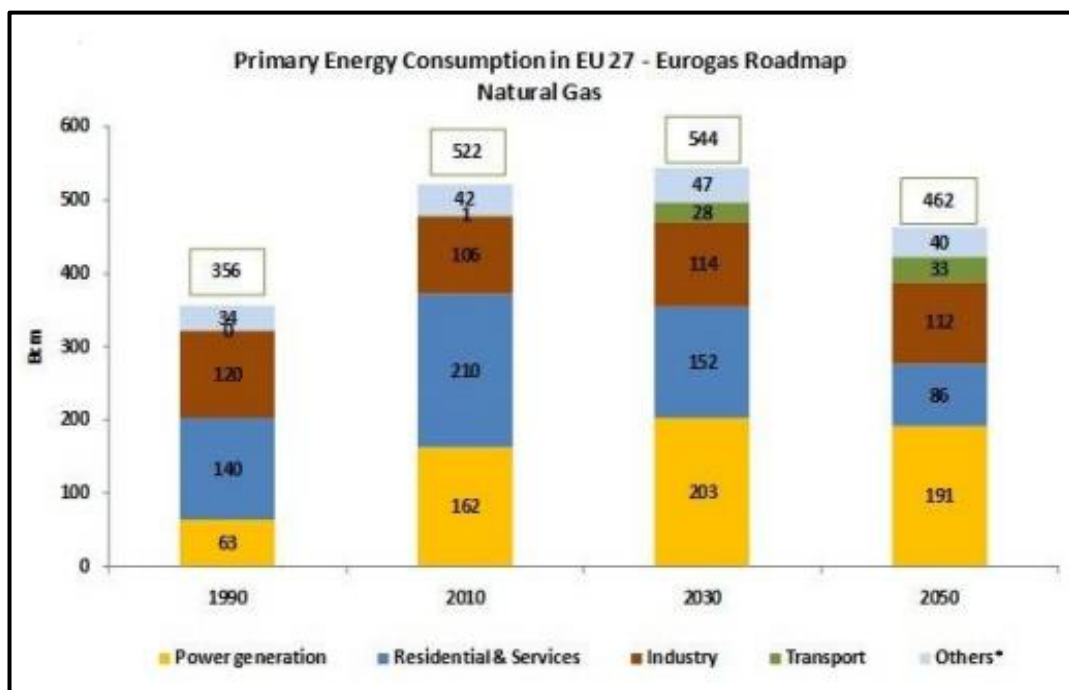


Gráfico 2. Evolución futura en Europa del consumo de gas natural en el marco del transporte y otros [22].

Aunque la plena integración del gas natural en el sector del transporte conduciría a una reducción de sus impactos ambientales, no resolvería completamente su parte de responsabilidad ante el calentamiento global y el agotamiento de los recursos. A medio y largo plazo, el gas natural de origen fósil debe dar paso a combustibles sostenibles. La generación de gas natural sintético basado en energía renovable y neutro en CO_2 podría ser la solución.

En los últimos años, la tecnología Power-to-Gas (PtG) se está presentando como una tecnología prometedora y versátil que convierte energía eléctrica en gas natural sintético a través de la metanización con CO_2 del H_2 procedente de la electrólisis del agua según la reacción de Sabatier [4], [Figura 1]. La reacción de Sabatier es un proceso mediante el cual, se hacen reaccionar hidrógeno y dióxido de carbono a altas temperaturas y presiones para transformarlos, con ayuda de un catalizador de níquel, en agua y metano [5].

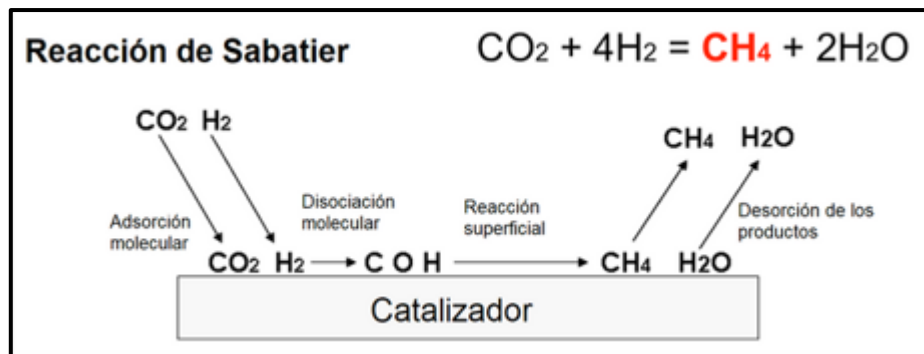


Figura 1. Reacción de Sabatier [5].

La producción de GNS para uso en el sector transporte mediante el proceso PtG puede verse como uno de los mejores caminos y alternativas futuras ya que permite almacenar en forma de CH_4 el excedente de energía eléctrica de un sistema no regulable de generación, y consumir CO_2 procedente de un foco de emisión contaminante como los MClA.

Por las razones anteriormente expuestas, existe la necesidad de investigar a profundidad el funcionamiento de MClA operando con GNS, con sistemas de captura de CO_2 acoplados al motor con el fin de establecer el potencial existente de la tecnología PtG para su utilización en el sector del transporte.

Una de las principales limitaciones de los sistemas de captura es que son procesos que requieren de una gran cantidad de energía [6], lo cual va en detrimento de las prestaciones del MClA. Una posibilidad sería integrar un sistema de captura y almacenamiento de CO_2 abastecido energéticamente por un ciclo Rankine orgánico que tomara el calor residual de los gases de escape del motor.

El objetivo fundamental de este Trabajo Fin de Grado es la caracterización de los flujos energéticos de un MEP alimentado con gas natural sintético (GNS) y sobrealimentado con un sistema de turbogrupo más intercooler como fase previa a una integración energética óptima. El modelo de estudio también podrá calcular las variables necesarias (explicadas en el siguiente apartado) para el desarrollo de esta investigación. La obtención de dichas variables, así como el modelizado de este tipo de motor tiene una justificación, y es que dicho modelo será posteriormente integrado en el estudio de un sistema de captura de CO_2 en motores con GNS. Por este motivo, el modelo se enfoca únicamente a este tipo de motores.

3. LOS MOTORES DE GAS NATURAL

Es importante el conocimiento de las propiedades del metano (componente de mayor abundancia en el gas natural) como combustible para así poder entender y explicar los fenómenos que se observan al emplearlo en un MCI. Así pues, se va a realizar una introducción a las principales características fisicoquímicas de este gas.

	Gasolina	Metano
Fórmula química	≈ C ₈ H ₁₈	CH ₄
Peso molecular [g/mol]	100-105	16,04
Densidad del vapor a 20°C y 1 bar [kg/m ³]	4,4	0,65
PCI [MJ/Kg]	44300	49770
Difusividad en aire [cm ² /s]	0,08	0,2
Temperatura de ebullición a 1 bar [°C]	70-220	-162
Distancia de extensión de llama [mm]	2,0	2,03
Relación estequiométrica aire/combustible en peso	14,7	17,2
Máxima velocidad laminar a 20°C y 1 bar [m/s]	0,36	0,38
Temperatura de ignición [°C]	230-480	540
Número de octano	95	125

Tabla 3. Características fisicoquímicas del gas natural comparadas con las de la gasolina [23].

En la Tabla 3 se muestran algunas de las propiedades fisicoquímicas del metano y se comparan con las propiedades de la gasolina. De esta tabla se pueden destacar los siguientes aspectos del metano como combustible de un MCI:

- Su alto índice de octano (125-130, superior a la gasolina) dificulta en gran medida su encendido por compresión, por lo que se opta por emplear motores de encendido provocado por bujías. Dicho índice de octano permite relaciones de compresión más elevadas y avances de encendido mayores.
- Su elevada difusividad facilita obtener una mezcla perfectamente homogénea. Esto conduce a un comportamiento del motor con menos vibraciones y, consecuentemente, menor ruido y mayor durabilidad. Además, dada esta homogeneidad, en el modelo se asume que la mezcla del cilindro es uniforme tanto en composición como en temperatura.
- Dada su baja densidad se tienen pérdidas de potencia (con respecto al motor de gasolina) ya que el carburante ocupa un volumen bastante mayor en la cámara de combustión. No obstante, el uso de este combustible permite realizar variaciones (relaciones de compresión y avances de encendido mayores) para optimizar su funcionamiento [7].

4. PRESENTACIÓN DEL MODELO

En el presente trabajo se va a elaborar un modelo simplificado de un motor sobrealimentado de encendido provocado de cuatro tiempos operando con gas natural sintético (GNS). Será de 4T para permitir una conducción suave y un menor desgaste mecánico del vehículo y, dado el alto índice de octano del gas natural, se dificulta en gran medida su encendido por compresión (riesgo de autoinflamación) por lo que se opta por un MEP. Se va a asumir que el gas natural sintético está únicamente compuesto de metano (CH_4) que puede ser producido por medio de la tecnología Power to Gas (PtG).

El objetivo del modelo será la obtención del balance energético y el análisis de funcionamiento del motor y además, el cálculo de las siguientes variables imprescindibles para la investigación expuesta previamente:

-Temperatura, presión y composición (porcentaje en masa) de los gases de escape considerados en la simulación (CO_2, H_2O, N_2, O_2). Conocer dichas variables es necesario para:

1. Evaluar la cantidad de agua que ha de retirarse de los gases de escape ya que la captura de CO_2 se tiene que hacer con los gases secos y, analizar la regeneración del adsorbente del agua
2. Analizar la regeneración del adsorbente del CO_2 .
3. Estudiar el ciclo orgánico Rankine necesario en el que la fuente de calor son los gases de escape del motor.

4.1 Hipótesis y simplificaciones

Los procesos reales que tienen lugar en los MCIA son demasiado complejos para poder realizar un análisis completo de los mismos. Por ello, es necesario acudir a modelos matemáticos simplificados que recogen la esencia de los mismos. A continuación, se exponen las hipótesis y simplificaciones que se han asumido en la realización del modelo a desarrollar.

- Las variables que definen al fluido de trabajo del motor durante todo el ciclo son función del tiempo o ángulo de giro del cigüeñal. Además, se asume que el fluido en el interior del cilindro (mezcla aire-combustible o gases de combustión) es uniforme tanto en composición como en temperatura en cualquier instante del ciclo, es decir, la simulación utiliza un modelo cero-dimensional de una zona. En este tipo de modelos no se puede predecir ninguna característica del movimiento del fluido relacionada con la geometría del motor.
- El fluido del motor en sus carreras de admisión y compresión está compuesto por una mezcla de combustible y aire que se simplifica a una mezcla de aire considerada como gas ideal. Tras la combustión el fluido está formado por los gases de escape, que también se comportan como gas ideal.
- La temperatura de inicio del ciclo sólo dependerá de la temperatura del aire y del GNS frescos ya que no se consideran gases residuales del ciclo anterior.

- La masa contenida en el cilindro es constante, es decir, se desprecian las fugas de masa que existen en un motor real debido a que la estanqueidad entre el cilindro y pistón no es perfecta.
- La elevada diferencia de temperaturas entre el fluido de trabajo y las paredes hace que exista una transferencia de calor no despreciable hacia las paredes. Una de las consecuencias de estas pérdidas es que no toda la energía aportada por la combustión será íntegramente utilizada para elevar la temperatura del gas. Esta hipótesis tiende a reproducir un motor más real, frente a un motor teórico completamente adiabático.
- En el estudio del balance de energía de la combustión esta se considera completa. Es común al analizar los productos de la combustión encontrar pequeñas fracciones de combustible sin quemar, pero son fracciones muy pequeñas por lo que esta hipótesis desprecia esas pequeñas fracciones, es decir, se supone que no hay combustible sin quemar en los productos de la combustión.
- Se considera que el diámetro del pistón es igual al diámetro del cilindro, es decir, espesor del cilindro nulo.
- El coeficiente politrópico calculado para el proceso de compresión será el mismo para el proceso de expansión.
- El motor es alimentado mediante inyección indirecta, es decir, el inyector introduce el combustible en el colector de admisión [8].

4.2 Motores de Combustión Interna Alternativos

4.2.1 Definición

Los motores de combustión interna alternativos (MCIA) son máquinas térmicas en las que la energía térmica liberada durante la combustión de un combustible líquido o gaseoso se transforma en energía mecánica por medio del desplazamiento lineal del émbolo o pistón. En este tipo de motores la combustión se produce en el interior de los cilindros del motor [9].

4.2.2 Parámetros característicos de diseño y de operación

Para conocer y comprender mejor los motores de combustión interna alternativos y el modelo de estudio, a continuación, se van a definir los elementos constructivos que han sido utilizados en la simulación, sus relaciones geométricas y los parámetros que establecen sus condiciones de operación con referencia a la Figura 2. Además, se va a utilizar la posición instantánea del cigüeñal a través del llamado ángulo de giro del cigüeñal (θ) para definir el volumen y área superficial instantáneos en el cilindro.

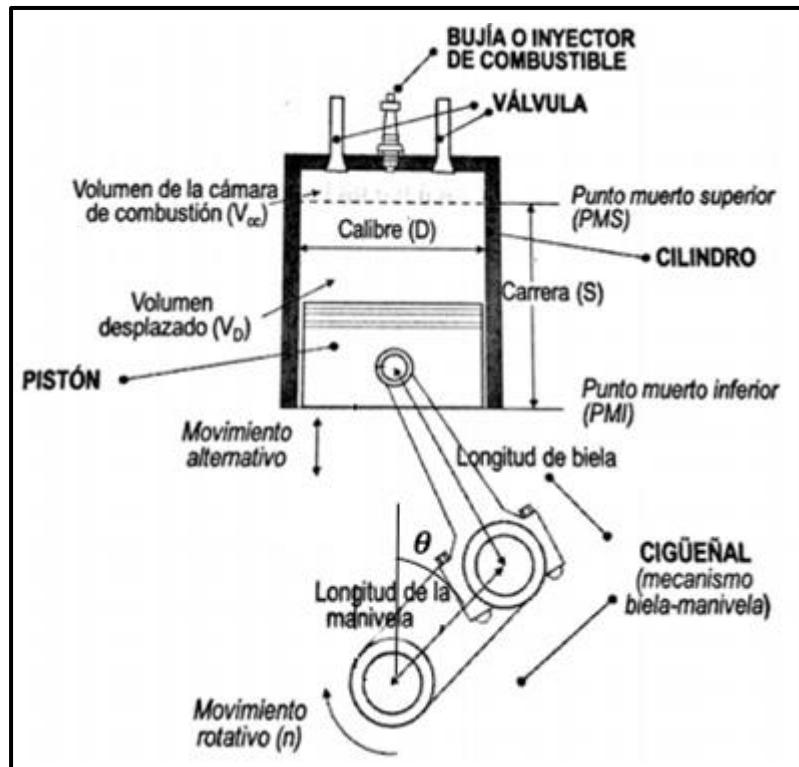


Figura 2. Elementos constructivos de un MCIA [9].

4.2.2.1 Parámetros geométricos

➤ Área del pistón

La sección del pistón es función del diámetro del mismo (D_p) y se define con la siguiente ecuación:

$$A_p [m^2] = \frac{\pi}{4} \cdot D_p^2 [m] \quad (1)$$

Se trata de un parámetro importante ya que dicha sección determina el área de transferencia de calor del fluido contenido en el cilindro al refrigerante.

➤ Cilindrada unitaria o volumen desplazado

En el interior del cilindro se definen varios volúmenes. Uno de estos es la cilindrada unitaria o volumen desplazado que corresponde al volumen barrido por el pistón en una carrera (S), siendo esta la distancia entre el PMS y PMI del cilindro [Figura 2].

$$V_D [m^3] = \frac{\pi}{4} \cdot D_p^2 [m^2] \cdot S [m] \quad (2)$$

Un MCIA puede estar constituido por uno o varios cilindros dispuestos según diversas configuraciones. La cilindrada total del motor (V_T) se define como:

$$V_T = Z \cdot V_D \quad (3)$$

Donde Z es el número de cilindros del motor.

➤ Volumen de la cámara de combustión

Otro de los volúmenes que componen el cilindro es el volumen de la cámara de combustión y se trata del volumen comprendido entre la cabeza del cilindro y el pistón cuando este se encuentra en el PMS [Figura 2].

$$V_{CC} = V(\theta = 0) \quad (4)$$

El ángulo de giro del cigüeñal (θ en la Figura 2) es igual a 0° en el inicio de la carrera de admisión (PMS).

➤ Relación de compresión

La relación de compresión volumétrica es la relación entre el volumen máximo y el volumen mínimo en el cilindro. El volumen máximo corresponde al volumen de la cámara de combustión junto con el volumen desplazado y el volumen mínimo comprende al volumen de la cámara de combustión. Dicha relación representa el grado de compresión al que se somete el aire o la mezcla (aire + combustible).

$$R_C = \frac{V_{m\acute{a}x}}{V_{m\acute{i}n}} = \frac{V_D + V_{CC}}{V_{CC}} \quad (5)$$

➤ Relación biela-manivela

El mecanismo biela-manivela se encarga de transformar el movimiento rectilíneo alternativo del pistón en un movimiento rotatorio transmitido al eje del cigüeñal. La relación entre la longitud de la biela (l_{biela}) y la longitud de la manivela que por el movimiento que desarrolla se va a equiparar a un radio ($r_{manivela}$) determina cómo evoluciona el movimiento del pistón respecto al giro del cigüeñal. Este parámetro se define como:

$$\lambda = \frac{l_{biela}}{r_{manivela}} \quad (6)$$

Las consecuencias de la variación de λ son principalmente cinemáticas y dinámicas, ya que de ella depende la velocidad y aceleración del pistón.

Además, la carrera está relacionada con la longitud de la manivela del cigüeñal por la siguiente igualdad:

$$S = 2 \cdot r_{manivela} \quad (7)$$

➤ Volumen instantáneo del cilindro

El volumen limitado por las paredes del cilindro y la cabeza del pistón en cualquier posición θ del cigüeñal o volumen instantáneo es:

$$V(\theta)[m^3] = V_{CC}[m^3] + \frac{\pi}{4} \cdot D_p^2[m] \cdot (l_{biela} + r_{manivela} - e)[m] \quad (8)$$

Donde e , es la distancia entre el eje del cigüeñal y el eje de la clavija del pistón, l_{biela} es la longitud de la biela y $r_{manivela}$ es el radio de la manivela [Figura 3].

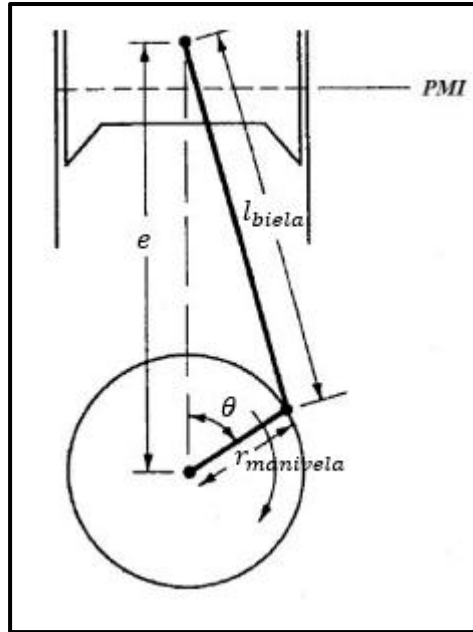


Figura 3. Mecanismo biela-manivela de un MCI [24].

La distancia e , está dada por la siguiente relación geométrica:

$$e = r_{manivela} \cdot \cos \theta + (l_{biela}^2 - r_{manivela}^2 \cdot \sin^2 \theta)^{1/2} \quad (9)$$

La ecuación (8) con las definiciones anteriores puede ser reorganizada de la siguiente manera:

$$\frac{V(\theta)}{V_{CC}} = 1 + \frac{1}{2} \cdot (R_c - 1) \cdot [\lambda + 1 - \cos \theta - (\lambda^2 - (\sin \theta)^2)^{1/2}] \quad (10)$$

➤ Área superficial instantánea del cilindro

El área superficial del cilindro en cualquier posición θ del cigüeñal está compuesta por tres superficies diferentes: el área superficial de la culata (A_c), la sección del pistón (A_p) y el área lateral del cilindro ocupada en ese instante por el fluido ($A_{lateral}$).

$$A(\theta) = A_p + A_c + A_{lateral} \quad (11)$$

Considerando la hipótesis del principio en la que se estima que el diámetro del pistón es igual al diámetro del cilindro y reescribiendo el $A_{lateral}$ como función de D_p , la ecuación anterior queda expresada de la siguiente manera:

$$A(\theta)[m^2] = 2A_p[m^2] + \pi \cdot D_p[m] \cdot (l_{biela} + r_{manivela} - e)[m] \quad (12)$$

Considerando la relación geométrica que rige la distancia e , tal y como se ha realizado en la expresión de volumen instantáneo, se obtiene finalmente:

$$A(\theta) = 2A_p + \frac{\pi \cdot D_p \cdot S}{2} \cdot [\lambda + 1 - \cos \theta - (\lambda^2 - (\sin \theta)^2)^{1/2}] \quad (13)$$

El hecho de expresar volúmenes y áreas en función de la posición del pistón va a permitir conocer el volumen en cada punto del ciclo mecánico y además determinar la cantidad de calor transmitida por unidad de tiempo en un punto determinado del motor mediante la correlación de Woschni [Anexo 3].

4.2.2.2 Parámetros de operación

➤ Relación combustible-aire

Se define el dosado (F) como la relación entre el flujo másico de combustible y el flujo másico de aire en el proceso de combustión del motor. La relación entre estos flujos es útil al momento de definir las condiciones operativas del motor.

$$F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \left[\frac{kg \text{ comb}}{kg \text{ aire}} \right] \quad (14)$$

Si la relación de combustible-aire es tal que, en la reacción de combustión no se produce ningún exceso y/o defecto de aire y combustible, se conoce a dicha relación como dosado estequiométrico y es característico del combustible. A partir de la fórmula empírica simplificada del combustible $C_xH_yO_t$, (no se contempla ni S ni N , pues sus proporciones en el combustible son pequeñas y por ello es posible despreciarlos) se obtiene dicho dosado como:

$$F_e = \frac{1}{\left(x + \frac{y}{4} - \frac{t}{2}\right) \cdot (1 + 3,76)} \cdot \frac{PM}{PM_a} \left[\frac{kg \text{ comb}}{kg \text{ aire}} \right] \quad (15)$$

donde x , y , t indican el número relativo de átomos de carbono, hidrogeno y oxígeno respectivamente presentes en la molécula del combustible.

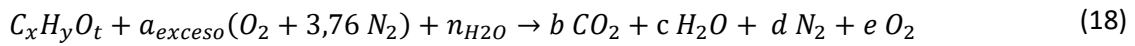
El cociente entre ambos dosados da lugar al dosado relativo (F_r) o riqueza. Dicho cociente permite de forma sencilla identificar si se está trabajando con exceso o bien con defecto de aire en relación con la proporción estequiométrica.

$$F_r = \frac{F}{F_e} \rightarrow \begin{cases} > 1 \text{ Rico (exceso de combustible)} \\ = 1 \text{ Estequiométrico} \\ < 1 \text{ Pobre (defecto de combustible)} \end{cases} \quad (16)$$

Es habitual utilizar el coeficiente de exceso de aire (e_a), que relaciona la masa de aire empleada con la necesaria para llevar a cabo una reacción estequiométrica. Dicho coeficiente se suele expresar en tanto por ciento, y se relaciona con el dosado relativo a partir de la siguiente expresión:

$$e_a(\%) = \left(\frac{1}{F_r} - 1 \right) \cdot 100 \quad (17)$$

El balance de masa y energía de la combustión completa con exceso de aire húmedo que se producen en el motor de la simulación, se rigen respectivamente por las siguientes ecuaciones:



$$\dot{n}_f \cdot [h_f + a_{exceso} (h_{O_2} + 3,76 h_{N_2}) + n_{H_2O} h_{H_2O}] \rightarrow (1 - \eta_{combustión}) + \dot{n}_f \cdot [b h_{CO_2} + c h_{H_2O,prod} + d h_{N_2,prod} + e h_{O_2,prod}] \quad (19)$$

Donde los coeficientes, según el combustible empleado, toman los siguientes valores:

$$a = x + \frac{y}{4} - \frac{t}{2} \quad (20)$$

$$a_{exceso} = \left(x + \frac{y}{4} - \frac{t}{2} \right) (1 + e_a) \quad (21)$$

$$b = x \quad (22)$$

$$c = \frac{y}{2} + n_{H_2O} \quad (23)$$

$$d = x + \frac{y}{4} \quad (24)$$

$$e = \frac{t}{2} + \left(x + \frac{y}{4} \right) - x - \frac{y}{4} \quad (25)$$

➤ Régimen de giro

El régimen de giro (n) es un parámetro de operación del motor que indica la velocidad angular con la que gira el cigüeñal. Generalmente se expresa en revoluciones por minuto.

➤ Velocidad media el pistón

La velocidad del pistón (C_m) en su movimiento entre el PMS y el PMI no es uniforme, por ello se define el movimiento del pistón con una velocidad lineal media que puede estimarse como:

$$C_m \left[\frac{m}{s} \right] = 2 \cdot S \left[\frac{m}{rev} \right] \cdot n \left[\frac{rev}{s} \right] \quad (26)$$

➤ Rendimiento volumétrico

El rendimiento volumétrico (η_v) mide la efectividad del proceso de llenado de los cilindros del motor relacionando la masa de aire fresco que entra al motor por ciclo y la masa que llenaría por completo la cilindrada en unas condiciones de referencia de presión y temperatura.

$$\eta_v = \frac{m_{a,ciclo} \cdot Z}{V_T \cdot \rho_{a,ref}} = \frac{\dot{m}_a \left[\frac{kg}{s} \right]}{n \left[\frac{rev}{s} \right] \cdot i \left[\frac{ciclo}{rev} \right] \cdot V_T [m^3] \cdot \rho_{a,ref} \left[\frac{kg}{m^3} \right]} \quad (27)$$

El valor del rendimiento volumétrico depende de la densidad $\rho_{a,ref}$, que se trata de la densidad del aire en el inicio del proceso de admisión evaluándola a unas condiciones de referencia de presión y temperatura que deben estar claramente definidas [9-11].

4.2.3 Prestaciones

Los parámetros básicos que definen las prestaciones de un motor se pueden clasificar en parámetros indicados y efectivos. La diferencia entre ambos son las pérdidas mecánicas existentes en el motor.

- Los **parámetros indicados** reciben su nombre del diagrama indicado P-V (ciclo real de funcionamiento del MCI) y son aquellos que están relacionados con los aspectos termodinámicos que definen el ciclo del motor, es decir, hacen referencia a lo que ocurre en el cilindro.

Trabajo indicado: La presión del cilindro y su correspondiente volumen a lo largo del ciclo del motor pueden ser graficados en un diagrama indicado P-V, tal y como se muestra en la Figura 4. El trabajo indicado por ciclo y por cilindro se obtiene mediante la integración sobre la curva para obtener el área encerrada en el diagrama entre los puntos muertos inferiores de admisión y escape.

$$W_{ind} = \int_{PMI \text{ adm}}^{PMI \text{ esc}} P \cdot dV > 0 \quad (28)$$

Se trata de un trabajo positivo generado por los gases sobre el pistón debido a que durante el proceso de combustión y expansión se producen presiones mayores que en el de compresión.

En la simulación se parte de un ciclo ideal al que se le realiza una serie de ajustes para aproximarlo a un ciclo real y, que de este modo apenas haya diferencias entre el lazo de trabajo

del ciclo termodinámico y del diagrama indicador. Por ello, en el modelo es posible calcular dicho trabajo indicado mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_{\text{termodinámico}} = \frac{W_{\text{termodinámico}}}{Q_{\text{iny,cilindro}}} \cong \frac{W_{\text{ind}}}{Q_{\text{iny,cilindro}}} \quad (29)$$

Potencia indicada: A partir del trabajo indicado por ciclo y cilindro puede calcularse la potencia indicada desarrollada por el motor.

$$\dot{W}_{\text{ind}}[\text{kW}] = Z \cdot W_{\text{ind}} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{ciclo} \cdot \text{cilindro}} \right] \cdot n \left[\frac{\text{rev}}{\text{s}} \right] \cdot i \left[\frac{\text{ciclo}}{\text{rev}} \right] \quad (30)$$

Presión media indicada: Es aquella presión constante que durante la carrera de expansión produciría un trabajo igual al trabajo indicado.

$$p_{\text{mi}}[\text{kPa}] = \frac{W_{\text{ind}}[\text{kJ}]}{V_D[\text{m}^3]} \quad (31)$$

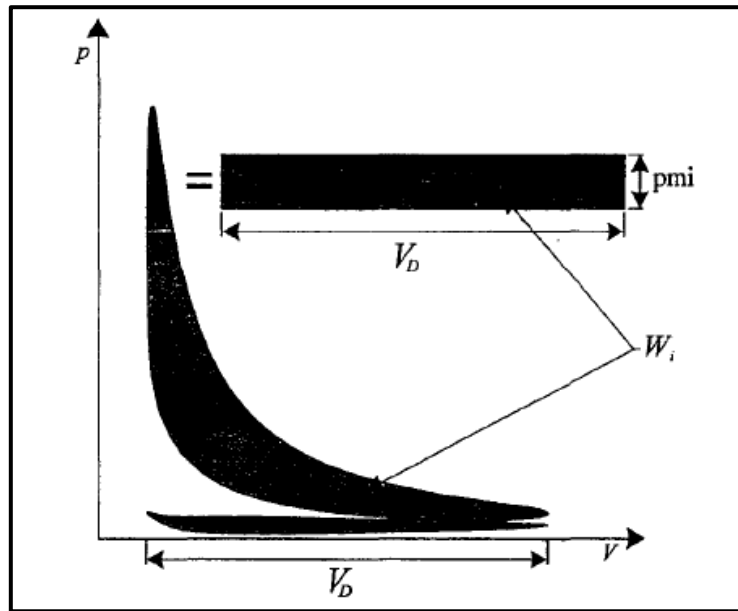


Figura 4. Ciclo indicado y representación de la presión media indicada [14].

Rendimiento indicado: Se trata de la relación entre la potencia indicada desarrollada por el motor y la potencia térmica inyectada por el combustible.

$$\eta_{\text{ind}} = \frac{\dot{W}_{\text{ind}}[\text{kW}]}{\dot{m}_f \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \cdot PCI \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]} \quad (32)$$

- Los **parámetros efectivos** también están relacionados con los aspectos termodinámicos del ciclo pero además, tienen en cuenta las pérdidas generadas en la transmisión de la energía desde los cilindros al eje del cigüeñal.

Par efectivo: Es el par mecánico medio que el motor ejerce por medio de su eje hacia el exterior. Es posible su medida directa en un banco de ensayos, de modo que, junto con el régimen de giro del motor, permiten el cálculo del resto de parámetros efectivos.

Potencia efectiva: Se trata de la potencia que se tiene en eje del cigüeñal. Se trata de una potencia inferior a la potencia indicada ya que, como se ha comentado, estos parámetros tienen en cuenta las pérdidas que tiene lugar desde el cilindro al eje del motor.

$$\dot{W}_e[kW] = M_e[kN \cdot m] \cdot \omega[rad/s] \quad (33)$$

$$\omega[rad/s] = 2 \cdot \pi \cdot n[rps] \quad (34)$$

Presión media efectiva: por analogía con la *p_{mi}*, se trata de la presión teórica constante que actuando sobre el pistón durante la carrera de expansión produciría un trabajo igual al trabajo efectivo.

$$pme[kPa] = \frac{W_e[kJ]}{V_D[m^3]} = \frac{\dot{W}_e[kW]}{n \left[\frac{rev}{s} \right] \cdot i \left[\frac{ciclo}{rev} \right] \cdot V_T[m^3]} \quad (35)$$

Rendimiento efectivo: Se trata de la relación entre la potencia efectiva desarrollada por el motor y la potencia térmica inyectada por el combustible. Expresa la fracción de energía liberada por el combustible, que se transforma en energía mecánica en el eje del motor.

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_e[kW]}{\dot{m}_f \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot PCI \left[\frac{kJ}{kg} \right]} \quad (36)$$

Consumo específico: es un parámetro que relaciona el consumo de combustible por unidad de potencia de salida. Indica la eficiencia que tiene el motor para transformar carburante en potencia mecánica, y generalmente se expresa como la cantidad de carburante que hay que consumir para obtener una determinada potencia durante una hora.

$$g_{ef} \left[\frac{g}{kWh} \right] = \frac{\dot{m}_f \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot 1000 \left[\frac{g}{kg} \right]}{\dot{W}_e[kW]/3600 \left[\frac{s}{h} \right]} \quad (37)$$

La relación entre los parámetros efectivos e indicados es igual al rendimiento mecánico:

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_{ind}} = \frac{pme}{pmi} = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{M_e}{M_{ind}} = \frac{W_e}{W_{ind}} \quad (38)$$

4.2.4 Pérdidas mecánicas

Conocer y disponer de una magnitud que dé una medida de las pérdidas mecánicas permite establecer una relación entre los parámetros indicados y efectivos. Por ejemplo, al trabajo indicado se le restarían las pérdidas mecánicas que existen en el motor para obtener como resultado el trabajo efectivo en el eje del motor.

Las pérdidas mecánicas que se producen en un motor se pueden clasificar atendiendo a la acción que las origina [Figura 5]:

- Pérdidas por fricción: originadas por el rozamiento entre las piezas móviles que componen los mecanismos de un motor.
- Pérdidas de bombeo: son debidas al trabajo que requiere el motor para aspirar el aire/mezcla de admisión y expulsar los gases de escape, es decir, es el trabajo consumido para realizar el proceso de renovación de la carga.
- Pérdidas de accionamiento de auxiliares: Son las pérdidas debidas al accionamiento de los diferentes elementos auxiliares del motor, por ejemplo, bombas para el lubricante, el refrigerante, etc.

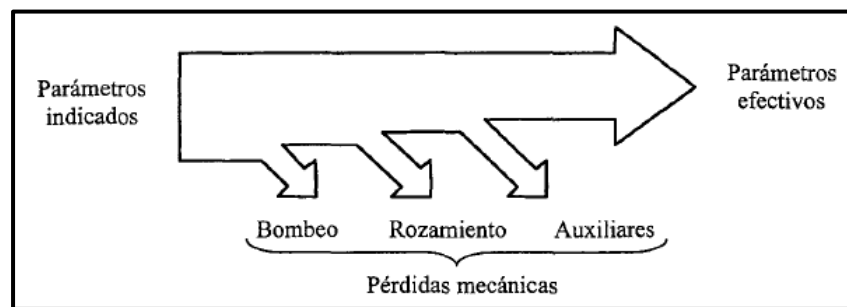


Figura 5. Desglose de las pérdidas mecánicas en un motor [14].

Por lo tanto, las pérdidas mecánicas globales se pueden expresar en términos de presiones medias como [12]:

$$pm_{pm} = pm_R + pm_b + pm_a \quad (39)$$

Muchos han sido los investigadores que han tratado determinar una fórmula con la que poder calcular numéricamente estas pérdidas mecánicas que se ocasionan en los motores. Sin embargo, no hay una expresión que pueda de forma exacta definir dichas pérdidas. Por ello se han establecido ecuaciones empíricas con las que de una forma aproximada se puede estimar estas pérdidas mecánicas en función del régimen de giro del motor.

La expresión empírica de Bishop para el conjunto de elementos auxiliares es la siguiente [12]:

$$pm_a[bar] = 0,0269 \cdot \left(\frac{n[rpm]}{1000}\right)^{\frac{3}{2}} \quad (40)$$

Para obtener las pérdidas mecánicas ocasionadas por fricción en motores de encendido provocado, se emplea la siguiente ecuación [13]:

$$pm_R[bar] = 0,97 + 0,15 \cdot \left(\frac{n[rpm]}{1000}\right) + 0,05 \cdot \left(\frac{n[rpm]}{1000}\right)^2 \quad (41)$$

4.2.5 Ciclos de trabajo

En el interior de un motor tienen lugar procesos muy complejos durante los cuales se intercambia calor y trabajo con el entorno. Por otra parte, el motor se comporta como un sistema abierto ya que intercambia masa con el exterior. Dadas estas consideraciones se efectúan hipótesis que ayudan a simplificar los procesos para poder analizarlos y así realizar un cálculo aproximado de los parámetros reales que definen al motor.

Como ya se ha comentado en apartados anteriores, el análisis térmico se va a limitar para un motor MEP, por lo que únicamente se va a analizar en detalle el ciclo Otto teórico que es el modelo más habitual para explicar el funcionamiento de estos motores, sus diferencias con el ciclo Otto real y el ciclo que se ha considerado para la realización del modelo, el cual toma aspectos tanto del teórico como del real.

4.2.5.1 Ciclo Otto teórico

El estudio teórico del ciclo se realiza prescindiendo de algunos fenómenos reales. La Figura 6 representa los procesos fundamentales en el diagrama P-V de un ciclo Otto teórico.

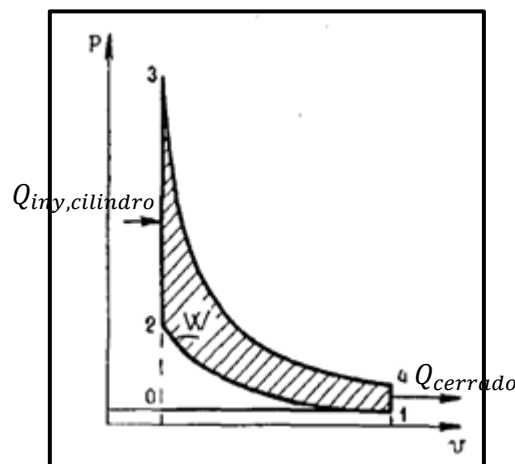


Figura 6. Diagrama P-V de un ciclo Otto teórico [16].

0-1. Proceso de admisión (isobara)

Durante este tiempo el pistón se desplaza desde el PMS al PMI y efectúa su primera carrera. Durante el desplazamiento el cigüeñal realiza un giro de 180° ($\theta = 180^\circ$).

Cuando comienza esta fase se supone que instantáneamente se abre la válvula de admisión hasta el punto 1 donde dicha válvula también se cerraría instantáneamente, es decir, permanece abierta mientras se realiza este recorrido de admisión.

La circulación de los gases desde la atmósfera al interior del cilindro se realiza sin rozamiento, por lo que no hay pérdida de carga y, por tanto, la presión en el interior del cilindro durante toda esta carrera se mantiene constante e igual a la atmosférica.

1-2. Proceso de compresión (isentrópica)

En este tiempo el pistón efectúa su segunda carrera y se desplaza desde el PMI al PMS. Durante este recorrido el cigüeñal efectúa otro giro de 180° ($\theta = 360^\circ$).

En esta fase las válvulas permanecen cerradas. El pistón comprime la mezcla isentrópicamente, es decir, se trata de una compresión adiabática y reversible, hasta que esta queda alojada en el volumen de la cámara de combustión. En este proceso el pistón realiza un trabajo sobre el fluido ($W_{compresión}$).

2-3. Proceso de combustión (isocora)

Cuando el pistón llega al final de la compresión, entre los electrodos de una bujía salta una chispa eléctrica en el interior de la cámara de combustión que produce la ignición de la mezcla. Es un proceso tan rápido que se asocia a una combustión instantánea (el pistón no se desplaza), por lo que el volumen durante la transformación se mantiene constante. La energía aportada por el combustible a los gases se identifica como un calor aportado en la combustión ($Q_{iny,cilindro}$).

3-4 Proceso de expansión (isentrópica)

Dada la elevada temperatura de los gases tras la combustión, la energía cinética de las moléculas aumenta considerablemente generando el desplazamiento del pistón desde el PMS al PMI, produciéndose una expansión considerada isentrópica.

4-0 Proceso de escape

En este tiempo el pistón realiza su cuarta carrera desde el PMI al PMS y el cigüeñal realiza de nuevo un giro de 180° ($\theta = 720^\circ$).

Durante este recorrido, la válvula de escape permanece abierta, pues se asume que se abre instantáneamente al inicio del proceso y se cierra del mismo modo al final de este. A través de ella, los gases procedentes de la combustión salen a la atmósfera, al principio en “estampida” por estar a elevada presión en el interior del cilindro, y el resto empujados por el pistón en su desplazamiento hacia el PMS, por lo tanto, se distinguen dos fases de escape:

4-1: Primera fase de escape (isocora): como se supone una apertura instantánea de la válvula de escape, se genera una salida tan súbita de los gases del interior del cilindro que permite considerar una transformación a volumen constante en la que, la energía pérdida por los gases de escape se considera un flujo de calor de salida en el ciclo ($Q_{cerrado}$).

1-0: Segunda fase de escape (isobara): al desplazarse el pistón hacia el PMS provoca la expulsión de los gases restantes que se encuentran aún en el cilindro, y se supone que estos no ofrecen resistencia alguna para salir a la atmósfera, por lo que la presión en el interior del cilindro se mantiene constante e igual a la atmosférica [15].

4.2.5.2 Diferencias entre ciclo Otto teórico y real

El ciclo real de un motor es determinado experimentalmente mediante alguno de los numerosos aparatos indicadores capaces de registrar el diagrama de las presiones en función de los volúmenes del cilindro, por ello dicho diagrama recibe el nombre de diagrama indicado. Este ciclo muestra las presiones y volúmenes reales del motor.

Las diferencias que surgen entre el ciclo indicado y el ciclo teórico de un MEP están causadas principalmente por:

a) Pérdidas de calor

En el ciclo teórico estas pérdidas son nulas ya que no se consideran, pero en el ciclo real sí que son apreciables. Puesto que el cilindro está refrigerado, una parte del calor del fluido es transmitido al refrigerante a través de las paredes de este. Las líneas de expansión y compresión no son por lo tanto adiabáticas, sino politrópicas con exponente n diferente de $n_{isentrópico}$. Por lo tanto, se evidencia una pérdida de trabajo útil correspondiente a las áreas A de la Figura 7.

b) Combustión no instantánea

En el ciclo Otto teórico se supone que la combustión se realiza a volumen constante, es decir, que es instantánea; el ciclo real en cambio considera que la combustión requiere cierto intervalo de tiempo. Si el encendido tuviera lugar coincidiendo con el PMS, la combustión se efectuaría mientras el pistón se va alejando del PMS, y el valor de la presión sería inferior al previsto con la consiguiente pérdida de trabajo útil. Por ello conviene anticipar el encendido de modo que la combustión pueda llevarse a cabo en su mayor parte cuando el pistón se encuentra en las cercanías de PMS. Esto produce un redondeamiento de la línea teórica de aportación de calor, y por lo tanto una pérdida de trabajo útil representada por las áreas B de la Figura 7. Esta pérdida resulta de magnitud mucho menor que la que se tendría sin adelanto de encendido.

c) Tiempo de apertura de la válvula de escape

En el ciclo teórico se ha supuesto también que parte de la extracción de calor de los gases de la combustión se lleva a cabo instantáneamente coincidiendo con la posición del pistón en el PMI. En cambio, en el ciclo real dicha extracción de calor se produce durante un intervalo de tiempo. La válvula de escape debe abrirse anticipadamente para dar tiempo a una parte de los gases quemados a salir del cilindro antes de que el pistón alcance el PMI, de modo que la presión descienda aproximadamente hasta el valor de la presión al comienzo de la carrera de escape. Este hecho produce una pérdida que sin embargo es menor que la que se tendría sin el avance de la apertura de la válvula de escape. Esta pérdida está representada por la Figura 7 mediante el área C.

d) Pérdidas en la renovación de la carga

El ciclo real presenta otra diferencia importante en comparación con el ciclo teórico. Durante la carrera de admisión la presión en el cilindro es inferior a la que se tiene durante la carrera de escape. Salvo casos particulares, durante la admisión la presión es inferior a la atmosférica y durante el escape es superior. Se crea por lo tanto en el diagrama indicado un área negativa D [Figura 7] que corresponde a trabajo perdido. Este trabajo, realizado por el motor para llevar a cabo la admisión y el escape, se llama trabajo de bombeo y se evalúa como trabajo perdido por rozamiento del fluido en los conductos de escape y admisión [16].

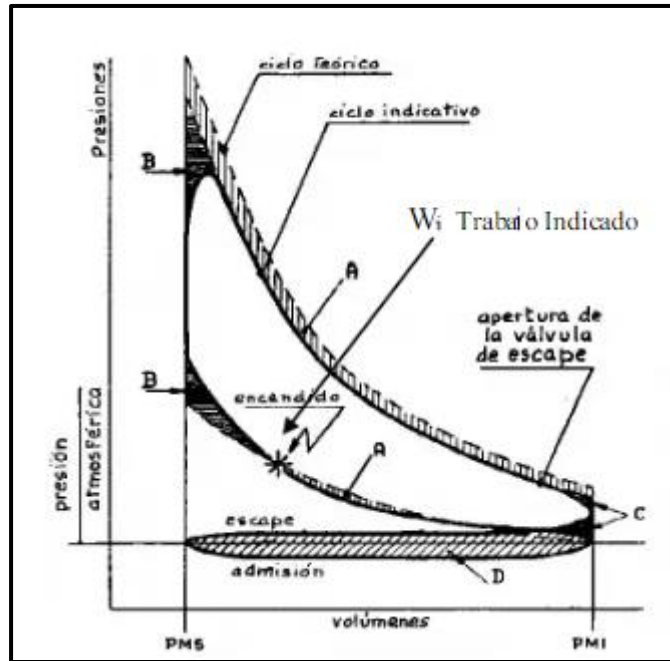


Figura 7. Diagrama P-V de un ciclo Otto real [16].

4.2.5.3 Ciclo Otto considerado en la simulación

El ciclo Otto considerado para el modelo del motor de estudio va a tomar aspectos tanto del ciclo Otto real como del teórico. A continuación, se va a mostrar gráficamente el ciclo considerado para la simulación [Figura 8] y se explicarán cada uno de sus procesos.

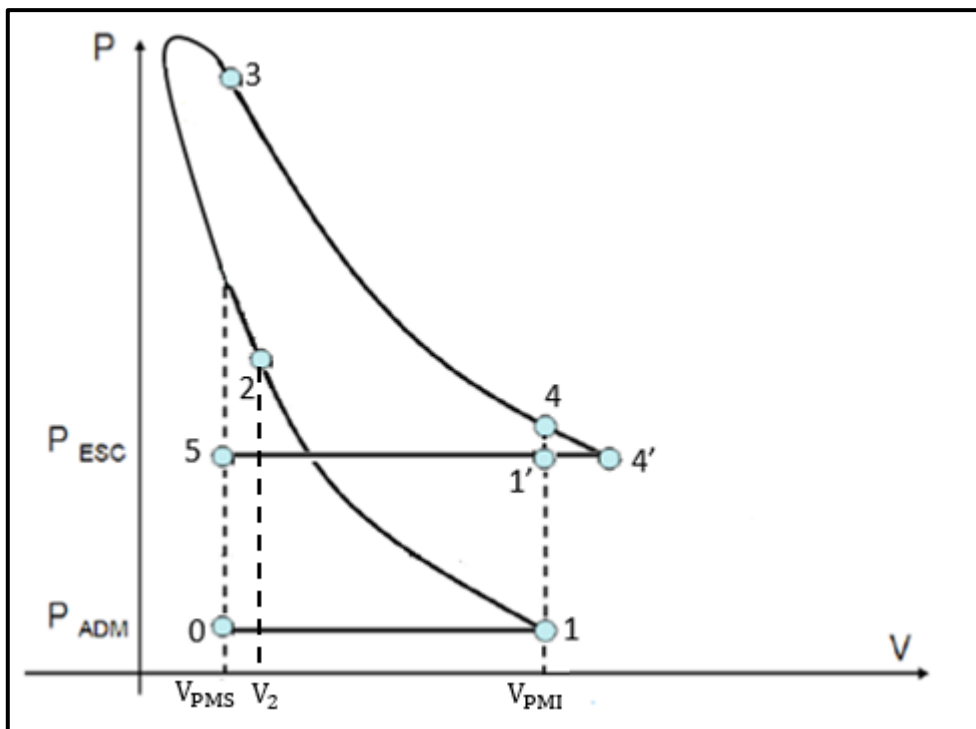


Figura 8. Diagrama P-V del ciclo Otto considerado en la simulación.

0-1: Proceso de admisión (isobara)

El proceso de admisión se considera a presión constante, es decir, se desprecian las pérdidas por rozamiento que el fluido pueda presentar en los conductos de admisión. En este proceso el pistón se desplaza hasta el PMI, momento en el que la válvula de admisión se cierra.

1-2: Proceso de compresión (politrópica)

Una vez finalizado el proceso de admisión, el émbolo se desplaza desde el PMI hasta el final de la compresión (punto 2 del ciclo) comprimiendo la mezcla de aire-combustible que, se considera como aire con un comportamiento de gas ideal. En dicho proceso de compresión, a diferencia del modelo teórico, el fluido del interior del cilindro aporta calor al refrigerante del exterior, es decir, no se considera un proceso adiabático ya que hay una transferencia de calor desde el fluido del interior del cilindro al fluido refrigerante a través de las superficies que componen el cilindro.

2-3: Proceso de combustión

La combustión comienza en el punto 2 con un avance de encendido y no se considera instantánea. Durante este proceso los reactantes se transforman en productos, suponiendo un cambio de composición en el fluido que se transforma en los gases de escape. En la simulación de estudio se realiza el cambio de composición y propiedades de la mezcla al final del proceso de la combustión.

Por otra parte, se tendrá en cuenta un rendimiento de la combustión debido a las pérdidas de calor durante este proceso y a los inquemados que se producen. Dicho valor es asumido de los datos experimentales que muestran que para un motor de ciclo Otto el rendimiento puede variar entre 0,95 y 0,98 [13]. El valor que se escoge para la simulación es de 0,97.

3-4: Proceso de expansión (politrópica)

La energía de los gases de combustión producidos desplaza al pistón del punto 3 del ciclo hacia el PMI generando su expansión. Este proceso, al igual que el proceso de compresión, no es adiabático ya que se considera el intercambio de energía entre el fluido en el interior del cilindro y el refrigerante del motor. Se considera la expansión con el mismo coeficiente politrópico de la compresión.

4-4'-5: Proceso de escape

En el instante en el que el pistón alcanza el PMI, la válvula de escape se abre y en el modelo del motor se considera que los gases sufren una expansión en el conducto de la válvula de escape, alcanzando así el punto 4' del ciclo. En ese momento, el pistón comienza su carrera y los gases son expulsados a presión constante, ya que no se asumen pérdidas de rozamiento hasta alcanzar el punto 5. Así pues, las pérdidas de bombeo en el modelo son nulas ya que ni en la admisión ni en el escape se considera rozamiento.

$$pm_b [bar] = 0 \quad (42)$$

Para cerrar el ciclo termodinámico y calcular así su rendimiento, se estima que tras la apertura de la válvula de escape se produce una descompresión de los gases en la que se da una transformación a volumen constante ($\dot{Q}_{cerrado}$) hasta llegar al punto 1'.

Una de las grandes diferencias entre el modelo teórico y el considerado en la simulación y que cabe destacar es que, en el modelo desarrollado en este trabajo se tiene en cuenta la transferencia de calor del fluido en el interior del cilindro hacia el refrigerante durante todo el ciclo. Los cálculos referidos a dicha transferencia se encuentran en el Anexo 3 del documento *Anexos*.

4.2.6 Sobrealimentación

La incorporación de la sobrealimentación a motores de combustión interna permite aumentar la potencia del motor sin la necesidad de incrementar sus dimensiones. Esta técnica consiste en comprimir el aire antes de su admisión al motor lo que aumenta su densidad, de tal forma que la masa de aire que llena el cilindro es mayor que la que éste succionaría con admisión atmosférica.

A continuación, se va a explicar el sistema de sobrealimentación empleado en los motores que considera el modelo. Dicho sistema, como se ha comentado ya previamente, es un turbogrupo seguido de un intercooler.

Los turbogrupos aprovechan parte de la energía que se desperdiciaría con los gases de escape para impulsar la masa de aire que entra a través de la admisión. Este es el resultado de instalar una turbina en la línea de escape conectada a través de un eje con un compresor interpuesto en la admisión de aire del motor, tal y como se esquematiza en la Figura 9. Tanto la turbina como el compresor de la simulación son considerados adiabáticos, estacionarios y sin variaciones de energía potencial y cinética.

La gran ventaja de la turboalimentación es que recupera energía de los gases de escape que de otra forma se malgastaría, por lo que además de producirse una mejora en la potencia del motor también se produce en el rendimiento de este.

Como consecuencia del proceso de compresión, la temperatura del aire de admisión aumenta, y con la finalidad de incrementar la masa de aire admitida, es usual añadir entre el compresor y el motor un intercambiador de calor (intercooler) con el fin de enfriar el aire, y aumentar así su densidad. El intercooler integrado en los motores de estudio se trata de un intercambiador de calor de flujo cruzado del tipo aire-agua de carcasa y tubos. Todo el conjunto de la sobrealimentación se puede apreciar con mayor claridad en la Figura 9 ([14],[17]).

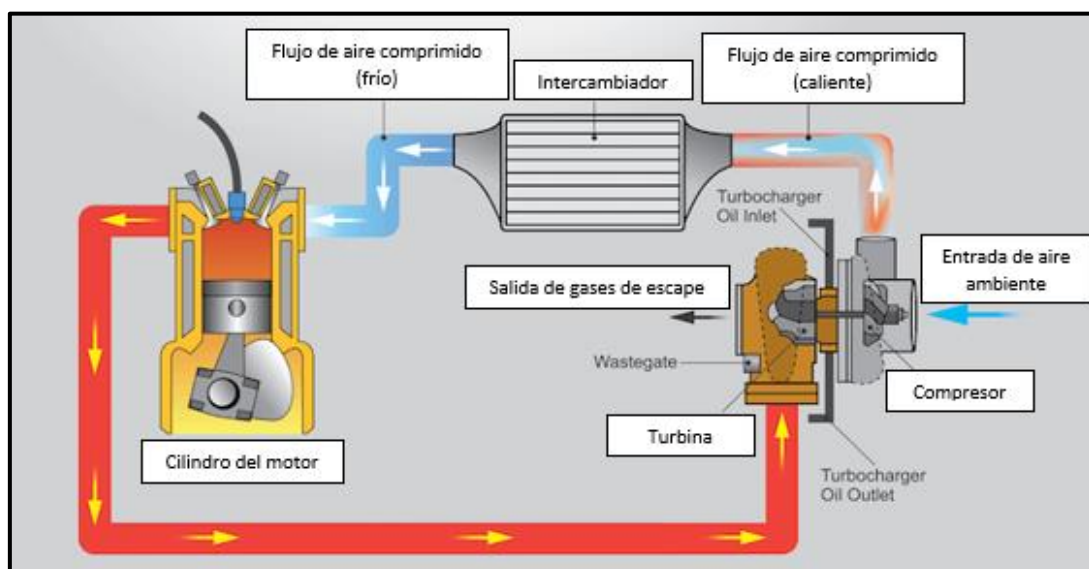


Figura 9. Motor sobrealimentado por turbogrupo + intercooler [25].

El propósito de este trabajo no es el diseño del turbogrupo y el intercambiador que acompañan al motor de estudio, por ello los parámetros necesarios para el desarrollo de la simulación se han obtenido a partir de una búsqueda en catálogos y/o artículos además de suponer también que en el intercambiador no se produce ninguna caída de presión. Las siguientes tablas recogen los parámetros del turbogrupo e intercooler que se incorporan al modelo y cuyos valores deberán sustituirse en el caso de que se cambien los componentes del sistema de sobrealimentación.

TURBUGRUPO
Eficiencia de la turbina ($\eta_{turbina}$)
Eficiencia del compresor ($\eta_{compresor}$)
Relación de presiones del compresor ($r_{compresor}$)

Tabla 4. Parámetros asumidos en el turbogrupo.

INTERCOOLER
Temperatura de entrada del refrigerante ($T_{e,ref}$)
Flujo másico del refrigerante (\dot{m}_{refrig})
Área de intercambio ($A_{intercambio}$)
Coefficiente global de transferencia de calor (U)

Tabla 5. Parámetros asumidos en el intercooler.

En el Anexo 2 del documento *Anexos* se justifica y explica la aceptación de los valores asumidos para los parámetros expuestos previamente.

5. IMPLEMENTACIÓN Y EMPLEO DEL MODELO EN EES

El modelo se va a implementar en el programa Engineering Equation Solver, abreviado EES, en el que el sistema de ecuaciones que representan el comportamiento del motor y del turbogrupo se resuelve para el conjunto de datos de entrada característicos del motor. La solución del sistema de ecuaciones serán los datos de salida que proporcionarán el balance de energía del motor y otros datos de interés como la temperatura de los gases de escape, el flujo másico de estos, temperatura y presiones del fluido durante el ciclo, etc.

En el Anexo 1 del documento *Anexos* se encuentra una descripción detallada del conjunto de ecuaciones (código) que rigen el comportamiento del motor.

La ejecución del modelo para una simulación se divide en dos fases; la fase 1 en la que se deberá realizar un ajuste del modelo con datos específicos del motor que se quiera analizar y la fase 2, en la que una vez adaptado el motor, se procederá al cálculo de las variables de salida.

Fase 1: Ajuste del modelo al motor de estudio

En esta primera fase de la simulación deberán ajustarse principalmente los siguientes parámetros:

- Ángulo de encendido del motor para cada revolución. Para obtener la curva del ángulo de encendido del motor en función de las rpm, será necesario conocer la curva característica de la potencia del motor. De este modo, para cada rpm se irá ajustando el ángulo de encendido del motor hasta que nos proporcione la potencia deseada para dicha revolución. Este ajuste se efectúa para cada una de las velocidades de giro del motor y es necesario ya que se trata de un parámetro de entrada del motor.

Como se puede comprobar, la potencia efectiva del motor no es el objeto principal del modelo ya que para su desarrollo se necesita conocer esta curva característica. Sin embargo, ello nos permite conocer el resto de las variables de interés que realmente son necesarias para el objetivo del que forma parte dicho Trabajo Final de Grado.

- Pérdidas mecánicas ocasionadas por fricción en términos de presiones medias. Estas pérdidas son específicas de cada motor, ya que depende de los parámetros geométricos y de operación de este. Existen ecuaciones empíricas para estimar su valor [Ecuación 41] sin embargo, dicha ecuación empírica tiene sus límites (no resulta válida en el modelo para motores “grandes” operando a elevadas rpm). Por ello, para el correcto funcionamiento de la simulación en motores “grandes” que llegan a funcionar a velocidades mayores de 1900 rpm, se ha rectificado la Ecuación 41 resultando la siguiente:

$$pm_R[bar] = 0,97 + 0,15 \cdot \left(\frac{n[rpm]}{1000}\right) + 0,05 \cdot \left(\frac{n[rpm]}{1000}\right)^2 - 0,08 \cdot \left(\frac{n[rpm]}{1000}\right)^3 \quad (43)$$

-Relación de presiones y eficiencia del compresor. Estos parámetros son diferentes para cada motor ya que dependen del flujo másico de aire que entra al motor. En el Anexo 2 del documento *Anexos* se explica detalladamente su obtención.

Fase 2: Ejecución de la simulación

Una vez ajustado el modelo al motor del que se quiere realizar el estudio, se procede al desarrollo de la simulación en el que se obtendrá el balance de energía y las variables que integra el modelo para realizar un análisis del funcionamiento del motor.

A continuación, se va a describir los pasos que se han seguido para la consecución del modelo. En el programa el orden de las ecuaciones corresponde a un orden “lógico” ya que se parte de la introducción de los datos de entrada, seguidamente se describen los procesos del motor y finalmente se calcula sus prestaciones y balance de energía. Sin embargo, para el desarrollo del modelo del motor se ha seguido un orden diferente y más adecuado que facilita su entendimiento.

Los parámetros de entrada de la simulación son los siguientes:

Número de ciclos por cada revolución	Ángulo de adelanto de encendido de la combustión* ¹
Número de cilindros	Número de válvulas de escape
Diámetro del pistón	Carrera de la válvula de escape
Carrera	Régimen de giro del motor
Relación biela-manivela	Dosado
Relación de compresión	Flujo másico de combustible del motor* ²

Tabla 6. Parámetros de entrada de la simulación.

Una vez fijados los parámetros de entrada, el proceso seguido en la elaboración del modelo es el siguiente:

1. Se realiza el balance de masa de la combustión completa del metano con aire húmedo. Con este balance se obtiene los coeficientes de la combustión, cuya suma indica la cantidad de gases de escape producidos por cada kilomol de combustible introducido en el motor (g_{eh}). Con este dato se obtendrá la masa de gases de escape del motor por cada ciclo y cilindro.

2. Se efectúa el balance de energía de la combustión del motor. El propósito de este balance es obtener la temperatura de los gases de escape al finalizar el proceso de la combustión (T_3).

3. Se calculan las propiedades físicas del punto 4' (considera parte del volumen de la válvula de escape) mediante el proceso politrópico de la expansión. Obtenidas dichas propiedades, ya se conoce la temperatura a la que los gases de escape salen del motor hacia la turbina ($T_{4'}$).

4. Considerando el compresor del turbogrupo adiabático, estacionario y sin variaciones de energía potencial y cinética y, conocida su relación de compresión [Anexo 2], se calcula su trabajo. A partir del rendimiento del turbogrupo [Anexo 2] se obtiene el trabajo de la turbina y, como la temperatura de entrada de los gases en la turbina es conocida, es posible calcular la temperatura de estos en su salida hacia el catalizador ($T_{ge,x}$).

5. Conocida la temperatura del aire a la salida del compresor, se calcula también a la salida del intercooler para así poder proceder ya al cálculo de las propiedades de la mezcla en cada uno de los procesos del motor, hasta alcanzar el punto de finalización de la compresión (punto 2 del ciclo) pues, el resto de los puntos han sido ya calculados previamente.

6. Se realiza el cálculo de las pérdidas de calor del fluido al refrigerante mediante la correlación empírica de Taylor y Toong. En el Anexo 3 del documento *Anexos* se detallan dichos cálculos.

7. Conocidas ya todas las propiedades de cada punto y las pérdidas de calor hacia el refrigerante, se procede al cálculo de las prestaciones del motor y a su balance de energía.

El procedimiento explicado previamente de manera general ha sido el empleado para desarrollar el modelo del motor paso a paso. Aun así, para que la simulación funcione es necesario tener todo el conjunto de ecuaciones escrito, ya que las variables dependen unas de otras. Por ejemplo, la temperatura de los gases obtenida tras la combustión (T_3) descrita en el punto 2 del procedimiento, es obtenida en función de la temperatura de los reactantes al inicio de la combustión (T_2).

*¹ Como se ha explicado previamente, dicho valor de entrada deberá ser ajustado para cada motor previamente a la ejecución de la simulación.

*² Para obtener este dato de entrada, además de la curva característica de la potencia del motor, también es necesario conocer la del consumo específico de este ya que, de esta manera se podrá obtener el flujo másico del combustible del motor para cada rpm.

6. RESULTADOS DEL MODELO

El objetivo de este apartado es demostrar la aplicabilidad del modelo a la vez que validar los resultados obtenidos. Para ello, se procede a ejecutarlo para tres motores de gas natural:

- Motor 1: Motor del autobús Citaro NGT
- Motor 2: Motor del fabricante SCANIA
- Motor 3: Motor F1C-NG

Los datos necesarios para realizar la simulación son los que se recogen en la Tabla 6 y han sido obtenidos de información publicada en los diferentes catálogos de los tres motores de estudio [26-28].

Como se ha dicho anteriormente, para aplicar el modelo a un motor ya existente y obtener información adicional para el análisis de sus flujos térmicos, es necesario contar con sus curvas de potencia y consumo específico, pues a partir de estas se ha de obtener el ángulo de avance de encendido del motor y su flujo másico de combustible para cada revolución. Sin embargo, obtener la curva de consumo específico de un motor existente que opera con gas natural no resulta sencillo y únicamente ha sido posible para el motor del autobús Citaro NGT. Para los casos en los que no se pueda disponer de dicha curva, puede estimarse el flujo másico de combustible que entra al motor mediante la siguiente ecuación [18]:

$$\dot{m}_f \left[\frac{kg}{s} \right] = m_{f,ciclo} \left[\frac{kg}{ciclo \cdot cilindro} \right] \cdot Z \cdot n \left[\frac{rev}{s} \right] \cdot i \left[\frac{ciclo}{rev} \right] \quad (44)$$

Donde $m_{f,ciclo}$, se obtiene a partir del dosado y de la ecuación de estado de gas ideal para el aire que entra a un cilindro en cada ciclo:

$$F = \frac{m_{f,ciclo}}{m_{a,ciclo}} \quad (45)$$

$$P_{s,intercooler} \cdot V_1 = m_{a,ciclo} \cdot R_a \cdot T_{s,intercooler} \quad (46)$$

En la Ecuación 46 se toma una aproximación para poder conocer $m_{a,ciclo}$. Dicha aproximación asume que el volumen de aire que entra al cilindro es igual al volumen disponible V_1 . Aunque en realidad entra una mezcla de aire y combustible, se trata de una buena aproximación ya que con los dosados con los que trabaja el motor $m_{f,ciclo}$ es muy inferior a $m_{a,ciclo}$.

La validez de la ecuación 44 se ha comprobado ya que el motor del fabricante SCANIA proporciona el dato de que a 1900 rpm se da un consumo específico de 200 g/kWh [27]. Con el flujo másico de combustible obtenido a partir de la Ecuación 44 a 1900 rpm se obtiene un consumo específico de 205,4 g/kWh (error del 2,7%).

Aunque la capacidad del modelo es mucho mayor y ofrece más variables como puede observarse en la ventana de resultados del programa EES [Figura 10], se va a extraer la información de interés para el estudio del sistema captura y almacenamiento de CO_2

que son la presión, temperatura y flujo másico de los gases de escape y el balance energético del motor trabajando a plena carga a distintos regímenes de giro. En la Figura 10 aparecen sombreados por diferentes colores los múltiples resultados de interés.

a = 2	$A_2 = 0,02395$	$a_{exceso} = 1,992$
$A_{intercambio} = 0,279$	$A_p = 0,009503$	b = 1
$b_{masa} = 0,0003048$	$b_{porcentaje} = 15,18$	c = 2,175
coseno1 = -1	coseno2 = 0,8356	coseno3 = 0,8549
coseno4 = -1	$c_{Paire} = 1,006$	$c_{Prefrig} = 1,866$
$C_m = 9,45$	$C_{masa} = 0,0002712$	$C_{max} = 0,5598$
$C_{min} = 0,2009$	$C_{porcentaje} = 13,51$	$c_{p,1} = 1,007$
$C_r = 0,3589$	$c_{v,1} = 0,7198$	d = 7,489
$d_{masa} = 0,001452$	$D_p = 0,11$	$d_{porcentaje} = 72,36$
$D_v = 0,03667$	e = -0,09604	$\eta_{combustión} = 0,97$
$\eta_{compresor} = 0,73$	$\eta_e = 36,23$ [%]	$\eta_{intercool} = 0,1381$
$\eta_{mecanico} = 75,55$ [%]	$\eta_{turbina} = 0,74$	$\eta_{turbogrupo} = 0,5402$
$\eta_{térmico} = 47,95$ [%]	$\eta_v = 96,72$ [%]	$e_{aire} = -0,004162$
$e_{masa} = -0,00002129$	$e_{porcentaje} = -1,061$	F = 0,05843
$F_e = 0,05819$	$F_r = 1,004$	$g_e = 0,0000732$
$g_{ef} = 198,7$ [g/kW-h]	$g_{e,h} = 10,57$	h = 18339
$h_{1,prima} = -3129$	$h_4 = -2081$	$h_{amb} = -3609$
$h_{CO2} = -258315$	$h_{CO2,1,prima} = -8553$	$h_{CO2,4} = -7639$
$h_{CO2,amb} = -8941$	$h_{CO2,e} = -7950$	$h_{CO2,ref} = -8941$
$h_{CO2,s} = -7996$	$h_{CO2,T3} = -5868$	$h_{compresión} = 0,7512$
$h_{e,compresor} = 298,6$	$h_{e,T} = -2438$	$h_f = 14393$
$h_{f,ref} = -4650$	$h_{f,T2} = -3748$	$h_{H2O} = -230537$
$h_{H2O,1,prima} = -12666$	$h_{H2O,4} = -10941$	$h_{H2O,amb} = -13422$
$h_{H2O,e} = -11541$	$h_{H2O,prod} = -130294$	$h_{H2O,ref} = -13422$
$h_{H2O,s} = -11629$	$h_{H2O,T2} = -12795$	$h_{H2O,T3} = -7226$
$h_{N2} = 9568$	$h_{N2,1,prima} = 410,4$	$h_{N2,4} = 1277$
$h_{N2,amb} = 0$	$h_{N2,e} = 984,8$	$h_{N2,prod} = 82199$
$h_{N2,ref} = 0$	$h_{N2,s} = 941,2$	$h_{N2,T2} = 341,7$
$h_{N2,T3} = 2936$	$h_{O2} = 9993$	$h_{O2,1,prima} = 376,5$
$h_{O2,4} = 1182$	$h_{O2,amb} = 0$	$h_{O2,e} = 912,6$
$h_{O2,prod} = 86874$	$h_{O2,ref} = 0$	$h_{O2,s} = 872,2$
$h_{O2,T2} = 312,3$	$h_{O2,T3} = 2715$	$h_{s,compresor} = 328,8$
$h_{s,T} = -2492$	i = 0,5	$k_{mezcla} = 0,08042$
$l_{biela} = 0,216$	$\mu_{mezcla} = 0,00004925$	$m_a = 0,1997$
$m_{a,ciclo} = 0,001902$	$M_e = 961,2$ [N-m]	$m_f = 0,01167$
$m_{f,ciclo} = 0,0001111$	$m_{ge} = 0,002007$ [kg/(ciclo-cilindro)]	$m_{ge,motor} = 0,2107$ [kg/s]
$m_{refrig} = 0,3$	$m_T = 0,002013$	$m_{T,flujo} = 0,2113$
n = 2100	NTU = 0,1527	$n_{a,ciclo} = 0,00006566$
$n_c = 17,5$	$n_{f,ciclo} = 0,000006926$	$n_{H2O} = 0,1754$
$n_{isentrópico} = 1,374$	$n_{real} = 1,336$	$\omega = 0,0119$
PCI = 50012	pendiente = -0,0001445	$perdidas_{comb,porcentaje} = 3$ [%]
$perdidas_{ge,porcentaje} = 42,27$	$perdidas_{nocont,porcentaje} = 4,311$ [%]	$perdidas_{refrig,porcentaje} = 14,19$
PM = 16,04	$p_{me} = 1569$ [kPa]	$p_{mi} = 2077$ [kPa]
$pm_a = 8,186$	$PM_{aire} = 28,96$	$pm_b = 0$
$PM_{CO2} = 44$	$PM_{ge} = 27,42$	$PM_{H2O} = 18$
$PM_{N2} = 28$	$PM_{O2} = 32$	$pm_{pm} = 507,9$ [kPa]
$pm_R = 76,46$	$P_1 = 141,9$ [kPa]	$P_{1,prima} = 305,9$
$P_2 = 1663$ [kPa]	$P_{2,isentrópico} = 1783$ [kPa]	$P_3 = 8247$ [kPa]
$P_4 = 636,1$ [kPa]	$P_{4,prima} = 305,9$	$P_{amb} = 101,3$
$P_{ge,x} = 274,2$ [kPa]	$P_{s,compresor} = 141,9$ [kPa]	$P_{s,intercool} = 141,9$ [kPa]

Q _{cerrado} = 2,104	Q _{cerrado,motor} = 220,9	Q _{comb} = 17,5 [kW]
Q _{ge} = 2,349	Q _{ge,T} = 246,7 [kW]	Q _{iny,cilindro} = 5,557 [kJ/(ciclo-cilindro)]
Q _{iny,motor} = 583,5 [kW]	Q _{iny,real} = 566 [kW]	Q _{loss} = 3,095
Q _{loss,masa} = 87,87	Q _{nocont} = 25,15 [kW]	Q _{refrig} = 82,79 [kW]
p _{s,compresor} = 1,507	p _{s,intercool} = 1,532	R _a = 0,287
R _C = 17	r _{compresor} = 1,4	R _{ge} = 0,3032
r _{manivela} = 0,0675	S = 0,135	seno1 = -8,641E-08
seno2 = -0,5493	seno3 = 0,5187	seno4 = -2,592E-07
S _v = 0,034	t = 0	tita _d = 64,57
tita _s = 33,32	T ₁ = 61,75 [°C]	T _{1,prima} = 412,1
T ₂ = 349 [°C]	T _{2,isentrópico} = 394,1 [°C]	T ₃ = 2443 [°C]
T ₄ = 1152 [°C]	T _{4,prima} = 911,9	T _{amb} = 25
T _{e,refrig} = 15	T _{ge,x} = 875,4 [°C]	T _{mez,media} = 1045 [°C]
T _{pared} = 570	T _{pared,compresión} = 222	T _{refrig} = 95
T _{s,compresor} = 55,07 [°C]	T _{s,intercool} = 49,54 [°C]	U = 0,11
valvula _{escape} = 2	V ₁ = 0,001363 [m ³]	V ₂ = 0,0002161 [m ³]
V ₃ = 0,0002004 [m ³]	V ₄ = 0,001363 [m ³]	V _{4,prima} = 0,002358
V _{CC} = 0,00008018	V _D = 0,001283	V _T = 0,007698
V _{válvula,escape} = 0,009945	w = 21,55	W _{compresor} = -6,037 [kW]
W _{e,motor} = 211,4 [kW]	W _{ind} = 2,665 [kJ/(ciclo-cilindro)]	W _{ind,motor} = 279,8 [kW]
W _T = 11,18 [kW]	x = 1	y = 4
Z = 6		

Figura 10. Ventana de resultados obtenidos con el programa EES.

Con el fin de mostrar los resultados obtenidos de forma agregada y visual, los flujos energéticos estimados para los motores se van a representar en forma de balance de energía a través de sus correspondientes diagramas Sankey.

El balance global de energía de un motor proporciona información útil acerca de cómo se distribuye la energía puesta en juego por el combustible. Dicho balance puede plantearse en los siguientes términos [19]:

$$\dot{Q}_{iny,motor} = \dot{W}_e + \dot{Q}_{ge,T} + \dot{Q}_{refrig} + \dot{Q}_{comb} + \dot{Q}_{no cont} \quad (47)$$

Donde, $\dot{Q}_{iny,motor}$ es el flujo de calor aportado por el combustible; \dot{W}_e es la potencia efectiva del motor; $\dot{Q}_{ge,T}$ es el flujo de calor equivalente a la potencia perdida en los gases de escape; \dot{Q}_{refrig} corresponde con el flujo de calor transmitido al refrigerante; \dot{Q}_{comb} es el flujo de calor equivalente a la potencia perdida en la combustión y $\dot{Q}_{no cont}$ es el flujo de transmitido al aceite del motor y por radiación al ambiente.

La validación del modelo se basa en obtener las prestaciones del motor ya conocidas (potencia efectiva) con un margen de error inferior al 5% [Condición 1], ya que eso asegurará que el resto de las variables no conocidas (temperatura, presión y flujo másico de los gases de escape, rendimientos, temperaturas y presiones del ciclo...) son correctas. Además, también se valida el modelo comprobando que los flujos energéticos del motor se encuentren entre los límites o, muy próximos a estos, propios del balance energético de un MCI [Condición 2]. Dichos límites porcentuales para motores operando a plena carga con gasolina o diesel son los siguientes:

	\dot{W}_e	\dot{Q}_{refrig}	$\dot{Q}_{ge,T}$	\dot{Q}_{comb}	$\dot{Q}_{no\ cont}$
MEP	25-28 %	17-26 %	34-45 %	2-5 %	3-10 %
MEC	34-38 %	16-35 %	22-35 %	1-2 %	2-6 %

Tabla 7. Balance de energía en motores de gasolina y diesel operando a plena carga. [19]

Sin embargo, el motor de estudio se trata de un motor alimentado con gas natural. Dichos motores suelen tener rendimientos efectivos mayores ([26],[27]), aunque la Tabla 7 servirá de noción para poder comprobar la Condición 2.

6.1 Motor autobús Citaro NGT

Los datos de entrada que se deben introducir en la simulación para desarrollar el estudio de este motor son los siguientes:

Número de ciclos por cada revolución	0,5
Número de cilindros	6
Diámetro del pistón [m]	0,110
Carrera [m]	0,135
Relación biela-manivela	3,2
Relación de compresión	17
Carrera de la válvula de escape [m]	0,034
Número de válvulas de escape	2
Dosado	0,05843
Flujo másico de combustible [kg/s] – <i>deducido de la curva de potencia y consumo específico</i>	
Régimen de giro [rpm]	
Ecuación ángulo de adelanto de encendido de la combustión [°]	

Tabla 8. Datos de entrada para el motor del autobús Citaro NGT.

La siguiente tabla recoge los valores del flujo másico de combustible a diferentes regímenes de giro calculado a partir de las curvas de potencia y consumo específico a plena carga del motor:

n	\dot{m}_f [kg/s]
1000	5,8E-3
1100	6,9E-3
1200	7,9E-3
1300	8,6E-3
1400	9,2E-3
1500	9,9E-3
1600	10,6E-3
1700	10,9E-3
1800	11,3E-3
1900	11,9E-3
2000	11,6E-3
2100	11,7E-3
2200	11,1E-3
2300	9,9E-3
2400	8,6E-3

Tabla 9. Flujo másico de combustible a los diferentes regímenes de giro del motor del autobús Citaro NGT [26].

Una vez introducidos dichos datos de entrada, se procede al cálculo de la curva del ángulo de adelanto de encendido en función del régimen de giro que, para dicho motor resulta la siguiente:

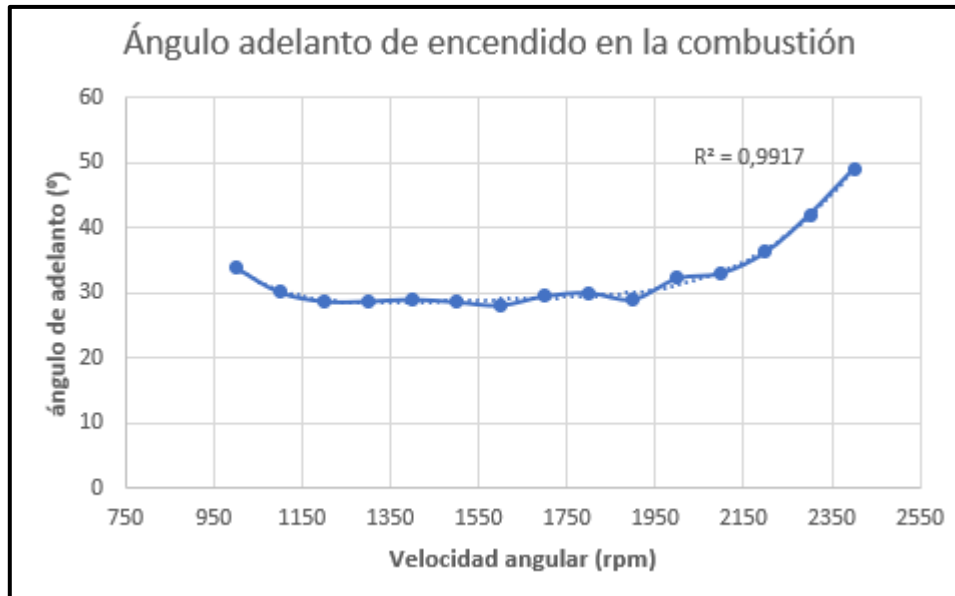


Gráfico 3. Curva del ángulo de adelanto de encendido en la combustión del motor del autobús Citaro NGT en función de las rpm junto con su línea de tendencia.

Para poder ser incorporada al modelo, la curva anterior fue ajustada a una función polinómica de grado 5, que está también representada en el Gráfico 3 en forma de línea punteada.

La Tabla 10 recoge la temperatura, presión y flujo másico de los gases de escape del motor a diferentes regímenes de giro. En todos los casos, la composición de los gases de escape es 15,18% de CO₂, 13,51% de H₂O y 72,36% de N₂.

n	T _{ge,x} [°C]	P _{ge,x} [kPa]	$\dot{m}_{ge,motor}$ [kg/s]
1000	729,6	246,7	0,1049
1100	777,5	282,5	0,1255
1200	804,1	303	0,1428
1300	824,2	309,7	0,1549
1400	831,9	312,5	0,1671
1500	833,7	315	0,1801
1600	838,1	316,9	0,1924
1700	858,2	313,1	0,1981
1800	872,9	310,3	0,205
1900	872,9	308,8	0,2153
2000	890,9	291,6	0,2104
2100	875,4	274,2	0,2107
2200	854,5	244,1	0,2006
2300	829,2	204,6	0,1802
2400	795,9	164,7	0,1565

Tabla 10. Resultados de interés para el estudio de captura y almacenamiento de CO₂ en el motor del autobús Citaro NGT.

En el Gráfico 4 se compara el valor de la potencia efectiva proporcionada por el fabricante y el obtenido por el modelo para cada revolución y además, se comprueba que la potencia obtenida por el modelo está dentro de los márgenes del 5% de error [Condición 1].

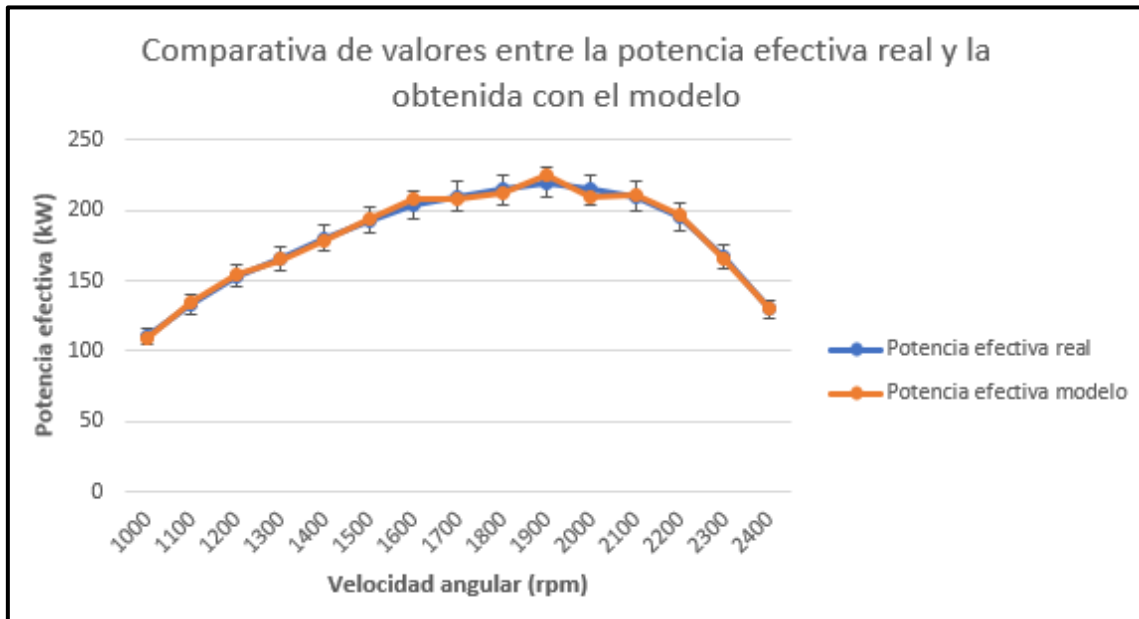


Gráfico 4. Comparativa de valores entre la potencia efectiva real y la obtenida con el modelo del motor del autobús Citaro NGT.

A continuación, se presenta mediante diagramas Sankey el balance de energía del motor de estudio funcionando a dos regímenes de giro diferentes en los que se opera a plena carga. Se toma dos regímenes cualesquiera para mostrar las capacidades del modelo en cuanto al cálculo del balance energético del motor, pero se ha comprobado previamente que para todas las revoluciones del motor se cumple la Condición 2.

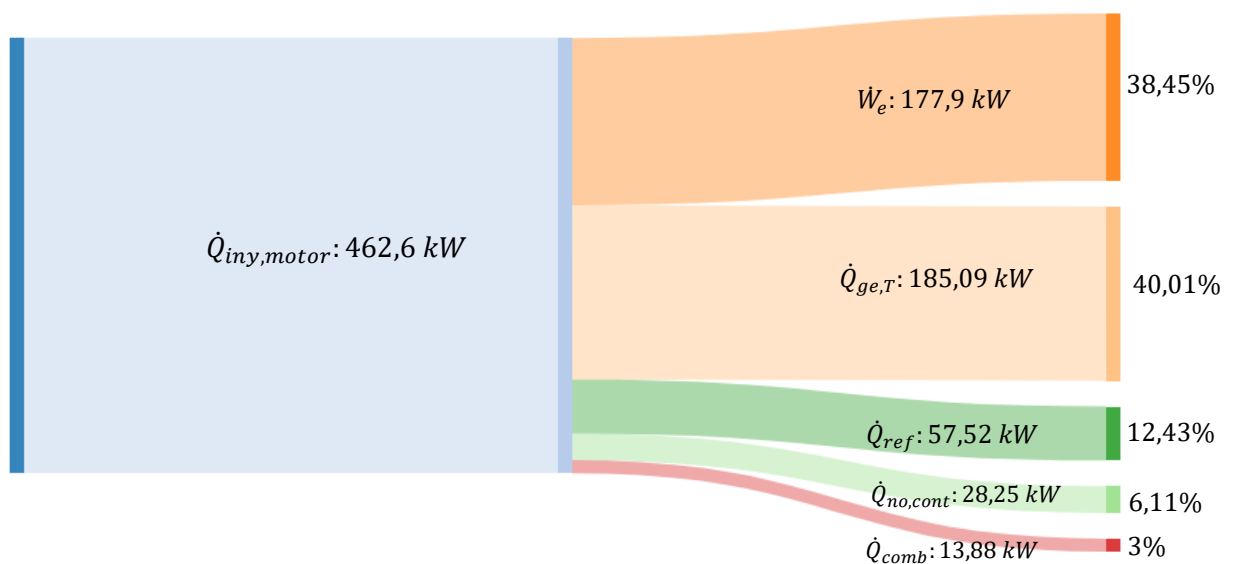


Figura 11. Diagrama Sankey del balance energético del motor del autobús Citaro NGT a 1400 rpm

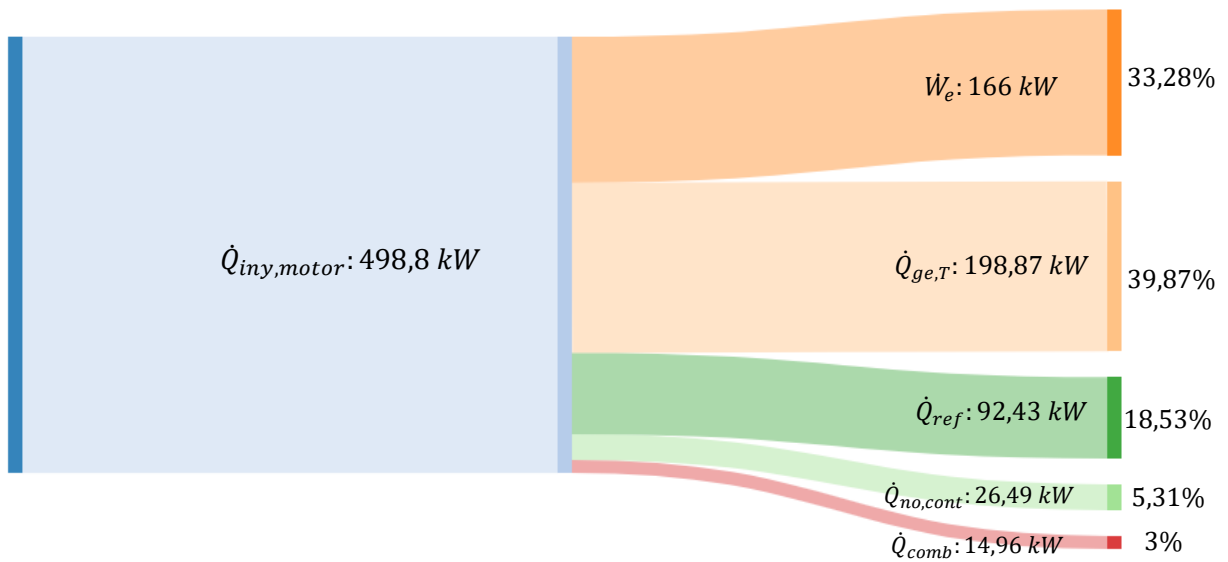


Figura 12. Diagrama Sankey del balance energético del motor del autobús Citaro NGT a 2300 rpm

6.2 Motor del fabricante SCANIA

Los datos de entrada que se deben introducir en la simulación para desarrollar el estudio de este motor son los siguientes:

Número de ciclos por cada revolución	0,5
Número de cilindros	5
Diámetro del pistón [m]	0,13
Carrera [m]	0,14
Relación biela-manivela	3
Relación de compresión	12,6
Carrera de la válvula de escape [m]	0,035
Número de válvulas de escape	2
Dosado	0,05843
Flujo másico de combustible [kg/s] – <i>calculado a partir de la Ecuación 44</i>	
Régimen de giro [rpm]	
Ecuación ángulo de adelanto de encendido de la combustión [°]	

Tabla 11. Datos de entrada para el motor del fabricante SCANIA.

La siguiente tabla recoge los valores del flujo másico de combustible a diferentes regímenes de giro calculado a partir de la Ecuación 44:

n	\dot{m}_f [kg/s]
1000	7,6E-3
1100	8,3E-3
1200	9,1E-3
1300	9,8E-3
1400	10,5E-3
1500	11,3E-3
1600	12,0E-3
1700	12,8E-3

1800	13,5E-3
1900	14,2E-3

Tabla 12. Flujo másico de combustible a los diferentes regímenes de giro del motor del fabricante SCANIA

Al igual que para el motor del autobús Citaro NGT, se debe obtener la curva del ángulo de adelanto de encendido del motor a partir de su curva de potencia. En este caso se obtiene la siguiente gráfica:

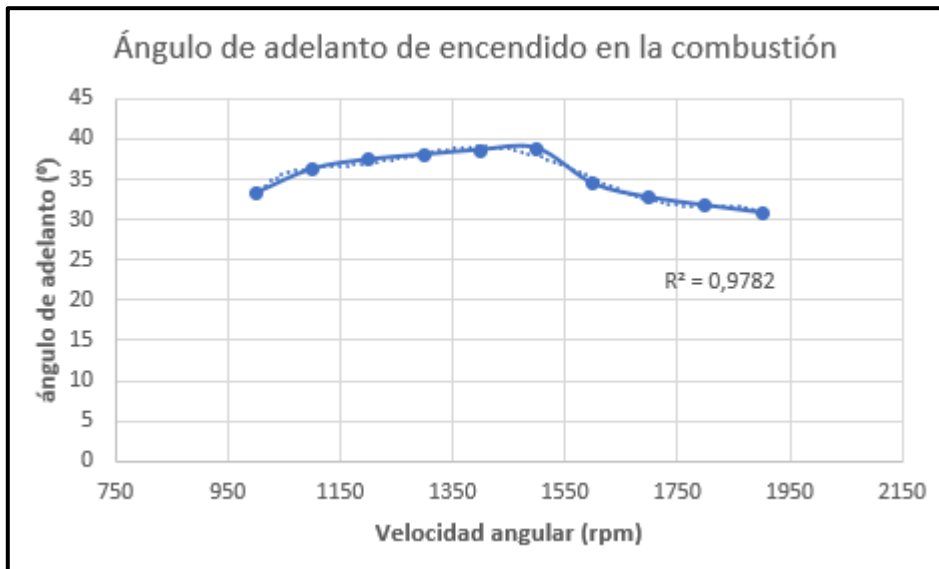


Gráfico 5. Curva del ángulo de adelanto de encendido en la combustión del motor del fabricante SCANIA en función de las rpm junto con su línea de tendencia

Se incluye asimismo la curva obtenida en el ajuste (en este caso una función polinómica de grado 6) y que es la que se introduce en el código.

La Tabla 13 muestra la temperatura, presión y flujo másico de los gases de escape del motor a diferentes regímenes de giro. En todos los casos, la composición de los gases de escape es 15,13% de CO₂, 13,47% de H₂O y 72,38% de N₂.

n	T _{ge,x} [°C]	P _{ge,x} [kPa]	$\dot{m}_{ge,motor}$ [kg/s]
1000	726	274,5	0,1379
1100	679,9	259,5	0,1513
1200	680,2	259,1	0,1648
1300	670,2	255,6	0,1782
1400	667,6	254,4	0,1916
1500	695,7	262,7	0,205
1600	755,7	280,9	0,2185
1700	817	299,5	0,2319
1800	842,4	307	0,2453
1900	872,6	316,1	0,2587

Tabla 13. Resultados de interés para el estudio de captura y almacenamiento de CO₂ en el motor del fabricante SCANIA.

En el Gráfico 6 se compara el valor de la potencia efectiva proporcionada por el fabricante y el obtenido por el modelo para cada revolución y además, se comprueba que la potencia obtenida por el modelo está dentro de los márgenes del 5% de error [Condición 1].

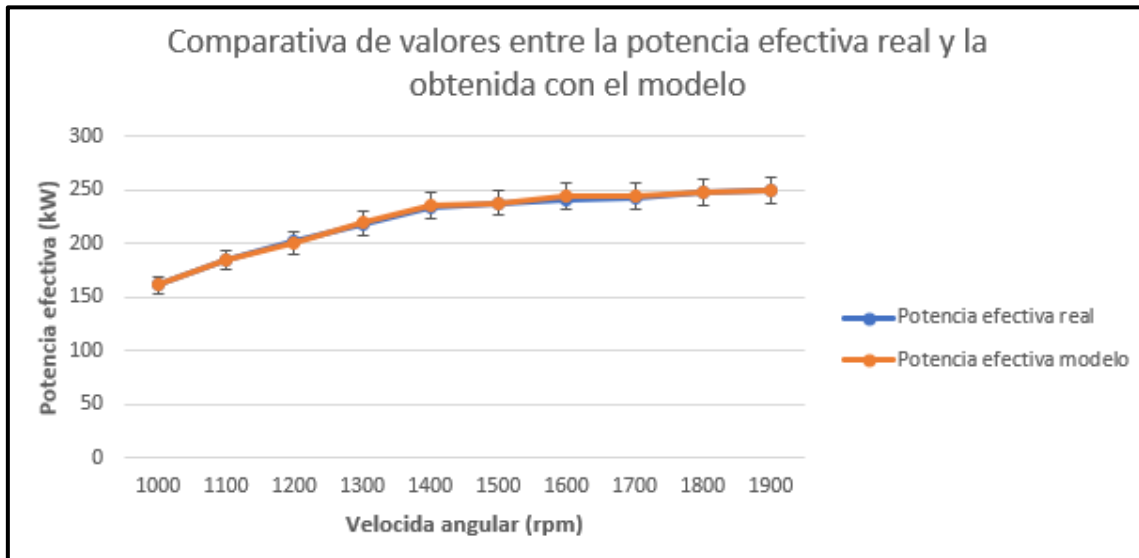


Gráfico 6. Comparativa de valores entre la potencia efectiva real y la obtenida con el modelo del motor del fabricante SCANIA.

A continuación, se va a mostrar mediante diagramas Sankey el balance de energía del motor de estudio para dos regímenes de giro diferentes en los que se opera a plena carga. Se toma dos regímenes cualesquiera para mostrar las capacidades del modelo en cuanto al cálculo del balance energético del motor, pero se ha comprobado previamente que para todas las revoluciones del motor se cumple la Condición 2.

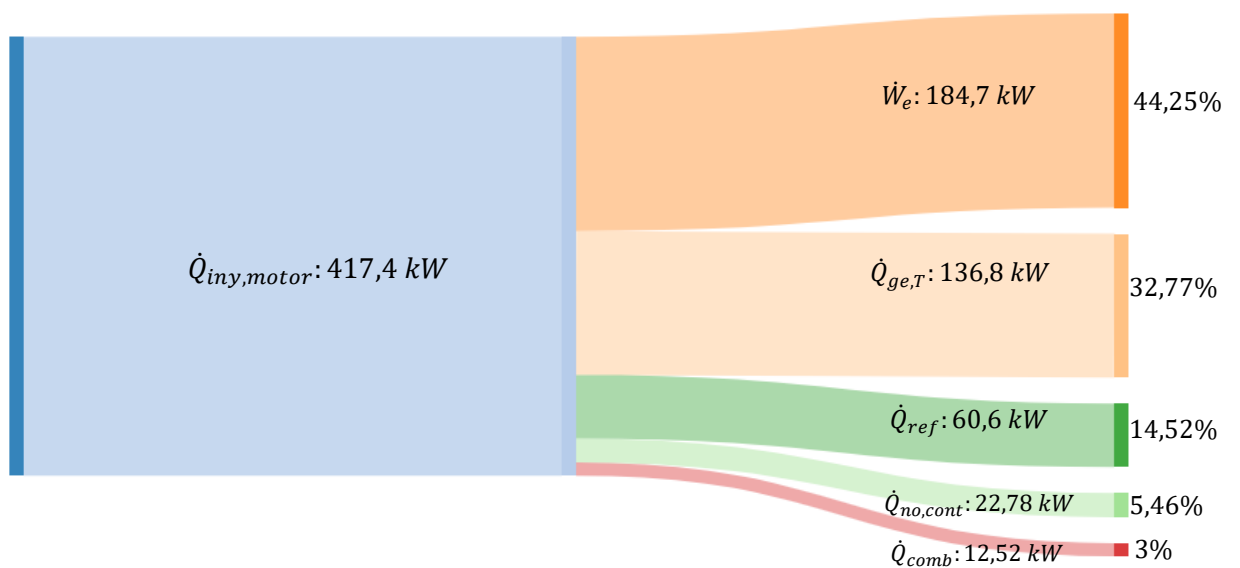


Figura 13. Diagrama Sankey del balance energético del motor del fabricante SCANIA a 1100 rpm

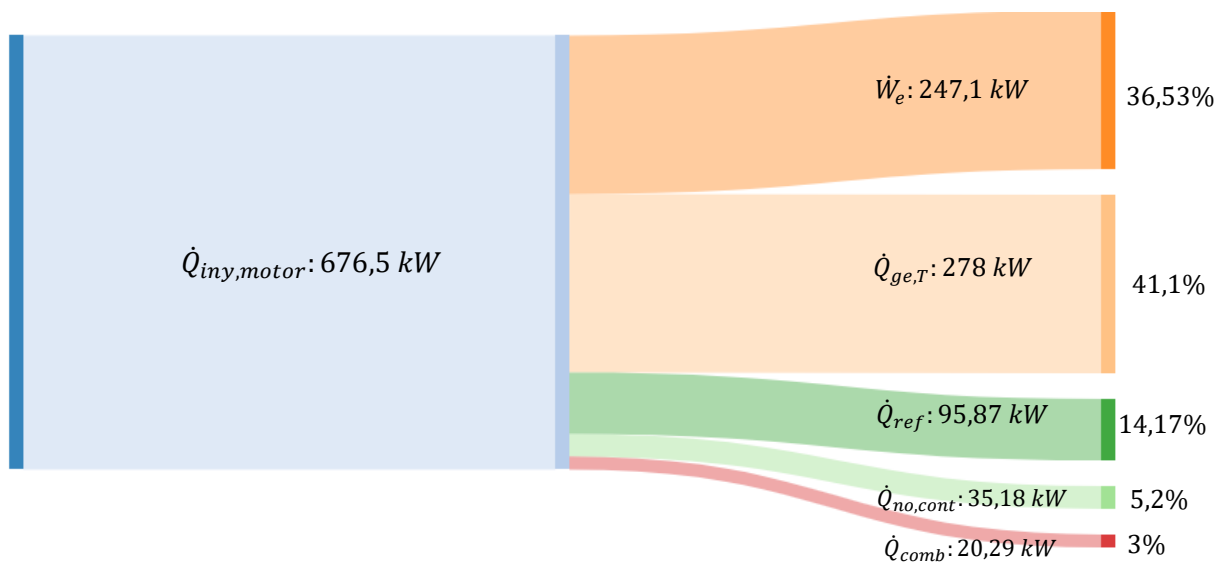


Figura 14. Diagrama Sankey del balance energético del motor del fabricante SCANIA a 1800 rpm

6.3 Motor F1C-NG

Los datos de entrada que se deben introducir en la simulación para desarrollar el estudio de este motor son los siguientes:

Número de ciclos por cada revolución	0,5
Número de cilindros	4
Diámetro del pistón [m]	0,096
Carrera [m]	0,104
Relación biela-manivela	3,2
Relación de compresión	12,5
Carrera de la válvula de escape [m]	0,025
Número de válvulas de escape	2
Dosado	0,05843
Flujo másico de combustible [kg/s] – calculado a partir de la Ecuación 44	
Régimen de giro [rpm]	
Ecuación ángulo de adelanto de encendido de la combustión [°]	

Tabla 14. Datos de entrada para el motor F1C-NG.

La Tabla 15 recoge los valores del flujo másico de combustible a diferentes regímenes de giro calculado a partir de la Ecuación 44:

n	\dot{m}_f [kg/s]
1000	2,4E-3
1200	2,9E-3
1400	3,4E-3
1600	3,8E-3
1800	4,3E-3
2000	4,8E-3
2200	5,2E-3
2400	5,7E-3
2600	6,1E-3

2800	6,6E-3
3000	7,1E-3
3200	7,5E-3
3400	8,0E-3
3600	8,4E-7
3750	8,8E-3

Tabla 15. Flujo másico de combustible a los diferentes regímenes de giro del motor F1C-NG

La curva obtenida del ángulo de adelanto de encendido para este último motor de estudio es la que se muestra a continuación:

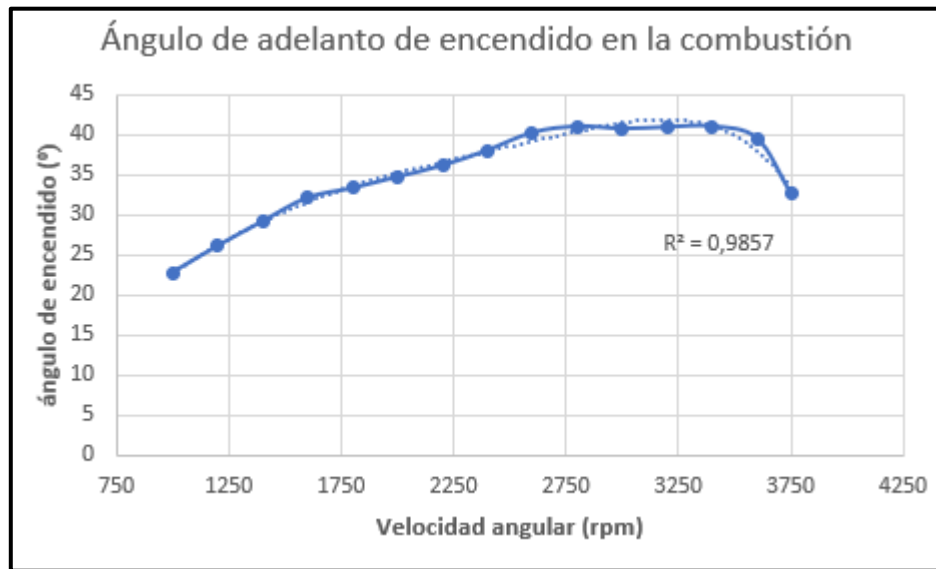


Gráfico 7. Curva del ángulo de adelanto de encendido en la combustión del motor F1C-NG en función de las rpm junto con su línea de tendencia.

Se incluye asimismo la curva obtenida en el ajuste (en este caso una función polinómica de grado 5) y que es la que se introduce en el código.

La Tabla 16 recoge la temperatura, presión y flujo másico de los gases de escape del motor a diferentes regímenes de giro. En todos los casos, la composición de los gases de escape es 15,13% de CO_2 , 13,47% de H_2O y 72,38% de N_2 .

n	$T_{ge,x}$ [°C]	$P_{ge,x}$ [kPa]	$\dot{m}_{ge,motor}$ [kg/s]
1000	899,8	302	0,0446
1200	844	284,6	0,0532
1400	803	271,7	0,0617
1600	776,2	263	0,0701
1800	760,7	257,6	0,0785
2000	753,4	254,7	0,0869
2200	750,7	253,1	0,0953
2400	750	252,2	0,1037
2600	749,8	251,4	0,1121
2800	750,4	251	0,1204

3000	754,8	251,7	0,1287
3200	769,6	255,1	0,137
3400	805,9	264,3	0,1454
3600	882	284,1	0,1537
3750	982,4	310,3	0,1599

Tabla 16. Resultados de interés para el estudio de captura y almacenamiento de CO2 en el motor F1C-NG.

Al igual que para el resto de los motores, en el Gráfico 8 se compara el valor de la potencia efectiva proporcionada por el fabricante y el obtenido por el modelo para cada revolución y además, se comprueba que la potencia obtenida por el modelo está dentro de los márgenes del 5% de error [Condición 1].

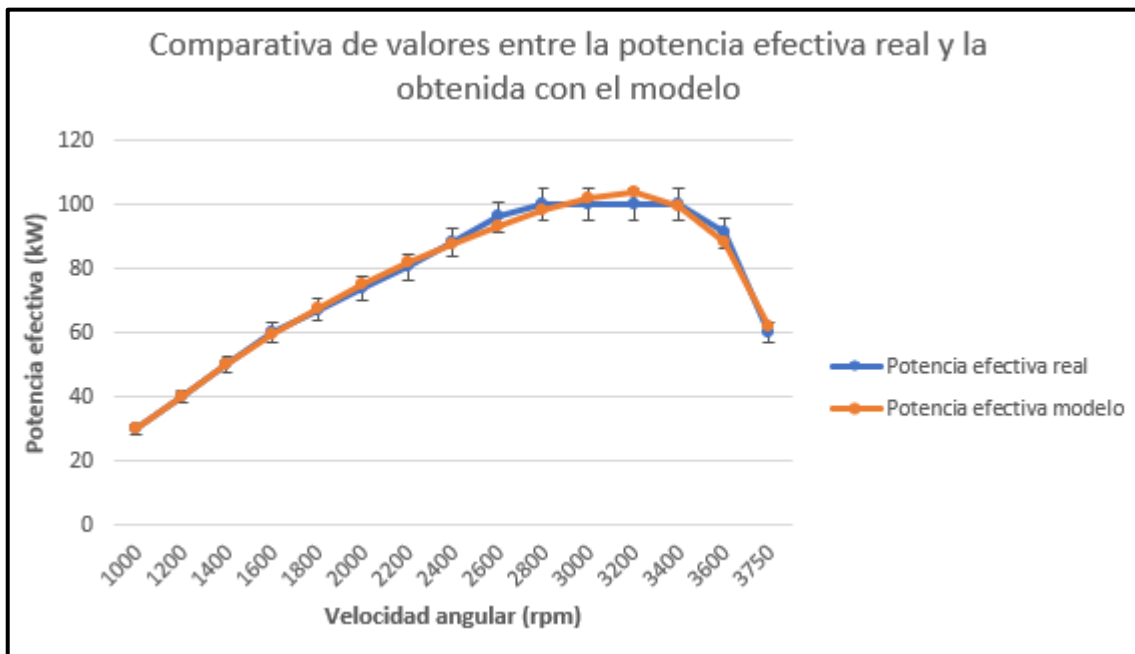


Gráfico 8. Comparativa de valores entre la potencia efectiva real y la obtenida con el modelo del motor F1C-NG.

A continuación, como validación de la simulación se va a mostrar mediante diagramas Sankey el balance de energía del motor de estudio para dos regímenes de giro diferentes en lo que se opera a plena carga. A pesar de mostrar únicamente los diagramas para dos regímenes de giro, se ha comprobado previamente la Condición 2 para cada velocidad angular del motor.

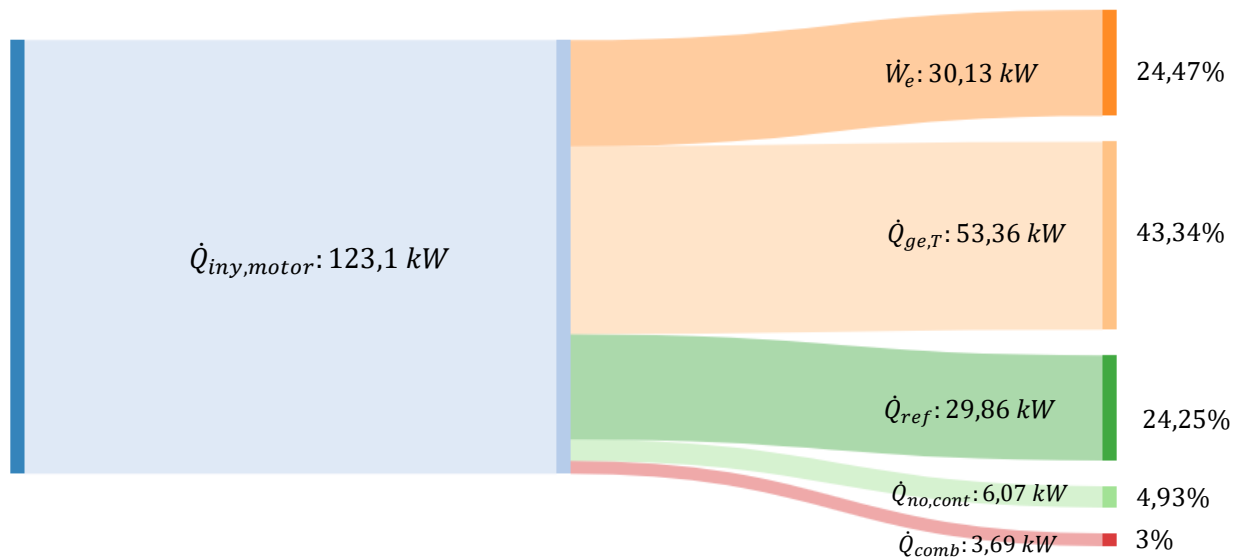


Figura 15. Diagrama Sankey del balance energético del motor F1C-NG a 1000 rpm

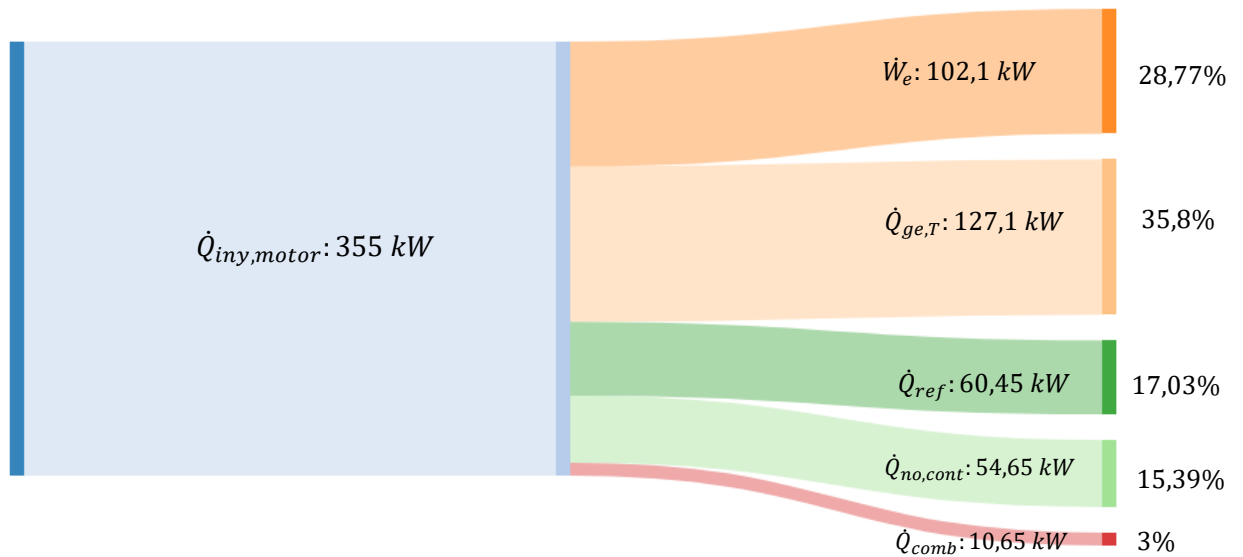


Figura 16. Diagrama Sankey del balance energético del motor F1C-NG a 3000 rpm

Puede observarse que para todos los motores de estudio los diferentes flujos energéticos no mantienen idénticas proporciones respecto a la cantidad de energía que entra con el combustible.

7. CONCLUSIONES

El proyecto fue planteado con el objetivo principal de elaborar el modelo de cálculo de un motor de encendido provocado sobrealimentado y operando con gas natural a partir del cual, poder obtener las variables necesarias para su integración en el sistema de estudio de captura y almacenamiento de CO_2 explicado ya en el documento. Dicho propósito se ha alcanzado satisfactoriamente ya que el modelo permite obtener la temperatura, presión y porcentaje másico de los gases de escape tras su paso por la turbina que conforma el turbogrupo del motor.

A partir de las hipótesis y simplificaciones tomadas y, de los ajustes realizados al ciclo Otto teórico para aproximarlos a un ciclo más real, se ha logrado obtener una simulación regida por un conjunto de ecuaciones que identifican los procesos que tienen lugar en un motor de encendido provocado y, que además de cumplir con la expectativa inicial, también permite conocer muchas otras variables que posibilitan un análisis detallado de este.

El modelo se puede adaptar a otros motores si se dispone de sus curvas características de potencia y consumo específico y arroja variables que facilitan el estudio energético del motor y que de otra forma solo se podrían conocer a través de pruebas específicas en banco de ensayos.

Como se ha podido identificar, el modelo es susceptible de ciertas mejoras que sobrepasan los límites de este trabajo. En primer lugar, las ecuaciones correspondientes al grupo de sobrealimentación podrían ajustarse en el caso de disponer de datos reales de diseño. Por otro lado, disponer de una correlación que calculara las pérdidas mecánicas por fricción en términos de presiones medias para cualquier motor, independientemente de su tamaño y/o velocidad de giro, reduciría la desviación de la potencia mecánica obtenida

8. BIBLIOGRAFÍA

- [1] National Geographic en Español. "Gas natural para vehículos"
<https://www.ngenespanol.com/naturaleza/combustibles-alternativos-gas-natural-contra-petroleo/>. [Último acceso: 18 de agosto de 2020]
- [2] Moreno, J. J. (2011). "Gas Natural Como Combustible Alternativo Para Vehiculos." Proyecto Fin de Carrera. Universidad Politécnica de Cataluña. Barcelona.
- [3] Asociación Española de Operadores de Productos Petrolíferos (AOP). "Datos del sector." <https://www.aop.es/sector/>. [Último acceso: 18 de agosto de 2020].
- [4] Rönsch, S.; Schneider, J.; Matthischke, S.; Schlüter, M.; Götz, M.; Lefebvre, J.; Bajohr, S. (2016). "Review on methanation—from fundamentals to current projects." *Fuel*, vol. 155, pp. 276-296.
- [5] Steemit. "Sabatier reaction to minimize CO2 in the atmosphere."
<https://steemit.com/science/@tavorm/sabatier-reaction-to-minimize-co2-in-the-atmosphere> [Último acceso: 21 de julio de 2020].
- [6] Romeo, L. M.; Bolea, I (2015). "Captura de CO2 en procesos postcombustión." Boletín GEC, nº 35, pp. 8-11.
- [7] Benavides, A. (2016) "Dimensionado de un vehículo convencional para el empleo de gas natural comprimido como combustible." Trabajo Fin de Máster. Escuela de Ingenierías Industriales, Valladolid.
- [8] Riesco, J. M.; Rivera, G.; Belman J.M.; Martínez, S.; Sánchez, F. A.; Carrera, J.L. (2013) "Análisis de modelos para la simulación de motores de combustión interna". Memorias SOMIM. Universidad Politécnica de Zacatecas. México.
- [9] Llera, E.; Lozano, M.A.; Marín, J.M. (2018). "Problemas de máquinas y motores térmicos." Prensas Universitarias de Zaragoza. Zaragoza.
- [10] Agudelo, J. R. (2000) "Principios básicos de Motores de Combustión Interna Alternativos." Universidad de Antioquia. Medellín.
- [11] Escuela de Ingeniería y Arquitectura. "Apuntes Ingeniería Térmica." Universidad de Zaragoza.
- [12] Muñoz, J.L (2012) "Reducción De Pérdidas Mecánicas En El Accionamiento De Elementos Auxiliares De Un Motor De Combustión Interna Alternativo." Trabajo Fin de Máster. Escuela de Ingenierías Industriales, Valladolid.
- [13] Heywood, J.B. (1988) "Internal Combustion Engine Fundamentals". *McGraw-Hill*.
- [14] Payri, F.; Desantes, J. M. (2011). "Motores de Combustión Interna Alternativos." Ed. Reverté y UPV. Valencia.
- [15] Sandoval, L. (2010) "Ciclo Otto teórico." Universidad Nacional de San Martín.
https://www.academia.edu/7679980/Ciclo_OTTO_teorico. [Último acceso: 20 de agosto de 2020]
- [16] Ruiz, L. "Ciclos teóricos y reales de los motores de combustión interna." Universidad Politécnica de Madrid.
https://www.academia.edu/9312464/CICLOS_TEÓRICOS_Y_REALES_DE_LOS_MOTORES_DE_COMBUSTIÓN_INTERNA. [Último acceso: 20 de agosto de 2020].

- [17] Suárez L. (2015) "Turbocompresores en banco de ensayo. Características operativas." Trabajo Fin de Grado. Universidad Carlos III de Madrid.
- [18] Willard W. Pulkrabek.(1959) "Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine." Ed. Prentice Hall. New Jersey.
- [19] Muñoz, M.; Moreno F.; Morea J.F (1999) "Motores Alternativos de Combustión Interna". Prensas Universitarias de Zaragoza. Zaragoza.
- [20] "Workingas: ¿Qué es el gas natural?" <http://teresaworkingas.blogspot.com/2010/09/que-es-el-gas-natural.html>. [Último acceso: 21 de agosto de 2020]
- [21] Natural Gas Vehicle Association (2019) "Vehicle catalogue." www.NGVA.eu. [Último acceso: 21 de agosto de 2020]
- [22] Maedge, M.; EU Affairs Manager; Head of Brussels Office NGVA Europe (2011) "Public Hearing on Clean Power for Transport-the role of Methane (NG/biomethane)." <http://ec.europa.eu/clima/policies/transport>. [Último acceso: 21 de agosto de 2020]
- [23] Ollero A. (2006) "Modelo de simulación de un motor de combustión interna de encendido provocado alimentado con gas natural." Trabajo Fin de Carrera. Escuela Técnica Superior de Ingenieros, Sevilla.
- [24] Carrera J.L.; Guzmán C.H.; Ortiz A.; Désiga O.; García, M.A (2013) "Modelo Termodinámico De Una Zona Con Relaciones Para El Proceso De Combustión En Motores Alimentados Con Biogás," *Revista Mexicana de Ing. Química*, vol. 12.
- [25] Ingeniería y mecánica automotriz. "Sobrealimentación" <https://www.ingenieriaymecanicaautomotriz.com/category/mecanica/motores/sobrealimentacion/>. [Último acceso: 21 de agosto de 2020]
- [26] Mercedes-Benz. "Citaro NGT technical information" https://www.mercedesbenzbus.com/content/dam/mbo/markets/common/buy/service-s-online/download-technical-brochures/images/content/regular-service-buses/citaro-ngt/MB-NGT-2-ES-09_17.pdf. [Último acceso: 25 de agosto de 2020]
- [27] The netherlands ec type-approval certificate (2014) "Vehicle Approval and Information." Zoetermeer.
- [28] Fiat Powertrain Technologies. "F1C-NG." <https://www.fptindustrial.com/global/en/engines/on-road/lcv/f1c-ng>. [Último acceso: 25 de agosto de 2020]