

El modelo de integración de las curvas politrópicas de compresión y expansión a través de la ecuación diferencial del calor para obtener el trabajo y la potencia en MCI.

Diego Christian Caputo, Universidad de la Marina Mercante, dcaputo@udemmm.edu.ar

Pablo Gabriel Cavataio, Universidad de la Marina Mercante, pablocavataio@gmail.com

Rodolfo Oscar Berberi, Universidad de la Marina Mercante, Rodolfo.berberi@gmail.com

Verónica Cintia Fonteriz, Universidad Tecnológica Nacional, vero_fonteriz15@hotmail.com

Fernando Gabriel Russo, Universidad Tecnológica Nacional, f.g.russo@hotmail.com

Gabriel Aram Receloglu, Universidad Tecnológica Nacional, g.receloglu@gmail.com

Romina Elizabeth Ferreira, Universidad Tecnológica Nacional, roelizabeth_15@hotmail.com

Resumen— El área del ciclo abierto de las presiones en el interior del cilindro de un motor de combustión interna determina el trabajo y la potencia del mismo. Dicho diagrama se puede obtener con equipamiento especializado y muy costoso. Pero también puede obtenerse como la composición de un ciclo obtenido en diversos ensayos, que si se realizan para el mismo estado de carga y velocidad de rotación, aportan datos que permiten su trazado como una aplicación el concepto de superposición de efectos. Este modelo, denominado CIPREV, como abreviatura de ciclo indicado previsto, puede obtenerse con equipamiento básico de laboratorio y sensores de uso corriente en la industria a costos muy inferiores a los métodos tradicionales.

El modelo CIPREV se compone de tres ensayos diferentes donde se obtienen imágenes termográficas del fluido real de trabajo, un diagrama abierto sin fase de combustión y un análisis de los productos de combustión y consumo específico durante una prueba tradicional de potencia al freno. En este trabajo los autores se proponen verificar el modelo, aplicado a un motor de cuatro tiempos y encendido a chispa, a través de la ecuación diferencial del calor para sistemas conservativos. Los resultados pueden extrapolarse a otros tipos de motores y servir como datos de diseño para nuevos desarrollos, o para la aplicación de combustibles alternativos en motores existentes.

Palabras clave— *ciclo abierto, ciclo indicado, trabajo indicado.*

1. Introducción.

En la búsqueda de modelos didácticos más representativos de los fenómenos que determinan el funcionamiento de los motores de combustión interna el modelo CIPREV, sigla que sintetiza la idea de ciclo previsto, combina un modelo físico matemático con valores obtenidos experimentalmente, cuyos resultados se pretenden contrastar en este trabajo, con la ecuación diferencial que expresa el primer principio de la termodinámica en sistemas conservativos.

Desde un punto de vista meramente conceptual, el modelo CIPREV consiste en hallar el área por debajo de las curvas de variación de presión que el gas experimenta en el interior del cilindro mientras recorre el ciclo de trabajo. Dicha área, llevada a un gráfico de presión – volumen, representa el trabajo del ciclo que evaluado a lo largo del tiempo permite obtener la potencia.

Es bien sabido que el equipamiento que permiten obtener el ciclo abierto de las presiones en el cilindro eventualmente resulta en costos casi imposible de acceder para los laboratorios universitarios. Una solución ingeniosa que permite utilizar sensores de uso industrial y costo accesible, consiste en trazar el ciclo de trabajo con datos obtenidos en diferentes ensayos que se realizan al mismo número de rotaciones e igual estado de carga. En este caso el ciclo se compone como si se tratara de una aplicación conceptual del teorema de superposición de efectos, aplicado a tres pruebas de laboratorio a las que se somete el motor.

En la primera prueba, un motor de automóvil de cuatro cilindros, ciclo Otto a cuatro tiempos, se hace funcionar a plena carga en tres cilindros mientras se le permite ventear a la atmósfera la carga del cilindro número cuatro. Con la ayuda de una cámara termográfica se obtienen imágenes del gas fluyendo fuera del cilindro para determinar en forma aproximada la temperatura de inicio de compresión.

En la segunda prueba, se instala un sensor de presión de uso corriente en la industria, en el orificio de la bujía correspondiente al cilindro número cuatro, y nuevamente se hace funcionar el motor a plena carga y al mismo número de rotaciones, registrando el ciclo abierto de las presiones sin fase de combustión. Por último, se realiza una prueba tradicional de potencia al freno con el motor funcionando con los cuatro cilindros. Durante esta última prueba, se mide el consumo específico del motor y se realiza un análisis de los gases de combustión, con el objeto de determinar su composición elemental.

Los resultados de estas tres pruebas permiten obtener los datos necesarios para modelar el ciclo abierto, obtener el trabajo y la potencia del motor. Para validar el modelo, se realizará primero una prueba de potencia la freno para determinar la curva de potencia efectiva del motor, y de esta forma utilizar el parámetro del rendimiento mecánico como primer índice de validación. Adicionalmente se procesarán los resultados en la ecuación diferencial del primer principio de la termodinámica para obtener la curva de variación de la tasa de calor efectiva del ciclo. Esto permitirá determinar el valor del rendimiento térmico del motor como segundo parámetro de validación, y comparar la curva así obtenida con los resultados de diversos ensayos de motores donde se obtiene el ciclo indicado por medición directa con equipamiento específico. Constataciones basadas en la aplicación de las ecuaciones diferenciales de transferencia del calor para diversas aplicaciones podrán observarse en Torregrosa y Olmeda [1]; Nieto Garzón y otros [2]; y Heywood [3].

2. Modelo.

En el presente trabajo se utiliza el llamado modelo del ciclo indicado previsto (CIPREV). Mediante el mismo se busca interpretar las variables medidas experimentalmente, y poder determinar mediante cálculos posteriores, variables más complejas difícilmente medibles que determinan las prestaciones del motor. En este caso, partiendo de la formulación de la ecuación diferencial para la transmisión del calor en sistemas conservativos, se busca determinar la tasa de calor neto aprovechado por el ciclo conociendo la curva de variación de presión. La misma, resulta medida para las carreras de admisión, compresión y escape; y modelada para la expansión.

Aceptando como consideración que el fluido contenido en el cilindro se comporta como un gas ideal y despreciando la contribución energética de los flujos entrantes y salientes del sistema es posible representar el modelo del calor liberado en el proceso de combustión Q_R , en forma simplificada como:

$$\frac{dQ_R}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot p(\alpha) \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} \cdot V(\alpha) \cdot \frac{dP}{dt} + \sum_w \frac{dQ_w}{dt} \quad (1)$$

El último término de la ecuación (1) representa la sumatoria de las pérdidas de calor (por ejemplo, a través de las paredes del cilindro). Teniendo en cuenta solo la energía que se aprovecha en forma de trabajo, es decir la energía neta Q_N , la ecuación (1) se transforma en la (2) de la siguiente manera:

$$\frac{dQ_N}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot p(\alpha) \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} \cdot V(\alpha) \cdot \frac{dP}{dt} \quad (2)$$

Expresando la tasa neta de calor Q_N en función del ángulo recorrido por el cigüeñal, la (2) puede escribirse de la siguiente forma:

$$\frac{dQ_N}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot p(\alpha) \cdot \frac{dV(\alpha)}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} \cdot V(\alpha) \cdot \frac{dP(\alpha)}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} \quad (3)$$

El término $d\alpha/dt$ representa la velocidad angular ω del eje del motor. Como el estudio se centra en la tasa neta de calor liberado durante un ciclo operativo, el mismo se torna independiente de la velocidad angular, por lo que Q_N puede finalmente expresarse como:

$$\frac{dQ_N}{d\alpha} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot p(\alpha) \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{1}{\gamma-1} \cdot V(\alpha) \cdot \frac{dP}{d\alpha} \quad (4)$$

Del estudio cinemático y trigonométrico del movimiento biela-manivela se puede determinar la ecuación que representa el volumen en función del ángulo de rotación $V(\alpha)$. Y de la misma manera, usando el modelo de las transformaciones politrópicas de compresión, puede establecerse la función de variación de presión y el coeficiente politrópico que define la misma.

El modelo de integración de las curvas politrópicas de compresión y expansión a través de la ecuación diferencial del calor para obtener el trabajo y la potencia en MCI.

A continuación, se resumen las fórmulas utilizadas para el desarrollo experimental:

Tabla 1. Fórmulas utilizadas para el procesamiento matemático de los datos experimentales.

Variable a determinar	Formulación matemática
Volumen	$V(\alpha) = S \cdot r \cdot (1 - \cos(\alpha)) + S \cdot \frac{r}{\varphi} \cdot (1 - \sqrt{(1 - \varphi^2 \cdot \sin(\alpha)^2)}) + V_2$ (5)
Variación del volumen respecto al ángulo de giro	$\frac{dV(\alpha)}{d\alpha} = S \cdot r \cdot \left[\frac{\cos(\alpha) \cdot \sin(\alpha) \cdot \varphi}{\sqrt{(1 - \sin(\alpha)^2 \cdot \varphi^2)}} + \sin(\alpha) \right]$ (6)
Presión	$p(\alpha) = P_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V(\alpha)} \right)^n$ (7)
Variación de presión respecto al ángulo de giro	$\frac{dP(\alpha)}{d\alpha} = -n \cdot \frac{P(\alpha)}{V(\alpha)} \cdot \frac{dV(\alpha)}{d\alpha}$ (8)
Exponente politrópico n	$n = \frac{\log\left(\frac{P(\alpha)}{P_1}\right)}{\log\left(\frac{V_1}{V(\alpha)}\right)}$ (9)

Fuente: elaboración propia.

Siendo:

S: área del cilindro.

r: radio de manivela (equivalente a 1/2 de la carrera).

φ : relación de volteo (radio manivela/ longitud de la biela entre centros de los alojamientos de cojinetes).

V_2 : volumen de la cámara de combustión.

V_1 : volumen total del cilindro si el intervalo a considerar es toda la carrera, o volumen inicial del intervalo considerado, si éste resulta una fracción de la carrera.

P_1 : presión inicial en el intervalo considerado.

El coeficiente politrópico que en (9) se determinó en función de las curvas de variación de presión y volumen, en referencia al valor que dichas variables adoptan al inicio del intervalo considerado, también puede expresarse según Torregrosa y Olmeda [1], siguiendo su definición más rigurosa:

$$n = - \frac{dp/p}{dV/V} \quad (10)$$

Reemplazando (8) y (10) en (4). La tasa neta de generación de calor Q_N puede escribirse como se muestra a continuación:

El modelo de integración de las curvas politrópicas de compresión y expansión a través de la ecuación diferencial del calor para obtener el trabajo y la potencia en MCI.

$$\frac{dQ_N}{d\alpha} = \frac{\gamma-n}{\gamma-1} \cdot p(\alpha) \cdot \frac{dV}{d\alpha} \quad (11)$$

Teniendo en cuenta que se le ha asignado al fluido el comportamiento de un gas ideal, la relación de calores específicos (γ) puede ser representada según Greco [4], por un valor constante correspondiente al de los gases poliatómicos. Según la fuente citada, se adoptará el valor $\gamma = 1,33$.

Para completar el procedimiento de aplicación práctica del modelo, el trabajo indicado del ciclo se puede calcular integrando el área por debajo de las curvas politrópicas de compresión y expansión.

$$T_i = \int_{V_2}^{V_1} p(\alpha) dv \quad (12)$$

Reemplazando $p(\alpha)$ por su valor dado en (7), y resolviendo la integración entre los volúmenes considerados como inicio y fin del intervalo, el trabajo indicado del ciclo se podrá expresar como:

$$T_i = V_1^n (P_4 - P_1) \cdot \left(\frac{V_1^{-nc+1} - V_2^{-nc+1}}{-nc+1} \right) \quad (13)$$

El proceso de combustión produce al final de la compresión un aumento casi instantáneo de la presión hasta el valor P_3 (máxima presión de combustión), al que corresponde un valor de temperatura T_3 (máxima temperatura desarrollada durante la combustión). Conociendo el poder calorífico P_c del combustible que se está utilizando y la demanda de aire estequiométrica, puede determinarse la entalpía h_c de los gases, y por consiguiente su temperatura T_3 . En la práctica este proceso se realizará con la ayuda de un analizador de gases de combustión que permite obtener la composición elemental de los mismos, el rendimiento de la combustión η_c , y el exceso de aire λ .

$$h_c = \frac{P_c}{G_t} \quad (14)$$

Por último, aplicando la ley de los gases ideales a las transformaciones a volumen constante, puede obtenerse una idea del valor de P_3 y así obtener todos los datos para la aplicación completa del modelo de cálculo y el trazado del ciclo indicado previsto.

3. Procedimiento experimental.

El procedimiento experimental se realiza completamente en un banco de ensayos para motores conformado por un freno dinamométrico hidráulico apto para pruebas hasta 150CV a 5000rpm con celda de carga digital. El mismo consiste en una primera prueba de referencia en la cual se obtiene la curva de potencia efectiva del motor. Los resultados de este ensayo sirven para establecer el rendimiento mecánico del motor. Índice que se tomará como uno de los parámetros de validación del modelo. Luego se realizarán tres pruebas diferentes al mismo número de rotaciones (2700 r.p.m.) y a plena carga. En las mismas se buscará determinar una serie de datos que permitan la aplicación del modelo propuesto.

El modelo de integración de las curvas politrópicas de compresión y expansión a través de la ecuación diferencial del calor para obtener el trabajo y la potencia en MCI.

3.1 Ensayo de referencia: potencia al freno a plena carga.

Este primer ensayo se realiza con el objeto de conocer la potencia efectiva del motor. Los valores obtenidos en esta prueba se usarán para calcular el rendimiento mecánico del motor. Este índice será uno de los parámetros de verificación del modelo propuesto. Para obtener la curva más representativa, se realizan diez ensayos a plena carga. De cada prueba realizada se determina la curva de ajuste y por último la curva más representativa, finalmente utilizando el software MatLab, se obtienen las ecuaciones de dichas curvas y el intervalo experimental de validez.

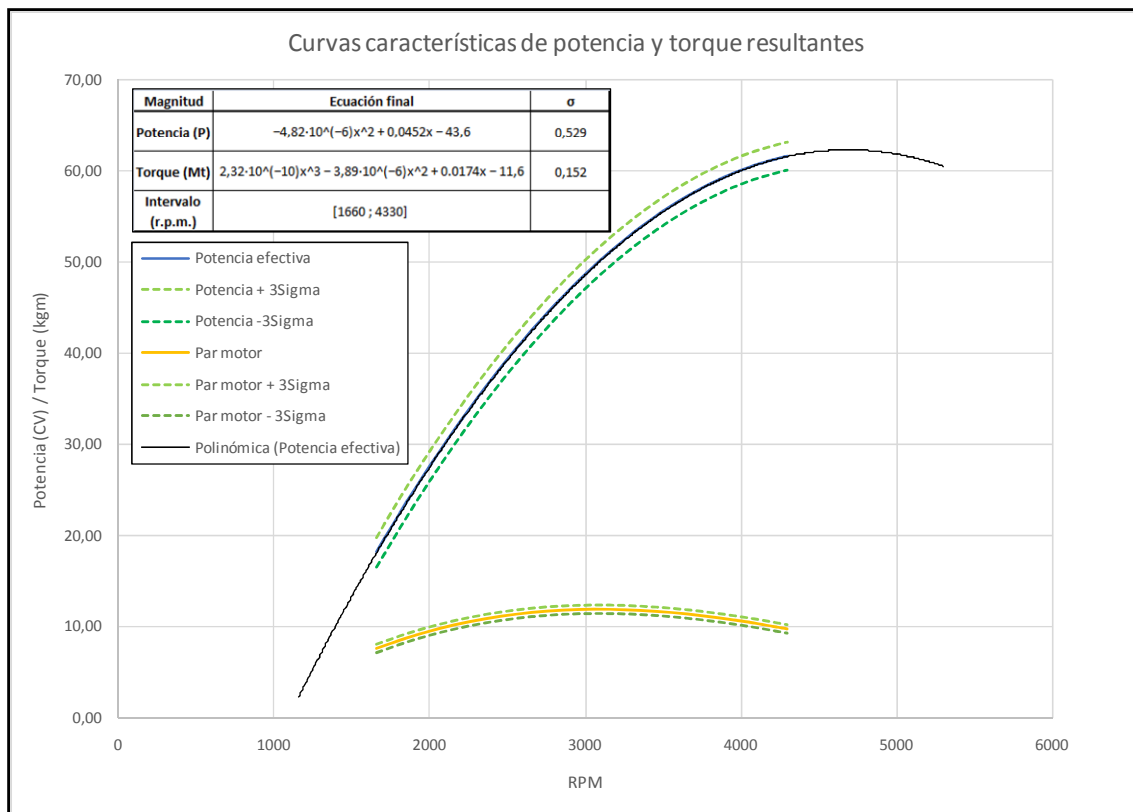


Figura 1. Curva de potencia neta efectiva a plena carga, y curva de par motor. Fuente: elaboración propia.

Como resumen de esta prueba se obtienen la siguiente ecuación para la determinación de la potencia efectiva del motor, donde el valor x representa el régimen de rotación para el cual se desea establecer la misma:

$$Pe = -4,82 \cdot 10^{-6} \cdot x^2 + 0,0452 \cdot x - 43,6 \quad (15)$$

3.2 Fotografías termográficas del fluido de trabajo.

El objeto de este ensayo consiste en determinar en forma aproximada el valor de temperatura del fluido de trabajo en condiciones próximas al inicio de compresión. La temperatura es una magnitud escalar, y en un sistema espacial adoptará infinidad de valores distintos. Determinar el valor que más representa el promedio de la temperatura al inicio de la compresión resulta fundamental al momento de asociar dicho valor al umbral de presión al que la misma comienza, y que será medido en el ensayo siguiente utilizando un sensor instalado en contacto con el gas que se comprime. Por otro lado, la

El modelo de integración de las curvas politrópicas de compresión y expansión a través de la ecuación diferencial del calor para obtener el trabajo y la potencia en MCI.

temperatura de inicio y final de compresión, determinan el rendimiento térmico en los motores que operan según el ciclo de Otto, así como el coeficiente politrópico de compresión.

También es sabido que cualquier elemento sensible a las variaciones de temperatura que se utilice para registrarla, será afectado por la inercia térmica de su propia masa. De modo que en condiciones donde el registro debe realizarse en tiempo real (y en un breve lapso de tiempo), el método infrarrojo se muestra a priori, como más favorable sobre otros métodos.

Para llevarlo a cabo, se extrae la bujía de encendido del cilindro número cuatro y se hace funcionar el motor con los cilindros restantes a plena carga y al número preestablecido de rotaciones. En estas condiciones, el fluido de trabajo es admitido, y a una presión muy baja solo determinada por la velocidad del pistón y la dificultad que el gas encuentra en fluir por el orificio abierto a la atmósfera, se registran las imágenes que muestran la temperatura del gas.

Utilizando el software específico de la cámara, se realiza un mapeo de la zona de descarga del gas y un histograma del gradiente de temperaturas, obteniendo los valores máximos, mínimos y promedio de la muestra. Esta situación se aprecia en las Figuras 2 y 3.

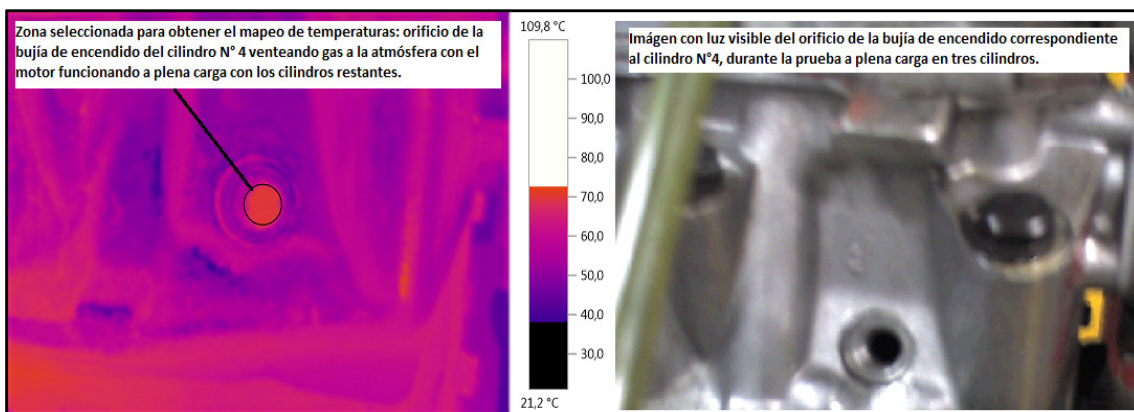


Figura 2. A la izquierda, imagen infrarroja del orificio correspondiente a la bujía del cilindro n°4 y escala de temperatura. A la derecha imagen con luz visible. Fuente: elaboración propia.

Se tomará al valor promedio, como temperatura inicial de compresión T_1 , ya que cuando el gas ingresa al cilindro, su temperatura es próxima a la temperatura ambiente. Como el cilindro nunca queda estanco, el calor que el fluido gana por el trabajo de compresión resulta mínimo, mientras que el aumento de temperatura se debe fundamentalmente al calor que le ceden las paredes del cilindro.

El modelo de integración de las curvas politrópicas de compresión y expansión a través de la ecuación diferencial del calor para obtener el trabajo y la potencia en MCI.

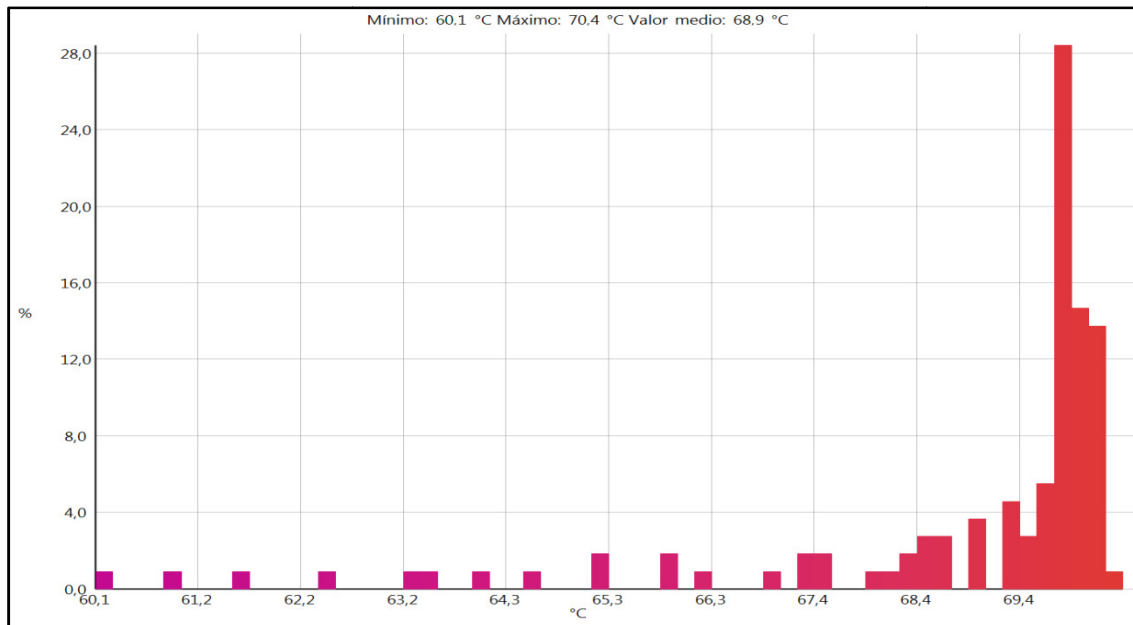


Figura 3. Histograma de temperaturas. Fuente: obtenido con el software IRSoft Testo.

3.3 Ensayo de ciclo abierto a plena carga sin fase de combustión.

En esta prueba se instala un sensor de presión en el orificio de la bujía del cilindro número cuatro y se hace funcionar el motor a plena carga con los restantes cilindros, y al mismo número de rotaciones que en el ensayo descrito en 3.2. Con el objeto de obtener una referencia angular que permita definir el inicio y final de cada ciclo operativo, también se instala un sensor sobre la polea del cigüeñal. Este sensor registra cada paso del pistón por el punto muerto superior PMS, emitiendo un pulso que en la pantalla del osciloscopio, se verá superpuesto con la señal de presión al conectar cada uno de los sensores a los dos canales del instrumento.

El sensor de presión obtiene el registro del ciclo abierto de las presiones en el interior del cilindro sin fase de combustión. Esta condición le resta exigencia al sensor, por lo que se pueden utilizar múltiples sensores de uso industrial disponibles en el mercado. Como la señal se obtiene con el motor en funcionamiento con fluido real de trabajo, el ciclo así obtenido en forma experimental es representativo de las fases de admisión, compresión y escape. No así con la fase de expansión, que será modelada con los datos aportados por la suma de los ensayos.

La Figura 4 muestra la forma de instalación del sensor de presión en el cilindro número cuatro del motor, y el esquema de conexión eléctrica de los sensores al osciloscopio digital. Los elementos utilizados para este ensayo son: sensor de presión industrial marca Danfoss, modelo MBS 3000, con una presión máxima de trabajo de 16 bar, una temperatura máxima de operación de 85°C y velocidad de respuesta < 4ms. Como sensor de referencia angular, para establecer la posición del PMS, se ha escogido un sensor de la marca Siemens, serie Simatic PXI 200, modelo 3RG4075-0AJ00 con frecuencia de operación hasta 100Hz.

El equipamiento de medición se completa con un osciloscopio digital marca GW Instek GDS - 2062 y una memoria de almacenamiento digital USB portátil.

El modelo de integración de las curvas politrópicas de compresión y expansión a través de la ecuación diferencial del calor para obtener el trabajo y la potencia en MCI.

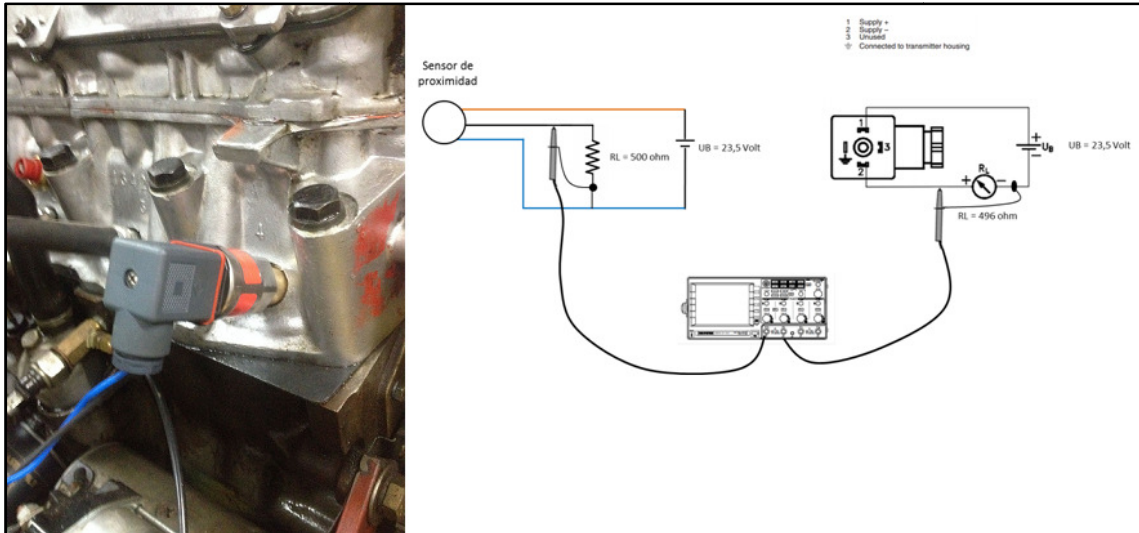


Figura 4. Montaje del sensor de presión en el cilindro n°4 y circuito de adquisición de datos mediante el uso de un osciloscopio digital. Fuente: elaboración propia.

En la Figura 5 se observa la señal registrada con el motor funcionando a plena carga y a 2700 r.p.m. En color amarillo, correspondiente al canal 1 del osciloscopio, se muestra la señal proveniente del sensor de presión; mientras que en azul, la señal correspondiente al canal 2 del instrumento muestra la señal correspondiente al paso del pistón por el PMS.

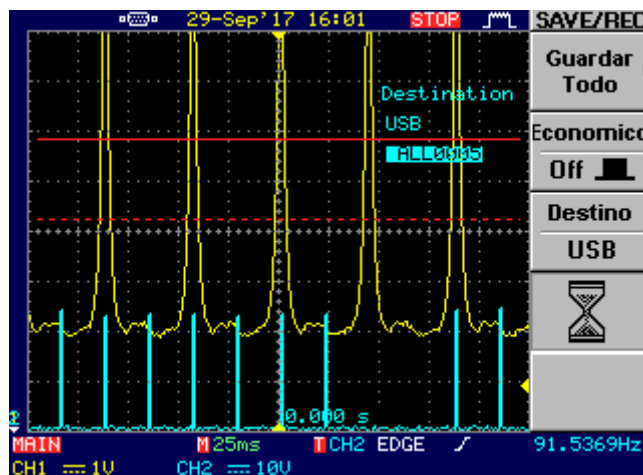


Figura 5. Registro en tiempo real de la señal de presión en el cilindro n°4 y referencia de PMS. Fuente: elaboración propia.

La señal del osciloscopio (tensión – tiempo) se pasa a planilla de cálculo cambiando las unidades de tensión provenientes del sensor de presión, por unidades de presión (kg/cm^2) utilizando para ello las curvas de calibración del mismo. Así la gráfica para el análisis se ve como muestra la Figura 6.

El modelo de integración de las curvas politrópicas de compresión y expansión a través de la ecuación diferencial del calor para obtener el trabajo y la potencia en MCI.

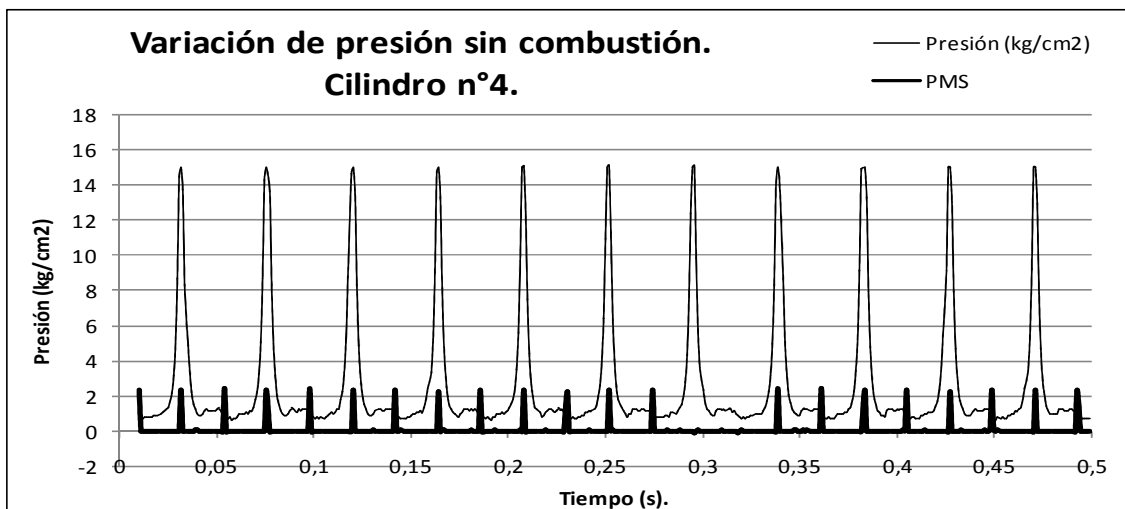


Figura 6. Serie de once registros completos de presión sin combustión en el cilindro n°4, para 500ms de muestreo. Fuente: elaboración propia.

Con el procedimiento hasta aquí descrito, se obtiene una serie de once ciclos completos sin combustión. Utilizando la ecuación (5), se reemplaza la escala de tiempo en abscisas, por el recorrido angular del cigüeñal. Tomando como referencia las señales de PMS, se dividen los once ciclos superponiendo las señales para hallar el ciclo más representativo de la variación de presión en el interior del cilindro. El mismo se obtiene como el promedio de las presiones para cada posición angular. El gráfico del ciclo abierto sin combustión que representa la medición se observa en la Figura 7.

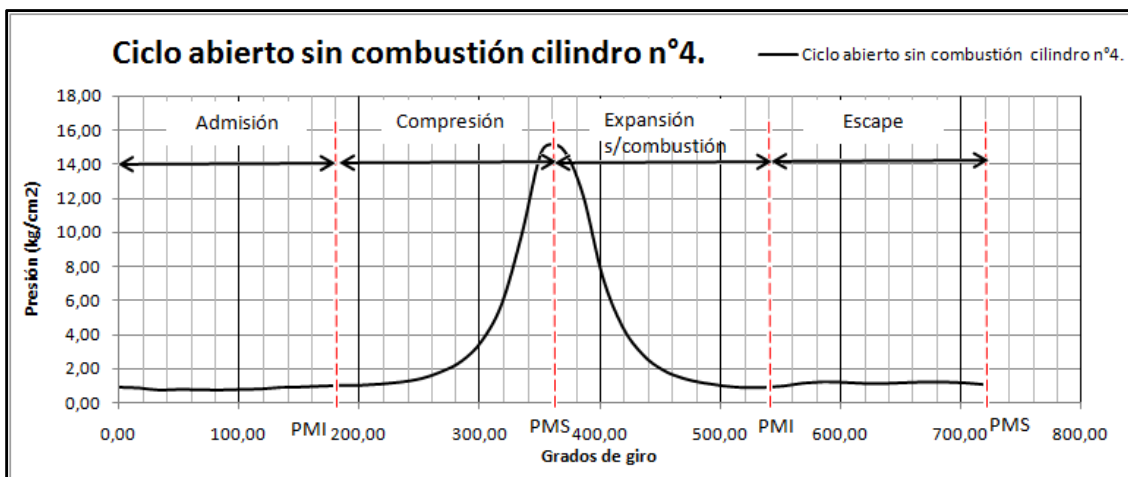


Figura 7. Ciclo abierto sin combustión para el cilindro n°4 a 2700 rpm y 100% de carga. Fuente: elaboración propia.

3.4 Ensayo de consumo específico y gases de combustión a plena carga.

En esta prueba, el motor funcionado con sus cuatro cilindros y en condiciones normales, se somete a un ensayo de potencia al freno a plena carga al mismo número de rotaciones que en 3.2 y 3.3. Durante esta prueba se determina el consumo específico y se realiza un análisis básico de la composición de los gases de combustión, con el objeto de determinar la temperatura aproximada a la que tiene lugar la misma.

El modelo de integración de las curvas politrópicas de compresión y expansión a través de la ecuación diferencial del calor para obtener el trabajo y la potencia en MCI.

Tabla 2. Hoja de datos, ensayo de gases de combustión a plena carga.

3.4.- MEDICIÓN DE GASES DE COMBUSTIÓN				
Código	EP 003	Nº ensayo	EP 003-004/15	Fecha: 30/09/2015
Duración	10 min.	Laboratorio	Termofluidos.- F.I.- UdeMM.-	
3.4.1.- CONDICIONES DE ENSAYO.-				
Vel. De rotación (RPM)	2697		Caract. Teórica del combustible	
Fuerza (kg)	14,49			
Potencia (CV)	39,08		C ₈ H ₁₈	
Par Motor (kgm)	10,37		Masa molecular	
Cons. Especifico (g/CV.h)	145,85		114 kg/kmol	
Cons. p/ciclo de trabajo (kg)	7,045 x 10 ⁻⁵		Aire estequiométrico	
Pc teórico del comb. (kcal/kg)	10.526,30		15,25kg/kg combustible.	
Calor p/ciclo (kcal)	0,742			
3.4.2.- RESULTADOS EXPERIMENTALES.-				
Variable medida				
orden	Magnitud	Abreviatura/ Símbolo	Unidad	Valor medido
1	Oxígeno libre	O ₂	%	3,3
2	Monóxido Carbono	CO	ppm	1670
3	Exceso de aire	λ	-----	1,18
4	Dióxido de Carbono	CO ₂	%	13,06
5	Pérdida por humos	pA	%	16,9
6	Tiro	*****	hPa	*****
7	Temp. Ambiente	TA	°C	26,5
8	Temp. de los productos de Combustión	TH	°C	405
9	Rendimiento de la combustión	Ren	%	83,1
OBSERVACIONES				
15	Carburación: Aire 1º boca = 220, Alta 1º boca = 110 / Aire 2º boca = 200, Alta 2º boca = 102.-			
3.4.3.- INSTRUMENTO UTILIZADO.-				
16	Equipo Utilizado	Marca	Testo	
		Modelo	T 310	
		nº serie	4281 8294	

Fuente: elaboración propia.

Teniendo en cuenta la composición química aproximada del combustible y el exceso de aire con que se realiza la combustión, se calcula el volumen de los gases. Con este dato y el poder calorífico del combustible Pc, se obtiene mediante (14) la entalpía h_c de los mismos, como se muestra en la tabla 3.

Tabla 3. Productos de la combustión y entalpía de los gases en función de la composición del combustible y el exceso de aire.

PRODUCTOS DE COMBUSTIÓN EN FUNCIÓN DE LA COMPOSICION DEL COMBUSTIBLE										
Composición del combustible (C ₈ H ₁₈). Porcentajes en masa		Oxígeno teórico en volumen	Aire teórico en volumen	Gases secos de combust. en volumen	Exceso de aire	Cantidad de aire c/exceso en volumen	Gases secos comb. + exceso aire	Gases húmedos	Gases Totales	Entalpía de los gases.
C	H	Oov	Aov	Gsv	λ	Aire λ	Gsve	Ghv	Gt	hc
%	%	(Nm ³ /kg)	(Nm ³ /kg)	(Nm ³ /kg)	decimal	(Nm ³ /kg)	(Nm ³ /kg)	(Nm ³ /kg)	(Nm ³ /kg)	(kcal/Nm ³)
0,8421	0,1579	2,4505	11,669	10,785	1,18	13,770	12,885	1,753	14,638	719,10

Fuente: elaboración propia.

El modelo de integración de las curvas politrópicas de compresión y expansión a través de la ecuación diferencial del calor para obtener el trabajo y la potencia en MCI.

Por último, con ayuda del diagrama entálpico de los productos de combustión Rosing-Fehling para combustibles con $P_c > 10.000$ kcal/kg, se obtiene la temperatura aproximada de combustión; la cual se establece para este procedimiento en 1840 °C aproximadamente. Figura 8.

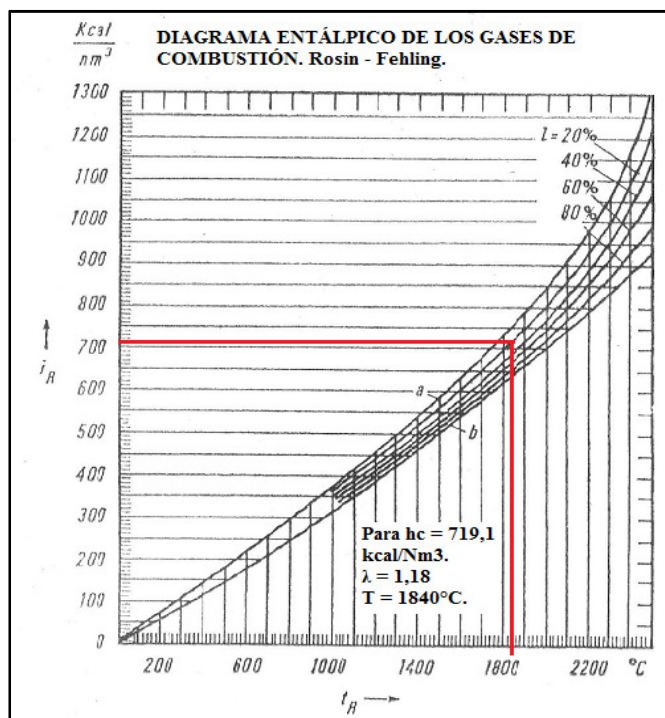


Figura 8. Determinación de la temperatura de combustión utilizando el diagrama entálpico de los gases de combustión en función del exceso de aire. Fuente: adaptación de Thiem [3].

4. Resultados.

Con los valores obtenidos experimentalmente y los derivados de éstos, puede realizarse la primera formulación de resultados aplicando el modelo CIPREV. Los mismos se muestran en la tabla 4, y fueron obtenidos mediante la aplicación de las ecuaciones (5), (7) y (9), contenidas en la tabla 1 y la aplicación de la (13) para el cálculo del trabajo. El resto de las fórmulas de uso corriente en el cálculo de los ciclos de los motores se indican en cada celda en la tabla 4.

Tabla 4. Aplicación del modelo CIPREV al cálculo de los parámetros operativos del ciclo de trabajo del motor.

		CALCULO DEL CICLO PREVISTO PARA EL CILINDRO N°4														
		13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
Aplicación del modelo del ciclo previsto: ensayo a 2720 RPM.-		Presión inicio compresión	Temperatura inicio compresión	Coefficiente politrópico de compresión	Presión final de compresión	Temperatura final de compresión	Presión máxima de combustión	Temperatura final de combustión	Presión al final de la expansión	Temperatura al final de la expansión	Trabajo indicado	Presión media indicada	Rendimiento térmico	Potencia indicada	Potencia efectiva	Rendimiento mecánico
		P1	T1	n	P2	T2	P3	T3	P4	T4	Li	p _{mi}	η _t	Pi	Pe	η _m
		(kg/cm ²)	(°C)		(kg/cm ²)	(°C)	(kg/cm ²)	(°C)	(kg/cm ²)	(°C)	(kgm)	(kg/cm ²)	(%)	(CV)	(CV)	(%)
		measured value	Thermograph camera.	calculated formula (3)	measured value	calculated	calculated	calculated	calculated	calculated	calculated	calculated	calculated	calculated	calculated	calculated
Marca/Modelo	Cilindro N°				T2 = T1·ε ⁿ (n-1)	P3 = P2(T3/T2)	Rosin - Fehling Diag.	P4 = P3/ε ⁿ	T4 = T3/ε ⁿ⁻¹	formula (11)	p _{mi} = L/Vc	η _t = 1 - (T1/T2)	Pi = (Li·N·n°cil)/9000	(14).	η _m = Pe/Pi	
Fiat 138A 028 - 1500 c.c.	Cilindro 4	1,05	68,9	1,144	14,83	204,65	65,59	1840,00	4,64	1317,22	41,05	10,96	0,28	12,41	10,92	0,88
RESULTADO DEL CILINDRO N°4 EXTRAPOLADO A LOS CUATRO CILINDROS DEL MOTOR													49,62	43,68		

Fuente: elaboración propia.

El modelo de integración de las curvas politrópicas de compresión y expansión a través de la ecuación diferencial del calor para obtener el trabajo y la potencia en MCI.

En la Figura 9 se muestra el trazado del diagrama indicado abierto con el modelo CIPREV, en curva en trazo lleno. Mientras que en línea de trazos se muestra el ciclo sin combustión registrado en el ensayo 3.3. El ciclo CIPREV se compone en las fases de admisión, compresión y escape, por la curva registrada por el sensor de presión durante el ciclo sin combustión. Pero con fluido real de trabajo, con el motor funcionado al régimen de rotación establecido (2700 rpm) y a plena carga. La fase de expansión ha sido modelada con los datos obtenidos como conclusión del ensayo 3.4. La función politrópica de expansión ha sido adaptada de la ecuación (7) aplicando el coeficiente politrópico medio obtenido del análisis de la Figura 7. Por último en línea de trazo y punto se muestra la tasa de calor neto Q_N calculada según (11).

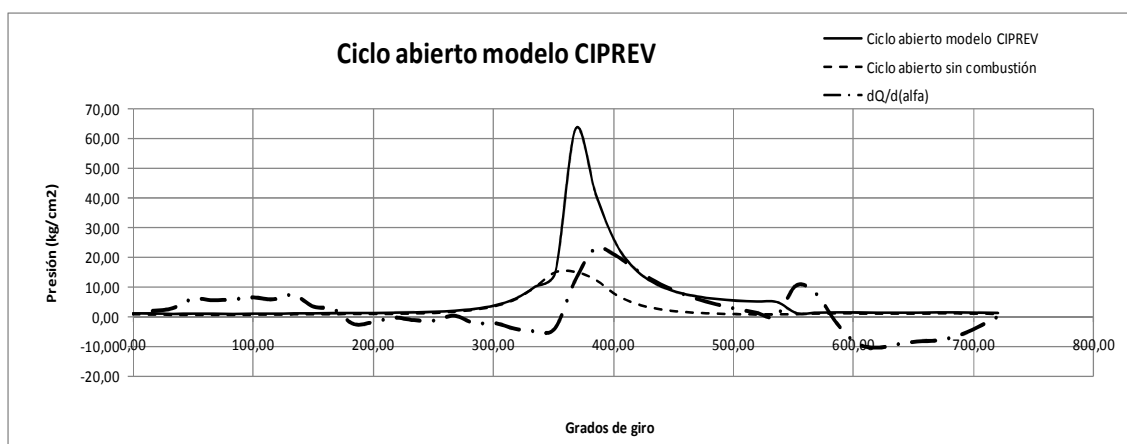


Figura 9. Ciclo abierto según el modelo CIPREV y tasa de variación neta de calor a lo largo del ciclo indicado. Fuente: elaboración propia.

5. Conclusiones y discusión.

Del trabajo llevado a cabo se ha podido observar que es posible componer el ciclo de trabajo utilizando el concepto de superposición de efectos, si los datos son obtenidos en ensayos complementarios. El criterio de complementariedad se basa en mantener invariantes condiciones como el estado de carga del motor y el número de rotaciones, entre otros factores.

También se ha podido validar la utilización de sensores de presión de uso habitual en ámbitos industriales, y de bajo costo. El procedimiento mostrado en 3.3 resta exigencia térmica al sensor y la pieza de acople a la culata del motor sirve para disipar el calor de compresión en la zona de contacto con el sensor.

Con respecto a los parámetros de validación propuestos, puede verse en la tabla 4 que el rendimiento mecánico se ha establecido en 0,88 a una velocidad de rotación muy próxima a la de máximo par motor, y por ende también, a la que debería encontrarse dicho parámetro (Figura 1). Este valor se corresponde con la literatura especializada y se encuentra dentro del orden de magnitud para la máquina estudiada. El rendimiento térmico se muestra en la tabla 4, y resulta función de la temperatura hallada en el ensayo 3.2 y el coeficiente politrópico obtenido como resultado del ensayo 3.3. Pero también

El modelo de integración de las curvas politrópicas de compresión y expansión a través de la ecuación diferencial del calor para obtener el trabajo y la potencia en MCI.

puede obtenerse al procesar las curvas y resultados obtenidos en la ecuación diferencial de transferencia de calor (11). Esto se muestra en la tabla 5.

Tabla 5. Aplicación de la ecuación diferencial para el cálculo del calor neto Q_N .

angulo de giro	Volumen cilindro	modelo CIPREV	Variación de volumen en función de α	Relación de calores específicos	Tasa de calor neto
α	$V(\alpha)$	$P(\alpha)$	$dV(\alpha)/d\alpha$	$(\gamma-n)/(\gamma-1)$	$dQ/d\alpha$
(grados)	(cm ³)	(kg/cm ²)	(cm ³)	adimensional	(kgm)
0,00	41,12	0,94			
16,74	50,99	0,90	66,786	3,362	2,017
33,49	79,32	0,77	124,7398	3,015	2,913
50,23	122,47	0,82	166,8302	4,413	6,023
66,98	175,12	0,79	189,1262	3,724	5,557
83,72	231,27	0,78	191,2501	3,929	5,875
100,46	285,27	0,81	175,9076	4,558	6,501
117,21	332,70	0,84	147,7002	4,725	5,862
133,95	370,59	0,93	111,6391	7,026	7,331
150,70	397,38	0,96	71,85079	5,032	3,458
167,44	412,38	1,01	30,87239	8,272	2,572
184,18	415,39	1,05	-10,2858	21,714	-2,347
200,93	406,38	1,06	-51,4075	3,078	-1,674
217,67	385,44	1,13	-92,0024	0,222	-0,231
234,42	352,97	1,25	-130,352	0,658	-1,070
251,16	310,04	1,45	-163,084	0,497	-1,175
267,90	258,86	1,86	-185,498	-0,126	0,433
284,65	203,14	2,48	-192,602	0,440	-2,098
301,39	147,99	3,65	-180,563	0,307	-2,026
318,14	99,36	5,85	-148,106	0,451	-3,908
334,88	63,04	9,96	-97,3812	0,487	-4,728
351,62	43,61	14,83	-33,9835	0,758	-3,820
368,37	43,61	63,15	33,95138	0,564	12,085
385,11	63,02	41,44	97,35339	0,564	22,738
401,86	99,34	24,62	148,0861	0,564	20,551
418,60	147,97	15,61	180,5528	0,564	15,884
435,34	203,12	10,86	192,601	0,564	11,793
452,09	258,84	8,23	185,5055	0,564	8,607
468,83	310,02	6,70	163,0979	0,564	6,156
485,58	352,95	5,77	130,3695	0,564	4,242
502,32	385,43	5,22	92,02147	0,564	2,708
519,06	406,37	4,91	51,42715	0,564	1,424
535,81	415,39	4,79	10,30543	0,564	0,278
552,55	412,38	1,01	-30,8527	-33,548	10,501
569,30	397,39	1,19	-71,8314	-8,957	7,651
586,04	370,61	1,26	-111,621	1,452	-2,045
602,78	332,72	1,23	-147,684	4,852	-8,781
619,53	285,30	1,17	-175,897	4,989	-10,243
636,27	231,29	1,16	-191,247	4,121	-9,141
653,02	175,15	1,21	-189,132	3,562	-8,158
669,76	122,49	1,25	-166,846	3,730	-7,808
686,50	79,34	1,25	-124,764	4,071	-6,335
703,25	51,00	1,20	-66,8164	4,316	-3,450
719,99	41,12	1,10	-0,03264	5,263	-0,002
Total					94,120

Fuente: elaboración propia.

Dividiendo la cantidad de calor neto obtenido mediante este procedimiento (94,12 kgm) por el producto entre el poder calorífico del combustible P_c y la masa gastada en cada

El modelo de integración de las curvas politrópicas de compresión y expansión a través de la ecuación diferencial del calor para obtener el trabajo y la potencia en MCI.

ciclo (tabla 2), el rendimiento térmico resulta 0,29. Valor compatible con el hallado en la columna 24 de la tabla 4, y dentro de los valores aceptados según la bibliografía especializada en el tema. Con el objeto de comparar la forma de la curva $dQ_N/d\alpha$ mostrada en la Figura 9 en línea de trazo y punto, puede observarse para motores similares, curvas de variación de la tasa neta de calor en Nieto Garzón [2], Heywood [3] y Galindo y Hernández [6].

6. Referencias.

- [1] TORREGROSA, J.A; OLMEDA, P. (2011). Perdidas de calor. Refrigeración. In: PAYRI, F; DESANTES, J.M. (Ed) *Motores de combustión interna alternativos*. Barcelona: Ed. Reverté. p.92-122.
- [2] NIETO GARZÓN, N; ZARZA MANESES, H; SCHROEDER, F; AZEVEDO DOS SANTOS, R; OLIVEIRA, A.A.M, BAZZO, E. (2016). Aplicação de procedimentos estatísticos na análise da curva de pressão na câmara de combustão de motores de ignição por compressão. In: DEFRANCO, G.H. (Ed) *MTL 2016 – Jornadas Iberoamericanas de Motores Térmicos y Lubricación – Trabajos Completos*. La Plata: Universidad Nacional de La Plata. p.279-294.
- [3] HEYWOOD, J.B. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: McGraw-Hill. 930p.
- [4] GRECO, F.I. (1981). *Calor y principios de la Termodinámica*. Buenos Aires: Nueva Librería. 498p. (p.306-309)
- [5] THIEM, M. (1974). *Manual del Ingeniero Técnico. Vol XX. Termotecnia*. Bilbao: Ed. Urmo. 280p.
- [6] GALINDO, J; HERNANDEZ, J.J. (2011). Modelado de motores. In: PAYRI, F; DESANTES, J.M. (Ed) *Motores de combustión interna alternativos*. Barcelona: Ed. Reverté. p.745-797.