



Escuela Universitaria de
Ingeniería
Técnica Industrial
Universidad Zaragoza



PROYECTO DE FIN DE CARRERA

Análisis de Vibraciones y Ultrasonidos en MACI¹

Autor:

Javier Viñuales Navarro

Director:

Mariano Muñoz Rodríguez

Especialidad:

Mecánica

Convocatoria:

Diciembre 2011

¹ Motores Alternativos de Combustión Interna

Resumen:

El presente proyecto tiene como objetivo fundamental establecer un método de diagnóstico precoz de fallos en motores alternativos de combustión interna mediante el análisis de vibraciones y ultrasonidos mientras se encuentra en funcionamiento. Esto será una herramienta que formará parte del mantenimiento predictivo de un motor, efectuando un diagnóstico precoz de fallos.

El procedimiento experimental que se ha seguido consiste en:

- Mediciones de vibraciones y ultrasonidos sobre el motor estudiado en correcto funcionamiento sobre un banco de ensayo.
- Mediciones de vibraciones y ultrasonidos sobre el motor tras haberle provocado unos fallos determinados.
- Comparación de ambas señales, con el fin de obtener un patrón de señal que identifique la presencia de cada fallo en concreto en el motor.

Los fallos que se han provocado controladamente al motor en el banco de ensayo son los siguientes:

- Variación de la holgura de taqués
- Variación del encendido
- Segmento quitado
- Holgura en el casquillo de la biela

Memoria

1. Objetivo y alcance	6
2. Justificación	7
3. Vibraciones y ultrasonidos en MACI	7
4. Cadena de medida.....	11
5. Fallos inducidos al motor	13
6. Resultados del análisis e indicadores	13
6.1 Variación de la holgura de taqués.....	14
6.2 Variación del encendido.....	16
6.3 Segmento quitado.....	18
6.4 Holgura en el casquillo de la biela.....	18
7. Conclusiones.....	19
8. Bibliografia	20

Anexo 1: El motor alternativo de combustión interna (MACI)

1. Introducción	1.22
2. Estructura y componentes	1.23
2.1 Elementos móviles	1.23
2.1.1 Pistón.....	1.23
2.1.2 Biela.....	1.23
2.1.3 Cigüeñal.....	1.24
2.1.4 Segmentos.....	1.25
2.1.5 Sistema de distribución	1.25
2.2 Elementos fijos	1.26
2.2.1 Cilindro	1.26
2.2.2 Bloque motor	1.26
2.2.3 Culata	1.27
2.2.4 Cárter.....	1.27
3. Cinética y dinámica de los motores alternativos	1.27

3.1 Cinemática del biela- manivela	1.27
3.1.1 Desplazamientos	1.28
3.1.2 Velocidades	1.29
3.1.3 Aceleraciones	1.30
3.2 Dinámica del motor.....	1.31
3.2.1 Fuerzas debidas a la presión de los gases	1.31
3.2.2 Fuerzas de inercia.....	1.35
3.2.3 Efectos combinados de las fuerzas de presión y las fuerzas de inercia	1.38
3.2.4 Par motor	1.39

Anexo 2: Análisis de vibraciones para el mantenimiento predictivo

1. Introducción a las vibraciones.....	2.41
2. Dominio temporal y dominio frecuencial	2.41
3. Mantenimiento predictivo	2.42
4. Análisis de vibraciones	2.43
4.1 Transductores de vibración.....	2.44
4.2 Tarjeta de adquisición de datos	2.48
4.2.1 Aliasing	2.49
4.2.2 Leakage.....	2.50

Anexo 3: Análisis de vibraciones y ultrasonidos en MACI

1. Introducción	3.63
2. Ultrasonidos	3.63
3. Fuentes de vibraciones y ultrasonidos en MACI	3.64
3.1 Impactos mecánicos.....	3.64
3.2 Flujos de gases.....	3.65
3.3 Rugosidad mecánica.....	3.66
3.4 Combustión	3.66
4. Características de las señales de vibraciones y ultrasonidos en MACI	3.67

Anexo 4: Análisis experimental

1. Procedimiento experimental.....	4.70
2. Cadena de medida.....	4.70
3. Equipamiento	4.71
3.1 Motor	4.71
3.2 Transductores y acondicionadores de la señal	4.72
3.2.1 Acelerómetros.....	4.72
3.2.2 Sensor de emisión acústica	4.73
4. Puntos de medida	4.74
5. Adquisición y tratamiento de la señal.....	4.77
5.1 Adquisición de datos	4.77
5.2 Clasificación.....	4.77
5.3 Análisis de la señal.....	4.79
5.4 Visualización de la señal.....	4.80
7. Fallos inducidos al motor	4.82
7.1 Variación de la holgura de taques.....	4.82
7.2 Variación del encendido.....	4.83
7.3 Segundo segmento quitado	4.83
7.4 Holgura excesiva en el casquillo de la biela	4.83
7.5 Motor arrastrado.....	4.84

Anexo 5. Indicadores para el análisis de la señal

1. Introducción	5.86
2. La integral definida.....	5.86
3. Indicadores empleados	5.86
3.1 Angulo de extinción del cierre de la admisión	5.86
3.2 Angulo de cierre de válvula de admisión	5.87
3.3 Angulo de apertura de la válvula de escape	5.87
3.4 Integral definida para el cierre de la admisión.....	5.88
3.5 Integral definida para la apertura del escape	5.88
3.6 Integral definida en la zona de combustión (variación del encendido).....	5.90
3.7 Integral definida en la zona de combustión (segmento quitado).....	5.90

Anexo 6. Análisis de la señal

1. Introducción	6.102
2. Identificación de eventos	6.102
2.1 Motor funcionando correctamente	6.102
2.2. Motor arrastrado.....	6.104
3. Influencia de la carga y del régimen de giro	6.107
3.1 Influencia de la carga	6.107
3.2 Influencia del régimen de giro	6.111
4. Comparación de acelerómetros.....	6.114
5. Variación de la holgura de taqué	6.116
5.1 Holgura insuficiente de taqués	6.116
5.2 Holgura excesiva de taqués.....	6.121
5.3 Graficas de tendencia.....	6.126
6. Variación del encendido.....	6.130
6.1 Avance del encendido	6.130
6.2 Retraso del encendido	6.136
7. Segmento quitado	6.143
7.1 Ultrasonidos	6.143
7.2 Vibraciones.....	6.148
8. Holgura en el casquillo de la biela.....	6.151

Memoria

1. Objetivo y alcance	2
2. Justificación	3
3. Vibraciones y ultrasonidos en MACI	3
4. Cadena de medida.....	7
5. Fallos inducidos al motor	9
6. Resultados del análisis e indicadores	9
6.1 Variación de la holgura de taqués.....	10
6.2 Variación del encendido.....	12
6.3 Segmento quitado.....	13
6.4 Holgura en el casquillo de la biela.....	14
7. Conclusiones.....	14
8. Bibliografia	15



1. Objetivo y alcance

El principal objetivo del presente proyecto es desarrollar y probar un método para detectar fallos en un MACI mientras se encuentra en funcionamiento. Esto será una herramienta que formará parte del mantenimiento predictivo de un motor, efectuando un diagnóstico precoz de fallos. Las técnicas para implementar dicho método serán las siguientes:

- Análisis de Vibraciones en el motor (frecuencias menores a 15 kHz)
- Análisis de Ultrasonidos en el motor (frecuencias mayores a 15 kHz)

El proceso de investigación que se ha seguido consiste en un método experimental sobre un motor en un banco de ensayo. El procedimiento es el siguiente:

- Mediciones de vibraciones y ultrasonidos sobre el motor en correcto funcionamiento.
- Mediciones de vibraciones y ultrasonidos sobre el motor tras haberle provocado unos fallos determinados.
- Análisis de las señales, con el fin de obtener un patrón de señal que identifique la presencia de cada fallo en concreto en el motor.

El presente proyecto solo se ocupa del análisis de las señales pues las mediciones fueron realizadas anteriormente. Este trabajo de análisis ha constado de las siguientes fases:

- Clasificación de las medidas:

En un principio hubo que organizar y ordenar los ficheros resultantes de las mediciones en el motor. Originalmente estos ficheros estaban ordenados en bruto y por fecha de captura, lo que dificultaba su acceso y consulta. El trabajo de clasificación, al contrario de lo que pueda parecer, fue largo y laborioso. Una vez clasificados se buscó y seleccionó los ficheros que posteriormente fueron analizados. Estos ficheros se seleccionaron en base al criterio de comparar condiciones de trabajo equivalentes. Es decir, que el motor estuviera en las mismas condiciones de carga y régimen de giro. Así como en las mismas condiciones de medición (mismos sensores en las mismas posiciones).

- Tratamiento de la señal:

Una vez organizados y seleccionados los ficheros que iban a ser analizados, hubo que prepararlos para su posterior visualización. A las señales medidas hubo que aplicarles un tratamiento a través del programa “Visualización y Análisis de Señales en MACI”. A las señales se les aplicó un tratamiento frecuencial específico para cada señal que se especifica en el anexo 4.

- Visualización de la señal:

Una vez tratada la señal ya está lista para su visualización mediante el programa “Visualización y Análisis de Señales en MACI”. Las graficas analizadas consisten en:



- Presión del cilindro vs posición angular del cigüeñal.
- Vibración vs posición angular del cigüeñal.
- Ultrasonido vs posición angular del cigüeñal.

Las gráficas de las señales que se analizan visualmente son un promediado de todos los ciclos. El promedio elegido para el análisis de la señal fue el valor eficaz, por estar relacionado más directamente con la energía de la vibración en cada instante. El objetivo de esta fase consiste en la comparación de las señales del motor funcionando correctamente y funcionando con un fallo provocado, para detectar, por inspección directa de la señal en el dominio temporal, patrones de dicho fallo.

- Búsqueda de indicadores

Tras haber sacado unas conclusiones de la comparación de las señales del motor, se procedió a buscar ciertos indicadores que sirvieran para demostrar numéricamente aquellos patrones que se habían observado visualmente.

Por último, hacer saber que este proyecto surge de una línea de investigación ya creada por el Laboratorio de Motores de la Universidad de Zaragoza, que debe ser continuada estableciendo un método sólido de análisis de vibraciones y ultrasonidos en MACI.

2. Justificación

Una vez presentado los objetivos y el alcance del proyecto es necesario justificar la importancia del análisis de vibraciones y ultrasonidos como herramienta para el mantenimiento predictivo de motores alternativos de combustión interna. En la actualidad el análisis de vibraciones supone la principal herramienta de análisis predictivo en máquinas rotativas, lo que cubre gran parte de la industria. Estas técnicas de análisis de vibraciones se basan en el estudio de la señal de vibración en el dominio frecuencial, ya que en nivel de vibración de las máquinas rotativas en buen estado es muy bajo, lo que hace que un aumento de la amplitud en una frecuencia concreta pueda ser detectado fácilmente. Sin embargo un MACI presenta niveles altos de vibración aun funcionando en buen estado, lo que hace que resulte complejo este tipo de análisis y es por esto que el análisis de vibraciones clásico ha tenido relativamente poca utilización en el campo de los MACI.

Sin embargo muchos problemas de los MACI pueden ser detectados por un análisis de vibraciones en el dominio temporal, como por ejemplo problemas con el ajuste de apertura/cierre de válvulas, problemas de encendido o rayado del cilindro [1]. El coste inicial es similar al de un equipo de análisis de vibraciones en máquinas rotativas, aunque superior al incorporar también un sensor de ultrasonidos, con su respectivo acondicionador de la señal. El ahorro de costes potencial, al igual que en el análisis de máquinas rotativas, es elevado, evitando paradas no previstas y pudiendo planificar el mantenimiento.

3. Vibraciones y ultrasonidos en MACI

Para empezar conviene dar una breve definición de lo que son vibraciones y ultrasonidos



- Vibración: Se trata un movimiento oscilatorio de pequeña amplitud de las partículas de elemento en torno a una posición de equilibrio que se toma como referencia. El transductor que va a transformar la vibración en una señal eléctrica que se pueda medir y analizar es el acelerómetro.

- Ultrasonido: El ultrasonido es una onda acústica cuya frecuencia se considera, en el ámbito del análisis de ultrasonidos, por encima de unos 12 kHz. Dicha onda es elástica y es generada por la rápida liberación de energía en la fuente causante de la emisión acústica.

Hay muchas fuentes de vibraciones y ruido ultrasónico en los MACI. Las fuerzas de inercia alternativas causan vibraciones, los componentes en rotación también causan vibraciones. Además de, por ejemplo, los impactos mecánicos y los flujos de gas. Todas estas señales pueden ser medidas y analizadas.

Las principales fuentes de vibraciones y ruido ultrasónico en un MACI son:

- Impactos mecánicos tales como:

- Apertura cierre de válvulas

El sistema mecánico de distribución abriendo y cerrando las válvulas causa impactos. El más importante es el impacto que se produce cuando la válvula cierra y golpea en su asiento. Aunque también existen impactos en la apertura de la válvula, estos son de mucha menor amplitud. En la figura 3.1 se muestra una señal de ultrasonidos del impacto de la válvula de admisión cerrando en el motor analizado.

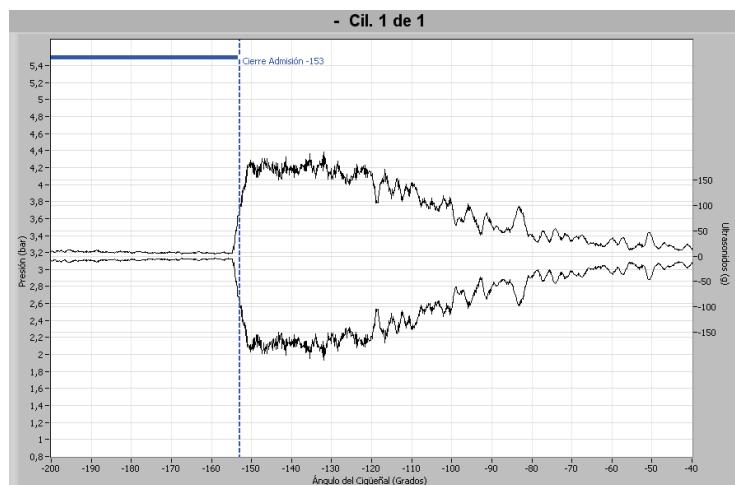


Figura 3.1: Cierre válvula admisión, ultrasonidos. 2400 rpm 80% carga.

- Impactos debidos a holguras

Las holguras son necesarias en un motor para su correcto funcionamiento con un buen rendimiento. Sin embargo son causa de impactos mecánicos, por ejemplo el que se produce entre el casquillo de la biela y el bulón del pistón. Otro impacto importante debido a holguras es el piston slap que se produce entre el cilindro y el pistón.



- Flujos de gas, tales como:
 - Salida de los gases de escape

Cuando la válvula de escape abre, la diferencia de presión entre el cilindro y el conducto de escape hace que se produzca la salida espontánea de los gases de escape. Dicho flujo de gases crea un efecto de silbido de alta frecuencia que es detectado por el sensor de ultrasonidos. En la figura 3.2 se muestra una señal de ultrasonidos de la apertura de la válvula de escape en el motor analizado.

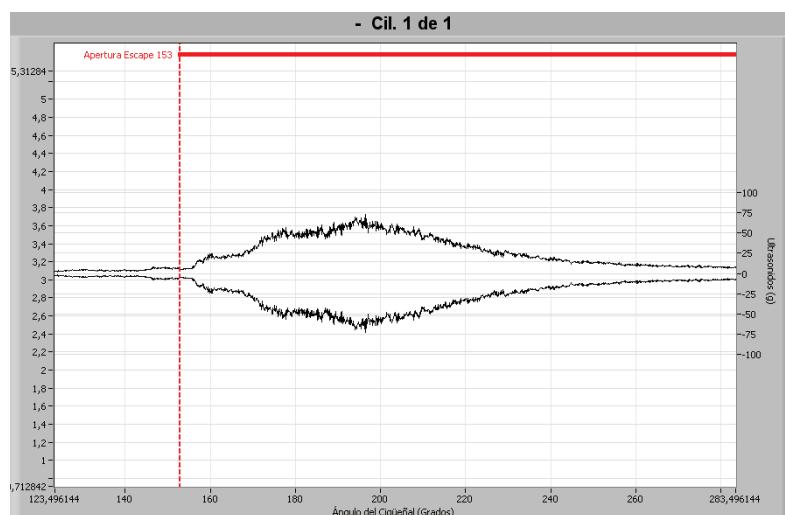


Figura 3.2: Apertura válvula escape, ultrasonidos. 2400 rpm 80% carga.

- Fugas

Las fugas producen un fenómeno similar al de los gases de escape y se pueden producir a través de los anillos del pistón o a través de las válvulas.

- Rugosidad mecánica

El deslizamiento entre dos elementos siempre es causa de vibración debido a la rugosidad mecánica. Un ejemplo es el deslizamiento entre el pistón y el cilindro.

- Combustión

Durante la combustión se produce la expansión de la mezcla lo que produce fuerzas sobre los elementos que la contienen induciendo vibraciones y emisiones acústicas que son reconocibles en un análisis.

Los eventos del motor que producen señales de vibración o ultrasonidos ocurren típicamente una vez por ciclo mecánico. Son caracterizados por ciertas formas o patrones [1] que se pueden ver en la figura 3.3. En ella se ve un ciclo completo de un motor de cuatro tiempos (como el motor analizado), en el que están señalados los puntos muertos. Dichos patrones ayudan en la identificación de los distintos eventos que se producen en un MACI.

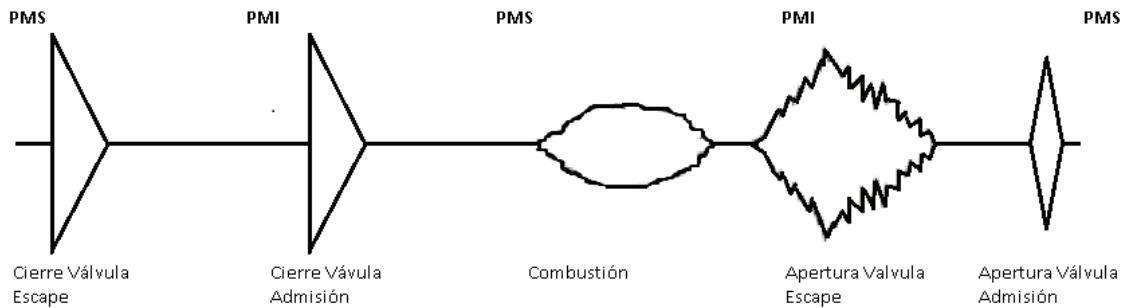


Figura 3.3: Patrones típicos de vibración en MACI.

En la figura 3.4 se muestra una de las graficas de las señales del motor estudiado analizadas. En ella se muestran las señales de ultrasonidos, vibraciones y presión en función del ángulo del cigüeñal.

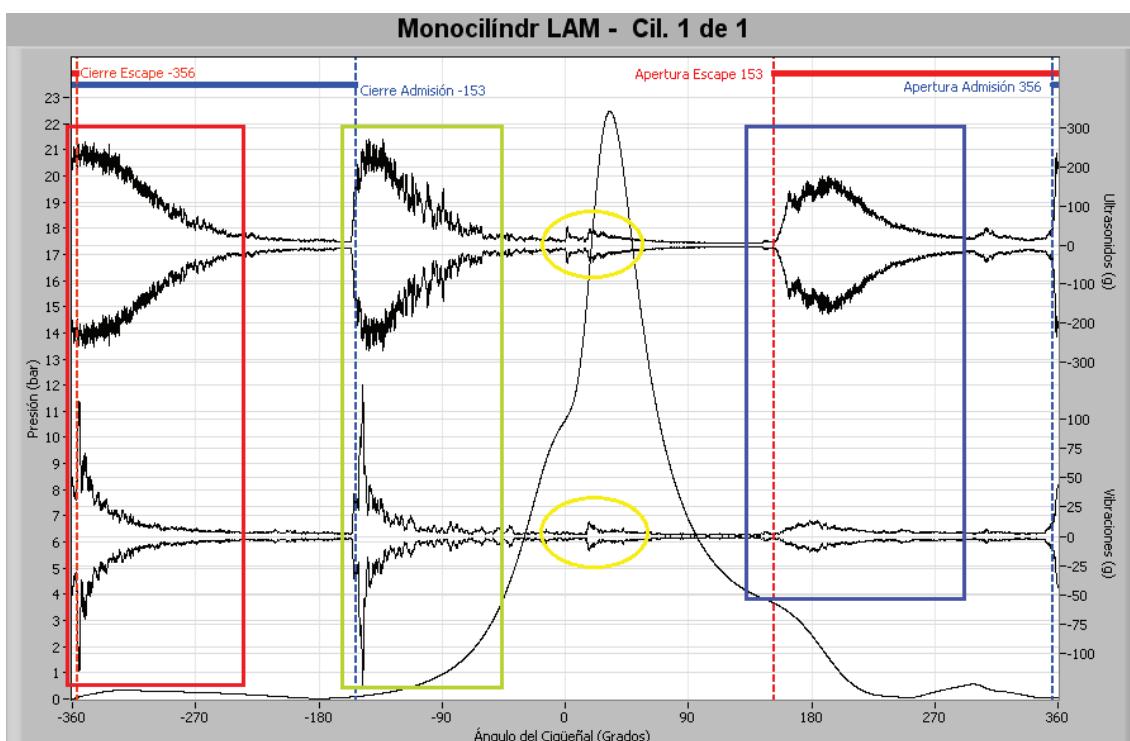


Figura 3.4: Gráfica de vibraciones y ultrasonidos del motor estudiado. 2400 rpm, carga 100%.

Gracias a los patrones de la figura 3.3 se puede reconocer en la figura 3.4: el cierre de la válvula de escape (señalado con un rectángulo rojo), el cierre de la válvula de admisión (señalado con un rectángulo verde), las fuerzas de combustión (recalcadas con elipses amarillas) y la apertura de la válvula de escape (señalada con un rectángulo azul).

Simultáneamente a las fuerzas de combustión ocurren otros fenómenos como piston slap o impacto debido a la holgura en el casquillo de la biela que por esto son más difíciles de identificar.



4. Cadena de medida

La cadena de medida utilizada durante las pruebas en el banco de ensayo consta de los siguientes elementos:

- Transductores
- Acondicionadores de la señal
- Tarjeta electrónica de adquisición de datos
- Encoder óptico
- Software de adquisición de datos

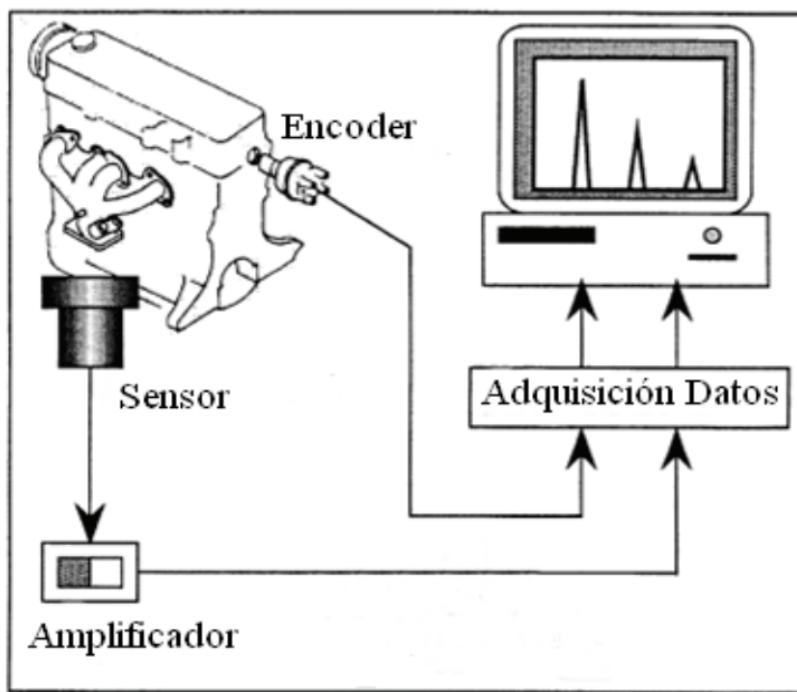


Figura 4.1: Esquema de la cadena de medida

- **Transductores**

Convierten las magnitudes físicas que se desean medir en una señal eléctrica. Los transductores usados son acelerómetros para medir vibraciones y sensor de emisión acústica para medir ultrasonidos.

Los sensores de vibración y ultrasonidos fueron colocados en distintas localizaciones del motor en función del tipo de fallo que se provoque. Se debe colocar el sensor lo más próximo posible a la fuente de emisión de la señal de vibraciones ó de emisión acústica [2]. Las distintas localizaciones se detallan en el anexo 4.

El método de sujeción de los sensores al mediante vástago roscado debido a que es la forma que mayor rango frecuencial permite medir, frente a otros métodos como adhesivo o imán. Para esto hubo que mecanizar el motor y fabricar unas bases para los sensores.



- **Acondicionadores de la señal**

Normalmente las señales generadas por los transductores no tienen el nivel suficiente para poder ser usadas en los equipos de medición, análisis y visualización de la señal. Por eso hay que poner un sistema de adaptación (preamplificadores o acondicionadores de la señal). Estos equipos de encargan de generar una señal apta para ser introducida en el sistema de medida.

- **Tarjeta de adquisición de datos**

La señal analógica que envía el acelerómetro (previamente amplificada), debe ser transformada en una señal discretizada. Lo que se obtiene es una señal digital que puede ser almacenada y tratada en un computador. De esto se encarga la tarjeta de adquisición de datos. En la figura 4.2 se tiene una señal analógica (arriba), discretizada (en medio) y posteriormente reconstruida digitalmente (abajo).

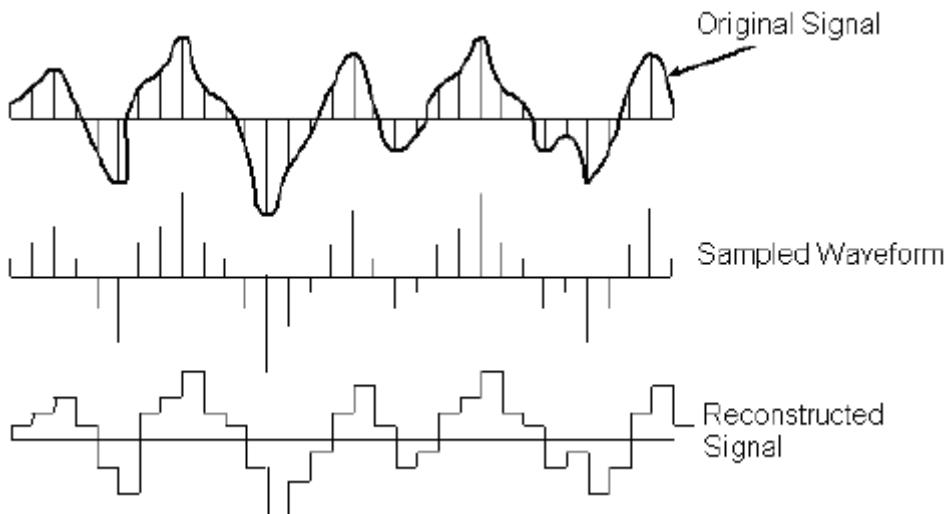


Figura 4.2: Conversión de una señal analógica en una señal digital

La frecuencia de muestreo en la toma de medidas fue de 125 KHz, por lo que debido al teorema de Nyquist se conoce que la frecuencia máxima que se podrá captar será de 62,5 KHz. [12]

- **Encoder óptico**

Se encuentra en el motor y da una señal que sirve como referencia de la posición del cigüeñal, así podemos conocer en qué ángulo se encuentra en cada instante. El encoder está programado para que de un pulso cada vez que el pistón pase por el PMS. Posteriormente gracias a la señal del encoder se podrán separar las señales de vibraciones y ultrasonidos por ciclos.



5. Fallos inducidos al motor

Las ventajas de utilizar este método experimental son la desaparición de los errores de usar un modelo físico, además de la posibilidad de repetir las pruebas y ensayos tantas veces como sea necesario hasta poder validar la consistencia de los resultados. Por otra parte, al trabajar en un banco de ensayo se tiene un fácil acceso al motor para poder practicarle fallos y controlar sus parámetros. Por último, un banco de ensayo da seguridad en caso de que uno de los fallos provocara una avería catastrófica. [2]

Se pueden provocar muchos tipos de fallos, pero los que se van a efectuar serán fallos que no causen daños al motor. A continuación se muestran los distintos fallos inducidos al motor con una breve explicación del fallo y los resultados de análisis de la señal.

- **Variación de la holgura de taqués**

Los taqués son unos empujadores que transmiten el movimiento vertical a las válvulas y elimina el horizontal. El taqué del motor es mecánico, esto quiere decir que necesita un juego u holgura que permita la dilatación térmica de los elementos de distribución cuando el motor esté en funcionamiento.

- **Variación del encendido**

El motor lleva un encendido electrónico, con el que podremos controlar exactamente los grados que adelantamos o retrasamos el encendido. Esto tendrá consecuencias directas en el proceso de combustión. El encendido normal en el motor de estudio se encuentra 12° antes del PMS.

- **Segundo segmento quitado**

Se ha eliminado uno de los segmentos para observar el fenómeno de “blow-by” (fugas de la cámara de combustión a través de los segmentos). Al eliminar uno de los segmentos que impiden el paso de los gases de combustión hacia el cárter se producirán fugas que se espera que sean detectadas por el análisis de vibraciones y ultrasonidos.

- **Holgura excesiva del casquillo de la biela**

El pistón transmite los esfuerzos y el movimiento a la biela a través de un bulón. Dicho bulón no está directamente conectado a la biela sino que entre ambos existen un casquillo que facilita el giro del pie de la biela con respecto al pistón (ver anexo 1).

6. Resultados del análisis e indicadores

En este apartado se van a exponer los resultados del análisis de la señal y los distintos indicadores que se han ido utilizando. En el anexo 5 se encuentran explicados en profundidad los distintos indicadores y en el anexo 6 los resultados completos del análisis.



6.1 Variación de la holgura de taqués

- En caso de holgura insuficiente de taqués, el cierre de las válvulas ocurre mas tarde y la fuerza del impacto de la válvula en su asiento disminuye. En la figura 6.1.1 se representa el cierre de la admisión en la grafica de ultrasonidos para un caso del motor funcionando correctamente con la holgura de diseño de 0,15 mm (izquierda) y para una holgura de 0 mm (derecha).

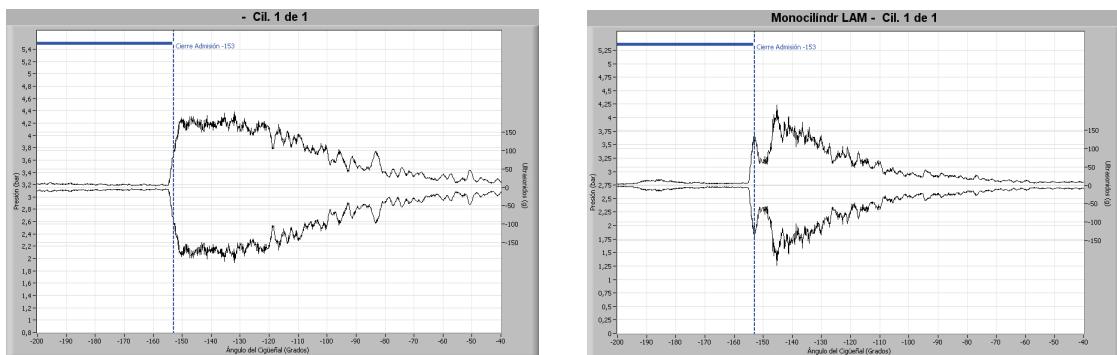


Figura 6.1.1: Cierre de la admisión, ultrasonidos. Holgura de taqués 0,15 mm y 0 mm. 2400 rpm, carga 80%.

En el caso de holgura excesiva de taqués, el cierre de las válvulas ocurre antes y la fuerza del impacto de la válvula en su asiento aumenta. En la figura 6.1.2 se representa el cierre de la admisión en la grafica de ultrasonidos para un caso del motor funcionando correctamente con la holgura de diseño de 0,15 mm (izquierda) y para una holgura de 0,5 mm (derecha).

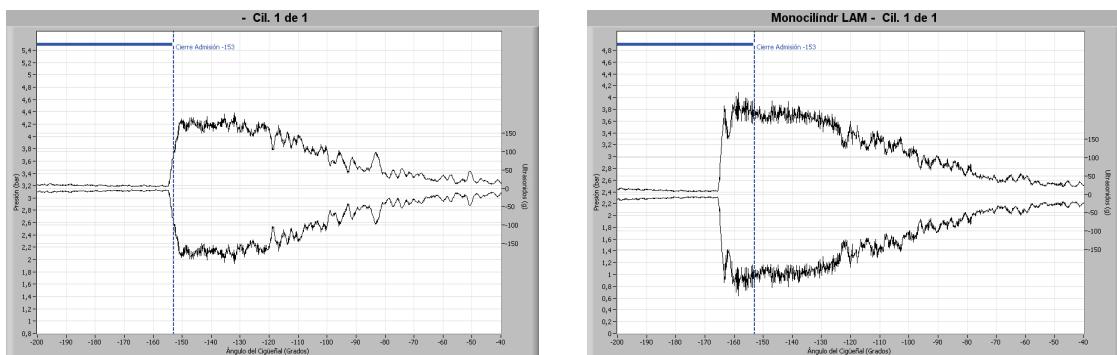


Figura 6.1.2: Cierre de la admisión, ultrasonidos. Holgura de taqués 0,15 mm y 0,5 mm. 2400 rpm, carga 80%.

Tal y como se define en el anexo 5, se utilizó el ángulo del cierre de la admisión como indicador de la variabilidad en el momento del cierre de las válvulas. En la figura 6.1.3 se muestra dicho ángulo en función de la holgura de taqués. Se puede ver como se adelanta el cierre de la válvula al aumentar la holgura de taqué.

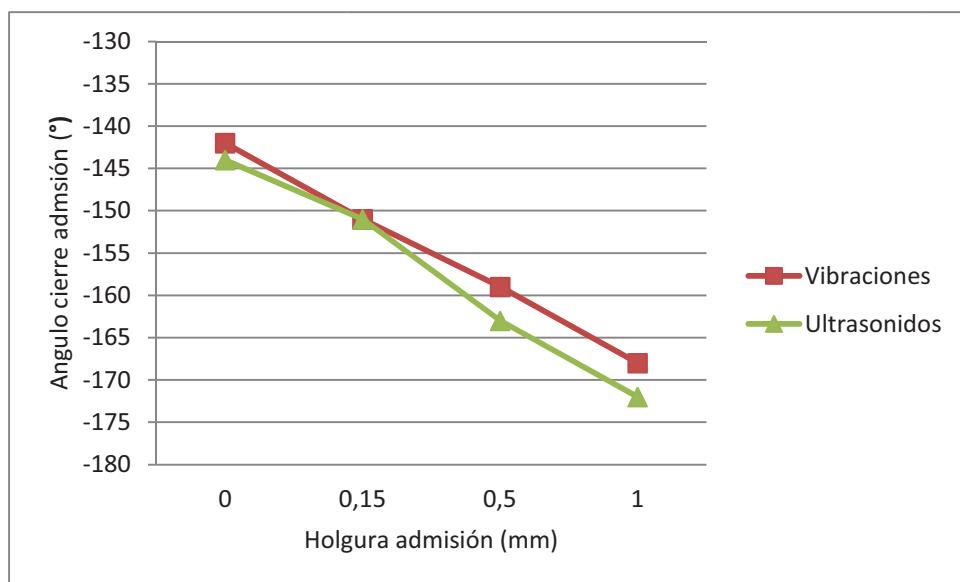


Figura 6.1.3: Ángulo del cierre de la admisión. 2400 rpm, carga 80%.

Para medir la fuerza del impacto del cierre de válvulas se usó la amplitud máxima y la integral definida del cierre de la admisión tanto en vibraciones como en ultrasonidos. En la figura 6.1.4 se representa la integral definida en el cierre de la admisión para vibraciones en función de la holgura de taqués. Se deduce de la imagen que el impacto del cierre de la válvula es mayor al aumentar la holgura de taqués

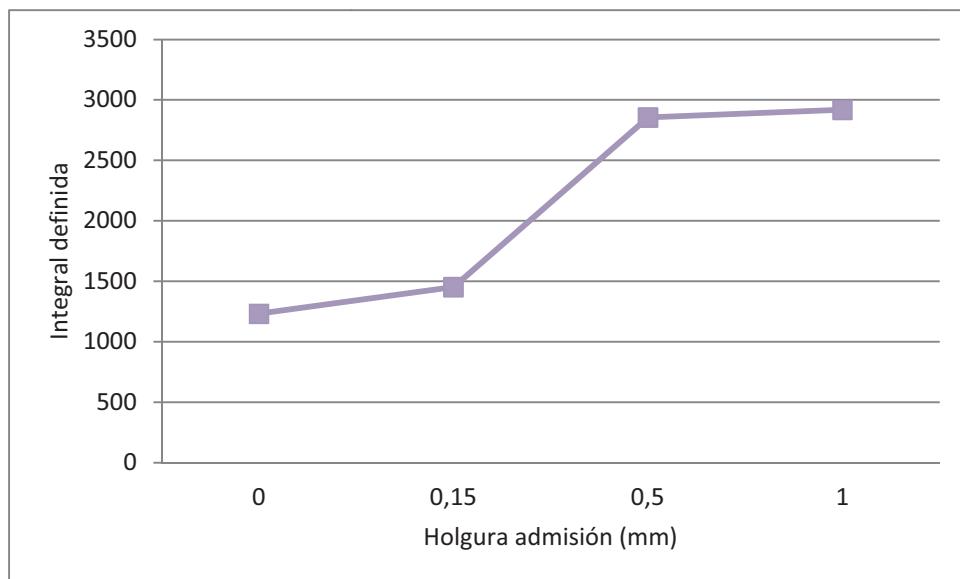


Figura 6.1.4: Integral definida de la vibración en el cierre de la admisión. 2400 rpm, carga 80%.

- En el caso de holgura insuficiente de taqués, la apertura de las válvulas se adelanta. Para el caso de holgura excesiva se esperaba que la apertura se retrase (ver anexo 1) y sin embargo no se ha podido observar este fenómeno. Para evaluar esto se utilizó el ángulo de apertura de la válvula de escape como indicador. La figura 6.1.5 muestra la apertura de la válvula de escape para un caso del motor funcionando correctamente (izquierda) y con una holgura de -0,025 mm (derecha).

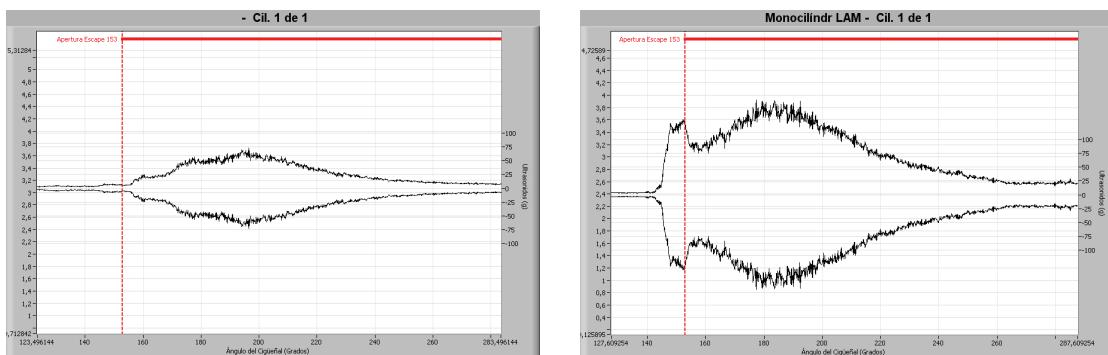


Figura 6.1.5: Apertura del escape, ultrasonidos. Holgura de taqués 0,15 mm y -0,025 mm. 2400 rpm, carga 80%.

- La amplitud de la nube de flujo de gas que se produce en la apertura de la válvula de escape aumenta al disminuir la holgura de taqués, especialmente cuando la holgura es negativa (lo que se conoce como válvula pisada). Mediante la integral definida para la apertura del escape en ultrasonidos se evaluó este fenómeno. En la figura 6.1.5 se puede observar este aumento.
- En la apertura de la válvula de escape se producen unas vibraciones que son consecuencia de impactos debidos a la holgura de taqués. Dichas vibraciones son mayores al aumentar la holgura de taqués. El indicador que se usó para medir estas vibraciones fue la integral definida para la apertura del escape en vibraciones. En la figura 6.1.6 se representa esta integral en función de la holgura de taqués.



Figura 6.1.6: Integral definida de la vibración en la apertura del escape. 2400 rpm , carga 80%.

6.2 Variación del encendido

- Al avanzar el encendido las fuerzas de combustión aumentan y se alejan al PMS. En el caso de retrasar el encendido ocurre lo contrario. Para medir las fuerzas de combustión se ha usado como indicador la integral definida en la zona de combustión. En la figura 6.2.1 se representa dicha integral en función de la posición del encendido.

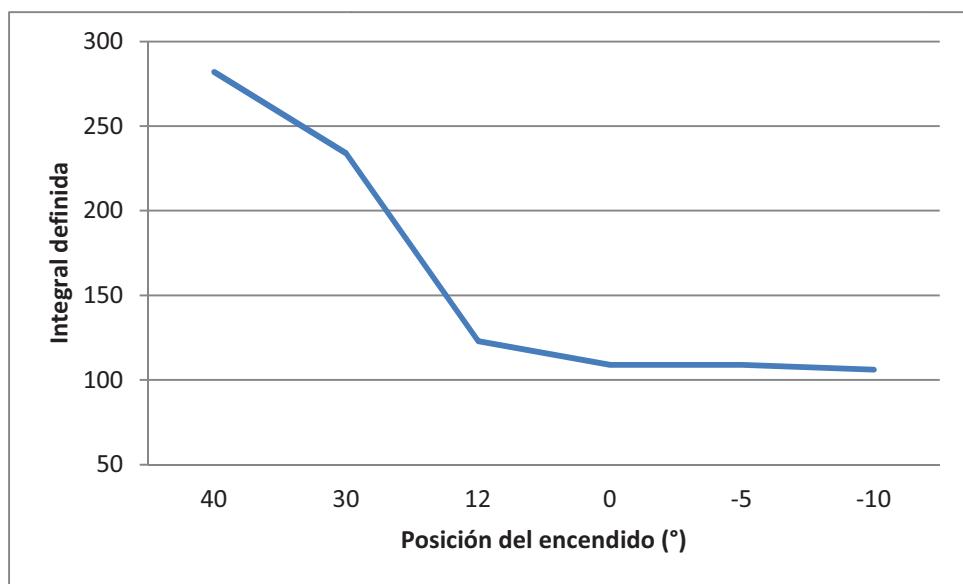


Figura 6.2.1: Integral definida en la zona de combustión. Vibraciones. 2400 rpm, carga 100%.

De la figura 6.2.1 se deduce que retrasar en encendido más allá del PMS (0°), no afecta prácticamente a las fuerzas de combustión.

- La variación del encendido también repercute en la presión. Al existir un avance mayor, se alcanza una presión máxima mayor y más cercana al PMS. La figura 6.2.3 se muestra la presión máxima y el ángulo a la que se produce en función del avance.

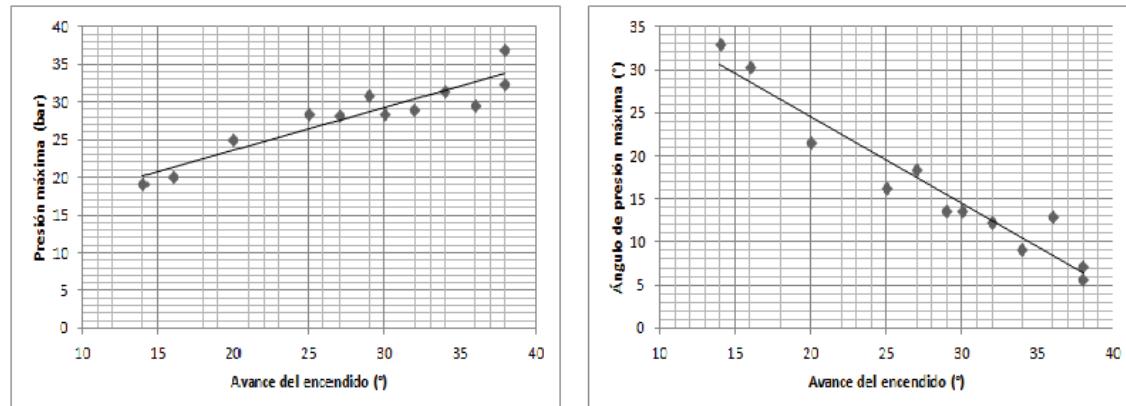


Figura 6.2.3: Presión máxima y ángulo a la que se produce en función del avance. 2400 rpm, carga 40-50%.

6.3 Segmento quitado

- Se observa un aumento del piston slap, detectable en la grafica de vibraciones. Esto se evaluó mediante la integral definida en la zona de combustión en vibraciones, que aumentaba su valor al retirar el segundo segmento.
- Se detectó un aumento de las fuerzas de combustión en ultrasonidos al mismo tiempo que estas tomaban la forma del patrón típico de flujo de gas. Esto se interpreta como indicios de que están produciéndose fugas a través de los anillos. El aumento de las fuerzas de combustión en ultrasonidos se evaluó mediante la integral definida en la zona de combustión en ultrasonidos. En la figura 6.3.1 se muestra las graficas de

ultrasonidos para un caso del motor funcionando correctamente (izquierdo) y del motor con el segmento retirado (derecha).

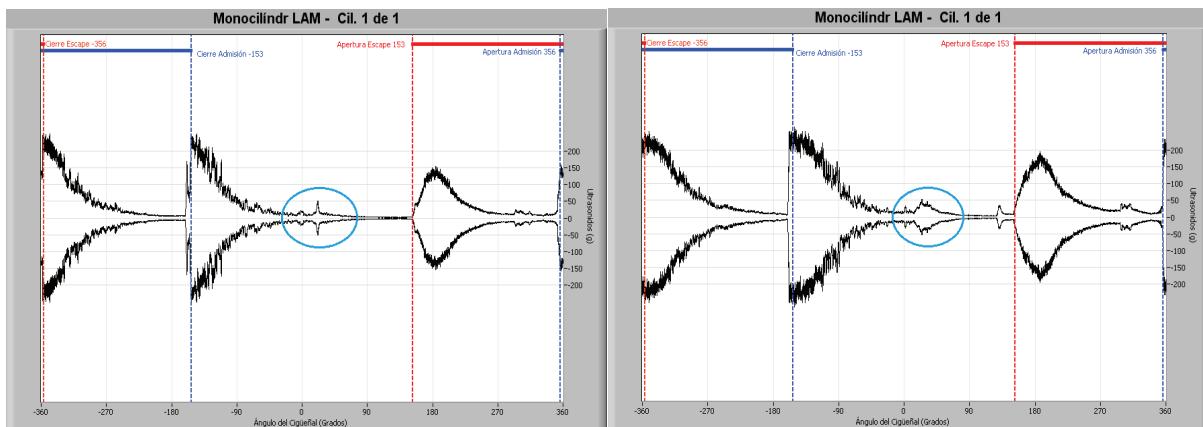


Figura 6.3.1: Motor funcionando correctamente (izq.) y con el segmento retirado (der.). Ultrasonidos. 2400 rpm, carga 40% y 60%.

6.4 Holgura en el casquillo de la biela

No se han encontrado cambios significativos en las señales analizadas que evidencien este tipo de fallo.

7. Conclusiones

En primer lugar este proyecto permite valorar la importancia del análisis de vibraciones y ultrasonidos como herramienta para el mantenimiento predictivo de MACI. Con un mantenimiento predictivo bien realizado los elementos son reparados o sustituidos en el momento oportuno, aprovechando su vida útil al máximo pero antes de que falle y provoque una parada no planificada. Además el análisis de vibraciones y ultrasonidos en MACI permite detectar defectos incipientes sin necesidad de parar ni desmontar el motor.

A la vista de las conclusiones del análisis de la señal expuestas en el anexo 6, el método de análisis de vibraciones y ultrasonidos en MACI desarrollado en este proyecto da resultados positivos puesto que ha servido para identificar todos los fallos provocados al motor a excepción de la holgura en el casquillo de la biela.

Finalmente, a nivel personal del autor, cabe resaltar la ampliación de conocimientos y el interés despertado por, una parte, los motores alternativos de combustión alterna y también por el mantenimiento predictivo, especialmente el análisis de vibraciones. Si bien es cierto que el proyecto se centra en los MACI, el campo de aplicación del análisis de vibraciones y ultrasonidos abarca cualquier tipo de máquina. A un nivel más personal, la realización de este proyecto ha supuesto tener que aprender a buscar información de forma selectiva, a mejorar la capacidad de redacción y de organización y, tras un año realizando el presente proyecto, a hacer frente a un esfuerzo cuya recompensa no se obtiene a corto plazo.



8. Bibliografía

- [1] Manual técnico, Diesel Engine Analysis Guide, Electric Power Research Institute (NMAC), 1997.
- [2] Carmen Ripalda, Diagnóstico de fallos en motores alternativos de combustión interna mediante análisis de vibraciones y ultrasonidos, Universidad de Zaragoza, sin publicación.
- [3] M. Muñoz, F. Payri, Motores de combustión interna alternativos Sección de publicaciones de la E.T.S. de Ingenieros Industriales (Universidad Politécnica de Madrid), 1989.
- [4] Pedro V. Arnal Atares, Antonio Laguna Blanca, Tractores y motores agrícolas, Ediciones Mundi Prensa, 1996.
- [5] Luis Soldevilla, Apuntes de Cinemática y Dinámica de Maquinas, Universidad de Zaragoza, sin publicación.
- [6] Jean Louis Ligier y Elian Baron, Acyclisme et Vibrations, Editions TECHNIP, 2002
- [7] A-MAQ S.A. (ANÁLISIS DE MAQUINARIA). Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico. 2005.
- [8] Paul A. TIPLER y Gene MOSCA, Física para la ciencia y la tecnología, Editorial Reverté
- [9] Glenn White. Introduction to Machine Vibration. DLI Enginnering Corporation, 1997.
- [10] Evelio Palomino Marín, La medición y el análisis de vibraciones en el diagnóstico de maquinas rotatorias, Centro de estudios Innovación y Mantenimiento, 1997.
- [11] Antonio Ordóñez Guerrero, Introducción al mantenimiento predictivo, Universidad de Sevilla
- [12] Javier Abad, Apuntes de Vibraciones Mecánicas, Universidad de Zaragoza, sin publicación.
- [13] Margarita Piedra Diaz y Raul Armas Cardona, Las vibraciones mecánicas y su aplicación al mantenimiento predictivo.
- [14] Manés Fernández Cabanas y Manuel García Melero, Técnicas para el mantenimiento y diagnóstico de máquinas eléctricas rotativas, Editorial Marcombo S.A., 2000.
- [15] Franco Irene, Mantenimiento Predictivo, Escuela De Mantenimiento Industrial de la Universidad Gran Mariscal De Ayacucho, 2004.
- [16] Eduardo Abian Serrano, Análisis de medidas de vibraciones y ultrasonidos en motores alternativos de combustión interna, Centro Politécnico Superior de Ingenieros de la Universidad de Zaragoza, 2008.

Anexo 1: El motor alternativo de combustión interna (MACI)

1. Introducción	1.2
2. Estructura y componentes	1.3
2.1 Elementos móviles	1.3
2.1.1 Pistón.....	1.3
2.1.2 Biela.....	1.3
2.1.3 Cigüeñal.....	1.4
2.1.4 Segmentos.....	1.5
2.1.5 Sistema de distribución.....	1.5
2.2 Elementos fijos	1.6
2.2.1 Cilindro	1.6
2.2.2 Bloque motor	1.6
2.2.3 Culata	1.7
2.2.4 Cárter.....	1.7
3. Cinética y dinámica de los motores alternativos	1.7
3.1 Cinemática del biela- manivela	1.7
3.1.1 Desplazamientos	1.8
3.1.2 Velocidades	1.9
3.1.3 Aceleraciones	1.10
3.2 Dinámica del motor.....	1.11
3.2.1 Fuerzas debidas a la presión de los gases	1.11
3.2.2 Fuerzas de inercia.....	1.15
3.2.3 Efectos combinados de las fuerzas de presión y las fuerzas de inercia	1.18
3.2.4 Par motor	1.19



1. Introducción

Un motor de combustión interna es una máquina térmica que transforma la energía de un fluido en un trabajo mecánico. El motor aprovecha la energía química del fluido combustible quemándolo en el interior de la cámara de combustión, así que dicha combustión se produce en el interior de la máquina en sí misma.

En un motor alternativo de combustión interna los gases resultantes del proceso de combustión empujan un embolo o pistón, desplazándolo en el interior de un cilindro y haciendo girar un cigüeñal, obteniendo finalmente un movimiento de rotación. El mecanismo que transforma el movimiento alternativo del pistón en un movimiento rotativo se conoce como biela-manivela.

Los MACI se pueden clasificar de dos maneras distintas [3]:

- Según la forma de provocar el encendido de la mezcla aire-combustible:
 - Mediante encendido provocado: Son los de ciclo Otto o de gasolina.
 - Mediante encendido por compresión: Son los de ciclo Diésel.
- Según el sistema de renovación de la carga:
 - Ciclo de cuatro tiempos (4T): El ciclo de trabajo se completa en cuatro carreras del émbolo y dos vueltas del cigüeñal. En estos motores, la renovación de la carga se controla mediante la apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape.
 - Ciclo de dos tiempos (2T): El ciclo de trabajo se completa en dos carreras del émbolo y una vuelta del cigüeñal. La renovación de la carga se logra por *barrido*, al desplazar la nueva mezcla los gases de la combustión previa, sin la necesidad de válvulas, (en los diesel lleva de escape) ya que es ahora el propio émbolo el que con su movimiento descubre las lumbreras de admisión y escape (sólo ciclo Otto) regulando el proceso.

Los MACI son los motores más utilizados para vehículos terrestres. También se usan grandes motores diesel en la propulsión marítima y en los albores de la aviación, aunque con el paso de los años se han sustituido por turbinas.

En aplicaciones industriales se emplean mayoritariamente grandes motores de encendido por chispa de dos tiempos, en campos como la cogeneración y la producción de energía eléctrica. En este tipo de aplicaciones resulta interesante realizar estudios sobre el diagnóstico prematuro de fallos para evitar fallos catastróficos, que causen la parada de la planta industrial, o optimizar el mantenimiento.



2. Estructura y componentes

En este apartado se van a explicar los distintos elementos que componen de forma general y simplificada un motor, centrándonos especialmente en aquellos que tienen más importancia mecánica y más relación con la generación de vibraciones. Los componentes del motor se dividen en

- Componentes móviles
- Componentes fijos

2.1 Elementos móviles

2.1.1 Pistón

El pistón es un émbolo que se desliza por el interior del cilindro realizando un movimiento alternativo, obligando al fluido que ocupa el cilindro a modificar su presión y volumen o transformando en movimiento el cambio de presión del fluido.

A través de la biela y el cigüeñal transforma su movimiento alternativo en rotación del cigüeñal.

El pistón tiene que soportar grandes temperaturas y presiones debido a la combustión de los gases. Además está sometido a una fuerza lateral cíclica derivada de la combustión. Debido a estas solicitudes el pistón debe ser robusto, ligero, resistente al desgaste y a las altas temperaturas, con bajo coeficiente de dilatación y gran conductividad térmica. El material más elegido para la fabricación de pistones es el aluminio y suelen tilizarse aleantes como: cobre, silicio, magnesio y manganeso entre otros.

2.1.2 Biela

Es el elemento que sirve de unión y transmite los esfuerzos entre el pistón y el cigüeñal. La biela está sometida a esfuerzos de tracción/compresión y pandeo.

La biela se divide en tres partes: pie, cuerpo y cabeza. En la figura 2.1.2.1 se pueden distinguir estas tres partes. [4]

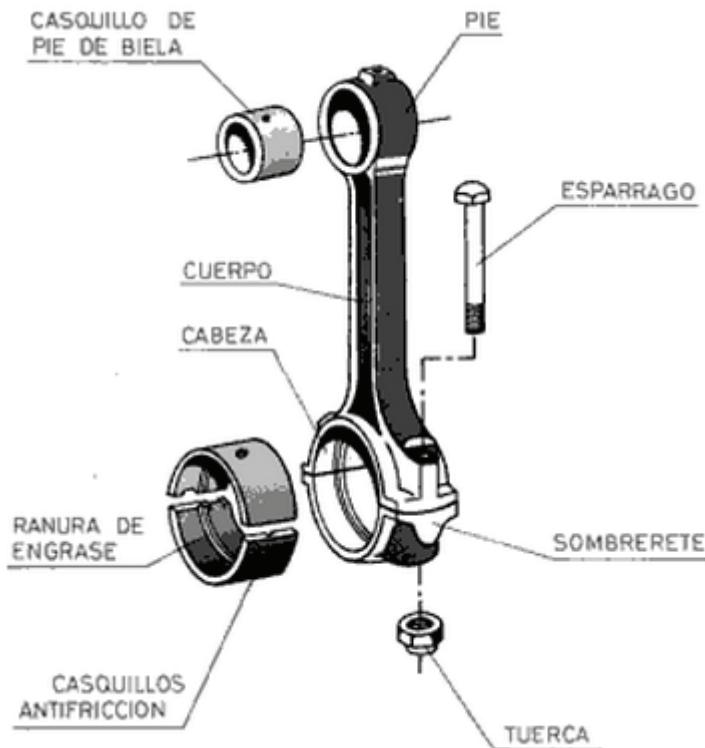


Figura 2.1.2.1: Partes de una biela.

- Pie: Es la parte con el agujero de menor diámetro y en la que se introduce el casquillo a presión, en el que luego se inserta el bulón, un cilindro metálico que une la biela con el pistón. Entre el casquillo y el bulón existe una holgura que produce impactos y vibraciones que se comentaran en el anexo 3. Dicha holgura también será objeto de estudio, mecanizando el casquillo para tener una holgura mayor y estudiar sus consecuencias, esto se verá en el anexo 4 y el anexo 6.
- Cuerpo: Es la parte central que une el pie con la cabeza. Está sometido a esfuerzos de tracción-compresión en su eje longitudinal y suele estar aligerado.
- Cabeza: es la parte con el agujero de mayor diámetro, y se suele componer de dos mitades, una solidaria al cuerpo y una segunda denominada sombrerete, que se une a la primera mediante tornillos. Entre estas dos mitades se aloja un casquillo, cojinete o rodamiento que abraza a la muñequilla en el cigüeñal. Entre ambas partes se colocan los casquillos antifricción los cuales sirven para evitar el desgaste prematuro de las superficies en contacto. [4]

2.1.3 Cigüeñal

Es el elemento que junto a la biela y el cigüeñal transforman el movimiento alternativo del pistón en un movimiento rotativo, transmitiendo el giro y el momento motriz a los demás elementos de transmisión a los que esté conectado el motor. Consiste en un eje acodado, con codos y contrapesos que descansa en los apoyos del bloque motor. Conecta a la biela a través de la muñequilla la cual transmite los esfuerzos de los gases de combustión generando el par motor.

El cigüeñal está sometido a esfuerzos de flexión, cortantes y par torsor.



2.1.4 Segmentos

Los segmentos son unos aros de metal elásticos y abiertos que están alojados en la parte superior del pistón a través de unas ranuras que están mecanizadas en este. Las funciones de los segmentos son:

- Asegurar la estanqueidad de la cámara de combustión.
- Evacuar calor del pistón hacia el cilindro.
- Asegurar la que el aceite no penetre en la cámara de combustión.

Existen dos tipos de segmentos [4]:

- Segmentos de estanqueidad o de compresión: Estos segmentos cumplen principalmente con las dos primeras funciones anteriormente comentadas. Son macizos y hacen el cierre hermético entre el pistón y las paredes interiores del cilindro. El primero de estos segmentos que soporta la combustión se conoce como segmento de fuego. Una de las averías provocadas al motor de estudio será retirar uno de estos segmentos como se verá en el anexo 4.
- Segmentos rascadores: Mal llamados segmentos de engrase, su función es eliminar el exceso de aceite que se deposita en las paredes del cilindro para que no llegue a la cámara de combustión. En el alojamiento del segmento rascador en el pistón se realiza un orificio pasante para que el aceite que se saca del cilindro vaya hacia adentro del pistón y luego se dirija hacia el bulón, para poder mantenerlo lubricado.

2.1.5 Sistema de distribución

Recibe el nombre de sistema de distribución al conjunto de elementos que se encargan de la apertura y cierre de las válvulas. Los elementos más importantes del sistema de distribución son:

- Válvulas

Las válvulas son las encargadas de abrir y cerrar los orificios de entrada de la mezcla (admisión) o salida de gases quemados (escape). La válvula se compone de cabeza y vástago. La cabeza tiene forma de seta y es la parte que abre o cierra los orificios de admisión o escape. El vástago es el que se desliza por el interior de una guía y recibirá en su extremo el impulso para abrir la válvula. Las válvulas deben tener buena resistencia a la fatiga y al desgaste y buena conductividad térmica.

Las válvulas se mantienen cerradas en su asiento mediante la acción de un resorte, que debe ser suficientemente fuerte y elástico para evitar rebotes.

La apertura y cierre de las válvulas produce una serie de impactos y vibraciones como se verá en el anexo 3 y en el anexo 6.



- Árbol de levas

El árbol de levas es un eje en el que se colocan una serie de levas que activan la apertura y cierre de las válvulas. El árbol de levas gira solidario al cigüeñal (2T) o a la mitad de velocidad del cigüeñal (4T). Esto se consigue mediante piñones, cadena dentada o cadena metálica.

- Taqués

Es un vástago de metal que está situado entre las válvulas y el árbol de levas o los elementos que las accionen (como un balancín). Se encargan de trasladar el movimiento de las levas hasta la válvula y eliminar el movimiento horizontal.

Los taques pueden ser hidráulicos o mecánicos. Los hidráulicos llenan su cavidad interna de aceite y así mantienen el contacto permanente con las válvulas durante todo el ciclo. Los mecánicos necesitan presentar cierta holgura, que se conoce como juego de taqués, para permitir cierta dilatación cuando el motor este en funcionamiento debido al calor y que la apertura y cierre de las válvulas sea la correcta. En el anexo 4 se verá que una de las averías provocadas al motor de estudio será actuar sobre el reglaje del juego de taqués, cuyas consecuencias se verán en el anexo 6.

2.2 Elementos fijos

2.2.1 Cilindro

En el interior del cilindro se desliza el pistón y se produce la combustión de la mezcla en la cámara formada por el propio cilindro, el pistón la culata y las válvulas. Puede ser parte del bloque motor o estar formado por una pieza diferente llamada camisa.

El movimiento del pistón en el interior del cilindro es fuente de vibraciones, debido a la fricción y a que también existen impactos entre ambos (piston slap). Todo esto se comentará en el anexo 3.

2.2.2 Bloque motor

El bloque motor tiene como función alojar los cilindros y los soportes de apoyo del cigüeñal y constituir el soporte estructural de todo el motor. En él van alojados muchos elementos del motor por lo que su rigidez es fundamental.

El motor está sujeto mediante tornillos a la culata. Ambos soportan esfuerzo de tracción surgidos por la combustión de los gases. Además debido al principio de funcionamiento del MACI transmiten fuerzas alternas a sus apoyos, debido a las masas en movimiento y al par motor variable. Esto se verá con detalle en el apartado de dinámica del motor.



2.2.3 Culata

Es la pieza que cierra superiormente el cilindro, conformando la cámara de combustión. Además sirve como alojamiento de elementos como las válvulas, elementos de encendido del motor, etc.

Va unida al bloque motor mediante la junta de la culata que permite una perfecta unión entre ambos asegurando la estanqueidad.

Debido a las condiciones de trabajo la culata debe presentar buena resistencia a la temperatura y buena conducción de calor.

2.2.4 Cárter

Es la pieza que cierra el bloque motor, de forma estanca, por la parte inferior. Cumple además con la misión de alojar el aceite de lubricación del motor.

3. Cinética y dinámica de los motores alternativos

3.1 Cinemática del biela- manivela

En un MACI el movimiento alternativo del pistón se transforma en un movimiento de rotación del cigüeñal a través del mecanismo biela-manivela. Este mecanismo se encuentra representado en la figura 1 y está constituido por la manivela OA, la biela AB y el pistón B. El punto O representa el eje de giro del cigüeñal perpendicular al plano formado por el mecanismo. La biela está articulada por su pie con el bulón del pistón (punto B) y por su cabeza por con la muñequilla del cigüeñal (punto A).

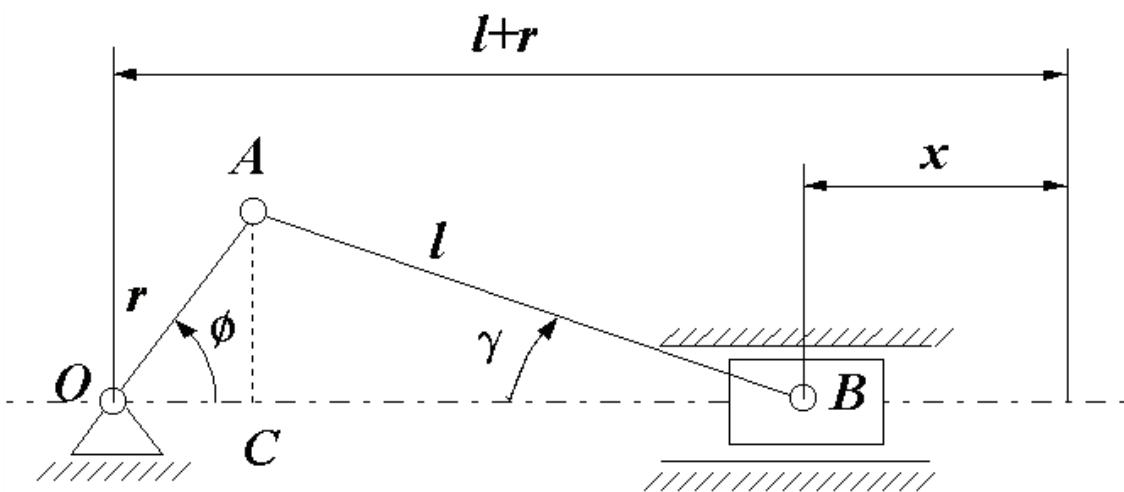


Figura 3.1.1: Mecanismo biela-manivela centrado.

El biela-manivela representado en la figura 3.1.1 se conoce como centrado porque el eje de translación del pistón pasa por el centro de giro de la manivela (punto O). Si esto no ocurriera se llamaría biela-manivela descentrado, este último surgió como solución para disminuir la fuerza lateral del pistón durante la carrera de trabajo y aumentarla durante la



carrera de compresión, disminuyendo de esta manera la fricción entre el pistón y la pared del cilindro.

En el análisis cinemático que se va a realizar se ha considerado el mecanismo biela-manivela centrado de la figura 3.1.1, moviéndose la manivela OA a velocidad angular constante.

3.1.1 Desplazamientos

De la figura 1 se puede obtener la posición del pistón en función del ángulo de la manivela:

$$x = (1 - \cos\Phi) + l - \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2\Phi}$$

La figura 3.1.1.1 muestra la representación gráfica de esta ecuación en unos ejes cartesianos, en abscisas se representa el ángulo del cigüeñal y en ordenadas el desplazamiento del pistón.

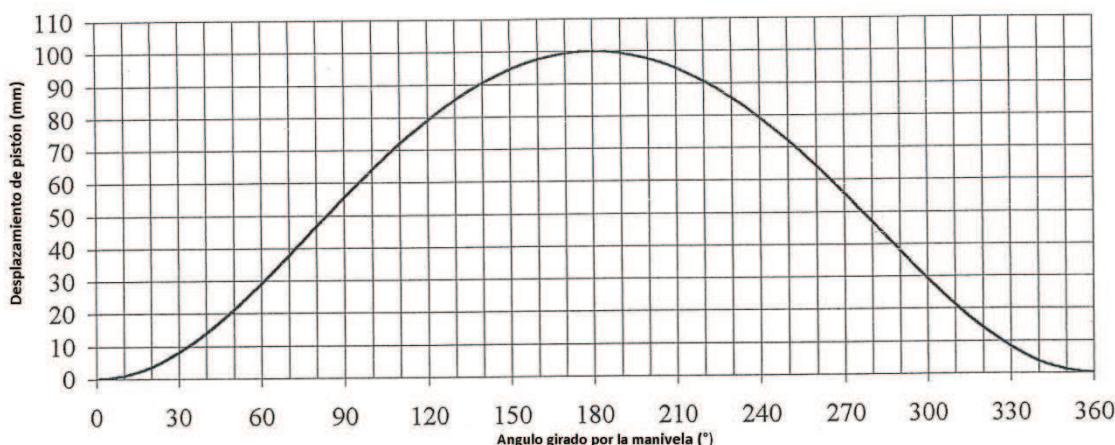


Figura 3.1.1.1: Desplazamiento del pistón. $r = 50 \text{ mm}$, $l = 225 \text{ mm}$.

Se observa para 90° el pistón ha recorrido más de la mitad de la carrera por lo que para recorrer la primera mitad de la carrera el cigüeñal gira menos de 90° mientras que para recorrer la segunda mitad gira más de 90° . Esto significa que si la velocidad del cigüeñal es constante para recorrer la primera mitad de la carrera el motor emplea un tiempo menor que para la segunda.

Se puede demostrar analíticamente que en el instante en el que el pistón ha recorrido la mitad de la carrera la biela y la manivela forman 90° , lo que equivale a un ángulo de la manivela determinado por:

$$\Phi_{c/2} = \arccos\left(\frac{r}{2l}\right)$$

Respecto a la posición de la biela en función del ángulo girado por la manivela se obtiene:

$$\lambda = \arcsin\left(\frac{r}{l} \sin\Phi\right)$$



La representación gráfica de esta ecuación se representa en la figura 3.1.1.2.

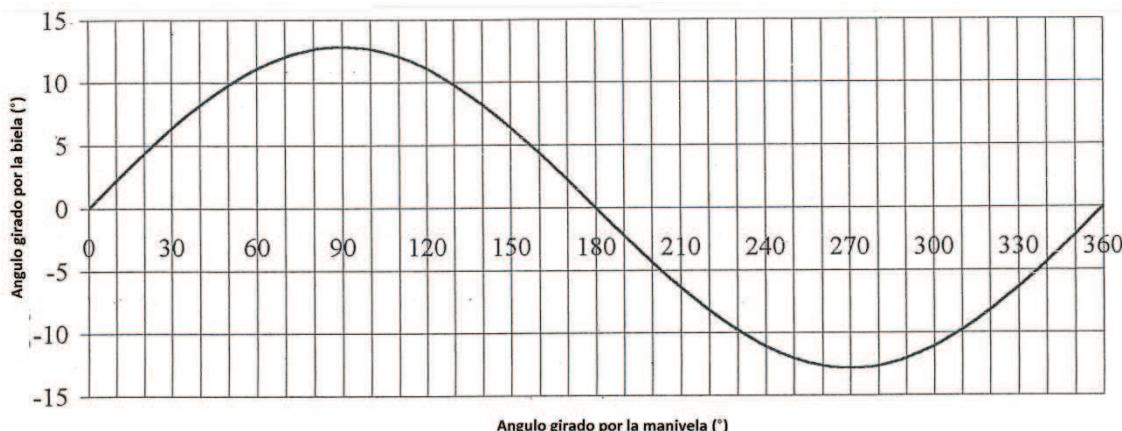


Figura 3.1.1.2: Angulo girado por la biela. $r = 50 \text{ mm}$, $l = 225 \text{ mm}$.

3.1.2 Velocidades

La velocidad del pistón se calcula mediante la expresión:

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx d\Phi}{d\Phi dt} = \frac{dx}{d\Phi} \omega$$

Donde ω es la velocidad angular del cigüeñal, constante en nuestro caso. Una derivada aproximada de la ecuación del desplazamiento será:

$$v = r\omega \left[\sin\Phi + \frac{r \sin 2\Phi}{2\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2\Phi}} \right]$$

La figura 3.1.2.1 muestra la representación gráfica de esta ecuación en ejes cartesianos, en abscisas se representa el ángulo del cigüeñal y en ordenadas la velocidad del pistón.

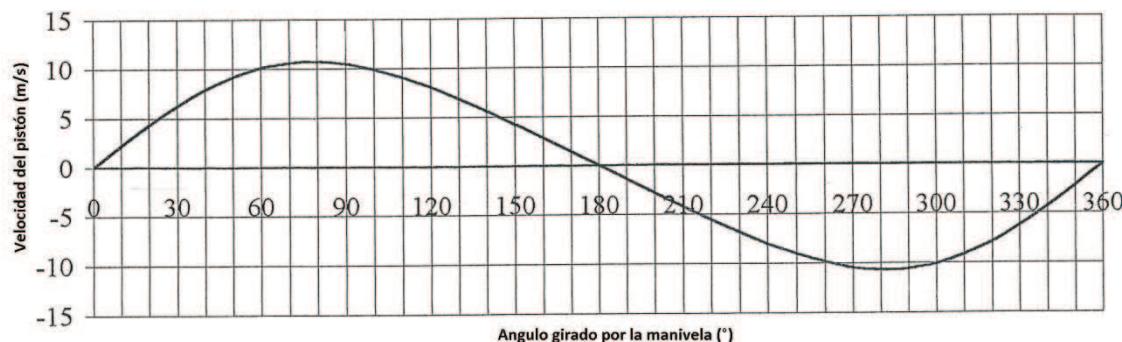


Figura 3.1.2.1: Velocidad del pistón. $r = 50 \text{ mm}$, $l = 225 \text{ mm}$.



Se observa que tanto en el punto muerto inferior como en el punto muerto superior (0° y 180°) la velocidad es nula. También que la velocidad máxima ocurre antes de 90° , se puede demostrar que tiene lugar para un ángulo:

$$\Phi_{vmax} = 90^\circ - \arctg \frac{r}{l}$$

De la misma manera que se obtiene la velocidad del pistón a partir de la posición del pistón, se puede derivar el ángulo girado por la biela para obtener la velocidad angular de la biela:

$$\lambda' = \frac{d\lambda}{d\Phi} = \omega \frac{r \cos \Phi}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \Phi}}$$

La figura 3.1.2.2 muestra la representación gráfica de esta ecuación en ejes cartesianos, en abscisas se representa el ángulo del cigüeñal y en ordenadas la velocidad angular de la biela.

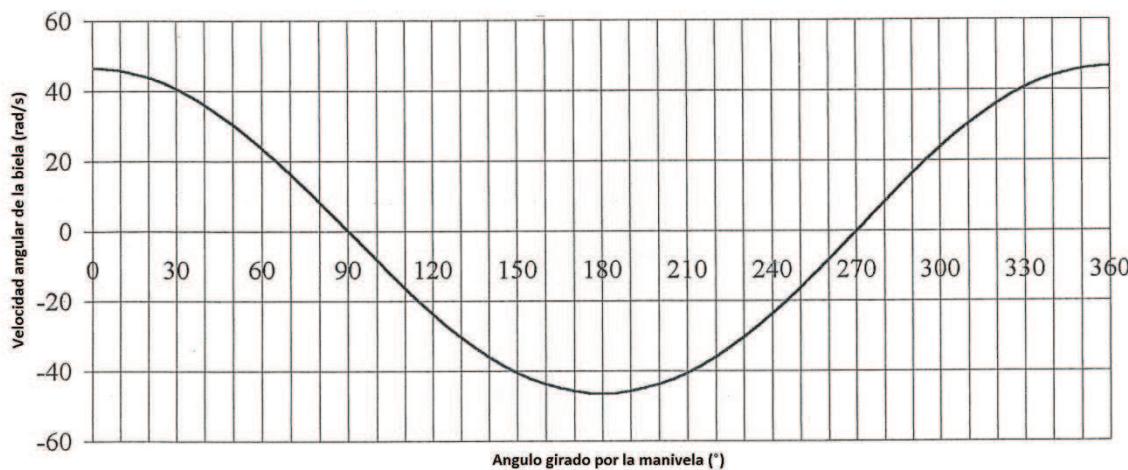


Figura 3.1.2.2: Velocidad angular de la biela. $r = 50$ mm, $l = 225$ mm.

El ángulo máximo girado por la biela (figura 2) que ocurre a 90° y 270° , corresponde a velocidad angular de la biela nula. La velocidad angular máxima de la biela ocurre para 0° y 180° de la manivela (PMS y PMI).

3.1.3 Aceleraciones

La aceleración del pistón se calcula mediante la expresión:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\Phi} \frac{d\Phi}{dt} = \frac{dv}{d\Phi} \omega$$

Derivando la ecuación de la velocidad del apartado anterior y considerando que el término:

$$\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \Phi} \approx l$$

Se obtiene:



$$a = \omega^2 r \left(\cos\Phi + \frac{r}{l} \cos 2\Phi \right)$$

La representación gráfica en unos ejes cartesianos en unos ejes cartesianos en los que se toma en abscisas el ángulo girado por el cigüeñal y en ordenadas la aceleración del pistón se muestra en la figura 3.1.3.1.

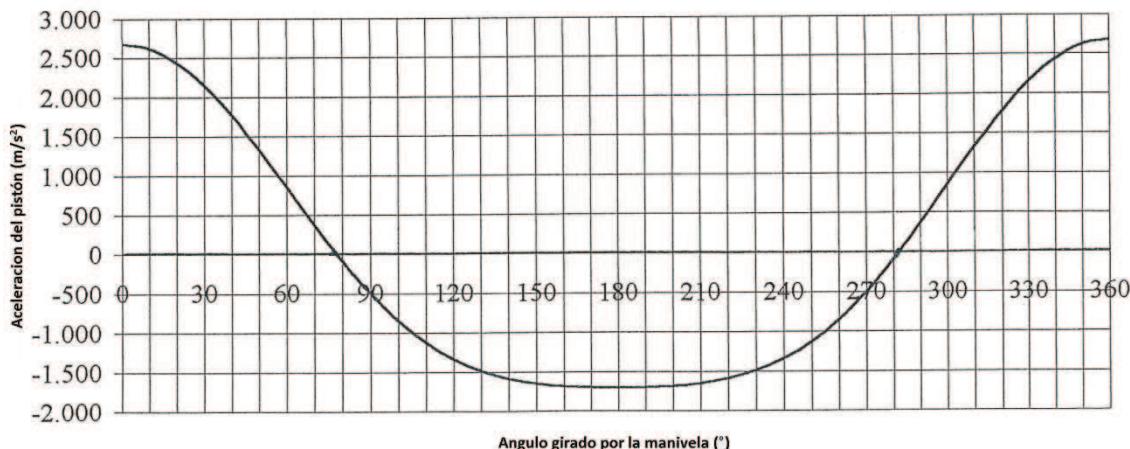


Figura 3.1.3.1: Aceleración del pistón. $r = 50 \text{ mm}$, $l = 225 \text{ mm}$.

El valor de la aceleración es nulo cuando es máxima la velocidad del pistón, instante en el que la biela y la manivela son perpendiculares y hemos definido anteriormente. El valor de la aceleración es máxima para 0° (PMS) y mínima para 180° (PMI). En valor absoluto la aceleración en el PMS es mayor que en el PMI.

3.2 Dinámica del motor

Para estudiar la dinámica del motor se va primero a estudiar las distintas fuerzas que tiene lugar en el mecanismo biela-manivela para después calcular el momento resultante sobre el cigüeñal que será el par motor.

Básicamente en el motor actúan dos tipos de fuerzas:

- Fuerzas debidas a la presión de los gases
- Fuerzas de inercia

En este apartado las graficas que se van a exponer han sido calculadas sobre un motor que presenta los siguientes datos geométricos:

- $r = 40 \text{ mm}$
- $l = 138 \text{ mm}$
- D (pistón) = 92 mm

3.2.1 Fuerzas debidas a la presión de los gases

La presión en el interior de la cámara de combustión es variable a lo largo del ciclo. Podemos conocer la evolución de dicha presión a través de su medición. La figura 3.2.1.1 muestra un ejemplo de la evolución de la presión en un motor 4T para dos regímenes

diferentes: 3200 rpm y 5400 rpm para los cuales se van a hacer los cálculos de las fuerzas y momentos generados a partir de aquí.

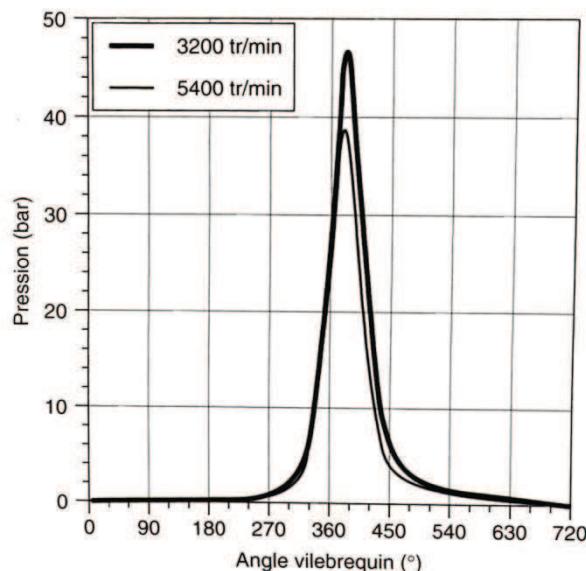


Figura 3.2.1.1: Presión en el interior del cilindro.

Dicha presión genera en el mecanismo y el bloque motor las reacciones que se detallan en la figura 3.2.1.2.

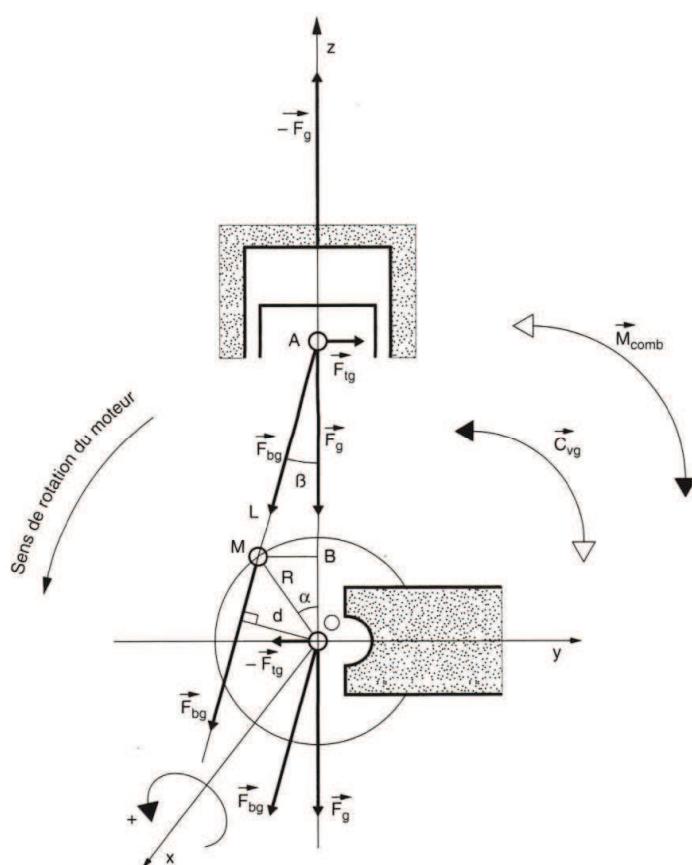


Figura 3.2.1.2: Resultante de las fuerzas debidas a la presión de los gases.



Donde:

- F_g : Fuerza aplicada sobre el pistón, que se descompone en:
 - F_{tg} : Fuerza trasversal sobre el pistón
 - F_{bg} : Fuerza sobre la biela
- C_{vg} : Momento resultante sobre el cigüeñal
- M_{comb} : Momento resultante sobre el bloque motor

La fuerza aplicada sobre el pistón, F_g , se calcula mediante:

$$F_g(\phi) = \pi \frac{D^2}{4} P(\phi)$$

Y se representa en función del ángulo girado por el cigüeñal en la figura 3.2.1.3.

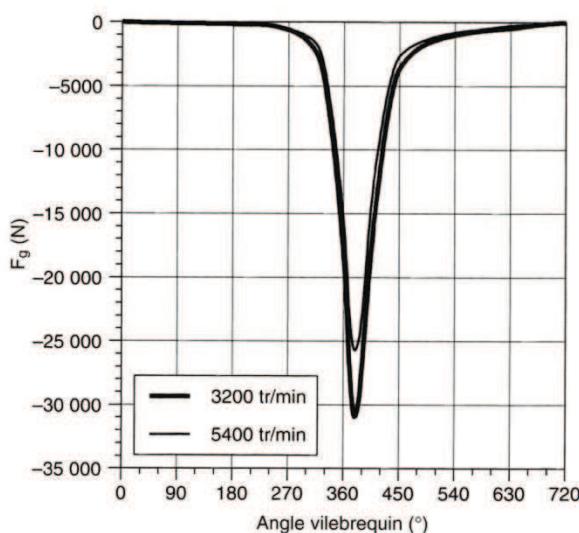


Figura 3.2.1.3: Fuerza generada por los gases sobre el pistón

La fuerza trasversal sobre el pistón y la fuerza sobre la biela vendrán dadas por:

$$F_{tg} = -F_g \tan \lambda$$

$$F_{bg} = \frac{F_g}{\cos \lambda}$$

Y se representan en función del ángulo girado por el cigüeñal en la figura 3.2.1.4

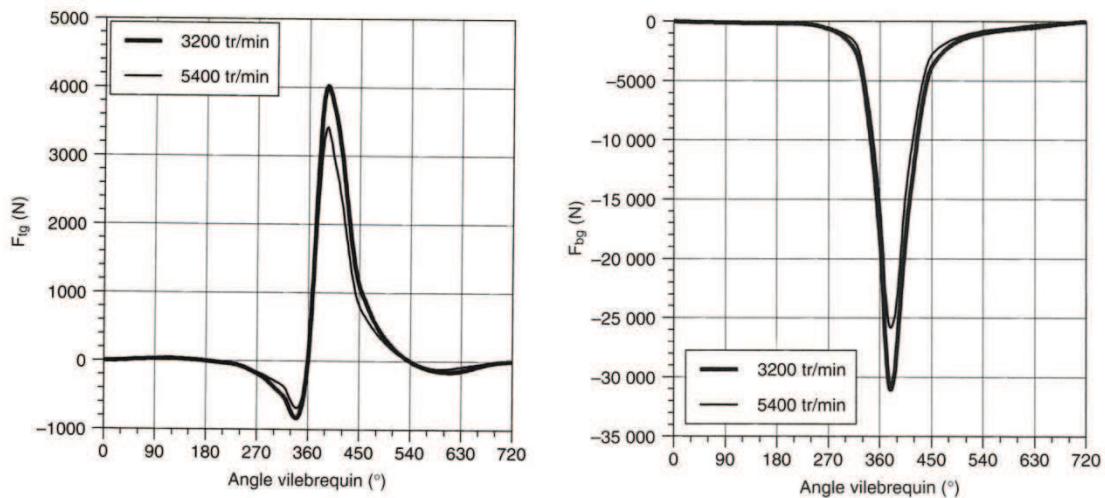


Figura 3.2.1.4: Fuerza trasversal sobre el pistón y fuerza sobre la biela debidas a la presión de los gases.

El momento resultante sobre el cigüeñal vendrá dado por:

$$C_{vg} = -d F_{bg} = -F_g r \sin\phi \left(1 + \frac{\cos\phi}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2\phi}} \right)$$

La representación gráfica de este momento en función del ángulo girado por el cigüeñal se encuentra en la figura 3.2.1.5.

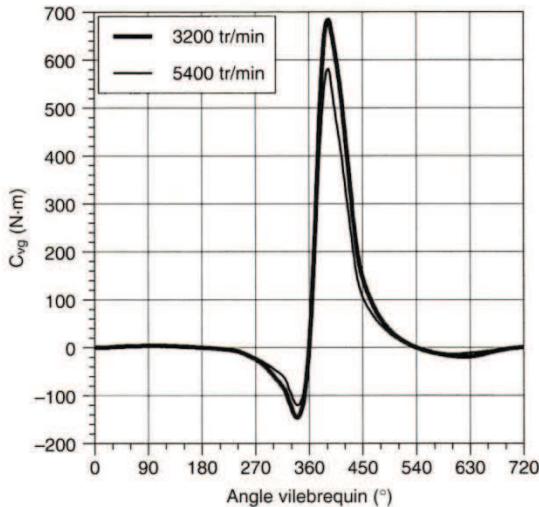


Figura 3.2.1.5: Momento resultante de las fuerzas de las fuerzas debidas a la presión de los gases sobre el cigüeñal

La presión de los gases no genera una fuerza resultante exterior en el bloque motor, aunque si un momento M_{comb} que será igual y de sentido contrario a C_{vg} .



3.2.2 Fuerzas de inercia

Los elementos móviles del mecanismo biela manivela no poseen un movimiento uniforme, sino que presentan aceleraciones y desaceleraciones como se vio en el apartado de cinemática del biela-manivela. Estas aceleraciones crean fuerzas y momentos de inercia que deben ser calculadas.

El movimiento de la biela es complejo y no permite un cálculo simple de las fuerzas de inercia debidas a su movimiento. Así que para simplificar su estudio se va a reducir la masa de la biela a dos masas puntuales concentradas en el pie y la cabeza de la biela. La masa reducida en A (cabeza) será de $2/3$ de la masa total de la biela y presentará movimiento de rotación. La masa reducida en B (pie) será de $1/3$ de la masa total y se tendrá movimiento de traslación.

Las masas en traslación presentaran una fuerza de inercia que vendrá dada por:

$$\vec{F}_{i/ALT} = -m_{ALT}\vec{a}$$

Donde m_{ALT} es la masa del pistón mas la masa reducida en B. La aceleración del pistón \vec{a} es la que se calculó en el apartado de cinemática del biela-manivela.

Las masas en rotación presentaran una fuerza de inercia que vendrá dada por:

$$F_{i/ROT} = m_{ROT} r \omega^2$$

Cuya dirección es dirección y sentido se pueden ver en la figura 3.2.2.1. En dicha figura se encuentran las resultantes de las fuerzas de inercia.

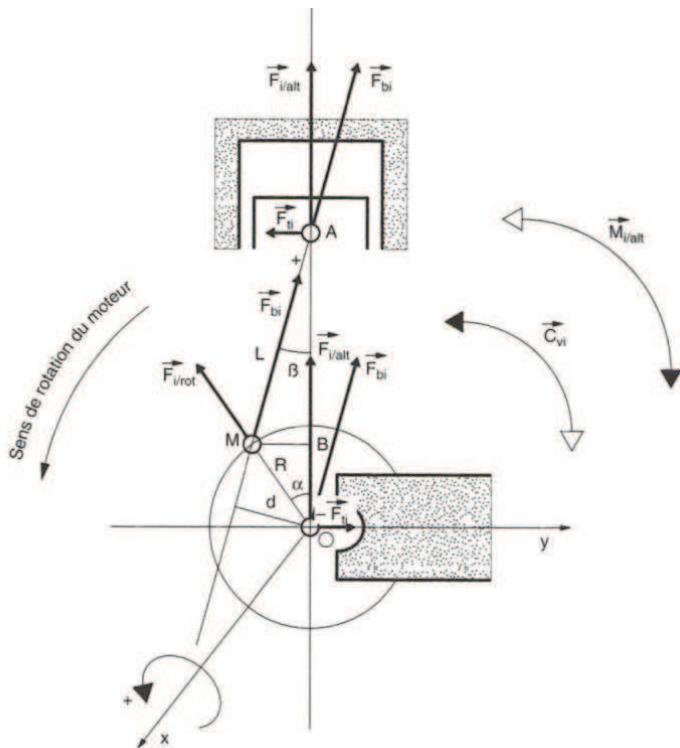


Figura 3.2.2.1: Resultantes de las fuerzas de inercia



Donde:

- F_i : Fuerza de inercia de las masas de las masas en traslación o fuerzas de inercia alternativas, que se descompone en:
 - F_{ti} : Fuerza trasversal sobre el pistón
 - F_{bi} : Fuerza sobre la biela
- $F_{i/ROT}$: Fuerzas de inercia de las masas en rotación o fuerzas de inercia rotativas
- C_{vi} : Momento resultante sobre el cigüeñal
- $M_{i/ALT}$: Momento resultante sobre el bloque motor

La figura 3.2.2.2 representa las fuerzas de inercia alternativas en función del ángulo del cigüeñal con $m_{ALT} = 0,6 \text{ Kg}$.

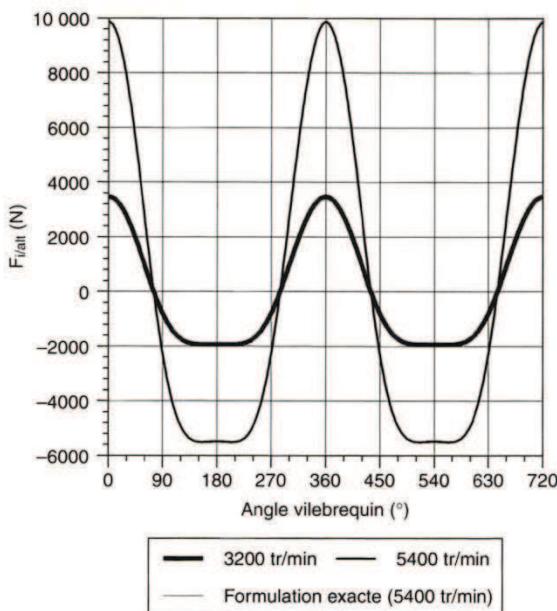


Figura 3.2.2.2: Fuerzas de inercia alternativas.

La fuerza trasversal sobre el pistón y la fuerza sobre la biela vendrán dadas por:

$$F_{ti} = -F_i \operatorname{tg}\lambda$$

$$F_{bi} = \frac{F_i}{\cos\lambda}$$

Y se representan en función del ángulo girado por el cigüeñal en la figura 3.2.2.3

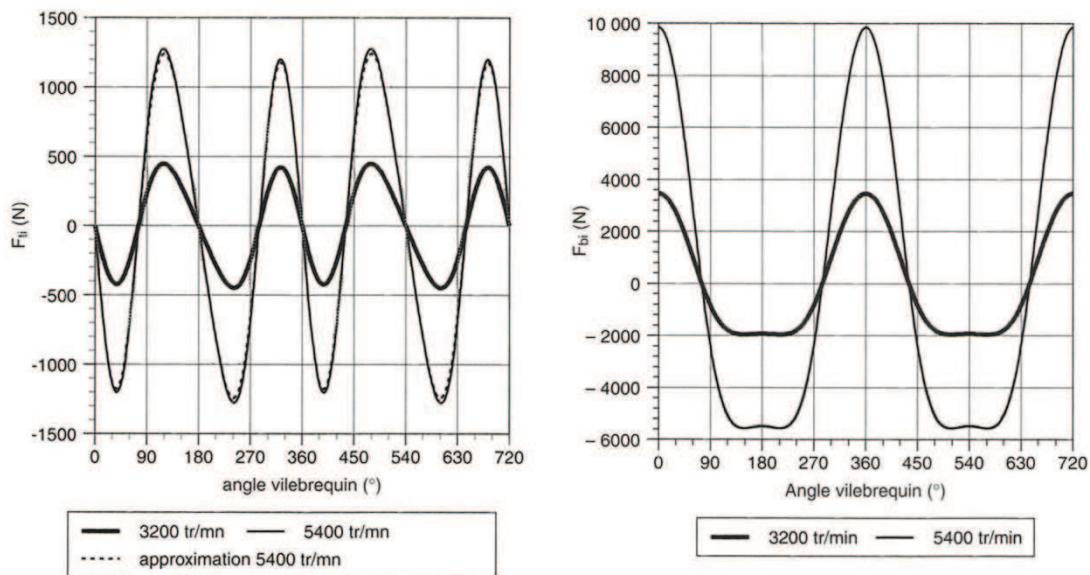


Figura 3.2.2.3: Fuerza transversal y fuerza sobre la biela debidas a las fuerzas de inercia alternativas.

El momento resultante sobre el cigüeñal (C_{vi}) solo dependerá de las fuerzas de inercia alternativas, pues la fuerza de inercia rotativa pasa siempre por el eje de giro del cigüeñal. Además el valor medio del momento de inercia será nulo, pues las fuerzas de inercia no pueden crear ni destruir energía considerando un ciclo completo. El momento resultante de las fuerzas de inercia alternativas sobre el cigüeñal vendrá dado por:

$$C_{vi} = -F_{bi} d \approx \\ \approx -m_{ALT} r^2 \omega^2 \left\{ -\frac{\sin \phi}{4(\frac{r}{l})} + \frac{\sin 2\phi}{2} + \frac{3\sin 3\phi}{4(\frac{r}{l})} + \frac{\sin 4\phi}{4(\frac{r}{l})^2} - \frac{\sin \phi}{16(\frac{r}{l})^3} + \frac{9\sin 3\phi}{32(\frac{r}{l})^3} - \frac{5\sin 5\phi}{32(\frac{r}{l})^3} \right\}$$

En la figura 3.2.2.4 se representa el momento resultante de las fuerzas de inercia alternativas en función del ángulo del cigüeñal.

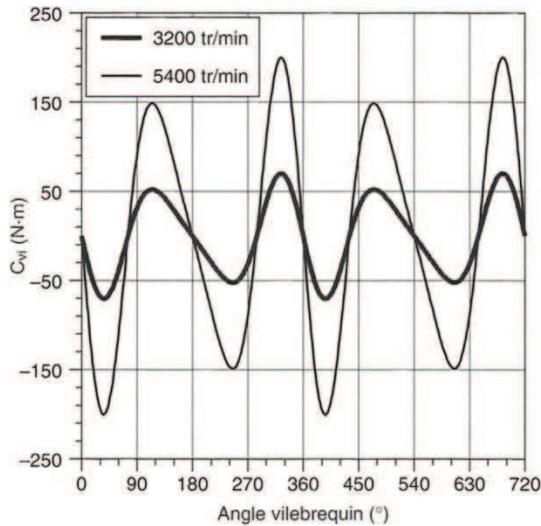


Figura 3.2.2.4: Momento resultante sobre el cigüeñal de las fuerzas de inercia alternativas.



El momento resultante de las fuerzas de inercia sobre el bloque motor ($M_{i/ALT}$) será igual a C_{vi} y de sentido contrario.

Por último, el efecto de las fuerzas de inercia rotativas repercute en los apoyos del cigüeñal. En la figura 3.2.2.5 se tiene el valor de dicha fuerza en función del régimen de giro y en la figura 3.2.2.6 se muestra las reacciones de los rodamientos del cigüeñal descompuestas en dos ejes perpendiculares.

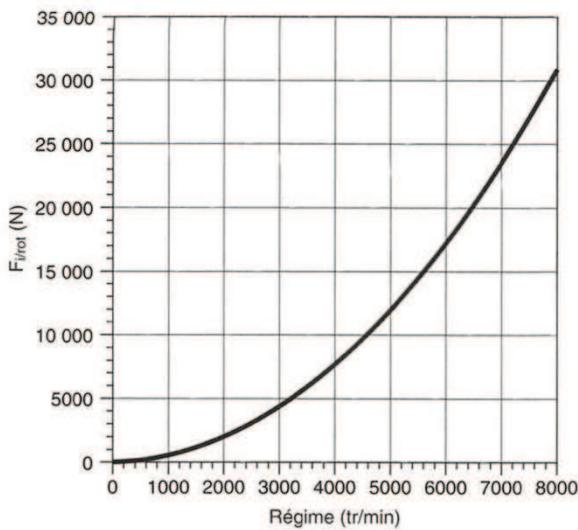


Figura 3.2.2.5: Fuerza de inercia rotativa en función del régimen de giro

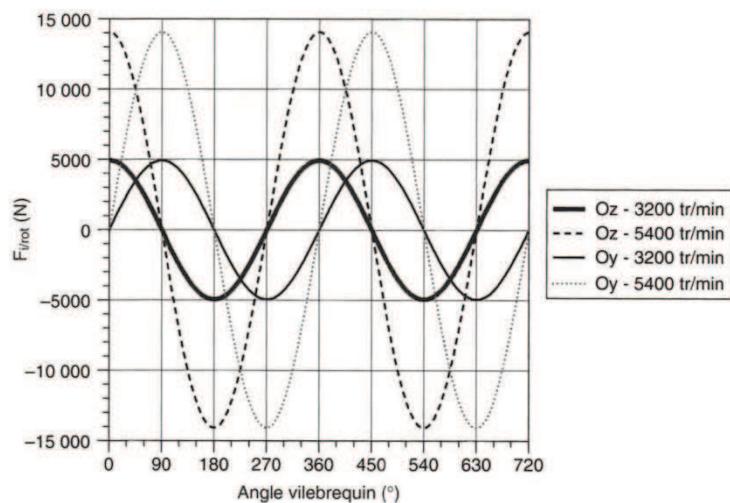


Figura 3.2.2.6: Fuerzas de inercia sobre los rodamientos del cigüeñal

3.2.3 Efectos combinados de las fuerzas de presión y las fuerzas de inercia

A continuación se muestran los efectos combinados debidos a la fuerza y a la presión sen la fuerza trasversal sobre el pistón (figura 3.2.1.3.1) y la fuerza sobre la biela (figura 3.2.1.3.2).

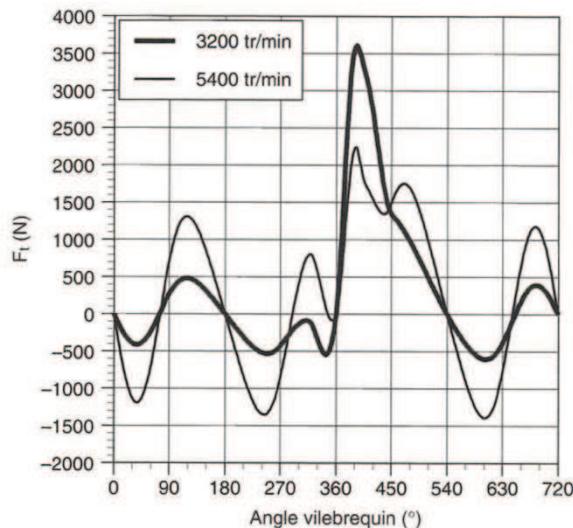


Figura 3.2.3.1: Fuerza trasversal sobre el pistón

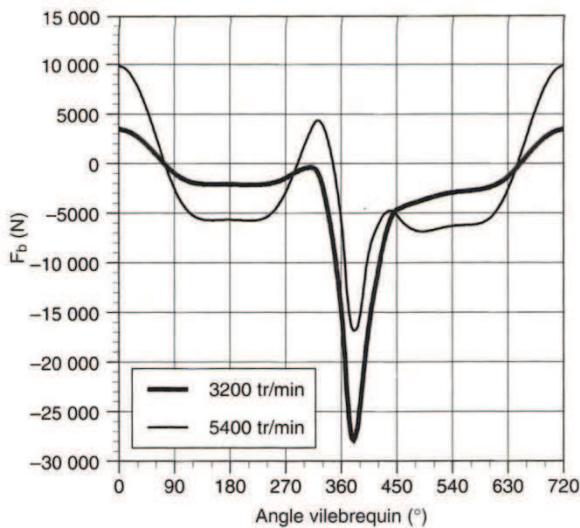


Figura 3.2.3.2: Fuerza sobre la biela

3.2.4 Par motor

El par motor (C_M) es el momento resultante de las fuerzas debidas a la presión de los gases y las fuerzas de inercia, así que resultará de la superposición de C_{vg} y C_{vi} . En la figura 3.2.4.1 se muestra el par motor en función del ángulo girado por el cigüeñal.

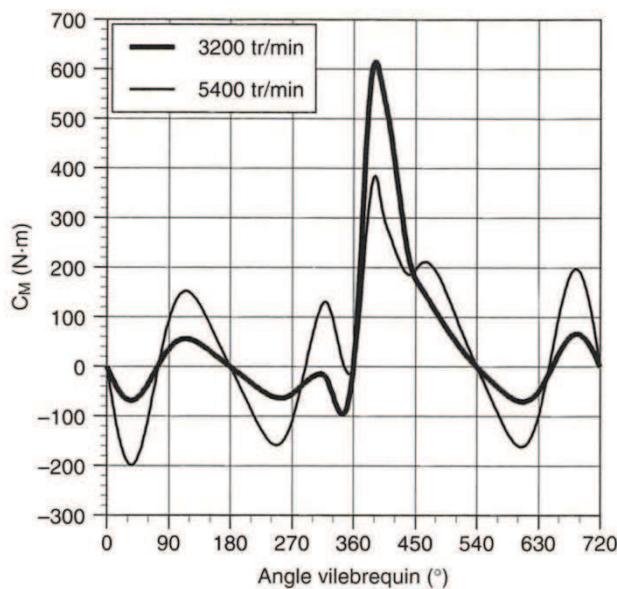


Figura 3.2.4.1: Par motor.

La consecuencia de este par variable es que la aceleración angular del cigüeñal será variable debido a que la inercia del cigüeñal no es infinita. Este fenómeno se conoce como aciclismo, que aunque no afecta al funcionamiento del motor, es causa de ruido y vibraciones. [6]

Anexo 2: Análisis de vibraciones para el mantenimiento predictivo

1. Introducción a las vibraciones.....	2.2
2. Dominio temporal y dominio frecuencial	2.2
3. Mantenimiento predictivo	2.3
4. Análisis de vibraciones	2.4
4.1 Transductores de vibración.....	2.5
4.2 Tarjeta de adquisición de datos	2.9
4.2.1 Aliasing	2.10
4.2.2 Leakage.....	2.11



1. Introducción a las vibraciones

Vibración es el movimiento oscilatorio de pequeña amplitud de las partículas de un sólido en torno un punto medio, o posición de equilibrio, que se debe a solicitudes dinámicas. Todos los cuerpos presentan vibraciones y en ellas se reflejan sus características. De igual modo todas las maquinas presentan su propia señal de vibración y en ella se encuentra información de todos sus componentes. [7]

No debe confundirse una vibración con una oscilación. En su forma más sencilla, una oscilación se puede considerar como un movimiento repetitivo alrededor de una posición de equilibrio. Este tipo de movimiento no involucra necesariamente deformaciones internas del cuerpo, a diferencia de una vibración.

Además del desplazamiento como unidad de medida de la vibración también se puede trabajar con la velocidad y la aceleración. Las unidades que se utilizan son milímetros (mm) para desplazamiento, milímetros por segundo (mm/s) o metros por segundo (m/s) para la velocidad y metros por segundo al cuadrado (m/s^2) para la aceleración, aunque también es muy común usar g para medir la aceleración (1 g equivale a $9,81 m/s^2$). [9]

Los parámetros que definen una vibración son básicamente dos:

- Amplitud: Es el máximo desplazamiento, o la máxima variación de la magnitud física en la que se mida la vibración, respecto la posición de equilibrio.
- Frecuencia: Es una magnitud que mide el número de ciclos o repeticiones por unidad de tiempo de cualquier fenómeno o suceso periódico. La unidad en la que se mide es el Hercio (Hz)

2. Dominio temporal y dominio frecuencial

La manera más simple de graficar una vibración es representando la amplitud en función del tiempo, lo que se conoce como representación en el dominio temporal. Estas graficas están cargadas de información del estado de una maquina pero de forma muy compleja. Existen otras formas para realizar un estudio de vibraciones, entre las cuales se encuentra mirar esta señal en el dominio de la frecuencia. De esta forma se representa la amplitud en función de la frecuencia a través de un operador matemático llamado transformada rápida de Fourier (FFT). La grafica resultante se llama espectro de potencias.

En la figura 2.1 se tiene una grafica en tres dimensiones. A la señal compleja (en color verde) se le calculan todas las series de señales sinusoidales en el dominio del tiempo (en azul) y por último se muestra cada una en el dominio de la frecuencia (en rojo).

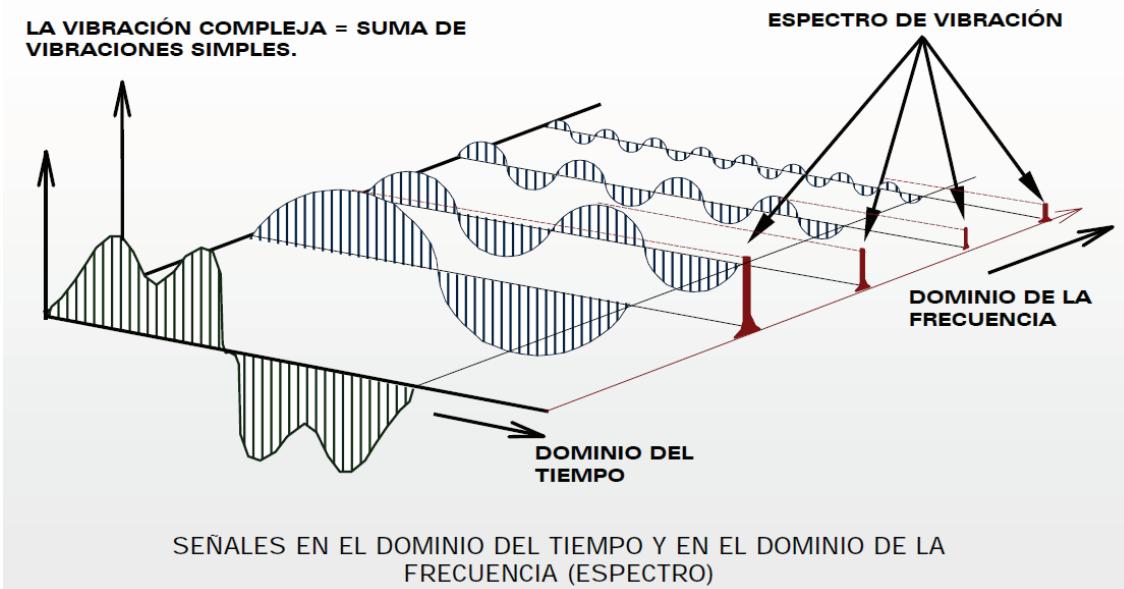


Figura 2.1: Representación de la señal de vibración en el dominio temporal y el dominio frecuencial

La FFT o transformada rápida de Fourier es el operador matemático más usado de análisis de vibraciones para el mantenimiento de maquinas rotativas, lo que cubre gran parte de la industria. Al expresar la onda en el dominio frecuencial se puede identificar fallos, ejes, rodamientos concretos, etc. con una frecuencia en particular. Un crecimiento de dicha frecuencia, que no podría divisarse en el dominio temporal, puede indicar indicios de un posible fallo.

A pesar de la gran utilidad de esta técnica para maquinas rotativas, en el análisis que se va a hacer en este proyecto nos vamos a centrar en el dominio temporal. Pues el motor de combustión interna tiene muchos elementos en movimiento alternativo, se mueve por fuerzas impulsivas y presenta cierta aleatoriedad; todo esto hace que el análisis frecuencial sea complejo y no muy útil.

3. Mantenimiento predictivo

El mantenimiento predictivo está basado en el análisis del estado de la maquina en operación, intentando encontrar indicios de un fallo inminente y repararlo antes de que ocurra evitando un posible fallo catastrófico y pudiendo planificar las reparaciones. A pesar del coste inicial de un equipo de mantenimiento predictivo, las ventajas económicas frente a un mantenimiento correctivo o el mantenimiento preventivo recomendado por el fabricante están demostradas, aunque el coste inicial de estas últimas sea prácticamente nulo. [11]

En el mantenimiento predictivo se evalúa el estado de los componentes mecánicos mediante técnicas de seguimiento y análisis. Esencialmente se basa en el estudio de ciertas variables o parámetros relacionados con el estado o condición de las maquinas, como por ejemplo la vibración, temperatura, aceites, etc. El estudio de estos parámetros nos suministra información del estado de sus componentes.

Un programa de mantenimiento predictivo se compone de tres etapas imprescindibles: [11]



1. Detección: Se basa en el seguimiento de la evolución de uno o varios parámetros seleccionados adecuadamente de acuerdo con su sensibilidad ante los cambios en la condición de la maquina analizada
2. Identificación: Una vez que el problema ha sido detectado, hay que proceder a la determinación de la causa, es decir, identificar el elemento o elementos son los causantes del distanciamiento de los parámetros de control con respecto a las referencias que reflejaban una mecánica normal.
3. Corrección: Conocer la causa del problema y la ubicación de este, permite organizar y ejecutar de modo eficiente los trabajos de eliminación del problema y de su causa. Es importante el hecho de que la identificación de los problemas puedan encontrarse en su etapa de desarrollo, permitiendo planificar los trabajos de mantenimiento en el momento oportuno, logrando que las perdidas por mantenimiento sean mínimas.

4. Análisis de vibraciones

El análisis de vibraciones es el método más conocido y usado dentro de todas las técnicas de mantenimiento predictivo, al ser una técnica no intrusiva que determina una gran cantidad de defectos, en una amplia gama de máquinas con una inversión económica inicial razonable. [11]

La vibración es uno de los indicativos más claros del estado de una máquina. En maquinas rotativas, bajos niveles de vibración indican equipo en buen estado, cuando estos niveles se elevan es claro que algo comienza a estar mal. Aunque para el análisis de MACI no siempre es así pues muchos defectos, por ejemplo problemas con la inyección o el encendido, se detectan cuando la vibración no es suficiente.

Un sistema de medición y procesamiento de señales de vibración por computadora típico está formado por:

- Los transductores de vibraciones los cuales son los encargados de transformar las vibraciones en señales eléctricas.
- Un sistema de acondicionamiento de señal, el cual se encarga de recoger las diferentes señales, amplificarlas y llevarlas a los niveles de tensión aceptados por el sistema de adquisición de datos.
- La tarjeta de adquisición de datos, la cual se encarga de digitalizar la señal, realizando para ello, un muestreo discreto de la señal analógica proveniente del acondicionamiento de señal, y de introducirla al computador donde se realizan diferentes tipos de procesamiento para obtener toda la información que se requiere para el análisis y monitoreo de las vibraciones.



4.1 Transductores de vibración

Del mismo modo que hay distintas magnitudes físicas en las que medir la vibración, también existirán diferentes tipos de transductores, con características propias, para la medida de dichas magnitudes. La elección de un transductor u otro dependerá de la aplicación. Uno de los factores que más influye en esta decisión es el rango frecuencial.

Los transductores de vibración funcionan transformando alguna magnitud física relacionada con la vibración en una señal eléctrica que puede ser medida y analizada.

Los principales tipos de transductores de vibración son [12]:

- Transductor de proximidad (Corrientes de Eddy) (figura 4.1.1): Sirve para medir desplazamiento sin contacto, miden directamente la posición de un eje giratorio con respecto a un punto fijo. Sus principales aplicaciones son medir excentricidades de ejes y movimientos relativos. Sus ventajas son que mide sin contacto, que no tiene partes móviles y mide bien a bajas frecuencias. Sus desventajas que se ve influenciado por las propiedades magnéticas del eje y sus irregularidades y su bajo rango dinámico.
 - Rango dinámico¹: 500/1.
 - Rango frecuencial: DC – 2000 Hz

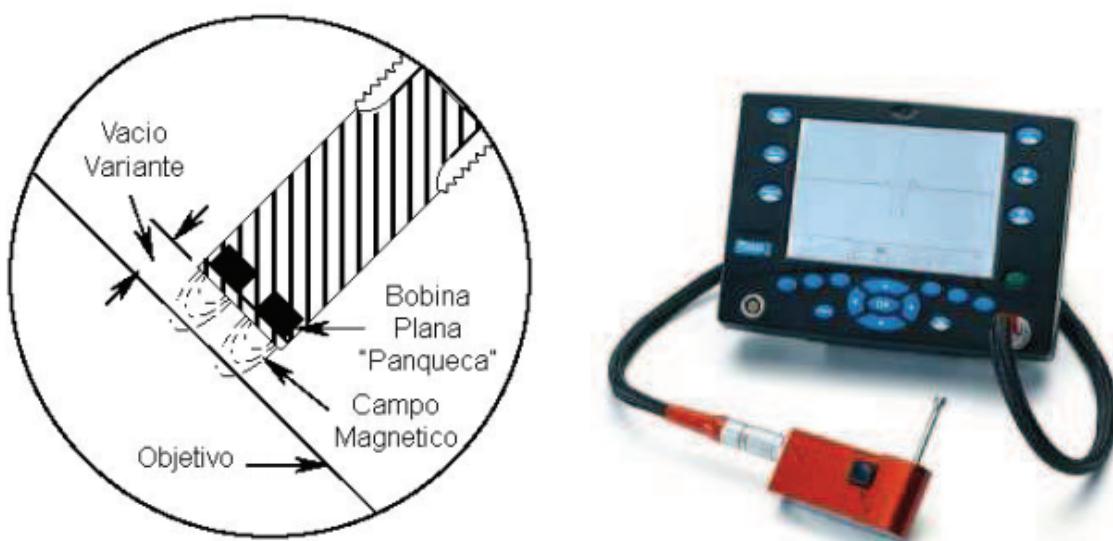


Figura 4.1.1: Transductor de Corrientes de Eddy

- Transductores de velocidad (sísmicos o de masa de inercia) (figura 4.1.2): Inducen un voltaje proporcional a la velocidad. Sus principales ventajas son la autogeneración de la señal y su baja impedancia de salida. Sus desventajas su gran tamaño, posee partes móviles, es sensible a campos magnéticos y su límite inferior frecuencial es muy alto (>10 Hz).

¹ Se define como rango dinámico el cociente entre la amplitud máxima respecto a la amplitud mínima de la señal que es capaz de medir el transductor. Cualquier señal que esté fuera de este intervalo será distorsionada. [13]

- Rango dinámico: 1000/1
- Rango frecuencial: 10 Hz – 1000 Hz

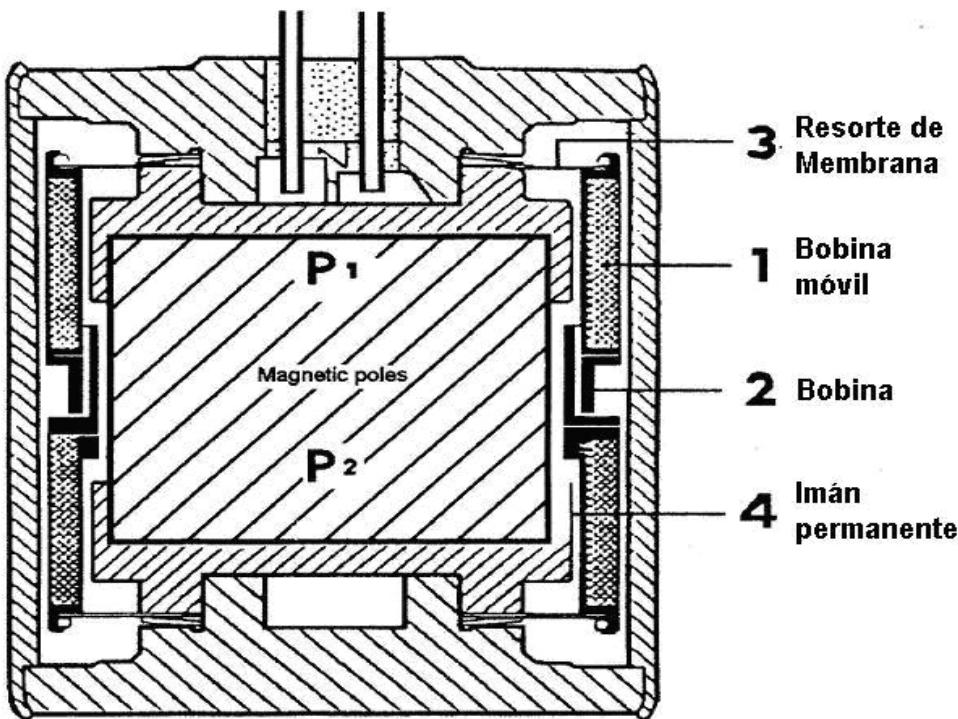


Figura 4.1.2: Transductor sísmico

- Transductores de aceleración (acelerómetro piezoelectrónico) (figura 4.1.3): Mide aceleraciones. Sus ventajas son: auto generación de la señal, sin partes móviles, robusto, gran rango dinámico, amplio rango frecuencial y poco peso. Sus inconvenientes son su alta impedancia de salida y que no mide bien frecuencias inferiores a 1 Hz

- Rango dinámico: $10^8/1$
- Rango frecuencial: 1Hz – 20000 Hz (depende del tipo de acelerómetro)

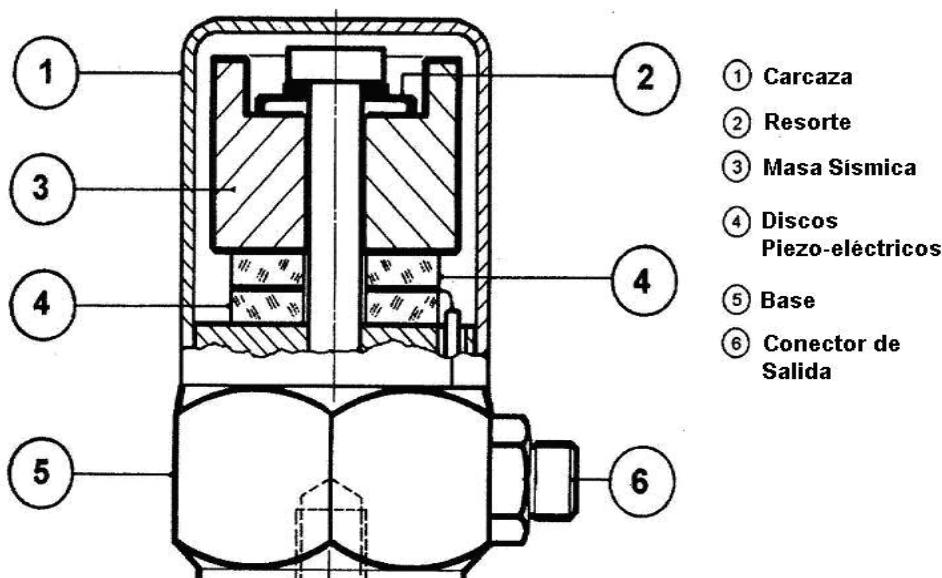


Figura 4.1.3: Acelerómetro

Tanto por su rango frecuencial y dinámico y por todas sus ventajas se usarán acelerómetros piezoelectrónicos en la toma de datos. Además son los más usados a nivel industrial salvo aplicaciones específicas.

Los acelerómetros disponibles en el mercado poseen un rango frecuencial variable. El parámetro principal que controla el rango frecuencial es la frecuencia de resonancia natural del acelerómetro. Cuanta menos masa tenga el acelerómetro, mayor será su frecuencia de resonancia y se podrá utilizar a frecuencias mayores. En contra de lo que cabría pensar no siempre es bueno que un acelerómetro tenga mayor rango frecuencial, la consecuencia es que la sensibilidad de este va a ser menor. En el anexo 6 se comparará un acelerómetro con un rango frecuencial elevado frente a uno con un rango frecuencial mucho menor. En la figura 4.1.4 se puede ver el rango frecuencial o de trabajo de un acelerómetro y su frecuencia natural (f_r).

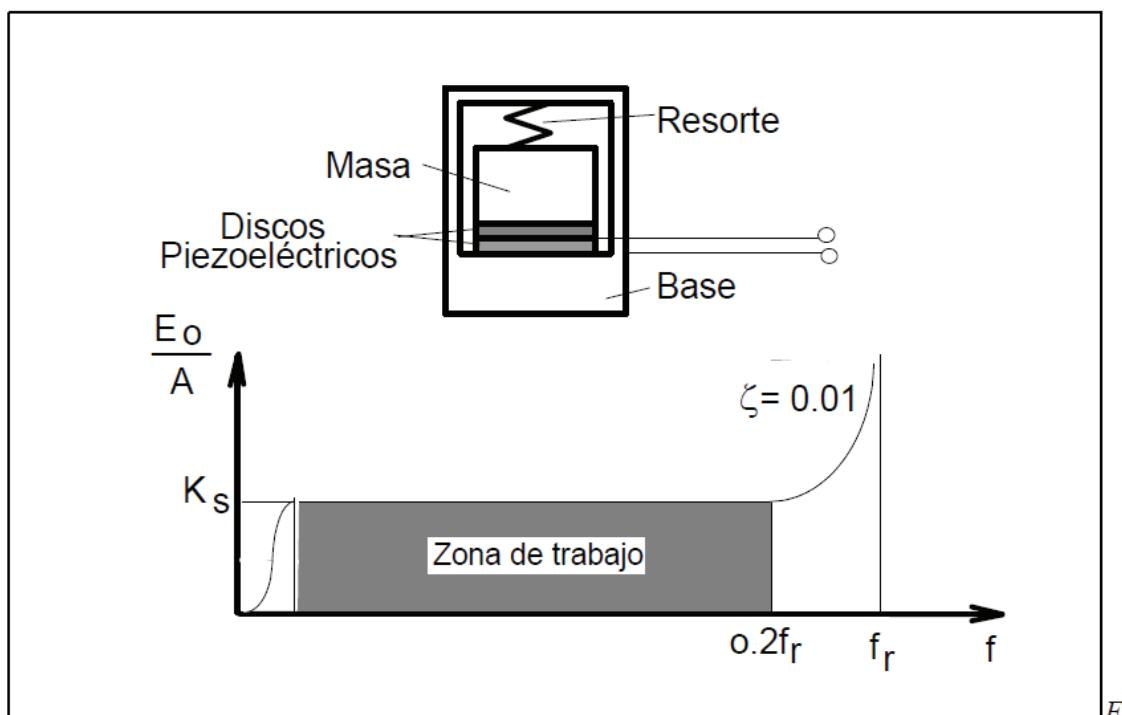


Figura 4.1.4: Rango frecuencial de un acelerómetro

La figura 4.1.5 recoge las distintas maneras que se puede realizar montaje del acelerómetro y la frecuencia máxima que es capaz de medir el acelerómetro en función de cada montaje. Al tener el motor en un banco de ensayo y teniendo facilidad para manipularlo se optó por usar perno roscado para el montaje de los acelerómetros.



Figura 4.1.5: Montaje de un acelerómetro frecuencia máxima medible.



Debe quedar claro que la máxima sensibilidad del acelerómetro estará en la vibración que lo excite en su dirección axial, lo que conduce a una sensibilidad del 100%; sin embargo si se excita transversalmente la sensibilidad es menor del 5%, dependiendo del fabricante [13]. En la figura 4.1.6 se ve un detalle de las direcciones transversal y axial de un acelerómetro.

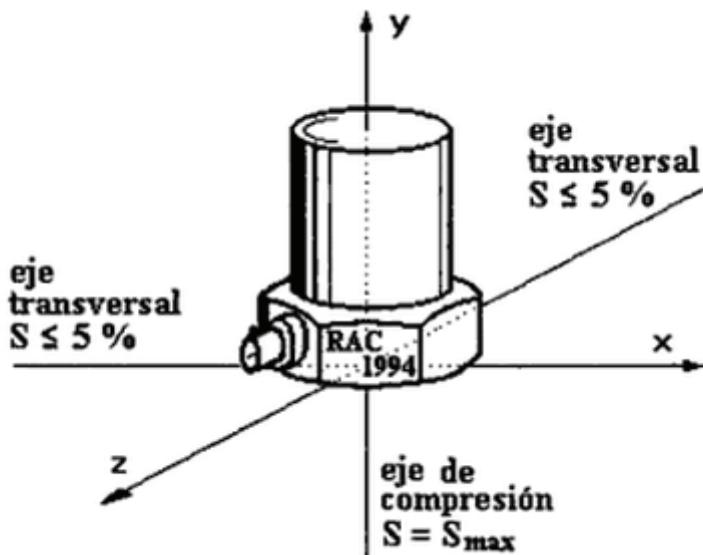


Figura 4.1.6: Direcciones de sensibilidad reducida de un acelerómetro.

Es importante elegir un buen punto de medida para realizar las mediciones. La superficie tiene que ser lisa y el camino entre el transductor y la fuente de vibración o el problema que se desea detectar tiene que ser lo más directo posible. También se debe tener cuidado con el cable, que este “retorcido” lo mínimamente posible, pues al deformarse las propiedades electromagnéticas de este cambian y la señal puede verse alterada.

Las condiciones ambientales son importantes y pueden influir en la sensibilidad del acelerómetro, hay procurar que nada modifique la señal recibida. Humedad, cambios de temperatura, campos magnéticos, tensiones en la base o ruido acústico son algunos de los factores a tener en cuenta. [13]

4.2 Tarjeta de adquisición de datos

La señal analógica que envía el acelerómetro (previamente amplificada), debe ser transformada en una señal discretizada. Lo que se obtiene es una señal digital que puede ser almacenada y tratada en un computador. Para esto se usa el conversor A/D o tarjeta de adquisición de datos. En la figura 4.2.1 se tiene una señal analógica (arriba), discretizada (en medio) y posteriormente reconstruida digitalmente (abajo).

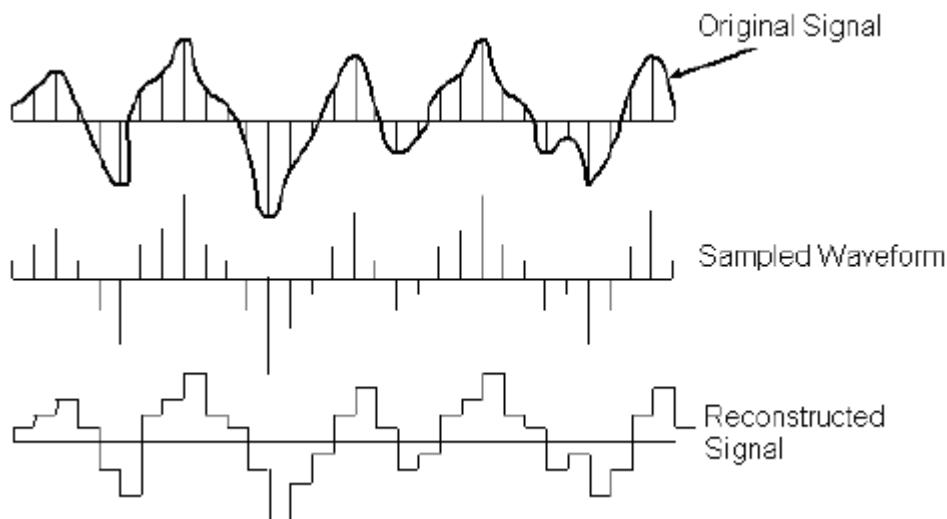


Figura 4.2.1. Conversión de una señal analógica en una señal digital

Las principales características del conversor A/D: [12]

- Número de canales de entrada y salida.
- Frecuencia de muestreo
- Rango dinámico.
- Número de bits de resolución
- Rango de entrada ajustable

4.2.1 Aliasing

El aliasing es el efecto que causa que señales continuas se tornen indistinguibles cuando se muestran digitalmente. Cuando esto sucede, la señal original no puede ser reconstruida. Se debe a que la frecuencia de muestreo es demasiado grande para formar una señal discretizada comparable a la original, la frecuencia de la señal original no coincide con la digital. El periodo de muestreo óptimo es el mínimo posible sin pérdida de información.

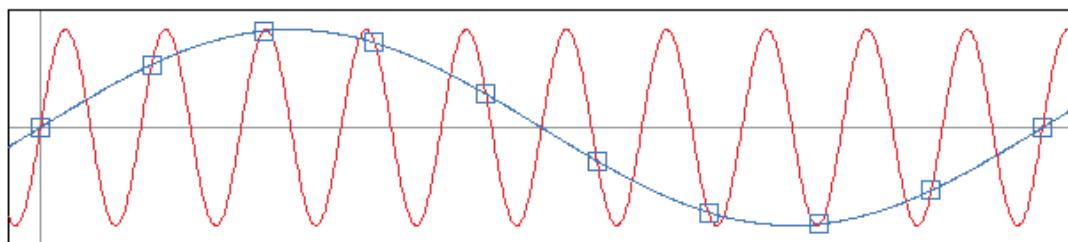


Figura 4.2.1.1. Efecto Aliasing. En rojo señal original y en azul señal interpretada.

En la figura 4.2.1.1 se ve como al elegir una frecuencia de muestreo errónea, la señal original (en rojo) no se puede recomponer con la señal digitalizada (en azul).



Para evitar el aliasing se usa el Teorema de Nyquist que indica que la frecuencia de muestreo mínima que tenemos que utilizar debe ser dos veces mayor que la frecuencia máxima de la señal compleja. [12]

4.2.2 Leakage

La FFT procesa intervalos de tiempo, es decir, toma muestras de la señal de entrada durante un tiempo específico recopilándolas en un buffer. Después se lleva a cabo el cálculo en esos intervalos y muestra el espectro resultante.

Si por ejemplo se analiza una onda senoidal y la muestra abarca exactamente un número entero de ciclos, la señal reconstruida por un analizador FFT tendrá la amplitud y la frecuencia correctas. Sin embargo si el tiempo de medida es distinto provoca una discontinuidad de la señal y la señal reconstruida no es coincide con la original. La forma de un espectro que presenta leakage no es predecible. En la figura 4.2.2.1 se muestra dicho efecto, a la izquierda se tiene una señal en la que se ha elegido un tiempo de muestreo correcto e igual al periodo de la señal; a la derecha el tiempo de muestreo no coincide con el periodo se la señal, con lo que la señal reconstruida es errónea y el espectro de frecuencia lo será también.



Figura 4.2.2.1: Fenómeno de leakage.

Para evitar el efecto leakage se multiplica el registro de tiempo por una función que sea nula en los extremos y que evite la discontinuidad al principio y al final de la señal. Esta función se conoce como función ventana, ya que obliga a observar los datos a través de ella. [14]

Anexo 3: Análisis de vibraciones y ultrasonidos en MACI

1. Introducción	3.2
2. Ultrasonidos	3.2
3. Fuentes de vibraciones y ultrasonidos en MACI	3.3
3.1 Impactos mecánicos.....	3.3
3.2 Flujos de gases.....	3.4
3.3 Rugosidad mecánica.....	3.5
3.4 Combustión	3.5
4. Características de las señales de vibraciones y ultrasonidos en MACI	3.6



1. Introducción

El análisis de vibraciones y ultrasonidos para motores alternativos de combustión interna es un proceso no intrusivo para comprobar el correcto funcionamiento de estos o detectar posibles fallos. El método de análisis desarrollado en el presente proyecto consiste en la representación de:

- Presión del cilindro vs posición angular del cigüeñal.
- Vibración vs posición angular del cigüeñal.
- Ultrasonido vs posición angular del cigüeñal.

Normalmente la señal de presión es difícil de captar porque hace falta acceso a la cámara de combustión y en general no se dispone de ella. El método de análisis y vibraciones en MACI está pensado para sustituir al análisis de la presión cuando no se dispone de esta. En este caso la presión es complementaria a las vibraciones y ultrasonidos.

El método consiste en la inspección de dichas graficas y la comparación con graficas de control del motor funcionando correctamente.

El análisis clásico de vibraciones para el mantenimiento predictivo de maquinas rotativas basado en gran parte en el estudio de la señal en el dominio frecuencial no es apropiado para los MACI. Problemas como errores en el tiempo de apertura/cierre de válvulas, fugas en válvulas, problemas de inyección, etc. Pueden ser detectados con un estudio en el dominio temporal. Sin embargo no se ha demostrado que el análisis frecuencial sea útil para detectar estos fallos. [1]

Hay que destacar que el análisis de vibraciones y ultrasonidos en MACI es una técnica puntera y muy poco desarrollada si la comparamos con el análisis de vibraciones en maquinas rotativas. Existen muy poco estudios y textos sobre esto, y pocas empresas que ofrezcan estos servicios, a pesar de las considerables ventajas de estas técnicas y el ahorro de costes que suponen.

2. Ultrasonidos

El ultrasonido es una onda acústica cuya frecuencia esta por encima de lo perceptible por el oído humano, que son aproximadamente 20 KHz, sin embargo para el análisis de ultrasonidos los vamos a considerar a partir de 12 KHz. Dicha onda es elástica y es generada por la rápida liberación de energía en la fuente causante de la emisión acústica.

La medición de ultrasonidos permite:

- Detección de fricción en maquinas rotativas.
- Detección de fallas y/o fugas en válvulas.
- Detección de fugas de fluidos.
- Pérdidas de vacío.
- Detección de "arco eléctrico".
- Verificación de la integridad de juntas de recintos estancos.



Casi todas las fricciones mecánicas y fugas de presión o vacío producen ultrasonido en un rango aproximado a los 40 KHz, frecuencia con características muy aprovechables en el mantenimiento predictivo, puesto que las ondas ultrasónicas son de corta longitud, atenuándose rápidamente sin producir rebotes. Por esta razón, el ruido ambiental por más intenso que sea, no interfiere en la detección del ultrasonido. [15]

La aplicación del análisis por ultrasonido se hace indispensable especialmente en la detección de fallos existentes en maquinas rotativas que giran a velocidades inferiores a las 300 RPM, donde la técnica de medición de vibraciones se transforma en un procedimiento ineficiente. A partir de 300 rpm la medición de ultrasonidos es complementaria con la medición de vibraciones y se usa eficientemente en maquinas rotativas. Este último es el tipo de análisis que se va a hacer. [15]

3. Fuentes de vibraciones y ultrasonidos en MACI

Hay muchas fuentes de vibración y ruido en los motores alternativos de combustión interna. El movimiento alternativo produce fuerzas vibratorias debidas a la inercia de los elementos en movimiento. Los componentes rotatorios también producen vibraciones. Además existen impactos, flujos de gas, movimientos relativos entre partes en contacto, etc. Estas señales pueden ser medidas y usadas para diagnosticar problemas en el motor.

Las principales fuentes de vibraciones y ultrasonidos en MACI son:

3.1 Impactos mecánicos

Los impactos mecánicos más importantes que se producen en un MACI son:

- Pistón Slap: El pistón slap es un impacto muy común en los motores alternativos y en el mecanismo biela-manivela. Se trata de un golpe del pistón con la camisa del cilindro que se produce por la holgura entre estos y las fuerzas de inercia del pistón que lo empujan contra la camisa. El pistón slap se produce en todas las carreras de trabajo y varias veces en cada carrera (porque rebota de un lado a otro) induciendo un impacto de palmada incesante sobre el cilindro. La intensidad de estos impactos es variable y disminuye a lo largo de cada carrera. En la práctica solo se podrá observar en el análisis de vibraciones uno de estos impactos y es el que se produce después del PMS en la carrera de trabajo, pues las fuerzas de combustión aumentan dicho impacto.

- Impactos debidos a holguras: Las holguras son necesarias en un motor para que se produzca movimiento relativo entre sus partes en contacto con un buen rendimiento. Además el hecho de que algunas de sus partes soporten elevadas temperaturas hace que haya que aumentar las holguras entre algunos elementos para que la dilatación térmica no afecte al motor. El piston slap anteriormente comentado es un impacto debido a la holgura que existe entre la camisa y el pistón. Uno de los impactos más relevantes por holguras es el que hay el debido a la holgura que hay entre el casquillo de la biela y el bulón, en la que se incorpora necesariamente un cojinete. Otro impacto debido a holguras importante es el que se produce debido a la holgura en el rodamiento del cigüeñal.



- Apertura y cierre de válvulas: El sistema mecánico de distribución abriendo y cerrando las válvulas causa impactos. El más importante es el impacto que se produce cuando la válvula cierra e impacto sobre su asiento. Aunque también existen impactos en la apertura de la válvula aunque estos sean de mucha menor amplitud.

3.2 Flujos de gases

- Salida de los gases de escape: Cuando la válvula de escape abre, la diferencia de presión entre el cilindro y el conducto de escape hace que se produzca la salida espontánea de los gases de escape por el movimiento del pistón. Dicho flujo de gases crea un efecto de silbido de alta frecuencia que es detectado por el sensor de emisión acústica.

- Fugas: Las fugas producen un fenómeno similar al de los gases de escape. Las fugas más comunes se producen a través de los anillos del pistón y a través de las válvulas. La banda frecuencial donde dichas emisiones tienen mayor amplitud esta entre 36 y 44 KHz. Para conocer estos se realizó un experimento en el que se construyó una especie de cámara de combustión cilíndrica a tal efecto (figura 3.2.1). En ella se introducía aire a presión mediante una llave de paso, llenando dicha cámara. Después se procedía a simular fugas por las válvulas del motor mediante un dispositivo de empuje del vástagos de válvula instalado sobre el mismo para tal efecto. Dicho dispositivo permite controlar los milímetros que hacemos descender la válvula. Al empujar la válvula, ésta se abre y se produce la fuga. [2]



Figura 3.2.1: Simulación de fugas en la cámara de combustión



Los resultados de este experimento se muestran en la figura 3.2.2, en ella se ven tres pequeñas fugas provocadas de esta forma (apertura y cierre consecutivo de la válvula). Arriba se muestra las mediciones en el dominio temporal, la forma que presentan estas señales de ultrasonidos en el dominio temporal es la típica de un proceso de fugas. Abajo se ve el espectro de frecuencias, en el que se observa que las fugas se producen a una frecuencia aproximada de 40 kHz. [2]

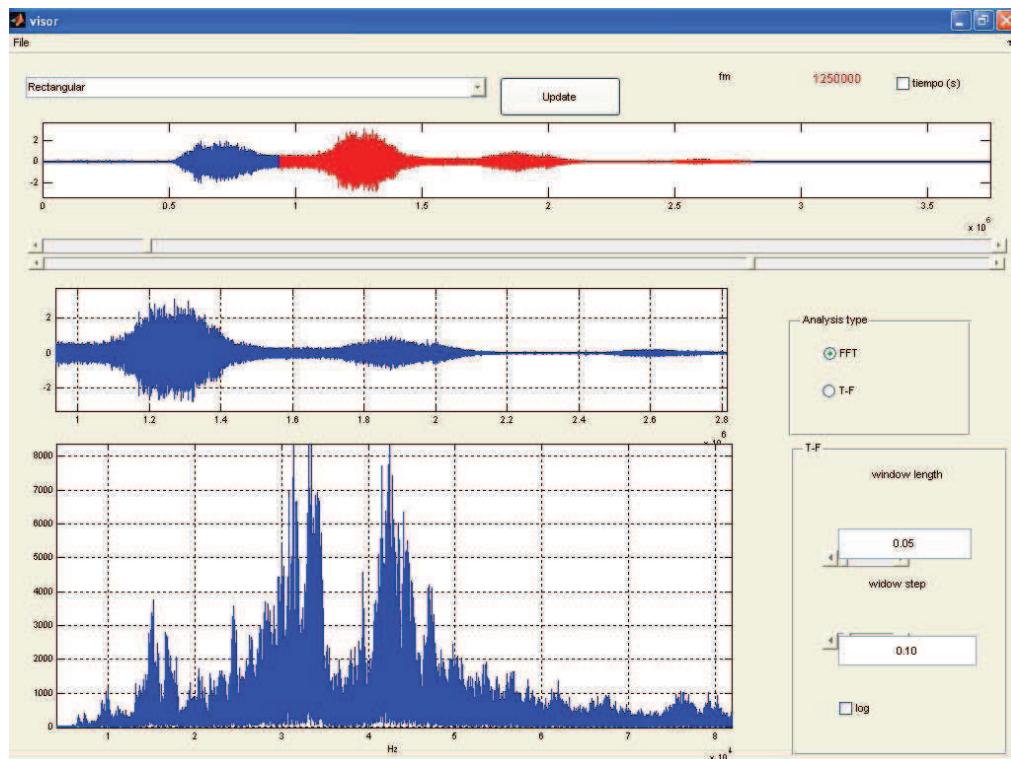


Figura 3.2.2: Resultados del experimento de simulación de fugas

Esta prueba es de gran interés para poder ver la forma que tiene en el dominio temporal este tipo de señales, además de conocer el espectro de frecuencias que genera, que aunque no sea útil para este proyecto, sí que es interesante para desarrollar un posible análisis frecuencial complementario.

3.3 Rugosidad mecánica

Entre dos elementos en contacto con velocidad relativa se produce un rozamiento que causa una vibración. La amplitud de la vibración dependerá de la calidad de las superficies en deslizamiento y su velocidad relativa. El caso más claro lo encontramos en los segmentos y la camisa del cilindro. Si la camisa del cilindro presenta imperfecciones, como por ejemplo rayado, el paso de los segmentos hará que se produzcan vibraciones.

3.4 Combustión

Durante la combustión se produce la expansión de la mezcla lo que produce fuerzas sobre los elementos que la contienen induciendo vibraciones y emisiones acústicas que son reconocibles en un análisis.



El motor analizado en el banco de pruebas posee una baja relación de compresión. Debido a esto la presión aumenta hasta el PMS, una vez pasado la curva disminuye su pendiente y presenta un punto de inflexión tras el cual aumenta bruscamente. Este aumento brusco es debido a la inflamación de la mezcla y coincide con las fuerzas de combustión visibles en el análisis de vibraciones y ultrasonidos. La inflamación de la mezcla se debería haber iniciado en el momento del encendido (12° antes del PMS) pero debido a la baja relación de compresión la combustión tarda en propagarse. La figura 3.4.1 muestra la curva de presión del motor estudiado para un caso de 2400 rpm y 40% de carga.

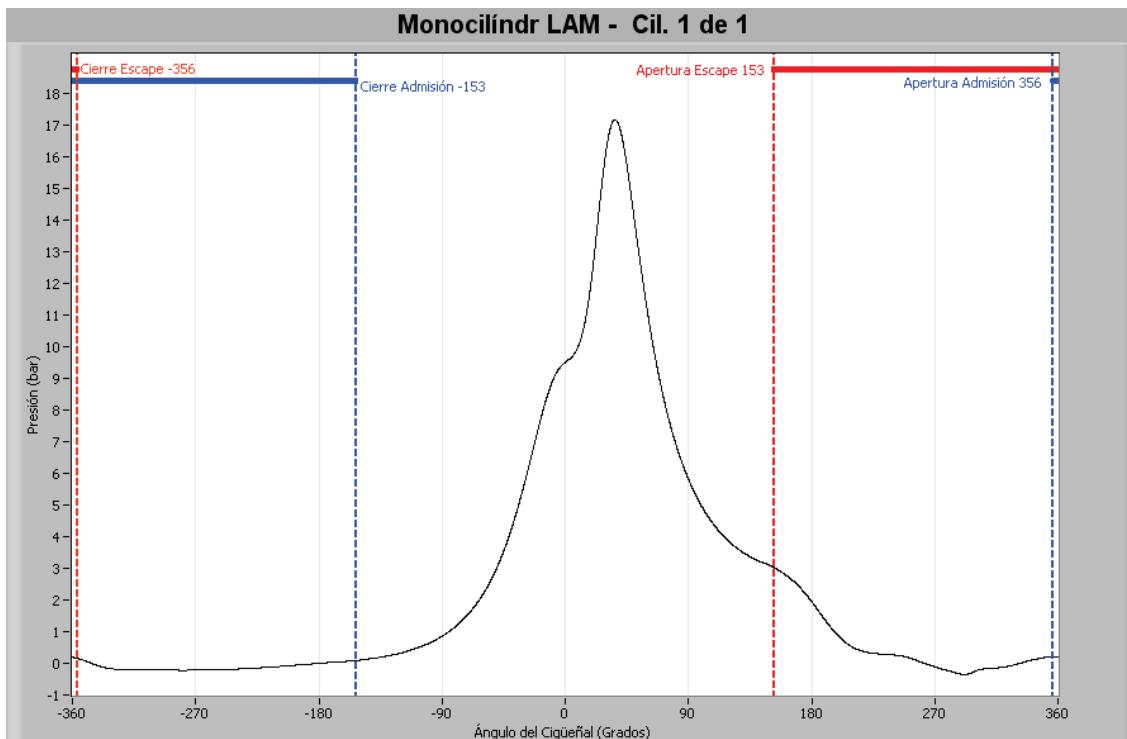


Figura 3.4.1. Curva de presión del motor estudiado. 2400 rpm carga 40%.

4. Características de las señales de vibraciones y ultrasonidos en MACI

Las señales generadas en un motor alternativo de combustión interna, debido al propio funcionamiento del motor, son mayoritariamente señales no estacionarias e impulsivas, es decir, se produce un aumento brusco de amplitud en un periodo corto de tiempo.

Las tres categorías principales de ruido vibratorio y ultrasónico de interés para el análisis en el dominio temporal son: flujos de gas, impactos mecánicos y fricción. [1]

Los flujos de gas normalmente ocurren a alta frecuencia, creando un efecto de silbido ultrasónico, caracterizado por el patrón de la figura 4.1. Es normal que este silbido ocurra en todos los flujos de gas. La presencia de este flujo de gas cuando no debería es indicativo de fugas. Un aumento de la amplitud del patrón de flujo de gas cuando debería fluir libremente es indicativo de que existe una obstrucción.

En el apartado anterior ya se ha comentado distintas causas de impactos mecánicos en el motor. Si la holgura mecánica en el casquillo de la biela o el rodamiento del cigüeñal



aumentan, se producirá un impacto, o si ya existía este aumentará. El patrón típico de impactos mecánicos se muestra en la figura 4.1.

La fricción ocurre cuando existe un contacto no lineal entre elementos con movimiento relativo, ya sea alternativo o rotativo. El deslizamiento entre el pistón y la camisa es el ejemplo más común de este tipo de vibración en los MACI. Si la camisa presenta alguna irregularidad, la vibración aumentará cada vez que el pistón pase por ese punto.

Los eventos del motor que producen señales de vibración o ultrasonidos ocurren típicamente una vez por ciclo mecánico. Son caracterizados por ciertas formas o patrones [1] cuando los representamos en función del tiempo o del ángulo del cigüeñal. Dichos patrones se representan en la figura 4.1.

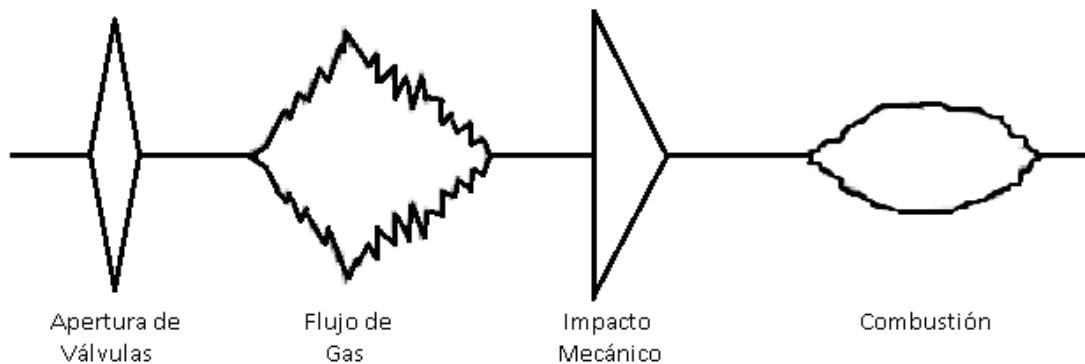


Figura 4.1: Envolventes de patrones típicos de vibraciones y ultrasonidos en MACI.

En la figura 4.2 se ve un ciclo completo de un motor de cuatro tiempos (como el motor analizado), en el que están señalados los puntos muertos y se representan los patrones típicos de vibración y ultrasonido en MACI. Dicha figura ayuda en la identificación de los distintos eventos que se producen en un MACI.

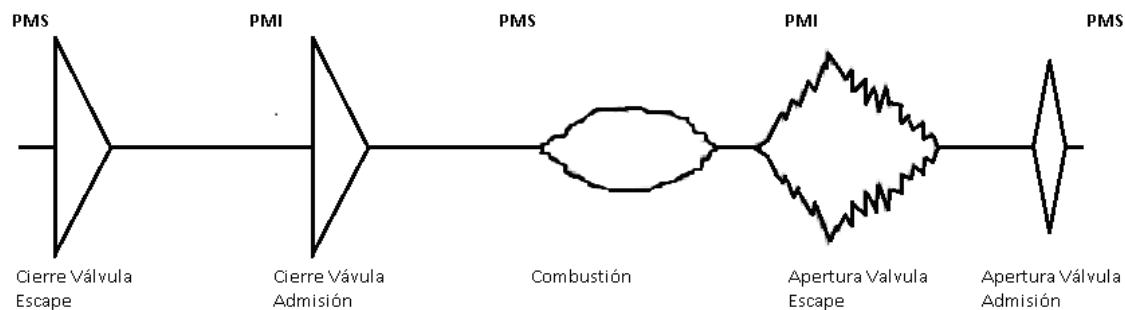


Figura 4.2: Eventos típicos de un ciclo en un MACI de cuatro tiempos.

Anexo 4: Análisis experimental

1. Procedimiento experimental.....	4.2
2. Cadena de medida.....	4.2
3. Equipamiento	4.3
3.1 Motor	4.3
3.2 Transductores y acondicionadores de la señal	4.4
3.2.1 Acelerómetros.....	4.4
3.2.2 Sensor de emisión acústica	4.5
4. Puntos de medida	4.6
5. Adquisición y tratamiento de la señal.....	4.9
5.1 Adquisición de datos	4.9
5.2 Clasificación.....	4.9
5.3 Análisis de la señal.....	4.11
5.4 Visualización de la señal.....	4.12
7. Fallos inducidos al motor	4.14
7.1 Variación de la holgura de taques.....	4.14
7.2 Variación del encendido.....	4.15
7.3 Segundo segmento quitado	4.15
7.4 Holgura excesiva en el casquillo de la biela	4.15
7.5 Motor arrastrado.....	4.16

1. Procedimiento experimental

El procedimiento que se ha llevado a cabo consiste en la obtención de datos a través de la experimentación sobre un motor en un banco de ensayo y posteriormente la comparación de las señales obtenidas midiendo sobre el motor en correcto funcionamiento, con las obtenidas tras provocar una serie de fallos controlados sobre el motor.

El procedimiento es el siguiente:

- Mediciones de vibraciones y ultrasonidos sobre el motor en correcto funcionamiento.
- Mediciones de vibraciones y ultrasonidos sobre el motor tras haberle provocado unos fallos determinados.
- Comparación de ambas señales, con el fin de obtener un patrón de señal que identifique la presencia de cada fallo en concreto en el motor.

Antes de aplicar el dicho procedimiento se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- Se requiere un número de muestras de ejemplo y de test alto para que los resultados sean estadísticamente significativos.
- Se han de tomar un número determinado de ciclos cada vez que realicemos una medición para poder realizar un promediado válido (100 ciclos para un motor de encendido por chispa y 300 ciclos para un motor de encendido por presión).
- Los ensayos se realizarán a distintas velocidades y cargas del motor, para determinar en qué condiciones se identifica mejor cada fallo.

2. Cadena de medida

La cadena de medida utilizada durante las pruebas en el banco de ensayo consta de los siguientes elementos:

- Transductores: Convierten las magnitudes físicas que se desean medir en una señal eléctrica. Los transductores usados son acelerómetros, sensor de emisión acústica y sensor de presión.
- Acondicionadores de la señal: Normalmente las señales generadas por los transductores no tienen el nivel suficiente para ser usadas en los equipos de medición, análisis y visualización de la señal. Por eso hay que poner un sistema de adaptación (preamplificadores o acondicionadores de la señal). Estos equipos de encargan de generar una señal apta para ser introducida en el sistema de medida.
- Tarjeta electrónica de adquisición de datos: Esta tarjeta se encarga de convertir la señal analógica, procedente del amplificador en una señal digital.

- Encoder óptico: Se encuentra en el motor y da una señal que sirve como referencia de la posición del cigüeñal, así posemos conocer en qué ángulo se encuentra en cada instante. El encoder del LAM tiene dos canales de salida, el primero con una resolución de 360 pulsos por vuelta, se obtiene por tanto una muestra de la señal por cada grado de giro del cigüeñal. El segundo tiene una resolución de un pulso por vuelta que se ajustara para que lo dé cada vez que pase por el PMS.
- Software de adquisición de datos: Se utiliza un programa informático elaborado en el LAM, realizado en LabView, cuyo nombre es ADQLAM.

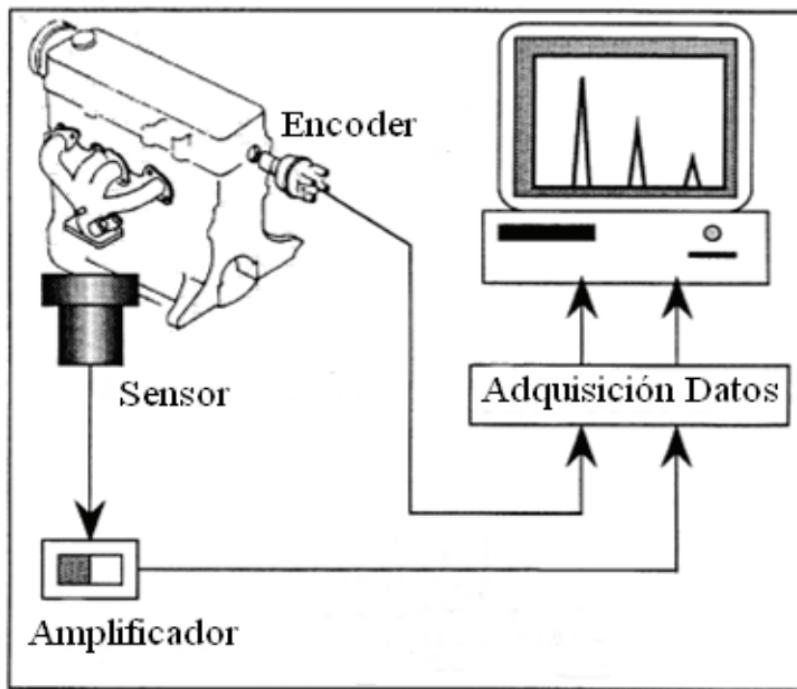


Figura 2.1: Esquema de la cadena de medida

3. Equipamiento utilizado en los ensayos

3.1 Motor

El motor que se utiliza para las pruebas en el banco de ensayo, es un motor de gasolina monocilíndrico de 4T, de la marca “Bernard-Moteurs” tipo W.110 BIS (nº C166070). Sus características principales son:

- Cilindrada: 240 cm³
- Diámetro cilindro: 69 mm
- Carrera: 64 mm
- Relación de compresión: 6,235
- Potencia: 5 CV a 2500 rpm (no usar nunca por debajo de 1500 rpm)
- Revoluciones de ralentí: 700 rpm aprox.

El mapa de distribución es el siguiente:

- Angulo de apertura de la admisión: 4° antes del PMS en la carrera de escape.
- Angulo del cierre de la admisión: 27° después del PMI en la carrera de compresión.
- Angulo de apertura del escape: 27° antes del PMI en la carrera de trabajo.
- Angulo del cierre del escape: 4° después del PMS en la carrera de admisión.
- Encendido: 12° antes del PMS en la carrera de compresión.

El uso de un motor monocilíndrico se debe a una más fácil interpretación de los distintos eventos a lo largo del ciclo que en un motor policilíndrico. En los motores policilíndricos los cilindros adyacentes al cilindro que se está midiendo afectan a la señal captada, dificultando distinguir si cierto fenómeno registrado está ocurriendo en el cilindro estudiado o en algún cilindro adyacente. Las conclusiones de este proyecto se podrán aplicar a motores policilíndricos.

3.2 Transductores y acondicionadores de la señal

3.2.1 Acelerómetros

Los acelerómetros empleados son acelerómetros piezoelectrinos de compresión. Dichos acelerómetros se componen de una carcasa, un muelle de precarga, una salida de la señal eléctrica y una masa sísmica, la cual ejerce una fuerza de compresión sobre el elemento piezoelectrino. El elemento piezoelectrino es el que transforma un parámetro físico (tensión mecánica) en una señal eléctrica.

El método usado para la fijación de los acelerómetros, como ya se vio en el anexo 2, es mediante vástago roscado, pues frente a otros métodos permite medir un rango de frecuencias mucho más grande.

Se han utilizado dos tipos de acelerómetros que se diferencian por el rango de frecuencias que son capaces de medir:

- Acelerómetro de baja frecuencia:

Se trata de un acelerómetro Brüel & Kjaer 4366 que tiene las siguientes características:

- Rango frecuencial: 1 Hz – 8 KHz
- Sensibilidad: 50 pC/g
- Rango de medida: 1000 g
- T^a máxima: 250°C

Como se ha comentado la señal de salida del acelerómetro necesita un acondicionamiento para ser medida por un sistema de adquisición de datos que trabaja con señales entre -10 y 10 V. Para ello se ha usado un amplificador Brüel & Kjaer 2626.

- Acelerómetro de alta frecuencia:

Corresponde a un acelerómetro PCB 352A60 cuyas características son:

- Rango frecuencial: 5 Hz – 60 KHz
- Sensibilidad: 10 mV/g
- Rango de medida: 500 g
- T^a máxima: 121°C

Igual que en el acelerómetro de baja frecuencia se necesita acondicionar la señal de salida. Para ello se utilizo un acondicionador de señal PCB 480E09.

3.2.2 Sensor de emisión acústica

El sensor de emisión acústica es el transductor que mide ultrasonidos. Está formado por una cerámica piezoelectrónica sobre la cual se han colocado unos electrodos. En la cara frontal de la cerámica se encuentra el líquido acoplante o capa de adaptación de impedancias, cuya función es realizar la adaptación entre las impedancias acústicas de la cerámica y del medio de propagación, de manera que haya una buena transferencia de potencia acústica entre ambos. Sobre la otra cara de la cerámica hay un material absorbente llamado contramasa, que sirve para bajar el factor de calidad del transductor, lo cual implica obtener respuestas temporales de menor duración, o lo que es lo mismo, obtener un gran ancho de banda en el dominio de frecuencias. Por otra parte, entre los conectores eléctricos se coloca un circuito de adaptación eléctrica.

El líquido acoplante permite el paso de las ondas del motor al transductor, ya que el aire dificulta la transmisión de los ultrasonidos. Los líquidos acoplantes más usados son aceites y grasa minerales con diversos grados de viscosidad. El agua y las preparaciones acuosas, como el engrudo, son buenos acoplantes pero pueden oxidar la superficie metálica. La glicerina es un buen conductor acústico pero no moja bien la superficie de los materiales, se suele usar cuando existe un acabado fino. Para ensayos en caliente se usan aceites de alto punto de ebullición, superior a 300°C, o silicona, aunque esta última es muy cara. El líquido acoplante que se usó durante la toma de medidas fue aceite de vaselina.

El sensor de ultrasonidos fue colocado en las mismas posiciones de medida que los acelerómetros, que van sujetos mediante un esparrago roscado. Para ello se fabricó un soporte para colocar el sensor con un agujero roscado (figura 3.2.2.1). En el interior de dicho soporte se encuentra el líquido acoplante.



Figura 3.2.2.1: Sensor de emisión acústica colocado en su soporte.

El sensor de emisión acústica con el que se realizaron las medidas fue un Physical Acustics MHD3A. Las características de este sensor son:

- Rango de frecuencias: 25 KHz – 530 KHz
- T^a máxima: 175°C

El acondicionamiento de la señal se llevo a cabo mediante un preamplificador Physical Acustics 2/4/6C-20-1200.

4. Puntos de medida

Los sensores se colocarán en diferentes puntos sobre el motor, en función del tipo de fallo que provoquemos en cada instante. Se deberá colocar el sensor lo más próximo posible a la fuente de emisión de la señal de vibraciones ó de emisión acústica. No obstante, y a pesar de que la amplitud de la señal será menor, también se han hecho las mediciones desde los otros puntos aunque se encuentren más alejados.

Los puntos de localización de los sensores se eligieron en el motor en función de la estructura de éste, ya que no todas las zonas eran accesibles. Una vez elegidos hubo que diseñar las bases o soportes para poder colocar los sensores, y además llevar a mecanizar el motor para poder roscar dichas bases convenientemente.

Los puntos donde se colocaran los sensores son los siguientes:

1. Sobre la culata

En un agujero roscado sobre la culata como el de la bujía (figura 4.1), se colocó un soporte debidamente diseñado con un sistema de refrigeración por agua para soportar las elevadas temperaturas de la cámara de combustión (figura 4.2).

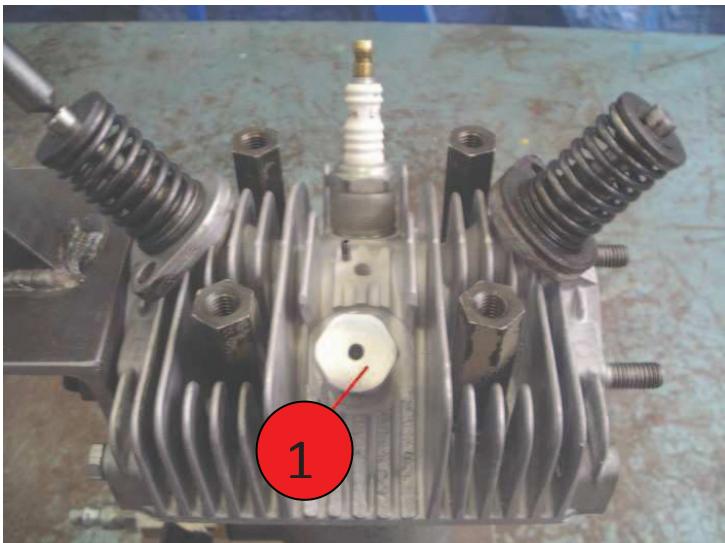


Figura 4.1: Localización de la posición 1.

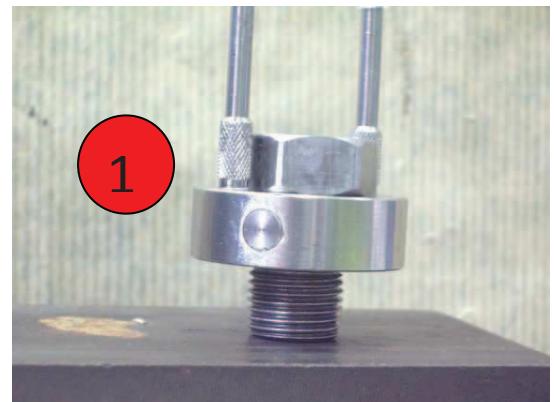


Figura 4.2: Sistema refrigeración.

2 y 3. En el lateral del bloque motor, en el lado de la admisión (figura 4.3).

En un lateral del bloque motor, perpendicularmente al eje del cigüeñal y en el lado correspondiente al conducto de admisión (con la base-soporte roscada casi rozando la camisa del cilindro), se encuentran 2 puntos de colocación de sensores:

2. Próximo al PMS del cilindro.

3. Próximo al PMI del cilindro.

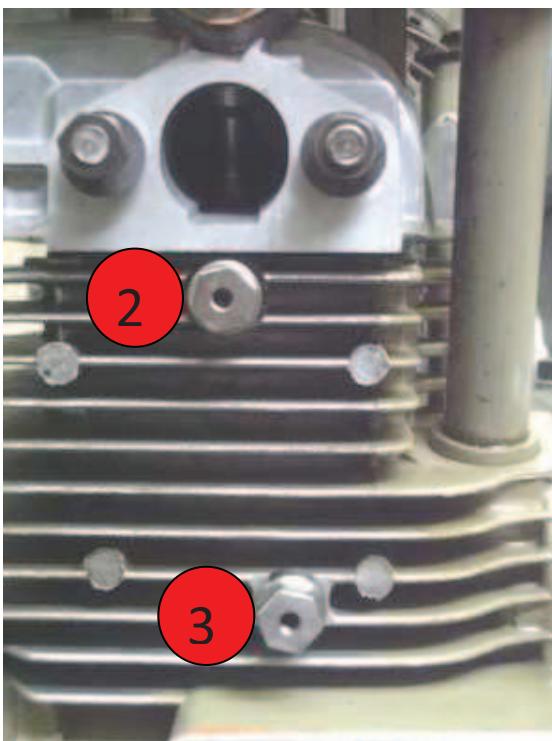


Figura 4.3: Localización de las posiciones 2 y 3.



Figura 4.4: Detalle localización 2.

4. En el lateral del bloque motor, en el lado del escape (figura 4.5).

En un lateral del bloque motor, perpendicularmente al eje del cigüeñal y en el lado correspondiente al conducto de escape (con la base-soporte roscada casi rozando la camisa del cilindro). El punto de colocación se encuentra próximo al PMI del cilindro (es simétrico respecto del punto próximo al PMI en el lateral de admisión).

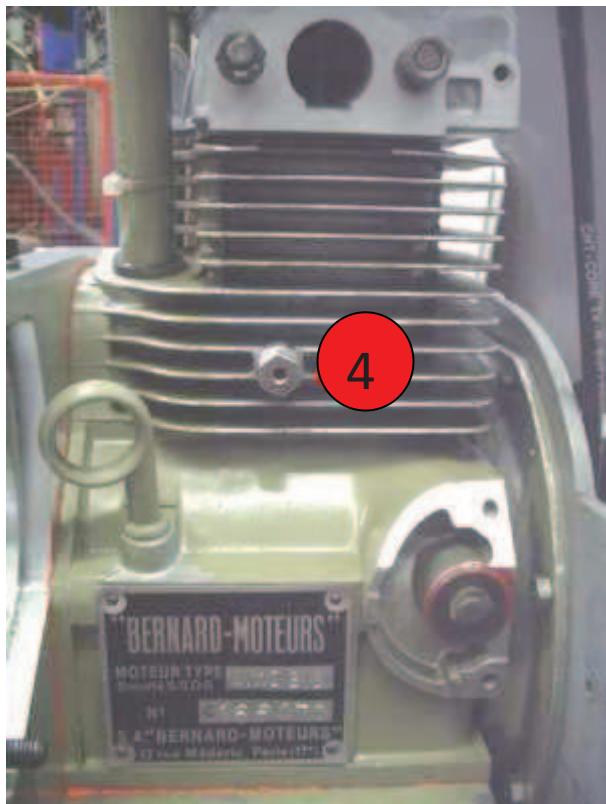


Figura 4.5: Localización de la posición 4.

5. En el apoyo del cigüeñal (figura 4.6).

Rozando perpendicularmente la pista del rodamiento del cigüeñal (en su parte inferior). Es buen punto para detectar holguras del rodamiento del cigüeñal y desalineamiento.

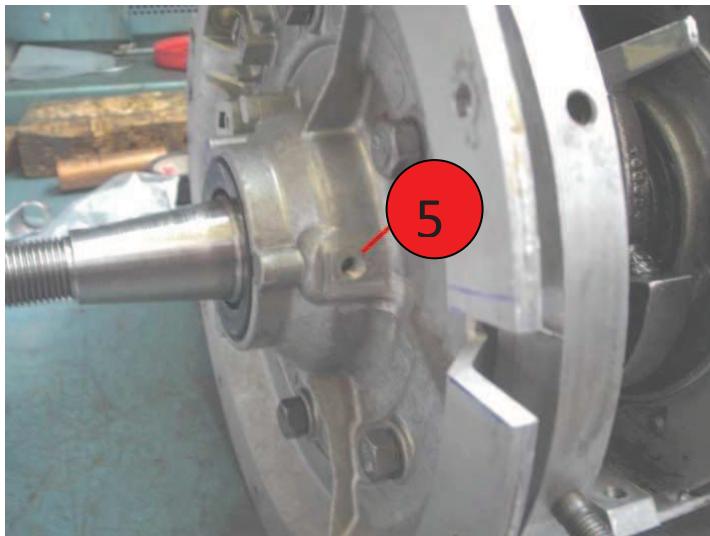


Figura 4. 6: Localización de la posición 5.

5. Adquisición y tratamiento de la señal

5.1 Adquisición de datos

Los datos que se recogen por la tarjeta de adquisición de datos son transformados por el software de adquisición de datos ADQLAM en un archivo de texto formado por cuatro columnas que contienen la siguiente información:

- Presión
- Vibraciones del acelerómetro de alta o baja frecuencia
- Ultrasonidos
- Encoder

La señal del encoder da un pulso cada vez que pasa por el PMS facilitando una referencia que permite calcular la posición del cigüeñal en cada instante

Las medidas están tomadas a una frecuencia de 125000 muestras por segundo, lo que equivale una frecuencia de muestreo de 125 KHz, durante 5 segundos.

Para cada fallo que se practica al motor, que se comentan en el apartado 6, se realizaron varias mediciones con los sensores en distintas localizaciones, y distintos regímenes de giro y grados de carga.

5.2 Clasificación de los ficheros

Los ficheros en el momento que se realizaron las medidas fueron ordenados por carpetas mediante su fecha de captura y según acelerómetro de alta o baja frecuencia. El nombre de los ficheros incluía únicamente el fallo del motor, las localizaciones de los sensores y la fecha de captura (figura 5.2.1). Hubo que reorganizar los ficheros clasificándolos en carpetas, primero por fallos, segundo por localización de los sensores y por ultimo según acelerómetro de baja o alta frecuencia. También se renombraron los ficheros incluyendo el fallo, la carga, el régimen se giro y la fecha de captura, además de información adicional sobre el fallo si era necesario (figura 5.2.2).

La razón de la reorganización de los ficheros fue que en la primera clasificación había que recurrir a una tabla para ver algunos datos importantes de cada fichero, como régimen de giro y carga. Además estar organizados por fechas dificultaba la búsqueda de ficheros. Tras la reorganización y renombramiento de ficheros no hace falta recurrir a ninguna tabla pues toda la información necesaria se encuentra en el nombre del fichero o las carpetas y el acceso a los ficheros es más fácil y rápido. A pesar de esto se conserva la fecha de captura para poder consultar la tabla de datos de los ficheros originales.

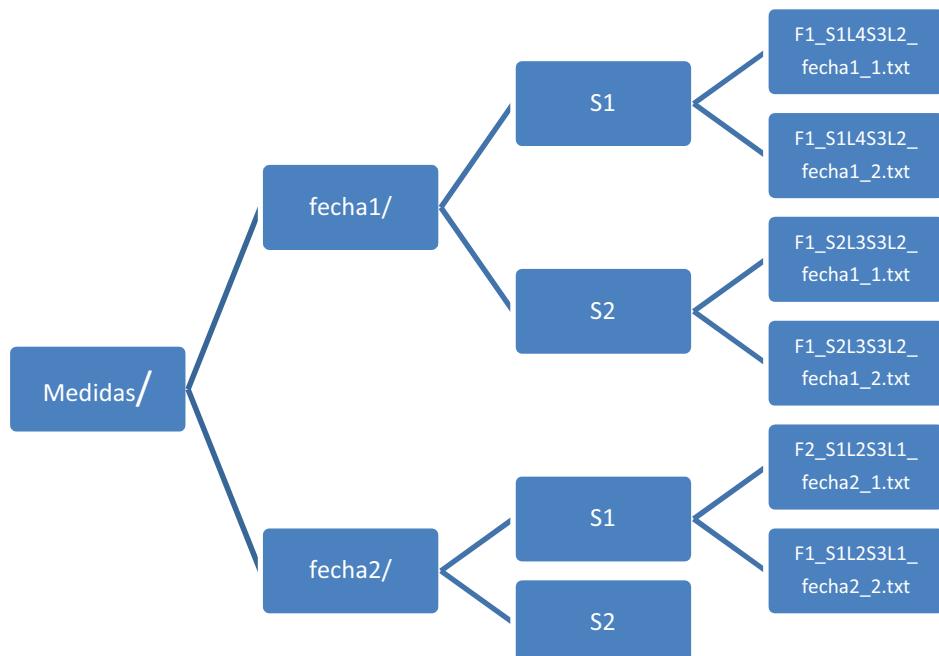


Figura 5.2.1: Clasificación de los ficheros tras realizar las medidas

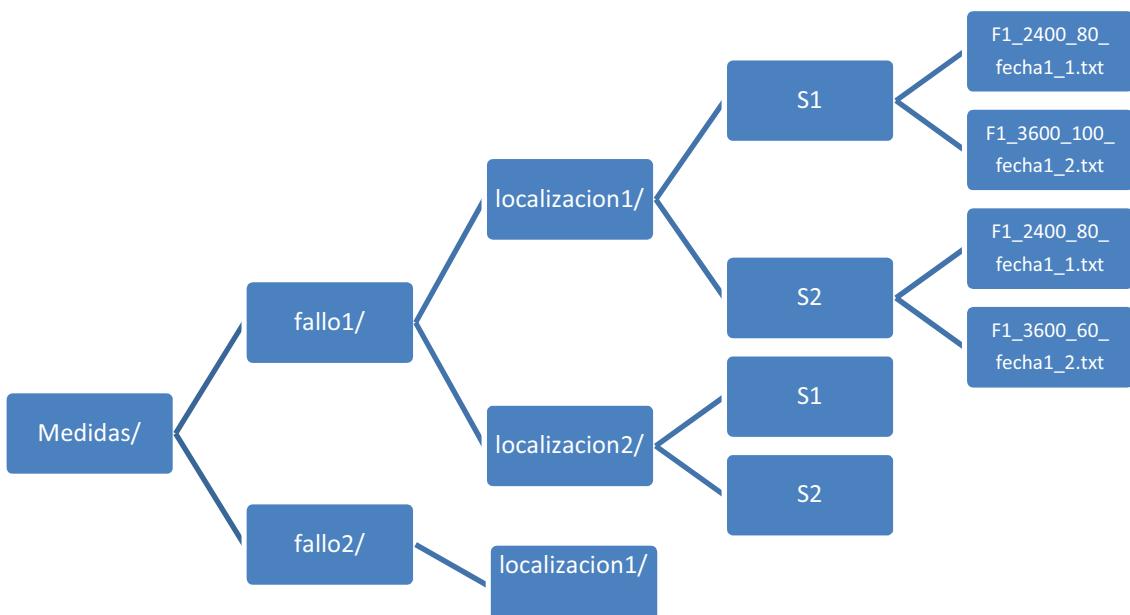


Figura 5.2.2: Clasificación de las medidas reorganizadas y renombradas.

Posteriormente a la reorganización y renombramiento de los ficheros se pasó a una segunda fase del trabajo de clasificación que consistió en la búsqueda de ficheros del motor funcionando correctamente y funcionando con averías que pudieran ser comparados, es decir, que tuvieran los mismos sensores en las mismas localizaciones, el mismo régimen de giro y la misma carga.

5.3 Análisis de la señal

Se va a explicar cuáles son los criterios que se han escogido para la optimizada visualización de la señales. El análisis y posterior visualización de la señal se hace con el programa “Visualización y análisis de señales en MACI”, desarrollado en el LAM de la Universidad de Zaragoza.

En la figura 5.3.1 se ve una captura de pantalla del programa “Visualización y análisis de señales en MACI”, en la opción de análisis automático de la señal. En esta ventana se pueden elegir las principales características que permite este programa para el análisis de la señal.

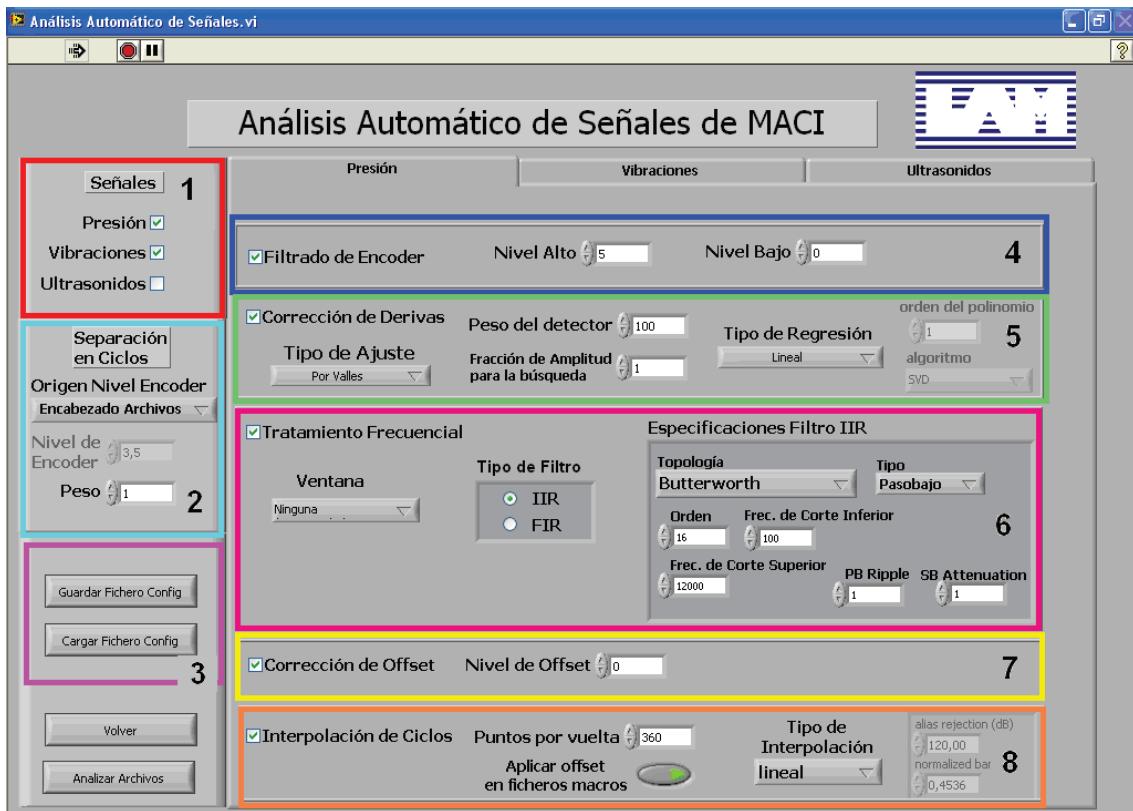


Figura 5.3.1: Análisis de la señal en “Visualización y análisis de señales en MACI”

El programa separa los archivos en ciclos gracias a la señal del encoder. También se aplica tratamiento frecuencial a las tres señales (vibraciones, ultrasonidos y presión), todas con ventana rectangular. Además de un filtro específico a cada señal:

- Presión: Se le aplicará un filtro pasobajo con una frecuencia de corte de 1000 Hz. El objetivo de este filtro es que la curva de presión no tenga picos y solo se aprecie la forma macrogeométrica.

- Vibraciones: Se le aplicara un filtro pasoalto con una frecuencia de corte de 100 Hz. La razón de cortar frecuencias inferiores a 100 Hz es despreciar la frecuencia natural del pistón debida a su movimiento relativo, y otras frecuencias debidas a los movimientos de otros elementos como la biela.

- Ultrasonidos: Se le aplicara un filtro pasoalto con una frecuencia de corte de 12 KHz. La razón de aplicar este filtro es porque a partir de entre 12-15 KHz ya se va a considerar como ultrasonido.

El límite superior del rango frecuencial de las señales vendrá dado por la frecuencia de muestreo (125 KHz) y el teorema de Nyquist [12] y será de 62,5 KHz.

5.4 Visualización de la señal

Una vez que la señal es tratada esta lista para su visualización. Existen diferentes formas de visualizar la señal. El presente proyecto se va a centrar en ver la señal en el dominio temporal. En la figura 5.4.1 se ve la imagen que correspondería a un ciclo.

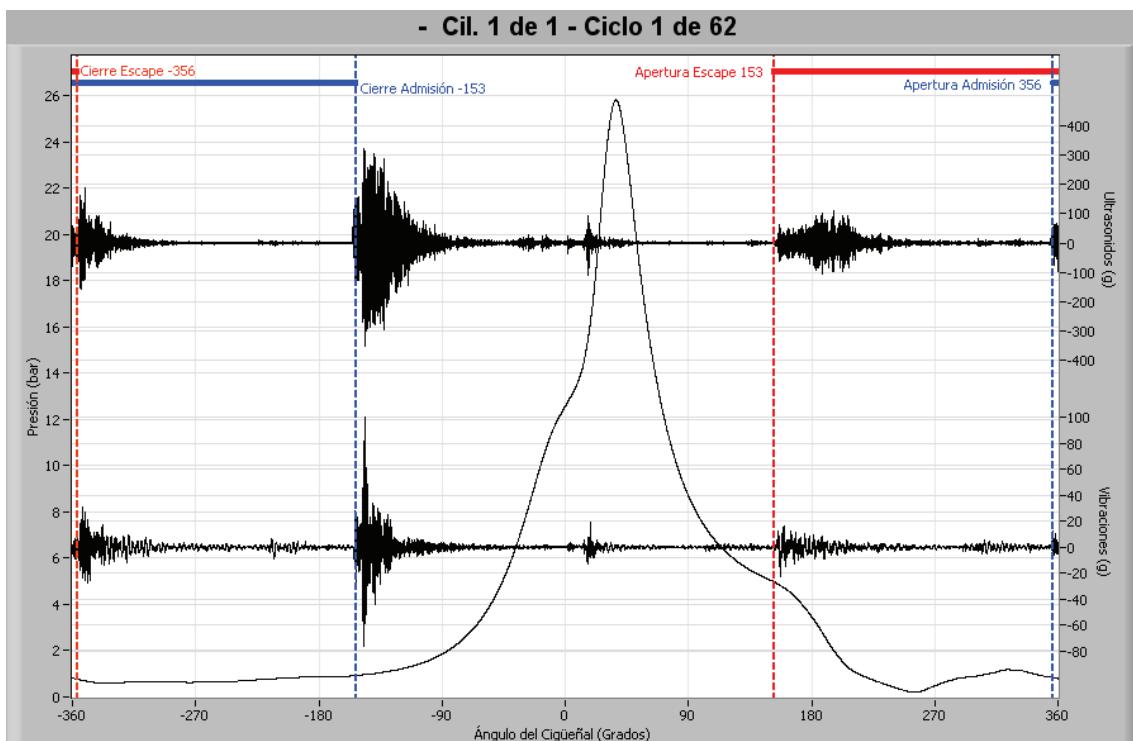


Figura 5.4.1: Grafica de un ciclo

Para una representación mejor de la señal se puede hacer un promediado de todos los ciclos. Una de las funciones matemáticas más usadas es la media (figura 5.4.2), que se calcula de la siguiente manera:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a_i$$

Donde n es el número de ciclos. Para una mejor inspección y una mayor comprensión se le aplica una envolvente (figura 5.4.3).

- Cil. 1 de 1

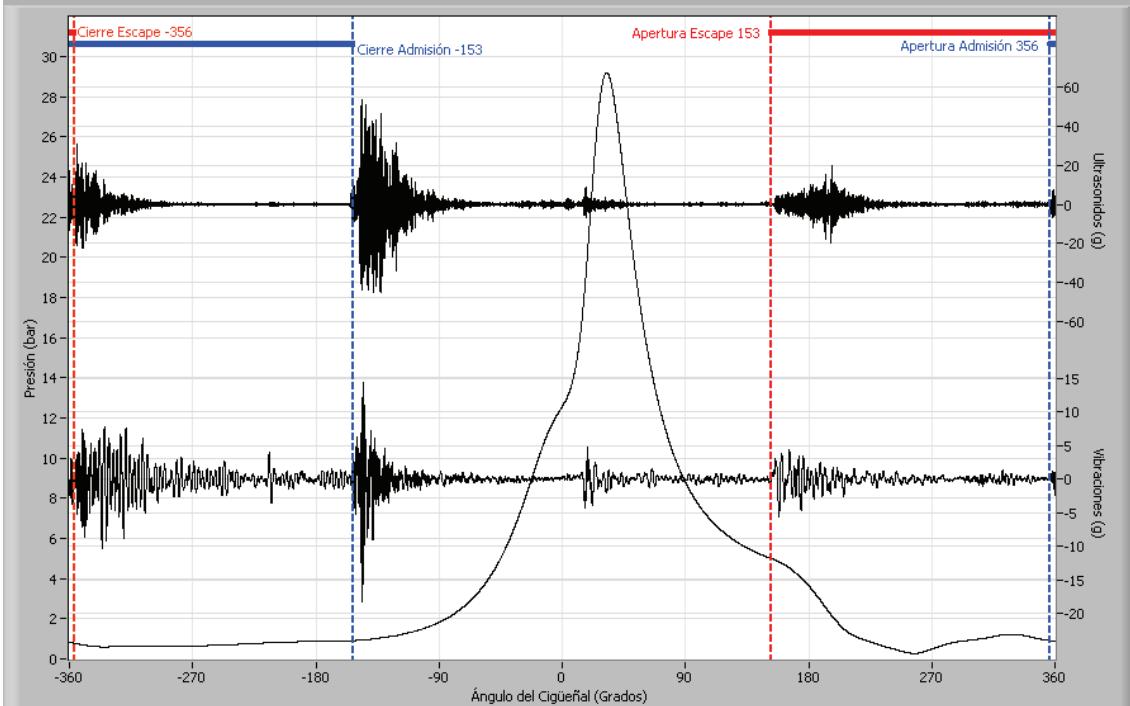


Figura 5.4.2: Media de todos los ciclos.

- Cil. 1 de 1

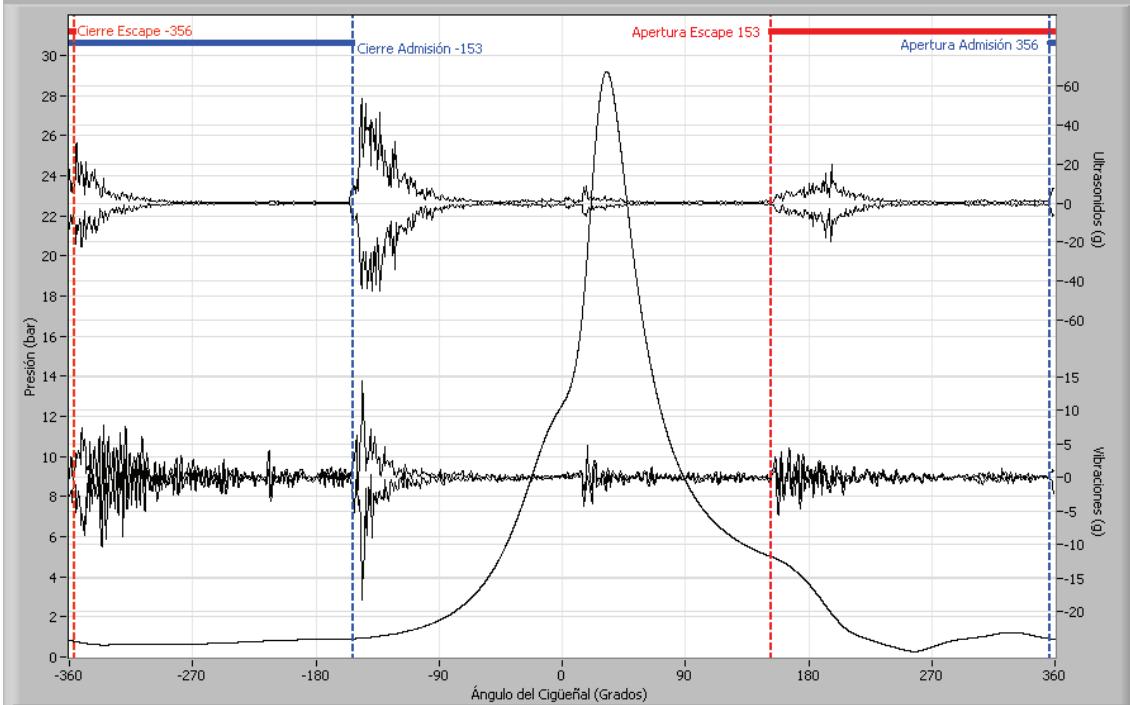


Figura 5.4.3: Media de todos los ciclos con envolvente de factor de interpolación 10.

La envolvente se define como la curva que resulta de unir el máximo (y mínimo) de un intervalo con el máximo (y mínimo) del intervalo siguiente. El ancho del intervalo será el número de medidas definido por el factor de interpolación.

Otro promedio muy usado es el valor eficaz o valor RMS (figura 5.4.4), que se calcula de la siguiente manera:

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a_i^2}$$

Donde n es el número de ciclos. Se usará este promedio por estar directamente relacionado con la energía que tiene la vibración en cada instante. El valor eficaz es siempre positivo, para su mejor visualización se hace simétrico y así es comparable a los patrones típicos de vibraciones.

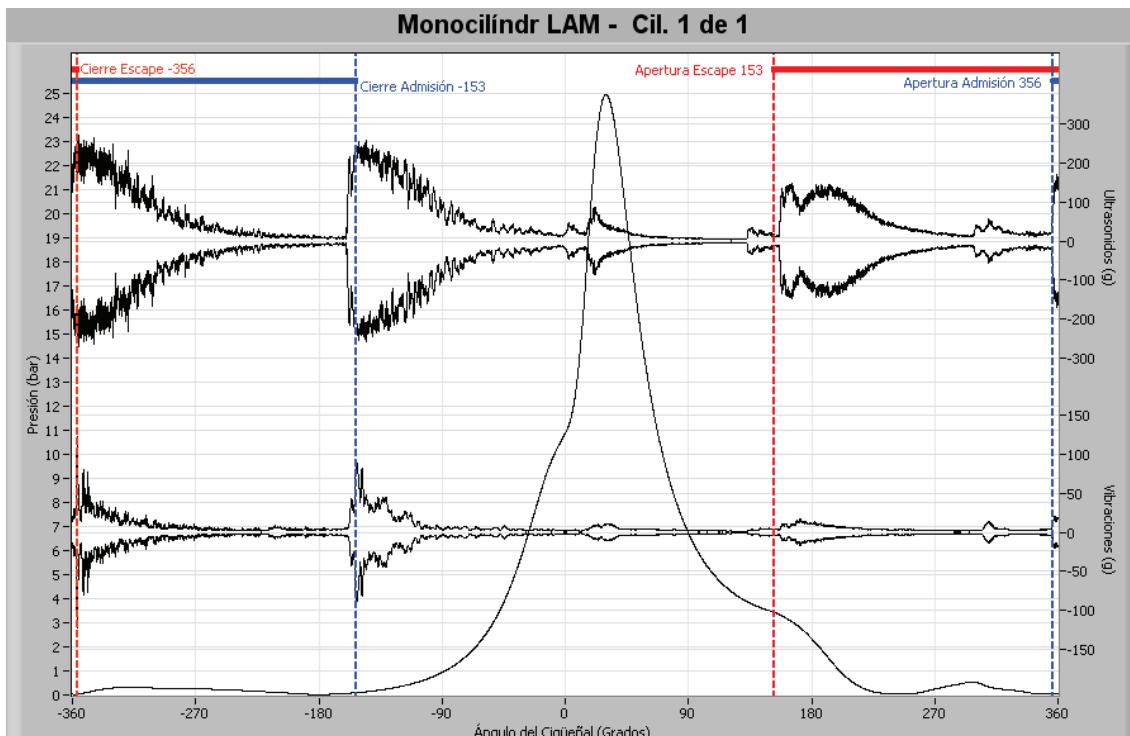


Figura 5.4.4: Valor eficaz de todos los ciclos.

7. Fallos inducidos al motor

7.1 Variación de la holgura de taques

La holgura en frío recomendada para este motor es de 0.15 mm. Actuando sobre el tornillo de regulaje de taques se provocan los siguientes fallos:

- Holgura insuficiente
- Holgura excesiva

El motor de estudio tiene un árbol de levas lateral alojado en el bloque, así que el desplazamiento causado por el árbol de levas se transmite al taque a través de un balancín.

Un aumento de la holgura de taqué implica una mayor distancia recorrida por el balancín antes de que empuje la válvula, lo que causa que abra más tarde que con la holgura normal, también implica que el balancín deje de empujar antes la válvula lo que causara que cierre antes de lo que lo haría con la holgura normal. Se puede seguir un razonamiento similar en el caso de disminuir la holgura, la válvula abrirá antes y cerrara más tarde que con holgura normal.

El cierre de la válvula en su asiento causa un impacto debido a la rigidez del resorte que la mantiene cerrada. La variación de la holgura de taqué también tendrá consecuencias en el impacto de cierre de las válvulas pues aumentar la holgura las fuerzas dinámicas aumentan. [16]

7.2 Variación del encendido

El motor lleva un encendido electrónico, con el que podremos controlar exactamente los grados que adelantamos o retrasamos el encendido. Esto tendrá consecuencias directas en el proceso de combustión. El encendido normal en el motor de estudio se encuentra 12° antes del PMS.

Si el encendido se adelanta respecto a ese punto, la presión aumentará más deprisa y alcanzará un máximo mayor y más próximo a PMS. Si existe una presión mayor cabe pensar que las fuerzas de combustión también aumentarán, pudiéndose detectar en el análisis de vibraciones.

Si se retrasa el encendido la presión disminuirá y se alejara del PMS, si existe menos presión se reflejara también en las fuerzas de combustión.

7.3 Segundo segmento quitado

Se ha eliminado uno de los segmentos para observar el fenómeno de “blow-by” (fugas de la cámara de combustión a través de los segmentos). Al eliminar uno de los segmentos que impiden el paso de los gases de combustión hacia el cárter se producirán fugas que se espera que sean detectadas por el análisis de vibraciones y ultrasonidos. El retirar uno de los segmentos también causara un aumento del piston slap, al reducir el número de puntos de apoyo del pistón con el cilindro de tres a dos.

7.4 Holgura excesiva en el casquillo de la biela

El pistón transmite los esfuerzos y el movimiento a la biela a través de un bulón. Dicho bulón no está directamente conectado a la biela sino que entre ambos existen un casquillo que facilita el giro del pie de la biela con respecto al pistón (ver anexo 1). Un aumento de la holgura que del casquillo causara un aumento de las vibraciones.

El casquillo del motor de estudio tiene un juego diametral de 0.102 mm. Se sustituirá por un casquillo con un juego de 0.187 mm.

7.5 Motor arrastrado

Para arrastrar el motor del banco de ensayo se utilizará un motor eléctrico que hará girar externamente el eje del cigüeñal. Se le hará girar a una velocidad aproximada de 1000, 1500 y 2000 rpm.

El problema de realizar experimentos con el motor arrastrado es el peligro de que se produzca rayado (incluso gripado) del casquillo de cabeza de biela, debido a la lubricación inadecuada del mismo. Al girar el motor sin producirse combustión, el aceite no alcanza la temperatura ideal de lubricación. Para solventar este problema las pruebas de motor arrastrado se realizaron con un sistema de engrase adicional.

Para tratar de paliar este problema se diseñó un sistema adicional de lubricación de biela, consistente en un vaporizador de aceite mediante aire, colocado en la base del cárter. Al inyectar aire a presión por el tubito interior, se producirá un chorro pulverizado del aceite, que

Anexo 5. Indicadores para el análisis de la señal

1. Introducción	5.2
2. La integral definida.....	5.2
3. Indicadores empleados	5.2
3.1 Angulo de extinción del cierre de la admisión	5.2
3.2 Angulo de cierre de válvula de admisión	5.3
3.3 Angulo de apertura de la válvula de escape	5.3
3.4 Integral definida para el cierre de la admisión.....	5.4
3.5 Integral definida para la apertura del escape	5.4
3.6 Integral definida en la zona de combustión (variación del encendido).....	5.5
3.7 Integral definida en la zona de combustión (segmento quitado).....	5.5



1. Introducción

En este anexo se van a explicar y justificar los distintos indicadores y variables que se van a usar para el análisis de vibraciones y ultrasonidos. Estos indicadores se usan con el objetivo de establecer unos valores que se considerarán normales tomados a partir mediciones del motor funcionando correctamente y después compararlos con los valores que se obtengan del motor con averías.

2. La integral definida

La integración es un concepto fundamental de las matemáticas avanzadas, especialmente en los campos del cálculo y del análisis matemático. Básicamente, una integral es una suma de infinitos sumandos, infinitamente pequeños.

En el análisis de vibraciones y ultrasonidos en el dominio temporal, el cálculo de la integral definida del valor eficaz acotando cierto fenómeno que se deseé analizar va a servir como una medida de la energía contenida en dicho fenómeno.

La integral definida es un buen indicador de, por ejemplo, la fuerza de un determinado impacto (cierre de válvulas, piston slap...). También es interesante como parámetro de control estableciendo unos valores de referencia entre los cuales el nivel del valor de la integral es el apropiado para un determinado fenómeno. Un ejemplo de esto sería establecer unos niveles "normales" para la integral definida en la zona de combustión, para detectar posibles problemas de encendido o inyección, fugas, etc.

3. Indicadores empleados

3.1 Ángulo de extinción del cierre de la admisión

Con este indicador se pretende hacer una estimación del ángulo recorrido por el cigüeñal hasta que la vibración se estabiliza. Para ello se ha elegido una variable que se usa en el análisis de las oscilaciones libres amortiguadas linealmente (fuerzas viscosas), aunque evidentemente las fuerzas amortiguadoras del sistema motor serán en realidad más complejas y no se trata estrictamente de una vibración libre. La fuerza de amortiguamiento se opone a la dirección del movimiento y hace que la energía mecánica del sistema disminuya. Esta energía es proporcional al cuadrado de la amplitud y disminuye exponencialmente a medida que pasa el tiempo. Por lo tanto:

$$A^2 = A_0^2 e^{-t/\tau} , \quad E = E_0 e^{-t/\tau}$$

A es la amplitud y E la energía en cada instante, A_0 y E_0 la amplitud y energía iniciales ($t=0$) y τ es el tiempo de extinción o constante de tiempo. La constante de tiempo es el tiempo que la energía disminuye en un factor e. [8]

El ángulo de extinción (φ_{ext}) será pues el recorrido por el cigüeñal en un tiempo τ . Para calcularlo se mide la amplitud máxima de la grafica del valor eficaz (que es proporcional a la energía en cada instante) y se determina el ángulo que tarda en disminuir un factor $1/e$.



También se ha medido el ángulo que tarda la amplitud en disminuir dos veces un factor e (φ'_{ext}).

3.2 Ángulo de cierre de válvula de admisión

La medición del ángulo del cierre de la admisión se realiza a través del impacto que se produce. En vibraciones dicho impacto es mucho mas afilado que en ultrasonidos así que sencillamente se ha definido como el ángulo en el que se produce el máximo. Para ultrasonidos es más complejo pues como se puede ver en la figura 3.2.1 existen muchos picos que se mantienen durante unos grados en la zona de máxima amplitud. Así que en ultrasonidos el ángulo de cierre se ha definido como el primer máximo que se produce una vez que se supera una amplitud del 80% de la amplitud máxima.

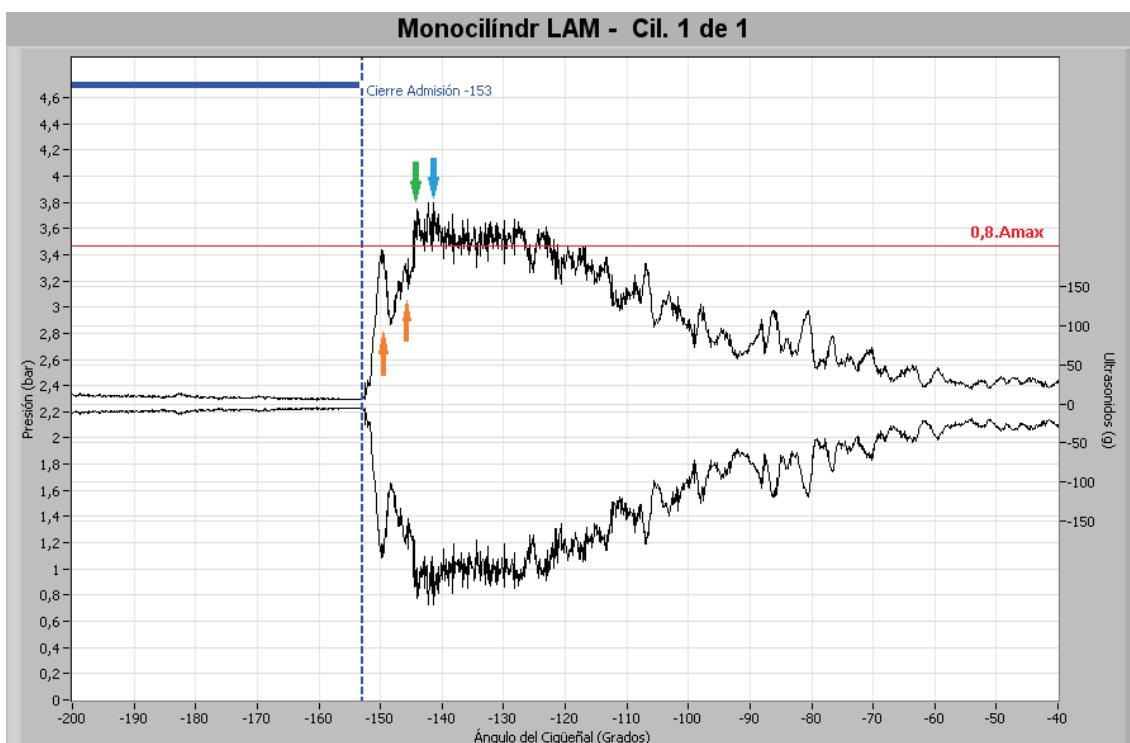


Figura 3.2.1: Detalle del ángulo de cierre de válvulas en ultrasonidos.

En la imagen está señalada con una flecha azul la amplitud máxima y la línea roja marca el 80% de esta. Con una flecha verde esta marcado el primer máximo después de superar el 80% de la amplitud máxima que define el ángulo de cierre para ultrasonidos. Con flechas naranjas se marcan varios máximos que no han superado el 80% de la amplitud máxima por lo que no definen el ángulo de cierre.

3.3 Ángulo de apertura de la válvula de escape

El ángulo de apertura de la válvula de escape se mide en la grafica de ultrasonidos pues es donde se refleja el silbido ultrasónico de los gases de escape. La forma que se ha elegido para definir el ángulo de apertura es mediante una amplitud límite por la cual una vez sobrepasada se considera que la válvula ha abierto. Dicho valor es distinto según el régimen de giro, pues a mayores velocidades mayores amplitudes, entonces el valor límite también será mayor.

Tras varias mediciones probando distintos valores de amplitud límite y eligiendo los que mejor funcionaban en relación a los resultados que se esperaba obtener se han elegido los siguientes. Para 2400 rpm se ha escogido un valor de 8 g y para 3600 rpm un valor de 15 g. En la figura 3.3.1 se ve un ejemplo del ángulo de apertura de la válvula de escape que corresponde a un fichero del motor funcionando a 2400 rpm, por lo que el valor límite es de 8 g.

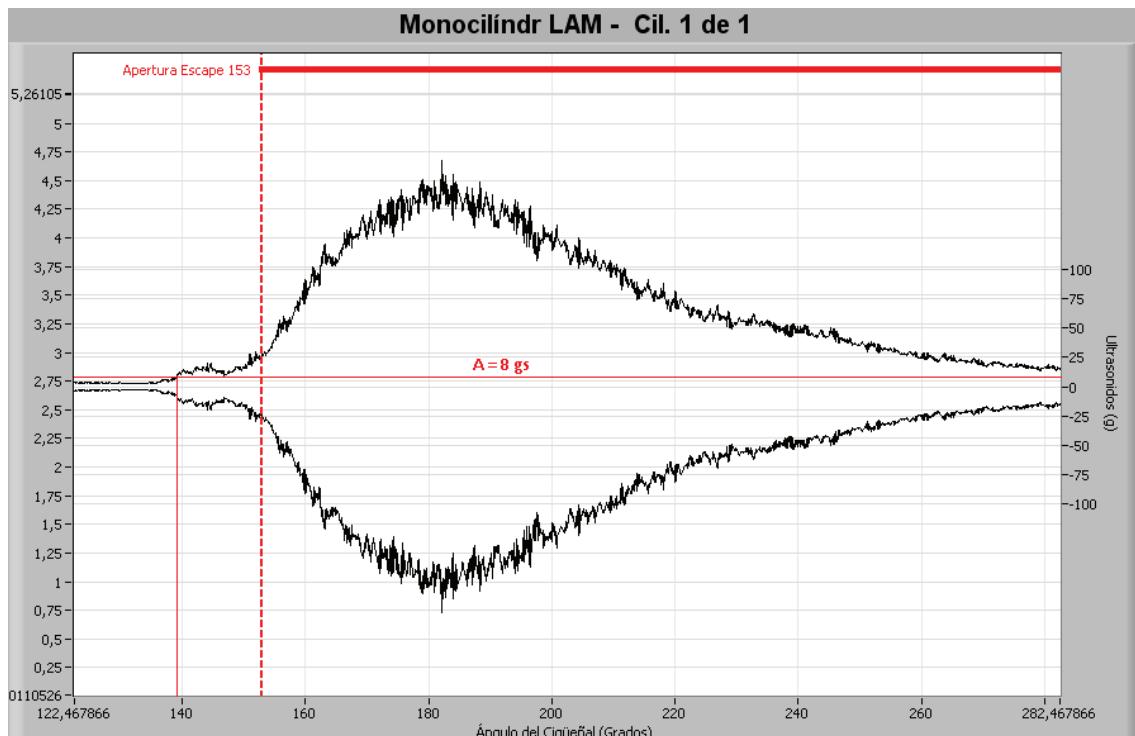


Figura 3.3.1: Detalle del ángulo de apertura del escape.

3.4 Integral definida para el cierre de la admisión

Lo que se pretende medir con este indicativo es medir la fuerza del impacto de la válvula en su asiento. Se ha decidido escoger un intervalo amplio para que la señal tenga tiempo de estabilizarse, que empiece suficientemente adelantado para que no dependa si la válvula cierra antes o después, y acabe cuando la amplitud ha alcanzado valores estables. El intervalo que se ha elegido para estas medidas es de -200° a -40° tanto para ultrasonidos como para vibraciones.

3.5 Integral definida para la apertura del escape

El objetivo de este indicador es distinto según se aplique la integral en ultrasonidos o en vibraciones. Aplicada sobre los ultrasonidos el objetivo del indicador es medir la energía de la nube de flujo de gas. Aplicada sobre las vibraciones lo que se pretende es medir la energía de las vibraciones de baja frecuencia que existen en la apertura del escape. Se ha decidido escoger un intervalo amplio para que la señal tenga tiempo de estabilizarse, que empiece suficientemente adelantado para que no dependa si la válvula abre antes o después, y acabe cuando la amplitud ha alcanzado valores estables. El intervalo que se ha elegido para estas medidas es de 130° a 290° tanto para ultrasonidos como para vibraciones.



3.6 Integral definida en la zona de combustión (variación del encendido)

El propósito de este indicador es calcular la variación de las fuerzas de combustión al modificar el encendido. Por una parte las fuerzas de combustión ocurren antes o después según cuando se provoca el encendido, por otra interesa tener un intervalo pequeño. Por ello se ha optado por definir un intervalo variable en función del ángulo donde se produzca la amplitud máxima en la zona de combustión. Así pues la integral se ha definido mediante un intervalo simétrico con centro en el ángulo de amplitud máxima y de radio 15°, es decir, el intervalo tiene una longitud de 30° con centro en el ángulo de amplitud máxima.

3.7 Integral definida en la zona de combustión (segmento quitado)

El objetivo de este indicador es distinto según se aplique la integral en ultrasonidos o en vibraciones. Aplicada sobre los ultrasonidos el objetivo es detectar indicios de fugas a través de los anillos. Aplicada en vibraciones se pretende evaluar la fuerza del impacto del pistón slap. En ambos casos se ha elegido el intervalo gráficamente intentando acotar el fenómeno que se desea analizar. Para ultrasonidos se ha escogido un intervalo de 10° a 70° y para vibraciones de 0° a 55°.

Anexo 6. Análisis de la señal

1. Introducción	6.2
2. Identificación de eventos	6.2
2.1 Motor funcionando correctamente	6.2
2.2. Motor arrastrado.....	6.4
3. Influencia de la carga y del régimen de giro	6.7
3.1 Influencia de la carga	6.7
3.2 Influencia del régimen de giro	6.11
4. Comparación de acelerómetros.....	6.14
5. Variación de la holgura de taqué	6.16
5.1 Holgura insuficiente de taqués	6.16
5.2 Holgura excesiva de taqués.....	6.21
5.3 Graficas de tendencia.....	6.26
6. Variación del encendido.....	6.30
6.1 Avance del encendido	6.30
6.2 Retraso del encendido	6.36
7. Segmento quitado	6.43
7.1 Ultrasonidos	6.43
7.2 Vibraciones.....	6.48
8. Holgura en el casquillo de la biela.....	6.51



1. Introducción

En este último anexo se presentan los resultados del análisis de los ficheros obtenidos de las mediciones realizadas. La visualización y análisis de dichos ficheros, como ya se dijo en el anexo 4, se ha llevado a cabo a través de un programa creado en el LAM de la Universidad de Zaragoza cuyo nombre es “Visualización y Análisis de Señales de MACI”.

Una vez procesada la información se realiza una comparación entre los ficheros obtenidos del motor sin avería y los ficheros obtenidos del motor con averías (procedimiento experimental, ver anexo 3). Los ficheros que se comparan deben ser semejantes; es decir, el motor debe estar preferentemente en las mismas condiciones de velocidad y carga. También las mediciones se deben haber tomado con los mismos sensores en las mismas posiciones.

2. Identificación de eventos

En este apartado se van a analizar dos casos:

- Motor funcionando correctamente: En primer lugar se mostrarán mediciones del motor funcionando correctamente y se tratará de identificar los distintos eventos que sean reconocibles.
- Motor arrastrado: Se mostrarán mediciones con el motor de combustión interna movido por un motor eléctrico, lo que se conoce como motor arrastrado. De esta manera, al no existir combustión, se pueden discernir los fenómenos derivados de esta de los que se producen únicamente por el propio movimiento de la biela-manivela y el resto de elementos.

2.1 Motor funcionando correctamente

A continuación se muestran los resultados de mediciones del acelerómetro de baja frecuencia colocado en la posición 3 y del sensor de emisión acústica colocado en la posición 2. Las pruebas se realizaron a 1500 rpm y a una carga del 100%.

Los resultados se representan de dos maneras distintas. La primera, figura 2.1.1, corresponde a la forma que se utilizará normalmente en este proyecto, en la cual la grafica comienza en el momento en el que el pistón empieza la carrera de admisión y termina en el instante que acaba la carrera de escape. Es decir la grafica empieza y termina en el PMS entre el escape y la admisión. La segunda, figura 2.1.2, se conoce como grafica descentrada y está desfasada 360° respecto a la anterior. Dicha grafica empieza y termina en el PMS de la carrera de compresión.

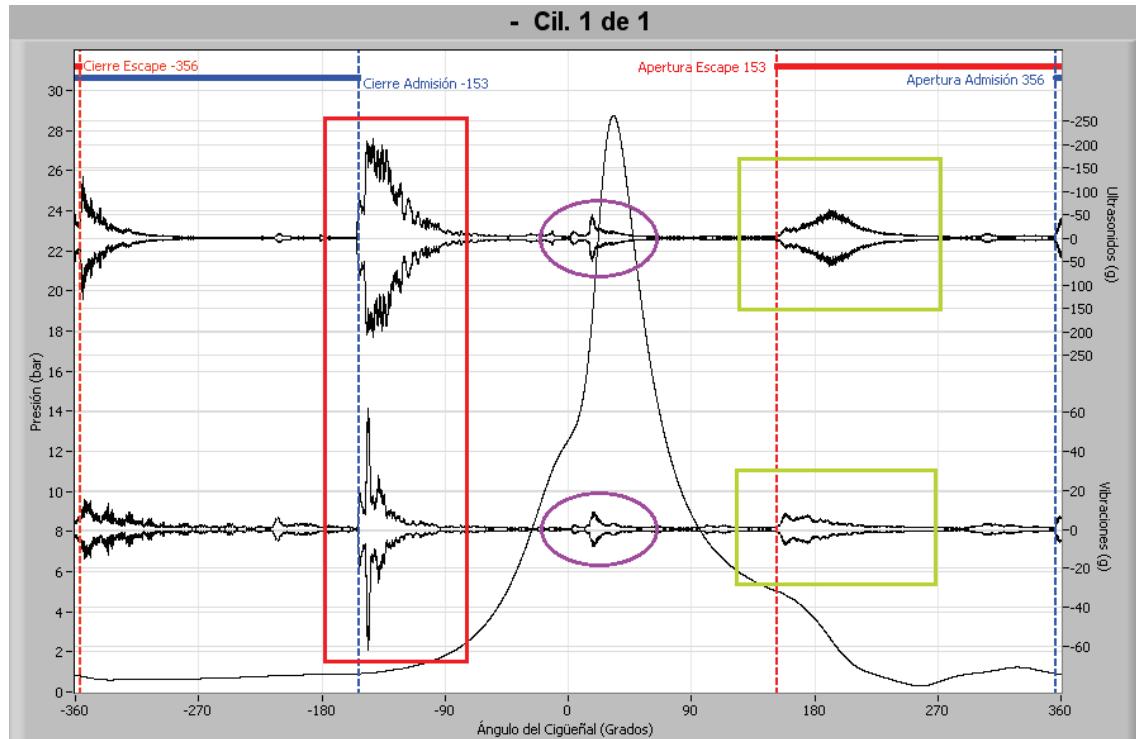


Figura 2.1.1: 1500 rpm, carga 100%, motor funcionando correctamente, S1L3 S3L2.

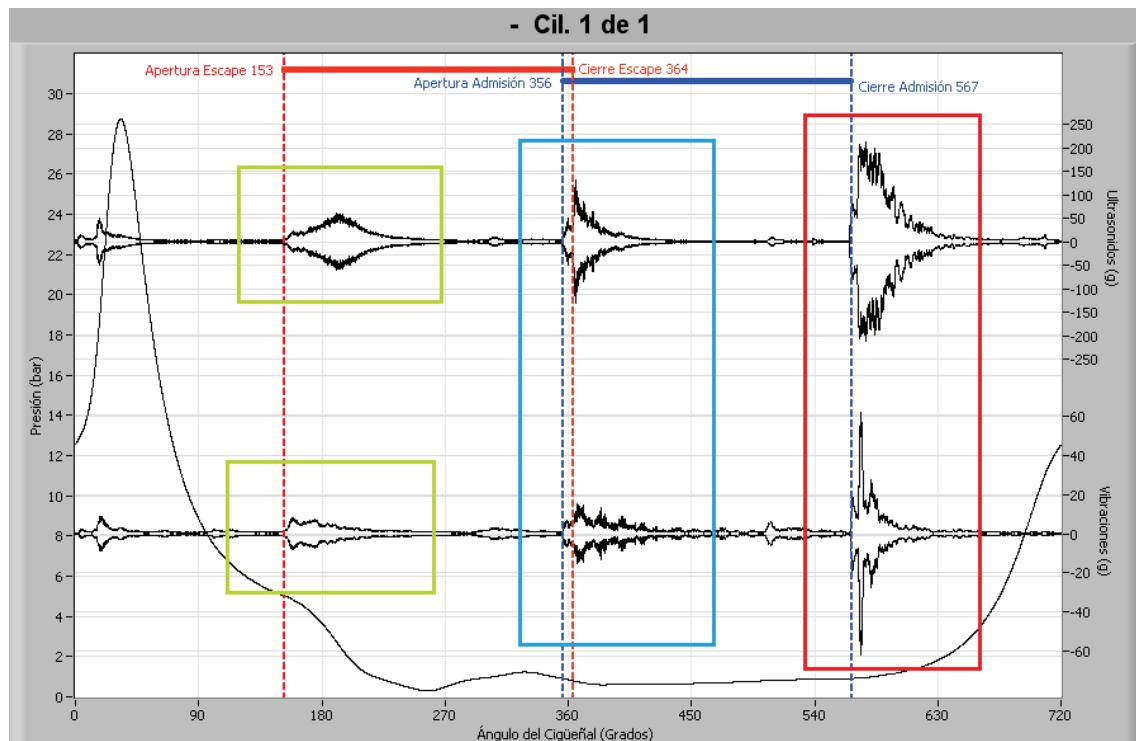


Figura 2.1.2: 1500 rpm, carga 100%, motor funcionando correctamente, S1L3 S3L2, descentrado.



- Los eventos de mayor amplitud son el cierre de válvulas. En rectángulo rojo se resalta el cierre de la válvula de la admisión. Se puede ver que tienen la misma forma, especialmente en ultrasonidos, que el patrón de eventos en MACI descrito en el anexo 4.
- En el centro de la figura 2.1.1 con elipse purpura se destaca la zona de combustión, que como se puede observar, coincide con la mayor pendiente de la curva de presión. En esta zona, aparte de las fuerzas de combustión claramente visibles, se desarrollan otros fenómenos como impactos debidos a holgura en el casquillo de la biela o piston slap. Estos eventos son poco o nada identificables, dependiendo de las condiciones, al verse enmascarados por la amplitud de las fuerzas de combustión que ocurren simultáneamente.
- La apertura de la válvula de escape se destaca con un rectángulo verde. El flujo de gas se ve en ultrasonidos debido a la banda frecuencial en la que se produce (ver ultrasonidos y fuentes de vibraciones y ultrasonidos en MACI en el anexo 4). Coincide con la forma descrita en el patrón de eventos en MACI (anexo 4). En la grafica de vibraciones se puede ver también que al abrir la válvula se producen vibraciones de baja frecuencia.
- En la grafica descentrada (figura 2.1.2) se señala con rectángulo de color azul la superposición de la apertura de la válvula de admisión (4° antes del PMS) y el cierre de la válvula de escape (4° después del PMS).

2.2. Motor arrastrado

Con estas mediciones se pretende distinguir claramente las fuerzas de combustión de otros eventos que ocurren superpuestos, como pistón slap o impacto debido a holguras en el casquillo de la biela. Además de identificar claramente fenómenos derivados de la combustión, como el flujo de los gases de escape.

Las mediciones se han realizado a un régimen de giro de 1500 rpm y 2000 rpm. Se representan en las figuras 2.2.1 y 2.2.2 respectivamente. Se ha elegido el sensor de vibraciones de alta frecuencia que se colocará en la posición 3 y el sensor de emisión acústica en la posición 2.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

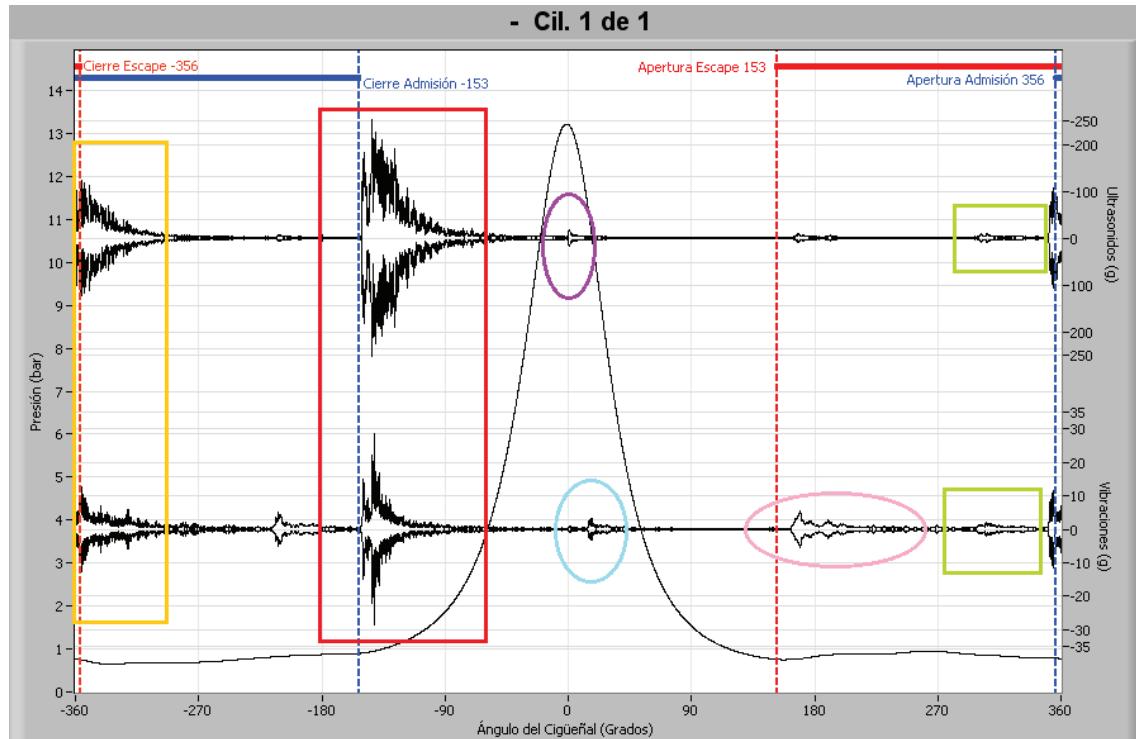


Figura 2.2.1: 1500 rpm, arrastrado, S2L3 S3L2.

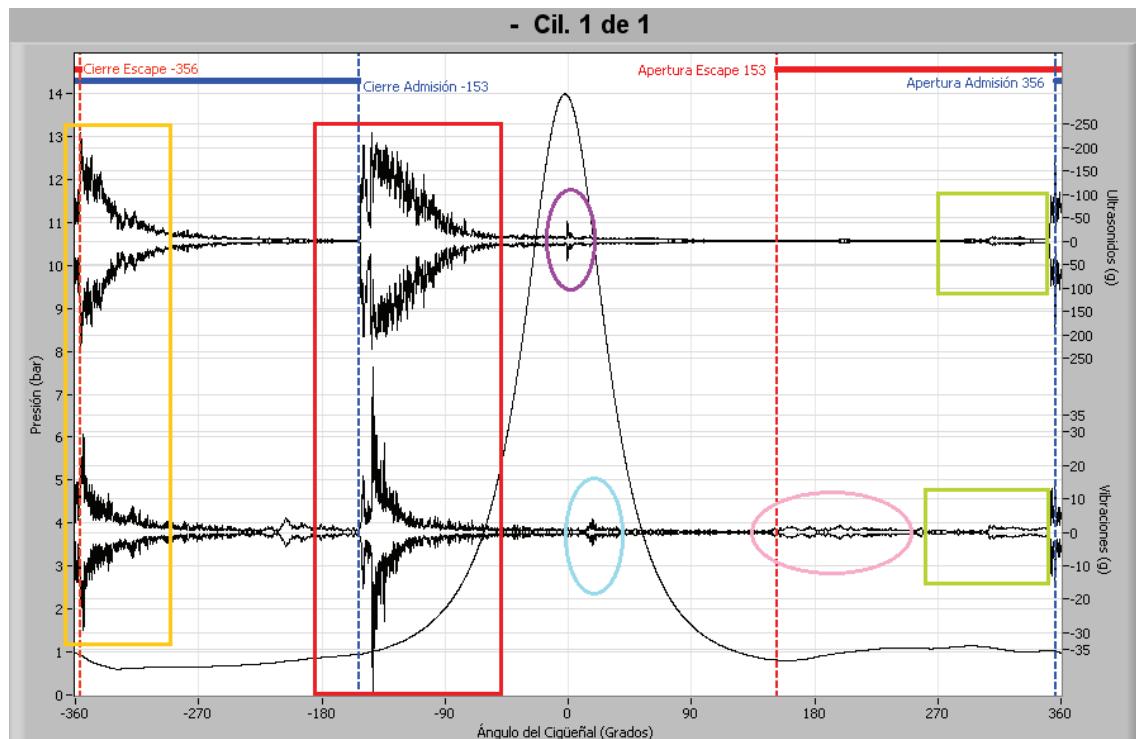


Figura 2.2.2: 2000 rpm, arrastrado, S2L3 S3L2.



- El cierre de válvulas sigue siendo el evento con mayor amplitud, tanto el cierre del escape (rectángulo naranja) como el de la admisión (rectángulo rojo) presentan el patrón típico para el cierre de válvulas descrito en el anexo 4. Se puede ver como aumenta la amplitud de estos al incrementar la velocidad de giro.
- Ahora que no existen fuerzas de combustión se puede identificar claramente el pistón slap (elipse azul) en la grafica de vibraciones unos grados después del PMS. También se puede ver el posible impacto debido a holgura en el casquillo de la biela (elipse púrpura) en la grafica de ultrasonidos en el PMS. En la figura 2.2.3 se ve un detalle del cierre de la admisión y a la derecha el impacto anteriormente comentado.

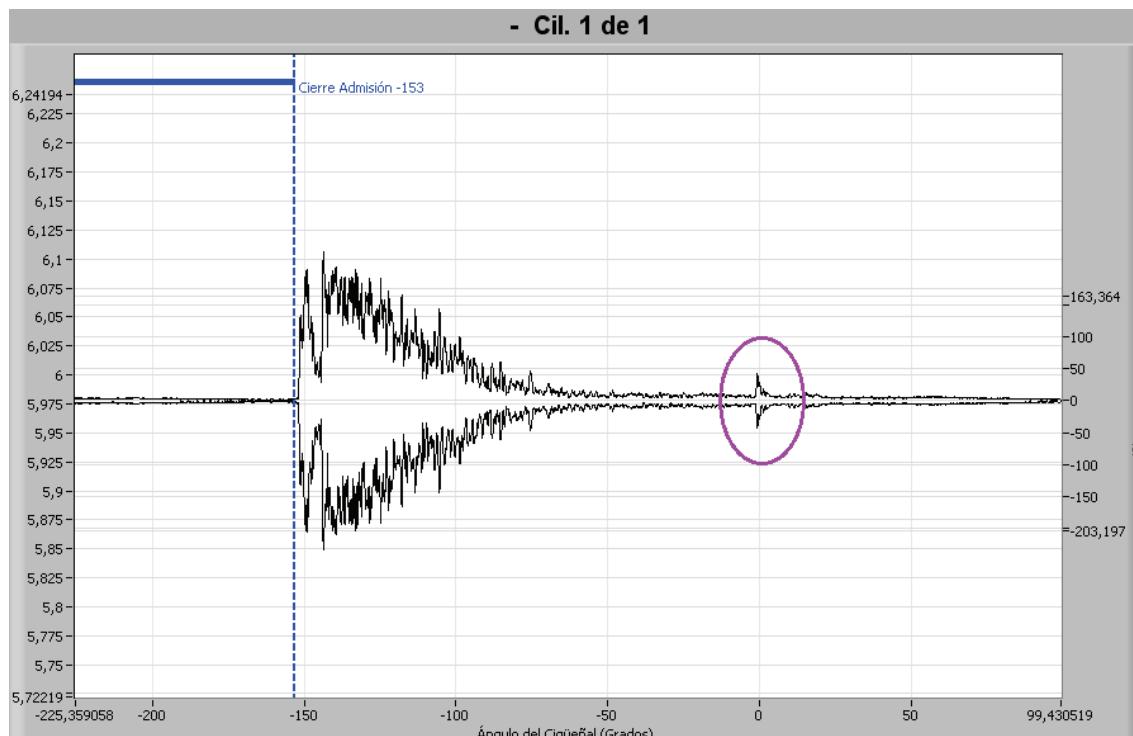


Figura 2.2.3: Arrastrado, 2000 rpm, ultrasonidos. Detalle del cierre de la admisión y el impacto debido a holgura en el casquillo de la biela (elipse purpura).

- Volviendo a las figuras 2.2.1 y 2.2.2, se puede ver las vibraciones de baja amplitud debidas a la apertura de la válvula de escape (elipse rosa) y a la salida de gases a baja presión. En ultrasonidos no se aprecia por que estas vibraciones son de baja frecuencia. Tampoco se ve la salida de los gases al no tener tanta presión como en el caso de los gases de escape cuando hay combustión.
- En las graficas se puede apreciar como unos pequeños picos, aproximadamente 45° antes del PMS en la carrera de escape (rectángulo verde). Se comprobó in situ como este fenómeno corresponde a un pequeño ruido provocado por holguras en el árbol de levas.



3. Influencia de la carga y del régimen de giro

En este apartado se va a analizar el efecto de las dos variables principales que se pueden modificar en el motor a la hora de tomar las medidas:

- Influencia de la carga: Aquí los dos casos que se analizan tienen igual velocidad de régimen (2400 rpm), pero la carga de ellos varía de 40% a 100%. El interés de este análisis es analizar qué efecto tiene un aumento de la carga.

- Influencia del régimen de giro: Ahora la carga se mantiene constante (40%), mientras que la velocidad de régimen es variable (1500 rpm, 2400 rpm y 3600 rpm). En este apartado se analizará qué efecto tiene un aumento de la velocidad de giro.

3.1 Influencia de la carga

A continuación se muestran los resultados de mediciones del acelerómetro de baja frecuencia colocado en la posición 3 y del sensor de emisión acústica colocado en la posición 2. Las pruebas se realizaron a 2400 rpm, sometiendo el motor a diferentes cargas: 40%, 60%, 80% y 100%. Las graficas se muestran en orden creciente de carga (figuras 3.1.1 -3.1.4).

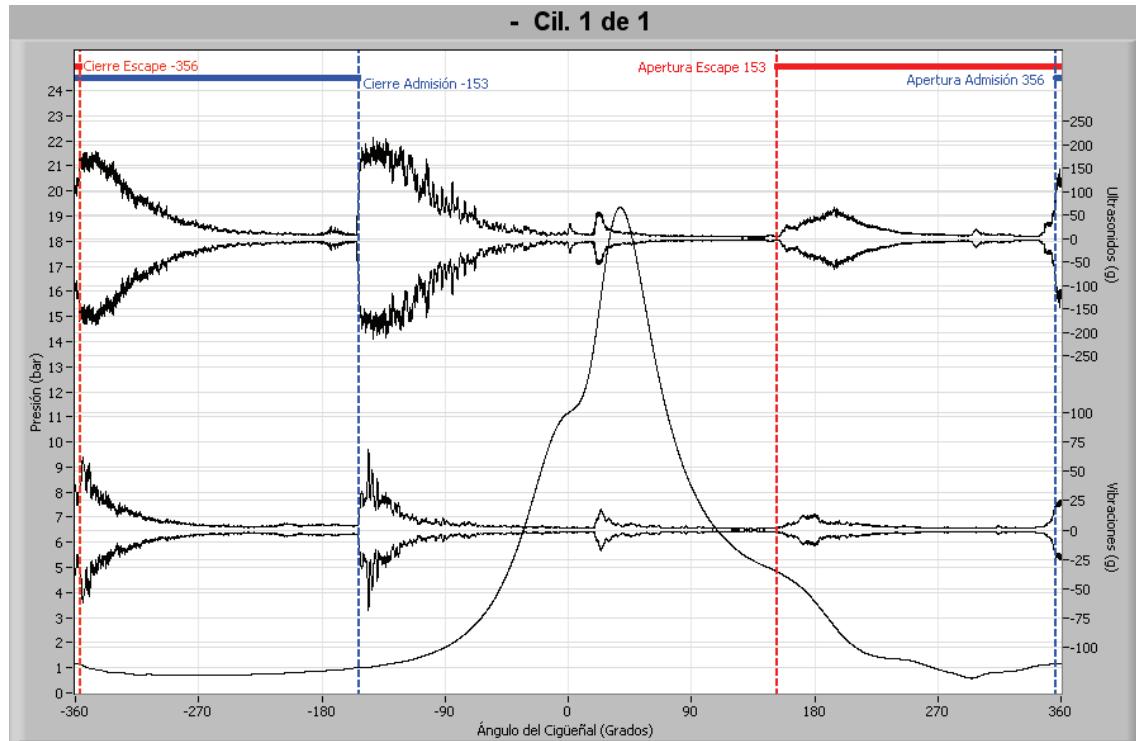


Figura 3.1.1: 2400 rpm, carga 40%, motor funcionando correctamente, S1L3 S3L2.

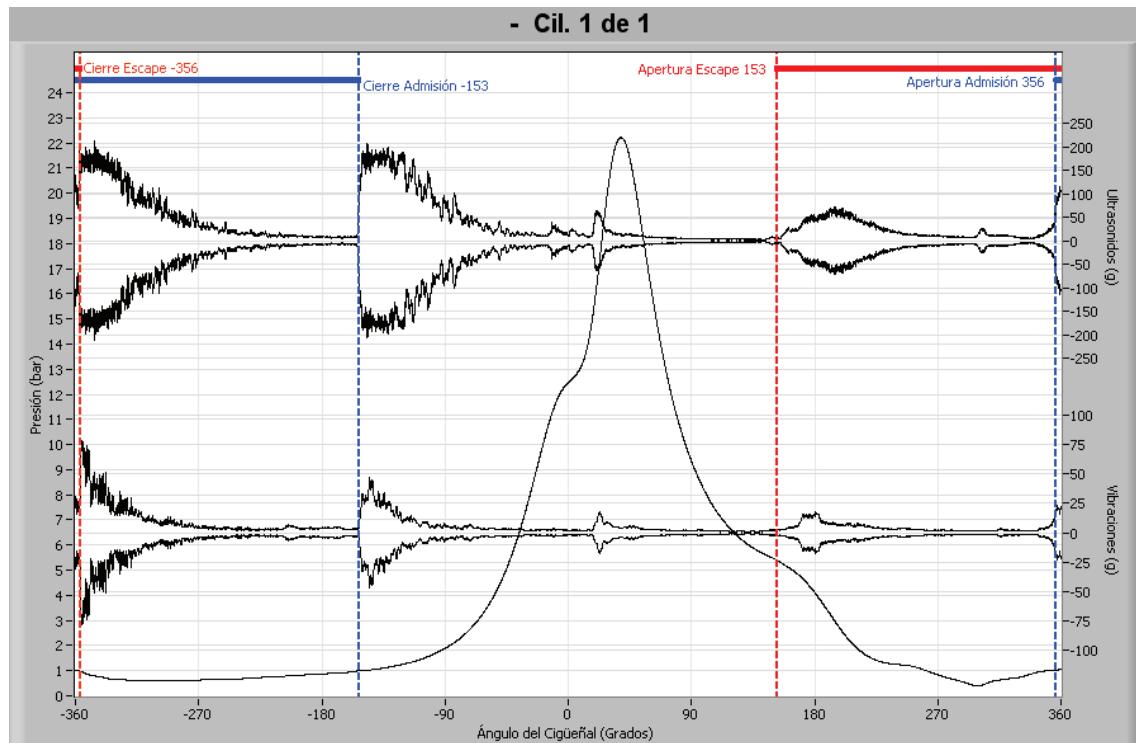


Figura 3.1.2: 2400 rpm, carga 60%, motor funcionando correctamente, S1L3 S3L2.

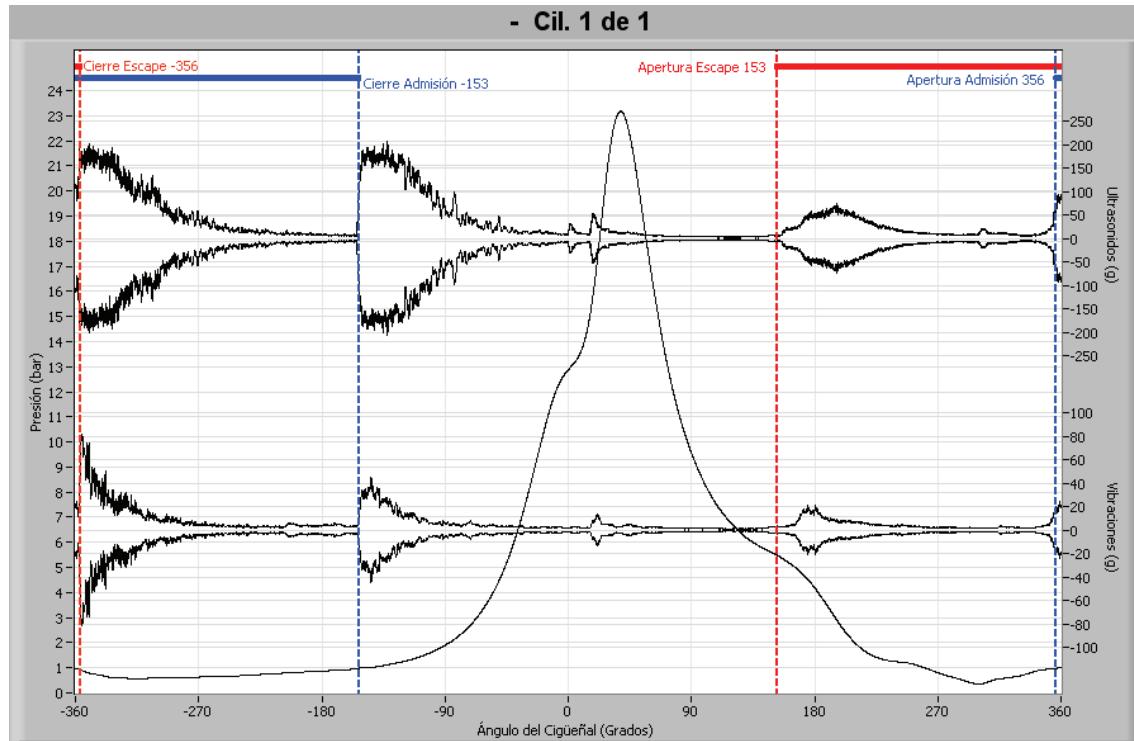


Figura 3.1.3: 2400 rpm, carga 80%, motor funcionando correctamente, S1L3 S3L2.

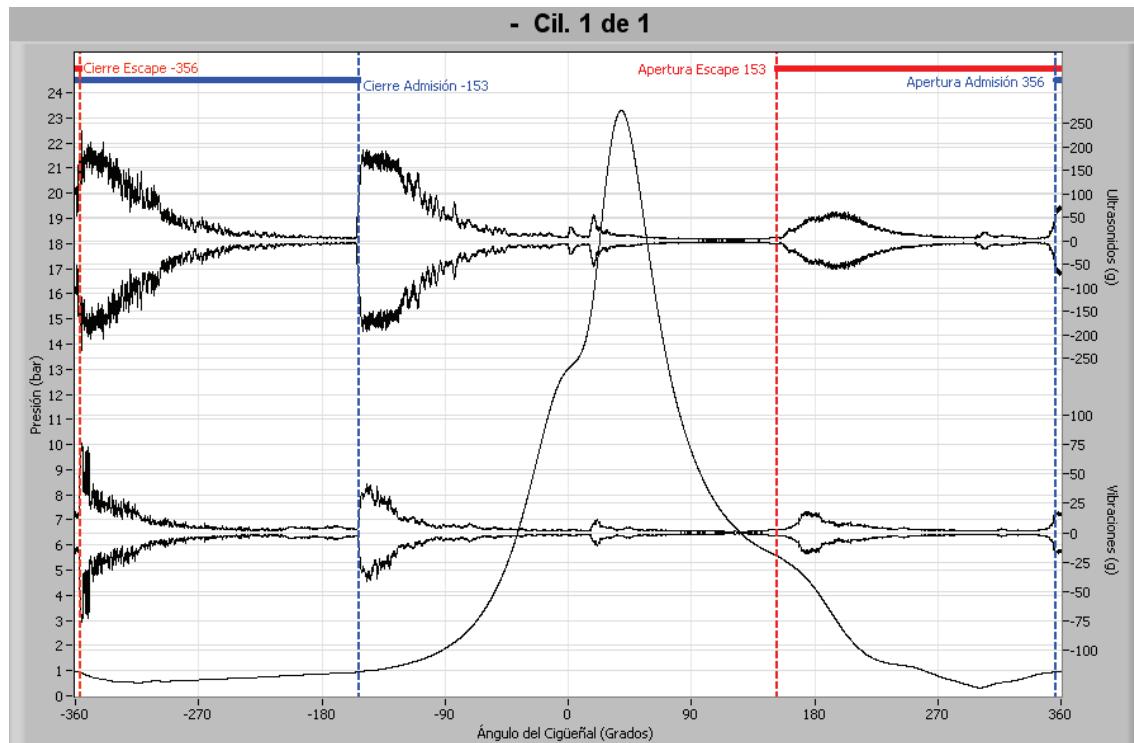


Figura 3.1.4: 2400 rpm, carga 100%, motor funcionando correctamente; S1L3 S3L2.



- No se observan grandes cambios en las graficas al variar la carga. La única consecuencia visible es el cambio de presión máxima que hay del 40% al 60% de carga. En la tabla 3.1.1 se recoge la presión máxima y ángulo a la que se produce.

Carga	P_{\max} (bar)	$\theta_{P_{\max}}$
40%	19,3	38°
60%	22,2	38,5°
80%	23,2	38,2°
100%	23,3	38,7°

Tabla 3.1.1: Presión máxima y ángulo a la que se produce

Se ve que hay un salto de presión al pasar del 40% al 60% de carga, del 60% al 80% la variación es menor y del 80% al 100% es casi nula. En la práctica, en la mayoría de casos estudiados, a partir de 60% existen pocas variaciones.

- Se advierte que un aumento de la carga, en nuestro caso del 40% al 100%, no afecta prácticamente a la morfología de las graficas de vibraciones y ultrasonidos, que son prácticamente iguales. En la tabla 3.1.2 se recoge la integral definida para distintos eventos como el cierre de la válvula de admisión, la apertura de la válvula de escape y la combustión. La razón de estas medidas es ver si los distintos eventos que se recogen en la tabla están influenciados o no por la carga.

Carga	Cierre admisión		Combustión		Apertura escape	
	Vib.	Ult.	Vib.	Ult.	Vib.	Ult.
40%	1459	11468	292	1043	623	3330
60%	1409	11099	308	1316	752	3910
80%	1452	10843	241	1033	820	3908
100%	1482	10038	224	1015	802	3698

Tabla 3.1.2: Integral definida para distintos eventos. 2400 rpm. S1L3 S3L2.

También se muestra la misma tabla para una serie de medidas que se tomaron del motor funcionando correctamente, en las que se uso el sensor de vibraciones de alta frecuencia colocado en la posición 3 y el sensor de emisión acústica colocado en la posición 2. La tabla 3.1.3 recoge estos datos

Carga	Cierre admisión		Combustión		Apertura escape	
	Vib.	Ult.	Vib.	Ult.	Vib.	Ult.
40%	896	11039	153	932	314	3323
50%	902	10889	195	1256	368	3707
60%	1009	11520	154	1119	392	3878
80%	969	11250	170	1071	394	3894
100%	1017	11159	171	1200	395	4097

Tabla 3.1.3: Integral definida para distintos eventos. 2400 rpm. S2L3 S3L2.

A la vista de los resultados de las tablas 3.1.2 y 3.1.3 el aumento de la carga no tiene una gran repercusión en el cierre de válvulas, tampoco en las fuerzas de combustión, pues no necesariamente aumentan como cabía de esperar. El único efecto que se ha podido observar es el aumento de la integral definida en la apertura de escape que se produce al variar del 40% al 60% de carga.



3.2 Influencia del régimen de giro

A continuación se muestran tres imágenes de vibraciones y ultrasonidos del motor funcionando correctamente (figuras 3.2.1 – 3.2.3). En esta ocasión la carga permanecerá constante y será del 40%, mientras se han considerado tres regímenes de giro: 1500 rpm, 2400 rpm y 3600 rpm. En estos casos se colocó el sensor de alta frecuencia en la posición 3 y el sensor de emisión acústica en la posición 2.

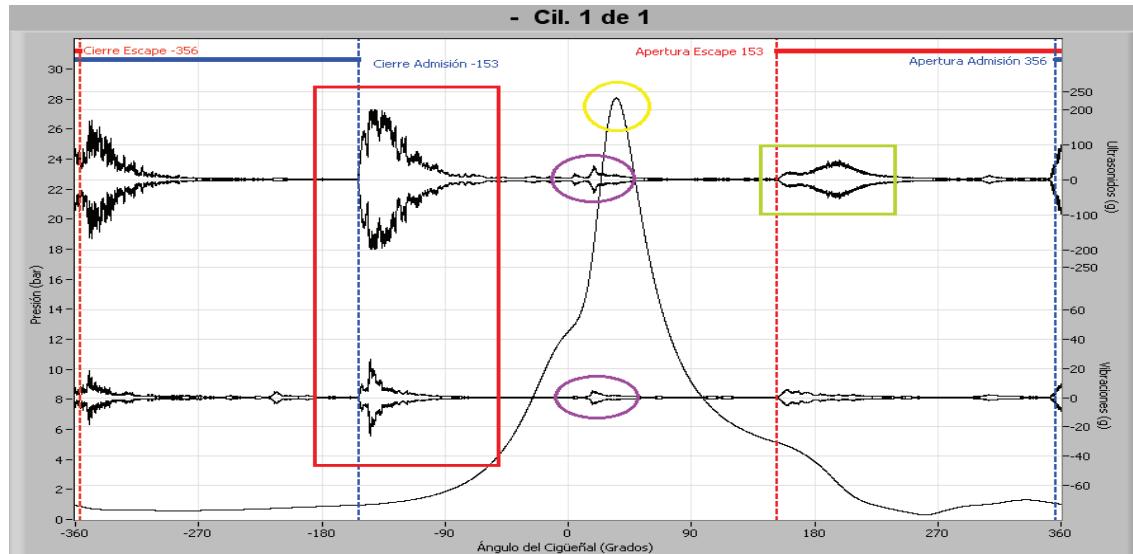


Figura 3.2.1: 1500 rpm, carga 40%, motor funcionando correctamente, S2L3 S3L2.

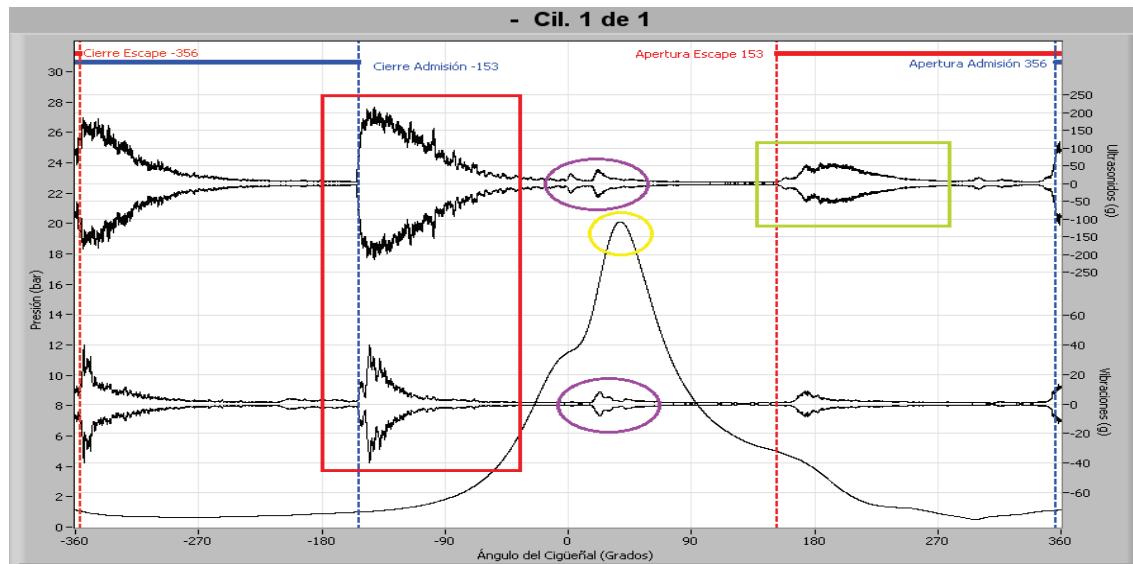


Figura 3.2.2: 2400 rpm, carga 40%, motor funcionando correctamente, S2L3 S3L2.

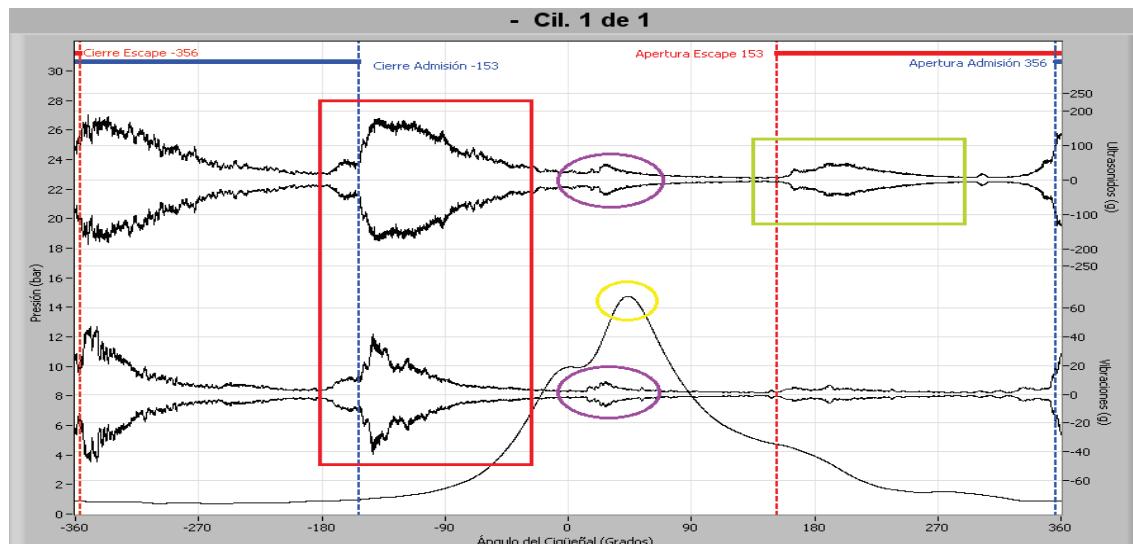


Figura 3.2.3: 3600 rpm, carga 40%, motor funcionando correctamente, S2L3 S3L2.



- Las graficas se muestran en orden de velocidad creciente. Se puede ver como el ángulo de extinción de los eventos, el ángulo que tarda en volver la amplitud de la vibración a valores estables, es mucho mayor al incrementar el régimen de giro, especialmente para el cierre de las válvulas (remarcado con rectángulo rojo). En el caso del flujo de los gases de escape (remarcado con rectángulo verde) se ve que se mantiene por más tiempo. Para demostrarlo en las tablas 3.2.1 y 3.2.2 se recoge la amplitud máxima del impacto del cierre de la admisión, los ángulos de extinción φ y φ' y entre paréntesis los tiempos de extinción (ver anexo 5).

Velocidad de giro	A_{\max} (g)	$\varphi(\tau)$	$\varphi'(\tau')$
1500 rpm	200	19° (2.1E-3 s)	39,6° (4.4E-3 s)
2400 rpm	210	25,9° (1.8E-3 s)	49,8° (3.5E-3 s)
3600 rpm	177	49,8° (2.3E-3 s)	59,2° (2.7E-3 s)

Tabla 3.2.1: Ángulo de extinción del cierre de la admisión. Ultrasonidos.

Velocidad de giro	A_{\max} (g)	$\varphi(\tau)$	$\varphi'(\tau')$
1500 rpm	26	3,5° (3.9E-4 s)	8,1° (9.0E-4 s)
2400 rpm	40	7,9° (5.5E-4 s)	15,3° (1.1E-3 s)
3600 rpm	42	11,5° (5.3E-4 s)	38,6° (1.7E-3 s)

Tabla 3.2.2: Ángulo de extinción del cierre de la admisión. Vibraciones.

El hecho de que el ángulo de atenuación sea mayor con la velocidad hace que para velocidades de giro elevadas sea más difícil distinguir fenómenos en el dominio temporal, al verse a veces enmascarados por los eventos de mayor amplitud.

- Las fuerzas de combustión (señaladas con elipse purpura) aumentan con la velocidad, tanto en vibraciones como en ultrasonidos, y se alejan del PMS. La tabla 3.2.3 muestra la amplitud máxima en la zona de combustión, para ultrasonidos y vibraciones, y el ángulo al que se produce.

Vel. de giro	A_{\max} (ult)	$\theta_{A_{\max}}$ (ult)	A_{\max} (vib)	$\theta_{A_{\max}}$ (vib)
1500 rpm	40	18,7°	4,5	18°
2400 rpm	40	21,5°	8,5	23,5°
3600 rpm	44	28°	9	27,8°

Tabla 3.2.3: Amplitud máxima de las fuerzas de combustión y ángulo en el que se produce.

- El ruido de fondo a lo largo de todo el ciclo es mucho mayor al aumentar la velocidad. El ruido de fondo es la vibración residual que existe de manera constante a lo largo de todo el ciclo al estar el motor en permanente vibración. Para hacer una estimación de dicho ruido se han seleccionado unas secciones arbitrarias de las graficas y se calcula la integral en dicho intervalo, en dichas secciones no deben estar presentes fenómenos que intervengan en el resultado. La tabla 3.2.4 recoge la integral definida para los ultrasonidos y la tabla 3.2.5 para la vibración.

Velocidad	Integral de -200° a 185°	Integral de 100° a 115
1500 rpm	27	38
2400 rpm	102	49
3600 rpm	292	114

Tabla 3.2.4: Integral definida. Ultrasonidos.



Velocidad	Integral de 285° a 300°	Integral de 75° a 90°
1500 rpm	6,7	4,4
2400 rpm	13,2	10,7
3600 rpm	20,3	26,5

Tabla 3.2.5: Integral definida. Vibraciones.

- La presión máxima (señalada con un círculo amarillo) disminuye y se aleja del PMS. De 1500 rpm a 2400 rpm disminuye un 33% y se aleja 3°. De 2400 rpm a 3600 rpm disminuye un 31% y se aleja 5,7°. En la tabla 3.2.6 se muestra la presión máxima y el ángulo correspondiente.

Vel. de giro	P_{\max} (bar)	$\theta_{P_{\max}}$
1500 rpm	28,1	35°
2400 rpm	20,1	38°
3600 rpm	14,7	43,7°

Tabla 3.2.6: Presión máxima y ángulo en el que se produce.

4. Comparación de acelerómetros

Se comentó en el Anexo 2 que cuanto más rango frecuencial tenga un acelerómetro menor será su sensibilidad. Las siguientes gráficas (figuras 4.1 y 4.2) muestran dos casos del motor funcionando en las mismas condiciones de velocidad y carga (1500 rpm, carga 40%), y con los sensores colocados en las mismas posiciones, pero en la figura 4.1 el acelerómetro es el de baja frecuencia y en la figura 4.2 el acelerómetro es el de alta frecuencia.

Se puede ver que efectivamente las vibraciones de la figura 4.2, que están medidas por el sensor de alta frecuencia, tienen una amplitud menor debido a la menor sensibilidad, consecuencia de tener un rango frecuencial mayor (ver anexo 2). El inconveniente de usar el sensor de baja frecuencia es el de que no se puedan captar fenómenos cuyo espectro de frecuencias esté situado por encima del límite superior del rango frecuencial del sensor (8 KHz en el caso del acelerómetro de baja frecuencia).

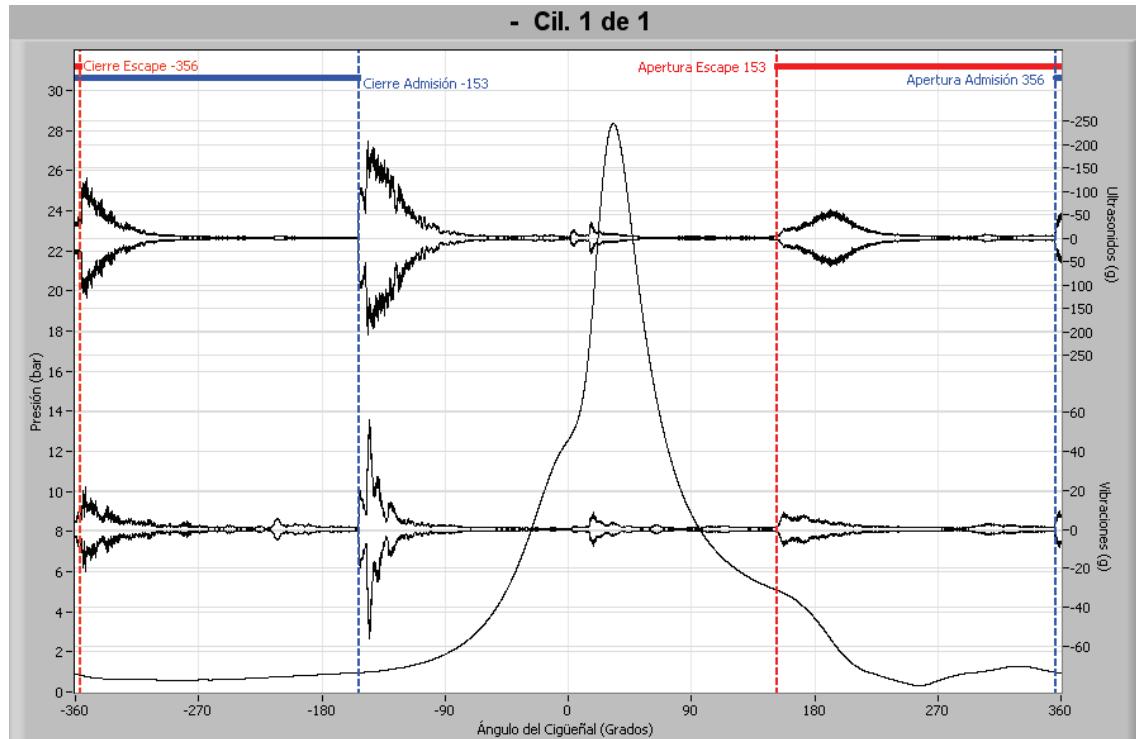


Figura 4.1: 1500 rpm, carga 40%, sensor de baja frecuencia, S1L3 S3L2.

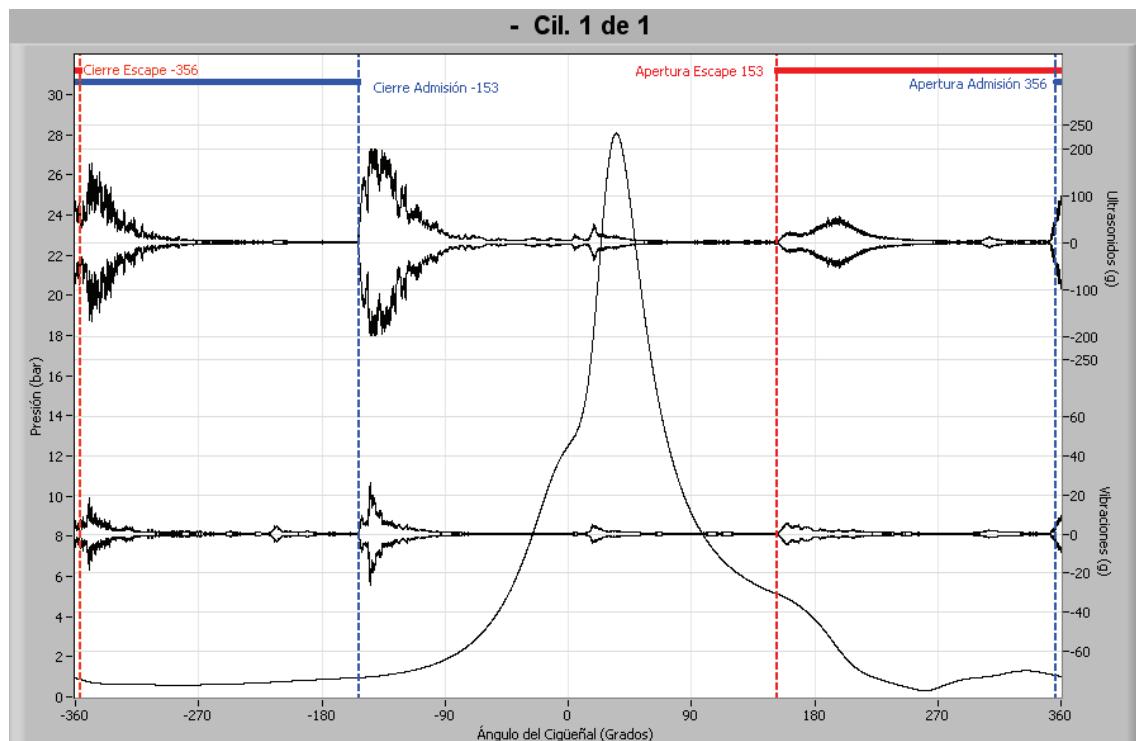


Figura 4.2: 1500 rpm, carga 40%, sensor de alta frecuencia, S2L3 S3L2.



5. Variación de la holgura de taqué

Desde este apartado y hasta el número 8 se incluyen las señales medidas en el motor correspondientes a diferentes situaciones de averías provocadas controladamente en el motor (holgura de taqués, reglaje del encendido, segmento quitado y holgura en el casquillo de la biela). El análisis de las señales de vibraciones y ultrasonidos en las situaciones descritas y su comparación con las correspondientes al motor funcionando correctamente van a permitir comprobar la utilidad del análisis vibratorio para detectar fallos en motores.

En el caso correspondiente a holgura de taqués se hicieron varias modificaciones. La primera fue una disminución de la holgura de taque, y posteriormente un aumento. Los distintos casos que se midieron fueron los que se recogen en la tabla 5.1.

Caso	Holgura de válvula de escape	Holgura de válvula de admisión
Sin avería (holgura nominal)	0,15 mm	0,15 mm
Holgura insuficiente	0 mm	0 mm
Holgura insuficiente (válvula pisada)	-0,025 mm	0 mm
Holgura excesiva	0,5 mm	0,5 mm
Holgura excesiva	1 mm	1 mm

Tabla 5.1: Casos para holgura de taqués.

Las mediciones de vibraciones y ultrasonidos se realizaron con el acelerómetro de baja frecuencia en la posición 3 y el sensor de emisión acústica en la posición 2.

Como ya se justificó en el anexo 2, se incluyen al principio las graficas del motor sin avería para comparar con las del motor con avería.

5.1 Holgura insuficiente de taqué

Primero se muestran los resultados de holgura insuficiente de taqués, las figuras 5.1.1-5.1.3 son para 2400 rpm y carga del 60% y las figuras 5.1.4-5.1.6 son para 2400 rpm y 80% de carga.

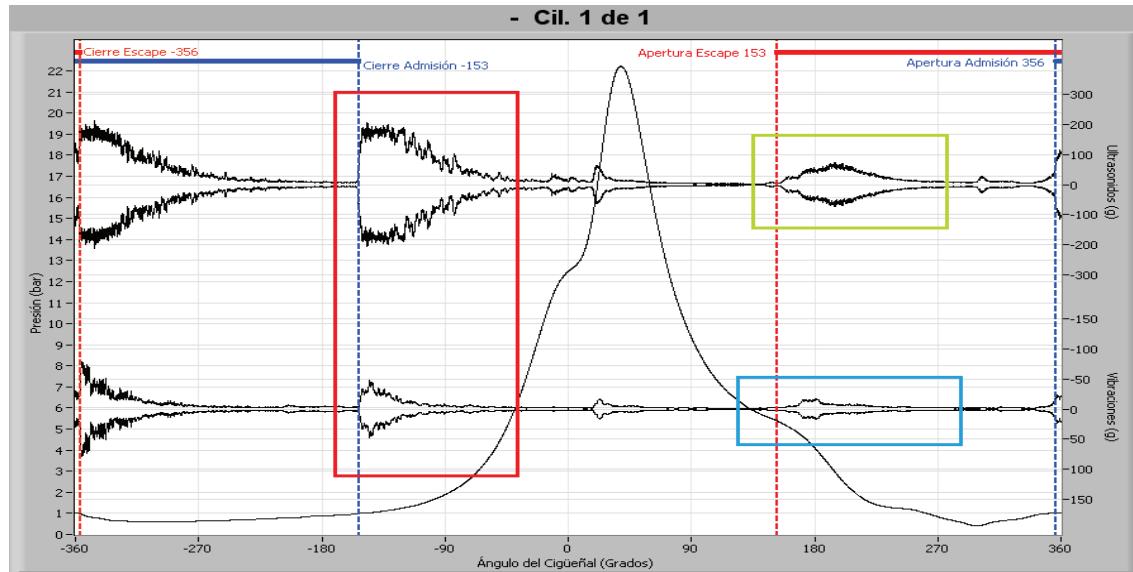


Figura 5.1.1: 2400 rpm, 60% de carga, motor funcionando correctamente, S1L3 S3L2.

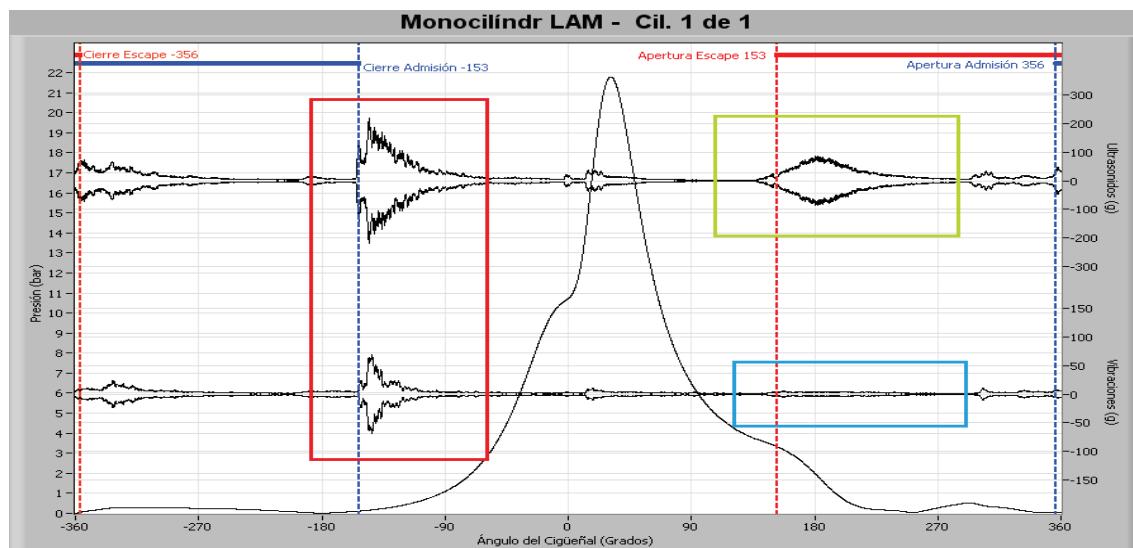


Figura 5.1.2: 2400 rpm 60 % de carga, holgura insuficiente de taqués: 0 mm en ambas valvulas, S1L3 S3L2.

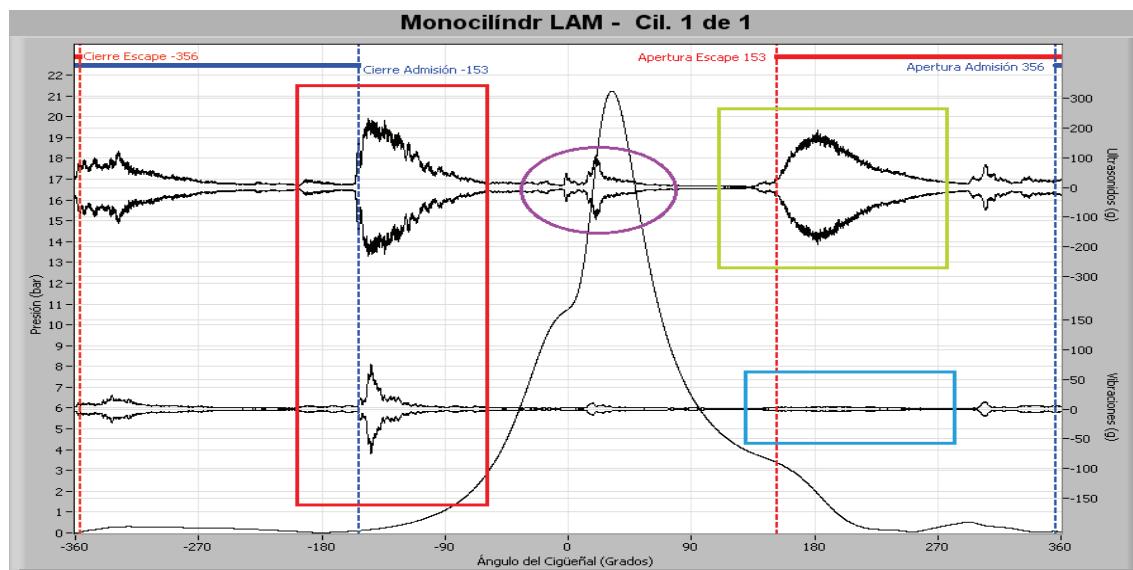


Figura 5.1.3: 2400 rpm, 60 % de carga, holgura insuficiente de taqués: 0mm en admision,-0,025mm en escape , S1L3 S3L2.

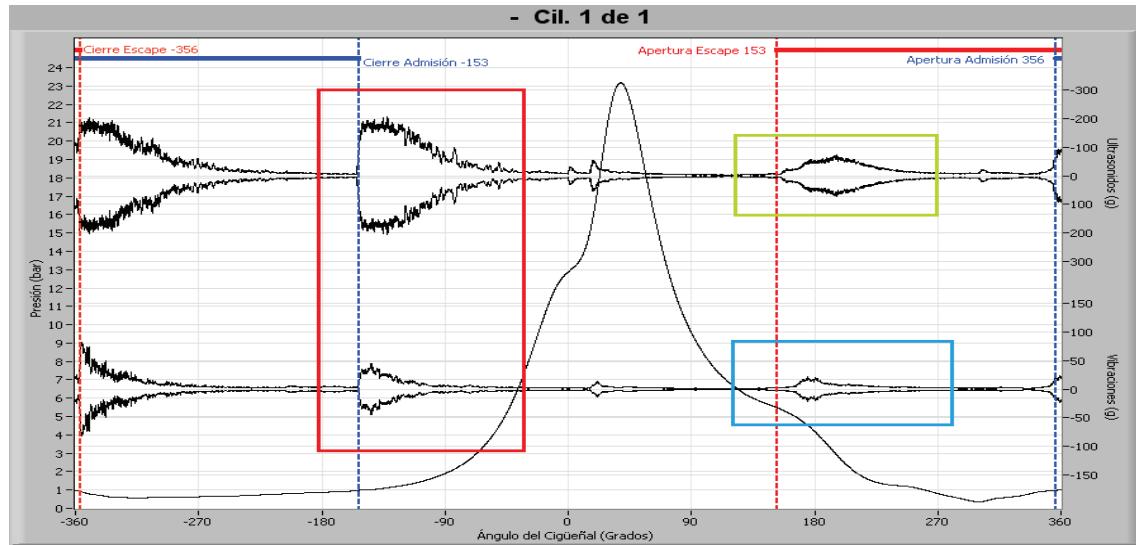


Figura 5.1.4: 2400 rpm, 80% de carga, motor funcionando correctamente, S1L3 S3L2.

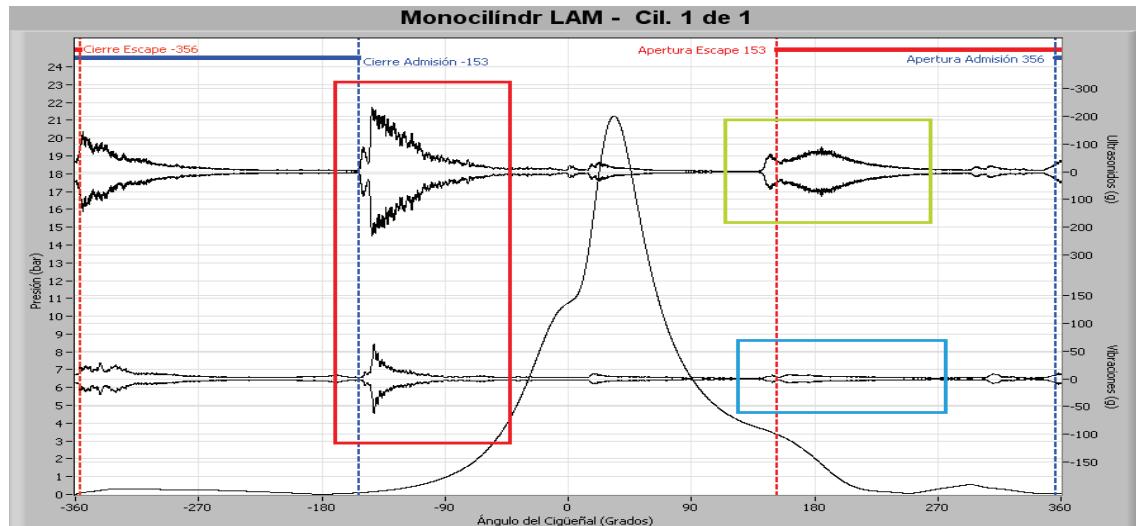


Figura 5.1.5: 2400 rpm 80 % carga, holgura insuficiente de taqués: 0 mm en ambas valvulas, S1L3 S3L2.

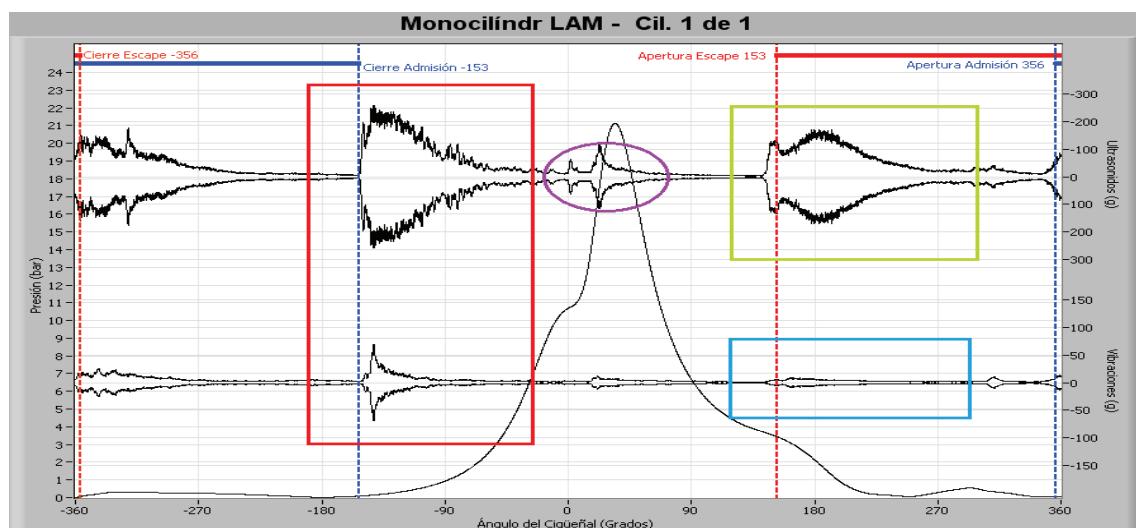


Figura 5.1.6: 2400 rpm 80 % carga, holgura insuficiente de taqués: 0mm en admision, -0,025mm en escape , S1L3 S3L2.



- Al disminuir la holgura de taqués, el cierre de las válvulas ocurre más tarde y la fuerza del impacto de la válvula en su asiento disminuye, como se puede ver en el cierre de la admisión (señalado con rectángulo rojo). La disminución el impacto es más visible en vibraciones. La tabla 5.1.1 recoge la amplitud máxima para el cierre de la admisión y el ángulo de cierre (ver anexo 5).

Holgura admisión	Carga	A_{\max} (vib) (g)	θ_{cierre} (vib)	A_{\max} (ult) (g)	θ_{cierre} (ult)
0,15 mm (normal)	60%	47	-151°	207	-151°
0 mm	60%	69	-146°	218	-146°
0 mm (-0,025 esc.)	60%	76	-146°	234	-148°
0,15 mm (normal)	80%	45	-151°	205	-151°
0 mm	80%	62	-142°	232	-144°
0 mm (-0,025 esc.)	80%	69	-142°	257	-144°

Tabla 5.1.1: Amplitud máxima del cierre de la admisión y ángulo de cierre, holgura insuficiente, 2400 rpm.

Se observa que efectivamente el cierre de válvulas ocurre más tarde al existir menos holgura. Sin embargo, la amplitud máxima del cierre no sirve como un buen indicador de la fuerza del impacto pues no necesariamente disminuye, como se puede ver en la tabla, al disminuir la holgura. Seguidamente se va a mostrar como la integral definida es más útil para este fin.

A continuación se muestran los resultados de aplicar la integral definida en el cierre de la admisión (tabla 5.1.2). Dicha integral está calculada entre -200° y -40°. Se ha elegido un intervalo amplio para que la señal del impacto quede amortiguada en todos los casos y no dependa de si el impacto ocurre antes o después.

Holgura admisión	Carga	Integral def. Vibraciones	Integral def. Ultrasonidos
0,15 mm (normal)	60%	1409	11099
0 mm	60%	1401	6210
0 mm (-0,025 esc.)	60%	1353	10040
0,15 mm (normal)	80%	1452	10843
0 mm	80%	1232	7948
0 mm (-0,025 esc.)	80%	1289	12718

Tabla 5.1.2: Integral definida cierre admisión, holgura insuficiente, 2400 rpm.

Se ve que la integral definida sobre el ultrasonido es muy variable. Los valores de holgura insuficiente tendrían que ser semejantes pues la holgura es 0 mm en todos los casos, sin embargo existe una gran variabilidad. Además uno de los casos de 80% de carga aumenta la integral cuando tendría que disminuir. Se ve pues que la integral definida sobre el ultrasonido no es un buen indicador de la fuerza del impacto del cierre de válvulas, siendo mucho más recomendable usar la integral sobre la vibración para medir la fuerza de cualquier tipo de impacto.



- La apertura de las válvulas se adelanta y se produce antes de lo previsto. Se puede observar en la apertura del escape (destacado con rectángulo verde). En la tabla 5.1.3 se recoge el ángulo de apertura (ver anexo 5).

Holgura escape	Carga	Angulo apertura
0,15 mm	60%	156°
0 mm	60%	144°
-0,025 mm	60%	139°
0,15 mm	80%	156°
0 mm	80%	142°
-0,025 mm	80%	143°

Tabla 5.1.3: Ángulo de apertura, holgura insuficiente, 2400 rpm.

- Para el caso de válvula pisada, cuando la holgura es menor que cero, la amplitud de la nube de flujo de gas aumenta drásticamente. En la tabla 5.1.4 se muestran los resultados de aplicar la integral definida en la apertura del escape, dicha integral está evaluada entre 130° y 290°.

Holgura escape	Carga	Integral def. Ultrasonidos
0,15 mm	60%	3910
0 mm	60%	4505
-0,025 mm	60%	10601
0,15 mm	80%	3908
0 mm	80%	4766
-0,025 mm	80%	11294

Tabla 5.1.4: Integral definida apertura escape, holgura insuficiente, 2400 rpm.

Se refleja en los resultados un aumento del valor de la integral definida al disminuir la holgura de taques. Se observa que efectivamente el aumento brusco de la amplitud de la nube de flujo de gas que existe en el caso de válvula pisada se manifiesta en el valor de la integral que aumenta drásticamente.

- Remarcado con rectángulo azul se ven unas vibraciones de baja amplitud que se producen en la apertura del escape que son consecuencia de impactos debidos a holgura de taqués. Se puede ver como dichas vibraciones disminuyen al reducir la holgura de taqués. La tabla siguiente 5.1.5 recoge la integral definida en la apertura del escape aplicada a las vibraciones. Dicha integral está calculada, como en el caso del ultrasonido, entre 130° y 290°.

Holgura escape	Carga	Integral def. Vibraciones
0,15 mm	60%	752
0 mm	60%	396
-0,025 mm	60%	358
0,15 mm	80%	820
0 mm	80%	501
-0,025 mm	80%	522

Tabla 5.1.5: Integral definida apertura escape, holgura insuficiente, 2400 rpm.

Se aprecia una disminución importante de la integral al existir holgura insuficiente de taques. Como se verá en el caso de holgura excesiva, estas vibraciones son precisamente consecuencia de la holgura de taqués.



- Para el caso de válvula pisada se observa un incremento importante en la amplitud de las fuerzas de combustión en la grafica de ultrasonidos (elipse purpura), tanto para una carga del 60% como para una carga del 80%.

5.2 Holgura excesiva de taqués

A continuación se muestran los casos de holgura excesiva de taqués, las figuras 5.2.1-5.2.2 son para 2400 rpm y 60% de carga y las figuras 5.2.3-5.2.5 son para 2400 rpm y 80% de carga:

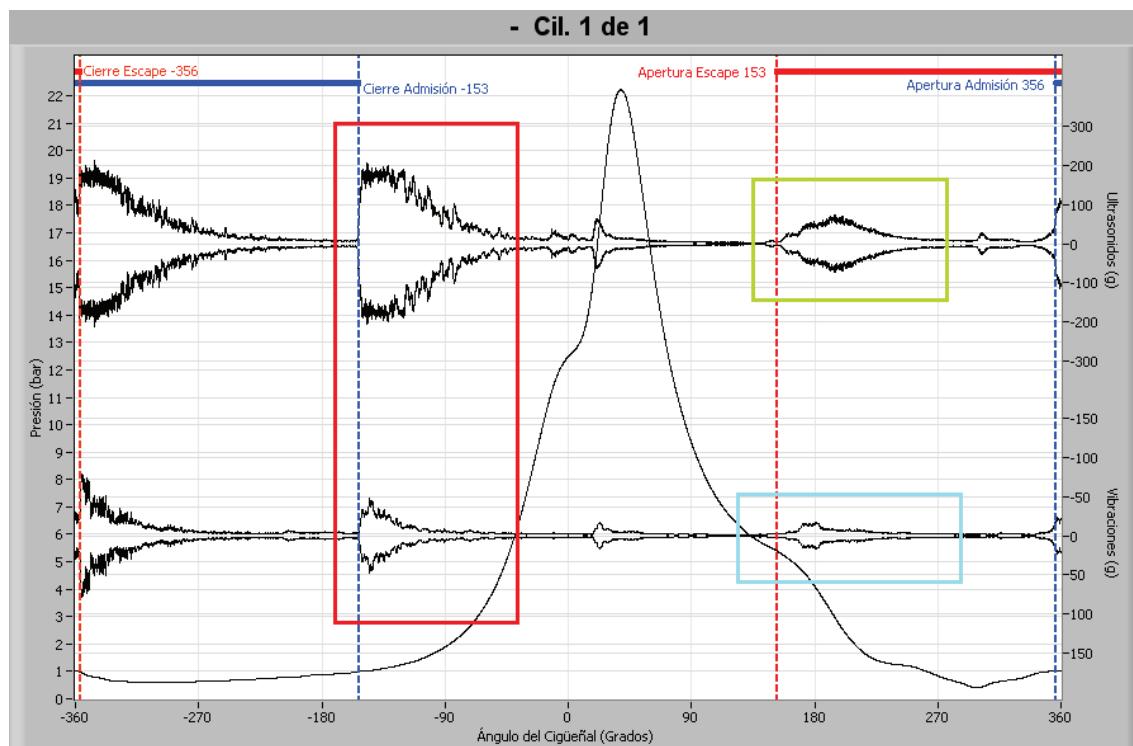


Figura 5.2.1: 2400 rpm, 60% de carga, motor funcionando correctamente, S1L3 S3L2.

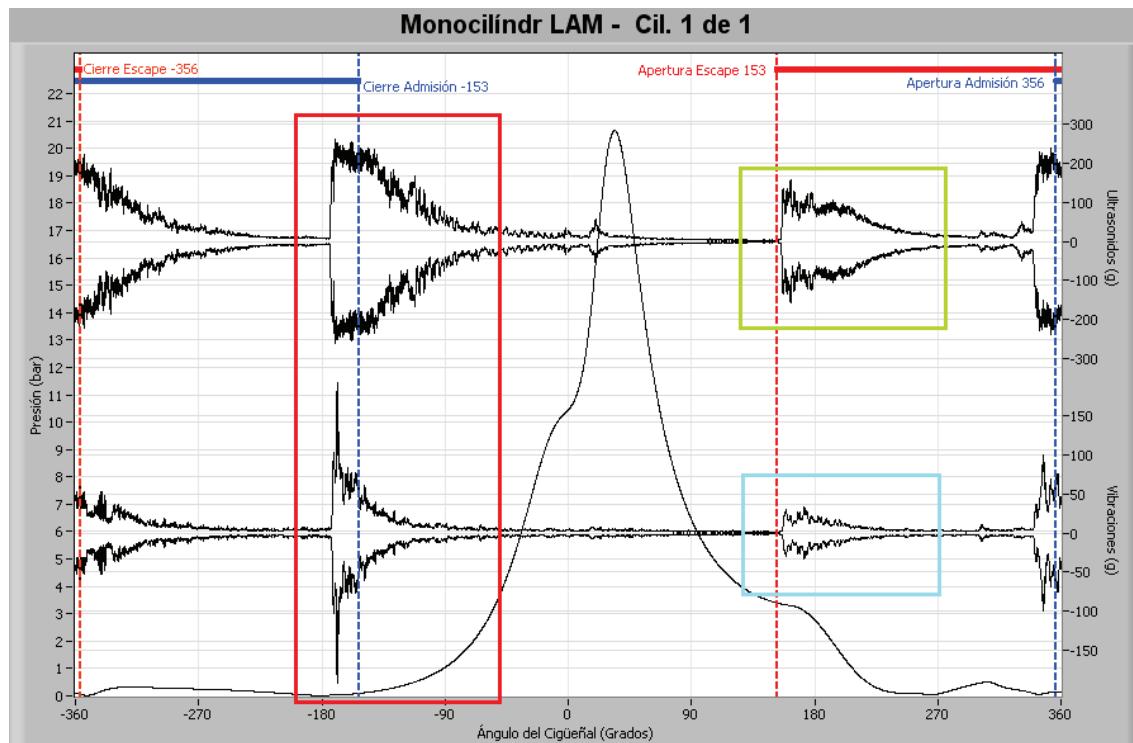


Figura 5.2.2: 2400 rpm, 60% de carga, holgura excesiva de taquillas: 1mm en ambas válvulas, S1L3 S3L2.

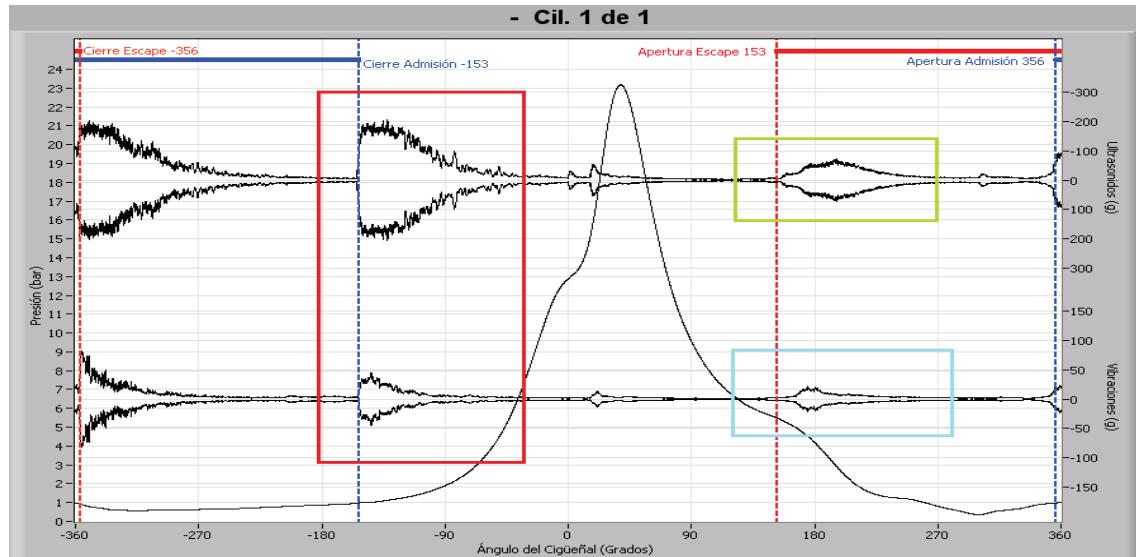


Figura 5.2.3: 2400 rpm, 80% de carga, motor funcionando correctamente, S1L3 S3L2.

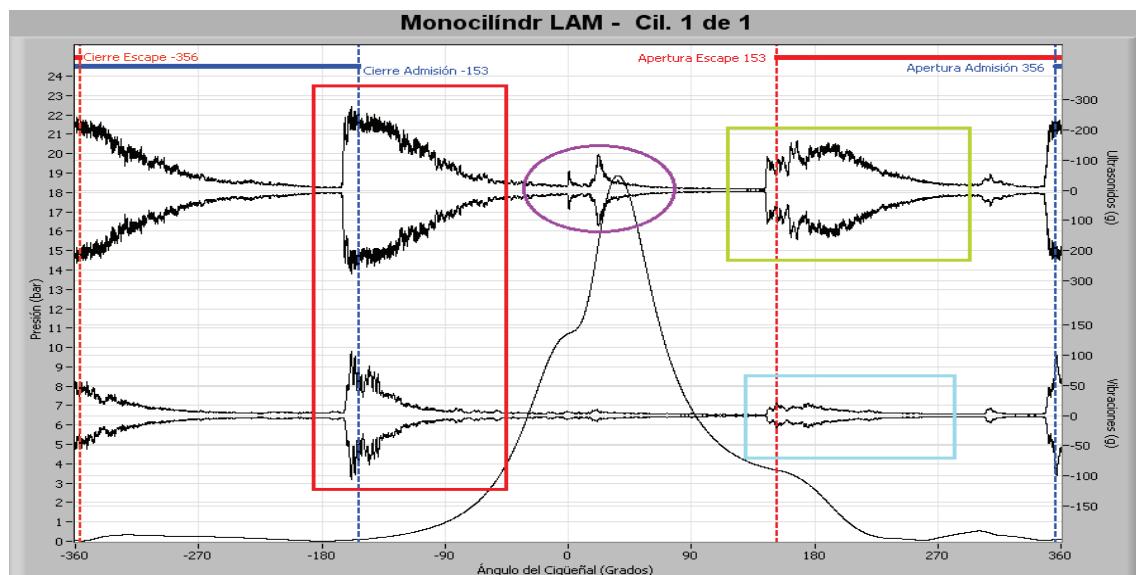


Figura 5.2.4: 2400 rpm, 80% de carga, holgura excesiva de taques: 0,5mm en ambas válvulas, S1L3 S3L2.

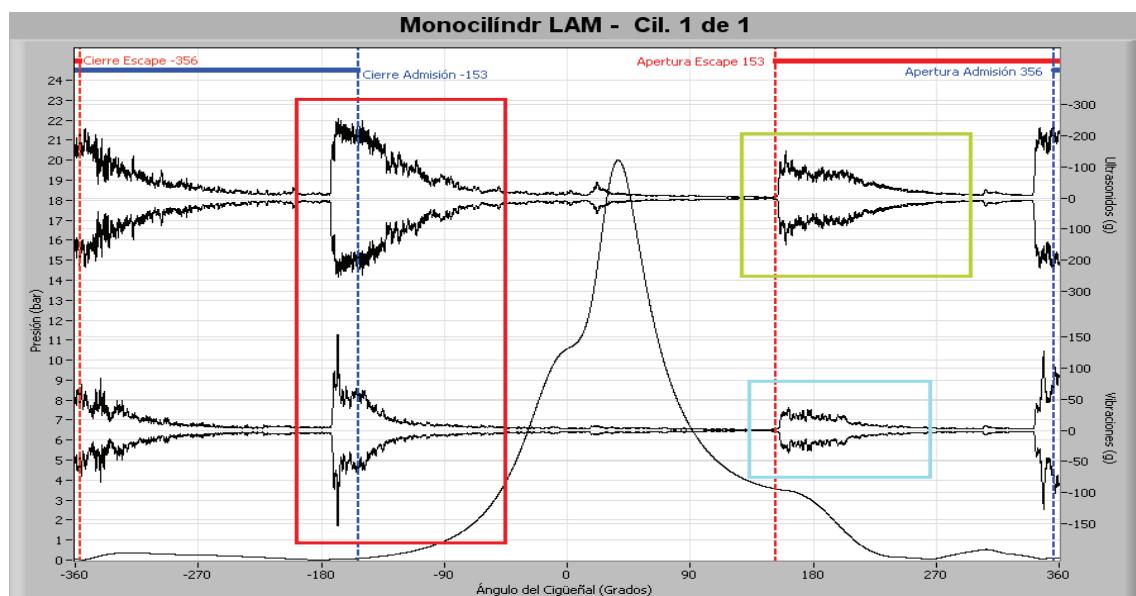


Figura 5.2.5: 2400 rpm, 80% de carga, holgura excesiva de taques: 1mm en ambas válvulas, S1L3 S3L2.



- Al aumentar la holgura de taqués, el cierre de las válvulas ocurre antes y la fuerza del impacto de la válvula en su asiento aumenta, como se puede ver en el cierre de la admisión (señalado con rectángulo rojo). El aumento de la fuerza del impacto de la válvula es especialmente visible en vibraciones. En la tabla siguiente (tabla 5.2.1) se recoge la amplitud máxima para el cierre de la admisión y el ángulo de cierre (ver anexo 5).

Holgura admisión	Carga	A_{\max} (vib) (g)	θ_{cierre} (vib)	A_{\max} (ult) (g)	θ_{cierre} (ult)
0,15 mm (normal)	60%	47	-151°	207	-151°
1 mm	60%	192	-171°	260	-172°
0,15 mm (normal)	80%	45	-151°	205	-151°
0,5 mm	80%	107	-159°	276	-163°
1mm	80%	153	-168°	255	-172°

Tabla 5.2.1: Amplitud máxima y ángulo de cierre, holgura excesiva, 2400 rpm.

Como se puede ver la amplitud máxima de las vibraciones refleja mucho mejor este aumento del impacto de la válvula que los ultrasonidos. A continuación se muestran los resultados de aplicar la integral definida en el cierre de la admisión (tabla 5.2.2). Dicha integral como se comentó anteriormente está evaluada entre -200° y -40°.

Holgura admisión	Carga	Integral def. Vibraciones	Integral def. Ultrasonidos
0,15 mm (normal)	60%	1409	11099
1 mm	60%	3007	14416
0,15 mm (normal)	80%	1452	10843
0,5 mm	80%	2856	15574
1 mm	80%	2918	13080

Tabla 5.2.2: Integral definida cierre admisión, holgura excesiva, 2400 rpm.

Como se comentó en el apartado anterior la integral definida sobre la vibración es un mejor indicador de la fuerza del impacto que la integral definida sobre los ultrasonidos.

- La apertura de las válvulas se debería retrasar, aunque aparentemente no ocurre así. Observar la apertura del escape en ultrasonidos (rectángulo verde). En este caso aparecen unos impactos mecánicos debidos a holgura de taqués, que son visibles incluso en la gráfica de ultrasonidos. Quizás estos impactos influyan en una lectura errónea del ángulo de apertura de la válvula. La tabla 5.2.3 recoge el ángulo de apertura de válvulas (ver anexo 5)

Holgura escape	Carga	Ángulo apertura
0,15 mm (normal)	60%	156°
1 mm	60%	155°
0,15 mm (normal)	80%	156°
0,5 mm	80%	156°
1 mm	80%	154°

Tabla 5.2.3: Ángulo de apertura, holgura excesiva, 2400 rpm.



- Las vibraciones que se producen en la apertura del escape (señaladas con rectángulo azul) aumentan al existir mayor holgura de taques. Dichas vibraciones son precisamente consecuencia de impactos debidos a la holgura de taqués. En este caso los impactos son reconocibles incluso en la grafica de ultrasonidos antes de la “nube” de flujo de gas. La tabla 5.2.4 recoge la integral definida en la apertura del escape para las vibraciones. Dicha integral está calculada entre 130° y 290°.

Holgura escape	Carga	Integral def. Vibraciones
0,15 mm	60%	752
1 mm	60%	1172
0,15 mm	80%	820
0,5 mm	80%	1078
1 mm	80%	1601

Tabla 5.1.4: Integral definida apertura escape, holgura excesiva, 2400 rpm.

- Para el caso de una holgura de 0,5 mm se observa un incremento importante en la amplitud de las fuerzas de combustión en la grafica de ultrasonidos (elipse purpura), tanto para una carga del 60% como para una carga del 80%.



5.3 Graficas de tendencia

En este apartado se pretende ofrecer un resumen de los distintos efectos que provoca variar la holgura de taqués. Además se ofrecen los resultados de una manera gráfica para una mejor compresión.

- En las figuras 5.3.1 y 5.3.2 se muestra el ángulo de cierre de la válvula de admisión, tanto el medido en vibraciones como el medido en ultrasonidos. Se puede ver como se adelanta al aumentar la holgura. La figura 5.3.1 recoge los resultados para 2400 rpm y 80% de carga y la figura 5.3.2 para 3600 rpm y 80% de carga.

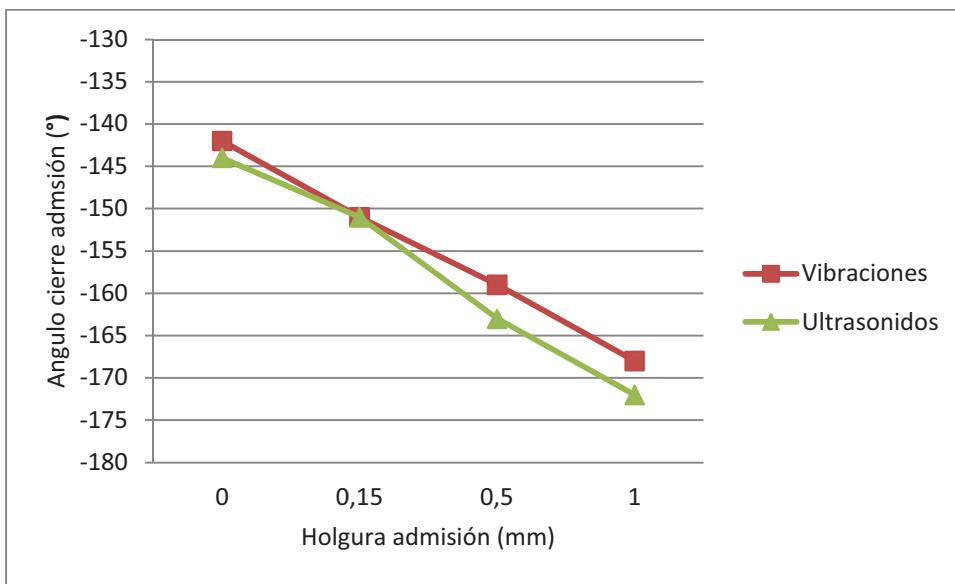


Figura 5.3.1: Ángulo de cierre de la admisión para distintas holguras de taque. 2400 rpm 80% carga.

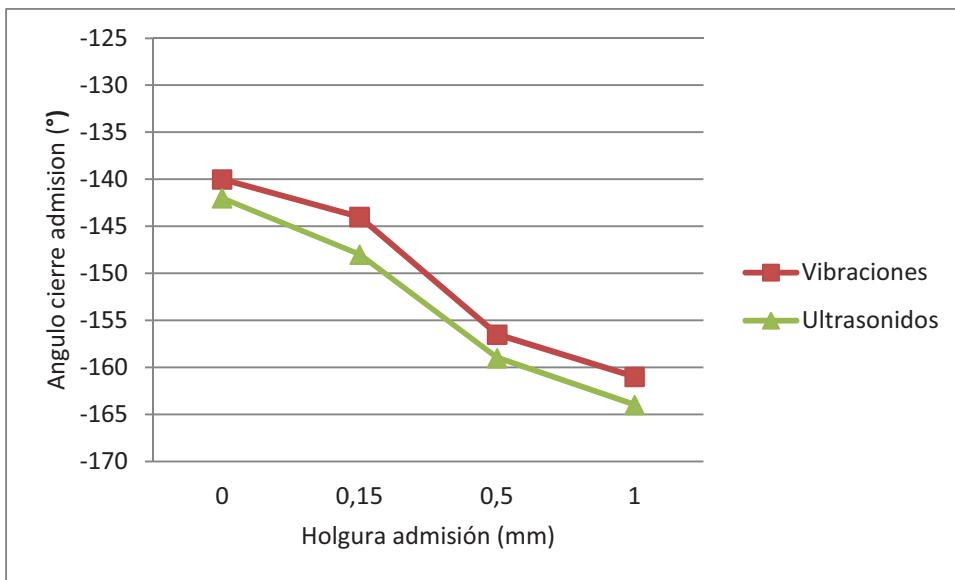


Figura 5.3.2: Ángulo de cierre de la admisión para distintas holguras de taque. 3600 rpm 80% carga.

- Las figuras 5.3.3 y 5.3.4 muestran la amplitud máxima de la vibración para el cierre de la admisión. El caso de holgura normal (0,15 mm) se esperaba que fuera mayor que el caso de holgura insuficiente (0 mm) y no ha ocurrido ni para 2400 rpm (figura 5.3.3) ni para 3600 rpm (figura 5.3.4). Se recomienda como medida del impacto la integral definida.

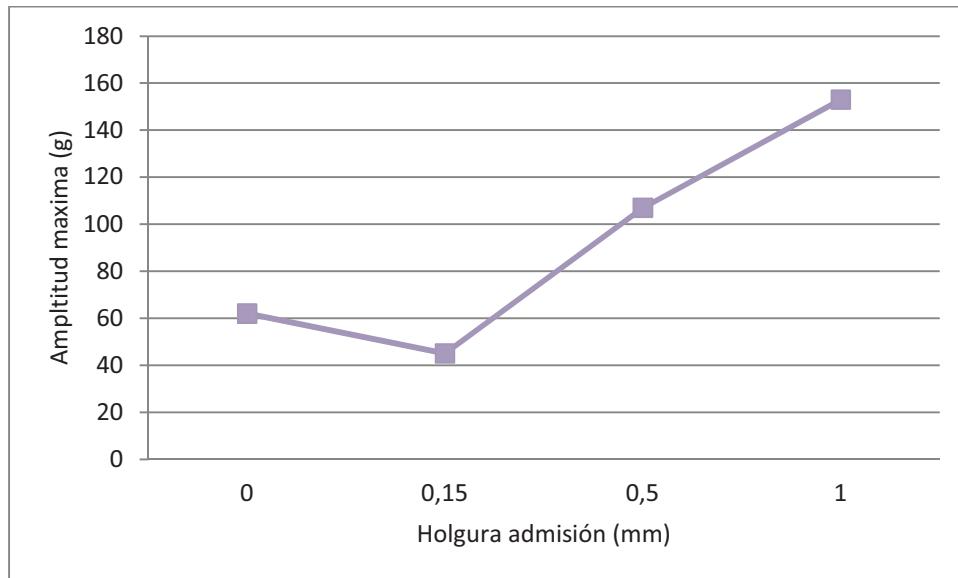


Figura 5.3.3: Amplitud máxima de la vibración para el cierre de la admisión. 2400 rpm 80% carga

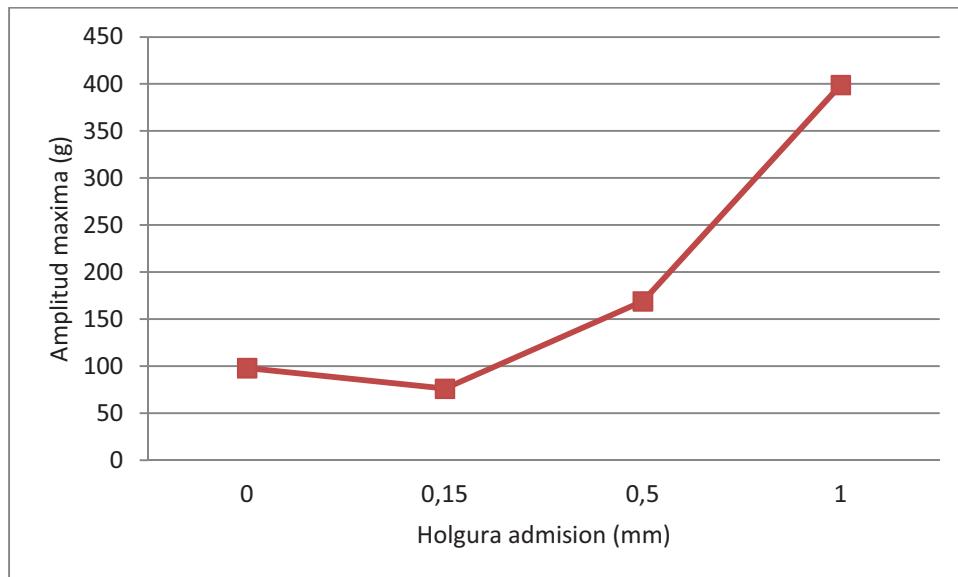


Figura 5.3.4: Amplitud máxima de la vibración para el cierre de la admisión. 3600 rpm 80% carga.

- Las figuras 5.3.5 y 5.3.6 muestran la integral definida para el cierre de la válvula de la admisión en vibraciones. Se puede ver que hay mayor impacto cuanto mayores holguras de taqué existen. La figura 5.3.5 es para 2400 rpm y 80% de carga y la figura 5.3.6 para 3600 rpm y 80% de carga.

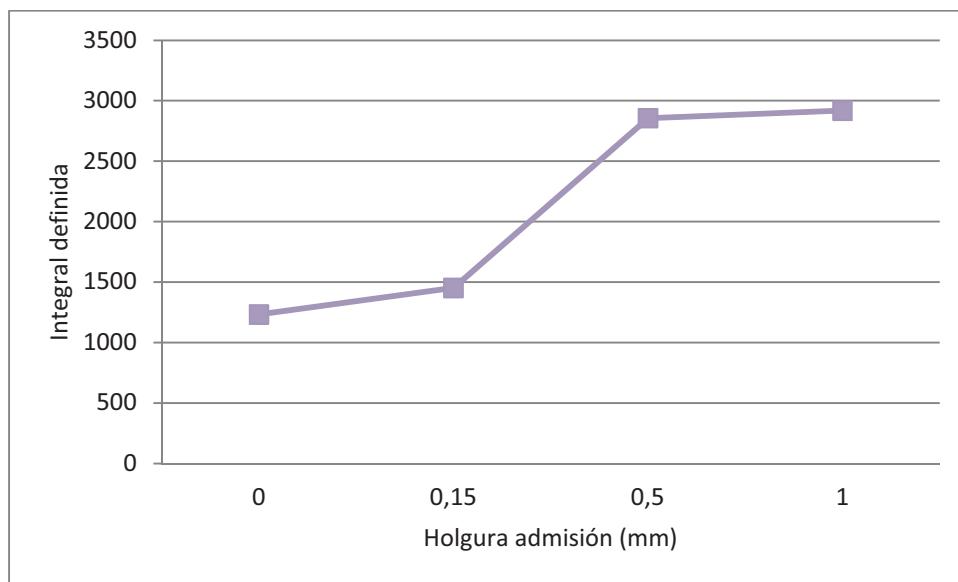


Figura 5.3.5: Integral definida de la vibración en el cierre de la admisión. 2400 rpm 80% carga

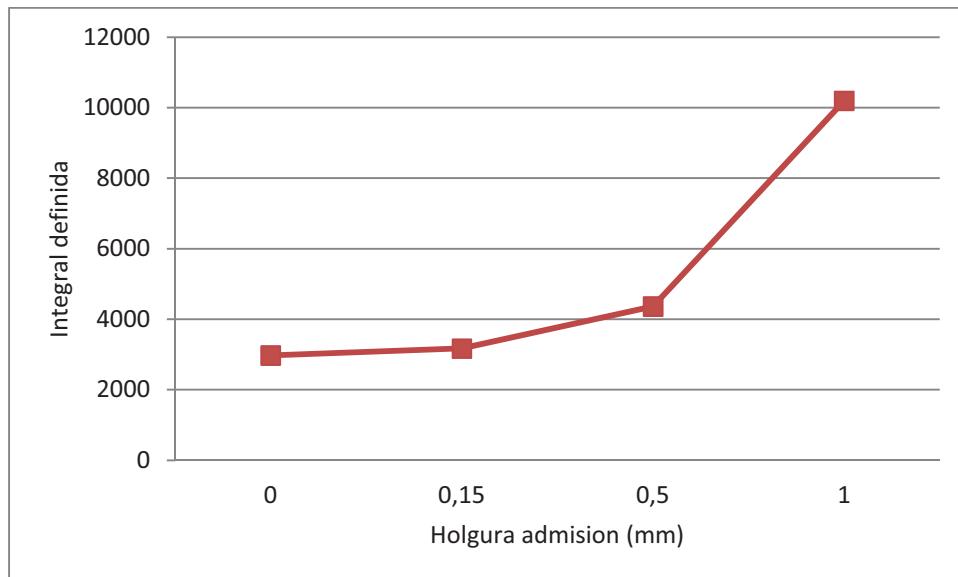


Figura 5.3.6: Integral definida de la vibración en el cierre de la admisión. 3600 rpm 80% carga



- Las figuras 5.3.7 y 5.3.8 muestran la integral definida en la apertura del escape en vibraciones. Como ya se ha comentado en la apertura del escape existen unas vibraciones que son debidas a impactos debidos a la holgura del taqué. Como se puede ver cuanto mayor es la holgura mayor es la integral. La figura 5.3.7 es para 2400 rpm y 80% de carga y la figura 5.3.8 para 3600 rpm y 80% de carga.

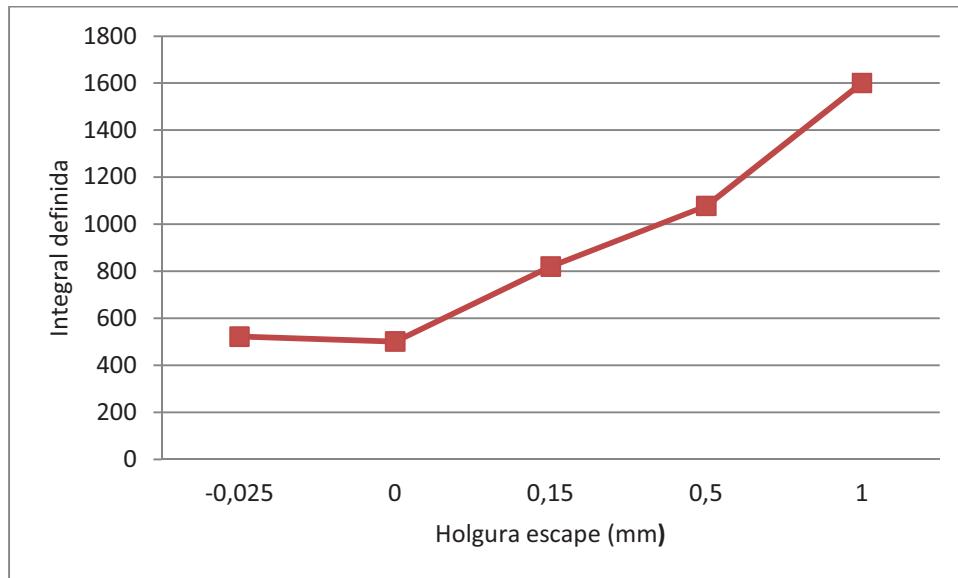


Figura 5.3.7: Integral definida de la vibración en la apertura del escape. 2400 pm 80% carga.

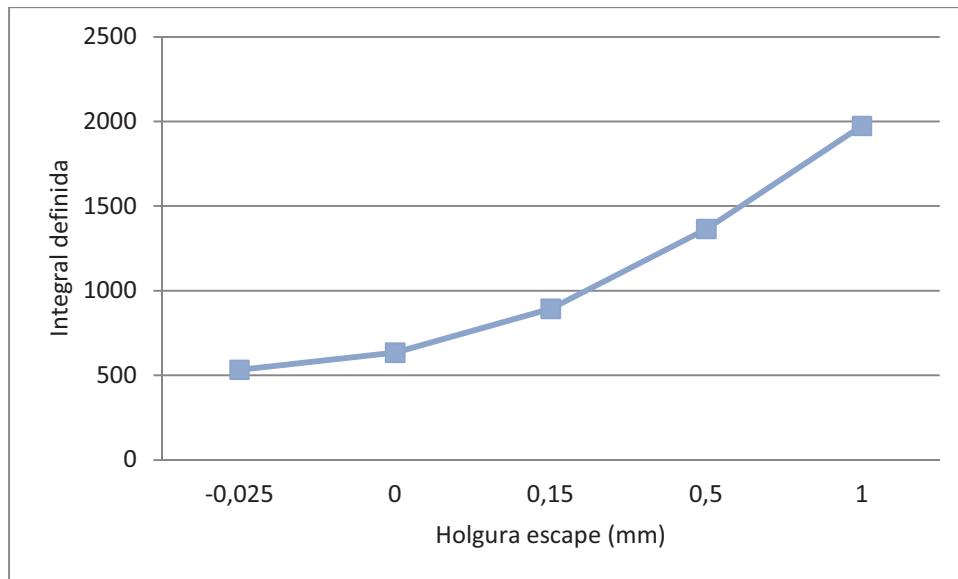


Figura 5.3.8: Integral definida de la vibración en la apertura del escape. 3600 rpm 80% carga.



6. Variación del encendido

El motor estudiado lleva un encendido electrónico, con el que se puede controlar exactamente los grados que adelantamos o retrasamos el encendido. Esto tendrá consecuencias directas en el proceso de combustión. En funcionamiento normal el encendido se produce 12° antes del PMS.

Las mediciones de vibraciones están tomadas con el sensor de baja frecuencia, que está colocado en la posición 3. El sensor de emisión acústica está en la posición 2.

Todas las graficas que se muestran corresponden a mediciones con una velocidad de 2400 rpm y una carga del 100%. Los casos analizados son los que se enseñan en la tabla 6.1.

Posición del encendido	Fallo	Figuras
40° antes del PMS	Avance del encendido	6.1.3 y 6.1.6
30° antes del PMS	Avance del encendido	6.1.2 y 6.1.5
12° antes del PMS	Sin fallo (reglaje de diseño)	6.1.1, 6.1.4, 6.2.1 y 6.2.5
En el PMS	Retraso del encendido	6.2.2 y 6.2.6
5° después del PMS	Retraso del encendido	6.2.3 y 6.2.7
10° después del PMS	Retraso del encendido	6.2.4 y 6.2.8

Tabla 6.1: Casos estudiados para la variación del encendido

6.1 Avance del encendido

Las tres primeras figuras (6.1.1 – 6.1.3) son graficas como se viene representando hasta aquí, en las cuales esta incluidas tanto las graficas de ultrasonidos y vibraciones como la presión, sin embargo en las tres siguientes (6.1.4 – 6.1.6) solo se representa la grafica de vibraciones. Tanto en la grafica de vibraciones como en la de ultrasonidos se refleja el aumento de las fuerzas de combustión, principal consecuencia de adelantar el encendido. Se ha elegido las vibraciones para mostrar en detalle porque es la gráfica que posteriormente se analiza para estimar las fuerzas de combustión mediante su amplitud máxima y mediante la integral definida.

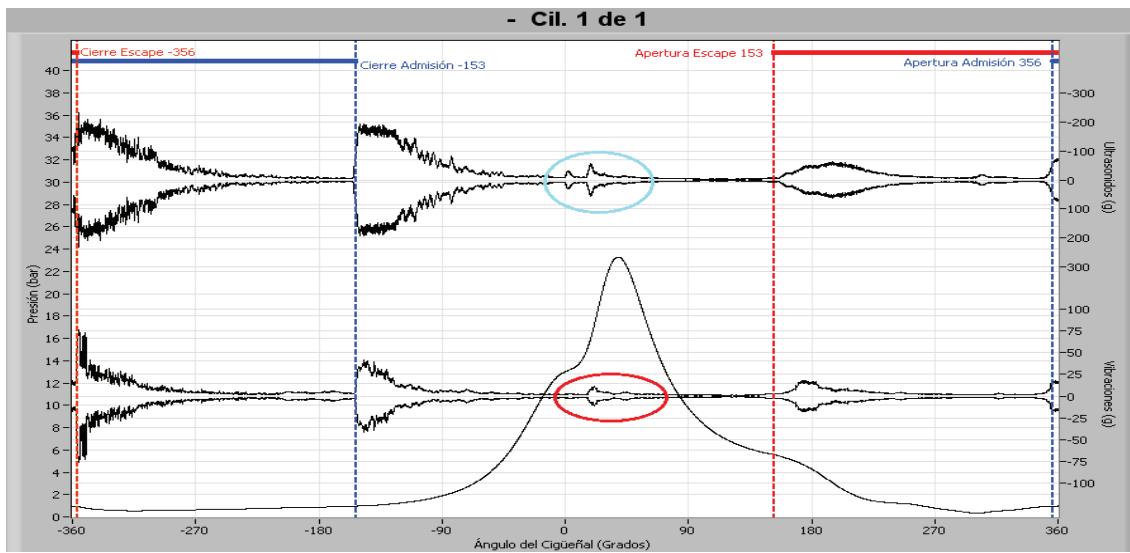


Figura 6.1.1: 2400 rpm, carga 100 %, motor funcionando correctamente, encendido 12° antes del PMS, S1L3 S3L2.

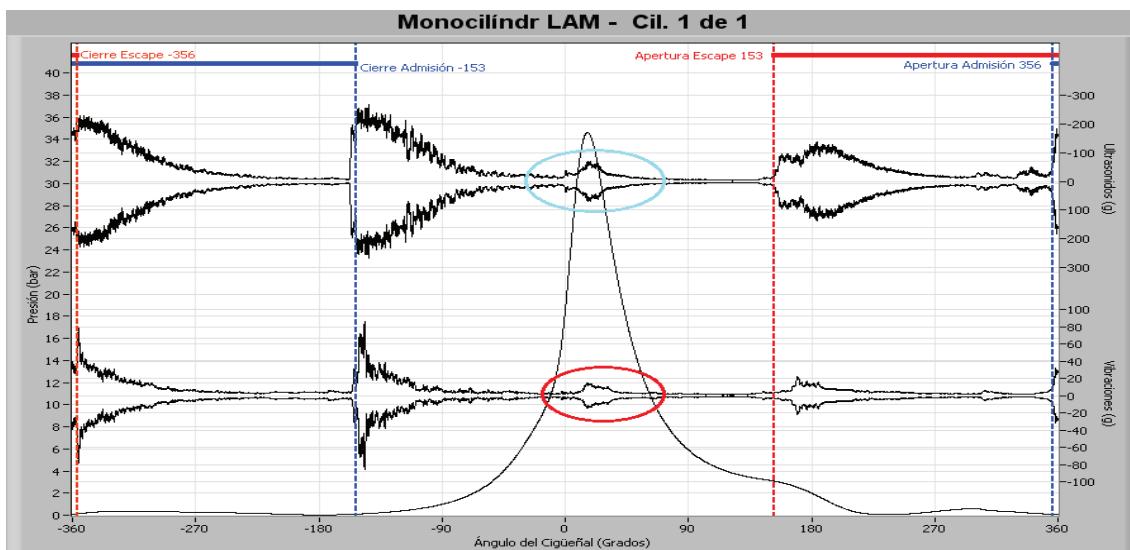


Figura 6.1.2: 2400 rpm, carga 97%, encendido 30° antes del PMS, S1L3 S3L2.

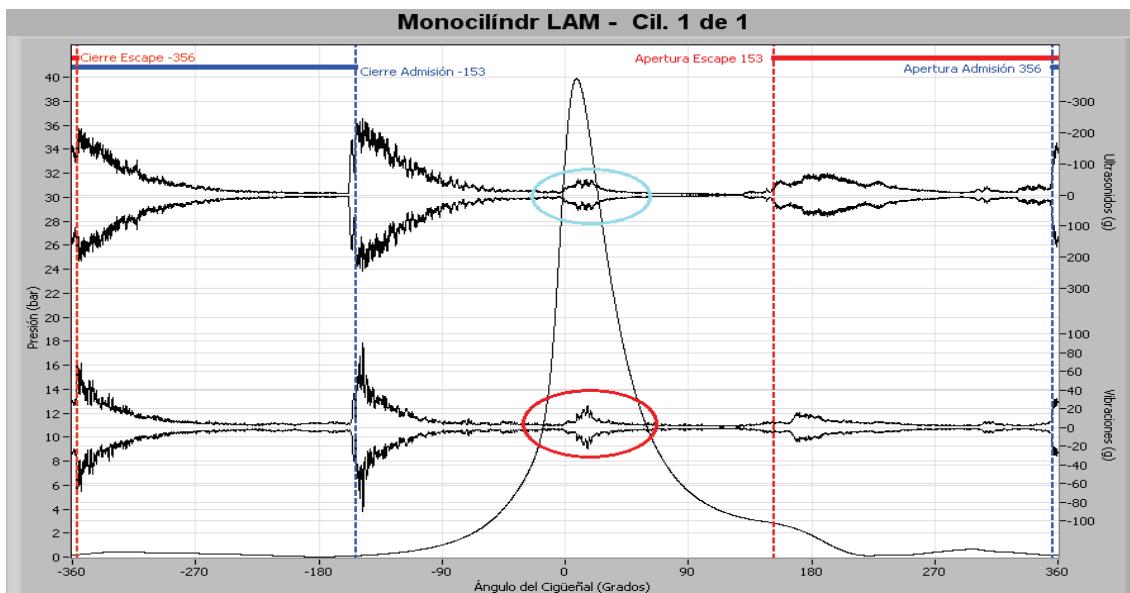


Figura 6.1.3: 2400 rpm carga 100%, encendido 40° antes del PMS, S1L3 S3L2.

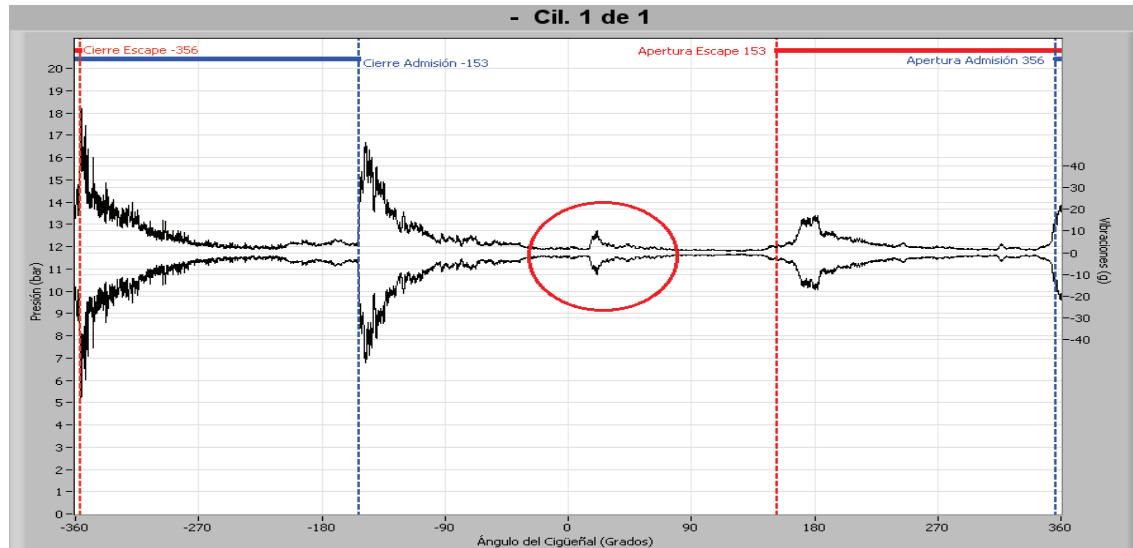


Figura 6.1.4: 2400 rpm, carga 100 %, motor funcionando correctamente, encendido 12° antes del PMS, vibraciones, S1L3.

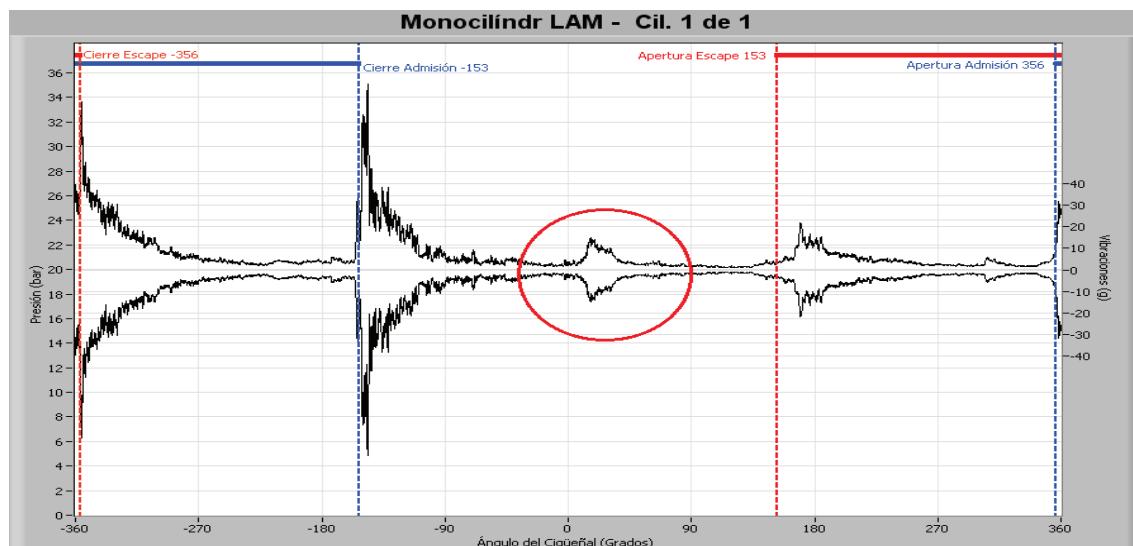


Figura 6.1.5: 2400 rpm, carga 97%, encendido 30° antes del PMS, vibraciones, S1L3.

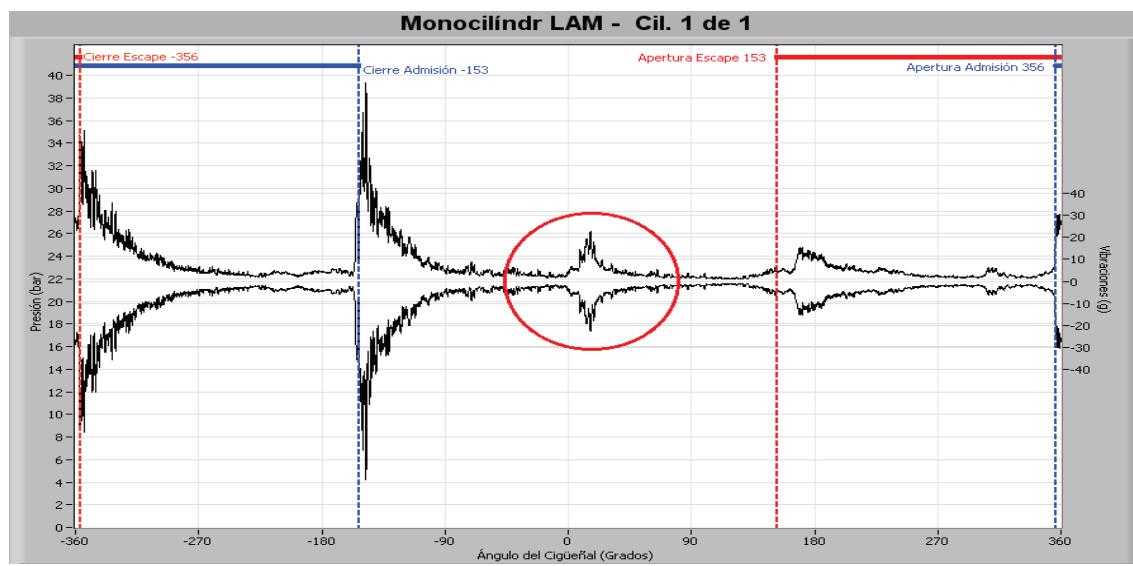


Figura 6.1.6: 2400 rpm carga 100%, encendido 40° antes del PMS, vibraciones. S1L3.



- Al provocar el adelanto del encendido en el motor las fuerzas de combustión aumentan (elipses rojas), especialmente en vibraciones. Se puede observar como dichas fuerzas se acercan al PMS al incrementar el avance. En la tabla 6.1.1 se recoge la amplitud máxima de las fuerzas de combustión y el ángulo a la que se produce.

Avance	A_{\max} (g)	$\theta_{A_{\max}}$
12° (reglaje nominal)	11	21,5°
30°	15	16,5°
40°	23	16°

Tabla 6.1.1: Amplitud máxima de las vibraciones en la zona de combustión

Otra forma de medir el aumento de las fuerzas de combustión es mediante la integral definida en la zona de combustión. Al adelantarse la fuerzas de combustión, el intervalo que define la integral no puede ser fijo, este se ha definido mediante un intervalo simétrico con centro en el ángulo de amplitud máxima y de radio 15°, es decir, el intervalo tiene una longitud de 30° con centro en el ángulo de amplitud máxima. La tabla 6.1.2 recoge estos datos.

Avance	Integral definida
12° (reglaje nominal)	123
30°	234
40°	282

Tabla 6.1.2: Integral definida en la zona de combustión

- La presión aumenta también con el avance del encendido y se acerca al PMS. En la tabla 6.1.3 se recoge el valor de presión máxima y el ángulo en el que se produce.

Avance	P_{\max} (bar)	$\theta_{P_{\max}}$
12° (reglaje nominal)	23,3	38,7°
30°	34,6	16,3°
40°	39,9	8,3°

Tabla 6.1.3: Presión máxima y ángulo al que se produce

La alta presión que se alcanza al adelantar el encendido puede causar fugas. Las fuerzas de combustión en ultrasonidos (elipses azules) aumentan, pero la forma que adoptan se parece al patrón de flujo de gas de las envolventes típicas en MACI (anexo 4). Quizás está habiendo fugas a través de los anillos debido a la elevada presión en la cámara de combustión. [1]

- Cuando se adelanta mucho el encendido se produce un fenómeno que se conoce como detonación. La detonación es indicada por una alta presión máxima que puede ocurrir si el suministro de combustible en la cámara es anormal, por ejemplo que haya gotas en lugar de neblina en el caso de un diesel, o si se ha adelantado mucho el encendido como es nuestro caso. Cuando esto ocurre se ve como un rizado en la curva de presión en la zona de máxima presión. Sin embargo con el filtro pasobajo que se usa para analizar la presión este rizado no es visible (ver anexo 4), precisamente se aplica este filtro para que quede sólo la forma macrogeométrica. La figura 6.1.7 corresponde a un avance de 40°, una carga del 100% y 3600 rpm, cuya señal de presión no está filtrada. En ella se puede ver un detalle de la gráfica de presión en la zona del PMS en la que se ve este rizado debido al fenómeno de detonación.

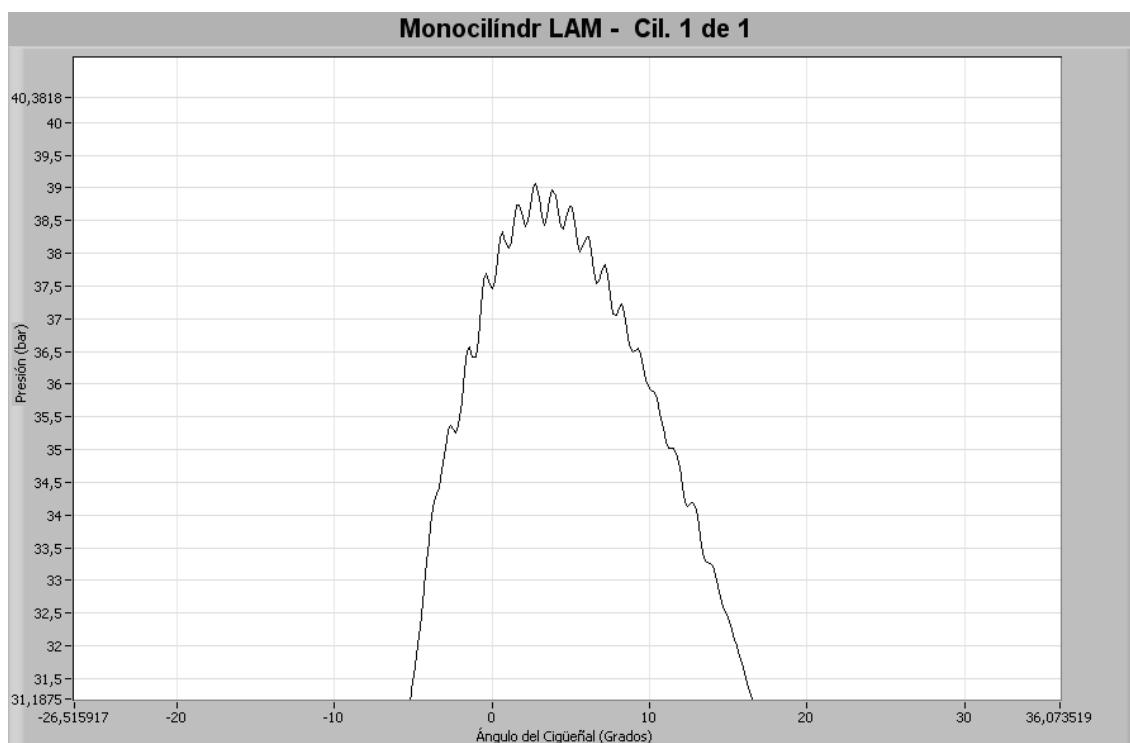


Figura 6.1.7: Detalle del rizado en la curva de presión.

- Las siguientes graficas (figuras 6.1.8 – 6.1.11) muestran las tendencias que se han recogido en este apartado. Todas ellas corresponden a medidas tomadas a 2400 rpm con cargas del 40% y 50%. Se usó el acelerómetro de baja frecuencia colocado en la posición 2 y el sensor de emisión acústica se coloco en la posición 7 con ayuda de un soporte magnético.
 - En la figura 6.1.8 se muestra la tendencia de las fuerzas de combustión a acercarse al PMS al adelantar el encendido. En ella se muestra el ángulo para el cual se produce la máxima amplitud en la zona de combustión en función de los grados de adelanto.

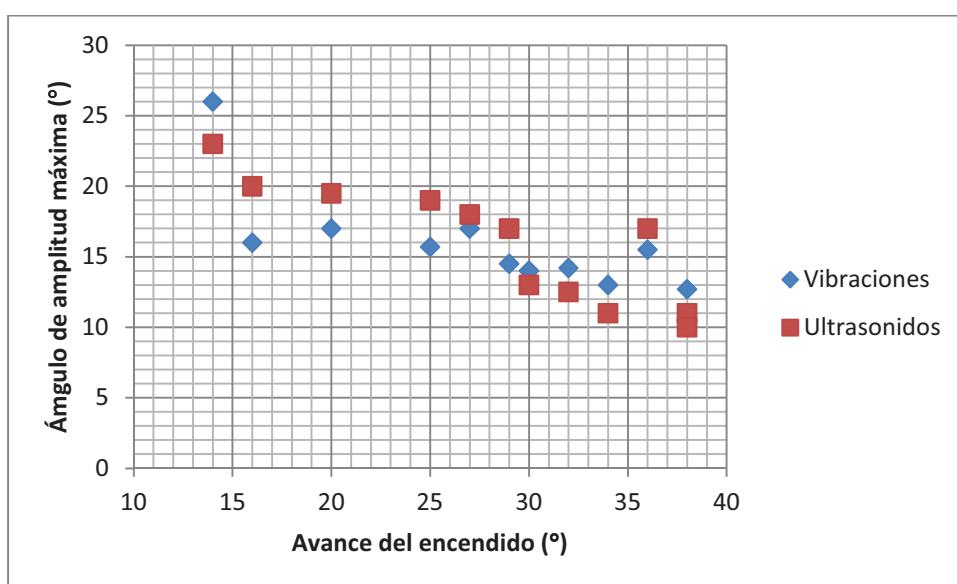


Figura 6.1.8: Angulo de amplitud máxima en la zona de combustión en función del avance



- En la figura 6.1.9 se recoge la tendencia de las fuerzas de combustión a aumentar al adelantar de encendido. En ella se muestra la amplitud máxima en la zona de combustión en función del avance del encendido.

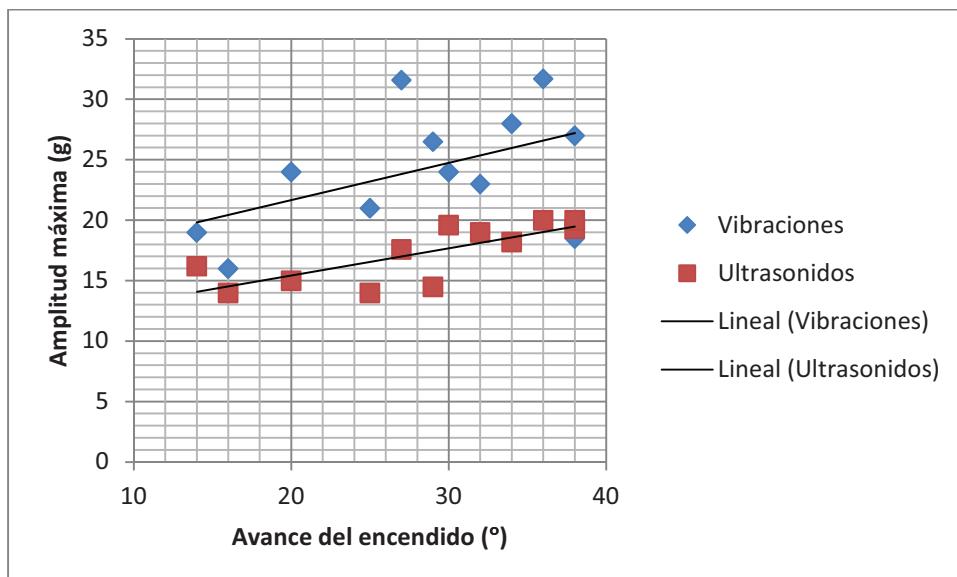


Figura 6.1.9: Amplitud máxima en la zona de combustión en función del avance

- En la figura 6.1.10 se recoge la propensión de la presión a aumentar al adelantar el encendido. Se representa la presión máxima en función del avance del encendido.

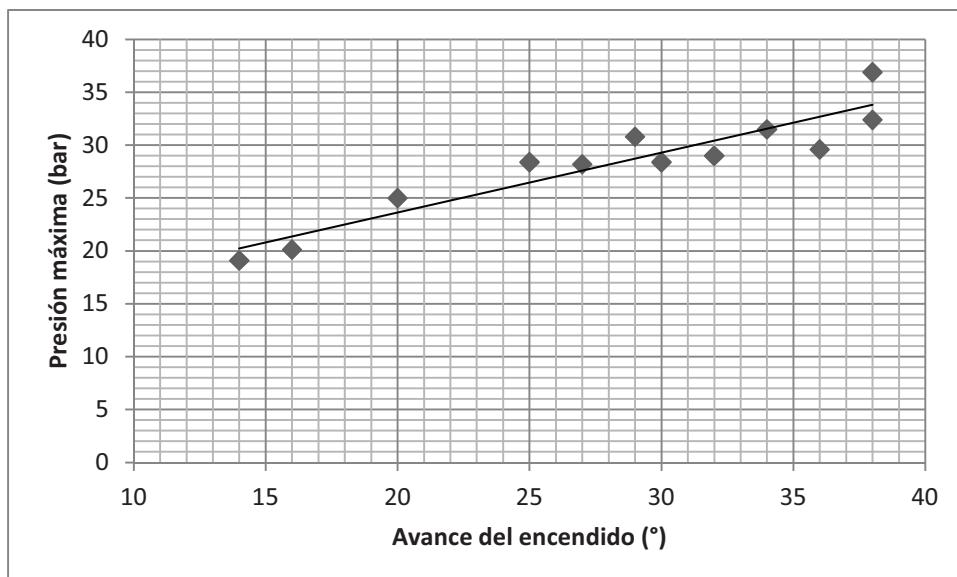


Figura 6.1.10: Presión máxima en función del avance del encendido

- En la figura 6.1.11 se muestra la tendencia del ángulo de presión máxima a acercarse al PMS al adelantar el encendido. En ella se muestra el ángulo de presión máxima en función del avance del encendido.

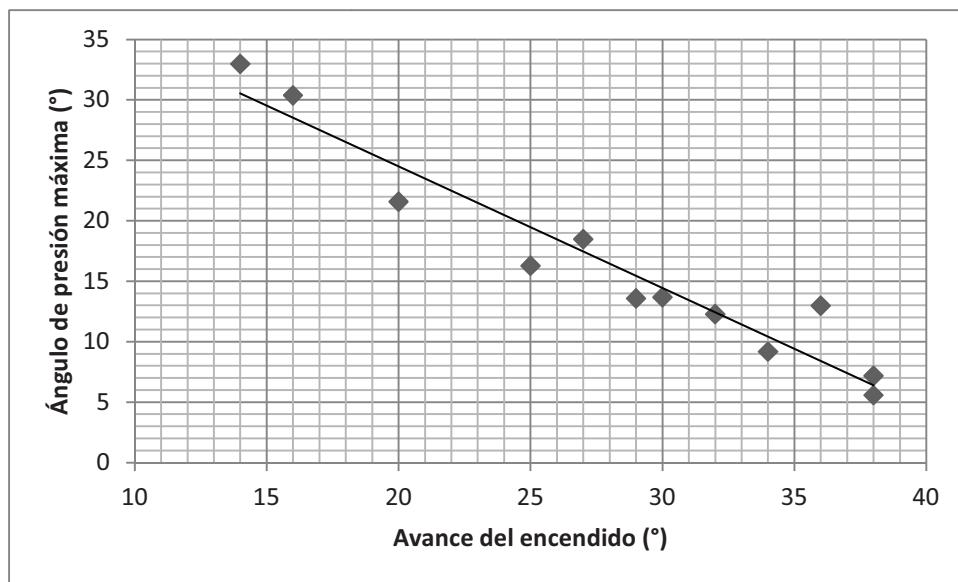


Figura 6.1.10: Angulo d presión máxima en función del avance del encendido.

6.2 Retraso del encendido

Las cuatro primeras figuras (6.2.1 – 6.2.4) son graficas en las cuales esta incluidas tanto las graficas de ultrasonidos y vibraciones como la presión, sin embargo en las tres siguientes (6.2.5 – 6.2.8) solo se representa la grafica de vibraciones. Tanto en la grafica de vibraciones como en la de ultrasonidos se refleja disminución de las fuerzas de combustión, principal consecuencia de retrasar el encendido. Se ha elegido las vibraciones para mostrar en detalle porque es la gráfica que posteriormente se analiza para estimar las fuerzas de combustión mediante su amplitud máxima y mediante la integral definida.

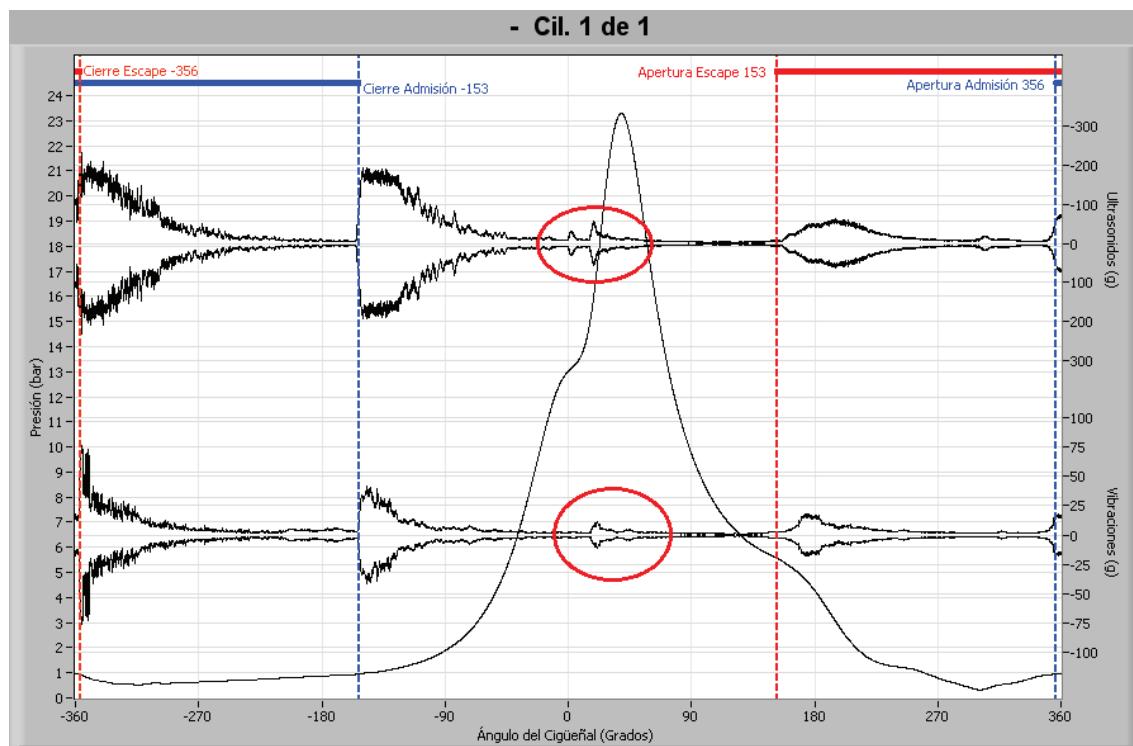


Figura 6.2.1: 2400 rpm, carga 100 %, motor funcionando correctamente, encendido 12° antes del PMS, S1L3 S3L2.

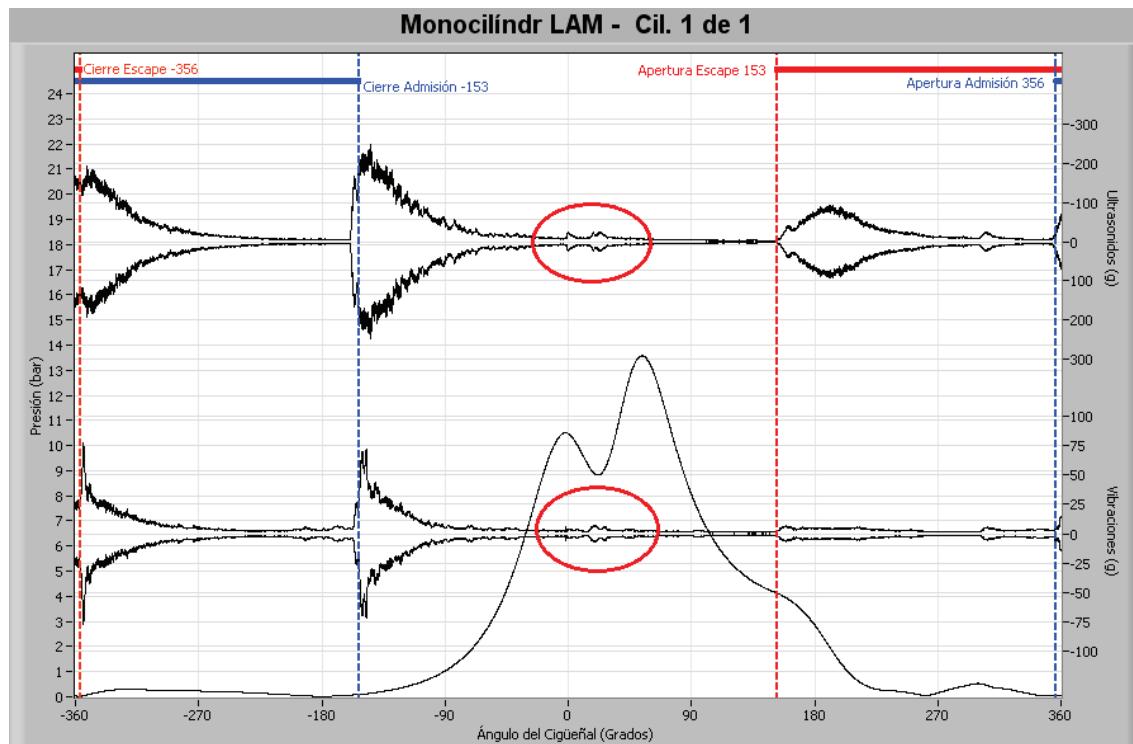


Figura 6.2.2: 2400 rpm carga 100%, retraso del encendido, encendido en el PMS, S1L3 S3L2.

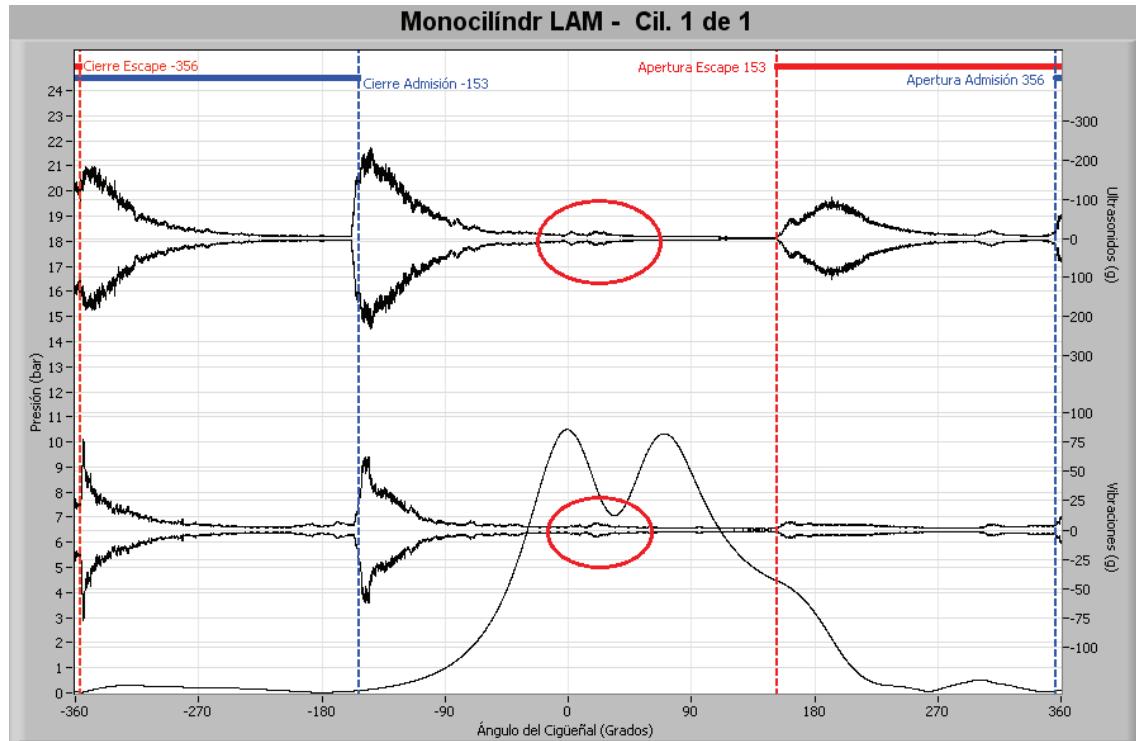


Figura 6.2.3: 2400 rpm carga 100%, retraso del encendido, encendido 5° después del PMS, S1L3 S3L2.

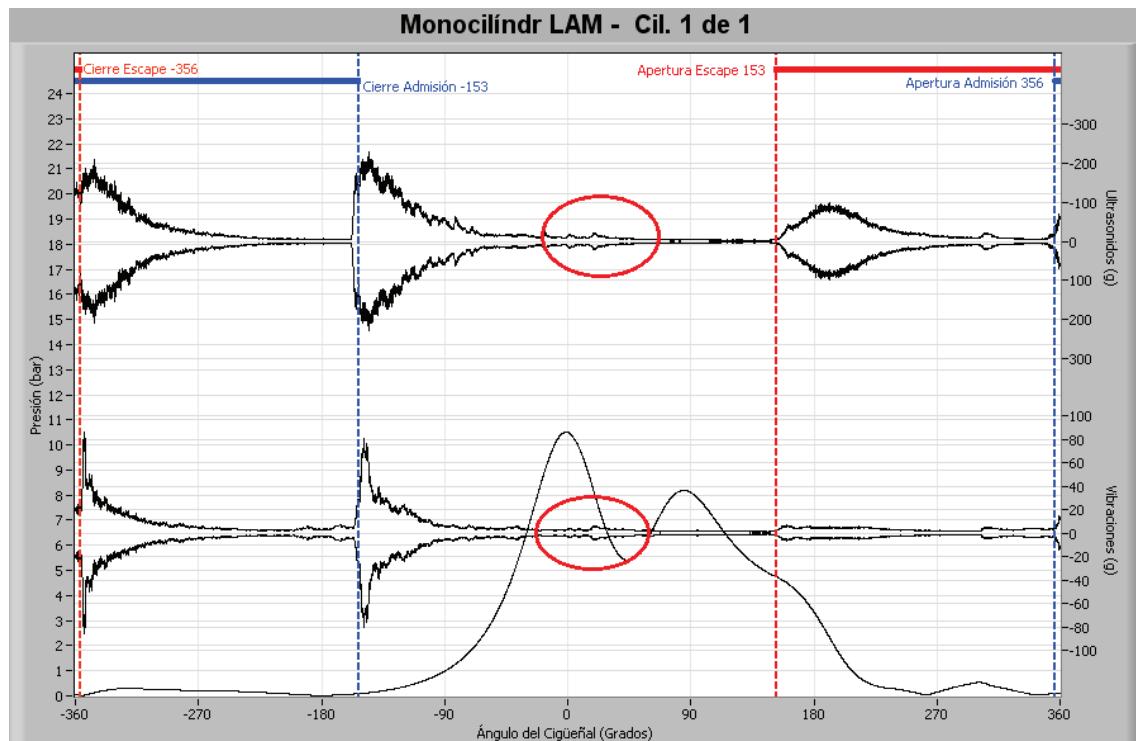
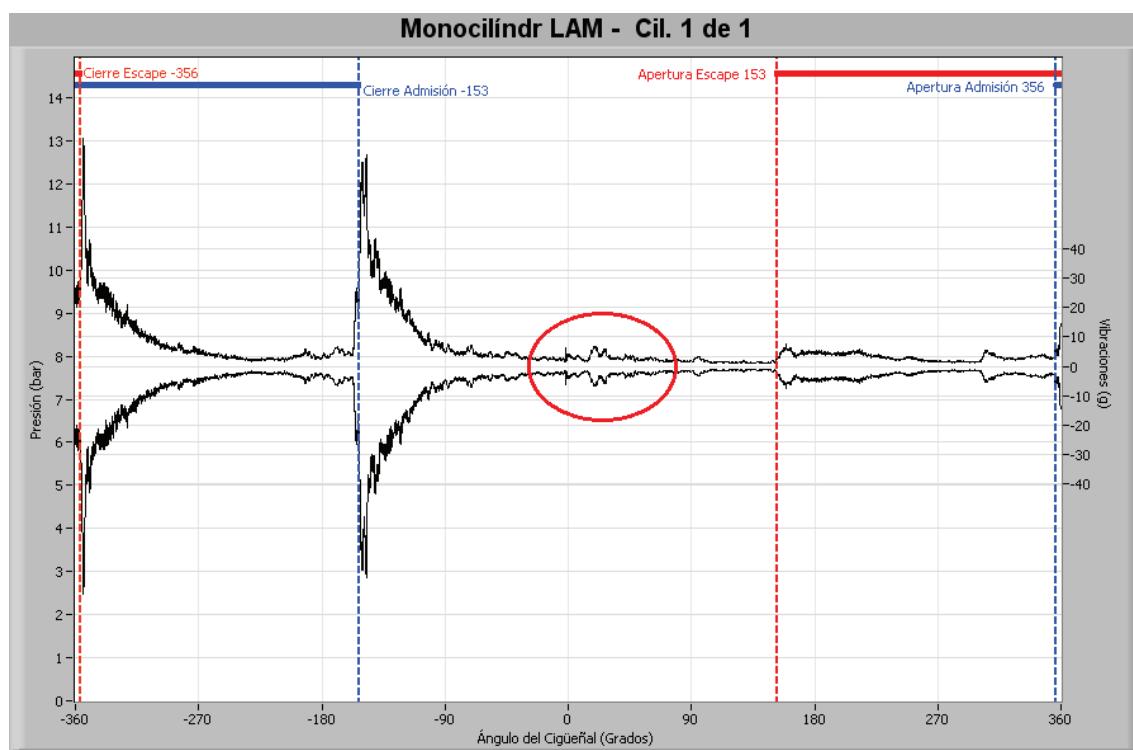
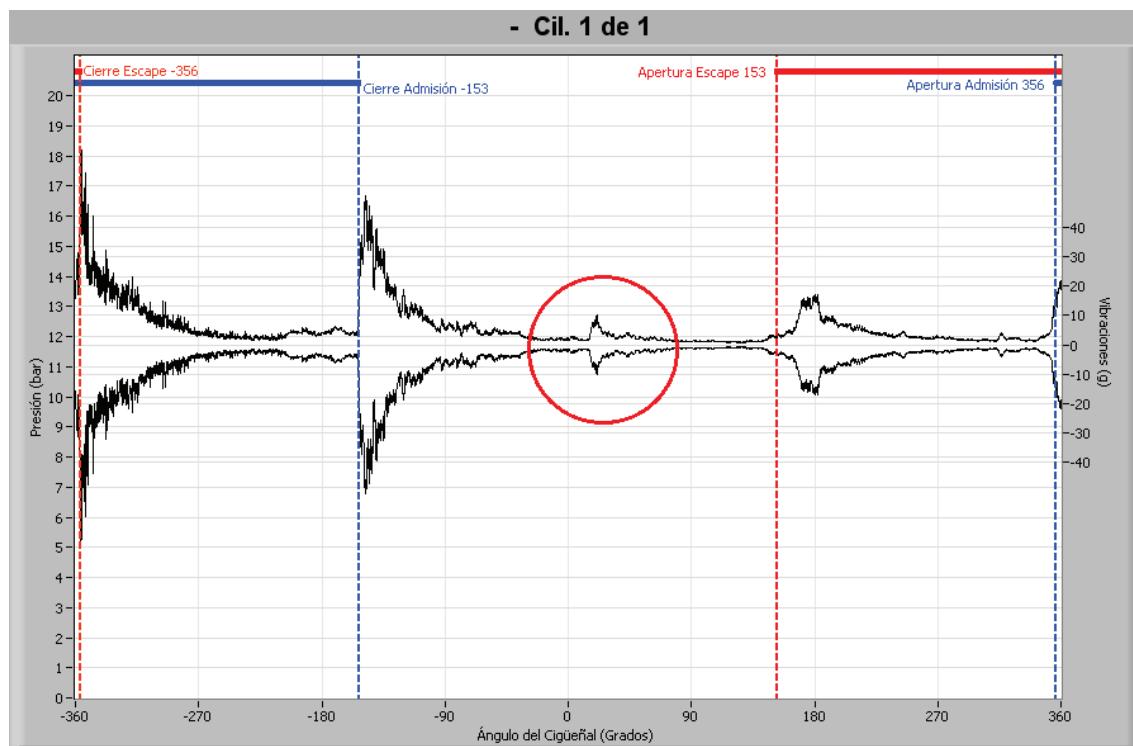


Figura 6.2.4: 2400 rpm carga 100%, retraso del encendido, encendido 10° después del PMS, S1L3 S3L2.



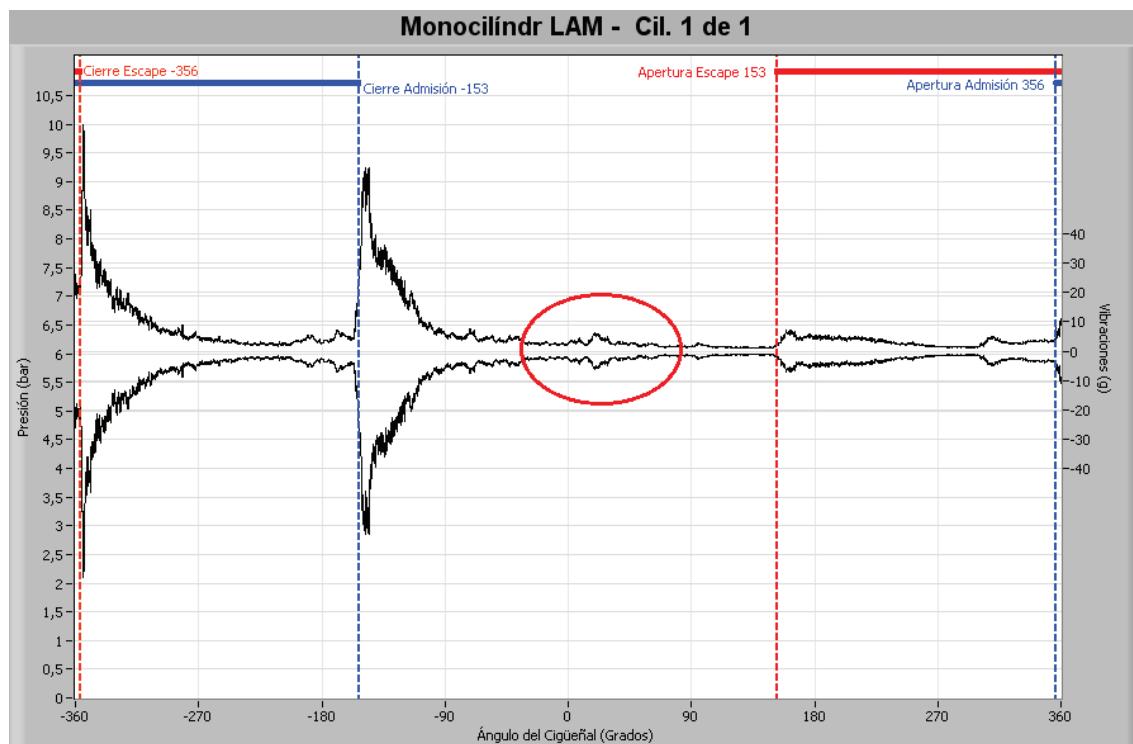


Figura 6.2.7: 2400 rpm carga 100%, retraso del encendido, encendido 5° después del PMS, vibraciones, S1L3.

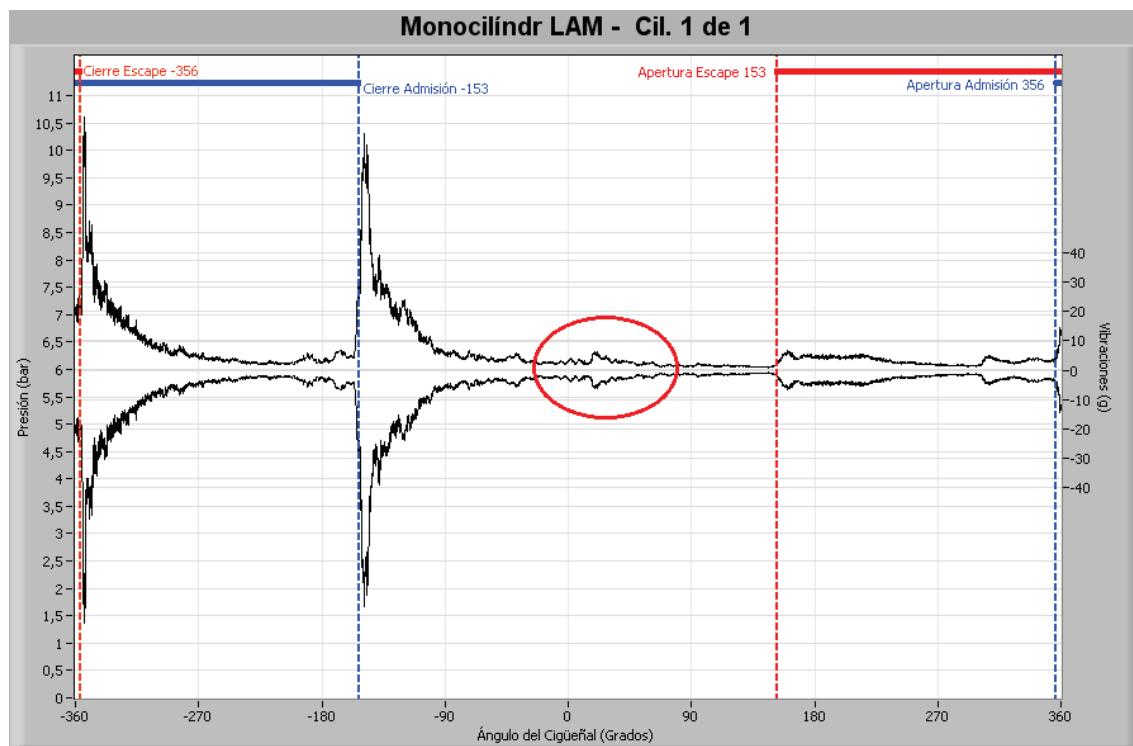


Figura 6.2.8: 2400 rpm carga 100%, retraso del encendido, encendido 10° después del PMS, vibraciones, S1L3.



- Las fuerzas de combustión (señaladas con elipses rojas), disminuyen y ángulo al que se producen permanece prácticamente constante aunque retrasemos el encendido. La tabla 6.2.1 recoge la amplitud máxima de la vibración en la zona de la combustión y el ángulo a la que se produce.

Retraso	A_{max} (g)	θ_{Amax}
12° (reglaje nominal)	11	21,5°
0° (PMS)	6,8	19,5°
5° después del PMS	6,3	19,5°
10° después del PMS	6,2	20°

Tabla 6.2.1: Amplitud máxima en la zona de combustión y ángulo al que se produce

Se va a aplicar la integral definida también para medir esta disminución de las fuerzas de combustión. Dicha integral está definida, como en el apartado anterior, mediante un intervalo simétrico con centro en el ángulo de amplitud máxima y de radio 15°. La tabla 6.2.2 recoge estos datos.

Retraso	Integral definida
12° (reglaje nominal)	123
0° (PMS)	109
5° después del PMS	109
10° después del PMS	106

Tabla 6.2.2: Integral definida en la zona de combustión

Los datos, tanto para amplitud máxima como para integral definida, reflejan que las fuerzas de combustión disminuyen un poco al retrasar el encendido al PMS. A partir de ahí se mantienen prácticamente constantes aunque aumentemos el retraso del encendido.

- La presión máxima disminuye hasta alcanzar el valor máximo en el PMS que correspondería al valor de presión máxima que se alcanza con el motor arrastrado.
- Para el caso de encendido en el PMS se puede ver en la gráfica de vibraciones el momento exacto en el que se produce el encendido. La figura 6.2.9 muestra en detalle dicha gráfica.

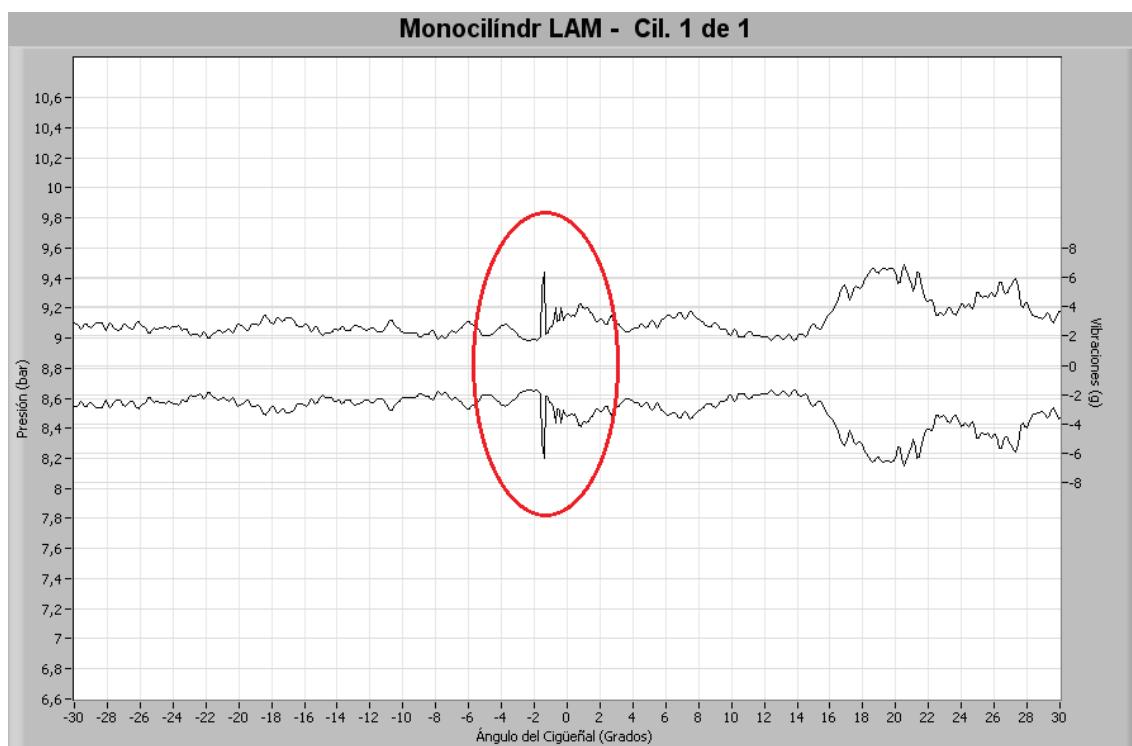


Figura 6.2.9: Detalle encendido. 12° de retraso, vibraciones.

Se señala con una elipse roja el momento del encendido que se produce unos grados antes del PMS (en teoría el encendido estaba previsto en el PMS).



7. Segmento quitado

Se ha eliminado el segundo segmento con el principal objetivo de observar el fenómeno de fugas a través de los anillos al disminuir la estanqueidad de la cámara de combustión.

Quitar el segundo segmento tiene como consecuencia, además de las fugas a través de los anillos, un aumento del piston slap. Se debe a que se han reducido el número de puntos de apoyo del pistón con la camisa, que ahora sólo son dos en vez de tres, lo que provoca un aumento del impacto entre ambos.

Se van a analizar los distintos datos, vibraciones y ultrasonidos, por separado, centrándonos en cada subapartado en una de las consecuencias de retirar el segundo segmento:

- Ultrasonidos: Si existen fugas sólo serán detectables por el sensor de ultrasonidos (ver anexo 4), así que en este apartado nos centraremos en la detección de fugas.
- Vibraciones: En este apartado nos centraremos en la otra consecuencia de retirar uno de los anillos, el aumento del piston slap.

7.1 Ultrasonidos

En la tabla 7.1.1 se recogen los distintos casos analizados:

Figura	Tipo	Velocidad	Carga	Localización sensor de ultrasonidos
7.1.1	Normal	2400 rpm	40%	Posición 1
7.1.2	Segmento quitado	2400 rpm	60%	Posición 1
7.1.3	Normal	2400 rpm	40%	Posición 1
7.1.4	Segmento quitado	2400 rpm	100%	Posición 1
7.1.5	Holgura casquillo	2400 rpm	60%	Posición 3
7.1.6	Segmento quitado	2400 rpm	60%	Posición 3
7.1.7	Holgura casquillo	2400 rpm	100%	Posición 3
7.1.8	Segmento quitado	2400 rpm	100%	Posición 3

Tabla 7.1.1: Casos analizados

Las figuras 7.1.5 y 7.1.7 corresponden a archivos con holgura en el casquillo de la biela en vez de archivos del motor funcionando correctamente. Esto se debe a que no se han encontrado otras combinaciones posibles para hacer el análisis de este fallo en ultrasonidos. Esta elección no tiene influencia en las conclusiones que se van a exponer según el análisis realizado. Por una parte, nos centramos únicamente en una parte de la combustión, donde se han observado fugas, en la que la holgura en el casquillo de la biela no tiene incidencia. Por otra, como se verá en el siguiente apartado el aumento de la holgura del casquillo de la biela no tiene ningún cambio aparente sobre el motor funcionando correctamente.

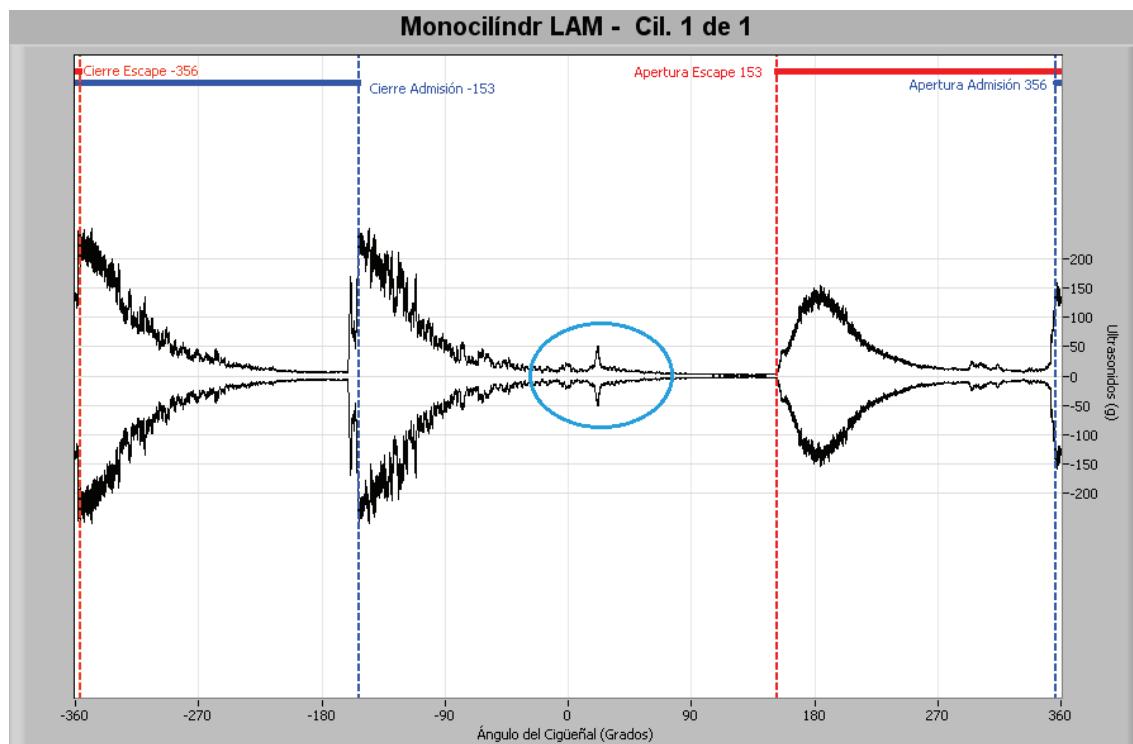


Figura 7.1.1: 2400 rpm carga 40%, normal, S3L1 (0).

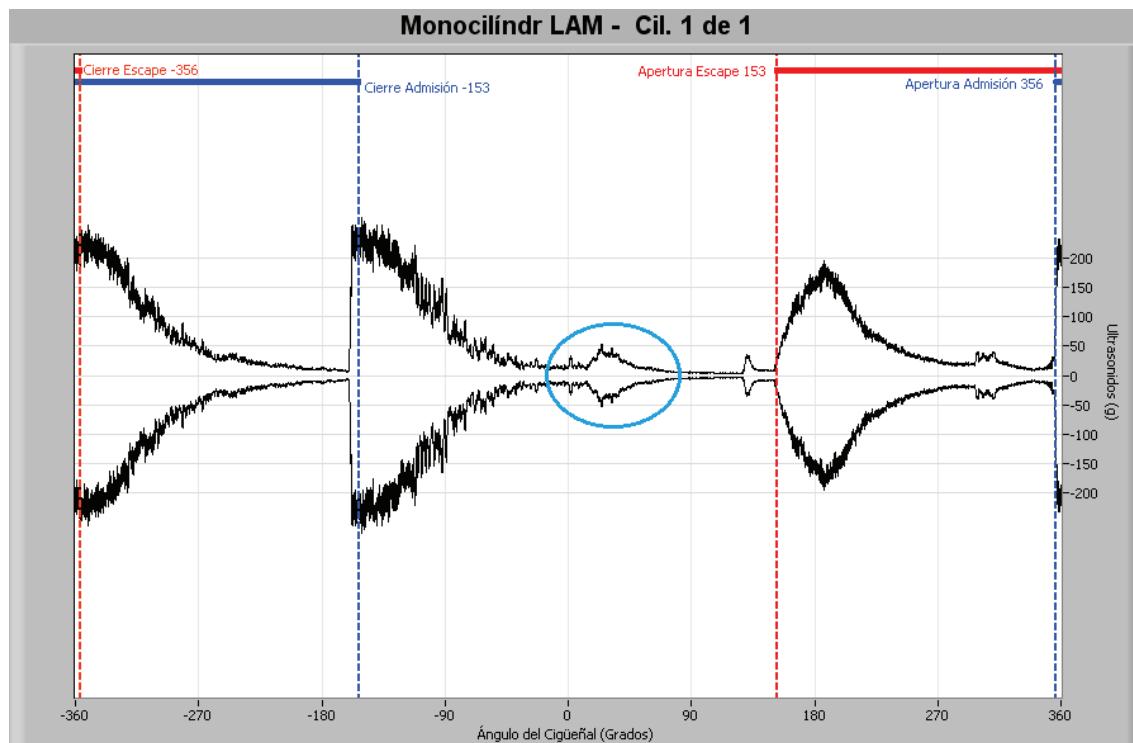


Figura 7.1.2: 2400 rpm carga 60%, segundo segmento quitado, S3L1 (4).

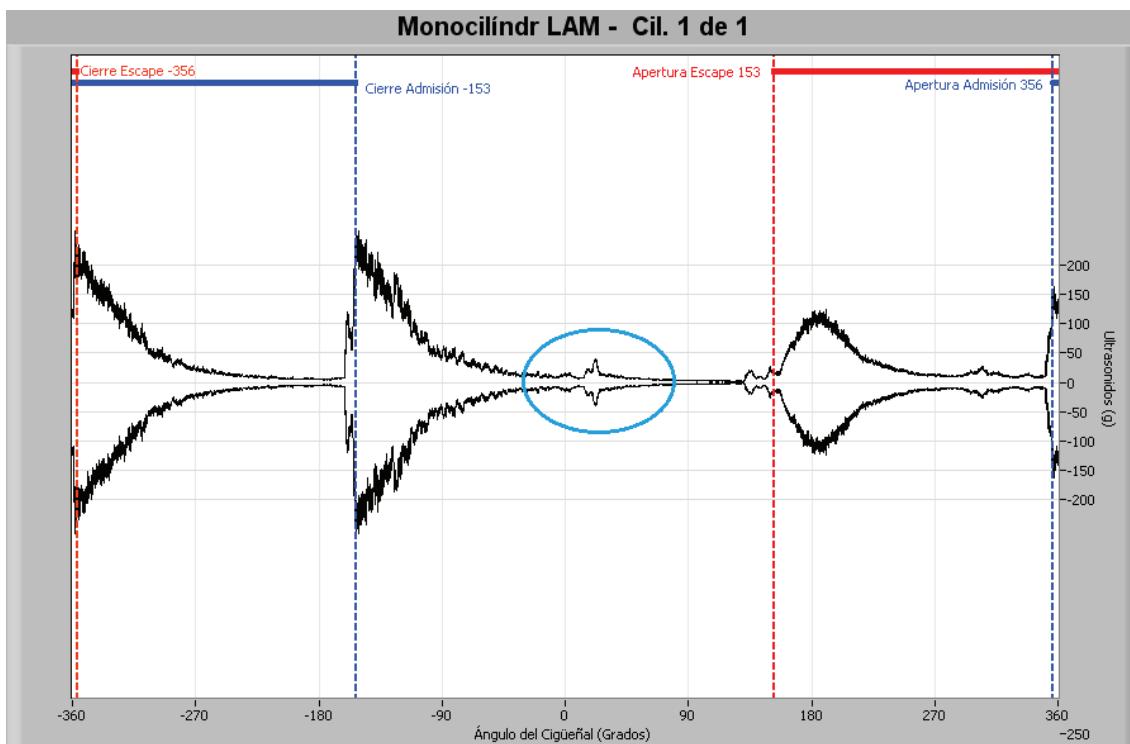


Figura 7.1.3: 2400 rpm carga 40%, normal, S3L1 (1).

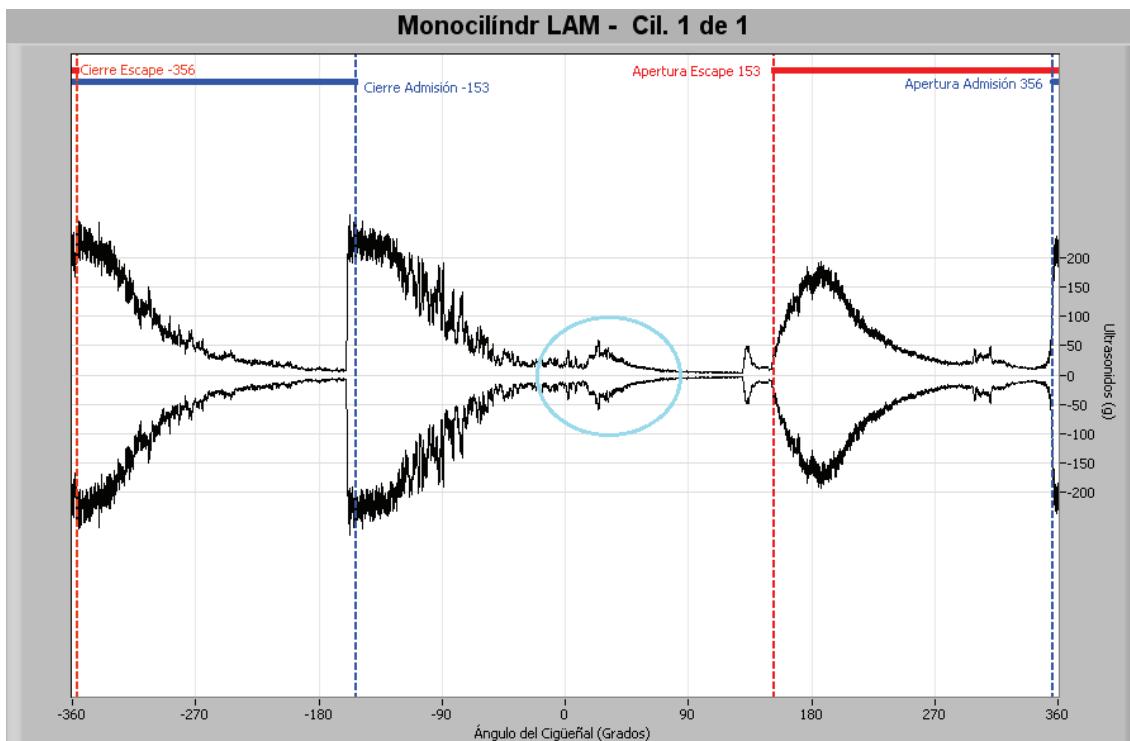


Figura: 7.1.4: 2400 rpm carga 100%, segundo segmento quitado, S3L1.

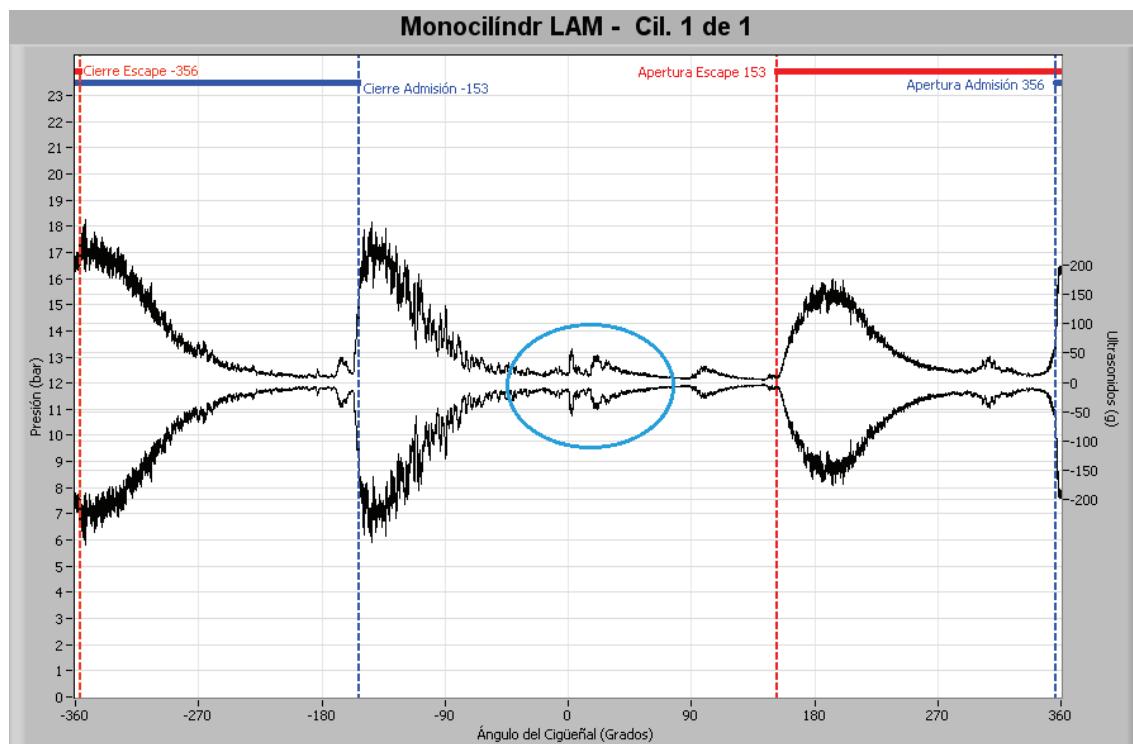


Figura 7.1.5: 2400 rpm carga 60%, motor con holgura en el casquillo de la biela, ultrasonidos S3L3

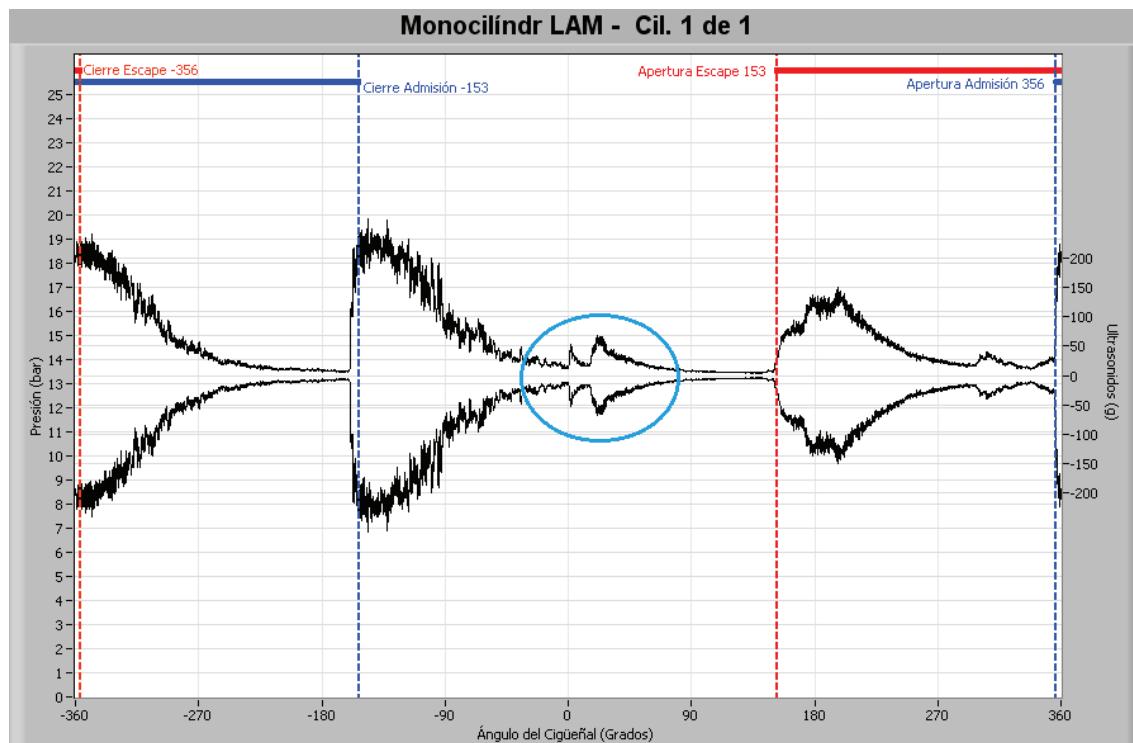


Figura 7.1.6: 2400 rpm carga 60%, sin segundo segmento, ultrasonidos S3L3

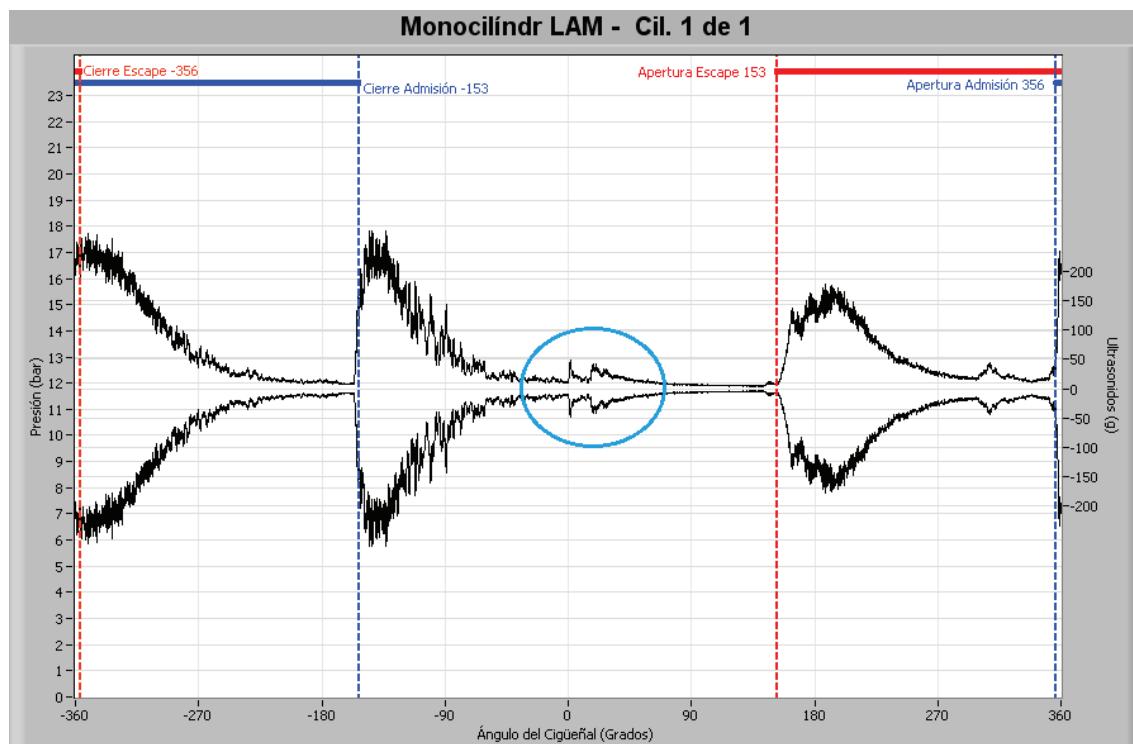


Figura 7.1.7: 2400 rpm carga 100%, motor con holgura en el casquillo de la biela, ultrasonidos S3L3

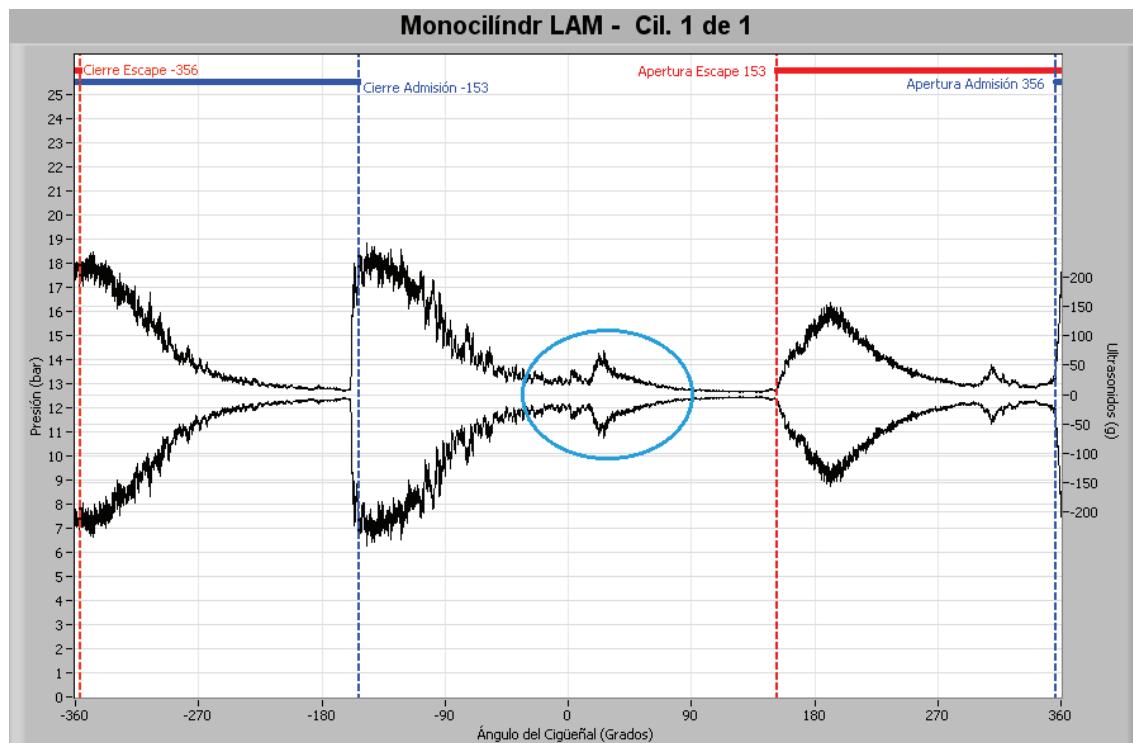


Figura 7.1.8: 2400 rpm carga 100%, sin segundo segmento, ultrasonidos S3L3.



- Las cuatro primeras graficas (figuras 7.1.1 – 7.1.4) muestran los resultados del sensor de emisión acústica midiendo en la posición 1, es decir, en un agujero roscado sobre la culata. Normalmente en esa posición se encuentra el sensor de presión. Esta localización es a priori la más indicada para detectar fugas. En estas cuatro graficas los archivos del motor funcionando normalmente que se han escogido para comparar tienen una carga del 40%, pese a que los archivos del motor con fallo tienen una carga del 60% y 100%, esto se ha hecho así porque no existen otros archivos disponibles. Se puede ver que al retirar el segundo segmento y aumentar la carga, la amplitud de la zona de combustión (señalada con elipses azul) aumenta y toma la envolvente típica de flujo de gas (ver anexo 4), indicativo de que está habiendo fugas [1].
- En las cuatro últimas graficas (figuras 7.1.5 – 7.1.8) se muestran los resultados del sensor de emisión acústica colocado en la posición 3. También se observa como aumenta la amplitud de la zona de combustión (señalada con elipse azul) y redondea su forma. La tabla 7.1.1 recoge, para el sensor de ultrasonidos en la posición 3, la amplitud máxima en la zona de combustión y la integral definida en la zona de combustión. La amplitud máxima se ha medido a partir de 10° para descartar el posible máximo debido a impacto por holgura en el casquillo. La integral está calculada entre 10° y 70° excluyendo de la medida la influencia del posible impacto debido a holguras en el casquillo de la biela.

Fallo	Carga	A_{\max}	Integral definida
Holgura casquillo biela	60%	46,2	1151
Holgura casquillo biela	100%	42,6	1068
Segmento quitado	60%	68,6	1698
Segmento quitado	80%	68,1	1832
Segmento quitado	100%	74,9	1784

Tabla 7.1.1: Amplitud máxima e integral definida en la zona de combustión. 2400 rpm. Ultrasonidos.

La presencia de fugas se ve reflejada tanto en la amplitud máxima como en la integral definida. Para la detección de fugas a través de los anillos se recomienda usar la integral definida junto a un análisis frecuencial o tiempo-frecuencia [16]. La posible influencia de la holgura en el casquillo de la biela no tiene relevancia en las medidas pues están centradas únicamente en la zona de combustión.

7.2 Vibraciones

Para estas medidas se ha usado el sensor de baja frecuencia en la posición 2. La tabla 7.2.1 recoge los casos representados:

Figura	Tipo	Carga
7.2.1	Motor funcionando correctamente	60%
7.2.2	Sin segundo segmento	60%
7.2.3	Motor funcionando correctamente	80%
7.2.4	Sin segundo segmento	100%

Tabla 7.2.1: Graficas representadas

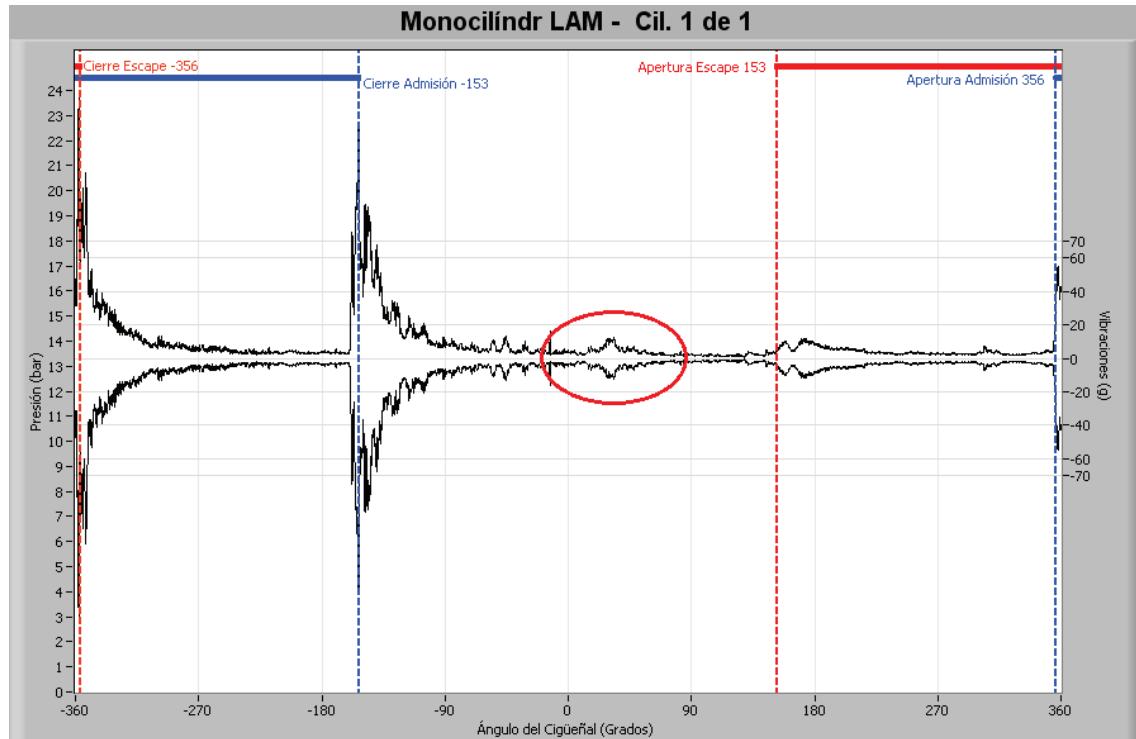


Figura 7.2.1: 2400 rpm, carga 60%, motor funcionando normalmente (F5). S1L2

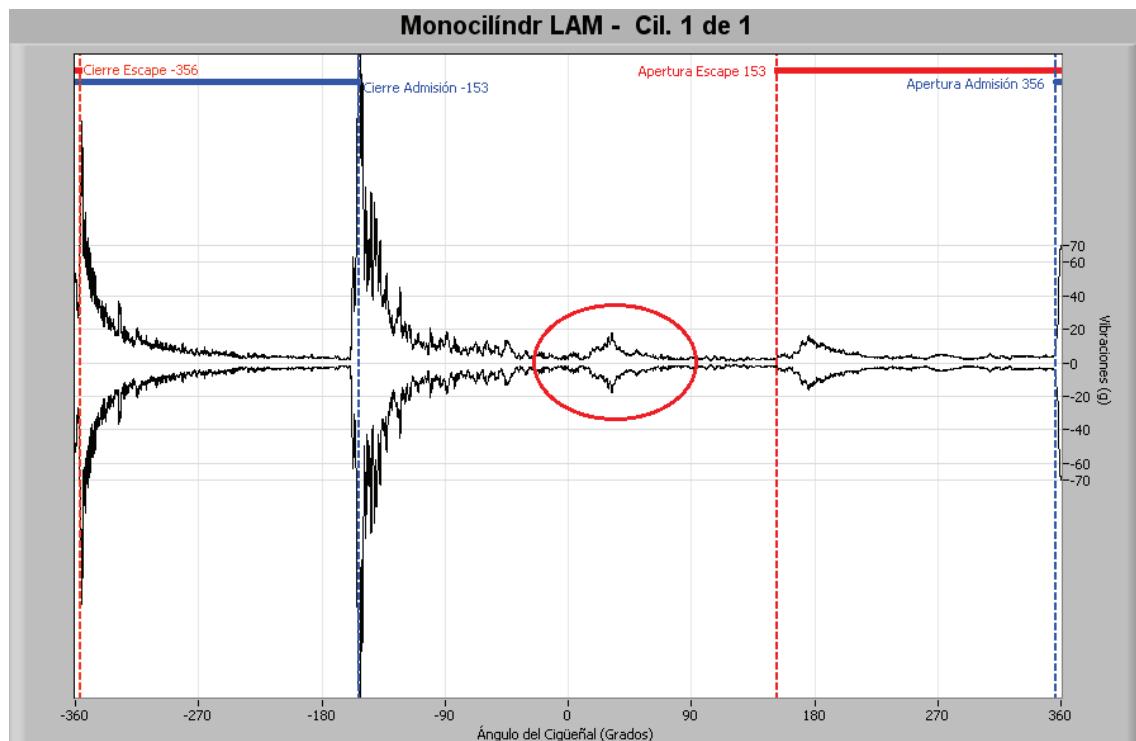


Figura 7.2.2: 2400 rpm, carga 60%, sin segundo segmento. S1L2

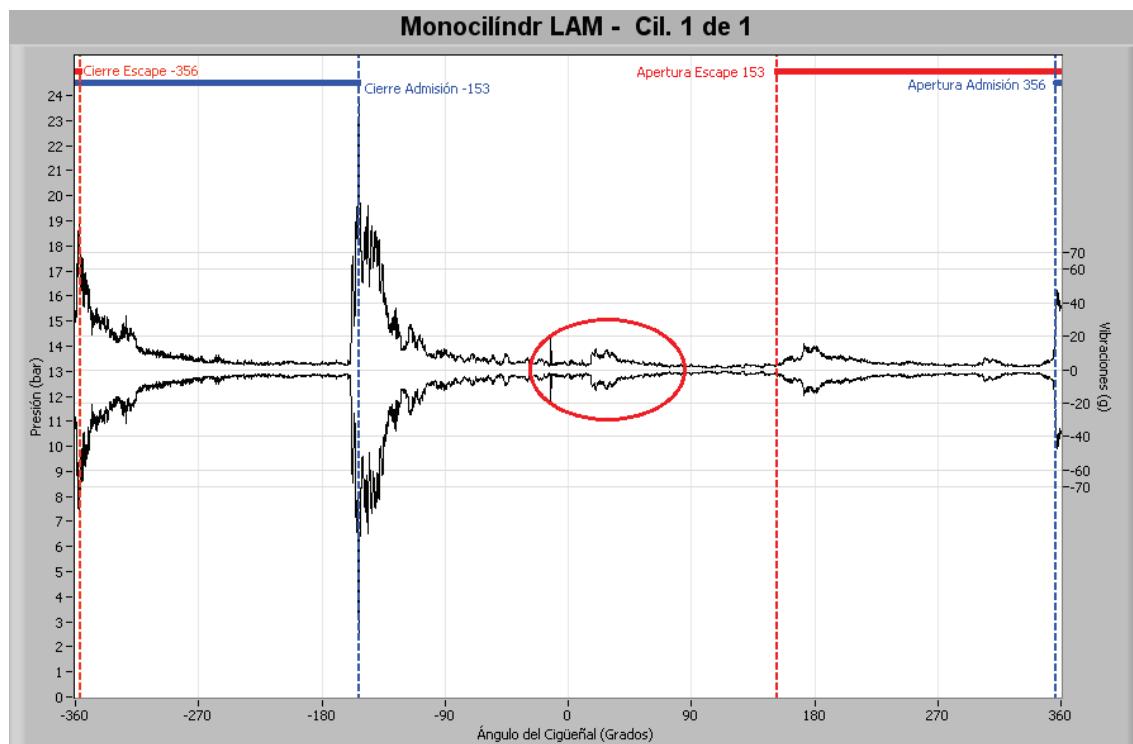


Figura 7.2.3: 2400 rpm, carga 80%, motor funcionando normalmente (F5), S1L2.

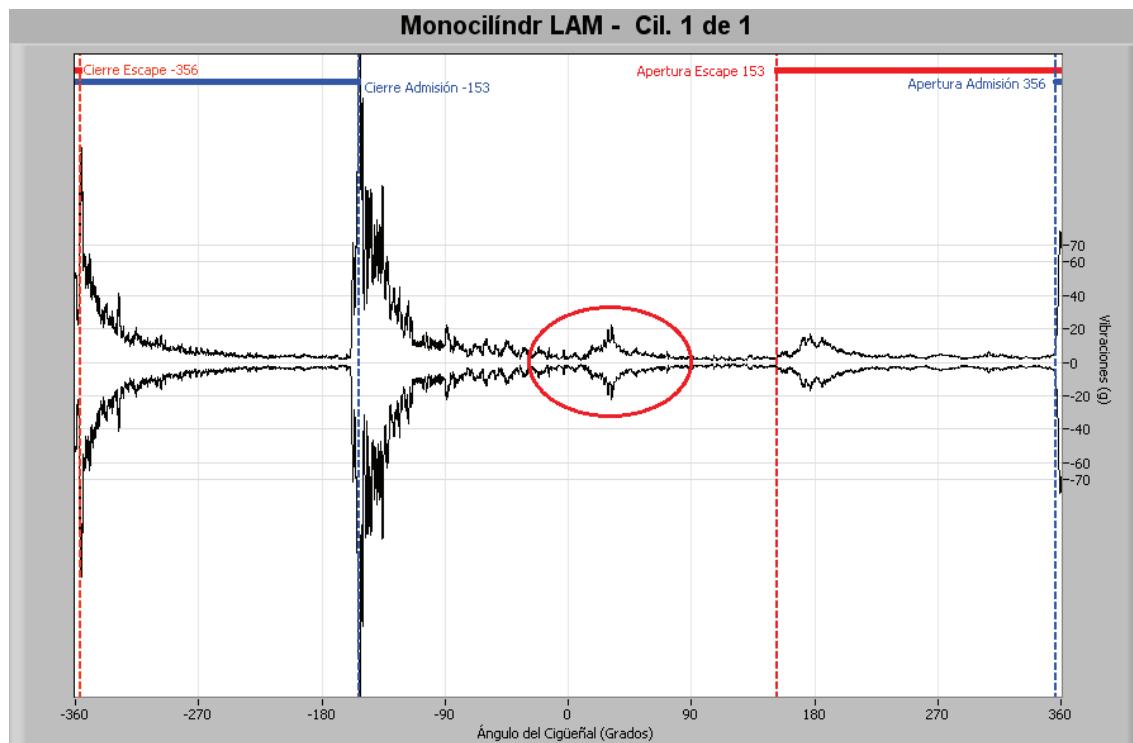


Figura 7.2.4: 2400 rpm, carga 100%, sin 2º segmento, S1L2.



- Se observa que aumentan las fuerzas de combustión, señaladas con elipses rojas, debido a un aumento del piston slap. En la tabla 7.2.2 se recoge la amplitud máxima en la zona de combustión y la integral definida en la zona de combustión. Dicha integral está evaluada entre 0° y 55°.

Fallo	Carga	A_{max}	Integral definida
Motor sin fallo	60%	12,4	286
Motor sin fallo	80%	12,6	316
Sin 2° segmento	60%	17,7	374
Sin 2° segmento	100%	22,1	386

Tabla 7.1.1: Amplitud máxima e integral definida n la zona de combustión. 2400 rpm. Vibraciones.

Los datos reflejan, tanto la amplitud máxima como la integral definida, que retirar el segundo segmento causa un aumento de las fuerzas de combustión. Esto es consecuencia del aumento del piston slap que se produce como ya se ha comentado.

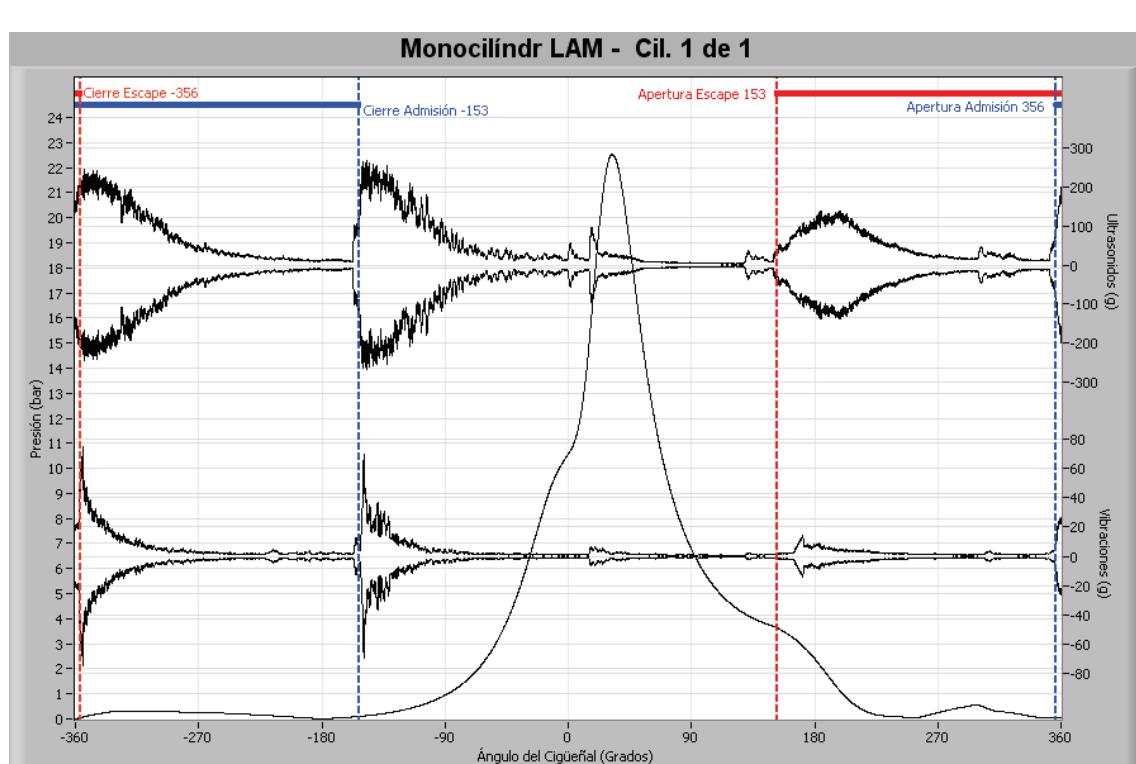
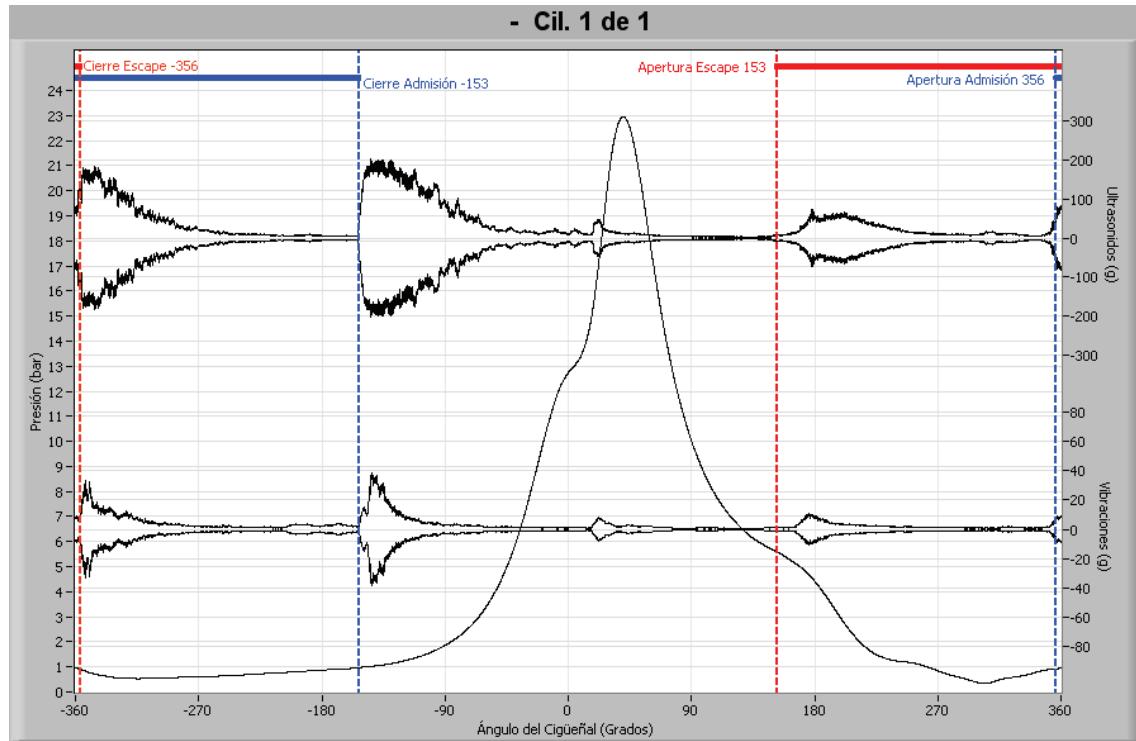
8. Holgura en el casquillo de la biela

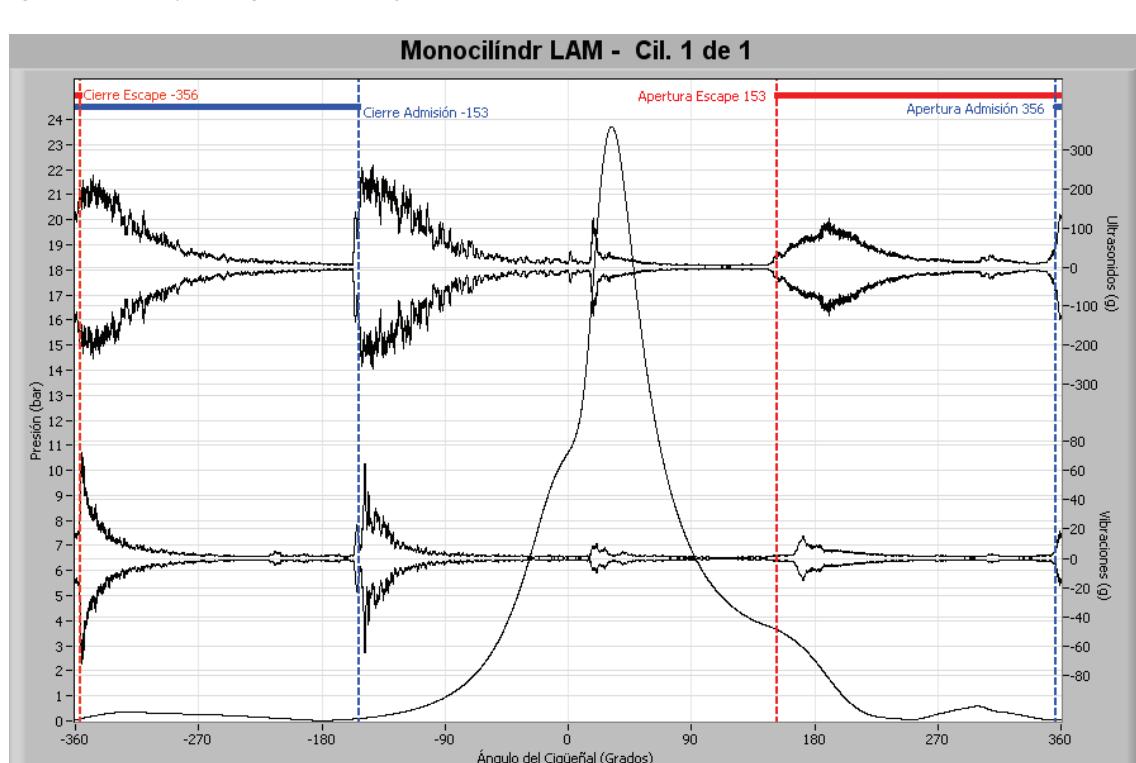
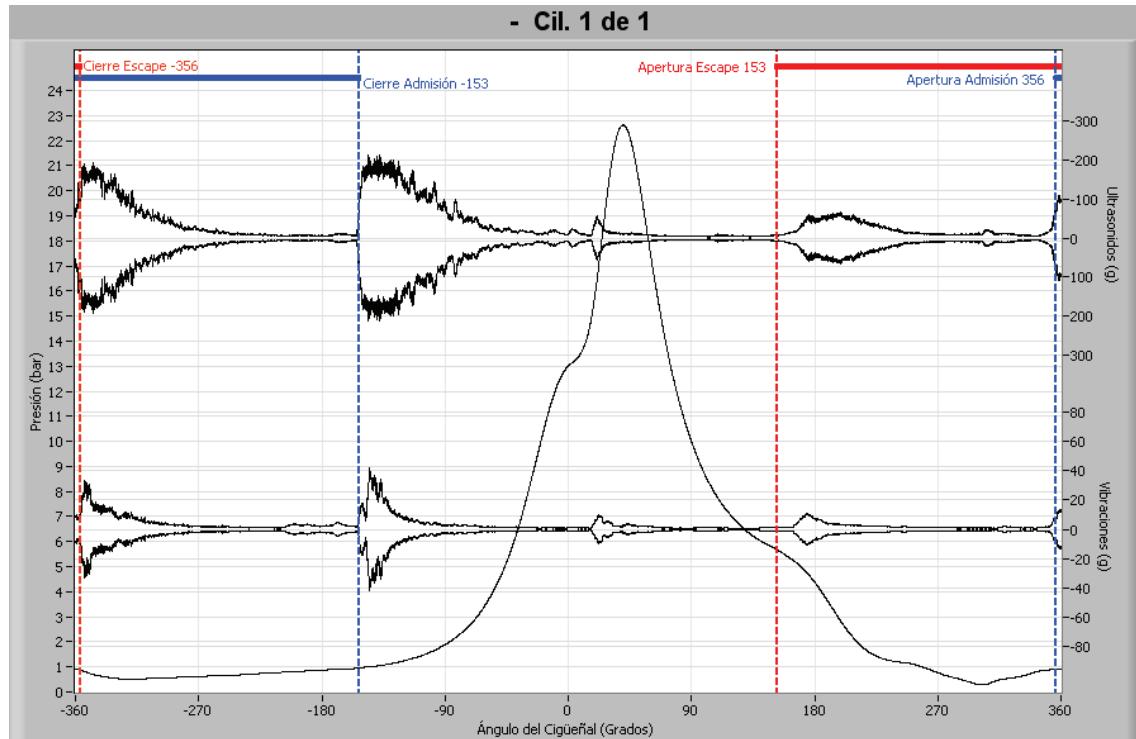
El casquillo tiene un juego (diametral) de 0.102 mm. Se sustituirá por un casquillo con un juego de (0.127 mm + 0.06 mm = 0.187 mm). Este es un casquillo viejo que se llevo a mecanizar para que le aumentaran el diámetro interiormente.

Como ya se ha visto anteriormente la holgura en el casquillo producía un impacto en el PMS visible en la grafica de ultrasonidos antes de la combustión.

Las figuras 8.1 – 8.6 fueron tomadas a 2400 rpm, con cargas de 60%, 80% y 100%. Se usó el sensor de vibraciones de alta frecuencia en la posición 3, mientras que el sensor de emisión acústica se encontraba en la posición 2.

Las figuras 8.7 – 8.10 fueron tomadas a 2400 rpm, corresponden a graficas de vibración únicamente. Se usó el sensor de vibraciones de baja frecuencia colocado en la posición 2.





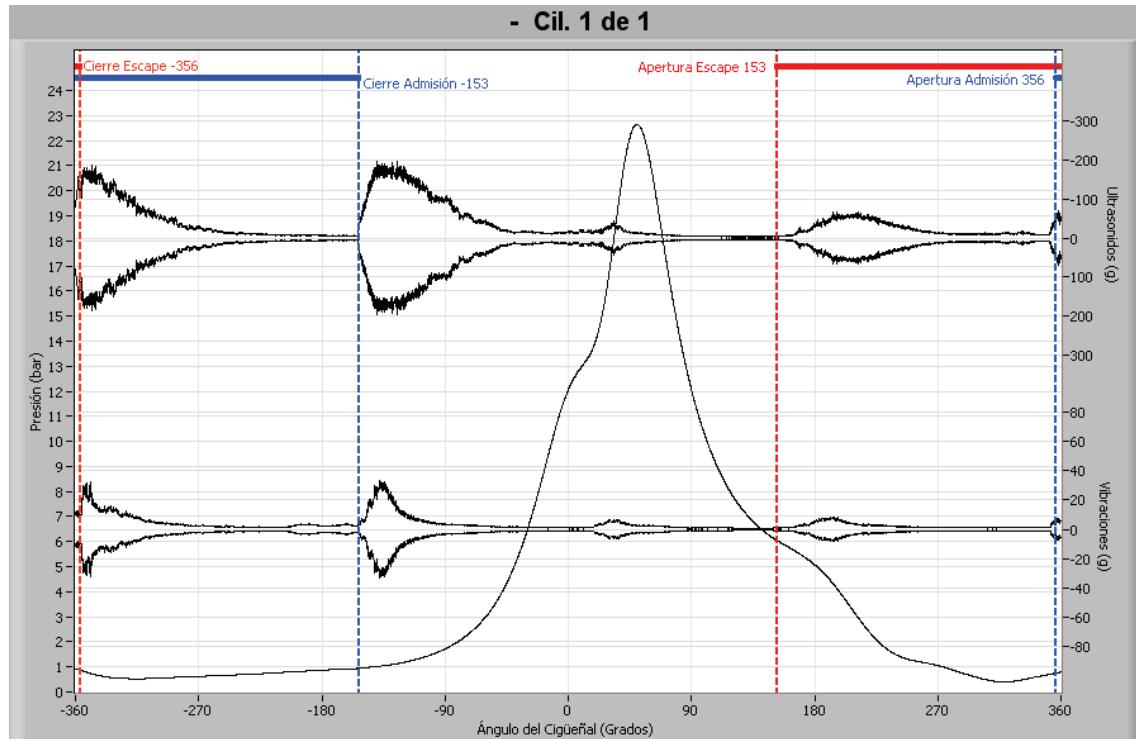


Figura 8.5: 2400 rpm, carga 100%, motor funcionando correctamente, S2L3 S3L2

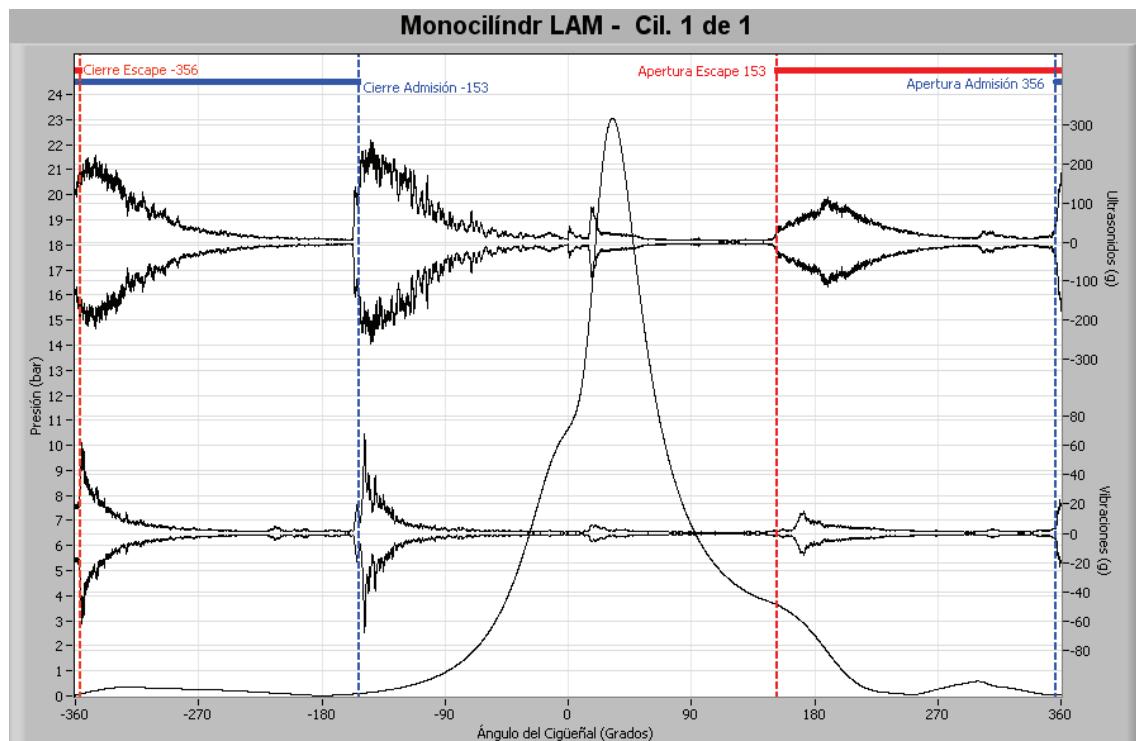
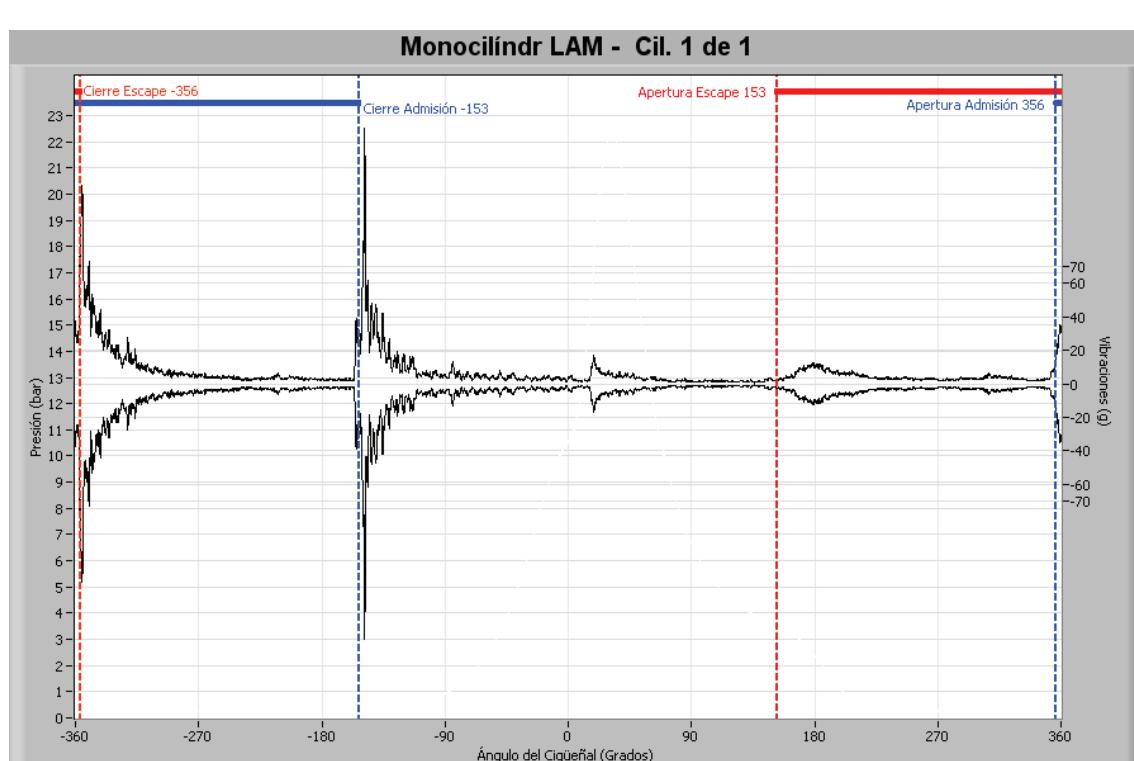
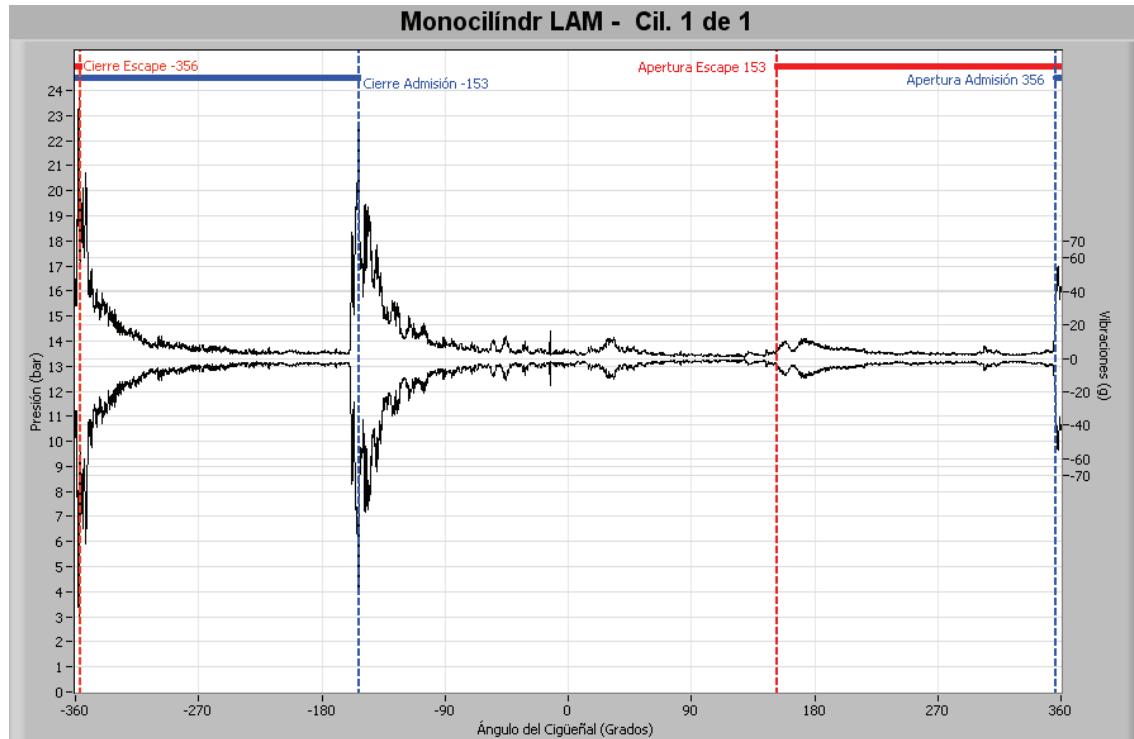


Figura 8.6: 2400 rpm, carga 100%, con holgura en el casquillo, sin sistema de engrase adicional, S2L3 S3L2



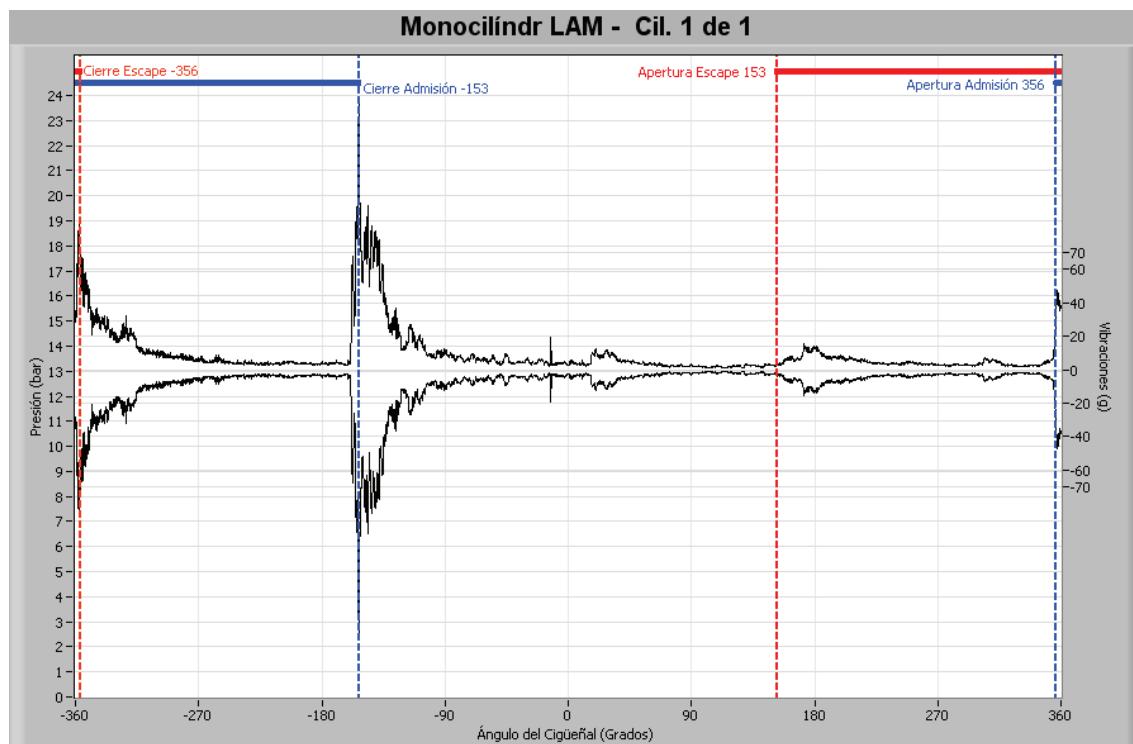


Figura 8.9: 2400 rpm, carga 80%, motor funcionando correctamente (F5), vibraciones, S1L2.

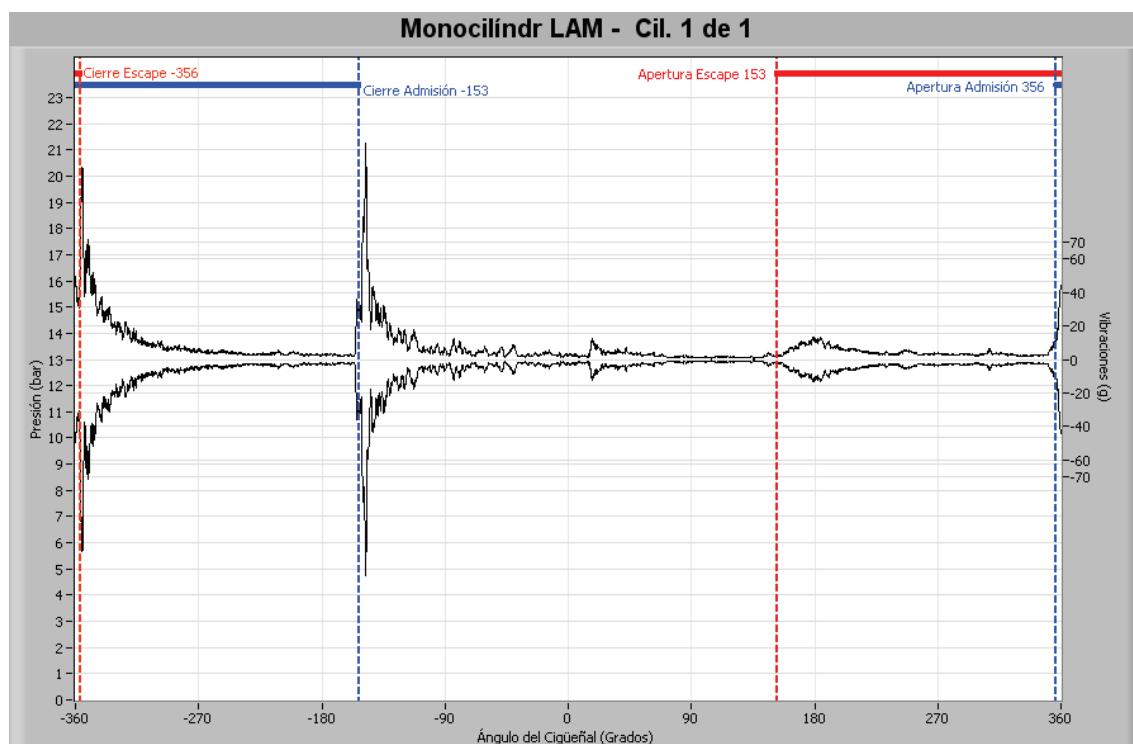


Figura 8.10: 2400 rpm, carga 100%, con holgura en el casquillo, vibraciones, S1L2



No se han encontrado cambios significativos que evidencien este tipo de fallo. El pico en el PMS en la carrera de trabajo que se ve en las graficas de ultrasonidos y que se ha identificado como posible impacto debido a holgura en el casquillo de la biela no aumenta su amplitud. Quizás se deba a que como ya existen holguras en el casquillo de la biela, el impacto debido a esta es igual aunque crezca la holgura.