



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DEL EXPONENTE POLITRÓPICO Y SU USO EN EL MODELO DEL CICLO INDICADO PREVISTO EN MOTORES A GASOLINA

Diego C. Caputo^{*1}, Rodolfo O. Berberi², Néstor A. E. Ferré¹
J. Mauro Bruno¹, Blás E. Calvo¹, Rodolfo N. Aguirre¹

^{*1} Dto. De Ingeniería Mecánica – Universidad Tecnológica Nacional.- Facultad Reg. Bs. As.
Medrano 951- 3° Piso – Of. 303 – C1179AAQ – Ciudad Autónoma de Buenos Aires, Argentina.
dcaputo@hotmail.com

² Laboratorio de Máquinas Térmicas – Universidad de la Marina Mercante.
Av. Rivadavia 2258 Buenos Aires, Argentina.
laboratorio@udemmm.edu.ar

RESUMEN

El presente trabajo se encuentra inserto en un proyecto de investigación denominado “Modelo físico matemático del ciclo previsto para motores de combustión interna” (CIPREV), del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Facultad Regional Buenos Aires, Universidad Tecnológica Nacional. En el estudio de los motores de combustión interna, el ciclo indicado previsto define la potencia indicada del motor. Dicha potencia constituye la variable principal de diseño con que un motor se proyecta o selecciona para un uso determinado.

En esta ponencia se pretende mostrar la relación entre el exponente politrópico y la potencia indicada del ciclo. En efecto, el exponente politrópico establece la permeabilidad térmica del sistema real. El modelo propuesto busca indagar los fenómenos que determinan el valor del exponente y mediante su aplicación, se efectuará el cálculo de las transformaciones de compresión y expansión del ciclo. Resulta de sumo interés la vinculación entre éste, las condiciones de funcionamiento y los aspectos tecnológicos de los motores; intentando de este modo, asentar un modelo unificado de cálculo sencillo y de razonable incertidumbre para la etapa de anteproyecto de motores de combustión interna.

Como base experimental se tomarán datos preliminares obtenidos mediante ensayos de medición de presión de compresión aplicados a motores de ciclo OTTO de cuatro tiempos. Estos ensayos han sido desarrollados en el Laboratorio de Máquinas Térmicas perteneciente a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de la Marina Mercante. Durante la ejecución de la etapa experimental del proyecto CIPREV, se espera obtener los resultados experimentales definitivos que permitan homologar el alcance del modelo propuesto y acotar las condiciones de contorno que definan la dependencia del exponente politrópico con los factores tecnológicos de diseño de los motores y las condiciones funcionales.

Palabras Clave: motor - potencia - ciclo indicado - trabajo - calor.



1. INTRODUCCIÓN

El presente trabajo tiene por objetivo presentar una formulación para el estudio del “ciclo indicado previsto” aplicado a motores de combustión interna de cuatro tiempos con encendido a chispa, de modo que sirva tanto en el desarrollo de proyecto de motores, como para la verificación de prototipos en la etapa previa a las pruebas de banco.

El motor alternativo de combustión interna es una máquina compleja en la que tienen lugar una gran cantidad de fenómenos térmicos, mecánicos, químicos, de mecánica de los fluidos, etc; y que dan por resultado la transformación de la energía potencial térmica almacenada en las moléculas del combustible en trabajo mecánico útil.

La variable principal que define a un motor de combustión interna es la potencia. En efecto, la potencia, da la magnitud del trabajo mecánico que se puede obtener de la máquina en un determinado tiempo, y es el parámetro fundamental con el que un motor se selecciona o diseña.

La determinación de la potencia de un motor se realiza habitualmente en pruebas o ensayos de banco, como el ensayo de potencia al freno donde se determina la máxima potencia que un motor puede entregar a plena carga y a un régimen constante de giro [1]. Los valores obtenidos en este ensayo permiten trazar la curva de potencia característica del motor o curva de "potencia al freno". Pero este método, ampliamente difundido, sólo es de posible aplicación cuando el motor tiene una existencia física, es decir, con posterioridad a su fase de diseño y construcción. Podríamos decir entonces, que el método descrito es un método de constatación de la potencia prevista en la fase de diseño; y sólo se puede llevar a cabo en laboratorios equipados con complejos dispositivos absorbedores de la energía como lo son los frenos dinamométricos.

En función de lo expuesto, el proyecto CIPREV se propone formular un método unificado que sirva al proyectista de motores tanto para la fase de anteproyecto en el diseño de nuevos motores, y para la verificación de motores existentes antes de las pruebas de potencia al freno; de modo de verificar si el anteproyecto propuesto cumple con la potencia requerida, o bien, si el prototipo desarrollado será capaz de entregar la potencia prevista en la prueba de banco.

Además, como condición fundamental de cualquier método y/o modelo que se utilice en etapas de anteproyecto o de verificación de prototipos, el mismo deberá ser lo más simple posible en su formulación matemática con el objeto que el proyectista no invierta un gran número de horas en el cálculo del anteproyecto; y en el caso de verificación de prototipos, los ensayos que requiera su aplicación se realicen con rapidéz, sencillez y confiabilidad.

El modelo físico matemático que se pretende desarrollar para la determinación de la potencia de los motores de combustión interna se basará en el estudio del ciclo de trabajo de la máquina



térmica donde se estudiarán las transformaciones termodinámicas del fluido de trabajo y sus variables en un modelo al que llamaremos "ciclo previsto o cuasi real" [2]. Se dará preponderancia al estudio de las transformaciones politrópicas de compresión y expansión, y haciendo fundamental hincapié en el valor del exponente politrópico [3]. Luego, y a través de un método matemático integrativo que tendrá en cuenta las condiciones particulares en que se desarrollan dichas transformaciones, se buscará conocer el área del ciclo previsto para obtener el trabajo y la potencia.

2. PLANTEO DEL MODELO:

El área del ciclo trazado en un par de ejes presión – volumen representa el trabajo del fluido en el interior del cilindro, y se lo conoce generalmente como trabajo indicado. El método que a continuación presentaremos consiste en determinar la función matemática de las curvas de compresión y expansión politrópicas en las condiciones más reales posibles y mediante un método matemático integrativo hallar el área del ciclo. La selección adecuada del exponente politrópico determinará la cercanía a las condiciones de trabajo real, de modo que dedicaremos un apartado a su determinación experimental.

2.1 DATOS DE PARTIDA E HIPÓTESIS SIMPLIFICATIVAS:

Se tomarán como datos de partida la carrera, el diámetro del cilindro, la relación de compresión del motor, el número de cilindros, el régimen de máxima potencia y la máxima potencia desarrollada. Estos datos han sido obtenidos del manual de taller del motor [4] y se muestran en la tabla 1 (página 4).

El método se aplicará en su forma de constatación de la potencia de un motor existente. El trabajo experimental se realizará sobre un motor Fiat de 1498cm³ de cilindrada, y estará dedicado a la determinación experimental del exponente politrópico de la transformación de compresión. Se asumirán conocidas algunas cuestiones inherentes al cálculo básico de los motores, estas se muestran a título informativo en la tabla 2 (página 4).

La relación de compresión (ϵ) se ha obtenido del manual de taller del motor en estudio, pero también se puede calcular como se indica en la tabla 2. La presión de admisión P_1 se puede medir durante el ensayo con la ayuda de un vacuómetro conectado a la admisión. En este ensayo preliminar se ha virado el motor de combustión con su propio motor eléctrico de arranque. En estas condiciones, la presión P_1 es distinta a la de trabajo real del motor en todo su campo de velocidades, por esta razón y a los efectos de los cálculos, se ha adoptado un valor convencional de P_1 que coincide con los eventualmente registrados durante los ensayos de banco a máximo régimen, y en este caso vale 0,9 kg/cm² (presión absoluta). El exponente politrópico "n" se



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

determinará experimentalmente, y se considerará constante ya que su variación es pequeña para las distintas situaciones de trabajo. La presión final de combustión P3 se calculará con la fórmula empírica propuesta por Dante Giacosa [2], cuyo entorno de validez será objeto de otros estudios no alcanzados para el presente trabajo.

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

Tabla 1: Datos técnicos del motor ensayado

		DATOS TÉCNICOS OBTENIDOS POR MANUAL									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		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
		C	D	ϵ	N°	Vc	Vct	Pe	N	Mt	Nt
		(mm)	(mm)			(cm ³) calculado	(cm ³) calculado	(CV)	(1/min)	(kgm)	(1/min)
Marca/ Modelo	Modelo Motor	dato	dato	dato	dato	$Vc = \pi \cdot D^2 \cdot C / 4$	$Vct = Vc \cdot N^\circ \text{ cil.}$	dato	dato	dato	dato
Fiat 128 - 1500 c.c.	138A028	63,9	86,4	9,2	4	374,64	1498,57	82	5500	12	3000

Tabla 2: Abreviaturas y fórmulas básicas

CUADRO DE ABREVIATURAS Y FORMULAS BÁSICAS.-			
Abreviatura	Parámetro	Unidad	Fórmula
C	Carrera	(cm)	dato
D	Diámetro	(cm)	dato
ϵ	Relación de compresión	***	$\epsilon = V1/V2$
Vc	Cilindrada unitaria	(cm ³)	$Vc = \pi \cdot D^2 \cdot C / 4$
N°	N° de cilindros	***	dato
Vct	Cilindrada Total	(cm ³)	$Vct = Vc \cdot N^\circ \text{ cil.}$
N	Regimen de max. Potencia	(1/min)	dato
V2	Volumen de la cámara de combustión	(cm ³)	$V2 = Vc / (\epsilon - 1)$
V1	Volumen total del cilindro	(cm ³)	$V1 = \epsilon \cdot V2$; o bien $V1 = Vc + V2$
P1	Presión de admisión	(kg/cm ²)	medido
n	Exponente politrópico en la transformación de compresión y expansión	***	ver formula (16)
P2	Presión final de compresión	(kg/cm ²)	medido
P3	Presión final de combustión	(kg/cm ²)	$P3 = (7 \cdot \epsilon - 2)$
P4	Presión apertura válvulas escape	(kg/cm ²)	$P4 = P3 / \epsilon$

2.2 ESTUDIO DE LAS TRANSFORMACIONES DE COMPRESIÓN Y EXPANSIÓN:

Las transformaciones politrópicas se caracterizan por la forma:



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA

Resistencia - Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

$$P \cdot V^n = cte \quad (1)$$

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

$$P_1 \cdot V_1^n = P_2 \cdot V_2^n \quad (2)$$

$$\text{siendo } \frac{V_1}{V_2} = \varepsilon \quad (3)$$

La relación de compresión es una relación volumétrica que representa el valor máximo en el que se reduce el volumen total del cilindro hasta alcanzar el volumen de la cámara de combustión. En su recorrido desde el PMI hasta llegar al PMS, el pistón adopta infinitos puntos intermedios que determinan un sin número de relaciones entre el volumen total del cilindro y el observado en cada punto de su recorrido. En un modo genérico puede escribirse que la presión P_y en el interior del cilindro durante la carrera de compresión corresponde a un volumen V_x , para $V_2 \leq V_x \leq V_1$, y estará dada por:

$$P_y = P_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_x} \right)^n \quad (4)$$

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

$$P_y = P_4 \cdot \left(\frac{V_1}{V_x} \right)^n \quad (5)$$

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

2.3 CALCULO DEL CICLO INDICADO PREVISTO:

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

$$L_e(\text{trabajo} - \text{expansión}) = \int_{V_2}^{V_1} P_y \cdot dv \quad (6)$$



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

$$L_e = \int_{V_2}^{V_1} \left(P_4 \cdot \frac{V_1^n}{x^n} \right) dx \quad (7)$$

$$L_e = P_4 \cdot V_1^n \cdot \int_{V_2}^{V_1} x^{-n} dx \quad (8)$$

$$L_e = P_4 \cdot V_1^n \cdot \left(\frac{V_1^{-n+1} - V_2^{-n+1}}{-n+1} \right) \quad (9)$$

El trabajo de compresión, suministrado por la máquina al fluido, puede obtenerse a partir de la politrópica de compresión:

$$L_c (\text{trabajo} - \text{compresión}) = \int_{V_2}^{V_1} P y \cdot dv \quad (10)$$

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

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

$$L_c = P_1 \cdot V_1^n \cdot \left(\frac{V_1^{-n+1} - V_2^{-n+1}}{-n+1} \right) \quad (12)$$

El trabajo neto resultante (L_i) estará dado por:

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

$$L_i = P_4 \cdot V_1^n \cdot \left(\frac{V_1^{-n+1} - V_2^{-n+1}}{-n+1} \right) - P_1 \cdot V_1^n \cdot \left(\frac{V_1^{-n+1} - V_2^{-n+1}}{-n+1} \right) \quad (14)$$

$$L_i = (P_4 - P_1) \cdot \left(\frac{V_1 - V_1^n \cdot V_2^{-n+1}}{-n+1} \right) \quad (15)$$

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



Obtenido el trabajo indicado del ciclo previsto es posible conocer la presión media indicada (p_{mi}) y la potencia (P_i), mediante los métodos tradicionales:

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

$$P_i = \frac{L_i \cdot N \cdot \text{numero_de_cilindros}}{2 \times 60 \times 75} \quad (17)$$

O bien:
$$P_i = \frac{V_{ct} \cdot p_{mi} \cdot N}{900} \quad (18)$$

La expresión (18) 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 p_{mi} deberá estar expresada en kg/cm^2 y V_{ct} en dm^3 .

2.4 DETERMINACIÓN DEL EXPONENTE POLITRÓPICO “n” PARA LOS PROCESOS DE COMPRESIÓN Y EXPANSIÓN

Dante Giacosa [1], en el capítulo tercero de su obra Motores Endotérmicos nos ilustra respecto de valores posibles de dicho exponente:

“Para un trazado en primera aproximación del ciclo Otto se puede dar al exponente n un valor de 1,31 a 1,35. Para los motores de ciclo diesel, cuya relación de compresión varía entre 14 y 22, un exponente $n = 1,3$ a 1,32 para el proceso politrópico de compresión y un exponente de 1,55 a 1,65 para el proceso de expansión.”

Refiriéndonos específicamente a los motores de encendido a chispa en uso para la autotracción, las presiones de compresión (P_2) están en el orden de 12 a 15 kg/cm^2 , determinada fundamentalmente por sus relaciones de compresión (ϵ) cercanas a 9.

Partiendo de la ecuación (2), podemos obtener la fórmula general para determinar el valor del exponente politrópico n :

$$n = \frac{\log \frac{P_2}{P_1}}{\log \epsilon} \quad (16)$$

Todos los valores que intervienen en el cálculo de n son conocidos a excepción de P_2 (distinto para cada motor y función de la relación de compresión).



3. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL.

Como el método del ciclo previsto se presenta para este trabajo en su forma de constatación de un motor existente, el trabajo experimental estará orientado a la determinación del exponente politrópico mediante la medición de la presión final de compresión P_2 .

El valor de la presión final de compresión para un motor cualquiera es un dato relativamente fácil de obtener, y podemos medirlo 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 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.

Este procedimiento debe realizarse de la siguiente forma:

- a) Se encenderá el motor permitiéndole alcanzar la temperatura de régimen.
- b) Se extraerán todas las bujías de encendido, aún aquellas de los cilindros cuya presión de compresión (P_2) no se desee medir. Esta operación debe hacerse rápidamente para evitar que el motor pierda temperatura alejándose demasiado del valor habitual de trabajo.
- c) Se instalará el compresómetro en el cilindro 1 (el más cercano a los engranajes de la distribución), y luego en el resto sucesivamente.
- d) Con la mariposa de aire completamente abierta y el resto de los cilindros conectados a la atmósfera a través de los orificios de sus bujías, y desconectando previamente el sistema de encendido, se hace virar el motor mediante la utilización del motor eléctrico de arranque.
- e) La falta del resto de las bujías, así como la desconexión del sistema de encendido, producirá que el motor no arranque, pero al encontrarse el cilindro que se está midiendo completamente estanco, permitirá al manómetro registrar la máxima presión de compresión. Este dato será tanto más real cuanto más se acerque la temperatura del motor a la temperatura habitual de régimen ya que el aire tendrá aproximadamente la misma densidad en el interior del cilindro.

4. RESULTADOS EXPERIMENTALES PRELIMINARES:

En la tabla 3 se muestran los resultados experimentales preliminares obtenidos en el laboratorio de Máquinas Térmicas de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de la Marina Mercante sobre un motor Fiat de 1498 cm³ de cilindrada y relación de compresión 9,2. En dichas mediciones se ha



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

obtenido experimentalmente el valor de P2 en los cuatro cilindros virando el motor con su motor eléctrico de arranque a una velocidad de rotación de aproximadamente 415 RPM.

Tabla 3: Presión final de compresión P2

PRESIÓN FINAL DE COMPRESIÓN (P2)				
Fecha: 17/05/14	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3	Cilindro 4
Vel. Ensayo: 415,5 RPM	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
H 46 [%]	P_{2C1}	P_{2C2}	P_{2C3}	P_{2C4}
Tamb 24,1 [°C]	[kg/cm ²]	[kg/cm ²]	[kg/cm ²]	[kg/cm ²]
Patm 1012 [hPa]	Medido	Medido	Medido	Medido
N° de medición				
1	11,0	12,5	12,5	12,5
2	12,0	12,0	12,5	12,5
3	11,0	12,5	12,0	12,5
4	12,0	12,0	12,0	12,5
5	12,0	12,5	12,0	12,5
6	12,0	12,0	12,0	12,5
7	12,0	12,0	12,0	12,5
8	12,0	12,5	12,0	12,5
9	12,0	12,5	12,0	12,5
10	12,5	11,5	12,5	12,0
Valor medio	11,85	12,2	12,15	12,5
Desvío	0,47	0,35	0,24	0,16
Valor más probable	11,85+/-0,47	12,2+/-0,35	12,15+/-0,24	12,5+/-0,16
Valor medio de toda la muestra	12,16			
Desvío de toda la muestra	0,38			
Valor mas probable de toda la muestra	12,16+/-0,38			

Tabla 4: Instrumentos utilizados

Instrumento	Marca	Modelo	Escala	Resolución	Incertidumbre
Estacion Meteorologica Digital	Luft Germany	WS-1200TH	-		-
Tacometro Digital de Contacto	Lutrón	DT-2245	0,5 - 19999 RPM	RPM<1000 → 0,1 RPM RPM>=1000 → 1 RPM	0,05%+1digital
Compresometro Analogico de Escala Radial Ø 2"	KTG	HS-1000 G-342	0 - 20 Kg/cm ²	0,5 Kg/cm ²	

4.1. APLICACIÓN DEL MODELO CIPREV A LOS DATOS OBTENIDOS DE LAS EXPERIENCIAS:

La Tabla 5 muestra la aplicación del método del modelo CIPREV a los datos experimentales en su forma de constatación de la potencia indicada prevista.

Tabla 5: Aplicación del método del ciclo previsto en la verificación de un motor existente.



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

DATOS TECNICOS OBTENIDOS POR MANUAL								CALCULO		CALCULO DEL CICLO PREVISTO									
		1	2	3	4	5	7	8	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Aplicación del modelo del ciclo previsto: ensayo preliminar. Valor de P2 obtenido a 415 RPM.-		Carrera	Diámetro	Relación de compresión	N° de cilindros	Cilindrada unitaria	Potencia efectiva declarada	Regimen de max. Potencia	Volumen total del cilindro	Volumen de la cámara de combustión	Presión de admisión	Exponente politrópico de compresión	Presión final de compresión	Presión final de combustión	Presión apertura válvulas escape	Trabajo del ciclo	Presión media del ciclo	Potencia Indicada	Rendimiento Mecánico
Marca/Modelo	Cilindro N°	C	D	ϵ	N°	Vc	Pe	N	V1	V2	P1	n	P2	P3	P4	Li	pm	Pi	η_m
		(mm)	(mm)			(cm3)	(CV)	(rpm)	(cm3)	(cm3)	(kg/cm2)		(kg/cm2)	(kg/cm2)	(kg/cm2)	(kgm)	(kg/cm2)	(CV)	(%)
		dato	dato	dato	dato	calculado	dato	dato	Calculado	Calculado	convención	calculado	medido	calculado	calculado	calculado	Calculado	calculado	Calculado
						$Vc = \pi \cdot D^2 \cdot C / 4$			$V1 = \epsilon \cdot V2$	$V2 = Vc / (\epsilon - 1)$		formula (19)		$P3 = (7. \epsilon - 2)$	$P4 = P3 / \epsilon^*$	formula (15)	formula (16)	$Pi = (Li \cdot N \cdot \eta) / 9000$	$\eta_m = Pe / Pi$
Fiat Regatta 85 - 1500 c.c.	Cilindro 1	63,9	86,4	9,2	1	374,64	20,5	5500	420,33	45,69	0,9	1,198	12,85	62,4	4,37	40,65	10,85	24,84	0,83
	Cilindro 2	63,9	86,4	9,2	1	374,64	20,5	5500	420,33	45,69	0,9	1,210	13,20	62,4	4,25	39,87	10,64	24,36	0,84
	Cilindro 3	63,9	86,4	9,2	1	374,64	20,5	5500	420,33	45,69	0,9	1,208	13,15	62,4	4,27	39,98	10,67	24,43	0,84
	Cilindro 4	63,9	86,4	9,2	1	374,64	20,5	5500	420,33	45,69	0,9	1,220	13,50	62,4	4,16	39,22	10,47	23,97	0,86
TOTALES					4	1498,57	82											97,60	0,84

5. CONCLUSIONES Y CRÍTICAS AL MODELO.

5.1 RESPECTO DEL PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL:

El manómetro y su tubo de conexión al cilindro adicionan volumen a la cámara de combustión durante la medición de la máxima presión de compresión (P_2), esto altera la relación de compresión original conduciendo a errores. Se deberán utilizar por lo tanto, conexiones inelásticas y lo más cortas posible.

Al virar el motor de combustión con su propio motor de arranque, la velocidad de rotación es pequeña lo que facilita la disipación del calor producido durante la compresión a través de las paredes del cilindro, esto conlleva a una disminución de la presión en el interior del cilindro.

El motor debe ser precalentado antes de realizar las mediciones para que las condiciones de ingreso de aire y su densidad se aproximen a las reales de funcionamiento.

La medición debe realizarse sobre cada uno de los cilindros, permitiendo que el resto se encuentre vinculado a la atmósfera; retirando para esto, el resto de las bujías. Se evitará así que el motor de arranque utilizado para virar el motor de combustión, lo haga más lentamente producto del trabajo de compresión que debe vencer en el resto de los cilindros. Idéntico cuidado ha de tomarse al mantener la mariposa de aire o del carburador totalmente abierta para evitar que el trabajo de bombeo produzca un efecto similar e ingrese menor masa de aire al cilindro.

5.2 RESPECTO DE LA APLICACIÓN DEL MODELO:



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

Hasta obtener una modelización satisfactoria del proceso de combustión, se ha utilizado la formula de Dante Giacosa [2] para el cálculo de P3. Este valor al ser únicamente función de la relación de compresión se mantiene constante para los cuatro cilindros, situación que sabemos inexacta. De este modo el cilindro que experimentalmente registre la menor P2 obtendrá el mayor trabajo, cuando es de esperar que una menor P2 redunde también en una menor P3, y por consiguiente una disminución del área del ciclo y del trabajo. Para una mejor aproximación al ciclo previsto se ha medido el volumen de la cámara de combustión V2 en los cuatro cilindros, y en base a ello, se puede calcular la relación de compresión y el volumen total del cilindro V1. Los resultados obtenidos (ver tabla 6) muestran una notable coherencia en el valor del rendimiento mecánico cuando se lo compara con resultados experimentales al aplicar el ensayo de Morse [1] tendiente a determinar las pérdidas mecánicas del motor. Teniendo presente las limitaciones observadas en 5.1 es posible pensar que el valor de la potencia indicada es correcto, y que efectivamente los exponentes politrópicos obtenidos a partir del método experimental representan las condiciones que determinan el proceso de compresión. Y que éstas pueden extrapolarse con discreta aproximación a la transformación de expansión en motores de encendido a chispa.

Tabla 6: Aplicación del método del ciclo previsto en la verificación de un motor existente considerando valores medidos de P2 y V2

		DATOS TÉCNICOS OBTENIDOS POR MANUAL						CALCULO		CALCULO DEL CICLO PREVISTO										
		1	2	3	4	5	7	8	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	
Aplicación del modelo del ciclo previsto: ensayo preliminar. Valor de P2 obtenido a 415 RPM.-		Carrera	Diámetro	Relación de compresión	N° de cilindros	Cilindrada unitaria	Potencia efectiva declarada	Regimen de max. Potencia	Volumen total del cilindro	Volumen de la cámara de combustión	Presión de admisión	Exponente politrópico de compresión	Presión final de compresión	Presión final de combustión	Presión apertura válvulas escape	Trabajo del ciclo	Presión media del ciclo	Potencia Indicada	Rendimiento Mecánico	
		C (mm)	D (mm)	ϵ	N°	Vc (cm ³)	Pe (CV)	N (rpm)	V1 (cm ³)	V2 (cm ³)	P1 (kg/cm ²)	n	P2 (kg/cm ²)	P3 (kg/cm ²)	P4 (kg/cm ²)	Li (kgm)	pm (kg/cm ²)	Pi (CV)	η_m (%)	
		dato	dato	calculado	dato	calculado	dato	dato	Calculado	medido	convención	calculado	medido	calculado	calculado	calculado	Calculado	calculado	Calculado	
Marca/Modelo	Cilindro N°	$\epsilon = V1/V2$		$Vc = n.D2.C/4$		$V1 = Vc + V2$		formula (19)		P3 = (7. ϵ -2)		P4 = P3/ ϵ^n		formula (15)		formula (16)		$\eta = (Li.N^2/900)/\eta_m = Pe/Pi$		
Fiat Regatta 85 - 1500 c.c.	Cilindro 1	63,9	86,4	9,89	1	374,64	20,5	5500	416,76	42,12	0,9	1,160	12,85	67,26	4,71	43,97	11,74	26,87	0,76	
	Cilindro 2	63,9	86,4	10,11	1	374,64	20,5	5500	415,76	41,12	0,9	1,161	13,20	68,78	4,69	44,15	11,79	26,98	0,76	
	Cilindro 3	63,9	86,4	10,11	1	374,64	20,5	5500	415,76	41,12	0,9	1,159	13,15	68,78	4,71	44,27	11,82	27,06	0,76	
	Cilindro 4	63,9	86,4	10,11	1	374,64	20,5	5500	415,76	41,12	0,9	1,170	13,50	68,78	4,59	43,46	11,60	26,56	0,77	
TOTALES					4	1498,57	82											107,47	0,76	

6. REFERENCIAS:

- [1] Martinez de Vedia H, Teoría de los Motores Térmicos Conversión de la energía, Alsina, Argentina 1997.
- [2] Giacosa Dante, Motores Endotérmicos, Omega, Barcelona 1988.
- [3] Lapuerta M. y otros. Study of the compression cycle of reciprocating engine through the polytropic coefficient, Valencia, España octubre 2002.
- [4] Fiat Regatta Manual de Taller. Sevell Argentina S.A.