

Diego C. Caputo<sup>a</sup>, Rodolfo O. Berberi<sup>a</sup>, Nestor A. E. Ferré<sup>b</sup>, Alberto Puricelli<sup>b</sup>, Verónica Fonteriz<sup>b</sup>, Romina Ferreira<sup>b</sup>, Rodolfo N. Aguirre<sup>b</sup>, Blas E. Calvo<sup>b</sup>, José Mauro Bruno<sup>b</sup>

<sup>a</sup> Universidad de la Marina Mercante, Facultad de Ingeniería, Av. Rivadavia 2258, C.A.B.A., Argentina - dcaputo@udemmm.edu.ar, rodolfo.berberi@gmail.com. <sup>b</sup> Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Buenos Aires, Dto. Ingeniería Mecánica, Medrano 951 3° piso of. 303 C.A.B.A., Argentina - nesferre@gmail.com, copimagen5@gmail.com, vero\_fonteriz15@hotmail.com, roelizabeth\_15@hotmail.com, aguirre.rod@gmail.com, blascalvo88@hotmail.com, maurojbruno@yahoo.com

# Fuerzas resultantes sobre el cojinete de biela en el modelo del ciclo indicado previsto para motores de combustión interna

## Resumen

El presente trabajo muestra como interactúan las fuerzas producidas por la expansión de los gases en el interior del cilindro de un motor que opera según el ciclo de Otto, con las fuerzas alternas de inercia de las masas en movimiento sobre el cojinete de biela. El resultado es un modelo unificado que permite obtener importantes conclusiones sobre el complejo estado de solicitaciones al que se ven sometidos los órganos del sistema biela manivela y la influencia de factores como la velocidad, la masa, etc. Esta modelización encuentra una diversidad de aplicaciones en el diseño de los órganos del motor, como el cálculo de cojinetes, selección de aceites lubricantes, determinación de las fuerzas y coeficientes de fricción, y pérdida de potencia ocasionadas por este motivo. Los resultados del presente trabajo fueron presentados en el VIII Encuentro de Investigadores y Docentes de Ingeniería, realizado en San Rafael, provincia de Mendoza en septiembre de 2015.

**Palabras Clave:** motor, ciclo previsto, exponente politrópico, potencia, fuerza de inercia, cojinetes.

## 1. Introducción

Este trabajo tiene por objetivo presentar una aplicación práctica sobre los avances logrados en la formulación del ciclo indicado previsto aplicado a motores de combustión interna de cuatro tiempos con encendido a chispa. El mismo consiste en mostrar cómo interactúan las fuerzas alternas de inercia de las masas en movimiento del sistema biela manivela con las fuerzas generadas por la expansión de los gases en el interior del cilindro. Se presenta como continuación de los estudios oportunamente publicados en el IV CAIM 2014 [1], realizado en la ciudad de Resistencia, provincia del Chaco.

Desarrollado durante el primer año y medio de trabajos experimentales en el laboratorio de Termofluidos y Máquinas Térmicas de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de la Marina Mercante, se propone su aplicación práctica como herramienta de diseño y cálculo aplicada al estudio y trazado del diagrama de fuerzas resultantes sobre el cojinete de biela.

El proyecto CIPREV se propone formular un modelo del ciclo de trabajo del motor de combustión interna que

permita determinar el trabajo y la potencia en la etapa de anteproyecto. El mismo se basa en el estudio de las transformaciones politrópicas de compresión y expansión, haciendo fundamental hincapié en el valor del exponente politrópico que las caracteriza.

Este trabajo muestra los resultados obtenidos en la primera etapa de determinación del coeficiente politrópico y su uso en el modelo del ciclo previsto para una aplicación práctica orientada al trazado del diagrama de fuerzas resultantes sobre el cojinete de biela. Para el trazado del diagrama de fuerzas resultantes se ha escogido, por simplificación de los cálculos, suponer un motor con movimiento biela manivela centrado en el eje del perno de pistón.

## 2. Planteo del problema y modelos propuestos

Las masas que conforman el sistema biela-manivela afectadas de una determinada aceleración darán origen a diversas fuerzas. La necesidad de trabajar con tolerancias estrictas y cada vez menores en el diseño y construcción de motores de combustión interna requieren una determinación precisa

de estas fuerzas y sus efectos. Con el objeto de encontrar un diagrama de fuerzas resultantes que permita visualizar las sollicitaciones mecánicas a las que se verán sometidos los órganos del motor se plantea:

- El modelo del ciclo indicado previsto, como herramienta para analizar la influencia de los gases expandiéndose dentro del cilindro.
- El modelo tradicional con base en la dinámica, del movimiento alternativo, para observar la interacción entre los gases de combustión y las fuerzas alternas de inercia.

El modelo del ciclo indicado previsto 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 coeficiente politrópico determinará la cercanía con las condiciones de trabajo real, de modo que se presentará también el procedimiento experimental para su obtención.

El modelo tradicional para el análisis de la dinámica del movimiento alternativo consiste en determinar la función de posición del pistón para cada grado de giro del cigüeñal y luego por derivaciones sucesivas hallar la función de la velocidad y aceleración. Aplicando las leyes básicas de la mecánica, y conociendo el valor de las masas en movimiento, resulta posible hallar la función de la fuerza alterna de inercia para cada grado de giro del eje. La suma punto a punto de ambas funciones permitirá hallar la resultante que representa la fuerza total transmitida.

### 2.1 Modelo del ciclo previsto.

Llamando  $V_1$  al volumen máximo del cilindro, que se verifica cuando el pistón se encuentra en el punto muerto inferior PMI,  $V_2$  al volumen de la cámara de combustión que ocurre cuando el pistón se encuentra en la posición del punto muerto superior

PMS, y  $P_1$  y  $P_2$  a las presiones que les corresponde a dichos volúmenes; la función que expresa la variación de presión en la carrera de compresión queda definida de la siguiente manera:

$$P_y = P_1 \left( \frac{V_1}{V_x} \right)^n \quad (1)$$

En el dominio de la ecuación (1) debe cumplirse que  $V_2 \leq V_x \leq V_1$ , situación que se corresponderá con valores de presión que cumplirán con  $P_2 \geq P_y \geq P_1$ .

Siendo  $n$  el valor del exponente o coeficiente politrópico que caracteriza al fluido de trabajo y al sistema particular cuyo valor se halla mediante:

$$n = \frac{\log\left(\frac{P_y}{P_1}\right)}{\log\left(\frac{V_1}{V_x}\right)} \quad (2)$$

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

$$P_y = P_4 \left( \frac{V_1}{V_x} \right)^n \quad (3)$$

En este caso  $P_4$  representa 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 fijos  $V_1$  y  $V_2$ .

El trazado del ciclo de trabajo se realizará en forma convencional utilizando como referencia un par de ejes de coordenadas en los que se representa en abscisas el volumen y en ordenadas la presión. El área por debajo de la politrópica de expansión representará entonces el trabajo correspondiente a la expansión del fluido y estará dado por:

$$T_e = \int_{V_2}^{V_1} P_y dv \quad (4)$$

Sustituyendo  $dv$  por  $dx$ , y  $V_x$  por  $x$ , y asumiendo constantes los valores de  $V_1$ ,  $V_2$ , y  $P_4$ :

$$T_e = \int_{V_2}^{V_1} \left( P_4 \cdot \frac{V_1^n}{x^{n+1}} \right) dx \quad (5)$$

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

$$T_e = P_4 \cdot V_1^n \cdot \left( \frac{V_1^{-n+1} - V_2^{-n+1}}{-n+1} \right) [1] \quad (6)$$

El trabajo de compresión, suministrado por la máquina al fluido, puede obtenerse análogamente a partir de la politrópica de compresión contemplando idénticas sustituciones y considerando también invariable el valor de  $P_1$ . Su formulación definitiva quedará como sigue:

$$T_c = P_1 \cdot V_1^n \cdot \left( \frac{V_1^{-n+1} - V_2^{-n+1}}{-n+1} \right) [1] \quad (7)$$

El trabajo indicado neto resultante ( $T_i$ ) estará dado por:

$$T_i = (P_4 - P_1) \cdot \left( \frac{V_1 - V_1^n \cdot V_2^{-n+1}}{-n+1} \right) [1] \quad (8)$$

Se podría decir que el trabajo resultante  $T_i$ , 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 ( $p_{mi}$ ) y la potencia ( $P_i$ ) en función de la velocidad de rotación ( $N$ ), mediante los métodos tradicionales:

$$p.m.i = \frac{T_i}{V_c} \quad (9)$$



$$P_i = \frac{V_{ct}.p_{mi}.N}{900} \quad (10)$$

La expresión (10) es aplicable al caso en estudio ya que el motor es de cuatro tiempos. Para que el resultado quede expresado en CV (caballo-vapor) se deberá tener presente que pmi deberá estar expresada en kg/cm<sup>2</sup>, N en rpm y Vct (volumen de cilindrada total) en dm<sup>3</sup>.

**2.2 Datos de partida.**

Al igual que en los trabajos anteriores se ha utilizado un motor Fiat de la serie 138A.028 de 1498 cm<sup>3</sup> de cilindrada. Se han tomado como datos de partida la carrera, el diámetro del cilindro, el número de cilindros, la máxima potencia desarrollada y el régimen de rotación al cual se produce. Estos datos han sido obtenidos del manual de taller del motor [2] y se muestran en la tabla 1.

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	ε	N°	Vc	Vct	Pe	N	Mt	Nt	
Unidad	(mm)	(mm)			(cm3)	(cm3)	(CV)	(1/min)	(kgm)	(1/min)	
Marca/ Modelo	Modelo /Motor	dato	dato	dato	calculado	calculado	dato	dato	dato	dato	
					Vc = π.D2.C/4	Vct = Vc. N° cil.					
Fiat 128 - 1498 c.c.	138A028	63,9	86,4	9,2	4	374,64	1498,57	82	5500	12	3000

Tabla 1. Datos técnicos del motor ensayado.

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 (ε) se ha obtenido midiendo el volumen de cada cámara de combustión y operando como se indica en la tabla 2.

CUADRO DE ABREVIATURAS Y FORMULAS BÁSICAS.-			
Abreviatura	Parámetro	Unidad	Fórmula
C	Carrera	(cm)	dato
D	Diámetro	(cm)	dato
ε	Relación de compresión	***	ε = V1/V2
Vc	Cilindrada unitaria	(cm3)	Vc = π.D2.C/4
N°	N° de cilindros	***	dato
Vct	Cilindrada Total	(cm3)	Vct = Vc. N° cil.
N	Regimen de max. Potencia	(1/min)	dato
V2	Volumen de la cámara de combustión	(cm3)	medido
V1	Volumen total del cilindro	(cm3)	V1 = ε.V2; o bien V1 = Vc + V2
P1	Presión de admisión	(kg/cm2)	medido
n	Exponente politrópico en la transformación de compresión y expansión	***	ver formula (2)
P2	Presión final de compresión	(kg/cm2)	medido
P3	Presión final de combustión	(kg/cm2)	P3 = (7.ε-2)
P4	Presión apertura válvulas escape	(kg/cm2)	P4 = P3/ε^n

Tabla 2. Abreviaturas y fórmulas básicas.

**2.3 Modelo para el cálculo de las fuerzas alternas de inercia del sistema biela manivela.**

El modelo cinemático y dinámico del sistema biela manivela ha sido extensamente tratado por Giacosa D. [3] y otros autores, a continuación se realizará un repaso sintético desde el punto de vista del desarrollo matemático. Para la determinación de las características cinemáticas del sistema biela manivela, se hará referencia al dibujo de la figura 1, donde:

- L: longitud entre centros de la biela (mm, cm o m).
- r: radio de la manivela del cigüeñal, medido entre el centro del eje y el centro del codo (mm, cm o m).
- C: carrera del pistón entre el PMS y PMI (mm, cm o m).
- x: desplazamiento lineal del pistón, medido desde el PMS (mm, cm o m).
- α: desplazamiento angular de la manivela del cigüeñal respecto del PMS.
- β: ángulo que forman el eje de la biela con el eje del cilindro.

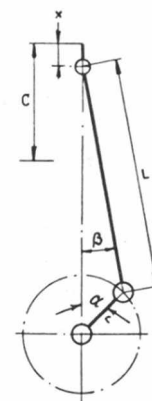


Fig. 1. Esquema simplificado del sistema biela manivela correspondiente al motor centrado. Es decir, aquel en el que el centro del perno del pistón se encuentra sobre la misma vertical que el centro del eje cigüeñal [3].

Para la posición en la que el pistón coincide con el PMS, y su desplazamiento 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  $\alpha$ , 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  $\beta$ . 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:

$$x = (r + L) - [r \cdot \cos \alpha + L \cos \beta] \quad (11)$$

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

$$x = r(1 - \cos \alpha) + L(1 - \cos \beta) \quad (12)$$

Teniendo presente que para cualquier posición o giro  $\alpha$  se cumple que:  $r \cdot \sin \alpha = L \cdot \sin \beta$ ; que la relación  $r/L = \lambda$  (relación de bolteo del cigüeñal) y la propiedad trigonométrica del coseno del un ángulo, donde  $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$ . Y realizando las sustituciones correspondientes en la (12), la expresión del recorrido “x” del pistón queda como sigue:

$$x = r(1 - \cos \alpha) + L(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}) \quad (13)$$

Expresión que nos permite hallar el recorrido del pistón desde el PMS para cualquier ángulo de desplazamiento  $\alpha$  de la manivela del cigüeñal.

Como es de esperar, la velocidad del pistón estará dada por la derivada de su posición x respecto del tiempo, es decir  $V(t) = dx/dt$ , pero es necesario tener presente que  $x = f(\alpha)$ , por lo que resultará:

$$V(t) = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad (14)$$

Reemplazando en (14) el valor de x dado por (13) y recordando que  $d\alpha/dt = \omega$  (velocidad angular), se puede escribir:

$$V = r \cdot \omega \left( \sin \alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{\lambda^2 \cdot 2 \sin \alpha \cdot \cos \alpha}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right) \quad (15)$$

En la práctica el término  $\lambda^2 \sin^2 \alpha$  resulta muy pequeño y puede despreciarse, de modo que el término  $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}$  tiende a 1. Teniendo presente que el producto del seno y coseno de un ángulo puede expresarse como,  $\sin \alpha \cdot \cos \alpha = \frac{\sin 2\alpha}{2}$  la velocidad resulta:

$$V = r \cdot \omega \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (16)$$

Análogamente al razonamiento utilizado para el cálculo de la velocidad de desplazamiento lineal de los órganos del sistema biela manivela, podemos proceder para encontrar una expresión que nos permita hallar su aceleración para cada ángulo de giro de la manivela del cigüeñal respecto del PMS. Así pues, partiendo de la ecuación (16):

$$a = \frac{dv}{dt} = \omega^2 \cdot r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (17)$$

Las masas del sistema biela manivela que se mueven con movimiento alternativo son:

- Pistón completo con sus elementos de sello (aros).
- Perno del pistón y sus seguros o anillos seguer.
- Pie de biela y 2/3 del cuerpo de la misma.

Estas fuerzas se consideran con suficiente aproximación concentradas en el centro del perno del pistón y están dirigidas según el eje del cilindro, por eso se las suele dividir por el área del cilindro y considerarlas como presiones (o también llamadas fuerzas específicas) que interactúan con las presiones de los gases de combustión modificando el resultado de éstas últimas.

Considerando la ecuación general:

$$F = -m_a \cdot a \quad (18)$$

Reemplazando en la ecuación (18) la expresión de aceleración resultante en (17) se obtiene la expresión general de la fuerza producida por las masas en movimiento alternativo lineal en el sentido del eje del cilindro:

$$F = -m_a \cdot \omega^2 \cdot r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (19)$$

### 3. Procedimiento experimental y resultados obtenidos

El método del ciclo previsto se presenta para este trabajo en su forma de constatación de un motor existente, el trabajo experimental fue orientado a la determinación del exponente politrópico mediante la medición de la presión final de compresión P<sub>2</sub>. El valor de la presión final de compresión puede ser medido 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. Mediante un accesorio compuesto de una extensión que permita roscarlo en el orificio de la bujía es posible registrar este valor con bastante exactitud. 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:

- 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<sub>2</sub>).
- 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 dinamométrico, 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<sub>2</sub>.

1.- PRESIÓN FINAL DE COMPRESIÓN (P2)				
Código	EP 002			
N° de ensayo	EP 002-005/14			
Laboratorio	Termofluidos.- F.I.- UdeMM.-			
1.1.- CONDICIONES DE ENSAYO:				
Fecha	12/11/2014	Humedad relativa	Temperatura ambiente	Presión atmosférica
Duración (h)	2.30hs	Hr	Tamb	Patm
Vel. De rotación (RPM)	2450	(%)	(°C)	(hPa)
		45	24,5	1013
1.2.- RESULTADOS EXPERIMENTALES:				
VALORES EXPERIMENTALES FRENO DINAMOMÉTRICO	Fuerza	RPM	Estado carga	P adm.
	F			P1
	(kg)	(1/min)	(%)	(cmHg)
	12,3	2450	100	4
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 <sub>2C1</sub> [kg/cm <sup>2</sup> ]	P <sub>2C2</sub> [kg/cm <sup>2</sup> ]	P <sub>2C3</sub> [kg/cm <sup>2</sup> ]	P <sub>2C4</sub> [kg/cm <sup>2</sup> ]
N° de medición	Medido	Medido	Medido	Medido
1				13,75
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 prorrateada
	Mt	Nm	N1	N
	(kgm)	(CV)	(CV)	(CV)
	Mt = F · 0,716	N = F · rpm/1000	N1 = N/3	N = N1 · 4
	8,807	30,14	10,05	40,18
Foto IR 642.- Valores indicados en el freno dinamométrico: F = 12,3kg, RPM = 2450. T1 = 72 °C estimado con la cámara termográfica.- Ensayo de potencia al freno al 100% de carga.-				

Tabla 3. Resultados experimentales.

**3.1 Aplicación y resultados del modelo del ciclo indicado previsto.**

Aplicación del modelo del ciclo previsto: ensayo preliminar. Valor de P2 obtenido a 2450 RPM.		DATOS TÉCNICOS DEL MOTOR Y RPM DE ENSAYO					CALCULO GEOMETRÍA CILINDRO			
		1	2	3	4	5	6	7	11	12
		Carrera	Diámetro	N° de cilindros	Cilindrada unitaria	Potencia efectiva medida	Regimen de max. potencia	Relación de compresión	Volumen total del cilindro	Volumen de la cámara de combustión
		C	D	N°	Vc	Pe	N	ε	V1	V2
		(mm)	(mm)	(cm3)	(CV)	(rpm)		(cm3)	(cm3)	
Marca/Modelo	Cilindro N°	dato	dato	dato	dato	dato	calculado	Calculado	medido	
				Vc = n.D2.C/4			ε = V1/V2	V1 = Vc + V2		
Fiat Regatta 85-1500 c.c.	Cilindro 1	63,9	86,4	1	374,64	9,27	2450	9,89	416,76	42,12
	Cilindro 2	63,9	86,4	1	374,64	9,27	2450	10,11	415,76	41,12
	Cilindro 3	63,9	86,4	1	374,64	9,27	2450	10,11	415,76	41,12
	Cilindro 4	63,9	86,4	1	374,64	9,27	2450	10,11	415,76	41,12
	<b>TOTALES</b>				<b>4</b>	<b>1498,57</b>	<b>37,08</b>			

Tabla 4. Cálculos preliminares de los parámetros geométricos del motor V<sub>1</sub> y ε.

CALCULO DEL CICLO PREVISTO PARA EL CILINDRO N°4											
13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Presión de admisión	Temperatura inicio de compresión	Exponente politrópico de compresión	Presión final de compresión	Temperatura final de compresión	Presión final de combustión	Presión apertura válvulas escape	Trabajo del ciclo	Presión media del ciclo	Rendimiento Térmico	Potencia Indicada	Rendimiento Mecánico
P1	T1	n	P2	T2	P3	P4	Li	pm	ηt	Pi	ηm
(kg/cm2)	(°C)		(kg/cm2)	(°C)	(kg/cm2)	(kg/cm2)	(kgm)	(kg/cm2)	(%)	(CV)	(%)
medido	medido c/la cámara termográfica	calculado formula (19)	medido	calculado T2 = T1.e <sup>n(n-1)</sup>	calculado P3 = (7.e-2)	calculado P4 = P3/ε	calculado formula (15)	Calculado pmi = L/Vc	calculado ηt = 1 - (T1/T2)	calculado Pi = (Li.n°)/900	Calculado ηm = Pe/Pi
0,95		# NUM		# NUM	67,26	# NUM	# NUM	# NUM	# NUM	# NUM	# NUM
0,95		# NUM		# NUM	68,78	# NUM	# NUM	# NUM	# NUM	# NUM	# NUM
0,95		# NUM		# NUM	68,78	# NUM	# NUM	# NUM	# NUM	# NUM	# NUM
0,95	72	1,185	14,75	256,86	68,78	4,43	41,80	11,16	0,35	11,38	0,81

Tabla 5. Resultados de aplicación del método del ciclo previsto a la medición realizada sobre el cilindro n° 4, al 100% de carga y 2450 rpm.

La presión de admisión P1 fue medida durante el ensayo con la ayuda de un vacuómetro conectado a la admisión. El cálculo de la presión final de combustión P3 se realizó con la fórmula empírica propuesta por Dante Giacosa [3], cuyo entorno de validez será objeto de otros estudios no alcanzados para el presente trabajo.

**3.2 Diagrama de fuerzas resultantes.**

Las fuerzas alternas de inercia interactúan con la presión de los gases desarrollada durante el ciclo en el interior del cilindro, de modo que en algunos momentos atenúan el efecto de la presión de los gases, y en otros momentos se suman. La fuerza resultante es la suma punto a punto de la interacción de éstas dos. La presión de los gases en el interior del cilindro está caracterizada por el ciclo indicado previsto, y al dividir las fuerzas de inercia por la superficie del cilindro es posible sumarla o restarla algebraicamente con la presión de los gases para obtener una presión resultante. Para obtener la fuerza resultante, solo bastará con multiplicar nuevamente la presión resultante por dicha superficie, siendo ésta la carga que se transmite al perno del pistón, luego a la biela y a al cojinete de biela.

La convención de signos utilizada corresponde a valores positivos si la presión de los gases o las fuerzas alternas de inercia coinciden en dirección con el vector velocidad del pistón, y signo negativo si actúan en dirección opuesta. La naturaleza de la convención de signos utilizada se ve claramente en las carreras de compresión (donde los gases presentan resistencia a ser comprimidos y por lo tanto se oponen al movimiento del pistón), y durante la expansión, donde se consideran positivos, ya que su acción acompaña la dirección del movimiento del pistón.

Para la construcción del gráfico de fuerzas resultantes se han utilizado las siguientes ecuaciones, adaptadas del método presentado en el apartado 2.1 y 2.3:

$$w = \frac{2\pi N}{60} \text{ (rad / seg)} \quad (20)$$

$$F = \frac{-m_a \cdot \omega^2 \cdot r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)}{\text{Sup}_{cil.}} \quad (21)$$

Para las ecuaciones (20) y (21) se ha considerado: N (RPM) y λ = r/L. La (21) representa la fuerza alterna de inercia específica, o fuerza por unidad de superficie del cilindro.

La presión de los gases en la fase de admisión se ha supuesto constante e igual 0,95 kg/cm<sup>2</sup> (en valor absoluto), valor registrado por el vacuómetro en la prueba de banco en la que se obtuvo el valor del exponente politrópico n. La presión en la fase de escape se ha supuesto constante e igual a 1,25kg/cm<sup>2</sup> (también en valor absoluto). La misma no fue medida por carecer de instrumentos que resistan las altas temperaturas de escape, pero su valor fue determinado tomando las recomendaciones de Jóvaj M.S. [4]. La presión en la fase de compresión y expansión fue obtenida por cálculo usando el valor del exponente politrópico hallado experimentalmente. Para la fase de compresión:

$$P_x = -P_1 \cdot \left( \frac{V_1}{V_x + V_2} \right)^n \quad (22)$$

El signo negativo en la ecuación (22) es producto de la convención de signos utilizada debido a que en la carrera de compresión el vector velocidad del pistón es ascendente, mientras que los gases ejercen resistencia a ser comprimidos. Para la carrera de escape, la presión estará dada por:

$$P_x = P_4 \cdot \left( \frac{V_1}{V_x + V_2} \right)^n \quad (23)$$

Tanto en la ecuación (22) como en la (23), V<sub>x</sub> expresa el volumen desplazado



por el pistón para cada grado de giro del cigüeñal. En el PMS vale cero y la relación de compresión vale el cociente entre el volumen total del cilindro  $V_1$  y el de la cámara de combustión  $V_2$ , mientras que en el PMI adopta el valor de  $V_c$ . El valor de  $V_x$  para cada grado de giro del cigüeñal se obtiene multiplicando el valor dado por (13) y el área del cilindro. En la figura 2 puede apreciarse el resultado final de la aplicación del modelo combinado.

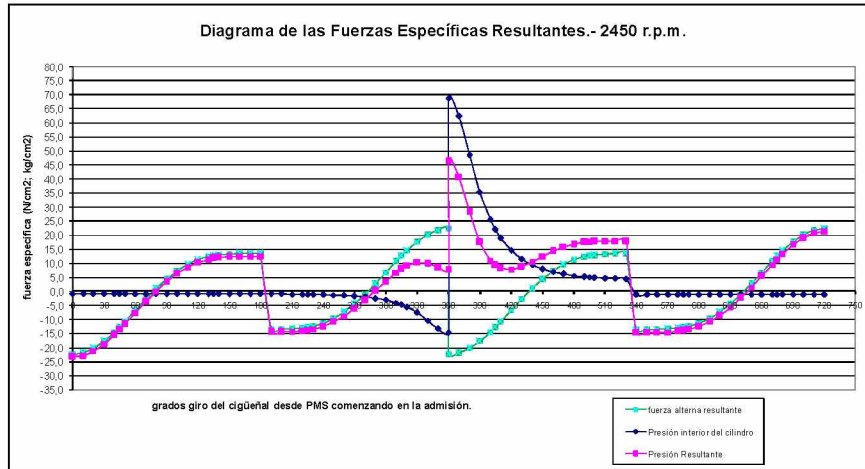


Fig. 2. Diagrama de fuerzas específicas resultantes como combinación de las fuerzas específicas de inercia y la presión de los gases.

## 4. Conclusiones y discusión

### 4.1 Respecto del ciclo indicado previsto.

Las tablas 4 y 5 muestran coherencia en el resultado de la aplicación del método del ciclo previsto respecto de los datos informados por el fabricante del motor. Esta coherencia se advierte fundamentalmente en el resultado de la potencia indicada ( $P_i$ ) respecto de la efectiva ( $P_e$ ), y los valores del rendimiento térmico ( $\eta_t$ ) y mecánico ( $\eta_m$ ). El método experimental propuesto para la determinación del coeficiente politrópico, consistente en medir la presión final de compresión en uno de los cilindros, con el motor funcionando con los restantes parece apropiado y ajusta mejor a las condiciones reales de funcionamiento que el presentado en [1].

### 4.2 Respecto del diagrama de fuerzas resultantes.

Durante la carrera de admisión, así como también en la de escape, la influencia sobre la curva resultante debido a la acción de los gases es despreciable, mientras que las fuerzas alternas de inercia adquieren gran preponderancia. Este efecto se minimiza a bajas rotaciones y se acentúa a medida que las mismas crecen.

Con respecto a la fuerza alterna de inercia resultante, por su naturaleza, ésta se opone al movimiento. Comienza negativa al principio de la carrera de admisión y luego promediando ésta pasa por la línea de cero, para terminar la carrera con el máximo valor positivo. El punto donde la aceleración vale cero, corresponde a la máxima velocidad del pistón. En los puntos muertos, la velocidad del pistón también vale cero, por eso la función tiene tangente horizontal, debido al cambio de dirección subsiguiente, su magnitud adquiere valores máximos y mínimos en estos puntos. En la carrera siguiente, la función da un salto, generando una discontinuidad de valores, no así en el desarrollo de su pendiente que solo cambia de signo, esto también se debe al cambio de dirección en el movimiento de las masas alternas.

La carga resultante es de tipo pulsante y adquiere su máximo valor durante un instante muy corto de la carrera de expansión. Su valor máximo es sensiblemente inferior al de la presión de los gases y su valor medio es aproximadamente un tercio de la máxima presión desarrollada por los gases dentro del cilindro.

Una simulación a distintos valores de velocidad de rotación permite inferir conclusiones respecto de la influencia de la velocidad de giro en la fuerza resultante, esto puede apreciarse en las figuras 3 y 4.

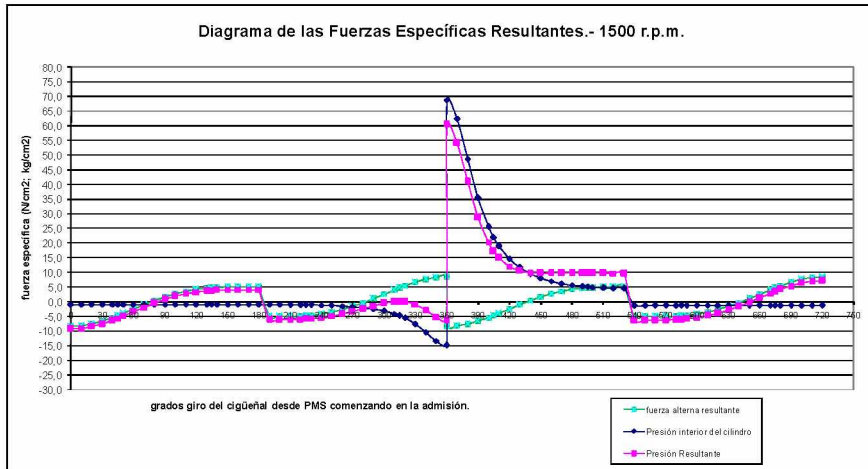


Fig. 3. Diagrama de fuerzas específicas resultantes a bajas rotaciones (1500 r.p.m).

A bajas velocidades de rotación la influencia de la presión que ejercen los gases en la expansión resulta determinante en la fuerza específica resultante. Durante la carrera de expansión se produce un pulso cuyo valor máximo se aproxima al valor de máxima presión desarrollada por la combustión y luego en las 2/3 partes finales de la carrera se estabiliza en un valor que resulta 1/3 de la máxima presión desarrollada. A medida que las rotaciones aumentan la influencia de los gases cede lugar, y cobran protagonismo las fuerzas alternas de inercia, las cuales determinan la forma y valores del diagrama resultante.

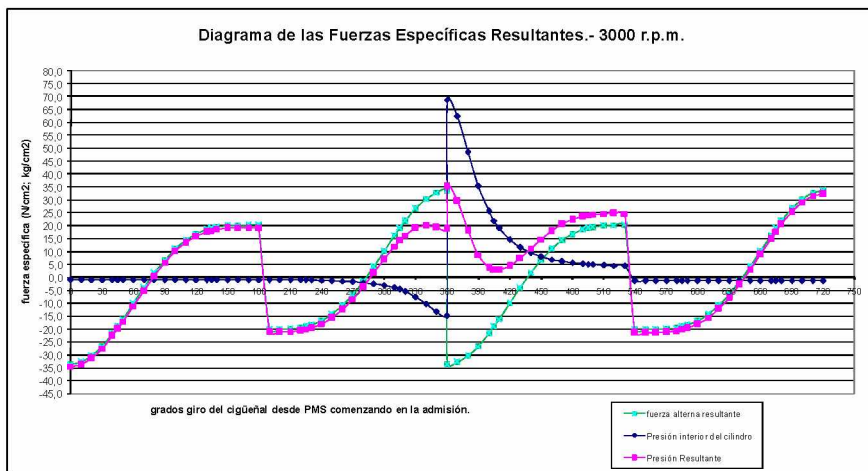


Fig. 4. Diagrama de fuerzas específicas resultantes a 3000 r.p.m.

La máxima sollicitación siempre se encuentra cuando el pistón alcanza el PMS, en un caso por la influencia de la expansión de los gases, y en otro por la acción de las fuerzas alternas de inercia. El carácter pulsante de la fuerza resultante en el momento de la combustión se minimiza al mismo tiempo que crece el valor medio durante la carrera de expansión.

## Referencias

1. CAPUTO DC, BERBERI RO, FERRÉ NAE, BRUNO JM, CALVO BE, AGUIRRE RN: Determinación del exponente politrópico y su uso en el modelo del ciclo indicado previsto en motores a gasolina. IV CAIM 2014, Univ. Nacional del Nordeste, Resistencia, Chaco.
2. Fiat Regatta Manual de Taller. Sevell Argentina S.A.
3. GIACOSA, D.: Motores Endotérmicos, Omega, Barcelona (1988).
4. JÓVAJ, MS.: Motores de Automóvil, Mir, Moscú (1987).
5. MARTINEZ DE VEDIA, H: Teoría de los Motores Térmicos Conversión de la Energía. Alsina, Argentina (1997).
6. PAYRI, F. DESANTES, J.M: Motores de Combustión Interna alternativos. Reverté. Barcelona (2014).
7. BARILÁ, D; BUGNA, L; VIGNOLO, F; GÓMEZ, R; KOLODKA, P; AHRITZ, G: Obtención del diagrama indicado en motores de combustión interna sin necesidad de referencia angular. I CAIM 2008.
8. 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.
9. LAPUERTA, M; ARMAS, O; MOLINA, S: Study of the compression cycle of reciprocating engine through the polytropic coefficient. Elsevier Science. Valencia (2002).