

MTL 2016 – La Plata, Argentina

## DETERMINACIÓN DEL TRABAJO Y LA POTENCIA DE UN CICLO OTTO UTILIZANDO EL MÉTODO DE INTEGRACIÓN DE LA FUNCIÓN POLITRÓPICA DE COMPRESIÓN Y EXPANSIÓN

Diego C. Caputo<sup>1</sup>, Rodolfo O. Berberi<sup>2</sup>, Néstor A. E. Ferré<sup>3</sup>,  
Alberto Puricelli<sup>4</sup>, Verónica Fonteriz<sup>5</sup>, Romina Ferreira<sup>6</sup>,  
Rodolfo N. Aguirre<sup>7</sup>, Blas E. Calvo<sup>8</sup>, José M. Bruno<sup>9</sup>

1-Universidad de la Marina Mercante, Av. Rivadavia 2258, CABA, Argentina.  
dcaputo@udemmm.edu.ar

2-Universidad de la Marina Mercante, Av. Rivadavia 2258, CABA, Argentina.  
321guirre.berberi@gmail.com

3-Universidad Tecnológica Nacional FRBA, Medrano 951 3° piso of 303, CABA, Argentina.  
nesferre@gmail.com

4-Universidad Tecnológica Nacional FRBA, Medrano 951 3° piso of 303, CABA, Argentina.  
copimagen5@gmail.com

5-Universidad Tecnológica Nacional FRBA, Medrano 951 3° piso of 303, CABA, Argentina.  
vero\_fonteriz15@hotmail.com

6-Universidad Tecnológica Nacional FRBA, Medrano 951 3° piso of 303, CABA, Argentina.  
roelizabeth\_15@hotmail.com

7-Universidad Tecnológica Nacional FRBA, Medrano 951 3° piso of 303, CABA, Argentina.  
321guirre.rod@gmail.com

8-Universidad Tecnológica Nacional FRBA, Medrano 951 3° piso of 303, CABA, Argentina.  
Blascalvo88@hotmail.com

9-Universidad Tecnológica Nacional FRBA, Medrano 951 3° piso of 303, CABA, Argentina.  
maurojbruno@yahoo.com

**Palabras clave:** motor, ciclo previsto, trabajo, potencia, coeficiente politrópico.

### Resumen

El presente trabajo se encuentra inserto en el proyecto de investigación denominado "Modelo físico matemático del ciclo previsto para motores de combustión interna" (CIPREV), realizado en conjunto entre el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Tecnológica Nacional FRBA y la Facultad de Ingeniería de la Universidad de la Marina Mercante. El grupo de investigación CIPREV persigue como objetivo la actualización de los modelos de cálculo para los ciclos de los motores de combustión. En este sentido se han desarrollado ensayos que permiten obtener datos reales de parámetros inherentes al ciclo de trabajo, para usarlos luego como parámetros de diseño. Este estudio tiene por objeto mostrar la técnica seguida para obtener el valor del trabajo del ciclo y su potencia, utilizando un método integrativo de la función que representa las transformaciones politrópicas de compresión y expansión de los gases en el interior del cilindro. Para completar la función será necesario conocer el coeficiente politrópico, que en un sistema real depende de la naturaleza compleja del fluido de trabajo y de las particularidades del sistema que lo contiene. Se mostrará el procedimiento experimental para la determinación paramétrica de dicho coeficiente en un sistema particular. El valor así determinado se convierte en un factor fundamental para resolver el modelo del ciclo previsto, y al mismo tiempo, en un parámetro de diseño para nuevos casos. Esta modelización encuentra una diversidad de aplicaciones en el diseño de los órganos del motor y en la estimación del

trabajo y la potencia prevista, tanto en la etapa de diseño como en la verificación de motores construidos. Así también puede utilizarse para la determinación de las fuerzas resultantes sobre los cojinetes del motor, y al conocer las solicitaciones, también tiene aplicaciones prácticas sobre la selección del lubricante adecuado para cada uso.

## 1. Introducción

El ciclo de trabajo de un motor de combustión representa la sucesión de transformaciones termodinámicas que sufre el fluido de trabajo desde que la carga es introducida al cilindro del motor hasta su escape a la atmósfera. Frecuentemente se lo representa en un diagrama cartesiano en el que se grafican en abscisas los volúmenes en el interior del cilindro y en ordenadas las presiones desarrolladas.

Como es suficientemente conocido el ciclo Otto de cuatro tiempos se desarrolla entre los volúmenes extremos conocidos como  $V_1$  (volumen total del cilindro) y  $V_2$  (volumen de la cámara de combustión). Estos volúmenes se verifican en el interior del cilindro cuando el pistón se encuentra en el punto muerto inferior PMI y punto muerto superior PMS respectivamente.

Este estudio se presenta como un aporte para el cálculo del trabajo del ciclo termodinámico, basado en la determinación experimental del coeficiente politrópico de compresión. La discusión de los resultados no solo aportará una mirada complementaria a los métodos tradicionales, sino que permitirá establecer valores probables del coeficiente politrópico para la etapa de diseño. Al mismo tiempo, se dejará planteado el problema de la determinación de las condiciones de presión y temperatura desarrolladas durante la combustión mediante la realización de ensayos combinados de potencia al freno con medición del consumo específico y el análisis de los gases de combustión.

Este trabajo se presenta en su forma de constatación de motores existentes. Al igual que en estudios anteriores se ha utilizado un motor Fiat de la serie 138<sup>a</sup>.028 de aspiración natural y cuatro tiempos, que opera según el ciclo Otto, de 1498cm<sup>3</sup> de cilindrada y 82CV a 5600 rpm. Los datos obtenidos del manual de taller proporcionados por el fabricante se muestran en la tabla 1.

Tabla 1. Datos técnicos del motor ensayado según constan en el manual del fabricante.

	DATOS TÉCNICOS OBTENIDOS POR MANUAL										
	Orden	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Denominación	Carrera	Diámetro	Relación de compresión	N° de cilindros	Cilindrada unitaria	Cilindrada Total	Potencia efectiva declarada	Regimen de max. Potencia	Torque max. Declarado	Régimen de max. Torque
	Símbolo	C	D	$\epsilon$	N°	Vc	Vct	Pe	N	Mt	Nt
	Unidad	(mm)	(mm)			(cm <sup>3</sup> )	(cm <sup>3</sup> )	(CV)	(1/min)	(kgm)	(1/min)
Marca/ Modelo	Modelo Motor	dato	dato	dato	dato	calculado $Vc = \pi \cdot D^2 \cdot C / 4$	calculado $Vct = Vc \cdot N^{\circ}$ cil.	dato	dato	dato	dato
Fiat 128-1498 c.c.	138A028	63,9	86,4	9,2	4	374,64	1498,57	82	5600	12	3000

Se asumen conocidas algunas cuestiones inherentes al cálculo básico de los motores, éstas se muestran a título informativo en la tabla 2. Para mayor exactitud en los cálculos, la relación de compresión  $\epsilon$  se ha obtenido midiendo el volumen de cada cámara de combustión y operando como se indica en la tabla 2.

Tabla 2. Abreviaturas y fórmulas básicas.

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 <sub>c</sub>	Cilindrada unitaria	(cm <sup>3</sup> )	$V_c = \pi.D^2.C/4$
N <sup>o</sup>	N <sup>o</sup> de cilindros	***	dato
V <sub>ct</sub>	Cilindrada Total	(cm <sup>3</sup> )	$V_{ct} = V_c. N^o \text{ cil.}$
N	Régimen de máxima Potencia	(1/min)	dato
V <sub>2</sub>	Volumen de la cámara de combustión	(cm <sup>3</sup> )	medido
V <sub>1</sub>	Volumen total del cilindro	(cm <sup>3</sup> )	$V_1 = \epsilon.V_2$ ; o bien $V_1 = V_c + V_2$
P <sub>1</sub>	Presión de admisión	(kg/cm <sup>2</sup> )	medido
n	Exponente politrópico en la transformación de compresión y expansión	***	ver formula (7) y (8)
P <sub>2</sub>	Presión final de compresión	(kg/cm <sup>2</sup> )	medido
P <sub>3</sub>	Presión final de combustión	(kg/cm <sup>2</sup> )	$P_3 = (7.\epsilon-2)$
P <sub>4</sub>	Presión apertura válvulas escape	(kg/cm <sup>2</sup> )	$P_4 = P_3/\epsilon^n$

## 2. Modelo propuesto

Durante la carrera de compresión la máquina realiza trabajo sobre el fluido, el cual disminuye su volumen aumentando su presión y temperatura. Esto ocurre entre los puntos 1 y 2 del diagrama de la figura 1. En el motor real esta transformación es de tipo politrópica y obedece a la formulación:

$$p_1 \times V_1^n = p_2 \times V_2^n \quad (1)$$

Donde n es el coeficiente politrópico que responde al grado de permeabilidad a los intercambios de calor del sistema y varía a lo largo de cada carrera. Para esta primera formulación del ciclo previsto se considerará el valor de n como el valor medio que adopta a lo largo de la carrera.

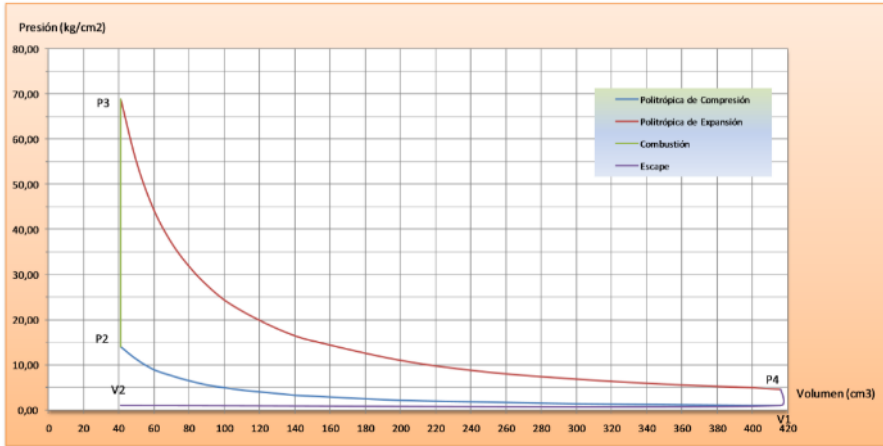


Figura 1. Diagrama P – V correspondiente al cilindro n°4 del motor en estudio.

Un proceso similar ocurre durante la carrera de expansión entre los puntos 3 y 4 del diagrama de la figura 1. Este proceso, también politrópico, describe la transformación durante la cual el fluido es el que realiza el trabajo de expansión.

$$P_4 \times V_4^\epsilon = P_3 \times V_3^\epsilon \quad (2)$$

Llamando relación de compresión  $\epsilon$  al cociente entre el volumen máximo del cilindro  $V_1$  y el volumen de la cámara de combustión  $V_2$ :

$$\epsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad (3)$$

Y asumiendo que existen infinitas relaciones que definen el grado de reducción del volumen dentro del cilindro a lo largo de la carrera del pistón, puede definirse una relación  $\epsilon'$  que vincule al volumen  $V_1$  con un volumen genérico cualquiera  $V_x$ . Donde  $V_x$  representa el volumen que se observa en el interior del cilindro en un punto cualquiera de la carrera.

$$\epsilon' = \frac{V_1}{V_x} \quad (4)$$

Combinando la ecuación 1 y 4 puede obtenerse la ecuación general que describe la variación de presión en el interior del cilindro durante la carrera de compresión:

$$P_y = P_1 \left( \frac{V_1}{V_x} \right)^\epsilon \quad (5)$$

En el dominio de la función 5 deberá cumplirse que  $V_2 \leq V_x \leq V_1$ , y en consecuencia, a dichos valores de  $V_x$  le corresponderán valores de  $P_y$  que cumplirán con la premisa  $P_2 \geq P_y \geq P_1$ .

Idénticamente, combinando 2 y 4 para la carrera de expansión, se obtiene una función que permite conocer la evolución de la presión durante dicha carrera y cuyo intervalo de validez

opera para valores  $V_2 \leq V_x \leq V_1$ , concordantes con los correspondientes valores de presión  $P_3 \geq P_y \geq P_4$ .

$$P_y = P_4 \left( \frac{V_1}{V_x} \right)^n \quad (6)$$

### Valor de la exponente $n$ para los procesos politrópicos

El coeficiente politrópico que define la transformación de compresión puede obtenerse partiendo de la ecuación 5 para el caso general, verificándose que:

$$n = \frac{\log\left(\frac{P_y}{P_4}\right)}{\log\left(\frac{V_1}{V_x}\right)} \quad (7)$$

Análogamente puede obtenerse el coeficiente politrópico para el proceso de expansión partiendo de la ecuación 6:

$$n = \frac{\log\left(\frac{P_y}{P_4}\right)}{\log\left(\frac{V_1}{V_x}\right)} \quad (8)$$

La experiencia demuestra que el exponente politrópico de expansión es levemente superior al de compresión, aunque para esta primera formulación del modelo se asumirán iguales. En el caso particular que  $V_x = V_2$ ;  $P_y$  asume el valor de  $P_2$  para el proceso de compresión, y  $P_3$  para el de expansión.

En el caso de la carrera de compresión el valor  $P_2$  puede medirse fácilmente con la ayuda de un manómetro especial con retención llamado compresómetro. Una variante de este dispositivo será utilizado en el procedimiento experimental.

### Cálculo del trabajo del ciclo

El trabajo del ciclo está representado por su área. El método que a continuación se presenta consiste en encontrar el área por debajo de la politrópica de expansión (trabajo de expansión efectuado por el fluido), y por debajo de la politrópica de compresión (trabajo de compresión recibido por el fluido). De este modo, la diferencia entre ambas áreas, da por resultado el trabajo indicado del ciclo.

El área por debajo de la curva de expansión, y por lo tanto el trabajo correspondiente a la expansión del fluido, estará dado por la integral de dicha función calculada entre los volúmenes  $V_1$  y  $V_2$ . En su forma general puede escribirse como:

$$L_x = \int_{V_2}^{V_1} P_y \cdot dV \quad (10)$$

Reemplazando  $dv$  por  $dx$ , y  $P_y$  por su equivalente en la 6 se puede transformar la 10 en:

$$L_e = \int_{V_2}^{V_1} \left( P_1 \cdot \frac{V_1^n}{x^n} \right) dx \quad (11)$$

$$L_e = P_1 V_1^n \int_{V_2}^{V_1} x^{-n} dx \quad (12)$$

Operando, el trabajo de expansión  $L_e$  que representa el área por debajo de la curva de expansión queda expresado como:

$$L_e = P_1 V_1^n \left( \frac{V_1^{-n+1} - V_2^{-n+1}}{-n+1} \right) \quad (13)$$

Análogamente el trabajo de compresión a partir de la politrópica de compresión puede calcularse como el área por debajo de dicha curva. En su forma general puede expresarse como:

$$L_c = \int_{V_2}^{V_1} P_y dv \quad (14)$$

$$L_c = \int_{V_2}^{V_1} \left( P_1 \cdot \frac{V_1^n}{x^n} \right) dx \quad (15)$$

$$L_c = P_1 V_1^n \int_{V_2}^{V_1} x^{-n} dx \quad (16)$$

La expresión final del trabajo de compresión queda como sigue:

$$L_c = P_1 V_1^n \left( \frac{V_1^{-n+1} - V_2^{-n+1}}{-n+1} \right) \quad (17)$$

El trabajo resultante  $L_i$  del fluido en el interior del cilindro estará dado por:

$$L_i = L_e - L_c \quad (18)$$

Reemplazando en la 18, el trabajo de expansión y compresión, por sus valores correspondientes dados por la 13 y 17:

$$L_i = V_1^n (P_2 - P_1) \left( \frac{V_1^{-n+1} - V_2^{-n+1}}{-n+1} \right) \quad (19)$$

El resultado quedará expresado en  $\text{kgm}$  o  $\text{kgcm}$ , dependiendo de que los volúmenes se expresen en  $\text{m}^3$  o  $\text{cm}^3$  y las presiones en  $\text{kg/m}^2$  o  $\text{kg/cm}^2$ .

### 3. Procedimiento experimental

El procedimiento experimental consta de dos ensayos distintos. En el primero se busca medir la máxima presión de compresión  $P_2$  en un cilindro testigo. En el caso que nos ocupa las mediciones se realizaron sobre el cilindro número 4. El objeto de este ensayo es conocer el coeficiente politrópico en condiciones de funcionamiento que se aproximen lo más posible a las condiciones reales de servicio. El segundo ensayo consta de una prueba de potencia al freno. Durante esta prueba a plena carga, además de obtener los datos tradicionales de potencia, par motor y presión media efectiva, se mide también el consumo específico y se realiza una medición de la composición de los gases de combustión.

#### 3.1. Ensayo para determinar la máxima presión de compresión

El valor de la presión final de compresión ha sido registrado con la ayuda de un manómetro especialmente preparado llamado compresómetro. 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 Bourdon. El mismo fue instalado mediante un accesorio compuesto de una extensión que permite roscarlo en el orificio de la bujía.

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 [1] para esta etapa del proyecto CIPREV se realizaron mediciones con el motor en funcionamiento como sigue:

- a. Se procedió al encendido del motor permitiéndole alcanzar la temperatura de régimen.
- b. Se extrajo solo la bujía de encendido del cilindro 4 (en el que se realizó la medición de  $P_2$ ).
- c. Se instaló el compresómetro en dicho cilindro.
- d. Se encendió nuevamente el motor con el cilindro 4 descomprimido por la válvula de venteo.
- e. Se aplicó carga al motor con el freno dinamométrico, hasta alcanzar el 100% de carga a un régimen de 1870 rotaciones por minuto.
- f. 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 muy cercanas a las de funcionamiento normal y comprimiendo mezcla, es decir fluido de trabajo real.

En la tabla 3 se muestra el resultado experimental obtenido en el cilindro n°4 del motor referido en la introducción, realizado durante 2014 en el laboratorio de Máquinas Térmicas de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de la Marina Mercante.

El ensayo fue realizado en el banco de pruebas al 100% de carga y a 1870 r.p.m. con el motor funcionando en tres cilindros, mientras se registraba la máxima presión de compresión en el cilindro N°4.

Tabla 3. Ensayo de compresión en el cilindro n°4 con el motor trabajando en tres cilindros a plena carga y 1870 r.p.m.

1.- PRESIÓN FINAL DE COMPRESIÓN (P2)				
Codigo	EP 002			
N° de ensayo	EP 002-003/14			
Laboratorio	Termofluidos.- F.I.- UdeMM.-			
1.1- CONDICIONES DE ENSAYO:				
Fecha	22/10/2014	Humedad relativa	Temperatura ambiente	Presión atmosférica
Duración (h)	3hs	Hr	Tamb	Patm
Vel. De rotación (RPM)	1870	(%)	(°C)	(hPa)
1.2- RESULTADOS EXPERIMENTALES:				
VALORES EXPERIMENTALES FRENO DINAMOMÉTRICO	Fuerza	RPM	Estado carga	
	F			
	(kg)	(1/min)	(%)	
	12,5	1870	100	
PRESIÓN DE COMPRESIÓN	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3	Cilindro 4
	Presión final de compresión del Cilindro N°1	Presión final de compresión del Cilindro N°2	Presión final de compresión del Cilindro N°3	Presión final de compresión del Cilindro N°4
	$P_{2C1}$	$P_{2C2}$	$P_{2C3}$	$P_{2C4}$
	[kg/cm <sup>2</sup> ]	[kg/cm <sup>2</sup> ]	[kg/cm <sup>2</sup> ]	[kg/cm <sup>2</sup> ]
N° de medición	Medido	Medido	Medido	Medido
1				14,0
1.3- VALORES CALCULADOS CON LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES				
DATOS DE PAR MOTOR Y POTENCIA EFECTIVA CALCULADO CON LOS RESULTADOS OBTENIDOS EN EL FRENO DINAMOMÉTRICO.	Par motor	Potencia medida en 3 cilindros	Potencia p/cilindro	Potencia total prorrateda
	Mt	Nm	N1	N
	(kgm)	(CV)	(CV)	(CV)
	Mt = F. 0.716	N = F. rpm/1000	N1 = N/3	N = N1. 4
	8,950	23,38	7,79	31,17
Foto IR 637.- Valores indicados en el freno dinamoétrico: F = 12,5kg, RPM = 1870. Valores calculados: Mt = 8,95kgm. N = 23,37CV (en 3 cilindros). N p/cilindro = 7,79CV y N prevista p/4 cilindros = 31,16CV.- T1 = 71,9°C estimado con la cámara termográfica.- Ensayo de potencia al freno al 100% de carga.-				
1.4- INSTRUMENTOS UTILIZADOS				
Tipo / modelo	Código interno/ Marca-modelo	Rango escala	Apreciación	Incertidumbre
Estación meteorológica digital	Luft Germany.- WS-1200TH.- EMD-001			
Tacómetro digital de contacto	Lutron.- DT 2246	0,5 - 19999 RPM	RPM<1000 @ 0,1 RPM RPM>=1000 @ 1 RPM	0,05%+1dígito
Compresómetro analógico esc. radial	KTG.- HS-1000 G-342	sin manómetro		
Manómetro p/compresómetro	Baumer	0 - 20 bar	0,5 bar	
Cámara termográfica	Testo 875	0 - 280°C		±1-2°C o ±1-2% del v.m. (se aplica el valor mayor)



### 3.2. Ensayo de banco a plena carga, medición de consumo específico y análisis de gases de combustión

Estas determinaciones fueron realizadas mediante un ensayo de potencia al freno convencional con el motor funcionando normalmente al 100% de carga y un número de rotaciones similar al del ensayo de determinación de  $P_2$  y del coeficiente politrópico para que sus resultados pudieran ser comparables. Durante el mismo se sometió al motor a un régimen de 2117 rpm durante un tiempo de 9,5 minutos. Observándose una potencia efectiva al freno de 39,88 CV, un par motor de 13,49 kgm y resultando el consumo específico 0,1628 kg/CV.h.

De este ensayo se pudo obtener la cantidad de combustible que participa de cada ciclo de trabajo del motor, cuyo valor medio fue de  $1,022 \times 10^{-4}$  kg de combustible/ciclo.

Al mismo tiempo, mientras se desarrollaba el ensayo de potencia al freno, utilizando un analizador portátil de gases de combustión Testo modelo 310, se realizaron mediciones de los productos de combustión para la situación real de ensayo. Los resultados experimentales se muestran en la tabla 4.

Tabla 4. Ensayo de potencia al freno con medición de consumo específico y análisis de gases de combustión.

3.- MEDICIÓN DE GASES DE COMBUSTIÓN				
Codigo	EP 003	N° ensayo	EP 003-003/15	Fecha: 11/08/2015
Duración	9,5 min	Laboratorio	Termofluidos.- F.I.- UdeMM.-	
3.1- CONDICIONES DE ENSAYO.-				
Vel. De rotación (RPM)	2116,87	Caract. Teórica del combustible		
Fuerza (kg)	18,84	C8H18		
Potencia (CV)	39,88	Masa molecular		
Par Motor (kgm)	13,49	114 kg/kmol		
Cons. Específico (kg/CV h)	0,1628	Aire estequiométrico		
Cons. p/ciclo de trabajo (kg)	$1,02226 \times 10^{-4}$	15,25kg/kg comb.		
Pc teórico del comb. (kcal/kg)	10.526,30			
3.2- RESULTADOS EXPERIMENTALES.-				
Variable medida				Valor medido
orden	Magnitud	Abreviatura/ Símbolo	Unidad	
1	Oxígeno libre	O2	%	1,0
2	Monóxido Carbono	CO	ppm	4297
3	Exceso de aire	$\lambda$	-----	1,05
4	Dióxido de Carbono	CO2	%	14,76
5	Pérdida por humos	pA	%	14,7
6	Tiro	*****	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

#### 4. Aplicación del modelo propuesto y los resultados experimentales

La tabla 5 muestra el tratamiento de los valores obtenidos experimentalmente mediante el modelo del ciclo previsto. Los valores calculados presentan coherencia con la bibliografía tradicional y los informados por el fabricante del motor.

Tabla 5. Aplicación del modelo del ciclo previsto a los resultados experimentales.

Aplicación del modelo del ciclo previsto: ensayo preliminar. Valor de P2 obtenido a 1870 RPM.		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 inicial de compresión	Exponente politrópico de compresión	Presión final de compresión	Temperatura final de compresión	Presión final de combustión	Temperatura de combustión	Presión apertura válvulas escape	Temperatura apertura válvulas escape	Trabajo del ciclo	Presión media del ciclo	Rendimiento Térmico	Potencia Indicada	Rendimiento Mecánico
		P1	T1	n	P2	T2	P3	T3	P4	T4	Li	pm	ηt	PI	ηm
(kg/cm2)	(°C)	calculado	(kg/cm2)	(°C)	(kg/cm2)	(°C)	(kg/cm2)	(°C)	(kgm)	(kg/cm2)	(%)	(CV)	(%)		
Marca/ Modelo	Cilindro N°	medido	medido (cámaras termográfica)	formula (7)	medido	$T2 = T1 \cdot n^{(n-1)}$	$P3 = P2 \cdot n^{(n-1)}$	calculado*	$P4 = P3 \cdot e^{\gamma}$	$T4 = T3 \cdot e^{\gamma}$	formula (18)	$\eta_t = 1 - (T1/T2)$	$P_i = (P_i \cdot N) / 6000$	$\eta_m = P_e/P_i$	
Fiat Regatta 85 - 1500 c.c.	Cilindro 4	0,95	72	1,163	14,00	229,91	68,78	1865,00	4,67	1279,58	43,42	11,59	0,31	9,02	0,86
<b>RESULTADO DEL CILINDRO N°4 EXTRAPOLADO A LOS CUATRO CILINDROS DEL MOTOR</b>													36,09	0,86	

El valor de  $T_3$ , temperatura de la combustión (indicada en la columna 19 de la tabla 5), ha sido obtenido mediante la aplicación del diagrama Rosin – Fehling a la entalpía de los gases de combustión. La entalpía de los productos de combustión puede obtenerse conociendo la masa molecular de cada uno de los productos, el poder calorífico del combustible y determinando la fracción molar total de la mezcla resultante contemplando el exceso de aire. Este estudio, así como sus resultados y conclusiones, constituyen en sí mismo un trabajo separado pero complementario, cuyo caso será presentado en el III Congreso Argentino de Ingeniería CADI 2016, organizado por el Confedi, a realizarse en la ciudad de Resistencia en septiembre de 2016.

El valor de  $P_3$ , presión máxima de combustión (indicada en la columna 18 de la tabla 5), ha sido calculado con la fórmula empírica de Giacosa D. [2]. También podría haberse aplicado el modelo teórico de combustión a volumen constante.

#### 5. Conclusiones

Con respecto al método propuesto para la medición de la máxima presión de compresión, es necesario hacer la siguiente aclaración. En primer lugar el accesorio de extensión que permite conectar el manómetro al cilindro no debe ser demasiado largo ni flexible, ya que al expandirse absorbe parte del trabajo realizado por la compresión. Para evitar adicionar volumen a la cámara de combustión que modifique la relación de compresión, se instala una válvula de retención unidireccional en el mismo accesorio para roscar la extensión a la tapa de cilindros.

La gran mayoría de los hidrocarburos que se utilizan comercialmente como combustible para motores tienen una formulación básica  $C_nH_m$ , donde m responde a la relación siguiente:  $m = 2n$ , o bien,  $m = 2n + / - 2$ . Esto define la cantidad de carbono e hidrógeno presente en sus moléculas y también define el poder calorífico del combustible y la relación estequiométrica de demanda de aire para la combustión. El análisis de estas circunstancias permite prever, que en la medida que no se produzcan grandes variaciones en el exceso de aire con que se realiza la combustión, tampoco habrá importantes variaciones en la entalpía de los productos resultantes, que se verán reflejados en los valores de temperatura y presión.

Sucesivos ensayos realizados permiten concluir que los valores esperables del coeficiente politrópico de compresión medio se ubicarán entre 1,15 y 1,25 para motores de ciclo Otto de cuatro tiempos con relaciones de compresión entre 8 y 9,5; refrigerados por agua, y donde la energía se obtiene utilizando hidrocarburos con formulaciones similares a las enunciadas y excesos de aire del orden del 5%.

Con respecto al cálculo del trabajo del ciclo mediante el método de la integración de la función politrópica de compresión, puede decirse que éste se muestra más cercano a los resultados reales que aquellos métodos que se basan en la determinación de los calores aportados y cedidos. También se abre la puerta a la determinación de los calores específicos del fluido real de trabajo.

## 6. Referencias

- [1] Caputo, D; Berberi, R; Ferré, N; Bruno, J.M; Calvo, B.E; Aguirre, R.N. "Determinación experimental del exponente politrópico y su uso en el modelo del ciclo indicado previsto en motores a gasolina". IV CAIM 2014.
- [2] Giacosa, D: *Motores Endotérmicos*. Ed. Omega, Barcelona 1988.
- [3] Lapuerta, M. "Study of de compression cycle of reciprocating engine through the polytropic coefficient". Elsevier Science Ltd. Valencia 2002.
- [4] 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". I CAIM 2008.
- [5] Fiat Regatta Manual de Taller, Sevel Argentina S.A.
- [6] Martínez de Vedia, H. *Teoría de los Motores Térmicos Conversión de la Energía*. Ed. Alsina, Buenos Aires 1997.

