

E.T.S. de Ingeniería Industrial,
Informática y de Telecomunicación

Mejora del set-up y estudio experimental de un motor diésel mono-cilíndrico



Grado en Ingeniería
en Tecnologías Industriales

Trabajo Fin de Grado

Autor: Erroz López, Pablo

Director: Gil del Val, Alain

Codirector: Urroz Unzueta, José Carlos

Pamplona, Mayo de 2017



Agradecimientos

- A mis tutores, los profesores Jose Carlos Urroz y Alain Gil, por su disposición, amabilidad y colaboración durante todo el proyecto.
- Al profesor Pedro Dieguez por su atención y disposición, en particular en la fase final de la investigación referida a los ensayos con bombonas de buceo y en lo que respecta a la modelización teórica del ciclo del motor.
- Al profesor Patxi Arregui, cuyos consejos resultaron determinantes a la hora de elegir el modo de llevar a cabo el registro de la señal de presión.
- A los compañeros y profesores del área de fluidos, en especial al profesor Justo García Ortega, por prestar el laboratorio y el nuevo sensor de presión para poder llevar a cabo los ensayos.
- Al compañero Aritz Ibero, anterior alumno del presente proyecto, por su disponibilidad y ayuda prestada en el entendimiento de la antigua manera de procesar la señal de presión con Matlab.
- A mi familia, por su apoyo y comprensión a lo largo de todo el proceso.
- A todos mis amigos y amigas, en especial a Íñigo Sagardoy, porque a pesar de la enorme distancia que nos separa, siempre se mostró disponible para ayudarme y aconsejarme, especialmente con la programación en Matlab.
- A las personas que han estado conmigo y me han apoyado en los últimos meses, ya que por corto que sea el camino, el que pisa fuerte deja huella.

***“EL TALENTO GANA PARTIDOS, PERO EL TRABAJO EN
EQUIPO Y LA INTELIGENCIA GANAN CAMPEONATOS”***

(Michael Jordan)



Resumen

El presente proyecto tiene dos líneas de trabajo interconectadas. Por un lado, mejorar la bancada de ensayos de un motor mono cilíndrico diesel adaptado para trabajar con aire a presión. El objetivo primario de esta parte es mejorar la adquisición de datos de presión, consiguiendo una mayor frecuencia de muestreo de la disponible (100 muestras/s) para poder visualizar el ciclo del motor con mayor calidad.

Para ello, se sustituye el sensor actual y todo el sistema de adquisición correspondiente por otro sensor y un módulo de National Instruments programado con Labview. A su vez, se introduce en la admisión de aire un caudalímetro, que abre la posibilidad de realizar cálculos con mayor información.

Por otro lado, y después de lo anterior, se propone llevar a cabo estudios termodinámicos del motor con MatLab, en base a los datos de calidad obtenidos en la experimentación con la bancada de ensayos actualizada.

Palabras clave

- Motor
- Aire
- Diesel
- Presión
- Ciclo termodinámico



Summary

The following paper has two interconnected work lines. On the one hand, the improvement of the test bench of a mono cylindrical diesel engine adapted to work with compressed air. The main target of this part is to improve the acquisition of pressure data, achieving a greater sampling frequency from the available one (100 samples per second), in order to visualize the engine cycle with higher quality.

To this end, the current sensor and the whole acquisition system will be replaced by another sensor and a module of National Instruments, programmed in LabVIEW. At the same time, a flowmeter is introduced into the air inlet, which opens the chance of making calculations with more information.

On the other hand, after the above job has been done, it is proposed to carry out thermodynamic studies of the engine with MatLab, according to the quality data obtained in the experimentation with the updated test bench.

Key words

- Engine
- Air
- Diesel
- Pressure
- Thermodynamic cycle



Índice de contenidos

| | |
|-----------------------------------------------------------|----|
| 1. Introducción..... | 9 |
| 1.1. Definición..... | 9 |
| 1.2. Tipología y clasificación..... | 9 |
| 1.2.1. Motores de combustión interna alternativos..... | 10 |
| 1.2.1.1. Ciclo de 4 tiempos..... | 14 |
| 1.2.1.2. Ciclo de 2 tiempos..... | 17 |
| 1.3. Motor alternativo de aire comprimido..... | 19 |
| 1.4. Ciclos de aire..... | 20 |
| 1.4.1. Ciclo Otto..... | 21 |
| 1.4.2. Ciclo Mixto o Dual..... | 22 |
| 2. Antecedentes..... | 23 |
| 3. Objetivos del proyecto..... | 24 |
| 4. Bancada de ensayos..... | 25 |
| 4.1. Descripción..... | 25 |
| 4.1.1. Motor diésel antiguo..... | 25 |
| 4.1.1.1. Características técnicas..... | 26 |
| 4.1.1.2. Distribución..... | 26 |
| 4.1.2. Sistema de adquisición de la señal de presión..... | 28 |
| 4.1.3. Sistema de medición de temperatura..... | 29 |
| 4.1.4. Sistema de visualización de par..... | 31 |
| 4.2. Mejoras realizadas..... | 32 |
| 4.2.1. Señal de presión..... | 33 |
| 4.2.1.1. Sensor de presión..... | 34 |
| 4.2.1.2. Alimentación del sensor..... | 36 |
| 4.2.1.3. Hardware de adquisición..... | 38 |
| 4.2.1.3.1. Yokogawa..... | 38 |



| | |
|----------------------------------------------------|----|
| 4.2.1.3.2. Fluke 192 C..... | 39 |
| 4.2.1.3.3. USB 6001 NI..... | 41 |
| 4.2.1.4. Software de adquisición..... | 42 |
| 4.2.2. Minimización de fugas..... | 44 |
| 4.2.3. Caudalímetro..... | 46 |
| 4.2.4. Alimentación mediante bombonas de aire..... | 50 |
| 5. Post-procesamiento con Matlab..... | 52 |
| 5.1. Morfología de la señal de presión..... | 52 |
| 5.2. Resumen y descripción del código..... | 54 |
| 5.2.1. Filtros..... | 55 |
| 5.2.2. Estrategia de corte..... | 56 |
| 5.2.3. Cálculos termodinámicos..... | 56 |
| 6. Ensayos realizados..... | 57 |
| 6.1. Diagramas P-V a distintas velocidades..... | 58 |
| 6.2. Trabajo y potencia del ciclo..... | 61 |
| 6.3. Gráficas de potencia-velocidad..... | 63 |
| 6.4. Ensayos con bombonas..... | 67 |
| 6.4.1. Pruebas preliminares..... | 67 |
| 6.4.2. Ensayo con bombonas..... | 68 |
| 7. Comentarios y conclusiones generales..... | 73 |
| 8. Futuras líneas de investigación..... | 75 |
| 9. Bibliografía y referencias..... | 76 |



Índice de figuras

| | |
|------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <i>Figura 1. Clasificación esquemática de motores.....</i> | <i>10</i> |
| <i>Figura 2. Geometría básica del motor.....</i> | <i>11</i> |
| <i>Figura 3. Parámetros de la carrea.....</i> | <i>12</i> |
| <i>Figura 4. Mecanismo biela-manivela de r_c variable.....</i> | <i>13</i> |
| <i>Figura 5. Admisión.....</i> | <i>15</i> |
| <i>Figura 6. Compresión.....</i> | <i>15</i> |
| <i>Figura 7. Expansión.....</i> | <i>16</i> |
| <i>Figura 8. Escape.....</i> | <i>16</i> |
| <i>Figura 9. Ciclo de 2 tiempos.....</i> | <i>18</i> |
| <i>Figura 10. Motor de aire comprimido.....</i> | <i>20</i> |
| <i>Figura 11. Ciclo Otto.....</i> | <i>21</i> |
| <i>Figura 12. Ciclo mixto o dual.....</i> | <i>22</i> |
| <i>Figura 13. Aletas de disipación.....</i> | <i>25</i> |
| <i>Figura 14. Distribución OHV.....</i> | <i>27</i> |
| <i>Figura 15. Detalle de la distribución.....</i> | <i>28</i> |
| <i>Figura 16. Antiguo sistema de adquisición de la señal de presión.....</i> | <i>29</i> |
| <i>Figura 17. Sistema de medición de temperatura.....</i> | <i>30</i> |
| <i>Figura 18. Sistema para la visualización del par.....</i> | <i>31</i> |
| <i>Figura 19. Pantalla de visualización del par.....</i> | <i>32</i> |
| <i>Figura 20. Nuevo sensor de presión.....</i> | <i>34</i> |
| <i>Figura 21. Adaptador de roscas para el sensor de presión.....</i> | <i>35</i> |
| <i>Figura 22. Vista de la colocación final del sensor de presión.....</i> | <i>35</i> |
| <i>Figura 23. Caja de alimentación del sensor de presión.....</i> | <i>36</i> |
| <i>Figura 24. Osciloscopio Yokogawa DL 708E</i> | <i>38</i> |
| <i>Figura 25. Osciloscopio Fluke 192C.....</i> | <i>39</i> |
| <i>Figura 26. Pantalla de funcionamiento de FlukeView.....</i> | <i>40</i> |
| <i>Figura 27. Módulo USB 6001 NI.....</i> | <i>41</i> |
| <i>Figura 28. "Block diagram" de adquisición en Labview.....</i> | <i>42</i> |



| | |
|-----------------------------------------------------------------|----|
| Figura 29. "Front panel" de adquisición en Labview..... | 44 |
| Figura 30. Pieza con pasta para juntas y antigua junta..... | 45 |
| Figura 31. Caudalímetro F-203 AV..... | 46 |
| Figura 32. Detalle sobre presiones de calibración..... | 47 |
| Figura 33. Esquema del sistema de medición de caudal..... | 47 |
| Figura 34. Detalle del enchufe rápido de conexión al motor..... | 48 |
| Figura 35. Bombona de buceo de aire comprimido..... | 50 |
| Figura 36. Conexión de 2 bombonas para el ensayo..... | 68 |

Índice de tablas

| | |
|---------------------------------------------------------|----|
| Tabla 1. Características técnicas del motor diésel..... | 26 |
| Tabla 2. Características técnicas USB 6001 NI..... | 41 |
| Tabla 3. Ensayos para cuantificar pérdidas..... | 49 |
| Tabla 4. Ensayos para diagramas P-V..... | 58 |
| Tabla 5. Comparación de potencias..... | 61 |
| Tabla 6. Resumen ensayos curvas de potencia..... | 64 |
| Tabla 7. Cociente de regímenes..... | 67 |
| Tabla 8. Masas de bombonas para el ensayo..... | 69 |



Índice de gráficas y diagramas

| | |
|--------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <i>Gráfica 1. Señal de presión recogida con el sistema anterior.....</i> | <i>33</i> |
| <i>Gráfica 2. Caracterización del sensor de presión.....</i> | <i>37</i> |
| <i>Gráfica 3. Ciclos de presión.....</i> | <i>53</i> |
| <i>Gráfica 4. Puntos Muertos en el ciclo de presión.....</i> | <i>54</i> |
| <i>Gráfica 5. Señal original vs señal filtrada.....</i> | <i>55</i> |
| <i>Gráfica 6. Diagrama P-V tipo.....</i> | <i>57</i> |
| <i>Gráfica 7. Diagrama P-V con 3 bar.....</i> | <i>59</i> |
| <i>Gráfica 8. Diagrama P-V con 4 bar.....</i> | <i>59</i> |
| <i>Gráfica 9. Diagrama P-V con 5 bar.....</i> | <i>60</i> |
| <i>Gráfica 10. Diagrama P-V con 6 bar.....</i> | <i>60</i> |
| <i>Gráfica 11. Curva de potencia con 3 bar.....</i> | <i>65</i> |
| <i>Gráfica 12. Curva de potencia con 4 bar.....</i> | <i>65</i> |
| <i>Gráfica 13. Curva de potencia con 5 bar.....</i> | <i>66</i> |
| <i>Gráfica 14. Curva de potencia con 6 bar.....</i> | <i>66</i> |
| <i>Gráfica 15. Señal de presión del ensayo con bombonas.....</i> | <i>69</i> |
| <i>Gráfica 16. Señal de presión en la zona de interés.....</i> | <i>71</i> |

1. Introducción

En primer lugar se expondrá de manera sucinta qué es un motor térmico y la tipología existente, para posteriormente mostrar las ventajas del motor de 2T de aire con el que se ha experimentado en el presente proyecto.

1.1. Definición

Un motor térmico es una máquina térmica que tiene como objetivo transformar la energía química que posee un combustible en energía mecánica. La tecnología de motores es un conocimiento maduro, ya que los motores de ciclo Otto y diesel fueron inventados y patentados a finales del siglo XIX. En los, aproximadamente, 120 años sucesivos, éstos han evolucionado mucho y han ido apareciendo multitud de avances y novedades teniendo en cuenta también el mundo de la aviación.

1.2 Tipología y clasificación

Actualmente la variedad de motores térmicos es muy grande y por lo tanto su clasificación no resulta sencilla, ya que hay que marcar unas directrices diferenciadoras.

Normalmente, la más genérica atiende al mecanismo principal de transmisión de energía: Si la combustión se realiza fuera de la cámara del fluido de trabajo principal y la transmisión del calor se produce por medio de una pared intermedia, se trata de motores de combustión externa.[1] Dentro de ellos existen los siguientes tipos:

MOTORES DE COMBUSTION EXTERNA

| | | | |
|--------|-----------------------|--------------|-----------------------------------------------------------------------------------|
| M.C.E. | FLUIDO CONDENSABLE | ROTATIVOS | TURBINAS: Turbinas de ciclos rankine (vapor...) VOLUMÉTRICOS: No desarrollados |
| | | ALTERNATIVOS | Máquina de vapor |
| | | REACCIÓN | No desarrollados |
| | FLUIDO NO CONDENSABLE | ROTATIVOS | TURBINAS: Turbinas de gas de ciclo cerrado VOLUMÉTRICOS: No desarrollados |
| | | ALTERNATIVOS | Motor Stirling |
| | | REACCIÓN | No desarrollados |

Por otro lado, si la combustión se realiza en la cámara del fluido de trabajo principal y la transmisión del calor es directa, se les conoce como motores de combustión interna. Son los más habituales y existen los siguientes tipos:

MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

| | | | | |
|--------|--------------|---------------------------------------------------------------------------------------|---------------|------------------------------------------|
| M.C.I. | ROTATIVOS | TURBINAS: Turbina de gas VOLUMÉTRICOS: Motor Wankel | | |
| | ALTERNATIVOS | Motores de encendido provocado. M.E.P. Motores de encendido por compresión. M.E.C. | | |
| | REACCIÓN | AERORREACTORES | SIN COMPRESOR | Estatorreactor Pulsorreactor |
| | | | CON COMPRESOR | Turborreactor Turbofan Turbohélice |
| | COHETES | Con propulsante sólido Con propulsante líquido | | |

Figura 1. Clasificación esquemática de motores [1]

Se deduce que el mundo de los motores es muy amplio, en el que los nuevos avances sugieren a su vez nuevas formas de clasificación de los mismos. También hay casos en los que ciertos motores pierden uso. No todo son adiciones, se dan casos en los que un tipo de motor deja de producirse y cae prácticamente en el olvido.

Un ejemplo puede ser el motor Wankel, que se popularizó en el mundo del automóvil convencional de la mano de la marca Mazda en sus modelos deportivos Rx-7 y Rx-8. En 2010 cesó la producción del último de éstos, el RX-8.

Se considera oportuno centrarse ahora en los motores de combustión interna alternativos, ya que el motor de aire de 2T del presente proyecto geoméricamente es esencialmente un motor diésel.

1.2.1 Motores de combustión interna alternativos

Un motor térmico de combustión interna alternativo es un tipo de motor que se caracteriza por tener un volumen variable encerrado dentro de un espacio conocido como cilindro. Este espacio está delimitado por el bloque motor, el pistón con los segmentos que aseguran la estanqueidad y la culata (tapa del motor).

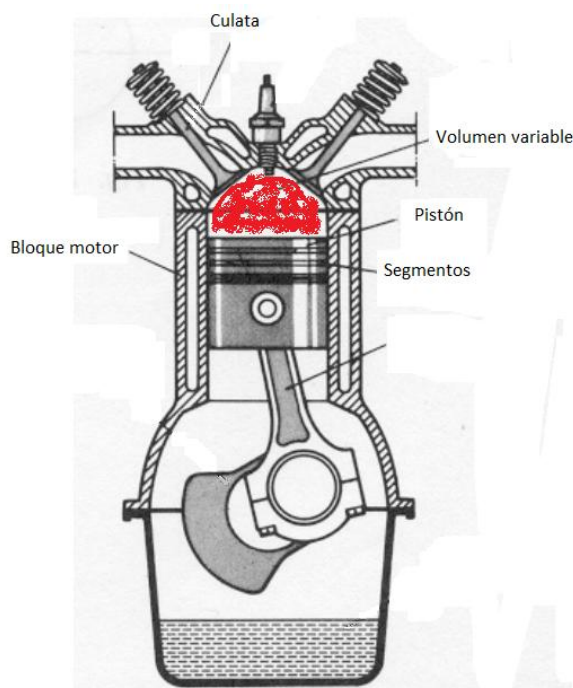


Figura 2. Geometría básica del motor

Este espacio se ocupa por un fluido, que generalmente es aire mezclado con el combustible correspondiente en cada caso. El motor trabaja en ciclo abierto, es decir, el aire se aspira de la atmósfera y se expulsa por el tubo de escape sin realimentación. Los nuevos sistemas anticontaminación, como el caso de las válvulas EGR, permiten cierta recirculación de los gases de escape para reducir las emisiones contaminantes, pero el principio físico básico del motor no se ve alterado.

Este fluido entra pasando por el colector de admisión y atravesando la válvula (o válvulas) de admisión. Para su expulsión por el tubo de escape se utiliza otra válvula (o válvulas), la de escape. Es decir, estas válvulas gobiernan la entrada y salida del fluido.

El volumen variable definido en párrafos anteriores es mínimo cuando el pistón se encuentra en el PMS (Punto Muerto Superior) y se le conoce como volumen de la cámara de combustión. En el caso contrario, en el que el pistón se encuentra lo más bajo posible en el PMI (Punto Muerto Inferior), el volumen es el total del cilindro.

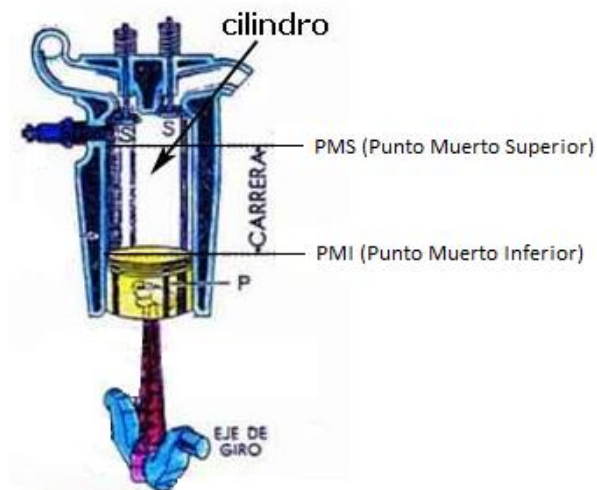


Figura 3. Parámetros de la carrera

La relación existente entre ambos volúmenes es la relación de compresión, de importancia crítica en el funcionamiento del motor (detonación y combustiones indeseables) y en su ciclo termodinámico (principalmente en el rendimiento).

$$r_c = \frac{\text{Volumen de la cámara de combustión}}{\text{Volumen total del cilindro}}$$

Por lo general, en motores de encendido provocado (MEP), r_c oscila entre 8:1 y 12:1 mientras que en los MEC es prácticamente el doble. En principio este parámetro es fijo, aunque la nueva tecnología de motores está avanzando y se ha patentado un MEP de relación de compresión variable, que puede resultar muy interesante en el futuro, por su flexibilidad a la hora de ofrecer eficiencia y bajo consumo o potencia y aceleración.

El funcionamiento del mecanismo se resume de manera gráfica en la figura 4

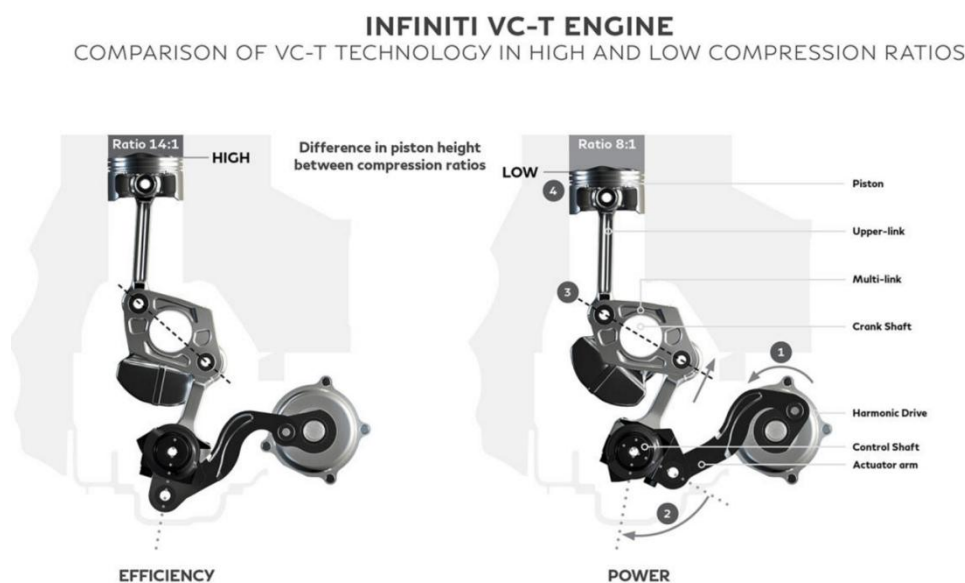


Figura 4. Mecanismo biela-manivela de r_c variable [8]

La longitud que recorre el pistón entre sus dos Puntos Muertos se llama carrera y al volumen que desplaza en su movimiento, cilindrada unitaria. La suma de la contribución de cada cilindro tendrá como resultado la cilindrada total del motor.

Los sistemas auxiliares más importantes del motor son el sistema de alimentación y el de distribución. La interconexión entre ambos y la acción del encendido definirá el funcionamiento del motor. En general, existen de encendido por compresión (MEC) o de encendido provocado (MEP).

En los MEC el detonante de la combustión son las elevadas condiciones de temperatura y presión que se dan en la cámara de combustión en el momento de la inyección del combustible. En los MEP, el causante es la chispa que genera un elemento conocido como bujía.

En ambos casos el motor puede realizar su ciclo de trabajo en 4 carreras del pistón (dos vueltas del cigüeñal) o en 2 carreras (una vuelta). Debido a esto, se les conoce como motores con ciclo de 4 tiempos (4T) o ciclo de dos tiempos (2T).



En las décadas de los años 80 y 90 los motores de 2T eran muy populares en el mundo de las motos deportivas, especialmente las de competición ya que para una misma cilindrada, el motor de 2T es más potente. Todas las de Moto GP eran así hasta que en 2002 se introdujeron ciertos cambios en la reglamentación, lo que desencadenó que un año más tarde desapareciesen los 2T de la "Categoría Reina".

En la actualidad, prácticamente la mayoría de los motores de vehículos son de 4T. Los 2T han quedado relegados a pequeños ciclomotores de 49cc y a herramienta agrícola y de jardín portátil (motosierras, cortasetos, desbrozadoras...).

Son motores muy simples, sin necesidad de sistemas de lubricación y refrigeración auxiliar (la refrigeración es normalmente por aire y la lubricación va intrínseca al propio ciclo ya que se hace una pre-mezcla de gasolina con aceite, que lubricará las paredes del cilindro a la vez que se quema). Tienen consumos altos tanto de combustible como de aceite y son bastante contaminantes.

1.2.1.1 Ciclo de 4 tiempos

Los ciclos que se expondrán en los siguientes apartados son teóricos. En la práctica, con el fin de mejorar el rendimiento y la potencia del motor, se altera la distribución del motor (apertura y cierre de válvulas) de manera que el ciclo real puede llegar a diferir bastante con el teórico, apareciendo los retrasos de cierre de válvulas y los adelantos de apertura de las mismas.

El ciclo de 4 tiempos se realiza en 2 vueltas del cigüeñal. Cada tiempo corresponde a una carrera completa del pistón.

- **Admisión:** En esta carrera el pistón desciende desde el PMS al PMI, estando la válvula de admisión totalmente abierta y la de escape cerrada. El cigüeñal gira 180°. El aire (si se trata de inyección directa) o la mezcla de aire y combustible en el caso de inyección indirecta, entra en la cámara de combustión.

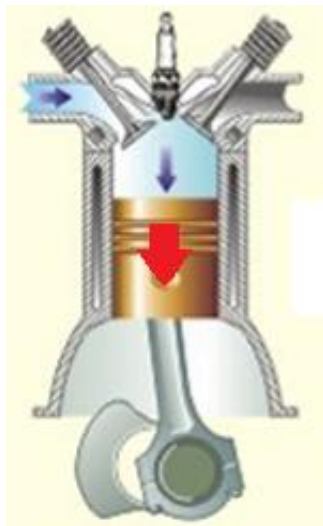


Figura 5. Admisión

- **Compresión:** En este segundo tiempo, el pistón recorre la distancia entre el PMI al PMS comprimiendo el fluido que se encuentra dentro de la cámara de combustión. Tanto las válvulas de admisión como las de escape se encuentran cerradas. El cigüeñal gira otra media vuelta.

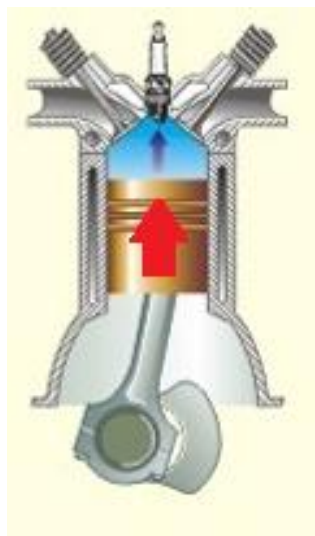


Figura 6. Compresión

- **Expansión:** Es la única carrera del pistón en la que se produce trabajo mecánico útil en el cigüeñal. Es la carrera motriz. Al comienzo de ella, el pistón se encuentra en el PMS y comienza la combustión (por diferentes los mecanismos en MEP y MEC), haciendo que el pistón baje hasta el PMI. Las válvulas de admisión y escape se encuentran todavía cerradas.

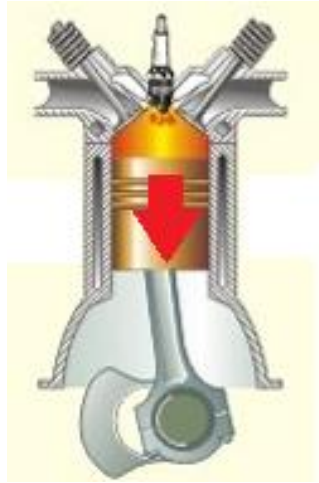


Figura 7. Expansión

- **Escape:** En la última carrera del ciclo, el pistón sube desde el PMI al PMS empujando a los gases y productos de la combustión fuera del cilindro. Se expulsan a través de la válvula de escape, que se encuentra abierta. La válvula de admisión está cerrada.



Figura 8. Escape



Como se ha expuesto anteriormente, estos 4 tiempos son teóricos. En la práctica la apertura y cierre de válvulas no coincide con un Punto Muerto. Normalmente, la válvula de admisión se abre antes (Avance a la Apertura de Admisión) y se mantiene abierta cuando el pistón ya ha comenzado la carrera de compresión (Retraso Cierre Admisión).

Con estas dos variaciones se favorece el correcto llenado del cilindro. Sin embargo, para cada grado de carga y régimen son óptimos distintos grados de avance y retraso: Se diseñan los sistemas de distribución variable, que varían la fase (y en ocasiones la alzada de las válvulas) en función de la apertura de la mariposa y de la velocidad de giro del motor.

Por otro lado, con la válvula de escape ocurre algo similar: Se abre ligeramente antes de que el pistón complete la carrera de expansión, de manera que disminuya la presión interior del cilindro y se encuentre menor oposición al empujar los gases quemados, mejorando el vaciado del cilindro. También se mantiene abierta habiendo comenzado el tiempo de admisión, con la misma misión. De esta manera, durante un pequeño lapso de tiempo, la válvula de admisión y la de escape se encuentran abiertas a la vez. A este fenómeno se le conoce como cruce de válvulas. No debe de ser muy grande, ya que puede darse el caso de que parte de la mezcla que entra por el colector de admisión pase directamente al escape sin quemarse, produciéndose un "cortocircuito" de la mezcla.

El comienzo de la combustión tampoco se produce en el PMS. De hecho, en los MEP la chispa de la bujía salta antes del PMS, al final de la carrera de compresión. A este fenómeno se le conoce como avance al encendido y también tiene una importante repercusión en el funcionamiento del motor.

1.2.1.2. Ciclo de 2 tiempos

El ciclo de 2 tiempos se realiza en una única vuelta del cigüeñal, en dos carreras del pistón. Resulta algo llamativamente positivo que se realice una carrera de trabajo útil por cada vuelta del cigüeñal. El 4 tiempos por contra, como ya se ha explicado, produce una carrera útil por cada dos vueltas de giro.

Los motores que funcionan con 2T por lo general no tienen válvulas. Tienen unos agujeros o ventanas, llamados lumbreras, por donde entra y sale la mezcla que quedan al descubierto en el propio movimiento alternativo del pistón. De esta manera se evita todo el sistema de distribución y su conexión con el cigüeñal.

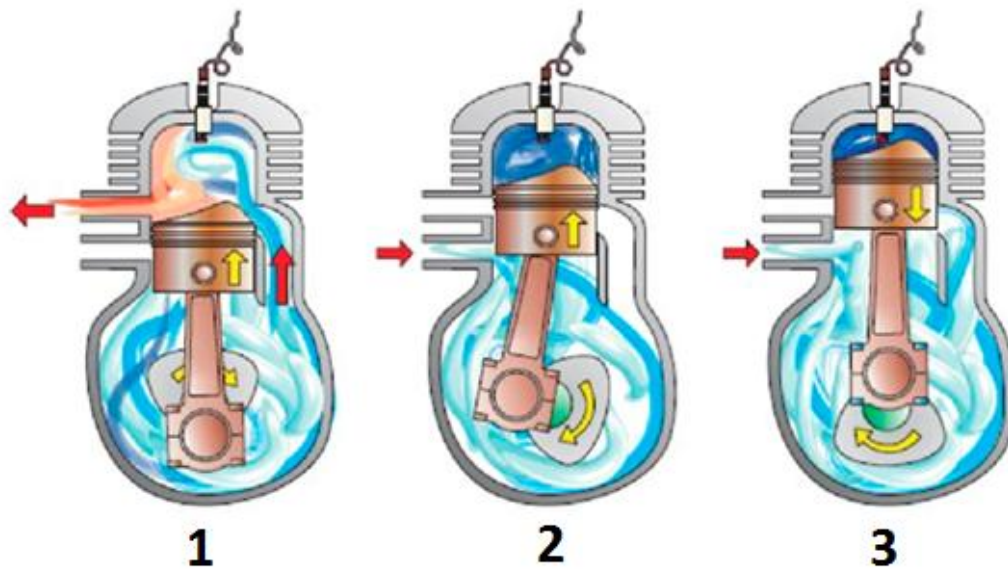


Figura 9. Ciclo de 2 tiempos

En la figura 9 se aprecia el funcionamiento de este motor. En la imagen "1" se está produciendo el escape y a la vez la renovación de carga por medio del tr nsfer. En "2" se termina el escape y comienza la admisión de mezcla, que será posteriormente comprimida en la carrera de descenso del pistón. En "3" se acaba de producir la chispa y la combustión se va a desarrollar en la carrera de trabajo útil. Aproximadamente a mitad de esta carrera el pistón comenzar  a dejar al descubierto la lumbrera de escape y el tr nsfer, volviendo de nuevo a la situación que se grafica en la imagen "1".

Como se puede observar, son necesarias muchas menos piezas en movimiento que en un 4T (No existen ni válvulas ni árboles de levas). Otro punto a favor, como ya se ha comentado, es la ausencia de sistemas de lubricación y refrigeración independientes. Es un motor simple y robusto con un alto nivel de consumo y contaminación . Esta simplicidad provoca, por contra, que el llenado (y sobretodo el vaciado) del cilindro sea peor, lo que produce un rendimiento volumétrico bajo.



1.3 Motor de aire comprimido alternativo

El motor de aire comprimido ha sido objeto de estudio en el mundo de la automoción. En los últimos años, ciertas marcas han patentado algún prototipo que funciona con aire comprimido, o de manera híbrida también un motor de gasolina. Algunos ejemplos son el Citroën "C3 Hybrid Air" o el TATA Mini Cat.[9]

Sin embargo las investigaciones en esta línea parece que se han ralentizado debido al aumento de la popularidad de los vehículos eléctricos e híbridos (en este caso, motor de gasolina + motor eléctrico). Las principales marcas de automoción han optado por dirigir sus inversiones en I+D en el campo eléctrico y, en consecuencia, el motor de aire comprimido ha quedado de lado.

En líneas generales, el funcionamiento de un motor de aire comprimido se resume en tres etapas:

1. El aire entra por el conducto de admisión hasta el primer cilindro en verde, donde se comprime y se hace pasar a una cámara (de geometría esférica y aislada térmicamente). El aire de su interior se encuentra, aproximadamente, a 20 bar y 400°C. Es en esta cámara esférica donde se realiza la inyección de aire comprimido que viene del depósito.
2. Esta inyección se lleva a cabo a volumen constante. La presión de inyección es también constante, en torno a 50 bar. El aire a presión proveniente del depósito se junta en la cámara esférica con el que ha comprimido en la primera etapa y se calienta.
3. En esta situación, se abre la válvula que comunica la cámara con el segundo cilindro. En éste se da la carrera útil de trabajo. La expansión se permite hasta una presión cercana a la atmosférica, siendo la temperatura del aire entre 0 y -15°C.

Estos tres pasos que fundamentan el funcionamiento del motor se visualizan gráficamente en la figura 10.

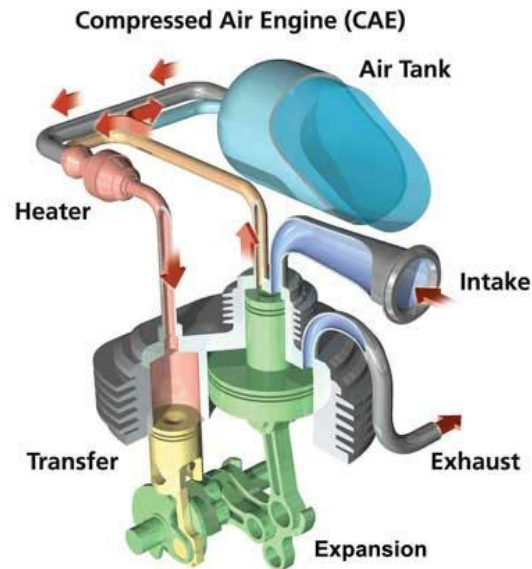


Figura 10. Motor de aire comprimido

1.4. Ciclos de aire

Para poder realizar avances en los motores en lo que ha trabajo neto y rendimiento se refiere, es necesario realizar estudios termodinámicos. Los procesos reales que se dan lugar en un motor de combustión interna alternativo son muy complejos.

Para realizar una aproximación teórica del funcionamiento, se sustituye el fluido de trabajo real por aire. Nacen de esta manera los ciclos de aire. Existe una salvedad importante, ya que como se ha comentado anteriormente, los MCI trabajan en ciclo abierto y técnicamente no se trata de un ciclo termodinámico. En estos ciclos, por ejemplo, no se tienen en cuenta el trabajo que se pierde en la admisión y en el escape (Trabajo de bombeo). Se exponen a continuación los ciclos de aire de 4 Tiempos más relevantes, los correspondientes a los MEP y MEC.

1.4.1. Ciclo Otto

Es un ciclo termodinámico desarrollado por Nicolaus Otto en 1876 que modeliza el comportamiento de un motor de combustión interna alternativo de encendido provocado (MEP).

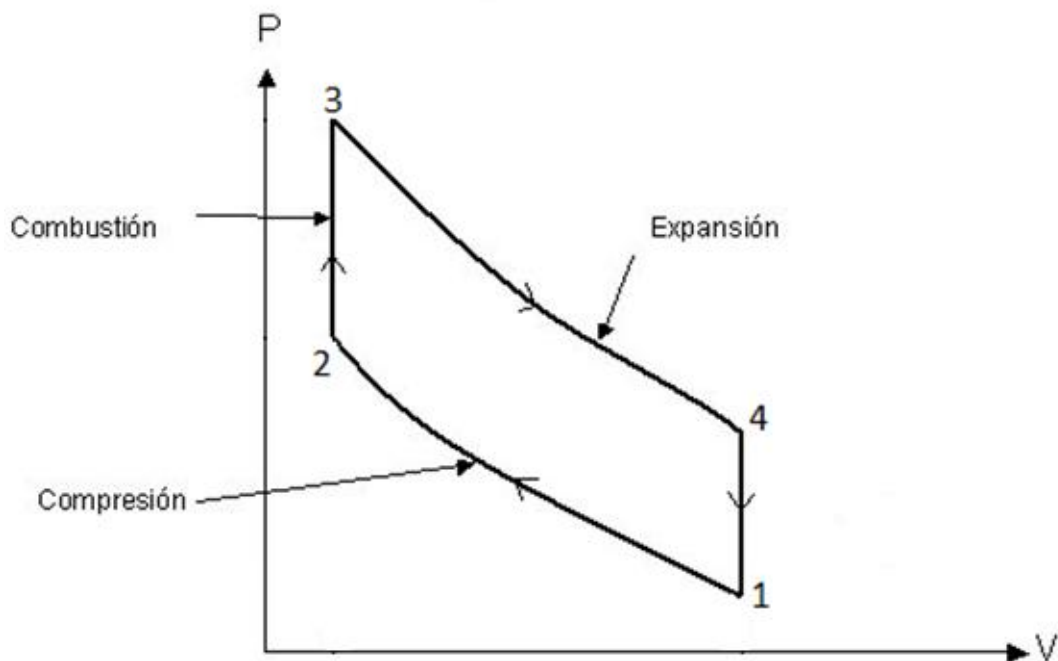


Figura 11. Ciclo Otto

La compresión 1-2 y la expansión 3-4 son procesos isentrópicos. La combustión 2-3 es un proceso en el que el aire recibe calor a volumen constante. En 4-1 se cede calor a volumen constante.

1.4.2. Ciclo mixto o dual

Al contrario de lo que podría pensarse, el ciclo que mejor ejemplifica el comportamiento de un MEC de coche es el mixto. El ciclo de aire diésel es adecuado para motores lentos que giran a menos de 500 rpm, como los de los barcos.

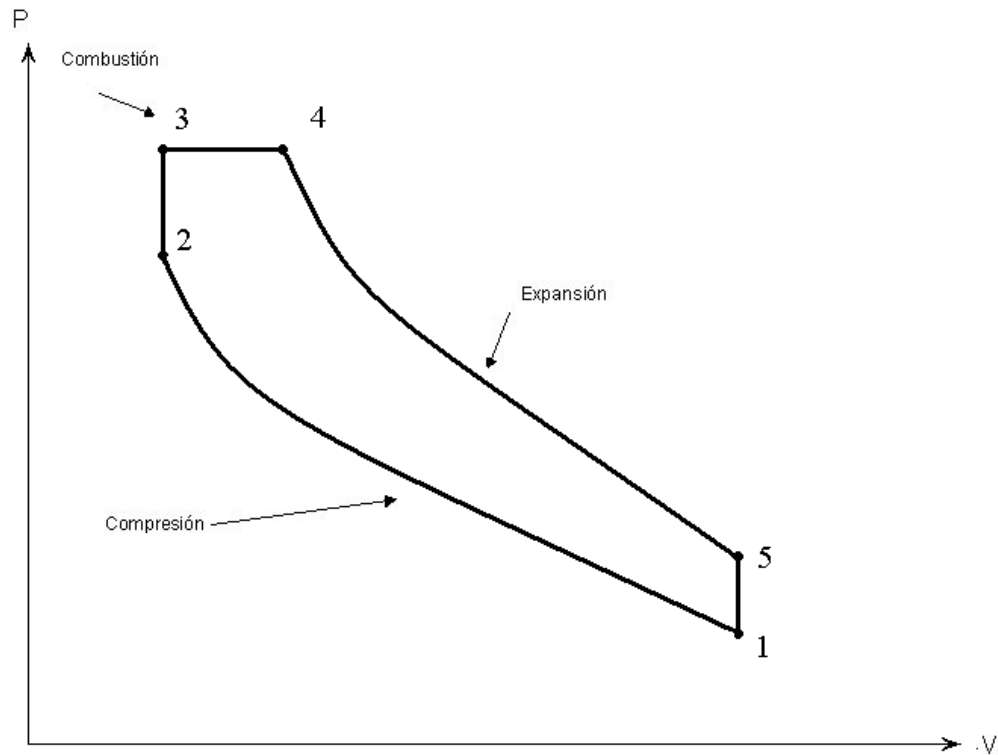


Figura 12. Ciclo mixto o dual

Al igual que en el ciclo Otto, los procesos de compresión (1-2) y expansión (4-5) son isentrópicos. En este caso, la combustión se realiza en dos etapas. La primera de ellas a volumen constante (2-3) y la segunda a presión constante (3-4). De 5 a 1 se produce una cesión de calor a volumen constante al exterior.



2. Antecedentes

En los proyectos precedentes se llevaron a cabo las adaptaciones pertinentes del motor de 4T y ciclo diesel a motor de aire comprimido de 2T, así como la creación de toda la documentación referida al motor. El primero de ellos se centró en la sustitución del árbol de levas por otro mecanizo a medida, con una geometría muy similar pero con doble leva, lo que permite el funcionamiento en 2T.[4]

También se cambió la línea de admisión, fabricando una pieza donde conectar las mangueras neumáticas con enchufes rápidos. Así mismo, se desecharon las partes del motor diesel que eran inservibles, como el depósito de combustible, el escape y la bomba de inyección. El motor quedó en disposición para funcionar con aire a presión.

Los otros dos proyectos siguientes tuvieron como fin documentar la geometría y conjunto de piezas del motor. Para ello, en el primero de ellos [3] se desmontó el motor entero y se realizaron precisas medidas de cada una de las piezas, que quedaron reflejadas en croquis hechos a mano. En el segundo[2], se pasó toda esta información a ordenador con el programa de CAD "Solidworks". Se realizaron también análisis de flujos, simulando por ejemplo la admisión.

Teniendo ya el motor adaptado y documentado, en el siguiente proyecto (e inmediatamente anterior al presente) se abordó el estudio termodinámico del motor de aire de 2T. [5] Se sustituyó el inyector diesel, que sólo cumplía la función de evitar fugas de aire, por una pieza donde enroscar un sensor de presión. Siendo el hardware y software de adquisición de valores de presión un "todo en uno", se trabajaron los archivos .txt obtenidos en Matlab, para construir el diagrama Presión-Volumen del motor, entre otros. Se valoró la necesidad de aumentar la precisión de los datos obtenidos para mejorar la calidad de la señal.



3. Objetivos del proyecto

El objetivo de este proyecto es mejorar técnicamente la bancada de ensayos del motor diesel de 4T adaptado a aire a presión de 2T para poder realizar estudios de mayor fiabilidad.

Principalmente se pasará de un sistema que tiene una capacidad de adquirir 100 muestras/s a otro en la que la frecuencia de muestreo se puede elegir en pantalla antes de realizar el ensayo (entre otros muchos aspectos) y que puede llegar a 20.000 muestras/s. De esta manera se espera que los estudios termodinámicos posteriores sean más concluyentes. Éstos se centrarán principalmente en el diagrama Presión-Volumen del motor, que es la manera de definir el ciclo de este motor.

4. Bancada de ensayos

El equipo que se utiliza para realizar los ensayos del motor permite la adquisición de datos de presión, la monitorización del par instantáneo en el eje, las temperaturas en la admisión y escape y por último, la velocidad de giro.

A continuación se expone con más detalle cada uno de los sistemas y las mejoras que se han realizado sobre ellos en el presente proyecto

4.1 Descripción

4.1.1. Motor diesel antiguo

Como se ha relatado en apartados anteriores, el motor a partir del cual se puso en práctica este proyecto es un diesel mono-cilíndrico (MEC) de 4 tiempos modelo SD60 de la marca Genergy.

La refrigeración es por aire. A consecuencia de ello, se puede apreciar desde fuera las aletas para aumentar la superficie convectiva y así mejorar la transmisión del calor

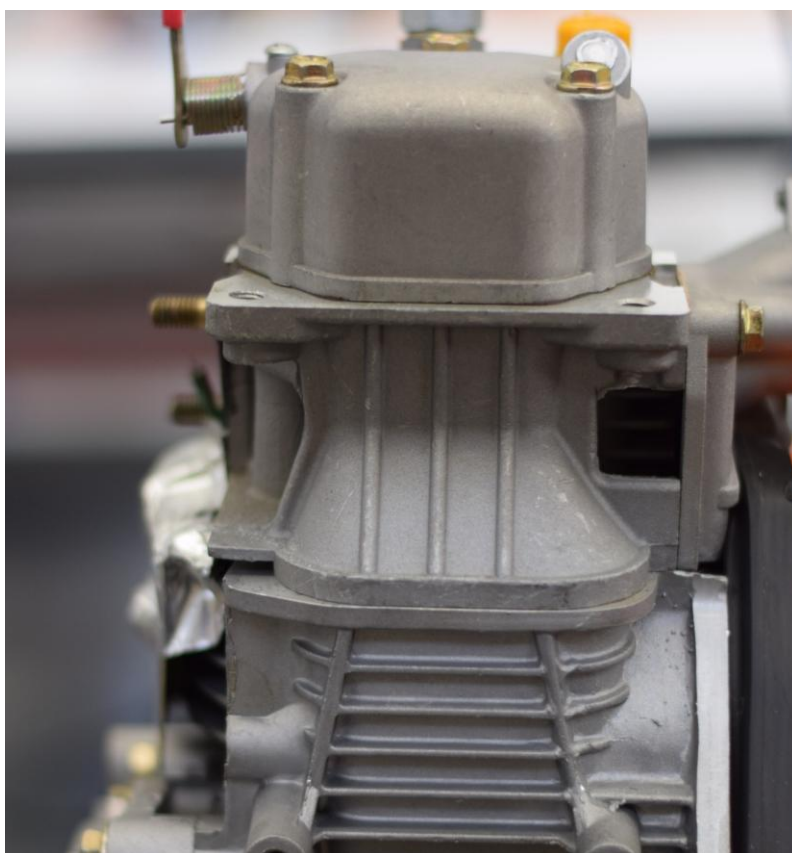


Figura 13. Aletas de disipación

4.1.1.1 Características técnicas

La tabla siguiente resume las características técnicas más relevantes del motor, extraída del manual.

| | Características técnicas | |
|------------------------------------------|--------------------------|--------|
| Diámetro (mm) | 70 | |
| Carrera (mm) | 55 | |
| Cilindrada (cm ³) | 305 | |
| Velocidad de giro (rpm) | 3000 | 3600 |
| Potencia máxima (cv) | 5,5 | 6 |
| Potencia continua (cv) | 5 | 5,5 |
| Consumo de combustible (g/KWh) | ≤276,2 | ≤292,5 |
| Consumo de aceite (g/KWh) | 4,08 | |
| Dirección de rotación | Antihorario | |
| Sistema de arranque | Manual o eléctrico | |
| Dimensiones (Largo x ancho x alto en cm) | 383x421x450 | |

Tabla1. Características técnicas del motor diésel [6]

El sistema de alimentación es de inyección directa mecánica, con bomba rotativa accionada mediante el árbol de levas. Además, este motor cuenta con un árbol con contrapesos accionado por el cigüeñal mediante piñones. De esta manera se mejora el equilibrado del motor, reduciendo vibraciones y alargando su vida útil.

4.1.1.2 Distribución

El sistema de distribución es de tipo OHV (Overhead valve), es decir, con el árbol de levas en el bloque motor y las válvulas en la culata. Es un sistema antiguo, ya en desuso en vehículos por varios inconvenientes, principalmente su complejidad debido al gran número de piezas en movimiento y el molesto reglaje de taqués.

En la Figura 14 se aprecia el sistema OHV directo por piñón, sin cadena. De esta manera se evita el mantenimiento.

El movimiento del cigüeñal se transmite al árbol de levas. Las levas, por medio de los taqués, impulsan a las varillas empujadoras haciendo girar a los balancines. Estos últimos abren las válvulas, que retornarán a su posición de reposo por la acción de los resortes de cierre, no representados en la figura.

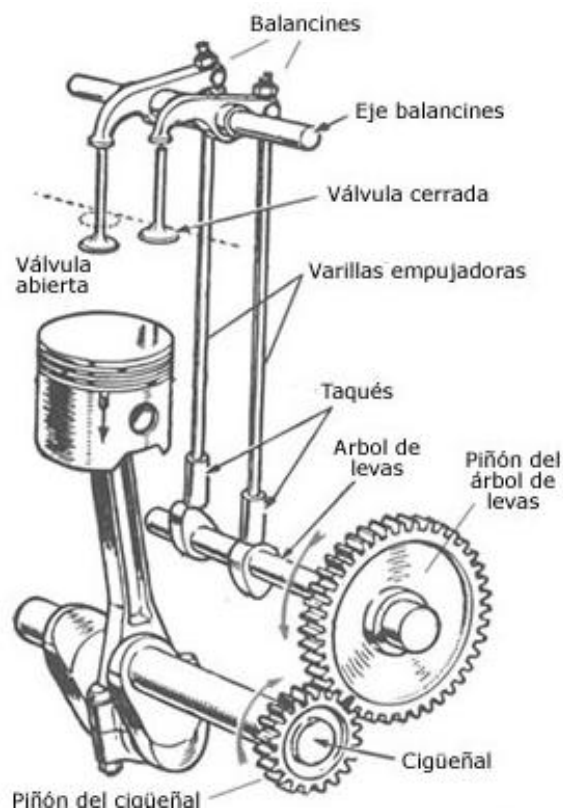


Figura 14. Distribución OHV

La figura 15 es una fotografía real del motor cuando fue desmontado, con detalle de los piñones del cigüeñal y árbol de levas. También se puede apreciar a la izquierda del cigüeñal el árbol equilibrador explicado en apartados precedentes.



Figura 15. Detalle de la distribución [5]

Es destacable que en este proyecto la geometría del motor no ha sufrido alteración alguna, todas las adaptaciones ya se realizaron en proyectos precedentes.

4.1.2 Sistema de adquisición de la señal de presión

Para la realización del diagrama presión-volumen es necesario medir y guardar la señal de presión del motor. Para ello, se partía de un equipo compuesto por un sensor de presión + sistema de adquisición "todo en uno".

El sensor de presión es un transductor que, basándose en un principio físico, es capaz de transformar la presión en una señal eléctrica con la que es sencillo trabajar. El sensor que se estaba utilizando era de tipo cerámico, modelo TPR 18 de la marca DESIN Instruments.

Se trata de un sensor de presión relativa, con un rango de medida de 0 - 25 bar, muy superior a la presión con la que se trabaja. El aire comprimido para los ensayos proviene de un compresor que alimenta a la red con una presión relativa máxima de 5,5 bar.

El sistema de adquisición de datos es un ALMEMO 5690-2 de la marca AHBORN.

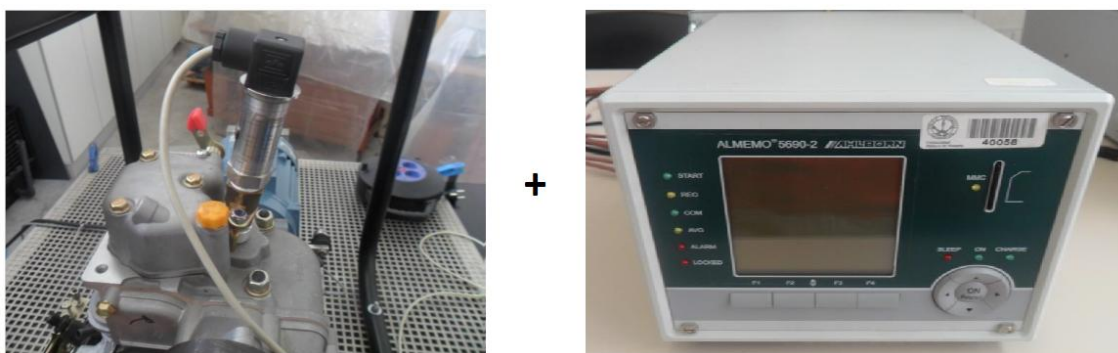


Figura 16. Antigo sistema de adquisición de la señal de presión [5]

Este sistema compuesto por sensor y adquirente permite recoger un máximo de 100 muestras/s, dato muy limitante.

4.1.3. Sistema de medición de temperatura

Para realizar estudios termodinámicos más complejos y dibujar diagramas como el temperatura-entropía se considera necesario conocer los valores de temperatura en la admisión y en el escape. En este caso, el sistema se compone de termopares + sistema de adquisición de temperatura.

Los termopares son sensores de temperatura, que producen a la salida una diferencia de potencial en función de la diferencia de temperatura entre dos metales diferentes.

El aparato para registrar las temperaturas es un ALMEMO 2890-9 de la marca AHLBORN, que guarda similitudes con el que se utiliza para adquirir los datos de presión.

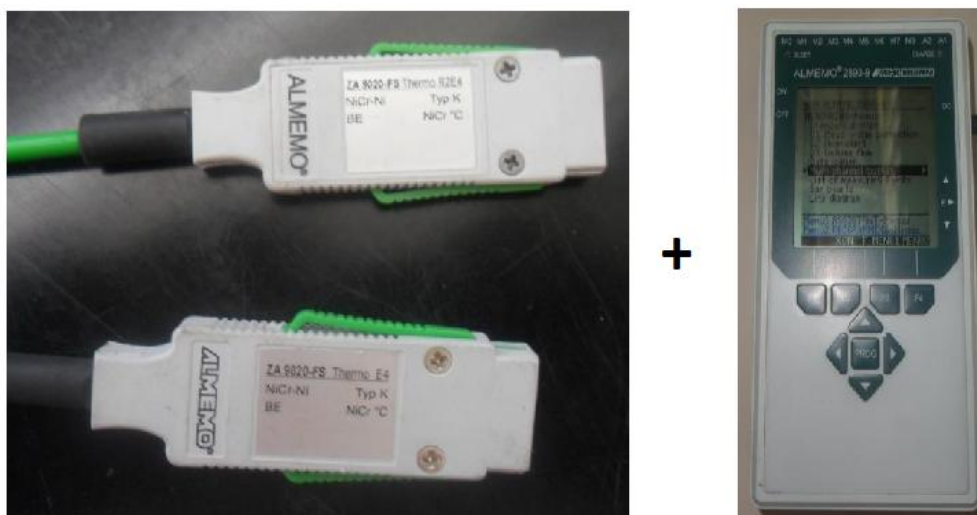


Figura 17. Sistema de medición de temperatura [5]

Por la experimentación que se ha realizado en los trabajos anteriores, se ha llegado a la conclusión de que la temperatura del aire apenas cambia. Esto es debido a que no hay ninguna combustión, y teniendo en cuenta que el sistema de lubricación reduce la fricción casi por completo, la generación de calor es mínima.

Además hay que tener en cuenta que los ensayos se realizan a velocidades del orden de 300 rpm, lo que implica un tiempo de ciclo de 0,2s. Todo esto provoca que la diferencia de temperaturas entre entrada y salida, después de un rato en funcionamiento, sea del orden de 3-4 °C como mucho. Por todo ello no se ha considerado prioritario realizar mejoras en este sistema.

4.1.4 Sistema de visualización del par

Uno de los datos de mayor interés de un motor es el par en el eje. Con este dato y conociendo la velocidad de giro se puede calcular la potencia en el eje del motor, que será la disponible para la aplicación a la que se destine.

$$Pot_{eje} = T_{eje} \cdot \omega$$

Para medir el par motor, se coloca un motor eléctrico en voladizo acoplado de manera solidaria al cigüeñal del motor de aire comprimido. El motor eléctrico ejerce de freno, contando con una célula de carga que mide la fuerza. Conocido el brazo de palanca que es constante, calcula internamente el par de manera indirecta.

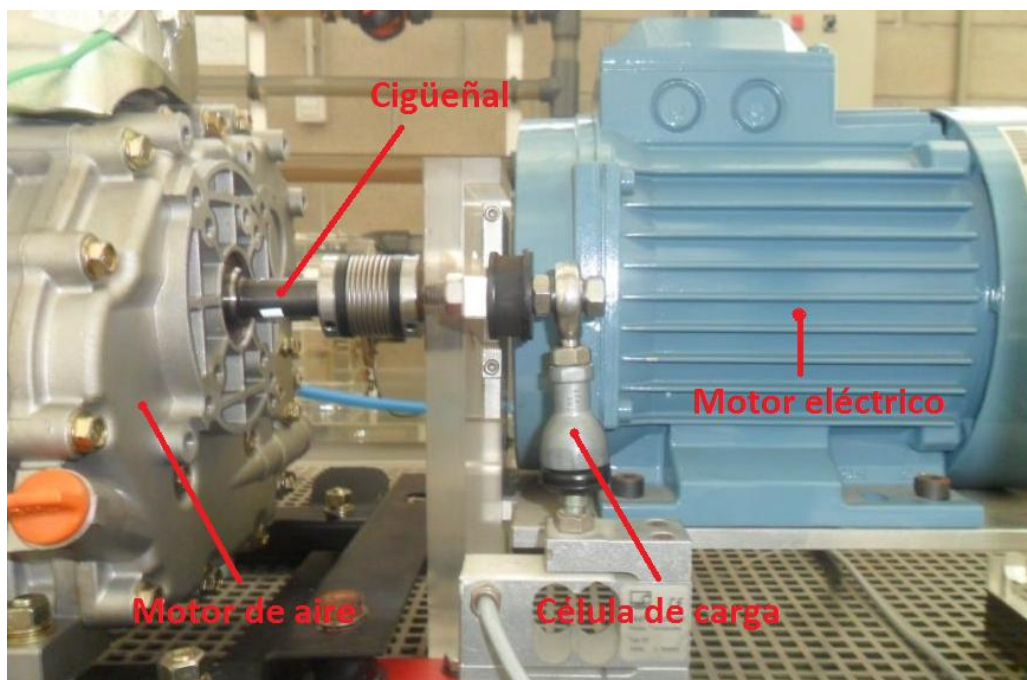


Figura 18. Sistema para la visualización del par

El dato del par en N*m (par resistente) se visualiza en el display colocado en la pared del taller. Encima de esta pantalla se encuentran los controles de velocidad del motor eléctrico, así como los botones de encendido y puesta en marcha.

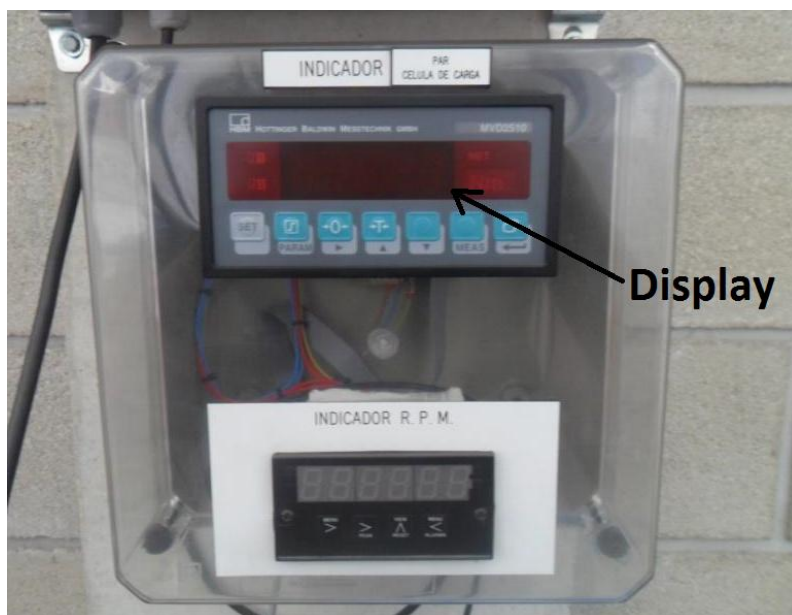


Figura 19. Pantalla de visualización del par

4.2 Mejoras realizadas

Una de las partes de mayor peso del presente Trabajo Fin de Grado es instalar mejoras en la bancada de ensayos, de manera que los datos que se obtengan sean de mayor calidad.

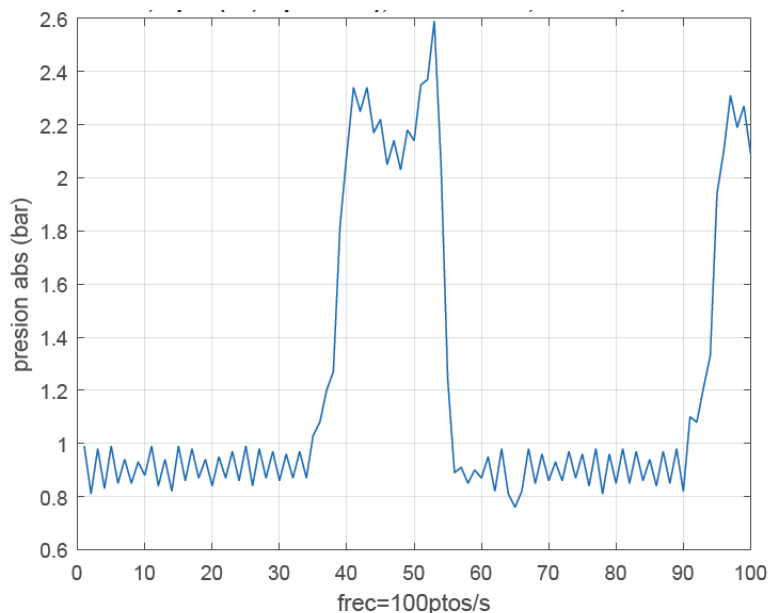
Para ello se sustituye todo el hardware y software de adquisición de datos de presión, que es la única señal con la que se trabaja. La bancada previa contaba con un "todo en uno" que permitía tomar como máximo 100 muestras/s.

También se adapta la admisión de forma que queda a decisión del usuario realizar ensayos con aire de red proveniente del compresor (6,5 bar absoluto máximo) de manera directa o pasando por un caudalímetro, de manera que se cuente con otro dato más.

En último lugar, por medio de adaptadores de rosca, se permite también permutar entre el aire de red comentado en el párrafo anterior y bombonas de aire a presión, normalmente 150-200 bar, lo que posibilita el alcance de regímenes de giro más elevados y en consecuencia ensayos de mayor interés.

4.2.1 Señal de presión

El aspecto más limitante de la bancada de ensayos antigua era la frecuencia de muestreo del equipo de adquisición de la señal de presión. Únicamente con 100 puntos/s la señal no quedaba finamente definida y se visualizaba con muchos "dientes de sierra".



Gráfica 1. Señal de presión recogida con el sistema anterior [5]

Para mejorar este aspecto se realizaron pruebas con distinto hardware en conjunción con varios tipos de software. Como es normal, se utilizó los medios disponibles en los talleres de la UPNA para minimizar costes. Los elementos que componen el sistema global de adquisición de la señal son los siguientes:



4.2.1.1 Sensor de presión

Se concluyó que lo primero que era necesario sustituir era el sensor de presión. Para ello se contó con la cesión, por parte del profesor Justo García Ortega, de un sensor de presión proveniente de un Trabajo Fin de Carrera en desuso. El trabajo en cuestión fue un simulador real de golpe de ariete por parada de bomba y había que comprobar la compatibilidad del sensor para el presente proyecto.

El sensor en cuestión es el modelo P3MB de la marca HBM. Se trata de un transductor de presión absoluta piezoresistivo, basado en el puente de Wheatstone (basado en galgas extensométricas).



Figura 20. Nuevo sensor de presión

Las características técnicas más importantes son las siguientes:

- Rango de medida: 0 bar-20 bar
- Tensión de salida: 2mV/V
- Salida: Lineal, con una desviación del $\pm 0'15\%$

Se sabe que la presión máxima del aire de la red (con lo que se va a experimentar en principio) es de 6,5 bares absolutos. En este sentido, no resulta problemático que "únicamente" se pueda llegar a medir 20 bar.

Sí resultó un pequeño inconveniente que el antiguo sensor iba acoplado al motor mediante una rosca macho GAS de 1/2" y el modelo nuevo tiene una rosca macho de M12 x 1,5. Para solucionar este desacoplamiento, se recurrió a la empresa "Repuestos y Lubricantes Asunción y Subiza" operante en Landaben. Se compró un adaptador de rosca en dos pasos, ya que mediante una única pieza era imposible.



Figura 21. Adaptador de roscas para el sensor de presión

Finalmente se colocó teflón en todas las roscas y adaptadores y se dispuso el sensor de manera que no hubiese ninguna fuga.



Figura 22. Vista de la colocación final del sensor de presión

4.2.1.2 Alimentación del sensor

Este sensor se encontraba integrado en un equipo de golpe de ariete. Todo el sistema de alimentación y amplificación de la señal eléctrica del sensor se encuentra físicamente protegido en una caja.

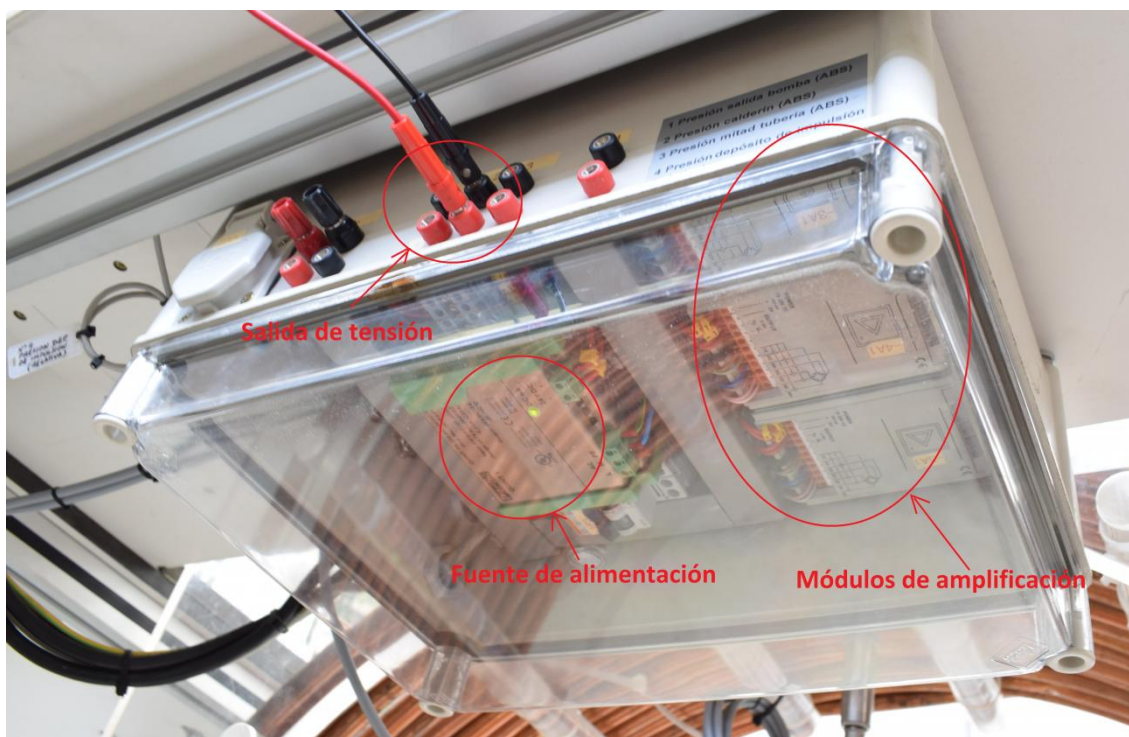


Figura 23. Caja de alimentación del sensor de presión

Esquemáticamente el sistema de alimentación del sensor se resume con el siguiente diagrama de bloques:



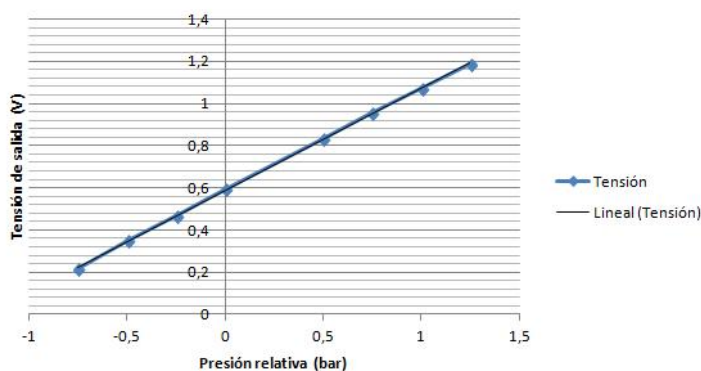
Dado que el objetivo era usar el sensor alterando lo menos posible el proyecto antiguo, se decidió no abrir la caja y mantener el mismo sistema de alimentación. El problema que surge es el desconocimiento de la relación entre la presión medida y la señal de tensión que va a recoger el adquiredor.

Para conocer esta relación sería necesario estudiar a fondo la naturaleza de la fuente de alimentación y del amplificador de la señal, teniendo que desmontar la caja.

El soporte técnico del fabricante del sensor confirmó vía e-mail que la relación es lineal con una ligera desviación, añadiendo que efectivamente, la ecuación concreta depende de la alimentación y amplificación a la que el sensor esté sometido.

Para evitar el desmontaje, se optó por la siguiente alternativa: utilizar una pistola de aire comprimido conectada directamente al sensor.

De esta manera, se fija una determinada presión con la pistola (leída en el manómetro que incorpora) y se mide la tensión de salida con un polímetro. Se toman varios puntos y se dibuja la gráfica. El resultado fue el siguiente:



Gráfica 2. Caracterización del sensor de presión

Queda experimentalmente comprobada la linealidad del sensor, así como el dato de mayor interés: la relación entre la presión que mide el sensor y la tensión que genera a su salida, que será con lo que se trabaje en Labview. Aproximadamente se utilizará la siguiente expresión:

$$Presión = \frac{Tensión \cdot 25}{12} - \frac{5}{4}$$

Donde "Tensión" está en Voltios y "Presión" en bar.

4.2.1.3 Hardware de adquisición

La mejora más dificultosa de la bancada es sin duda la elección de un hardware y un software que permita adquirir la señal de presión con una frecuencia de muestreo razonable. El objetivo es registrarla en un archivo que Matlab sea capaz de leer, de manera que posteriormente se puedan realizar estudios termodinámicos y cálculos con ella.

Para ello, de nuevo se probó con los medios disponibles en la universidad. El propio Trabajo Fin de Carrera del que provenía el sensor de presión contenía un osciloscopio con el que visualizaban los picos de presión en el golpe de ariete.

4.2.1.3.1 Yokowaga DL 708E

Se trata de un osciloscopio de 1998 que incorpora una gran pantalla a color para la visualización de señales en 2 canales simultáneos. Tiene una reducida memoria interna, donde guardar los datos de los ensayos realizados.



Figura 24. Osciloscopio Yokowaga DL 708E

Dispone de 8 compartimentos para colocar módulos de sondas, diseñados para satisfacer las distintas demandas del usuario. En este caso se cuenta únicamente con dos módulos del tipo 701853 HR (High Resolution Isolation Module).

Se trata de módulos de alta precisión (16 bits) y permiten una frecuencia de muestreo de 100.000 muestras por segundo. Estas características mejoran en gran medida el sistema anterior.

Sin embargo, a pesar de que el hardware podría ser adecuado, resulta imposible grabar los datos en la memoria. La conexión física se materializó vía serie, con un USB en el PC y un adaptador a RS232 para la entrada del osciloscopio. Se probó luego con Instrument Control Toolbox, una aplicación específica que contiene Matlab. Con ella se pretendía gobernar e interconectar el PC con el osciloscopio para la grabación y visualización en tiempo real de la señal, pero una incompatibilidad de drivers obligó a desechar esta opción definitivamente.

4.2.1.3.2 Fluke 192C

La segunda opción que se barajó fue intentar hacer lo mismo con otro osciloscopio más moderno disponible en talleres, el modelo 192C de la marca Fluke.



Figura 25. Osciloscopio Fluke 192C

En este caso la frecuencia de muestreo no era un dato que se pudiese ver en la hoja de características técnicas del aparato, por lo que se recurrió a contactar con el servicio técnico de FLUKE, tanto por e-mail como por vía telefónica.

En un intercambio de correos se nos explicó el funcionamiento interno del aparato, sobre todo en lo que a registro de datos se refiere. Se concluyó que la frecuencia de muestreo no era un parámetro susceptible de ser elegido directamente, sino que, en función de la longitud del archivo a registrar, de manera interna el osciloscopio registra más o menos puntos por segundo.

Para la duración de ensayos que se estaba barajando (30s-1 min), la frecuencia de muestreo estaría en el orden de 3000 muestras/s, que seguía siendo un número interesante teniendo en cuenta que se partía de 100 muestras/s.

Este osciloscopio tiene un software de adquisición y visualización de datos propio, llamado FlukeView. Es un programa sencillo, con reducidas opciones y fácil manejo.

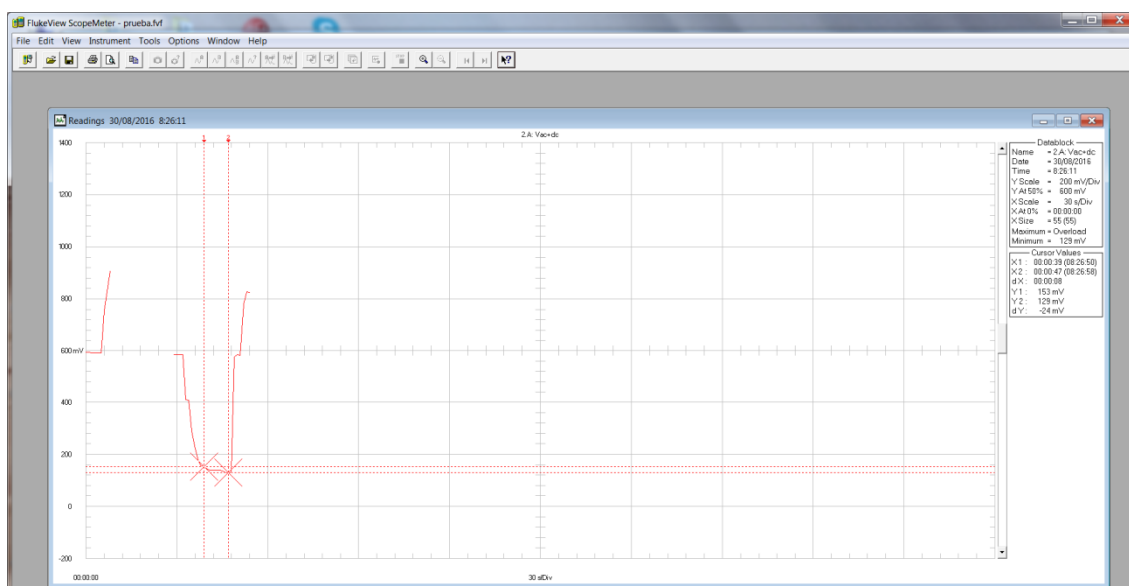


Figura 26. Pantalla de funcionamiento de FlukeView

Sin embargo, de nuevo resultó imposible. Si bien era posible visualizar en el display del osciloscopio la señal con 3000 muestras/s, esta frecuencia resultaba inalcanzable si el propósito era también la grabación de datos. Se concluyó que con los equipos disponibles en la universidad era imposible la consecución de las metas del presente proyecto.

4.2.1.3.3 USB 6001 NI

Después de varias reuniones, incluyendo algunas con profesores expertos en materia de electrónica digital como Patxi Arregui, se llega a la conclusión de que la única solución posible es un módulo adquisidor específico para este tipo de aplicaciones.

Se barajan varias opciones, principalmente los adquirentes USB-200 Series de la marca Measurement Computing y la serie USB-6000s de National Instruments. Se opta finalmente por el módulo USB 6001 de NI, ya que por un precio contenido (220€ aproximadamente) ofrece las siguientes características técnicas:

| Medida | Voltaje D.C. |
|-------------------------------|--------------|
| Entradas analógicas | 8 |
| Canales diferenciales | 4 |
| Salidas analógicas | 2 |
| Resolución | 14 bits |
| Máxima frecuencia de muestreo | 20 kS/s |
| Ancho de banda máximo | 300 kHz |

Tabla 2. Características técnicas USB 6001 NI

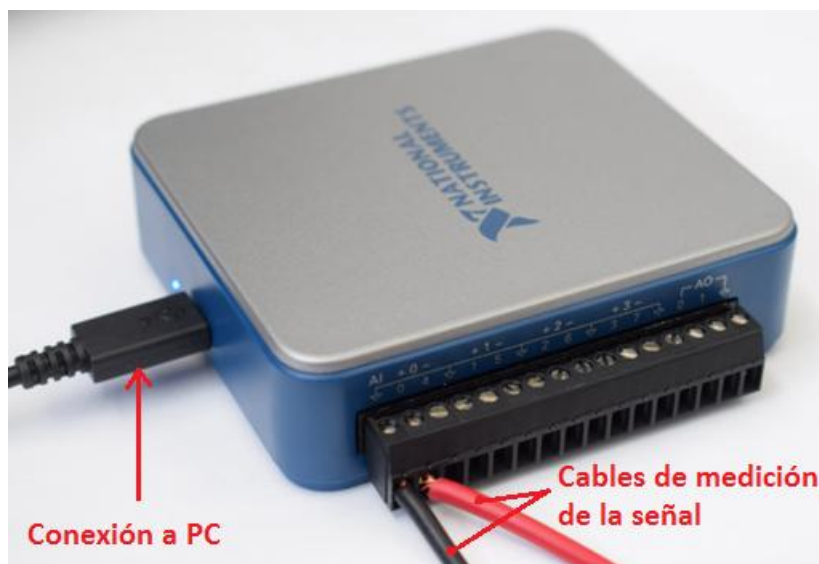


Figura 27. Módulo USB 6001 NI

Teniendo en cuenta que únicamente disponemos de un sensor, se utilizaría una sola entrada analógica, tal y como se aprecia en la figura 27.

Este adquisidor es obviamente compatible con el software de adquisición de datos de la misma marca, LabVIEW. Se trata de programa muy amplio, pero con un claro enfoque hacia la experimentación. El problema de interconexión software-hardware está solucionado.

A continuación se realiza el diseño de un programa a medida para el registro, pretratamiento y guardado de la señal de presión. Es decir, la señal queda lista para que pueda ser analizada posteriormente en Matlab.

4.2.1.4 Software de adquisición

Todo el proceso de obtención de la señal de presión se realiza con labVIEW. Se trata de un entorno de desarrollo de sistemas que trabaja en lenguaje G (Graphic). Mientras que otros lenguajes son más abstractos, éste se basa en la utilización de diagramas de bloques y resulta bastante intuitivo. En la siguiente captura de pantalla se puede observar el "block diagram" correspondiente al presente proyecto.

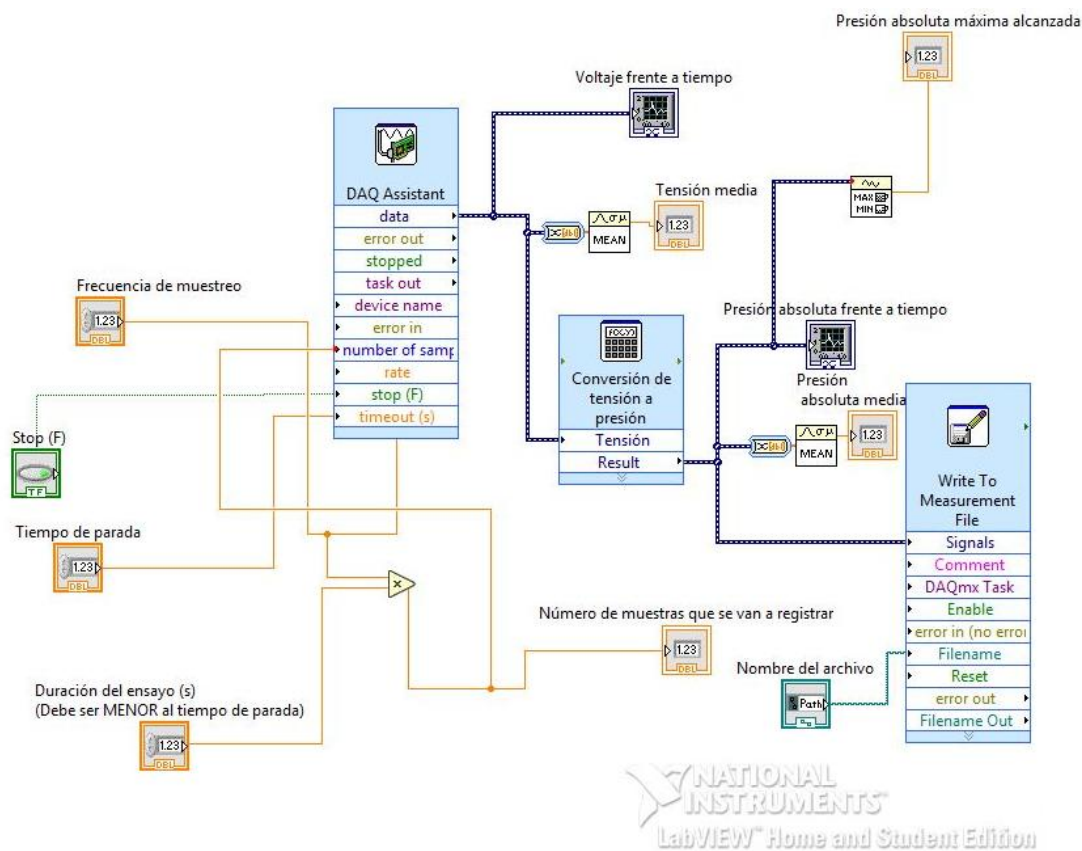


Figura 28. "Block diagram" de adquisición en Labview



Consiste en 3 bloques principales:

- **DAQ Assistant:** Es el bloque que adquiere en sí la señal eléctrica de voltaje del sensor de presión. Como se puede observar, contiene varios parámetros que pueden ser elegidos por el usuario para cada ensayo (frecuencia de muestreo etc). La salida que se obtiene por un lado se grafica y por otro se lleva al bloque de conversión.
- **Convertor de tensión a presión absoluta:** Este bloque aplica la ecuación que se obtuvo en los ensayos con la pistola de aire para convertir la señal de tensión en presión absoluta expresada en bares. La salida del bloque, que evidentemente es la señal de presión, se grafica y a su vez entra en el último bloque principal, el de registro.
- **Guardado de la señal:** La señal de presión ya se halla acondicionada y lista para el post-procesamiento en Matlab. Este programa trabaja fácilmente con archivos tipo texto, por lo que se elige que la extensión del archivo en cuestión sea ".lvm", una exclusiva de LabVIEW para archivos de texto.

En conexión con estos bloques principales se hallan otros secundarios: Las dos gráficas (tensión y presión), indicadores varios y los botones de selección de parámetros. También el botón de escritura del nombre y ruta del archivo de salida y un botón de parada.

Paralelamente este programa genera un "panel frontal", que será la ventana que utilice el usuario cada vez que quiera arrancar el programa de adquisición. En ella se han dispuesto las dos gráficas en distintos tamaños (la de presión es mayor), así como los botones para fijar las condiciones del ensayo:

- **Frecuencia de muestreo:** Puede tomar valores de hasta 20.000 puntos/s, sin embargo este valor puede fijarse más pequeño en ensayos de larga duración. De esta manera el archivo que se genera no tendrá un tamaño excesivo, pudiendo acabar siendo un problema para su post-procesamiento.
- **Duración del ensayo y tiempo de parada:** Se fija la duración del ensayo deseada así como un tiempo de parada de seguridad (siempre superior al tiempo de ensayo)
- **Nombre del archivo:** En este apartado de deberá renombrar el ensayo cada vez que se "lance" el programa, de manera que se guarde un nuevo archivo.

Como se ha dicho antes, se puede recoger cierta información de interés a través de los indicadores, donde destacan los siguientes:

- Número de muestras que se recogerán: Si es demasiado elevado, puede resultar engorrosa su lectura en Matlab.
- Presión máxima alcanzada.
- Presión media del ensayo.

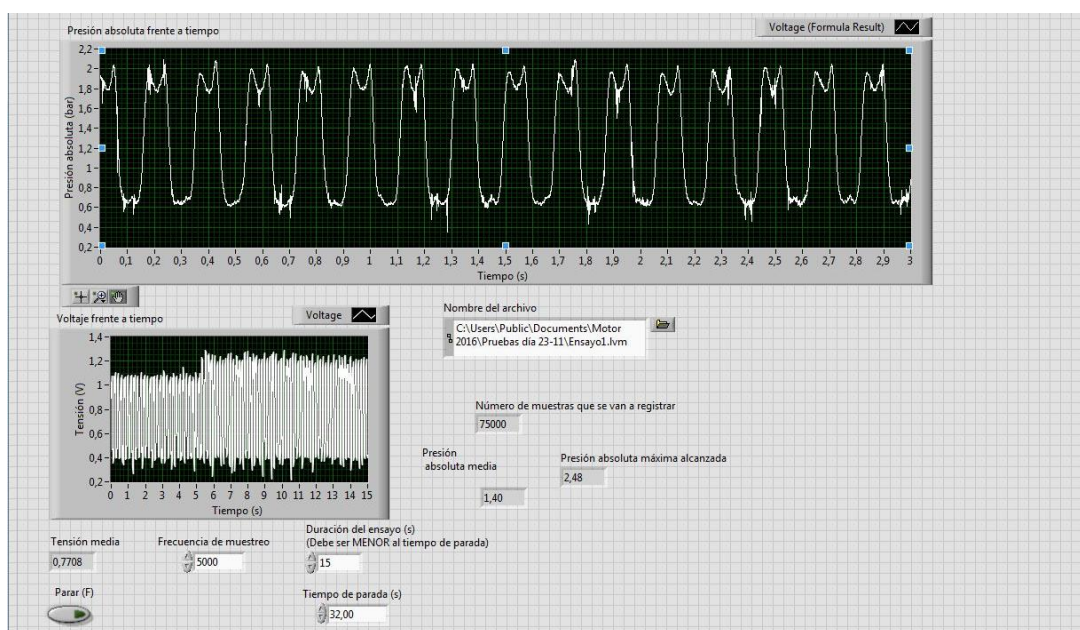


Figura 29. "Front panel" de adquisición en Labview

4.2.2 Minimización de fugas

En el proceso de puesta a punto de la bancada, así como de todo el sistema de adquisición de la señal de presión, se realizan varios ensayos de prueba en los que llama la atención la caída de presión que se produce entre la lectura en el manómetro de la pared y la presión máxima alcanzada la señal recogida.

Se sospecha que la causa de la bajada de presión tiene dos posibles fuentes:

- Pérdidas de presión que se producen por rozamiento del aire a su paso por la línea de admisión, principalmente en los conectores (enchufes rápidos).
- Fugas de aire: Se cree que se pueden producir en las uniones entre piezas del motor.

El efecto de las pérdidas de presión es difícil de mitigar ya que es algo intrínseco al tipo de conectores que se usan en neumática. La manera de reducir estos efectos es eliminar todos los enchufes rápidos posibles, es decir, realizar la conexión entre la red neumática y el motor de aire lo más directa posible.

Por otro lado, se aborda la problemática de las fugas de aire. Para localizarlas se utiliza un spray de agua jabonosa. Se usa tanto en la línea de admisión como en las juntas. Se arranca el motor y se observa en qué zonas aparecen burbujas de aire, señal inequívoca de fugas.

Después de un rato en funcionamiento, se visualizan algunas zonas donde las pérdidas de aire resultan notorias:

- Tornillo termopar admisión
- Boca metálica de admisión
- Tapón roscado de plástico
- Tornillos de fijación de la boca de admisión
- Roscas de manguera de admisión

Tanto en las roscas como en los tornillos se aplica la misma medida: desmontaje y colocación de teflón para asegurar la estanqueidad. Por otro lado, el motor contaba con una junta de cartón en la boca de admisión, que en teoría aseguraba el cierre.

Sin embargo era del mayor foco de fugas, por lo que se desmontó la boca y se sustituyó por pasta para juntas. Se trata de una masilla de color granate que asegura la hermeticidad, muy usada en el sellado de la tapa de balancines de los motores de combustión así como en la tapa de distribución en los casos en los que se usa cadena.

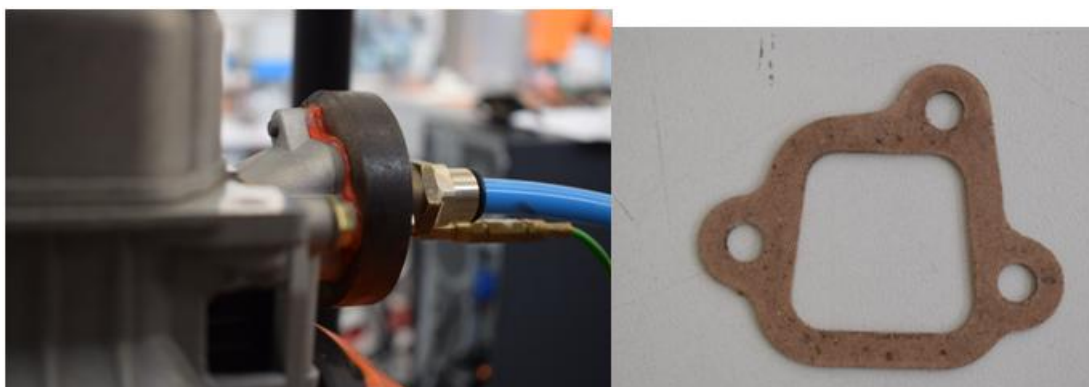


Figura 30. Pieza con pasta para juntas y antigua junta

Se dejó secar y días más tarde se comprobó que las fugas en ese punto habían desaparecido por completo.

4.2.3 Caudalímetro

Por otro lado se aborda la introducción de un caudalímetro (disponible en los talleres de la UPNA) en la línea de admisión. Había sido usado en un proyecto anterior de detección de fugas de hidrógeno y se hallaba en desuso.

De esta manera se espera conocer el caudal de entrada al motor, dato de gran utilidad para conocer el flujo másico y en consecuencia, el cálculo termodinámico de los parámetros energéticos del motor.

El aparato en sí es el F-203 AV de la marca Bronkhorst. Se trata de un medidor-controlador de caudal para gases. Consiste en un sensor de flujo volumétrico de tipo diferencia de temperaturas, adosado a una válvula de apertura pilotada con un controlador proporcional-integral-derivativo (PID). A su vez, este sistema se haya conectado vía serie (RS232) con un display que permite elegir el caudal de paso.



Figura 31. Caudalímetro F-203 AV

Este aparato es capaz de soportar una presión máxima de 64 bar absolutos. Puede medir y controlar, como máximo, 25 m³ N de aire/h. Sin embargo está calibrado para medir caudal teniendo en cuenta que la diferencia de presión entre la entrada y salida es pequeña. Concretamente el modelo del taller para una presión absoluta de entrada de entre 3.8 y 7 bar y una de salida de 1 bar.



Figura 32. Detalle sobre presiones de calibración

Aparentemente este dato puede resultar limitante, que restringiría mucho la tipología de ensayos. Sin embargo, tras haberse puesto en contacto con el fabricante vía e-mail y telefónica se clarifica que se trata de las presiones de calibración.

Si el usuario decide utilizar otras, no pone en riesgo la integridad del aparato, simplemente debe asumir un minúsculo error, que se aumentará contra mas se aleje las condiciones del ensayo de las condiciones de calibración.

Por lo tanto, es posible realizar dos tipo de ensayos: con conexión directa o con caudalímetro (y la salida de éste directa al motor), es decir:

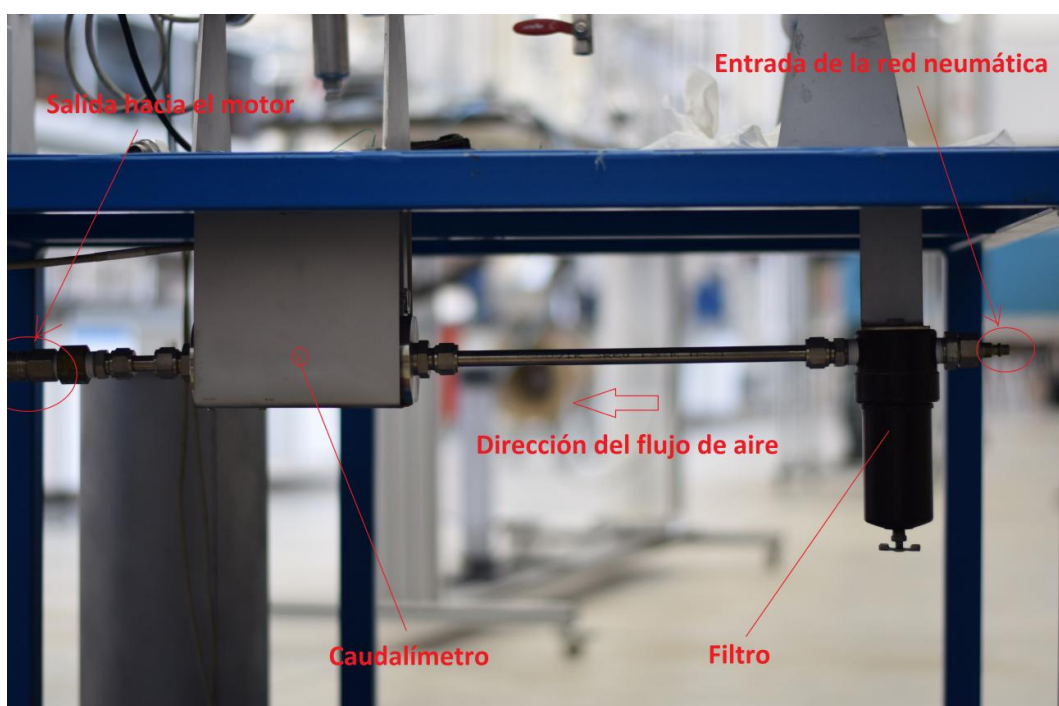


Figura 33. Esquema del sistema de medición de caudal



Esta última configuración tiene la ventaja evidente de que se puede medir (y controlar) el caudal de aire de entrada al motor. Sin embargo, y después de varios ensayos, se localizan múltiples desventajas:

- La conexión intermedia del caudalímetro implica más cantidad de enchufes rápidos, y en consecuencia, aumentan considerablemente las pérdidas de presión.
- El caudalímetro cuenta con un filtro, que supone una clara oposición al paso de aire y de nuevo, más pérdidas de presión.
- El propio mecanismo interno de regulación del caudal (la válvula) constituye otro obstáculo al paso de aire, con las mismas consecuencias.

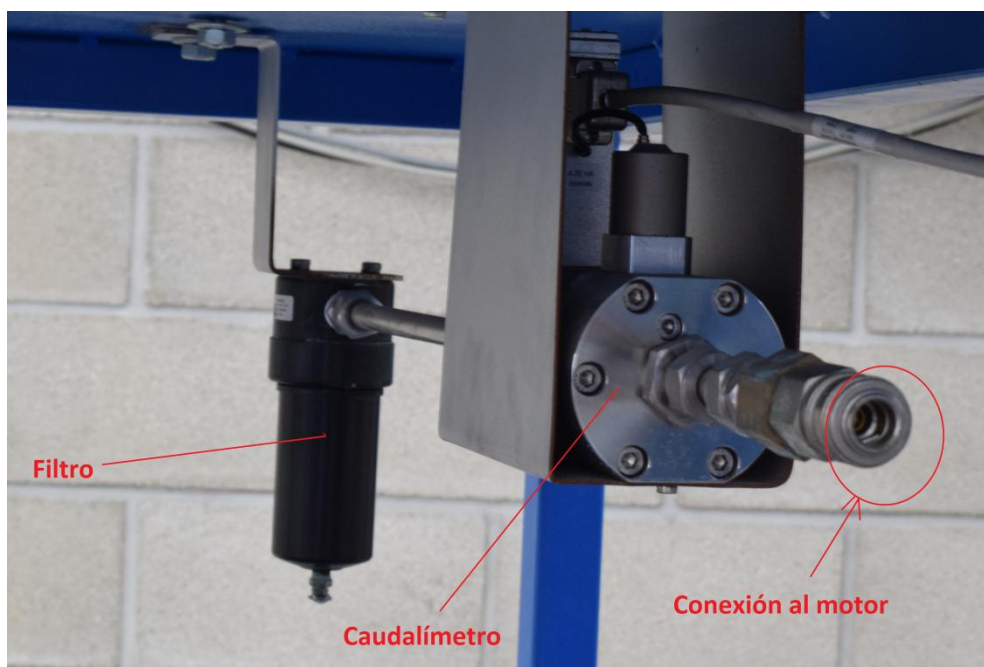


Figura 34. Detalle del enchufe rápido de conexión al motor

Estos hechos quedan patentes en la siguiente tabla comparativa, que se confeccionó en un ensayo a un régimen aleatorio casi constante de 200rpm. Las presiones de la tabla son absolutas.

| Presión de red (bar) | Velocidad (rpm) | Pasando por caudalímetro | | Directo sin enchufes rápidos | |
|----------------------|-----------------|--------------------------------|-----------|--------------------------------|-----------|
| | | Presión máxima alcanzada (bar) | Par (N*m) | Presión máxima alcanzada (bar) | Par (N*m) |
| 3 | 200 | 1 | -1,75 | 1,8 | 1,44 |
| 4 | 198 | 1,4 | 0,11 | 2,3 | 2,75 |
| 5 | 201 | 1,8 | 1,75 | 3,5 | 5,15 |
| 6 | 203 | 2,2 | 3,05 | 4,2 | 6,35 |

Tabla 3. Ensayos para cuantificar pérdidas

En primer lugar, el par negativo de $-1.75 \text{ N}\cdot\text{m}$ se produce porque para mantener ese régimen de giro (200 rpm) con tan poca presión de red, es el motor eléctrico el que mueve al de aire.

Por otro lado, resulta evidente que el caudalímetro supone una fuente de pérdidas muy evidente. Por ejemplo, con la presión máxima posible (6bar) el par que se obtiene con la configuración directa es el doble que si se introduce el caudalímetro. Teniendo en cuenta que es a la misma velocidad, en términos de potencia se estaría perdiendo el 50%.

Este factor podría atenuarse realizando el mantenimiento al caudalímetro: revisando el estado de la válvula reguladora y abriendo y limpiando (o sustituyendo) el filtro.

Además, para los casos de presión de red de 5 y 6 bar la válvula de apertura del caudalímetro está abierta al 100%, es decir, están pasando más de $25 \text{ m}^3 \text{ N/h}$ de aire. Dicho de otra manera, el caudalímetro está fuera de escala: ha sido sobrepasado.

Por lo tanto se concluye que a pesar de aportar un dato de gran valor, produce enormes pérdidas de presión en el sistema y además no es adecuado para ensayos con presiones y caudales altos. El fondo de escala no es el adecuado para casos exigentes, por lo que este elemento queda relegado a ensayos de pequeña envergadura.

4.2.4 Alimentación mediante bombonas de aire

La red de aire comprimido disponible en el edificio de talleres está alimentada por un compresor que es capaz de mantener un presión absoluta máxima de 6,5 bar. Dispone de un acumulador intermedio, antes de llegar a los distintos puntos receptores, de manera que el caudal de aire se pueda mantener constante si la demanda es alta.

Teniendo en cuenta que la bancada cuenta ya con un sistema de adquisición de datos de presión preciso y con capacidad de guardar hasta 20.000 puntos/s, se afrontan nuevos horizontes de investigación. Para dar un salto cualitativo importante, es necesario realizar ensayos con una presión de entrada mayor. Los 6 bares de la red se quedan cortos.

Se aborda realizar un cambio en la forma de alimentar de aire el motor mediante la colocación de bombonas de buceo. La tipología de éstas es variada, pero desde la UPNA se puede acceder a unas de 15L y 200 bar de presión. En reposo se sabe que la temperatura del aire de las bombonas será la ambiental $\approx 290K$



Figura 35. Bombona de buceo de aire comprimido



Asumiendo las hipótesis simplificadas de gas ideal, se hace una aproximación de la masa de aire que contendrá una bombona de estas características.

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad \rightarrow \quad n = \frac{\text{masa}}{\text{masa}_{\text{molar}}} \quad \rightarrow \quad P \cdot V = \frac{\text{masa} \cdot R \cdot T}{\text{masa}_{\text{molar}}}$$

Teniendo en cuenta que todas las unidades están en el Sistema Internacional se concluye que:

$$\text{masa} = \frac{P \cdot V \cdot \text{masa}_{\text{molar}}}{R \cdot T} = \frac{200 \cdot 10^5 \cdot 0,015 \cdot 0,02897}{8,314 \cdot 290} = 3,605 \text{ kg}$$

En el apartado 4.2.3 referido al caudalímetro se expone que para presiones absolutas de red bajas (3-4 bar) ya se alcanzan fácilmente caudales de entrada de 25 m³ N/h. En este caso, teniendo en cuenta la alta presión de las bombonas se estima que este valor se superará ampliamente. Sin embargo, realizamos un cálculo preliminar con él, recordando que las condiciones normales son aproximadamente 1 bar y 20°C

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad \rightarrow \quad n = \frac{\text{masa}}{\text{masa}_{\text{molar}}}; \text{ Dividiendo entre el tiempo y despejando}$$

$$P \cdot \dot{V} = \frac{\text{masa} \cdot R \cdot T}{\text{masa}_{\text{molar}}} \quad \rightarrow \quad \text{masa} = \frac{P \cdot \text{masa}_{\text{molar}} \cdot \dot{V}}{R \cdot T} = \frac{10^5 \cdot 0,02897 \cdot 25}{8,314 \cdot 293 \cdot 60} = 0,495 \text{ kg/min}$$

Es decir, se concluye que con ese caudal, una bombona durará 7 minutos. Se debe añadir que es un cálculo muy aproximado, únicamente a título indicativo ya que estamos basándonos en presiones muy bajas.

5. Post procesamiento y cálculos con Matlab

La segunda línea de trabajo del presente TFG consiste en utilizar la bancada de ensayos mejorada para realizar nuevos ensayos más precisos y concluyentes. Se trabaja con la única señal de la que se dispone, la de presión.

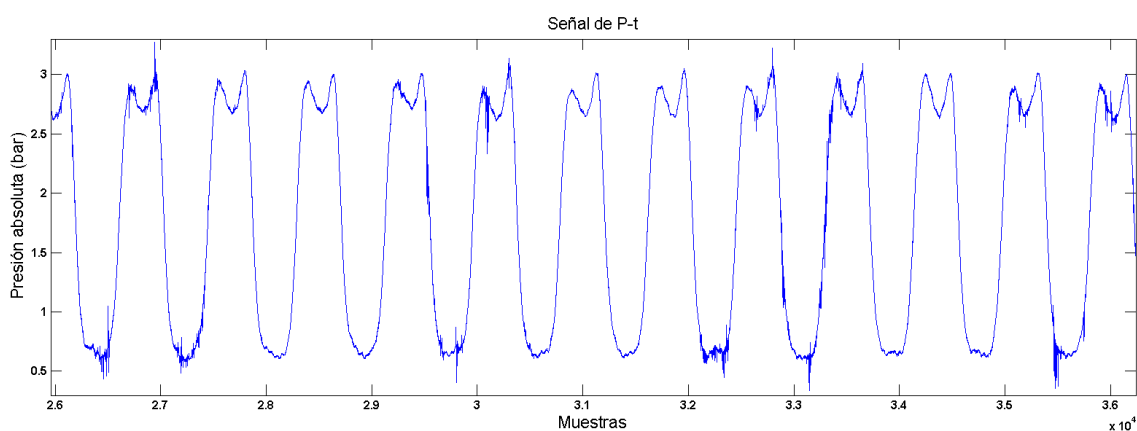
El archivo proveniente de LabVIEW se carga en el bloc de notas para sustituir las "," de separación entre unidades y décimas por ".", que es la manera en la que trabaja Matlab. Por lo tanto, el archivo que se recibe es un vector de "n" filas y 2 columnas (tiempo y presión).

5.1 Morfología de la señal de presión

La señal de presión que se registra tiene el aspecto esperado. Se trata de una gráfica cíclica, donde no existen grandes diferencias entre un ciclo y los adyacentes. Son apreciables ciertas perturbaciones en la señal, reflejadas como "picos" de subidas o bajadas de presión.

Se han encontrado dos causantes del problema. La más importante es el ruido electromagnético que introduce el motor eléctrico de freno (medidor de par) en el sensor de presión.

En segundo lugar, y con menos relevancia, hay que tener en cuenta que el motor eléctrico está diseñado para girar a más de 1000 rpm. Debido a la insuficiencia en la alimentación de aire a presión, no resulta posible alcanzar esos regímenes tan altos. Los ensayos se realizan a velocidades de entre 250 y 400 rpm.



Gráfica 3. Ciclos de presión



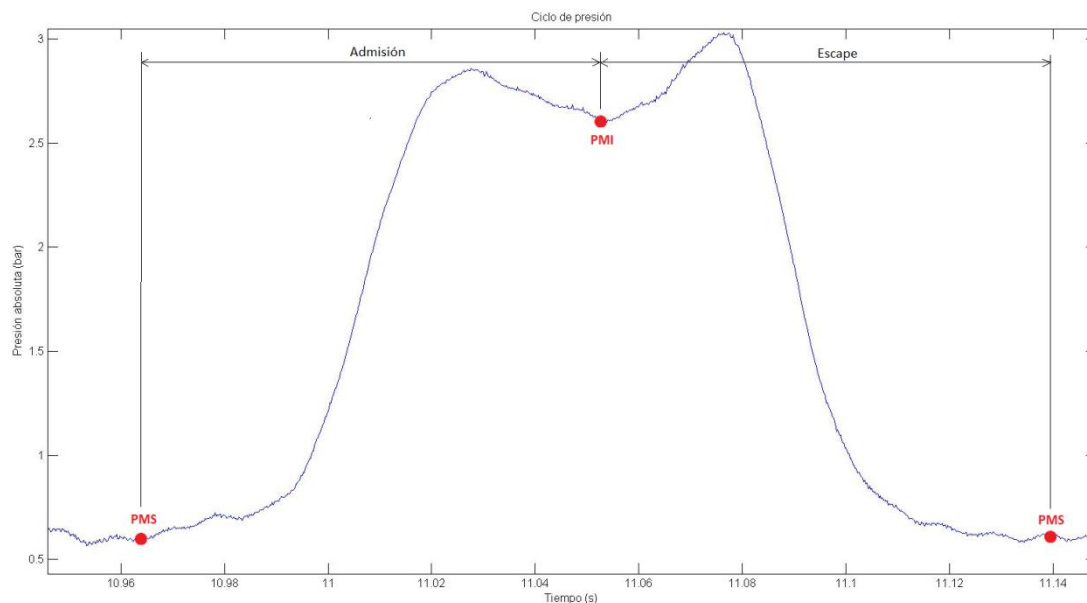
Nos centramos ahora en el análisis de la morfología de un único ciclo. Los dos tiempos que definen el ciclo son:

- **Admisión:** Se trata de la carrera "útil" del pistón, de la que se extrae trabajo mecánico. En las cercanías del PMS la válvula de admisión comienza a abrirse y entra aire a presión dentro del cilindro, que empuja al pistón hacia abajo. La válvula de escape permanece cerrada. En consecuencia se produce un aumento de la presión interna.

Antes de alcanzar el PMI se produce un máximo y una leve bajada. Este fenómeno se produce por el calaje de la distribución. Las válvulas de admisión y escape están prácticamente cerradas, en cruce de válvulas. Asumiendo por simplicidad que las válvulas se hayan cerradas completamente, se produce una leve caída de presión por el aumento de volumen que produce el pistón en su bajada hasta el PMI.

- **Escape:** En este segundo tiempo, el pistón sube desde el PMI hasta el PMS. Al principio, la válvula de escape no se abre lo suficiente como para que salga el aire fuera del motor. A su vez, el pistón ya ha comenzado a ascender, comprimiendo el aire interior levemente. Por otra parte, se sabe que la válvula de admisión nunca se cierra del todo y algo de aire sigue entrando.

En consecuencia, se produce una re subida de presión hasta que la válvula de escape se abre lo suficiente. A partir de este momento, la presión en el interior del cilindro cae drásticamente hasta el PMS.



Gráfica 4. Puntos Muertos en el ciclo de presión

5.2 Resumen y descripción del código

En este apartado se resume el script generado con Matlab para tratar la señal y realizar cálculos termodinámicos. Se trata de un programa de 150 líneas aproximadamente, donde se abordan los siguientes aspectos:

- Filtrado de la señal: Como se ha explicado, la señal contiene perturbaciones externas indeseables. Para dibujar gráficas y realizar cálculos, es conveniente eliminar estos efectos.
- Separación de ciclos: La señal contiene "n" ciclos concatenados. Se pretende aislar y guardar cada uno de ellos, de manera que se puedan estudiar por separado y posteriormente, establecer comparativas.
- Estudios termodinámicos: Se genera un vector de volúmenes para cada ciclo de presión ya separado. Este vector de volúmenes es teórico y está basado en la ecuación cinemática del mecanismo biela-manivela [7]. De esta manera se puede graficar el diagrama P-V del motor, una de las mejores formas de definirlo.

Después, se trata de calcular el trabajo del ciclo mediante integración numérica del diagrama P-V. También la potencia del ciclo.

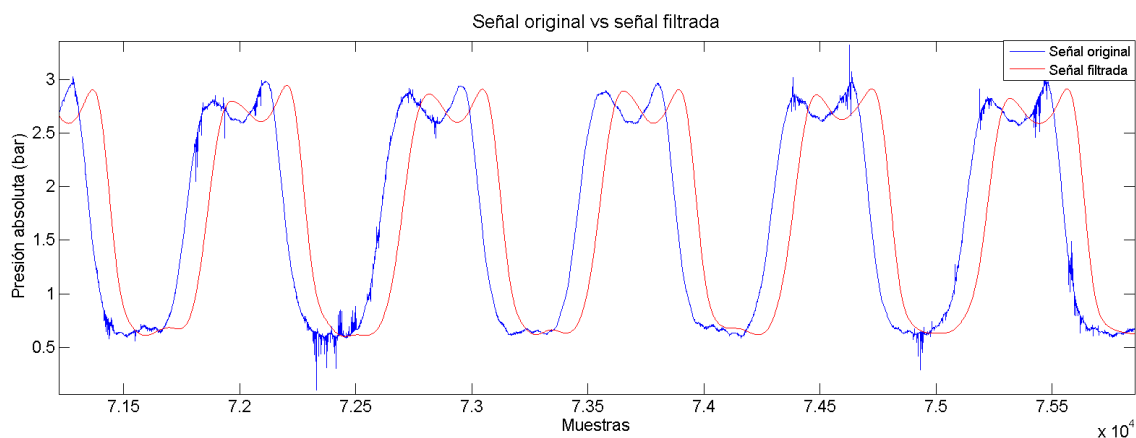
5.2.1 Filtros

Para facilitar y simplificar los cálculos numéricos posteriores, el programa filtra la señal inmediatamente después de cargar el archivo de datos. Concretamente, este filtrado se lleva a cabo en dos pasos.

1. Filtro tipo "medfil1" de orden 3. Se trata de un filtro de mediana, que elimina el ruido de muy altas frecuencias.
2. Filtro "butter". En este caso se pone en funcionamiento un filtro de paso bajo para suavizar los pequeños "dientes de sierra" que aún quedan en la señal.

En consecuencia, se obtiene una señal susceptible de ser estudiada mucho más fácilmente. Por contra, se observa un cierto desfase, un retraso en la señal. Esto es generado por el propio método numérico interno que emplea Matlab. En las líneas sucesivas del programa se trabaja con la señal filtrada (en rojo) por lo que este "delay" resulta inofensivo.

En la siguiente gráfica se puede observar todo lo comentado: La señal original de partida en azul, con mucho ruido. A su lado, en rojo, la señal ya filtrada con el ligero desfase. Es apreciable que se mejora mucho la calidad sin perder la morfología original.



Gráfica 5. Señal original vs señal filtrada



5.2.2 Estrategia de corte

Una vez se tiene una señal "limpia" se presenta el reto de aislar cada uno de los ciclos que contiene, de manera que se genere de manera teórica un vector de volúmenes a medida para cada ciclo de presión.

Teniendo en cuenta la morfología de la señal, se plantea localizar el PMI, es decir, el punto de inflexión que se provoca entre las dos "jorobas". Para ello se podrían haber utilizado fórmulas de derivación numérica (como la fórmula central de 3 puntos) y posteriormente igualar a cero.

Sin embargo se optó por otra solución que tuviese menor coste computacional: se compara el valor de presión de cada punto con los adyacentes y se guarda la posición de aquellos que son menores que el anterior y que el posterior (mínimo relativo). Luego se descartan los mínimos correspondientes a las cercanías de los PMs.

El resultado es un vector de Puntos Muertos Inferiores, que se usa de guía como corte. En consecuencia, se dispone de "n" vectores de presión con sus "n" vectores de volúmenes para graficar todas las P-V y calcular trabajos y potencias.

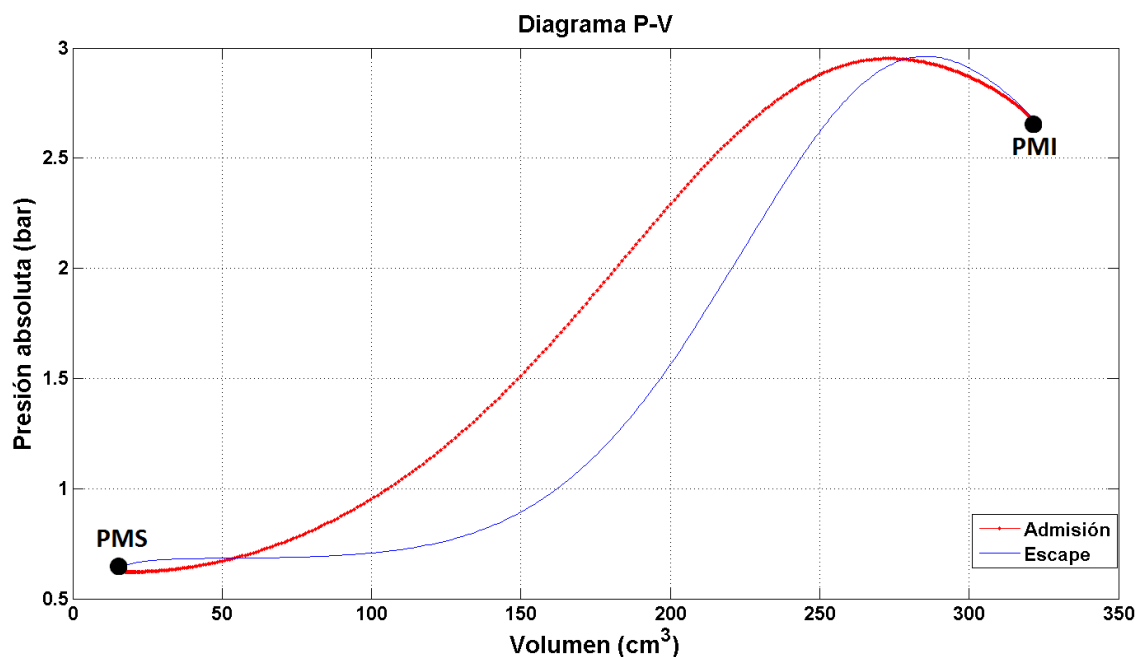
5.2.3 Cálculos termodinámicos

Para llevar a cabo cálculos energéticos del motor el primer paso es dibujar el diagrama presión-volumen. Es la manera gráfica de definir termodinámicamente el motor. En el "workspace" se hallan por separado las variables de presión y volumen de los "n" ciclos, guardadas como v_n y p_n .

De esa manera, simplemente con introducir el comando de gráficas de Matlab, podremos visualizar cualquier P-V: `figure, plot(v_n, p_n)`

El resultado que se obtiene es curioso, no asemejable a ningún ciclo teórico conocido. Se produce un solapamiento y, en algunos casos, aparecen "lazos" en las cercanías de los puntos muertos. Es más apreciable en el PMI.

Este efecto no es algo constante, varía entre ciclos. Se concluye que debe de estar íntimamente relacionado con la distribución del motor, especialmente con el amplio cruce de válvulas.



Gráfica 6. Diagrama P-V tipo

6. Ensayos realizados

Después de haber mejorado técnicamente la bancada de ensayos (sensor, caudalímetro, fugas...) y teniendo diseñados los programas de adquisición y post-procesamiento de datos (labVIEW y Matlab), todo está listo para llevar a cabo una experimentación de calidad.

La metodología empleada es simple: Se realiza una toma de muestras dentro de los límites de la presión que proporciona la red (Entre 3 y 6 bar absolutos). La velocidad de giro está bastante limitada.

La baja presión de alimentación de la red implica poca capacidad de hacer girar al motor. Por otro lado, las altas vibraciones que se producen por debajo de 200 rpm ponen en compromiso la resistencia de la bancada. En conclusión, los ensayos se realizan entre 250rpm y 500rpm. Debido a que el caudalímetro implica pérdidas muy grandes, en este caso se decide prescindir de él.

En estos ensayos de aproximadamente 30 segundos, se registra la señal de presión, así como la velocidad media y el par medio. Tras varias pruebas se fija la frecuencia de muestreo en 5000 muestras/s. Se trata de una solución de compromiso. De esta manera se obtiene una gran precisión sin generar vectores de muchos puntos, lo que desencadenaría un coste computacional altísimo. Se trabajará en Matlab, en consecuencia, con vectores de 2 columnas y 150.000 puntos.



En este punto de la experimentación, no se considera oportuno llevar a cabo registro de las temperaturas ya que en los trabajos previos se concluyó que la diferencia de temperaturas entre el aire de entrada y salida era imperceptible.

Únicamente se podría tener una variación de 2°C - 3°C cuando el motor se hallase funcionando de manera continuada. En cualquier caso, las diferencias eran mínimas y se decidió no tratar este aspecto.

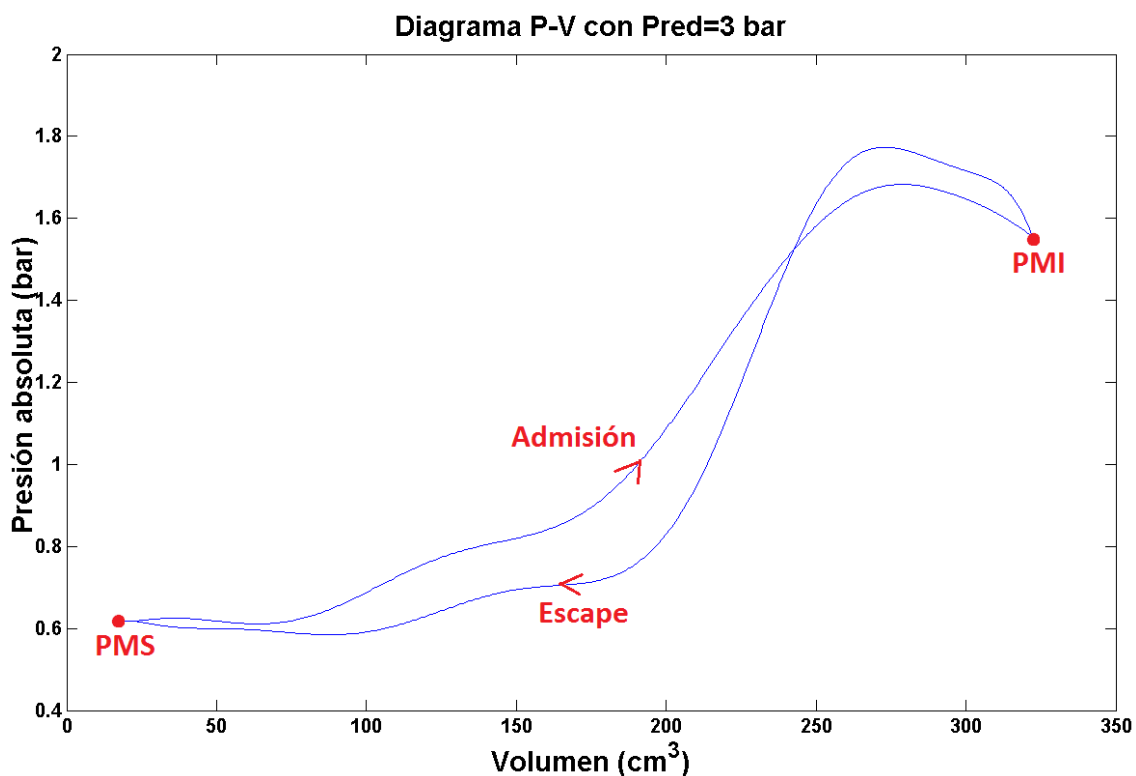
6.1 Diagramas P-V a distintas velocidades

Uno de los aspectos de mayor interés de la parte del post-procesamiento es la obtención y estudio de los diagramas presión-volumen. Se destacan los siguientes, por ser los más representativos de todos los realizados. En cada uno de ellos se obtienen entre 100 y 200 ciclos, pero se adjunta únicamente uno de cada.

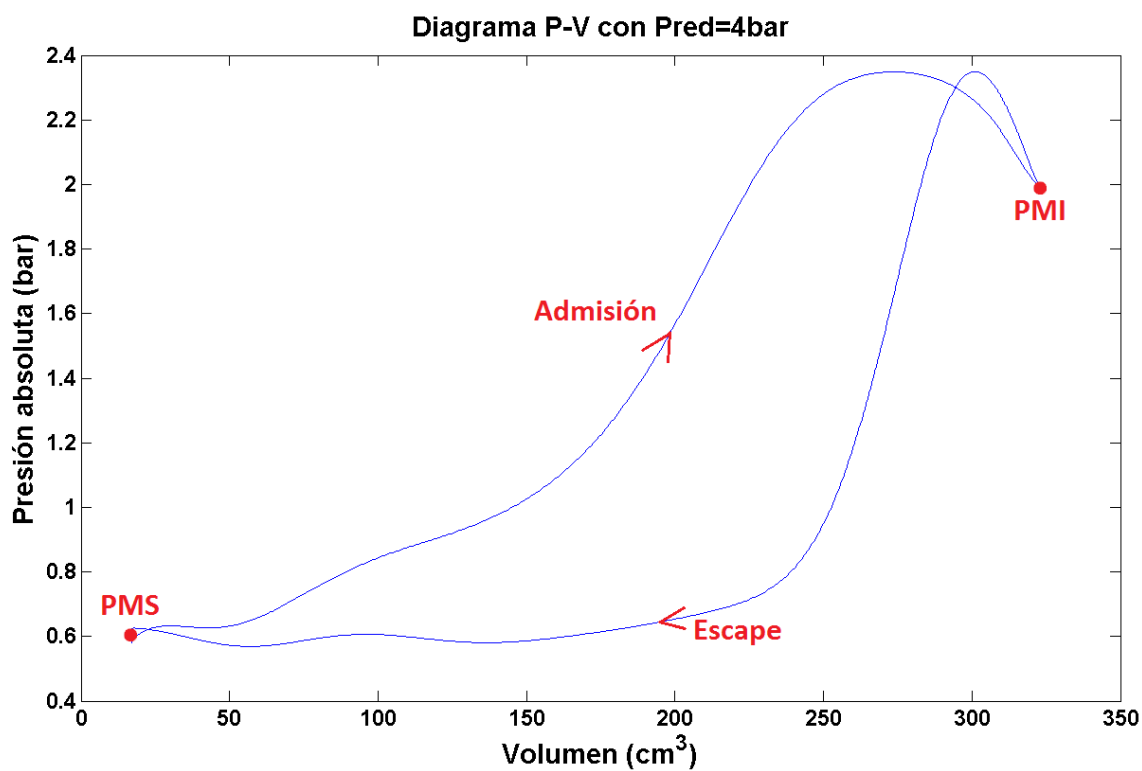
| Presión de red (bar) | Par medio (N*m) | Velocidad(rpm) | Potencia en el eje(W) | nº de ciclos registrados |
|----------------------|-----------------|----------------|-----------------------|--------------------------|
| 3 | 1,84 | 205 | 39,5 | 102 |
| 4 | 3,77 | 211 | 83,3 | 105 |
| 5 | 3,66 | 352 | 134,9 | 176 |
| 6 | 5,25 | 360 | 197,9 | 180 |

Tabla 4. Ensayos para diagramas P-V

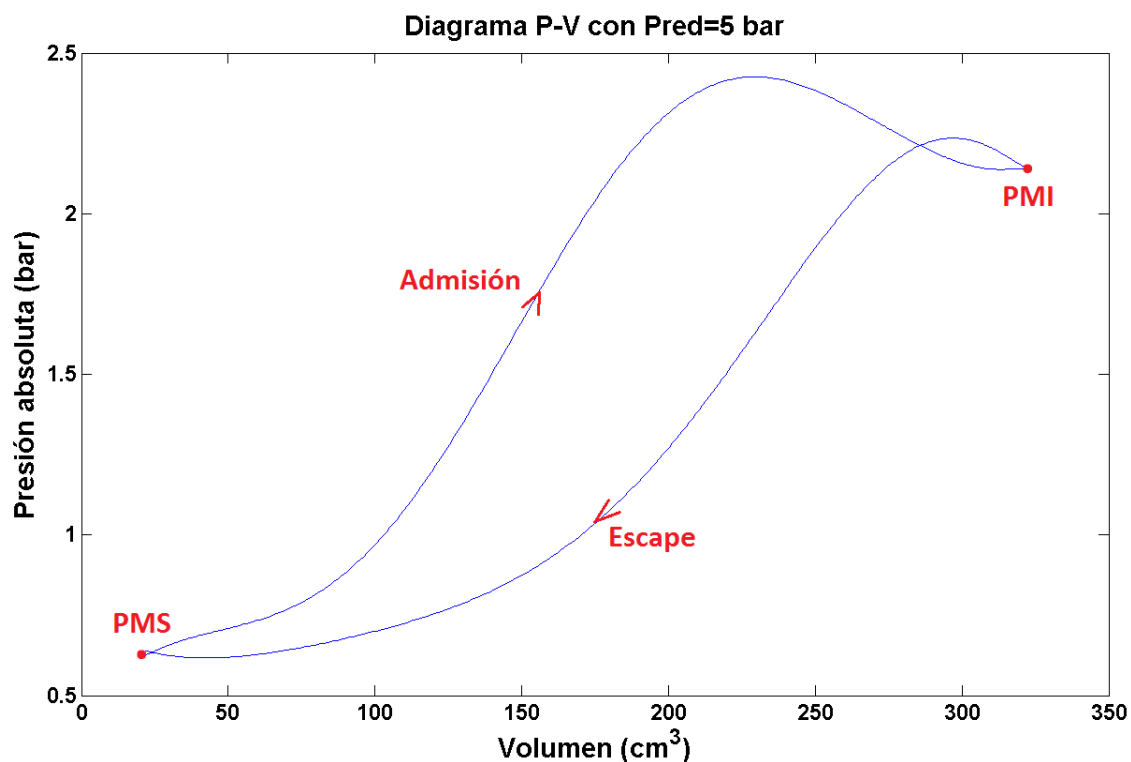
Si bien es cierto que las diferencias son apreciables, en líneas generales la morfología del ciclo se mantiene. Se observa que las diferencias más notorias se producen en la cercanía de los Puntos Muertos, es decir, en la zona de cruce de válvulas. En este punto se introduce cierta aleatoriedad, es decir, se intuye que en algunos ciclos se escapa más aire que en otros, lo que radica en bajadas y subidas de presión y en definitiva, en cambios leves en la morfología de la señal.



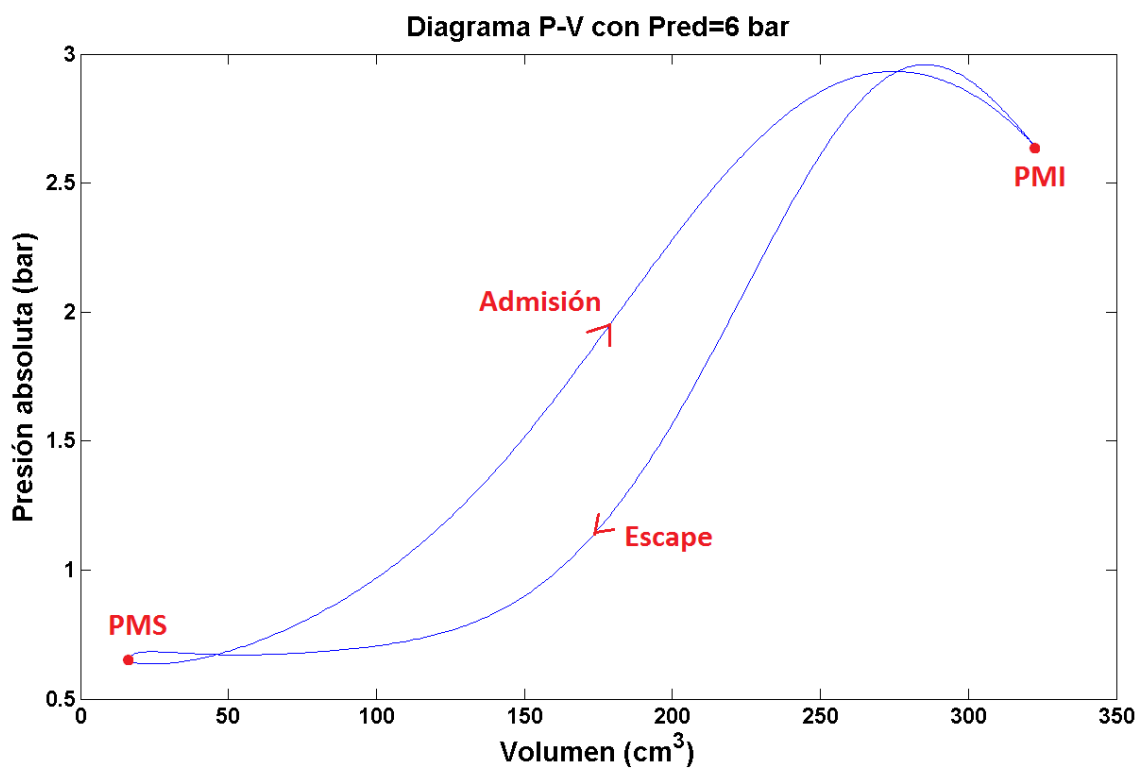
Gráfica 7. Diagrama P-V con 3 bar



Gráfica 8. Diagrama P-V con 4 bar



Gráfica 9. Diagrama P-V con 5 bar



Gráfica 10. Diagrama P-V con 6 bar

6.2 Trabajo y potencia de ciclo

El siguiente paso consiste en calcular de manera teórica (a partir de la señal de presión) el trabajo mecánico que desarrolla el motor en cada ciclo. Dividiendo entre el tiempo de ciclo, se obtendrá la potencia teórica del ciclo. Luego se compara este cálculo con el producto del par en el eje por la velocidad de giro, que da como resultado la potencia en el eje. Se deberá cumplir que:

$$Potencia_{eje} = Potencia_{ciclo} - Pérdidas mecánicas$$

Para calcular teóricamente la potencia del ciclo resulta necesario definir qué tipo de sistema es este motor de aire.

Un sistema cerrado es aquel en el que no hay transferencia de masa con su entorno, pero sí de energía. Por otro lado, uno abierto interactúa en términos de masa y de energía. El trabajo de ciclo se define, para cada caso, de la siguiente manera:

- $W_{ciclo} = \int p \, dv \rightarrow$ Sistema cerrado
- $W_{ciclo} = \int v \, dp \rightarrow$ Sistema abierto en régimen permanente

En consecuencia, para calcular el trabajo del ciclo es necesario integrar (en una u otra dirección) el diagrama P-V. En Matlab se realiza por integración numérica con la regla del trapecio, asumiendo que como se dispone de infinidad de puntos, el error cometido es muy pequeño.

| Presión absoluta de red (bar) | Régimen de giro (rpm) | Potencia en el eje (W) | Potencia media integrando con $\int p \cdot dv$ (W) * | Potencia media integrando con $\int v \cdot dp$ (W) * |
|-------------------------------|-----------------------|------------------------|-------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------|
| 3 | 205 | 39,5 | 12,5 | 23,6 |
| 4 | 211 | 83,3 | 57,2 | 34,3 |
| 5 | 352 | 134,9 | 76,6 | 55,4 |
| 6 | 360 | 197,9 | 102,6 | 88,5 |

Tabla 5. Comparación de potencias

La incongruencia entre cálculos teóricos y las medidas experimentales de potencia en el eje se extienden a todos los ensayos y pruebas realizadas, por lo que no se cree oportuno adjuntar más datos.

**Es obvio que esa integral no da como resultado potencia, si no energía. Se hace referencia al procedimiento empleado. Para obtener la potencia en Watios expresada en la tabla, se divide el valor de esa integral (Julios) por el tiempo de ciclo medido en segundos.*



Se concluye que tal y como se anticipaba, el valor del trabajo del ciclo (y la potencia) no concuerdan con la medida en el eje en ningún ensayo de los realizados. Lo que es más, el valor numérico teórico es inferior siempre al medido en el eje. Por ninguna de las dos maneras de integración se consigue un resultado consecuente. Queda demostrado que no es abordable el ciclo ni como sistema cerrado ni como sistema abierto en régimen estacionario.

La modelización teórica de la naturaleza del ciclo del motor es complicada. Se cree que lo más parecido es un llenado y vaciado de depósito con pared variable. También se podría asumir que el proceso es adiabático. En cualquier caso, no parece asemejable a un sistema abierto en régimen permanente ya que obviamente los procesos que se dan son transitorios. Resulta todavía más desafortunada su asimilación con un sistema cerrado.

Se realiza una primera aproximación ultrasimplificada con la ayuda del profesor Pedro Dieguez, de manera que los valores de la señal de presión y las medidas experimentales de par y velocidad sean consecuentes.

Se considera a la señal de presión como una señal escalón (Desde la parte de baja correspondiente al PMS hasta la parte de alta, cercana al PMI) con anchura de medio ciclo. Además, se tiene en cuenta que en términos de unidades, el producto de presión · volumen da como resultado trabajo (Julios) . El trabajo útil lo realiza el aire al entrar al motor y desplazar al pistón hacia abajo.

Por lo tanto, el escalón de presión que se produce en la carrera de admisión multiplicado por el volumen que desplaza en dicho movimiento sería el trabajo útil por ciclo. Es decir, de manera muy general:

$$W_{\text{útil del ciclo}} = \Delta P \cdot \Delta V$$

Este producto dará como resultado el valor útil de energía. Dividiendo por el periodo o tiempo de ciclo, se obtendrá la potencia de ciclo ($P_{\text{útil de ciclo}}$). A éste valor habrá que restarle ciertos valores de energía, donde destacan:

- El valor que se pierde en la carrera de escape.
- Las pérdidas que se producen porque no todo el aire que entra al cilindro mueve el pistón. Se producen fugas, especialmente importantes en el cruce de válvulas.
- Pérdidas mecánicas por rozamiento.

En consecuencia, si se pudiesen cuantificar energéticamente estos tres fenómenos, la $P_{\text{útil del ciclo}}$ menos las tres contribuciones mencionadas debería de dar como resultado el producto del par en el eje por la velocidad de giro del motor, es decir:

$$P_{\text{útil del ciclo}} - P_{\text{Carrera de escape}} - P_{\text{Fugas de aire}} - P_{\text{Pérdidas mecánicas}} = T \cdot \omega$$

Tomamos como ejemplo el ciclo representado en la Figura 37 y se sustituye numéricamente las igualdades mencionadas, teniendo en cuenta que:

- El escalón de presión vale $\Delta P = 2,2 \text{ bar} - 0,6 \text{ bar} = \underline{1,6 \text{ bar}}$
- El volumen que desplaza ese escalón de presión es la cilindrada, que como se ve en la Tabla 1 vale 305 cm^3
- El par medio registrado es de $4,6 \text{ N}\cdot\text{m}$ y el régimen de giro 315 rpm

$$W_{\text{útil del ciclo}} = (1,6 \cdot 10^5 \text{ Pa}) \cdot (305 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3) \approx 49 \text{ J}$$

$$P_{\text{útil del ciclo}} = 49 \text{ J} \cdot \frac{315 \text{ rpm}}{60 \text{ s}} \approx 257 \text{ W}$$

$$P_{\text{eje}} = T \cdot \omega = 4,6 \text{ Nm} \cdot \frac{315 \text{ rpm} \cdot 2\pi}{60} \approx 152 \text{ W}$$

Teniendo en cuenta que las pérdidas mecánicas se pueden cuantificar con un rendimiento $\eta_{\text{mecánico}} \approx 90\%$ se concluye que la suma de las fugas de aire (principalmente cruce de válvulas) y la potencia que se consume en la carrera de escape son del orden de 80 W . Cambiando parámetros de la distribución sería posible minimizar las pérdidas por fugas en el cruce de válvulas.

6.3 Gráficas de Potencia-Velocidad

Teniendo en cuenta que la finalidad de cualquier motor es transformar la energía del fluido de trabajo en potencia en el eje, resulta de interés realizar una serie de ensayos en los que se visualice la evolución de la potencia que desarrolla.

Para ello se fijan distintas presiones de red en cada caso, y se varía la velocidad (y en consecuencia el par de freno) para representar gráficamente la evolución de la potencia en relación a la velocidad de giro del motor. En estos ensayos únicamente se cuenta con la red neumática del taller. Para futuros ensayos, sería muy interesante alimentar el motor con presiones y caudales mayores (con la ayuda de bombonas) y repetir las mediciones de potencia en el eje, que serán mayores.



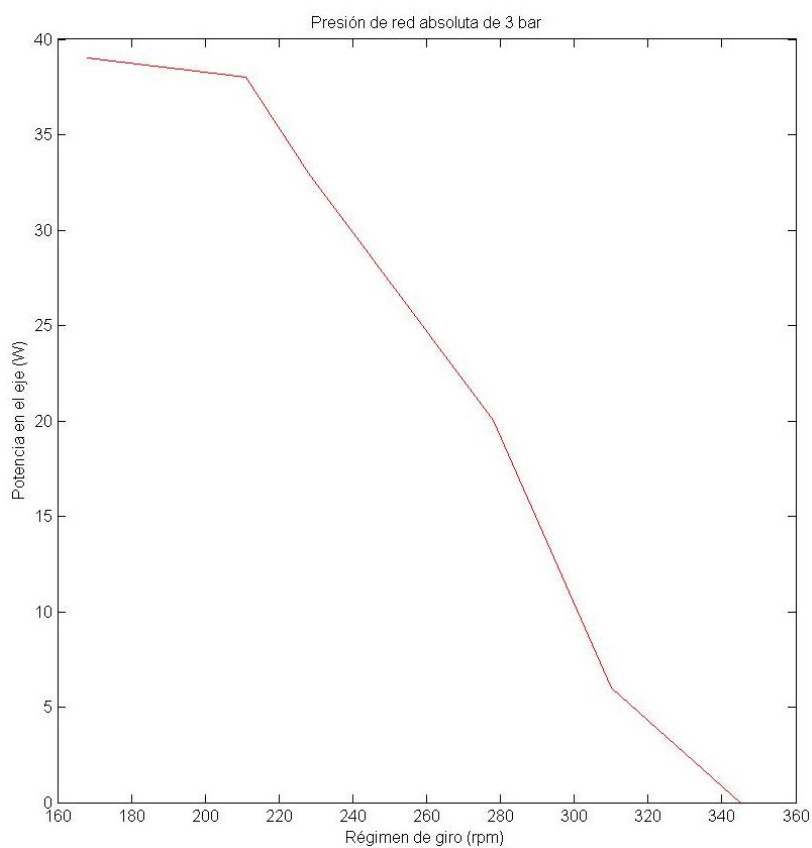
En el mundo de la automoción es habitual representar las características de un motor mediante su curva de par y potencia. De esta manera se puede intuir el comportamiento del vehículo. Es una manera sencilla de definirlo, quedando patente si se trata de un motor elástico o por el contrario brioso y de corte deportivo.

En el presente proyecto resulta interesante la potencia en el eje porque será el dato a partir del cual se decidirá su campo de aplicación: movimiento de una máquina (prensa, troquel...) o conexión a un alternador para pequeña generación eléctrica (iluminación de una planta de trabajo).

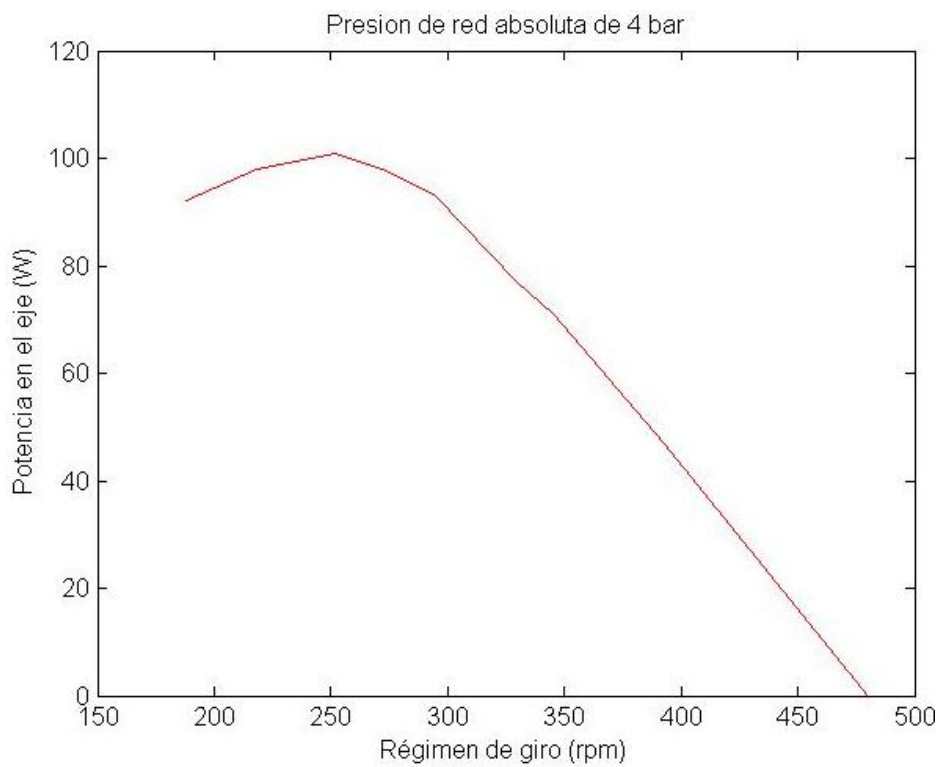
La siguiente tabla resume los resultados de estos ensayos que se grafican a continuación. Es mencionable que para el caso de la presión más alta (6 bar) con alto régimen de giro (500 rpm-700 rpm) la demanda de caudal es tan alta que el compresor del taller no es capaz de mantener la presión de red constante, visualizándose ciertas anomalías.

| Presión de red absoluta (bar) | Régimen de giro en vacío(rpm) | Potencia máxima(W) | Régimen de potencia máxima (rpm) |
|-------------------------------|-------------------------------|--------------------|----------------------------------|
| 3 | 345 | 39 | 168 |
| 4 | 480 | 101 | 252 |
| 5 | 633 | 170 | 311 |
| 6 | 760 | 226 | 330 |

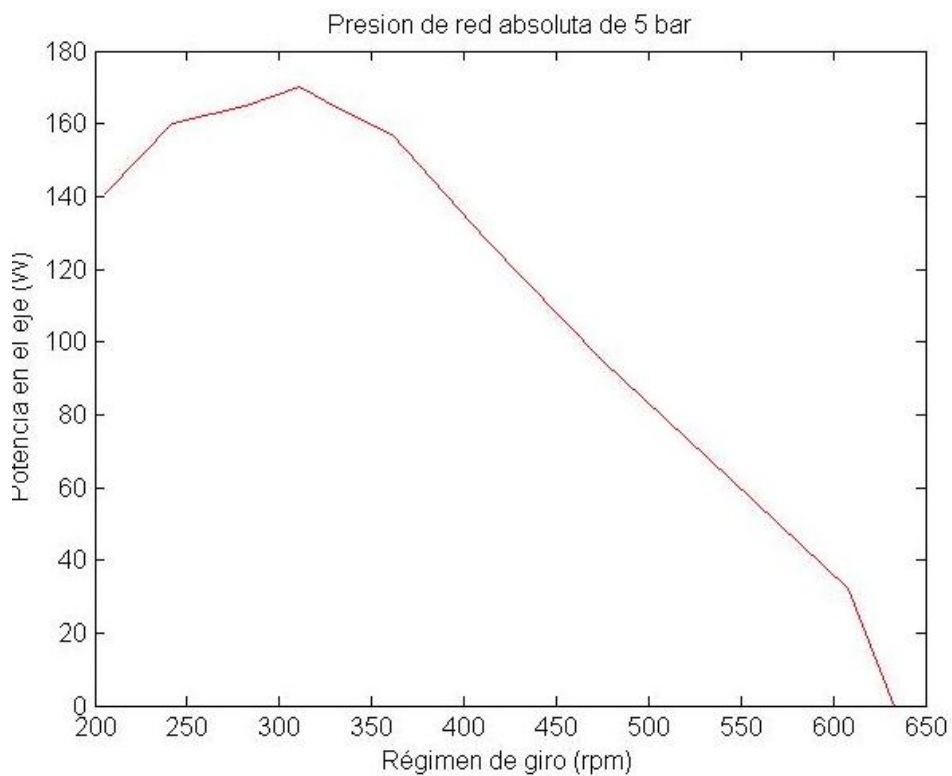
Tabla 6. Resumen ensayos curvas de potencia



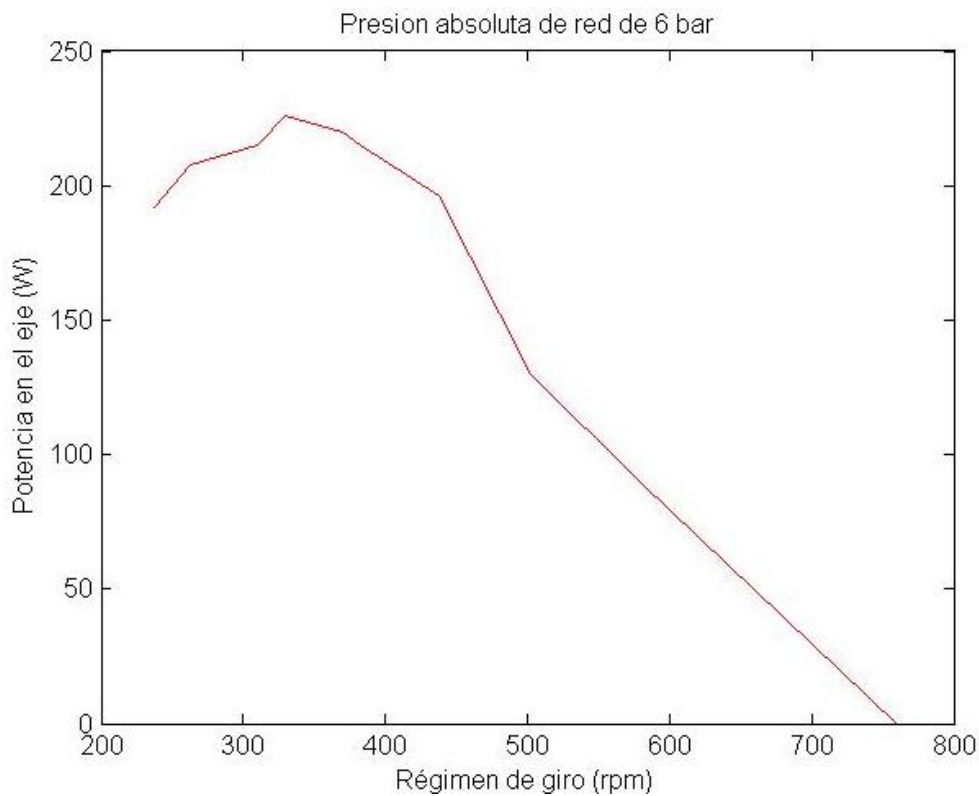
Gráfica 11. Curva de potencia con 3 bar



Gráfica 12. Curva de potencia con 4 bar



Gráfica 13. Curva de potencia con 5 bar



Gráfica 14. Curva de potencia con 6 bar

Se concluye que, para estas presiones de alimentación tan bajas, la morfología de la gráfica de potencia es similar. Se observa también que el cociente entre el régimen de giro en vacío y el régimen de giro correspondiente a la potencia máxima es casi constante e igual a 2, un resultado curioso. Es decir, la potencia máxima se produce aproximadamente al 50% del régimen de vacío.

| | Régimen de giro en vacío (rpm) | Régimen de potencia máxima (rpm) | Cociente de regímenes |
|-----------|--------------------------------|----------------------------------|-----------------------|
| Gráfica 1 | 345 | 168 | 2,1 |
| Gráfica 2 | 480 | 252 | 1,9 |
| Gráfica 3 | 633 | 311 | 2,0 |
| Gráfica 4 | 760 | 330 | 2,3 |

Tabla 7. Cociente de regímenes

$$\frac{\text{Régimen de giro en vacío}}{\text{Régimen de giro produciendo potencia máxima}} \approx cte \approx 2$$

6.4 Ensayos con bombonas

Como colofón al presente proyecto se decide llevar a cabo una batería de ensayos con bombonas de alta presión. Se cuenta con la ayuda, una vez más, del profesor Pedro Dieguez, que proporciona 5 bombonas de buceo como las comentadas en el apartado 4.2.4.

El objetivo que se plantea con este ensayo es simple: Poner a punto la bancada para abrir la posibilidad a ensayos a altas presiones. En segundo lugar se desea conocer cuál es el flujo de aire que consume el motor para desarrollar la potencia en el eje. El caudalímetro no se puede usar en estos casos, por lo que se recurre a una variante simplificada.

6.4.1 Pruebas preliminares

Lo primero que se hizo fue realizar las conexiones y adaptaciones necesarias entre las bombonas de alimentación y el motor. Además, es necesario colocar un manorreductor intermedio, de manera que sea posible controlar la presión de baja.

Al comienzo del ensayo, la salida de alta de la bombona es a 200 bar. A medida que la bombona se vacía va disminuyendo la presión. La ventaja de colocar un elemento de control intermedio es que permite suavizar esa bajada y, prácticamente, que la presión de entrada al motor sea constante.

El problema existente es que la tecnología de la que se dispone es de buceo y la presión se puede regular sólo por debajo de 10-12 bar. Es decir, no es posible alimentar el motor a 20-30 bar aún disponiendo de estas bombonas. En cualquier caso hay que tener en cuenta que el sensor instalado es capaz de medir únicamente hasta 20 bar.

Realizada la adaptación física de roscas y conectores, se hacen pruebas para comprobar la existencia de fugas en estos elementos. Durante estos ensayos de puesta a punto se consumen prácticamente 2 bombonas, adelantando que el gasto másico de aire va a ser superior al esperado.

A su vez se anticipa un fenómeno del que se tenían ciertas sospechas: la expansión rápida del aire a presión genera una bajada de temperatura en la línea de admisión muy grande. Este efecto es muy visible por fuera de la bombona (Se congela el vapor de agua del aire ambiente), por lo que se decide conectar en este caso los termopares de admisión para registrar numéricamente el valor.

Después del gasto de una tercera bombona por completo se visualiza que la temperatura ha bajado hasta $-20.8\text{ }^{\circ}\text{C}$, lo que implica un $\Delta T = -40^{\circ}\text{C}$. Se concluye que este efecto de bajada de presión se deberá tener muy en cuenta en los sucesivos ensayos a la hora de realizar los cálculos termodinámicos.

6.4.2 Ensayo con dos bombonas

Después de gastar 3 de las 5 bombonas en la puesta en funcionamiento de la bancada, se realiza un último ensayo con las dos bombonas restantes. Se pesan las bombonas de aire antes y después del ensayo, de manera que la diferencia de masas será la cantidad de aire que se haya consumido en el ensayo.

| | Masa inicial (kg) | Masa final (kg) | Masa gastada (kg) |
|---------------|----------------------|--------------------|----------------------|
| Bombona verde | 24,2 | 22,05 | 2,15 |
| Bombona negra | 24,05 | 21,65 | 2,4 |
| TOTAL | 48,25 | 43,7 | 4,55 |

Tabla 8. Masas de bombonas para el ensayo

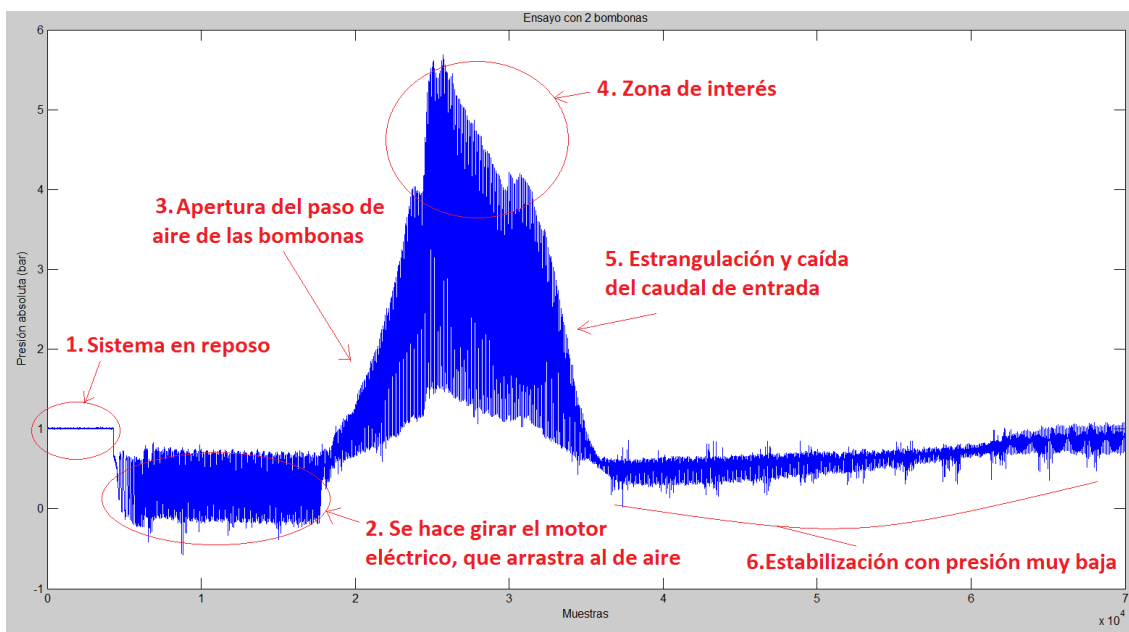


Figura 36. Conexión de 2 bombonas para el ensayo

En apartados anteriores se había calculado que la masa unitaria de aire de las bombonas es del orden de 3,5 kg, lo que pone de relieve que no se han gastado del todo. De hecho, se mira el valor de la presión final de las bombonas y es de 70 bar.

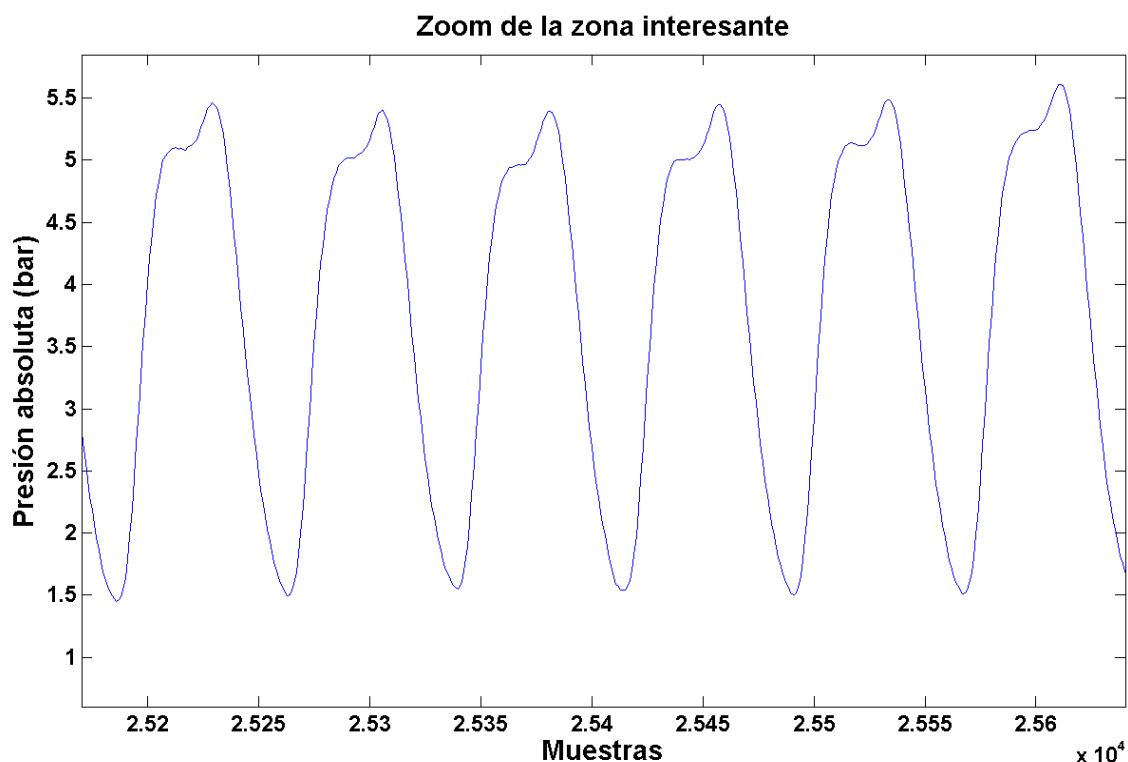
No se decide gastarlas del todo para que el caudal de entrada sea lo más uniforme posible. Si se hubiese apurado más, pronto se hubiesen dado insuficiencias en la alimentación. Por otro lado se cronometra el tiempo del ensayo, siendo de 4 minutos aproximadamente (240s) .

En la siguiente imagen se distinguen las 6 partes bien diferenciadas de la señal, que resumen el ensayo en su totalidad.



Gráfica 15. Señal de presión del ensayo con bombonas

1. Comienza el registro de la señal y el sistema se halla en reposo. No hay movimiento ni nada en funcionamiento, por lo que la presión que mide el sensor es la atmosférica (constante).
2. Se pone en funcionamiento sólo el motor eléctrico, sin introducir aire a presión el otro motor. En esta situación es el motor eléctrico el que arrastra al de aire y la presión registrada es de vacío.
3. Se abre el manorreductor y comienza a entrar un gran caudal de aire, de manera que la presión sube.
4. Durante unos pocos segundos, se producen unos ciclos a una presión interesante (casi 6 bar). Se desarrolla una potencia en el eje cercana a 1400W. La gráfica 16 corresponde a un "zoom" de ese periodo.



Gráfica 16. Señal de presión en la zona de interés

Resulta de interés que en estas condiciones de funcionamiento, cambia ligeramente la morfología del ciclo. Ya no se produce un mínimo relativo en las cercanías del PMI. El repunte de la presión en la fase de escape resulta más notorio. Además se observa que no hay ruido prácticamente. La señal es muy limpia. Este hecho pone de manifiesto que, en gran medida, la fuente del ruido son las enormes vibraciones que se producen a bajo régimen de giro.

5. El efecto de congelación por la expansión del aire se hace presente, estrangulando la válvula reguladora en su interior (se congela el vapor de agua presente en el aire de la bombona). En consecuencia, se impide el paso de suficiente caudal como para mantener la presión anterior y se produce una caída drástica en la señal.
6. Por último, se estabiliza el funcionamiento del sistema con un caudal tan bajo que no se puede mantener el régimen de giro. El par comienza a visualizarse negativo (es decir, para mantener esa velocidad, el motor de aire es arrastrado nuevamente por el eléctrico). Se decide parar el registro, ya que no resulta de interés.



Teniendo en cuenta los datos de la tabla 8 y el tiempo del ensayo, se calcula el caudal volumétrico medio en condiciones normales que se ha gastado, para compararlo con las lecturas del caudalímetro.

Se han gastado 4,55 kg de aire en 240s, lo que implica:

$$\dot{m}_{medio} = \frac{4550g}{240s} = 18.958 \approx 19g/s$$

Utilizando la ecuación de los gases ideales, dividiendo ambos miembros de la igualdad entre el tiempo y trabajando en el S.I. (a excepción de los gramos, que se cancelan) se tiene que:

$$P \cdot \dot{V} = \frac{\dot{m} \cdot R \cdot T}{m_{molar}} \rightarrow \dot{V} = \frac{\dot{m} \cdot R \cdot T}{P \cdot m_{molar}} = \frac{19 \cdot 8,314 \cdot 293}{10^5 \cdot 29} = 0.01594 \frac{m^3}{s} \approx$$

$$\dot{m}_{medio} \approx 58m^3N/h$$

Se trata de un número muy alto, teniendo en cuenta que los efectos de la congelación han provocado que el caudal haya sido muy poco constante. A partir de que el estrangulamiento se haya hecho patente, el caudal era pequeño. Muy inferior al demandado a la red cuando se trabajaba con el caudalímetro (es decir, bastante inferior a 25 m³N/h).

Por lo tanto, si durante un periodo de tiempo grande (aproximadamente la mitad del ensayo) el caudal ha sido pequeño, en el momento de funcionamiento "a plena carga" zona 4 de la gráfica 15, la magnitud del caudal ha tenido que ser muy alta, se estima del orden de 150m³N/h.



7. Comentarios y conclusiones generales

La principal conclusión del proyecto (la más general y sencilla) es que, no sólo se han alcanzado los objetivos marcados, si no que se han superado. La bancada de ensayos ha quedado actualizada a nivel de hardware y software y queda lista para realizar pruebas de calidad. A su vez, se ha diseñado un programa con Matlab para el post-procesamiento de la señal de presión, de manera que se es capaz de cargar la señal, filtrarla, separar los ciclos y dibujar los diagramas P-V.

Además, y fuera de lo previsto inicialmente, se ha realizado la adaptación de la bancada para alimentar el motor con bombonas de aire comprimido y se han llevado a cabo una serie de ensayos preliminares para su puesta a punto. De esta manera se han podido anticipar ciertos fenómenos a tener en cuenta en futuras investigaciones.

A título personal debo decir que este proyecto me ha formado principalmente en un aspecto ciertamente ausente en la carrera: la experimentación. Las simulaciones en ordenador con la ayuda de programas de CAD y de elementos finitos son interesantes y deben de constituir el primer paso, pero hay demasiados fenómenos que no se pueden tener en cuenta.

Se trata, en muchos casos, de un tipo de cuestiones tan simples como las fugas de aire y la manera de materializar conexiones. Especialmente en lo que respecta a adaptaciones de roscas, conectores (enchufes rápidos neumáticos y sus pérdidas de presión), juntas de goma, teflón en las roscas, etc.

La vida real y la propia naturaleza son muy complejas. En cierto modo, "imposibles" de modelizar o etiquetar. A medida que se avanza y se encuentra el porqué a ciertos fenómenos indescriptibles en un principio, surgen situaciones inesperadas que suponen un nuevo reto. Resulta en este caso necesaria una dedicación casi plena a la materia que está siendo investigada, apoyada necesariamente por una actitud paciente.

Otro aspecto con que el que he lidiado en el presente proyecto ha sido la programación. En primer lugar, con el sistema de adquisición de la señal de presión diseñado en LabVIEW. Se trata de un programa muy amplio, pero a la vez agradable por resultar muy intuitivo. En segundo lugar, he trabajado con Matlab. En este caso el trabajo es más abstracto y, dado que los conocimientos previos que teníamos de la carrera eran muy limitados, la ayuda del tutor Alain Gil ha resultado determinante.

En consecuencia he ampliado en gran medida mis conocimientos de programación usando software puntero en el mundo de la ingeniería, así como he profundizado en un aspecto más tangible del conocimiento.



Dicho esto, son resaltables las siguiente conclusiones, relacionadas con aspectos a nivel técnico:

1. El motor eléctrico que encabeza el sistema de medición de par es una fuente importante de ruido electromagnético. Este efecto se palia en cierto modo mediante la aplicación de filtros en Matlab, pero sería de gran interés "cortar el problema de raíz".
2. El ciclo del motor no es asemejable, a efectos energéticos, a ningún modelo de sistema teórico sencillo. De esta manera, no resulta oportuno realizar el cálculo de la potencia de ciclo por integración del diagrama P-V ya que este dato no concuerda con el par y velocidad que se miden en el eje.
3. La línea de admisión debe de ser lo más ancha y directa posible, de manera que no suponga un obstáculo para la circulación de los altos caudales demandados. Debe de contener el menor número posible de enchufes rápidos, de modo y manera que las pérdidas de presión a consecuencia de ello sean mínimas.
4. Se intuye que se produce una cierta "saturación" en el valor de presión máxima alcanzada en el cilindro. A pesar de aumentar los parámetros de alimentación, la señal registrada no ejemplifica dicha subida. Sí lo hace el régimen de giro.
5. Se debe intentar hacer ensayos a una velocidad de giro moderada, nunca por debajo de 200 rpm, ya que las vibraciones son muy grandes. Idealmente deben de ser en el orden de las 1000 rpm.
6. En los ensayos con bombonas se observa un enfriamiento muy grande, con caídas de temperatura del orden de 40 °C. Este aspecto tiene múltiples consecuencias.
7. El caudal demandado en los ensayos con bombonas a un régimen de giro interesante (cercano a 1000 rpm) son muy altos, muy superiores a lo esperado.



8. Futuras líneas de investigación

En relación al apartado anterior, se considera oportuno mencionar ciertos aspectos a tener en cuenta para futuras investigaciones. De esta manera se facilita el comienzo a la siguiente persona que tome el relevo del presente proyecto.

- Ser capaces de correlacionar de manera exacta la señal de presión con la de volumen, o lo que es lo mismo, conexas la señal de presión con la posición del pistón en cada momento. Este hecho se suele solventar con un encoder, que manda un pulso cada vez que el pistón alcanza, por ejemplo, el Punto Muerto Superior.

Una manera más sencilla de abordar este problema sería colocando una pegatina en el cigüeñal, en la parte que queda a la vista (unión entre motor de aire y eléctrico) y situando un sensor de posición. La pegatina se colocaría de manera que coincida con el PMS por ejemplo, de forma que cuando el sensor la "vea" el pistón se encuentra lo más arriba de su carrera. Sincronizando este pulso con el registro de la señal de presión, el problema podría estar solucionado.

- Reducir vibraciones en la bancada, mejorando la estructura que lo sujeta. Para ello se podrían colocar unos "silentblocks", o antivibradores de goma nuevos o diseñar una estructura con algún elemento capaz de absorber la energía vibratoria.
- Monitorizar el par de otra manera, a ser posible y de manera ideal, registrando una señal continua similar a la de presión.
- Crear una estructura donde alojar las bombonas de buceo. De esta manera se aseguraría la alimentación del motor para ensayos potentes. Se podría realizar con unos utillajes relativamente sencillos. El fin último de este punto sería poder prescindir de la red neumática del taller, cuya presión resulta limitante.
- Realizar reglaje de taqués y cambios en la distribución para optimizar la señal de presión, consiguiendo mayor potencia en cada ciclo. Este fin se podría conseguir reduciendo el cruce de válvulas que se tiene, que ya se ha visto que resulta excesivo.



9. Referencias y bibliografía

- [1] Urroz Unzueta, Jose Carlos. "*Apuntes de Máquinas térmicas*", Máquinas térmicas y de fluidos, Universidad Pública de Navarra., Mayo 2016.
- [2] P.Quintero, "*Simulación y estudio en Solidworks de la cadena cinemática de un motor diésel mono-cilíndrico y de ese mismo motor modificado*," Trabajo Fin de Grado, Dept. Ing. Mec. Energética y de materiales., Universidad Pública de Navarra., Pamplona, España,2015.
- [3] I.Echeverría, "*Estudio geométrico de la cadena cinemática de un motor diésel mono-cilíndrico*," Trabajo Fin de Grado, Dept. Ing. Mec. Energética y de materiales., Universidad Pública de Navarra., Pamplona, España,2015.
- [4] R.Munuera, "*Modificaciones en un motor de combustión interna alternativo diésel para su funcionamiento con vapor a presión*," Proyecto Fin de Carrera, Dept. Ing. Mec. Energética y de materiales., Universidad Pública de Navarra., Pamplona, España,2015.
- [5] A.Ibero, "*Estudio experimental de un motor diésel mono cilíndrico para la obtención del ciclo termodinámico*," Trabajo Fin de Grado, Dept. Ing. Mec. Energética y de materiales., Universidad Pública de Navarra., Pamplona, España,2016.
- [6] Genergy España. "*Manual motores diésel*", [Online], S.G Genergy España,.
- [7] M. Muñoz and F. Payri , "*Motores de combustión interna alternativos*," 3 ed., Seccion de Publicaciones de la E.T.S.I.I. Fundación General-U.P.M, Madrid., España., 1989, cap. 20, sec. 20.1 pp., 551-558.
- [8] C. Clavero. [Online]. "*Motor de relación de compresión variable*". Available: <http://www.diariomotor.com/2016/08/15/motor-ccompresion-variable-infiniti/>,. 2016.
- [9] J.L.Soto [Online]. "*Adiós definitivo al motor de aire comprimido*". Available: <http://www.eleconomista.es/ecomotor/motor/noticias/7686361/07/16/Adios-definitivo-al-motor-de-aire-comprimido.html>,. 2016.