

Obtención de la curva de variación del coeficiente politrópico en la carrera de compresión en motores de combustión interna

Diego C. Caputo¹, Rodolfo O. Berberi¹, Pablo G. Cavataio¹, Gabriel A. Receloglu², Fernando G. Russo^{2*}

¹ Universidad de la Marina Mercante, Facultad de Ingeniería, Av. Rivadavia 2258 – 2do piso (C1034ACO) Ciudad Autónoma de Bs. As. Argentina

² Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Buenos Aires, Av. Medrano 951 – 3er piso of. 302 (C1179AAQ) C.A.B.A. Argentina

dcaputo@udemmm.edu.ar

Recibido el 13 de marzo 2017, aprobado el 13 de abril de 2017

Resumen

El presente artículo intenta una mirada al modelo tradicional utilizado para el cálculo del ciclo de trabajo de los motores de combustión interna de cuatro tiempos con encendido a chispa, a través de la caracterización del coeficiente politrópico en las transformaciones de compresión y expansión. Se trata aquí un método experimental para su obtención y su utilización como parámetro de diseño. Se ha priorizado la sustitución de los sensores tradicionales por sensores de bajo costo y uso industrial para obtener el diagrama abierto de las presiones sin tener en cuenta la fase de combustión.

PALABRAS CLAVE: CICLO INDICADO - POTENCIA - COEFICIENTE POLITRÓPICO - SENSORES DE BAJO COSTO

Abstract

This article presents an insight into the traditional model used to calculate the work cycle in four stroke internal combustion engines with spark ignition, through the characterization of the polytropic coefficient in compression and exhaust transformations. This work shows an experimental method in order to obtain and use this coefficient, as a design parameter.

Priority has been given to replacing traditional sensors, with low cost ones commonly used in industry, to obtain the open diagram of the pressures without considering the combustion phase.

KEYWORDS: INDICATED CYCLE - POWER - POLYTROPIC COEFFICIENT - LOW COST SENSOR

Este trabajo forma parte del PID titulado "Modelo físico matemático del ciclo indicado previsto para motores de combustión interna" en ejecución en el ámbito de la SECTIP de la UTN.BA.

*Es también autor de este trabajo Nestor Ferré

Introducción

El motor de combustión interna ha recorrido más de cien años de historia desde la primera patente de Diesel y los primeros prototipos de Otto. A lo largo de esta rica historia han ido cambiando los materiales, los combustibles y los lubricantes. Estos cambios han impactado en su desarrollo convirtiéndolos en máquinas más eficientes. En medio de este recorrido nació la electrónica y los fabricantes de motores se valieron de ella para crear máquinas más precisas, confiables y amigables con el medioambiente.

Hoy en día los motores pueden ser observados mediante el uso de imágenes termográficas infrarrojas, con sensores de presión cuya velocidad de respuesta es inferior al milisegundo o con analizadores de gases de combustión que en tiempo real entregan información precisa de los eventos térmicos en el interior del cilindro. Sin embargo, los modelos de estudio del ciclo térmico, siguen siendo los de principio del siglo XX.

El presente artículo tiene por objeto dar a conocer una mirada del ciclo térmico de los motores basada en la determinación experimental de parámetros de funcionamiento como el coeficiente politrópico de compresión, obtenido mediante una serie de ensayos no convencionales. Su posterior uso en el modelo tradicional de cálculo, tomándolo como dato de diseño, permite resultados más confiables y precisos.

Planteo del problema y modelo propuesto

Como es suficientemente conocido el ciclo de trabajo de un motor de combustión interna que opera según el ciclo Otto de cuatro tiempos, está constituido por dos transformaciones a volumen constante y dos politrópicas, una de

compresión y otra de expansión. Su trabajo está determinado por la cantidad de fluido que opera y por las temperaturas extremas que alcanza. El mismo puede ser representado en un diagrama presión – volumen y su área determina el trabajo indicado y la potencia que se puede obtener.

El método que a continuación se presentará consiste en determinar la función matemática de las curvas de compresión y expansión politrópicas en las condiciones más reales posibles, y mediante un método matemático integrativo hallar el área del ciclo. La selección adecuada del exponente politrópico determinará la cercanía con las condiciones de trabajo real, de modo que se dedicará un apartado a su determinación experimental. Se tomarán como datos de partida los correspondientes a las características técnicas del motor aportadas por el manual de taller del fabricante, y que se muestran en la Tabla 1.

El método se aplicará en su forma de constatación de la potencia de un motor existente. El trabajo experimental ha sido realizado sobre un motor Fiat, y está basado en la determinación experimental del exponente politrópico durante la transformación de compresión. Se asumen conocidas algunas cuestiones inherentes al cálculo básico de los motores, éstas se muestran a título informativo en la Tabla 2.

La relación de compresión (ϵ) se ha obtenido mediante el método de la medición del volumen de la cámara de combustión y su posterior cálculo como se indica en la Tabla 2.

Se llamará PMI al punto muerto inferior, o punto más bajo que adopta el pistón en su carrera descendente, y PMS al punto muerto superior

Tabla 1. Datos técnicos del motor ensayado

		DATOS TÉCNICOS OBTENIDOS POR MANUAL									
		Carrera	Diámetro	Relación de compresión	Nº de cilindros	Cilindrada unitaria	Cilindrada total	Potencia efectiva declarada	Régimen de máxima potencia	Torque máximo declarado	Régimen de máximo torque
		C (cm)	D (cm)	ϵ	Nº	V_c (cm ³)	V_{ct} (cm ³)	P_e (CV)	N (1/min)	M_t (kgm)	N_t (1/min)
Modelo	Motor	dato	dato	dato	dato	calculado $V_c = \pi \cdot D^2 \cdot C / 4$	calculado $V_{ct} = V_c \cdot N^\circ \text{ cil.}$	dato	dato	dato	dato
Fiat 128-1500 cm ³	138º028	6,39	8,64	9,2	4	374,64	1498,57	82	5500	12	3000

Tabla 2. Abreviaturas y fórmulas básicas

CUADRO DE ABREVIATURAS Y FÓRMULAS BÁSICAS			
Abreviaturas	Parámetros	Unidad	Fórmula
C	Carrera	(cm)	dato
D	Diámetro	(cm)	dato
ϵ	Relación de compresión	***	$\epsilon = V_1/V_2$
V_c	Cilindrada unitaria	(cm ³)	$V_c = \pi \cdot D^2 \cdot C/4$
Nº	Número de cilindros	***	dato
V_{ct}	Cilindrada total	(cm ³)	$V_{ct} = V_c \cdot N^\circ$ cilindros
N	Régimen de máxima potencia	(1/min)	dato
V_2	Volumen de la cámara de combustión	(cm ³)	medido
V_1	Volumen total del cilindro	(cm ³)	$V_1 = \epsilon \cdot V_2$; o bien $V_1 = V_c + V_2$
P_1	Presión de admisión	(kg/cm ²)	medido
n	Exponente politrópico en la transformación de compresión y expansión	***	Ver fórmula (3)
P_2	Presión final de compresión	(kg/cm ²)	medido
P_3	Presión final de combustión	(kg/cm ²)	$P_3 = (7 \cdot \epsilon - 2)$
P_4	Presión de apertura de válvulas de escape	(kg/cm ²)	$P_4 = P_3 / \epsilon^n$

o punto más alto alcanzado en su carrera ascendente.

Estudio de las transformaciones de compresión y expansión

El ciclo previsto se basa en el estudio de las transformaciones politrópicas de compresión y expansión. En su forma genérica, éstas se caracterizan por la forma:

$$p \cdot V^n = cte \tag{1}$$

Y aplicándola a la transformación observada en la carrera de compresión, que sucede entre los volúmenes extremos V_1 (volumen total o máximo del cilindro) cuando el pistón se encuentra en el PMI y V_2 (volumen de la cámara de combustión) cuando el pistón se encuentra en el PMS, puede escribirse:

$$p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n \tag{2}$$

Siendo n el valor del exponente o coeficiente politrópico que caracteriza al fluido de trabajo y al sistema particular. Partiendo de la ecuación (2), es posible obtener la fórmula general para determinar el valor del exponente politrópico n:

$$n = \frac{\log \frac{p_2}{p_1}}{\log \epsilon} \tag{3}$$

La relación de compresión es una relación volumétrica que representa el valor máximo en el que se reduce el volumen total del cilindro hasta alcanzar el volumen de la cámara de combustión, y puede expresarse como sigue:

$$\epsilon = \frac{V_1}{V_2} \tag{4}$$

En su recorrido desde el PMI hasta llegar al PMS, el pistón adopta infinitos puntos intermedios que determinan un sin número de relaciones entre el volumen total del cilindro y el observado en cada punto de su recorrido. En un modo genérico puede escribirse que la presión P_y en el interior del cilindro durante la carrera de compresión corresponde a un volumen V_x , para , y su valor estará dado por:

$$P_y = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_x}\right)^n \tag{5}$$

Análogamente se puede plantear el mismo razonamiento para la poltrópica de expansión obteniendo una ecuación matemática del tipo:

$$P_y = p_4 \cdot \left(\frac{V_1}{V_x}\right)^n \tag{6}$$

P_1 y P_4 representan respectivamente la presión media durante la admisión, y la presión al final de la carrera de expansión.

Para esta primera formulación se ha considerado que el exponente politrópico de compresión es igual al de expansión y que ambas transformaciones se desarrollan entre los volúmenes V_1 y V_2 .

Cálculo del ciclo indicado previsto

El área por debajo de la politrópica de expansión representa el trabajo correspondiente a la expansión del fluido y estará dado por:

$$L_e = \int_{V_2}^{V_1} P_y dv \quad (7)$$

Reemplazando P_y por la expresión (6), y sustituyendo dv por dx , y V_x por x , y asumiendo constantes los valores de V_1 , V_2 , y P_4 es posible escribir la ecuación (7) como sigue:

$$L_e = \int_{V_2}^{V_1} \left(p_4 \cdot \frac{V_1^n}{x^n} \right) dx \quad (8)$$

$$L_e = p_4 \cdot V_1^n \cdot \int_{V_2}^{V_1} x^{-n} dx \quad (9)$$

Resolviendo la integral y volviendo a sustituir por los valores correspondientes:

$$L_e = p_4 \cdot V_1^n \cdot \left(\frac{V_1^{-n+1} - V_2^{-n+1}}{-n+1} \right) \quad (10)$$

El trabajo de compresión, suministrado por la máquina al fluido, puede obtenerse a partir de la politrópica de compresión, y en forma análoga al anterior:

$$L_c = \int_{V_2}^{V_1} P_y dv \quad (11)$$

Realizando idénticas sustituciones que en el estudio del trabajo de expansión y considerando también invariable el valor de P_1 :

$$L_c = p_1 \cdot V_1^n \cdot \left(\frac{V_1^{-n+1} - V_2^{-n+1}}{-n+1} \right) \quad (12)$$

El trabajo neto resultante (L_i) estará dado por:

$$L_i = L_e - L_c \quad (13)$$

$$L_i = p_4 \cdot V_1^n \cdot \left(\frac{V_1^{-n+1} - V_2^{-n+1}}{-n+1} \right) - p_1 \cdot V_1^n \cdot \left(\frac{V_1^{-n+1} - V_2^{-n+1}}{-n+1} \right) \quad (14)$$

$$L_i = (p_4 - p_1) \cdot \left(\frac{V_1^{-n+1} \cdot V_2^{-n+1}}{-n+1} \right) \quad (15)$$

Se puede decir que el trabajo resultante L_i , determinado en estas condiciones, representa el trabajo indicado del ciclo ya que para su cálculo se han tenido en cuenta solamente las transformaciones termodinámicas experimentadas por el fluido dentro del cilindro.

Obtenido el trabajo indicado del ciclo previsto, es posible conocer la presión media indicada ($p.m.i.$) y la potencia P_i mediante los métodos tradicionales:

$$p.m.i. = \frac{L}{V_c} \quad (16)$$

$$P_i = \frac{V_{ct}(p.m.i.)N}{900} \quad (17)$$

La expresión (17) es aplicable al caso en estudio ya que el motor es de cuatro tiempos. Para que el resultado quede expresado en CV se deberá tener presente que $p.m.i.$ deberá estar expresada en kg/cm^2 y V_{ct} en dm^3 .

Procedimiento experimental y resultados obtenidos

Ensayo n°1: obtención del coeficiente politrópico medio de la fase de compresión

En este ensayo el objeto se centra en encontrar el valor del coeficiente politrópico medio que caracteriza la evolución real de compresión. Esta tarea será llevada a cabo mediante la medición de la máxima presión de compresión utilizando instrumentos analógicos convencionales y tomando como intervalo de medición toda la carrera de compresión.

El valor de la presión final de compresión ha sido registrado con la ayuda de un manómetro especialmente preparado llamado compresímetro. Este manómetro es capaz de retener la lectura

de la máxima presión que registra gracias a una válvula de retención instalada en su conexión de ingreso al tubo de Bourdón. El mismo fue instalado mediante un accesorio compuesto de una extensión que permite roscarlo en el orificio de la bujía de encendido.

Para este ensayo se instaló además, una válvula de venteo que permite encender el motor con el cilindro descomprimido para no someter al manómetro y sus accesorios a las altas temperaturas de compresión hasta el momento de realizar la medición. A diferencia de los resultados presentados en IV CAIM 2014, para esta etapa del proyecto CIPREV se realizaron mediciones con el motor en funcionamiento como sigue:

- Se procedió al encendido del motor permitiéndole alcanzar la temperatura de régimen.
- Se extrajo solo la bujía de encendido del cilindro 4 (en el que se realizó la medición de P_2).
- Se instaló el compresímetro en dicho cilindro.
- Se encendió nuevamente el motor con el cilindro 4 descomprimido por la válvula de venteo.
- Se aplicó carga al motor con el freno dinamo-métrico, hasta alcanzar el 100% de carga a un régimen de 2450 rotaciones por minuto.
- Al 100% de carga y a rpm constantes se procedió a cerrar la válvula de venteo y registrar en el cilindro 4 la máxima presión de compresión P_2 en condiciones reales de funcionamiento y comprimiendo mezcla (es decir fluido de trabajo real). El resultado del ensayo se muestra en la Tabla 3.

Tabla 3. Resultados experimentales del ensayo de compresión

PRESIÓN FINAL DE COMPRESIÓN (P_2)							
Código	EP 002			Fecha:	12/11/2014		
Nº de ensayo	EP 002-005/14			Duración (h)	2:30 h		
Laboratorio	Termofluidos. F.I UdeMM						
Valor experimental compresómetro	Valores experimentales freno dinamo-métrico						
Presión final de compresión del Cilindro nº 4	Fuerza	r.p.m.	Estado carga	Presión de admisión	Humedad relativa	Temperatura ambiente	Presión atmosférica
P_{2c4}	F			P_1	Hr	T_{amb}	P_{atm}
[kg/cm ²]	(kg)	(1/min)	(%)	(cm Hg)	(%)	(°C)	(hPa)
Medido	Medido	Medido	Medido	Medido	Medido	Medido	Medido
13,75	12,3	2450,0	100,00	4	45	24,5	1013

A continuación se muestra como se opera con el valor obtenido experimentalmente para la máxima presión de compresión real P_{2r} , obteniendo

el coeficiente politrópico medio que caracteriza al fluido real y al sistema particular durante la carrera de compresión. En la Tabla 4 se puede

Tabla 4. Resultados de aplicación del método del ciclo previsto a la medición realizada sobre el cilindro nº 4, al 100% de carga y 2450 RPM

Aplicación del modelo del ciclo previsto: ensayo preliminar.		CÁLCULO DEL CICLO PREVISTO PARA EL CILINDRO N°4. SOLO FASE DE COMPRESIÓN						
		Presión de admisión/Inicio compresión	Temperatura inicio compresión	Exponente politrópico de compresión	Presión final de compresión	Temperatura final de compresión	Trabajo de compresión	Presión media proceso de compresión
Valor de P_2 obtenido a 2450 rpm.		P_1	T_1	n	P_2	T_2	L_c	$p.m.i.$
		(kg/cm ²)	(°C)		(kg/cm ²)	(°C)	(kg/cm ²)	(kg/cm ²)
Determinación del exponente n.		medido	medido con la cámara termográfica	calculado	medido	calculado	calculado	calculado
				fórmula (3)		$T_2 = T_1 \cdot \epsilon^{(n-1)}$	fórmula (9)	$p.m.i. = L/V_c$
Marca / Modelo Fiat 128 1500 c ³	Cilindro nº 4	0,95	72	1,185	14,75	256,86	11,41	3,05

observar como a partir de los datos iniciales, se han obtenido los valores correspondientes de T_2 , el trabajo de compresión L_c y la presión media ficticia de la carrera de compresión.

La presión de admisión P_1 fue medida durante el ensayo con la ayuda de un vacuómetro conectado a la admisión. La temperatura T_1 fue obtenida mediante la utilización de una cámara termográfica Testo, en el momento previo a la determinación de la máxima P_2 , fotografiando el venteo del dispositivo de descompresión del cilindro n° 4.

La Figura 1 muestra el dispositivo de medición

instalado en el cilindro n° 4 del motor.

Ensayo n°2: medición de la presión en el cilindro n°4 en tiempo real mediante el uso de sensores industriales. Determinación de la curva de variación del coeficiente politrópico.

El valor del coeficiente politrópico obtenido mediante el procedimiento anterior resulta del conocimiento experimental de dos puntos de la curva de compresión y la aplicación del modelo que surge a partir de (2). El intervalo para el cual el valor de n resulta constante es toda la carrera de compresión. El conocimiento de los parámetros de presión y volumen en puntos intermedios entre el inicio y final de la compresión,



Fig. 1. Compresímetro analógico modificado con válvula de venteo montado en el cilindro n°4 del motor

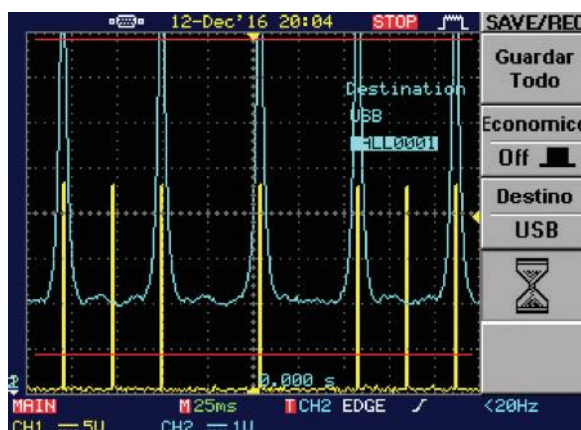


Fig. 2. Captura de imagen del osciloscopio. El canal 1 corresponde a la señal del sensor de posición del PMS, y el canal 2 (en azul) la señal de presión expresada en volts correspondiente a la caída de tensión sobre la resistencia de carga



Fig. 3. Montaje en el cilindro n°4 del sensor marca Danfoss MBS 3000 para medición de la presión en tiempo real sin combustión

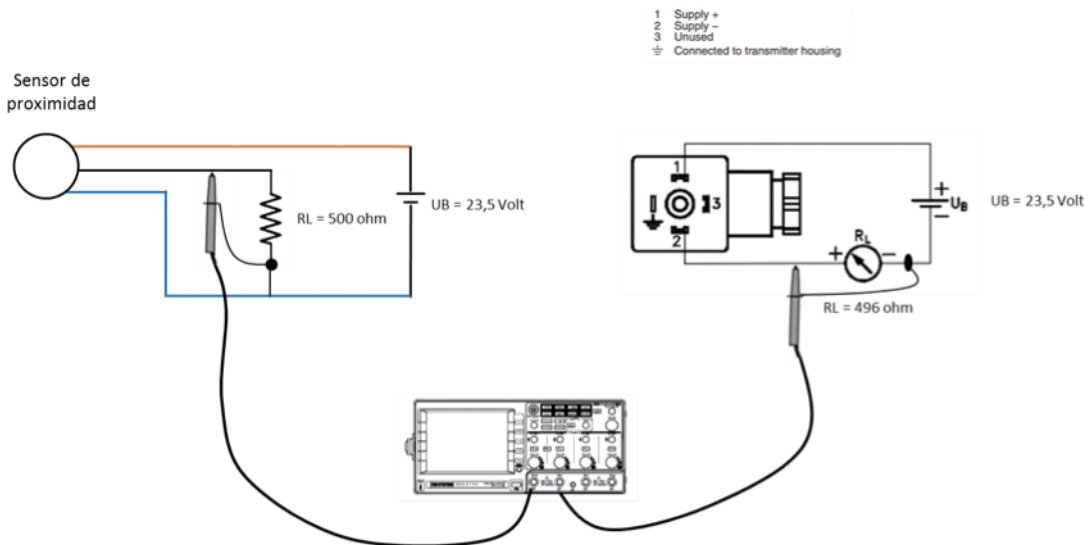


Fig. 4. Esquema de conexión eléctrica de los sensores de presión y de PMS al osciloscopio

permiten definir intervalos más pequeños para los cuales puede considerarse al coeficiente politrópico constante, pero eventualmente distinto del intervalo precedente y del posterior. Esto puede lograrse mediante el uso de sensores de presión midiendo en forma continua.

En el siguiente ensayo se muestra el resultado obtenido con un sensor de presión marca Danfoss modelo MBS 3000 060G1133, midiendo en tiempo real la curva de compresión del cilindro n°4 con el motor funcionando con los tres cilin-

dro restantes a 2200 r.p.m. al 100% de carga. Para este ensayo se montó el sensor de presión en el orificio de la bujía del cilindro n°4, utilizando una pieza de adaptación como muestra la Figura 3. La referencia angular se obtuvo mediante la instalación de un sensor de proximidad inductivo marca Siemens, modelo 3RG4075 – 0AJ00 instalado en la polea del cigüeñal.

Para la medición se utilizó una conexión del sensor de presión bajo la configuración de lazo de corriente 4 – 20 mA. En la Figura 4 puede ob-

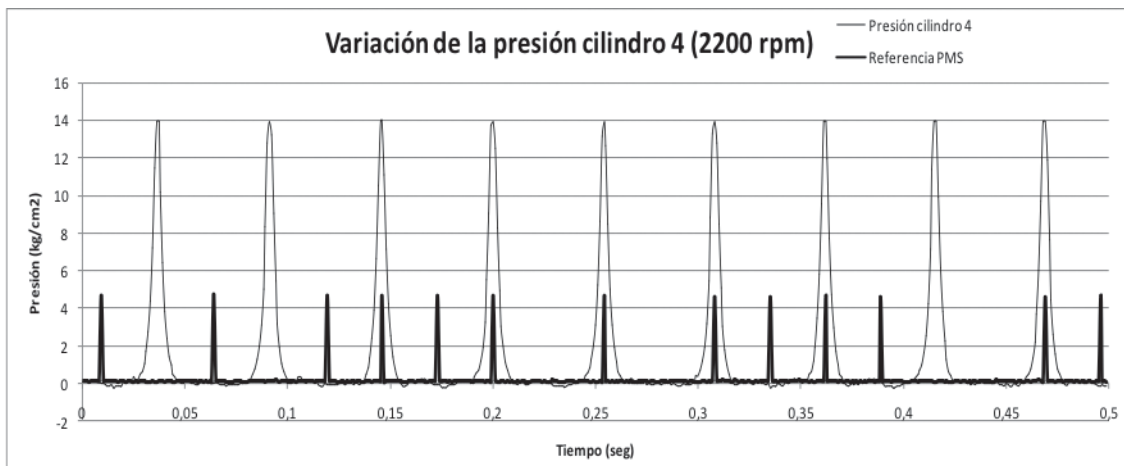


Fig. 5. Variación de presión en el cilindro n°4 y señalización del PMS

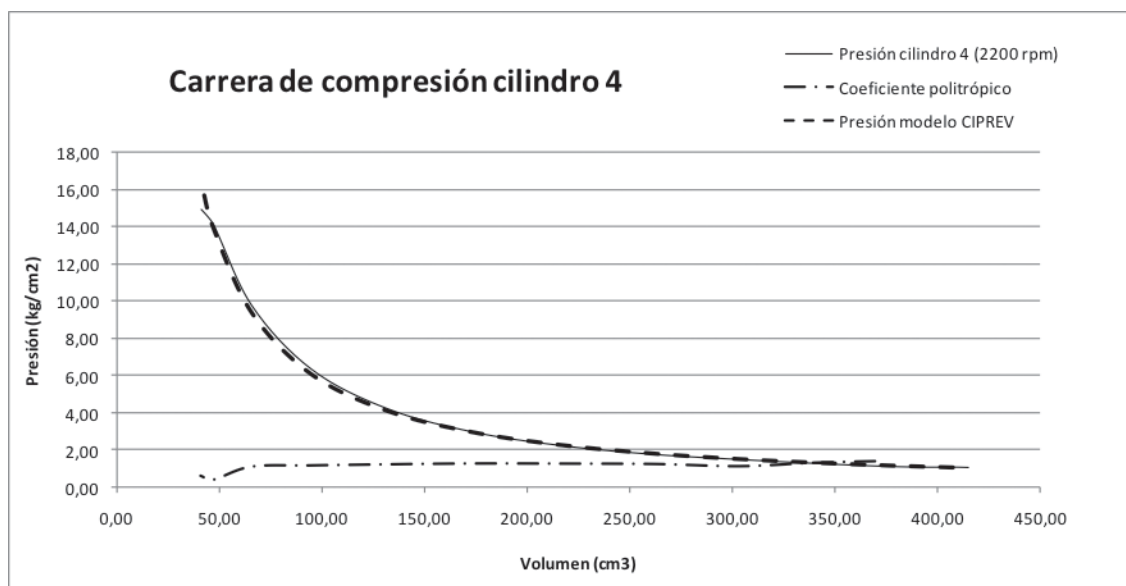


Fig. 6. Curva de presión real y modelo CIPREV, y curva de variación del coeficiente politrópico de compresión obtenida en función de la compresión real

servarse un esquema de las conexiones eléctricas de ambos sensores. La alimentación se realizó con una fuente de 24 Vcc, utilizando una resistencia de carga $R_c = 496 \Omega$, cuya caída de tensión se registra por medio de un osciloscopio digital marca GW Instek GDS – 2062.

En la Figura 5 se muestra el gráfico obtenido por el osciloscopio en tiempo real y procesado para expresar los valores resultantes en ordenadas, en unidades de presión, mientras que el eje de abscisas muestra la base de tiempo de la captura de datos.

Por último, para el procesamiento final de los resultados, se ha tomado una muestra correspondiente a la carrera de compresión promedio para un estudio pormenorizado.

La base de tiempo ha sido substituida por el volumen del cilindro para cada valor de presión registrado, de modo que el área por debajo de la curva de presión representa el trabajo de compresión.

La Figura 6 muestra en trazo continuo la función de compresión real obtenida por el sensor MBS 3000 con el motor girando a 2200 r.p.m. y a ple-

na carga. La curva en trazo y punto representa la función de variación del coeficiente politrópico calculada según (3) para cada intervalo de datos medidos. La misma se ha trazado desde el punto de cierre de la válvula de admisión.

Superpuesta con la función de presión real se ha graficado en línea de trazos discontinuos la curva de presión según el modelo CIPREV utilizando el coeficiente politrópico medio obtenido en forma experimental según el ensayo nº1.

Conclusiones y discusión

La curva de compresión trazada con el modelo CIPREV, utilizando el coeficiente politrópico medio obtenido mediante el ensayo nº 1, arroja resultados comparables a los eventos registrados con el sensor en tiempo real. Para las condiciones de contorno que definen el ensayo, el coeficiente politrópico medio, parece ser un factor determinante y representativo para obtener la forma de la curva. Entre las condiciones de ensayo que determinan la validez del resultado se podrían enumerar:

- Fluido de trabajo real. Mezcla de aire y combustible típica de condiciones de uso.
- Determinación de la máxima presión de compresión para velocidades de rotación representativas de las condiciones de uso y estado de plena carga.
- Motor a temperatura de régimen normal de trabajo.

La utilización de sensores industriales de bajo costo para el monitoreo continuo de la presión de compresión se ve limitado fundamentalmente por su velocidad de respuesta y por la temperatura de trabajo. En un motor de combustión interna, dependiendo de la velocidad de rotación, la variación de la presión experimenta fenómenos pulsantes cuya frecuencia podría oscilar entre 16 y poco más de 100 Hz. En cada uno de esos pulsos, para el máximo valor de presión registrado, se verifican temperaturas del orden de 250 °C que superan sobremanera la temperatura de trabajo de dichos sensores. No obstante ello, la experiencia ha demostrado que es posible su utilización. La explicación radica en que el pulso de elevación de presión representa 1/5 de la duración del ciclo de trabajo. El tiempo que no corresponde al pulso de presión, se utiliza para disipar el calor y la temperatura no llega a afectar al sensor en períodos cortos de

utilización y velocidades de rotación moderadas.

Contribuyen a disminuir la temperatura: la carga fresca ocurrida durante la admisión, la mezcla de aire y combustible en forma de aerosol que toma calor del proceso de compresión para transformarse en un vapor saturado y la forma del adaptador del sensor que funciona como elemento disipador.

El monitoreo de la presión de compresión en forma continua permite obtener la curva real de compresión en las condiciones descriptas en el ensayo nº 2. También permite observar que el coeficiente politrópico no es constante a lo largo de toda la carrera de compresión, sino que varía como se muestra en la Figura 6. Un análisis preliminar de los resultados obtenidos permite inferir que sería posible hallar una familia de curvas para distintos regímenes de rotación, manteniendo el estado de plena carga del motor.

Agradecimientos

Los autores agradecen a la Fundación de la Marina Mercante por la gentil colaboración prestada para este artículo, al facilitar las instalaciones de su laboratorio de Máquinas Térmicas y Termofluidos donde se llevaron a cabo los ensayos que se describen.

Referencias

- BARILÁ, D.; BUGNA, L.; VIGNOLO, F.; GOMEZ, R.; KOLODKA, P. y AHRTZ, G., (2008) Anales I CAIM 2008. Obtención del diagrama indicado en motores de combustión interna sin necesidad de referencia angular. Bahía Blanca, Argentina.
- CAPUTO, D.C.; BERBERI, R.O.; FERRÉ, N.A.E.; BRUNO, J.M.; CALVO, B.E. y AGUIRRE, R.N., (2014) Anales IV CAIM 2014. Determinación del exponente politrópico y su uso en el modelo del ciclo indicado previsto en motores a gasolina. Resistencia, Argentina.
- Fiat Regatta Manual de Taller. Sevell Argentina S.A.
- JÓVAJ, M.S. y colaboradores, (1987) Motores de Automóvil, Moscú, Rusia.
- LAPUERTA, M., (2002) Study of the compression cycle of reciprocating engine through the polytropic coefficient. Elsevier Science Ltd, Valencia. España.
- MARTÍNEZ de VEDIA, H. (1997) Teoría de los Motores Térmicos Conversión de la Energía, Buenos Aires, Argentina.
- PAYRI, F. y DESANTES, J.M., (2014) Motores de combustión interna alternativos. Barcelona. España.