



## BANCO DE PRUEBAS PARA MEDIDA DE FRICCIÓN EN PISTONES

JESÚS CASANOVA KINDELÁN, VIVIANA AGUIRRE MONTOYA

Universidad Politécnica de Madrid, ETS Ingenieros Industriales  
José Gutiérrez Abascal 2, 28006 Madrid, España

*(Recibido 2 de abril de 2004, para publicación 4 de octubre de 2004)*

**Resumen** – Se ha desarrollado un banco de pruebas con el propósito de estudiar las fuerzas de fricción que experimentan los pistones en un motor de combustión interna. Estas fuerzas se han medido utilizando el método IMEP desarrollado por Uras y Patterson. Este método se basa en el balance de fuerzas que actúan sobre el pistón determinándose la fuerza de fricción con la medida simultánea de la presión de los gases de combustión y la fuerza en la biela. Con el propósito de realizar el estudio en condiciones reales, se ha utilizado un motor de gasolina que fue adaptado a monocilíndrico. El motor térmico se acopla a un motor eléctrico que cumple las funciones de arranque y arrastre. El pistón y la biela del cilindro 1 se dejan activos. Los elementos en los otros tres cilindros se remplazan por contrapesos y se añade masa al volante para disminuir el desequilibrio producido. Se describen las modificaciones hechas al motor y a los sistemas periféricos. Para medir los esfuerzos en las bielas, éstas se han instrumentado con galgas extensométricas conectadas en puente de Wheatstone completo para compensar las variaciones de temperatura y pandeo. El cable que lleva la señal de la galga al amplificador es conducido por un brazo sujeto a la cabeza de la biela y a una estructura construida fuera del motor, modificando para ello ligeramente el bloque del mismo. La presión de los gases en el cilindro se mide con un transductor piezoeléctrico integrado en la bujía. Igualmente se utilizan diversos instrumentos para el control del funcionamiento del motor. Se describen y justifican las soluciones técnicas adoptadas, así como los diferentes ensayos que se realizan con el propósito de comparar la fricción en distintas condiciones de operación del motor y se presentan algunos resultados que muestran la viabilidad del banco diseñado.

### 1. INTRODUCCIÓN

Los estudios de la fricción entre el pistón y la camisa del cilindro se han llevado a cabo a través de pruebas experimentales, cálculos teóricos y simulaciones por ordenador. Debido a las numerosas variables involucradas y a las condiciones inestables de operación del motor, los estudios teóricos y de simulación sólo se pueden llevar a cabo haciendo suposiciones y simplificaciones del modelo real. Otro factor de dificultad está en aislar la fricción entre los componentes objeto de la investigación del resto del motor. Por las razones anteriores y debido a los inconvenientes en describir todos los fenómenos de manera teórica con modelos matemáticos, se hace indispensable realizar medidas experimentales. Los datos experimentales complementan, verifican y sirven como comparación de los resultados teóricos.

Se han desarrollado métodos de medida directa de la fuerza de fricción que actúan sobre los pistones con motores funcionando en condiciones reales. Uno de estos métodos se conoce como Camisa Flotante [1,2] en donde el cilindro se soporta elásticamente de manera que sólo se mueve axialmente. La fricción se determina midiendo las fuerzas axiales que actúan en él cuando el pistón se mueve. Requiere de la modificación del motor en el sentido en que se adapta un cilindro distinto al original, obteniendo resultados que pueden variar respecto a las condiciones reales.

Otro método de medida directa es el desarrollado por Uras y Patterson [3] llamado Método de la Presión Media Indicada (IMEP) que se basa en la medida de los esfuerzos en biela mediante galgas extensométricas y la presión en el cilindro.

Para el estudio de la fuerza de fricción se ha utilizado este método por tratarse de una técnica que permite estudiar los componentes originales del motor en condiciones reales de operación con mínimas modificaciones del mismo.

Este trabajo tiene como objeto presentar un banco de pruebas desarrollado para medir las fuerzas de fricción que actúan sobre los pistones en un motor de combustión interna, justificando las soluciones

adoptadas [4].

El banco de ensayos debe ser lo suficientemente flexible y robusto para adaptarse a la introducción de nuevos parámetros a estudiar y permitir los ajustes y modificaciones que las pruebas requieren. Los experimentos en bancos de pruebas permiten ensayar componentes reales del motor, reflejando fielmente las condiciones de funcionamiento reales y su influencia sobre los parámetros a medir.

Los ensayos para este trabajo presentan tres características especiales frente a los ensayos convencionales de motores. La primera de ellas es el uso de un motor de combustión interna policilíndrico real convertido a monocilíndrico lo que conlleva a una serie de modificaciones del motor en su sistema de lubricación, refrigeración, alimentación, etc. La segunda es la realización de ensayos de arrastre y con combustión que supone variaciones en las condiciones de medida. También es fundamental el uso de la bieleta (se explica más adelante) que condiciona la duración de las pruebas y el régimen de giro del motor.

## 2. MODIFICACIONES DEL MOTOR

Con el propósito de realizar las medidas en condiciones reales, se ha utilizado un motor de combustión interna convencional de gasolina, cuatro cilindros en línea, convertido a monocilíndrico. Se ha decidido realizar esta modificación debido a las siguientes ventajas que presenta para los ensayos de investigación:

- No existe dispersión entre los cilindros, de esta manera la variable que se está estudiando está directamente relacionada con el cilindro activo y sus componentes.
- Control de las variables y exactitud en las mediciones involucradas con el cilindro activo.
- Menor consumo de combustible.
- Menor requerimiento de aceite, líquido de refrigeración, etc.

El motor utilizado para la realización de los ensayos es de gasolina de cuatro tiempos, perteneciente a un Renault Mégane 1.6. Las características principales se muestran en la Tabla 1.

### 2.1. Elección del cilindro activo

La elección del cilindro activo es el primer paso a realizar en la modificación del motor.

Es conveniente que el cilindro se encuentre en uno de los extremos del motor para facilitar su instrumentación y el acceso a ésta. De las dos posibilidades existentes, se elige el del lado de la toma de potencia para evitar que el cigüeñal trabaje a torsión.

Se hace una estimación del ángulo de torsión que sufre el cigüeñal al colocar la bieleta y el pistón en cada uno de los cilindros extremos para justificar la elección tomada. El cigüeñal se simplifica como una barra maciza de sección circular (Fig. 1); al aplicarle un momento de torsión, sufre un ángulo de torsión defini-

Tabla 1. Características del motor térmico.

Tipo motor	K7M 702
Cilindrada (cc)	1598
Diámetro (mm)	79,5
Carrera (mm)	80,5
Descentramiento (mm)	0,8 ± 0,15
Relación de compresión	9,7:1
Potencia máxima (CV / rpm)	90 / 5000
Par máximo (kg m / rpm)	14,3 / 4000
Encendido	electrónico
Combustible	gasolina sin plomo
Alimentación	inyección multipunto

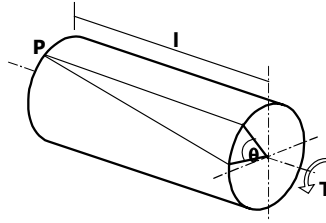


Fig. 1. Ángulo de torsión de una barra.

da como:

$$\theta = \frac{Tl}{GJ}$$

donde:  $T$ : momento de torsión  
 $l$ : longitud de la barra  
 $G$ : módulo de rigidez  
 $J$ : momento polar de inercia

Asumiendo que el sistema pistón – biela es el único que ejerce el momento de torsión sobre el cigüeñal, el ángulo de torsión que sufra éste sólo depende de la distancia entre el volante (punto P) y el cilindro activo:

$$\theta_1 = \frac{Tl_1}{GJ}, \quad \theta_2 = \frac{Tl_2}{GJ}$$

$$\frac{\theta_2}{\theta_1} = \frac{l_2}{l_1}$$

si  $l_2 > l_1$ , entonces  $\theta_2 > \theta_1$

De esta manera se ha elegido al cilindro más cercano al volante de inercia (número 1) como cilindro activo.

## 2.2. Cálculo de los contrapesos

Al quitar las bielas y los pistones a tres de los cuatro cilindros se está introduciendo un mayor desequilibrio al motor causado por las fuerzas alternativas, que es necesario disminuir con contrapesos diseñados y agregados a la máquina de modo que originen fuerzas y momentos resultantes nulos o constantes en magnitud y sentido.

El sistema de compensación para las fuerzas de inercia alternativas que sugiere la literatura [5, 6] consiste en colocar contrapesos sobre ejes paralelos y simétricos al cigüeñal movidos por éste de modo que giren a la misma velocidad angular y en sentidos opuestos. El principal inconveniente de este método es la construcción y adaptación mecánica que conlleva.

El procedimiento alternativo que se utiliza en este trabajo y del que se hace referencia en [6] se denomina equilibrado excesivo, que consiste en equilibrar alrededor del 50% de la fuerza de inercia de primer orden. Con este método se reduce su magnitud pero crea una componente horizontal no equilibrada producida por las fuerzas centrífugas de los contrapesos que es absorbida por la bancada.

El 50% de la masa con movimiento alternativo ( $m_{RB}$ ) se reparte entre las muñequillas 2 y 3 mientras que la masa reducida en la cabeza de biela ( $m_A$ ) se agrega a cada contrapeso. De esta manera, las masas de los contrapesos para los cilindros 2 y 3 vienen dadas por la siguiente ecuación:

$$m_2 = m_3 = m_A + \frac{1}{4}m_{RB}$$

Con el contrapeso del cilindro 4 se busca equilibrar las masas rotativas agregando la masa  $m_A$ :



Fig. 2. Carburador.

$$m_A = m_A$$

Para disminuir la magnitud de la componente no equilibrada, se adiciona masa al volante de inercia. Para ello se hace necesario retirar la tapa del embrague, lo que a su vez quita inercia al cigüeñal que se contrarresta añadiendo la masa correspondiente a la tapa del embrague a la calculada para el volante.

### 2.3. Sistema de distribución

El sistema de distribución se modifica cortando los extremos de los balancines correspondientes a los cilindros inactivos con el fin de inmovilizar las válvulas pero dejando los cuerpos de los mismos para que tapen las salidas de lubricación del árbol de balancines.

### 2.4. Sistema de lubricación

Los contrapesos calculados en el subapartado 2.2 están colocados en las muñequillas de forma que tapen las salidas de aceite, al igual que los balancines modificados cubren las salidas de lubricante del árbol. Al dejar tres cilindros inactivos se reducen las necesidades de lubricante en el sistema, sin embargo se conserva la bomba de aceite original para evitar mayores modificaciones del motor. El exceso de lubricante ocasionado por esta situación se elimina a través de una válvula de descarga y la presión se controla a través de un sensor colocado en el circuito de lubricación.

### 2.5. Formación de mezcla carburada

El control de encendido y de la mezcla carburada está regulado electrónicamente por una centralita llamada calculador. Este dispositivo viene programado de fábrica para cubrir la dosificación del motor de cuatro cilindros. Al modificar el motor, los requerimientos de mezcla de aire y combustible cambian, y al no ser posible manipular el calculador, se opta por sustituir el equipo de inyección original por un carburador de motocicleta, siendo el objetivo buscar que exista combustión, no su optimización. La inyección de combustible está regulada por el calculador en función, entre otros, de la información enviada por la sonda lambda. Al existir combustión únicamente en un cilindro, la cantidad de oxígeno contenida en los gases de escape disminuye considerablemente, produciendo que la sonda lambda envíe una señal al calculador para reajustar la relación aire/combustible de la inyección como si se tratase del motor con los cuatro cilindros activos, resultando en una mezcla inapropiada para el motor monocilíndrico. Con el uso del carburador se superan todos estos inconvenientes permitiendo controlar el dosado de la mezcla carburada.

### 2.6. Otros sistemas

El colector de admisión que trae el motor resulta sobredimensionado para su funcionamiento con un cilindro, por esa razón no se utiliza. En su lugar se han tapado las entradas de los cilindros inactivos para evitar que exista soplado del cárter y se ha acoplado directamente el carburador a la entrada del cilindro activo como se puede ver en la Fig. 2.

La apertura de la mariposa del carburador se hace a través de un acelerador manual instalado en la mesa de control.

El colector de escape original se ha remplazado por una brida que se ajusta directamente a la salida del cilindro activo y acoplada a un tubo flexible, un tubo de escape de longitud considerable y dos silenciadores. La configuración del sistema de escape se trata en el subapartado 3.4.

Del sistema eléctrico se dejan conectados únicamente los componentes del sistema de encendido. Estos elementos son el calculador, dos bobinas de doble salida, las bujías, un condensador anti-parasitado y un captador de punto muerto superior. Se puede dejar conectada únicamente la bobina correspondiente al cilindro activo, gracias a que las bobinas son accionadas independientemente por el calculador.

### 3. CONFIGURACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS

#### 3.1. Sistema de refrigeración

En su funcionamiento como monocilíndrico, el motor cede menos calor al circuito de refrigeración, por consiguiente se hace necesario modificarlo.

El sistema de refrigeración se puede apreciar en la Fig. 5 y consta de los siguientes elementos:

- Intercambiador de calor agua-agua
- Calentador eléctrico
- Bomba de circulación
- Válvula de accionamiento termostático

En lugar del radiador se utiliza un intercambiador de calor agua-agua de 25,13 l de volumen y con una capacidad de transferencia de calor de 15 kW. Tiene dos entradas: toma de agua de la red y agua proveniente del motor (agua caliente), y dos salidas: drenaje del cambiador y salida hacia la bomba de circulación externa. Para comprobar que el intercambiador cumple con las necesidades de refrigeración del sistema, se hace una estimación de la cantidad de calor cedido por el motor al refrigerante ( $\dot{Q}_r$ ) utilizando la ecuación de Taylor y Toong, cuya expresión viene dada por la ecuación (1):

$$\dot{Q}_r = hA_p(T_g - T_r) \quad (1)$$

donde:

- $h$ : coeficiente global de película
- $A_p$ : sección de transmisión (área del pistón)
- $T_g$ : temperatura media del gas
- $T_r$ : temperatura media del refrigerante

La relación entre los números de Nusselt y Reynolds según Taylor y Toong está expresada en la siguiente ecuación:

$$Nu = 10,4 Re^{0,75} \quad (2)$$

Remplazando los valores para los números de Nusselt y Reynolds en la ecuación (2):

$$\frac{hD}{k_g} = 10,4 \left( \frac{\dot{m}D}{\mu_g} \right)^{0,75} \quad (3)$$

$$h = 10,4 \frac{k_g}{\mu_g^{0,75}} \frac{\dot{m}^{0,75}}{D^{0,25}}$$

donde:

$$D = 0,0795 \text{ m} \quad \text{diámetro del pistón}$$

$k_g = 4,36 \times 10^{-2} \text{ W/mK}$	conductividad térmica del gas
$\mu_g = 3,2 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$	viscosidad del gas
$\dot{m} = \frac{\dot{m}_0}{A_p} = 6,31 \times 10^{-4} n$	gasto másico por unidad de área del pistón
$\dot{m}_0 = \eta_v \frac{n}{2} V_T \rho_0$	gasto másico de aire
$\eta_v = 0,88$	rendimiento volumétrico
$[n] = \text{min}^{-1}$	régimen de giro del motor
$V_T = 3,99 \times 10^{-4} \text{ m}^3$	cilindrada total
$\rho_0 = 1,07 \text{ kg/m}^3$	densidad del aire

Los valores de la conductividad térmica y de la viscosidad del gas se han tomado de la figura 8.12 de [7], para un dosado de 0,9.

Remplazando todos los valores en la ecuación (3) se obtiene el coeficiente de película en función del régimen de giro:

$$h = 7,99n^{0,75}$$

De la misma figura en [7] se obtiene el valor de la temperatura del gas para una temperatura de aire de admisión de 299 K:  $T_g = 672 \text{ K}$ . La temperatura media del refrigerante se toma como  $T_r = 80 \text{ °C} = 353 \text{ K}$ .

Remplazando las temperaturas y el coeficiente de película en la ecuación (1), se obtiene el calor cedido al medio refrigerante en términos del régimen de giro del motor:

$$\dot{Q}_r = 12,65n^{0,75}$$

El uso de la bieleta (subapartado 4.1) limita los ensayos a un régimen de giro del cigüeñal máximo de  $3000 \text{ min}^{-1}$ . Para este valor, el calor cedido al medio refrigerante es de  $5,13 \text{ kW}$ , valor que disipa sin ningún problema el intercambiador de calor utilizado.

Durante las pruebas de arrastre se realizan ensayos a la temperatura de funcionamiento del motor. Para llevarlo hasta estas condiciones se ha incluido un calentador eléctrico de  $3 \text{ kW}$  en el circuito de refrigeración conectado en serie con el intercambiador de calor. También se utiliza en las pruebas con combustión para acelerar el proceso de calentamiento del motor de manera que los ensayos se hagan en el menor tiempo posible debido a la previsible fragilidad del mecanismo de bieleta. Igualmente se ha instalado una bomba de circulación externa al sistema de refrigeración que tiene como función hacer circular el agua en el circuito durante la fase de precalentamiento (en ensayos con combustión) y en las pruebas de arrastre, momentos en que la bomba de agua del motor está fuera de servicio. Una vez alcanzada la temperatura de funcionamiento, actúa la bomba original. Como característica principal de la bomba está la posibilidad de elegir entre tres velocidades de giro:  $650 \text{ min}^{-1}$ ,  $1050 \text{ min}^{-1}$ ,  $1700 \text{ min}^{-1}$ .

La regulación de la temperatura del agua se hace a través de una válvula de accionamiento termostático. Está formada por el cuerpo con el mando de ajuste y un elemento termostático con sensor colocado en el interior del intercambiador de calor. Tiene como objetivo regular la entrada de agua del exterior en función de la temperatura del líquido en el cambiador, de esta manera, cuando la temperatura excede la establecida (alrededor de  $80 \text{ °C}$ ), la válvula permite el paso del agua fría de la red y lo corta a valores menores, manteniendo, de esta forma, una temperatura constante en el circuito de refrigeración.

### 3.2. Alimentación de combustible

En el subapartado 2.5 se mencionan las razones para remplazar el sistema de alimentación original del motor por un carburador de motocicleta. La elección de éste se hace calculando los requisitos de caudal de aire admitido y de diámetro del difusor del motor monocilíndrico para su régimen de giro máximo:

Flujo de aire admitido por el motor:  $\dot{m}_0 = \eta_v \frac{n}{2} V_T \rho_0 = 0,0094 \text{ kg/s}$

Caudal de aire admitido:  $\dot{V}_0 = \frac{\dot{m}_0}{\rho_0} = 8,78 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

Sección de la garganta:  $A_0 = \frac{\dot{m}_0}{C_1 \rho_1} = 7,13 \times 10^{-5} \text{ m}^2$

Diámetro del difusor:  $D_0 = \sqrt{\frac{4A_0}{\pi}} = 9,53 \times 10^{-3} \text{ m}$

donde:

$n = 3000 \text{ min}^{-1}$  régimen de giro máximo

$C_1 = 134,6 \text{ m/s}$  velocidad del aire en la garganta

$\rho_1 = 0,98 \text{ kg/m}^3$  densidad del aire en la garganta

Se ha elegido un carburador de venturi variable Stromberg que consigue una buena pulverización del combustible y homogeneidad de la mezcla en un campo más amplio de funcionamiento, además que permite el suministro de combustible en el venturi incluso en el régimen de ralentí. Los cálculos de caudal de aire admitido y de diámetro del difusor correspondientes son:

Flujo de aire admitido por el motor:  $\dot{m} = \eta_v n V_T \rho_0 = 0,015 \text{ kg/s}$

Caudal de aire admitido:  $\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho_0} = 1,4 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$

Sección de la garganta:  $A = \frac{\dot{m}}{C_1 \rho_1} = 1,14 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

Diámetro del difusor:  $D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = 0,012 \text{ m}$

donde:

$n = 7500 \text{ rpm}$  régimen máximo

$V_T = 1,25 \times 10^{-4} \text{ m}^3$  cilindrada total

De las características y de los resultados obtenidos se observa que el carburador elegido cumple las necesidades de formación de mezcla y alimentación del motor térmico.

El carburador funciona mientras su cámara de combustible esté llena, momento en que el flotador sube y corta la entrada de más carburante. Por esta razón, sólo es necesario que el depósito de combustible se encuentre ubicado de forma que garantice la llegada del líquido a la cámara del carburador.

Para el régimen de giro máximo de  $3000 \text{ min}^{-1}$ , se estima que el motor admite un flujo de masa de aire de  $\dot{m}_0 = 0,0094 \text{ kg/s}$ . Tomando como dosado  $F = \frac{1}{14,66}$ , el gasto másico de combustible se estima en

$\dot{m}_f = 6,41 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$  lo que equivale a  $9,03 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s}$  para una densidad de la gasolina de  $710 \text{ kg/m}^3$ . Se ha elegido un depósito de combustible de 8 l, capacidad suficiente para abastecer de carburante al motor por más de dos horas continuas a razón del gasto volumétrico estimado. Es metálico recubierto en su interior con pintura para protegerlo de la corrosión, con toma de aire en el tapón para evitar la formación de vacío mientras se consume el combustible y filtros de llenado y de combustible. Se instala a 2,5 m del suelo para garantizar la llegada de combustible al carburador por gravedad. Se ha instalado una electroválvula después del depósito de carburante que se controla a través del ordenador con el fin de cortar el suministro de combustible en caso de necesidad.

El medidor del gasto de combustible es del tipo volumétrico y se basa en medir el tiempo que le toma al motor para consumir un cierto volumen de combustible.

### 3.3. Admisión de aire

El método para la medida del flujo másico de aire utilizado es el de tobera calibrada, por tratarse de una técnica económica, fácil de instalar y que permite rangos elevados de medida.

La tobera utilizada es del tipo TG-30 y su respuesta viene dada por la siguiente ecuación (proporcionada por el fabricante):

$$\dot{m}_0 = 2,659 \times 10^{-4} \sqrt{2\rho_0 P}$$

donde:

$P$ : presión (lectura del manómetro), Pa

La diferencia de presión entre el cuerpo de la tobera y el ambiente se mide con una columna de agua inclinada.

El efecto pulsatorio que se produce en la admisión tiende a ser más importante cuanto menor es:

- el número de cilindros del motor
- el número de cilindros alimentados por un solo conducto del carburador
- el régimen de giro del motor

Las condiciones de ensayo y del motor cumplen con las tres características mencionadas anteriormente, por eso es de esperar que las fluctuaciones del aire en la admisión sean considerables. Para amortiguarlas se instala un depósito de remanso con un volumen comparablemente mayor al volumen del cilindro. Teniendo en cuenta la recomendación de [7] de que la medida sea por lo menos 50 x volumen del cilindro, se ha elegido un tanque de 20 l ( $50 \times 3,99 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ ). El depósito de remanso va conectado por una manguera (lo más corta posible para evitar pérdidas) a la entrada del carburador y la tobera se ha instalado en el depósito.

### 3.4. Sistema de escape

La situación del motor con respecto a la chimenea de extracción en la celda de ensayos obliga a utilizar un tubo de escape de longitud considerable. Un tubo flexible une la brida de escape y el tubo rígido con el fin de aislarlo de las vibraciones del motor.

El tubo de escape mide 6,40 m, longitud que puede producir fenómenos de resonancia y una caída de presión considerable en el sistema. Por esta razón se debe plantear los problemas de estos fenómenos para diseñar el sistema de escape.

#### 3.4.1. Resonancia del tubo de escape

A continuación se hace una estimación de este fenómeno. Para facilitar los cálculos no se consideran los avances y retrasos de apertura y cierre de la válvula de escape [8].

*Frecuencias propias en el tubo*

$$\frac{c}{4L}, \frac{3c}{4L}, \frac{5c}{4L}, \frac{7c}{4L}, \dots$$

$c = 500 \text{ m/s}$       velocidad del sonido en los gases de escape

$L = 4 \text{ m}$               longitud del tubo

Reemplazando los valores, las frecuencias propias son: 31 Hz, 94 Hz, 156 Hz, 219 Hz,...

*Frecuencias de las ondas de sobrepresión*

La carrera de escape dura teóricamente la cuarta parte del ciclo, lo que corresponde a que la frecuencia



fundamental de la sobrepresión sea (para  $n$  en  $\text{min}^{-1}$ ):

$$f = \frac{n}{120} \text{ Hz}$$

Desarrollando en series de Fourier, la frecuencias de los armónicos se definen como:

$$\frac{n}{120} \text{ Hz}; \frac{2n}{120} \text{ Hz}; \frac{3n}{120} \text{ Hz} \dots$$

Despreciando los armónicos a partir del cuarto término, la expresión para la sobrepresión queda:

$$p = p_0 \left( 0,16 + 0,30 \cos \frac{nt}{120} + 0,25 \cos \frac{2nt}{120} + 0,18 \cos \frac{3nt}{120} \right)$$

El primer armónico se encuentra a 31 Hz que corresponde a un régimen de giro de  $1800 \text{ min}^{-1}$ , lo que indica que el tubo de escape puede entrar en resonancia a este régimen. Durante los ensayos, el motor se somete a más revoluciones, lo que hace necesario colocar otro silenciador para dividir en dos la porción del tubo y así aumentar las frecuencias de resonancia al doble: (62 Hz; 188 Hz...). Para el máximo régimen al que se lleva el motor ( $3000 \text{ min}^{-1}$ ) los primeros armónicos no alcanzan estas frecuencias.

Siguiendo la sugerencia de los autores [6] de colocar el silenciador en el centro del tubo de escape para que una porción de tubo se oponga a la resonancia de la otra, se han colocado los dos silenciadores hacia la mitad de los trayectos rectos del tubo de escape.

### 3.4.2. Pérdidas de presión

Estas pérdidas son producidas por la fricción de los gases en las paredes de los tubos, los codos del sistema y la geometría de los silenciadores:

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_t + \Delta p_c + 2\Delta p_s \quad (4)$$

Caída de presión en el tubo: 
$$\Delta p_t = \frac{16}{\pi} f \frac{L_T}{D_T^3} \dot{m} c_e$$

Caída de presión en los codos: 
$$\Delta p_c = k \frac{1}{2\pi} \frac{\dot{m} c_e}{D_T^2}$$

$$\Delta p = \Delta p_t + \Delta p_c = \frac{\dot{m} c_e}{\pi D_T^2} \left( 16f \frac{L_T}{D_T} + \frac{k}{2} \right) \quad (5)$$

donde:

$f = 0,005$  coeficiente de fricción

$L_T = 6,40 \text{ m}$  longitud del tubo

$D_T = 0,04 \text{ m}$  diámetro interior del tubo

$k = 4$  número de codos

Velocidad media de los gases de escape en función del régimen de giro:

$$c_e = \eta_v \frac{n}{2} \frac{V_T}{A_T} \frac{T_e}{T_i} = 7,78 \times 10^{-3} n$$

$A_T = 1,25 \times 10^{-3} \text{ m}^2$  área del tubo

$T_e = 973 \text{ K}$  temperatura de escape

$T_i = 291 \text{ K}$  temperatura de admisión

Remplazando todos los valores en la ecuación (5), se obtiene la caída de presión del tubo y de los codos en términos del régimen de giro:

$$\Delta p = 7,17 \times 10^{-5} n^2 \quad (6)$$

Caída de presión en los silenciadores: 
$$\Delta p_s = \left[ \frac{2}{\pi} \left( 1 - \frac{S_1}{S_2} \right) + \frac{1}{2\pi} \right] \frac{\dot{m} c_e}{D_T^2}$$

donde :

$$\frac{S_1}{S_2} = 0,85 \quad \text{cociente entre secciones de paso para ambos silenciadores}$$

$$\Delta p_s = 3,88 \times 10^{-6} n^2 \quad (7)$$

Remplazando las ecuaciones (6) y (7) en la ecuación (4) se obtiene la caída de presión total en el sistema de escape en función del régimen de giro del motor:

$$\Delta p_{tot} = 7,95 \times 10^{-5} n^2$$

Para el régimen máximo de  $3000 \text{ min}^{-1}$ , la caída de presión es de 715 Pa (0,007 bar), valor inferior a la presión de escape (aproximadamente 1 bar). Se puede asegurar, por lo tanto, que la longitud del tubo de escape no ocasiona caídas de presión significantes.

### 3.5. Motor eléctrico

El freno dinamométrico es un elemento esencial en un banco de pruebas y su elección debe hacerse basada en las características del motor térmico, de los ensayos a realizar y del propio freno.

Como parámetros del motor térmico están las pérdidas mecánicas, trabajo de compresión, potencia y par. Es indispensable que el freno pueda funcionar también como motor en los ensayos de arrastre. Y teniendo en cuenta que el control de la instrumentación y del motor térmico se hace desde un ordenador, es deseable que el freno se pueda controlar de igual forma.

#### 3.5.1. Pérdidas mecánicas

Al trabajar como motor, el freno dinamométrico debe proporcionar la potencia suficiente para vencer las pérdidas mecánicas del motor térmico. Éstas se clasifican en pérdidas por fricción ( $pmR$ ), pérdidas por bombeo ( $pmb$ ) y pérdidas de accionamiento de auxiliares ( $pma$ ) y se estiman a partir de expresiones semiempíricas obteniendo la siguiente expresión para las pérdidas mecánicas en función del régimen de giro:

$$pm_{pm} = pmR + pmb + pma$$

$$pm_{pm} = 0,752 + 1,2 \times 10^{-4} n + 1,83 \times 10^{-9} n^{1,5}$$

La potencia absorbida por pérdidas mecánicas viene dada por:

$$N_{pm} = pm_{pm} V_D \frac{n}{2}$$

Para el régimen máximo de giro del motor térmico ( $3000 \text{ min}^{-1}$ ), la potencia es de 1,1kW.

#### 3.5.2. Potencia y par

El freno que se seleccione debe estar en condiciones de disipar la potencia desarrollada por el motor térmico.

Se considera que el par es constante a lo largo del ciclo teniendo en cuenta que se trata de un motor monocilíndrico, con régimen de giro máximo de  $3000 \text{ min}^{-1}$  y a plena carga:

$$\text{Potencia efectiva: } Ne = \eta_e \eta_v V_T \frac{n}{2} FH_c \rho_{ia}$$

$$\text{Par efectivo: } Me = \frac{1}{4\pi} \eta_e \eta_v V_T FH_c \rho_{ia}$$

donde:

$$\eta_e = 0,3 \quad \text{rendimiento efectivo}$$

$$H_c = 43,9 \times 10^6 \text{ J/kg} \quad \text{poder calorífico inferior}$$

Para el régimen de giro máximo, la potencia y el par toman los siguientes valores respectivamente:

$$Ne = 8,4 \text{ kW}$$

$$Me = 26,86 \text{ Nm}$$

### 3.5.3. Elección del freno

El freno dinamométrico que se va a usar no sólo debe cumplir la función de absorber la potencia del motor térmico, además debe funcionar como motor en las pruebas de arrastre y en el arranque en las pruebas con combustión.

Los frenos que cumplen estos requisitos son aquellos que actúan en los cuatro cuadrantes de operación [9] entre los que se encuentran los motores eléctricos de corriente alterna. Estos motores son robustos, de fácil control y capaces de arrastrar, arrancar y absorber potencia. No necesitan refrigeración por agua y la velocidad se controla variando la frecuencia de alimentación, lo que permite ser controlada desde el ordenador.

Se ha elegido un motor eléctrico de corriente alterna con una potencia máxima de 8,6 kW y régimen de giro máximo de 3500 min<sup>-1</sup>.

El par efectivo responde a la siguiente expresión:

$$M_{el} = 9,55P \frac{1000}{n}$$

donde:

$$[M_{el}] = \text{Nm}$$

$$[n] = \text{min}^{-1} \quad \text{régimen de giro}$$

$$P = 8,6 \text{ KW} \quad \text{potencia efectiva}$$

La potencia efectiva y el régimen de giro máximos del motor eléctrico superan a los del motor térmico (8,4 kW y 3000 min<sup>-1</sup>, respectivamente) y el par efectivo para 3000 min<sup>-1</sup> es de 27,37 Nm. De esta manera se concluye que el freno seleccionado cumple con las necesidades técnicas del motor térmico, puede funcionar como freno o motor y puede ser controlado desde el ordenador.

El control del motor eléctrico se hace a través de un convertidor de frecuencia de 7,5 kW de potencia y tensión de 440 V, capaz de absorber la energía del motor y disiparla en resistencias.

## 4. INSTRUMENTACIÓN

En la instrumentación del banco de pruebas se distinguen dos grupos: los instrumentos para la medida de la fricción de los pistones y los necesarios para el control del funcionamiento del motor. Las señales de todos los sensores son enviadas a una tarjeta de adquisición de datos que luego se procesan por medio de un programa realizado en LabView.

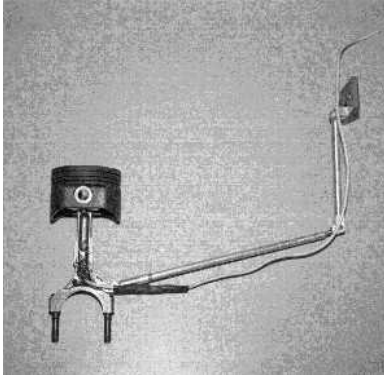


Fig. 3. Bieleta.

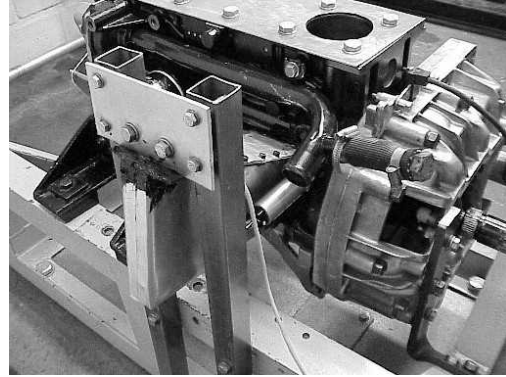


Fig. 4. Estructura para la bieleta.

#### 4.1. Instrumentos para la medida de la fricción

El método para determinar la fricción en los pistones requiere de la medida de la presión de los gases de combustión en cámara y del esfuerzo en biela.

La presión instantánea de los gases de combustión se mide con un transductor piezoeléctrico integrado en la bujía, montaje que evita el taladro de la cámara de combustión. El sensor convierte los cambios de presión en el cilindro en una carga eléctrica variable. El convertidor de señal amplifica esta carga y la convierte en voltaje, magnitud reconocida por la tarjeta de adquisición de datos. Otras características del transductor son operación a altas temperaturas y no necesita refrigeración por agua.

Los esfuerzos que experimentan las bielas durante los ensayos se miden con galgas extensométricas colocadas sobre la cara plana de la biela en la zona más próxima a la cabeza de la misma con el fin de alejarlas del área de mayor rango de temperatura y de evitar posibles contactos con el bloque motor. Como consecuencia de la deformación del material varía la resistencia de las galgas. Al tratarse de variaciones del orden de mili-ohmios, se conectan en puente de Wheatstone completo de modo que la señal de salida sea de tensión. Este tipo de montaje además compensa las variaciones de temperatura y pandeo. Las galgas son para uso general, auto-compensadas para temperatura, factor de sensibilidad de 2,03 y resistencia de 350Ω.

La señal se envía a un amplificador que además de amplificarla y llevarla a la tarjeta de adquisición de datos, proporciona la tensión de alimentación del puente.

La amplificación de la señal se puede ajustar (por medio de interruptores) de acuerdo a la tensión de excitación del puente y a una lista de valores especificada en el amplificador. Se espera que los esfuerzos que experimenten las bielas sean completamente diferentes en cada modo de operación del motor (arrastre sin y con compresión y combustión); por consiguiente, el rango de amplificación también variará. Para conocer este rango, y así ajustarlo a cada condición de operación, se estima el valor máximo de la señal de las galgas antes de ser amplificada, obteniendo los resultados de la Tabla 2.

La conexión de las galgas al amplificador se hace a través de un cable apantallado guiado por un brazo (bieleta) que sale del bloque motor (Fig. 3). Se trata de unas varillas articuladas, sujetas en uno de sus extremos cerca de la cabeza de la biela y en el otro extremo a una estructura construida fuera del motor y

Tabla 2. Señal de las galgas y rango de amplificación.

modo de operación del motor	señal de las galgas ( $\times 10^{-3}$ V)	rango de amplificación (mV/V)
arrastre sin compresión	0,45	0,09 – 0,12
arrastre con compresión	4,32	0,45 – 0,64
combustión	28,4	1,81 – 2,57

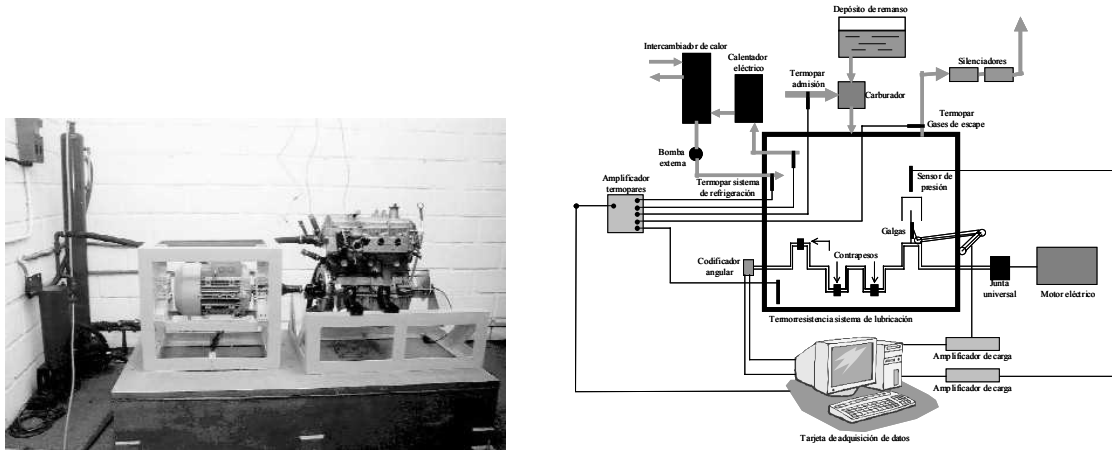


Fig. 5. Banco de pruebas.

sujeta en la bancada (Fig. 4). Para su instalación fue necesario además de la construcción de la mencionada estructura, perforar el bloque del motor por el lugar donde debía salir el cable.

#### 4.2. Instrumentos para el control

El control del funcionamiento del motor térmico, sus condiciones de operación y las condiciones ambientales se miden con diversos instrumentos:

La presión del lubricante se mide con un sensor de presión relativa instalado en la conexión que para tal fin trae el motor. Las temperaturas de admisión, refrigeración de entrada y escape se miden con termopares tipo K. Para las temperaturas del lubricante y refrigeración de salida, en donde es necesario un control más preciso de los registros, se utilizan termorresistencias tipo PT-100.

Se utiliza un codificador angular como base de tiempos y señal de disparo (trigger) para la adquisición de las señales de los demás instrumentos. Es de tipo TTL de 1024 pulsos.

El grado de apertura de la válvula de mariposa del carburador se mide con un potenciómetro lineal de 5 k $\Omega$  acoplado directamente al eje de la válvula.

La célula de carga se utiliza para la medida del par efectivo del motor térmico. Está sujeta a la carcasa del motor eléctrico por medio de una barra de longitud definida (brazo). Se trata de un transductor de fuerza del tipo extensométrico que mide la fuerza ejercida por el motor eléctrico. En la estimación del par motor realizada en el subapartado 3.5, se obtiene un valor de aproximadamente 27 Nm, que con una longitud de brazo igual a 0,295 m equivale a una fuerza máxima de aproximadamente 92 N. La célula de carga seleccionada soporta esta carga al tener un valor nominal de 500 N.

La temperatura y humedad de la celda de ensayos se registran continuamente a través de una sonda instalada en la celda y se muestran en dos controladores digitales ubicados en la mesa de trabajo. Las salidas están en grados centígrados y porcentaje de humedad relativa.

Una vez amplificadas y convertidas las señales de los instrumentos por medio de los respectivos amplificadores, se envían a una tarjeta de adquisición de datos. Ésta debe cumplir como mínimo los siguientes requisitos:

- Rango de señal: 0 – 10 V
- Entradas analógicas (mínimas): 11
- Base de tiempos externa: 1024 muestras/rev
- Régimen de giro máximo: 3000 min<sup>-1</sup> = 50 rev/s
- Frecuencia de muestreo: (1024muestras/rev) (50rev/s) = 51200 muestras/s.

Para lo cual se ha escogido una tarjeta de adquisición de datos con tensión de entrada de  $\pm 10V$ , 16 entradas analógicas, 12 bits de resolución, frecuencia de muestreo de 200000 muestras/s. Contadores y trigger compatibles con TTL.

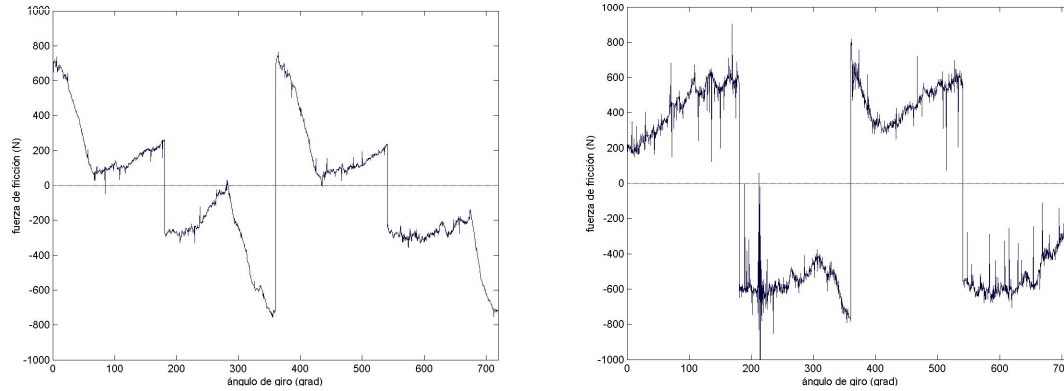


Fig. 6. Fuerzas de fricción en el pistón.

En la Fig. 5 se pueden apreciar una foto y un esquema del banco de pruebas con la instrumentación utilizada.

## 5. ENSAYOS

La medida de las fuerzas de fricción que actúan en pistones se realiza utilizando el método IMEP desarrollado por Uras y Patterson [3, 10]. Este método se basa en el balance de fuerzas que actúan sobre el pistón en la dirección axial (ecuación (8)).

$$\sum F_{axial} = F_g + F_w - F_{in} - F_b \cos \beta - F_f = 0 \quad (8)$$

con:

$F_g$  fuerza de los gases sobre el pistón

$F_w$  peso del pistón

$F_{in}$  fuerzas inerciales del sistema

$F_b$  fuerza ejercida en la biela

$F_f$  fuerza de fricción

De donde se deduce la fuerza de fricción:

$$F_f = F_g + F_w - F_{in} - F_b \cos \beta$$

Se registran la presión en cámara y el esfuerzo en biela para cada  $0,35^\circ$  de giro del cigüeñal a través de un programa realizado en LabView. La fuerza de fricción se calcula en un programa realizado en MATLAB a partir de los datos de esfuerzos en biela y de presión en cámara adquiridos y las fuerzas inerciales calculadas con las masas del pistón y de la biela reducidas a masas puntuales.

Se realizan ensayos en arrastre (con y sin compresión) y ensayos con combustión con el propósito de comparar las fuerzas de fricción de los pistones en distintas condiciones de operación del motor. En las medidas en arrastre sin compresión, se reemplaza la culata por una lámina abierta únicamente en el cilindro activo.

El motor se lleva a un régimen máximo de giro de  $3000 \text{ min}^{-1}$  para evitar daños en la bieleta.

## 6. RESULTADOS

En la Fig. 6 se muestran dos ejemplos de fuerza de fricción del pistón obtenidos utilizando el banco de pruebas descrito en el presente artículo. Las gráficas corresponden a pruebas con arrastre sin compresión (imagen de la izquierda) y con compresión (imagen de la derecha) para régimen de giro de  $1300 \text{ min}^{-1}$  en ambos casos.

En las figuras se observa que en el caso de arrastre sin compresión la fuerza de fricción es menor que para el arrastre con compresión durante las carreras de ascenso y descenso del pistón; en las cercanías al punto muerto superior, los valores aumentan considerablemente indicando que prevalece la lubricación mixta. Un análisis más profundo de los resultados obtenidos será objeto de artículos posteriores.

## 7. CONCLUSIONES

- Se ha diseñado y construido un banco de ensayos para medir las fuerzas de fricción en pistones, justificando las soluciones adoptadas.
- Se ha utilizado un motor de combustión interna convencional convertido a monocilíndrico con el fin de realizar las medidas en condiciones reales de operación.
- Los diversos sistemas relacionados con el motor se han adaptado a las nuevas condiciones de funcionamiento del mismo.
- El sistema de formación de mezcla original se ha remplazado por un carburador de motocicleta para tener control sobre el dosado.
- Se ha utilizado un motor eléctrico de corriente alterna como dispositivo freno / arrastre.
- La instrumentación utilizada se divide en la relacionada con la medida de la fricción de los pistones y la necesaria para el control del funcionamiento del motor.
- Se ha utilizado el método IMEP para la medida de la fricción debido a que no requiere de modificaciones significativas del motor.
- Los resultados obtenidos para la fuerza de fricción en pistones demuestran que la adaptación de un motor policilíndrico convencional a uno monocilíndrico es una opción viable.

## AGRADECIMIENTOS

Los autores desean manifestar sus agradecimientos a La División de Ingeniería de Máquinas de la E.T.S.I.I.M por el equipo y la ayuda prestados para la calibración de las galgas extensométricas.

## REFERENCIAS

- [1] S. Furuhashi y S. Sasaki, "New Device for the Measurement of Piston Frictional Forces in Small Engines", *SAE Technical Paper Series*, 831284 (1983)
- [2] T. Kikuchi, S. Ito e Y. Nakayama, "Piston Friction Analysis Using a Direct-Injection Single-Cylinder Gasoline Engine", *Elsevier, JSAE Review 24*, 53-58 (2003)
- [3] H. M. Uras y D. J. Patterson, "Measurement of Piston and Ring Assembly Friction Instantaneous IMEP Method", *SAE Technical Paper Series*, 830416 (1983)
- [4] J. Casanova y V. Aguirre, "Banco de Pruebas para Medida de Fricción en Pistones", *VI Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica*, Coimbra (2003)
- [5] H. List, *Motores de Combustión Interna*. Fascículo VIII Segunda Parte. Dinámica de los Motores de Combustión Interna, Editorial Labor S.A. (1945)
- [6] M. Muñoz y F. Payri, *Motores de Combustión Interna Alternativos*, Tercera Edición, Sección de Publicaciones de la E.T.S. de Ingenieros Industriales Fundación General U.P M., Madrid (1989)
- [7] C. F. Taylor, *The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice*, The M.I.T Press, Massachusetts Institute of Technology Cambridge, 2<sup>nd</sup> Edition, Volume I, Massachusetts (1960)
- [8] J. Bondy, "Diseño y Construcción de un Banco de Pruebas para Medidas de Fricción en Pistones", Proyecto Fin de Carrera, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid (2000)
- [9] M. Plint, A. Martyr, *Engine Testing Theory and Practice*, Second Edition, Butterworth Heinemann, (1999)

- [10] H. M. Uras y D. J. Patterson, "Oil and Ring Effects on Piston-Ring Assembly Friction by the Instantaneous IMEP Method", *SAE Technical Paper Series*, N° 850440 (1985)

### **DEVELOPMENT OF A TEST BENCH FOR PISTON FRICTION MEASURING**

**Abstract** – A test rig is designed and constructed to measure the piston-ring assembly friction in an internal combustion engine. The technique called Instantaneous IMEP Method has been used to measure these forces. This method, developed by Uras and Patterson, is based on a balance of forces that act on the piston assembly. Namely, gas, crankshaft, inertial and friction forces. The friction force results from calculation of the inertial force and simultaneous measurement of cylinder pressure and connecting rod force. A gasoline engine modified for single cylinder operation is used as test engine in order to make measures under real operational conditions. The engine is rotating with a motoring dynamometer. The piston in number 1 cylinder is left operational, while the other three pistons are replaced by aggregated masses. An aggregated mass is also added to the flywheel in order to minimized unbalanced forces. Other engine modifications and the development of the test bench are described. Connecting rod force is measured by strain gauges. They are in a Wheatstone full-bridge configuration in order to compensate for temperature and buckling. A grasshopper linkage is used to conduct wires from the strain gauges to the amplifier out of the engine block. A piezoelectric pressure transducer is used to measure cylinder pressure. Measuring instruments used to monitor the engine are also described. Different types of testing, that have been used to evaluate friction, are described. Results are also shown in order to validate the test bench developed.