

Diego C. Caputo<sup>a</sup>, Rodolfo O. Berbería<sup>a</sup>, Néstor A. E. Ferré<sup>b</sup>, Gabriel A. Recelglu<sup>b</sup>,  
Verónica Fonteriz<sup>b</sup>, Romina Ferreira<sup>b</sup>, Pablo Cavataio<sup>a</sup>, Fernando G. Russo<sup>b</sup>

<sup>a</sup> UdeMM, Fac. de Ingeniería, deaputo@udemmm.edu.ar, rodolfo.berberi@gmail.com, pablocavataio@gmail.com

<sup>b</sup> UTN, FRBA, Depto. Ingeniería Mecánica, nesferre@gmail.com, g.recelglu@hotmail.com, verojonterizl5@hotmail.com, roellzabeth\_15@hotmail.com, blascalvoSS@hotmail.com, f.g.russo@hotmail.com

# Estudio completo para el uso de sensores industriales de bajo costo en el trazado de diagramas abiertos en motores de encendido a chispa.

## Resumen

El presente trabajo es un estudio completo y ampliado del paper presentado en el XXVI Congreso Panamericano de Ingeniería Mecánica, Eléctrica y ramas afines, realizado en octubre de 2017 en la ciudad de Medellín, Colombia. Para esta presentación ampliada, se han agregado nuevos ensayos y mediciones que ratifican las conclusiones originales. Aquí los autores indagan con mayor profundidad y detalle matemático el proceso de obtención del ciclo abierto de las presiones en un motor de encendido a chispa utilizando sensores de bajo costo y de uso corriente en la industria.

Para la obtención de los ciclos indicados se requiere de equipamiento especial y muy costoso, debido a las condiciones de rigurosa exigencia que se verifican en el interior del cilindro cuando el motor funciona a plena carga. La especificidad y costo, usualmente se convierten en barreras que difícilmente permitan su adquisición por parte de los laboratorios universitarios. De este modo, el conocimiento académico queda relegado a los tradicionales modelos teóricos de escasa aplicación.

El presente artículo pretende ser un aporte al modelo que estudia las transformaciones termodinámicas del fluido de trabajo como si fuera un gas ideal, pero teniendo presente correcciones obtenidas en ensayos experimentales en los cuales se prioriza la sustitución de sensores específicos por sensores de bajo costo. El resultado es el modelo CIPREV, que con equipamiento básico, puede ser aplicado con éxito en cualquier laboratorio de motores y brinda información precisa sobre las características del fluido de trabajo real a la vez que permite determinar valores reales de parámetros de desempeño termodinámico como el coeficiente politrópico en la fase de compresión. Esto no solo resulta útil para la etapa de diseño, sino que también permiten verificar prototipos y mejorarlos, predecir fallas y evaluar el desempeño de los parámetros termodinámicos.

**Palabras Clave:** motor combustión interna, ciclo indicado, diagrama abierto, potencia, trabajo.

## 1. Introducción.

El estudio del ciclo de trabajo de los motores de combustión interna brinda

valiosa información tanto para predecir fallas como para mejorar su rendimiento o evaluar el desempeño de las variables termodinámicas.

La obtención de diagramas indicados en los que se evalúan las variaciones de presión y temperatura del fluido de trabajo en función del ángulo de giro del eje del motor o del volumen del cilindro, permiten obtener la potencia, el trabajo, el rendimiento térmico y otros parámetros que caracterizan a la máquina térmica. Pero su obtención no resulta de fácil labor. Por el contrario, registrar los eventos de presión y temperatura en el interior del cilindro mientras el motor funciona a plena carga y a diferentes regímenes de rotación resulta de una alta complejidad y requiere equipamiento costoso.

El objeto de este trabajo se centra en la obtención de parámetros termodinámicos del ciclo operativo de un motor de combustión interna, como el coeficiente politrópico en la fase de compresión, para luego servirse de ellos en la etapa de desarrollo de nuevos prototipos. A la vez, se busca caracterizar el fluido de trabajo estudiándolo como un gas ideal que realiza trabajo en una máquina real.

De esta forma los datos obtenidos también podrán ser utilizados en modelos de cálculo más precisos.

Como es conocido el motor alternativo de cuatro tiempos desarrolla un ciclo de trabajo en dos vueltas de cigüeñal. En cada una de las cuatro carreras el pistón se desplaza alternativamente entre el punto muerto inferior PM1, y el punto muerto superior PMS.

Esta variación cíclica del volumen va acompañada de una variación de la presión y temperatura del fluido de trabajo, que en el caso de los motores de encendido a chispa, es una mezcla de aire y combustible.

Para representarlo gráficamente se recurre usualmente a los denominados diagramas abiertos, en los que se representan las variaciones de la presión en función del ángulo recorrido por la manivela del eje, o bien, a los diagramas de presión - volumen. En éstos últimos, el área del ciclo representa el trabajo indicado y de él puede obtenerse directamente la potencia indicada.

El equipamiento para obtener estos diagramas requiere un sensor de referencia angular para poder determinar exactamente el número de rotaciones, así como el comienzo y fin de cada ciclo; y también un sensor de presión sincronizado con el primero.

La metodología propuesta para este estudio consiste en realizar una serie de pruebas en un motor de cuatro tiempos de encendido a chispa de uso comercial, obteniendo resultados que pueden componerse en un solo diagrama si se realizan bajo las mismas condiciones de carga y régimen de rotaciones, propiciando el uso de sensores de bajo costo.

En primer término se buscará definir el volumen del cilindro en función del ángulo de giro del eje. Luego se planteará el modelo termodinámico para la determinación de las curvas de compresión y expansión, y a través de un método integrativo se hallará el trabajo del ciclo y la potencia.

El procedimiento experimental, en una primera instancia, contempla realizar un ensayo tradicional de potencia al freno. Durante el mismo se buscará determinar, a un número de rotaciones prefijado; la potencia, el consumo específico y la composición elemental de los gases de combustión. Luego se obtendrá el diagrama de presiones sin combustión de un cilindro cualquiera, mientras el motor funciona a plena carga y al mismo número de rotaciones con el resto de los cilindros.

Los parámetros correspondientes a la máxima presión y temperatura de combustión se calcularán con el resultado del análisis de los gases de combustión, pero su detalle no será tratado en este estudio. Para mayor información el lector podrá remitirse a Caputo D. y otros 111, ya que su determinación conforma en sí un trabajo separado, que por cuestiones de economía y no desviar la atención del objeto central del presente, se darán como datos. Solamente agregaremos que con el análisis básico de los productos de combustión, y la formulación del combustible se puede calcular la entalpía de los gases, y utilizando el diagrama de Rosin - Fehlmig, se determina su temperatura. Luego por aplicación directa del modelo de gases ideales es posible obtener la presión correspondiente.

Utilizando los datos experimentales obtenidos con el sensor de presión para la carrera de compresión se buscará determinar el trabajo que corresponde a dicha fase en un sistema cerrado durante una evolución politrópica. Esto permitirá caracterizar el fluido a través de la determinación de los calores específicos a presión y volumen constante, así como también la constante particular del sistema y del gas que evoluciona en el cilindro.

La figura 1 muestra un ciclo abierto sin combustión como el que se pretende obtener con el procedimiento experimental, y superpuesto, el ciclo típico de funcionamiento con la fase de combustión y expansión como el que se modelará con los datos obtenidos del primero.

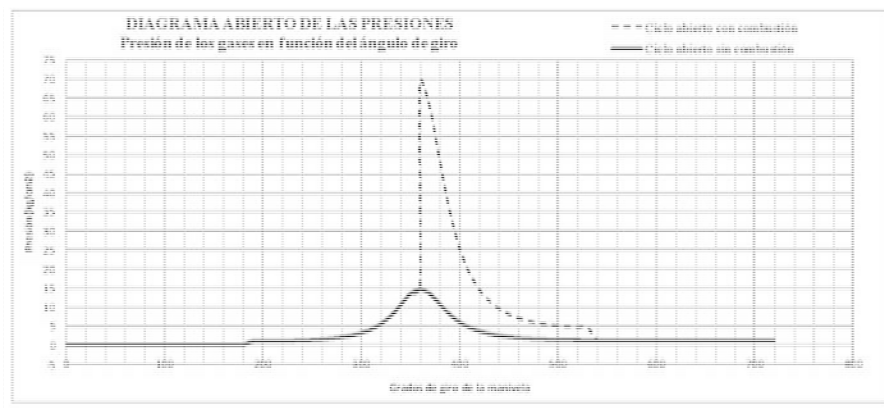


Figura 1. Diagrama abierto sin fase de combustión y con fase de combustión y expansión modelada.

De esta forma, se pueden usar sensores de tipo industrial de bajo costo, y el diagrama que se obtiene utilizando como agente de transformación mezcla real de aire y combustible resulta típico de funcionamiento en situación de régimen para las fases de admisión y compresión. Es importante destacar que el resto de las condiciones de contorno en las que se obtienen los datos experimentales, como las presiones y temperaturas en la admisión y escape, y la temperatura del motor también representan condiciones reales de funcionamiento.

El grupo de investigación CIPREV, formado por docentes investigadores de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de la Marina Mercante y la Universidad Tecnológica Nacional, trabaja desde hace más de cuatro años en la elaboración

de modelos operativos para la determinación de la potencia y rendimiento en los motores de combustión interna, priorizando en esta etapa, la sustitución de los tradicionales sensores y transductores de alto costo por dispositivos de uso corriente en la industria.

## 2. Modelo propuesto.

El volumen en el interior del cilindro puede calcularse como el área del cilindro  $S$  por el desplazamiento vertical del émbolo  $x$ . A lo largo de las cuatro carreras que caracterizan el ciclo de un motor de cuatro tiempos, tanto el volumen como la presión varían constantemente. La variación del volumen será entonces proporcional al desplazamiento vertical del pistón y tiene una dependencia geométrica con el ángulo recorrido por la manivela, con la carrera  $C$ , la longitud de la biela  $L$  y la relación de volteo  $X = r/L$ . Donde  $r$  es la longitud de la manivela, y vale la mitad de la carrera. En la figura 2 se representa esquemáticamente las variables que determinan el desplazamiento del pistón y el volumen del cilindro en el modelo del motor centrado.

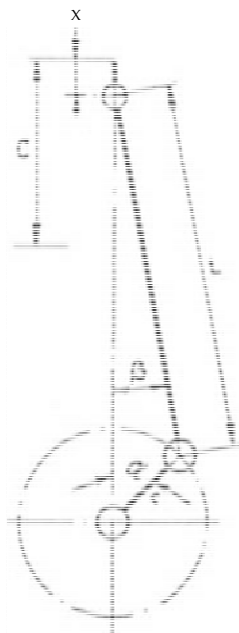


Figura 2. Esquema simplificado del sistema biela-manivela centrado. Es decir, aquel en el que el centro del perno del pistón se encuentra sobre la misma vertical que el centro del eje cigüeñal, adaptado de [2].

Tomando como referencia la figura 2, en la posición en la que el pistón coincide con el PMS, y el desplazamiento del pistón es nulo, la distancia entre los centros del perno del pistón y del eje cigüeñal vale  $r + L$ . Para una posición genérica cualquiera como la que se ilustra, el eje cigüeñal ha experimentado una rotación en sentido horario con un determinado ángulo  $a$ , este desplazamiento le ha valido al

pistón experimentar un recorrido " $x$ " apartándose del PMS, y el eje de la biela ha experimentado un corrimiento de la posición inicial en un cierto ángulo (3). Resulta válido decir que el recorrido " $x$ " del pistón estará dado por la diferencia existente entre la situación inicial y la medida que resulte de sumar las proyecciones de la longitud de la biela y de la manivela sobre el eje del cilindro para cada posición de giro  $\alpha$  que experimente el codo del cigüeñal.

Llevando esto a formulaciones trigonométricas, se puede escribir:

$$x = (r + L) - [r \cdot \cos \alpha + L \cdot \cos \beta] \quad (1)$$

Aquí puede verse que cuando  $\alpha$  y  $\beta$  son iguales a cero, los cosenos se igualan a 1, y " $x$ " resulta cero. Operando se obtiene:

$$x = r(1 - \cos \alpha) + L(1 - \cos \beta) \quad (2)$$

Será necesario tener presente que para cualquier posición o giro  $\alpha$  se cumple que:  $r \cdot \sin \alpha = L \cdot \sin \beta$ , que la relación  $r/L = X$  (relación de bolleo del cigüeñal) y que por propiedad trigonométrica del coseno de un ángulo  $\cos p = \sqrt{1 - \sin^2 p}$ . De este modo, la ecuación (2) se transforma en:

$$x = r(1 - \cos \alpha) + L(1 - \sqrt{1 - X^2 \sin^2 \alpha}) \quad (3)$$

Expresión que permite hallar el recorrido del pistón desde el PMS para cualquier ángulo de desplazamiento  $\alpha$  de la manivela del cigüeñal. La variación de la posición del pistón respecto del PMS se transforma en la variación de volumen simplemente multiplicando la función del desplazamiento angular por el área de la sección del cilindro  $S$  y adicionando el volumen de la cámara de combustión  $V_2$ . De modo que el volumen  $V$  dentro del cilindro puede expresarse como:

$$V = [S \cdot r \cdot (1 - \cos \alpha) + S \cdot L \cdot (1 - \sqrt{1 - X^2 \sin^2 \alpha})] + V_2 \quad (4)$$

Considerando que  $L = r/X$ , el volumen respecto del ángulo de giro de la manivela será:

$$V = S \cdot r \cdot (1 - \cos \alpha) + \frac{S \cdot r}{X} \cdot (1 - \sqrt{1 - X^2 \sin^2 \alpha}) + V_2 \quad (5)$$

La ecuación (5) permite establecer una analogía entre los grados de giro del eje del motor y el volumen que se verifica en el interior del cilindro para cada posición angular. Resulta indispensable establecer a continuación, la relación que existe entre la presión desarrollada y alguna de estas dos variables. En la figura 3 se puede observar el diagrama cerrado teórico correspondiente al ciclo de trabajo de un motor como el que resulta objeto de este estudio.

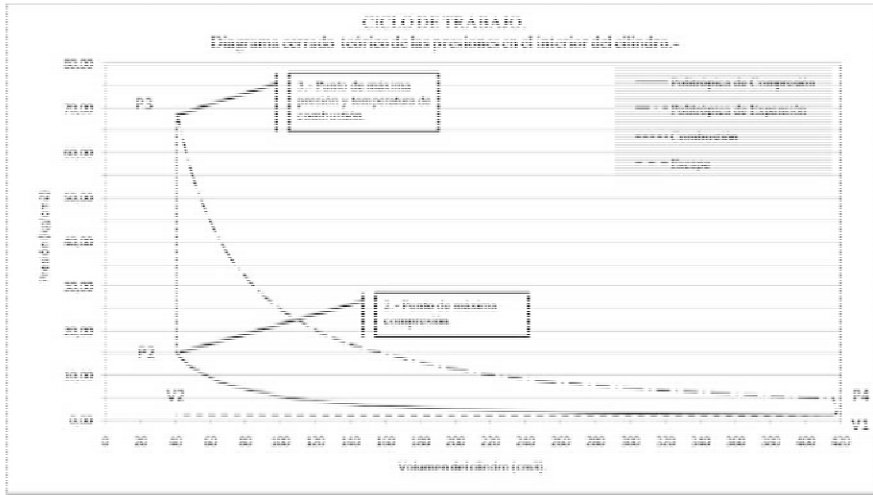


Figura 3. Ciclo cerrado teórico de un motor de encendido a chispa similar al estudiado donde se aprecian las variaciones de presión en función del volumen del cilindro.

La transformación observada en la carrera de compresión, que sucede entre los volúmenes extremos  $V_1$  (volumen total o máximo del cilindro) y  $V_2$  (volumen de la cámara de combustión), puede escribirse:

$$p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n \quad (6)$$

Siendo  $n$  el valor del exponente o coeficiente politrópico que caracteriza al fluido de trabajo y al sistema particular. Partiendo de la ecuación (6), es posible obtener la fórmula general para determinar el valor del coeficiente politrópico medio que determina la forma de la curva de compresión y los valores extremos que pueden alcanzarse:

$$n = \frac{\log\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\log\left(\frac{V_1}{V_2}\right)} \quad (7)$$

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  $p_j$  en el interior del cilindro durante la carrera de compresión corresponde a un volumen  $V_j$ , para  $V_2 < V_j < V_1$  y su valor estará dado por:

$$p_j = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_j}\right)^n \quad (8)$$

El trabajo de compresión, suministrado por la máquina al fluido, puede obtenerse a partir de la ecuación (8) como:

$$L_c = \int_{V_2}^{V_1} p_j dv \quad (9)$$

Sustituyendo  $p$  por su valor dado por (8), y asumiendo constantes los valores de  $V_1, V_2, p_1$ :

$$L_c = \int_{V_2}^{V_1} \left(p_1 \cdot \frac{V_1^n}{V_j^n}\right) dv \quad (10)$$

$$L_c = p_1 \cdot V_1^n \cdot \int_{V_2}^{V_1} V_j^{-n} dv \quad (11)$$

Resolviendo la integral y sustituyendo por los valores correspondientes:

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

Análogamente la función  $p$  para la carrera de expansión entre los volúmenes fijos  $V_3$  y  $V_4$ , se puede expresar como:

$$p_j = p_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_j}\right)^n \quad (13)$$

El trabajo de expansión  $L_e$  que el fluido realiza seguirá el siguiente desarrollo:

$$L_e = \int_{V_2}^{V_1} \left(p_4 \cdot \frac{V_4^n}{V_j^n}\right) dv \quad (14)$$

$$L_e = p_4 \cdot V_4^n \cdot \int_{V_2}^{V_1} V_j^{-n} dv \quad (15)$$

$$L_e = p_4 \cdot V_4^n \cdot \left(\frac{V_1^{-n+1} - V_2^{-n+1}}{-n+1}\right) \quad (16)$$

El trabajo indicado del ciclo o trabajo neto  $L$ , que resulta de la diferencia entre el trabajo de expansión realizado por el fluido y el trabajo de compresión que la máquina realiza sobre éste será:

$$L_i = (p_4 - p_1) \cdot V_1^n \cdot \left(\frac{V_1^{-n+1} - V_2^{-n+1}}{-n+1}\right) \quad (17)$$

Así mismo para las transformaciones politrópicas se verifica que el trabajo se puede calcular en función de las temperaturas que corresponden a los estados extremos de la misma y al calor específico a volumen constante del fluido:

$$L_c = c_v \cdot (T_2 - T_1) \cdot m_t \quad (18)$$

Assumiendo para este estudio el modelo de los gases ideales, también delx verificarse para todos los puntos de  $i$ ; politrópica:

$$R_g = \frac{p \cdot V}{m_t \cdot T} \quad (19)$$

Donde ni es la masa total de fluido que evoluciona y R la constante particular del sistema.

Por último, conociendo la relación de mezcla  $a$  (masa de aire/ masa de combustible) que determina las proporciones en la demanda de aire para una combustión completa y el exceso de aire con que ésta se produce, es posible conocer la masa de fluido que evoluciona en el ciclo.

$$\alpha = \frac{m_a}{m_c} \quad (20)$$

Siendo  $X$  el exceso de aire con que se produce la combustión,  $m_c$  la masa de combustible,  $m$  la masa de aire y  $m_t$  la masa total de fluido que evoluciona.

$$m_t = \lambda \cdot m_a + m_c \quad (21)$$

$$m_t = m_c \cdot (\lambda \cdot \alpha + 1) \quad (22)$$

### 3. Procedimiento experimental.

El procedimiento experimental buscará obtener los datos para la aplicación del modelo propuesto, orientado a la verificación de un motor existente. Para ello se utilizará un motor de combustión interna, de encendido a chispa marca Fiat, modelo 138A028 de 1498 cm<sup>3</sup> de cilindrada (C = 63,9mm x D = 86,4mm) con relación de compresión 9,2 cuya potencia máxima es de 82CV a 5600 rpm según datos obtenidos del manual de taller del fabricante.

Se asumirán conocidas algunas cuestiones inherentes al cálculo básico de motores cuya formulación se muestra, a título informativo, en la tabla 1. Los datos técnicos del motor y el cálculo del volumen de la cámara de combustión  $V_c$ , el volumen máximo del cilindro  $V_1$  y el volumen de cilindrada  $V_e$  se muestran en la tabla 2.

CUADRO DE ABREVIATURAS Y FORMULAS BÁSICAS.-			
Abreviatura	Parámetro	Unidad	Fórmula
C	Carrera	(cm)	dato
D	Diámetro	(cm)	dato
$\epsilon$	Relación de compresión	***	$\epsilon = V_1/V_2$
$V_c$	Cilindrada unitaria	(cm <sup>3</sup> )	$V_c = \pi \cdot D^2 \cdot C / 4$
N°	N° de cilindros	***	dato
$V_{ct}$	Cilindrada Total	(cm <sup>3</sup> )	$V_{ct} = V_c \cdot N^\circ \text{ cil.}$
N	Regimen de max. Potencia	(1/min)	dato
$V_2$	Volumen de la cámara de combustión	(cm <sup>3</sup> )	medido
$V_1$	Volumen total del cilindro	(cm <sup>3</sup> )	$V_1 = \epsilon \cdot V_2$ ; o bien $V_1 = V_c + V_2$
P1	Presión de admisión	(kg/cm <sup>2</sup> )	medido
n	Exponente politrópico en la transformación de compresión y expansión	***	$n = \frac{\log \left( \frac{P_2}{P_1} \right)}{\log \left( \frac{V_1}{V_2} \right)}$
P2	Presión final de compresión	(kg/cm <sup>2</sup> )	medido
P3	Presión final de combustión	(kg/cm <sup>2</sup> )	$P_3 = (7 \cdot \epsilon - 2)$
P4	Presión apertura válvulas escape	(kg/cm <sup>2</sup> )	$P_4 = P_3 / \epsilon^n$

Tabla 1. Cálculos elementales y datos de partida.

Aplicación del modelo del ciclo previsto: datos técnicos del motor obtenidos del manual de taller.		DATOS TÉCNICOS DEL MOTOR Y RPM DE ENSAYO					CALCULO GEOMETRIA CILINDRO			
		1	2	3	4	5	6	7	11	12
		Carrera	Diámetro	N° de cilindros	Cilindrada unitaria	Potencia efectiva medida a N r.p.m.	Regimen de rotaciones para la potencia medida.	Relación de compresión	Volumen total del cilindro	Volumen de la cámara de combustión
		C	D	N°	Vc	Pe	N	ε	V1	V2
		(mm)	(mm)		(cm <sup>3</sup> )	(CV)	(rpm)		(cm <sup>3</sup> )	(cm <sup>3</sup> )
Marca/ Modelo	Cilindro N°	dato	dato	dato	calculado $V_c = \pi \cdot D^2 \cdot C / 4$	medido	dato	calculado $\epsilon = V1/V2$	Calculado $V1 = Vc + V2$	medido
Fiat Regatta 85 - 1500 c.c.	Cilindro 1	63,9	86,4	1	374,64	9,97	2220	9,89	416,76	42,12
	Cilindro 2	63,9	86,4	1	374,64	9,97	2220	10,11	415,76	41,12
	Cilindro 3	63,9	86,4	1	374,64	9,97	2220	10,11	415,76	41,12
	Cilindro 4	63,9	86,4	1	374,64	9,97	2220	10,11	415,76	41,12
	<b>TOTALES</b>			<b>4</b>	<b>1498,57</b>	<b>39,88</b>				

Tabla 2. Datos básicos del motor y cálculo de las características geométricas del cilindro.

El procedimiento experimental se divide en dos etapas. En la primera se realizará un ensayo en banco dinamométrico para establecer la potencia del motor a un número de rotaciones cercano a la de máximo par motriz. En este ensayo además de la potencia y el torque, se establecerá el consumo específico. Mientras se realiza la prueba de banco a plena carga se realizará un análisis de gases de combustión con el objeto de determinar la composición elemental de los productos de combustión, el exceso de aire y el rendimiento de la misma.

Con los valores obtenidos se aplicarán las ecuaciones (20), (21) y (22); además de obtener la temperatura máxima de combustión  $T_c$  y su presión correspondiente  $P_c$ . Al hallar la masa total de fluido de trabajo que evoluciona en el ciclo se podrá operar con las ecuaciones (18) y (19) para completar el modelo del trabajo de compresión y obtener datos del calor específico medio a volumen constante del gas.

En la segunda etapa del proceso experimental se retirará la bujía de encendido correspondiente al cilindro número cuatro y se reemplazará por un sensor de presión industrial. Se montará un sensor de referencia angular en la polea del cigüeñal y se hará funcionar al motor en tres cilindros a un número de rotaciones similar al ensayo anterior y a plena carga. Con la ayuda de un osciloscopio se capturarán las curvas correspondientes al ciclo abierto de las presiones en el cilindro 4 sin fase de combustión, en función del ángulo de giro de la manivela. Con este ensayo se busca obtener datos para calcular el coeficiente politrópico medio utilizando la ecuación (7), y los valores de presión que permitan la aplicación de las formulas (8), (12), (16) y (17).

### 3.1. Ensayo de potencia al freno. Determinación del consumo específico y análisis de gases de combustión.

En la tabla 3 se observan los resultados del ensayo combinado de potencia al freno en régimen normal de utilización, con determinación del consumo específico y el análisis elemental de los gases de combustión.

3.- MEDICIÓN DE GASES DE COMBUSTIÓN				
Código	EP 003	Nº ensayo	EP 003-003/15	Fecha: 11/08/2015
Duración	9,5 min	Laboratorio	Termofluidos.- F.I.- UdeMIM.	
3.1- CONDICIONES DE ENSAYO.-				
Vel. De rotación (RPM)	2116,87		Caract. Teórica del combustible	
Fuerza (kg)	18,84			
Potencia (CV)	39,88			
Par Motor (kgm)	13,49			
Cons. Específico (kg/CV.h)	0,1628		Masa molecular	
Cons. p/ciclo de trabajo (kg)	1,02226 x10 <sup>-4</sup>		114 kg/kmol	
Pe teórico del comb. (kcal/kg)	10.526,30		Aire estequiométrico	
			15,25kg/kg combustible.	
3.2- RESULTADOS EXPERIMENTALES.-				
Variable medida				Valor medido
orden	Magnitud	Abreviatura/Símbolo	Unidad	
1	Oxígeno libre	O2	%	1
2	Monóxido de Carbono	CO	ppm	4297
3	Exceso de aire	λ	-----	1,05
4	Dióxido de Carbono	CO2	%	14,76
5	Pérdida por humos	pA	%	14,7
6	Tire	*****	hPa	*****
7	Temp. Ambiente	TA	°C	21,1
8	Temp. de los productos de Combustión	TH	°C	386,4
9	Rendimiento de la combustión	Ren	%	85,2
OBSERVACIONES				
15	Carburación: Aire 1º boca = 220, Alta 1º boca = 110 / Aire 2º boca = 200, Alta 2º boca = 103.-			
3.3- INSTRUMENTO UTILIZADO.-				
16	Equipo Utilizado	Marca	Modelo	Texto
			nº serie	4281 8294

Tabla 3. Resultado del ensayo combinado de potencia al freno con determinación del consumo específico y análisis de los productos de combustión.

### 3.2. Obtención del diagrama abierto de las presiones en el cilindro 4 sin combustión.

Para este ensayo se instala el sensor de referencia angular midiendo sobre la polea del cigüeñal y el sensor de presión en el cilindro cuatro, como muestran las figuras 4 y 5.

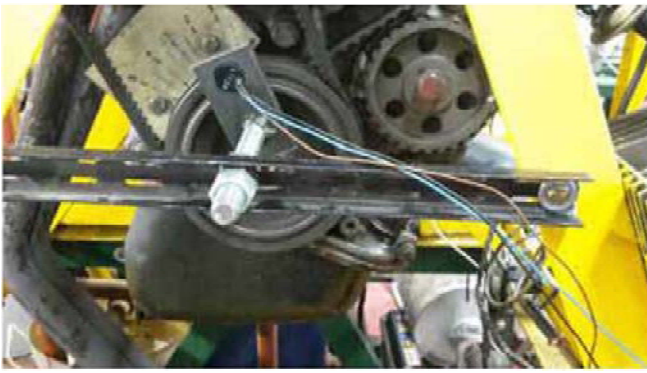


Figura 4. Montaje del sensor de referencia angular.



Figura 5. Montaje del sensor de presión en el cil 4.

Luego se enciende el motor que funciona con los tres cilindros restantes, mientras se registran los eventos de presión en el cilindro número cuatro. Para que las condiciones sean comparables con las del ensayo anterior, se aplica 100% de carga con el freno dinamométrico al mismo número de rotaciones. Para la medición de la presión se utiliza un sensor industrial marca Danfoss modelo MBS 3000 y para la referencia angular se utiliza un sensor Siemens Simatic PXI 200. Para el registro de las señales se utiliza un osciloscopio digital GW Instek GDS - 2062 y una memoria de almacenamiento digital USB portátil.

En la figura 6 puede apreciarse la captura del osciloscopio correspondiente a las señales provenientes del sensor de referencia angular que indica la posición del PMS y del sensor de presión. En la figura 7, la misma ha sido procesada en planilla de cálculo para su posterior tratamiento matemático.

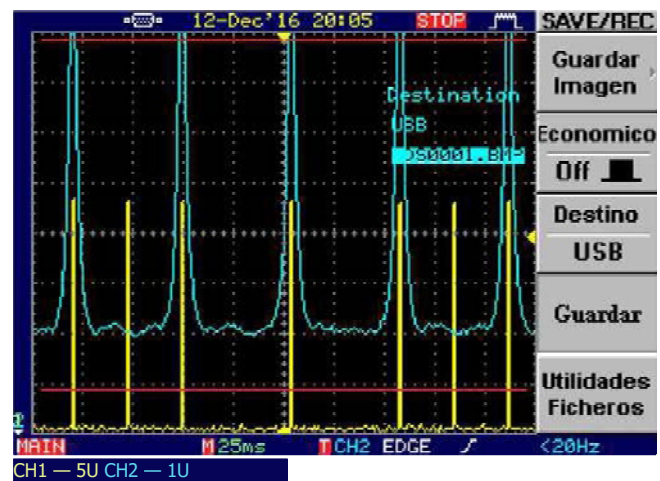


Figura 6. Captura de imagen del osciloscopio digital. Registrada por el canal 2 (color azul) la señal del sensor de presión, y registrada por el canal 1 (color amarillo) la señal de PMS.



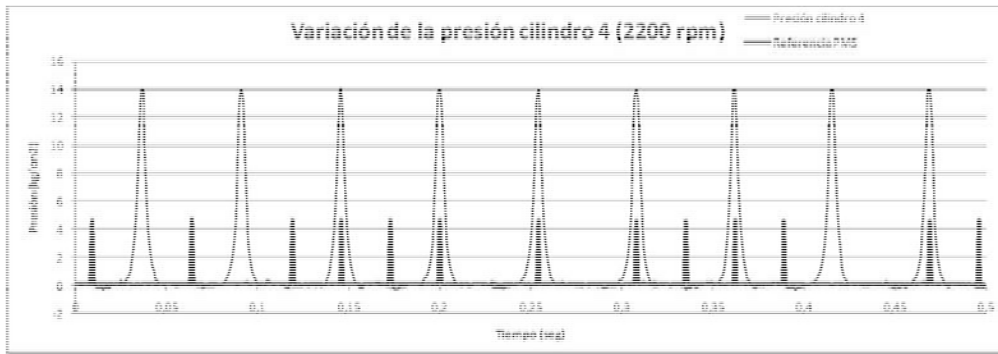


Figura 7. Secuencia de ciclos registrados por el osciloscopio. En trazo grueso la señal de PMS y en trazo delgado la señal de presión en el cilindro N° 4 sin combustión.

Con las series de datos obtenidas, el procesamiento matemático de las señales se orienta a encontrar el diagrama más representativo de los eventos de presión en el cilindro 4. El resultado se expresa en función de los grados de giro de la manivela para mayor comodidad en la aplicación del modelo, y se muestra en la figura 8.

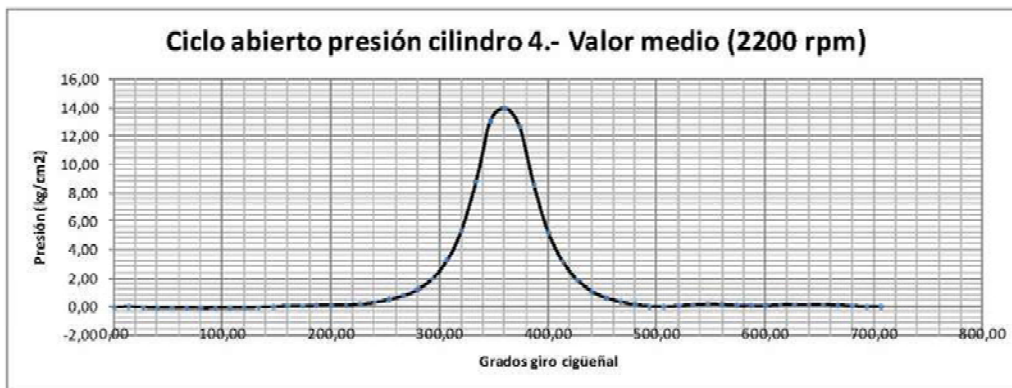


Figura 8. Curva final que representa la variación de presión en el cilindro 4 sin combustión en función del ángulo de giro de la manivela.

#### 4. Resultados.

La tabla 4 muestra los resultados de la aplicación del modelo CIPREV para obtener los parámetros termodinámicos básicos del ciclo de trabajo del motor. Éstos han sido calculados con los valores experimentales obtenidos del cilindro 4 y aplicados a los cilindros restantes para obtener el rendimiento total.

Aplicación del modelo del ciclo previsto CIPREV.		CALCULO DEL CICLO PREVISTO PARA EL CILINDRO N°4													
		13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
		Presión de admisión	Temperatura inicio compresión	Exponente politrópico de compresión	Presión final de compresión	Temperatura final de compresión	Presión final de combustión	Temperatura de combustión	Presión apertura válvulas escape	Temp. Final de la expansión	Trabajo del ciclo	Presión medio del ciclo	Rendimiento Térmico	Potencia indicada	Rendimiento Mecánico
		P1	T1	n	P2	T2	P3	T3	P4	T4	Li	pm	ηt	Pi	gm
Marca/ Modelo	Cilindro N°	(kg/cm²)	(°C)	calculado	(kg/cm²)	(°C)	(kg/cm²)	(°C)	(kg/cm²)	(°C)	(kgm)	(kg/cm²)	(%)	(CV)	(%)
		medido	medido c/cámara termodinámica	formula (7)	medido	T2 = T1.e <sup>n(n-1)</sup>	P3 = P2.e <sup>n(2-1)</sup>	T3 = T2. (P3/P2)	P4 = P3/e <sup>n</sup>	T4 = T3/e <sup>n-1</sup>	formula (14)	pm = L/Vc	ηt = 1 - (T1/T2)	Pi = (Pi/N)/ηt	gm = Pi/Pi
Fiat Regatta 85 - 1500 c.c.	Cilindro 4	1,0622	72	1,142	14,93	206,66	68,78	1937,25	4,89	1393,56	43,65	11,65	0,28	10,77	0,93
<b>RESULTADO DEL CILINDRO N°4 EXTRAPOLADO A LOS CUATRO CILINDROS DEL MOTOR</b>													<b>43,06</b>	<b>0,93</b>	

Tabla 4. Aplicación del modelo CIPREV para la determinación de las variables termodinámicas del ciclo.

A partir de estos datos, y aplicando la ecuación (12), se determina el trabajo de compresión que la máquina ejerce sobre la mezcla de aire y combustible caracterizada en la tabla 3. Luego igualando (12) con (18), se puede obtener el calor específico a volumen constante c, del gas que evoluciona:



$$Cv = \frac{p_1 V_1^n \left( \frac{V_1^{-n+1} - V_2^{-n+1}}{-n+1} \right)}{(T_2 - T_1) \cdot m_t} \quad (23)$$

La tabla 5 muestran los resultados:

DETERMINACIÓN DEL CALOR ESPECÍFICO A VOLUMEN CONSTANTE					
27	28	29	30	31	32
relación de mezcla	exceso de aire	gasto de combustible	masa total de mezcla	Trabajo de copresión	Calor específico a volumen cte.
$\alpha$	$\lambda$	Gc	mt	Lc	Cv
		(kg)	(kg)	(kgm)	(kgm/kg.K)
Calculado	medido	medido	calculado	calculado	calculado
formula (17)			mt=Gc( $\lambda\alpha+1$ )	formula (12)	formula (20)
15,25	1,05	1,02E-04	1,74E-03	12,10	51,789

Tabla 5. Obtención del calor específico a volumen constante a partir del trabajo de compresión.

El modelo de los gases ideales establece que para cualquier punto de una evolución se cumplirá la condición referida en (19). El procedimiento experimental llevado a cabo mediante la medición continua de la presión permite conocer, no solo los parámetros iniciales y finales de la fase de compresión real del gas, sino también una sucesión de valores intermedios. Aplicando la ecuación (19) para los valores medidos de volumen, presión y temperatura al inicio y fin de la compresión se puede establecer el valor de la constante Rg que caracteriza al sistema particular, y a partir de ella y el trabajo de compresión, el calor específico a presión constante usando la relación de Mayer.

El resultado del procedimiento descrito se ve en la tabla 6, donde se han obtenido valores para la constante del sistema Rg y el calor específico a presión constante cp para el sistema particular.

CALCULO DE LA CONSTANTE PARTICULAR DEL SISTEMA Rg y Cp									
	VALORES AL INICIO DE COMPRESIÓN				VALORES AL FINAL DE COMPRESIÓN				
33	34	35	36	37	38	39	40	41	42
Masa total de Mezcla	Presión inicio compresion	Volumen total cilindro	Temperatura inicio compresión	Constante particular del sistema calculada en 1	Presión final de compresión	Volumen cámara de combustión	Temperatura final de compresión	Constante particular del sistema calculada en 2	Calor específico a presión cte.
mt	P1	V1	T1	Rg1-1	P2	V2	T2	Rg1-2	Cp
(kg)	(kg/m2)	(m3)	(K)	(kgm/kg.K)	(kg/m2)	(m3)	(K)	(kgm/kg.K)	(kgm/kg.K)
calculado (19)	medido	calculado	medido	calculado (16)	medido	medido	calculado	calculado (16)	calculado
1,74E-03	10622	4,16E-04	345,15	7,3572	149300	4,11E-05	479,81	7,3572	59,15

Tabla 6. Determinación de la constante particular del fluido de trabajo tomado como gas ideal en la etapa de compresión y el calor específico a presión constante usando la relación de Mayer.

## 5. Conclusión y discusión.

El modelo C1PREV para el cálculo del ciclo de trabajo del motor de combustión interna utiliza datos experimentales para obtener parámetros como el coeficiente politrópico en la fase de compresión de una máquina real en la que evoluciona fluido real.

Aplicando correctamente estos parámetros y utilizando el método de integración de la función politrópica de compresión para el cálculo del trabajo, se pueden obtener los valores de la constante particular del gas y los calores específicos a presión y volumen constante.

Los resultados adquieren coherencia, como puede observarse en la tabla 6, ya que el valor de  $R_g$  se mantiene constante para dos puntos medidos independientemente al inicio y final de la compresión. A su vez, el cociente de los calores específicos, verifica el valor del coeficiente politrópico determinado en primera instancia utilizando la fórmula (7).

En la figura 9 se puede observar el ciclo abierto sin combustión medido de la figura 8 superpuesto con el modelo CIPREV que verifica la potencia indicada del motor.

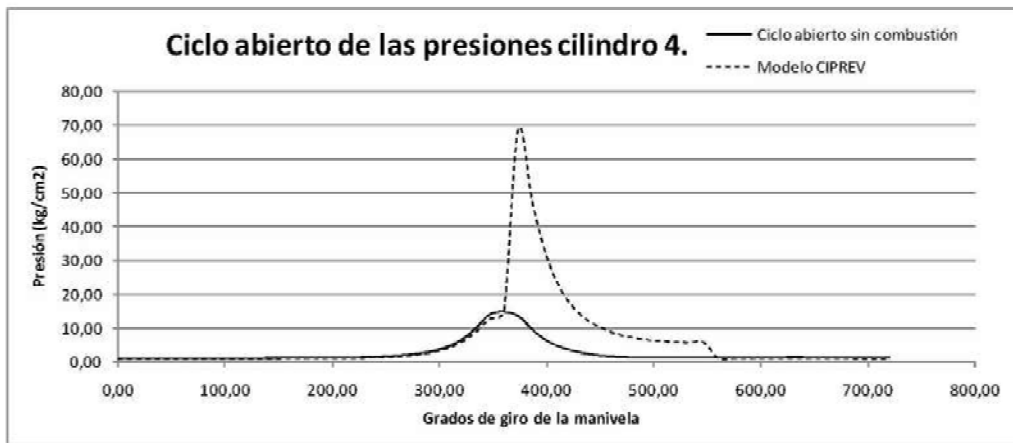


Figura 9. Ciclo abierto de las presiones en el cilindro 4. En trazo continuo la curva de compresión sin combustión medida. En línea de trazos discontinuos el modelo CIPREV para las fases de compresión y expansión.

El aporte de la medición continua de la presión en el sistema real permite además, obtener la curva de variación del coeficiente politrópico.

La figura 10 muestra la compresión real y la curva de variación del coeficiente politrópico, también puede observarse la curva de compresión calculada con el modelo CIPREV utilizando el coeficiente politrópico medio.

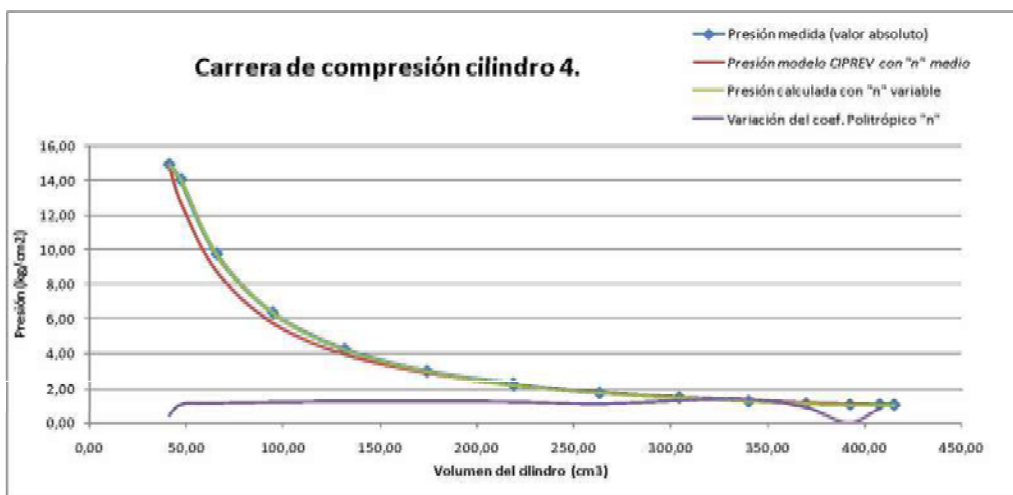


Figura 10. Fase de compresión: curva medida en azul y calculada con el coeficiente politrópico real en verde superpuesta. Curva CIPREV de compresión con el coeficiente politrópico medio.

El modelo CIPREV se muestra como una alternativa válida para el cálculo del ciclo de trabajo de motores de combustión interna de encendido a chispa en la etapa de anteproyecto. Ya que su precisión y poca compleja elaboración permiten aplicarlo no solamente para el desarrollo de propuestas nuevas, sino también para la verificación de motores existentes como se ha visto en este trabajo. De su aplicación pueden inferirse el trabajo de compresión, de expansión y el trabajo neto resultante, la potencia y el rendimiento térmico esperado. Para su aplicación se pueden utilizar como datos los valores de  $R_g$ ,  $C_p$  y  $C_v$  determinados en este trabajo mientras se mantengan las condiciones de contorno que les confieren validez. En su forma de constatación de motores existentes servirá para continuar obteniendo resultados que permitan caracterizar el fluido de trabajo y los sistemas particulares para diversos combustibles, excesos de aire en la combustión, relaciones de compresión y diversas condiciones de funcionamiento.

## 6. Referencias.

- Caputo, D. Berberí, R. Ferré, N. Puricelli, A. Fonteriz, V. Ferreira, R. Aguirre, R. Calvo, B. Bruno, J. "El análisis de los productos de combustión y su uso en el cálculo de la máxima presión de combustión en motores de ciclo Otto"
- Actas del III Congreso Argentino de Ingeniería: CADI 2016. Resistencia, Argentina (2016).
- Giacosa, D: Motores Endotérmicos. Omega, Barcelona (1988).
- Martínez de Vedia, H: Teoría de los Motores Térmicos Conversión de la Energía. Alsina, Argentina (1997).
- García C. A: Termodinámica Técnica. Alsina, Buenos Aires (2006).
- Caputo, D; Berberí, R; Ferré, N; Puricelli, A; Fonteriz, V; Ferreyra, R; Aguirre, R; Calvo, B; Bruno, J: Aplicación del ciclo previsto basado en la determinación experimental del exponente politrópico en el diagrama de fuerzas resultantes sobre el cojinete de biela. VIII EnIDI 2015.
- Caputo, D; Berberí, R; Ferré, N; Puricelli, A; Fonteriz, V; Ferreyra, R; Aguirre, R; Calvo, B; Bruno, J: Caracterización del fluido de trabajo para motores de ciclo Otto a cuatro tiempos y su utilización en el ciclo indicado previsto. Extensionismo, Innovación y Transferencia Tecnológica, claves para el desarrollo. Facultad de Ciencias Exactas y Naturales y Agrimensura.- UNNE. Vol. 2, año 2015, pp 80. Argentina. ISSN 2422-6424.
- Thiem, M: Termotecnia, Manual del Ingeniero Técnico, Vol XX. Urmo, Bilbao (1974).
- Payri, F; Desantes J.M: Motores de Combustión Interna Alternativos. Reverté, Barcelona (2014).
- Barilá, D; Bugna, L; Vignolo, F; Gómez, R; Kolodka, P; Ahrtz, G: Obtención del diagrama indicado en motores de combustión interna sin necesidad de referencia angular. ICAIM 2008.
- Soto Pau, F; Silva, J.A; Dos Santos, A.M: Cálculo de la temperatura en el interior de la cámara de combustión en motores de combustión interna. Ingeniería Mecánica, vol. 5, núm. 2, mayo-agosto 2002, pp 7-15 Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría. Ciudad de la Habana, Cuba. Disponible en <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=225126005001>
- Lapuerta, M: Study of de compression cycle of reciprocating engine through the polytropic coefficient. Elsevier Science Ltd. Valencia (2002).