

Obtención del ciclo de trabajo de un motor de combustión interna en forma experimental mediante el método de superposición de efectos

Verónica Cinthia Fonteriz¹, Fernando Gabriel Russo¹, Gabriel Aram Receloglu¹, Diego Christian Caputo², Pablo Gabriel Cavataio²

¹ Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Buenos Aires, Departamento de Ingeniería Mecánica, Av. Medrano 951 (C1179AAQ) Ciudad Autónoma de Buenos Aires, Argentina

² Universidad de la Marina Mercante, Facultad de Ingeniería, Av. Rivadavia 2258 (C1034ACO) Ciudad Autónoma de Buenos Aires, Argentina

dcaputo@udemmm.edu.ar

Recibido el 21 de febrero de 2019, aprobado el 15 de mayo de 2019

Resumen

Observar el mismo fenómeno con una mirada alternativa, diferente y creativa, utilizando herramientas tradicionales y el método científico. Con esa motivación el grupo de investigación CIPREV del Departamento de Ingeniería Mecánica de la UTN FRBA y la Facultad de Ingeniería de la Universidad de la Marina Mercante, han encarado el estudio de los ciclos de los motores de combustión interna. En el presente artículo se muestran los resultados de la aplicación de una serie de ensayos cuidadosamente diseñados, y realizados sobre un motor vehicular de combustión interna, para luego aplicar el concepto de superposición de efectos y obtener el ciclo de trabajo, pero sin medirlo directamente. El resultado es un modelo físico matemático novedoso, utilizando una estrategia más laboriosa que el método directo, pero mucho más económica en su implementación mediante el uso de sensores industriales de bajo costo.

PALABRAS CLAVE: CICLO INDICADO - POTENCIA INDICADA - TRABAJO INDICADO - COEFICIENTE POLITRÓPICO - ENSAYO DE MOTORES

Abstract

To observe the same phenomenon with an alternative, different and creative look, using traditional tools and the scientific method. With this motivation, the CIPREV research group of the UTN FRBA Department of Mechanical Engineering and the Universidad de la Marina Mercante Faculty of Engineering has addressed the study of the internal combustion engines cycles. In this article we show the results of the application of carefully designed tests series, carried out on an internal combustion vehicle engine, to then apply the superposition principle to obtain the work cycle, but without measuring it directly. The result is a novel physical-mathematical model, using a more laborious strategy than the direct method, but much cheaper in its implementation through the use of low-cost industrial sensors.

KEYWORDS: INDICATED CYCLE - INDICATED POWER - INDICATED WORK - POLYTROPIC COEFFICIENT - ENGINE TESTING

Introducción

El presente artículo muestra una forma alternativa y novedosa de estudiar y plantear el ciclo de trabajo de los motores de combustión interna. El mismo se basa en componer los resultados de cuatro tipos de pruebas que se practican sobre un prototipo de ensayo.

En la primera prueba se busca obtener la curva característica de potencia a plena carga del motor. En el segundo, se obtienen los diagramas abiertos de las presiones en un cilindro, sin la fase de combustión. En el tercero se busca obtener la máxima presión de combustión que permita completar el diagrama abierto obtenido en el ensayo anterior, mediante una prueba de consumo específico a plena carga mientras se registra la composición básica de los gases de combustión. Y en la cuarta y última prueba, se intentará obtener el valor de la temperatura de inicio de la fase de compresión, con el objeto de caracterizar el coeficiente politrópico de la transformación sufrida por el fluido en dicha fase.

El método empleado ha sido bautizado con el nombre de ciclo indicado previsto CIPREV, y resulta similar al de aplicar el concepto de la superposición de efectos. Para que las pruebas puedan ser complementarias, y sus resultados componerse en un único diagrama, resulta imprescindible que las condiciones de los ensayos se mantengan invariantes. Es decir, que se realicen a plena carga, y al mismo régimen de rotaciones.

Los parámetros que se utilizarán para establecer la eficacia del método son los rendimientos mecánico y térmico del motor. Estos indicadores, altamente estudiados y difundidos en la literatura especializada, servirán de primeros parámetros de comparación, así como también la gráfica del ciclo indicado resultante.

El motor objeto de la prueba ha sido modificado en su carburación para que no sature la celda de monóxido de carbono del analizador de gases de combustión, lo que impacta en la potencia final del mismo. Por esta razón se hace necesario comenzar determinado la potencia efectiva, descartando el uso de las curvas proporcionadas por el fabricante.

El presente trabajo forma parte de dos proyec-

tos de investigación homologados en la Facultad Regional Buenos Aires de la UTN, uno cuya prórroga ha finalizado en diciembre de 2017; y el otro, vigente a la fecha, se denomina Banco móvil para ensayos no convencionales de motores combustión interna (ENUTNBA 4359). Todos los ensayos descriptos en el presente artículo fueron realizados por sus autores en el laboratorio de Termofluidos y Máquinas Térmicas de la Facultad de Ingeniería, de la Universidad de la Marina Mercante.

Planteo del problema y modelo propuesto

La forma más convencional de estudiar el ciclo de trabajo de los motores de combustión interna es a través de los diagramas de presión – volumen. En este tipo de diagramas el ciclo del motor queda definido por los volúmenes extremos entre los que evoluciona el ciclo y las transformaciones de compresión y expansión politrópicas.

Los volúmenes máximo y mínimo corresponden al volumen total del cilindro V_1 cuando el pistón se encuentra en el punto muerto inferior (PMI), y el volumen de la cámara de combustión V_2 , cuando el pistón se encuentra en el punto muerto superior (PMS).

En estas condiciones el área del ciclo representa el trabajo. Cambiando el eje de abscisas por los grados de giro del eje del motor, y representando los eventos de presión en el interior del cilindro para dos vueltas de cigüeñal, se obtiene lo que usualmente se conoce como diagrama abierto. En el cual, el área por debajo de la curva continúa representando el trabajo, ya que existe una relación directa entre los grados de giro del cigüeñal y los volúmenes en el interior del cilindro.

La Figura 1 muestra un ciclo abierto similar al del motor en estudio. En línea llena se muestra el diagrama abierto sin fase de combustión, en el cual se comprime la mezcla de aire y combustible, y se le permite expandirse sin encenderla. En línea de trazo se aprecia el efecto de la combustión sobre el diagrama de presiones. Entre los puntos 1 y 2 del diagrama se realiza la fase de compresión politrópica. Entre 2 y 3, se produce un salto de presión ocasionado por el proceso de combustión. Este aumento de presión se ca-

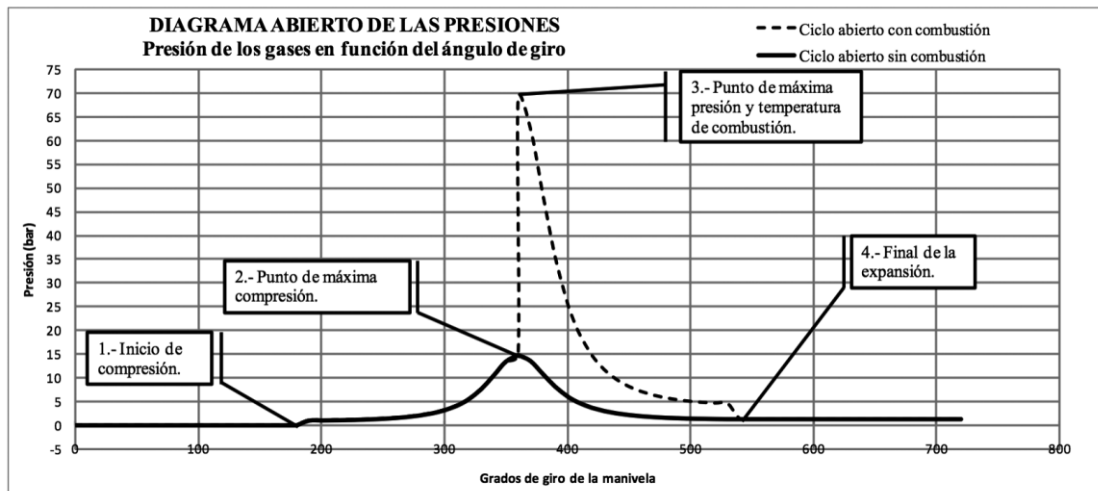


Fig. 1. Diagrama abierto. En línea llena el ciclo sin fase de combustión, y en línea de trazo el efecto de la combustión

racteriza por resultar prácticamente instantáneo en los motores de encendido a chispa. Entre los puntos 3 y 4 se realiza la carrera de expansión politrópica, única carrera del ciclo que genera trabajo, y por último la carrera de escape.

El método propuesto en este trabajo consiste en medir el ciclo abierto sin combustión a plena carga y a distintas rotaciones, quitándole de esta forma condiciones críticas al sensor que se utiliza, ya que disminuyen notablemente las presiones de trabajo y las temperaturas a las que será sometido. Luego, en un ensayo al mismo número de rotaciones y a plena carga también, se determinará el consumo específico del motor y la composición básica de los gases de combustión. Todo esto, con el objeto de obtener mediante cálculos el valor de la presión en el punto 3 y 4 del diagrama. La función politrópica de expansión (que no se registra experimentalmente) será construida utilizando los datos del coeficiente politrópico medio, hallado en el estudio de la fase de compresión.

Por último, utilizando un método integrativo de las curvas de compresión y expansión se calcularán los trabajos y la potencia indicada, o potencia generada por el fluido de trabajo.

Para evaluar la efectividad del método empleado, se calcularán los rendimientos mecánico y térmico para cada régimen de rotaciones a los que se registre el ciclo abierto. De esta manera se pueden construir las curvas de los rendi-

mientos y compararlas con las que tradicionalmente se hallan en la literatura especializada. Para el cálculo del rendimiento mecánico, se utilizará como referencia la curva de potencia efectiva trazada previamente. Y para el cálculo del rendimiento térmico se utilizarán los resultados del ensayo de consumo específico.

El modelo de función para la variación de presión politrópica durante la compresión y la expansión seguirá respectivamente las ecuaciones (1) y (2).

$$P_c = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_x} \right)^n \quad (1)$$

$$P_e = p_4 \cdot \left(\frac{V_1}{V_x} \right)^n \quad (2)$$

Donde:

p_1 = la presión inicial registrada durante la carrera de compresión,

p_4 = la presión residual al finalizar la carrera de expansión,

V_x = el volumen genérico para cada grado de giro α del cigüeñal.

Puede obtenerse V_x de la relación geométrica del movimiento biela – manivela, según se muestra en (3).

$$V_x = S \cdot \left[r \cdot (1 - \cos\alpha) + \frac{r}{\varphi} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \varphi^2 \sin^2\alpha} \right) \right] + V_2 \quad (3)$$

Donde:

r = el radio de la manivela,

S = la superficie de la sección transversal del cilindro y

φ = relación de volteo, que puede definirse como = r/l, función del radio de la manivela r, y l = la longitud entre centros de la biela

El cálculo del coeficiente politrópico medio se realiza con los valores experimentales obtenidos de la curva de compresión como:

$$n = \frac{\log\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\log\left(\frac{V_1}{V_2}\right)} \quad (4)$$

Partiendo de las ecuaciones (1) y (2) respectivamente, y utilizando un método integral de la función de presión, se calcula el trabajo de compresión y de expansión:

$$L\left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon}\right) = \int_{V_2}^{V_1} P\left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon}\right) dV \quad (5)$$

El trabajo neto resultante del ciclo puede obtenerse, resolviendo las integrales, como la diferencia entre el trabajo de expansión y de compresión. Al trabajo así calculado, se lo denomina también trabajo del ciclo indicado L_i , y se expresa como sigue:

$$L_i = (p_4 - p_1) \cdot \left(\frac{V_1 - V_1^n \cdot V_2^{-n+1}}{-n + 1} \right) \quad (6)$$

En la Tabla 1 se muestran los datos técnicos principales correspondientes a la geometría del motor. No se consignan los datos de potencia, torque y rotaciones dado que al estar el motor modificado, esos se obtendrán del ensayo n°1.

Procedimiento experimental y resultados obtenidos

Ensayo n°1: obtención de la curva de potencia efectiva

En primer lugar, se hace necesario conocer la potencia que realmente entrega el motor en el eje. La misma, representa la energía disponible que se puede transformar en trabajo mecánico. Esta potencia usualmente denominada potencia efectiva al freno, se obtiene en un banco de ensayos de motores que a valores prefijados de rotaciones y a plena carga, ofrece un par resistente que equipara el par motriz del motor de combustión.

Para un tratamiento metrológicamente ordenado, se realiza una tanda de diez ensayos de

Tabla 1. Datos técnicos del motor ensayado

Fuente: elaboración propia

			DATOS TÉCNICOS DEL MOTOR Y RPM DE				CALCULO GEOMETRÍA CILINDRO		
			1	2	3	4	7	11	12
De la columna 1 a 4 los datos fueron obtenidos del manual del taller.			Carrera	Diámetro	N° de cilindros	Cilindrada unitaria	Relación de compresión	Volumen total del cilindro	Volumen de la cámara de combustión
			C	D	N°	Vc	ε	V1	V2
			(mm)	(mm)		(cm3)		(cm3)	(cm3)
Marca/Modelo	modelo motor	Cilindro N°	dato	dato	dato	calculado $Vc = \pi \cdot D \cdot C / 4$	calculado $\varepsilon = V1 / V2$	Calculado $V1 = Vc + V2$	medido
Fiat Regatta 85 - 1500 c.c.	138A028	Cilindro 1	63,9	86,4	1	374,64	9,89	416,76	42,12
		Cilindro 2	63,9	86,4	1	374,64	10,11	415,76	41,12
		Cilindro 3	63,9	86,4	1	374,64	10,11	415,76	41,12
		Cilindro 4	63,9	86,4	1	374,64	10,11	415,76	41,12
		TOTALES			4	1498,57			

potencia al freno, obteniendo en cada caso la curva característica de potencia y par motor. Utilizando el software MatLab se obtienen las curvas de ajuste polinómicas de cada ensayo, sus correspondientes ecuaciones y los intervalos de rotaciones para las cuales cada curva tiene validez experimental. Por último, se determina el intervalo de rotaciones para el cual las diez pruebas presentan valores experimentales, y trabajando con las

curvas de ajuste de los diez ensayos se obtiene la curva más representativa, así como también el desvío estándar para una probabilidad de ocurrencia del 99%.

La Figura 2 muestra los resultados obtenidos en el banco de pruebas para los diez ensayos realizados.

En la Figura 3, las curvas experimentales han

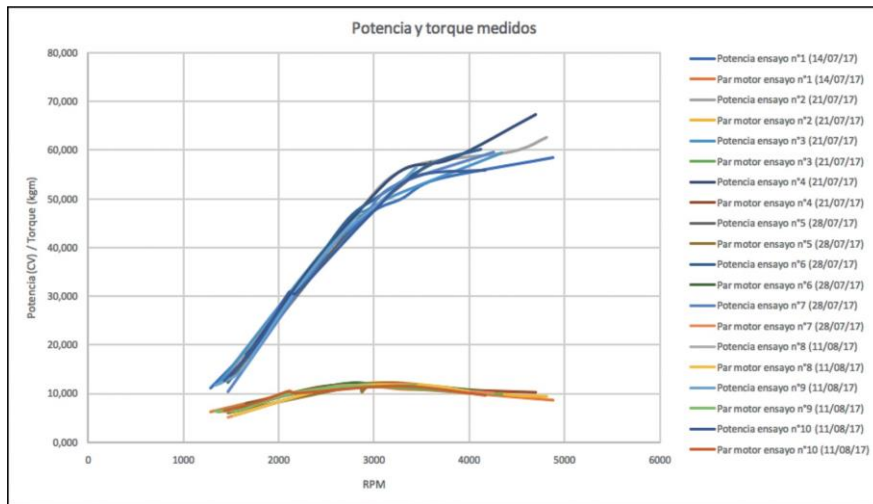


Fig. 2. Curvas de potencia y torque a plena carga. Resultados experimentales en el banco de ensayos

Fuente: elaboración propia

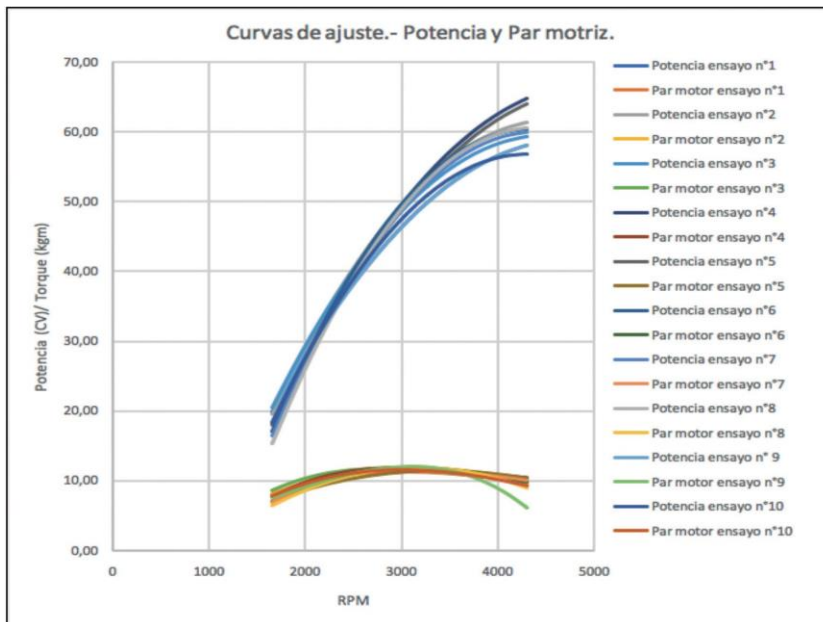


Fig. 3. Curvas de tendencia polinómicas obtenidas con MatLab correspondientes a los diez ensayos de potencia al freno

Fuente: elaboración propia

sido reemplazadas por las curvas de ajuste polinómicas, obtenidas mediante el uso del software MatLab.

En la Tabla 2 se pueden apreciar las ecuaciones de cada curva, para la potencia y el torque, y el intervalo de rotaciones en el cual se obtuvieron resultados experimentales para cada caso.

Finalmente, la Figura 4 muestra las curvas más representativas para la potencia y el torque, también se han trazado las bandas de tolerancia calculadas para tres veces el desvío estándar, con el objeto de asegurar la máxima probabilidad de ocurrencia de los eventos representados.

La Tabla 3 muestra las ecuaciones polinómicas obtenidas con MatLab para la potencia y el torque. También se muestra el intervalo de rotaciones para los cuales las curvas presentan valores obtenidos experimentalmente, y los valores del desvío estándar para ambas magnitudes.

Serán entonces los valores obtenidos de la Figura 4, o bien calculados con las ecuaciones de la Tabla 3, los que definen los parámetros de potencia efectiva y par motriz del motor. Contra estos valores se calculará el rendimiento mecánico del motor, siendo éste uno de los parámetros de verificación de la validez del método propuesto.

Tabla 2. Ecuaciones de las curvas de tendencia de potencia y torque, e intervalo de validez experimental, obtenidas con MatLab

Fuente: elaboración propia

Ecuaciones de las curvas tendencias				
Ensayo	Fecha	Potencia (P)	Torque (Mt)	Intervalo (r.p.m.)
1	14/07/2017	$-4,08 \cdot 10^{-6}x^2 + 0,0388x - 33,4$	$2,7 \cdot 10^{-10}x^3 - 3,67 \cdot 10^{-6}x^2 + 0,0148x - 7,5$	[1290 ; 4755]
2	21/07/2017	$-5,01 \cdot 10^{-6}x^2 + 0,0457x - 42,6$	$3,42 \cdot 10^{-10}x^3 - 4,66 \cdot 10^{-6}x^2 + 0,0189x - 12,1$	[1390 ; 4560]
3	21/07/2017	$-4,85 \cdot 10^{-6}x^2 + 0,0436x - 38,5$	$6,27 \cdot 10^{-10}x^3 - 7,01 \cdot 10^{-6}x^2 + 0,0245x - 15,7$	[1360 ; 4495]
4	21/07/2017	$-4,38 \cdot 10^{-6}x^2 + 0,0437x - 42,2$	$6,33 \cdot 10^{-10}x^3 - 7,33 \cdot 10^{-6}x^2 + 0,0268x - 19,6$	[1470 ; 4990]
5	28/07/2017	$-4,3 \cdot 10^{-6}x^2 + 0,0431x - 41,8$	$7,9 \cdot 10^{-11}x^3 - 2,16 \cdot 10^{-6}x^2 + 0,0119x - 7,15$	[1470 ; 5012]
6	28/07/2017	$-6,06 \cdot 10^{-6}x^2 + 0,0525x - 53,4$	$2,6 \cdot 10^{-10}x^3 - 4,14 \cdot 10^{-6}x^2 + 0,0181x - 12,2$	[1660 ; 4330]
7	28/07/2017	$-5,85 \cdot 10^{-6}x^2 + 0,0513x - 52,6$	$5,44 \cdot 10^{-10}x^3 - 6,78 \cdot 10^{-6}x^2 + 0,0262x - 20,5$	[1470 ; 4385]
8	11/08/2017	$-6,14 \cdot 10^{-6}x^2 + 0,0537x - 56,9$	$2,56 \cdot 10^{-11}x^3 - 2,61 \cdot 10^{-6}x^2 + 0,0158x - 12,8$	[1430 ; 4370]
9	11/08/2017	$-1,84 \cdot 10^{-6}x^2 + 0,031x - 28,2$	$-7,35 \cdot 10^{-10}x^3 + 3,61 \cdot 10^{-6}x^2 - 0,00119x + 2,9$	[1330 ; 8425]
10	11/08/2017	$-5,55 \cdot 10^{-6}x^2 + 0,0477x - 45,7$	$2,59 \cdot 10^{-10}x^3 - 4,06 \cdot 10^{-6}x^2 + 0,0174x - 11,1$	[1430 ; 4300]

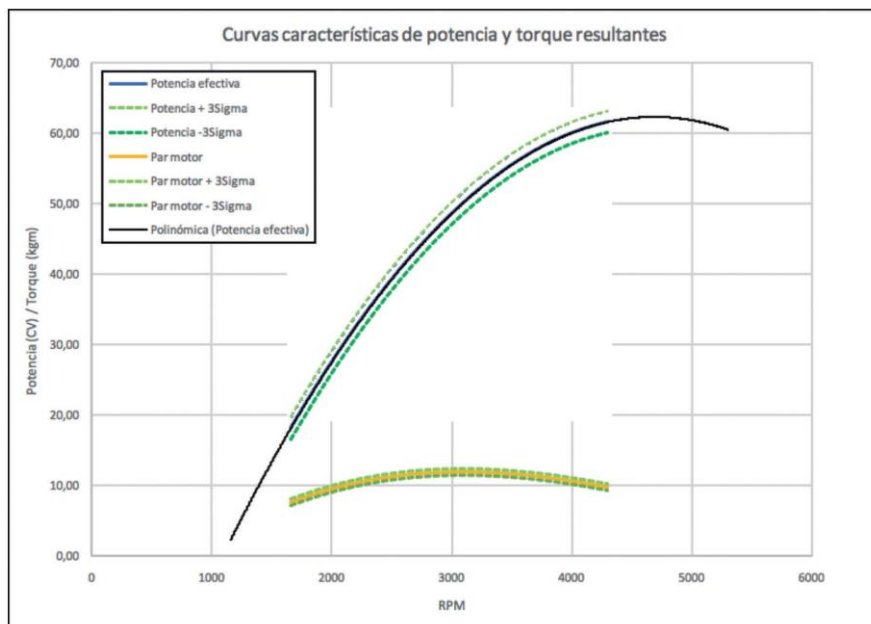


Fig. 4. Curva de potencia y torque resultante y banda de tolerancia calculada a 3 σ para una probabilidad del 99%

Fuente: elaboración propia

Tabla 3. Ecuaciones finales para la potencia y el torque, e intervalo de validez experimental, obtenidas con MatLab

Fuente: elaboración propia

Magnitud	Ecuación final	σ
Potencia (P)	$-4,82 \cdot 10^{(-6)}x^2 + 0,0452x - 43,6$	0,529
Torque (Mt)	$2,32 \cdot 10^{(-10)}x^3 - 3,89 \cdot 10^{(-6)}x^2 + 0.0174x - 11,6$	0,152
Intervalo (r.p.m.)	[1660 ; 4330]	

Ensayo n°2: obtención del diagrama abierto de las presiones en el cilindro 4 del motor, sin combustión

Se utilizó un sensor de presión instalado en el orificio de la bujía del cilindro n° 4 del motor. La instalación del sensor en el lugar que comúnmente ocupa la bujía de encendido suprime la combustión en este cilindro. Esta operación se realiza sin modificar el volumen de la cámara y comprimiendo fluido real de trabajo, compuesto por la mezcla de aire y combustible que suministra el carburador. Al medir sin el proceso de combustión, la medición deja de ser crítica, y pueden utilizarse sensores industriales de bajo costo.

Para esta operación se utiliza un sensor marca Danfoss modelo MBS 3000 060G1133 midiendo en tiempo real con el motor funcionando con los tres cilindros restantes, al 100% de carga y a diferente número de rotaciones.

Las referencias del punto muerto superior, que permiten en el análisis posterior, identificar el inicio y final de cada ciclo operativo se registran con un sensor inductivo de proximidad marca Siemens, modelo 3RG4075 – 0AJ00 instalado en la polea del cigüeñal.

Los registros de campo en tiempo real se obtienen utilizando un osciloscopio digital marca



Fig. 5. Montaje en el cilindro n°4 del sensor para medición de la presión en tiempo real sin combustión

Fuente: elaboración propia

GW Instek GDS – 2062. Conectando a uno de los canales la señal proveniente del sensor de presión, y al restante la señal proveniente del sensor de punto muerto superior.

Con el objeto de mantener cierta coherencia en el tratamiento de los resultados, y por tratarse de un método cuyas conclusiones se verifican experimentalmente, se buscarán las curvas de presión más representativas, obtenidas a plena carga, y a cierto número de rotaciones.

Para ello se realizaron 12 ensayos al 100% de

carga con el motor funcionando en tres cilindros, mientras se obtenían registros de presión sin combustión en el cilindro número cuatro. Al mantener constante el tiempo de muestreo, cuanto más bajas resultan las rotaciones, menos registros se obtendrán. Mientras que a altas rotaciones la cantidad de registros aumentará, dando lugar a un número mayor de muestras y aumentando la confiabilidad de los resultados. Los ensayos se agruparán por proximidad en el régimen de rotaciones. Cuando las pruebas no difieran en más de un 10% en el régimen de rotaciones a las cuales fueron efectuadas,

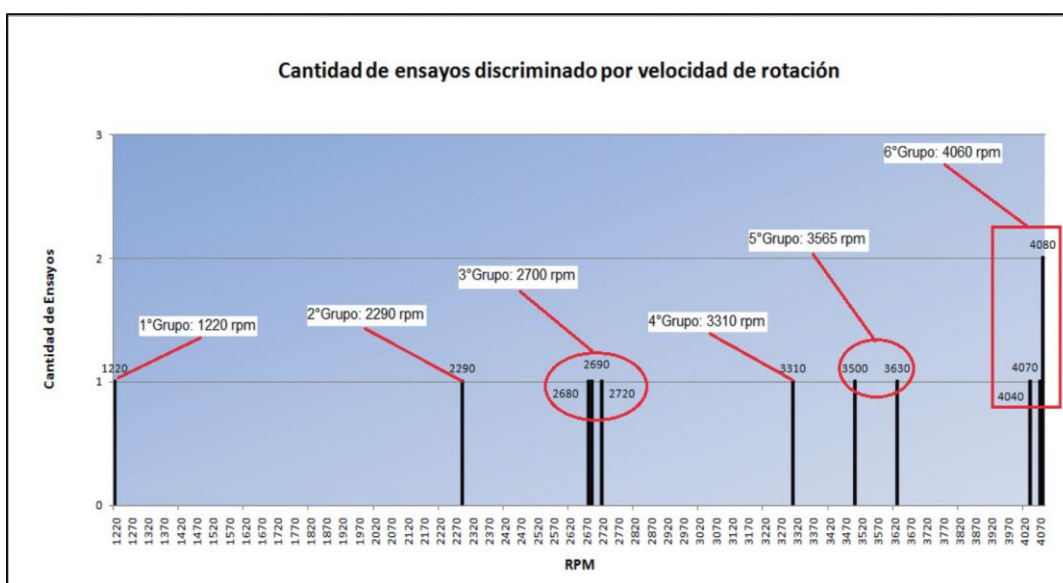


Fig. 6. Agrupamiento de ensayos por el número de r.p.m.

Fuente: elaboración propia

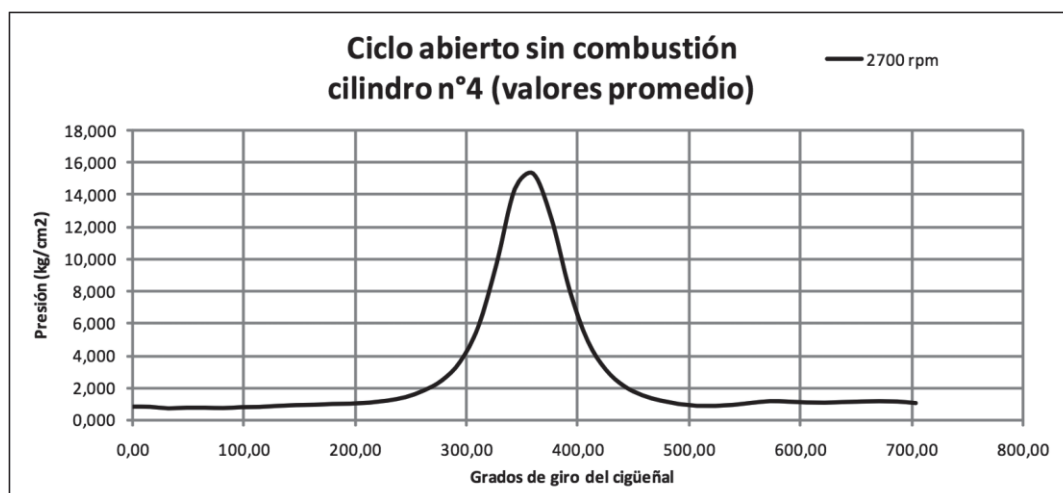


Fig. 7. Curva promedio que representa la variación de la presión en el cilindro n°4 sin fase de combustión

Fuente: elaboración propia

se considerarán tomadas al mismo régimen. El régimen de rotaciones se fijará como el promedio de los valores del intervalo. Este valor pasará a ser el centro de dicho intervalo para el cual serán válidos todos los valores que queden comprendidos en +/-5%. Si alguno de los valores procesados inicialmente para el promedio quedara eventualmente fuera, el procedimiento se repite sin contemplarlo. Este procedimiento permite procesar un mayor número de muestras del ciclo abierto de las presiones para el régimen de rotaciones definido. El valor que resulte el centro del intervalo de rotaciones, por simplicidad, podrá redondearse a un valor que resulte cómodo para los cálculos cuando este procedimiento no difiera en más de 0,2% de dicho valor.

La Figura 6 muestra la agrupación de los ensayos realizados, determinando los valores de rotaciones para los cuales se considerarán los ciclos abiertos obtenidos.

Para la aplicación del modelo, en este trabajo se escogerá realizar el análisis al régimen de 2700 r.p.m., por ser un valor cercano al de máximo torque, y porque se cuentan con una cantidad importante de ciclos abiertos.

En la Figura 7 se muestra la curva más representativa del ciclo abierto sin combustión a 2700 r.p.m.

A continuación, se toma solamente la carrera de compresión, reemplazando en el eje de abscisas los valores de grados de giro del eje por el volumen en el interior del cilindro, utilizando la ecuación (3). Analizando la curva de compresión, y utilizando (4) para los pares de valores presión – volumen entre los registros consecutivos de la curva ajustada de compresión, se obtiene la curva experimental de variación del coeficiente politrópico, y el coeficiente politrópico medio para toda la carrera. Esta situación se muestra en la Figura 8.

Ensayo n°3: obtención de los productos de combustión y consumo específico a plena carga y rotaciones prefijadas

La medición de ciertos parámetros que caracterizan el proceso de combustión se hace necesario al momento de determinar el valor más probable que alcanzaría la presión en el momento de producirse ésta.

Estos valores deben incluir como mínimo el exceso de aire, el dióxido de carbono producido, el monóxido de carbono y el oxígeno libre presente en los gases de combustión, así como también el rendimiento del proceso de combustión. Estos datos combinados con los parámetros energéticos que surgen de la medición del consumo específico, permitirán completar el ciclo abierto de las presiones en el interior del cilindro. Para

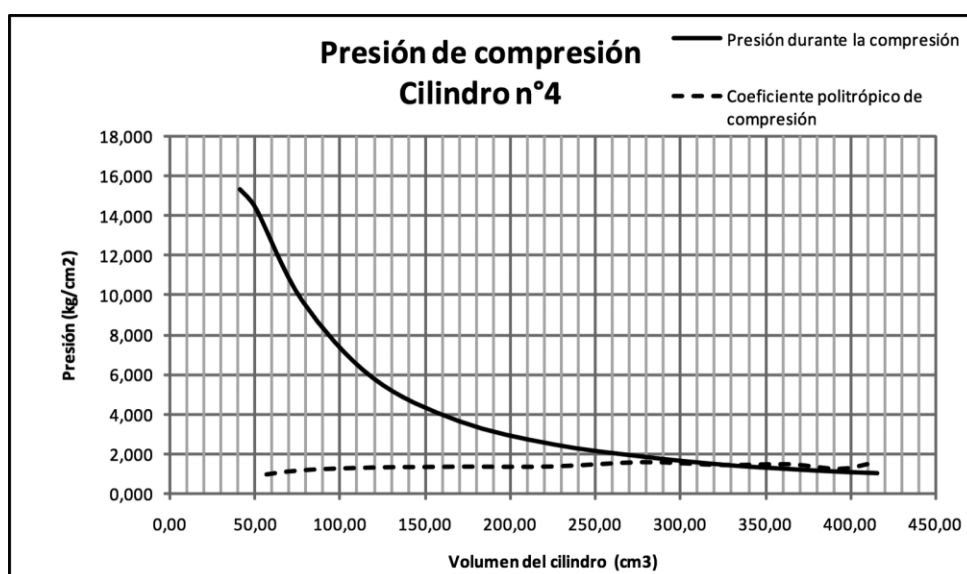


Fig. 8. Evolución de la presión durante la carrera de compresión a 2700 r.p.m.

Fuente: elaboración propia

Tabla 4. Gases totales de combustión en función de la composición del combustible y el exceso de aire medido

Fuente: elaboración propia

PRODUCTOS DE COMBUSTIÓN EN FUNCIÓN DE LA COMPOSICIÓN DEL COMBUSTIBLE												
Composición del combustible (C8H18). Porcentajes en masa		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
C	H	Vel. Giro	Oxígeno teórico en volúmen	Aire teórico en volúmen	Gases secos de combust. en volúmen	Exceso de aire	Cantidad de aire c/exceso en volumen	Gases secos comb. + exceso aire	Gases húmedos	Gases Totales	Entalpía de los gases de combustión	Temperatura de los gases de combustión
%	%	(1/min)	(Nm ³ /kg)	(Nm ³ /kg)	(Nm ³ /kg)	λ	Aire λ	Gsve	Ghv	Gt	hc	T3
			(Nm ³ /kg)	(Nm ³ /kg)	(Nm ³ /kg)	decimal	(Nm ³ /kg)	(Nm ³ /kg)	(Nm ³ /kg)	(Nm ³ /kg)	(kcal/Nm ³)	(°C)
0,8421	0,1579	2697	2,45	11,67	10,79	1,18	13,77	12,89	1,75	14,64	719,10	1840

ello deben realizarse al mismo número de rotaciones fijadas en las pruebas el apartado 2. Para este trabajo se ha previsto que la tolerancia no exceda +/- 5%.

Obtenido el análisis básico de los gases de combustión en las condiciones descritas, y utilizando las ecuaciones estequiométricas se obtiene la cantidad total de gases de combustión Gt (Nm³/kg de combustible). Relacionando este dato con el poder calorífico del combustible es posible conocer la entalpía de los gases, y con la ayuda del diagrama entálpico de los mismos, será posible hallar la temperatura más probable desarrollada durante la combustión. La obtención de dichos parámetros a partir de la composición básica del combustible y el exceso de aire real medido en un ensayo a 2697 r.p.m. se muestra en la Tabla 4.

Ensayo n°4: obtención de la temperatura de inicio de compresión por imágenes termográficas infrarrojas

Para el desarrollo exitoso del modelo CIPREV basado en la determinación del trabajo del ciclo por integración de las curvas politrópicas de compresión y expansión, resulta fundamental la determinación del coeficiente politrópico durante estos procesos.

El objeto de este ensayo consiste en determinar el valor de la temperatura del fluido de trabajo en condiciones próximas al inicio de compresión, ya que determina las condiciones que definen el valor del coeficiente politrópico en dicha fase. Para esta medición es necesario considerar

que cualquier tipo de sensor que pretenda utilizarse para este fin no debe alterar el volumen del cilindro, debe tener alta velocidad de resolución de la medición, y por consiguiente muy baja, o ninguna inercia térmica. En estas condiciones se ha optado por el método infrarrojo.

Para llevarlo a cabo, se extrae la bujía de encendido del cilindro número cuatro y se hace funcionar el motor con los cilindros restantes a plena carga y al número preestablecido de rotaciones. El fluido de trabajo es admitido, y a una presión muy baja, solo determinada por la velocidad del pistón y la dificultad que el gas encuentra en fluir por el orificio de la bujía de encendido abierto a la atmósfera, se registran las imágenes que muestran la temperatura del gas.

Para este trabajo se utilizó una cámara termográfica infrarroja marca Testo, modelo T 875-1, y por medio del software específico para análisis de las imágenes (Testo IRSoft V3.7), se realizó un mapeo de la zona de descarga del gas y un histograma del gradiente de temperaturas, obteniendo los valores máximos, mínimos y promedio de la muestra. Esta situación se aprecia en la Figura 9.

Se tomará al valor promedio, como temperatura inicial de compresión T1, ya que cuando el gas ingresa al cilindro, su temperatura es próxima a la temperatura ambiente. Como el cilindro nunca queda estanco, el calor que el fluido gana por el trabajo de compresión resulta mínimo, mientras que el aumento de temperatura se debe fundamentalmente al calor que le ceden las paredes del cilindro.

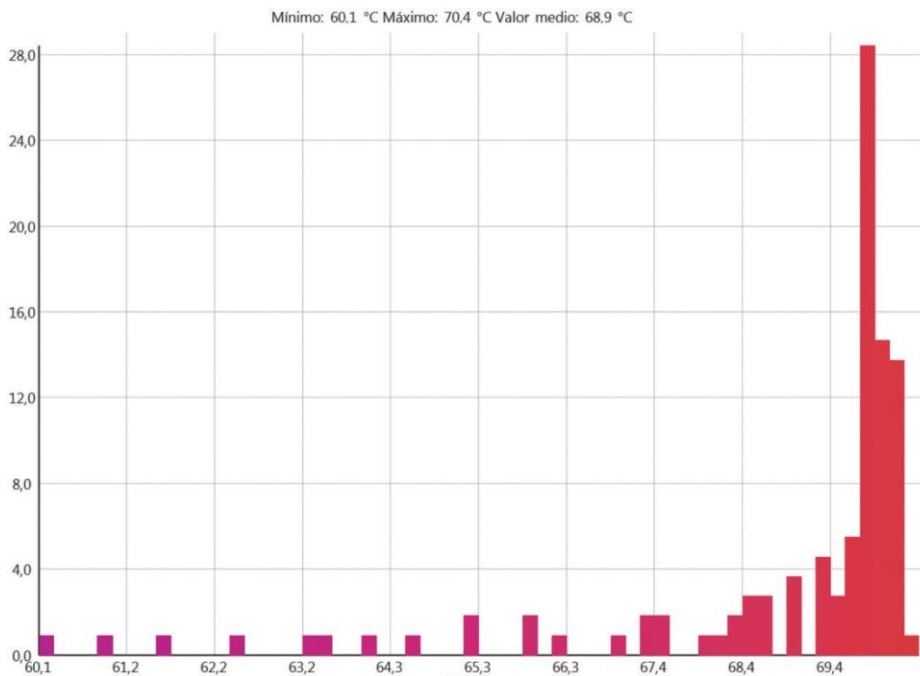


Fig. 9. Histograma de temperatura de inicio de compresión medido sobre el orificio de la bujía de encendido del cilindro n°4

Fuente: elaboración propia

Conclusiones y discusión

En la Tabla 5 se resumen los resultados de la aplicación del modelo del ciclo indicado CIPREV obtenido a partir de las pruebas realizadas. Se pueden observar los valores que adoptan los principales parámetros operativos y energéticos.

En las columnas 13 y 15 de la Tabla 5 se muestran los valores del rendimiento térmico

(32%) y rendimiento mecánico (87%). Estos valores corresponden a una velocidad de rotación de 2700 r.p.m. y un estado de carga del 100%, siendo éstos compatibles con los valores indicados por la bibliografía especializada. Estos índices se han obtenidos en relación a los resultados experimentales del ensayo n°1 cuyos parámetros efectivos surgen de pruebas estándar para motores de combustión interna.

Actualmente el diagrama indicado en moto-

Tabla 5. Parámetros del ciclo indicado previsto CIPREV

Fuente: elaboración propia

CALCULO DEL CICLO PREVISTO PARA EL CILINDRO N°4															
Aplicación del modelo del Ciclo indicado Previsto CIPREV a plena carga y 2700 rpm	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	Inicial compression pressure	Inicial compression temperature	Compression polytropic coefficient	Final compression pressure	Final compression temperature	Final combustion pressure	Final combustion temperature	Expansion polytropic coefficient	Pressure at the end of the expansion	Temperature at the end of the expansion	Indicated work	Average pressure of the cycle.	Thermal performance	Indicated power	Mechanical performance
	P1	T1	n	P2	T2	P3	T3	ne	P4	T4	Li	p _{mi}	η _t	Pi	η _m
	(kg/cm ²)	(°C)		(kg/cm ²)	(°C)	(kg/cm ²)	(°C)		(kg/cm ²)	(°C)	(kgm)	(kg/cm ²)	(%)	(CV)	(%)
	measured value	Thermograph camera.	calculated	measured value	calculated	calculated	calculated	calculated	calculated	calculated	calculated	calculated	calculated	calculated	calculated
Cilindro N°			formula (4)		T2 = T1·e ⁽ⁿ⁻¹⁾	P3 = P2(T3/T2)	Rossin - Fehling Diag.	formula (4)	P4 = P3/e ⁿ	T4 = T3/e ⁿ⁻¹	formula (6)	p _{mi} = L/Vc	η _t = 1 - (T1/T2)	Pi = (L·N·n·cil)/9000	η _m = Pe/Pi
4	1,035	68,9	1,166	15,35	228,54	64,65	1840,00	1,124	4,79	1379,54	41,31	11,03	0,32	12,39	0,87
RESULTADO DEL CILINDRO N°4 EXTRAPOLADO A LOS CUATRO CILINDROS DEL MOTOR														49,57	0,87

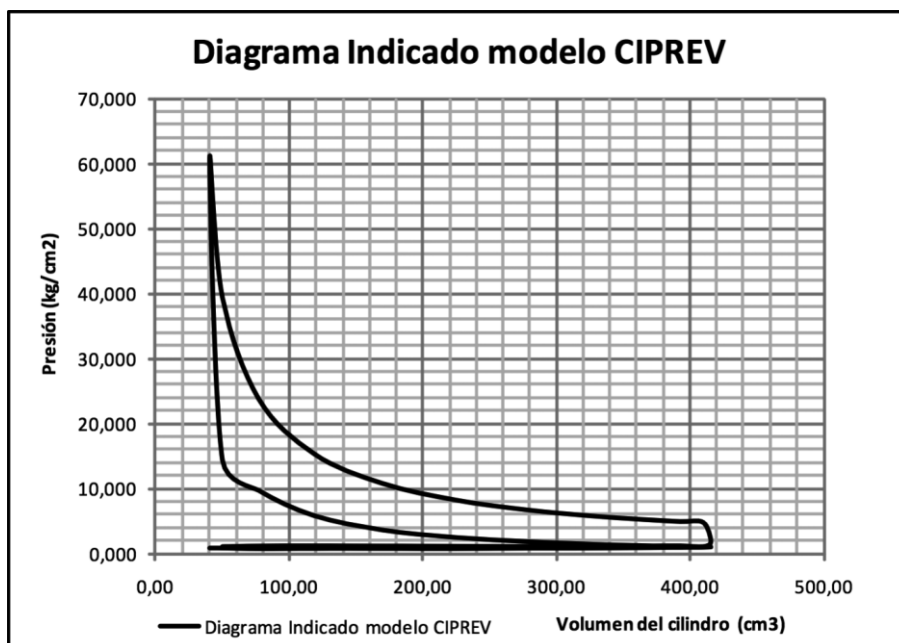


Fig. 10. Diagrama indicado modelo CIPREV

Fuente: elaboración propia

res rápidos puede obtenerse utilizando equipamiento específico que permite registrar en tiempo real los eventos de presión en el interior del cilindro, pero este equipamiento resulta prácticamente inaccesible en costos para los laboratorios universitarios. El método aquí presentado resulta evidentemente más laborioso, pero su implementación redonda en un costo bajo de implementación, toda vez que los sensores y dispositivos de medición e instrumentos electrónicos que se utilizan, son equipamiento estándar para usos industriales.

La Figura 10 muestra el diagrama indicado que resulta de la aplicación del modelo. Las líneas de admisión, compresión y escape son las obtenidas con el sensor de presión durante el ensayo sin combustión. El punto de presión correspondiente a la máxima presión desarrollada durante la combustión ha sido calculado utilizando el modelo de los gases ideales, tomando la temperatura obtenida con el método observado en el ensayo n°3. Y la expansión ha sido modelada a partir del coeficiente politrópico calculado con los resultados de los ensayos n°2 y n°4.

Para el presente trabajo el modelo ha sido utilizado en la verificación de un motor existente, no obstante, las conclusiones que se obtienen

en cuanto a los valores y las curvas de variación del coeficiente politrópico, la caracterización que puede hacerse del fluido de trabajo, el valor de la temperatura al inicio de compresión y otros parámetros del ciclo pueden utilizarse como datos de diseño para el desarrollo de nuevos motores.

Esta experiencia también ha permitido al equipo de trabajo validar el uso de determinado tipo de sensores industriales de bajo costo para pruebas de estas características.

Por último, la Figura 8, permite ver como la curva de variación del coeficiente politrópico para la carrera de compresión se mantiene bastante constante para el estado de carga y el número de rotaciones considerado, aproximándose a las consideraciones teóricas clásicas. Esto permite validar el uso del exponente politrópico medio, en una primera aproximación al ciclo real.

Críticas al modelo y mejoras a implementar: en primera instancia se ve en la Figura 10 que se hace necesario introducir algún factor de corrección por la temperatura que se produce durante la combustión, afectaría a los gases alterando su densidad y la presión residual durante toda la carrera de escape. Esto tiene un impacto directo sobre el trabajo de bombeo y la eficiencia.

Así como se ha desarrollado una experiencia para medir en forma aproximada la temperatura de inicio de compresión y hallar con cierta verosimilitud el coeficiente politrópico en la fase de compresión, se hace necesario también desarrollar algún método experimental para medir

la temperatura de los gases al final de la expansión con el objeto de determinar con mejor precisión el coeficiente politrópico en dicha fase, situación que tiene un impacto directo sobre el trabajo del ciclo.

Referencias

- CAPUTO, D.C.; CAVATAIO, P.G.; FONTERIZ, V.C.; FERREIRA, R. E. y RECELOGLU, G.A., (2018) Processing of internal combustion engine test data using the indicated cycle provided model. *Transportation Research Procedia* 33, 20-27.
- GALINDO, J. y HERNANDEZ, J.J., (2011) Modelado de motores. In: PAYRI, F; DESANTES, J.M. (Ed), *Motores de combustión interna alternativos (745-797)*. Reverté, Barcelona.
- HEYWOOD, J.B., (1988) *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill. New York, E.E.U.U.
- LAPUERTA, M.; ARMAS, O. y MOLINA, S., (2002) Study of the compression cycle of reciprocating engine through the polytropic coefficient. Elsevier Science Ltd, Valencia. España.
- MARTINEZ DE VEDIA, H., (1997) *Teoría de los Motores Térmicos Conversión de la Energía*, Buenos Aires, Argentina.
- NIETO GARZÓN, N.; ZARZA MANESSES, H.; SCHROEDER, F.; AZEVEDO DOS SANTOS, R.; OLIVEIRA, A.A.M. y BAZZO, E., (2016) Aplicação de procedimentos estatísticos na análise da curva de pressão na câmara de combustão de motores de ignição por compressão. *MTL 2016 – Jornadas Iberoamericanas de Motores Térmicos y Lubricación – Trabajos Completos*, 279-294. La Plata, Argentina.
- TORREGROSA, J.A. y OLMEDA, P., (2011) Perdidas de calor. Refrigeración. In: PAYRI, F. y DESANTES, J.M. (Ed.) *Motores de combustión interna alternativos (92-122)*. Reverté, Barcelona.