



GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO CREACIÓN DE UN MODELO MATEMÁTICO PARA LA ESTIMACIÓN DE PÉRDIDAS MECÁNICAS EN MCA.

Autor: Carolina Pueche Granados

Director: Juan Norverto Moriñigo

Madrid

Mayo de 2026

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título
**CREACIÓN DE UN MODELO MATEMÁTICO PARA LA ESTIMACIÓN DE
PÉRDIDAS MECÁNICAS EN MCIA.**

en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el

curso académico 2025/26 es de mi autoría, original e inédito y

no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos.

El Proyecto no es plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido

tomada de otros documentos está debidamente referenciada.



Fdo.: Carolina Pueche Granados

Fecha: 27/ 05/ 2026

Autorizada la entrega del proyecto

EL DIRECTOR DEL PROYECTO

Fdo.: Juan Novertó Moriñigo

Fecha: 27/ 05/2026



COMILLAS

UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO

CREACIÓN DE UN MODELO MATEMÁTICO PARA
LA ESTIMACIÓN DE PÉRDIDAS MECÁNICAS EN
MCA.

Autor: Carolina Pueche Granados

Director: Juan Norverto Moriñigo

Madrid

CREACIÓN DE UN MODELO MATEMÁTICO PARA LA ESTIMACIÓN DE PÉRDIDAS MECÁNICAS EN MCIA.

Autor: Pueche Granados, Carolina.

Director: Norverto Moriñigo, Juan.

Entidad Colaboradora: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

RESUMEN DEL PROYECTO

En este Trabajo de Fin de Grado se ha desarrollado un modelo matemático para predecir las pérdidas mecánicas en un motor de combustión interna durante su puesta en marcha. Para ello se ha empleado la herramienta Solver de Excel con la cual se ha optimizado un modelo ya existente para ajustarlo a cualquier tipo de motor.

Palabras clave: Motor de combustión interna, pérdidas mecánicas, rendimiento volumétrico, potencia efectiva.

1. Introducción

Los motores de combustión interna alternativos (MCIA) continúan siendo una de las tecnologías para la obtención de energía más empleadas, especialmente en el sector automovilístico. En un contexto cada vez más condicionado por las normativas ambientales, es imprescindible optimizar dichos motores de forma que se logre un mayor rendimiento global reduciendo el uso de combustible y las emisiones de gases contaminantes. Para ello se busca reducir las pérdidas que se generan durante su funcionamiento para poder aumentar su rendimiento total.

2. Definición del proyecto

En este proyecto se busca obtener las pérdidas mecánicas de un MCIA con el fin de poder conocer a fondo un motor para poder optimizarlo, para ello se partirá de un modelo ya existente desarrollado por Patton y Heywood [24], a partir del cual, mediante las características generales del motor, se obtendrán las curvas para las pérdidas mecánicas.

Se desarrollará un modelo para cada grupo de motores divididos en los siguientes grupos:

- Motores de gasolina con aspiración natural.
- Motores diésel con aspiración natural.
- Motores de gasolina con un turbocompresor.
- Motores diésel con un turbocompresor.
- Motores de gasolina con dos turbocompresores.

Las pérdidas estarán divididas en pérdidas de fricción, pérdidas de bombeo y pérdidas de accionamientos auxiliares. Además, se desarrollarán las curvas de los rendimientos volumétricos para cada grupo de motores y finalmente se obtendrán las curvas de potencia efectiva de cada motor para poder compararlas con las curvas de potencia reales.

3. Descripción del modelo

El modelo de pérdidas mecánicas se desarrollará en Excel. Con la herramienta Solver se optimizarán las ecuaciones descritas por Patton y Heywood de tal forma que se cumplan con los porcentajes totales de cada tipo de pérdidas similares a los mostrados por Heywood [2].

El modelo requerirá los siguientes valores de cada motor:

- Cilindrada.
- Número de cilindros.
- Diámetro.
- Carrera.
- Número de válvulas.
- Número de segmentos.
- Tipo de ciclo.
- Número de cojinetes.

Además, se establecerán unos valores base para presiones y viscosidad del lubricante, al igual que para unas constantes que dependerán del tipo de distribución de las válvulas.

4. Resultados

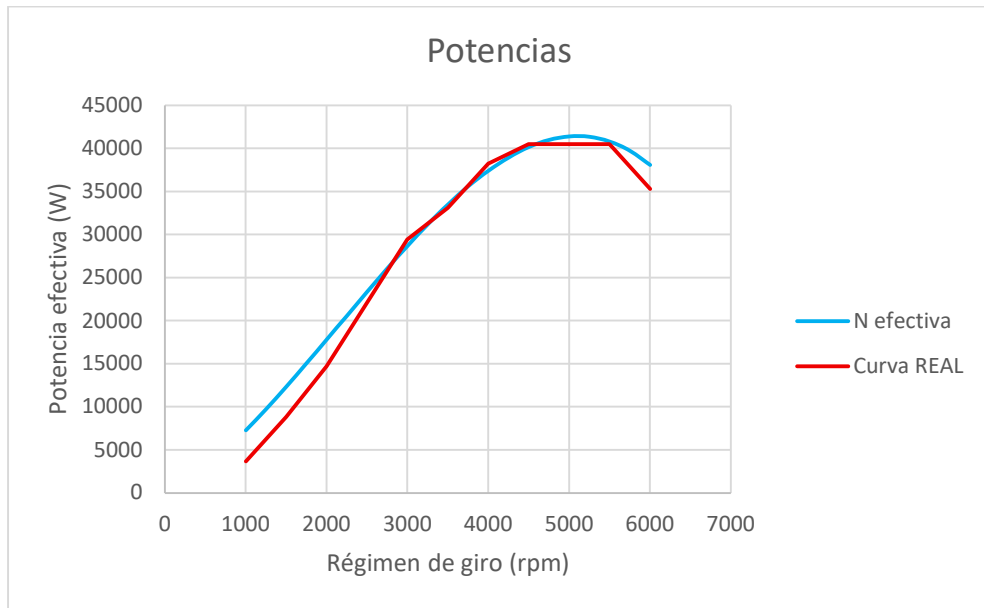
Para comprobar la eficacia de los modelos se ha probado con un total de nueve motores distintos con las características mostradas a continuación.

	Gasolina aspiración natural		Diésel aspiración natural		Gasolina turbocompresor	
	Volkswagen EA111 (MH)	Mercedes-Benz M266.920	Renault F8Q	Volkswagen EA189 (ASY)	BMW B48A20	Audi/Volkswagen EA211
Cilindrada (m ³)	0,001272	0,001498	0,00187	0,001896	0,001998	0,001395
Cilindros	L 4	L 4	L 4	L 4	L 4	L 4
Diámetro (mm)	75	83	80	79,5	94,6	74,5
Carrera (mm)	72	69,2	93	95,5	82	80
Nº de válvulas	8	8	8	8	16	16
Nº de segmentos	12	12	12	12	12	12
i	2	2	2	2	2	2
Nº de cojinetes	8	8	8	8	8	8

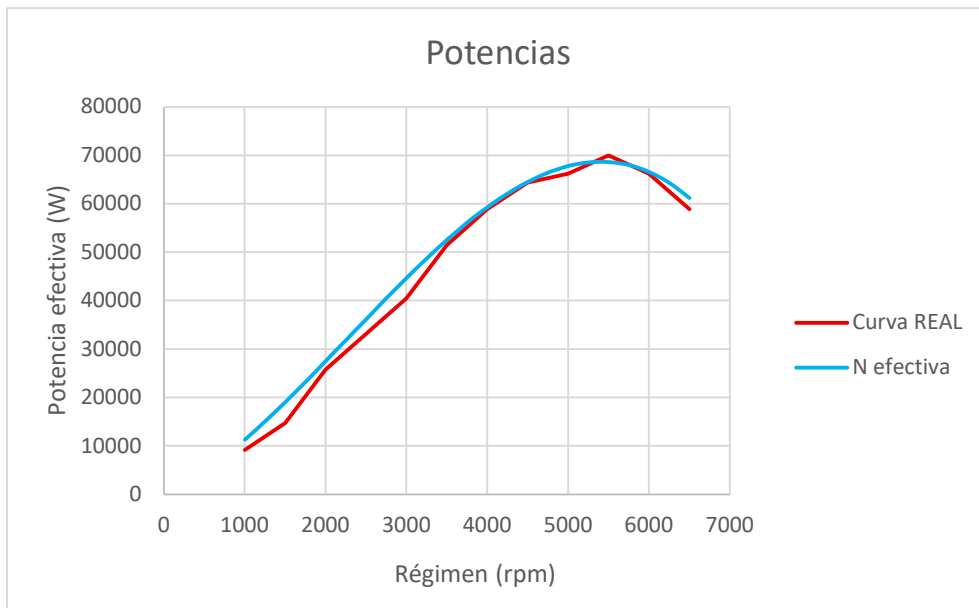
	Diésel turbocompresor		Gasolina dos turbocompresores
	Mercedes-Benz OM642	Stellantis F15DVH	BMW S55
Cilindrada (m ³)	0,002987	0,001499	0,002979
Cilindros	V 6	L 4	L 6
Diámetro (mm)	83	75	84
Carrera (mm)	92	84,8	89,6
Nº de válvulas	24	16	24
Nº de segmentos	18	12	18
i	2	2	2
Nº de cojinetes	12	8	12

Tabla 1. Características de los motores estudiados.

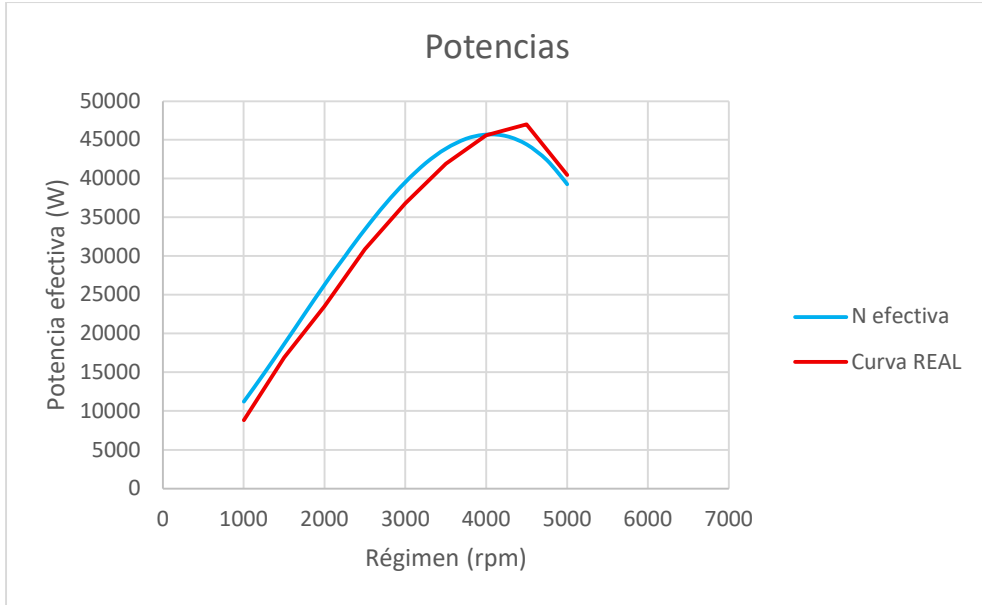
A partir de estos valores y con el modelo optimizado se han obtenido las siguientes curvas de potencia efectiva que se han comparado con las reales.



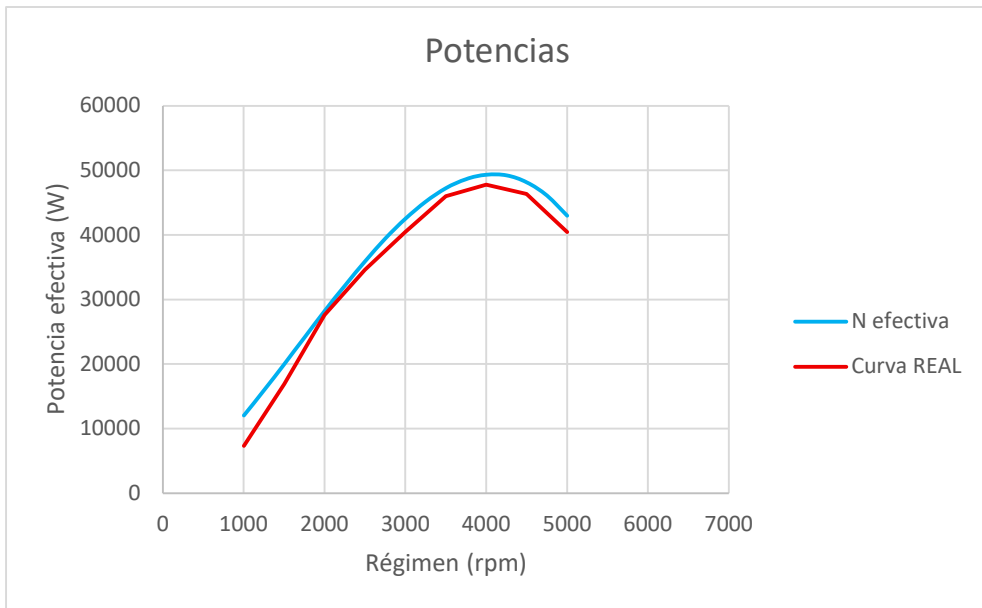
Gráfica 1. Potencias efectivas Volkswagen EA111 (MH).



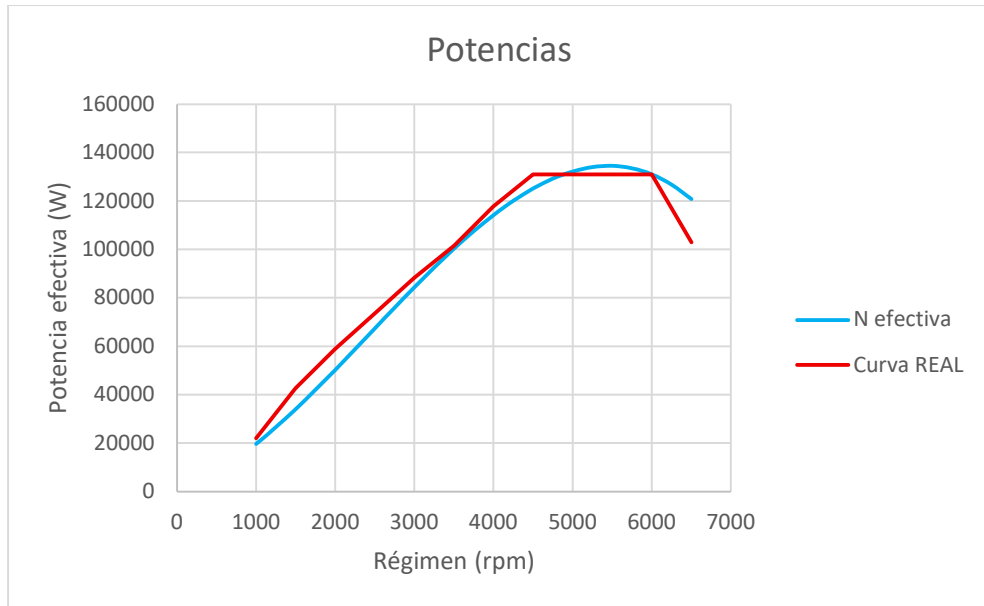
Gráfica 2. Potencias efectivas Mercedes-Benz M266.920.



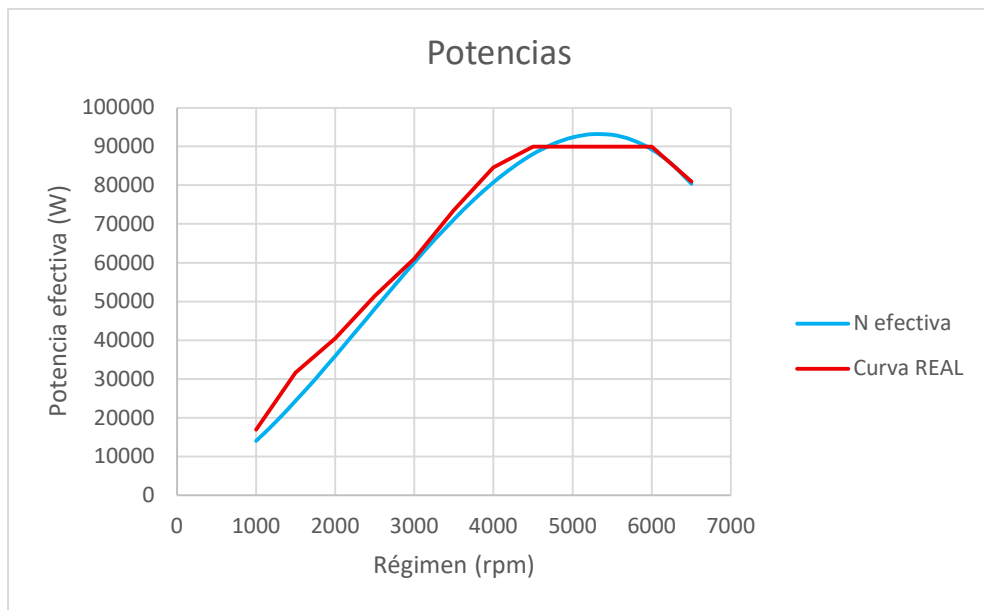
Gráfica 3. Potencias efectivas Renault F8Q.



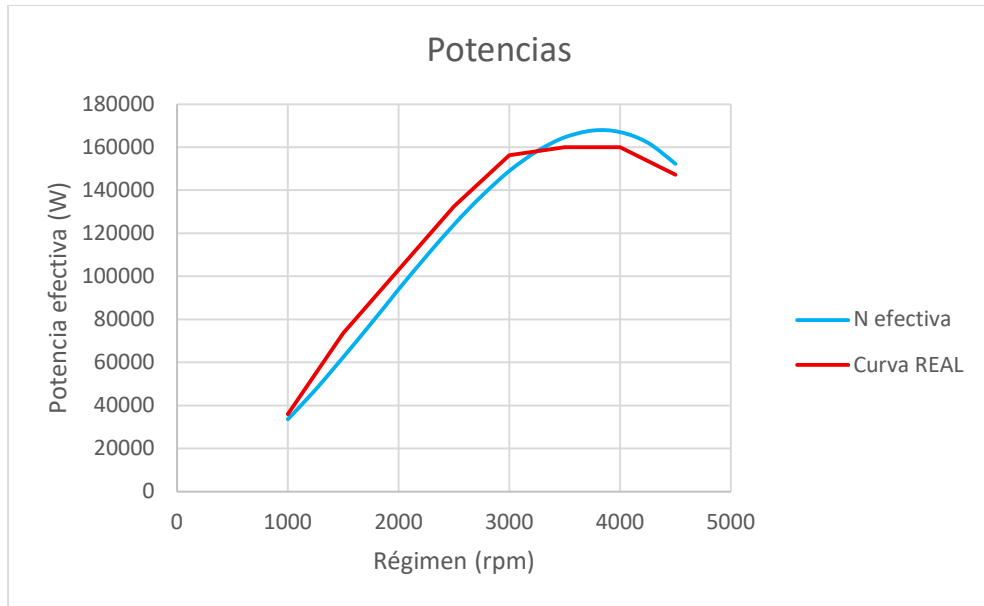
Gráfica 4. Potencias efectivas Volkswagen EA189 (ASY).



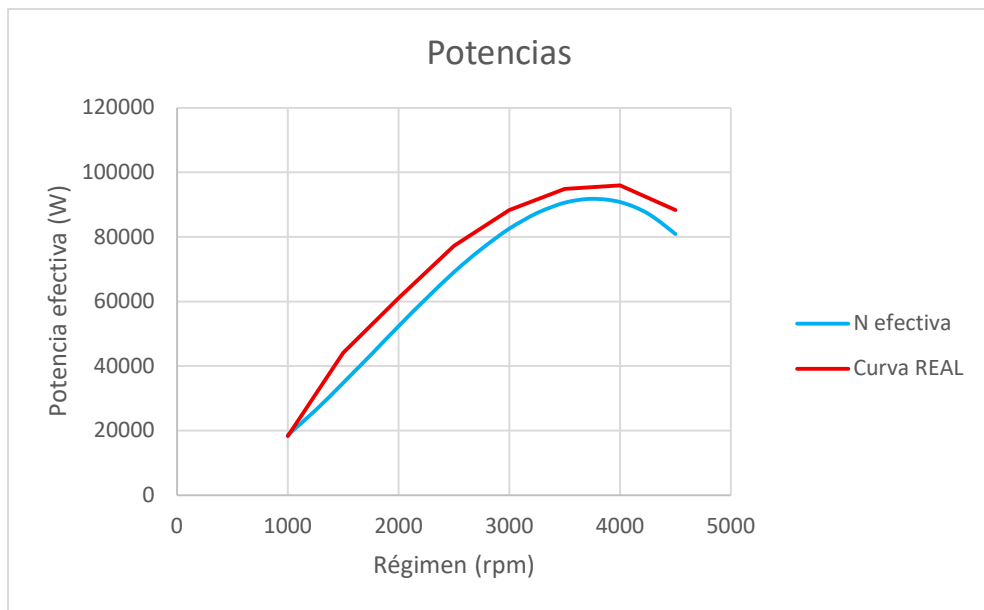
Gráfica 5. Potencias efectivas BMW B48A20.



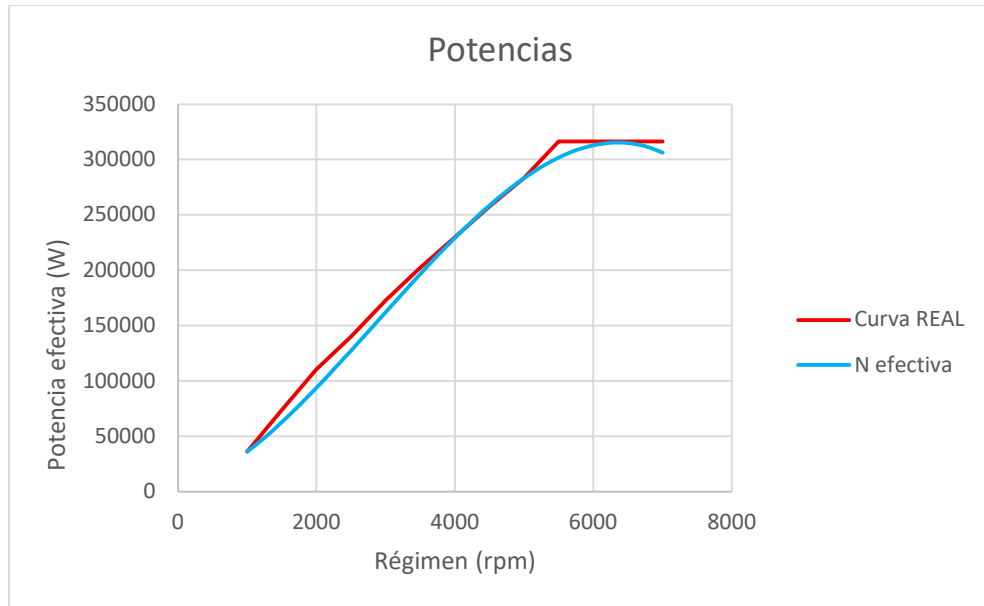
Gráfica 6. Potencias efectivas Audi/Volkswagen EA211.



Gráfica 7. Potencias efectivas Mercedes-Benz OM642.



Gráfica 8. Potencias efectivas Stellantis F15DVH.



Gráfica 9. Potencias efectivas BMW S55.

5. Conclusiones

Tras analizar las pérdidas mecánicas y las potencias efectivas obtenidas a partir del modelo y compararlas con las potencias efectivas reales, se ha podido comprobar que el modelo se ajusta bastante a la realidad. Dado que cada motor es muy diferente y para poder determinar con exactitud las pérdidas mecánicas de cada motor se requerirían ecuaciones muy complejas donde intervengan todos los parámetros del motor, no es posible obtener los valores exactos de las pérdidas para cada régimen de funcionamiento.

Con los modelos desarrollados se han obtenido curvas de potencia efectiva con un error de menos del 11% en todas ellas lo que demuestra que el ajuste es bastante fiel a la realidad. Para poder determinar con exactitud estas pérdidas y de cara a trabajos futuros se requerirían máquinas de medida y las instalaciones oportunas de forma que se pueda medir con exactitud sobre motores reales.

CREATION OF A MATHEMATICAL MODEL FOR THE ESTIMATION OF MECHANICAL LOSSES IN ICES.

Author: Pueche Granados, Carolina.

Supervisor: Norverto Moriñigo, Juan.

Collaborating Entity: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

ABSTRACT

In this Bachelor's Thesis, a mathematical model has been developed to predict the mechanical losses in an internal combustion engine during its start-up. To achieve this, Excel's Solver tool was utilized to optimize an existing model, adapting it to any type of engine.

Keywords: Internal combustion engine, mechanical losses, volumetric efficiency, brake horsepower.

1. Introduction

ICEs (internal combustion engines) continue to be one of the most widely used technologies for power generation, especially in the automotive sector. In a context increasingly conditioned by environmental regulations, it is essential to optimize these engines in order to achieve higher overall efficiency while reducing fuel consumption and pollutant gas emissions. To this end, the aim is to minimize the losses generated during their operation to increase total efficiency.

2. Project definition

The aim of this project is to determine the mechanical losses of an ICE to achieve a comprehensive understanding of the engine for optimization purposes. To this end, an existing model developed by Patton and Heywood [24] will be used as a baseline, from which the mechanical loss curves will be obtained based on the general characteristics of the engine.

A specific model will be developed for each of the following engine groups:

- Naturally aspirated gasoline engines.
- Naturally aspirated diesel engines.
- Single-turbocharged gasoline engines.
- Single-turbocharged diesel engines.
- Twin-turbocharged gasoline engines.

The losses will be divided into friction losses, pumping losses, and auxiliary drive losses. In addition, volumetric efficiency curves will be developed for each engine group, and

finally, the brake horsepower curves of each engine will be obtained to compare them against the actual power curves.

3. Model description

The mechanical loss model will be developed in Excel. Utilizing the Solver tool, the equations described by Patton and Heywood will be optimized to align the total percentages of each loss type with those reported in [2].

The model will require the following input parameters for each engine:

- Engine displacement.
- Number of cylinders.
- Bore.
- Stroke.
- Number of valves.
- Number of piston rings.
- Cycle type.
- Number of bearings.

Additionally, baseline values will be established for pressures and lubricant viscosity, as well as for constants depending on the valve train configuration.

4. Results

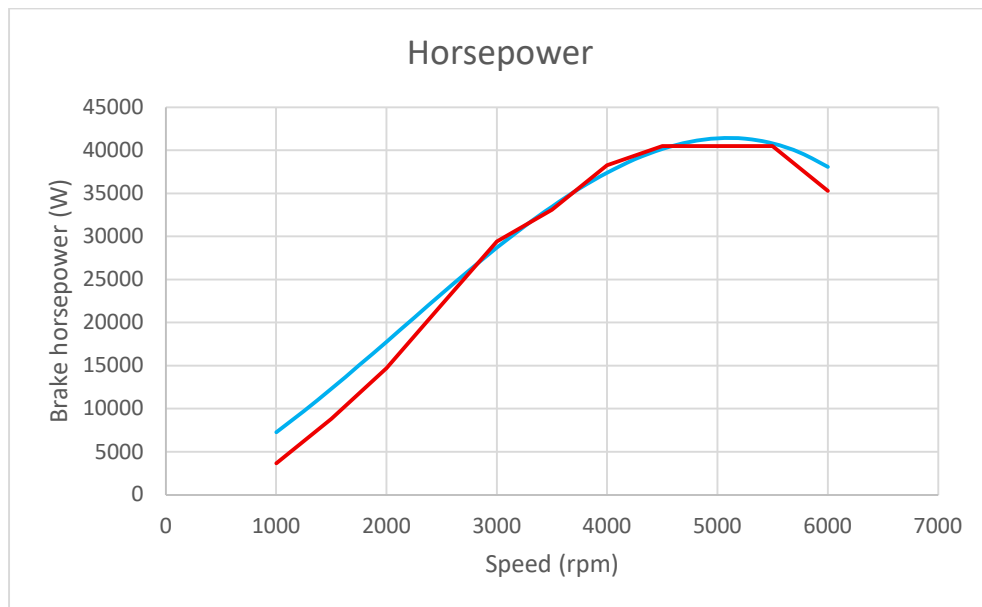
To verify the effectiveness of the models, they have been tested on a total of nine different engines, whose characteristics are shown below.

	Naturally aspirated gasoline		Naturally aspirated diesel		Single-turbocharged gasoline	
	Volkswagen EA111 (MH)	Mercedes-Benz M266.920	Renault F8Q	Volkswagen EA189 (ASY)	BMW B48A20	Audi/Volkswagen EA211
Displacement (m ³)	0,001272	0,001498	0,00187	0,001896	0,001998	0,001395
Cylinders	L 4	L 4	L 4	L 4	L 4	L 4
Bore (mm)	75	83	80	79,5	94,6	74,5
Stroke (mm)	72	69,2	93	95,5	82	80
N ^o of valves	8	8	8	8	16	16
N ^o of piston rings	12	12	12	12	12	12
i	2	2	2	2	2	2
N ^o of bearings	8	8	8	8	8	8

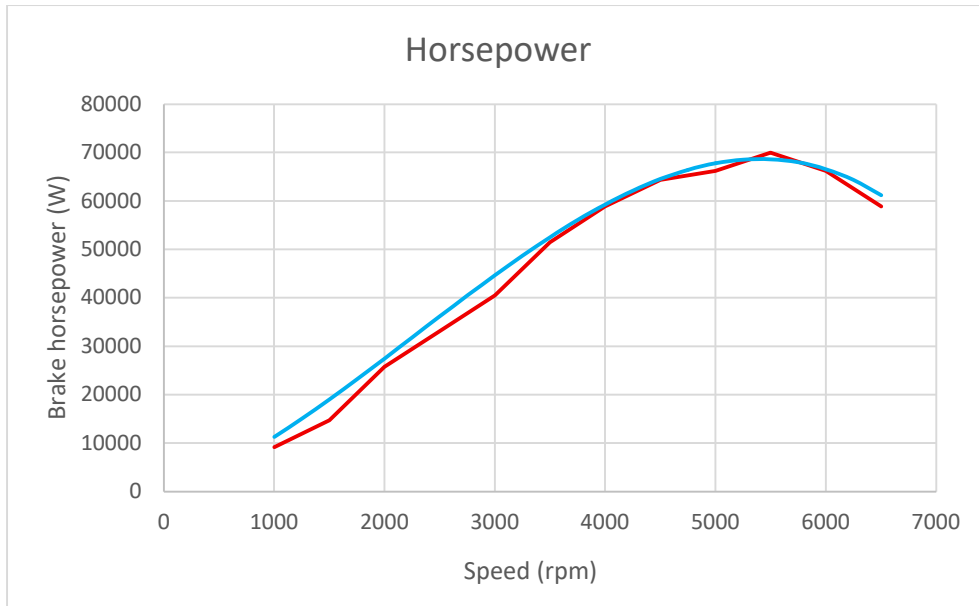
	Single-turbocharged diesel		Twin-turbocharged gasoline
	Mercedes-Benz OM642	Stellantis F15DVH	BMW S55
Displacement (m ³)	0,002987	0,001499	0,002979
Cylinders	V 6	L 4	L 6
Bore (mm)	83	75	84
Stroke (mm)	92	84,8	89,6
N° of valves	24	16	24
N° of piston rings	18	12	18
i	2	2	2
N° of bearings	12	8	12

Table 2. Characteristics of the engines studied.

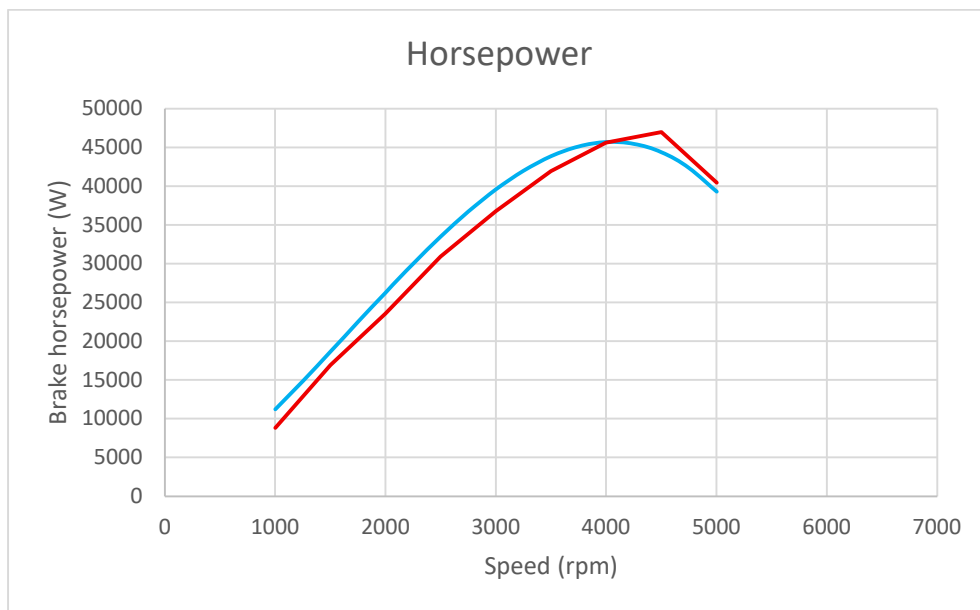
Based on these values and utilizing the optimized model, the following brake horsepower curves have been obtained, which have been compared to the real horsepower curves shown in red.



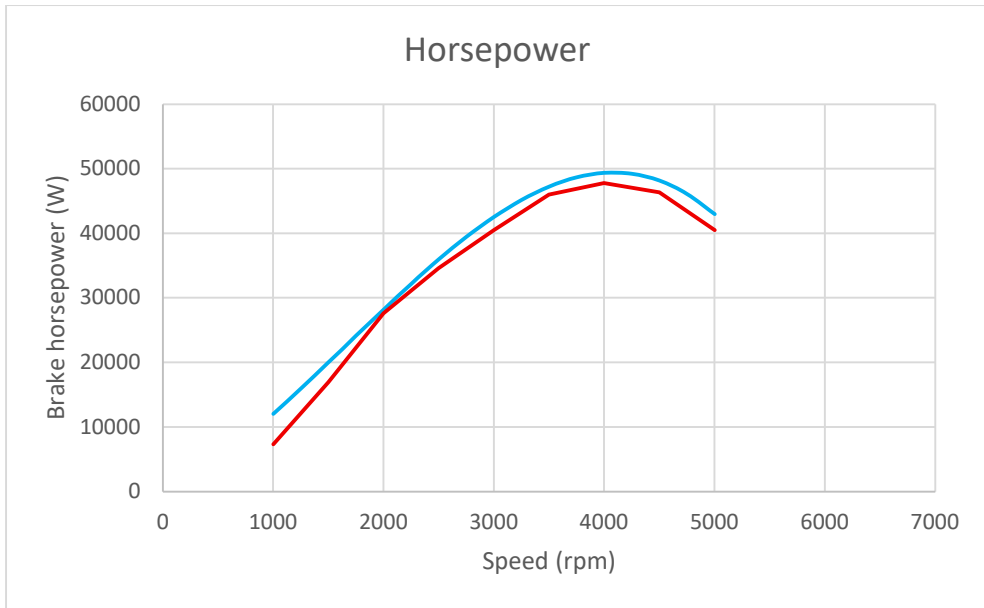
Graph 10. Brake horsepower Volkswagen EA111 (MH).



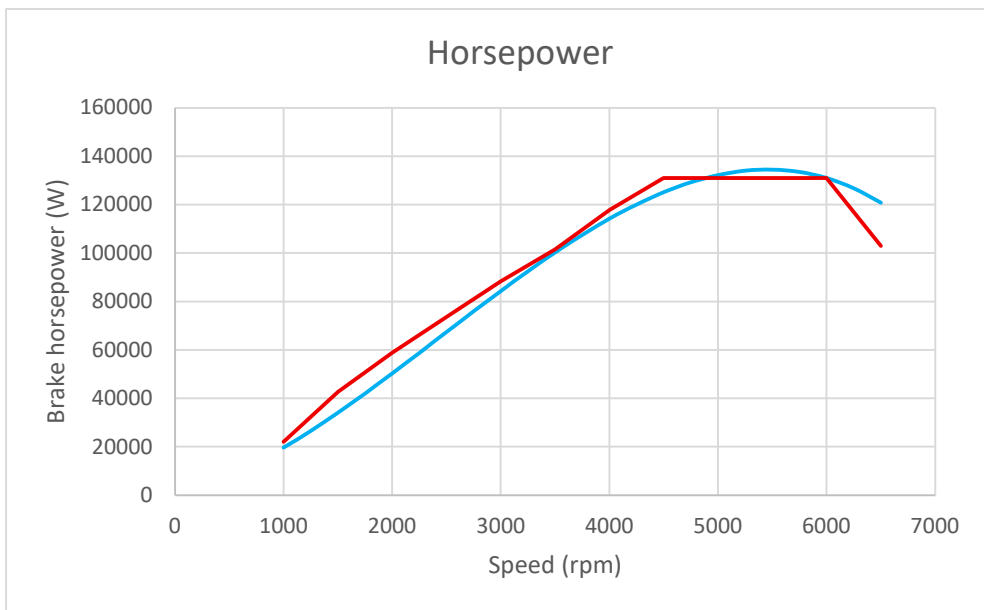
Graph 11. Brake horsepower Mercedes-Benz M266.920.



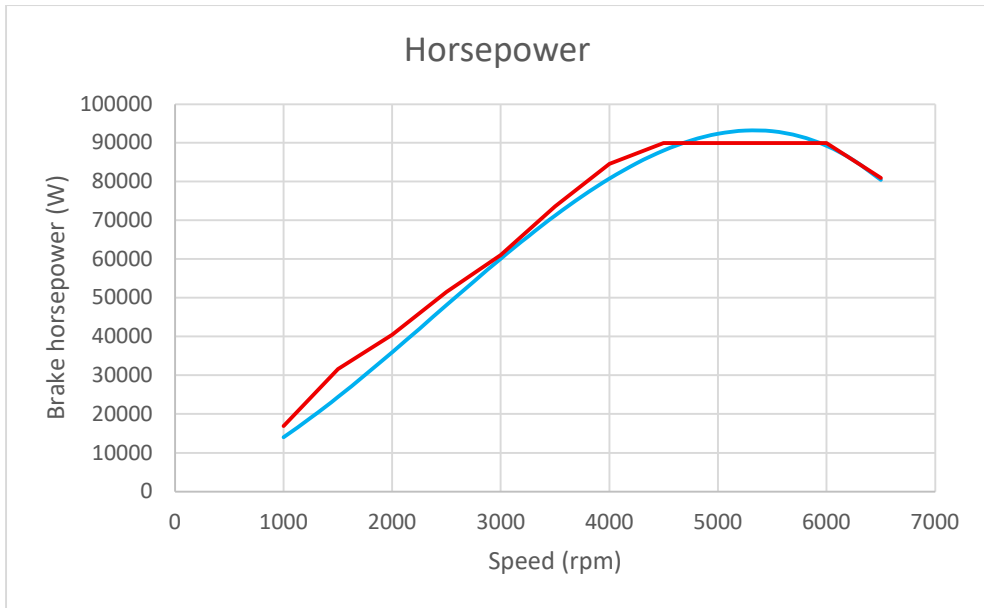
Graph 12. Brake horsepower Renault F8Q.



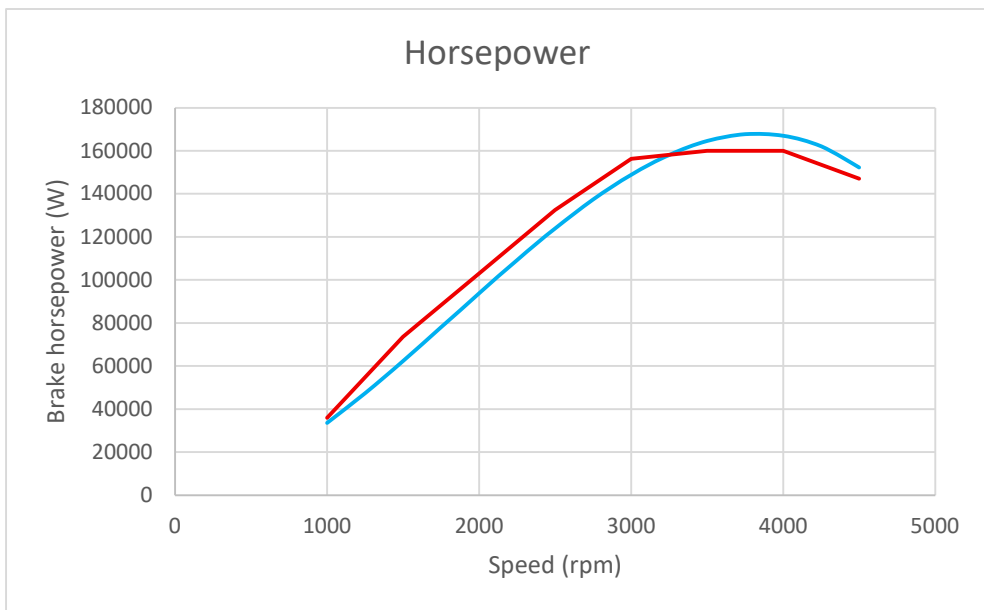
Graph 13. Brake horsepower Volkswagen EA189 (ASY).



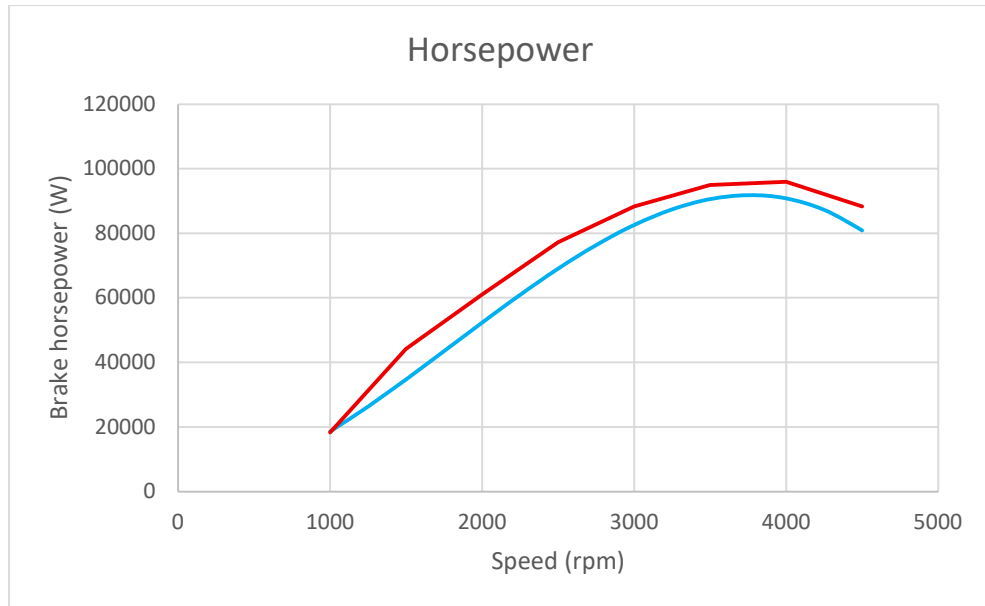
Graph 14. Brake horsepower BMW B48A20.



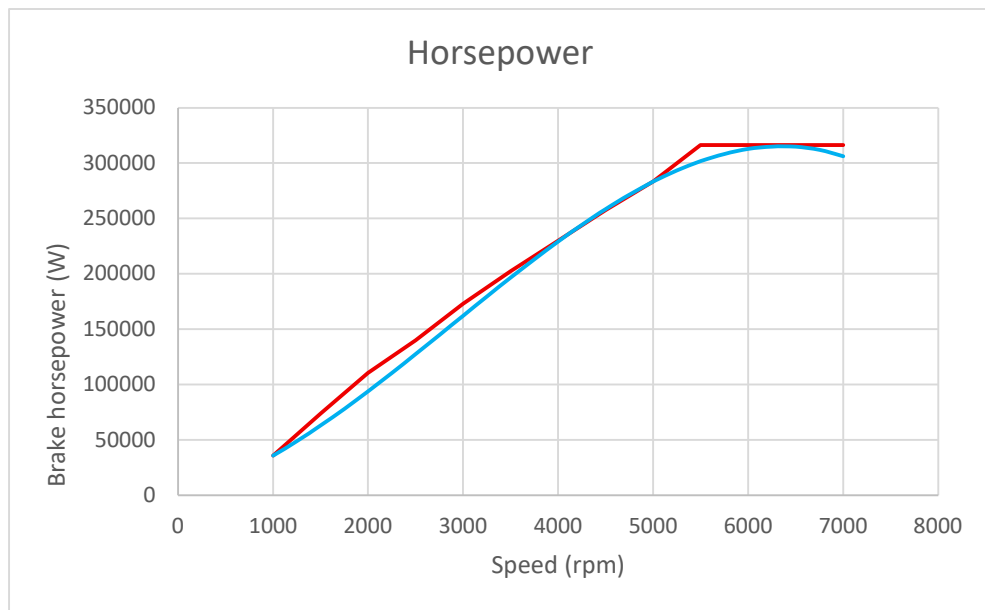
Graph 15. Brake horsepower Audi/Volkswagen EA211.



Graph 16. Brake horsepower Mercedes-Benz OM642.



Graph 17. Brake horsepower Stellantis F15DVH.



Graph 18. Brake horsepower BMW S55.

5. Conclusions

After analysing the mechanical losses and brake horsepower obtained from the model and comparing them against the actual power curves, it was verified that the model closely aligns with real-world behaviour. Given that each engine is highly unique, determining the exact mechanical losses would require complex equations incorporating every design parameter; therefore, obtaining exact loss values for every operating condition through a generalized model is not feasible.

With the developed models, brake horsepower curves were obtained with an error of less than 11% across all cases, demonstrating that the adjustment is highly accurate. To determine these losses with absolute precision, and as a recommendation for future work, specialized measuring equipment and appropriate facilities would be required to perform direct experimental measurements on real engines.

Índice de la memoria

Capítulo 1. Introducción	7
1.1 Antecedentes	7
1.2 Objetivo	9
Capítulo 2. Bases teóricas	10
2.1 Diseño y parámetros básicos	10
2.1.1 Parámetros geométricos	10
2.1.2 Parámetros de funcionamiento	13
2.1.3 Parámetros indicados	13
2.1.4 Parámetros efectivos	15
2.1.5 Parámetros de pérdidas mecánicas	15
2.2 Pérdidas mecánicas	16
2.2.1 Pérdidas de fricción	18
2.2.2 Pérdidas de bombeo	20
2.2.3 Pérdidas de accionamientos auxiliares	21
Capítulo 3. Estado de la Cuestión	22
3.1 Pérdidas de fricción	22
3.1.1 Conjunto pistón	22
3.1.2 Cigüeñal	26
3.1.3 Sistema de distribución	28
3.1.4 Cómo reducir las pérdidas de fricción	29
3.2 Pérdidas de bombeo	30
3.2.1 Cómo reducir las pérdidas de bombeo	31
3.3 Pérdidas de accionamientos auxiliares	31
3.3.1 Bomba de aceite	32
3.3.2 Bomba de agua	33
3.3.3 Generador eléctrico	33
3.3.4 Ventilador	35
3.3.5 Aire acondicionado	36
3.3.6 Bomba de inyección de combustible	38
3.3.7 Compresor de sobrealimentación de accionamiento mecánico	38

3.3.8	<i>Cómo reducir las pérdidas por accionamiento de elementos auxiliares.....</i>	39
3.4	Métodos para determinar las pérdidas mecánicas	40
3.4.1	<i>Método de deceleración límite</i>	40
3.4.2	<i>Método de Willans.....</i>	40
3.4.3	<i>Método de arrastre.....</i>	40
3.4.4	<i>Método Morse.....</i>	41
3.4.5	<i>Método del diagrama indicador.....</i>	41
Capítulo 4.	<i>Modelo de pérdidas mecánicas</i>	42
4.1	Pérdidas de fricción.....	43
4.1.1	<i>Conjunto pistón</i>	43
4.1.2	<i>Cigüeñal</i>	43
4.1.3	<i>Sistema de distribución.....</i>	44
4.1.4	<i>Pérdidas totales.....</i>	45
4.2	Pérdidas de bombeo.....	45
4.3	Pérdidas de accionamientos auxiliares	46
Capítulo 5.	<i>Modelo Desarrollado.....</i>	47
5.1	Representación del modelo	47
5.2	Obtención del modelo	47
5.2.1	<i>Modelado de pérdidas mecánicas</i>	47
5.2.2	<i>Grupo 1: Motores de gasolina con aspiración natural.....</i>	50
5.2.3	<i>Grupo 2: Motores diésel con aspiración natural.....</i>	51
5.2.4	<i>Grupo 3: Motores de gasolina con turbocompresor.....</i>	52
5.2.5	<i>Grupo 4: Motores diésel con turbocompresor.....</i>	53
5.2.6	<i>Grupo 5: Motores gasolina con dos turbocompresores.....</i>	54
5.2.7	<i>Obtención de las potencias indicada y efectiva.....</i>	55
Capítulo 6.	<i>Análisis de Resultados.....</i>	57
6.1	Grupo 1: Gasolina aspiración natural.....	58
6.1.1	<i>Volkswagen EA111 (MH).....</i>	59
6.1.2	<i>Mercedes-Benz M226.920.....</i>	61
6.2	Grupo 2: Diésel aspiración natural.....	64
6.2.1	<i>Renault F8Q.....</i>	64
6.2.2	<i>Volkswagen EA189 (ASY).....</i>	66

6.3	Grupo 3: Gasolina con turbocompresor	69
6.3.1	<i>BMW B48A20</i>	69
6.3.2	<i>Audi/Volkswagen EA211</i>	71
6.4	Grupo 4: Diésel con turbocompresor	74
6.4.1	<i>Mercedes-Benz OM642</i>	74
6.4.2	<i>Stellantis F15DVH</i>	77
6.5	Grupo 5: Gasolina con dos turbocompresores.....	79
6.5.1	<i>BMW S55</i>	79
Capítulo 7. Conclusiones y Trabajos Futuros.....		83
Capítulo 8. Resumen de los modelos.....		85
8.1	Grupo 1: Gasolina aspiración natural	86
8.1.1	<i>Volkswagen EA111 (MH)</i>	86
8.1.2	<i>Mercedes-Benz M226.920</i>	90
8.2	Grupo 2: Diésel aspiración natural	93
8.2.1	<i>Renault F8Q</i>	94
8.2.2	<i>Volkswagen EA189 (ASY)</i>	96
8.3	Grupo 3: Gasolina con turbocompresor	99
8.3.1	<i>BMW B48A20</i>	99
8.3.2	<i>Audi/Volkswagen EA211</i>	102
8.4	Grupo 4: Diésel con turbocompresor	105
8.4.1	<i>Mercedes-Benz OM642</i>	106
8.4.2	<i>Stellantis F15DVH</i>	108
8.5	Grupo 5: Gasolina con dos turbocompresores.....	111
8.5.1	<i>BMW S55</i>	111
Capítulo 9. Bibliografía.....		115
ANEXO I: Alineación con los objetivos de desarrollo sostenible.....		118

Índice de figuras

Figura 1. Esquema conjunto pistón, biela, manivela [1].	11
Figura 2. Ciclos p-V de motores de 4T y 2T [4].	14
Figura 3. Desglose de pérdidas mecánicas en un MCIA [1].	17
Figura 4. Pérdidas mecánicas en MEP y MEC a distintos grados de carga y regímenes de giro [1].	18
Figura 5. Curva de Stribeck, coeficiente de fricción frente al parámetro $\mu N\sigma$ [2].	19
Figura 6. Lazo de bombeo de un motor 4T [2].	21
Figura 7. Disposición de los segmentos en un pistón [9].	23
Figura 8. Análisis de fuerzas sobre los segmentos [13].	24
Figura 9. Cigüeñal de un motor de 4 cilindros [15].	26
Figura 10. Esquema de la lubricación hidrodinámica del cojinete [2].	27
Figura 11. Sistema de distribución [1].	28
Figura 12. Clasificación de sistemas de distribución [2].	29
Figura 13. Bomba de engranajes [16].	32
Figura 14. Disposición de la correa en un MCIA [17].	34
Figura 15. Pérdidas de un alternador [17].	35
Figura 16. Refrigeración del motor [18].	36
Figura 17. Sistema de aire acondicionado del vehículo con válvula de expansión termostática [18].	37
Figura 18. Compresores de tornillo a) y scroll c) [1].	39
Figura 19. Rendimiento volumétrico en motores de gasolina de aspiración natural.	51
Figura 20. Rendimiento volumétrico en motores diésel de aspiración natural.	52
Figura 21. Rendimiento volumétrico en motores de gasolina con turbocompresor.	53
Figura 22. Rendimiento volumétrico en motores diésel con turbocompresor.	54
Figura 23. Rendimiento volumétrico en motores gasolina con dos turbocompresores.	55

Índice de tablas

Tabla 1. Características de los motores estudiados.	8
Table 2. Characteristics of the engines studied.	16
Tabla 3. Comparación Euro6 y Euro7 en gasolina.	7
Tabla 4. Comparación Euro6 y Euro7 en diésel.	8
Tabla 5. Distribución pérdidas de fricción.	18
Tabla 6. Diseños de sistemas de distribución [25].	45
Tabla 7. Coeficientes según el tipo de distribución [25].	45
Tabla 8. Porcentajes de las pérdidas mecánicas.	48
Tabla 9. Parámetros Volkswagen EA111 (MH).	59
Tabla 10. Constantes del modelo Volkswagen EA111 (MH)	59
Tabla 11. Potencia de pérdidas mecánicas con potencia efectiva máxima Volkswagen EA111 (MH)	61
Tabla 12. Parámetros Mercedes-Benz M266.920.	61
Tabla 13. Constantes del modelo Mercedes-Benz M266.920.	62
Tabla 14. Potencia de pérdidas mecánicas con potencia efectiva máxima Mercedes-Benz M226,920.	63
Tabla 15. Parámetros Renault F8Q.	64
Tabla 16. Constantes del modelo Renault F8Q.	64
Tabla 17. Potencia de pérdidas mecánicas con potencia efectiva máxima Renault F8Q.	66
Tabla 18. Parámetros Volkswagen EA189 (ASY).	66
Tabla 19. Constantes del modelo Volkswagen EA189 (ASY).	67
Tabla 20. Potencia de pérdidas mecánicas con potencia efectiva máxima Volkswagen EA189 (ASY).	68
Tabla 21. Parámetros BMW B48A20.	69
Tabla 22. Constantes del modelo BMW B48A20.	69
Tabla 23. Potencia de pérdidas mecánicas con potencia efectiva máxima BMW B48A20.	71
Tabla 24. Parámetros Audi/Volkswagen EA211.	71

Tabla 25. Constantes del modelo Audi/Volkswagen EA211.	72
Tabla 26. Potencia de pérdidas mecánicas con potencia efectiva máxima Audi/Volkswagen EA211.	73
Tabla 27. Parámetros Mercedes-Benz OM642.	74
Tabla 28. Constantes del modelo Mercedes-Benz OM642.	74
Tabla 29. Potencia de pérdidas mecánicas con potencia efectiva máxima Mercedes-Benz OM642.	77
Tabla 30. Parámetros Stellantis F15DVH.	77
Tabla 31. Constantes del modelo Stellantis F12DVH.	77
Tabla 32. Potencia de pérdidas mecánicas con potencia efectiva máxima Stellantis F15DVH.	79
Tabla 33. Parámetros BMW S55.	80
Tabla 34. Constantes del modelo BMW S55.	80
Tabla 35. Potencia de pérdidas mecánicas con la potencia efectiva máxima del BMW S55.	82

Capítulo 1. INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES

Los motores de combustión interna alternativos (MCIA) continúan siendo una de las principales fuentes de energía tanto en el sector de transportes como en el industrial. Sin embargo, la energía generada en el proceso de combustión no es capaz de transformarse al completo en potencia útil, reduciendo considerablemente el rendimiento de estos motores. Actualmente, el ahorro de energía es cada vez más importante y, sobre todo, en un mundo en el que cada vez se es más consciente de la contaminación ambiental, esto supone un gran problema.

Desde finales de 1970 los fabricantes de motores empezaron a concienciarse de los gases contaminantes que se emitían a la atmósfera y ya en los años 80 se empezaron a implementar restricciones sobre estas emisiones. No fue hasta 1992 cuando se introdujo la normativa europea Euro 1, en la que se ponían restricciones a las emisiones de gases contaminantes, como el monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrógeno (NOx) y a los hidrocarburos. A partir de entonces las restricciones no han ido más que en aumento para los vehículos equipados con motores diésel y gasolina. Actualmente está en vigor la normativa Euro 6, implantada en el 2015 y a partir del 2027 se comenzará a implantar la Euro 7 para vehículos ligeros, hasta ser obligatoria en el 2030 [3]. En la Tabla 3 y Tabla 4 se puede comprobar como la nueva normativa es mucho más restrictiva que la vigente, tanto en gasolina como en diésel. Con estas restricciones se pretende reducir aún más la contaminación que surge del uso de los motores MCIA.

Límites para emisiones de gasolina (mg/km)				
	Hidrocarburos	CO	NOx	Partículas
EU6	100	1000	60	5
EU7	100	500	60	4,5

Tabla 3. Comparación Euro6 y Euro7 en gasolina.

Límites para emisiones de diésel (mg/km)				
	Hidrocarburos	CO	NOx	Partículas
EU6	-	500	80	5
EU7	100	500	60	4,5

Tabla 4. Comparación Euro6 y Euro7 en diésel.

Ante este escenario, los principales fabricantes de motores buscan mejorar el rendimiento global de sus motores, con la mejora de la eficiencia no solo se reducen las emisiones, sino que también se reduce el consumo de combustible y mejora sustancialmente el funcionamiento del motor.

Parte de la pérdida de eficiencia se debe a las pérdidas mecánicas, generadas por los rozamientos y las cargas dinámicas de las partes móviles del motor. Estas se pueden clasificar en tres tipos distintos:

- Pérdidas de fricción: originadas por el rozamiento de las piezas móviles.
- Pérdidas de bombeo: energía necesaria para poder realizar la renovación de la carga.
- Pérdidas de accionamientos auxiliares: aquellas debidas al accionamiento de distintos elementos auxiliares, como bombas de agua y aceite o el aire acondicionado.

El conjunto de las pérdidas mecánicas puede alcanzar a reducir el rendimiento global hasta en un 12%. Las pérdidas están distribuidas en pérdidas por fricción 60%, pérdidas por bombeo 25% y pérdidas por accionamientos auxiliares 15% [1]. Por ello su estudio y estimación resultan esenciales para mejorar su funcionamiento, este será el tema de estudio del proyecto.

1.2 OBJETIVO

Los principales objetivos del proyecto son:

1. Conocer en profundidad las pérdidas mecánicas que se producen en motores de combustión interna, tanto en motores de encendido por compresión (MEC) como motores de encendido provocado (MEP).
2. Conocer las técnicas que se usan en la actualidad para reducir estas pérdidas lo máximo posible. Se abordarán las que tengan que ver con los procesos de combustión y las que tengan que ver con el diseño del motor.
3. Realizar un estudio completo de todas las pérdidas mecánicas que permita determinar la relación existente entre el régimen de giro del motor y la potencia generada.

Capítulo 2. BASES TEÓRICAS

2.1 DISEÑO Y PARÁMETROS BÁSICOS

A la hora de diseñar y poder resolver todas las ecuaciones necesarias para determinar procesos que ocurren en los MCIA es importante conocer los parámetros necesarios para poder definirlos. A continuación, se explicarán los parámetros más usados y que serán importantes para poder modelar con precisión las pérdidas mecánicas.

Estos se pueden clasificar en tres grupos [1]:

- Parámetros geométricos: caracterizan geoméricamente los elementos necesarios para el funcionamiento del motor.
- Parámetros de funcionamiento: “definen el estado operativo del motor a partir de variables que pueden medirse experimentalmente.” [1]
- Parámetros indicados y efectivos: definen el rendimiento, potencia y emisiones de un MCIA.

También se explicarán parámetros relacionados con las pérdidas mecánicas que relacionan a su vez los parámetros ya mencionados.

2.1.1 PARÁMETROS GEOMÉTRICOS

En la Figura 1 se muestra un esquema que muestra los parámetros básicos geométricos del conjunto pistón, biela, manivela.

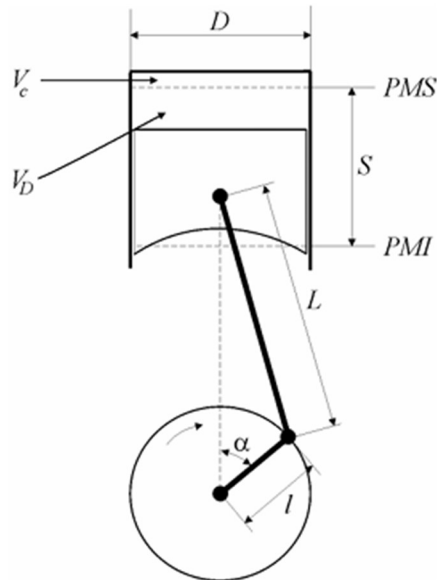


Figura 1. Esquema conjunto pistón, biela, manivela [1].

- **Diámetro del cilindro**

D , es el valor representativo tanto del cilindro como del pistón alojado en su interior. Realmente, el diámetro del cilindro es ligeramente superior para permitir que el pistón se desplace sin rozamiento en su interior, pero para simplificar los cálculos se toman ambos valores como D .

- **Carrera del pistón**

En el interior del cilindro, el pistón recorre una distancia denominada carrera. Esta está comprendida entre dos puntos, el inferior denominado punto muerto inferior (PMI) y el punto muerto superior (PMS). Como se observa en la Figura 1, el valor de la carrera, S , equivale a:

$$S = 2l \quad (2.1)$$

Siendo l el valor de la longitud de la manivela.

- **Longitud de la manivela**

Directamente relacionado con el cigüeñal, el valor de la longitud de la manivela, l , transforma el movimiento lineal de desplazamiento del pistón en el rotacional del cigüeñal.

- **Longitud de la biela**

La biela es el elemento de unión entre el bulón insertado en el pistón y la muñequilla del cigüeñal. A la hora de diseñar la biela se tiene que evitar que los centros de ambos extremos, L , estén muy separados de esta forma se evitará una altura muy alta del motor y se evitará el choque de la falda del pistón con el cigüeñal.

- **Cilindrada unitaria**

El volumen total que se desplaza el pistón desde el punto PMI al PMS es la cilindrada unitaria, V_D (V_S) y se expresa de la siguiente forma:

$$V_D = A_P S \quad (2.2)$$

Es directamente dependiente de la carrera del pistón y de la sección de este, A_P , que se obtiene de:

$$A_P = \pi D^2 / 4 \quad (2.3)$$

- **Volumen de la cámara de combustión**

Este volumen es el que queda en el cilindro al estar el pistón en el PMS. Es en este volumen en el que se produce la compresión de los gases, se expresa como V_C .

- **Número de cilindros**

Al diseñar un MCI es importante determinar el número de cilindros que tendrá el bloque del motor, z , ya que en función del número y su disposición se podrán obtener mejores valores de potencia según se requiera.

- **Cilindrada total**

Es el parámetro que define la cantidad de aire-combustible que puede aspirar el motor y su tamaño físico. Su valor, V_T , se calcula como:

$$V_T = V_D z \quad (2.4)$$

- **Número de ciclos**

i , es el número de ciclos completados por cada revolución del cigüeñal. En los motores de dos tiempos (2T) su valor es 1 mientras que en los de cuatro tiempos (4T) es 2.

2.1.2 PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO

- **Régimen de giro**

El régimen de giro, n , representa el número de revoluciones por unidad de tiempo que realiza el cigüeñal. Se expresa generalmente en revoluciones por minuto.

- **Gasto de aire y rendimiento volumétrico**

El gasto de aire, \dot{m}_a , representa el caudal de aire admitido en el motor por unidad de tiempo. Al referirse a él se debe especificar a que gasto se refiere, ya que este puede ir con combustible o en ocasiones con gases de escape, lo que se conoce como *Exhaust Gas Recirculation* (EGR).

El rendimiento volumétrico η_v , representa la relación entre el gasto real que admite el motor y el gasto de referencia.

Se expresa de la forma:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{ref}} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{ref} V_T n i} \quad (2.5)$$

Para facilitar los cálculos del rendimiento se emplea como punto de referencia el punto de admisión de la mezcla aire-combustible.

- **Gasto de combustible**

\dot{m}_f , representa el caudal de combustible por unidad de tiempo que se introduce en el motor.

- **Dosado**

F , representa la relación existente entre el gasto de combustible y el gasto de aire.

$$F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (2.6)$$

2.1.3 PARÁMETROS INDICADOS

Los parámetros indicados se basan en el ciclo de trabajo de un MCIA, tal y como se muestra en la Figura 2.

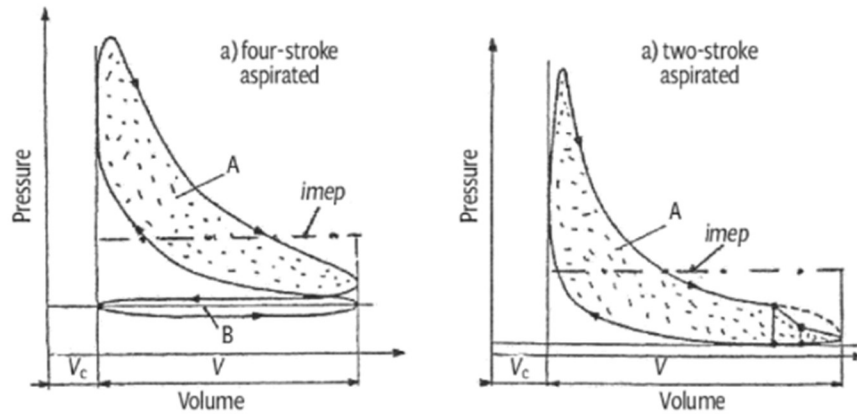


Figura 2. Ciclos p-V de motores de 4T y 2T [4].

- **Trabajo indicado**

Es el trabajo transferido por el gas al pistón durante un ciclo, para cada cilindro. Se calcula haciendo la integral del lazo de la curva p-V.

$$W_i = \oint p dV \quad (2.7)$$

En el caso de un motor de 4T, esta integral es positiva cuando el ciclo gira en sentido horario y negativa cuando gira en sentido antihorario, tal y como se observa en las áreas A y B respectivamente en la Figura 2, sin embargo, en los motores de 2T únicamente es positiva.

- **Potencia indicada**

“Se corresponde al trabajo indicado por unidad de tiempo” [1]:

$$N_i = inW_i \quad (2.8)$$

$$N_i = i n pmi z V_D \quad (2.9)$$

- **Rendimiento indicado**

Relación entre la potencia indicada y la potencia térmica:

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_f PCI} \quad (2.10)$$

Siendo PCI la potencia calorífica inferior.

- **Presión media indicada**

Presión constante que produciría el trabajo indicado al actuar durante una carrera.

$$pmi = \frac{W_i}{V_D} \quad (2.11)$$

2.1.4 PARÁMETROS EFECTIVOS

Aquellos referidos al eje del motor.

- **Par efectivo**

Es el par que ejerce el eje de la máquina, M_e .

- **Potencia efectiva**

A partir del par efectivo M_e y del régimen de giro del motor n :

$$N_e = M_e \omega = M_e 2\pi n \quad (2.12)$$

En ocasiones se refiere a ella como la potencia máxima generada por unidad de cilindrada o de peso.

- **Trabajo efectivo**

Es aquel que se produce en el eje:

$$W_e = \frac{N_e}{in} \quad (2.13)$$

- **Rendimiento efectivo**

Relaciona la potencia efectiva y la potencia térmica:

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_f PCI} \quad (2.14)$$

- **Rendimiento mecánico**

Relaciona los trabajos y potencias efectivas e indicadas:

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{N_e}{N_i} \quad (2.15)$$

- **Presión media efectiva**

Presión constante que produciría el trabajo efectivo al actuar durante una carrera.

$$pme = \frac{W_e}{V_T} = \frac{N_e}{in \tau} \quad (2.16)$$

2.1.5 PARÁMETROS DE PÉRDIDAS MECÁNICAS

- **Potencia de pérdidas mecánicas**

Es la suma de las potencias de bombeo, de fricción y de accionamientos auxiliares.

$$N_{pm} = N_b + N_{fr} + N_a \quad (2.17)$$

Adicionalmente se puede obtener el valor de la potencia de las pérdidas mecánicas de la forma:

$$N_{pm} = i n pmpm V_D \quad (2.18)$$

- **Trabajo de pérdidas mecánicas**

Es la suma de los trabajos de bombeo, fricción y accionamientos auxiliares.

$$W_{pm} = W_b + W_{fr} + W_a \quad (2.19)$$

- **Presión media de pérdidas mecánicas**

Es la suma de las presiones medias de bombeo, fricción y accionamientos auxiliares.

$$pmpm = pmpmb + pmpmfr + pmpma \quad (2.20)$$

2.2 PÉRDIDAS MECÁNICAS

Como ya se ha visto anteriormente, las pérdidas mecánicas se pueden obtener a partir de los parámetros indicados y efectivos a través de la potencia, trabajo y presión media.

Adicionalmente el rendimiento mecánico se puede expresar como:

$$\eta_m = \frac{pme}{pmi} \quad (2.21)$$

Su valor en motores de aspiración natural puede variar entre el 70 y 85% y entre el 75 y 90% en motores sobrealimentados, esto se debe a las pérdidas mecánicas por bombeo, rozamiento y auxiliares, tal y como se observa en la Figura 3 [1].

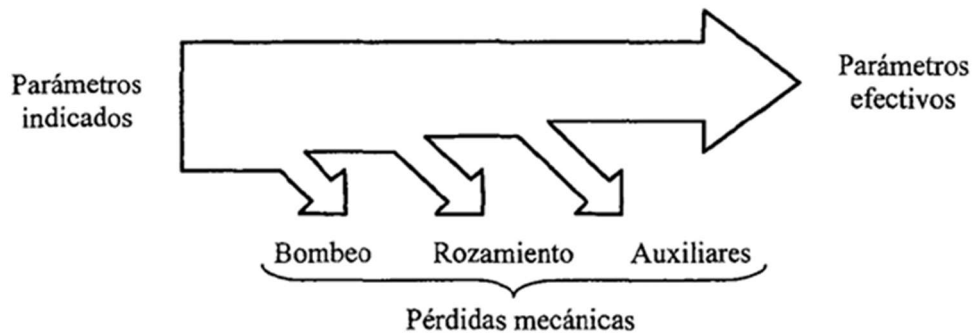


Figura 3. Desglose de pérdidas mecánicas en un MCI [1].

Estas pérdidas se pueden clasificar en los tres grupos ya mencionados [1]:

- **Pérdidas de fricción:** originadas por el rozamiento entre las piezas móviles que componen los mecanismos del motor.
- **Pérdidas de bombeo:** energía consumida para realizar la renovación de carga.
- **Pérdidas de accionamientos auxiliares:** debidas a la puesta en marcha de accionamientos auxiliares del motor.

Generalmente, tanto en MEP como en MEC, las pérdidas mecánicas aumentan con el régimen de giro, siendo las pérdidas más grandes aquellas generadas por el mecanismo pistón-biela-cigüeñal. En la Figura 4 se representan las pérdidas mecánicas, se observa como las pérdidas producidas por el conjunto pistón-biela-cigüeñal son las mayores seguidas de las pérdidas de bombeo, siendo mayores estas en los motores MEP.

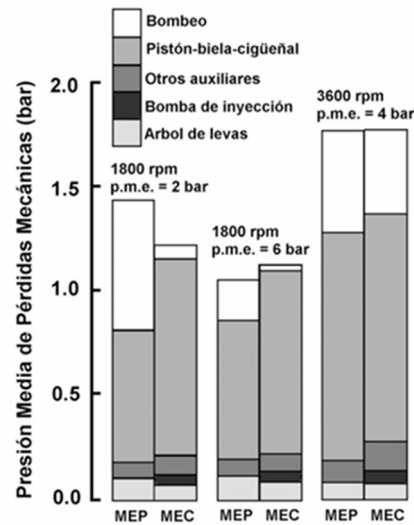


Figura 4. Pérdidas mecánicas en MEP y MEC a distintos grados de carga y regímenes de giro [1].

Para poder determinar con precisión estas pérdidas y donde se dan se puede descomponer el motor en partes. Para el caso de pérdidas por fricción se analizarán los siguientes componentes: conjunto del pistón (pistón, anillos, biela), sistema de distribución, cojinetes del cigüeñal y elementos auxiliares. Los efectos de estos componentes sobre el total de las pérdidas se pueden descomponer tal y como se observa en la Tabla 5.

	% de pérdidas
Conjunto pistón	50
Sistema distribución	25
Cojinetes	10
Elementos auxiliares	15

Tabla 5. Distribución pérdidas de fricción.

2.2.1 PÉRDIDAS DE FRICCIÓN

Las pérdidas por fricción dependen directamente del lubricante empleado, velocidad y fuerzas a las que están sometidas las piezas móviles del motor.

La complejidad de estudiar la lubricación entre dos superficies recae principalmente en las fuerzas que actúan sobre ambas piezas. En la Figura 5 se pueden diferenciar los distintos regímenes de lubricación en función del coeficiente de fricción, f , y del parámetro (μ^n/σ) ,

donde μ es la viscosidad dinámica del lubricante, n la velocidad rotacional del eje y σ es la carga aplicada por unidad de área.

El coeficiente de fricción se puede obtener a partir de la siguiente expresión [2]:

$$f = \alpha f_s + (1 - \alpha) f_L \quad (2.22)$$

Donde α representa la constante de contacto entre metales, puede variar entre 0 y 1, f_s es el coeficiente de fricción seca entre metales y f_L el coeficiente de fricción hidrodinámica entre metales. También es posible expresarlo en función de las fuerzas normales y tangenciales según:

$$f = \frac{F_T}{F_N} \quad (2.23)$$

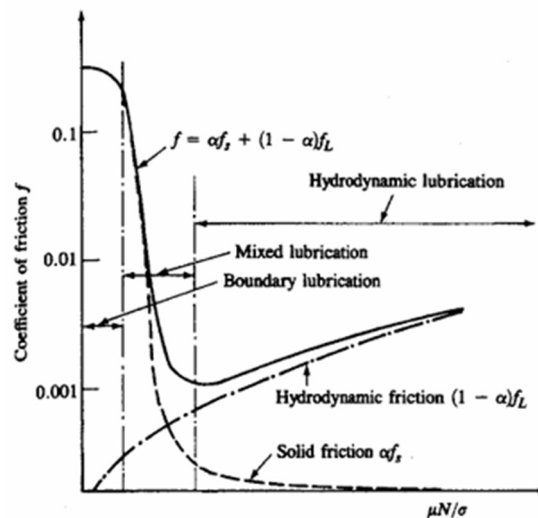


Figura 5. Curva de Stribeck, coeficiente de fricción frente al parámetro $(\mu N / \sigma)$ [2].

En la Figura 5 se pueden observar los distintos tipos de lubricación, lubricación límite, lubricación mixta y lubricación hidrodinámica.

La lubricación límite se da cuando la fuerza aplicada se mantiene principalmente por las rugosidades de ambos metales en vez de por el lubricante entre ellos. Se da en piezas con grandes rugosidades actuando a altas presiones a velocidades lentas [5].

La lubricación mixta se da cuando el contacto de ambas piezas se da mediante las rugosidades de su superficie y por la película de lubricante. Combina la lubricación límite y la lubricación hidrodinámica [6].

La lubricación hidrodinámica ocurre cuando ambas superficies no están directamente en contacto debido a la película de lubricante que hay entre ambas. Las dos superficies están separadas por la fuerza que aporta el lubricante, empuje hidrodinámico. Este es el caso más favorable ya que al no haber contacto directo, las fuerzas de rozamiento son mínimas y por tanto las pérdidas serán menores [7].

2.2.1.1 Lubricación en MCI

En los MCI se pueden tener los tres tipos de lubricación ya mencionados dependiendo de la fase en la que se encuentre [8]:

La lubricación hidrodinámica es más habitual durante el funcionamiento normal del motor. Durante las fases de arranque y parada se da la lubricación mixta, para que no afecte al desgaste de las piezas se deben tener piezas muy endurecidas y mecanizadas con precisión. Se debe evitar la lubricación límite, en caso de darse se debe intentar que sea durante un periodo corto de tiempo y nunca de manera continua. Se suele dar en casos en los que el motor trabaja a baja velocidad lo que produce un desgaste y destrucción de las piezas.

2.2.2 PÉRDIDAS DE BOMBEO

Estas pérdidas ocurren durante el proceso de renovación de carga, se producen tanto en motores de 4T como en motores de 2T de barrido por cárter [1].

A través del diagrama indicador de la Figura 6, es posible calcular el trabajo de bombeo, como el área encerrada.

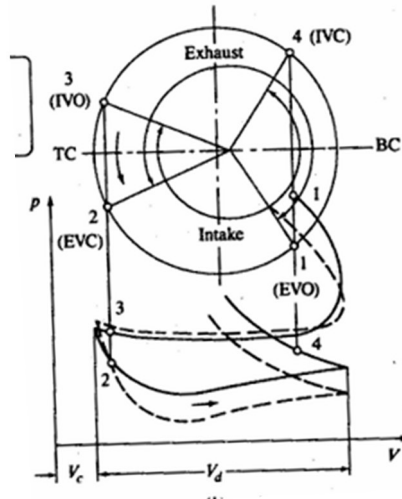


Figura 6. Lazo de bombeo de un motor 4T [2].

Solo es posible su cálculo para motores de 4T ya que en los motores de 2T de barrido por cárter el diagrama indicador solo muestra la evolución del fluido dentro del cilindro.

2.2.3 PÉRDIDAS DE ACCIONAMIENTOS AUXILIARES

Estas pérdidas son aquellas que se producen por el accionamiento de sistemas auxiliares para el correcto funcionamiento del motor. Estos forman parte de distintos sistemas como: sistema de refrigeración (bomba de agua y ventilador), sistema de lubricación (bomba de aceite), sistema eléctrico (alternador) y sistema de alimentación (bomba de inyección).

Para este proyecto se estudiarán las bombas de aceite, agua y combustible, el generador eléctrico (alternador), el ventilador, aire acondicionado y el compresor.

Capítulo 3. ESTADO DE LA CUESTIÓN

En el capítulo anterior se ha visto una pequeña introducción a las pérdidas mecánicas y sus tipos. A continuación, se analizarán más en detalle las pérdidas mecánicas, así como donde se dan y los distintos métodos que hay para poder determinarlas.

3.1 PÉRDIDAS DE FRICCIÓN

Como ya se ha mencionado y tal y como se puede observar en la Tabla 5, las pérdidas de fricción se dan principalmente en tres zonas concretas del motor, en el conjunto del pistón, sistema de distribución y en los cojinetes.

3.1.1 CONJUNTO PISTÓN

El conjunto del pistón está referido al pistón, los segmentos y el bulón, y la interacción que tienen estos con el cilindro durante cada ciclo de funcionamiento del motor. El pistón se encarga de mantener estanca la cámara de combustión permitiendo a su vez que este se deslice sin rozamiento dentro del cilindro y sin desgastar las paredes del cilindro ni a él mismo.

A la hora de diseñar el pistón la masa juega un papel muy importante ya que afecta directamente a las fuerzas de inercia y pérdidas mecánicas del motor. Para obtener mejores cualidades mecánicas es preciso optimizar las dimensiones de la falda, la zona de los segmentos y la geometría interna del pistón.

3.1.1.1 Segmentos

Las funciones principales que deben llevar a cabo los segmentos son asegurar la estanqueidad de gases y aceite y evacuar el calor que se genera en el interior de la cámara durante el proceso de combustión. Para ello se debe garantizar el contacto permanente entre

segmentos y pared del cilindro, lo que da lugar a pérdidas mecánicas debidas a la fuerza radial que los segmentos ejercen.

Se pueden diferenciar dos tipos de segmentos:

- **Segmentos de estanqueidad:** También llamados de compresión, se encargan de garantizar la estanqueidad de los gases y evacuar el calor. Es habitual que haya dos de estos segmentos, el primero es conocido como segmento de fuego.
- **Segmentos rascadores:** Su función es retirar el aceite de lubricación de las paredes del cilindro para que este no llegue a la cámara de combustión.

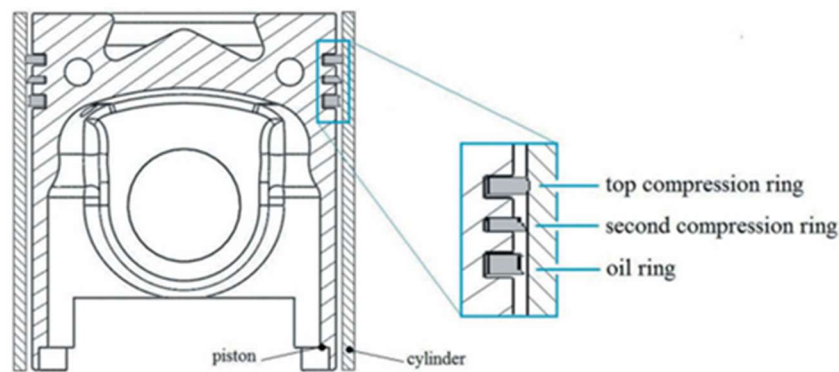


Figura 7. Disposición de los segmentos en un pistón [9].

Tras varios estudios llevados a cabo por Mufti et al. [11] o Carden et al. [12], se ha podido concluir que durante la mitad de la carrera predomina el régimen hidrodinámico y el segmento que más contribuye a las pérdidas mecánicas es el segmento de fuego [10].

Una buena aproximación para la estimación de fricción de los segmentos es que cada segmento de estanqueidad aporta unos 7 kPa [2].

Para poder calcular las fuerzas que se ejercen sobre los segmentos se deben descomponer las fuerzas tal y como se muestra en la Figura 8. Del diagrama de cuerpo libre del segmento y pistón se obtienen tres fuerzas, la debida al gas ($F_{g,ri}$), la de montaje ($F_{m,ri}$) y por último la suma de ambas, la normal ($F_{N,ri}$).

$$F_{N,ri} = F_{g,ri} + F_{m,ri} \quad (3.1)$$

Para obtener las fuerzas de montaje y debida al gas se emplean las siguientes ecuaciones [13]:

$$F_{g,ri} = p_{ri}A_{ri} = p_{ri}(D - 2x_i)\pi h_{ri} \quad (3.2)$$

$$F_{m,ri} = 2\pi F_{t,ri} \quad (3.3)$$

Donde D es el diámetro del pistón, x_{ri} el ancho del segmento, h_{ri} la altura del segmento, p_{ri} la presión de contacto del segmento y $F_{t,ri}$ la fuerza tangencial.

Estas ecuaciones serían aplicables tanto a los segmentos de estanqueidad como a los rascadores.

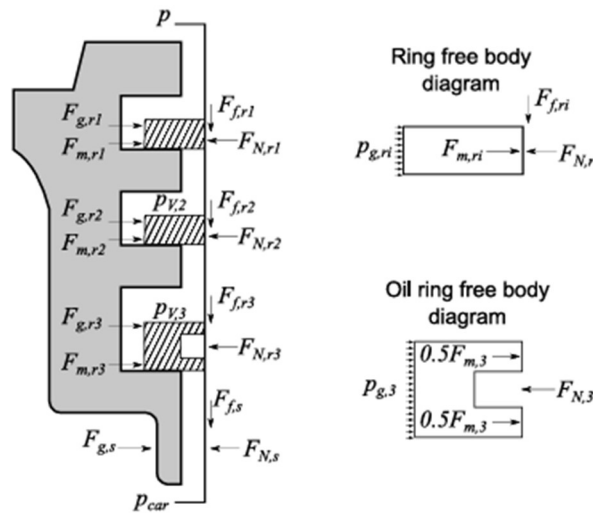


Figura 8. Análisis de fuerzas sobre los segmentos [13].

Para calcular el coeficiente de fricción se emplea la relación existente según Stanley et al. [14]:

$$\ln(f_{ri}) = m \ln(S_{ri}) + \ln(B) \quad (3.4)$$

Donde:

$$S_{ri} = \frac{\pi D \mu v_{y,B}}{F_{N,ri}} \quad (3.5)$$

En la cual $v_{y,B}$ es la velocidad del pistón.

3.1.1.2 Falda

Se trata de la parte baja del pistón que no se encuentra en contacto con los gases de combustión. Su función es guiar el pistón y garantizar el equilibrado durante el ciclo.

Con los años y los avances dentro del campo se ha conseguido reducir mucho la masa de la falda del pistón para reducir la fricción, pero todavía se produce roce entre falda y cilindro. Se puede suponer este como un régimen hidrodinámico y de igual forma calcular el factor de fricción como:

$$f_s = k_s \sqrt{S_s} \quad (3.6)$$

Para poder determinar f_s es necesario una constante k_s y el valor de S_s calculado como:

$$S_s = \frac{\mu v_{y,B}}{p_{c,s} L_s} \quad (3.7)$$

Donde L_s es la longitud de la falda y $p_{c,s}$ es la presión de contacto en la falda.

3.1.1.3 Pérdidas

Una vez se han obtenido los coeficientes de fricción de los segmentos y la falda es posible calcular las fuerzas de fricción de ambas mediante:

$$F_{fr,ri} = f_{ri} F_{N,ri} \quad (3.8)$$

$$F_{fr,s} = f_s F_{N,s} \quad (3.9)$$

Con ambas se obtiene la potencia de fricción de los segmentos y la falda:

$$N_{fr,pistón} = \sum_{i=1}^{n^{o} seg.} (\int F_{fr,ri} v_{y,B} d\alpha) + \int F_{fr,s} v_{y,B} d\alpha \quad (3.10)$$

3.1.2 CIGÜEÑAL

Junto con la biela, se encarga de transformar el movimiento lineal del pistón en un movimiento rotativo. Para poder determinar las pérdidas por fricción es importante conocer en qué puntos se producen. Por un lado, en los cojinetes de las muñequillas, estas son los gorriones donde están articuladas las bielas, y por otro en los cojinetes de los apoyos, gorriones donde se apoya el cigüeñal a la bancada. En la Figura 9 se observa numerados del 1 al 4 las muñequillas (*crank pins*) y los apoyos (*main bearing journals*).

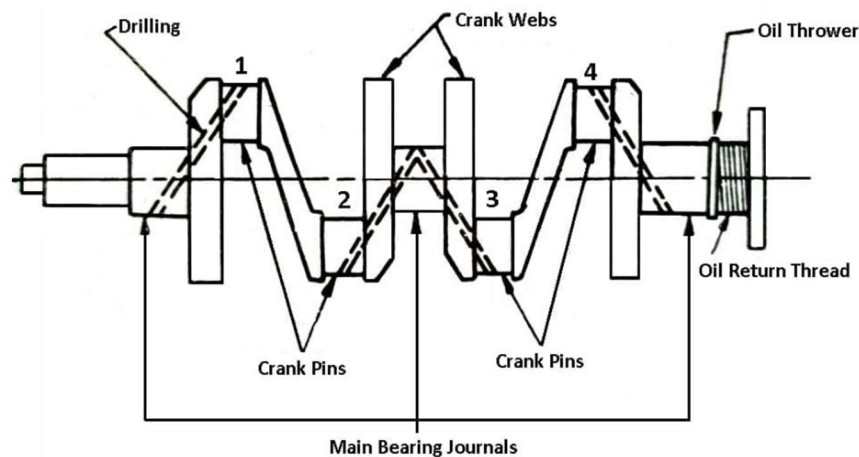


Figura 9. Cigüeñal de un motor de 4 cilindros [15].

A la hora de analizar las cargas que actúan sobre el cigüeñal, es importante saber que estas no van a ser constantes ni en magnitud ni en dirección ya que existe una pequeña excentricidad de los cojinetes.

A partir de la excentricidad del cojinete es posible determinar el espesor idóneo del lubricante. Este valor es crítico ya que, si es demasiado pequeño, se pierde la película de lubricación y aumentan las pérdidas por fricción, su valor mínimo suele ser de $2\mu\text{m}$ [2]. En la Figura 10 se observa el funcionamiento del cojinete durante el ciclo y la excentricidad media entre cojinete y muñequilla.

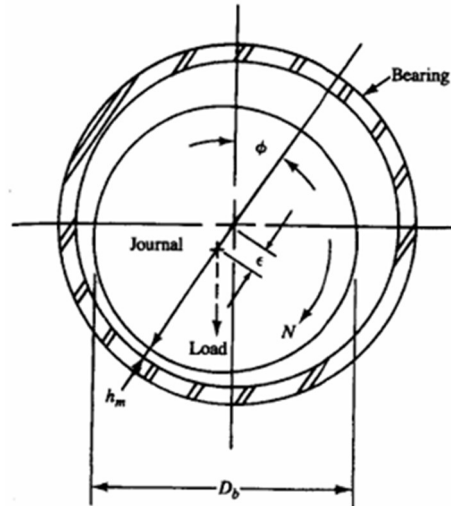


Figura 10. Esquema de la lubricación hidrodinámica del cojinete [2].

Con los valores de viscosidad del lubricante, diámetro (D_b) y longitud (L_b) del cojinete, excentricidad media (\bar{h}), rotación media del cigüeñal (n), excentricidad mínima (h_m), carga W y el ángulo de actuación (\emptyset), es posible obtener la fuerza de fricción:

$$F_{fr,b} = \frac{\pi^2 \mu D_b^2 L_b n}{\left(1 - \left(\frac{\bar{h} - h_m}{\bar{h}}\right)^2\right)^{1/2} \bar{h}} + \frac{\bar{h} \left(\frac{\bar{h} - h_m}{\bar{h}}\right) W}{D_b} \text{sen}(\emptyset) \quad (3.11)$$

La aproximación de la Ecuación (3.11) es:

$$F_{fr,b} = \frac{\pi^2 \mu D_b^2 L_b n}{\bar{h}} \quad (3.12)$$

Por tanto, el valor del coeficiente de fricción en los cojinetes viene dado por:

$$f_b = \frac{F_{fr,b}}{W} = \frac{\pi^2 D_b \mu n}{\bar{h} \sigma} \quad (3.13)$$

$$\sigma = \frac{W}{D_b L_b} \quad (3.14)$$

3.1.2.1 Pérdidas

Con los valores del coeficiente de fricción y la fuerza de fricción en los cojinetes se obtiene la potencia de fricción en el conjunto del cigüeñal como:

$$N_{fr,b} = \sum_{i=1}^{n^{\circ} \text{ cojinetes}} \left(\int \frac{n D_{b,i}}{2} F_{fr,b,i} d\alpha \right) \quad (3.15)$$

3.1.3 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

Es el conjunto de elementos que se encargan de realizar la renovación de carga en el motor. Se tratan del árbol de levas, empujadores, varillas, balancines, válvulas, resortes y el sistema de transmisión. En la Figura 11 se muestran los distintos elementos de los que está compuesto el sistema de distribución.

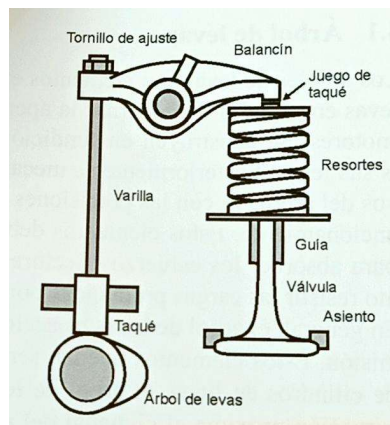


Figura 11. Sistema de distribución [1].

En función del tipo de configuración que se tenga del sistema, se clasifica como se observa en la Figura 12. A mayores regímenes de giro y cuanto mayor tamaño tengan las válvulas se generan mayores fuerzas en los resortes, lo que genera mayores pérdidas.

Las pérdidas de fricción se dan principalmente en los cojinetes del árbol de levas, el balancín y en el taqué. En especial se dan en el taqué ya que soporta grandes cargas y tiene una superficie de contacto pequeña.

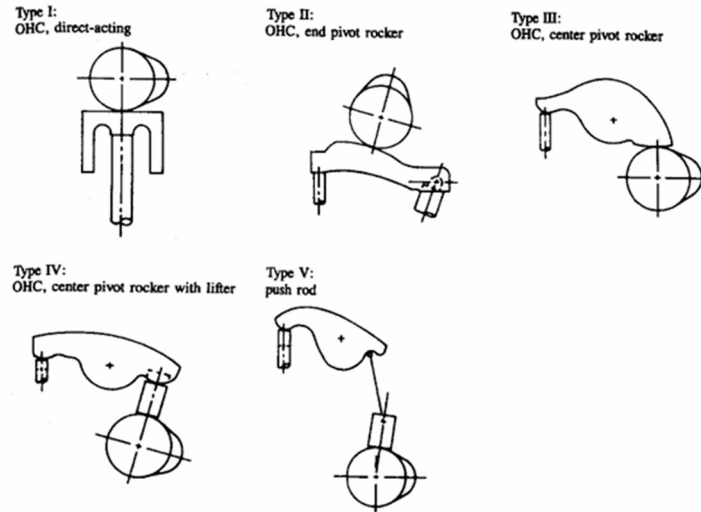


Figura 12. Clasificación de sistemas de distribución [2].

Las pérdidas por fricción son difíciles de cuantificar en los sistemas de distribución, llegando a haber variaciones de hasta el 30% [2], pero a través de datos de diseño se puede obtener una buena aproximación de la presión media con la siguiente ecuación:

$$pmpm_{válvulas} = \frac{1.2 \times 10^4 \left[1 - 0.133 \left(\frac{n}{1000} \right) \right] n_v D_v^{1.75}}{D^2 L} \quad (3.16)$$

En la que n_v es el número de válvulas, D_v el diámetro de la cabeza, D el diámetro del cilindro y L la carrera.

3.1.3.1 Pérdidas

A partir de la Ecuación (3.16) se calcula la potencia de fricción según:

$$N_{fr,v} = i n pmpm_{válvulas} V_D \quad (3.17)$$

3.1.4 CÓMO REDUCIR LAS PÉRDIDAS DE FRICCIÓN

Como se ha comprobado en los apartados anteriores, la lubricación juega un papel muy importante en la fricción entre los distintos elementos. Por eso es muy importante controlar el estado del lubricante elegido para el motor.

Para poder determinar que lubricante va a garantizar que se produzcan pocas pérdidas mecánicas es imprescindible que se garantice un elevado índice de viscosidad o recurrir al empleo de aditivos para reducir la fricción límite.

Adicionalmente se pueden modificar los elementos constructivos del motor, como reducir la masa de las partes móviles, reducir la longitud de la falda del pistón o reducir el número de segmentos y la tensión radial que generan.

3.2 PÉRDIDAS DE BOMBEO

Como ya se ha definido en el Capítulo 2. , las pérdidas de bombeo se deben al proceso de renovación de carga.

Los factores que afectan a estas pérdidas son los siguientes [1]:

- **Pérdidas de carga en el sistema de admisión:** condicionada por la resistencia que se ofrece al paso de aire. Dependen principalmente de la velocidad del fluido, por tanto, del régimen de giro y del grado de carga para los MEP.
- **Contrapresión de escape:** este valor depende de la caída de presión en los elementos del escape.
- **Diagrama de distribución del motor:** los adelantos y retrasos de apertura y cierre de las válvulas mejoran los procesos de admisión y escape en el cilindro. Al adelantar la apertura de las válvulas se ayuda a que los gases quemados salgan, lo que reduce el esfuerzo del motor para evacuarlos, esto, por el contrario, reduce la energía útil aprovechada. Si se retrasa la apertura, se puede aprovechar el movimiento del flujo para favorecer la expulsión de los gases.
- **Geometría de los colectores:** es importante sintonizar los colectores de admisión y escape con el diagrama de distribución para reducir el trabajo de bombeo.
- **Regulación de la carga:** se estrangula el conducto de admisión con una válvula.

Para calcular las pérdidas que se producen debido al bombeo es necesario calcular el trabajo realizado mediante la siguiente ecuación:

$$W_b = \int_{PMI_{esc}}^{PMI_{adm}} P dV \quad (3.18)$$

A partir del trabajo es posible calcular la potencia mediante la Ecuación (3.19):

$$N_b = i n W_b \quad (3.19)$$

3.2.1 CÓMO REDUCIR LAS PÉRDIDAS DE BOMBEO

Para poder reducir estas pérdidas es importante que durante la etapa de diseño del motor se realice un dimensionado de las válvulas de tal forma que se garantice la mayor sección de paso posible. En los MEP de 4T las pérdidas de bombeo son mayores a bajos grados de carga por lo que, si se reduce el lazo de bombeo se puede reducir el consumo de combustible. Además, si se desactivan los cilindros de forma que se interrumpa la inyección se puede obtener un rendimiento del motor mayor [1].

3.3 PÉRDIDAS DE ACCIONAMIENTOS AUXILIARES

La cantidad de dispositivos auxiliares del motor y vehículo pueden variar, pero generalmente son los siguientes [1]:

- Bomba de aceite (lubricación).
- Bomba de agua (refrigeración).
- Generador eléctrico.
- Ventilador.
- Aire acondicionado.
- Bomba de inyección de combustible.
- Compresor de sobrealimentación de accionamiento mecánico (Para motores MEC de 2T y motores con sobrealimentación mecánica).

Las pérdidas por el accionamiento de estos dispositivos son crecientes con el régimen de giro y generalmente se sobredimensionan para garantizar su funcionamiento.

Por tanto, la potencia generada por el motor completo (con todos los dispositivos auxiliares) es menor que la que generaría sin ellos debido a todas estas pérdidas mecánicas. Debido a la gran variedad de estos dispositivos y a que no todos están presentes en todos los motores de automoción, es muy complicado calcular con exactitud las pérdidas que generan como un conjunto.

3.3.1 BOMBA DE ACEITE

El sistema de lubricación de un motor es una parte imprescindible del mismo y como ya se ha visto anteriormente, su buen funcionamiento es clave para que el aceite llegue a todos los sitios donde es necesario en la cantidad adecuada para así reducir las pérdidas y mejorar la eficiencia del motor. Un dispositivo necesario para llevar a cabo esta función es la bomba de aceite, para este proyecto, se empleará una bomba de aceite de engranajes como la mostrada en la Figura 13.

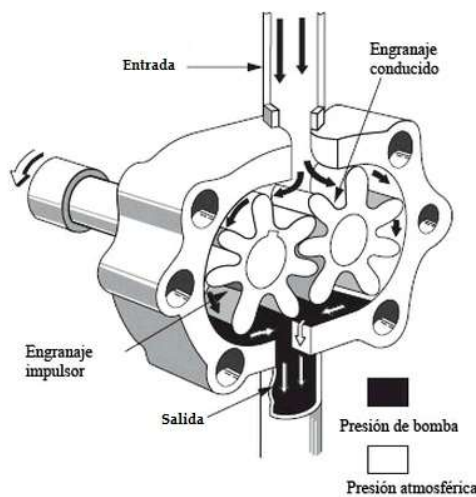


Figura 13. Bomba de engranajes [16].

Se trata de una bomba de engranajes volumétrica y el fluido es incompresible, además el caudal que se suministra es casi independiente de la presión por lo que se puede obtener la potencia necesaria para su accionamiento como:

$$N_{a.bomba\ aceite} = \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho \eta_m} \quad (3.20)$$

Siendo Δp la diferencia de presiones de trabajo y η_m el rendimiento mecánico de la bomba.

Para controlar las presiones del sistema de lubricación, se implementa una válvula de descarga que se encarga de devolver parte del aceite al cárter con el fin de que a altas revoluciones las presiones no sean excesivas.

3.3.2 BOMBA DE AGUA

El circuito de refrigeración es también una parte imprescindible del motor. Gracias a él es posible controlar las altas temperaturas que se generan tras la combustión de los gases en el cilindro.

Para ello el refrigerante empleado es agua con etilenglicol (alrededor del 50% de agua y 50% de etilenglicol).

El sistema comienza con una bomba que se encarga de repartir el refrigerante a través del bloque del motor.

La potencia efectiva de la bomba se puede expresar como:

$$N_{a.bomba\ agua} = \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho \eta_m} \quad (3.21)$$

3.3.3 GENERADOR ELÉCTRICO

También conocido como alternador, este dispositivo se encarga de suministrar energía a otros sistemas auxiliares como pueden ser las luces, la radio, la climatización en el interior del vehículo, los sensores (presión, temperatura, caudal de aire, composición de gases, etc.) o las unidades de control electrónica (ECUs). Contiene un rectificador mediante el cual se

convierte la corriente alterna en continua para que sea compatible con los dispositivos del vehículo. Además, se encarga de mantener una tensión constante entre 13,8 V y 14,5V.

En la Figura 14 se observa la disposición de correa y como esta, gracias a la rotación del eje del motor es capaz de transmitir el movimiento al alternador.

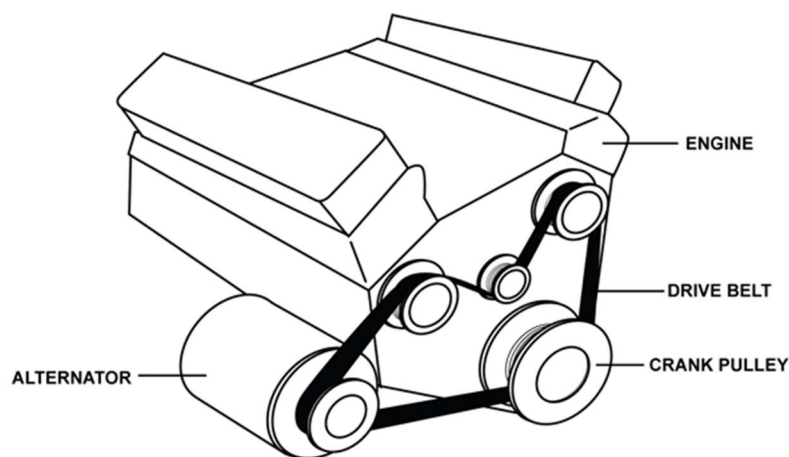


Figura 14. Disposición de la correa en un MCA [17].

En un alternador se producen pérdidas eléctricas, magnéticas y mecánicas. Únicamente se estudiarán las pérdidas mecánicas.

Las pérdidas mecánicas se producen por la fricción que se produce dentro del alternador entre las escobillas y la cámara, en los rodamientos, así como por el deslizamiento de estos en la pista interior. Estas pérdidas se calculan de la forma:

$$N_{a.generator.frict} = k n \quad (3.22)$$

De igual modo, se producen pérdidas conocidas como pérdidas por ventilación (*windage*), en los generadores refrigerados por aire, este ocurre por el cizallamiento del aire por el ventilador. Se calcula como:

$$N_{a.generator.wind} = k n^3 \quad (3.23)$$

Tanto en la Ecuación (3.22) como en la Ecuación (3.23), la k representa una constante propia del alternador. Tal y como se observa en la Ecuación (3.23), la velocidad de giro está elevada al cubo por lo que estas pérdidas son superiores a las de fricción, además, en la Figura 15 se puede comprobar que las pérdidas mecánicas, tanto de fricción como de ventilación, son las mayoritarias para cualquier velocidad.

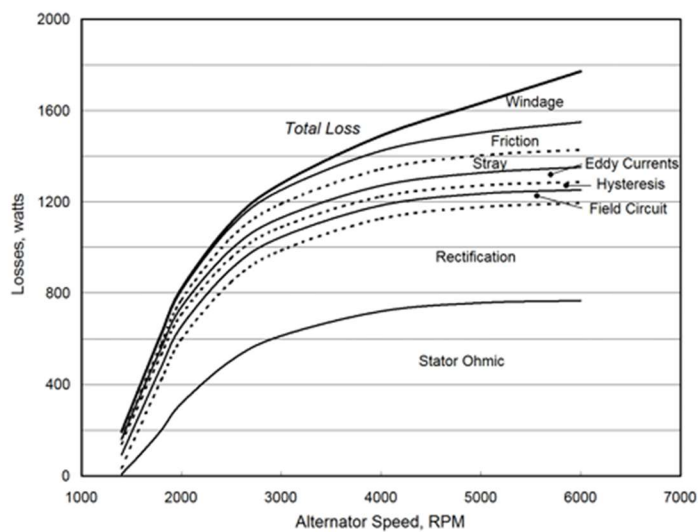


Figura 15. Pérdidas de un alternador [17].

3.3.4 VENTILADOR

La refrigeración del motor se puede realizar por líquido o por aire. En el caso de la refrigeración por líquido ya se ha visto como el líquido refrigerante pasa hacia el bloque gracias a una bomba, en el caso de la refrigeración por aire se puede hacer de varias formas.

Este tipo de refrigeración es típica de motores de motocicleta y motores de baja potencia, aunque también se usa para motores de automóvil, aunque cada vez con menos frecuencia. El componente principal de la refrigeración es el ventilador, situado en la parte delantera del motor y accionado por el giro del cigüeñal, tal y como se observa en la Figura 16.

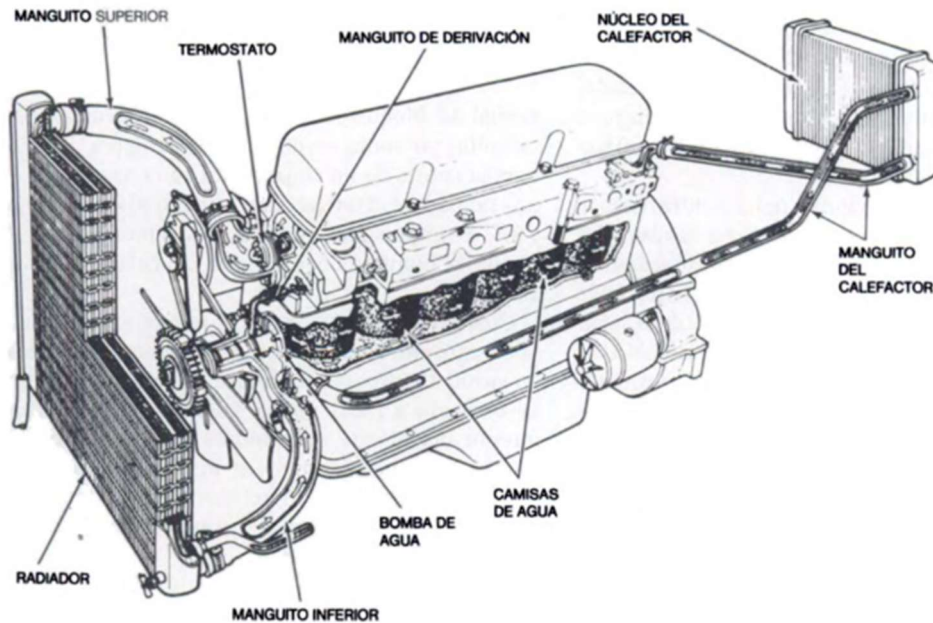


Figura 16. Refrigeración del motor [18].

Este ventilador también puede ser accionado por un motor eléctrico, lo que evita que se produzcan tantas pérdidas mecánicas.

3.3.5 AIRE ACONDICIONADO

El aire acondicionado de los vehículos no solo se encarga de enfriar el aire, sino que se encarga de enfriar, secar, hacer circular y limpiar el aire del interior del vehículo.

De media, el aire acondicionado consume entre 2 – 3 kW de potencia [19].

Para poder llevar a cabo estas funciones, el circuito del aire acondicionado consta de cinco elementos:

- **Compresor:** se trata de una bomba de alta presión accionada por el motor. Bombea a alta presión el vapor del refrigerante que llega a baja presión y lo envía al condensador.
- **Condensador:** es un intercambiador de calor. Consta de dos conjuntos de conductos, los conductos de aire y las tuberías del refrigerante.

- **Evaporador:** absorbe el calor del aire del interior y lo transforma en aire frío por la evaporación del refrigerante.
- **Receptor:** su función es la de eliminar la humedad del refrigerante y filtrarlo para evitar posibles daños en el resto de los componentes.
- **Válvula de control del flujo refrigerante:** esta válvula se encarga de controlar el paso del refrigerante hacia el evaporador, suele ser accionada electrónicamente.

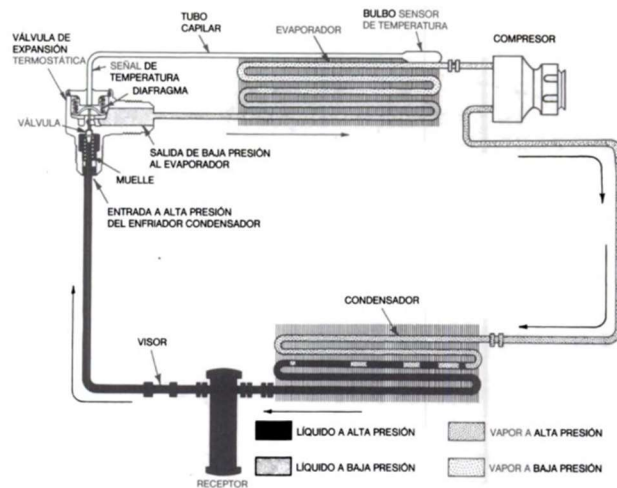


Figura 17. Sistema de aire acondicionado del vehículo con válvula de expansión termostática [18].

En la Figura 17 se observa el circuito del sistema de aire acondicionado, en este caso la válvula empleada es una válvula de expansión termostática la cual regula el paso del flujo mediante el control de las temperaturas del evaporador y del refrigerante.

De todos los elementos que forman parte del sistema, el único que consume potencia mecánica es el compresor que puede ser accionado por el propio motor mediante una correa o de forma eléctrica, lo más común en los motores actuales.

El gasto que supone el aire acondicionado es difícil de determinar con exactitud ya que depende de factores como el vehículo, temperatura exterior e interior o temperatura que queramos alcanzar entre otros, por eso se puede aproximar a que el consumo de combustible debido al aire acondicionado aumenta entre un 5 y un 20%. En cuanto a potencia, supone

una pérdida de entre 1,47 y 11,03 kW, aunque actualmente hay sistemas que permiten desconectar el compresor cuando se acelera a fondo o una vez se ha alcanzado la temperatura deseada para evitar la pérdida de potencia [20].

3.3.6 BOMBA DE INYECCIÓN DE COMBUSTIBLE

Su función es mantener un flujo constante de combustible hacia los inyectores. En vehículos más antiguos que tengan un carburador la bomba es mecánica, en vehículos más modernos es electrónica y para vehículos diésel puede ser una bomba de combustible diésel la cual es más compleja ya que regula tanto el caudal como la presión [21].

Suele tratarse de una bomba volumétrica de rodillos y para motores de inyección directa se emplea una de alta presión de tipo émbolo. Para calcular su potencia se emplea la misma ecuación que las empleadas para las bombas de aceite y agua, Ecuación (3.20) y Ecuación (3.21), pero con los datos correspondientes al combustible usado:

$$N_{a.bomba\ combustible} = \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho \eta_{comb.}} \quad (3.24)$$

3.3.7 COMPRESOR DE SOBREALIMENTACIÓN DE ACCIONAMIENTO MECÁNICO

La sobrealimentación en un motor es un factor clave a tener en cuenta ya que gracias a ella es posible aumentar la potencia de este sin cambiar la cilindrada ni los elementos constructivos.

La sobrealimentación mecánica se da cuando el compresor se mueve por el motor gracias a un acoplamiento con el cigüeñal. Esto constituye una pérdida de energía y de potencia del motor que supone entre el 10 y 30% [2]. En estos casos se usan compresores volumétricos, que son rotativos. Los más usados en automoción son los de tornillo y el *scroll*, mostrados en la Figura 18.

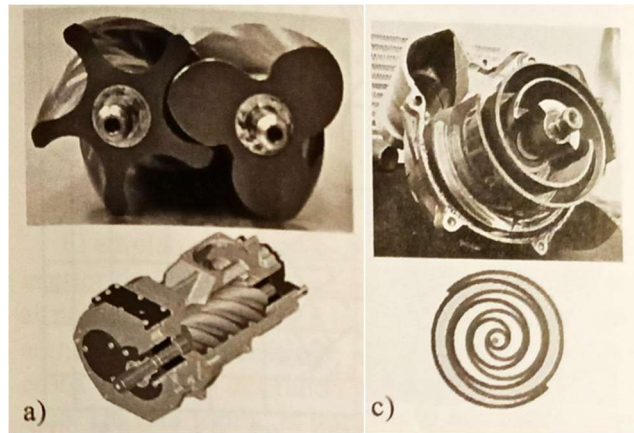


Figura 18. Compresores de tornillo a) y scroll c) [1].

Su potencia se obtiene con la siguiente fórmula:

$$N_{a.comp.} = \frac{n_p}{n_p - 1} \frac{p_1 V_1}{\eta_{comp}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_p - 1}{n_p}} - 1 \right] \quad (3.25)$$

Donde n_p es el exponente politrópico (aproximadamente 1,2 – 1,4 en aire), p_1 y p_2 son las presiones de succión y de descarga respectivamente, V_1 es el caudal volumétrico en la succión y η_{comp} el rendimiento del compresor [22].

3.3.8 CÓMO REDUCIR LAS PÉRDIDAS POR ACCIONAMIENTO DE ELEMENTOS AUXILIARES

Una de las formas para poder reducir las pérdidas que se producen por el accionamiento de estos elementos es la de accionarlos electrónicamente. Esto permite reducir considerablemente las pérdidas mecánicas ya que no dependen de elementos de transmisión auxiliares como correas para ponerlos en funcionamiento y además es posible obtener un mejor control de los mismo en función de las necesidades del vehículo.

3.4 MÉTODOS PARA DETERMINAR LAS PÉRDIDAS MECÁNICAS

Aunque es difícil conocer con exactitud las pérdidas mecánicas del motor, es imprescindible para poder ver su rendimiento global y como poder mejorarlo. Para ello es necesario conocer las temperaturas, presiones o el estado del lubricante entre otras cosas, por lo que es necesario tener una instalación de precisión para poder medirlas.

A continuación, se resumen los cinco métodos más usados.

3.4.1 MÉTODO DE DECELERACIÓN LÍMITE

Este método se basa en la medición de la deceleración angular instantánea cuando se elimina el suministro de combustible. Una vez se conocen la inercia del motor y la velocidad de rotación es posible obtener el par del motor de la forma:

$$M_{pm} = I \alpha \quad (3.26)$$

3.4.2 MÉTODO DE WILLANS

Este método consiste en hallar la relación entre el consumo horario y la presión media efectiva mientras el régimen de giro permanece constante. Es necesario obtener primero el valor del par, régimen de giro y el consumo del motor.

Este método es bastante fiable para MEC mientras que para MEP no se obtienen resultados fiables ya que, al reducirse la carga para un régimen de giro fijo, las pérdidas de bombeo aumentan.

3.4.3 MÉTODO DE ARRASTRE

Este método permite determinar la potencia que se necesita para arrastrar al motor sin el proceso de combustión. El arrastre se lleva a cabo con un dinamómetro eléctrico que puede actuar de freno o motor. Para que los resultados de los ensayos sean fiables es necesario que estos se realicen inmediatamente después de haber tenido el motor funcionando para que se

mantengan las temperaturas y condiciones del aceite y refrigerante lo más parecidas a como lo harían durante su funcionamiento.

3.4.4 MÉTODO MORSE

El método Morse se realiza con la desconexión secuencial de los cilindros del motor y midiendo la potencia efectiva en esta condición. Se debe realizar para cada cilindro, de esta forma la potencia efectiva medida se trata de la suma de la potencia entregada por los cilindros activos y las pérdidas del que es arrastrado.

Para que las medidas sean precisas, es necesario tener el motor en funcionamiento antes de desconectar cualquier cilindro. De esta forma, las temperaturas de aceite y refrigerante se estabilizan.

3.4.5 MÉTODO DEL DIAGRAMA INDICADOR

Por último, este método de basa en la obtención simultánea del diagrama indicador (p-V) y el par efectivo. Con esto es posible obtener la p_{mi} y p_{me} del motor.

A partir del diagrama indicador se obtiene también la p_{mb} y la potencia absorbida por los elementos auxiliares ensayando cada uno por separado o mediante el arrastre al desactivar cada uno.

Una vez se han obtenido estos valores es posible calcular las pérdidas de fricción como:

$$p_{mfr} = p_{mi} - p_{me} - p_{mb} - p_{ma} \quad (3.27)$$

Capítulo 4. MODELO DE PÉRDIDAS MECÁNICAS

En el Capítulo 3 se han analizado las pérdidas mecánicas generadas en un MCIA. Su implementación es complicada ya que no es habitual disponer de todos los datos necesarios relacionados al motor que se requieren para poder obtener estas pérdidas.

Es por esto por lo que en este capítulo se obtendrán las expresiones simplificadas para poder obtener las pérdidas. Los modelos que existen actualmente para el cálculo de las pérdidas son el propuesto por S. F. Rezeka y N. A. Henein [23] y el propuesto por K. J. Patton, R. G. Nitschke y J. B. Heywood [24].

En el modelo de S. F. Rezeka y N. A. Henein está basado en la obtención del torque en cada sistema en función del ángulo girado por el cigüeñal, mientras que en el modelo de K. J. Patton, R. G. Nitschke y J. B. Heywood está basado en la obtención de la presión media efectiva en función de datos geométricos y de funcionamiento del motor. En este proyecto se usará el segundo modelo ya que es más sencillo de obtener. Una vez obtenidas las pérdidas en presiones medias efectivas, se obtendrán los valores de las potencias correspondientes a partir de la Ecuación (2.18) y se obtendrá su evolución en función del régimen de giro, n .

Un primer modelo propuesto por Patton et al. no tenía en cuenta la viscosidad del lubricante al obtener las pérdidas. A medida que fue avanzando el conocimiento dentro de este campo se vio necesario un ajuste de las ecuaciones iniciales, en el 2003 Sandoval y Heywood introdujeron el factor de la viscosidad en las ecuaciones, consiguiendo mayor precisión [25].

4.1 PÉRDIDAS DE FRICCIÓN

4.1.1 CONJUNTO PISTÓN

Como ya se ha mencionado, esta ecuación si introduce el valor de la viscosidad del lubricante y se ajusta a cualquier tipo de lubricante, cuya viscosidad depende de la temperatura.

La Ecuación (4.1) agrupa la suma de distintos términos, el primero se refiere a la fricción entre el pistón y el cilindro bajo lubricación hidrodinámica, el segundo a la fricción en los segmentos bajo lubricación mixta y el tercero a la fricción en los cojinetes, una vez más bajo lubricación hidrodinámica. Según [25] se calcula de la forma:

$$pmpm_{pistón} = C_{ps} \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{\bar{S}_p}{D}\right) + C_{pr} \left(1 + \frac{500}{n}\right) \left(\frac{1}{D^2}\right) + 3,03 \times 10^{-4} \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{nD_c^3 L_c n_c^2}{D^2 i z}\right) \quad (4.1)$$

En la Ecuación (4.1), C_{ps} y C_{pr} representan constantes definidas por Patton et al. cuyos valores son $C_{ps} = 294 \text{ kPa mm s/m}$ y $C_{pr} = 4,06 \times 10^4 \text{ kPa mm}^2$. El valor de $\sqrt{\mu/\mu_0}$ se obtiene a partir de valor de referencia μ_0 , a partir de ensayos realizados con distintas temperaturas, se puede establecer en torno a 10,8 para temperaturas de 100°C y 74,8 a 40°C [25]. \bar{S}_p es la velocidad media del pistón, D_c y L_c son el diámetro y longitud de los cojinetes, respectivamente y n_c es el número de cojinetes en el motor. El resto de los parámetros que aparecen están definidos en el punto 2.1.1.

4.1.2 CIGÜEÑAL

Como en el caso del pistón, a la hora de calcular las pérdidas en el cigüeñal la lubricación juega un papel muy importante por lo que también se introduce el valor de la viscosidad.

La Ecuación (4.2), según [25], consta de tres términos, el primero es la fricción en los cojinetes del cigüeñal, el segundo representa la fricción que se produce en los cojinetes de apoyo del cigüeñal, suponiendo una lubricación límite y el tercer término representa las pérdidas por el flujo de aceite a través de los cojinetes suponiendo una disipación turbulenta.

$$pmpm_{ci} = C_b \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{nD_c^3 L_c n^{\circ}_c}{D^2 iz} \right) + C_s \left(\frac{D_c}{D^2 iz} \right) + 1,35 \times 10^{-10} \left(\frac{n^2 D_c^2 L_c n^{\circ}_c}{z} \right) \quad (4.2)$$

La constante del primer término fue determinada por Patton et al. como $C_b = 3,03 \times 10^{-4} \frac{kPa}{rpm mm}$. La segunda constante es $C_s = 1,22 \times 10^5 kPa mm^2$.

4.1.3 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

La forma de determinar las pérdidas en el sistema de distribución es más compleja que las dos vistas anteriormente, esto se debe a que debe tener en cuenta no solo las pérdidas que se producen en las válvulas, sino que también debe tener en cuenta empujadores, varillas y resortes entre otras, así como la forma que tenga el sistema de distribución, según [25]:

$$pmpm_{dist} = 244 \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{nn^{\circ}_c}{D^2 iz} \right) + 4,12 + C_{ff} \left(1 + \frac{500}{n} \right) \left(\frac{n^{\circ}_v}{iz} \right) + C_{rf} \left(\frac{nn^{\circ}_v}{iz} \right) + C_{oh} \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{l_{vmax}^{1,5} n^{0,5} n^{\circ}_v}{D iz} \right) + C_{om} \left(1 + \frac{500}{n} \right) \left(\frac{l_{vmax} n^{\circ}_v}{iz} \right) \quad (4.3)$$

La Ecuación (4.3) también consta de varios términos, el primero representa las pérdidas que se producen en los cojinetes, el valor de 4,12 kPa se añade para tener en cuenta el árbol de levas. Los dos siguientes términos representan las pérdidas producidas en los seguidores, el primero cuando es de tipo plano y el segundo cuando es de rodillo, ambos para lubricación mixta. El cuarto tiene en cuenta la fricción por el movimiento relativo entre componentes con lubricación hidrodinámica, y por último el quinto término tiene en cuenta la lubricación mixta en todo el sistema de distribución. Adicionalmente, l_{vmax} representa el máximo empuje de las válvulas.

Los coeficientes C_{ff} , C_{rf} , C_{oh} y C_{om} dependen del tipo de sistema de distribución que se tenga en el motor. En la Tabla 6 se muestra un resumen de los tipos más comunes de distribución especificados por Heywood [2], anteriormente se han visto esquemas de estos mismos tipos en la Figura 12. Una vez conocido el tipo de sistema, en la Tabla 7 se muestran los valores de cada coeficiente que serán necesarios para poder determinar las pérdidas.

Type I	OHC	Overhead cam; direct acing/ flat or roller follower
Type II	OHC	Overhead cam; End pivot rocker/ flat or roller follower
Type III	OHC	Overhead cam; Center pivot rocker/flat or roller follower
Type IV	CIB	Cam-in-block; rocker arm/flat or roller follower

Tabla 6. Diseños de sistemas de distribución [25].

Configuration	Type	Flat Follower	Roller Follower	Oscillating Hydrodynamic	Oscillating Mixed
		C_{ff} (KPa-mm)	C_{rf} (KPa-mm-min/rev)	C_{oh} (KPa-mm-min/rev) ^{1/2}	C_{om} (KPa)
Single overhead cam (SOHC)	I	200	0.0076	0.5	107
Double overhead cam (DOHC)	I	133	0.0050	0.5	10.7
Single overhead cam (SOHC)	II	600	0.0227	0.2	42.8
Single overhead cam (SOHC)	III	400	0.0151	0.5	21.4
Cam in block (CIB)	IV	400	0.0151	0.5	32.1

Tabla 7. Coeficientes según el tipo de distribución [25].

4.1.4 PÉRDIDAS TOTALES

Por tanto, tras haber visto las pérdidas de fricción por separado dentro del motor, es posible determinar las pérdidas de fricción totales como la suma de las pérdidas en el pistón, cigüeñal y sistema de distribución:

$$pmpm_{fr} = pmpm_{pistón} + pmpm_{ci} + pmpm_{dist} \quad (4.4)$$

4.2 PÉRDIDAS DE BOMBEO

Como en los otros casos, las pérdidas de bombeo son la suma de varios términos. En la Ecuación (4.5) se observan tres diferentes.

$$pmpm_b = (p_a - p_i) + 3 \times 10^{-3} \left(\frac{p_i}{p_a}\right)^2 \left(\frac{\bar{S}_p^2}{n^2 d_i^4}\right) + 0,178 \left(\frac{p_i}{p_a} \bar{S}_p\right)^2 + 3 \times 10^{-3} \left(\frac{p_i}{p_a}\right)^2 \left(\frac{\bar{S}_p^2}{n^2 d_e^4}\right) \quad (4.5)$$

El primer término representa la diferencia entre presión atmosférica (p_a) y presión de admisión (p_i). Para este modelo usaremos una presión atmosférica de 101,325 kPa. El segundo término corresponde a la caída de presión en el conducto de admisión y válvulas, siendo d_i el diámetro de las válvulas de admisión. El tercero es la caída de presión en el sistema de escape y por último el cuarto es la caída de presión en el conducto de escape y válvulas, con d_e el diámetro de válvulas de escape.

4.3 PÉRDIDAS DE ACCIONAMIENTOS AUXILIARES

Para las pérdidas de accionamientos auxiliares es necesario tener en cuenta todos los elementos que producen pérdidas, los ya mencionados en la sección 3.3, con la suma de todos se puede tener una mejor aproximación. Sin embargo, el modelo propuesto por Heywood [2] solo tiene en cuenta las pérdidas producidas por las bombas de aceite y agua y las del alternador. Por ello, de forma aproximada se obtienen las pérdidas como muestra la Ecuación (4.6).

$$pmpm_a = 8,32 + 1,86 \times 10^{-3} n + 7,45 \times 10^{-7} n^2 \quad (4.6)$$

Capítulo 5. MODELO DESARROLLADO

En este capítulo se realizará un análisis del modelo propuesto en el Capítulo 4. Para ello se empleará la herramienta Solver de Excel.

5.1 REPRESENTACIÓN DEL MODELO

Para poder realizar un ajuste que se asemeje lo más posible a las pérdidas reales se modificarán las constantes de las pérdidas de los modelos propuestos para cada sistema donde se produzcan pérdidas mecánicas.

Antes de comenzar el ajuste se ha desarrollado cada una de las pérdidas mecánicas del motor según el modelo propuesto por Patton et al. y se le ha asignado una constante K a cada una de las fórmulas para las pérdidas mecánicas. Este valor será el que se ajustará a partir de los porcentajes propuestos para cada una de las pérdidas.

5.2 OBTENCIÓN DEL MODELO

5.2.1 MODELADO DE PÉRDIDAS MECÁNICAS

Para poder ajustar el modelo mediante la herramienta Solver, es necesario seleccionar los parámetros que se modificarán y los que se mantendrán constantes, así como las restricciones que se requieren.

Para simplificar el modelo se han nombrado cinco nuevas constantes ($K_{Pistón}$, $K_{Cigüeñal}$, $K_{Sist.Dist.}$, K_{Bombeo} y $K_{Acc.Aux}$), cada una multiplicando a su correspondiente fórmula de pérdidas mecánicas anteriormente establecida, de forma que las ecuaciones quedan de la forma:

$$pmpm_{pistón} = K_{Pistón} * [C_{ps} \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{\bar{S}_p}{D}\right) + C_{pr} \left(1 + \frac{500}{n}\right) \left(\frac{1}{D^2}\right) + 3,03 \times 10^{-4} \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{nD_c^3 L_c n^{\circ}_c}{D^2 iz}\right)] \quad (5.1)$$

$$pmpm_{ci} = K_{Cigüeñal} * [C_b \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{nD_c^3 L_c n^{\circ}_c}{D^2 iz}\right) + C_s \left(\frac{D_c}{D^2 iz}\right) + 1,35 \times 10^{-1} \left(\frac{n^2 D_c^2 L_c n^{\circ}_c}{z}\right)] \quad (5.2)$$

$$pmpm_{dist} = K_{Sist.Dist} * [244 \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{nn^{\circ}_c}{D^2 iz}\right) + 4,12 + C_{ff} \left(1 + \frac{500}{n}\right) \left(\frac{n^{\circ}_v}{iz}\right) + C_{rf} \left(\frac{nn^{\circ}_v}{iz}\right) + C_{oh} \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{l_{vmax}^{1,5} n^{0,5} n^{\circ}_v}{D iz}\right) + C_{om} \left(1 + \frac{500}{n}\right) \left(\frac{l_{vmax} n^{\circ}_v}{iz}\right)] \quad (5.3)$$

$$pmpm_b = K_{Bombeo} * [(p_a - p_i) + 3 \times 10^{-3} \left(\frac{p_i}{p_a}\right)^2 \left(\frac{\bar{S}_p^2}{n^{\circ}_v d_i^4}\right) + 0,178 \left(\frac{p_i \bar{S}_p}{p_a}\right)^2 + 3 \times 10^{-3} \left(\frac{p_i}{p_a}\right)^2 \left(\frac{\bar{S}_p^2}{n^{\circ}_v d_e^4}\right)] \quad (5.4)$$

$$pmpm_a = K_{Acc.Aux} * [8,32 + 1,86 \times 10^{-3} n + 7,45 \times 10^{-7} n^2] \quad (5.5)$$

Se han establecido como restricciones para el modelo los porcentajes que se muestran en la Tabla 8.

	% de pérdidas
Pistón	45
Cigüeñal	20
Sistema de distribución	15
Bombeo	15
Accionamientos Auxiliares	5

Tabla 8. Porcentajes de las pérdidas mecánicas.

Una vez establecidos estos valores que corresponden a las pérdidas mecánicas se obtuvieron los valores de las constantes mediante iteraciones con la herramienta Solver intentando minimizar el error medio cuadrático.

El objetivo principal es obtener las curvas de potencia efectiva y contrastar con las curvas reales de potencia efectiva del motor para comprobar el nivel de acierto en el cálculo de las pérdidas. Para ello es esencial obtener el valor de la potencia indicada para cada punto del régimen y consecuentemente el valor del rendimiento volumétrico.

Para poder determinar correctamente tanto el rendimiento como ambas potencias se ha propuesto dividir los motores MCIA en cuatro grupos:

- **Grupo 1:** Motores de gasolina con aspiración natural.
- **Grupo 2:** Motores diésel con aspiración natural.
- **Grupo 3:** Motores de gasolina con turbocompresor.
- **Grupo 4:** Motores diésel con turbocompresor.

Además, se ha creado un grupo extra para comprobar realmente si el modelo es capaz de predecir las pérdidas de una gran variedad de motores.

- **Grupo 5:** Motores gasolina con dos turbocompresores.

Los motores atmosféricos, también conocidos como motores de aspiración natural, son motores que captan el aire directamente de la atmósfera y lo impulsan directamente al cilindro por el colector de admisión. Se caracterizan por tener un funcionamiento más suave y constante, entregando un par más progresivo a medida que aumentan las revoluciones. Sin embargo, existen otro tipo de motores, los motores sobrealimentados. Para este tipo de motores, en automoción es más común usar un turbocompresor, una pequeña turbina accionada por la propia circulación de los gases en el motor y cuya función es la de impulsar más aire a la cámara lo que produce que el motor genere más potencia [26].

En el modelo desarrollado, primero, es necesario introducir los valores referentes a cada motor de cilindrada [m^3], número de cilindros, diámetro [mm], carrera [mm], número de

válvulas, número de segmentos, número de ciclos, diámetro de los cojinetes [mm], longitud de los cojinetes [mm] y número de cojinetes.

Para modelar los distintos grupos, es importante tener en cuenta que la curva del rendimiento volumétrico es distinta para cada tipo de motor. A continuación, se muestran las curvas del rendimiento volumétrico determinadas para cada grupo propuesto anteriormente.

5.2.2 GRUPO 1: MOTORES DE GASOLINA CON ASPIRACIÓN NATURAL.

En los motores de gasolina de aspiración natural, la curva del rendimiento volumétrico tiene forma de parábola invertida. A bajas revoluciones el rendimiento es bajo, esto se debe a que la velocidad del aire por los conductos es lenta y no hay un correcto llenado de los cilindros. A medida que aumentan las revoluciones este aumenta, llegando a un pico en torno a los 4000 rpm con un rendimiento de entre el 85% y el 92%.

Para el modelo, la ecuación que describe el rendimiento para motores de gasolina de aspiración natural es la siguiente:

$$\eta_v(n) = -2,8 \times 10^{-8} n^2 + 0,00022 n + 0,48 \quad (5.6)$$

Como se observa en la Figura 19, con esta fórmula de rendimiento se alcanza un máximo del 91% en 4000 rpm.

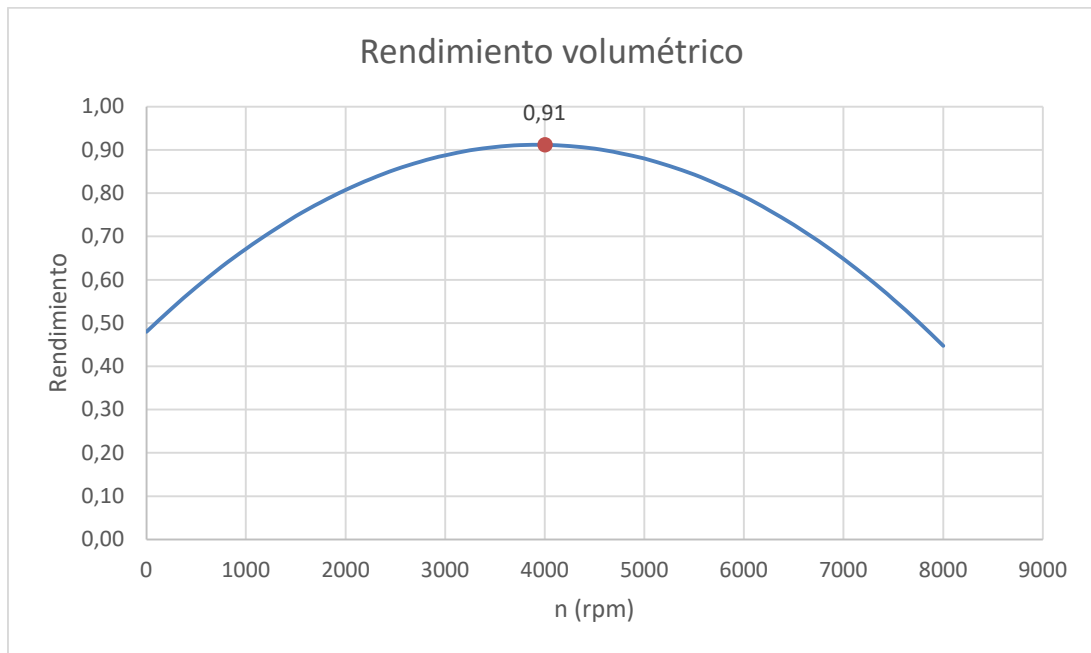


Figura 19. Rendimiento volumétrico en motores de gasolina de aspiración natural.

5.2.3 GRUPO 2: MOTORES DIÉSEL CON ASPIRACIÓN NATURAL

En los motores diésel de aspiración natural la curva del rendimiento volumétrico también presenta una forma de parábola invertida. En este caso parte de un rendimiento mayor ya que en estos motores al no haber válvula de mariposa que controle la entrada de aire a los cilindros no se dificulta tanto su movimiento. Sin embargo, aunque una ventaja de estos motores es que alcanzan su mayor rendimiento antes que en aquellos de gasolina, su máximo suele estar entre el 80% y el 88%.

Para desarrollar el modelo se ha propuesto la siguiente ecuación para el rendimiento volumétrico:

$$\eta_v(n) = -4,5 \times 10^{-8} n^2 + 0,000252 n + 0,4972 \quad (5.7)$$

Tal y como se observa en la Figura 20, este rendimiento alcanza su punto máximo del 85% a 2750 rpm.

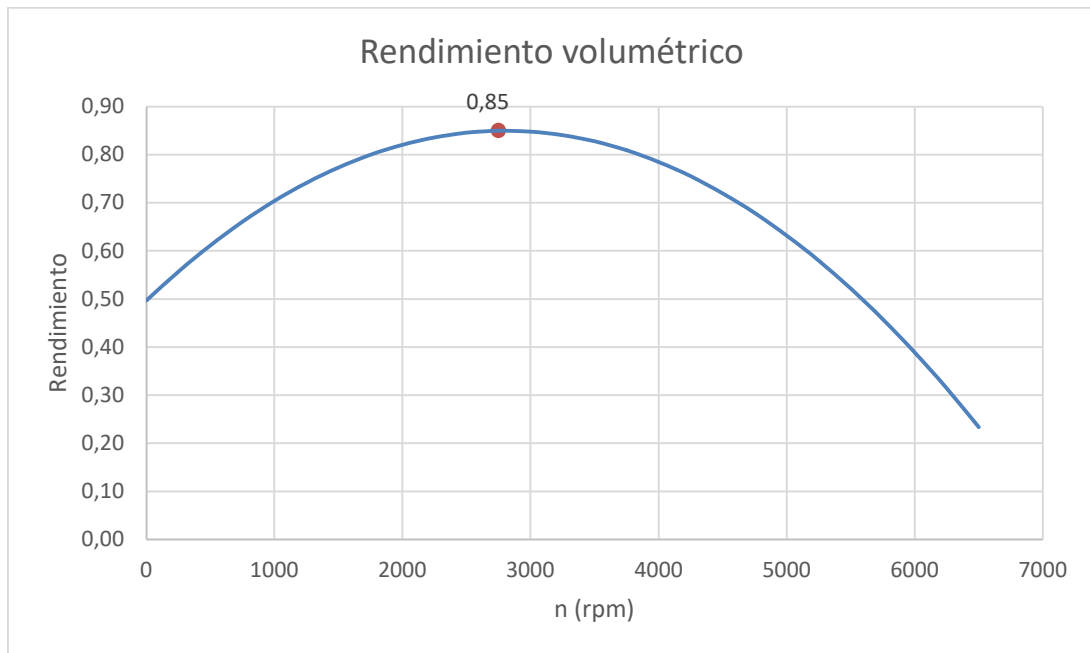


Figura 20. Rendimiento volumétrico en motores diésel de aspiración natural.

5.2.4 GRUPO 3: MOTORES DE GASOLINA CON TURBOCOMPRESOR.

A diferencia de los otros grupos explicados anteriormente, en los motores sobrealimentados el objetivo es que el rendimiento supere el 100%. En los motores de gasolina con sobrealimentación la curva del rendimiento parte de valores que se consideran “altos” ya que parte de valores de eficiencia máxima en motores de aspiración natural. El rendimiento aumenta a medida que aumenta el régimen de giro hasta alcanzar un máximo de entre el 140% y el 180% en torno a 2500 y 4500 rpm.

Para determinar las potencias del modelo, se ha propuesto la siguiente curva del rendimiento volumétrico:

$$\eta_v(n) = -5,5 \times 10^{-8} n^2 + 0,00043 n + 0,6 \quad (5.8)$$

En la Figura 21 se puede observar que el rendimiento alcanza su máximo de 144% en 4000 rpm.

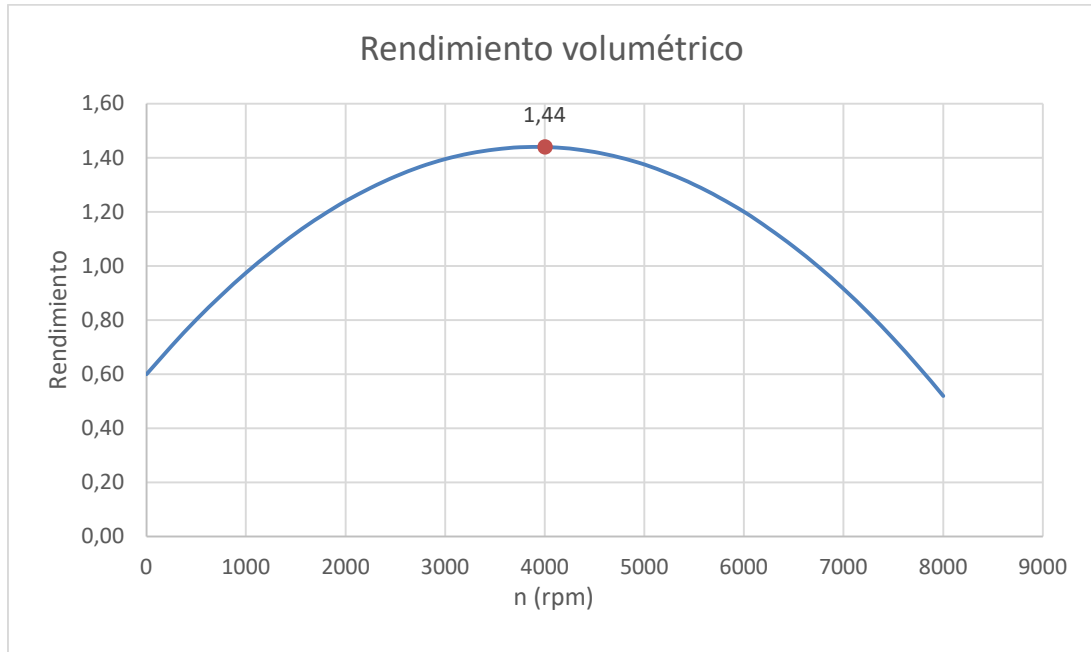


Figura 21. Rendimiento volumétrico en motores de gasolina con turbocompresor.

5.2.5 GRUPO 4: MOTORES DIÉSEL CON TURBOCOMPRESOR.

Como en el caso del grupo 3, estos motores también alcanzan un rendimiento bastante alto, sobre el 100%, pero como ocurre con el caso de los motores diésel de aspiración natural, el pico de rendimiento se alcanza a revoluciones más bajas que en los motores de gasolina. Por esto, en el caso de motores diésel sobrealimentados también se alcanza el rendimiento máximo antes que en los motores de gasolina sobrealimentados. Suele alcanzarse un rendimiento de entre 120% y 160% a unas 2000-3000 rpm.

La curva del rendimiento volumétrico para el modelo se expresa como:

$$\eta_v(n) = -1.55 \times 10^{-7} n^2 + 0.00087 n + 0.3385 \quad (5.9)$$

En la Figura 22 se observa que el máximo rendimiento máximo alcanza el 156% a 2750 rpm.

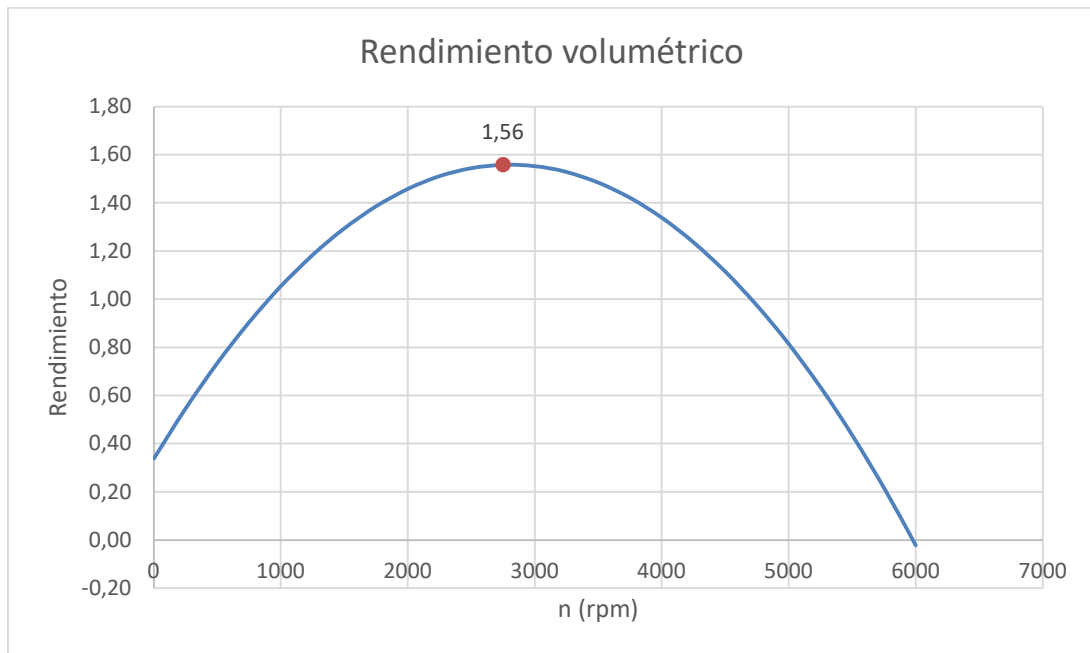


Figura 22. Rendimiento volumétrico en motores diésel con turbocompresor.

5.2.6 GRUPO 5: MOTORES GASOLINA CON DOS TURBOCOMPRESORES.

Para los motores de gasolina con dos turbocompresores se busca una curva de rendimiento volumétrico similar a la se busca una curva similar a la descrita para los motores de gasolina con un turbocompresor pero que alcance un valor máximo mayor. Para este tipo de motores se espera obtener curvas que alcancen entre el 150% y el 200% a un régimen de unos 2000 – 4500 rpm, aunque estos valores pueden variar según se empleen turbocompresores de pequeño o gran tamaño.

En el caso del modelo descrito se emplear una curva de rendimiento de forma:

$$\eta_v(n) = -5,5 \times 10^{-8} n^2 + 0,00045 n + 0,6 \quad (5.10)$$

Como se observa en la Figura 23 el rendimiento alcanza un valor máximo del 161% a 4500 rpm.

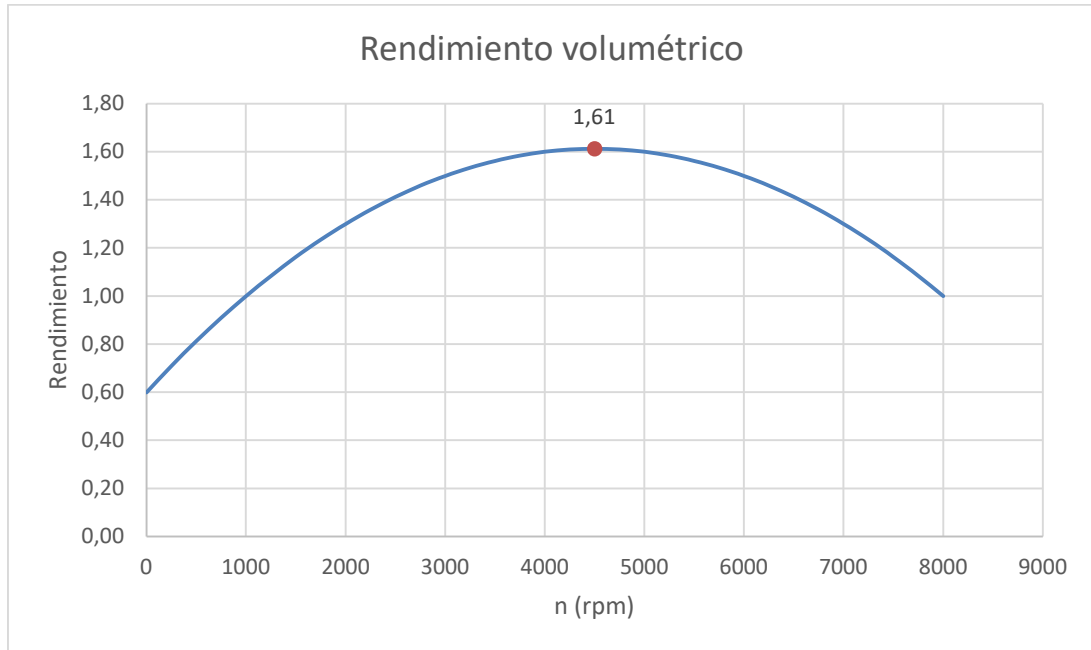


Figura 23. Rendimiento volumétrico en motores gasolina con dos turbocompresores.

5.2.7 OBTENCIÓN DE LAS POTENCIAS INDICADA Y EFECTIVA

Una vez se ha obtenido la expresión del rendimiento volumétrico es imprescindible conocer el valor de la potencia indicada para poder obtener mediante la ecuación (5.11) la potencia efectiva.

$$N_e = N_i - N_{pm} \quad (5.11)$$

La expresión que determina la potencia indicada de un motor depende del rendimiento indicado (η_i), el flujo másico de aire (\dot{m}_a) y la potencia calorífica (Q_i), tal y como se muestra en la ecuación (5.12).

$$N_i = \eta_i \dot{m}_a Q_i \quad (5.12)$$

Para simplificar los cálculos del modelo se ha optado por obtener el valor de la potencia indicada mediante un modelo de semejanza mecánica. Es decir, mediante el valor de la potencia indicada máxima que alcanza el motor es posible obtener el valor de la potencia

para cada punto del régimen. Esto se consigue adimensionalizando el régimen y el rendimiento volumétrico tomando como referencia los puntos de potencia máxima, tal y como se muestra en la ecuación (5.13).

$$N_i = N_{i0} \left(\frac{n}{n_{pe\max}} \right) \left(\frac{\eta_v}{\eta_{v\max}} \right) \quad (5.13)$$

Por tanto, para poder calcular con precisión la potencia efectiva de cada motor es necesario conocer aproximadamente la potencia efectiva máxima y el régimen donde se da.

Como ya se comentó con anterioridad, para obtener la potencia de pérdidas mecánicas se emplea la ecuación (2.18).

Capítulo 6. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Para poder analizar el grado de acierto del modelo propuesto con la realidad se han realizado varias comparaciones con motores existentes, dos de cada uno de los cuatro primeros grupos y uno del último grupo descrito en el Capítulo 5.

Los motores analizados son los siguientes:

- **Grupo 1: Gasolina aspiración natural.**
 - Volkswagen EA111 (MH)
 - Mercedes-Benz M266.920
- **Grupo 2: Diésel aspiración natural.**
 - Renault F8Q
 - Volkswagen EA189 (ASY)
- **Grupo 3: Gasolina con turbocompresor.**
 - BMW B48A20
 - Audi/Volkswagen EA211
- **Grupo 4: Diésel con turbocompresor.**
 - Mercedes-Benz OM642
 - Stellantis F15DVH
- **Grupo 5: Gasolina con dos turbocompresores.**
 - BMW S55

Para poder verificar el modelo y con el fin de simplificarlo, se proponen los siguientes valores para las características comunes a todos los motores: $\sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} = 1$, $D_c = 50 \text{ mm}$, $L_c = 20 \text{ mm}$ y $l_{v \max} = 350 \text{ N}$.

Para poder determinar con exactitud las pérdidas mecánicas se ha establecido un total de 30kW de potencia de pérdidas mecánicas ya que estas pueden alcanzar hasta un 20% de la

potencia total entregada por el motor, se ha tomado como base un motor que entrega 150kW [27].

Se puede comprobar de forma clara que tal y como se esperaba, a medida que aumenta el régimen de giro del motor, aumentan también las pérdidas mecánicas.

En el caso de las pérdidas en el cigüeñal, sistema de distribución y accionamientos auxiliares nos encontramos con un crecimiento casi lineal. La pendiente que presentan es constante durante todo el funcionamiento del motor. Sin embargo, se aprecia que, a muy bajas revoluciones, las pérdidas en el sistema de distribución son ligeramente mayores que en el cigüeñal. A medida que aumenta el régimen de giro, las pérdidas producidas por la fricción en el cigüeñal superan a las del sistema de distribución.

En el caso de las pérdidas en el conjunto del pistón y de bombeo las curvas son convexas, aumentando su valor de forma exponencial a altas revoluciones ya que son del tipo $N \sim n^2$.

A partir de los valores establecidos para cada tipo de pérdida en la Tabla 8, las pérdidas a 6000 rpm representan: Conjunto pistón = 13,5 kW, Cigüeñal = 6 kW, Sistema de distribución = 4,5 kW, Bombeo = 4,5 kW y Accionamientos auxiliares = 1,5 kW.

6.1 GRUPO 1: GASOLINA ASPIRACIÓN NATURAL.

En los motores de gasolina de aspiración natural se espera un aumento de las pérdidas mecánicas a medida que aumenta el régimen de giro, tal y como se ha explicado anteriormente. En cuanto a la potencia efectiva, es de esperar que esta crezca de manera constante hasta alcanzar un máximo en torno a 5000 – 6000 rpm.

Tras ajustar el modelo a los motores propuestos se obtuvieron las siguientes gráficas de potencia de pérdidas mecánicas y potencia efectiva en función del régimen.

6.1.1 VOLKSWAGEN EA111 (MH)

Se trata de un motor de cuatro tiempos con una disposición de válvulas tipo II (SOHC), perteneciente a un Volkswagen Golf 1.3C de 1987, sus parámetros son los siguientes:

Cilindrada (m ³)	0,001272
Cilindros	L 4
Diámetro (mm)	75
Carrera (mm)	72
Nº de válvulas	8
Nº de segmentos	12
i	2
Nº de cojinetes	8

Tabla 9. Parámetros Volkswagen EA111 (MH).

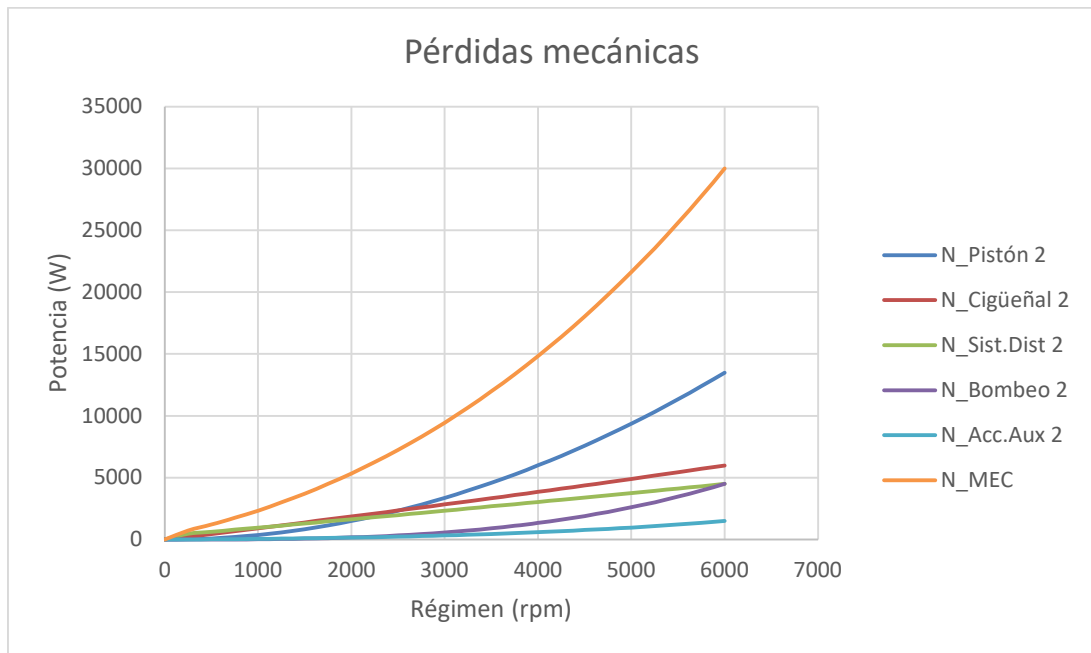
Este motor alcanza una potencia efectiva máxima de 40,5 kW a 5000 rpm.

Al ejecutar la herramienta Solver se obtuvieron los valores de las constantes mostrados en la Tabla 10.

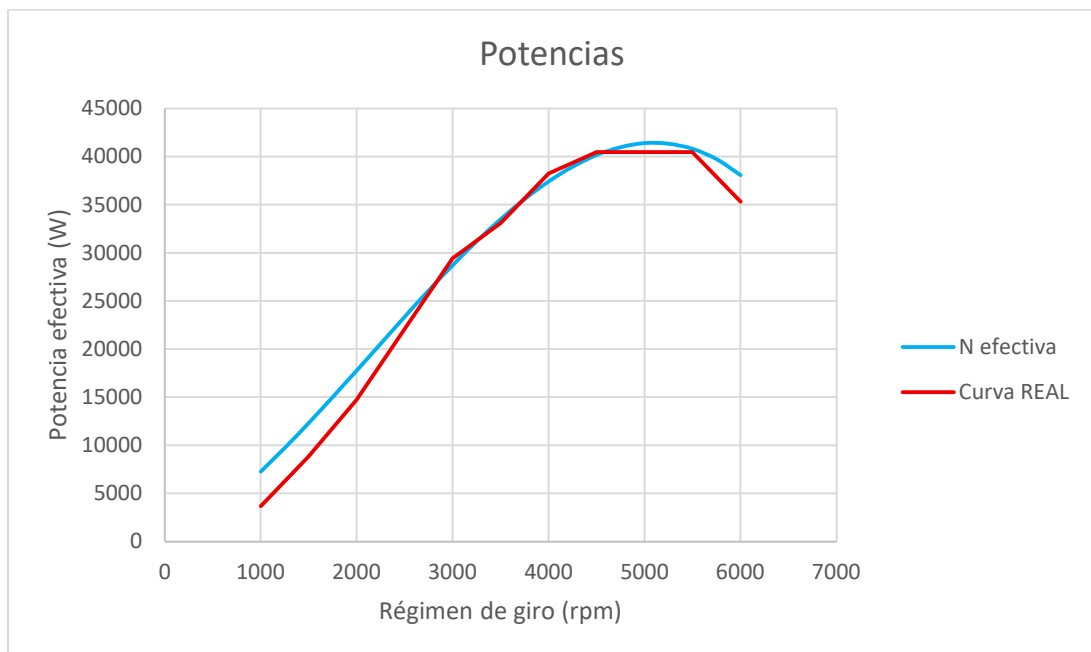
K_Pistón	0,9267
K_Cigüeñal	1,5883
K_Sist.Dist.	0,9494
K_Bombeo	2,6732
K_Acc.Aux.	127,3483

Tabla 10. Constantes del modelo Volkswagen EA111 (MH)

Las curvas obtenidas con el modelo se muestran a continuación.



Gráfica 19. Pérdidas mecánicas en función del régimen de giro Volkswagen EA111 (MH).



Gráfica 20. Comparación potencia efectiva del modelo y potencia efectiva real del Volkswagen EA111 (MH).

En la Gráfica 20 se puede comprobar que la curva generada por el modelo se aproxima mucho a la curva real, tanto en valores como en forma. A bajas revoluciones se observa que el modelo da valores más altos a los reales, pero a medida que aumentan las revoluciones, sobre 2750 rpm, ambas curvas coinciden. La máxima potencia establecida por el modelo es de 41412,01 W a 5000 rpm. En este punto, el error entre el modelo y curva real es del 2,20%, mientras que el error medio en toda la curva es de 10,72%. Además, observando la Gráfica 19, es posible determinar los valores de la potencia de pérdidas mecánicas para el punto de mayor potencia efectiva. En el caso del modelo desarrollado, a 5000 rpm se tienen las pérdidas mostradas en la Tabla 11.

Potencia de pérdidas mecánicas	Potencia (W)
Pistón	9375,28
Cigüeñal	4904,65
Sistema distribución	3765,25
Bombeo	2613,05
Accionamientos auxiliares	978,54

Tabla 11. Potencia de pérdidas mecánicas con potencia efectiva máxima Volkswagen EA111 (MH)

6.1.2 MERCEDES-BENZ M226.920

Se trata de un motor de cuatro tiempos con una disposición de válvulas tipo II (SOHC), perteneciente a un Mercedes-Benz A 160, sus parámetros son los siguientes:

Cilindrada (m ³)	0,001498
Cilindros	L 4
Diámetro (mm)	83
Carrera (mm)	69,2
Nº de válvulas	8
Nº de segmentos	12
i	2
Nº de cojinetes	8

Tabla 12. Parámetros Mercedes-Benz M226.920.

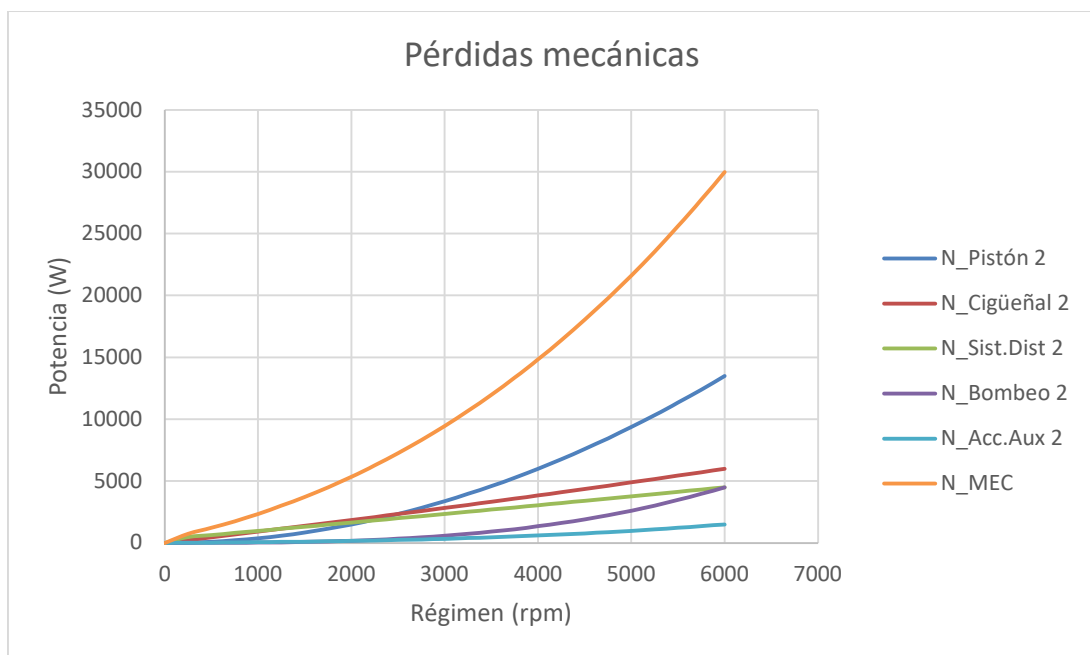
Este motor alcanza una potencia efectiva máxima de 70 kW a 5500 rpm.

Al ejecutar la herramienta Solver se obtuvieron los valores de las constantes mostrados en la Tabla 13.

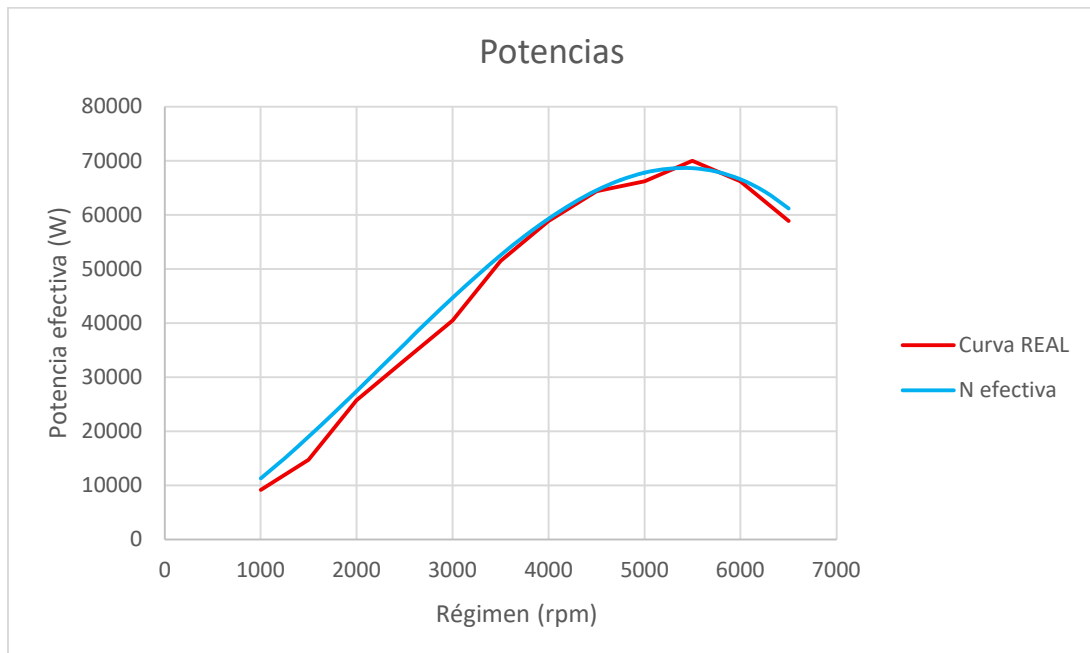
K_Pistón	0,9068
K_Cigüeñal	1,6396
K_Sist.Dist.	0,8139
K_Bombeo	2,4557
K_Acc.Aux.	108,1355

Tabla 13. Constantes del modelo Mercedes-Benz M266.920.

Las curvas obtenidas con el modelo se muestran a continuación.



Gráfica 21. Pérdidas mecánicas en función del régimen de giro Mercedes-Benz M226.920.



Gráfica 22. Comparación potencia efectiva del modelo y potencia efectiva real del Mercedes-Benz M226.920.

En la Gráfica 22 se puede comprobar que la curva generada por el modelo se aproxima mucho a la curva real, tanto en valores como en forma. La curva generada por el modelo tiende a dar más potencia efectiva que la que realmente se da, aunque ambas coinciden entre 3500 y 4500 rpm. La máxima potencia establecida por el modelo es de 68628,53 W a 5500 rpm. En este punto, el error entre el modelo y curva real es del 3,55%, mientras que el error medio en toda la curva es de 6,62%. Para el caso en el que el modelo propuesto alcanza el valor de potencia efectiva máxima, 5500 rpm, y a partir de la Gráfica 21, se pueden determinar las pérdidas mecánicas mostradas en la Tabla 14.

Potencia de pérdidas mecánicas	Potencia (W)
Pistón	11343,89
Cigüeñal	5440,29
Sistema distribución	4133,26
Bombeo	3471,67
Accionamientos auxiliares	1220,16

Tabla 14. Potencia de pérdidas mecánicas con potencia efectiva máxima Mercedes-Benz M226,920.

6.2 GRUPO 2: DIÉSEL ASPIRACIÓN NATURAL

En los motores de diésel de aspiración natural se espera un aumento de las pérdidas mecánicas a medida que aumenta el régimen de giro, tal y como se ha explicado anteriormente. En cuanto a la potencia efectiva, es de esperar que esta crezca de manera constante hasta alcanzar un máximo en torno a 4000 – 4500 rpm.

Tras ajustar el modelo a los motores propuestos se obtuvieron las siguientes gráficas de potencia de pérdidas mecánicas y potencia efectiva en función del régimen.

6.2.1 RENAULT F8Q

Se trata de un motor de cuatro tiempos con una disposición de válvulas tipo II (SOHC), perteneciente a un Renault Clio 1.9D, sus parámetros son los siguientes:

Cilindrada (m ³)	0,00187
Cilindros	L 4
Diámetro (mm)	80
Carrera (mm)	93
Nº de válvulas	8
Nº de segmentos	12
i	2
Nº de cojinetes	8

Tabla 15. Parámetros Renault F8Q.

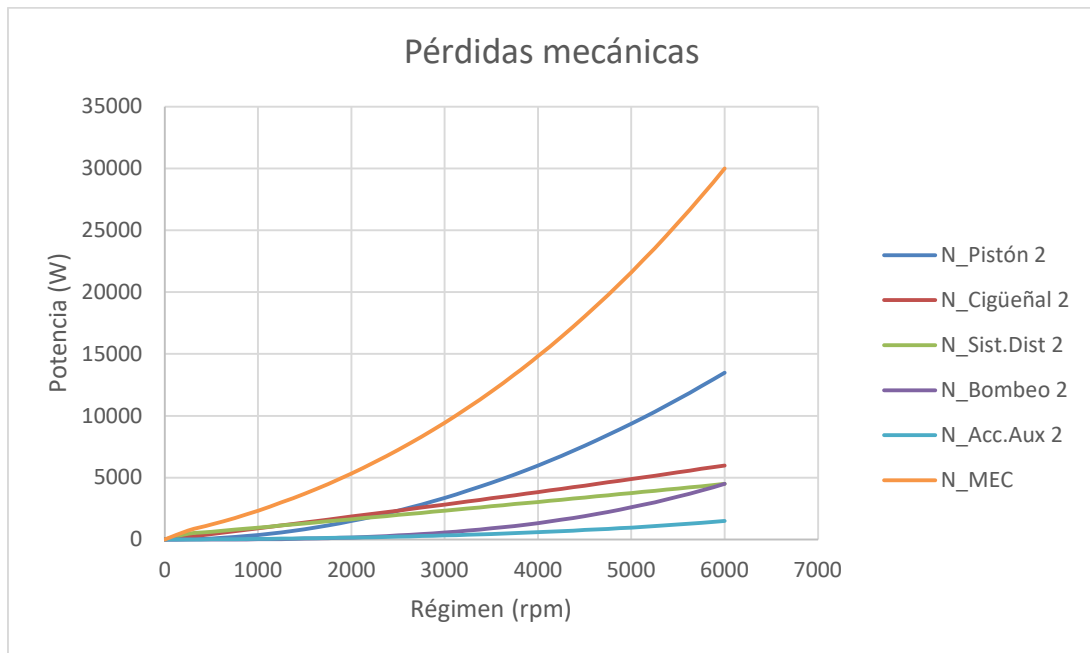
Este motor alcanza una potencia efectiva máxima de 47 kW a 4500 rpm.

Al ejecutar la herramienta Solver se obtuvieron los valores de las constantes mostrados en la Tabla 16.

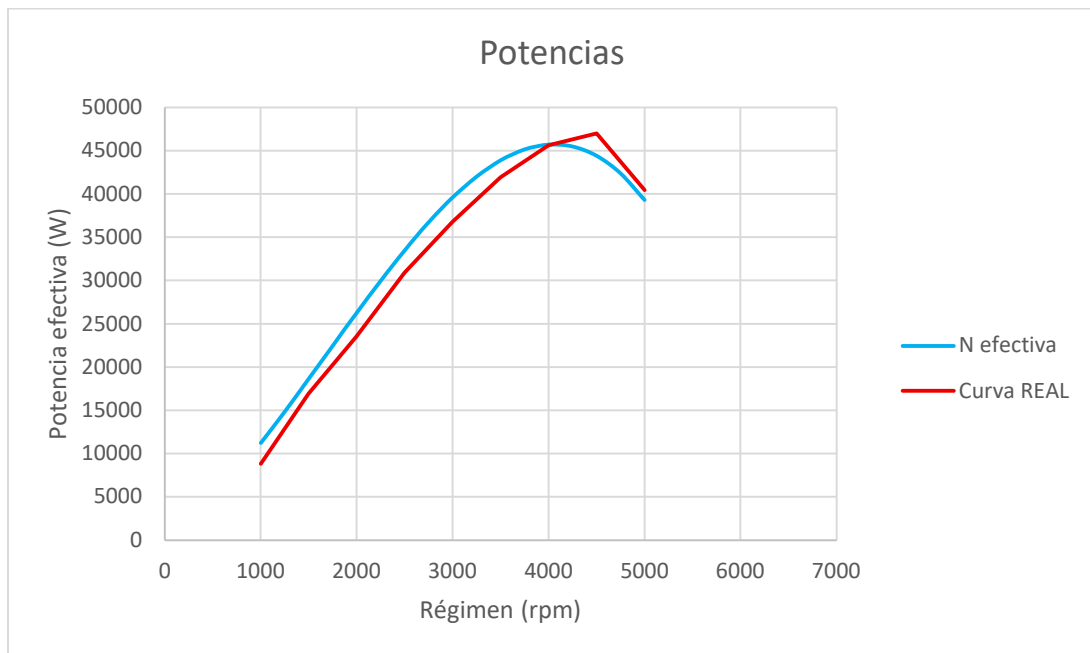
K_Pistón	0,5226
K_Cigüeñal	1,2237
K_Sist.Dist.	0,6498
K_Bombeo	1,0932
K_Acc.Aux.	86,6241

Tabla 16. Constantes del modelo Renault F8Q.

Las curvas obtenidas con el modelo se muestran a continuación.



Gráfica 23. Pérdidas mecánicas en función del régimen de giro Renault F8Q.



Gráfica 24. Comparación potencia efectiva del modelo y potencia efectiva real del Renault F8Q.

En la Gráfica 24 se puede comprobar que la curva generada por el modelo se aproxima mucho a la curva real, tanto en valores como en forma. En general, el modelo tiende a dar

un valor más alto de potencia efectiva que el real excepto tras alcanzar el máximo, cuyo valor es menor que el que se da realmente. La máxima potencia establecida por el modelo es de 45703,62 W a 4000 rpm. En este punto, el error entre el modelo y curva real es del 0,22%, aunque el error en este punto es muy bajo, el modelo no se ajusta a la realidad ya que el máximo real se da a 4500 rpm y alcanza un valor de 47000 W. El error medio en toda la curva es de 7,74%. Al observar la Gráfica 23 es posible determinar la potencia de pérdidas para el punto de máxima potencia efectiva, estos valores son los mostrados en la Tabla 17.

Potencia de pérdidas mecánicas	Potencia (W)
Pistón	6000,33
Cigüeñal	3845,4
Sistema distribución	3047,77
Bombeo	1341,11
Accionamientos auxiliares	597,84

Tabla 17. Potencia de pérdidas mecánicas con potencia efectiva máxima Renault F8Q.

6.2.2 VOLKSWAGEN EA189 (ASY)

Se trata de un motor de cuatro tiempos con una disposición de válvulas tipo II (SOHC), perteneciente a un Seat Ibiza 1,9SDI, sus parámetros son los siguientes:

Cilindrada (m ³)	0,001896
Cilindros	L 4
Diámetro (mm)	79,5
Carrera (mm)	95,5
Nº de válvulas	8
Nº de segmentos	12
i	2
Nº de cojinetes	8

Tabla 18. Parámetros Volkswagen EA189 (ASY).

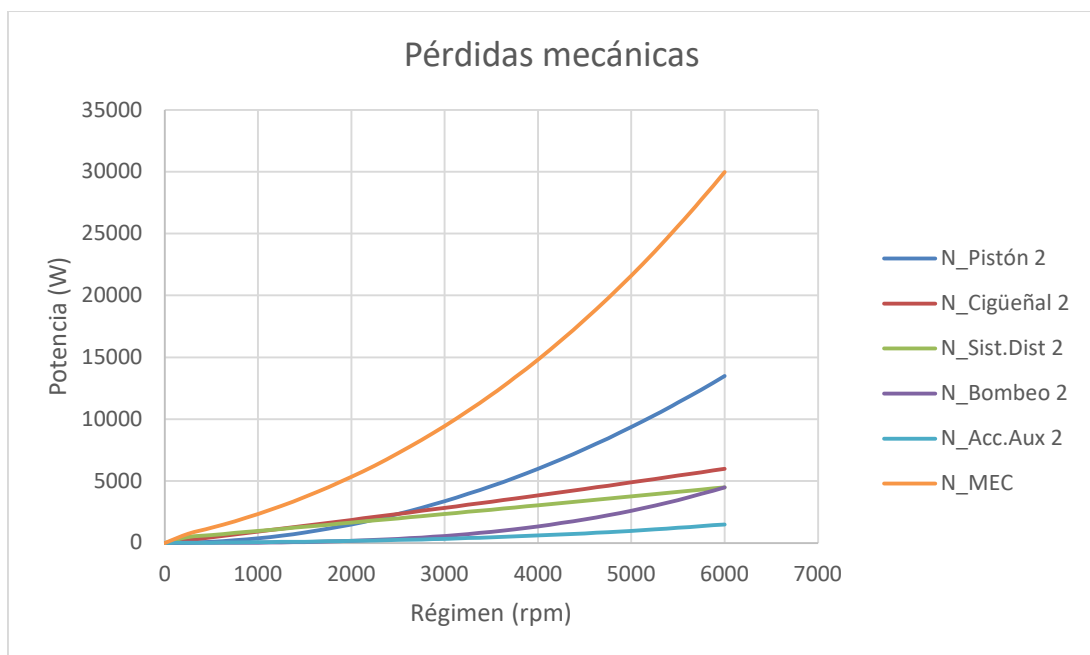
Este motor alcanza una potencia efectiva máxima de 50 kW a 4250 rpm.

Al ejecutar la herramienta Solver se obtuvieron los valores de las constantes mostrados en la Tabla 19.

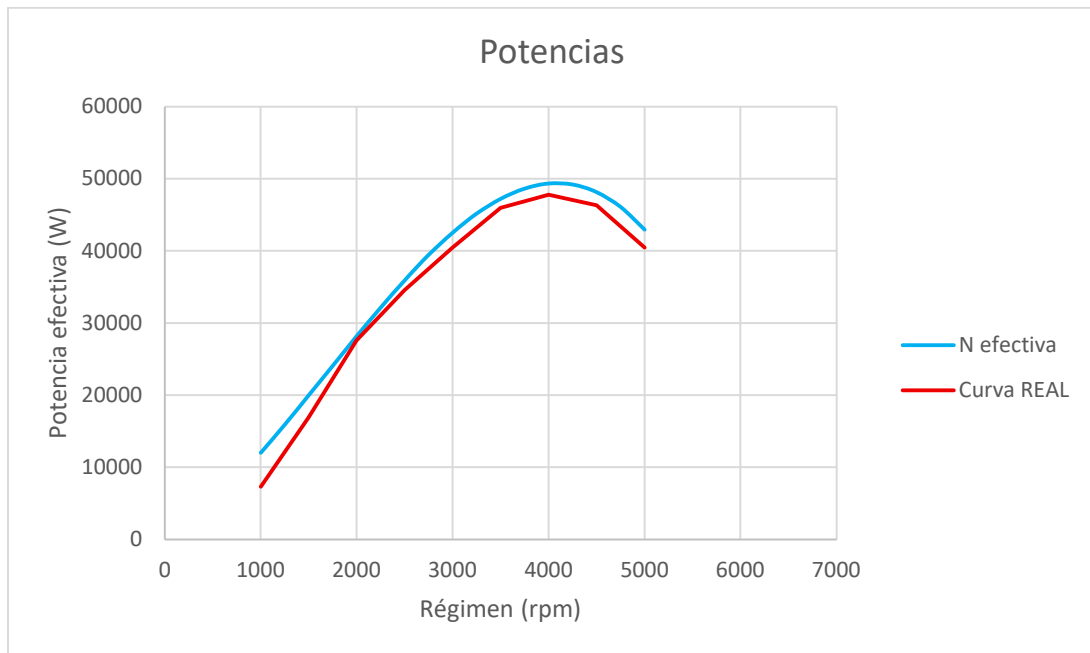
K_Pistón	0,4989
K_Cigüeñal	1,1924
K_Sist.Dist.	0,6406
K_Bombeo	1,0228
K_Acc.Aux.	85,4362

Tabla 19. Constantes del modelo Volkswagen EA189 (ASY).

Las curvas obtenidas con el modelo se muestran a continuación.



Gráfica 25. Pérdidas mecánicas en función del régimen de giro Volkswagen EA189 (ASY).



Gráfica 26. Comparación potencia efectiva del modelo y potencia efectiva real del Volkswagen EA189 (ASY).

En la Gráfica 26 se puede comprobar que la curva generada por el modelo se aproxima mucho a la curva real, tanto en valores como en forma. En todos los regímenes del motor el valor de la potencia eficaz que da el modelo es mayor que la real, siendo la diferencia máxima a 1000 rpm. La máxima potencia establecida por el modelo es de 49347,25 W a 4000 rpm. En este punto, el error entre el modelo y curva real es del 3,12%, mientras que el error medio en toda la curva es de 8,98%. Al observar la Gráfica 25 es posible determinar el valor de las potencias de pérdidas para el punto de máxima potencia efectiva determinado por el modelo, estos se muestran en la Tabla 20.

Potencia de pérdidas mecánicas	Potencia (W)
Pistón	6000,33
Cigüeñal	3846,35
Sistema distribución	3047,35
Bombeo	1340,71
Accionamientos auxiliares	597,84

Tabla 20. Potencia de pérdidas mecánicas con potencia efectiva máxima Volkswagen EA189 (ASY).

6.3 GRUPO 3: GASOLINA CON TURBOCOMPRESOR

En los motores de gasolina con turbocompresor se espera un aumento de las pérdidas mecánicas a medida que aumenta el régimen de giro, tal y como se ha explicado anteriormente. En cuanto a la potencia efectiva, es de esperar que esta crezca de manera constante hasta alcanzar un máximo en torno a 4500 rpm. En este punto se limita la potencia efectiva para no dañar los componentes del motor.

Tras ajustar el modelo a los motores propuestos se obtuvieron las siguientes gráficas de potencia de pérdidas mecánicas y potencia efectiva en función del régimen.

6.3.1 BMW B48A20

Se trata de un motor de cuatro tiempos con una disposición de válvulas tipo I (DOHC), perteneciente a un Mini Cooper S del 2022, sus parámetros son los siguientes:

Cilindrada (m ³)	0,001998
Cilindros	L 4
Diámetro (mm)	94,6
Carrera (mm)	82
Nº de válvulas	16
Nº de segmentos	12
i	2
Nº de cojinetes	8

Tabla 21. Parámetros BMW B48A20.

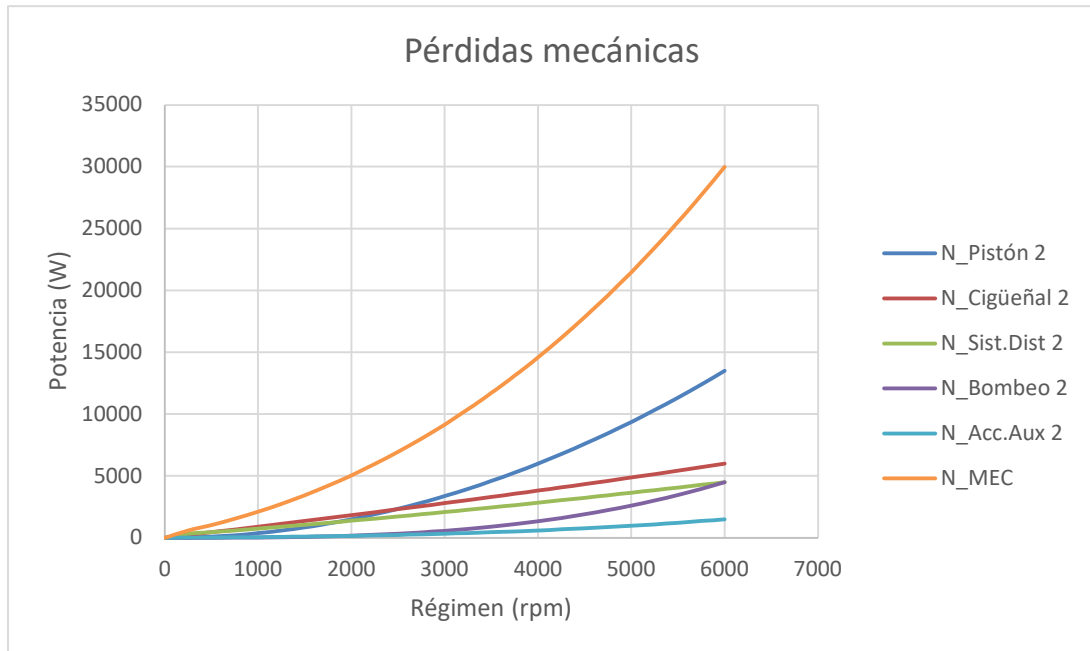
Este motor alcanza una potencia efectiva máxima de 131 kW a 4500 rpm.

Al ejecutar la herramienta Solver se obtuvieron los valores de las constantes mostrados en la Tabla 22.

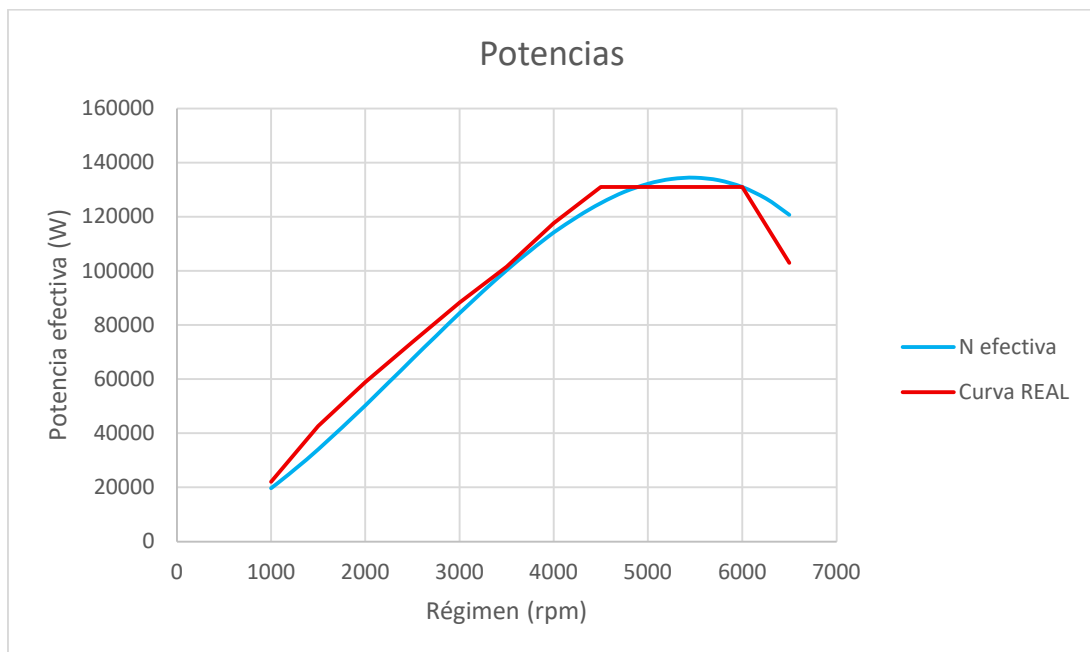
K_Pistón	0,6562
K_Cigüeñal	1,5782
K_Sist.Dist.	0,8049
K_Bombeo	1,3144
K_Acc.Aux.	81,0746

Tabla 22. Constantes del modelo BMW B48A20.

Las curvas obtenidas con el modelo se muestran a continuación.



Gráfica 27. Pérdidas mecánicas en función del régimen de giro del BMW B48A20.



Gráfica 28. Comparación de la potencia efectiva del modelo y potencia efectiva real del BMW B48A20.

En la Gráfica 28 Gráfica 28 se puede comprobar que la curva generada por el modelo se aproxima mucho a la curva real, tanto en valores como en forma. Se puede observar que a bajas revoluciones la diferencia entre ambas curvas es mayor, siendo la potencia eficaz real mayor que la que da el modelo. La máxima potencia establecida por el modelo es de 134501,37 W a 5500 rpm. En este punto, el error entre el modelo y curva real es del 2,60%, mientras que el error medio en toda la curva es de 7,87%. La diferencia máxima entre ambas curvas se da a 6500 rpm. A partir de la Gráfica 27 se pueden determinar cuáles son las potencias de pérdidas mecánicas del motor cuando este se encuentra en el régimen de giro para el que mayor potencia efectiva se obtiene de acuerdo con el modelo, los valores son los que se muestran en la Tabla 23.

Potencia de pérdidas mecánicas	Potencia (W)
Pistón	11343,86
Cigüeñal	5430,66
Sistema distribución	4069,54
Bombeo	3470,09
Accionamientos auxiliares	1220,16

Tabla 23. Potencia de pérdidas mecánicas con potencia efectiva máxima BMW B48A20.

6.3.2 AUDI/VOLKSWAGEN EA211

Se trata de un motor de cuatro tiempos con una disposición de válvulas tipo I (DOHC), perteneciente a un Audi A3 1.4 TFSI del 2012, sus parámetros son los siguientes:

Cilindrada (m ³)	0,001395
Cilindros	L 4
Diámetro (mm)	74,5
Carrera (mm)	80
Nº de válvulas	16
Nº de segmentos	12
i	2
Nº de cojinetes	8

Tabla 24. Parámetros Audi/Volkswagen EA211.

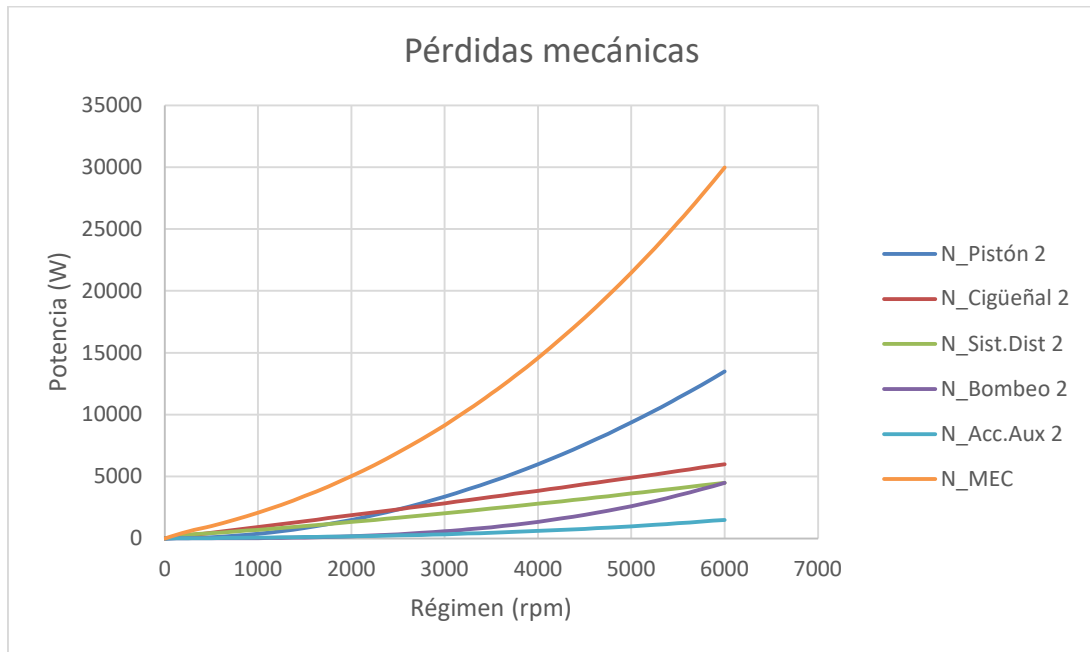
Este motor alcanza una potencia efectiva máxima de 90 kW a 4500 rpm.

Al ejecutar la herramienta Solver se obtuvieron los valores de las constantes mostrados en la Tabla 25.

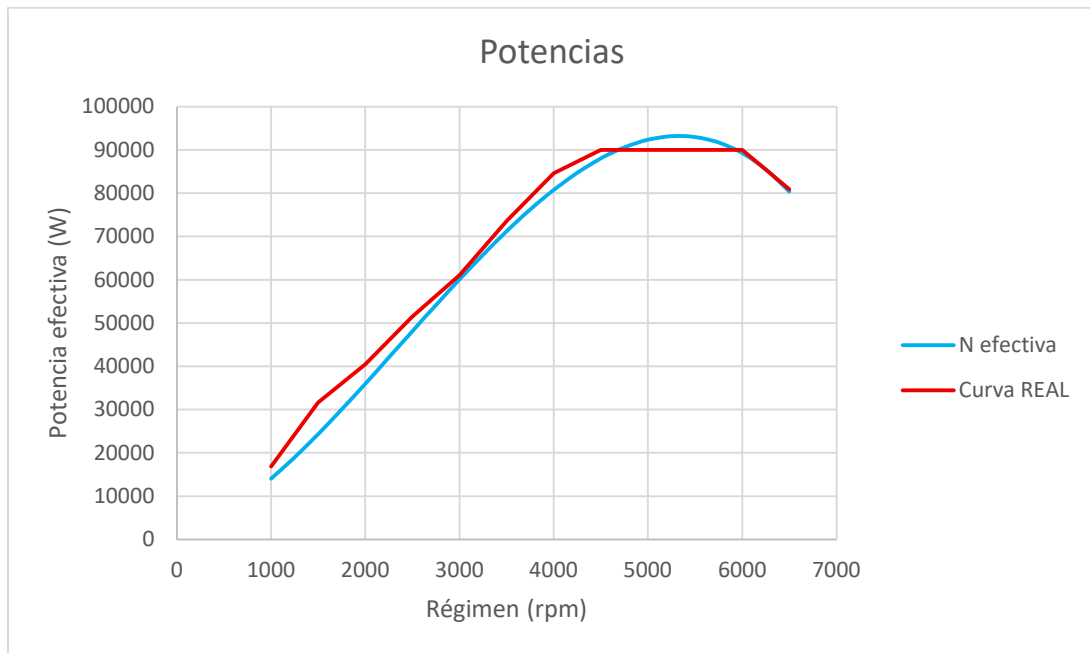
K_Pistón	0,7564
K_Cigüeñal	1,4296
K_Sist.Dist.	1,038
K_Bombeo	1,9773
K_Acc.Aux.	116,1197

Tabla 25. Constantes del modelo Audi/Volkswagen EA211.

Las curvas obtenidas con el modelo se muestran a continuación.



Gráfica 29. Pérdidas mecánicas en función del régimen de giro del Audi/Volswagen EA211.



Gráfica 30. Comparación potencia efectiva del modelo y potencia efectiva real del Audi/Volkswagen EA211.

En la Gráfica 30 se puede comprobar que la curva generada por el modelo se aproxima mucho a la curva real, tanto en valores como en forma. A lo largo de todo el recorrido, hasta que se llega al máximo real, se observa que la potencia dada por el modelo es menor que la real. Cuando la curva real llega a su máximo y se controla la potencia que entrega el motor, el valor de la potencia dada por el modelo sigue aumentando. La máxima potencia establecida por el modelo es de 93192,51 W a 5250 rpm. En este punto, el error entre el modelo y curva real es del 2,9%, mientras que el error medio en toda la curva es de 7,29%.

Observando la Gráfica 29, se han obtenido los valores de la Tabla 26, es la potencia de pérdidas mecánicas que se dan cuando se alcanza el punto de mayor potencia efectiva.

Potencia de pérdidas mecánicas	Potencia (W)
Pistón	10336,14
Cigüeñal	5174,52
Sistema distribución	3839,22
Bombeo	3020,46
Accionamientos auxiliares	1094,76

Tabla 26. Potencia de pérdidas mecánicas con potencia efectiva máxima Audi/Volkswagen EA211.

6.4 GRUPO 4: DIÉSEL CON TURBOCOMPRESOR

En los motores de diésel con turbocompresor se espera un aumento de las pérdidas mecánicas a medida que aumenta el régimen de giro, tal y como se ha explicado anteriormente. En cuanto a la potencia efectiva, es de esperar que esta crezca de manera constante hasta alcanzar un máximo en torno a 4000 rpm. En este punto se limita la potencia efectiva para no dañar los componentes del motor.

Tras ajustar el modelo a los motores propuestos se obtuvieron las siguientes gráficas de potencia de pérdidas mecánicas y potencia efectiva en función del régimen.

6.4.1 MERCEDES-BENZ OM642

Se trata de un motor de cuatro tiempos con una disposición de válvulas tipo I (DOHC), perteneciente a un Jeep Commander 3.0 CRD, sus parámetros son los siguientes:

Cilindrada (m ³)	0,002987
Cilindros	V 6
Diámetro (mm)	83
Carrera (mm)	92
Nº de válvulas	24
Nº de segmentos	18
i	2
Nº de cojinetes	12

Tabla 27. Parámetros Mercedes-Benz OM642.

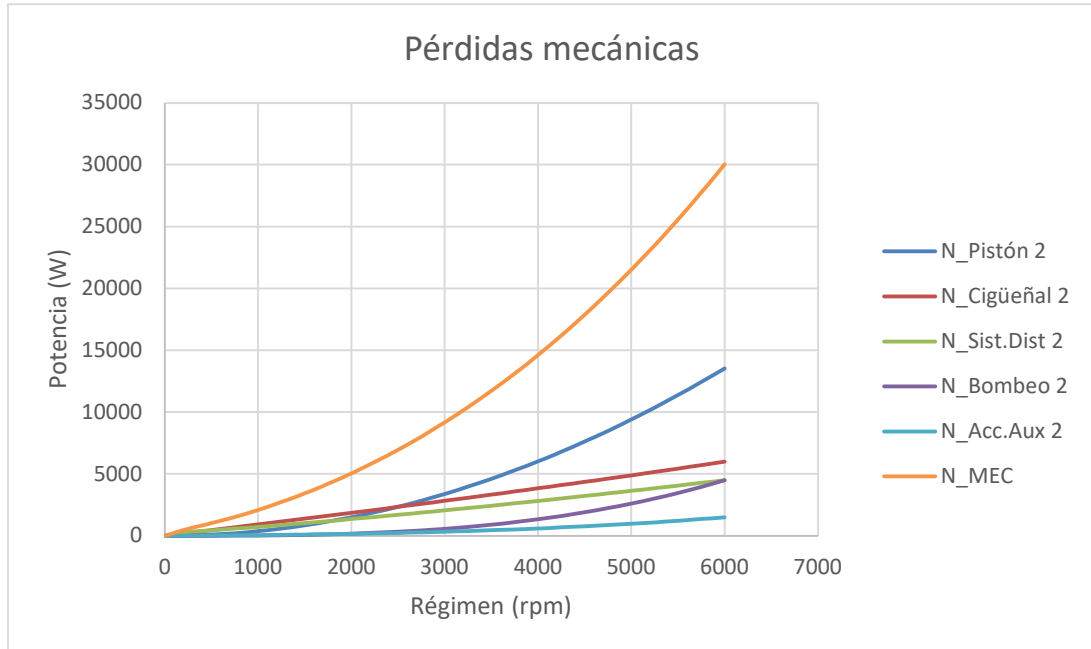
Este motor alcanza una potencia efectiva máxima de 160 kW a 4000 rpm.

Al ejecutar la herramienta Solver se obtuvieron los valores de las constantes mostrados en la Tabla 28.

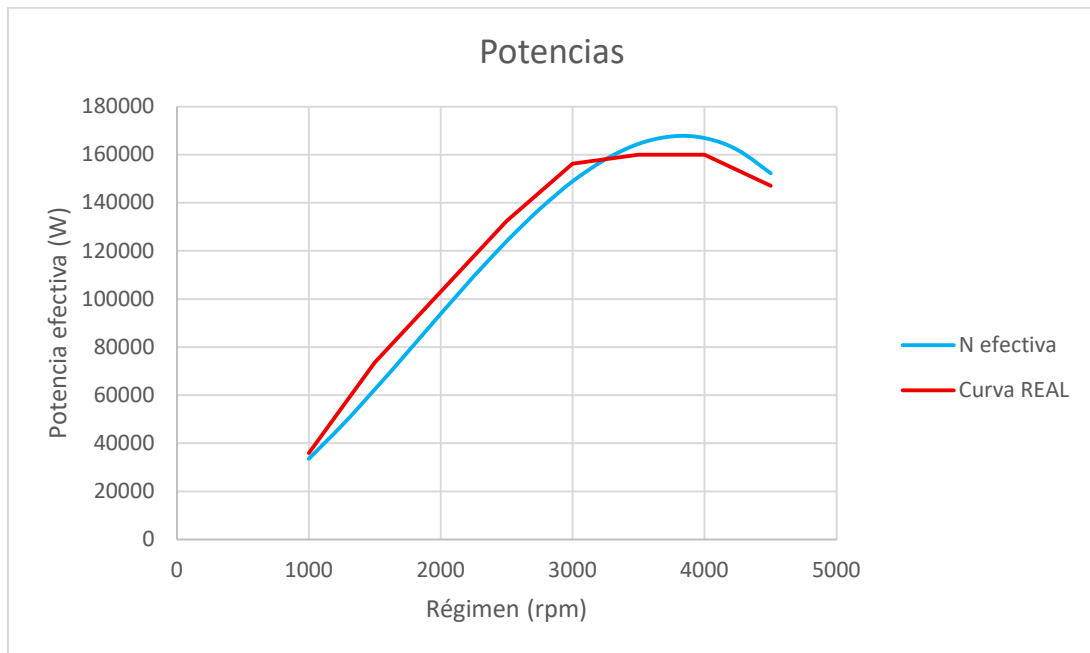
K_Pistón	0,3563
K_Cigüeñal	0,8508
K_Sist.Dist.	0,353
K_Bombeo	0,7236
K_Acc.Aux.	56,1091

Tabla 28. Constantes del modelo Mercedes-Benz OM642.

Las curvas obtenidas con el modelo se muestran a continuación.



Gráfica 31. Pérdidas mecánicas en función del régimen de giro del Mercedes-Benz OM642.



Gráfica 32. Comparación de potencia efectiva del modelo y potencia efectiva real del Mercedes-Benz OM642.

En la Gráfica 32 se puede comprobar que la curva generada por el modelo se aproxima mucho a la curva real, tanto en valores como en forma. A lo largo de la curva se puede observar que el valor de la potencia establecida por el modelo es menor y va algo adelantada con respecto a la real. Se puede observar una gran diferencia de potencias a partir de 3000 rpm, punto en el que se comienza a llegar a la potencia máxima del motor. La máxima potencia establecida por el modelo se da a mayores revoluciones que en el motor real, alcanza un valor muy similar en potencia de 167705,84 W a 3750 rpm. En este punto, el error entre el modelo y curva real es del 3,5%, mientras que el error medio en toda la curva es de 7,07%.

En la Gráfica 31 se puede observar la potencia de pérdidas mecánicas, para el punto en el que hay mayor potencia efectiva según el modelo se obtienen las potencias de la Tabla 29.

Potencia de pérdidas mecánicas	Potencia (W)
Pistón	5291,46
Cigüeñal	3583,11
Sistema distribución	2627,59
Bombeo	1106,8
Accionamientos auxiliares	521,83

Tabla 29. Potencia de pérdidas mecánicas con potencia efectiva máxima Mercedes-Benz OM642.

6.4.2 STELLANTIS F15DVH

Se trata de un motor de cuatro tiempos con una disposición de válvulas tipo I (DOHC), perteneciente a un Opel Astra 1.5 Diesel 130 automatic, sus parámetros son los siguientes:

Cilindrada (m ³)	0,001499
Cilindros	L 4
Diámetro (mm)	75
Carrera (mm)	84,8
Nº de válvulas	16
Nº de segmentos	12
i	2
Nº de cojinetes	8

Tabla 30. Parámetros Stellantis F15DVH.

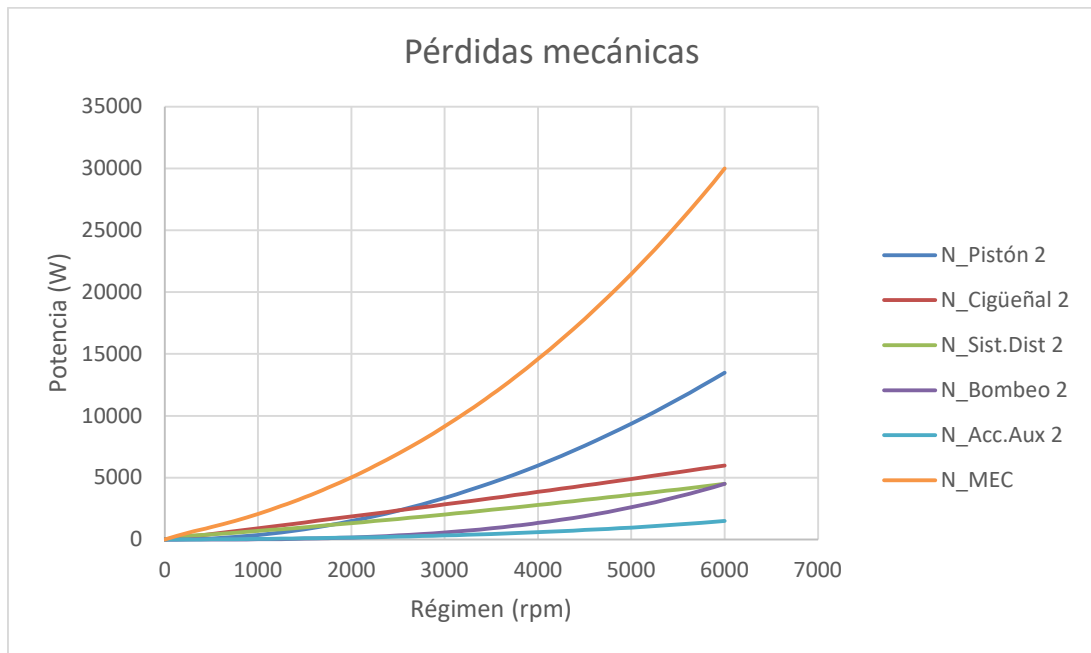
Este motor alcanza una potencia efectiva máxima de 47 kW a 4500 rpm.

Al ejecutar la herramienta Solver se obtuvieron los valores de las constantes mostrados en la Tabla 31.

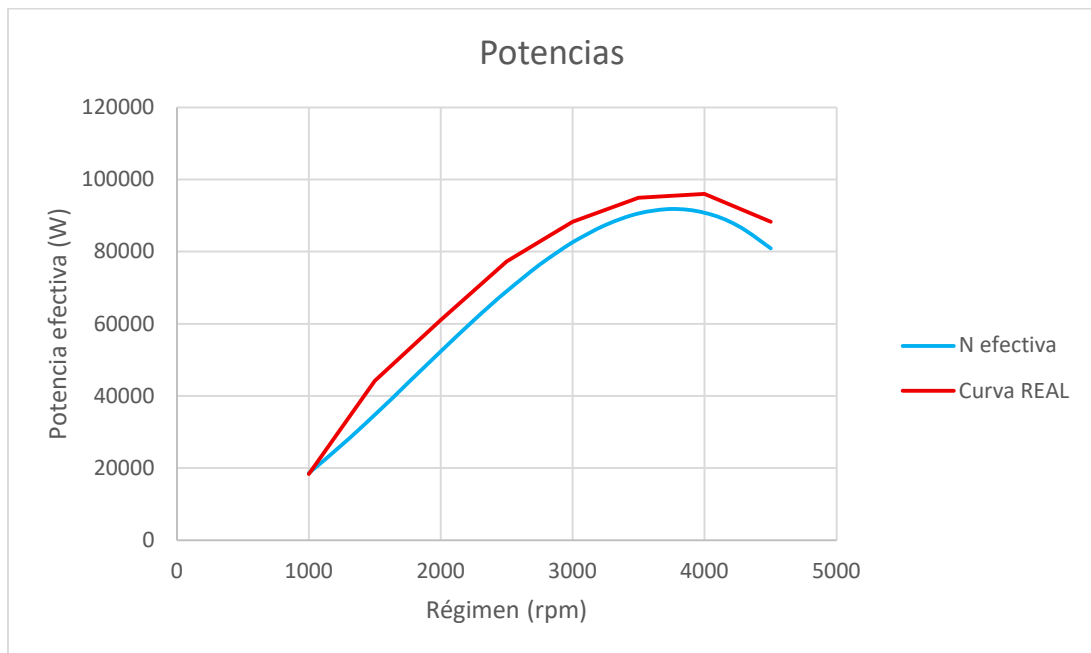
K_Pistón	0,6691
K_Cigüeñal	1,3477
K_Sist.Dist.	0,9691
K_Bombeo	1,6388
K_Acc.Aux.	108,0634

Tabla 31. Constantes del modelo Stellantis F12DVH.

Las curvas obtenidas con el modelo se muestran a continuación.



Gráfica 33. Pérdidas mecánicas del Stellantis F15DVH.



Gráfica 34. Comparación de potencia efectiva del modelo y potencia efectiva real del Stellantis F15DVH.

En la Gráfica 34 se puede comprobar que la curva generada por el modelo se aproxima mucho a la curva real, tanto en valores como en forma. Al inicio de las curvas se puede

observar que la potencia dada por el modelo es inferior a la real, a medida que aumentan las revoluciones del motor la forma de las curvas se mantiene prácticamente idénticas pero el valor de la potencia es inferior al real. La máxima potencia establecida por el modelo es de 91826,28 W a 3750 rpm. En este punto, el error entre el modelo y curva real es del 5%, mientras que el error medio en toda la curva es de 10,36%. En la Gráfica 33 se puede observar la potencia de pérdidas mecánicas para cada punto del régimen, para el caso en el que el modelo proporciona el valor máximo de potencia efectiva se obtienen los valores de potencia mostrados en la Tabla 32.

Potencia de pérdidas mecánicas	Potencia (W)
Pistón	5273,85
Cigüeñal	3598,69
Sistema distribución	2803,94
Bombeo	1108,24
Accionamientos auxiliares	521,84

Tabla 32. Potencia de pérdidas mecánicas con potencia efectiva máxima Stellantis F15DVH.

6.5 GRUPO 5: GASOLINA CON DOS TURBOCOMPRESORES.

En los motores de gasolina con dos turbocompresores se espera unas pérdidas que aumentan a medida que aumenta el régimen de giro. En cuanto a potencia efectiva, se espera que alcance un máximo en torno a 5000 – 6000 rpm y que en este punto se limite, de igual forma que en los motores de un solo turbocompresor, la potencia entregada con el fin de no dañar el resto de las componentes del motor.

Tras ajustar el modelo a los motores propuestos se obtuvieron las siguientes gráficas de potencia de pérdidas mecánicas y potencia efectiva en función del régimen.

6.5.1 BMW S55

Se trata de un motor de cuatro tiempos con una disposición de válvulas tipo I (DOHC), perteneciente a un BMW M3 6 Speed del 2018, sus parámetros son los siguientes:

Cilindrada (m ³)	0,002979
Cilindros	L 6
Diámetro (mm)	84
Carrera (mm)	89,6
Nº de válvulas	24
Nº de segmentos	18
i	2
Nº de cojinetes	12

Tabla 33. Parámetros BMW S55.

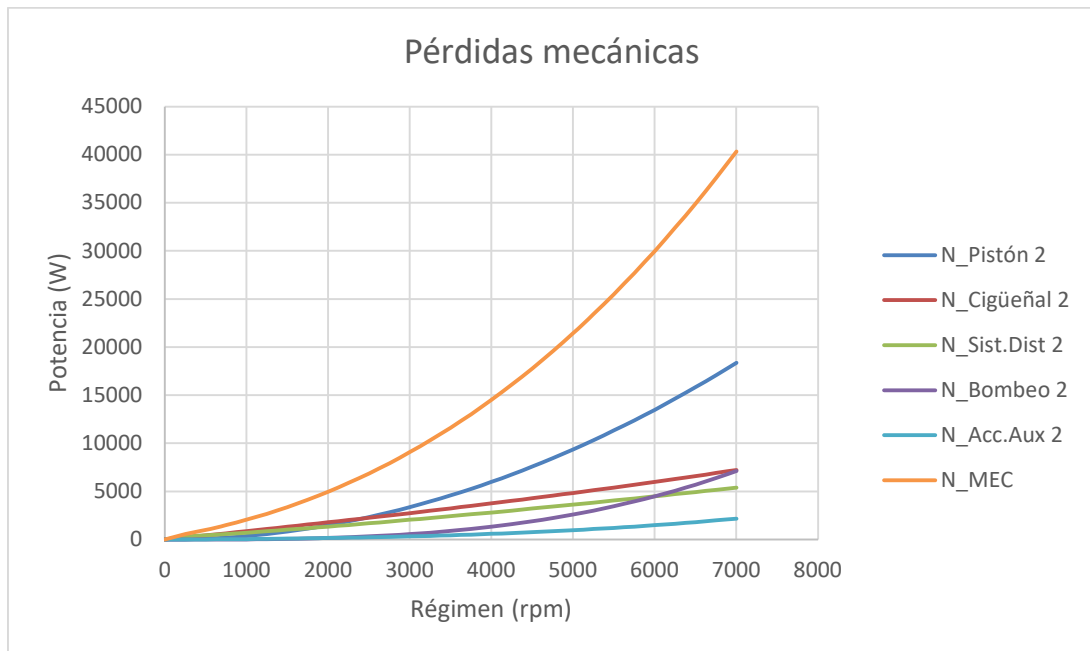
Este motor alcanza una potencia efectiva máxima de 315 kW a 6250 rpm.

Al ejecutar la herramienta Solver se obtuvieron los valores de las constantes mostrados en la Tabla 34.

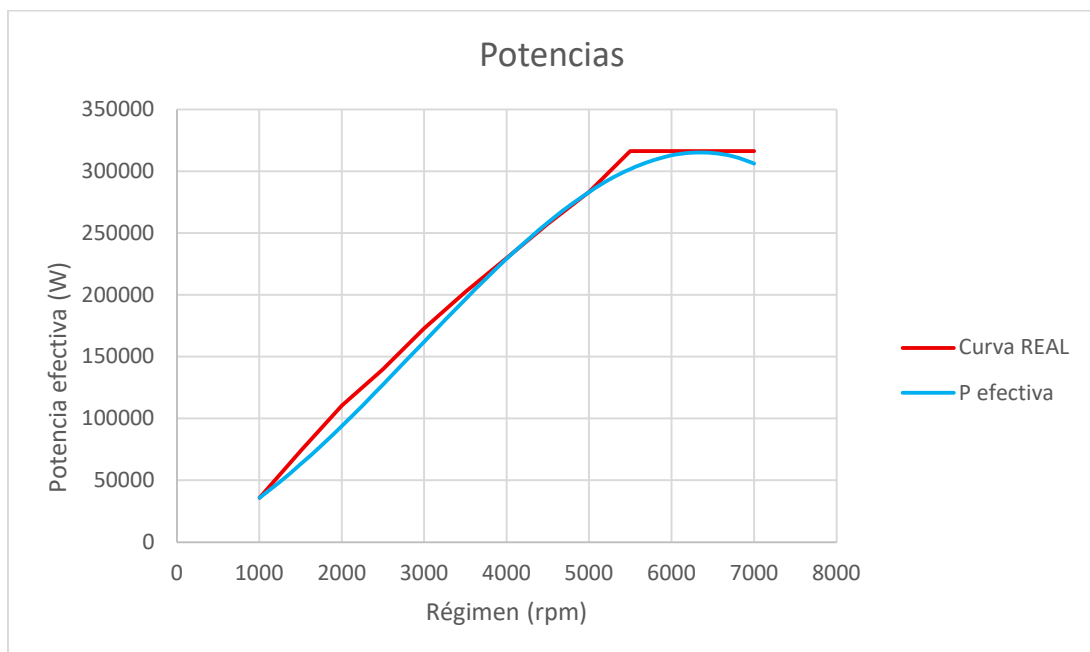
K_Pistón	0,3576
K_Cigüeñal	1,2083
K_Sist.Dist.	0,5134
K_Bombeo	0,7391
K_Acc.Aux.	54,3763

Tabla 34. Constantes del modelo BMW S55.

Con estos parámetros se obtuvieron las siguientes curvas de pérdidas mecánicas y de potencia efectiva.



Gráfica 35. Pérdidas mecánicas BMW S55.



Gráfica 36. Comparación de potencia efectiva del modelo y potencia efectiva real del BMW S55.

En la Gráfica 36 se puede comprobar que la curva generada por el modelo se aproxima mucho a la curva real, tanto en valores como en forma. Se puede observar que, a bajas

revoluciones, entre 1000 rpm y 4000 rpm hay una ligera diferencia entre la curva real y la determinada a través del modelo. A medida que aumentan las revoluciones ambas curvas se unen hasta alcanzar el máximo a 6500 rpm.

La máxima potencia establecida por el modelo es de 315058,8 W a 6250 rpm, en este punto, el error entre el modelo y curva real es del 1%, mientras que el error medio en toda la curva es de 4,98%. En la Gráfica 35 se puede observar la potencia de pérdidas mecánicas para cada punto del régimen, para el caso en el que el modelo proporciona el valor máximo de potencia efectiva se obtienen los valores de potencia mostrados en la Tabla 35.

Potencia de pérdidas mecánicas	Potencia (W)
Pistón	14648,38
Cigüeñal	6301,13
Sistema distribución	4722,48
Bombeo	5084,26
Accionamientos auxiliares	1655,19

Tabla 35. Potencia de pérdidas mecánicas con la potencia efectiva máxima del BMW S55.

Capítulo 7. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Al comienzo del proyecto se ha realizado un estudio a fondo de los parámetros básicos del motor, así como de su funcionamiento y, sobre todo, de las pérdidas mecánicas que se dan durante el funcionamiento de los MCIA, tanto en MEP como en MEC.

Partiendo de un modelo ya existente, se han podido determinar las pérdidas mecánicas que se producen en motores de configuración atmosférica y sobrealimentada tanto de encendido provocado como encendido por compresión. Con el objetivo de comprobar la efectividad de este modelo, se ha aplicado a una gran variedad de motores, tanto en cualidades como en año de fabricación, obteniendo un error inferior al 11% en todos los casos. Cabe destacar que, aunque casi todos los motores elegidos para realizar el estudio tienen una disposición de 4 cilindros en línea, en el caso del Mercedes-Benz OM642 se cuenta con una disposición en V de 6 cilindros y en el BMW S55 se cuenta con una disposición de 6 cilindros en línea, al aplicar el modelo se comprueba que sus resultados también son fiables.

En línea con lo expuesto por Heywood, con el modelo de Patton y Heywood es posible determinar aproximadamente las pérdidas mecánicas que se generan durante el funcionamiento de un MCIA [2]. Cabe destacar que, aunque un se trata de un modelo bastante bueno y fiable, es casi imposible determinar con exactitud las pérdidas mecánicas para cada motor. Esto se debe a que, durante el funcionamiento de un MCIA, influyen en la fricción y bombeo todos los parámetros de diseño del motor, así como factores operativos externos que no son posibles incluir en un único modelo ya que este sería diferente para cada motor que se pretende estudiar.

De cara a trabajos futuros, sería interesante poder determinar con exactitud qué valor se da de pérdidas mecánicas para cada tipo de motor realmente de forma teórica. Se trata de un trabajo complicado, ya que, aunque la teoría de los MCIA se ha mantenido constante desde sus inicios, a medida que se optimizan los motores, sobre todo en automoción debido a las restricciones de emisiones, estas pérdidas se reducen considerablemente y no se podrían

tomar valores base para todos los motores a estudiar. La mejor forma de poder establecer las pérdidas es de forma práctica, en un banco de ensayos y con los elementos de medida correctos, y aun así no se podría determinar con exactitud debido a todos los factores de los que esto depende.

Capítulo 8. RESUMEN DE LOS MODELOS

Con el objetivo de unificar los criterios de cálculo y aportar una visión más global de los modelos, en este capítulo se presentan los parámetros y ecuaciones empleadas para cada motor, así como los resultados obtenidos con el modelo. Las ecuaciones comunes a todos los motores se muestran a continuación, todas ellas ya descritas con anterioridad.

Las correspondientes al cálculo de las potencias de pérdidas mecánicas son las siguientes:

$$pmpm_{pistón} = K_{pistón} * [C_{ps} \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{\bar{S}_p}{D}\right) + C_{pr} \left(1 + \frac{500}{n}\right) \left(\frac{1}{D^2}\right) + 3,03 \times 10^{-4} \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{nD_c^3 L_c n^{\circ} c}{D^2 iz}\right)] \quad (5.1, repetida)$$

$$pmpm_{ci} = K_{Cigüeñal} * [C_b \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{nD_c^3 L_c n^{\circ} c}{D^2 iz}\right) + C_s \left(\frac{D_c}{D^2 iz}\right) + 1,35 \times 10^{-10} \left(\frac{n^2 D_c^2 L_c n^{\circ} c}{z}\right)] \quad (5.2, repetida)$$

$$pmpm_{dist} = K_{Sist.Dist} * [244 \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{nn^{\circ} c}{D^2 iz}\right) + 4,12 + C_{ff} \left(1 + \frac{500}{n}\right) \left(\frac{n^{\circ} v}{iz}\right) + C_{rf} \left(\frac{nn^{\circ} v}{iz}\right) + C_{oh} \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{l_{vmax}^{1,5} n^{0,5} n^{\circ} v}{D iz}\right) + C_{om} \left(1 + \frac{500}{n}\right) \left(\frac{l_{vmax} n^{\circ} v}{iz}\right)] \quad (5.3, repetida)$$

$$pmpm_b = K_{Bombeo} * [(p_a - p_i) + 3 \times 10^{-3} \left(\frac{p_i}{p_a}\right)^2 \left(\frac{\bar{S}_p^2}{n^{\circ} v d_i^4}\right) + 0,178 \left(\frac{p_i}{p_a} \bar{S}_p\right)^2 + 3 \times 10^{-3} \left(\frac{p_i}{p_a}\right)^2 \left(\frac{\bar{S}_p}{n^{\circ} v d_e^4}\right)] \quad (5.4, repetida)$$

$$pmpm_a = K_{Acc.Aux} * [8,32 + 1,86 \times 10^{-3} n + 7,45 \times 10^{-7} n^2] \quad (5.5, \text{repetida})$$

$$N = pmpm \ i \ n \ V_D \quad (8.1)$$

En lo referente al cálculo de potencias efectiva e indicada:

$$N_e = N_i - N_{pm} \quad (5.11, \text{repetida})$$

$$N_i = N_{i0} \left(\frac{n}{n_{pe\max}} \right) \left(\frac{\eta_v}{\eta_{v\max}} \right) \quad (5.13, \text{repetida})$$

8.1 GRUPO 1: GASOLINA ASPIRACIÓN NATURAL

Para este grupo de motores, se emplea la ecuación de rendimiento volumétrico (5.6), descrita anteriormente en el apartado 5.2.2.

$$\eta_v(n) = -2,8 \times 10^{-8} n^2 + 0,00022 n + 0,48 \quad (5.6, \text{repetida})$$

8.1.1 VOLKSWAGEN EA111 (MH)

Para poder determinar la curva de la potencia indicada, se ha empleado la potencia indicada máxima que aporta el motor, 70,5 kW, a 6000 rpm aplicándose en la fórmula ya descrita (5.13).

$$N_i = 70500 \left(\frac{n}{6000} \right) \left(\frac{\eta_v}{\eta_{v\max}} \right) \quad (5.13, \text{repetida})$$

Con estas ecuaciones, que no dependen directamente de los parámetros de diseño del motor, se obtienen los siguientes valores de rendimiento volumétrico y potencia indicada en cada punto.

Régimen	rendimiento ν	Pi
0	0,48	0,0000
250	0,53	1910,2706
500	0,58	4176,9817
750	0,63	6762,5191
1000	0,67	9629,2683
1250	0,71	12739,6151
1500	0,75	16055,9451
1750	0,78	19540,6441
2000	0,81	23156,0976
2250	0,83	26864,6913
2500	0,86	30628,8110
2750	0,87	34410,8422
3000	0,89	38173,1707
3250	0,90	41878,1822
3500	0,91	45488,2622
3750	0,91	48965,7965
4000	0,91	52273,1707
4250	0,91	55372,7706
4500	0,90	58226,9817
4750	0,89	60798,1898
5000	0,88	63048,7805
5250	0,86	64941,1395
5500	0,84	66437,6524
5750	0,82	67500,7050
6000	0,79	68092,6829
6250	0,76	68175,9718
6500	0,73	67712,9573
6750	0,69	66666,0252
7000	0,65	64997,5610
7250	0,60	62669,9505
7500	0,56	59645,5793
7750	0,50	55886,8331
8000	0,45	51356,0976

Imagen 1. Valores rendimiento y potencia Volkswagen EA111 (MH).

Sustituyendo los parámetros que se muestran en la Tabla 9 en las fórmulas de potencia de pérdidas del apartado 5.2.1, se obtienen los valores de las constantes de la Tabla 10, tal y como se muestra en la Imagen 2.

Régimen	N Pistón2	N Cigüeñal2	N Sist.Dist.2	N Bombeo2	N Acc.Aux2	N MEC	% Pistón 2	% Cigüeñal 2	% Sist. Dist. 2	% Bombeo 2	% Acc. Aux. 2
0	#;DIV/O!	0	#;DIV/O!	0	0	#;DIV/O!	#;DIV/O!	#;DIV/O!	#;DIV/O!	#;DIV/O!	#;DIV/O!
250	23.646999	228.79584	473.36017	1.7773446	11.921656	739.502	3.20%	30.94%	64.01%	0.24%	1.61%
500	94.020798	458.8105	635.77183	5.4926647	25.475837	1219.5716	7.71%	37.62%	52.13%	0.45%	2.09%
750	211.2632	690.12921	800.01437	13.083936	41.03967	1755.5304	12.03%	39.31%	45.57%	0.75%	2.34%
1000	375.37419	922.8372	965.80113	26.489134	58.990281	2349.4919	15.98%	39.28%	41.11%	1.13%	2.51%
1250	586.35379	1157.0197	1132.9664	47.646234	79.704795	3003.6909	19.52%	38.52%	37.72%	1.59%	2.65%
1500	844.20199	1392.7619	1301.3985	78.493211	103.56034	3720.4159	22.69%	37.44%	34.98%	2.11%	2.78%
1750	1148.9188	1630.1492	1471.0152	120.96804	130.93404	4501.9852	25.52%	36.21%	32.67%	2.69%	2.91%
2000	1500.5042	1869.2666	1641.753	177.0087	162.20302	5350.7355	28.04%	34.93%	30.68%	3.31%	3.03%
2250	1898.9582	2110.1994	1813.5608	248.55317	197.74441	6269.016	30.29%	33.66%	28.93%	3.96%	3.15%
2500	2344.2808	2353.0329	1986.3963	337.53941	237.93534	7259.1847	32.29%	32.41%	27.36%	4.65%	3.28%
2750	2836.472	2597.8523	2160.2235	445.90541	283.15293	8323.6062	34.08%	31.21%	25.95%	5.36%	3.40%
3000	3375.5317	2844.7428	2335.0119	575.58914	333.7743	9464.65	35.66%	30.06%	24.67%	6.08%	3.53%
3250	3961.4601	3093.7897	2510.7346	728.52857	390.17658	10684.69	37.08%	28.96%	23.50%	6.82%	3.65%
3500	4594.2571	3345.0781	2687.368	906.66169	452.73691	11986.102	38.33%	27.91%	22.42%	7.56%	3.78%
3750	5273.9227	3598.6934	2864.8909	1111.9265	521.83239	13371.266	39.44%	26.91%	21.43%	8.32%	3.90%
4000	6000.4569	3854.7207	3043.2845	1346.2609	597.84017	14842.563	40.43%	25.97%	20.50%	9.07%	4.03%
4250	6773.8597	4113.2452	3222.5316	1611.6029	681.13737	16402.377	41.30%	25.08%	19.65%	9.83%	4.15%
4500	7594.1311	4374.3523	3402.6168	1909.8905	772.10111	18053.092	42.07%	24.23%	18.85%	10.58%	4.28%
4750	8461.2711	4638.1271	3583.5257	2243.0617	871.10851	19797.094	42.74%	23.43%	18.10%	11.33%	4.40%
5000	9375.2797	4904.6548	3765.2453	2613.0544	978.53672	21636.771	43.33%	22.67%	17.40%	12.08%	4.52%
5250	10336.157	5174.0208	3947.7633	3021.8066	1094.7628	23574.51	43.84%	21.95%	16.75%	12.82%	4.64%
5500	11343.903	5446.3101	4131.0687	3471.2563	1220.164	25612.702	44.29%	21.26%	16.13%	13.55%	4.76%
5750	12398.517	5721.6081	4315.1508	3963.3414	1355.1174	27753.735	44.67%	20.62%	15.55%	14.28%	4.88%
6000	13500	6000	4500	4500	1500	30000	45.00%	20.00%	15.00%	15.00%	5.00%
6250	14648.352	6281.571	4685.6071	5083.17	1655.1891	32353.889	45.28%	19.42%	14.48%	15.71%	5.12%
6500	15843.572	6566.4063	4871.9635	5714.7894	1821.0617	34817.793	45.50%	18.86%	13.99%	16.41%	5.23%
6750	17085.661	6854.5912	5059.0611	6396.7962	1997.995	37394.104	45.69%	18.33%	13.53%	17.11%	5.34%
7000	18374.618	7146.2109	5246.8922	7131.1283	2186.3661	40085.215	45.84%	17.83%	13.09%	17.79%	5.45%
7250	19710.444	7441.3506	5435.4496	7919.7237	2386.5521	42893.52	45.95%	17.35%	12.67%	18.46%	5.56%
7500	21093.138	7740.0956	5624.7266	8764.5204	2598.9302	45821.411	46.03%	16.89%	12.28%	19.13%	5.67%
7750	22522.702	8042.531	5814.7165	9667.4563	2823.8775	48871.283	46.09%	16.46%	11.90%	19.78%	5.78%
8000	23999.133	8348.7422	6005.4131	10630.47	3061.7711	52045.529	46.11%	16.04%	11.54%	20.43%	5.88%

Imagen 3. Potencia de pérdidas y porcentajes Volkswagen EA111 (MH).

Por último, se calculan los valores de potencia mecánica, a partir de la suma de potencia de todas las pérdidas de la Imagen 3 y potencia efectiva para cada punto del régimen con la fórmula (5.11), restando a la potencia indicada la potencia mecánica.

En la Imagen 4 se puede comprobar la similitud de los parámetros obtenidos con el modelo y los parámetros reales para cada punto del régimen, esto se puede comprobar de forma visual en la Gráfica 20.

MODELO				CURVA REAL		
Régimen	Potencia Indica	Potencia Med	Potencia efectiva	Regimen	P efectiva (PS)	P efectiva (W)
0	0,0000	#;DIV/0!	#;DIV/0!	0		
250	1910,2706	739,5020049	1170,768574	500		
500	4176,9817	1219,571625	2957,410083	1000	5	3677,5
750	6762,5191	1755,530377	5006,988678	1500	12	8826
1000	9629,2683	2349,49193	7279,776362	2000	20	14710
1250	12739,6151	3003,690939	9735,924153	2500	30	22065
1500	16055,9451	3720,415948	12335,52917	3000	40	29420
1750	19540,6441	4501,985227	15038,65883	3500	45	33097,5
2000	23156,0976	5350,735521	17805,36204	4000	52	38246
2250	26864,6913	6269,016007	20595,6753	4500	55,0646	40500
2500	30628,8110	7259,184697	23369,62628	5000	55,0646	40500
2750	34410,8422	8323,606153	26087,23607	5500	55,0646	40500
3000	38173,1707	9464,649951	28708,52078	6000	48	35304
3250	41878,1822	10684,68961	31193,49255	6500		
3500	45488,2622	11986,10182	33502,16037			
3750	48965,7965	13371,26585	35594,53064	Regimen	ERROR	ERROR MEDIO
4000	52273,1707	14842,56312	37430,60761	1000	49,48%	10,72%
4250	55372,7706	16402,37685	38970,39373	1500	28,45%	
4500	58226,9817	18053,0918	40173,88991	2000	17,38%	
4750	60798,1898	19797,09405	41001,09573	2500	5,58%	
5000	63048,7805	21636,77082	41412,00966	3000	2,48%	
5250	64941,1395	23574,51033	41366,62915	3500	1,21%	
5500	66437,6524	25612,70167	40824,95077	4000	2,18%	
5750	67500,7050	27753,7347	39746,97033	4500	0,81%	
6000	68092,6829	30000	38092,68293	5000	2,20%	
				5500	0,80%	
				6000	7,32%	

Imagen 4. Potencias y porcentaje de error de los valores del modelo y curva real Volkswagen EA111 (MH).

8.1.2 MERCEDES-BENZ M226.920

Para poder determinar la curva de la potencia indicada, se ha empleado la potencia indicada máxima que aporta el motor, 100 kW, a 6000 rpm aplicándose en la fórmula ya descrita (5.13).

$$N_i = 100000 \left(\frac{n}{6000} \right) \left(\frac{\eta_v}{\eta_{v_{max}}} \right) \quad (5.13, \text{repetida})$$

Con estas ecuaciones, que no dependen directamente de los parámetros de diseño del motor, se obtienen los siguientes valores de rendimiento volumétrico y potencia indicada en cada punto.

Régimen	rendimiento v	Pi
0	0,48	0,0000
250	0,53	2709,6037
500	0,58	5924,7967
750	0,63	9592,2256
1000	0,67	13658,5366
1250	0,71	18070,3760
1500	0,75	22774,3902
1750	0,78	27717,2256
2000	0,81	32845,5285
2250	0,83	38105,9451
2500	0,86	43445,1220
2750	0,87	48809,7053
3000	0,89	54146,3415
3250	0,90	59401,6768
3500	0,91	64522,3577
3750	0,91	69455,0305
4000	0,91	74146,3415
4250	0,91	78542,9370
4500	0,90	82591,4634
4750	0,89	86238,5671
5000	0,88	89430,8943
5250	0,86	92115,0915
5500	0,84	94237,8049
5750	0,82	95745,6809
6000	0,79	96585,3659
6250	0,76	96703,5061
6500	0,73	96046,7480
6750	0,69	94561,7378
7000	0,65	92195,1220
7250	0,60	88893,5467
7500	0,56	84603,6585
7750	0,50	79272,1037
8000	0,45	72845,5285

Imagen 5. Valores rendimiento y potencia Mercedes-Benz M266.920.

Sustituyendo los parámetros que se muestran en la Tabla 12 en las fórmulas de potencia de pérdidas del apartado 5.2.1, se obtienen los valores de las constantes de la Tabla 13, tal y como se muestra en la Imagen 6.

Por último, se calculan los valores de potencia mecánica, a partir de la suma de potencia de todas las pérdidas de la Imagen 7 y potencia efectiva para cada punto del régimen con la fórmula (5.11), restando a la potencia indicada la potencia mecánica.

En la Imagen 8 se puede comprobar la similitud de los parámetros obtenidos con el modelo y los parámetros reales para cada punto del régimen, esto se puede comprobar de forma visual en la Gráfica 22.

MODELO				CURVA REAL		
Régimen	Potencia Indicada	Potencia Mecánica	Potencia efectiva	Regimen	P efectiva (PS)	P efectiva (W)
0	0,0000	#;DIV/0!	#;DIV/0!	0		
250	2709,6037	742,2197382	1967,38392	500		
500	5924,7967	1221,758898	4703,03785	1000	12,5	9193,75
750	9592,2256	1757,045013	7835,180597	1500	20	14710
1000	13658,5366	2350,23403	11308,30256	2000	35	25742,5
1250	18070,3760	3003,592277	15066,78374	2500	45	33097,5
1500	22774,3902	3719,435249	19054,95499	3000	55	40452,5
1750	27717,2256	4500,105559	23217,12005	3500	70	51485
2000	32845,5285	5347,962677	27497,56578	4000	80	58840
2250	38105,9451	6265,377412	31840,56771	4500	87,5	64356,25
2500	43445,1220	7254,728637	36190,39331	5000	90	66195
2750	48809,7053	8318,401198	40491,30409	5500	95,17335146	70000
3000	54146,3415	9458,78452	44687,55694	6000	90	66195
3250	59401,6768	10678,27162	48723,40521	6500	80	58840
3500	64522,3577	11979,25841	52543,09931			
3750	69455,0305	13364,14316	56090,88733			
4000	74146,3415	14835,32608	59311,01538	Regimen	ERROR	ERROR MEDIO
4250	78542,9370	16395,20906	62147,72793	1000	18,70%	6,62%
4500	82591,4634	18046,19538	64545,26804	1500	22,80%	
4750	86238,5671	19790,68949	66447,87758	2000	6,38%	
5000	89430,8943	21631,09694	67799,79737	2500	8,55%	
5250	92115,0915	23569,82414	68545,26733	3000	9,48%	
5500	94237,8049	25609,27832	68628,52656	3500	2,01%	
5750	95745,6809	27751,86742	67993,81348	4000	0,79%	
6000	96585,3659	30000	66585,36585	4500	0,29%	
6250	96703,5061	32356,0852	64347,4209	5000	2,37%	
6500	96046,7480	34822,53265	61224,21532	5500	3,55%	
6750	94561,7378	37401,75245	57159,98536	6000	0,59%	
7000	92195,1220	40096,1551	52098,96685	6500	3,89%	
7250	88893,5467	42908,15149	45985,39526			
7500	84603,6585	45840,15285	38763,50569			

Imagen 8. Potencias y porcentaje de error de los valores del modelo y curva real Mercedes-Benz M266.920.

8.2 GRUPO 2: DIÉSEL ASPIRACIÓN NATURAL

Para este grupo de motores, se emplea la ecuación de rendimiento volumétrico (5.7), descrita anteriormente en el apartado 5.2.3.

$$\eta_v(n) = -4,5 \times 10^{-8} n^2 + 0,000252 n + 0,4972 \quad (5.7, \text{repetida})$$

8.2.1 RENAULT F8Q

Para poder determinar la curva de la potencia indicada, se ha empleado la potencia indicada máxima que aporta el motor, 77 kW, a 4700 rpm aplicándose en la fórmula ya descrita (5.13).

$$N_i = 77000 \left(\frac{n}{4700} \right) \left(\frac{\eta_v}{\eta_{v \max}} \right) \quad (5.13, \text{repetida})$$

Con estas ecuaciones, que no dependen directamente de los parámetros de diseño del motor, se obtienen los siguientes valores de rendimiento volumétrico y potencia indicada en cada punto.

Régimen	rendimiento v	Pi
0	0,50	0,0000
250	0,56	2685,7846
500	0,61	5897,3905
750	0,66	9553,5052
1000	0,70	13572,8160
1250	0,74	17874,0105
1500	0,77	22375,7760
1750	0,80	26996,7999
2000	0,82	31655,7697
2250	0,84	36271,3728
2500	0,85	40762,2966
2750	0,85	45047,2286
3000	0,85	49044,8561
3250	0,84	52673,8666
3500	0,83	55852,9474
3750	0,81	58500,7861
4000	0,79	60536,0701
4250	0,76	61877,4867
4500	0,72	62443,7234
4750	0,68	62153,4676
5000	0,63	60925,4068
5250	0,58	58678,2283
5500	0,52	55330,6195
5750	0,46	50801,2680
6000	0,39	45008,8611
6250	0,31	37872,0862
6500	0,23	29309,6308

Imagen 9. Valores rendimiento y potencia Renault F8Q.

Con estas ecuaciones, que no dependen directamente de los parámetros de diseño del motor, se obtienen los siguientes valores de rendimiento volumétrico y potencia indicada en cada punto.

Régimen	rendimiento v	Pi
0	0,50	0,0000
250	0,56	2847,4457
500	0,61	6252,3627
750	0,66	10128,5441
1000	0,70	14389,7829
1250	0,74	18949,8723
1500	0,77	23722,6054
1750	0,80	28621,7752
2000	0,82	33561,1750
2250	0,84	38454,5977
2500	0,85	43215,8365
2750	0,85	47758,6845
3000	0,85	51996,9349
3250	0,84	55844,3806
3500	0,83	59214,8148
3750	0,81	62022,0307
4000	0,79	64179,8212
4250	0,76	65601,9796
4500	0,72	66202,2989
4750	0,68	65894,5722
5000	0,63	64592,5926
5250	0,58	62210,1533
5500	0,52	58661,0473
5750	0,46	53859,0677
6000	0,39	47718,0077
6250	0,31	40151,6603
6500	0,23	31073,8186

Imagen 13. Valores rendimiento y potencia Volkswagen EA189 (ASY).

Sustituyendo los parámetros que se muestran en la Tabla 18 en las fórmulas de potencia de pérdidas del apartado 5.2.1, se obtienen los valores de las constantes de la Tabla 19, tal y como se muestra en la Imagen 14.

En la Imagen 16 se puede comprobar la similitud de los parámetros obtenidos con el modelo y los parámetros reales para cada punto del régimen, esto se puede comprobar de forma visual en la Gráfica 26.

MODELO				CURVA REAL		
Régimen	Potencia Indica	Potencia Mec	Potencia efectiva	Regimen	P efectiva (PS)	P efectiva (W)
0	0,0000	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!	0		
250	2847,4457	740,4156622	2107,030059	500		
500	6252,3627	1219,532711	5032,829996	1000	10	7355
750	10128,5441	1754,470424	8374,073637	1500	23	16916,5
1000	14389,7829	2347,373817	12042,40907	2000	37,5	27581,25
1250	18949,8723	3000,502694	15949,36959	2500	47	34568,5
1500	23722,6054	3716,167988	20006,43738	3000	55	40452,5
1750	28621,7752	4496,708829	24125,06639	3500	62,5	45968,75
2000	33561,1750	5344,481882	28216,69309	4000	65	47807,5
2250	38454,5977	6261,855602	32192,7421	4500	63	46336,5
2500	43215,8365	7251,206828	35964,6297	5000	55	40452,5
2750	47758,6845	8314,918613	39443,76593			
3000	51996,9349	9455,378768	42541,5561	Regimen	ERROR	ERROR MEDIO
3250	55844,3806	10674,97885	45169,40174	1000	38,92%	8,98%
3500	59214,8148	11976,1134	47238,70141	1500	15,44%	
3750	62022,0307	13361,17944	48660,85121	2000	2,25%	
4000	64179,8212	14832,57601	49347,24519	2500	3,88%	
4250	65601,9796	16392,70388	49209,27569	3000	4,91%	
4500	66202,2989	18043,96525	48158,3336	3500	2,69%	
4750	65894,5722	19788,7636	46105,80856	4000	3,12%	
5000	64592,5926	21629,50347	42963,08913	4500	3,78%	
				5000	5,84%	

Imagen 16. Potencias y porcentaje de error de los valores del modelo y curva real Volkswagen EA189 (ASY).

8.3 GRUPO 3: GASOLINA CON TURBOCOMPRESOR

Para este grupo de motores, se emplea la ecuación de rendimiento volumétrico (5.8), descrita anteriormente en el apartado 5.2.4.

$$\eta_v(n) = -5,5 \times 10^{-8} n^2 + 0,00043 n + 0,6 \quad (5.8, \text{repetida})$$

8.3.1 BMW B48A20

Para poder determinar la curva de la potencia indicada, se ha empleado la potencia indicada máxima que aporta el motor, 161 kW, a 4500 rpm aplicándose en la fórmula ya descrita (5.13).

$$N_i = 161000 \left(\frac{n}{4500} \right) \left(\frac{\eta_v}{\eta_{v_{max}}} \right) \quad (5.13, \text{repetida})$$

Con estas ecuaciones, que no dependen directamente de los parámetros de diseño del motor, se obtienen los siguientes valores de rendimiento volumétrico y potencia indicada en cada punto.

Régimen	rendimiento v	Pi
0	0,60	0,0000
250	0,70	3935,9049
500	0,80	8958,4201
750	0,89	14952,2461
1000	0,98	21802,0833
1250	1,05	29392,6324
1500	1,12	37608,5938
1750	1,18	46334,6680
2000	1,24	55455,5556
2250	1,29	64855,9570
2500	1,33	74420,5729
2750	1,37	84034,1037
3000	1,40	93581,2500
3250	1,42	102946,7122
3500	1,43	112015,1910
3750	1,44	120671,3867
4000	1,44	128800,0000
4250	1,43	136285,7313
4500	1,42	143013,2813
4750	1,40	148867,3503
5000	1,38	153732,6389
5250	1,34	157493,8477
5500	1,30	160035,6771
5750	1,25	161242,8277
6000	1,20	161000,0000
6250	1,14	159191,8945
6500	1,07	155703,2118
6750	1,00	150418,6523
7000	0,91	143222,9167
7250	0,83	134000,7053
7500	0,73	122636,7188
7750	0,63	109015,6576
8000	0,52	93022,2222

Imagen 17. Valores rendimiento y potencia BMW B48A20.

Sustituyendo los parámetros que se muestran en la Tabla 21 en las fórmulas de potencia de pérdidas del apartado 5.2.1, se obtienen los valores de las constantes de la Tabla 22, tal y como se muestra en la Imagen 18.

Régimen	rendimiento v	Pi
0	0,60	0,0000
250	0,70	2915,3727
500	0,80	6635,6108
750	0,89	11075,3106
1000	0,98	16149,0683
1250	1,05	21771,4803
1500	1,12	27857,1429
1750	1,18	34320,6522
2000	1,24	41076,6046
2250	1,29	48039,5963
2500	1,33	55124,2236
2750	1,37	62245,0828
3000	1,40	69316,7702
3250	1,42	76253,8820
3500	1,43	82971,0145
3750	1,44	89382,7640
4000	1,44	95403,7267
4250	1,43	100948,4990
4500	1,42	105931,6770
4750	1,40	110267,8571
5000	1,38	113871,6356
5250	1,34	116657,6087
5500	1,30	118540,3727
5750	1,25	119434,5238
6000	1,20	119254,6584
6250	1,14	117915,3727
6500	1,07	115331,2629
6750	1,00	111416,9255
7000	0,91	106086,9565
7250	0,83	99255,9524
7500	0,73	90838,5093
7750	0,63	80749,2236
8000	0,52	68902,6915

Imagen 21. Valores rendimiento y potencia Audi/Volkswagen EA211.

Sustituyendo los parámetros que se muestran en la Tabla 24 en las fórmulas de potencia de pérdidas del apartado 5.2.1, se obtienen los valores de las constantes de la Tabla 25, tal y como se muestra en la Imagen 22.

8.4.1 MERCEDES-BENZ OM642

Para poder determinar la curva de la potencia indicada, se ha empleado la potencia indicada máxima que aporta el motor, 190 kW, a 3500 rpm aplicándose en la fórmula ya descrita (5.13).

$$N_i = 190000 \left(\frac{n}{3500} \right) \left(\frac{\eta_v}{\eta_{v_{max}}} \right) \quad (5.13, \text{repetida})$$

Con estas ecuaciones, que no dependen directamente de los parámetros de diseño del motor, se obtienen los siguientes valores de rendimiento volumétrico y potencia indicada en cada punto.

Régimen	rendimiento v	Pi
0	0,34	0,0000
250	0,55	4633,9007
500	0,73	12464,5089
750	0,90	22998,8002
1000	1,05	35743,7500
1250	1,18	50206,3337
1500	1,29	65893,5268
1750	1,39	82312,3047
2000	1,46	98969,6429
2250	1,51	115372,5167
2500	1,54	131027,9018
2750	1,56	145442,7734
3000	1,55	158124,1071
3250	1,53	168578,8783
3500	1,48	176314,0625
3750	1,42	180836,6350
4000	1,34	181653,5714
4250	1,24	178271,8471
4500	1,11	170198,4375
4750	0,97	156940,3181
5000	0,81	138004,4643
5250	0,63	112897,8516
5500	0,43	81127,4554
5750	0,22	42200,2511

Imagen 25. Valores rendimiento y potencia Mercedes-Benz OMS642.

Por último, se calculan los valores de potencia mecánica, a partir de la suma de potencia de todas las pérdidas de la Imagen 27 y potencia efectiva para cada punto del régimen con la fórmula (5.11), restando a la potencia indicada la potencia mecánica.

En la Imagen 28 se puede comprobar la similitud de los parámetros obtenidos con el modelo y los parámetros reales para cada punto del régimen, esto se puede comprobar de forma visual en la Gráfica 32.

MODELO				CURVA REAL		
Régimen	Potencia Indicada	Potencia Mecánica	Potencia efectiva	Regimen	P efectiva(PS)	P efectiva (W)
0	0,0000	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!	0		
250	4633,9007	576,3976197	4057,50305	500		
500	12464,5089	1020,285042	11444,22389	1000	49,0000	36039,5000
750	22998,8002	1527,214087	21471,58614	1500	100,0000	73550,0000
1000	35743,7500	2097,96972	33645,78028	2000	140,0000	102970,0000
1250	50206,3337	2734,02891	47472,3048	2500	180,0000	132390,0000
1500	65893,5268	3437,176857	62456,34993	3000	212,5000	156293,7500
1750	82312,3047	4209,368752	78102,93594	3500	217,5391	160000,0000
2000	98969,6429	5052,665485	93916,97737	4000	217,5391	160000,0000
2250	115372,5167	5969,199034	109403,3177	4500	200,0000	147100,0000
2500	131027,9018	6961,151911	124066,7499			
2750	145442,7734	8030,744096	137412,0293			
3000	158124,1071	9180,224254	148943,8829	Regimen	ERROR	ERROR MEDIO
3250	168578,8783	10411,8636	158167,0148	1000	7,11%	7,07%
3500	176314,0625	11727,95144	164586,1111	1500	17,76%	
3750	180836,6350	13130,7919	167705,8431	2000	9,64%	
4000	181653,5714	14622,70136	167030,8701	2500	6,71%	
4250	178271,8471	16206,00655	162065,8405	3000	4,93%	
4500	170198,4375	17883,04296	152315,3945	3500	2,79%	
				4000	4,21%	
				4500	3,42%	

Imagen 28. Potencias y porcentaje de error de los valores del modelo y curva real Mercedes-Benz OMS642.

8.4.2 STELLANTIS F15DVH

Para poder determinar la curva de la potencia indicada, se ha empleado la potencia indicada máxima que aporta el motor, 126 kW, a 4000 rpm aplicándose en la fórmula ya descrita (5.13).

$$N_i = 126000 \left(\frac{n}{4000} \right) \left(\frac{\eta_v}{\eta_{v_{max}}} \right) \quad (5.13, \text{repetida})$$

Con estas ecuaciones, que no dependen directamente de los parámetros de diseño del motor, se obtienen los siguientes valores de rendimiento volumétrico y potencia indicada en cada punto.

Régimen	rendimiento v	Pi
0	0,34	0,0000
250	0,55	2688,8818
500	0,73	7232,6953
750	0,90	13345,3564
1000	1,05	20740,7813
1250	1,18	29132,8857
1500	1,29	38235,5859
1750	1,39	47762,7979
2000	1,46	57428,4375
2250	1,51	66946,4209
2500	1,54	76030,6641
2750	1,56	84395,0830
3000	1,55	91753,5938
3250	1,53	97820,1123
3500	1,48	102308,5547
3750	1,42	104932,8369
4000	1,34	105406,8750
4250	1,24	103444,5850
4500	1,11	98759,8828
4750	0,97	91066,6846
5000	0,81	80078,9063
5250	0,63	65510,4639
5500	0,43	47075,2734
5750	0,22	24487,2510

Imagen 29. Valores rendimiento y potencia Stellantis F15DVH.

Sustituyendo los parámetros que se muestran en la Tabla 30 en las fórmulas de potencia de pérdidas del apartado 5.2.1, se obtienen los valores de las constantes de la Tabla 31, tal y como se muestra en la Imagen 30.

K_Pistón	0,66910366								
			Pistón	Cigüeñal	Sist. Dist.	Bombeo	Acc. Aux.	TOTAL	
			13500	6000	4500	4500	1500	30000	
			45,00%	20,00%	15,00%	15,00%	5,00%	100,00%	
K_Cigüeñal	1,34774015								
			OBJETIVOS	45%	20%	15%	15%	5%	100%
			POTENCIA MEC.	13500	6000	4500	4500	1500	30000
K_Sist.Dist	0,96905258								
K_Bombeo	1,63882957		ERROR	0	0	0	0	0	0
K_Acc.Aux	108,063403								

Imagen 30. Valores de las constantes y errores medios tras aplicar los porcentajes de pérdidas Stellantis F15DVH.

Una vez conocidos los valores de las constantes, es posible determinar las pérdidas mecánicas, así como el porcentaje que cada tipo representa del total de pérdidas, como se observa en la Imagen 31.

Régimen	N. Pistón2	N. Cigüeñal2	N. Sist. Dist. 2	N. Bombie2	N. Acc. Aux2	N. MEC	% Pistón 2	% Cigüeñal 2	% Sist. Dist. 2	% Bombie 2	% Acc. Aux. 2
	#;DIV/0!	#;DIV/0!	#;DIV/0!	#;DIV/0!	#;DIV/0!	#;DIV/0!	#;DIV/0!	#;DIV/0!	#;DIV/0!	#;DIV/0!	#;DIV/0!
250	23,61576019	228,795837	298,5825323	1,374407336	11,92165564	564,2901925	4,19%	40,55%	52,91%	0,24%	2,11%
500	93,98041858	458,8104956	423,5571906	4,690994769	25,47583693	1006,514936	9,34%	45,58%	42,08%	0,47%	2,53%
750	211,2146307	690,1292056	557,8666358	11,8919424	41,03966995	1512,142084	13,97%	45,64%	36,89%	0,79%	2,71%
1000	375,3183966	922,8371968	699,7867905	24,91943032	58,99028078	2081,852095	18,03%	44,33%	33,61%	1,20%	2,83%
1250	586,2917162	1157,019699	848,3212331	45,71563863	79,70479549	2717,053082	21,58%	42,58%	31,22%	1,68%	2,93%
1500	844,1345896	1392,761942	1002,797656	76,22274742	103,5603402	3419,477276	24,69%	40,73%	29,33%	2,23%	3,03%
1750	1148,847017	1630,149156	1162,722503	118,3829368	130,9340409	4191,035653	27,41%	38,90%	27,74%	2,82%	3,12%
2000	1500,428998	1869,26657	1327,713361	174,1383869	162,2030238	5033,750339	29,81%	37,13%	26,38%	3,46%	3,22%
2250	1898,880532	2110,199414	1497,462566	245,4312777	197,7444148	5949,718205	31,92%	35,47%	25,17%	4,13%	3,32%
2500	2344,20162	2353,032919	1671,715598	334,2037894	237,9353402	6941,089267	33,77%	33,90%	24,08%	4,81%	3,43%
2750	2836,392262	2597,852314	1850,257329	442,3981021	283,1529259	8010,052933	35,41%	32,43%	23,10%	5,52%	3,53%
3000	3375,452458	2844,742828	2032,902796	571,9563959	333,7742981	9158,828777	36,85%	31,06%	22,20%	6,24%	3,64%
3250	3961,382208	3093,789692	2219,490747	724,8208508	390,1765827	10389,66008	38,13%	29,78%	21,36%	6,98%	3,76%
3500	4594,181511	3345,078136	2409,878963	902,933647	452,736906	11704,80916	39,25%	28,58%	20,59%	7,71%	3,87%
3750	5273,850368	3598,693388	2603,940788	1108,236965	521,832394	13106,5539	40,24%	27,46%	19,87%	8,46%	3,98%
4000	6000,388779	3854,72068	2801,562477	1342,672984	597,8401728	14597,18509	41,11%	26,41%	19,19%	9,20%	4,10%
4250	6773,796744	4113,245241	3002,641143	1608,183884	681,1373684	16179,00438	41,87%	25,42%	18,56%	9,94%	4,21%
4500	7594,074262	4374,3523	3207,083131	1906,711846	772,1011069	17854,32265	42,53%	24,50%	17,96%	10,68%	4,32%
4750	8461,221334	4638,127088	3414,802713	2240,19905	871,1085144	19625,4587	43,11%	23,63%	17,40%	11,41%	4,44%
5000	9375,23796	4904,654834	3625,721031	2610,587676	978,5367171	21494,73822	43,62%	22,82%	16,87%	12,15%	4,55%
5250	10336,12414	5174,020769	3839,765224	3019,819904	1094,762841	23464,49288	44,05%	22,05%	16,36%	12,87%	4,67%
5500	11343,87987	5446,310122	4056,867705	3469,837914	1220,164012	25537,05962	44,42%	21,33%	15,89%	13,59%	4,78%
5750	12398,50516	5721,608122	4276,965552	3962,583886	1355,117356	27714,78008	44,74%	20,64%	15,43%	14,30%	4,89%
6000	13500	6000	4500	4500	1500	30000	45,00%	20,00%	15,00%	15,00%	5,00%
6250	14648,36439	6281,570986	4725,915995	5084,028437	1655,189069	32395,06888	45,22%	19,39%	14,59%	15,69%	5,11%
6500	15843,59834	6566,406308	4954,661823	5716,611376	1821,06169	34902,33954	45,39%	18,81%	14,20%	16,38%	5,22%
6750	17085,70184	6854,591198	5186,188787	6399,690997	1997,994989	37524,16782	45,53%	18,27%	13,82%	17,05%	5,32%
7000	18374,6749	7146,210885	5420,450922	7135,209481	2186,366091	40262,91228	45,64%	17,75%	13,46%	17,72%	5,43%
7250	19710,51751	7441,350599	5657,404748	7925,109008	2386,552123	43120,93399	45,71%	17,26%	13,12%	18,38%	5,53%
7500	21093,22967	7740,09557	5897,009057	8771,331758	2598,930211	46100,59627	45,75%	16,79%	12,79%	19,03%	5,64%
7750	22522,81139	8042,531026	6139,224717	9675,81991	2823,87748	49204,26452	45,77%	16,35%	12,48%	19,66%	5,74%
8000	23999,26266	8348,7422	6384,014509	10640,51565	3061,771058	52434,30607	45,77%	15,92%	12,18%	20,29%	5,84%

Imagen 31. Potencia de pérdidas y porcentajes Stellantis F15DVH.

Por último, se calculan los valores de potencia mecánica, a partir de la suma de potencia de todas las pérdidas de la Imagen 31 y potencia efectiva para cada punto del régimen con la fórmula (5.11), restando a la potencia indicada la potencia mecánica.

En la Imagen 32 se puede comprobar la similitud de los parámetros obtenidos con el modelo y los parámetros reales para cada punto del régimen, esto se puede comprobar de forma visual en la Gráfica 34.

MODELO				CURVA REAL		
Régimen	Potencia Indicada	Potencia Mecánica	Potencia efectiva	Régimen	P efectiva (PS)	P efectiva (W)
0	0,0000	#;DIV/0!	#;DIV/0!	0		
250	2688,8818	564,2901925	2124,591643	500		
500	7232,6953	1006,514936	6226,180376	1000	25	18387,5
750	13345,3564	1512,142084	11833,21436	1500	60	44130
1000	20740,7813	2081,852095	18658,92916	2000	83	61046,5
1250	29132,8857	2717,053082	26415,83266	2500	105	77227,5
1500	38235,5859	3419,477276	34816,10866	3000	120	88260
1750	47762,7979	4191,035653	43571,7622	3500	129	94879,5
2000	57428,4375	5033,750339	52394,68716	4000	130,5235	96000
2250	66946,4209	5949,718205	60996,70269	4500	120	88260
2500	76030,6641	6941,089267	69089,5748			
2750	84395,0830	8010,052933	76385,03007			
3000	91753,5938	9158,828777	82594,76497	Regimen	ERROR	ERROR MEDIO
3250	97820,1123	10389,66008	87430,45222	1000	1,45%	10,36%
3500	102308,5547	11704,80916	90603,74552	1500	26,75%	
3750	104932,8369	13106,5539	91826,28301	2000	16,51%	
4000	105406,8750	14597,18509	90809,68991	2500	11,78%	
4250	103444,5850	16179,00438	87265,58058	3000	6,86%	
4500	98759,8828	17854,32265	80905,56017	3500	4,72%	
				4000	5,72%	
				4500	9,09%	

Imagen 32. Potencias y porcentaje de error de los valores del modelo y curva real Stellantis F15DVH.

8.5 GRUPO 5: GASOLINA CON DOS TURBOCOMPRESORES

Para este grupo de motores, se emplea la ecuación de rendimiento volumétrico (5.10), descrita anteriormente en el apartado 5.2.6.

$$\eta_v(n) = -5,5 \times 10^{-8} n^2 + 0,00045 n + 0,6 \quad (5.10, \text{repetida})$$

8.5.1 BMW S55

Para poder determinar la curva de la potencia indicada, se ha empleado la potencia indicada máxima que aporta el motor, 368 kW, a 6000 rpm aplicándose en la fórmula ya descrita (5.13).

$$N_i = 368000 \left(\frac{n}{6000} \right) \left(\frac{\eta_v}{\eta_{v \max}} \right) \quad (5.13, \text{repetida})$$

Con estas ecuaciones, que no dependen directamente de los parámetros de diseño del motor, se obtienen los siguientes valores de rendimiento volumétrico y potencia indicada en cada punto.

Régimen	rendimiento v	Pi
0	0,60	0,0000
250	0,71	6755,9524
500	0,81	15476,1905
750	0,91	25982,1429
1000	1,00	38095,2381
1250	1,08	51636,9048
1500	1,16	66428,5714
1750	1,23	82291,6667
2000	1,30	99047,6190
2250	1,36	116517,8571
2500	1,41	134523,8095
2750	1,46	152886,9048
3000	1,50	171428,5714
3250	1,53	189970,2381
3500	1,56	208333,3333
3750	1,58	226339,2857
4000	1,60	243809,5238
4250	1,61	260565,4762
4500	1,61	276428,5714
4750	1,61	291220,2381
5000	1,60	304761,9048
5250	1,58	316875,0000
5500	1,56	327380,9524
5750	1,53	336101,1905
6000	1,50	342857,1429
6250	1,46	347470,2381
6500	1,41	349761,9048
6750	1,36	349553,5714
7000	1,30	346666,6667
7250	1,23	340922,6190
7500	1,16	332142,8571
7750	1,08	320148,8095
8000	1,00	304761,9048

Imagen 33. Valores rendimiento y potencia BMW S55.

Sustituyendo los parámetros que se muestran en la Tabla 33 en las fórmulas de potencia de pérdidas del apartado 5.2.1, se obtienen los valores de las constantes de la Tabla 34, tal y como se muestra en la Imagen 34.

En la Imagen 36 se puede comprobar la similitud de los parámetros obtenidos con el modelo y los parámetros reales para cada punto del régimen, esto se puede comprobar de forma visual en la Gráfica 36.

MODELO				CURVA REAL		
Régimen	Potencia Indicada	Potencia Mecánica	Potencia efectiva	Regimen	P efectiva (PS)	P efectiva (W)
0	0,0000	#;DIV/0!	#;DIV/0!	0		
250	6755,9524	566,1524321	6189,799949	500		
500	15476,1905	1000,012352	14476,17812	1000	49	36039,5
750	25982,1429	1497,30818	24484,83468	1500	100	73550
1000	38095,2381	2058,891522	36036,34657	2000	150	110325
1250	51636,9048	2686,298007	48950,60676	2500	190	139745
1500	66428,5714	3381,367938	63047,20349	3000	235	172842,5
1750	82291,6667	4146,109653	78145,55701	3500	275	202262,5
2000	99047,6190	4982,635969	94064,98308	4000	312,5	229843,75
2250	116517,8571	5893,129969	110624,7272	4500	350	257425
2500	134523,8095	6879,824691	127643,9848	5000	385	283167,5
2750	152886,9048	7944,990206	144941,9146	5500	430	316265
3000	171428,5714	9090,924939	162337,6465	6000	430	316265
3250	189970,2381	10319,9496	179650,2885	6500	430	316265
3500	208333,3333	11634,40281	196698,9305	7000	430	316265
3750	226339,2857	13036,63779	213302,6479			
4000	243809,5238	14529,01992	229280,5039			
4250	260565,4762	16113,92478	244451,5514			
4500	276428,5714	17793,73663	258634,8348	Regimen	ERROR	ERROR MEDIO
4750	291220,2381	19570,84717	271649,3909	1000	0,01%	4,98%
5000	304761,9048	21447,65458	283314,2502	1500	16,66%	
5250	316875,0000	23426,56266	293448,4373	2000	17,29%	
5500	327380,9524	25509,98017	301870,9722	2500	9,48%	
5750	336101,1905	27700,32027	308400,8702	3000	6,47%	
6000	342857,1429	30000	312857,1429	3500	2,83%	
6250	347470,2381	32411,43992	315058,7982	4000	0,25%	
6500	349761,9048	34937,0637	314824,8411	4500	0,47%	
6750	349553,5714	37579,29787	311974,2736	5000	0,05%	
7000	346666,6667	40340,57152	306326,0951	5500	4,77%	
				6000	1,09%	
				6500	0,46%	

Imagen 36. Potencias y porcentaje de error de los valores del modelo y curva real BMW S55.

Capítulo 9. BIBLIOGRAFÍA

- [1] F. Payri, J.M. Desantes. *Motores de combustión interna alternativos*. Editorial Reverté, Editorial UPV. 2011.
- [2] John B. Heywood. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill. 1988.
- [3] Gas Point Center, “Normativa europea sobre emisiones: claves y desafíos actuales,” *Gas Point Center*, Nov. 23, 2024. [Online]. Disponible : <https://gaspointcenter.com/normativa-europea-sobre-emisiones-claves-y-desafios-actuales/>. Visita enero 2026.
- [4] G. Ferrari, G. D’Errico, A. Onorati. *Internal combustion engines*. Società Editrice Esculapio. 2022.
- [5] E. James, *Boundary Lubrication*. TriboNet, 2017. [Online]. Disponible en: <https://www.tribonet.org/wiki/boundary-lubrication/>. Visita febrero 2026.
- [6] *Mixed Lubrication Regime*, TriboNet Wiki, TriboNet. 2023. [Online]. Disponible en: <https://www.tribonet.org/wiki/mixed-lubrication-regime/>. Visita febrero 2026.
- [7] *Hydrodynamic Lubrication Regime*, TriboNet Wiki, TriboNet. 2023. [Online]. Disponible en: <https://www.tribonet.org/wiki/hydrodynamic-lubrication-regime/>. Visita febrero 2026.
- [8] L. M. Rodríguez Antón. *Pérdidas mecánicas y lubricación*. Máster en Ingeniería de Automoción, ETSII-UPM, Madrid, España.
- [9] R. Ferreira, J. Martins, O. Carvalho, L. Sobral, S. Carvalho, F. Silva. *Tribological solutions for engine piston ring surfaces: an overview on the materials and manufacturing*. 2019.
- [10] A. J. Jiménez Reyes, *Assessment and Optimization of Friction Losses and Mechanical Efficiency in Internal Combustion Engines*, Ph.D. dissertation, Universitat Politècnica de València, Valencia, Spain, 2022.
- [11] Mufti R. A., Priest M. and Chittenden R. J. “*Analysis of piston assembly friction using the indicated mean effective pressure experimental method to validate mathematical models*”. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 222, pp. 1441–1457, 2008.
- [12] Carden P., Pisani C., Laine E., Field I., Devine M., Schoeni A. and Beyer P. “*Calculation of crank train friction in a heavy duty truck engine and comparison with measured data*”. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, Vol. 227, pp. 168–184, 2013.

- [13] R. Carreño, *A comprehensive methodology to analyse the Global Energy Balance in Reciprocating Internal Combustion Engines*. Ph.D. dissertation. , Universitat Politècnica de València, Valencia, Spain, 2016.
- [14] Stanley R., Taraza D. and Henein N. “*A Simplified Friction Model of the Piston Ring Assembly*”. SAE Technical Paper 1999-01-0974, 1999
- [15] M. Iyas, “*Crankshaft: Parts, Types, Function, Uses, and More,*” *The Engineers Post*, Dec. 13, 2023. [Online] Disponible en: <https://www.theengineerspost.com/crankshaft-parts-and-function/>. Visita febrero 2026.
- [16] Industrial Automática, “*Bombas Hidráulicas (2): Bombas de Engranajes y Bombas de Paletas,*” *Industrial Automática Blog*, 15-ago-2011. [Online] Disponible en: <https://industrial-automatica.blogspot.com/2011/08/bombas-hidraulicas-2-bombas-de.html>. Visita febrero 2026.
- [17] M. Bradfield, *Improving Alternator Efficiency Measurably Reduces Fuel Costs*. Remy International Inc. 2015.
- [18] W. H. Crouse, D. L. Anglin, *Aire acondicionado en el automóvil*. McGraw-Hill. 1988
- [19] A. León. *¿Cuánto gasolina gasta el aire acondicionado del coche?*. Carnovo. 06-ago-2018. [Online] Disponible en: <https://carnovo.com/es/guias/gasto-gasolina-coche/> . Visita febrero 2026.
- [20] F. Sancho. *Cuánto combustible consume el aire acondicionado del coche*. Motor. Urbantecno. 24/07/2024. [Online]. Disponible en: <https://urbantecno.com/motor/cuanto-combustible-consume-el-aire-acondicionado-del-coche> . Visita febrero 2026.
- [21] G. Lira. *Bomba de combustible: Qué es y cómo funciona*. Autofact. 16/04/2024. [Online]. Disponible en: <https://www.autofact.com.mx/blog/mi-carro/mecanica/bomba-de-combustible> . Visita febrero 2026
- [22] M. J. Moran, H. N. Shapiro. *Fundamentos de termodinámica térmica*. Editorial Reverté. 2004.
- [23] Rezeki S.F., Henein N.A. *A New Approach to Evaluate Instantaneous Friction and Its Components in Internal Combustion Engines*, SAE paper 840179. 1984
- [24] Patton K.J., Nitschke R.G., Heywood J.K. *Development and Evaluation of a Friction Model for Spark-Ignition Engines* SAE paper 890836. 1989
- [25] M. Kamil, M. M. Rahman, R. A. Bakar. *An integrated model for predicting engine friction losses in internal combustion engines*. UMP Publisher, Innovative Engineering. June 2014.

- [26] AUTODOC Club. (2021, 19 de marzo). *Motor atmosférico: diferencias con un motor turbo*. [Online]. Disponible en: <https://club.autodoc.es/magazin/motor-atmosferico-diferencias-con-un-motor-turbo>. Visita marzo de 2026.
- [27] C. A. Romero, E. Henao, J. Ramírez. *Experimental study of mechanical losses of single-cylinder spark-ignited engine*. *Diagnostyka*. 2021;22(3):13-24.
- [28] Naciones Unidas. *Objetivo 8: Promover el crecimiento económico inclusivo y sostenible, el empleo y el trabajo decente para todos*. (s.f) [Online] Disponible en: <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/economic-growth/> Visita enero 2026.
- [29] Naciones Unidas. *Objetivo 9: Construir infraestructuras resilientes, promover la industrialización sostenible y fomentar la innovación*. (s.f) [Online] Disponible en: <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/infrastructure/> Visita enero 2026.

ANEXO I: ALINEACIÓN CON LOS OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLE

Este proyecto se alinea con los siguiente ODSs:

8. Trabajo decente y crecimiento económico: Este TFG se ajusta en concreto al objetivo 8.4 [27], con este proyecto se pretende mejorar las prestaciones del motor con el fin de poder reducir el consumo de combustible, cuyos gases de escape resultan dañinos para el medioambiente y a su vez generar ingresos económicos provenientes de la venta de mejores motores.

9. Industria, innovación e infraestructuras: Se cumple el objetivo 9.4 [28], al conocer los rendimientos de los motores se pretende reducir las pérdidas mecánicas y por ende las emisiones utilizando recursos de manera eficaz y adoptando procesos limpios y ambientalmente responsables.