

Obtención del diagrama indicado en motores de combustión interna sin necesidad de referencia angular

Daniel Barilá; Luís Bugna; Fernando Vignolo; Rodolfo Gómez; Pedro Kolodka;
Gerardo Ahrzt

Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de la Patagonia San Juan Bosco
Ruta Pcial. N°1 Km. 4 (9000) Comodoro Rivadavia - Chubut – Argentina
dbarila@unpata.edu.ar

RESUMEN

Una de las herramientas más precisas de diagnóstico de fallas funcionales es la medida de la presión instantánea en la cámara de combustión, su principal inconveniente es que es necesario perforar la tapa de cilindros del motor para poder instalar los sensores. Por esto, esta técnica se ha utilizado sólo en investigación y desarrollo de motores. Si se pretende “cerrar” el ciclo, es necesario contar con una señal de referencia angular de la posición del cigüeñal, ya que es necesario obtener un diagrama Presión – Ángulo de giro, el cual permite obtener el trabajo producido.

La colocación de un codificador angular es una tarea compleja desde el punto de vista mecánico, la precisión angular es muy importante y debe ser del orden de una décima de grado por lo que las habituales “marcas” de fábrica no pueden utilizarse.

En laboratorio se utilizan técnicas para determinar la posición exacta del PMS midiendo la posición del pistón con el motor fuera de servicio, en este artículo se muestra una mejora respecto de la técnica tradicional. El principal aporte de este artículo es el desarrollo de una técnica de obtención de PMS sin referencia angular, pensada especialmente para motores provistos de válvulas de toma de presión en cámara. Se ha desarrollado una técnica que permite estimar la ubicación del PMS en un diagrama abierto con un algoritmo que se basa en estudiar los valores de presión en la etapa de compresión y calcular la posición del PMS. Dicho planteo termodinámico tiene en cuenta la geometría del mecanismo biela manivela y utiliza un modelo de cálculo de la transferencia de calor entre el gas y las paredes del mismo, en este artículo se muestran los resultados en motores con diferentes condiciones de operación y simulando fallas poniendo a prueba el método de manera más exhaustiva.

Palabras Claves: Diagrama indicado, PMS, diagnóstico, motores.

1. INTRODUCCIÓN

Para resolver el problema se han probado dos caminos, el primero se basa en suponer constante el valor del coeficiente politrópico durante un sector de la curva dentro del proceso de compresión [1]. Este método permitió obtener precisiones en la estimación del orden de dos grados de giro de cigüeñal, posteriormente se desarrolló una técnica que tiene en cuenta las fugas de calor y por consiguiente el carácter variable del coeficiente politrópico. Con esta técnica se obtiene además una estimación de la referencia de presión del diagrama, ya que como se explicará más adelante, es un parámetro de difícil obtención, este grupo de investigación publicó estos avances en [1], desarrollos posteriores han permitido mantener estos valores de precisión en condiciones más severas de fugas de calor y de compresión. Se han logrado precisiones del orden de medio grado de giro en la estimación de la ubicación del PMS.

2. PLANTEAMIENTO

Originalmente se trabajó con un criterio de detección de PMS del que a continuación se detallan sus bases conceptuales. La figura 1 muestra cual sería aproximadamente el aspecto de un diagrama abierto de la presión instantánea en la cámara de combustión (Presión – Ángulo) tomando un entorno alrededor del punto muerto superior de combustión, normalmente se toma este punto como origen del eje de ángulo de giro de cigüeñal.

En línea continua (A) se muestra cual sería el aspecto del diagrama si no existiera combustión (motor en arrastre), el diagrama es prácticamente simétrico ya que luego del proceso de compresión hay un proceso de expansión de aire comprimido sin combustión, el máximo de presión se produce un poco antes del PMS por efecto de las fugas de calor y de las pérdidas de compresión, este efecto es conocido como desfase termodinámico [2,3].

La línea de trazos (B) muestra cual es la tendencia de la presión cuando hay combustión, poco antes del PMS comienza la elevación de la presión llegándose a un máximo poco después del PMS expandiéndose luego los gases hasta la apertura de la válvula de escape, este es el aspecto normal de un diagrama abierto, sin embargo, si la inyección es muy atrasada puede tener el aspecto de la línea de trazos (C) en la que se llega a un máximo de presión de compresión sin combustión, posteriormente comienza a bajar como si estuviera en arrastre para luego, durante la expansión, producirse un aumento de presión producto de la combustión tardía. Diagramas con estas características suelen presentarse en algunas condiciones de funcionamiento del motor, cuando la presión de sobrealimentación es muy alta se busca que la presión de combustión no crezca demasiado para no comprometer la integridad del motor (se tiende a un ciclo Diesel teórico). Este tipo de diagrama también suele encontrarse en ciertos motores modernos trabajando a carga parcial y se utiliza como técnica para disminuir contaminantes en ese rango de carga (figura 2).

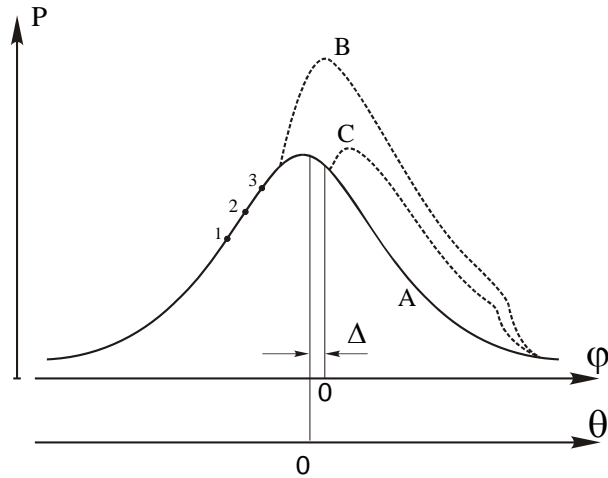


Figura 1 Presión instantánea en el cilindro.

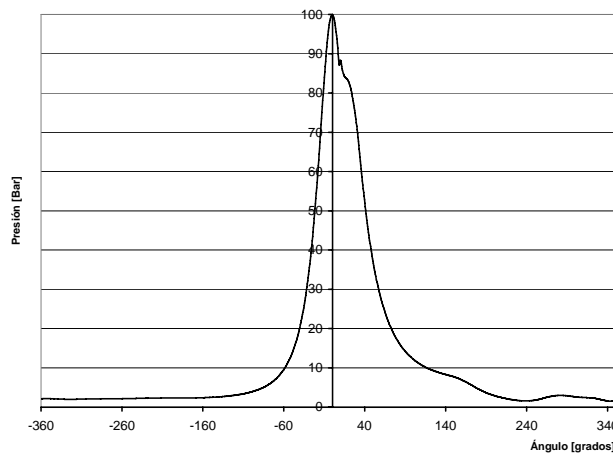


Figura 2 Diagrama abierto (presión - ángulo) medido en un motor Diesel de 1850 cm³ de desplazamiento por cilindro trabajando a carga parcial con combustión atrasada.

En caso de contar con un codificador angular en el cigüeñal se puede obtener el diagrama perfectamente referenciado en función del ángulo θ , es decir que en el PMS $\theta=0$, sin embargo, si no hay referencia angular, sólo podremos obtener un diagrama Presión – Tiempo, que asumiendo velocidad uniforme podremos convertir en Presión – Ángulo, pero en este caso el origen de ángulo será arbitrario y se representa con el ángulo φ .

Podemos ver que ambos valores de ángulo están desfasados un cierto valor Δ que deberemos averiguar para poder referenciar correctamente el PMS.

En [1] se utilizó una técnica basada en suponer el exponente politrópico constante, el cálculo del trabajo indicado mediante integración numérica produce errores del orden del 7% por cada grado de error en la estimación de ubicación del PMS, por eso, si se pretende tener precisión aceptable en el cálculo del trabajo indicado es necesario acotar los errores dentro de un

entorno de medio grado de giro. Con esta técnica no se logró una precisión tan alta ya que el cálculo se basa en suponer un coeficiente politrópico constante durante toda la compresión más exactamente suponer que en el entorno delimitado por los puntos seleccionados se asume que los cálculos se realizan con un valor medio del coeficiente politrópico.

La realidad dista bastante de esa suposición, si se realiza el cálculo del exponente politrópico "n" a partir de datos medidos experimentalmente se obtiene una curva con la tendencia de la mostrada en la figura 3.

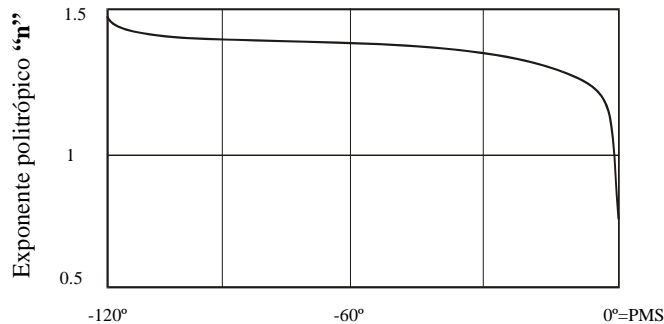


Figura 3 Tendencia que presenta el exponente politrópico calculado a partir de datos de presión en cilindro.

Si suponemos que el aire ingresa al cilindro con una temperatura menor que la de las paredes habrá un aporte de calor de las paredes al aire, haciendo que este se comporte como si tuviera un coeficiente politrópico mayor que " γ ", debido a que en la primera parte de la compresión el pistón se desplaza más lentamente, este efecto se magnifica tal como se aprecia al inicio del gráfico.

Luego, "n" decrece lentamente porque la diferencia de temperatura entre paredes y el aire dentro del cilindro es baja y la velocidad del pistón es alta, a medida que avanza la compresión, la temperatura aumenta y sólo cuando iguala a la de las paredes "n" iguala el valor teórico de " γ ", a partir de ese punto las fugas de calor aumentan, y al acercarse al PMS hay más fugas de calor debido a la alta temperatura reinante, además el proceso de compresión es más lento en esa zona debido a la baja velocidad del pistón, todo esto hace que "n" decrezca más rápidamente en esta zona respecto de lo que sucede al principio de la compresión.

Existe además una pérdida de compresión a través de los aros de pistón hacia el cárter que genera un efecto similar al de la fuga de calor en lo que respecta al cálculo del valor aparente del coeficiente politrópico "n". Todo esto hizo que sea necesario tener en cuenta estos efectos para lograr mejorar la precisión de la estimación.

En adición a lo arriba explicado, existe un problema asociado al principio de funcionamiento de los sensores piezoeléctricos, estos no son capaces de dar información correcta sobre el valor medio de la señal medida, es decir que a los valores medidos hay que sumarles un valor de presión para que la interpretación física sea la correcta [2]

Dicho de una manera simple, la señal de presión aparece desplazada verticalmente respecto de la presión real además del desplazamiento horizontal producto de la falta de referencia de

PMS tal como se muestra en la figura 4, por esto es que hay que referenciar la presión. Esto suele hacerse asumiendo que al final del proceso de admisión (Punto Muerto Inferior) la presión media en el sistema de admisión es igual a la presión en el cilindro, esta técnica da buenos resultados en motores monocilíndricos experimentales en los que además existe un remanso muy cerca de la válvula de admisión, esto hace que los efectos dinámicos sean despreciables. En motores de varios cilindros con múltiples de admisión convencionales, los efectos dinámicos hacen que esta técnica no sea tan precisa siendo necesaria una metodología mucho más elaborada que sólo puede ser implementada en laboratorio [2].

La nueva técnica propuesta incluye la estimación de la presión de referencia simultáneamente con la referencia angular del PMS mediante consideraciones termodinámicas.

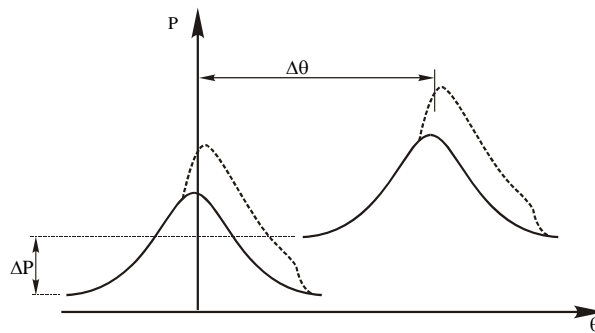


Figura 4 Diagramas de presión referenciado y sin referenciar.

3 METODOLOGÍA DE DETECCIÓN DE PMS Y REFERENCIA DE PRESIÓN

En esta técnica se plantea un modelo que tiene en cuenta la transferencia de calor durante todo el proceso de compresión, para ello se parte suponiendo parámetros iniciales del proceso de compresión (temperatura y presión del aire admitido), además se supone un valor de la temperatura de paredes de cilindro. Estos valores iniciales son elegidos arbitrariamente, son necesarias muchas iteraciones para encontrar los valores que más se acercan a la realidad, sólo para llegar más rápidamente a la solución se trata de partir de valores cercanos a los que la experiencia indica como más probables.

Dado que la geometría es conocida, se puede calcular el volumen encerrado en el cilindro en cualquier momento y en particular en el punto inicial, de esa manera se estima a través de la ecuación de estado de los gases la masa encerrada (expresión 1).

Planteando el primer principio de la termodinámica (expresión 2) y evaluando la transferencia de calor entre aire y paredes (expresión 3) es factible obtener los parámetros termodinámicos en un punto inmediatamente posterior del ciclo.

Esto es, despejando la temperatura final "Tf" de la expresión 4 se puede calcular el nuevo valor de presión reinante en el cilindro. Estos valores serán utilizados como valores iniciales para la siguiente iteración.

$$P.V = m.R.T \quad (1)$$

Donde:

P: Presión.

V: Volumen.

m: Masa

R: Constante del gas (aire).

T: Temperatura absoluta [Kelvin]

$$\Delta U = Q - \omega \quad (2)$$

Donde:

ΔU : Variación de energía interna del aire.

Q: Cantidad de calor intercambiado.

ω : Trabajo realizado durante el incremento angular (calculado por integración numérica).

$$Q = h.(T_g - T_p).Sp.\Delta t \quad (3)$$

$$m.C_v.(T_f - T_o) = h.(T_g - T_p).Sp.\Delta t - P(V_f - V_o) \quad (4)$$

Donde:

m: Masa de aire

Cv: Calor específico a volumen constante (función de la temperatura instantánea).

Tf: Temperatura final

To: Temperatura inicial

h: Coeficiente de transmisión de calor por convección.

Tg: Temperatura instantánea del aire.

Tp: temperatura media de las paredes del cilindro.

Sp: superficie total de la cámara, variable con la posición del pistón.

Δt : intervalo de tiempo correspondiente al incremento angular adoptado en la iteración.

P: Presión instantánea.

Vf: Volumen al final del intervalo.

Vo: Volumen inicial.

El coeficiente de película que permite estimar la transmisión de calor entre el aire contenido en el cilindro y las paredes del mismo no es constante, depende de varios factores como por ejemplo la turbulencia del aire dentro del cilindro que hace más enérgico el proceso de transferencia de calor o la temperatura instantánea del aire entre otros factores.

Existen expresiones semiempíricas para el coeficiente de película en cada instante del ciclo. En este caso se ha utilizado la expresión de Eichelberg [3] con un factor multiplicador de ajuste "**h_o**" que se utiliza como una de las variables de ajuste como se muestra en la expresión 5.

$$hg = h_o \cdot 7.8 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[3]{C_m} \cdot \sqrt{P \cdot T_g} \quad (5)$$

Donde:

h: Coeficiente de película [w/m².°C]

h_o: Factor de ajuste agregado a la expresión original de Eichelberg.

C_m: Velocidad media del pistón [m/s]

P: Presión instantánea del aire [N/m²]

Repitiendo esta técnica para sucesivos giros pequeños del cigüeñal se estima por métodos numéricos la forma de la curva de compresión teórica, luego se supone un valor de corrimiento angular $\Delta\theta$ y un valor de referencia de presión ΔP . Se han utilizado en estas pruebas intervalos de 0.5 grados de giro. Para evaluar la coincidencia entre la curva de presión medida y la estimada se instrumentó una función residuo que acumula las diferencias al cuadrado entre ambas curvas, divididas por la presión teórica tal como lo muestra la expresión 6. Esta comparación sólo se realiza en una zona de la curva de compresión seleccionada por el operador, esta zona debe comenzar luego del cierre de la válvula de admisión y terminar antes del inicio de la combustión, es decir dentro de la zona de compresión.

$$R = \sum_{i=ai}^{af} \frac{(Ps_i - (Pt_i + \Delta P))^2}{Pt_i} \quad (6)$$

Donde:

R: Residuo

i: Punto iésimo

ai: Ángulo inicial de comparación

af: Ángulo final de comparación

Psi: Presión sensada iésima

Pti: Presión teórica iésima

Esta diferencia depende de los valores iniciales adoptados aleatoriamente, el método consiste en definitiva en encontrar el conjunto de variables (**Tinicial, Pinicial, Tp, h0, ΔP y $\Delta\theta$**) que logren una diferencia mínima entre la curva medida y la simulada, este proceso exige un gran número de iteraciones para encontrar el conjunto de parámetros capaces de lograr el mejor ajuste entre las curvas.

Para tal fin se desarrolló un programa capaz de realizar estos cálculos y encontrar la ubicación del PMS y el valor de la referencia de presión simultáneamente. Este problema es conceptualmente equivalente a resolver un sistema de 6 ecuaciones con 6 incógnitas, pero con la particularidad de no ser ecuaciones explicitables de antemano, por ejemplo, durante un paso de iteración debe calcularse la presión para el proceso de compresión mediante métodos numéricos, y para ello es necesario estimar las fugas de calor instante a instante, esto debe hacerse reiteradas veces para poder lograr un residuo mínimo.

Obviamente este proceso no es trivial, la forma más rudimentaria de realizarlo es a través de una exploración de todas las combinaciones posibles de variables y seleccionar la que genera un ajuste más preciso. Para esto, se optó por utilizar una función que provee el programa Microsoft Excel, denominada Solver. Solver es una herramienta de resolución de problemas lineales y no lineales, desarrollado por la Universidad Leon Lasdon de Austin (Texas) y la Universidad Allan Waren (Cleveland).

Con la adopción de este algoritmo se ha logrado ubicar el PMS con un error menor a 0,5 ° y referencias de presión menores a 0,05 bar.

Para el cálculo de la transferencia de calor se utilizó en un principio la expresión de Eichelberg porque es una de las más simples, posteriormente se han hecho pruebas con la

expresión de Woschni [4] (expresión 7) obteniéndose resultados algo mejores fundamentalmente en la estimación del PMS.

$$hg = h_0 \cdot 1.3 \cdot 10^{-2} \cdot p^{0.8} \cdot Tg^{-0.53} \cdot \left[C_1 \cdot C_m + C_2 \cdot \frac{V_T \cdot T_{CA}}{p_{CA} \cdot V_{CA}} \cdot (p - p_0) \right]^{0.8} \quad (7)$$

Donde:

h₀: Factor de ajuste agregado a la expresión original

hg: Coeficiente de película [W/m² °C].

D: Diámetro del pistón [m].

P: Presión instantánea [N/m²].

Tg: Temperatura instantánea del gas [K].

C_m: Velocidad lineal media del pistón [m].

V_T: Volumen desplazado por el pistón [m³].

T_{CA}: Temperatura al inicio de la compresión [K].

P_{CA}: Presión al inicio de la compresión [N/m²].

V_{CA}: Volumen al inicio de la compresión [m³].

P₀: Presión instantánea con motor arrastrado [N/m²].

En este caso, utilizamos la fórmula para el proceso de compresión que es equivalente a la condición de motor arrastrado, por lo tanto **P=P₀**.

Para el proceso de compresión la constante **C₁** vale: **C₁=2.28+0.308.CU/C_m**

El término **CU** tiene en cuenta la componente tangencial del movimiento del aire en la cámara (swirl) [3] aunque como su contribución es pequeña podría despreciarse.

4 DESARROLLO DE UNA TÉCNICA PARA LA DETECCIÓN MECÁNICA DE PMS

Paralelamente a estos trabajos hemos desarrollado una técnica para referenciar con alta precisión la posición del PMS con respecto a la señal respectiva generada por el codificador angular en laboratorio

La técnica tradicional se basa en sacar la tapa de cilindros y colocar un comparador en contacto con el pistón, posteriormente se hace girar el cigüeñal hasta encontrar la posición máxima del pistón en función de la lectura del comparador. Esta idea tan simple resulta ser poco eficaz en la práctica debido a dos razones, por un lado, la posición máxima del pistón resulta difícil de discernir ya que en un rango de algunos grados el pistón está prácticamente quieto y no resulta obvio el "máximo". La otra razón es que dado que el pistón no tiene carga, cuando geoméricamente le corresponde comenzar a bajar, presenta un "retraso" producto de las holguras del mecanismo (cojinetes de biela, perno de pistón, etc.) y de la fricción del pistón con el cilindro.

Debido a este último inconveniente es que la técnica habitual no es la de detectar directamente el máximo sino la de buscar dos puntos cercanos al PMS (antes y después) que presenten la misma altura y deducir la ubicación del PMS como la correspondiente al punto medio entre los dos puntos precedentemente mencionados. Para evitar el problema de las holguras, el punto

posterior al PMS es medido teniendo la precaución de “pasarse” unos cuantos grados del mismo para luego “buscarlo” retrocediendo eliminando así las holguras.

Estos procedimientos son bastante tediosos y generan altas probabilidades de error, nuestra propuesta consiste en eliminar la posibilidad de inversión de la holgura generando un esfuerzo descendente sobre el pistón en toda la zona de medición con un resorte actuando sobre el pistón mientras se mide. La medición se hace electrónicamente con una barra elástica montada en voladizo cuyo extremo libre toca el pistón y a la que se le han colocado “strain gages” (galgas extensiométricas) para obtener una señal proporcional a la deformación de la barra y por ende al recorrido del pistón.

En principio, la gran ventaja de esta técnica es que se genera un archivo con el recorrido del pistón (en un entorno del PMS) en función del ángulo (medido por el codificador) con solo girar el cigüeñal. El único inconveniente es que el pequeño ruido eléctrico que podría aparecer resulta importante en la zona del máximo por lo que una vez más resulta complicado obtener la posición exacta del mismo.

La señal que teóricamente debería obtenerse es similar a la de la figura 5 (línea llena), en la práctica la diferencia es que siempre existe alguna pequeña componente de ruido superpuesto a la señal teórica. Podría realizarse un filtrado digital de la señal realizando una “FFT” (Transformada rápida de Fourier), eliminar las componentes de alta frecuencia y reconstruir la señal temporal. Esta técnica presenta un gran inconveniente, la señal medida tiene cierta semejanza a una “media onda” senoidal, si se realiza la FFT de la misma (lo que para los fines prácticos es equivalente a calcular el desarrollo en series de Fourier) debemos interpretar que se están buscando las componentes de una señal periódica que surge de la repetición exacta en el tiempo de la misma señal, tal como en la figura 4 muestra la señal punteada.

El espectro de dicha señal tiene gran contenido de armónicos tal como se ve en la figura 6 (aún en el caso de la señal teórica sin ruido), si hubiera ruido, este aparecería “mezclado” con componentes importantes de la señal, por lo que resulta imposible eliminar el ruido sin eliminar componentes importantes para la reconstrucción temporal de la señal filtrada. Para eliminar este problema, hemos propuesto una técnica que se basa en buscar que la señal medida se convierta “artificialmente” en una señal parecida a una función seno (onda completa), para ello se “construye la segunda semi onda haciendo un “giro” respecto del punto “P” de la señal medida tal como se ve en la figura 7. La figura 8 muestra el espectro de este tipo de señales (en rojo), la semejanza con una función armónica pura hace que podamos comprender intuitivamente que existan pocos armónicos de importancia lográndose una rápida atenuación en los superiores. Esta circunstancia hace que en la señal real, la existencia de ruido de alta frecuencia aparezca más aislada en el espectro, permitiendo eliminar estas componentes y reconstruir la señal con más probabilidad de respetar fielmente el parámetro físico a medir, que es la posición del pistón.

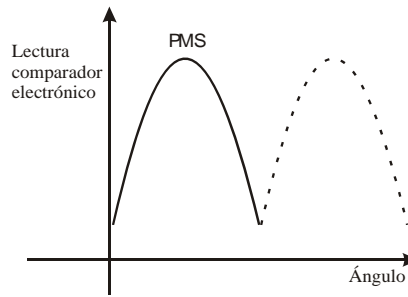


Figura 5

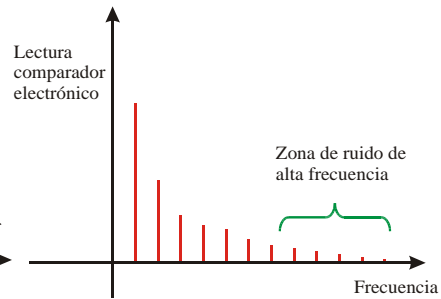


Figura 6

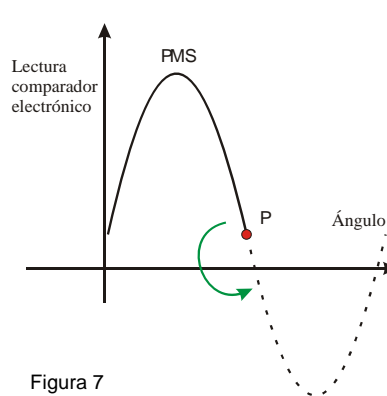


Figura 7

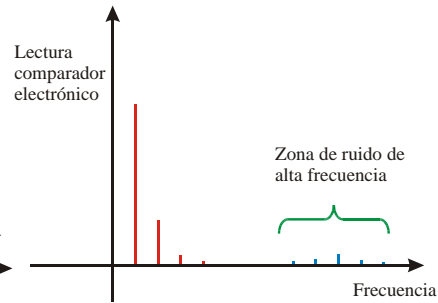


Figura 8

5. CONCLUSIONES

Se han hecho gran cantidad de pruebas con estas técnicas con muy poca dispersión entre las diferentes mediciones, adicionalmente a lo desarrollado en publicaciones anteriores, se realizaron pruebas en condiciones más severas con baja temperatura de motor y baja velocidad (altas fugas de aire y calor), obteniéndose buenos resultados.

La nueva técnica de detección mecánica de PMS ha dado también muy buenos resultados a la hora de referenciar correctamente la instrumentación electrónica de sensado angular.

4. REFERENCIAS

- [1] Barilá D. Bugna L. Torres A. Kolodka P. Desarrollo de una técnica para la obtención del diagrama indicado en motores de combustión interna sin necesidad de referencia angular, CONIME 2002, UTN Gral. Pacheco
- [2] Armas Vergel, Octavio Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa. Servicio de publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia, España.
- [3] Muñoz, M. Payri, F. Motores de combustión interna alternativos. Servicio de publicaciones de la Universidad Politécnica de Madrid, España.
- [4] Woschni, G.
A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine.
SAE Paper N° 670931 (1967).