



II CAIM 2010
Segundo Congreso Argentino
de Ingeniería Mecánica
San Juan - Noviembre 2010

Análisis teórico y experimental del comportamiento dinámico de un motor de 2 tiempos monocilíndrico

Garrett Martín ¹, García Peyrano Oscar ², Marticorena Matías ³, Martínez Julián ⁴, Koch Roberto ⁵

¹ *Instituto Balseiro – Universidad Nacional de Cuyo
Av. Bustillo Km 9,5 Bariloche - Rio Negro - Argentina
- e-mail: garrette@jb.cnea.gov.ar.*

^{2 3 4 y 5} *Laboratorio de Vibraciones y Mecatrónica, Centro Atómico Bariloche – Comisión Nacional de Energía Atómica.
Bustillo Km 9,5 Bariloche - Rio Negro - Argentina.
- e-mail: garciapeyrano@yahoo.com.ar*

RESUMEN

El Laboratorio de Vibraciones y Mecatrónica (LVM) ha desarrollado en los últimos 10 años aplicaciones industriales relacionadas con la tecnología del análisis de vibraciones, destacándose en el campo de la generación nucleoelectrónica, generación hidroeléctrica, aeroespacial y automotriz. El LVM mantiene una línea de docencia universitaria, dictando la materia “Tecnología de Análisis y Control de Vibraciones” en el Instituto Balseiro, de la cual surge la motivación para este trabajo.

Se estudió de forma teórica y experimental el comportamiento dinámico de un motor de combustión interna, con el objetivo de relacionar las variaciones de presión dentro de la cámara de combustión, las vibraciones del block y las vibraciones torsionales.

Se realizó un análisis teórico modelando el conjunto pistón, aro, biela y cigüeñal; teniendo en cuenta la presión del cárter, fricción hidrodinámica del conjunto, desgaste de aros, rendimiento volumétrico y el torque de frenado. Este modelo fue ajustado con datos obtenidos experimentalmente.

Para el estudio experimental se utilizó un motor monocilíndrico de 2 tiempos, 32 cm³. Sobre este se montó un sensor de presión de cámara de combustión, un sensor de aceleración acoplado al block y un encoder de posición angular solidario al cigüeñal. Se realizaron mediciones bajo condición de carga y vacío.

Se ha logrado desarrollar un modelo teórico ajustado mediante datos experimentales que permite predecir el comportamiento dinámico del motor bajo diferentes condiciones de operación y diferentes estados de desgaste de aros. Se ha obtenido una correlación experimental entre la presión de cámara de combustión, aceleración del block y las vibraciones torsionales; observando las variaciones de éstas bajo diferentes condiciones de desgaste de aros.

El presente estudio es extrapolable a motores multicilíndricos y sienta las bases para el desarrollo de un sistema automático de monitoreo de desgaste de aros con la máquina en funcionamiento.

Palabras Claves: Motor de combustión interna, Vibraciones, Aros de pistón, presión de cámara de combustión

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

El Laboratorio de Vibraciones y Mecatrónica del Centro Atómico Bariloche (CAB) – Comisión Nacional de Energía Atómica, ha desarrollado en los últimos 10 años aplicaciones industriales relacionadas con la tecnología del análisis de vibraciones, destacándose en el campo de la generación nucleoelectrónica [1-4], generación hidroeléctrica, aeroespacial y automotriz [5, 6]. El LVM mantiene una línea de docencia universitaria, dictando la materia “Tecnología de Análisis y Control de Vibraciones” en el Instituto Balseiro, de la cual surge la motivación para este trabajo.

1.2 Objetivo

El objetivo de este trabajo es desarrollar un modelo teórico ajustado mediante datos experimentales que permita predecir el comportamiento dinámico de un motor de 2 tiempos monocilíndrico bajo diferentes condiciones de operación y diferentes estados de desgaste de aros.

1.3 Descripción de la máquina estudiada

El motor de dos tiempos es una máquina monocilíndrica de combustión interna que realiza el ciclo termodinámico en una vuelta de motor. El ciclo comienza con el encendido de la mezcla. Debido a la demora entre el inicio de llama y la combustión completa, el encendido se realiza unos instantes antes que el pistón llegue al punto muerto superior (PMS). La combustión aumenta la presión de cámara, generando una fuerza sobre el pistón. El gas se expande hasta que el pistón pasa por la lumbrera de escape. Los gases quemados salen por diferencia de presión y son también empujados por el aire que ingresa del cárter. Durante el recorrido ascendente del pistón la lumbrera del cárter se abre por diferencia de presión con el aire de la atmósfera.

El movimiento lineal del pistón se traduce en un movimiento angular gracias a un mecanismo de biela manivela.

El torque a la salida del motor es generada por la fuerza sobre el pistón debido a la diferencia de presión de los gases entre la cámara de combustión y cárter. La fricción de aros y fricción en los cojinetes no son despreciables y afectan el torque de salida. También intervienen las inercias del pistón, biela y cigüeñal.

El torque sobre el cigüeñal debido al gas y a la inercia del sistema se puede aproximar por las siguientes ecuaciones [7].

$$T_{\text{gas}} = F_{\text{gas}} r \sin \omega t \left(1 + \frac{r}{l} \cos \omega t \right) \quad (2)$$

$$T_{\text{inercia}} = \frac{1}{2} m_b r^2 \omega^2 \left(\frac{r}{l} \sin \omega t - \sin 2 \omega t - \frac{3r}{2l} \sin 3 \omega t \right) \quad (3)$$

Analizando las expresiones anteriores se observa que el torque sobre el cigüeñal no es constante por lo que es de esperar que la velocidad angular del cigüeñal tenga variaciones alrededor del valor medio.

2. DESARROLLO

Este trabajo consta de tres etapas: 1) Desarrollo de un banco de ensayo y generación de un modelo computacional ajustado mediante datos experimentales que correlaciona la variación de presión de cámara con la velocidad angular instantánea de un motor de 2 tiempos monocilíndrico. 2) Desarrollo de un modelo teórico para predecir la influencia del desgaste del aro sobre la presión de cámara. 3) Estimación mediante los modelos desarrollados en 1) y 2) de la influencia del desgaste de aros sobre la velocidad angular instantánea de un motor de 2 tiempos monocilíndrico.

2.1 Desarrollo de un banco de ensayo y de un modelo computacional de un motor de 2 tiempos monocilíndrico.

2.1.1 Descripción del banco de ensayo

El banco de ensayo se desarrolló en base a un motor de 2 tiempos marca Gamma modelo 950, acoplado a un generador con una potencia nominal de 570 Watts. Se montaron tres sensores (Ver figura 1): Sensor de presión absoluta para medir la presión de la cámara de combustión, acelerómetro para medir la vibración del block del motor y un encoder acoplado al cigüeñal para medir velocidad de giro y posición angular. Las mediciones de presión y aceleración se tomaron con un ancho de banda de 10kHz, el encoder posee una resolución de 128 ptos/vuelta.

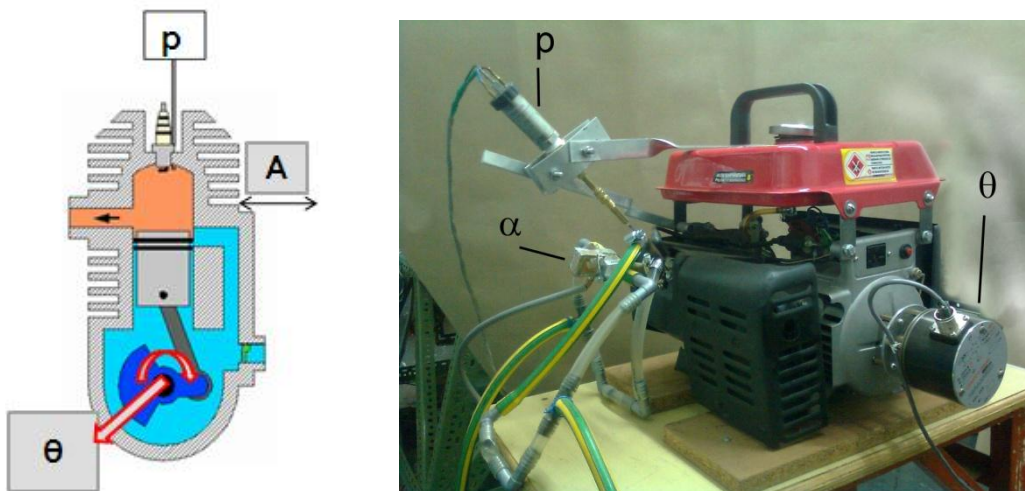


Figura 1: Diagrama y foto del banco de ensayo mostrando los sensores de presión (p), aceleración (a) y encoder (θ)

2.1.2 Descripción del modelo computacional

El conjunto pistón, biela y cigüeñal es un mecanismo de 4 barras biela-balancín. Se han realizado modelos digitales en 3D para hallar la matriz de inercia de cada pieza de la cadena cinemática y se ha planteado el modelo en base a la resolución simultánea de las ecuaciones diferenciales dinámicas. Se considera la presión en la cámara $p(\theta)$ como dato de entrada. El torque en el cigüeñal debido al rozamiento se modela como:

$$F_{Gral} = K_{Gral}\omega \quad (6)$$

siendo ω la velocidad angular y K_{Gral} un factor de proporcionalidad empírico que se tomó como parámetro de ajuste del modelo. La interacción de los aros con la camisa se modeló como fricción hidrodinámica:

$$F_{\text{aro}} = K_{\text{aro}} \frac{\mu U}{h_p} \quad (7)$$

donde μ es la viscosidad del lubricante, U es la velocidad del pistón y h_p es el espesor de la capa lubricante [8]. A su vez se consideró que h depende de la diferencia de presión entre la cámara y el cárter:

$$h_p = h \left(\frac{P_{\text{lum}}}{P_\omega} \right)^{K_p} \quad (8)$$

donde P_ω es diferencia de presión de la cámara y el cárter en función de ω del motor, P_{lum} es la presión cuando está abierta la lumbrera que conecta el cárter con la cámara de combustión, h es la luz entre aro y camisa y K_p es una constante empírica. Se consideró $K_p = 2$ y $h = 6 \mu\text{m}$.

Se considera que el ingreso y expulsión de la mezcla (proceso Scavenging) en la cámara de combustión es ideal: la lumbrera permanece abierta durante todo el proceso y no se produce fricción del gas al salir.

2.1.3 Resultados de las mediciones

En la Figura 2 se muestran espectros de las señales medidas de presión, velocidad angular y aceleración en baja frecuencia (1 – 300 Hz). Se observa una alta correlación entre la velocidad angular, la aceleración y la presión en el rango 0 – 200 Hz.

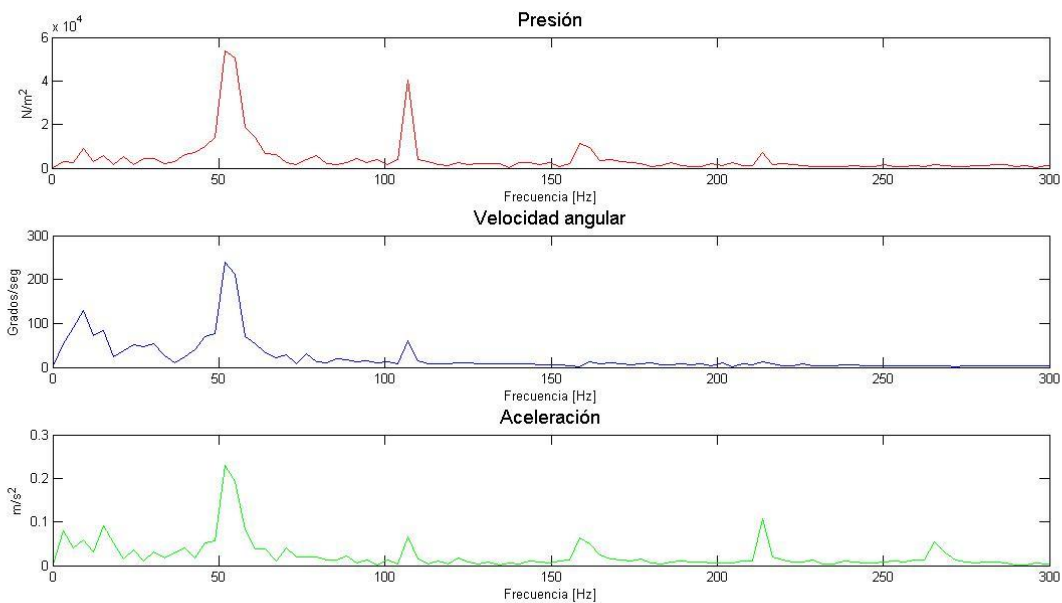


Figura 2. Espectros tres señales medidas del motor funcionando en vacío. Espectro sin valor medio.

La velocidad angular presenta una alta amplitud en los órdenes 1X, 2X y 3X, lo que se explica por la dependencia del torque de inercia con la posición angular. Según [7] el torque de inercia depende del ángulo del cigüeñal según:

$$T_t = \frac{1}{2} m_b r^2 \omega^2 \left(\frac{r}{l} \text{sen} \omega t - \text{sen} 2\omega t - \frac{3r}{2l} \text{sen} 3\omega t \right) + F_{\text{gas}} r \text{sen} \omega t \left(1 + \frac{r}{l} \text{cos} \omega t \right) \quad (8)$$

donde r es la distancia entre ejes del cigüeñal, l la longitud de la biela y m_b una masa ficticia calculada en función de la distribución de masas de la biela y el pistón. La presión presenta una alta amplitud en el orden 1X debido a que la combustión se realiza en cada giro de cigüeñal. El la señal de aceleración se observa

amplitudes significativas en las frecuencias 1X, 2X y múltiplos de 1X debido a las fuerzas que actúan en el plano de la bancada [7].

2.1.4 Resultados del modelo

En la Figura 3 se presenta una señal de presión de cámara de combustión, medida sobre el banco de ensayo con el motor en vacío. Esta señal ha sido utilizada como entrada del modelo, simulándose la variación de velocidad angular del cigüeñal producida por dicha presión.

En la figura 4 se presenta la velocidad angular del cigüeñal simulada (arriba) y la velocidad angular medida (abajo). Se observa que ambas señales poseen muy buena correlación en cuanto a magnitud y frecuencia de la oscilación. Se observa que la señal medida posee una componente de baja frecuencia que no está presente en la señal simulada. Esto es debido probablemente a efectos no lineales en los fuerzas de fricción en aros y en cojinetes del cigüeñal.

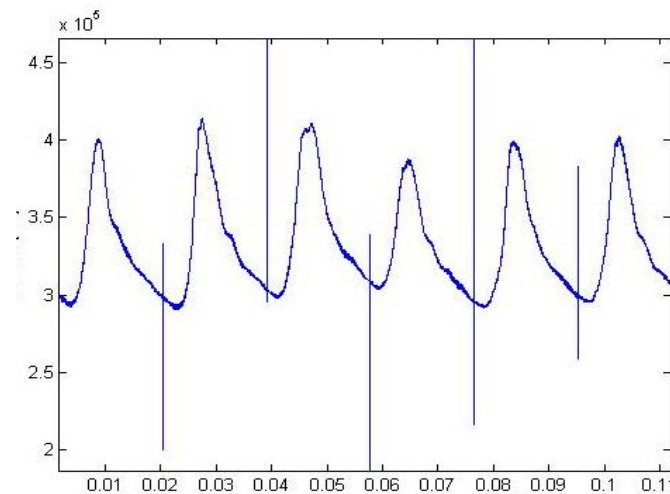


Figura 3: Presión en función del tiempo medida en el motor en vacío.

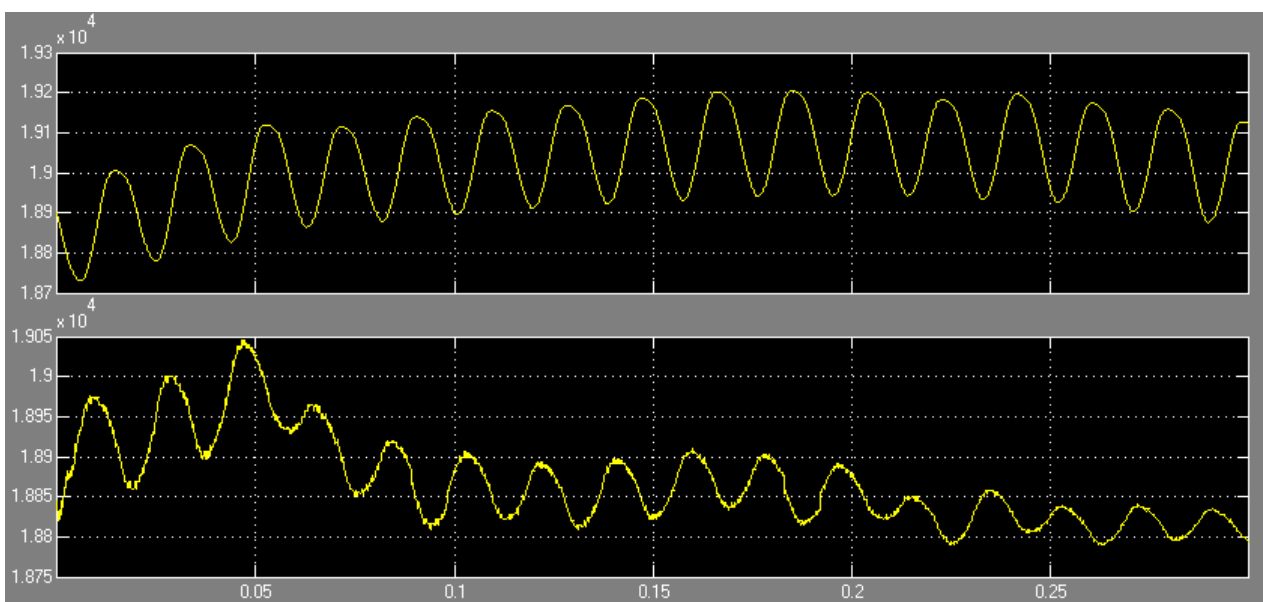


Figura 4: Velocidad angular del cigüeñal en función del tiempo. Arriba: Velocidad simulación. Abajo: velocidad medida con el encoder. En las Abscisas [Grados/seg] y en la ordenada [seg]. Motor en vacío.

2.2 Desarrollo de un modelo teórico para predecir la influencia del desgaste del aro sobre la presión de cámara.

2.2.1 Descripción del modelo

Se realizó un modelo simplificado de la evolución de los gases dentro de una cámara en un ciclo compresión – expansión adiabática, lo que equivale al caso de un compresor alternativo sin salida de gases. Se consideró el caso de pérdida de gases por una rotura o desgaste del aro.

Las ecuaciones diferenciales que gobiernan en el volumen de control, esto es, el volumen encerrado por el pistón son las siguientes:

Ecuación de conservación de energía del gas:

$$\dot{E} + \dot{W} + \Delta H = 0 \quad (9)$$

En la ecuación (9) se desprecian las pérdidas de calor a través del cilindro y del pistón. La energía interna es:

$$\dot{E} = \frac{d(E_{int})}{dt} = \frac{d(mu)}{dt} \quad (10)$$

donde m es la masa que queda dentro del Volumen de control (cámara de compresión) y u es la energía interna específica. Para gases compresible simples a volumen constante:

$$c_v = \frac{\partial u}{\partial T} \quad (11)$$

reemplazando en la ecuación (11) en (10) queda,

$$\dot{E} = \partial T m + \dot{m} u \quad (12)$$

La potencia entregada por el cilindro es:

$$\dot{W} = P \frac{d(V_{cil})}{dt} \quad (13)$$

La variación de entalpía es:

$$\Delta H = \dot{m}_s h_s \quad (14)$$

Donde h_s es la entalpía específica de la masa que sale por la ranura del aro y \dot{m}_s es el flujo de dicha masa que sale del volumen de control. Se considera al aire como gas ideal y cumple entonces la ecuación de estado (15).

$$PV = mRT \quad (15)$$

Para simular la pérdida de aire del pistón se utilizó el pasaje de un fluido compresible en una ranura del aro. Básicamente describe el flujo compresible que pasa a través de una restricción. Este modelo proviene de realizar un análisis isentrópico unidimensional, corrigiendo los efectos de gases reales mediante coeficiente un coeficiente de descarga CD [8]. La masa perdida por el aro es:

$$\dot{m}_{gap} = \frac{C_b A_{gap} P_a}{\sqrt{RT_a}} f_m \quad (16)$$

donde

$$f_m = \begin{cases} \gamma^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} & \frac{P_b}{P_a} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ \left(\frac{P_b}{P_a}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P_b}{P_a}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{1/2} & \frac{P_b}{P_a} > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{cases} \quad (17)$$

$$C_D = 0,85 - 0,25 \left(\frac{P_b}{P_a}\right)^2$$

A_{gap} es el área del agujero del aro, P_a y T_a son la presión y la temperatura aguas arriba y P_b la presión aguas debajo del agujero.

En este trabajo se considera flujo supersónico que es cuando

$$\frac{P_b}{P_a} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}. \quad (18)$$

Entonces las ecuaciones que gobiernan el volumen de control son las siguientes.

$$\dot{T} = \frac{(u-h_s)\dot{m}_s - P\dot{V}}{c_v m} \quad (19)$$

$$\dot{m}_s = \frac{C_b A_{gap} P_a}{\sqrt{RT_a}} \gamma^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (20)$$

$$PV = mRT \quad (21)$$

$$m = m_i - \int \dot{m}_s dt \quad (22)$$

Se simuló el caso de un compresor con las mismas características geométricas que el motor utilizado en el banco de ensayo.

Al inicio de la compresión, en el PMI, se considera que el aire se encuentra a Temperatura (T_{atm}) y presión (P_{atm}) atmosférica. Con la ecuación de gas de estado se calcula la masa inicial (m_i).

Estas ecuaciones diferenciales se resolvieron por métodos numéricos, utilizando solvers comerciales. Se obtuvo la presión en función del ángulo del cigüeñal.

2.2.2 Resultados del modelo

En la figura 5 se presenta la señal en función del ángulo de cigüeñal simulada para el caso de un aro sano (izquierda) y un aro con un desgaste de 25um en toda su circunferencia.

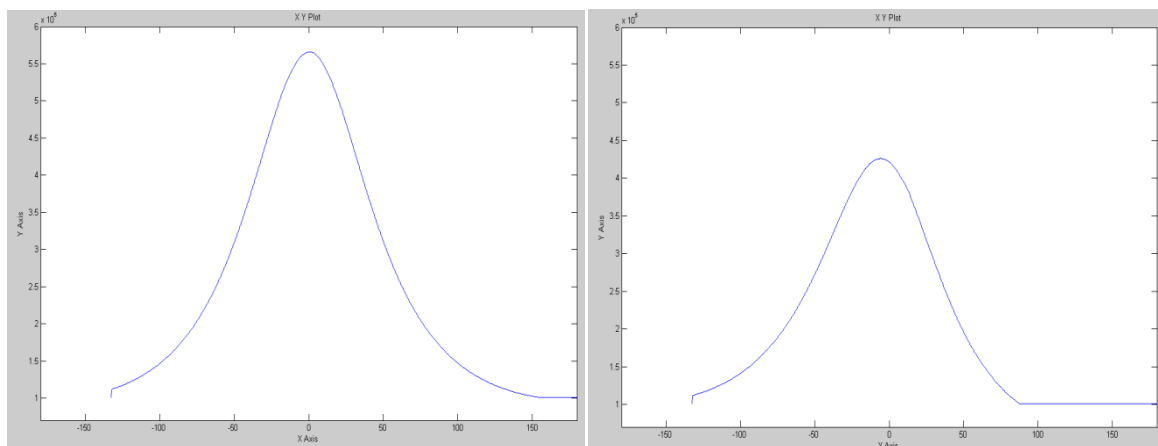


Figura 5: Simulación de presión en función del ángulo del cigüeñal para el caso de aro sano (izquierda) y aro desgastado (derecha). El punto muerto superior está en 0° y el inferior en 180°.

En los resultados de este modelo se observa que cuando el aro está sano, la presión es simétrica respecto al punto muerto superior (0°), presentando un máximo en este. Cuando el aro está desgastado la presión máxima de cámara disminuye notablemente y el máximo se produce antes del punto muerto superior. Además, la presión se iguala con la presión atmosférica mucho antes del punto muerto inferior.

2.3 Estimación de la influencia del desgaste de aros sobre la velocidad angular instantánea

Se ha utilizado la señal de presión obtenida en el punto 2.2.2 para el caso de aro sano y aro gastado para intentar determinar la variación de velocidad angular del cigüeñal en estos dos casos. Para esto, se ha alimentado el modelo de motor presentado en el apartado 2.1 con las señales de presión simuladas para el caso de un compresor en el apartado 2.2, para el caso de aro sano y aro con un desgaste de 25 μ m en toda su circunferencia.

En la figura 6 se observa la presión de entrada al modelo (abajo) y la velocidad angular (arriba) para el caso de aro sano. En la figura 7 se observan las mismas señales para el caso de aro desgastado.

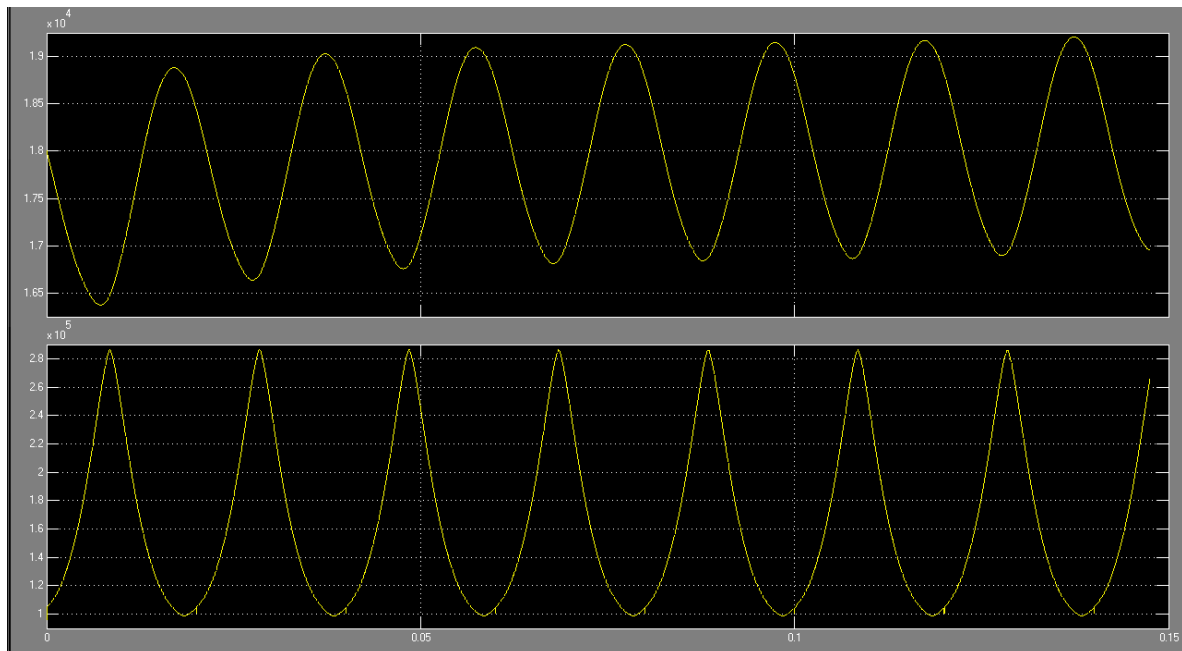


Figura 6: Caso de aro sano. señales simuladas en función del tiempo. Arriba: revoluciones ($^\circ/s$) y abajo presión (kPa).

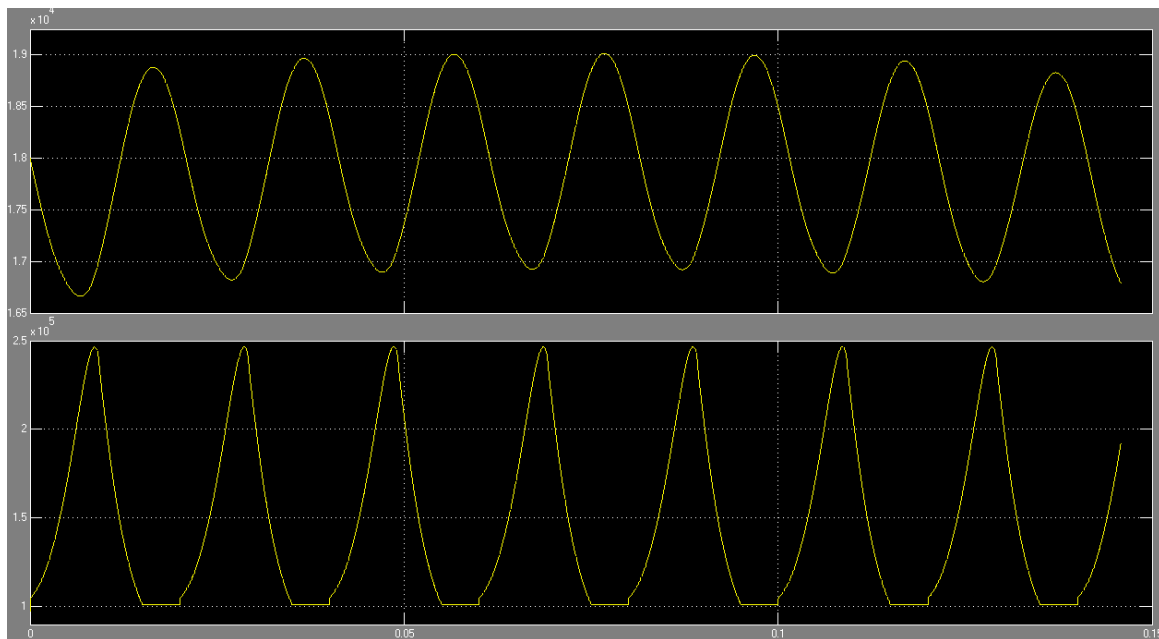


Figura 7: Caso de aro desgastado. Señales simuladas en función del tiempo. Arriba: revoluciones (%/s) y abajo presión (kPa).

No se observan diferencias significativas entre los resultados de velocidad angular entregados por el modelo, a pesar de que las presiones de entrada son diferentes. Este comportamiento es a causa de que se está alimentando el modelo de motor con señales de presión correspondiente a un compresor, es decir, se está despreciando la combustión, que es la fuerza motriz del proceso. Como continuación de esta investigación se incluirá el efecto de la combustión en el modelo presentado en el apartado 2.3.

3. CONCLUSIONES

- Se ha diseñado, construido y puesto a punto un banco de ensayo que permite medir presión de cámara, velocidad angular y aceleración del block sobre un motor de 2 tiempos monocilíndrico de pequeña cilindrada y carga variable. Este motor tiene utilidad para el estudio de la respuesta dinámica de un motor de combustión interna, así como para la validación de modelos computacionales.
- Se han medido simultáneamente la presión de cámara, velocidad angular y aceleración del block, identificando las relaciones entre las mismas.
- Se ha desarrollado un modelo computacional que predice la variación instantánea de la velocidad angular del cigüeñal en función de la presión de cámara bajo condición de régimen de giro del motor. Los resultados de este modelo han sido comparados con datos experimentales, encontrando una buena correlación entre ambos.
- Se ha desarrollado un modelo computacional para calcular la influencia del desgaste de los aros sobre la presión de cámara, despreciando los efectos de la combustión. Este modelo es aplicable directamente al caso de compresores alternativos, y es una primera aproximación para el caso de motores. Se ha identificado el efecto del desgaste de aros sobre la presión de cámara.

Los resultados presentados en este trabajo representan un avance en el estudio de la influencia del estado de desgaste de aros sobre las variables operativas de un motor de combustión interna de 2 tiempos y de un compresor alternativo.

Este trabajo ha sido solicitado por la Central Nuclear Embalse (Nucleoeléctrica Argentina SA) para realizar el monitoreo no intrusivo del estado de los aros de los generadores diesel de respaldo. El presente informe representa la primera parte de dicho trabajo.

4. REFERENCIAS

- [1] García Peyrano O, Damiani H. Monitoreo remoto de cojinetes de turbinas y compresores. 2º Congreso Latinoamericano y del Caribe de Gas y Electricidad. Punta del Este - Uruguay 2000.
- [2] García Peyrano O, Cismondi L, Damiani H, Torres E, Koch R. Estudio del comportamiento dinámico de una cabeza de bobina de una barra estatórica de un generador eléctrico de gran potencia ante diferentes estados de tensión. SAM/COMANET-Simposio Materia. Bariloche, Argentina 2003.
- [3] Marticorena M, García Peyrano O. Análisis de la respuesta dinámica de las cabezas de bobina de un turbogenerador de 760 KVA. 5º Reunión Latinoamericana de Usuarios de Abaqus. Córdoba, Argentina 2007.
- [4] Marticorena M, García Peyrano O. Monitoreo de condición de las cabezas de bobina de un alternador de 760 MVA mediante el análisis de vibraciones de la carcasa. . 1º Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica (I CAIM). Bahía Blanca, Argentina 2008.
- [5] García Peyrano O, Suedmacsen V, Reimche W, Stegemann D. Non destructive control of ball and roller bearing damage using vibration analysis. Revue pratique de contrôle industriel. 1987; 26(144): 26-30.
- [6] García Peyrano O, Quintana F, Venere M. Análisis por elementos finitos y comprobación experimental de problemas de vibraciones en un tubo de escape. Congreso Regional de Ensayos No Destructivos y Estructurales. Mendoza, Argentina 1997.
- [7] Norton R. "Diseño de maquinaria" Mc-Graw_Hill Interamericana.
- [8] Smedley G. "Piston ring desing for reduced friction in modern internal combustion engines" McGill University, Montreal, 2004.

5. AGRADECIMIENTOS

Se agradece a Nucleoeléctrica Argentina S.A. por haber proporcionado el contrato para el desarrollo de un sistema experto para el monitoreo del estado de los aros de los grupos diesel de respaldo de la Central Nuclear Embalse. Dichos grupos son de fundamental importancia para mantener el suministro eléctrico del circuito de 500KV en el caso de una falla de la alimentación externa de la central.

Se agradece a la empresa Sitrack Vibes por haber provisto el sistema de telemetría y reporte de datos basado en web utilizado en las mediciones sobre banco de ensayo.

Se agradece al Dr. Gustavo Sánchez Sarmiento de la empresa KB Ingeniería por su apoyo en cuanto al suministro de herramientas de software utilizados para este trabajo.

