



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



TRABAJO FIN DE MÁSTER EN INGENIERÍA DEL MANTENIMIENTO

***ESTUDIO Y VALIDACIÓN DE UNA
METODOLOGÍA DE ENSAYO PARA EL
ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE LA FUERZA
DE FRICCIÓN EN EL BLOQUE PISTÓN-
CAMISA-SEGMENTOS DE UN MCI.***

AUTOR: Eduardo Iniesta Gómez

TUTOR ACADÉMICO: Bernardo Tormos Martínez

TUTOR EXPERIMENTAL: Guillermo Miró Mezquita

ETSID.

Máster Universitario en Ingeniería del Mantenimiento.

Curso Académico: 2015-16

Junio 2016.



(Página intencionadamente en blanco)



Resumen.

El campo de la Ingeniería del Mantenimiento se ha basado en los últimos años en tres pilares fundamentales, que consistían en la corrección, prevención y predicción de fallos en todo tipo de maquinaria. No obstante, las últimas filosofías abogan por la detección y su posterior corrección de las causas que provocan el desgaste de cada uno de los elementos de una máquina, con el objetivo de evitar que desencadenen en una avería. A este tipo de mantenimiento se le conoce con el nombre de “Mantenimiento Proactivo”.

Además, por otra parte, el ahorro de combustible en el campo de la automoción es una temática con mucha trascendencia en la actualidad. Este consumo de combustible puede verse reducido tras un exhaustivo análisis de las pérdidas mecánicas que existen en los motores de combustión interna alternativos.

Dentro de las pérdidas mecánicas, cabe destacar que las más importantes son las pérdidas por fricción, tanto su contribución al desgaste del motor como al consumo de combustible. Y dentro de este tipo de pérdidas, el mayor porcentaje se ve en el bloque pistón-camisa-segmentos. Por ello, este proyecto busca realizar un estudio experimental de las fuerzas de fricción en este bloque, variando parámetros como la temperatura del lubricante (que afectará directamente a su viscosidad), el régimen de giro del motor y la presión en la cámara de combustión, principalmente. Para ello, se ha diseñado e implementado un banco de ensayos expresamente definido para este fin y se ha realizado un estudio progresivo, partiendo del simple arrastre del motor sin culata, pasando por el arrastre con culata y con aspiración natural y finalizando por el arrastre con culata y con aspiración sobrealimentada (aire a 2 bar de presión a la admisión).

Los resultados obtenidos permiten cuantificar las pérdidas por fricción en un análisis previo sin combustión y dar validez a la metodología de ensayo escogida, para poder llevar a cabo, en el futuro, un estudio de las condiciones óptimas para la reducción de las pérdidas y, por tanto, de esta aplicación de las metodologías para la disminución del consumo de combustible y del desgaste del bloque pistón-camisa-segmentos, contribuyendo así al desarrollo del mantenimiento proactivo.



Agradecimientos.

El campo del mantenimiento y, sobre todo, de la Ingeniería del Mantenimiento, es una ciencia que está creciendo a pasos agigantados en las empresas en los últimos años. Por tanto, el hecho de poder poner el punto final a mi Máster en Ingeniería del Mantenimiento con este trabajo es todo un orgullo para mí, pero que no habría sido posible sin la ayuda de mucha gente.

Me gustaría comenzar dando las gracias al Instituto Universitario CMT-Motores Térmicos, por permitirme pertenecer a un equipo profesional y humano tan bueno. En concreto, querría darle las gracias a Vicente Macián, director académico del Máster y mi tutor de empresa, por su ayuda, su seguimiento y por todos los conocimientos que he podido adquirir a lo largo del Máster y de mi estancia en el Instituto.

Especialmente, querría darle las gracias a mi tutor, Bernardo Tormos, por volver a confiar en mí para un proyecto tan novedoso y tan exigente para todos nosotros, en el que me ha brindado ayuda profesional, seguimiento diario y apoyo personal siempre que lo he necesitado, por muy grande que fuera la adversidad. Gracias también a mi cotutor, o tutor experimental, Guillermo Miró, por seguirme día a día, por llevar una continuidad de mis progresos, por su buen humor y, sobre todo, por su optimismo, que me ha permitido creer que esto era posible.

Muchas gracias a Paco G. Pajuelo y a Sergi Soro, por ayudarme con el motor y la instalación electrónica y, sobre todo, a Raúl Luján, por su dedicación y su interés para que este proyecto saliera adelante y de la mejor manera posible. Quiero darle las gracias también a Pablo Olmeda, por su ayuda en una parte importante del proyecto. Gracias también a Jaime Martín, por darnos un poco de luz cuando estábamos algo a oscuras.

Gracias a mis compañeros a lo largo de mi estancia en el Instituto, Leo, Jorge, Dani, Borja, Xema, Juan Pablo y Joao, por hacer tan agradables los almuerzos y, en general, toda mi estancia.

No me olvido tampoco del apoyo desinteresado de Francisco Valero y de Antonio Besa, del Departamento de Ingeniería Mecánica, que me han ayudado de manera muy relevante, por no decir primordial, en el correcto avance de mi proyecto. También quiero darle las gracias a José A. Antonino, del Departamento de Ingeniería Eléctrica, por darnos alguna idea al comienzo cuando íbamos algo perdidos. Gracias a los tres por su ayuda y su trato cercano en cada momento.

Gracias a mis compañeros y amigos, por su apoyo y su cariño.

Gracias a mi familia y, en especial, a mis padres, por haberme estado apoyando y ayudando toda mi vida, y por haber compartido mis alegrías y soportado mis frustraciones a lo largo de este periodo de realización del trabajo.

Y a Loles, por estar a mi lado, por transmitirme alegría y felicidad, y por darme fuerzas para seguir adelante día a día, mes a mes, año a año, y reto a reto, siempre, gracias...



Índice General.

| | |
|--|----|
| Resumen..... | 2 |
| Agradecimientos..... | 3 |
| 1. MEMORIA..... | 13 |
| 1.1. Introducción..... | 15 |
| 1.1.1. Planteamiento del proyecto..... | 15 |
| 1.1.2. Viabilidad..... | 16 |
| 1.2. Objetivos..... | 17 |
| 1.2.1. Objetivo general..... | 17 |
| 1.2.2. Objetivos específicos..... | 17 |
| 1.3. Motores de Combustión Interna Alternativos: Balance Energético..... | 18 |
| 1.3.1. Introducción..... | 18 |
| 1.3.2. Funcionamiento de un MCIA..... | 18 |
| 1.3.3. Balance energético..... | 20 |
| 1.3.3.1. Introducción..... | 20 |
| 1.3.3.2. Pérdidas energéticas en MCIA..... | 21 |
| 1.4. Tribología en MCIA..... | 23 |
| 1.4.1. Definición de tribología..... | 23 |
| 1.4.2. Fricción en MCIA..... | 24 |
| 1.4.3. La lubricación de los MCIA..... | 25 |
| 1.4.3.1. Introducción: ¿Qué es la lubricación?..... | 25 |
| 1.4.3.2. Modos o regímenes de lubricación..... | 25 |
| 1.4.3.3. Condiciones de lubricación en los MCIA..... | 27 |
| 1.4.4. Aceites lubricantes de MCIA..... | 29 |
| 1.4.4.1. Definición y relación con la viscosidad..... | 29 |
| 1.5. Pérdidas mecánicas en MCIA..... | 31 |
| 1.5.1. Pérdidas de fricción..... | 31 |
| 1.5.1.1. Definición..... | 31 |
| 1.5.1.1.1. Cojinetes..... | 32 |
| 1.5.1.1.2. Árbol de levas..... | 32 |
| 1.5.1.1.3. Camisa-pistón-segmento..... | 32 |
| 1.5.1.2. Factores que afectan a las pérdidas de fricción..... | 34 |
| 1.5.2. Pérdidas de bombeo..... | 34 |
| 1.5.3. Pérdidas de accionamiento de auxiliares..... | 34 |
| 1.6. Medida de pérdidas mecánicas en MCIA..... | 35 |



| | | |
|------------|---|----|
| 1.6.1. | Medidas teóricas. | 35 |
| 1.6.2. | Medidas experimentales. | 37 |
| 1.6.2.1. | Método de deceleración libre. | 37 |
| 1.6.2.2. | Método de las rectas de Willans. | 38 |
| 1.6.2.3. | Método de arrastre. | 38 |
| 1.6.2.4. | Método Morse. | 39 |
| 1.6.2.5. | Método del diagrama de indicador. | 39 |
| 1.7. | Sistema para medida de esfuerzos de fricción en pistón-camisa-segundo. | 40 |
| 1.7.1. | Introducción. | 40 |
| 1.7.2. | Principio de camisa flotante. | 40 |
| 1.7.2.1. | Estudio de experimentos realizados. | 40 |
| 1.7.3. | Medida de esfuerzos en biela instrumentada. | 43 |
| 1.8. | Desarrollo de un MCIA prototipo para medir fricción en pistón camisa. | 48 |
| 1.8.1. | Estudio de selección del MCIA. | 48 |
| 1.8.1.1. | Especificaciones según requerimientos de experimento. | 48 |
| 1.8.1.2. | Selección y desmontaje de un primer motor. | 49 |
| 1.8.1.2.1. | Estudio mecánico-dimensional. | 51 |
| 1.8.1.2.2. | Diagrama de distribución del MCIA. | 54 |
| 1.8.1.2.3. | Análisis de vibraciones del MCIA. | 55 |
| 1.8.1.2.4. | Otros cálculos. | 59 |
| 1.8.1.3. | Cálculo de pérdidas mecánicas. | 59 |
| 1.8.1.4. | Cálculo de incremento de presión según presión de admisión. | 60 |
| 1.8.1.5. | Cálculo de esfuerzos en biela. | 61 |
| 1.8.1.5.1. | Arrastre sin culata. | 61 |
| 1.8.1.5.2. | Arrastre con culata con aspiración natural. | 65 |
| 1.8.1.5.3. | Arrastre con culata con aspiración sobrealimentada. | 68 |
| 1.8.1.5.4. | Tabla-Resumen con esfuerzos en biela para los arrastres. | 72 |
| 1.8.2. | Diseño del experimento. | 73 |
| 1.8.2.1. | Montaje e instrumentación del MCIA. | 73 |
| 1.8.2.2. | Banco de pruebas. | 77 |
| 1.8.3. | Validación del prototipo. | 79 |
| 1.8.3.1. | Diseño de los test a realizar. | 79 |
| 1.8.3.2. | Validación en arrastre con culata con aspiración natural. | 79 |
| 1.8.4. | Resultados y análisis de los experimentos con biela instrumentada. | 84 |
| 1.8.4.1. | Ensayo de arrastre sin culata. | 84 |
| 1.8.4.1.1. | Resultados de potencia y par. | 84 |



| | | |
|------------|--|-----|
| 1.8.4.1.2. | Resultados de esfuerzos en biela..... | 86 |
| 1.8.4.1.3. | Fuerzas de fricción resultantes..... | 90 |
| 1.8.4.2. | Ensayo de arrastre con culata con aspiración natural..... | 95 |
| 1.8.4.2.1. | Resultados de potencia y par..... | 95 |
| 1.8.4.2.2. | Resultados de esfuerzos en biela..... | 97 |
| 1.8.4.2.3. | Fuerzas de fricción resultantes..... | 100 |
| 1.8.4.3. | Ensayo de arrastre con culata con aspiración sobrealimentada. .. | 105 |
| 1.8.4.3.1. | Resultados de potencia y par..... | 105 |
| 1.8.4.3.2. | Resultados de esfuerzos en biela..... | 107 |
| 1.8.4.3.3. | Fuerzas de fricción resultantes..... | 110 |
| 1.8.4.4. | Mejora del ensayo de arrastre con culata con aspiración natural. | 115 |
| 1.8.4.4.1. | Resultados de potencia y par..... | 116 |
| 1.8.4.4.2. | Resultados de esfuerzos en biela..... | 118 |
| 1.8.4.4.3. | Fuerzas de fricción resultantes..... | 120 |
| 1.9. | Conclusiones..... | 125 |
| 1.10. | Trabajos futuros..... | 127 |
| 1.11. | Referencias..... | 129 |
| 2. | PRESUPUESTO..... | 132 |
| 2.1. | Acondicionamiento de la sala de ensayos..... | 134 |
| 2.1.1. | Introducción..... | 134 |
| 2.1.2. | Costes de instrumentos de seguridad..... | 134 |
| 2.1.3. | Costes de los equipos..... | 134 |
| 2.1.4. | Costes totales en acondicionamiento de la sala..... | 135 |
| 2.2. | Material utilizado..... | 136 |
| 2.2.1. | Introducción..... | 136 |
| 2.2.2. | Costes de material de ensayo..... | 136 |
| 2.2.3. | Costes de material fungible..... | 136 |
| 2.2.4. | Costes totales de material..... | 136 |
| 2.3. | Salarios..... | 137 |
| 2.4. | Costes totales..... | 138 |



Índice de Figuras.

| | |
|--|----|
| Figura 1. 1. Balance energético en un MCIA. | 22 |
| Figura 1. 2. Transporte de estatuas egipcias en la tumba de Tehuti-hetep. | 23 |
| Figura 1. 3. Coeficiente de fricción vs. Parámetro de Hersey. | 26 |
| Figura 1. 4. Regímenes de lubricación. | 27 |
| Figura 1. 5. Condiciones de lubricación en los MCIA. | 27 |
| Figura 1. 6. Variación del coeficiente de película. | 28 |
| Figura 1. 7. Esquema y ecuación para el cálculo del IV de un aceite..... | 30 |
| Figura 1. 8. Distribución de pérdidas por fricción en un MCIA..... | 31 |
| Figura 1. 9. Distribución de pérdidas por fricción en el cilindro..... | 32 |
| Figura 1. 10. Distribución de pérdidas por fricción en los segmentos..... | 33 |
| Figura 1. 11. Condiciones de lubricación en los segmentos. | 33 |
| Figura 1. 12. Esquema del mecanismo pistón-biela-manivela. | 43 |
| Figura 1. 13. Diagrama de cuerpo libre del pistón..... | 45 |
| Figura 1. 14. Diagrama de cuerpo libre del trozo de biela..... | 46 |
| Figura 1. 15. Esquema de medición de fuerzas de fricción. | 48 |
| Figura 1. 16. Par y potencia según especificaciones del Honda G150. | 50 |
| Figura 1. 17. Ensayo de diagrama de distribución (medida de la válvula)..... | 54 |
| Figura 1. 18. Ensayo de diagrama de distribución (medida del pistón)..... | 54 |
| Figura 1. 19. Resultados del diagrama de distribución. | 55 |
| Figura 1. 20. Montaje de la instalación para medida de vibraciones..... | 56 |
| Figura 1. 21. Vibraciones por golpe horizontal en el bloque..... | 56 |
| Figura 1. 22. Vibraciones por golpe vertical en el bloque..... | 57 |
| Figura 1. 23. Vibraciones por golpe vertical en el pistón. | 57 |
| Figura 1. 24. Pérdidas mecánicas según Bishop para el Honda G150..... | 60 |
| Figura 1. 25. Incremento de la presión según la presión de admisión. | 60 |
| Figura 1. 26. Fuerza en biela para arrastre sin culata a 200 rpm. | 61 |
| Figura 1. 27. Fuerza en biela con arrastre sin culata a 500 rpm. | 62 |
| Figura 1. 28. Fuerza en biela con arrastre sin culata a 750 rpm. | 62 |
| Figura 1. 29. Fuerza en biela con arrastre sin culata a 1000 rpm. | 63 |
| Figura 1. 30. Fuerza en biela con arrastre sin culata a 1500 rpm. | 63 |
| Figura 1. 31. Fuerza en biela con arrastre sin culata a 2000 rpm. | 64 |
| Figura 1. 32. Fuerza en biela con arrastre sin culata a 3000 rpm. | 64 |
| Figura 1. 33. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. natural a 200 rpm..... | 65 |
| Figura 1. 34. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. natural a 500 rpm..... | 65 |
| Figura 1. 35. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. natural a 750 rpm..... | 66 |
| Figura 1. 36. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. natural a 1000 rpm..... | 66 |
| Figura 1. 37. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. natural a 1500 rpm..... | 67 |
| Figura 1. 38. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. natural a 2000 rpm..... | 67 |
| Figura 1. 39. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. natural a 3000 rpm..... | 68 |
| Figura 1. 40. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. sobreal. a 200 rpm. | 68 |
| Figura 1. 41. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. sobreal. a 500 rpm. | 69 |
| Figura 1. 42. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. sobreal. a 750 rpm. | 69 |
| Figura 1. 43. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. sobreal. a 1000 rpm. | 70 |
| Figura 1. 44. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. sobreal. a 1500 rpm. | 70 |
| Figura 1. 45. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. sobreal. a 2000 rpm. | 71 |
| Figura 1. 46. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. sobreal. a 3000 rpm. | 71 |
| Figura 1. 47. Descomposición teórica de fuerzas en biela..... | 72 |



| | |
|--|-----|
| Figura 1. 48. Biela completa. | 73 |
| Figura 1. 49. Biela instrumentada con la galga..... | 73 |
| Figura 1. 50. Biela protegida con silicona. | 74 |
| Figura 1. 51. Biela preparada para ser montada en el MCIA. | 74 |
| Figura 1. 52. Puente de Wheatstone de la galga. | 75 |
| Figura 1. 53. Roce de los cables con el bloque motor. | 75 |
| Figura 1. 54. Posición final de los cables en el bloque motor. | 76 |
| Figura 1. 55. MCIA en el banco de ensayos. | 76 |
| Figura 1. 56. Banco de pruebas..... | 77 |
| Figura 1. 57. Captador piezoeléctrico de presión en cámara. | 78 |
| Figura 1. 58. Potencia eléctrica total de validación. | 81 |
| Figura 1. 59. Potencia eléctrica neta de validación..... | 82 |
| Figura 1. 60. Par estimado de validación..... | 82 |
| Figura 1. 61. Potencia neta vs Par de validación. | 83 |
| Figura 1. 62. Presión medida en cámara en un ciclo. | 83 |
| Figura 1. 63. Potencia eléctrica total para arrastre sin culata. | 84 |
| Figura 1. 64. Potencia eléctrica neta para arrastre sin culata. | 85 |
| Figura 1. 65. Par estimado para arrastre sin culata. | 85 |
| Figura 1. 66. Potencia neta vs Par para arrastre sin culata..... | 86 |
| Figura 1. 67. Fuerza en biela para arrastre sin culata a 200 rpm. | 86 |
| Figura 1. 68. Fuerza en biela para arrastre sin culata a 500 rpm. | 87 |
| Figura 1. 69. Fuerza en biela para arrastre sin culata a 750 rpm. | 88 |
| Figura 1. 70. Fuerza en biela para arrastre sin culata a 1000 rpm. | 88 |
| Figura 1. 71. Fuerza en biela para arrastre sin culata a 1500 rpm. | 89 |
| Figura 1. 72. Fuerza en biela para arrastre sin culata a 2000 rpm. | 89 |
| Figura 1. 73. Fricción para arrastre sin culata a 20°C (I). | 90 |
| Figura 1. 74. Fricción para arrastre sin culata a 20°C (II)..... | 91 |
| Figura 1. 75. Fricción para arrastre sin culata a 40°C (I). | 92 |
| Figura 1. 76. Fricción para arrastre sin culata a 40°C (II)..... | 92 |
| Figura 1. 77. Fricción para arrastre sin culata a 60°C (I). | 93 |
| Figura 1. 78. Fricción para arrastre sin culata a 60°C (II)..... | 93 |
| Figura 1. 79. Fricción para arrastre sin culata a 80°C (I). | 94 |
| Figura 1. 80. Fricción para arrastre sin culata a 80°C (II)..... | 94 |
| Figura 1. 81. Potencia eléctrica total para arrastre con culata con asp. natural. | 95 |
| Figura 1. 82. Potencia eléctrica neta para arrastre con culata con asp. natural..... | 95 |
| Figura 1. 83. Par estimado para arrastre con culata con asp. natural..... | 96 |
| Figura 1. 84. Potencia neta vs Par para arrastre con culata con asp. natural. | 96 |
| Figura 1. 85. Fuerza en biela para arrastre con culata con asp. natural a 200 rpm. ... | 97 |
| Figura 1. 86. Fuerza en biela para arrastre con culata con asp. natural a 500 rpm. ... | 97 |
| Figura 1. 87. Fuerza en biela para arrastre con culata con asp. natural a 750 rpm. ... | 98 |
| Figura 1. 88. Fuerza en biela para arrastre con culata con asp. natural a 1000 rpm. . | 98 |
| Figura 1. 89. Fuerza en biela para arrastre con culata con asp. natural a 1500 rpm. . | 99 |
| Figura 1. 90. Fuerza en biela para arrastre con culata con asp. natural a 2000 rpm. . | 99 |
| Figura 1. 91. Fricción para arrastre con culata con asp. natural a 20°C (I)..... | 100 |
| Figura 1. 92. Fricción para arrastre con culata con asp. natural a 20°C (II). | 100 |
| Figura 1. 93. Fricción para arrastre con culata con asp. natural a 40°C (I)..... | 101 |
| Figura 1. 94. Fricción para arrastre con culata con asp. natural a 40°C (II). | 102 |
| Figura 1. 95. Fricción para arrastre con culata con asp. natural a 60°C (I)..... | 102 |
| Figura 1. 96. Fricción para arrastre con culata con asp. natural a 60°C (II). | 103 |



Figura 1. 97. Fricción para arrastre con culata con asp. natural a 80°C (I)..... 103
Figura 1. 98. Fricción para arrastre con culata con asp. natural a 80°C (II). 104
Figura 1. 99. Potencia eléctrica total para arrastre con culata con asp. sobreal..... 105
Figura 1. 100. Potencia eléctrica neta para arrastre con culata con asp. sobreal. 105
Figura 1. 101. Par estimado para arrastre con culata con asp. sobreal. 106
Figura 1. 102. Potencia neta vs Par para arrastre con culata con asp. sobreal..... 106
Figura 1. 103. Fuerza en biela arrastre con culata con asp. sobreal. a 200 rpm. 107
Figura 1. 104. Fuerza en biela arrastre con culata con asp. sobreal. a 500 rpm. 107
Figura 1. 105. Fuerza en biela arrastre con culata con asp. sobreal. a 750 rpm. 108
Figura 1. 106. Fuerza en biela arrastre con culata con asp. sobreal. a 1000 rpm. .. 109
Figura 1. 107. Fuerza en biela arrastre con culata con asp. sobreal. a 1500 rpm. ... 109
Figura 1. 108. Fuerza en biela arrastre con culata con asp. sobreal. a 2000 rpm. ... 110
Figura 1. 109. Fricción para arrastre con culata con asp. sobreal. a 20°C (I). 111
Figura 1. 110. Fricción para arrastre con culata con asp. sobreal. a 20°C (II)..... 111
Figura 1. 111. Fricción para arrastre con culata con asp. sobreal. a 40°C (I). 112
Figura 1. 112. Fricción para arrastre con culata con asp. sobreal. a 40°C (II)..... 112
Figura 1. 113. Fricción para arrastre con culata con asp. sobreal. a 60°C (I). 113
Figura 1. 114. Fricción para arrastre con culata con asp. sobreal. a 60°C (II)..... 113
Figura 1. 115. Fricción para arrastre con culata con asp. sobreal. a 80°C (I). 114
Figura 1. 116. Fricción para arrastre con culata con asp. sobreal. a 80°C (II)..... 114
Figura 1. 117. Sensor piezorresistivo para medida de presión en cámara. 115
Figura 1. 118. Sensor piezorresistivo para medida de presión en cárter. 115
Figura 1. 119. Potencia eléctrica total para la mejora..... 116
Figura 1. 120. Potencia eléctrica neta para la mejora. 116
Figura 1. 121. Par estimado para la mejora. 117
Figura 1. 122. Potencia neta vs Par para la mejora..... 117
Figura 1. 123. Fuerza en biela para la mejora a 250 rpm. 118
Figura 1. 124. Fuerza en biela para la mejora a 500 rpm. 118
Figura 1. 125. Fuerza en biela para la mejora a 750 rpm. 119
Figura 1. 126. Fuerza en biela para la mejora a 1000 rpm. 119
Figura 1. 127. Fuerza en biela para la mejora a 1250 rpm. 120
Figura 1. 128. Fricción para la mejora a 20°C (I). 120
Figura 1. 129. Fricción para la mejora a 20°C (II)..... 121
Figura 1. 130. Fricción para la mejora a 40°C (I). 122
Figura 1. 131. Fricción para la mejora a 40°C (II)..... 122
Figura 1. 132. Fricción para la mejora a 60°C (I). 123
Figura 1. 133. Fricción para la mejora a 60°C (II)..... 123
Figura 1. 134. Fricción para la mejora a 80°C (I). 124
Figura 1. 135. Fricción para la mejora a 80°C (II)..... 124



Índice de Tablas.

| | |
|---|-----|
| Tabla 1. 1. Experimentos realizados según el principio de camisa flotante (I). | 41 |
| Tabla 1. 2. Experimentos realizados según el principio de camisa flotante (II). | 42 |
| Tabla 1. 3. Especificaciones del MCIA Honda G150..... | 50 |
| Tabla 1. 4. Longitudes de los elementos del MCIA. | 53 |
| Tabla 1. 5. Peso de los elementos del MCIA..... | 53 |
| Tabla 1. 6. Otros cálculos del MCIA. | 59 |
| Tabla 1. 7. Valores de pérdidas mecánicas según Bishop. | 60 |
| Tabla 1. 8. Valores de presión máxima según presión de admisión. | 61 |
| Tabla 1. 9. Tabla-Resumen con esfuerzos en biela para los arrastres..... | 72 |
| Tabla 1. 10. Validación: Potencia y par. | 80 |
| Tabla 1. 11. Validación: Errores de par. | 81 |
| | |
| Tabla 2. 1. Costes de los equipos..... | 135 |
| Tabla 2. 2. Costes totales en acondicionamiento de la sala. | 135 |
| Tabla 2. 3. Costes de material de ensayo. | 136 |
| Tabla 2. 4. Costes de material fungible. | 136 |
| Tabla 2. 5. Costes totales de material. | 136 |
| Tabla 2. 6. Costes de salarios..... | 137 |
| Tabla 2. 7. Costes totales del proyecto. | 138 |

**Índice de Ecuaciones.**

| | |
|--|-----|
| Ecuación 1. 1. Definición del trabajo de pérdidas mecánicas. | 21 |
| Ecuación 1. 2. Definición de la potencia de pérdidas mecánicas. | 21 |
| Ecuación 1. 3. Definición de la presión de pérdidas mecánicas. | 21 |
| Ecuación 1. 4. Rendimiento mecánico. | 21 |
| Ecuación 1. 5. Balance energético del motor. | 21 |
| Ecuación 1. 6. Coeficiente de fricción estática. | 24 |
| Ecuación 1. 7. Coeficiente de fricción dinámica. | 25 |
| Ecuación 1. 8. Parámetro de Hersey. | 25 |
| Ecuación 1. 9. Coeficiente de fricción. | 26 |
| Ecuación 1. 10. Viscosidad dinámica. | 29 |
| Ecuación 1. 11. Viscosidad cinemática. | 29 |
| Ecuación 1. 12. Sumatorio de pérdidas mecánicas en el motor. | 31 |
| Ecuación 1. 13. Pérdidas por bombeo en admisión y escape. | 35 |
| Ecuación 1. 14. Presión manométrica del múltiple de admisión. | 35 |
| Ecuación 1. 15. Presión manométrica del múltiple de escape. | 35 |
| Ecuación 1. 16. Presión media indicada. | 35 |
| Ecuación 1. 17. Pérdidas por bombeo en válvulas. | 35 |
| Ecuación 1. 18. Pérdidas por fricción en cojinetes. | 36 |
| Ecuación 1. 19. Pérdidas por fricción en el tren de válvulas. | 36 |
| Ecuación 1. 20. Pérdidas por fricción en pistón. | 37 |
| Ecuación 1. 21. Pérdidas mecánicas totales. | 37 |
| Ecuación 1. 22. Método de deceleración libre (I). | 37 |
| Ecuación 1. 23. Método de deceleración libre (II). | 38 |
| Ecuación 1. 24. Rectas de Willans. | 38 |
| Ecuación 1. 25. Ángulo debido al descentramiento del bulón. | 44 |
| Ecuación 1. 26. Velocidad angular. | 44 |
| Ecuación 1. 27. Aceleración angular. | 44 |
| Ecuación 1. 28. Desplazamiento vertical del pistón. | 44 |
| Ecuación 1. 29. Velocidad instantánea del pistón. | 44 |
| Ecuación 1. 30. Aceleración instantánea del pistón. | 45 |
| Ecuación 1. 31. Desplazamiento angular de la biela. | 45 |
| Ecuación 1. 32. Balance de fuerzas de cuerpo libre del pistón. | 46 |
| Ecuación 1. 33. Cilindrada (en función de diámetro y carrera). | 47 |
| Ecuación 1. 34. Volumen de la cámara de combustión (r , relación de compresión). | 47 |
| Ecuación 1. 35. Volumen inicial. | 47 |
| Ecuación 1. 36. Compresión adiabática reversible. | 47 |
| Ecuación 1. 37. Frecuencia natural amortiguada. | 58 |
| Ecuación 1. 38. Decremento logarítmico. | 58 |
| Ecuación 1. 39. Razón de amortiguamiento. | 58 |
| Ecuación 1. 40. Frecuencia natural. | 58 |
| Ecuación 1. 41. Relación carrera-diámetro. | 59 |
| Ecuación 1. 42. Sección del pistón. | 59 |
| Ecuación 1. 43. Cilindrada unitaria. | 59 |
| Ecuación 1. 44. Velocidad lineal máxima. | 59 |
| Ecuación 1. 45. Cálculo del par a partir de la potencia y el régimen. | 80 |
| | |
| Ecuación 2. 1. Coste de uso del equipo. | 134 |



(Página intencionadamente en blanco)



TRABAJO FIN DE MÁSTER EN INGENIERÍA DEL MANTENIMIENTO

1. MEMORIA.

Curso Académico: 2015-16



(Página intencionadamente en blanco)



1.1. Introducción.

1.1.1. Planteamiento del proyecto.

La Ingeniería del Mantenimiento se está preocupando cada vez más por el análisis y la detección de las causas que pueden desencadenar un fallo. Mientras que, anteriormente, el mantenimiento consistía en la corrección, prevención y, en el caso más favorable, predicción de una avería, actualmente se buscan cuáles pueden ser los motivos que puedan provocarla para intentar evitarlos en la medida de lo posible. Esta tendencia se encuadra dentro de las técnicas conocidas como mantenimiento proactivo.

Además, en los últimos años, está aumentando la concienciación medioambiental por parte de los consumidores, preocupados ahora más por problemas de contaminación como las emisiones de dióxido de carbono, que desencadenan en la potenciación del efecto invernadero. Todo esto, unido a la escasez de recursos naturales y a la variabilidad en el precio del crudo, produce un intento de reducir el consumo de gasóleo o gasolina en el campo de la automoción.

No obstante, existe un compromiso entre disminuir el consumo y la eficiencia y las prestaciones de los motores de combustión interna alternativos (MCIA) de los vehículos. Gran cantidad de empresas punteras de la industria automovilística dedican gran parte de su tiempo y sus esfuerzos a reducir este consumo, potenciando la investigación, el desarrollo y la innovación para obtener resultados satisfactorios.

Este proyecto se plantea, pues, en el momento en el que se pretenden investigar los posibles métodos que pueden existir para reducir el consumo de combustible de los MCIA y el desgaste que existe en el interior de los mismos, como consecuencia del rozamiento entre sus partes móviles. En concreto, se aboga por intentar reducir las pérdidas mecánicas, pues la disminución de las mismas desencadena en una reducción asociada del consumo y del desgaste. Como se verá a lo largo del proyecto, las pérdidas mecánicas son la diferencia que existe entre el trabajo que puede aportar un ciclo ideal de motor respecto al trabajo que realmente aporta. Esta diferencia se debe, principalmente, a tres factores, que son las pérdidas por bombeo, las pérdidas de accionamiento de auxiliares y las pérdidas de fricción. Este último tipo de pérdidas, en concreto, son las causantes de la mayor parte de pérdidas mecánicas en un MCIA [1].

La principal función que se encomienda a este proyecto es la de analizar cómo cuantificar las pérdidas por fricción en un motor de combustión interna alternativo. Concretamente, las pérdidas por fricción más importantes ocurren en el interior del motor, en el bloque pistón-camisa-segmentos. Por tanto, se llevará a cabo un estudio de las fuerzas de fricción que se producen en este grupo, y se intentará analizar cómo varían sus valores con el cambio de la viscosidad del lubricante (motivado por el cambio de la temperatura), del régimen de giro del motor, de la carga y de la presión en la culata, entre otros factores. Para llevar a cabo este experimento, se hará un estudio de las formas que existen para medir estas fuerzas, y finalmente se optará por hacer el experimento con el método que se crea más conveniente para el estudio.



Por tanto, de los resultados que se obtengan, se intentará analizar qué casos son los más favorables o, en otras palabras, cuándo la fuerza de fricción es mínima. Esta conclusión permitirá una primera aproximación a la reducción de las pérdidas mecánicas en un MCIA y, consecuentemente, del consumo de combustible y del desgaste.

Por último, si la investigación resulta satisfactoria, los resultados se podrían extrapolar y la metodología utilizada se intentaría aplicar a otros motores de combustión interna en el futuro, o a otra tipología de equipos con un funcionamiento similar para aumentar el conocimiento en mantenimiento de este tipo de equipos.

1.1.2. Viabilidad.

La viabilidad de este estudio está garantizada, pues el grupo de trabajo que lo propone ha trabajado en proyectos relacionados con la fricción y la lubricación en motores de combustión interna alternativos.

Además de todo esto, el equipo de trabajo cuenta con el respaldo, experiencia y profesionalidad del Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, el cual dispone de todas las instalaciones necesarias, y correctamente acondicionadas, para la realización de las diferentes pruebas y ensayos, así como para cuantificar de manera adecuada, exacta y precisa los parámetros que se van a estudiar.



1.2. Objetivos.

1.2.1. Objetivo general.

El objetivo general, o logro principal que se busca conseguir en este proyecto, es el de cuantificar las fuerzas de fricción en el bloque pistón-camisa-segamentos, para poder llevar a cabo estudios que permitan el análisis del efecto de diferentes variables, como la viscosidad del aceite, el régimen de giro del MCIA, la presión en cámara, el estado superficial de la camisa, segamentos y falda del pistón, y el pretensado de los segamentos, entre otros parámetros, para valorar su efecto directo sobre la fricción y las pérdidas mecánicas.

1.2.2. Objetivos específicos.

Los hitos secundarios que se buscan en este proyecto son:

- Conocimiento exacto del funcionamiento de un motor de combustión interna alternativo y de cada una de sus partes.
- Aprendizaje de las diferentes técnicas existentes para la medida de fuerzas de fricción, así como del balance de fuerzas existente entre el bloque pistón-camisa-segamentos y la biela y el cigüeñal.
- Conocimiento de los diferentes instrumentos que conforman el banco de ensayos de fricción y el funcionamiento por el que se rige cada uno de ellos.
- Aprendizaje de conceptos y técnicas que se van adquiriendo con la instalación eléctrica-electrónica (puente de Wheatstone, galga, sistema de adquisición de datos...) y la mecánica, sobre todo con el montaje y desmontaje del motor de combustión interna alternativo.
- La toma de decisiones a la hora de realizar el diseño del experimento, en lo que se refiere a material necesario, pruebas a llevar a cabo, y tratamiento del bloque motor y los elementos eléctrico-electrónicos involucrados en los test, aprendizaje práctico propio de una ingeniería.
- Por otra parte, el hecho de estar estudiando cómo reducir las fuerzas de fricción conlleva el objetivo específico o a largo plazo de la reducción de pérdidas mecánicas y, por tanto, del consumo de combustible y del desgaste.



1.3. Motores de Combustión Interna Alternativos: Balance Energético.

1.3.1. Introducción.

Un motor, en su sentido más general, no deja de ser una máquina cuya función es la de transformar cualquier tipo de energía en energía mecánica. Dentro de esa definición tan extensa, podemos encontrar los motores térmicos, que se encargan de transformar la energía térmica de un fluido compresible en energía mecánica [1].

Un motor de combustión interna es un dispositivo en el que el proceso de combustión ocurre en el seno del fluido con el que opera. Este fluido es, usualmente, una mezcla de combustible y aire.

Finalmente, si el fluido desarrolla un trabajo sobre una superficie móvil con un movimiento rectilíneo y alternativo, se puede decir que el motor es alternativo.

Así, un Motor de Combustión Interna Alternativo (MCIA) es un dispositivo que transforma energía térmica en energía mecánica en el que el proceso de combustión ocurre en el seno del fluido con el que opera y se transmite mediante un movimiento rectilíneo. Este fluido es, usualmente, una mezcla de combustible y aire.

1.3.2. Funcionamiento de un MCIA.

Para entender el balance energético en un MCIA, es necesario primero conocer las partes de las que está compuesto el mismo, y el funcionamiento de todas ellas y su relación entre sí.

Por ello, a continuación se explican los tres sistemas estructurales principales de los que está compuesto un MCIA:

- Sistema de soporte. Está formado por las siguientes partes:
 - Bloque motor. Se trata del elemento estructural probablemente más importante del motor. Dentro del mismo, se encuentra el bloque, donde se alojan los cilindros, y la bancada, que viene a ser el lugar donde se encuentran el cigüeñal y el árbol de levas.
 - Bancada. Es el elemento sobre el que se apoya el eje del cigüeñal, por lo que es importante que tenga una rigidez suficiente para soportar esfuerzos considerables. En ocasiones, el bloque motor y la bancada son una única pieza, sobre todo en MCIA pequeños o monocilíndricos.
 - Culata. Se trata del elemento que soporta las válvulas de admisión y escape, la cámara de combustión, las bujías en MEP, entre otros. Se considera que es una de las piezas con un diseño más complejo por la cantidad de elementos que alberga y las funciones que cumple.

- Mecanismo alternativo pistón-biela-manivela. Se trata del mecanismo más importante del motor, pues es el que intercambia energía con los gases del interior del cilindro. Las partes de este mecanismo son:



- Grupo pistón. Dentro de este grupo, se pueden obtener las siguientes partes:
 - Cabeza del pistón. Es la parte que interactúa con los gases derivados de la combustión.
 - Zona de los segmentos. Es en este lugar donde se encuentran las ranuras donde se alojan los segmentos. Se encargan de asegurar la estanqueidad a los gases y al aceite y de evacuar calor del pistón hacia el cilindro. Es necesario mencionar los tres tipos de segmentos que existen en un pistón convencional:
 - Segmento de fuego. Es el segmento que recibe la mayor sollicitación, al ser el que se encuentra más cerca de la cámara de combustión y recibir mayores esfuerzos derivados de la misma, por lo que suele estar tratado superficialmente con cromo o molibdeno para reducir el desgaste.
 - Segmento de compresión. Se usa para reducir la presión tras el segmento de fuego, principalmente. Tiene una menor sollicitación que el primer segmento, por lo que puede ser más flexible para un mejor control del consumo de aceite.
 - Segmento rascador. Es el segmento que suministra y distribuye el aceite sobre la camisa directamente, devolviendo el exceso de aceite hacia el cárter.
 - Bulón y su respectivo alojamiento. El bulón se encarga de transmitir esfuerzos entre el pistón y la biela, debidos a la presión de los gases y a las fuerzas de inercia.
 - Falda del pistón. Es la parte final del pistón, que sirve de guía y disipa calor.
- Biela. Este elemento se encarga de transmitir los esfuerzos generados por los gases sobre el pistón hacia la manivela del cigüeñal, y viceversa. Se subdivide en tres partes: pie de biela (que se vincula al pistón a partir del bulón), cabeza de biela (que se vincula directamente a la muñequilla del cigüeñal), y cuerpo de biela (que une la cabeza y el pie y transmite los esfuerzos de pistón a cigüeñal).
- Manivela del cigüeñal. Su función es la de suministrar el par del motor a través de la transformación del movimiento alternativo del pistón al movimiento rotativo del cigüeñal.
- Además, es importante diferenciar los tipos de cilindros.
 - Cilindros sin camisa: En este caso, el cilindro se encuentra labrado directamente en el bloque, entrando en contacto con los segmentos y el pistón.
 - Cilindros con camisa: En este caso, existe una pieza (camisa), que se ubica entre el bloque y los segmentos del pistón. Puede tratarse de un sistema con camisa seca, donde la camisa se introduce de tal manera que no existe holgura entre las piezas, o de camisa húmeda, en el que entre la camisa y el bloque circula un líquido refrigerante.
- Mecanismo de distribución de gases. Se subdivide, principalmente, en dos partes:
 - Árbol de levas. Se trata del elemento que se encarga de producir el cierre y la apertura de las válvulas de admisión y de escape.



- Válvulas. Aquí se encuentran las válvulas de admisión y de escape. Permiten, con su apertura y su cierre, la entrada de mezcla a la cámara de combustión, y la salida de los gases de escape.

Un fenómeno que ocurre con bastante frecuencia en los MCIA, y que se verá a lo largo del proyecto, es el blow-by. Consiste en el paso hacia el cárter de parte de los gases producidos en la cámara de combustión, como consecuencia de la elevada presión existente y la falta de estanqueidad de los segmentos en el pistón, lo cual lleva inevitablemente a la aparición de sobrepresiones en el ciclo del motor y a la contaminación del aceite.

1.3.3. Balance energético.

1.3.3.1. Introducción.

Generalmente, los motores alternativos y, concretamente los de cuatro tiempos (4T), en los que el ciclo de trabajo se completa con dos vueltas de cigüeñal, presentan cuatro fases de funcionamiento, que son:

- Admisión: El émbolo se desplaza desde el punto muerto superior (PMS) hacia el punto muerto inferior (PMI), con la válvula de admisión abierta y la de escape cerrada. Se produce la entrada de gases en esta fase.
- Compresión: El pistón sube desde el PMI hasta el PMS, produciendo una compresión del fluido. En ese momento, salta una chispa que produce la ignición en el caso de un motor de encendido provocado (MEP) o se inyecta el combustible en el caso de un motor de encendido por compresión (MEC).
- Expansión: Se produce la combustión de los anteriores gases y, por tanto, aumenta la presión de los mismos, que producen un empuje al émbolo desde el PMS hasta el PMI.
- Escape: La válvula de escape se abre y el émbolo se desplaza desde el PMI hasta el PMS, produciendo la expulsión de los gases quemados hacia el exterior del cilindro. En ese momento, se cierra la válvula de escape y comienza a abrirse la de admisión, iniciando así un nuevo ciclo.

Debido a todas las anteriores fases, se puede decir que la transferencia de energía en un MCIA es un proceso bastante complejo, pues dicha transferencia presenta una gran variabilidad tanto espacial como temporal. Los flujos de calor que ocurren en un motor varían desde valores ínfimos (en la admisión) hasta valores enormes (en la combustión), todo ello en unos cuantos milisegundos. Además, esta variabilidad también se produce espacialmente, pues hay partes del motor que sufren mayores cargas térmicas, sobre todo el pistón, la culata y todo el bloque cilindro.

Finalmente, toda esta transferencia de calor está íntimamente ligada al rendimiento ya que, al aumentar la energía que se pierde en estos procesos, el rendimiento del motor disminuye. Por ello, es imprescindible reducir al máximo esta transferencia de calor.



Sin embargo, e incluso a pesar de que se realiza una refrigeración del motor, bien por agua o bien por aire, siempre acaban existiendo pérdidas energéticas, por lo que es necesario un estudio más profundo de las mismas.

1.3.3.2. Pérdidas energéticas en MCIA.

En un MCIA, no todo el trabajo producido, conocido como trabajo indicado (W_i) se aprovecha, pues existen pérdidas mecánicas (W_{pm}) que reducen el trabajo total [1]. Por tanto, la relación entre el trabajo indicado y el trabajo efectivo se define como trabajo de pérdidas mecánicas:

$$W_{pm} = W_i - W_e$$

Ecuación 1. 1. Definición del trabajo de pérdidas mecánicas.

Esta relación se puede expresar en términos de potencia:

$$N_{pm} = N_i - N_e$$

Ecuación 1. 2. Definición de la potencia de pérdidas mecánicas.

Y también en términos de presión:

$$pm_{pm} = pm_i - pm_e$$

Ecuación 1. 3. Definición de la presión de pérdidas mecánicas.

Por tanto, a partir de estas presiones, es posible definir el rendimiento mecánico del motor:

$$\eta_m = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{pm_e}{pm_i} = \frac{pm_i - pm_{pm}}{pm_i} = 1 - \frac{pm_{pm}}{pm_i}$$

Ecuación 1. 4. Rendimiento mecánico.

A continuación, se va a proceder a analizar la forma en que se reparte la energía química disponible en el combustible, que se considera la energía total introducida en el sistema motor.

Por ello, se plantea el siguiente balance energético del motor, algo simplificado pues existen más vías de intercambio que las mencionadas, pero es una aproximación bastante completa:

$$\dot{m}_f PCI_p = N_i - N_{pm} + \dot{Q}_r + \dot{H}_g + N_a + \dot{Q}_a + \dot{H}_{ci} + \dot{Q}_{ext}$$

Ecuación 1. 5. Balance energético del motor.

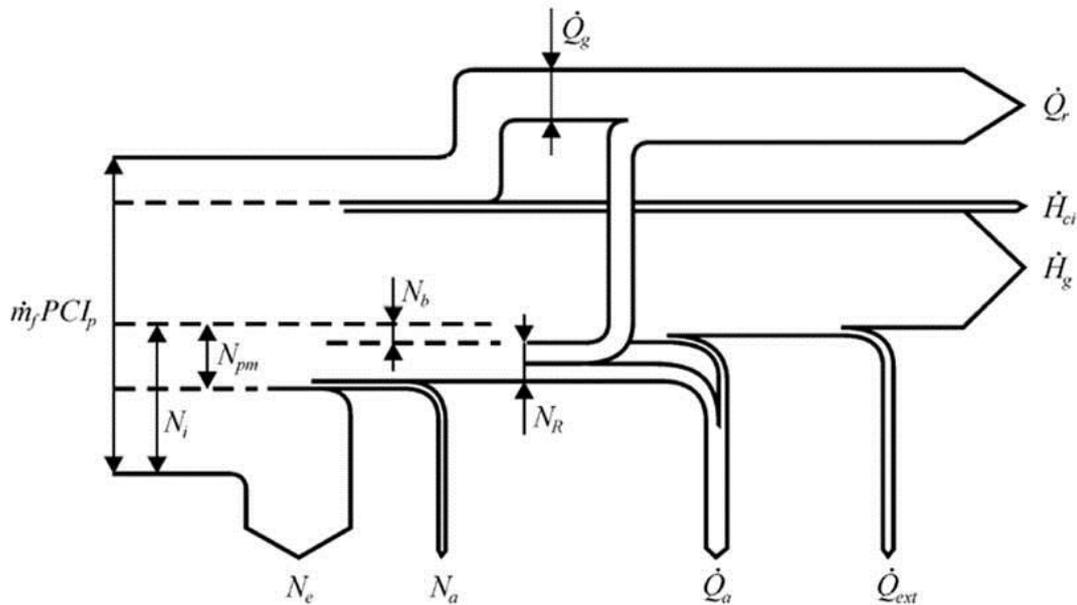


Figura 1. 1. Balance energético en un MCI.

- donde:

- $\dot{m}_f PCI_p$ es el flujo de energía química suministrado por el combustible.
- N_i es la potencia indicada.
- N_{pm} es la potencia de las pérdidas mecánicas.
- N_a es la potencia mecánica de accionamiento de auxiliares.
- \dot{Q}_a es el flujo de calor cedido al lubricante.
- \dot{Q}_{ext} es el flujo de calor cedido al ambiente por radiación y convección.
- \dot{H}_g es el flujo de calor de los gases de escape.
- \dot{H}_{ci} es el flujo de calor derivado de la energía derivada por la combustión incompleta.
- \dot{Q}_r es el flujo de calor cedido al sistema de refrigeración.

Por tanto, según se puede ver en la Figura 1. 1 [1], existe un flujo de energía química total que viene suministrado por el combustible. Ese flujo se distribuye de tal manera que parte se va directamente como gases de escape, otra parte se va como calor cedido al sistema de refrigeración, y otra directamente se convierte en un flujo de calor por la combustión incompleta. Lo restante, si el sistema fuera ideal, sería trabajo útil que se podría aprovechar. No obstante, existe una parte importante que son las pérdidas mecánicas, que son la base y parte más importante de este trabajo y que están compuestas por las pérdidas por fricción, por accionamiento de auxiliares y por bombeo. Además, otra parte de calor se cede al lubricante y otra al ambiente por fenómenos de radiación y convección, principalmente. El resto sí que ya se considera potencia efectiva de la que dispondrá el sistema.

Por dar porcentajes de cómo se distribuye la entalpía inicial a los gases de escape, se puede decir que un 60% es entalpía sensible, un 7% es energía cinética de escape, un 20% se le atribuye al término de la combustión incompleta, y un 13% es transferencia de calor al sistema de escape, parte de la cual se irradia al medio ambiente y el resto termina en el refrigerante. [2]



1.4. Tribología en MCIA.

1.4.1. Definición de tribología.

La tribología es una ciencia cuya función es el análisis de los sistemas en movimiento y en contacto mutuo. La palabra proviene del término griego “tribos”, que significa “rozamiento”, por lo que se puede entender la tribología como la “ciencia del rozamiento”. Comprende aspectos diversos, como la fricción y su correspondiente desgaste, y la solución conocida como lubricación.

Aunque la tribología como término es algo bastante novedoso, pues se acuñó en 1966 en el Informe Jost [3], que trataba sobre los múltiples efectos que provoca el desgaste, el concepto de tribología existe desde épocas remotas. Sin ir más lejos, existen evidencias gráficas de cómo se transportaban algunas estatuas egipcias en el año 1880 a.C.

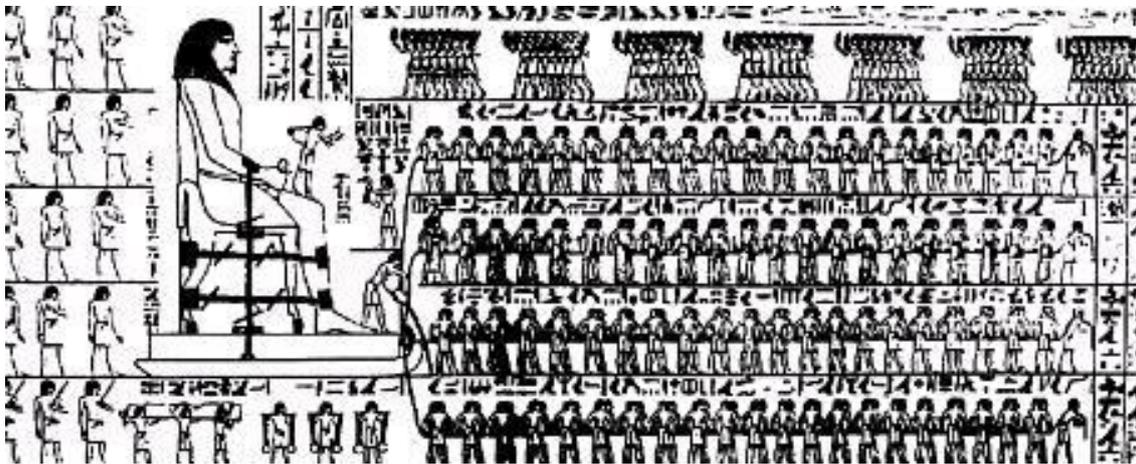


Figura 1. 2. Transporte de estatuas egipcias en la tumba de Tehuti-hetep.

Por ejemplo, en la Figura 1. 2 [3], el transporte se realizaba con patines lubricados. Además, se puede ver que existe un hombre vertiendo algún tipo de lubricante para mejorar el deslizamiento. Aunque no está del todo claro de qué tipo de lubricante se trataba, el pie de foto expone que es agua, mientras que algunas inscripciones adosadas a la imagen hablan de aceite de oliva.

La tribología continuó estudiándose [4], pero no fue hasta el siglo XV, con Leonardo da Vinci, cuando se trató el tema de la fricción y se examinó el coeficiente de rozamiento.

No obstante, Guillaume Amontons (1663 – 1705) fue el que “redescubrió” las leyes del rozamiento, y llegó a las siguientes conclusiones:

- “La fuerza de rozamiento se opone al movimiento de un bloque que desliza sobre un plano.” [5]
- “La fuerza de rozamiento es proporcional a la fuerza normal que ejerce el plano sobre el bloque.” [5]
- “La fuerza de rozamiento no depende del área aparente de contacto.” [5]



Posteriormente, Coulomb añadió otra conclusión:

- “Una vez empezado el movimiento, la fuerza de rozamiento es independiente de la velocidad.” [5]

Con el paso del tiempo, esta ciencia ha sido estudiada y se han mejorado los lubricantes, se ha comprendido mejor la fricción y se ha analizado cómo se produce el desgaste.

Actualmente, la tribología tiene un coste anual importante, pues se considera que del 5% al 10% del PIB de los países desarrollados está asociado a pérdidas tribológicas. [6]

1.4.2. Fricción en MCIA.

Si existen dos superficies que se encuentran en contacto una con la otra, y hay un movimiento relativo entre ambas, existe un rozamiento. Este rozamiento o fricción presenta una importancia elevada, a nivel de cantidad de energía disponible para ser transformada en trabajo.

Por tanto, se puede definir la fricción como la resistencia al movimiento de un cuerpo en contacto con otro. Esta fricción suele ser proporcional a la carga aplicada y no depende del área de contacto. Se considera que existen dos tipos de fricción:

- Fricción estática. Es una fuerza que se opone al inicio del movimiento cuando ocurre entre dos cuerpos que aún no se encuentran en movimiento relativo. El rozamiento más elevado tiene lugar instantes antes de que el objeto en cuestión esté a punto de deslizar.
- Fricción cinética. Esta fuerza es la que aparece cuando se arrastra un cuerpo por una fuerza horizontal.

Resumiendo, la fricción estática es la fuerza que se opone al inicio del movimiento relativo, mientras que la cinética es la que se opone cuando ya ha comenzado el mismo.

A partir de estos tipos de fricción, se pueden distinguir dos tipos de coeficientes de fricción:

- Coeficiente de fricción estática. Representa la fricción que se opone a la aparición de movimiento relativo.

$$\mu_s = \frac{F_S}{W}$$

Ecuación 1. 6. Coeficiente de fricción estática.

donde F_S es la fuerza de fricción estática y W es la fuerza normal a la superficie de contacto entre los cuerpos deslizantes.



- Coeficiente de fricción cinética. Representa la fricción que se opone a la continuación del movimiento relativo, una vez que ya ha comenzado el mismo.

$$\mu_K = \frac{F_K}{W}$$

Ecuación 1. 7. Coeficiente de fricción dinámica.

donde F_K es la fuerza de fricción cinética y W es la fuerza normal a la superficie de contacto entre los cuerpos deslizantes.

1.4.3. La lubricación de los MCIA.

1.4.3.1. Introducción: ¿Qué es la lubricación?

La lubricación es una disciplina que se encarga de reducir la fricción existente entre las superficies de dos cuerpos que tienen un movimiento relativo mediante la aplicación de un material, llamado lubricante, que puede estar en diferentes fases: sólida, líquida y gaseosa. En los MCIA, se suele utilizar la lubricación líquida, también conocida como fluida.

Por tanto, las ventajas que presenta un sistema lubricado van desde un menor desgaste, hasta una reducción del calor generado, una amortiguación del ruido debido al contacto, un arrastre de impurezas y una fuerte protección contra la oxidación.

1.4.3.2. Modos o regímenes de lubricación.

La lubricación fluida fue investigada por Stribeck en el año 1902, que descubrió que dependía de la carga normal aplicada (F_N), de la velocidad de deslizamiento (u) y de la viscosidad dinámica del lubricante (μ). De hecho, definió un parámetro, conocido como parámetro de Hersey, que relaciona estas variables:

$$H = \frac{\mu \cdot u}{F_N}$$

Ecuación 1. 8. Parámetro de Hersey.

En la Figura 1. 3 [1], se pueden ver los diferentes regímenes de lubricación definidos por el parámetro de Hersey y el coeficiente de fricción:

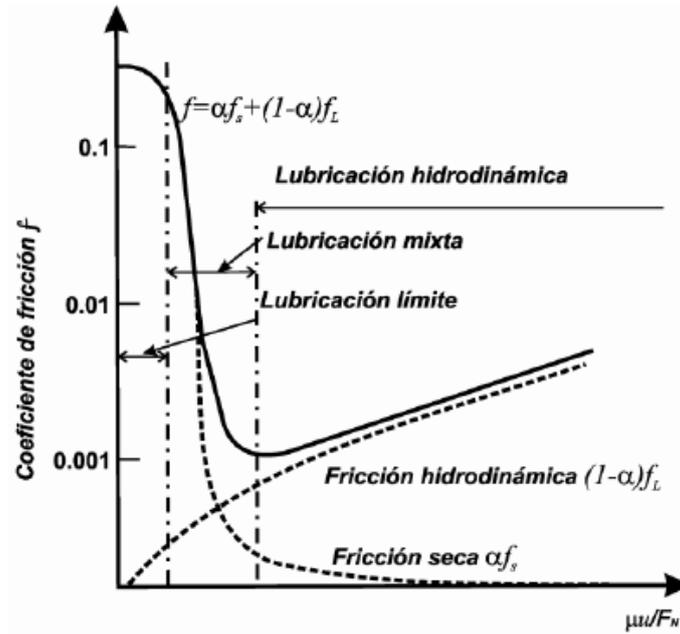


Figura 1. 3. Coeficiente de fricción vs. Parámetro de Hersey.

Tal y como se puede observar, cuando el parámetro de Hersey es bajo, el coeficiente de fricción es máximo, por lo que se puede decir que se define así la zona de lubricación límite. Conforme aumenta el parámetro de Hersey, el coeficiente de fricción comienza a descender hasta llegar a la zona de lubricación hidrodinámica. Una vez pasada esa zona, un aumento del parámetro de Hersey ya produce un incremento en el coeficiente de fricción.

Por otro lado, se puede observar que el coeficiente de fricción se define de la siguiente manera:

$$f = \alpha \cdot f_s + (1 - \alpha) \cdot f_L$$

Ecuación 1. 9. Coeficiente de fricción.

donde α es la relación de contacto metal-metal, siendo 1 cuando el contacto es intenso, y descendiendo hasta 0 cuando la separación es completa, f_s es el coeficiente de fricción seca metal-metal, y f_L es el coeficiente de fricción hidrodinámica.

En función del espesor de la película fluida entre los materiales, existen diferentes tipologías o regímenes de lubricación, tal y como se puede ver en la Figura 1. 4 [7]. Los tipos más comunes de regímenes de lubricación son:

- Lubricación límite. En este caso, las superficies de los sólidos están en contacto seco en algunas zonas, pues no se encuentran separadas completamente por el lubricante. Existen zonas de contacto real metal-metal y zonas que han adsorbido la película de lubricante. El contacto dependerá de la carga soportada, del límite elástico de los materiales, de los esfuerzos de fricción...

- Lubricación hidrodinámica. En este caso, la película de aceite impide el contacto de los dos metales, y se forma debido al movimiento relativo entre las superficies. En este tipo de lubricación, la fricción es baja y el desgaste es mínimo.
- Lubricación mixta. Entre la lubricación límite y la hidrodinámica, existe la lubricación mixta. La transición entre ambos regímenes no es algo instantáneo y el contacto que se produce entre superficies con esta lubricación depende mucho de las diversas combinaciones que se pueden dar entre ambos tipos de lubricación.

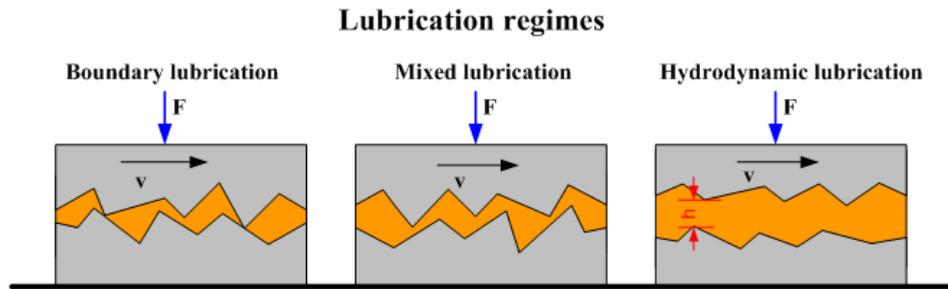


Figura 1. 4. Regímenes de lubricación.

- Lubricación elasto-hidrodinámica. Es una lubricación muy parecida a la lubricación hidrodinámica, pero teniendo en cuenta la deformación elástica de las zonas que se encuentran en contacto. Ocurre en elementos altamente cargados en los que la presión es elevada y, por tanto, se deforman elásticamente las superficies metálicas, influyendo considerablemente en la formación del espesor de película. Por tanto, en este tipo de lubricación aparecen fenómenos que no están descritos por la curva de Stribeck.

1.4.3.3. Condiciones de lubricación en los MCIA.

Las condiciones de lubricación son diferentes dentro de un MCIA dependiendo del elemento que se quiera analizar, tal y como se puede ver en la Figura 1. 5 [1].

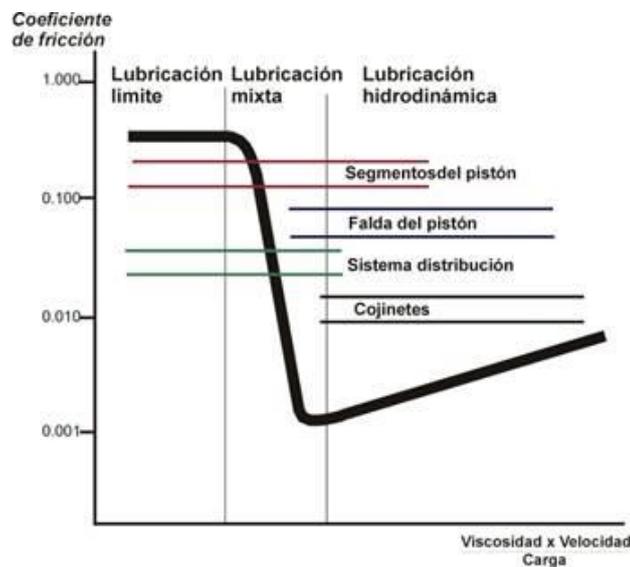


Figura 1. 5. Condiciones de lubricación en los MCIA.



A continuación, se hará una explicación más detallada de los regímenes de lubricación típicos en diferentes pares rozantes:

- Pistón-segmentos-cilindro: Para este grupo de elementos, la lubricación varía desde límite hasta hidrodinámica en diferentes puntos. Por ejemplo, cuando el pistón se mueve en el interior del cilindro, existe una película de aceite hidrodinámica entre los segmentos y la camisa. No obstante, esta película es mínima en la cercanía de los puntos muertos. En el PMS, la película de lubricante deja de ser hidrodinámica, y se convierte en lubricación límite, tal y como se puede ver en la Figura 1. 6 [1].

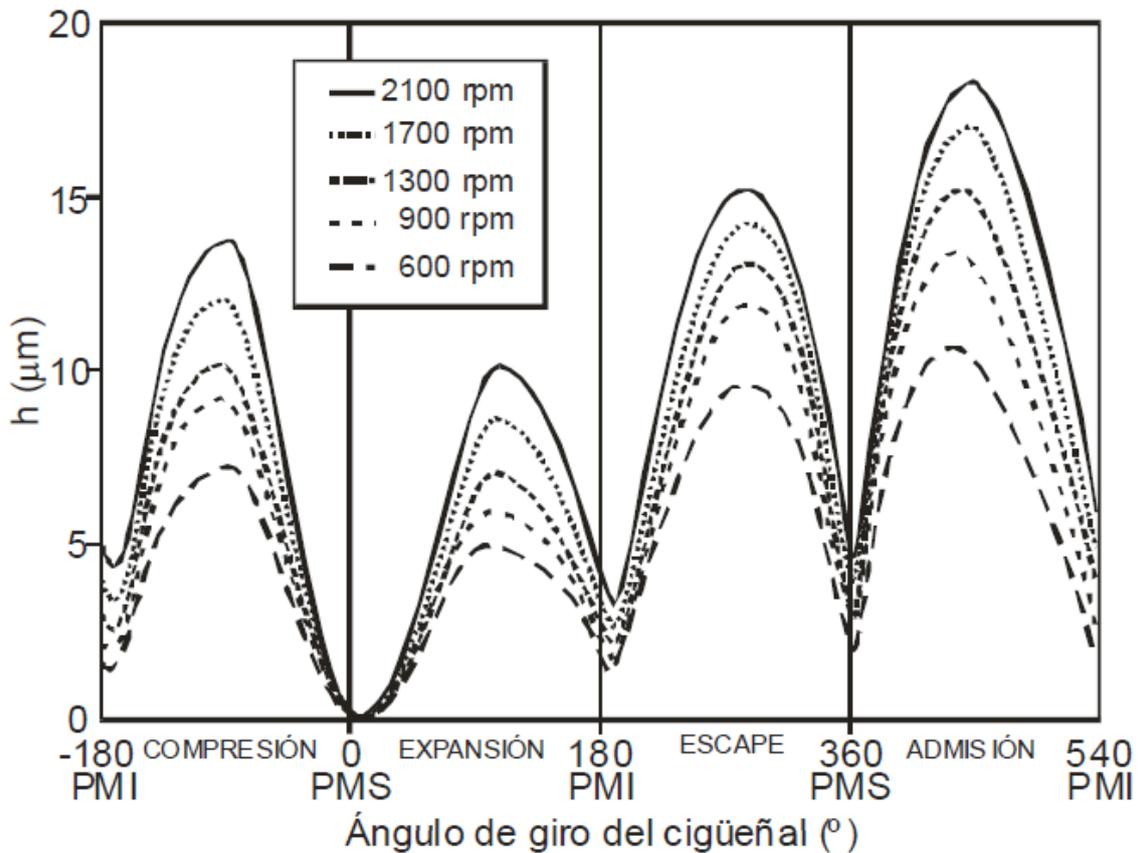


Figura 1. 6. Variación del coeficiente de película.

- Cojinetes de eje de cigüeñal: Los cojinetes se diseñan de manera explícita para funcionar en los regímenes adecuados de carga y velocidad. Gracias a la ayuda de una película de lubricante propia de lubricación hidrodinámica, los cojinetes pueden soportar cargas elevadas con pérdidas por fricción bajas.
- Sistema de distribución: El régimen de lubricación que predomina en las válvulas es la lubricación límite, ya que la lubricación es complicada.



1.4.4. Aceites lubricantes de MCI A.

1.4.4.1. Definición y relación con la viscosidad.

Un lubricante es una sustancia que se coloca entre dos piezas móviles, y cuya función es la de formar una película que impide su contacto, favoreciendo su movimiento incluso a elevadas temperaturas y presiones. En general, los lubricantes líquidos en MCI A se componen de un aceite base al que se le ha añadido una cantidad de aditivos para mejorar sus propiedades.

Probablemente, la propiedad más importante de un lubricante es la viscosidad, que se define como la resistencia que presenta un líquido a fluir, cuando se encuentra bajo la acción de una fuerza externa. Es, probablemente, la característica más importante del fluido para la lubricación, pues marca “su capacidad física para fijar sus pérdidas por fricción, el rendimiento mecánico, la capacidad de carga y el gasto fluido para unas condiciones determinadas de velocidad, temperatura, carga y dimensiones del elemento que se calcula”. [1]

La viscosidad absoluta o dinámica se define de la siguiente manera, a partir de la ecuación de Newton:

$$\mu = \frac{\tau}{\frac{du}{dz}}$$

Ecuación 1. 10. Viscosidad dinámica.

donde τ es el esfuerzo cortante y du/dz es el gradiente de velocidades.

Dimensionalmente, la viscosidad absoluta es $[ML^{-1}T^{-1}]$ y su unidad en el SI es el Poiseuille (PI), que equivale a $Pa \cdot s$. En el Sistema Cegesimal, la unidad es el Poise (P), que equivale a 0,1 PI.

No obstante, se suele utilizar más la viscosidad cinemática, que no es más que el cociente entre la viscosidad dinámica y la densidad, ambas calculadas a la misma temperatura.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Ecuación 1. 11. Viscosidad cinemática.

donde μ es la viscosidad dinámica y ρ es la densidad.

Dimensionalmente, la viscosidad cinemática es $[L^2T^{-1}]$ y su unidad en el SI es el m^2/s . En el Sistema Cegesimal, la unidad es el Stoke (St), aunque se suele utilizar el submúltiplo centiStoke (cSt), que equivale a mm^2/s .

No obstante, la viscosidad no es un valor constante del fluido, sino que varía con la temperatura y la presión. Por ello, resultaba necesaria la creación de un parámetro que permitiera la variación de la viscosidad con la temperatura. Este parámetro es el “Índice de Viscosidad”. Ideado por Dean y Davis en 1929 para el sector de la automoción,



funciona mediante la comparación de la viscosidad cinemática a 40°C del aceite a evaluar respecto de la viscosidad a 40°C de dos aceites referencia con IV=100 y IV=0 (mejor y peor comportamiento) y misma viscosidad cinemática a 100°C.

Parece lógico, por tanto, pensar que a mayor IV, la variación de la viscosidad con la temperatura es menor.

La Figura 1. 7 [1] permite el cálculo del índice de viscosidad de un aceite, a partir de valores, L y H, tabulados en tablas estándar.

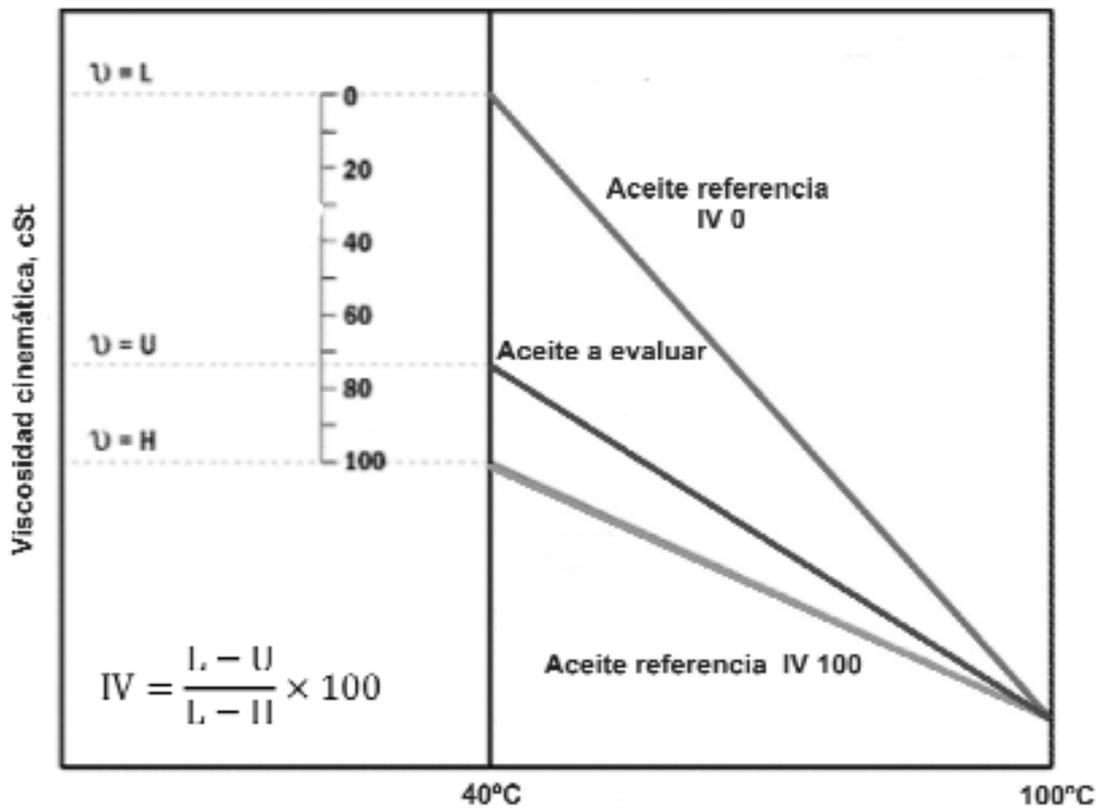


Figura 1. 7. Esquema y ecuación para el cálculo del IV de un aceite.



1.5. Pérdidas mecánicas en MCIA.

Como ya se definió en el apartado 1.3.3.2, existen pérdidas mecánicas en el motor, que se pueden agrupar de la siguiente manera:

$$pm_{pm} = pm_R + pm_b + pm_a$$

Ecuación 1. 12. Sumatorio de pérdidas mecánicas en el motor.

donde pm_R son las pérdidas por fricción, pm_b son las pérdidas por bombeo y pm_a son las pérdidas por accionamiento de auxiliares.

Aproximadamente, en MCIA convencionales de automoción, las pérdidas mecánicas tienen estos porcentajes: [1]

- Pérdidas por fricción: 60%.
- Pérdidas por bombeo: 25%.
- Pérdidas por auxiliares: 15%.

1.5.1. Pérdidas de fricción.

1.5.1.1. Definición.

Las pérdidas de fricción ocurren por rozamiento entre las piezas móviles de los diferentes mecanismos del motor. Algunas fuentes [8] dan los siguientes porcentajes de pérdidas por fricción en un motor:

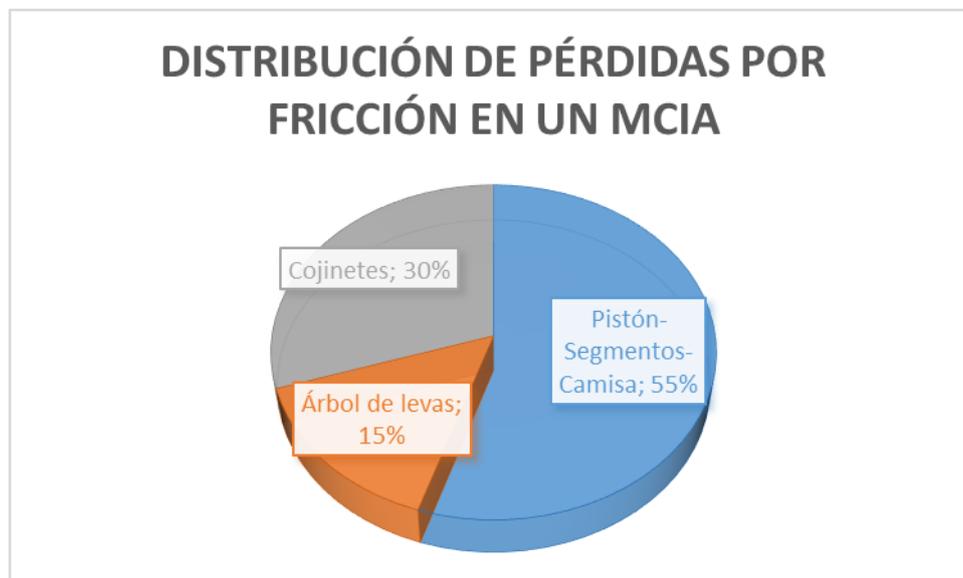


Figura 1. 8. Distribución de pérdidas por fricción en un MCIA.

La mayor parte de las pérdidas por fricción mecánicas están relacionadas con el conjunto pistón-segmentos-camisa, siendo su atribución cercana al 55% en un motor funcionando en combustión. Esta amplia contribución ha provocado que el cilindro sea



el principal foco de investigación y modelado, sobre todo en lo que tiene que ver con la tribología y la lubricación, así como todos los fenómenos que ocurren en el cilindro.

1.5.1.1.1. Cojinetes.

Los cojinetes de cigüeñal aguantan gran cantidad de esfuerzos y cargas. No obstante, en este conjunto se alcanzan fácilmente condiciones de lubricación hidrodinámica que permiten que la película de lubricante reduzca dichas pérdidas de fricción.

1.5.1.1.2. Árbol de levas.

El árbol de levas se encarga de producir el cierre y la apertura de las válvulas de admisión y de escape. Aunque en esta zona el régimen de lubricación es límite, las pérdidas por fricción son mínimas también.

1.5.1.1.3. Camisa-pistón-segmento.

Este grupo de elementos está expuesto a la mayor cantidad de pérdidas por fricción de todo el sistema ya que, a pesar de que hay zonas con películas de aceite hidrodinámicas, los puntos muertos tienen una lubricación límite y se produce mucho rozamiento en los mismos.

A continuación, se detallan las pérdidas por fricción en el cilindro. Aunque los porcentajes no son exactos, el orden de magnitud está cercano al que se muestra en la Figura 1. 9, gracias a los datos obtenidos de algunas fuentes [8].

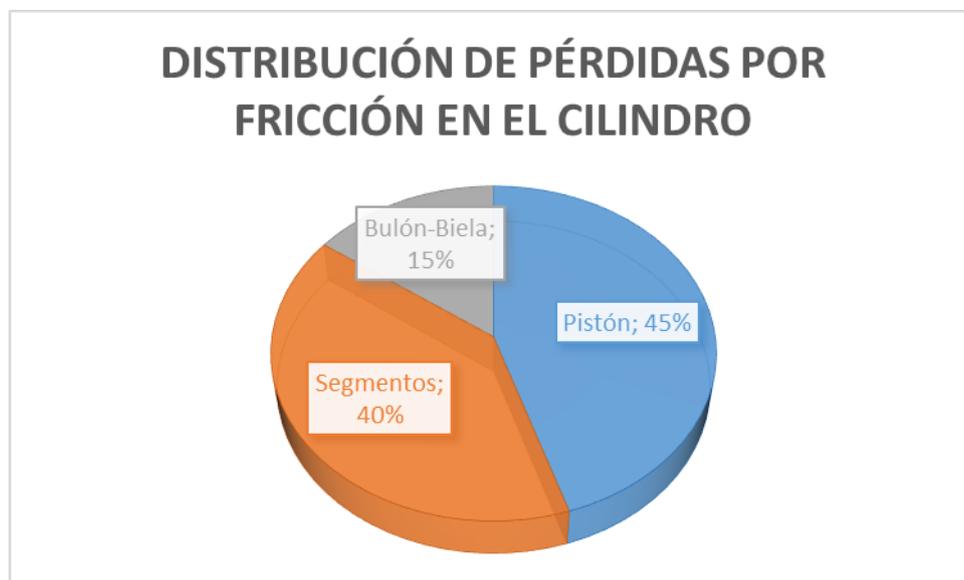


Figura 1. 9. Distribución de pérdidas por fricción en el cilindro.

Finalmente, cabe destacar que, aunque las pérdidas en el pistón son las mayores, las pérdidas en los segmentos no son nada despreciables, por lo que se suele hacer un estudio de la distribución de la fricción en los tres segmentos del pistón [8], con los siguientes porcentajes:



DISTRIBUCIÓN DE PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN LOS SEGMENTOS

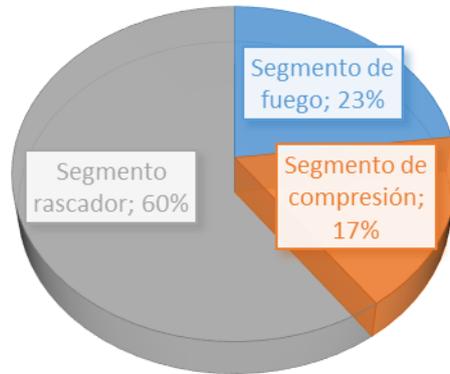


Figura 1. 10. Distribución de pérdidas por fricción en los segmentos.

Estos porcentajes de pérdidas por fricción en los segmentos tienen su justificación en el espesor de película de lubricante y en las condiciones de lubricación, tal y como se puede observar en la Figura 1. 11 [9]:

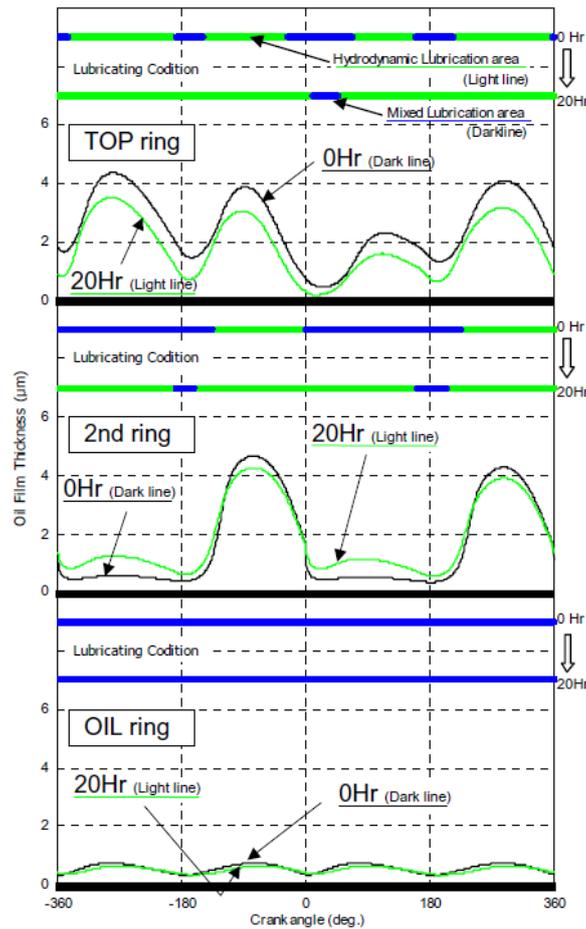


Figura 1. 11. Condiciones de lubricación en los segmentos.



Las pérdidas en el “top ring” (segmento de fuego) son debidas principalmente a la presión de la combustión que se produce en la cámara de combustión, en contacto con el primer segmento. No obstante, las condiciones de lubricación, principalmente hidrodinámicas, hacen que las pérdidas no sean muy elevadas.

Las pérdidas en el “2nd ring” (segmento de compresión) son debidas a que las condiciones de lubricación en este segmento son parcialmente mixtas.

Finalmente, las pérdidas en el “oil ring” (segmento rascador) son mayores debido a que, en este segmento, las condiciones de lubricación son completamente mixtas.

1.5.1.2. Factores que afectan a las pérdidas de fricción.

Las pérdidas de fricción se ven afectadas, principalmente, por el peso de las piezas que intervienen en el rozamiento, por las fuerzas de inercia de las masas en movimiento y por las fuerzas debidas a los gases.

Además, existen otras variables que influyen en las pérdidas de fricción:

- Régimen de giro: El incremento del régimen produce un aumento de las fuerzas de inercia y, consecuentemente, de las pérdidas de fricción.
- Grado de carga: Su incremento produce un aumento de la presión de los gases y, por tanto, existen mayores esfuerzos en el pistón, los segmentos, la biela y el cigüeñal.
- Temperatura de trabajo del MCIA: Dependiendo de la temperatura a la que opere el MCIA, la viscosidad del aceite lubricante será mayor o menor. La modificación de la viscosidad puede acarrear cambios en la fricción y en las pérdidas mecánicas, aumentándolas o disminuyéndolas, dependiendo de la zona de trabajo.

1.5.2. Pérdidas de bombeo.

Las pérdidas por bombeo son aquellas que provoca el pistón contra los gases durante las fases de admisión y escape para llevar a cabo la renovación de la carga.

1.5.3. Pérdidas de accionamiento de auxiliares.

Las pérdidas de accionamiento de auxiliares se producen en las bombas de lubricante, de refrigerante y de combustible, principalmente, a la hora de accionarlas.



1.6. Medida de pérdidas mecánicas en MCIA.

1.6.1. Medidas teóricas.

A la hora de analizar las pérdidas mecánicas en un MCIA, la experimentación nunca es el primer paso, pues se requiere disponer de un modelo matemático que permita conocer el orden de magnitud de la medida a tratar.

Las medidas teóricas no son sencillas, pues dependen de muchos parámetros que son difíciles de estimar y/o de conocer. No obstante, existen ecuaciones semiempíricas, como las de Bishop [2], donde se calcula la potencia de pérdidas mecánicas con parámetros característicos bastante accesibles. A continuación se detalla el procedimiento:

Pérdidas por bombeo:

- Pérdidas por bombeo en admisión y escape:

$$f1mep [kPa] = p_{ig} + p_{eg}$$

Ecuación 1. 13. Pérdidas por bombeo en admisión y escape.

donde

$$p_{ig} [kPa] = p_a - \left(\frac{imep}{12.9}\right) - 10$$

Ecuación 1. 14. Presión manométrica del múltiple de admisión.

$$p_{eg} [kPa] = p_{egesc} \cdot \left(\frac{imep}{3904} \cdot \frac{N}{1000}\right)^2$$

Ecuación 1. 15. Presión manométrica del múltiple de escape.

siendo

$$imep [kPa] = 12.9 \cdot p_a \cdot \left(\frac{p_{ia}}{p_a} - 0.1\right)$$

Ecuación 1. 16. Presión media indicada.

p_a la presión atmosférica en kPa.

p_{ia} la presión absoluta en el múltiple de admisión en kPa.

p_{egesc} la presión manométrica de escape a 4000 rpm y plena carga en kPa.

N el régimen de giro en rpm.

- Pérdidas por bombeo en válvulas:

$$f2mep [kPa] = 8.96 \cdot \left(\frac{imep}{1124}\right)^{0.5} \cdot \left(\frac{N}{1000}\right)^{1.7} \cdot \left(\frac{2.98}{F}\right)^{1.28}$$

Ecuación 1. 17. Pérdidas por bombeo en válvulas.



donde

$$F [-] = \frac{n_{iv} \cdot n_c \cdot d_{iv}^2}{V_d}$$

n_{iv} el número de válvulas por cilindro.

n_c el número de cilindros.

d_{iv} el diámetro de cabeza de válvula de admisión en m.

V_d la cilindrada en m^3 .

Pérdidas por fricción:

- Pérdidas en cojinetes:

$$f_{mepcoj} [kPa] = 41.4 \cdot \left(\frac{d}{S}\right) \cdot \frac{N}{1000} \cdot K$$

Ecuación 1. 18. Pérdidas por fricción en cojinetes.

donde

$$K [-] = \frac{D_{mb}^2 \cdot L_{mb} + D_{rb}^2 \cdot \frac{L_{rb}}{m} + D_{as}^2 \cdot L_{as}}{d^3}$$

siendo

D_{mb} el diámetro de cojinete de bancada en mm.

L_{mb} el largo de cojinete de bancada en mm entre el número de cilindros.

D_{rb} el diámetro de cojinete de biela en mm.

L_{rb} el largo de cojinete de biela en mm.

m el número de pistones por cojinete de biela.

D_{as} el diámetro de cojinetes del eje de accesorios en mm.

L_{as} el largo total de todos los cojinetes del eje de accesorios en mm.

d el diámetro de cilindro en mm.

S la carrera del pistón en mm.

- Pérdidas en el tren de válvulas:

$$f_{meptren} [kPa] = C \cdot \frac{1 - 0.133 \cdot \left(\frac{N}{1000}\right) \cdot n_{iva} \cdot \left(\frac{d_{iv}}{1000}\right)^{1.75}}{d^2 \cdot S}$$

Ecuación 1. 19. Pérdidas por fricción en el tren de válvulas.

siendo

C una constante que vale $1,2 \cdot 10^4$. [2]

n_{iva} el número de válvulas de admisión por cilindro.



- Pérdidas en segmentos-camisa-pistón:

$$f_{meppiston} [kPa] = hydr \cdot \frac{c_m \cdot \%falda \cdot 2\pi \cdot \frac{d}{2} \cdot b}{S \cdot d^2}$$

Ecuación 1. 20. Pérdidas por fricción en pistón.

siendo

$hydr$ una constante del régimen de lubricación.

c_m la velocidad lineal media del pistón en m/s.

$\%falda$ el área de contacto de la falda con la camisa en m^2 .

b la altura de falda del pistón en m.

Pérdidas totales:

$$P_{total} [kW] = \frac{N}{60} \cdot \frac{V_d}{ncc} \cdot \Sigma P_{Pérdidas}$$

Ecuación 1. 21. Pérdidas mecánicas totales.

siendo

ncc un valor de 2 si el motor es de 4T.

1.6.2. Medidas experimentales.

No resulta sencillo determinar las pérdidas mecánicas, ni mediante un método teórico ni mediante un método experimental. No obstante, de igual manera que existen ecuaciones semiempíricas que permiten el cálculo teórico aproximado, también se conocen algunas técnicas o procedimientos experimentales con el mismo fin.

A continuación, se detallan los métodos más importantes.

1.6.2.1. Método de deceleración libre.

Esta técnica se basa en la medición de cómo es la deceleración angular instantánea del motor cuando se corta el suministro de combustible o se produce una parada del encendido.

Por tanto, a partir del momento de inercia del conjunto (I) y de la deceleración angular (α), se puede calcular el par resistente [1]:

$$M_{pm} = I \cdot \alpha$$

Ecuación 1. 22. Método de deceleración libre (I).



No obstante, existirán ocasiones en las que el momento de inercia del conjunto no sea conocido, por lo que se suele incorporar un volante con momento de inercia conocido. Hecho esto, se toman dos medidas, una sin volante y otra con volante incorporado, y se puede plantear un sistema de dos ecuaciones, la Ecuación 1. 22 y la Ecuación 1. 23.

$$M_{pm} = (I + I_V) \cdot \alpha'$$

Ecuación 1. 23. Método de deceleración libre (II).

De esta manera, se puede determinar el par resistente y la inercia del conjunto sin volante incorporado. Este método se utiliza mucho para determinar las pérdidas de potencia en el mantenimiento predictivo de cualquier motor, pues da una idea global del sistema, a la vez que resulta ser una técnica no intrusiva.

1.6.2.2. Método de las rectas de Willans.

Este método relaciona el gasto de combustible por unidad de tiempo con respecto a la presión media efectiva, siempre que el régimen de giro permanezca constante.

Por experimentos realizados [1], se puede inferir que la relación entre la masa de combustible y la presión media efectiva es lineal.

$$\dot{m}_f = K \cdot (p_{me} + p_{mpm}) = K \cdot p_{mi}$$

Ecuación 1. 24. Rectas de Willans.

De esta manera, se obtienen las llamadas “Rectas de Willans”. Cuando la recta corta al eje de abscisas, el valor de presión media es negativo, y éste es exactamente el valor de pérdidas mecánicas del sistema.

Para cada procedimiento, es necesario medir el par, el régimen de giro y el consumo de combustible, pues la constante K de la Ecuación 1. 24 depende del régimen de giro, principalmente.

1.6.2.3. Método de arrastre.

Este método consiste en la medición parte a parte de cada uno de los elementos que causan las pérdidas mecánicas totales del sistema. De esta manera, conectando y desconectando elementos, se puede conocer la influencia total de cada uno de ellos en la globalidad del proceso.

Este procedimiento se realiza arrastrando el motor con un motor eléctrico, que puede funcionar tanto como motor eléctrico como freno.



1.6.2.4. Método Morse.

Este método resulta útil para MCIA policilíndricos. Consiste en desconectar el encendido en uno de los MCIA, y medir la potencia necesaria en ese momento, que no será más que la potencia entregada por todos los cilindros activos y la potencia de pérdidas mecánicas del cilindro arrastrado. Este procedimiento se realiza en cada cilindro, por lo que finalmente se conocerá el sumatorio de las potencias efectivas y el sumatorio de las pérdidas mecánicas del sistema totales.

1.6.2.5. Método del diagrama de indicador.

Este método es, probablemente, el más complejo, pero también el más preciso si se utiliza la instrumentación adecuada.

Consiste en obtener el diagrama de indicador (diagrama presión-volumen) para poder acceder a la pmi, y el par efectivo del motor, para determinar la pme. Así, se podrá determinar fácilmente la pmpm.

Además, con este método se puede distinguir fácilmente de dónde vienen las pérdidas mecánicas, pues se puede descomponer en pérdidas por accionamiento de auxiliares y en pérdidas por lazo de bombeo.



1.7. Sistema para medida de esfuerzos de fricción en pistón-camisa-segmento.

1.7.1. Introducción.

Tal y como se ha podido ver anteriormente, la mayor parte de esfuerzos de fricción en un MCI tienen lugar en el bloque pistón-camisa-segmento.

No obstante, aunque se sabe que ésta es la zona con mayor cantidad de pérdidas, no se llega a saber a ciencia cierta cuánta es la cantidad exacta. Por ello, numerosos autores se han centrado en intentar medir las pérdidas en este bloque. A la hora de medir las pérdidas, históricamente se han abordado dos técnicas bien diferentes. La primera de ellas es la que sigue el principio de “floating liner” o “camisa flotante”. La segunda es la medida de esfuerzos en la biela y la extrapolación de esos esfuerzos a la camisa y al pistón del motor.

A continuación, se presentan los dos modelos, más detallados.

1.7.2. Principio de camisa flotante.

El principio de camisa flotante es algo bastante novedoso, pues comenzó a estudiarse a mediados de la década de los 80, pero no fue casi hasta el 2000 cuando fueron más los autores que investigaron acerca de este método.

Funciona de la siguiente manera: La camisa del cilindro es soportada elásticamente con la ayuda de unas células de carga, y el pistón se mueve en el interior del mismo. La fricción se determina a partir de la medida de las fuerzas que se producen sobre el cilindro cuando el pistón se mueve. Es un método bastante sencillo a la hora de medir la fricción, pero es complicada la instrumentación del motor, pues las modificaciones del mismo son notables, sobre todo en el sellado de los gases de combustión.

1.7.2.1. Estudio de experimentos realizados.

A continuación, en este apartado, van a exponerse las diferentes técnicas que han realizado diversos autores en los últimos años acerca de experimentos relacionados con el sistema “floating liner”.

Si bien esta información no es determinante a la hora de elegir cómo realizar el experimento, sí que es cierto que es orientativa y puede dar unas premisas de cómo llevarlo a cabo.

Se adjuntan la Tabla 1. 1 y la Tabla 1. 2, dos tablas recopilatorias de toda la información encontrada:



| | Chen [10] | Takiguchi [11] | Hamatake [12] | Golloch [13] |
|---|------------------|-----------------------|----------------------|---------------------|
| Año | 2011 | 2009 | 2001 | 2002 |
| Tipo de motor | MEP | MEP | MEC | MEC |
| Funcionamiento | En arrastre | En arrastre | En combustión | En combustión |
| Diámetro del pistón [mm] | 82,5 | 86 | 105 | 128 |
| Carrera del pistón [mm] | 92,8 | 86 | - | - |
| Picos de fuerza máximos después de la combustión [N] | - | - | 400 | 2400 |
| Ratio de compresión | 10:1 | 10:1 | - | - |
| Presión del cilindro [MPa] | - | - | 6 | de 2 a 17 |
| Velocidad del cigüeñal [rpm] | 100, 500 y 1000 | 1500, 2000 y 2500 | 1000 | 800 |
| Tipo de aceite utilizado | SAE 5W30 | SAE 5W30 | SAE 30 | - |
| Temperatura del aceite usado [°C] | 60, 80 y 100 | 20-30 y 85-100 | 70 | - |
| Temperatura de los cilindros [°C] | de 30 a 120 | - | - | - |
| Porcentaje de plena carga [%] | - | - | de 0 a 25 | - |
| Número de cilindros | 1 | 1 | - | - |
| Cilindrada [c.c.] | 496 | 499,3 | - | - |

Tabla 1. 1. Experimentos realizados según el principio de camisa flotante (I).

| | Urabe [14] | Coy [15] | O'Rourke [16] | Gore [17] | |
|---|-------------------|-----------------|----------------------|------------------|---------------|
| Año | 1998 | 1998 | 2006 | 2014 | |
| Tipo de motor | MEC | MEC | MEP | MEP | |
| Funcionamiento | En combustión | En combustión | En combustión | En arrastre | En combustión |
| Diámetro del pistón [mm] | - | - | 104,8 | 96 | |
| Carrera del pistón [mm] | - | - | - | 62,1 | |
| Picos de fuerza máximos después de la combustión [N] | 320 | 450 | - | - | - |
| Ratio de compresión | - | - | 10,8:1 | - | - |
| Presión del cilindro [MPa] | 6 | - | - | 1,9 | 3,5 |
| Velocidad del cigüeñal [rpm] | 1200 | 1000 | 6500 | 2500 | |



| Tipo de aceite utilizado | SAE 10W50 | SAE 10W50 | SAE 20W50 | SAE 10W40 | |
|-----------------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|----|
| Temperatura del aceite usado [°C] | 70 | 70 | - | - | - |
| Temperatura de los cilindros [°C] | - | - | - | 38 | 48 |
| Porcentaje de plena carga [%] | 25 | 25 | - | - | |
| Número de cilindros | - | - | - | 1 | |
| Cilindrada [c.c.] | - | - | 2032 | - | |

Tabla 1. 2. Experimentos realizados según el principio de camisa flotante (II).

De la Tabla 1. 1 y la Tabla 1. 2, se extraen las siguientes conclusiones generales orientativas:

- De los ocho experimentos, cuatro se realizaron con MCIA diésel (MEC) y cuatro con MCIA de gasolina (MEP). Sin embargo, parece reseñable ver que los cuatro de diésel fueron los que se realizaron en el periodo de 1998 a 2002, mientras que los experimentos llevados a cabo con gasolina oscilan desde el 2006 al 2014, probablemente debido al interés y avances de las investigaciones en este campo y en este tipo de MCIA.
- Aunque los funcionamientos que aparecen son del tipo “arrastrado” y “en combustión”, la mayoría se decantó por realizarlo “en combustión”. No obstante, el ensayo más reciente consideró la posibilidad de hacerlo de las dos maneras, para obtener información diferente de cada uno de los experimentos.
- Los diámetros de pistón comienzan en 130 mm aproximadamente en los primeros experimentos, si bien es cierto que este valor va decreciendo con el paso de los años y las últimas pruebas se realizan con pistones más pequeños, del orden de 90 mm de diámetro. Esto se puede deber al fenómeno del “downsizing” que está ocurriendo en los MCIA en los últimos años.
- Los ratios de compresión de todos los experimentos son del orden de 10:1.
- Los cilindros aguantan una presión de 2 – 6 MPa, en la mayoría de los ensayos.
- Las velocidades del cigüeñal varían entre los experimentos, pero la tendencia es un rango que vaya desde 1000 a 2500 rpm, exceptuando un caso para un motor específico de competición, donde se alcanzaron velocidades de 6500 rpm. Por tanto, parece lógico escoger un valor que se encuentre a caballo entre estos dos valores.
- Por lo que se refiere a las temperaturas de aceite, los autores recomiendan trabajar entre 60°C y 100°C. Por ello, sería interesante poder operar a diferentes temperaturas dentro de esos rangos.



- En lo que respecta a la carga, los tres experimentos que se refieren explícitamente a este aspecto hacen hincapié en funcionar a un cuarto de carga como máximo.

1.7.3. Medida de esfuerzos en biela instrumentada.

A pesar de que el sistema de camisa flotante es muy prometedor, resulta algo complejo a la hora de implementarlo en un MCIA, sobre todo si el motor es pequeño, ya que presenta una complejidad mecánica respecto a la instalación e instrumentación.

Por tanto, ante este impedimento, algunos autores han preferido decantarse por instrumentar la biela del motor, colocándole galgas extensiométricas previamente calibradas. La idea es que la galga devuelva un valor de fuerza que se pueda correlacionar con una fuerza de fricción que se podría descomponer en sus vectores axial y radial. De ahí, el valor de rozamiento vertical sería el más interesante, a la hora de analizar la fricción del pistón con la camisa en su movimiento alternativo.

No obstante, la medida de esfuerzos con la ayuda de una biela instrumentada no resulta tan sencilla, pues es necesario, en la mayoría de casos, llevar a cabo una reducción del alma de la biela para evitar problemas de ruido. Sin embargo, esta reducción del alma de la biela produce que la cantidad de esfuerzos que pueda aguantar la misma sea menor. Por ello, a continuación, para conocer estimaciones de los esfuerzos que sufriría la biela, se ha escogido un modelo cinemático del mecanismo pistón-biela-manivela [18]. Antes de dar resultados, se procede a comentar brevemente el modelo:

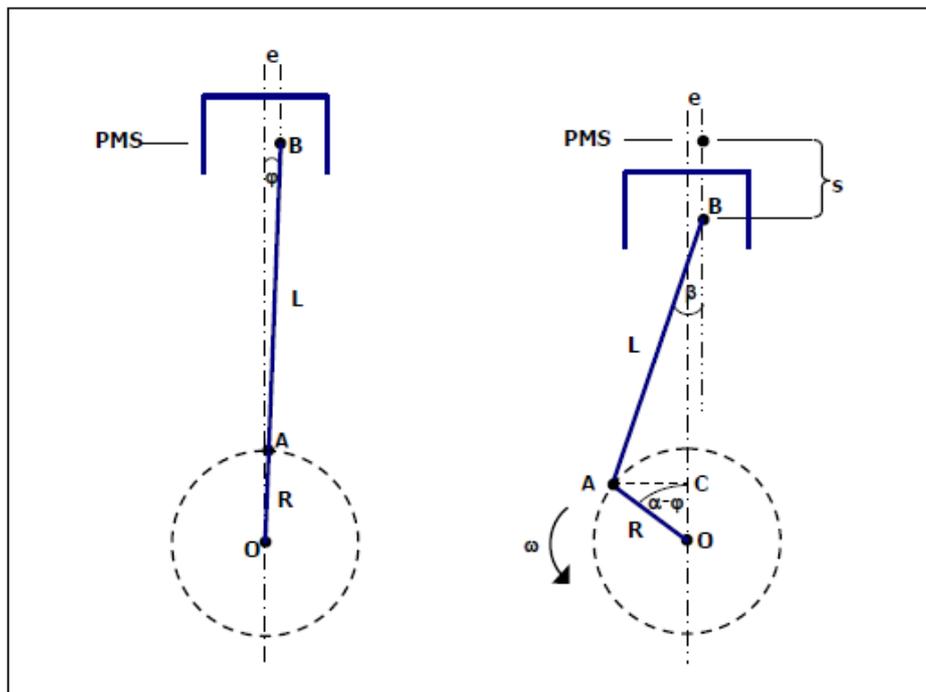


Figura 1. 12. Esquema del mecanismo pistón-biela-manivela.



De la Figura 1. 12 [18], se puede ver que la distancia “OA”, también llamada “R”, es el radio de la manivela (siendo “O” la intersección del eje de cigüeñal con el plano de la biela y la manivela). La distancia “AB”, también llamada “L”, es la longitud de la biela (siendo “A” la muñequilla y “B” el bulón del pistón). La distancia “e” es la excentricidad del pistón, pero se considera prácticamente despreciable para los cálculos al ser del orden de 0,02 R.

Por tanto, definiendo ecuaciones a partir de la geometría del sistema:

$$\varphi = \text{ArcSin}\left(\frac{e}{R + L}\right)$$

Ecuación 1. 25. Ángulo debido al descentramiento del bulón.

Este ángulo φ es despreciable también, teniendo en cuenta que la excentricidad es casi nula para los cálculos.

La cinemática del sistema comienza cuando se define el desplazamiento, α , que no es más que el ángulo recorrido por la manivela con respecto al PMS.

La velocidad angular se define como la derivada del desplazamiento angular con respecto al tiempo.

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt}$$

Ecuación 1. 26. Velocidad angular.

De igual manera, la aceleración angular se define como la derivada de la velocidad angular con respecto al tiempo.

$$\dot{\omega} = \frac{d\omega}{dt}$$

Ecuación 1. 27. Aceleración angular.

Realizando cálculos, y según las ecuaciones a partir de la geometría del sistema [18], el desplazamiento vertical del pistón adquiere la siguiente fórmula:

$$s = \sqrt{(R + L)^2 - e^2} - R \cdot \text{Cos}(\alpha - \varphi) - \sqrt{L^2 - (R \cdot \text{Sin}(\alpha - \varphi) + e)^2}$$

Ecuación 1. 28. Desplazamiento vertical del pistón.

Derivando respecto del tiempo, se obtiene la velocidad y la aceleración instantáneas:

$$\dot{s} = -\omega \cdot R \cdot \text{Sin}(-\alpha + \varphi) + \frac{(-R \cdot \text{Sin}(-\alpha + \varphi) + e) \cdot \omega \cdot R \cdot \text{Cos}(-\alpha + \varphi)}{\sqrt{L^2 - (-R \cdot \text{Sin}(-\alpha + \varphi) + e)^2}}$$

Ecuación 1. 29. Velocidad instantánea del pistón.



$$\ddot{s} = A\omega^2 + B\dot{\omega} + \frac{(B + e)^2 \cdot C\omega^2}{\sqrt{D^3}} + \frac{C\omega^2}{\sqrt{D}} + \frac{(B + e)(-B\omega^2)}{\sqrt{D}} + \frac{(B + e) \cdot A\dot{\omega}}{\sqrt{D}}$$

Ecuación 1. 30. Aceleración instantánea del pistón.

donde $A = R \cdot \text{Cos}(-\alpha + \varphi)$,
 $B = -R \cdot \text{Sin}(-\alpha + \varphi)$,
 $C = R^2 \cdot \text{Cos}(-\alpha + \varphi)^2$,
 $D = L^2 - (B + e)^2$

Por último, también se obtiene el desplazamiento angular de la biela:

$$\beta = \text{ArcSin}\left(\frac{R \cdot \text{Sin}(\alpha - \varphi) + e}{L}\right)$$

Ecuación 1. 31. Desplazamiento angular de la biela.

Por tanto, ya se puede calcular la fuerza en biela, tal y como se muestra a continuación:

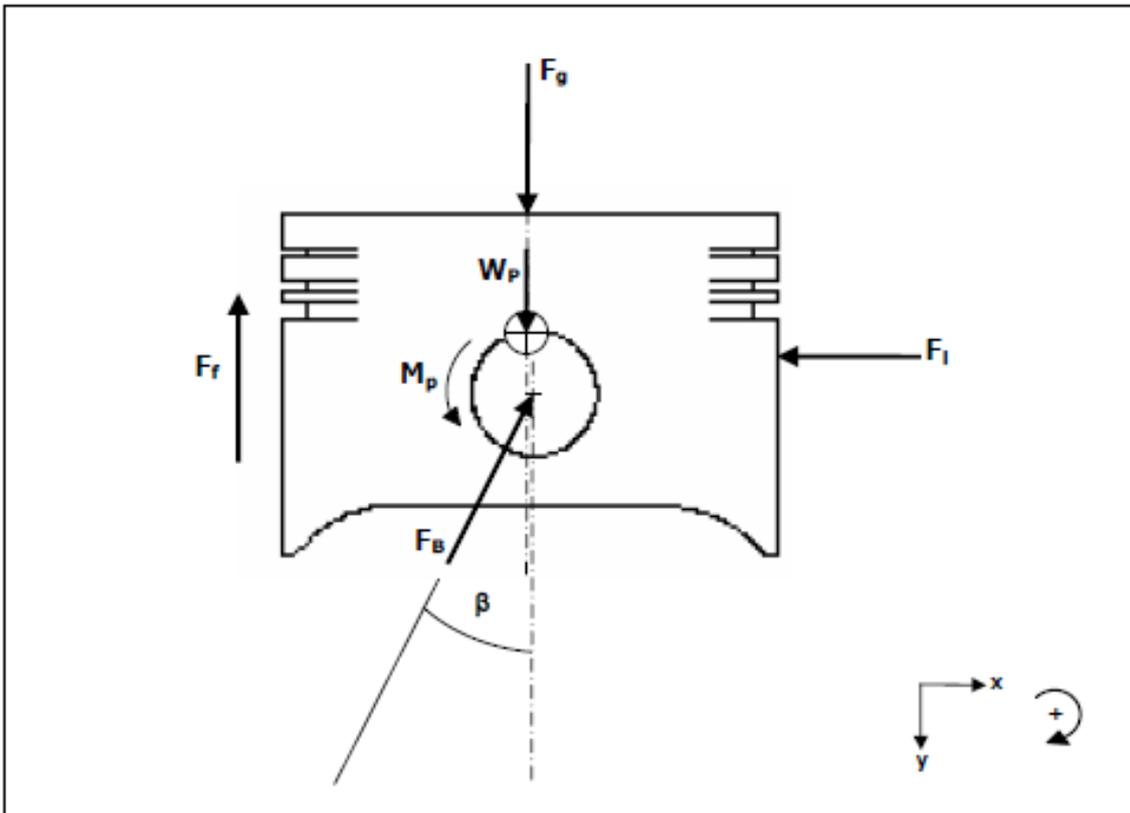


Figura 1. 13. Diagrama de cuerpo libre del pistón.

No obstante, el modelo se encuentra ligeramente incompleto, pues es necesario añadir la influencia del trozo de biela hasta donde se encuentra la galga. Esto se realiza teniendo en cuenta el diagrama de cuerpo libre del trozo de biela de la Figura 1. 14 [18]:

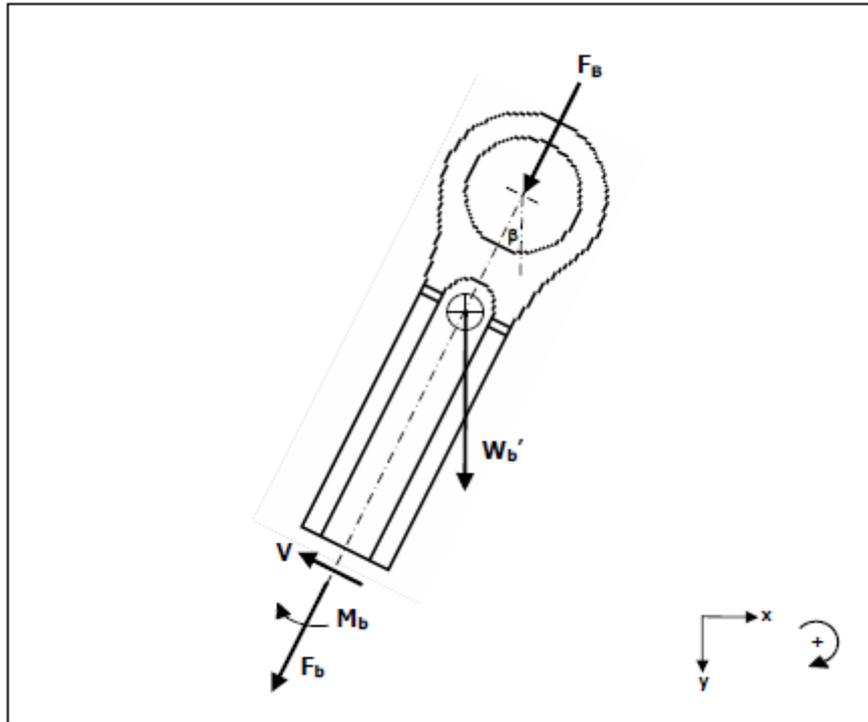


Figura 1. 14. Diagrama de cuerpo libre del trozo de biela.

Considerando sólo esfuerzos en el eje vertical, queda la siguiente ecuación al hacer balance de fuerzas:

$$\Sigma F_y = F_g + W_p + F_B \cdot \text{Cos}(\beta) - m_p \cdot \ddot{s} + \frac{W'_b \cdot \text{Cos}(\beta)}{\text{Cos}(\beta) + \text{Tan}(\beta) \cdot \text{Sin}(\beta)} + \frac{m'_b \cdot \text{Cos}(\beta) \cdot (a'_{Gx} \cdot \text{Tan}(\beta) - a'_{Gy})}{\text{Cos}(\beta) + \text{Tan}(\beta) \cdot \text{Sin}(\beta)} = F_f$$

Ecuación 1. 32. Balance de fuerzas de cuerpo libre del pistón.

o donde:

$F_g = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot P$, es la fuerza de los gases de combustión, siendo

interesante el balance entre la presión en culata y en cárter,

$W_p = (m_p + m_{bul} + m_s) \cdot g$, es el peso del pistón, teniendo en cuenta las masas del pistón, del bulón y de los segmentos,

F_B , es fuerza en biela,

F_f , es fuerza de fricción,

$m_p \cdot \ddot{s}$, es fuerza inercial del pistón.

W'_b , es el peso del trozo de biela.

m'_b es la masa del trozo de biela.

a'_{Gx} y a'_{Gy} , son las componentes horizontal y vertical de la aceleración lineal del centro de gravedad del trozo de biela.



No obstante, para implementar todas estas variables, es necesario estimar la presión de los gases en cámara. Suponiendo la realización de un ensayo de arrastre, se considera como hipótesis inicial que se realiza en el interior del motor una compresión adiabática reversible. Para llegar a ella, se hacen los siguientes cálculos.

$$V_d = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot S$$

Ecuación 1. 33. Cilindrada (en función de diámetro y carrera).

$$V_c = \frac{V_d}{r - 1}$$

Ecuación 1. 34. Volumen de la cámara de combustión (r, relación de compresión).

$$V_1 = V_d + V_c$$

Ecuación 1. 35. Volumen inicial.

El volumen final (V_2) va adquiriendo cada vez un valor menor, conforme sube el pistón y se reduce la carrera y, por tanto, el volumen disponible. De esta manera, en el último punto $V_2 = V_c$.

La presión inicial (P_1) es conocida, y la presión final (P_2) se puede dejar en función de los parámetros anteriormente mencionados. Además, el valor de γ se estima en torno a 1,3. Por tanto, se llega así a la compresión adiabática reversible, donde ya todo es conocido.

$$P_1 \cdot V_1^\gamma = P_2 \cdot V_2^\gamma$$

Ecuación 1. 36. Compresión adiabática reversible.



1.8. Desarrollo de un MCIA prototipo para medir fricción en pistón camisa.

Antes de comenzar con el desarrollo del procedimiento, es necesario aclarar cómo se llevará a cabo el estudio de las fuerzas de fricción. En primer lugar, se calculará una fuerza en biela teórica a partir de la Ecuación 1. 32, considerando nula la fuerza de fricción y utilizando la presión en cámara medida experimentalmente. Por otra parte, la galga que se instalará en la biela verá una tensión, que se traduce en un voltaje y, conociendo el factor de calibración, se obtendrá una fuerza en biela experimental. Esta fuerza en biela experimental lleva implícitos los esfuerzos de fricción también. Por tanto, si se realiza la resta de la fuerza en biela experimental menos la fuerza en biela teórica, se obtendrá la fuerza de fricción pura correspondiente a cada ensayo. Todo esto queda más claro con la Figura 1. 15.

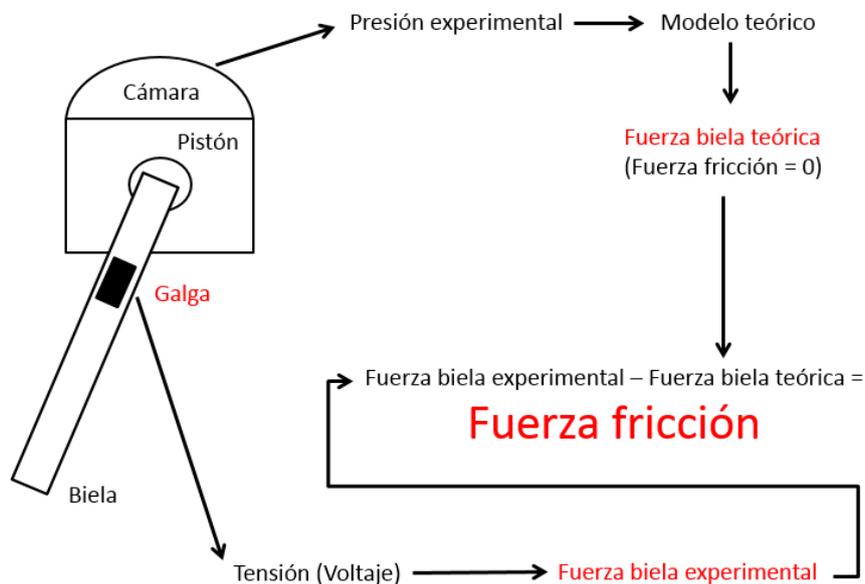


Figura 1. 15. Esquema de medición de fuerzas de fricción.

Siguiendo con el procedimiento de ensayo, para poder llevar a cabo este proyecto, era necesario conseguir un MCIA de acuerdo a los criterios obtenidos del estudio de experimentos anterior. A continuación, se adjunta el proceso de selección del motor utilizado como prototipo.

1.8.1. Estudio de selección del MCIA.

1.8.1.1. Especificaciones según requerimientos de experimento.

Aunque en el apartado 1.7.2.1 se hizo un resumen de los MCIA y los procedimientos más adecuados para la técnica del “floating liner”, los MCIA mencionados no dejan de ser útiles para aplicarles el principio de medida de fricción en camisa-pistón, pues requieren instrumentación de igual manera. Por tanto, en este apartado, se va a hacer un resumen de los aspectos más importantes, que marcarán el tipo de motor que se elegirá.



En primer lugar, es necesario decantarse por un motor MEC o MEP. De los ocho experimentos, los de diésel se utilizaron desde el 1998 hasta el 2002, mientras que los de gasolina se usaron desde el 2006 hasta el 2014. Por tanto, parece lógico escoger un motor MEP, pues la tendencia así lo marca.

En segundo lugar, aunque existe una mayoría de autores que se decantaron por utilizar el procedimiento de “en combustión”, también es cierto que muchos de ellos utilizan la técnica de “en arrastre”, sobre todo para validar el sistema. Por tanto, sería interesante poder llevar a cabo ambos procedimientos, pero comenzar arrastrando el MCIA.

En tercer lugar, cada vez se van utilizando pistones más pequeños, probablemente por el fenómeno del “downsizing”. Por tanto, parece lógico buscar un motor pequeño para realizar las pruebas.

En cuarto lugar, los ratios de compresión de todos los experimentos no superan el orden de 10:1. Por tanto, parece recomendable no excederse de esa relación.

En quinto lugar, el régimen de giro de casi todos los MCIA que se han utilizado varía desde las 1000 rpm a las 2500 rpm. Parece lógico quedarse más o menos en ese rango, y un poco por arriba y por debajo de este valor. Todo esto quedará también marcado por la elección del motor y el tamaño.

Finalmente, queda mencionar el parámetro del aceite. Mientras que el tipo de aceite utilizado parece no ser una variable que influya mucho en las pruebas, sí que es cierto que se recomienda trabajar en un rango de 60°C a 100°C. Por tanto, se intentará estar cerca de esos valores de temperatura de aceite, y un poco por debajo para ver comportamientos con valores de viscosidad más elevados.

En base a todos estos parámetros, se intentará elegir un motor que cumpla todos o casi todos los requerimientos, así como llevar a cabo el experimento teniendo en cuenta los procedimientos aquí mencionados.

1.8.1.2. Selección y desmontaje de un primer motor.

El motor elegido fue un Honda G150. De los requerimientos mencionados anteriormente, se puede decir que cumple con todos o casi todos.

Para comenzar, es un motor de encendido provocado (MEP) o gasolina, lo que cumple la tendencia que se lleva siguiendo hasta ahora. Además, se trata de un motor monocilíndrico, de cuatro tiempos y de tamaño pequeño. Por otra parte, su ratio de compresión es menor al de 10:1 recomendado. Finalmente, el régimen de giro que soporta se encuentra en el rango de los requerimientos. No obstante, en los siguientes apartados se dan más detalles del mismo.

Para poder obtener información del motor, aparte de recurrir a su hoja de especificaciones, se desmontó completamente, hasta obtener partes internas fundamentales como el pistón, la biela, el árbol de levas, el cigüeñal, entre otros elementos.



G150

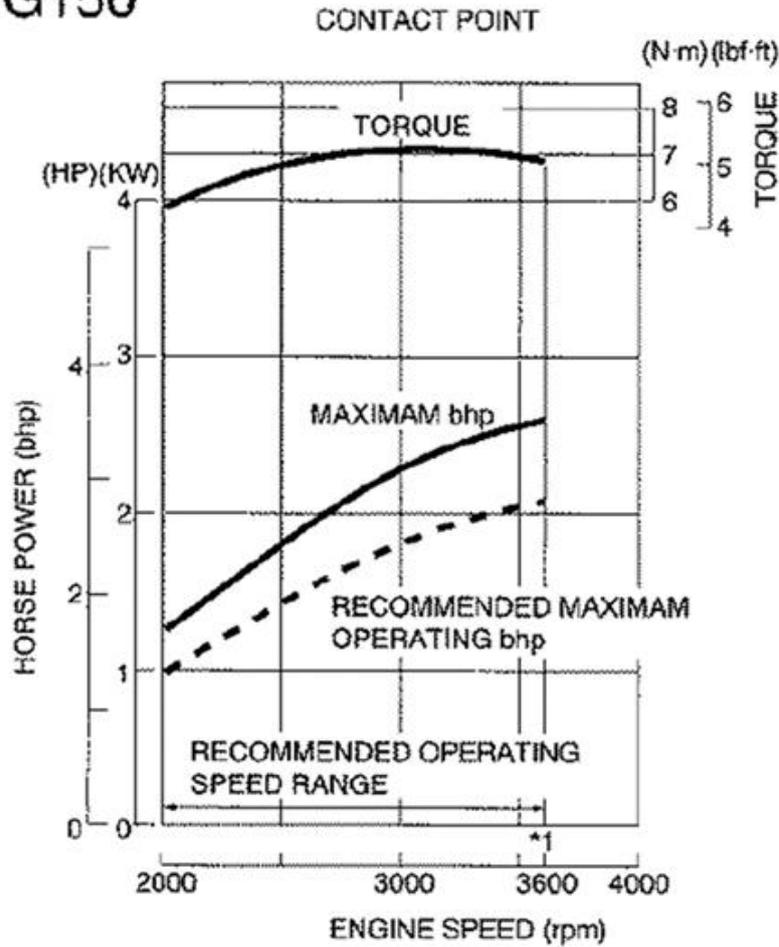


Figura 1. 16. Par y potencia según especificaciones del Honda G150.

| Elemento | Medida | Unidad |
|-----------------------------|---------------------|---------|
| Motor | MEP | - |
| Ciclo | 4 | tiempos |
| Potencia máxima | 3,55 | CV |
| | 2,6 | kW |
| Régimen máximo | 3600 | rpm |
| Régimen a ralentí | 1400 | rpm |
| Par máximo | 7,1 | N·m |
| Cilindrada unitaria teórica | 144 | c.c. |
| Relación de compresión | 6,5:1 | - |
| Consumo de combustible | 421 | g/kWh |
| Momento de encendido | 20° BTDC | ° |
| Sistema de lubricación | Barboteo | - |
| Capacidad de aceite | 0,7 | l |
| Aceite recomendado | SAE 10W40 API SE | - |

Tabla 1. 3. Especificaciones del MCI Honda G150.



Cabe especificar que el sistema de lubricación de este motor es por barboteo, que funciona bajo la siguiente premisa: el giro del cigüeñal produce que existan partes (como la cucharilla de la biela) que entren en contacto con el aceite que se encuentra en el fondo del cárter y, debido a las altas velocidades de movimiento, se produce por salpicadura una niebla de pequeñas gotas de aceite, que se introducen en las superficies rozantes y las lubrican.

1.8.1.2.1. Estudio mecánico-dimensional.

Una vez desmontado completamente el motor a estudiar, se procedió a realizar un estudio mecánico-dimensional del mismo, donde se detallaron las longitudes, pesos y otras características del motor y sus elementos:

| Elemento | Sección a medir | Distancia (mm) |
|--|--------------------|----------------|
| Pistón  | Altura | 42,4 |
| | Altura de la falda | 11,6 |
| | Carrera | 45,3 |
| | Diámetro | 63,6 |
| Segmento de fuego  | Ancho | 3 |
| | Altura | 2 |
| Segmento de compresión  | Ancho | 3 |
| | Altura | 2 |



| | | |
|---|---|--|
| <p style="text-align: center;">Segmento rascador</p>  | <p style="text-align: center;">Ancho (total)</p> <p style="text-align: right;">2,3</p> | |
| | <p style="text-align: center;">Altura (total)</p> <p style="text-align: right;">1,8</p> | |
| <p style="text-align: center;">Árbol de levas</p>  | <p style="text-align: center;">Diámetro del eje</p> <p style="text-align: right;">90</p> | |
| | <p style="text-align: center;">Longitud total</p> <p style="text-align: right;">128</p> | |
| <p style="text-align: center;">Cigüeñal</p>  | <p style="text-align: center;">Diámetro del eje</p> <p style="text-align: right;">48,5</p> | |
| | <p style="text-align: center;">Longitud total</p> <p style="text-align: right;">146,6</p> | |
| | <p style="text-align: center;">Diámetro de rodamiento de apoyo</p> <p style="text-align: right;">25</p> | |
| | <p style="text-align: center;">Diámetro de cojinete de biela</p> <p style="text-align: right;">26</p> | |
| <p style="text-align: center;">Bulón</p>  | <p style="text-align: center;">Diámetro</p> <p style="text-align: right;">15</p> | |
| | <p style="text-align: center;">Longitud</p> <p style="text-align: right;">54,2</p> | |
| <p style="text-align: center;">Biela</p>  | <p style="text-align: center;">Ancho en la cabeza</p> <p style="text-align: right;">49</p> | |
| | <p style="text-align: center;">Ancho en el pie</p> <p style="text-align: right;">23,3</p> | |
| | <p style="text-align: center;">Diámetro de la cabeza</p> <p style="text-align: right;">21,1</p> | |
| | <p style="text-align: center;">Diámetro del pie</p> <p style="text-align: right;">15</p> | |
| | <p style="text-align: center;">Distancia del centro de la cabeza al centro del pie</p> <p style="text-align: right;">89,7</p> | |
| | <p style="text-align: center;">Longitud total</p> <p style="text-align: right;">117,3</p> | |



| | | |
|---|----------|------|
| Válvula de admisión  | Diámetro | 26 |
| | Longitud | 81,8 |
| | Ancho | 7 |
| Válvula de escape  | Diámetro | 23,6 |
| | Longitud | 81,8 |
| | Ancho | 7 |
| Taqué  | Diámetro | 26 |
| | Longitud | 32,2 |
| | Ancho | 8 |

Tabla 1. 4. Longitudes de los elementos del MCIA.

| Elemento | Peso (g) |
|------------------------|----------|
| Pistón | 145,1 |
| Segmento de fuego | 7,5 |
| Segmento de compresión | 7,6 |
| Segmento rascador | 5,6 |
| Árbol de levas | 318,9 |
| Cigüeñal | 665,7 |
| Bulón | 33,4 |
| Biela | 147,3 |
| Válvula de admisión | 36,3 |
| Válvula de escape | 33,3 |
| Taqué | 21,6 |

Tabla 1. 5. Peso de los elementos del MCIA.



1.8.1.2.2. Diagrama de distribución del MCIA.

Para analizar con detalle la evolución de la presión a lo largo del ciclo experimentalmente, se ha obtenido el diagrama de distribución del MCIA a partir de unos sensores de proximidad colocados encima de las válvulas y el pistón, tal y como se puede ver en la Figura 1. 17 y en la Figura 1. 18.

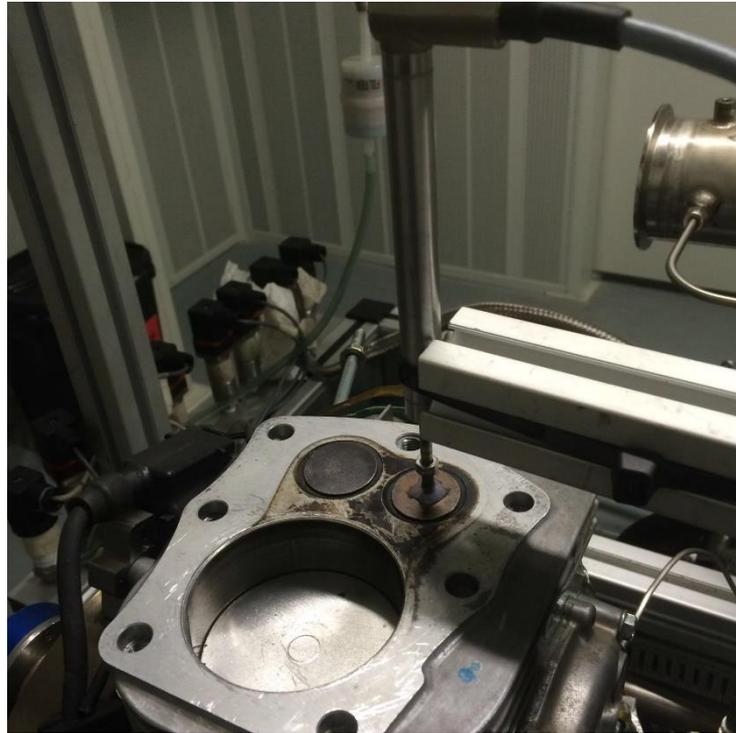


Figura 1. 17. Ensayo de diagrama de distribución (medida de la válvula).

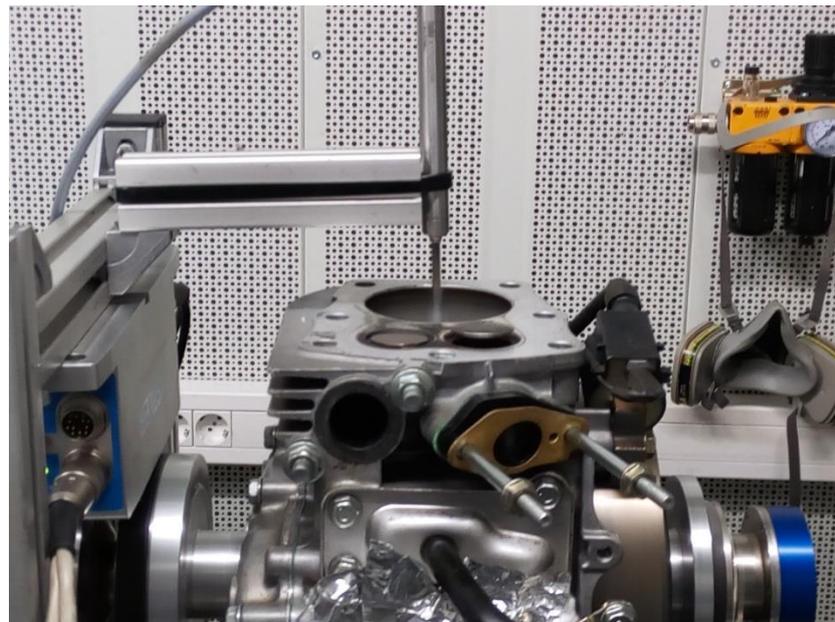


Figura 1. 18. Ensayo de diagrama de distribución (medida del pistón).



Por tanto, según la gráfica de la Figura 1. 19, existe un pequeño cruce de válvulas en el PMS de expansión de unos 30° aproximadamente, un valor habitual en MCIA.

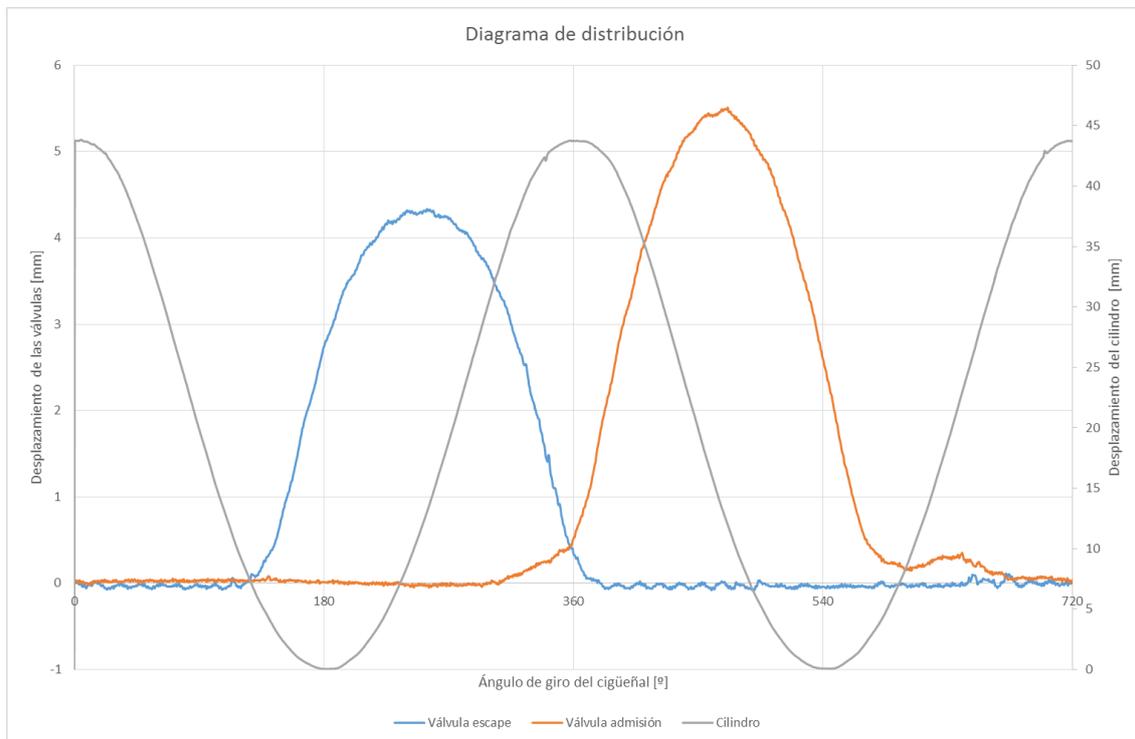


Figura 1. 19. Resultados del diagrama de distribución.

1.8.1.2.3. Análisis de vibraciones del MCIA.

El análisis de vibraciones siempre es una herramienta muy útil tanto para el mantenimiento correctivo (para conocer las zonas de fallo), como para el mantenimiento predictivo (para ver los puntos donde una máquina puede llegar a tener una avería o un mal comportamiento). En concreto, en este caso, la metodología se ha aplicado para ver las zonas en las que la medida podría verse afectada por el efecto de altas vibraciones, provocado por la resonancia como consecuencia de trabajar cerca de la frecuencia natural.

Por eso, teniendo en cuenta la posibilidad y la viabilidad de utilizar esta herramienta, se llevó a cabo en el MCIA del proyecto. Se utilizó la técnica de análisis de vibraciones libres por golpe de martillo. Dando un pequeño golpe en el bloque motor, tanto verticalmente como horizontalmente, con la ayuda de un martillo de goma, es posible captar los modos de vibración del bloque a partir de acelerómetros y, consecuentemente, obtener las frecuencias naturales del sistema. El montaje de la instalación se puede ver en la Figura 1. 20.

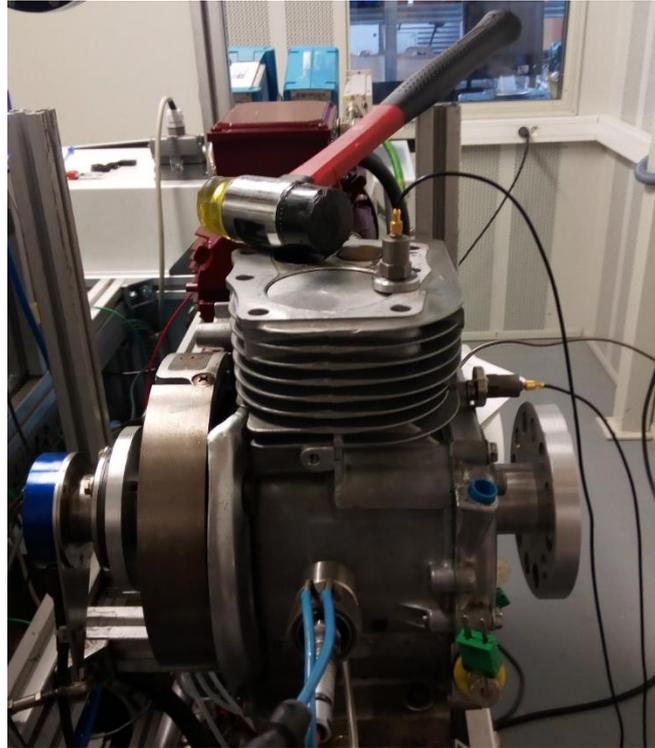


Figura 1. 20. Montaje de la instalación para medida de vibraciones.

De esta manera, por tanto, una vez que se hayan obtenido las frecuencias naturales del sistema, se podrá hacer funcionar el MCI A en ese rango, para ver la resonancia del bloque y las altas vibraciones, o bien evitar dicho rango, para no perjudicar el buen funcionamiento del sistema.

Se adjuntan, en la Figura 1. 21, en la Figura 1. 22 y en la Figura 1. 23, los diferentes resultados medidos por los acelerómetros.

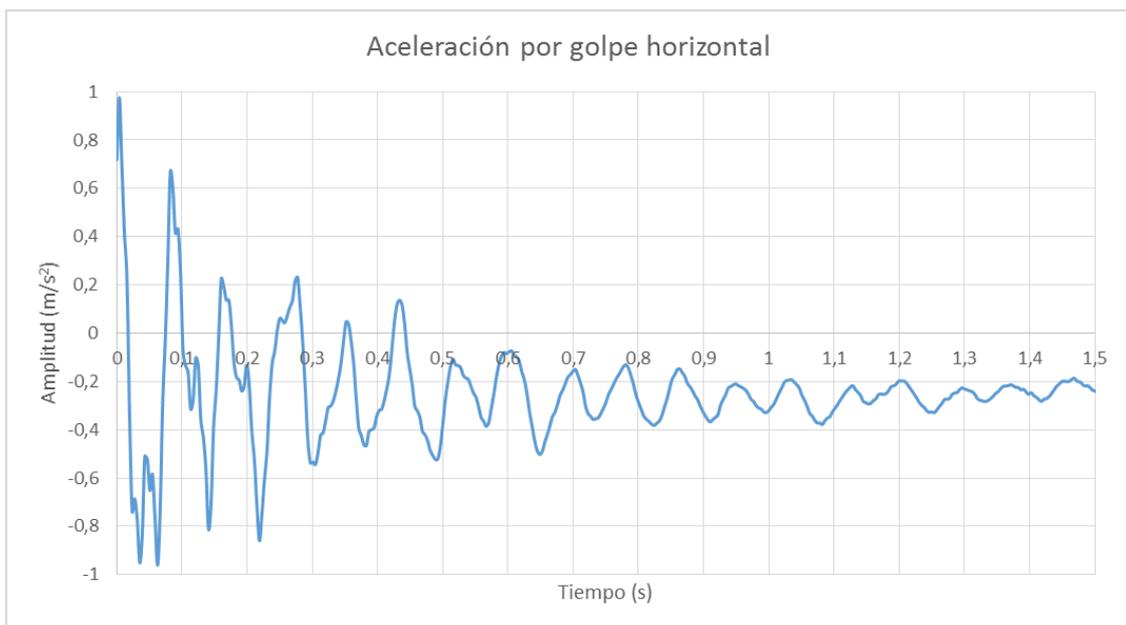


Figura 1. 21. Vibraciones por golpe horizontal en el bloque.

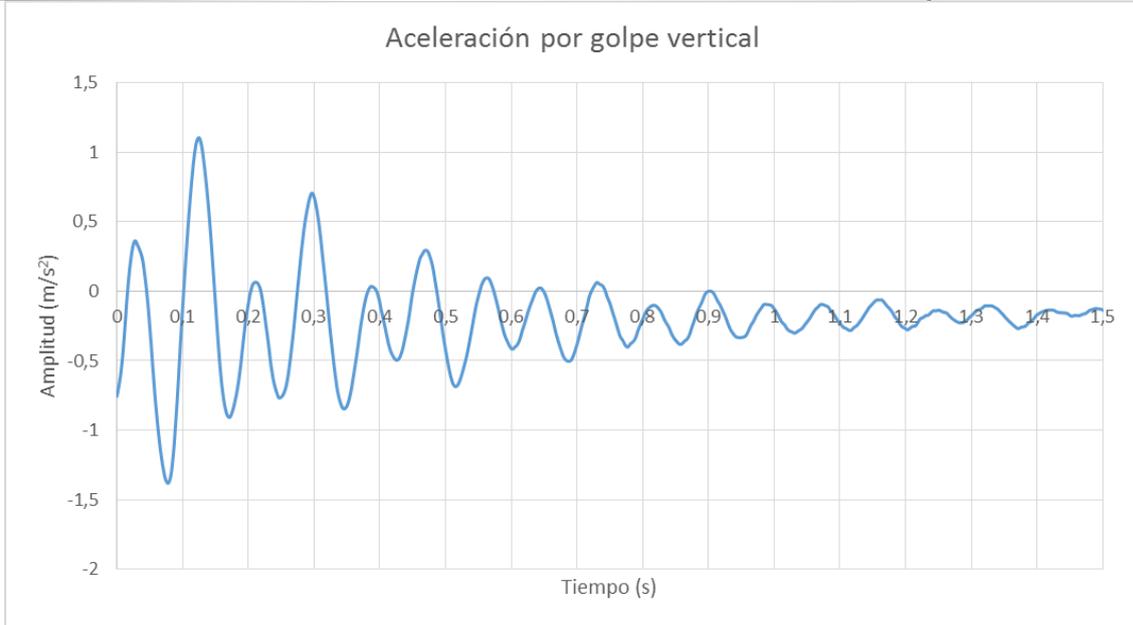


Figura 1. 22. Vibraciones por golpe vertical en el bloque.

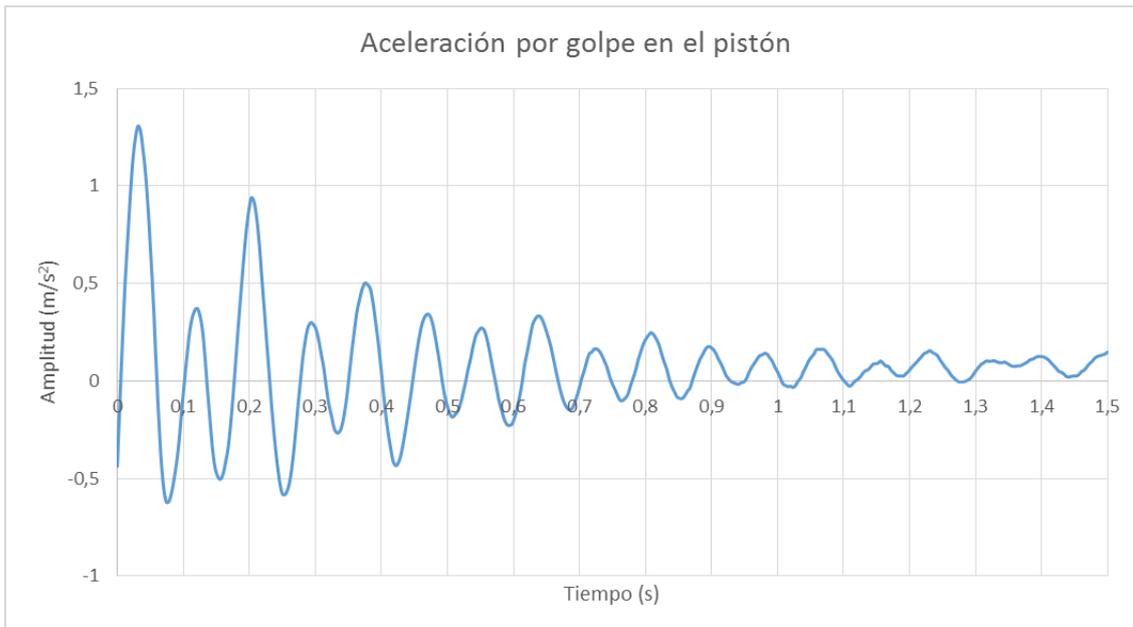


Figura 1. 23. Vibraciones por golpe vertical en el pistón.

Una vez se tienen las gráficas derivadas de la vibración libre del MCIA después del golpe, se pueden obtener las frecuencias naturales con el siguiente procedimiento [19]:

- Medición del periodo (T). Lo primero que hay que hacer es medir la distancia en segundos que hay entre pico y pico de la vibración libre.



- Obtención de la frecuencia natural amortiguada (W_d):

$$W_d [s^{-1}] = \frac{2\pi}{T}$$

Ecuación 1. 37. Frecuencia natural amortiguada.

- Medición de la amplitud del primer pico ($x(t)$) y del segundo ($x(t + T)$), transcurrido un periodo (T). Las unidades de la amplitud se medirán en $[m/s^2]$.
- Obtención del decremento logarítmico (δ):

$$\delta [-] = \ln \left(\frac{x(t)}{x(t + T)} \right)$$

Ecuación 1. 38. Decremento logarítmico.

- Obtención de la razón de amortiguamiento (ζ):

$$\zeta [-] = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}}$$

Ecuación 1. 39. Razón de amortiguamiento.

- Obtención de la frecuencia natural (W_n):

$$W_n [s^{-1}] = \frac{W_d}{\sqrt{1 - \zeta^2}}$$

Ecuación 1. 40. Frecuencia natural.

Una vez hechos los cálculos, y multiplicando por $60/(2\pi)$ para pasar la frecuencia natural a revoluciones por minuto, se obtienen los siguientes resultados:

- Frecuencia natural del bloque por golpe horizontal: 769 rpm y 779 rpm.
- Frecuencia natural del bloque por golpe vertical: 336 rpm, 346 rpm, 347 rpm, 350 rpm y 373 rpm.
- Frecuencia natural del bloque por golpe vertical al pistón: 348 rpm y 349 rpm.

Por tanto, parece claro que existen dos zonas críticas con frecuencias naturales, que son los rangos de 300 a 400 rpm y de 750 a 800 rpm. Esta información será útil para el análisis posterior de los resultados.

**1.8.1.2.4. Otros cálculos.**

| Elemento | Medida | Unidad |
|-------------------------------|--------|----------------|
| Relación carrera/diámetro | 0,71 | - |
| Sección del pistón | 0,0032 | m ² |
| Cilindrada unitaria calculada | 143,91 | c.c. |
| Velocidad lineal máxima | 5,44 | m/s |

Tabla 1. 6. Otros cálculos del MCIA.

Los cálculos de parámetros específicos de MCIA se han realizado de la siguiente manera [1]:

Relación carrera/diámetro:

$$\frac{S}{D} = \frac{45,3}{63,6} \approx 0,71$$

Ecuación 1. 41. Relación carrera-diámetro.

- Donde D es el diámetro del pistón y S es la carrera del pistón.

Sección del pistón:

$$A_p = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \cdot (63,6 \cdot 10^{-3})^2}{4} \approx 0,0032 \text{ m}^2$$

Ecuación 1. 42. Sección del pistón.

- Donde D es el diámetro del pistón.

Cilindrada unitaria calculada:

$$V_D = A_p \cdot S = 0,0032 \cdot 45,3 \cdot 10^{-3} \approx 143,91 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 143,91 \text{ c. c.}$$

Ecuación 1. 43. Cilindrada unitaria.

- Donde A_p es la sección del pistón y S es la carrera del pistón.

Velocidad lineal máxima (suponiendo funcionamiento en combustión del MCIA):

$$c_m = 2 \cdot S \cdot n = 2 \cdot 45,3 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{3600}{60} \approx 5,44 \text{ m/s}$$

Ecuación 1. 44. Velocidad lineal máxima.

- Donde n es el régimen de giro y S es la carrera del pistón.

1.8.1.3. Cálculo de pérdidas mecánicas.

Si se realiza el cálculo de las pérdidas mecánicas en kW, en función del régimen de giro, y sustituyendo todos los parámetros de las ecuaciones del apartado 1.6.1 por los del motor con el que se ensayará, el resultado es el siguiente:

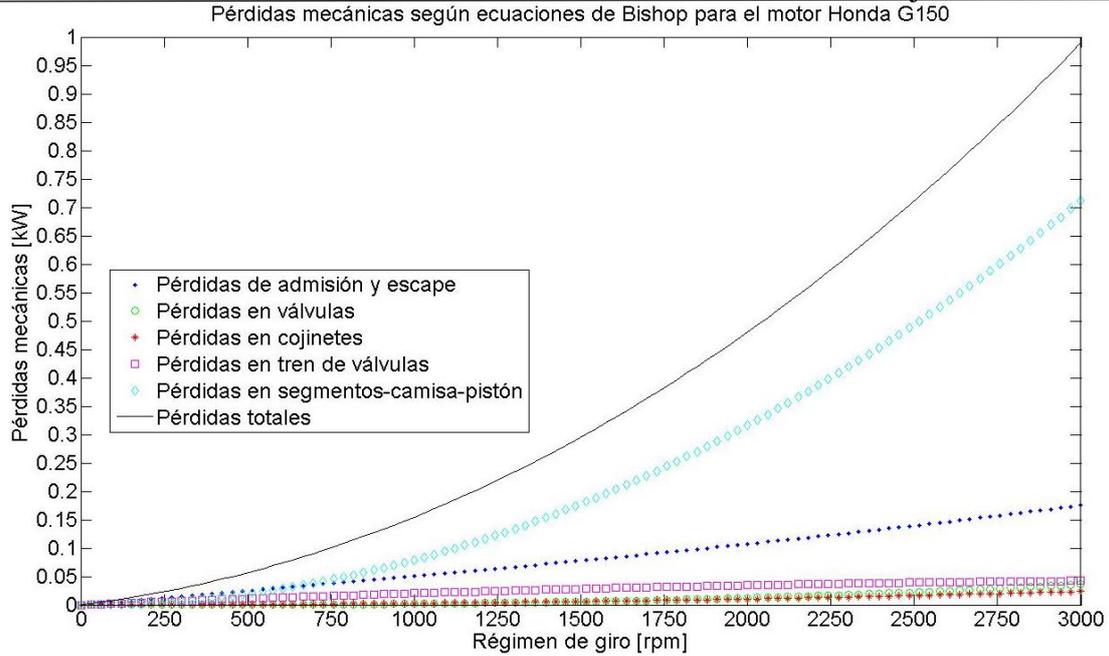


Figura 1. 24. Pérdidas mecánicas según Bishop para el Honda G150.

Se adjunta una tabla con los valores extraídos de la Figura 1. 24, para ver los resultados más importantes:

| Régimen [rpm] | 250 | 500 | 750 | 1000 | 1250 | 1500 | 2000 | 3000 |
|----------------------|-------|------|------|------|------|------|------|------|
| Pérd. mecánicas [kW] | 0,025 | 0,06 | 0,10 | 0,15 | 0,20 | 0,27 | 0,43 | 0,98 |

Tabla 1. 7. Valores de pérdidas mecánicas según Bishop.

1.8.1.4. Cálculo de incremento de presión según presión de admisión.

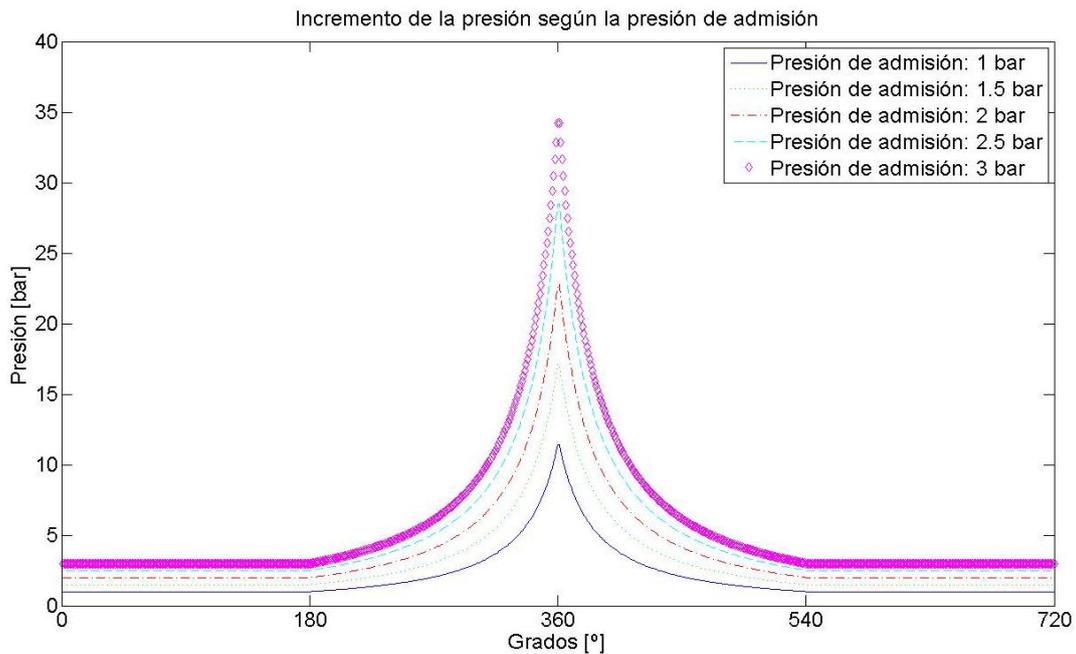


Figura 1. 25. Incremento de la presión según la presión de admisión.



Tal y como se ha comentado anteriormente, es necesario llevar a cabo una reducción del alma de la biela para poder obtener una señal sin ruido. No obstante, los esfuerzos en biela son algo que hay que conocer, para poder saber el rango en el que se podría trabajar. Íntimamente ligado a esto se encuentra la presión de los gases, que determinará gran parte de los esfuerzos. Por tanto, dando diversos valores a la presión de admisión, según el procedimiento que se explica desde la Ecuación 1. 33 hasta la Ecuación 1. 36, se obtiene el incremento de la presión según dicha presión de admisión, para unos datos conocidos, según se muestra en la Figura 1. 25.

Se adjunta una tabla con los valores extraídos de la Figura 1. 25, para ver los resultados más importantes:

| Presión de admisión [bar] | 1 | 1,5 | 2 | 2,5 | 3 |
|------------------------------|------|------|------|------|------|
| Pico de presión máxima [bar] | 11,4 | 17,1 | 22,8 | 28,5 | 34,2 |

Tabla 1. 8. Valores de presión máxima según presión de admisión.

A partir de todas estas ecuaciones, y considerando nula la fuerza de fricción para simplificar y obtener, en primer lugar, una aproximación de los esfuerzos en biela, se generan las siguientes gráficas del apartado 1.8.1.5, para los casos con los que funcionará la biela, que serán ensayo de arrastre sin culata, ensayo de arrastre con culata con aspiración natural y ensayo de arrastre con culata con aspiración sobrealimentada.

1.8.1.5. Cálculo de esfuerzos en biela.

1.8.1.5.1. Arrastre sin culata.

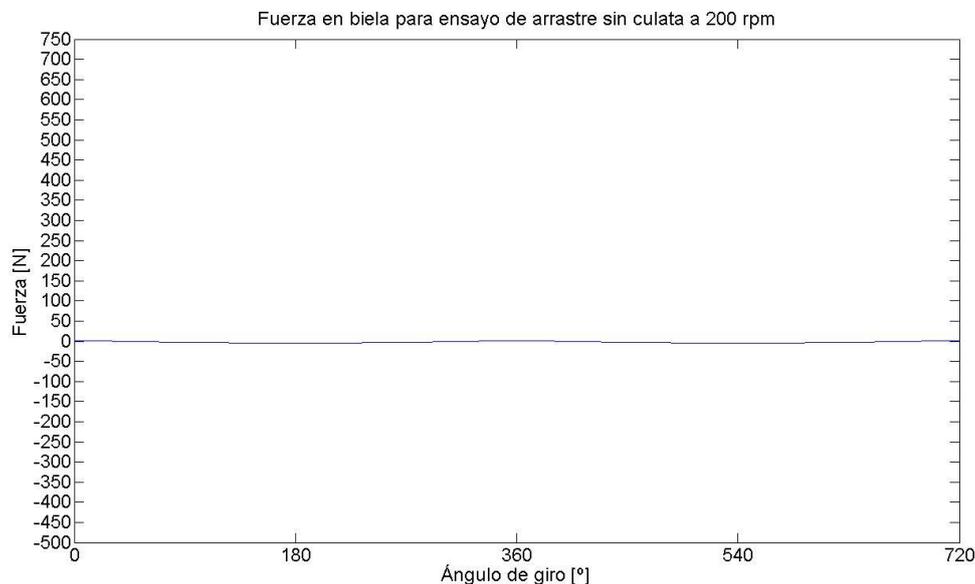


Figura 1. 26. Fuerza en biela para arrastre sin culata a 200 rpm.

A 200 rpm, el pico de esfuerzos en biela con arrastre sin culata es muy bajo, del orden de 5 N, aproximadamente.

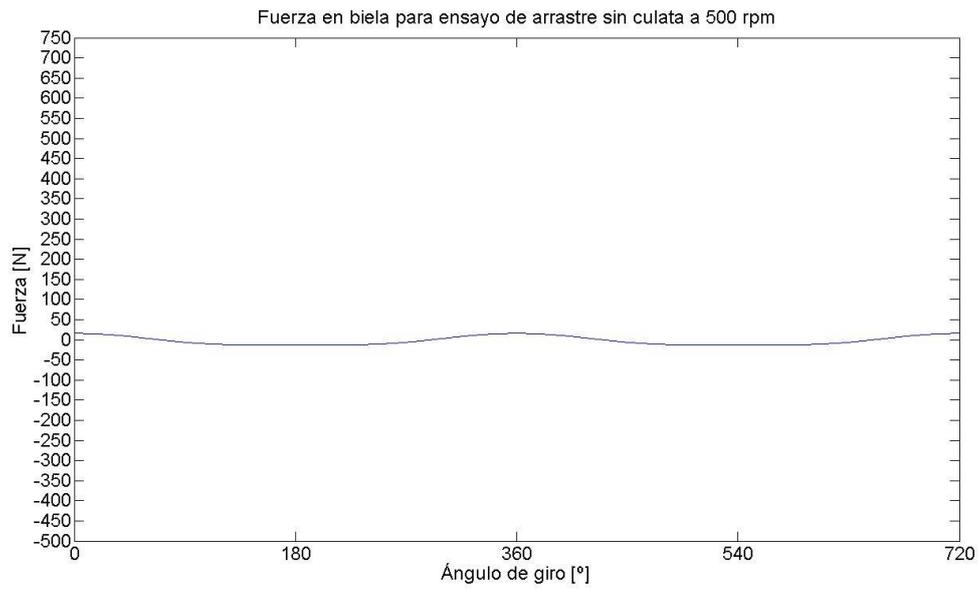


Figura 1. 27. Fuerza en biela con arrastre sin culata a 500 rpm.

Conforme aumenta el régimen, el pico de esfuerzos en biela con arrastre sin culata se ve incrementado debido a los efectos de la inercia.

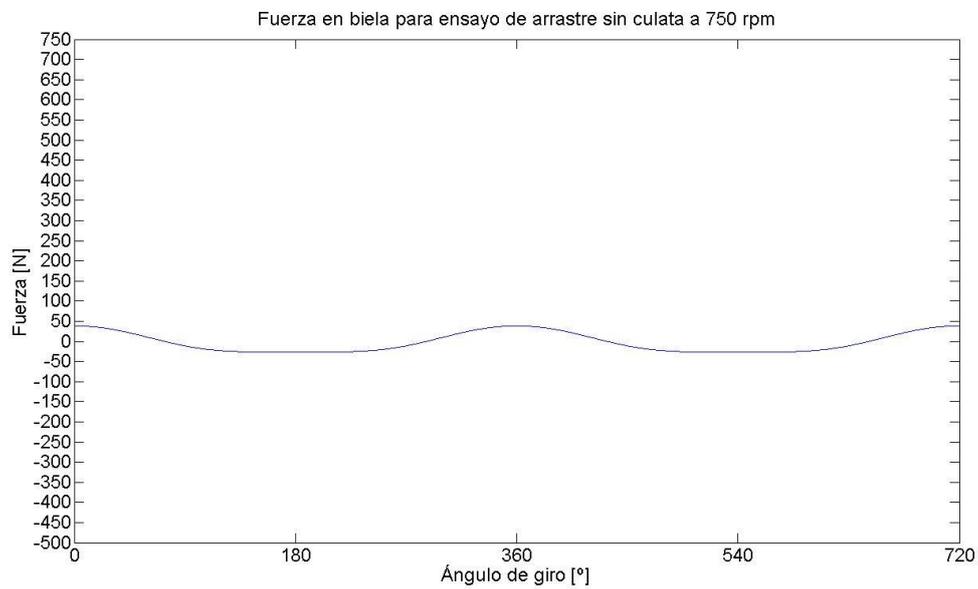


Figura 1. 28. Fuerza en biela con arrastre sin culata a 750 rpm.

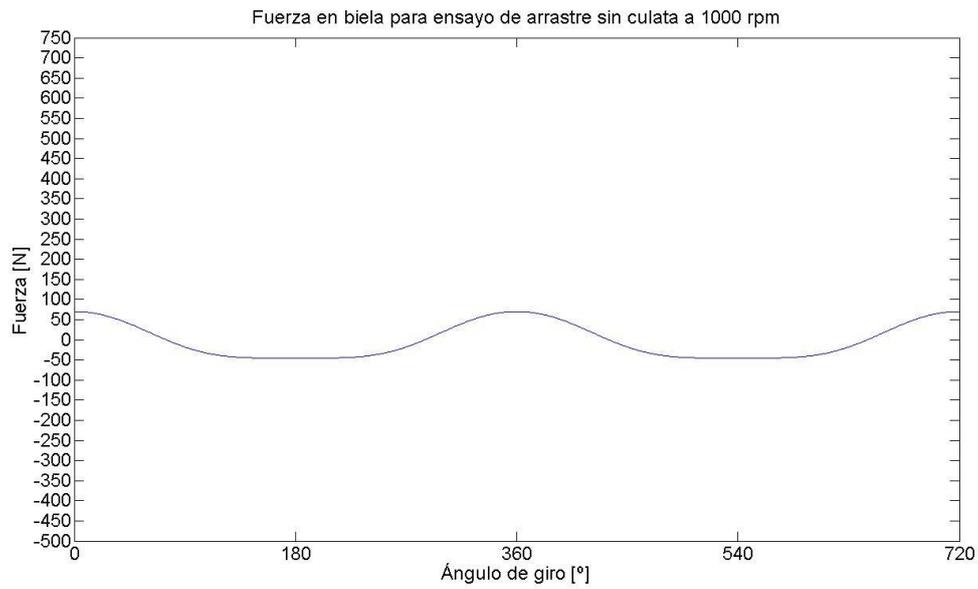


Figura 1. 29. Fuerza en biela con arrastre sin culata a 1000 rpm.

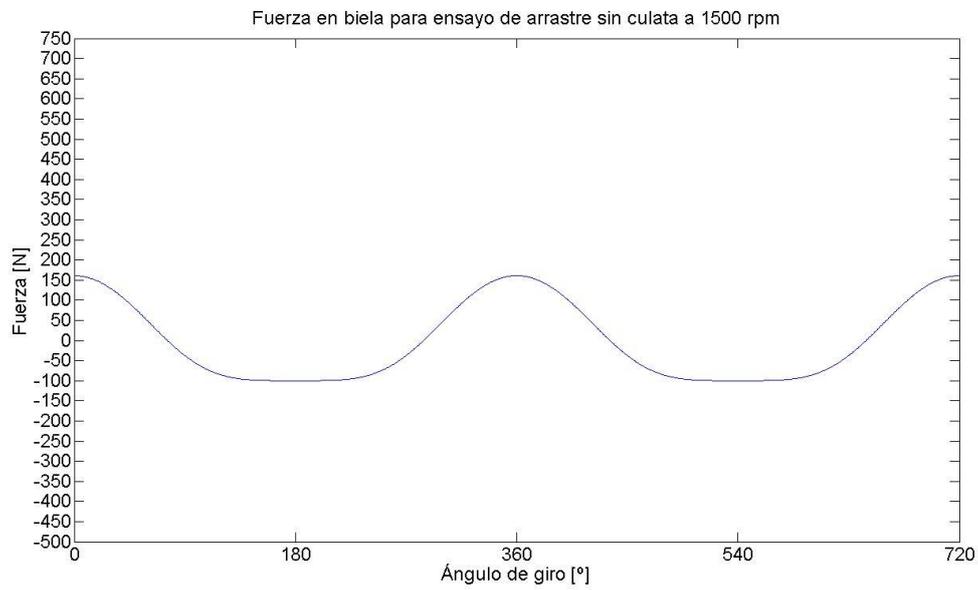


Figura 1. 30. Fuerza en biela con arrastre sin culata a 1500 rpm.

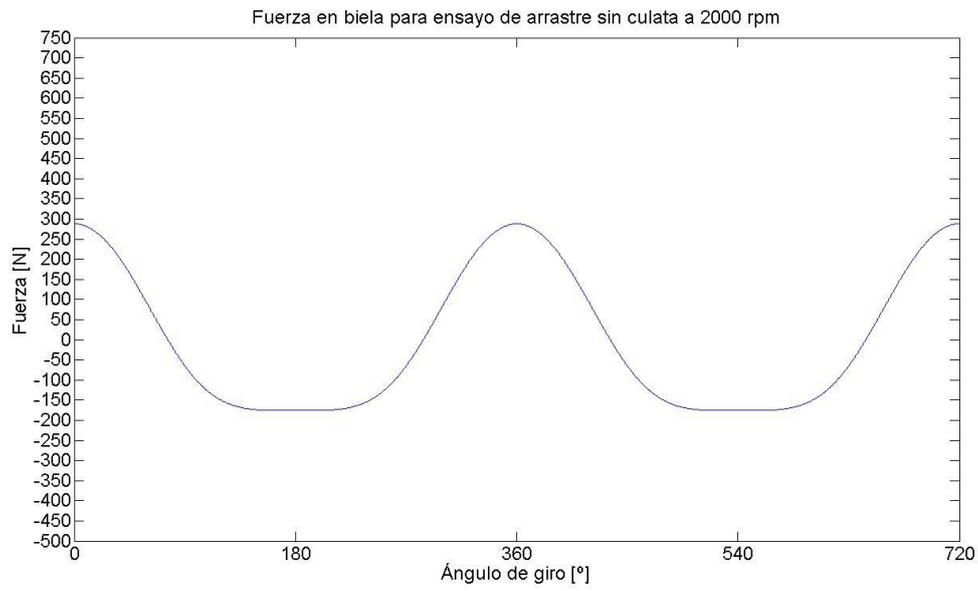


Figura 1. 31. Fuerza en biela con arrastre sin culata a 2000 rpm.

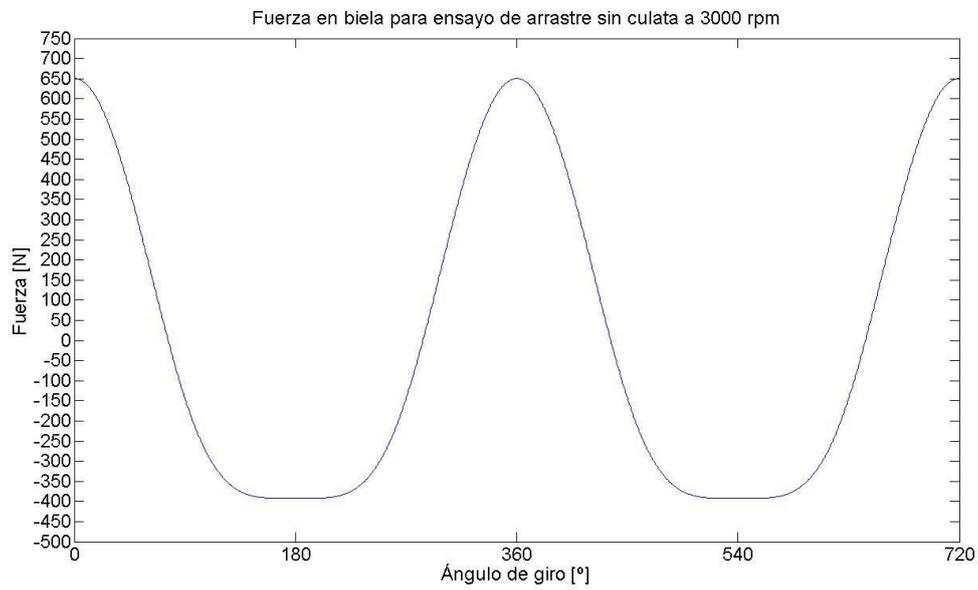


Figura 1. 32. Fuerza en biela con arrastre sin culata a 3000 rpm.



1.8.1.5.2. Arrastre con culata con aspiración natural.

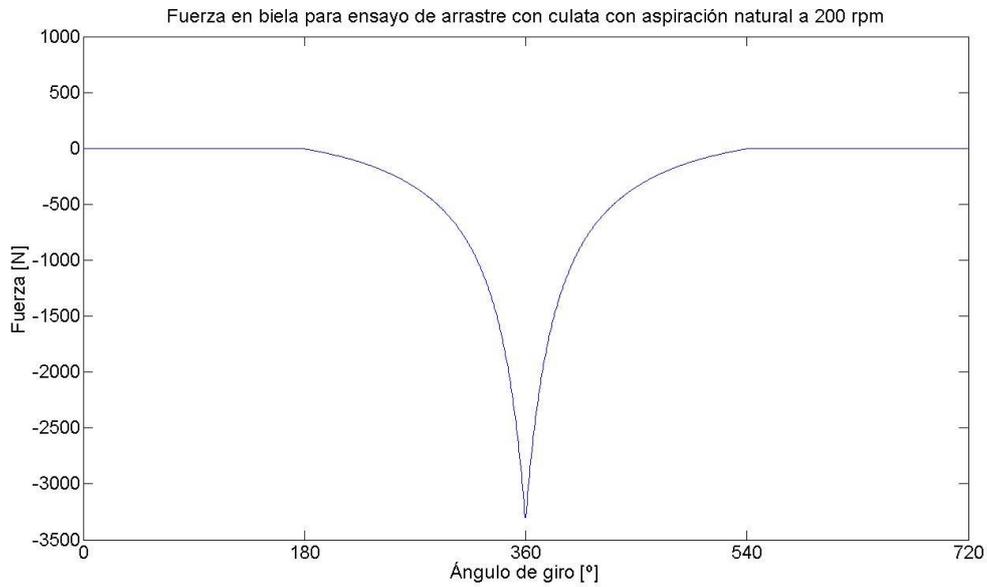


Figura 1. 33. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. natural a 200 rpm.

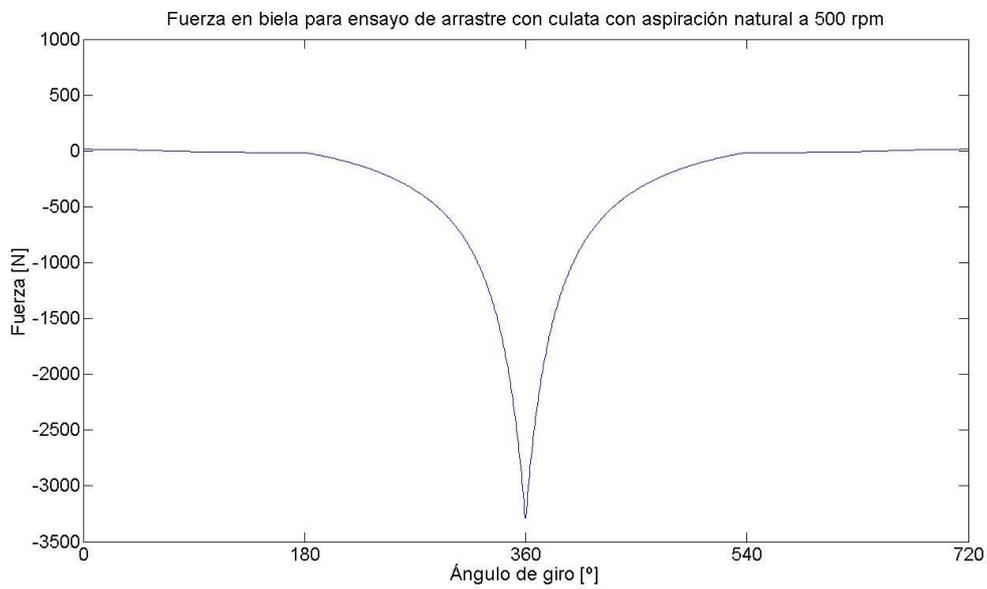


Figura 1. 34. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. natural a 500 rpm.

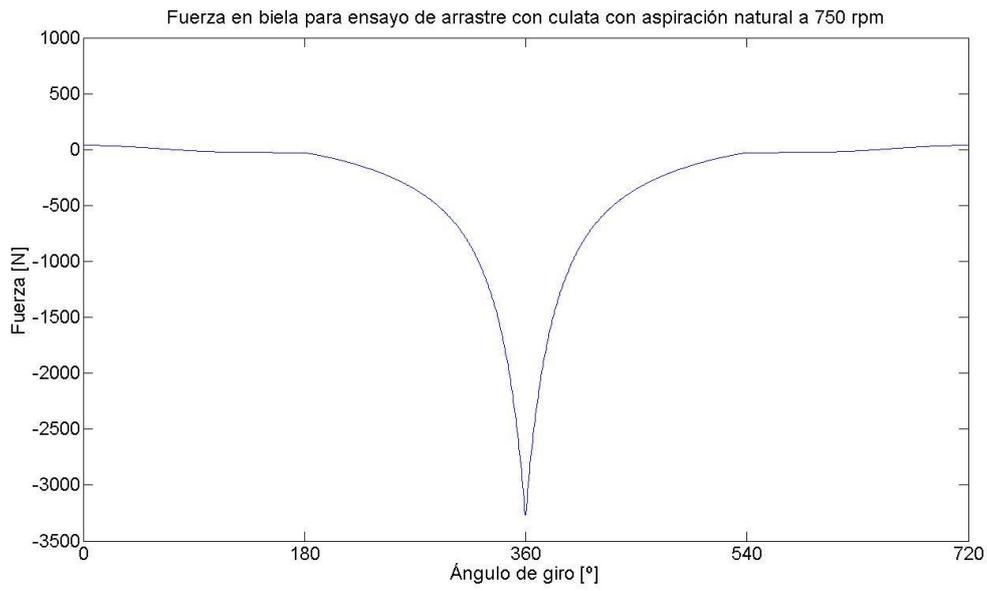


Figura 1. 35. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. natural a 750 rpm.

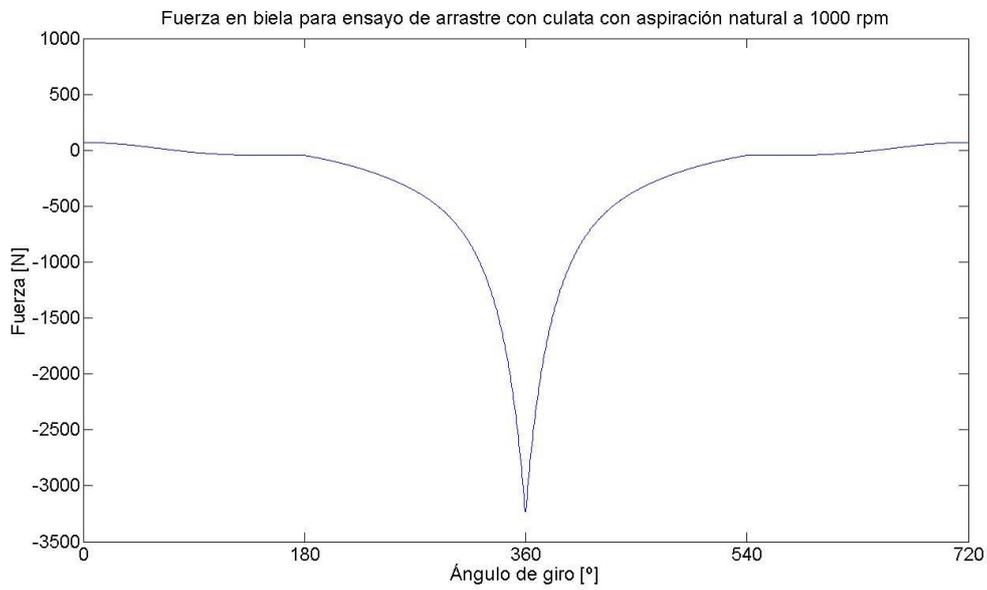


Figura 1. 36. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. natural a 1000 rpm.

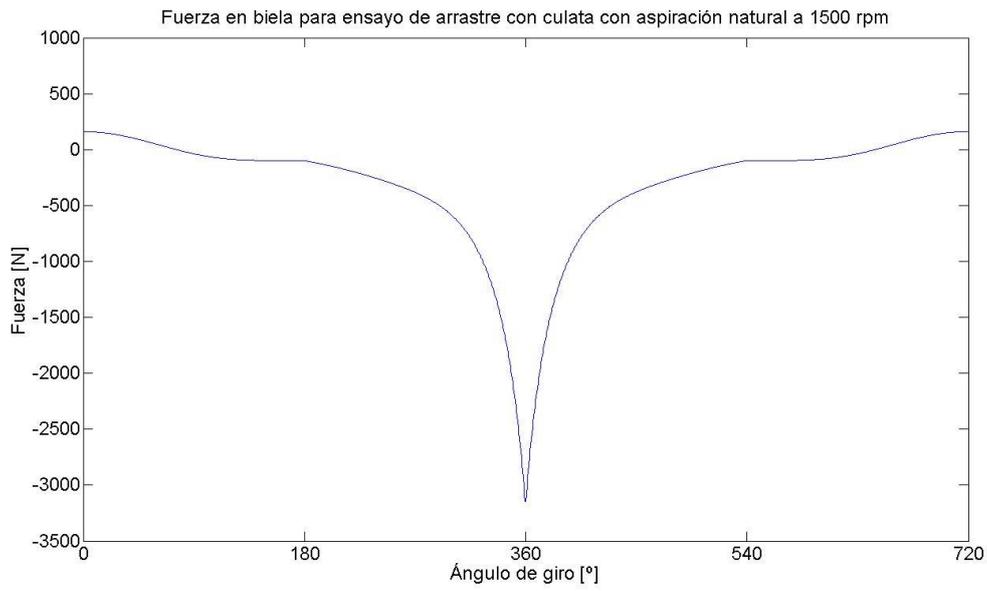


Figura 1. 37. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. natural a 1500 rpm.

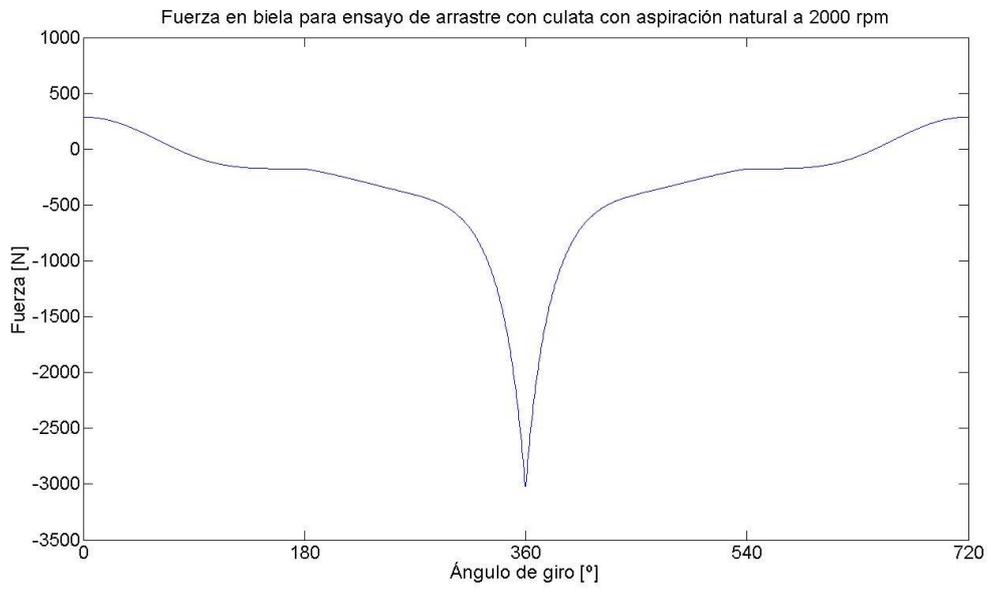


Figura 1. 38. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. natural a 2000 rpm.

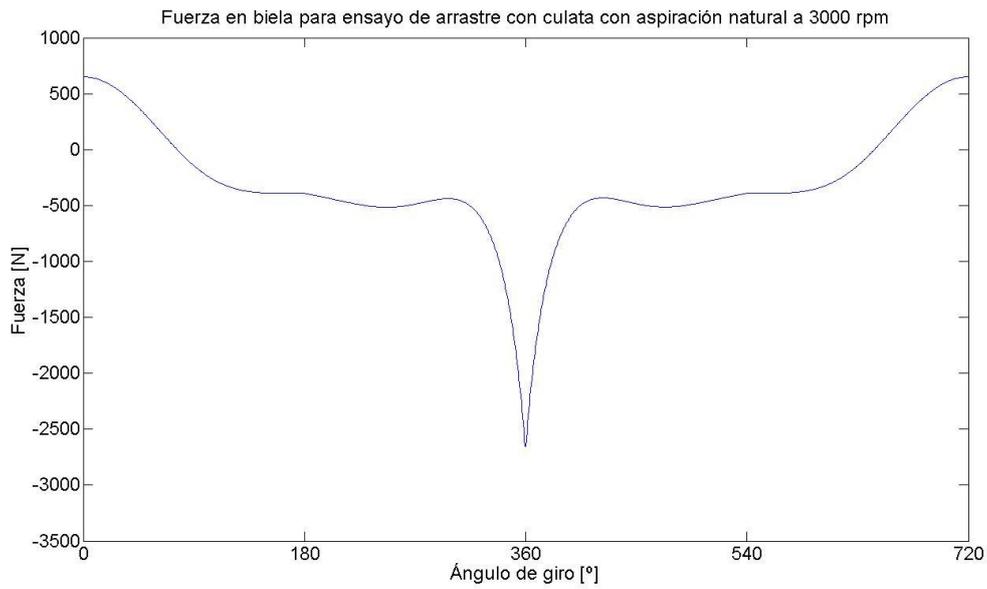


Figura 1. 39. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. natural a 3000 rpm.

1.8.1.5.3. Arrastre con culata con aspiración sobrealimentada.

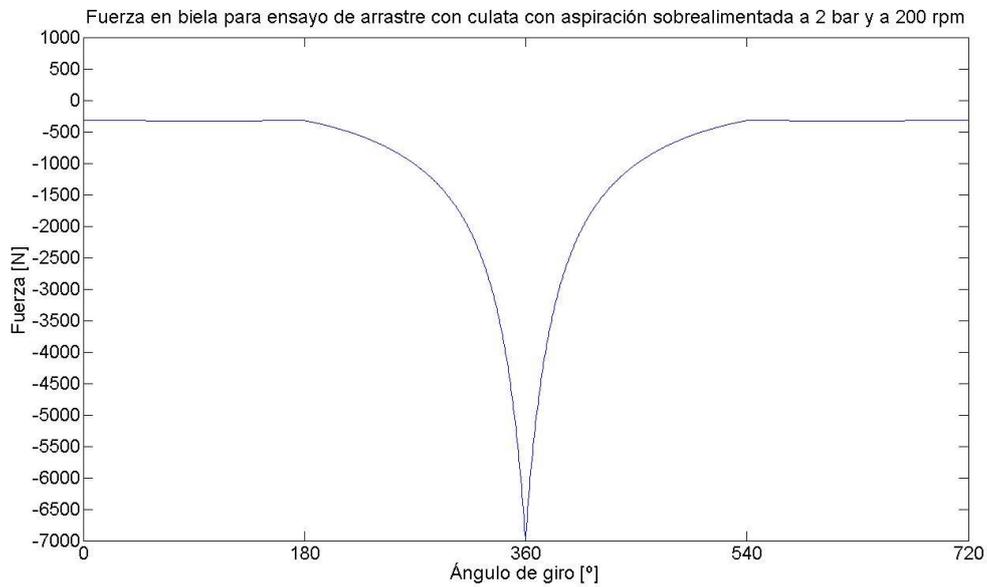


Figura 1. 40. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. sobreal. a 200 rpm.

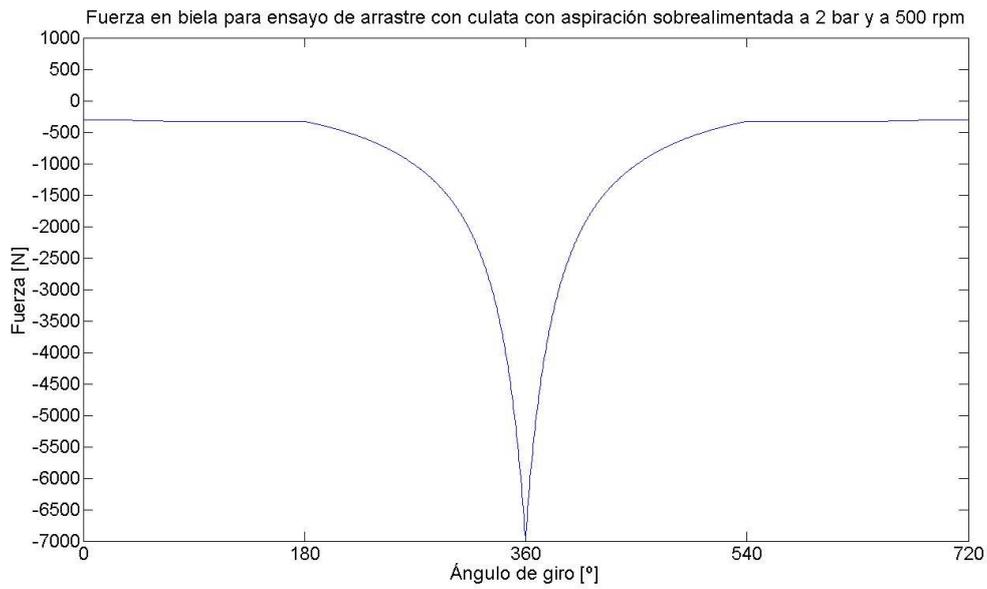


Figura 1. 41. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. sobreal. a 500 rpm.

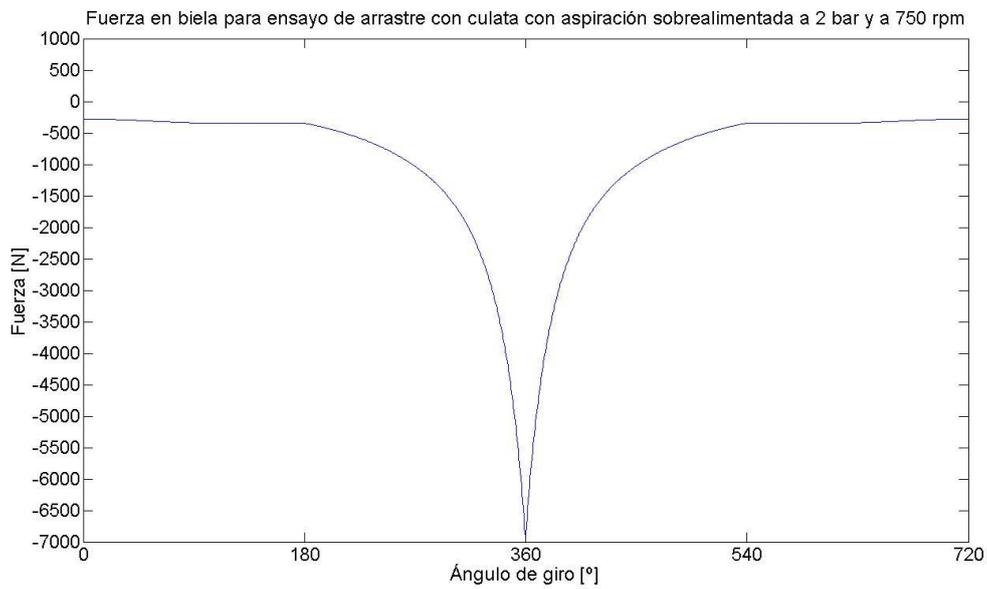


Figura 1. 42. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. sobreal. a 750 rpm.

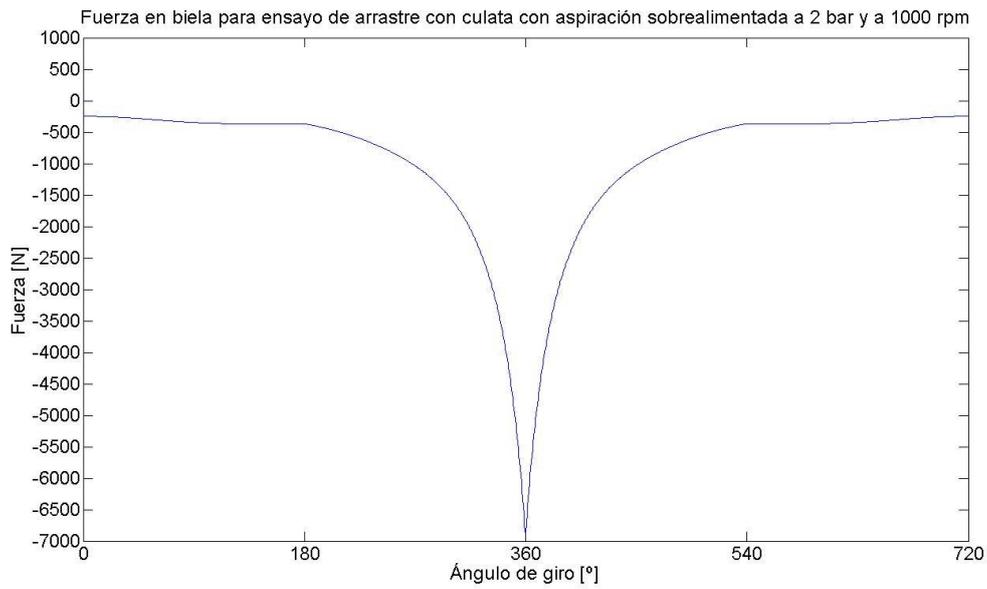


Figura 1. 43. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. sobreal. a 1000 rpm.

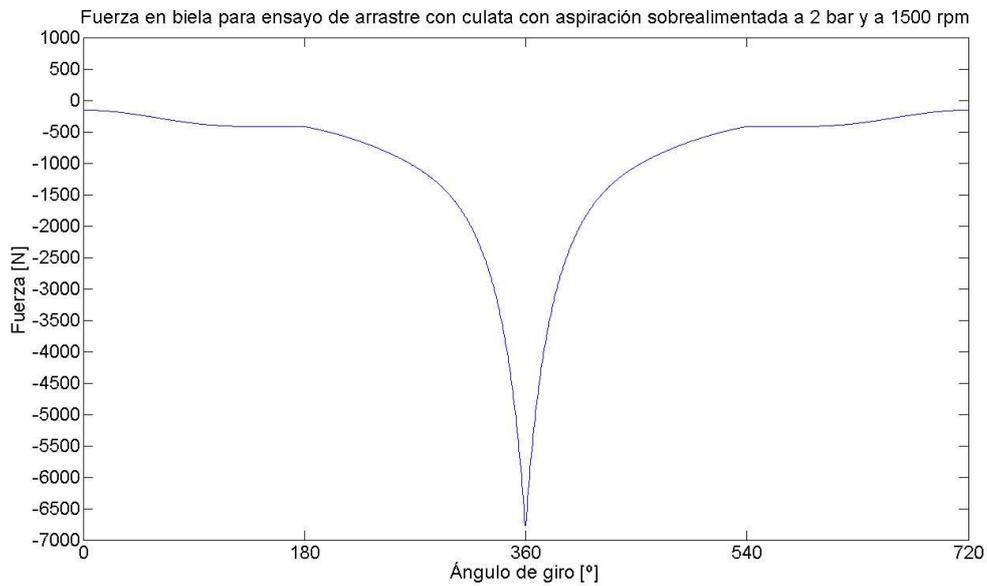


Figura 1. 44. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. sobreal. a 1500 rpm.

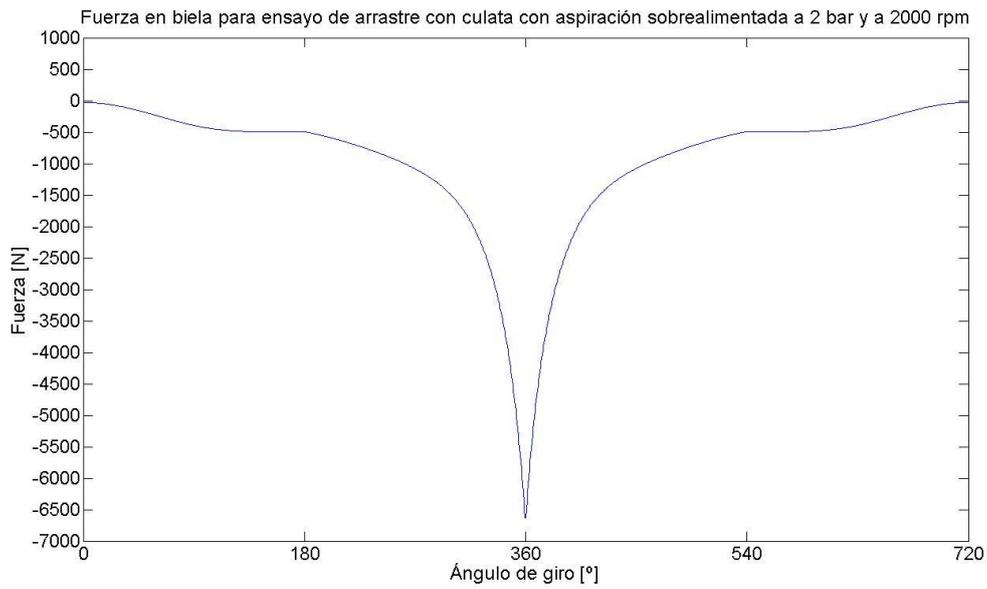


Figura 1. 45. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. sobreal. a 2000 rpm.

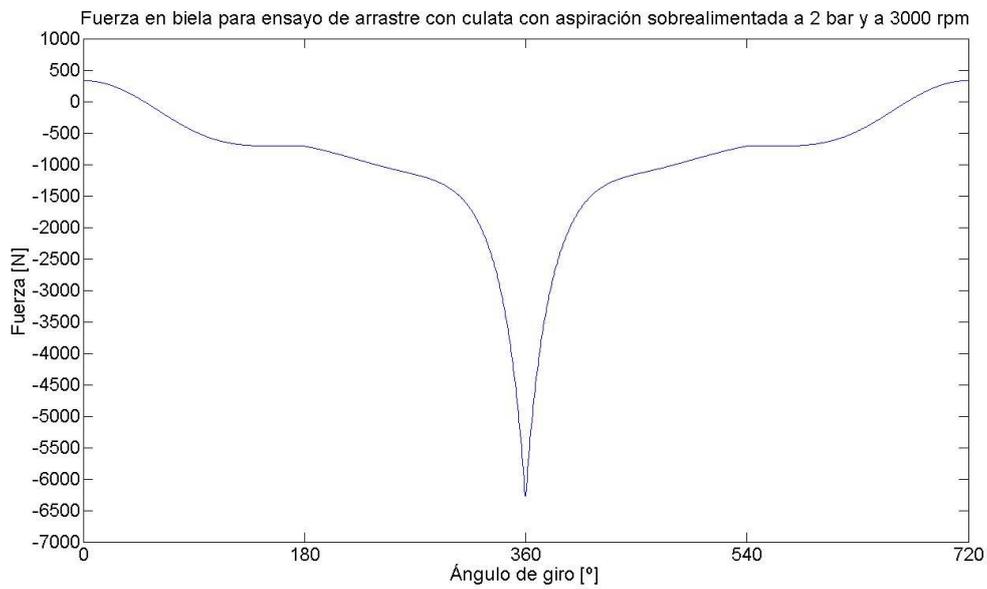


Figura 1. 46. Fuerza en biela con arrastre con culata y asp. sobreal. a 3000 rpm.



| Esfuerzos pico-pico en biela [N] | 200 rpm | 500 rpm | 750 rpm | 1000 rpm | 1500 rpm | 2000 rpm | 3000 rpm |
|--|---------|---------|---------|----------|----------|----------|----------|
| Sin culata. | 5 | 33 | 75 | 133 | 299 | 531 | 1196 |
| Con culata con aspiración natural. | 3303 | 3303 | 3303 | 3303 | 3303 | 3303 | 3303 |
| Con culata con aspiración sobrealimentada. | 6606 | 6606 | 6606 | 6606 | 6606 | 6606 | 6606 |

Tabla 1. 9. Tabla-Resumen con esfuerzos en biela para los arrastres.

Se adjunta la Tabla 1. 9, con los datos de esfuerzos en biela agrupados para ver las tendencias. La justificación de los valores de arrastre con culata con aspiración natural y arrastre con culata con aspiración sobrealimentada es la siguiente: conforme aumenta el régimen, existen picos más elevados de compresión como consecuencia de la inercia, en detrimento de la tracción, que disminuye. No obstante, al realizar el cálculo de esfuerzos de pico a pico, el valor se conserva en todos los casos, por lo que se puede decir que la fuerza en biela es constante.

Un desglose del valor de fuerza en biela se hace en el ejemplo de la Figura 1. 47. Se ha tomado una presión cualquiera, a un régimen aleatorio, con el objetivo de poder ver la influencia de cada uno de los componentes que influyen en los esfuerzos en biela. Sin lugar a dudas, la presión de los gases es el factor más importante en el resultado total, seguido de las fuerzas de inercia. El peso y las componentes inerciales que dependen del trozo de biela desde el pie hasta la galga son prácticamente despreciables, según se puede observar en la Figura 1. 47.

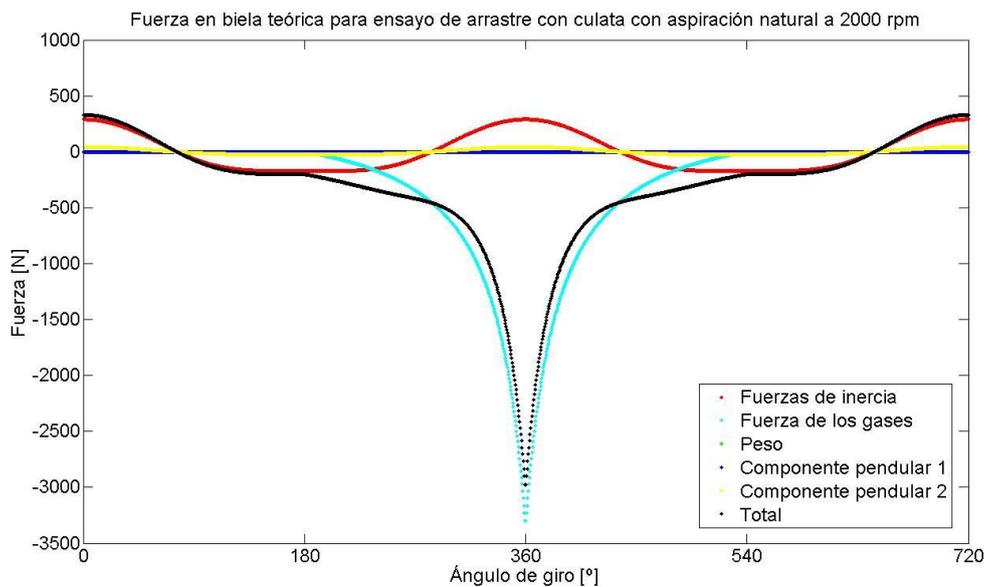


Figura 1. 47. Descomposición teórica de fuerzas en biela.



1.8.2. Diseño del experimento.

1.8.2.1. Montaje e instrumentación del MCIA.

Para llevar a cabo el montaje e instrumentación del MCIA de manera correcta, el primer paso fue el desmontaje completo del mismo, proceso en el cual se aprovechó para medir y pesar todos los elementos principales del motor, tal y como se explica en el apartado 1.8.1.2.1.

El siguiente paso requerido fue el de instrumentar la biela con galgas extensiométricas. Previamente, se valoró que la sensibilidad de la galga extensiométrica podía verse muy mermada debido a la rigidez estructural de la biela, impidiendo una medida lo suficientemente sensible. Por tanto, fue necesario reducir el alma de la biela, de tal manera que la biela pasó de tener la forma de la Figura 1. 48 a la forma de la Figura 1. 49, esta última instrumentada con las galgas.



Figura 1. 48. Biela completa.



Figura 1. 49. Biela instrumentada con la galga.

No obstante, aunque la galga ya estuviera preparada para medir, el entorno en el que se iba a encontrar, que no era otro que un baño de aceite donde la lubricación se realiza por barboteo, presentaba problemas de temperatura, pues el aceite podía llegar perfectamente a temperaturas cercanas a los 80° C. Por ello, se pensó que se podría recubrir con una silicona especial para elevadas temperaturas, y que no tuviera comportamiento de retracción con la temperatura para no afectar a las medidas de la galga. El resultado final se muestra en la Figura 1. 50.



Figura 1. 50. Biela protegida con silicona.

Sin embargo, el resultado no fue el esperado, pues la silicona no presentó un comportamiento adecuado, y se hubo de cambiar la silicona y proteger con un papel adhesivo especial, según se puede ver en la Figura 1. 51.



Figura 1. 51. Biela preparada para ser montada en el MCIA.

Para la toma de datos de la galga de la biela, era necesaria la conexión de dichos cables con un puente de Wheatstone. A continuación, se adjunta la Figura 1. 52, en la que se muestra el resultado final de esta parte del proceso:



Figura 1. 52. Puente de Wheatstone de la galga.

A partir de este momento, el sistema estaba preparado para ser montado en el MCIA, pero surgió un problema que se hubo de subsanar posteriormente. Este problema, concretamente, era que los cables que iban de la galga al puente de Wheatstone sufrían mucha fatiga en los repetidos ciclos de funcionamiento del MCIA y, además, rozaban ligeramente con una parte del bloque, lo que hacía que estos duraran muy poco tiempo en funcionamiento. Se adjunta en la Figura 1. 53 la problemática que se presenta:



Figura 1. 53. Roce de los cables con el bloque motor.

La solución que se tomó fue la de permitir una longitud más larga dentro del cárter, de tal manera que fueran por la parte de abajo del cigüeñal y se evitara el roce de los cables con el bloque motor. De esta manera, por tanto, los cables sólo sufrirían fatiga, por lo que se romperían muchas menos veces. Además, teniendo en cuenta que esa zona iba a estar llena de aceite, se pensó en juntar todos los cables y proteger con un recubrimiento, tal como se puede ver en la Figura 1. 54.



Figura 1. 54. Posición final de los cables en el bloque motor.

Posteriormente, se procedió a realizar el montaje del MCIA completo. Este sistema tenía algunas particularidades, sobre todo en lo que se refiere a su sistema de alimentación de aceite.

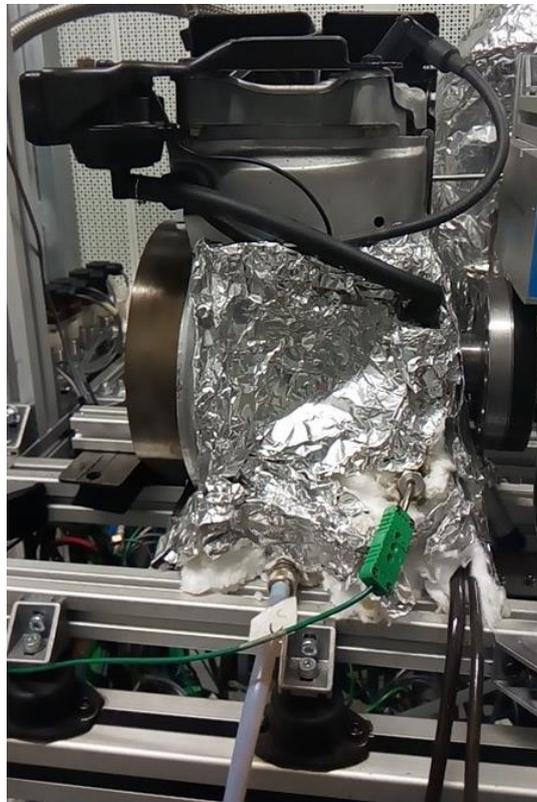


Figura 1. 55. MCIA en el banco de ensayos.



Era necesario poder tener un sistema de control de temperatura de aceite bastante preciso, con su parte de calentamiento y enfriamiento, para llegar a los puntos de análisis deseados. Para ello, se mantuvo la temperatura deseada con la ayuda de unas resistencias que calientan el aceite, y de un sistema de enfriamiento y recirculación mediante una bomba de aceite externa al sistema de lubricación, que permite la entrada de aceite frío cuando se desee.

Tal y como se puede ver en la Figura 1. 55, el MCIA está envuelto por unas resistencias que se encuentran aisladas para mantener la temperatura. Estas resistencias permiten el calentamiento del sistema y, por tanto, del aceite, pues no es fácil llegar a temperaturas elevadas si el régimen de giro del motor es bajo.

Por el lateral del MCIA aparece un termopar, de color verde, que entra directamente al tapón de llenado de aceite del cárter y permite la medición de la temperatura del aceite en cada momento.

Por otra parte, aparece un tubo en la parte inferior del MCIA. La función que cumple este tubo es la del enfriamiento del aceite, pues una vez que se llega a la temperatura deseada, es necesario enfriar de alguna manera. Por tanto, la presencia de un sistema externo de intercambiador de calor y bomba de aceite permite que entre aceite frío al sistema y, por tanto, refrigere al sistema completo.

1.8.2.2. Banco de pruebas.

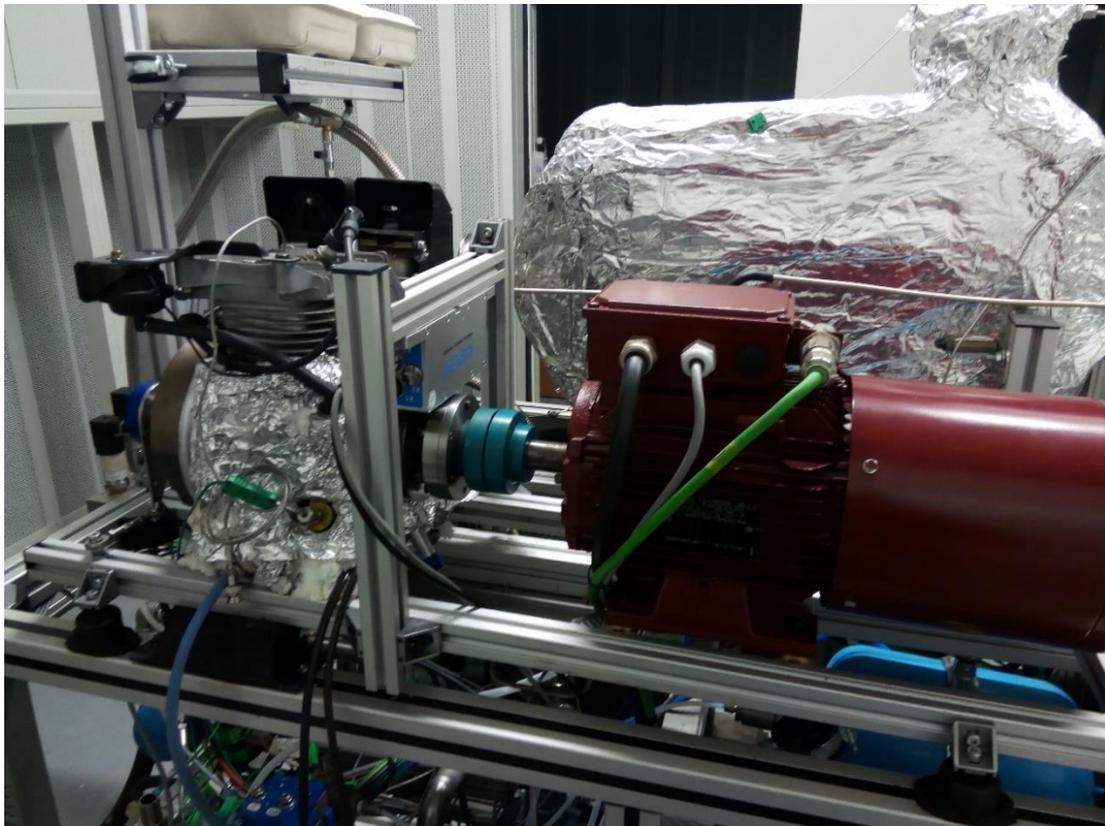


Figura 1. 56. Banco de pruebas.



En la Figura 1. 56 se muestra el banco de pruebas. Las partes más importantes del sistema son el MCIA con su sistema de control de temperatura del aceite, el torquímetro y el motor eléctrico. Del MCIA ya se ha comentado todo lo interesante en el apartado 1.8.2.1, por lo que se comentarán el resto de elementos.

Mediante el eje del cigüeñal del MCIA se realiza el acoplamiento con el torquímetro. Este instrumento es capaz de proporcionar medidas de par de arrastre, que serán útiles a lo largo del proyecto para determinar las pérdidas mecánicas. De igual manera, con otro acoplamiento, el torquímetro encaja con el motor eléctrico. En arrastre, este motor será el encargado de arrastrar al MCIA, mientras que en combustión, será el encargado de frenarlo. La existencia de un variador permite controlar el régimen de giro del motor eléctrico. Además, se colocaron instrumentos capaces de medir la potencia en kW que gastaba el motor eléctrico, otro parámetro importante para el correcto desarrollo del proyecto.

Además, tal y como se ve en la Figura 1. 57, se ha colocado un captador de presión para medir la presión en la cámara de combustión, tanto para arrastre con culata con aspiración natural, como para arrastre con culata con aspiración sobrealimentada.



Figura 1. 57. Captador piezoeléctrico de presión en cámara.



1.8.3. Validación del prototipo.

1.8.3.1. Diseño de los test a realizar.

Las pruebas a llevar a cabo en el banco de pruebas es algo que hay que definir previamente a cualquier cálculo, pues es necesario conocer qué es lo que se desea parametrizar para poder jugar con diversas variables.

Por ello, a continuación se detallan los parámetros que se irán modificando a lo largo del trabajo en el banco de ensayos:

- Para ensayos de arrastre sin culata:
 - Modificación del régimen de giro del motor eléctrico.
 - Modificación de la temperatura de aceite.

- Para ensayos de arrastre con culata con aspiración natural:
 - Modificación del régimen de giro del motor eléctrico.
 - Modificación de la temperatura de aceite.
 - Análisis de la variación de la presión en cámara de combustión.

- Para ensayos de arrastre con culata con aspiración sobrealimentada:
 - Modificación del régimen de giro del motor eléctrico.
 - Modificación de la temperatura de aceite.
 - Análisis de la variación de la presión en cámara de combustión a partir de la modificación de la presión de admisión de aire comprimido.

1.8.3.2. Validación en arrastre con culata con aspiración natural.

Se ha llevado a cabo una validación del motor en arrastre con culata con aspiración natural. En este experimento, se han hecho una serie de pruebas a diferente régimen (200 rpm, 500 rpm, 750 rpm, 1000 rpm, 2000 rpm y 3000 rpm) y a diferente temperatura de aceite (40°C, 60°C y 80°C). Los resultados obtenidos se muestran a continuación:



| Test | Potencia eléctrica total | Potencia eléctrica neta | Par estimado | Par analógico | Par digital |
|------------------|--------------------------|-------------------------|--------------|---------------|-------------|
| | [kW] | [kW] | [N·m] | [N·m] | [N·m] |
| 200 rpm - 40° C | 0,054 | 0,044 | 2,113 | 2,043 | 2,113 |
| 200 rpm - 60° C | 0,051 | 0,041 | 1,964 | 2,097 | 2,083 |
| 200 rpm - 80° C | 0,048 | 0,038 | 1,826 | 2,264 | 2,184 |
| 500 rpm - 40° C | 0,148 | 0,122 | 2,325 | 2,085 | 2,035 |
| 500 rpm - 60° C | 0,139 | 0,113 | 2,152 | 2,054 | 2,017 |
| 500 rpm - 80° C | 0,133 | 0,107 | 2,049 | 2,083 | 2,025 |
| 750 rpm - 40° C | 0,225 | 0,189 | 2,413 | 2,023 | 1,957 |
| 750 rpm - 60° C | 0,211 | 0,176 | 2,243 | 1,936 | 1,983 |
| 750 rpm - 80° C | 0,199 | 0,164 | 2,091 | 2,154 | 2,126 |
| 1000 rpm - 40° C | 0,326 | 0,281 | 2,681 | 2,105 | 2,080 |
| 1000 rpm - 60° C | 0,301 | 0,256 | 2,447 | 1,960 | 1,953 |
| 1000 rpm - 80° C | 0,286 | 0,241 | 2,301 | 1,918 | 1,893 |
| 2000 rpm - 40° C | 0,813 | 0,577 | 2,754 | 2,333 | 2,275 |
| 2000 rpm - 60° C | 0,768 | 0,532 | 2,541 | 2,157 | 2,042 |
| 2000 rpm - 80° C | 0,735 | 0,499 | 2,383 | 1,944 | 1,875 |
| 3000 rpm - 40° C | 1,387 | 0,905 | 2,879 | 2,755 | 2,718 |
| 3000 rpm - 60° C | 1,334 | 0,852 | 2,711 | 2,472 | 2,400 |
| 3000 rpm - 80° C | 1,256 | 0,774 | 2,463 | 2,227 | 2,225 |

Tabla 1. 10. Validación: Potencia y par.

Tal y como se puede ver en la Tabla 1. 10, se han obtenido valores de potencia eléctrica totales, necesarios para arrastrar el MCIA y para mover el motor eléctrico. La columna de potencia eléctrica neta es aquella en la que se ha restado la potencia eléctrica necesaria para mover el motor eléctrico, por lo que se puede decir que se trata de la potencia real. A partir de esa potencia, y teniendo en cuenta el régimen de giro, se ha estimado un valor de par:

$$\text{Par (N} \cdot \text{m)} = \frac{\text{Potencia (W)}}{\text{Régimen } \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)}$$

Ecuación 1. 45. Cálculo del par a partir de la potencia y el régimen.

Ese valor de par estimado se puede comparar con los valores de par obtenidos mediante la adquisición de datos de manera analógica y de manera digital.

Aunque la adquisición digital permite la corrección del error de offset inicial del torquímetro, se trata de un sistema con una velocidad de adquisición lenta, con errores en el autofiltrado que realiza el software. Por otra parte, la adquisición analógica tiene una velocidad de muestreo rápida, pero contiene dos errores: se toma un punto aleatorio de cada ciclo, haciendo que la medida de par resulte bastante volátil, y no se puede corregir de manera automática ese error inicial de offset del torquímetro.



| Test | Error par analógico [%] | Error par digital [%] |
|-----------------------|----------------------------|--------------------------|
| 200 rpm – 40° C | 3,42 | 0,04 |
| 200 rpm – 60° C | 6,32 | 5,72 |
| 200 rpm – 80° C | 19,34 | 16,39 |
| 500 rpm – 40° C | 11,55 | 14,26 |
| 500 rpm – 60° C | 4,77 | 6,69 |
| 500 rpm – 80° C | 1,64 | 1,18% |
| 750 rpm – 40° C | 19,27 | 23,29 |
| 750 rpm – 60° C | 15,88 | 13,13 |
| 750 rpm – 80° C | 2,92 | 1,66 |
| 1000 rpm - 40° C | 27,35 | 28,93 |
| 1000 rpm - 60° C | 24,87 | 25,29 |
| 1000 rpm - 80° C | 19,96 | 21,51 |
| 2000 rpm - 40° C | 18,00 | 21,03 |
| 2000 rpm - 60° C | 17,80 | 24,43 |
| 2000 rpm - 80° C | 22,56 | 27,07 |
| 3000 rpm - 40° C | 4,53 | 5,95 |
| 3000 rpm - 60° C | 9,64 | 12,92 |
| 3000 rpm - 80° C | 10,57 | 10,68 |
| Error promedio | 13,35 | 14,45 |

Tabla 1. 11. Validación: Errores de par.

Por tanto, se ha realizado una comparación de los errores para ambos casos, que se muestran en la Tabla 1. 11. Se puede ver que los errores promedio de par analógico y de par digital no son despreciables, por lo que parece que el método de la Ecuación 1. 45 es más fiable, y es el que se usará para el resto de las pruebas.

A continuación, se grafican todos los valores de la Tabla 1. 10:

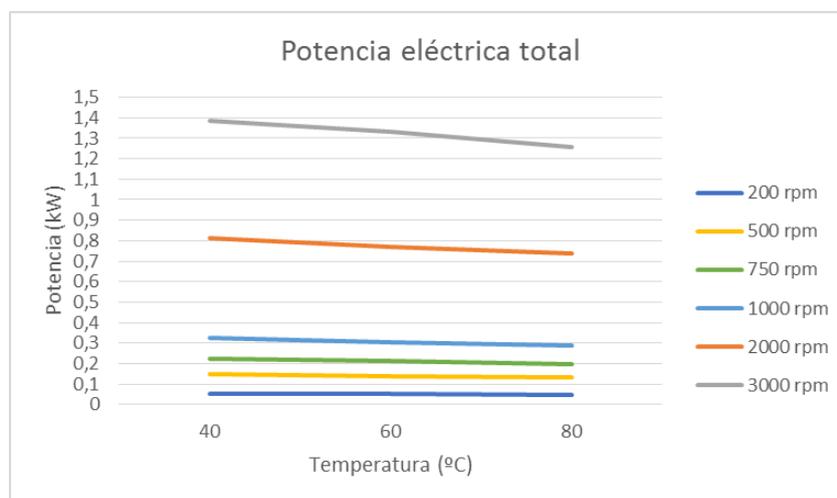


Figura 1. 58. Potencia eléctrica total de validación.



La potencia eléctrica total disminuye con el incremento de la temperatura para un mismo régimen. Esto es lógico, porque el aumento de la temperatura produce un descenso de la viscosidad del aceite del MCIA, por lo que es necesario menos esfuerzo para arrastrar el motor.

Por otra parte, con el aumento del régimen, la potencia necesaria para mover el MCIA es mayor, pues hay que llevarlo a un régimen más elevado.

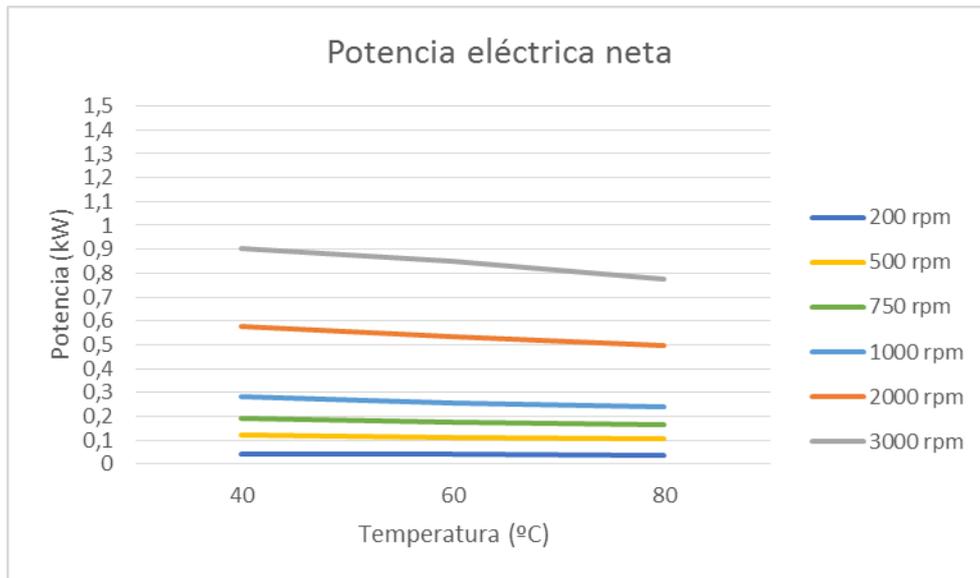


Figura 1. 59. Potencia eléctrica neta de validación.

El hecho de medir únicamente la potencia necesaria para arrastrar el MCIA hace que los valores de potencia eléctrica sean, obviamente, menores.

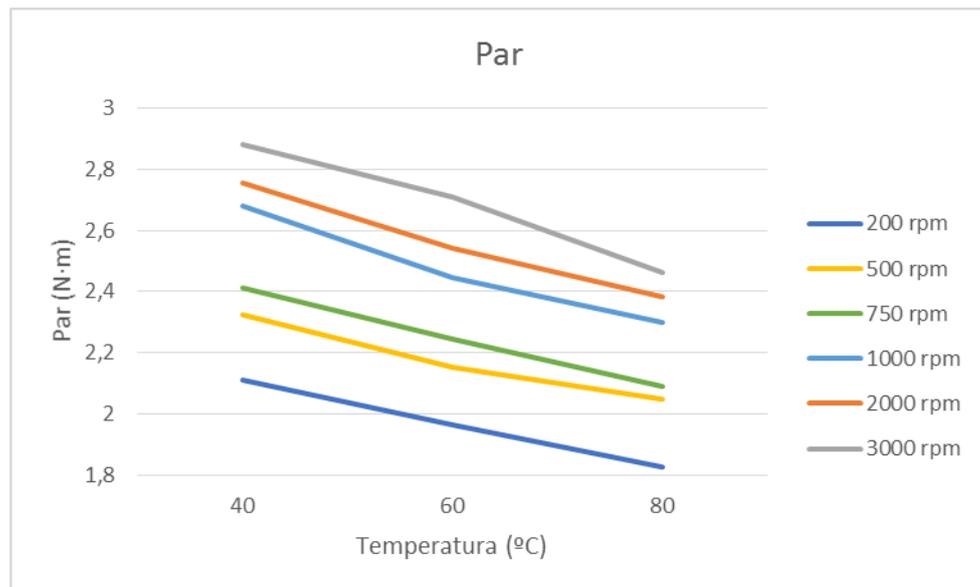


Figura 1. 60. Par estimado de validación.

El valor de par estimado para arrastrar el motor es menor cuando el régimen de giro es el más bajo, y la temperatura es la más elevada, por las afirmaciones realizadas anteriormente.

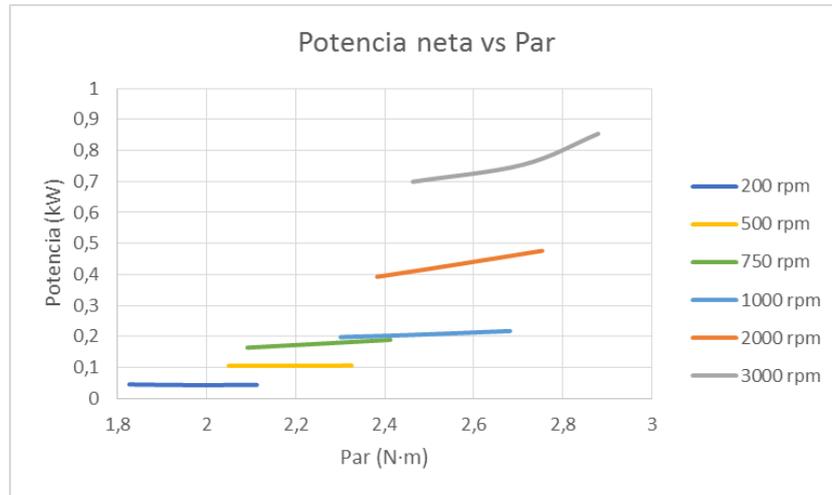


Figura 1. 61. Potencia neta vs Par de validación.

La pendiente de potencia neta vs par es cada vez mayor, pues el rango de potencia y de par va incrementándose con el régimen de giro, lo cual era esperado. Las rectas tienen también en cuenta las diferentes temperaturas de ensayo, siendo más perceptibles los efectos a mayor régimen.

Por último, se han tomado medidas de la presión en cámara que se alcanza para este caso de arrastre con culata con aspiración natural. A continuación se expone la gráfica que se obtiene:



Figura 1. 62. Presión medida en cámara en un ciclo.

Este valor de presión en cámara obtenido en la Figura 1. 62, que es algo mayor a 9 bar, es parecido a los 11,4 bar del ciclo ideal a presión atmosférica según la Figura 1. 25, teniendo en cuenta siempre las pérdidas intrínsecas del sistema.



1.8.4. Resultados y análisis de los experimentos con biela instrumentada.

A continuación, se mostrarán todos los resultados obtenidos de las diferentes pruebas que se buscaban en este proyecto.

La presentación de los resultados será de la manera siguiente: primero se mostrarán los resultados de potencia y par necesarios para arrastrar al MCIJA en cada caso; seguidamente se hará la comparativa de los esfuerzos en biela teóricos (es decir, los calculados a partir de las fuerzas de inercia teóricas y la presión en cámara experimental medida con los sensores correspondientes) con respecto a los resultados obtenidos directamente de la medida de la galga; finalmente se calculará la resta del modelo teórico, que no considera la fuerza de fricción, con respecto al resultado experimental, que la lleva intrínseca, por lo que la resta será o debería ser la fuerza de fricción pura correspondiente a cada ensayo.

A lo largo de todo el desarrollo se mostrarán los resultados más favorables, justificando el porqué de los mismos, y también los más desfavorables, incidiendo en la problemática que se ha encontrado en cada caso cuyo resultado no ha sido exactamente el esperado.

1.8.4.1. Ensayo de arrastre sin culata.

Este primer ensayo es el realizado como arrastre con la culata desmontada y, por tanto, sin compresión. A partir de ahora, recibirá el nombre de ensayo de arrastre sin culata.

1.8.4.1.1. Resultados de potencia y par.

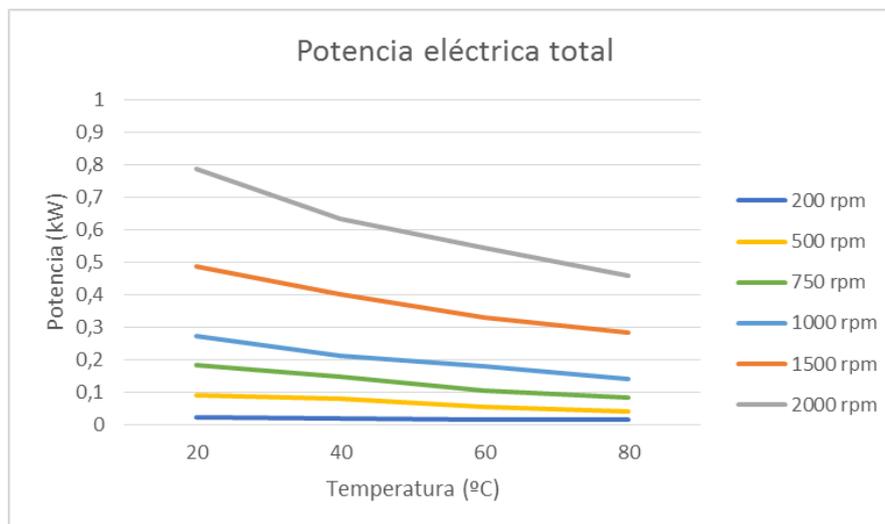


Figura 1. 63. Potencia eléctrica total para arrastre sin culata.

De igual manera que en el ensayo de validación, el valor de potencia eléctrica total disminuye con el incremento de la temperatura, como consecuencia de la reducción de la viscosidad. Además, conforme el régimen aumenta, la potencia eléctrica total necesaria es mayor.

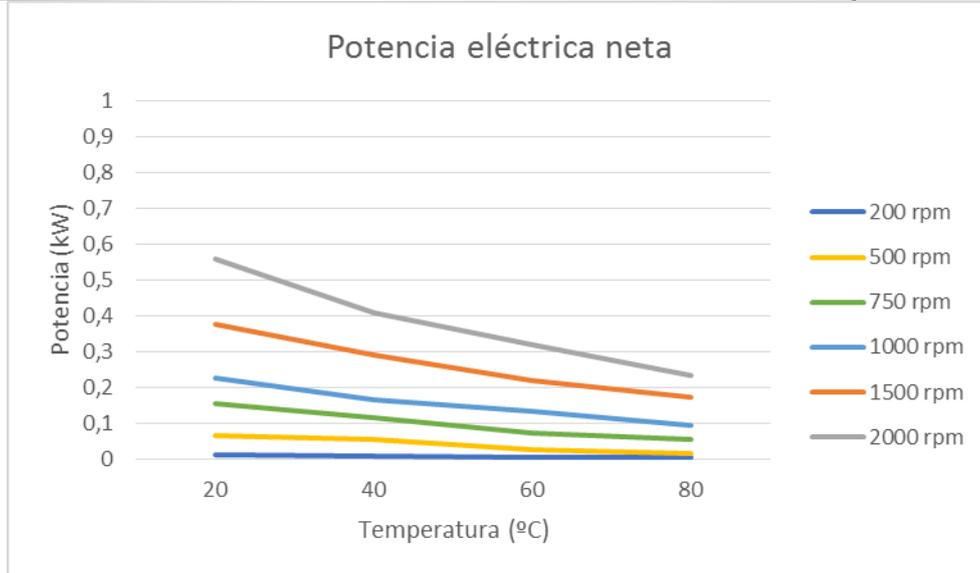


Figura 1. 64. Potencia eléctrica neta para arrastre sin culata.

La potencia eléctrica neta muestra el mismo comportamiento y la misma tendencia que en el ensayo de validación. Las diferencias en la potencia neta entre los regímenes son menores que para la potencia eléctrica total, lo cual también era lo esperado.

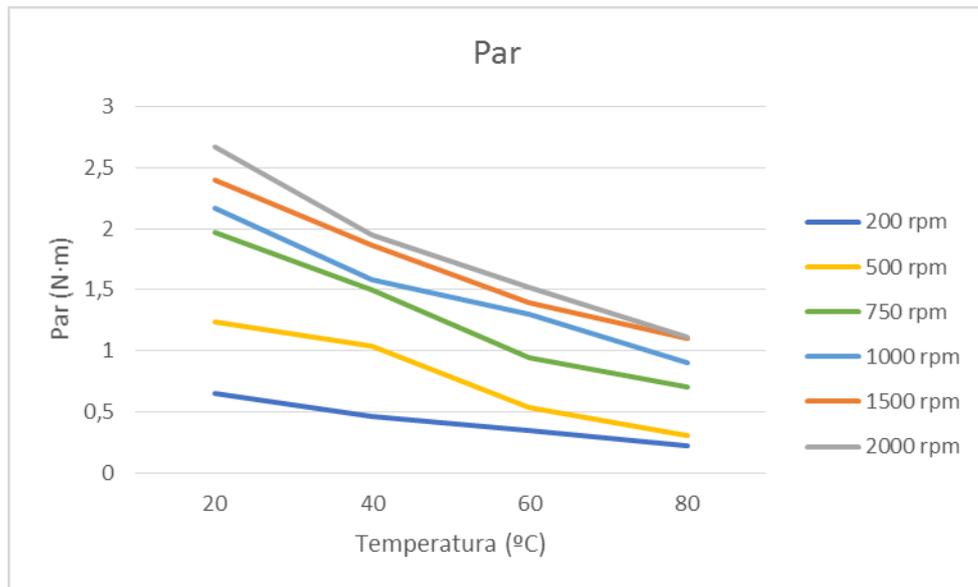


Figura 1. 65. Par estimado para arrastre sin culata.

Aunque las curvas de par no muestran exactamente la misma linealidad entre los diferentes regímenes, sí que es cierto que el par disminuye con el incremento de la temperatura, y alcanza su mínimo para el menor régimen. De igual manera que ocurre con la potencia, las líneas de par tienden a acercarse entre sí conforme crece el régimen.

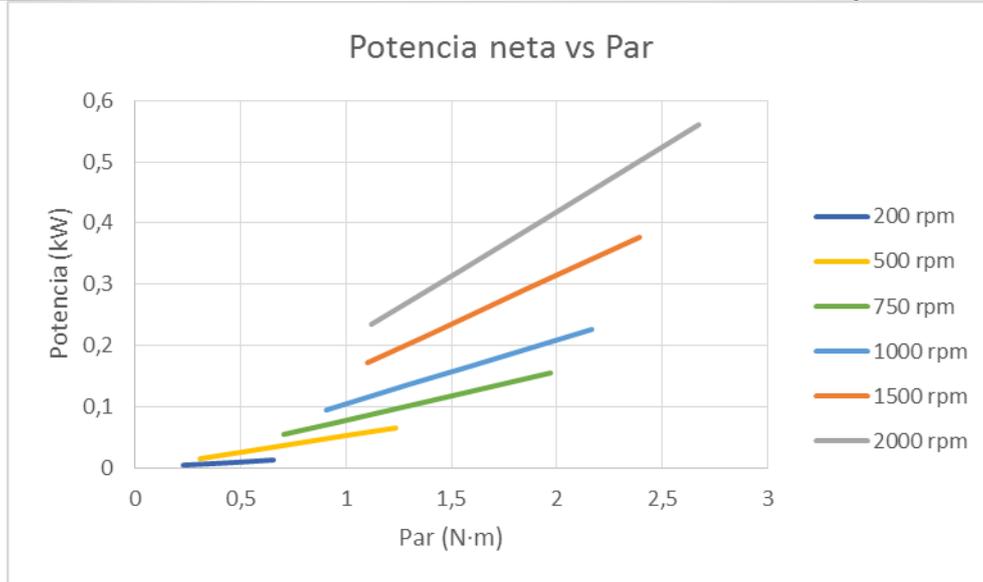


Figura 1. 66. Potencia neta vs Par para arrastre sin culata.

Al igual que en el ensayo de validación, las pendientes de potencia neta vs par son más pronunciadas conforme aumenta el régimen de giro.

1.8.4.1.2. Resultados de esfuerzos en biela.

A continuación, se mostrarán los resultados de esfuerzos en biela, tanto los experimentales medidos por la galga, como los teóricos a partir de la Ecuación 1. 32, sustituyendo la presión por la presión medida en la cámara de combustión. En este caso, la presión es atmosférica al tratarse del ensayo de arrastre sin culata.

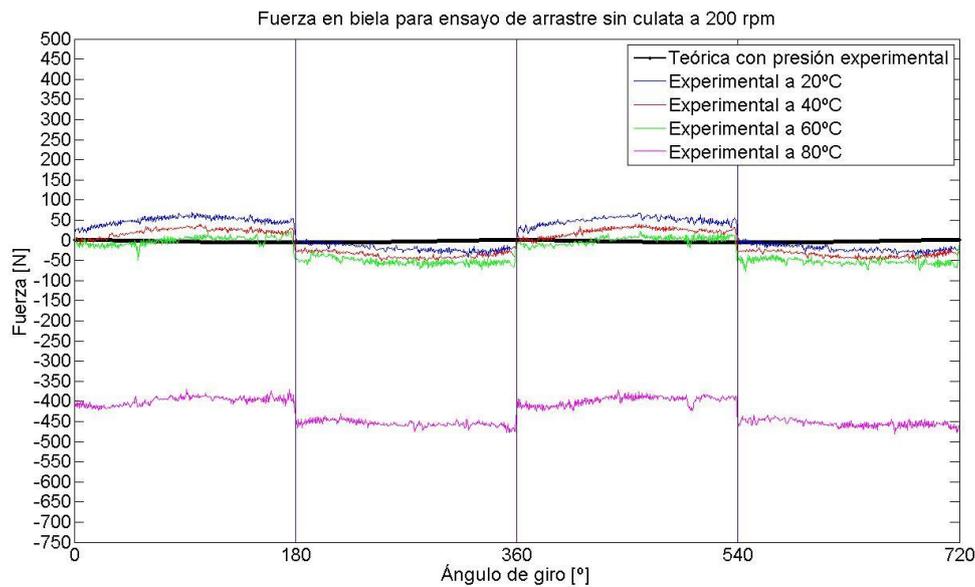


Figura 1. 67. Fuerza en biela para arrastre sin culata a 200 rpm.



Tal y como se puede ver en la Figura 1. 67, la línea de color negro muestra la fuerza en biela teórica con la presión medida experimental. En este caso, esta línea muestra casi unos valores cercanos a cero, porque con un régimen tan bajo, sin ningún tipo de presión al ser el ensayo de arrastre sin culata, y sin tener en cuenta el efecto de la fuerza de fricción, sólo queda los efectos de la inercia, que son casi despreciables a este régimen. El resto de líneas muestran el comportamiento medido experimental, que corresponde al sumatorio de esta inercia y la fuerza de fricción.

Como se puede ver, la galga comienza a devolver valores razonables a 20°C, pero conforme aumenta la temperatura, esos valores comienzan a descender, manteniendo la misma tendencia. El caso más extremo se muestra a 80°C, donde la galga mide en torno a 400 N de esfuerzo como consecuencia de la expansión de la galga con el aumento de la temperatura. Ya se puede anticipar, sólo viendo estos resultados, que la galga no se comporta de la misma manera a las diferentes temperaturas del ensayo. Además, este resultado aporta incertidumbre para el objetivo de medir la fuerza de fricción, por lo que hará falta corregir esta deriva por temperatura. Para ello, se decidió un criterio, consistente en juntar las cuatro líneas en el PMS de admisión, lugar en que la fuerza en biela es mínima, ya que no existe ninguna presión de gases que afecte.

A continuación, se presentan las curvas de fuerza en biela para arrastre sin culata a regímenes más elevados:

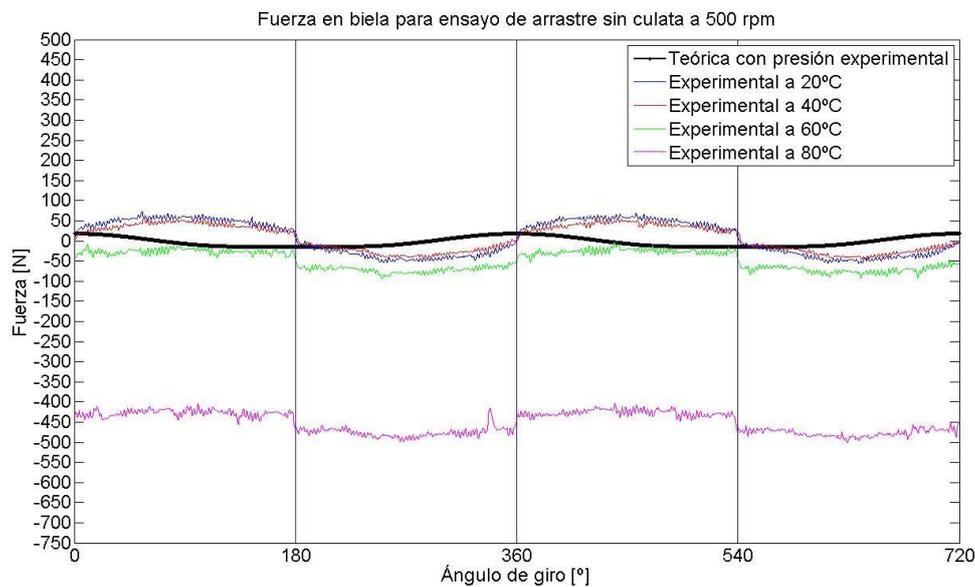


Figura 1. 68. Fuerza en biela para arrastre sin culata a 500 rpm.

La Figura 1. 68 muestra el mismo comportamiento que la Figura 1. 67 pero, en este caso, los efectos de la inercia comienzan a aumentar, teniendo la forma de todas las líneas un comportamiento más senoidal.

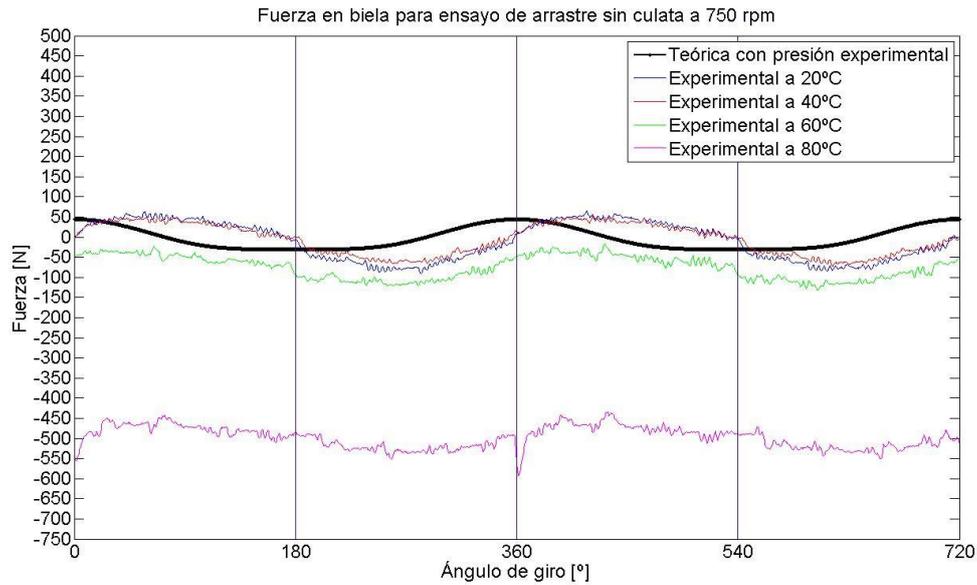


Figura 1. 69. Fuerza en biela para arrastre sin culata a 750 rpm.

De igual manera, en la Figura 1. 69, la fuerza en biela a 60°C comienza a alejarse de la de 20°C y 40°C. Esto se ve de manera más acentuada conforme el régimen se incrementa. La justificación a este hecho es que el efecto del barboteo del aceite es mayor cuanto mayor es el régimen. Por tanto, cuando ese régimen es más elevado, la temperatura del aceite medida por el termopar se acerca más a la temperatura que sufre la galga y, por tanto, la deriva que existe es más pronunciada.

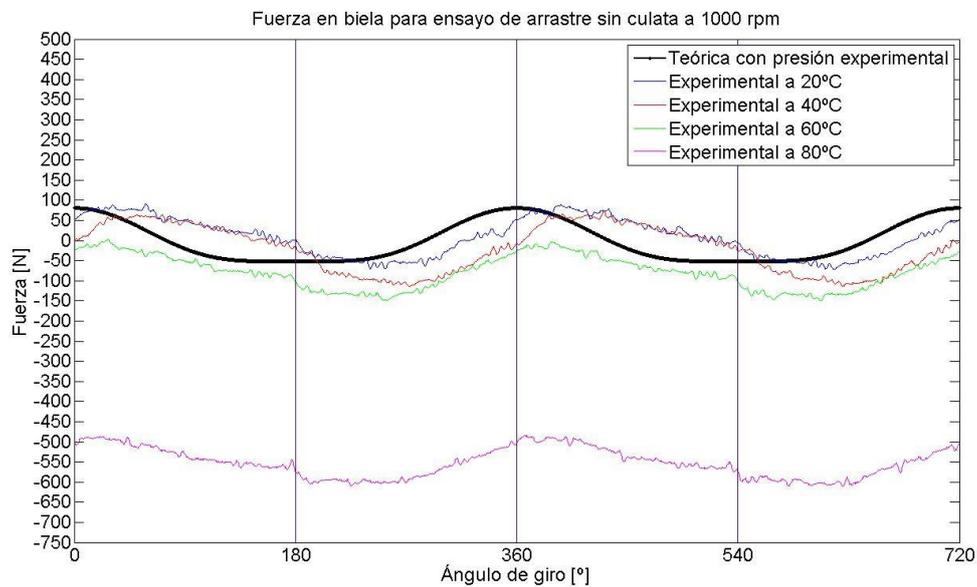


Figura 1. 70. Fuerza en biela para arrastre sin culata a 1000 rpm.

La Figura 1. 70 también muestra los resultados y la tendencia esperada.

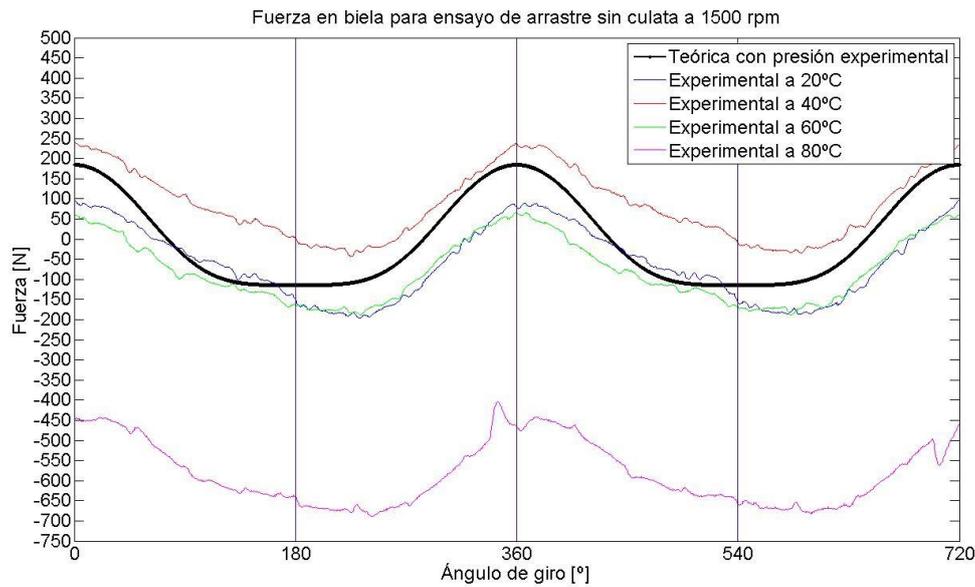


Figura 1. 71. Fuerza en biela para arrastre sin culata a 1500 rpm.

La Figura 1. 71 comienza a mostrar resultados menos satisfactorios, pues la deriva por la temperatura no se comporta según lo esperado. Aunque la fuerza experimental a 80°C sí que se encuentra por debajo del resto con diferencia, la deriva desde 20°C hasta 60°C muestra una tendencia diferente, probablemente porque el régimen tan elevado no devuelve resultados plenamente satisfactorios.

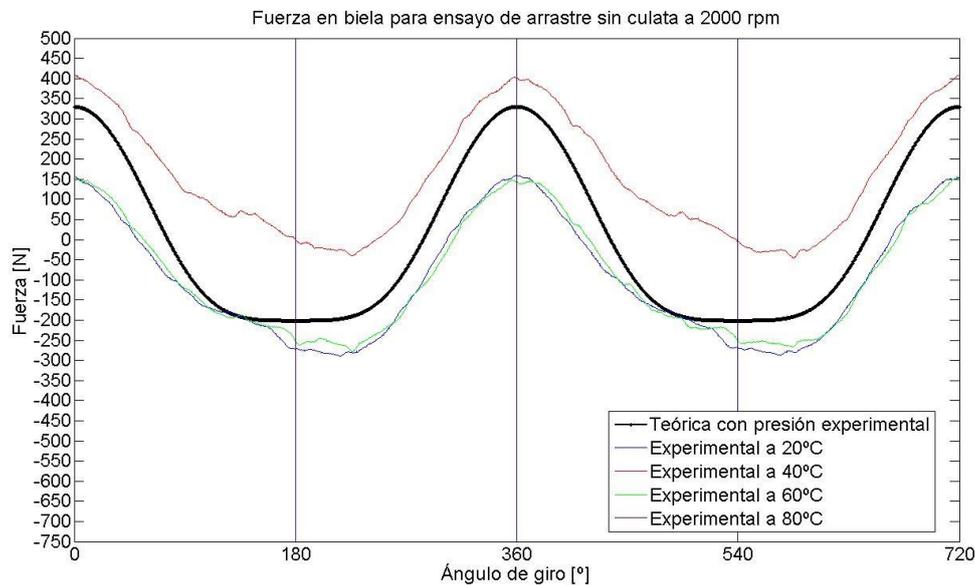


Figura 1. 72. Fuerza en biela para arrastre sin culata a 2000 rpm.

La Figura 1. 72 muestra el mismo comportamiento que la Figura 1. 71, no viéndose clara la deriva por temperatura a este régimen. Además, el experimento a 80°C no pudo llevarse a cabo por rotura de los cables como consecuencia de la elevada temperatura de ensayo y el elevado régimen que, sin duda, provocaron una fatiga considerable a los cables.



1.8.4.1.3. Fuerzas de fricción resultantes.

Este apartado muestra las fuerzas de fricción resultantes que vería el bloque pistón-camisa-segmentos. La obtención de estas gráficas se ha realizado por la simple diferencia de la fuerza en biela experimental (que lleva intrínseca la fuerza de fricción) menos la fuerza en biela teórica a partir de la presión en cámara medida (no teniendo en cuenta la fuerza de fricción).

Por definición mecánica, la fuerza de fricción se opone al movimiento del pistón. Por tanto, cuando el pistón baje del PMS al PMI (desplazamiento negativo), la fuerza de fricción mostrará valores positivos; mientras que cuando el pistón ascienda desde el PMI hasta el PMS (desplazamiento positivo), la fuerza de fricción mostrará valores negativos.

Las gráficas se han separado, a lo largo de todo el proyecto, en dos figuras para cada temperatura. La primera figura muestra las fuerzas de fricción para los regímenes de medida más acotados, hasta 1000 rpm. La segunda figura muestra las fuerzas de fricción para regímenes superiores a 1500 rpm, en los que la fuerza de fricción no muestra cambios de tendencia claros y rápidos en cada punto muerto.

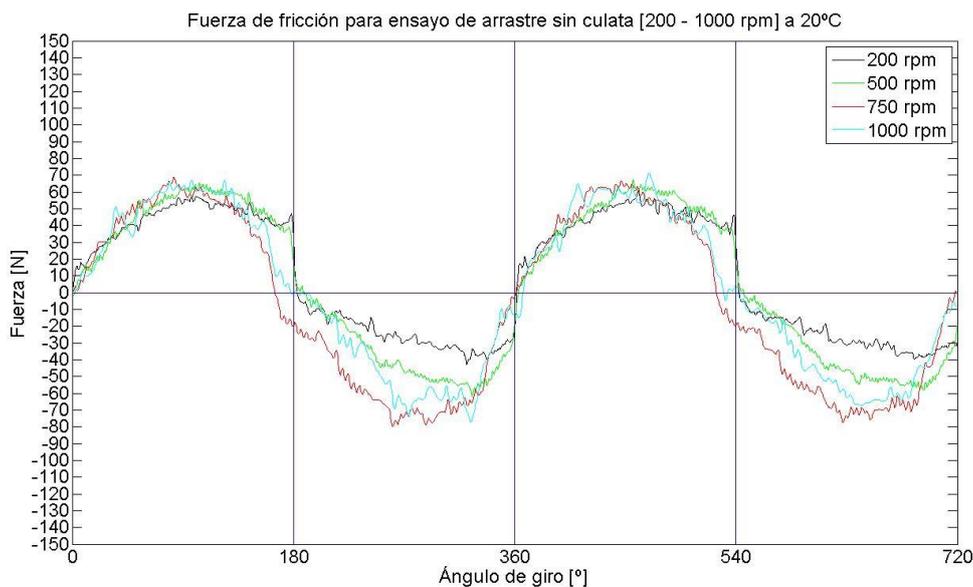


Figura 1. 73. Fricción para arrastre sin culata a 20°C (I).

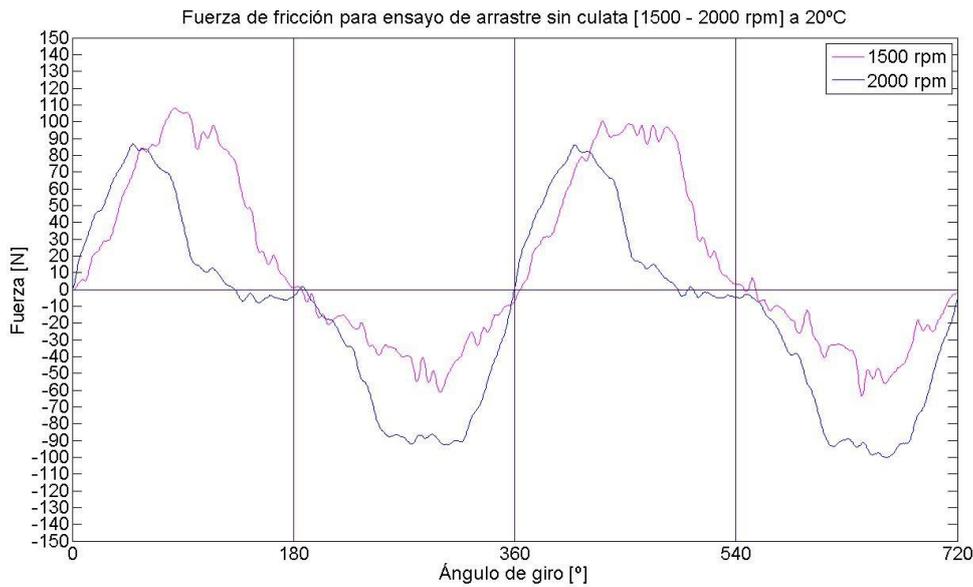


Figura 1. 74. Fricción para arrastre sin culata a 20°C (II).

La fuerza de fricción representada en la Figura 1. 73 muestra la tendencia esperada. A 200 rpm, los cambios de signo son claros en cada punto muerto. A 500 rpm y 1000 rpm, este comportamiento también se ve claramente, incrementándose el valor de la fuerza de fricción con el aumento del régimen. Finalmente, a 750 rpm, la forma ya no es exactamente la deseada, adelantándose el cambio de tendencia antes de la llegada a los PMI, a pesar de que se mantiene la tendencia. Esto es lógico, tal y como se deduce del análisis de vibraciones llevado a cabo en el apartado 1.8.1.2.3, en el que se muestra que el rango de 750 rpm a 800 rpm no es idóneo para medir en el bloque motor.

Por otra parte, la Figura 1. 74 muestra unas fuerzas de fricción que no son simétricas con respecto al cambio de signo y, además, tienen unos valores algo incoherentes, pues la fuerza de fricción a 1500 rpm aparece mayor que la de 2000 rpm. Todos estos errores se deben al elevado régimen de giro del motor, donde las medidas ya van acompañadas de error.

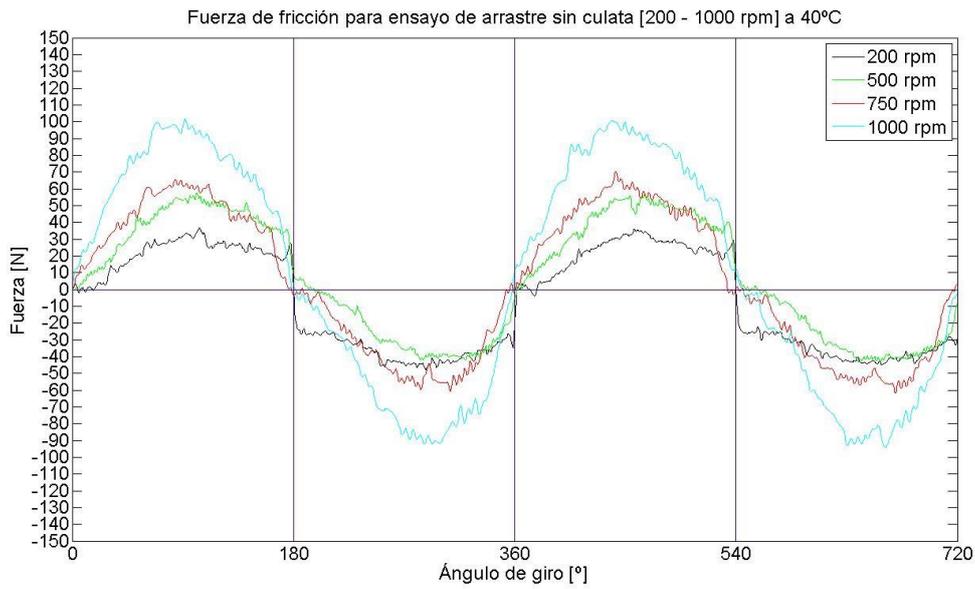


Figura 1. 75. Fricción para arrastre sin culata a 40°C (I).

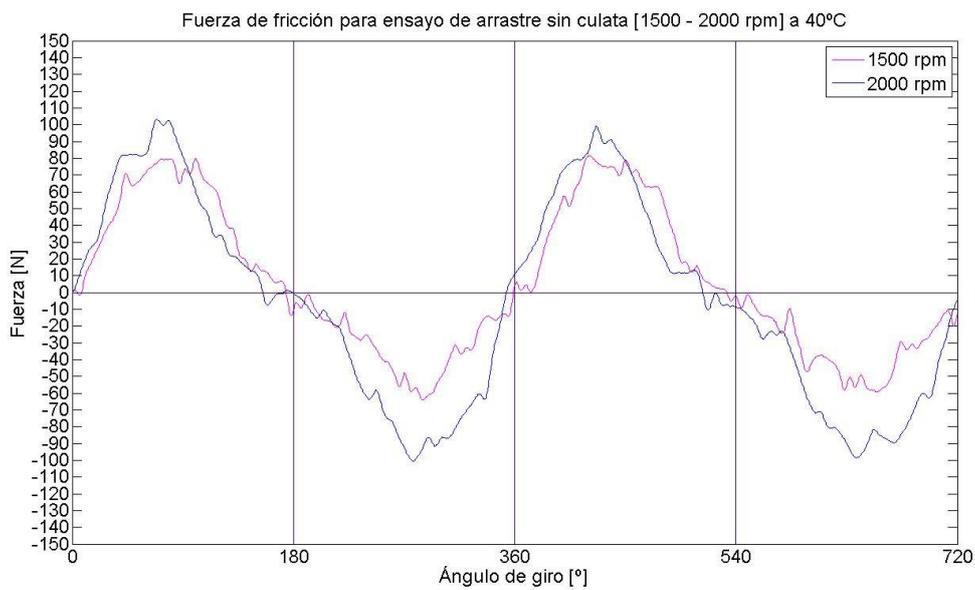


Figura 1. 76. Fricción para arrastre sin culata a 40°C (II).

La Figura 1. 75 y la Figura 1. 76 muestran el mismo comportamiento que las correspondientes a 20°C, pero con la diferencia de que, conforme aumenta la temperatura, los valores de la fuerza de fricción son menores para casi todos los regímenes, como consecuencia de la bajada de viscosidad y la mejora de la lubricación.

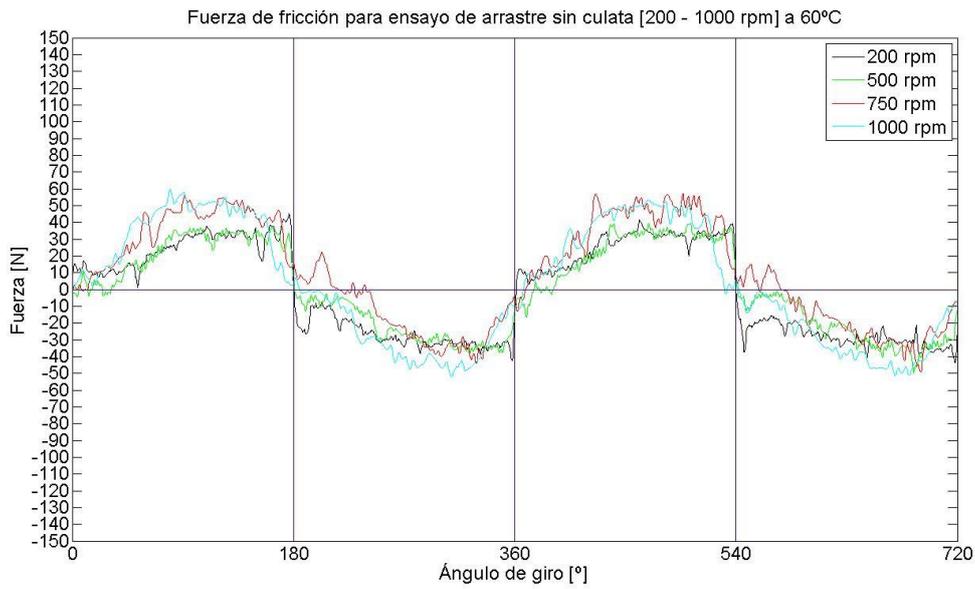


Figura 1. 77. Fricción para arrastre sin culata a 60°C (I).

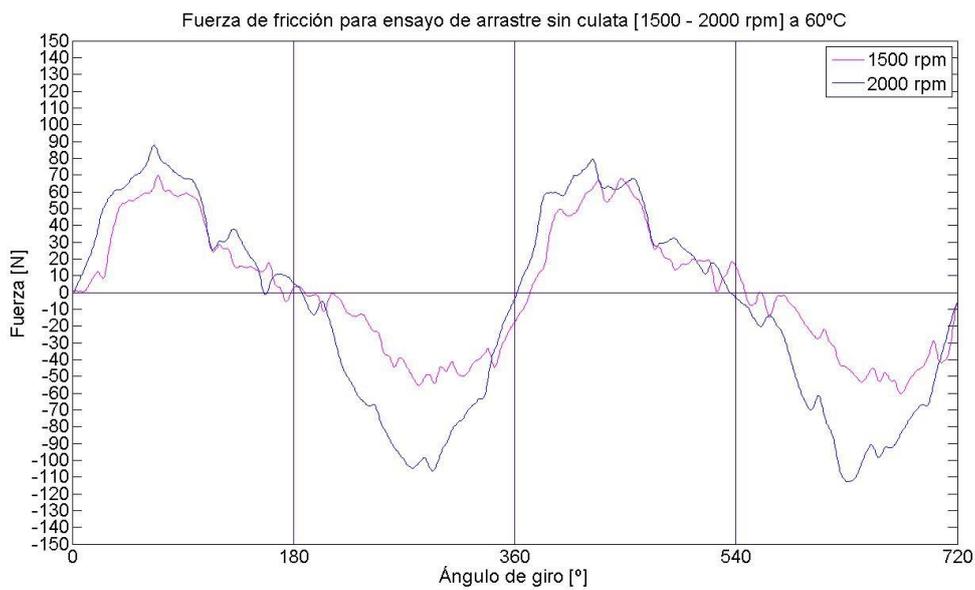


Figura 1. 78. Fricción para arrastre sin culata a 60°C (II).

De igual manera que lo comentado anteriormente, el aumento de la temperatura produce un descenso de los valores de fuerza de fricción. Sin embargo, la forma de las gráficas de la Figura 1. 77 y la Figura 1. 78 son menos senoidales, como consecuencia del aumento de la temperatura y la correspondiente deformación por dicho efecto.

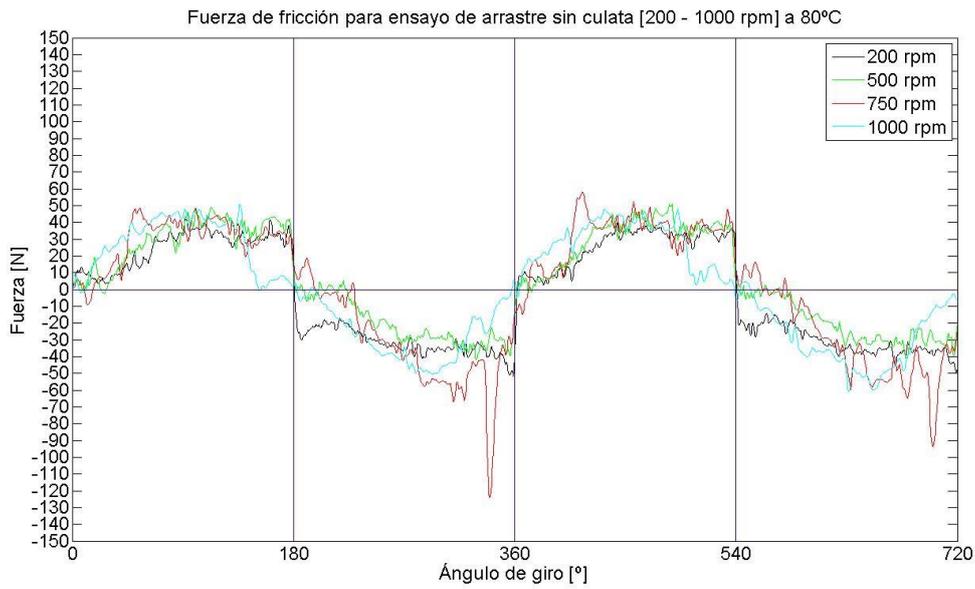


Figura 1. 79. Fricción para arrastre sin culata a 80°C (I).

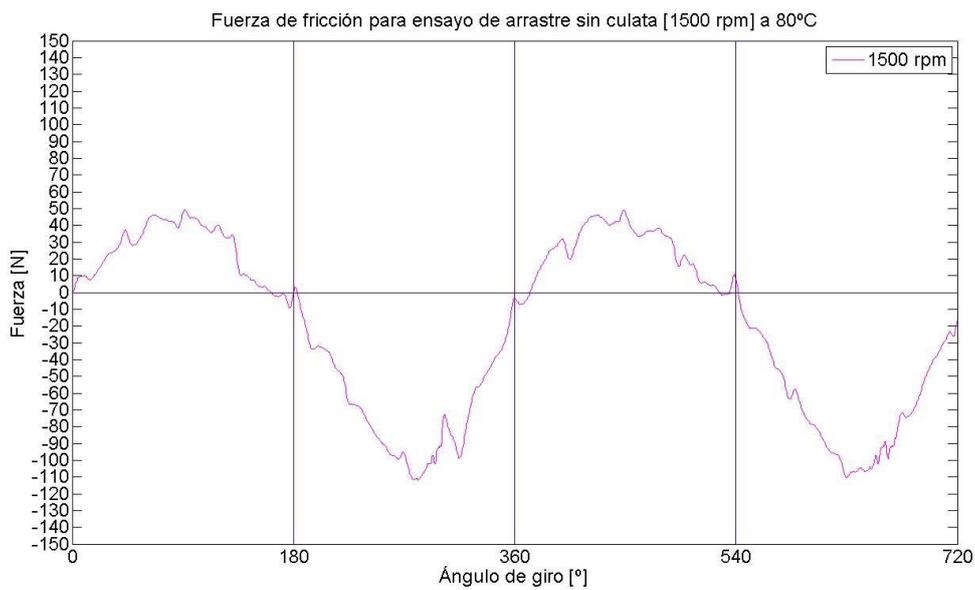


Figura 1. 80. Fricción para arrastre sin culata a 80°C (II).

Para terminar este ensayo de arrastre sin culata, se muestran las gráficas de fuerza de fricción a 80°C. En este caso también se puede ver la disminución de la fuerza de fricción con el incremento de la temperatura. Sin embargo, como se ha dicho, esta temperatura ya no permite una medida idónea de esfuerzos por deriva de la galga, a pesar de la corrección aplicada, por lo que así se justifica la deformación de la fuerza de fricción.



1.8.4.2. Ensayo de arrastre con culata con aspiración natural.

Este segundo ensayo es el arrastre con culata con aspiración natural que tiene lugar en el interior del MCIA. En concreto, el ciclo que tiene lugar es la admisión de aire a presión atmosférica, la compresión de dicho aire en el interior de la cámara de combustión, y su posterior expansión y escape.

1.8.4.2.1. Resultados de potencia y par.

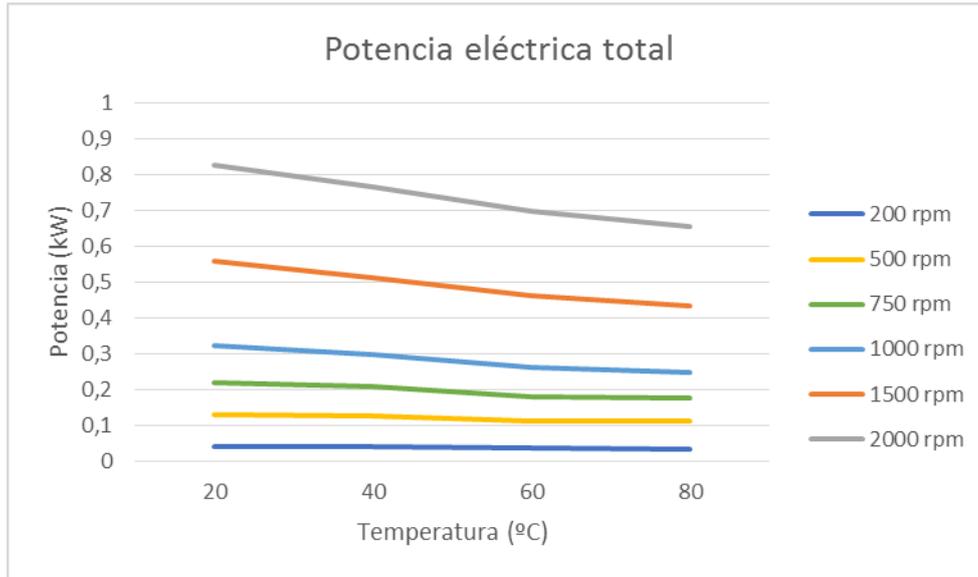


Figura 1. 81. Potencia eléctrica total para arrastre con culata con asp. natural.

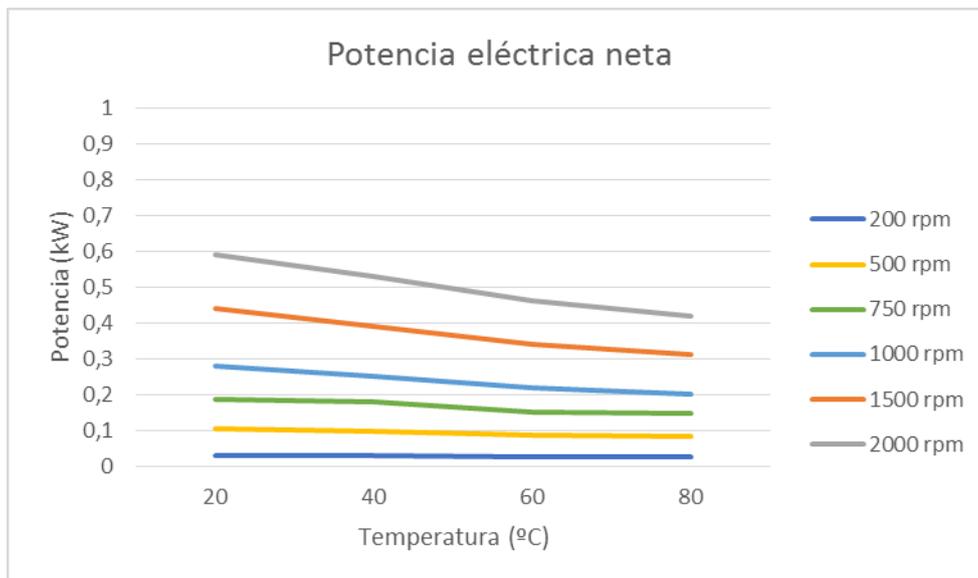


Figura 1. 82. Potencia eléctrica neta para arrastre con culata con asp. natural.



Los comportamientos de potencia eléctrica total y neta son los esperados. La única diferencia que se observa respecto al arrastre sin culata es que, en este caso de arrastre con culata con aspiración natural, se requiere algo más de potencia para arrastrar al MCIA, por la compresión de los gases en la cámara de combustión.

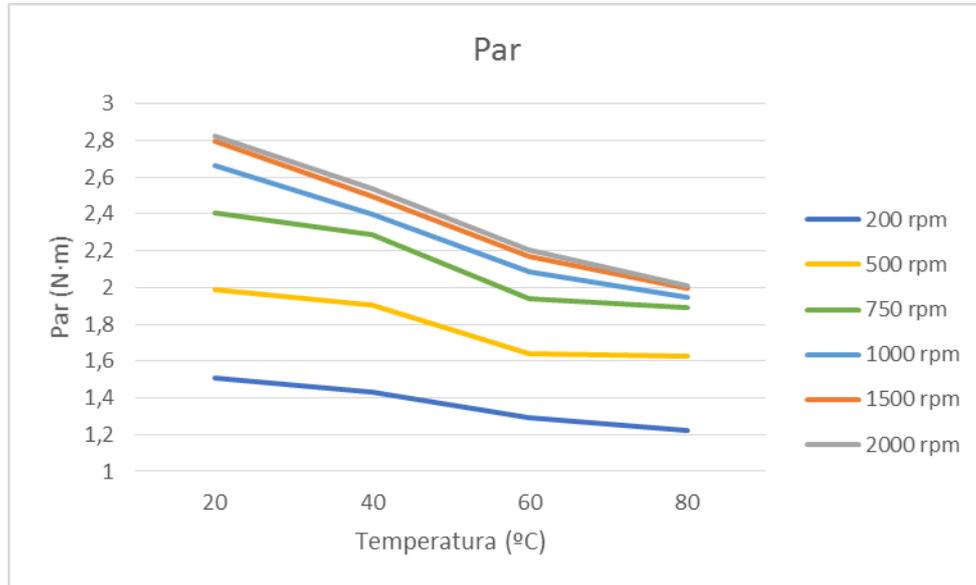


Figura 1. 83. Par estimado para arrastre con culata con asp. natural.

En este caso, el comportamiento del par es el mismo que en el arrastre sin culata, pero los valores son mayores en este caso, siendo a bajo régimen donde se perciben mejor las diferencias.

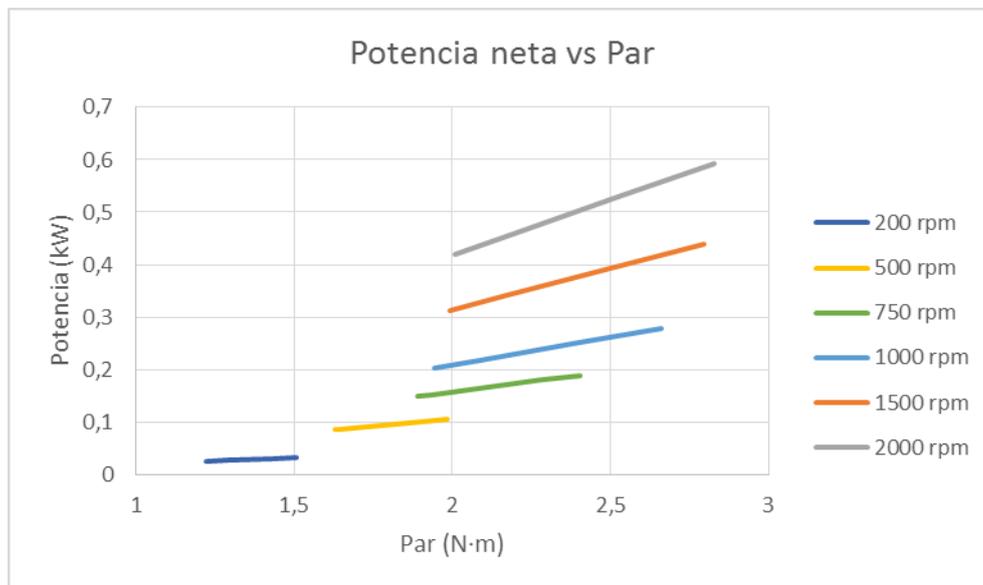


Figura 1. 84. Potencia neta vs Par para arrastre con culata con asp. natural.

La tendencia es la esperada en este caso también, siendo el rango de potencia neta vs par mayor que en el caso del arrastre sin culata.



1.8.4.2.2. Resultados de esfuerzos en biela.

A continuación, se mostrarán los resultados de esfuerzos en biela, tanto los experimentales medidos por la galga, como los teóricos a partir de la Ecuación 1. 32, sustituyendo la presión por la presión medida en la cámara de combustión.

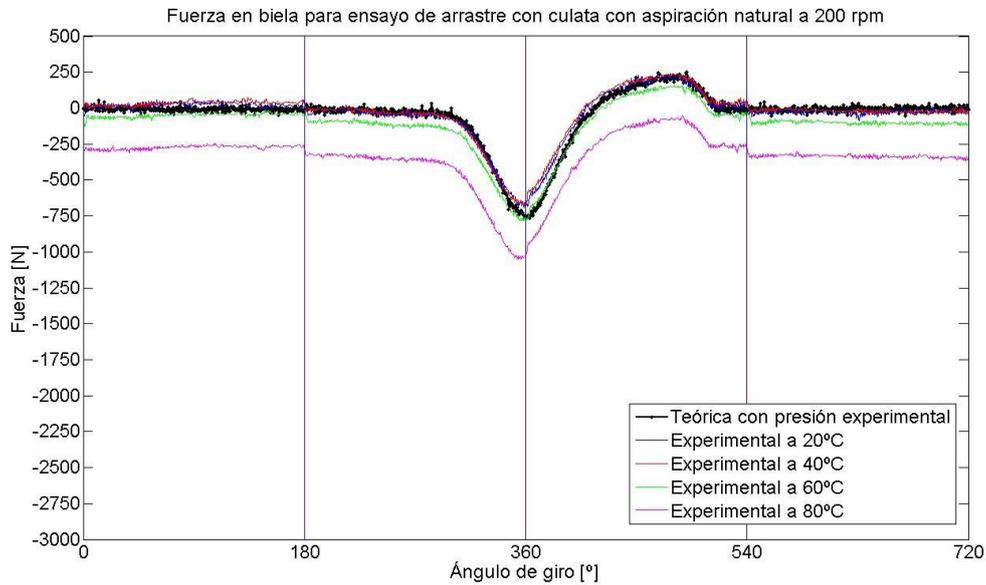


Figura 1. 85. Fuerza en biela para arrastre con culata con asp. natural a 200 rpm.

En este caso, la fuerza en biela muestra un pico considerable en el PMS de compresión. Esto es debido a que los efectos de la inercia son mucho menores que los de arrastre con culata con aspiración natural de los gases en el interior de la cámara de combustión.

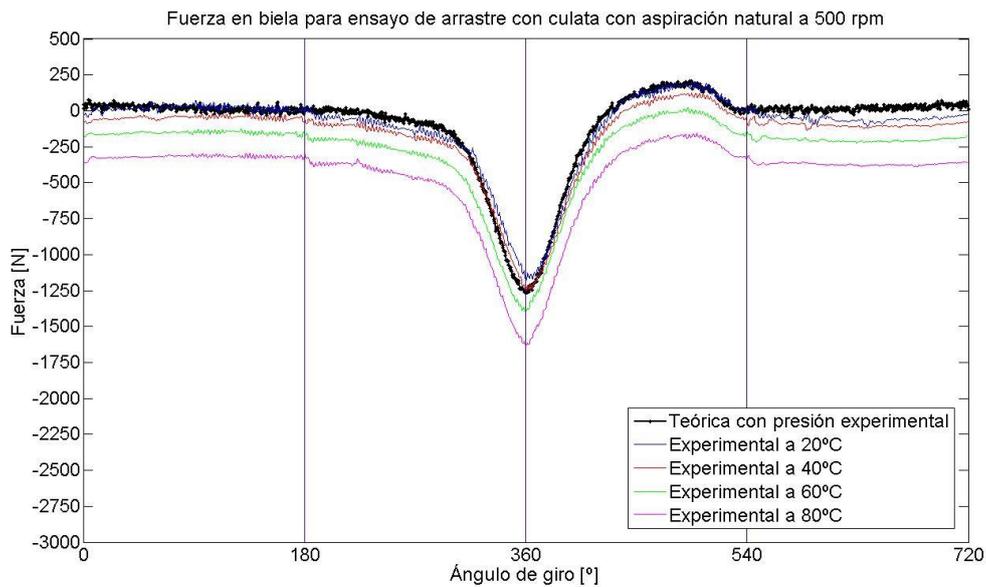


Figura 1. 86. Fuerza en biela para arrastre con culata con asp. natural a 500 rpm.

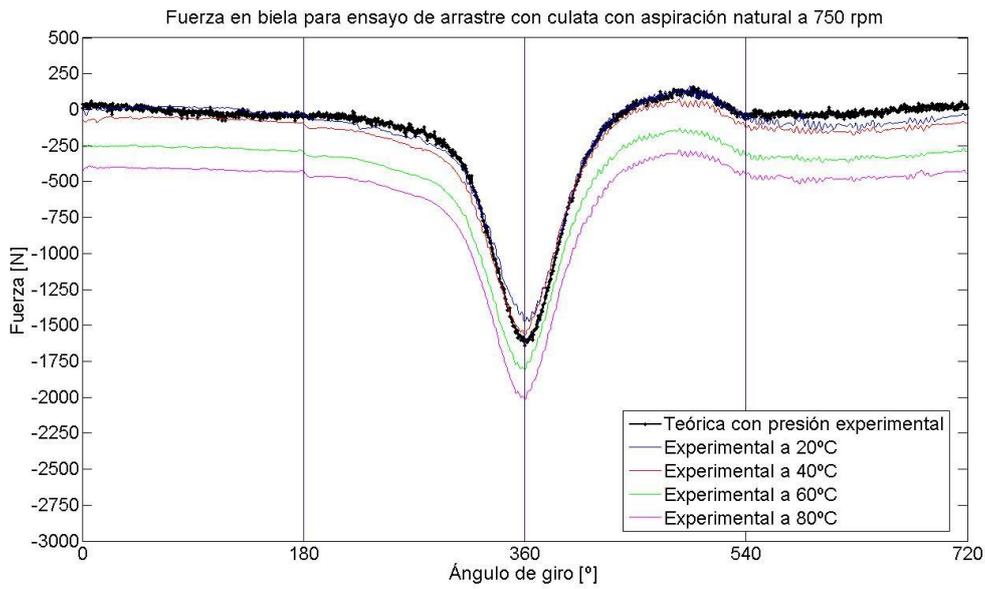


Figura 1. 87. Fuerza en biela para arrastre con culata con asp. natural a 750 rpm.

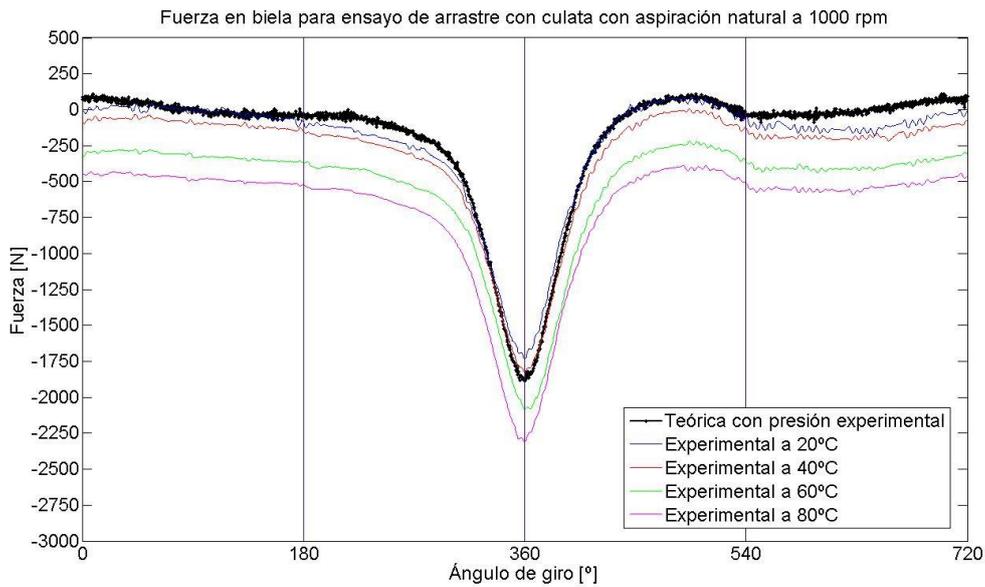


Figura 1. 88. Fuerza en biela para arrastre con culata con asp. natural a 1000 rpm.

De igual manera que en el caso de arrastre sin culata, conforme aumenta la temperatura y el régimen, la gráfica de fuerza en biela experimental tiende a mostrar una deriva hacia valores negativos, siendo más notable los efectos a 80°C.

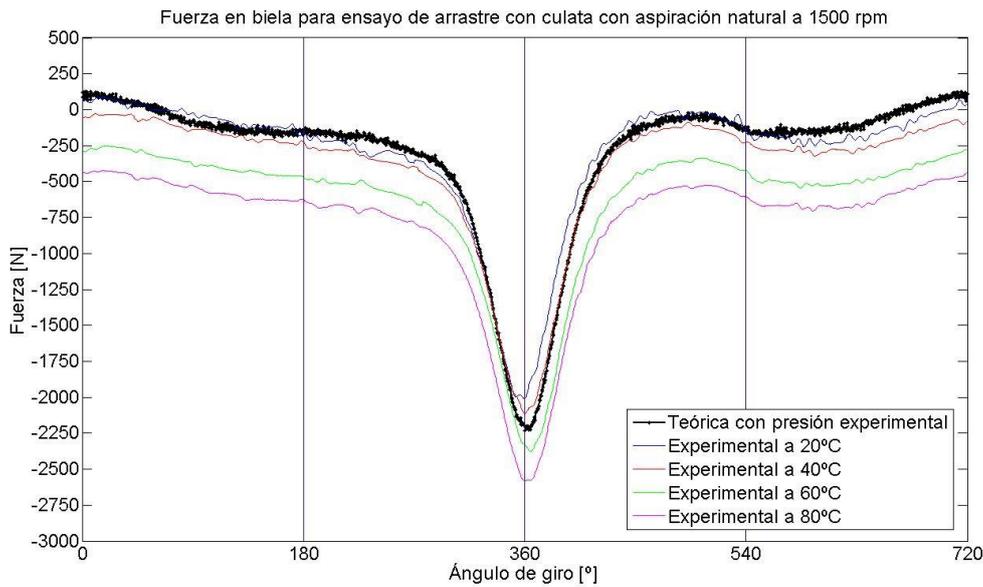


Figura 1. 89. Fuerza en biela para arrastre con culata con asp. natural a 1500 rpm.

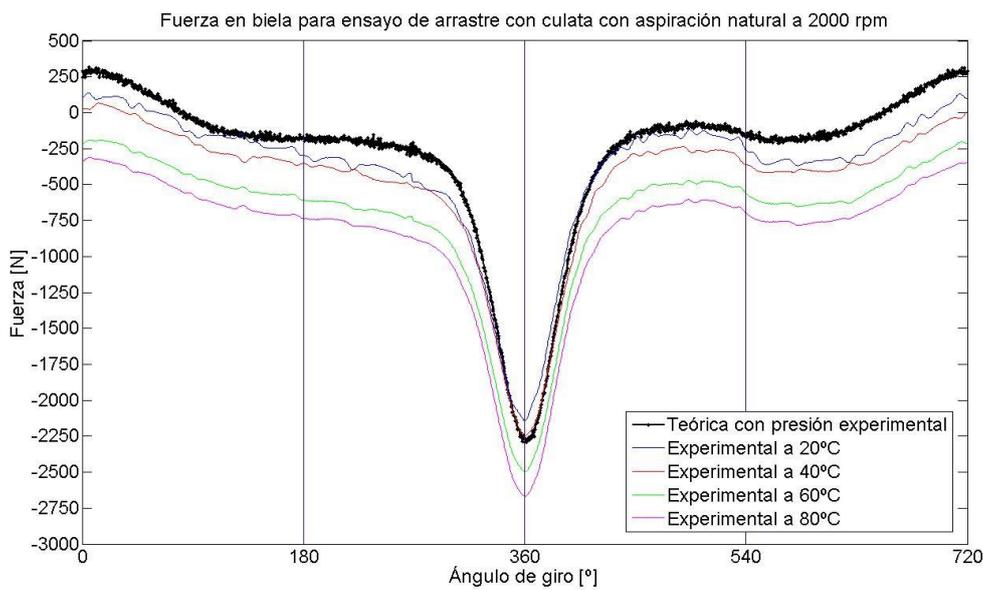


Figura 1. 90. Fuerza en biela para arrastre con culata con asp. natural a 2000 rpm.

Aparte del efecto de deriva por la temperatura, en las gráficas de la Figura 1. 89 y la Figura 1. 90 se puede ver que, conforme aumenta el régimen, se produce una deformación en la forma de la fuerza en biela en las zonas cercanas al PMS de admisión. Esto es debido a que los efectos de la inercia comienzan a adquirir mayor importancia en todo el ciclo, pero es en esa zona donde más se aprecian, pues en el PMS de compresión influye mucho más la presión en cámara.

Tal y como se puede ver desde la Figura 1. 85 hasta la Figura 1. 90, el pico de esfuerzo en biela va incrementándose con el aumento del régimen. Esto se debe a un incremento de la presión con el régimen de giro. La explicación a este fenómeno es la siguiente:

cuanto mayor es el régimen, más rápido se produce el ciclo y, por tanto, las fugas por blow-by son menores al producirse en menos tiempo el ciclo. Por ello, el pico de presión es menor cuando el régimen es bajo al haber más fugas por blow-by, y mayor conforme aumenta el régimen, pues se ve una presión con menos fugas.

1.8.4.2.3. Fuerzas de fricción resultantes.

A continuación, se mostrarán las fuerzas de fricción resultantes, siguiendo el mismo procedimiento que el realizado para el ensayo de arrastre sin culata.

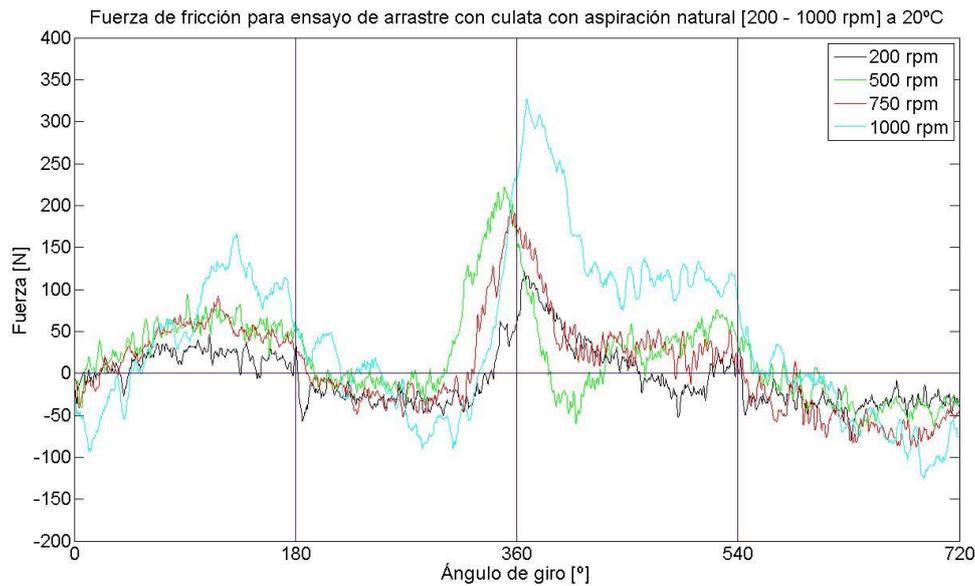


Figura 1. 91. Fricción para arrastre con culata con asp. natural a 20°C (I).

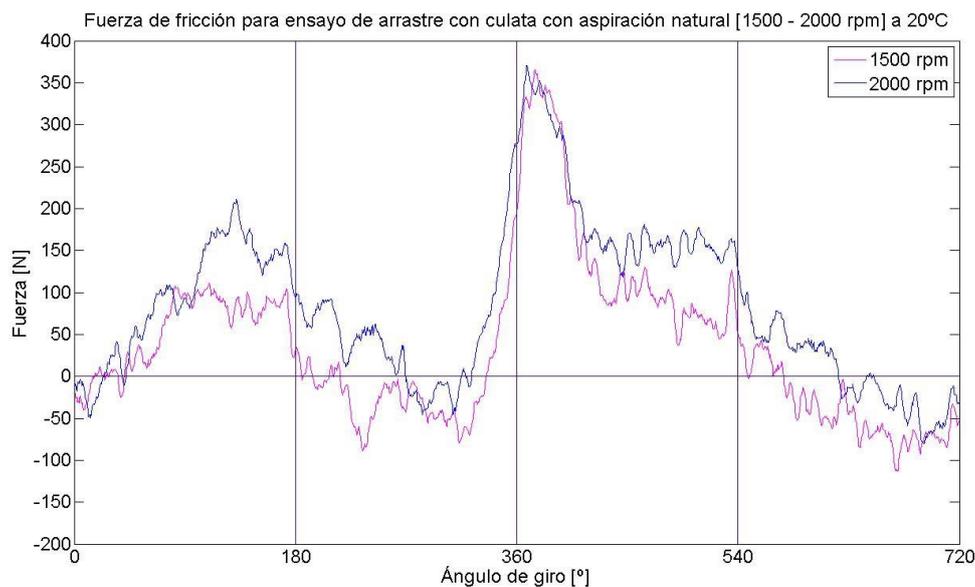


Figura 1. 92. Fricción para arrastre con culata con asp. natural a 20°C (II).



En este caso, los valores de fuerza de fricción son mayores que para el arrastre sin culata. Esto es lógico pues, en esta ocasión, hace falta un esfuerzo más elevado para arrastrar el motor con una compresión de los gases en la cámara de combustión.

De igual manera, además, la tendencia del cambio de signo en la fuerza de fricción se ve mejor cuando el régimen es más bajo. Además, en este ensayo, la nitidez de las gráficas es mucho menor que en el arrastre sin culata. Esto se debe a que aquí hay más factores que entran en juego, como la presión en cámara, que modifican la claridad de la señal medida.

Sin embargo, en este ensayo, existen ciertas zonas con un comportamiento anómalo. En concreto, los dos PMS muestran un valor no satisfactorio. Para el caso del PMS de admisión, la fuerza de fricción es menor a cero, y toma un valor mucho mayor a cero en el PMS de compresión. Esto puede deberse a errores en la medición de la presión, pues quizá el sensor piezoeléctrico no responde como se espera. Además, tampoco se está midiendo la presión en cárter, algo que puede afectar también.

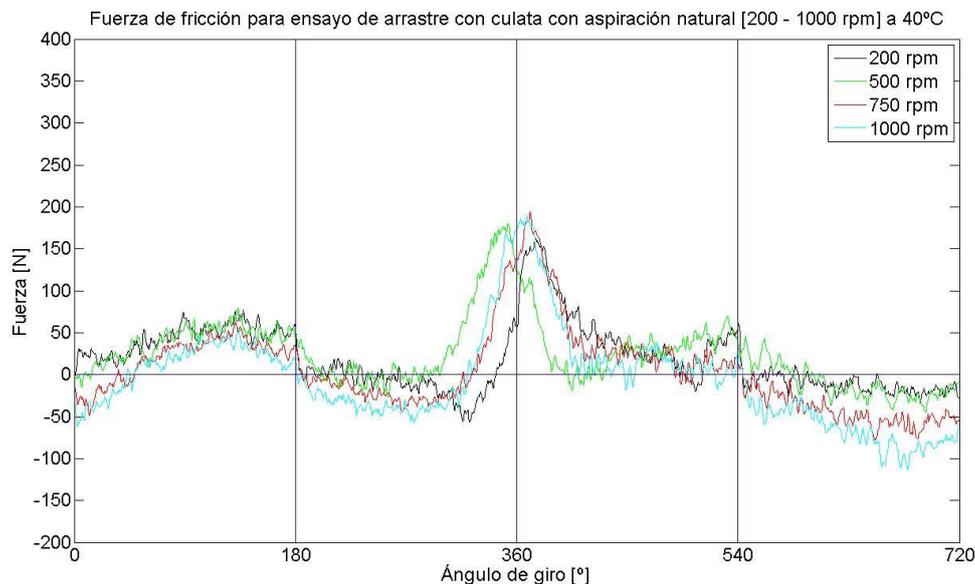


Figura 1. 93. Fricción para arrastre con culata con asp. natural a 40°C (I).

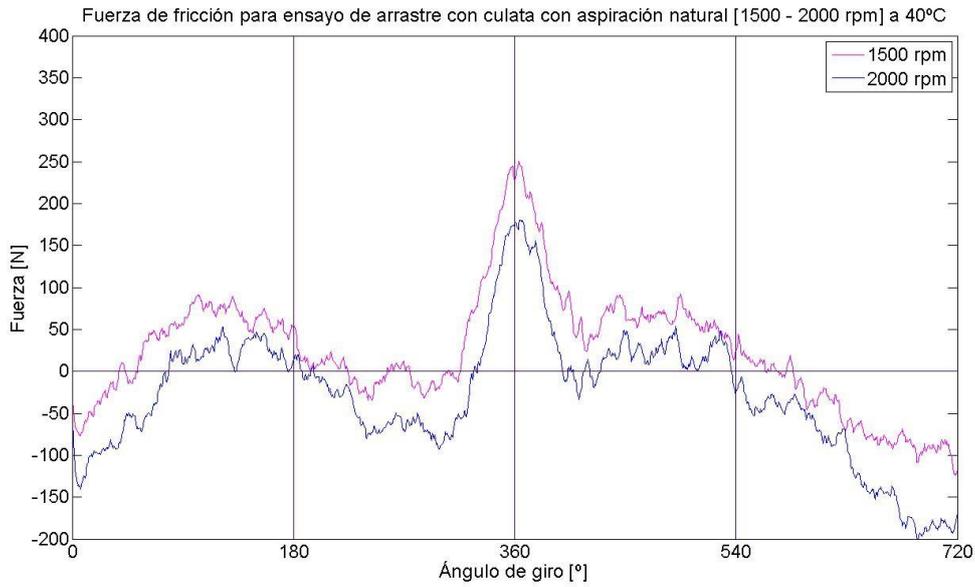


Figura 1. 94. Fricción para arrastre con culata con asp. natural a 40°C (II).

Tal y como se puede apreciar, las fuerzas de fricción disminuyen ligeramente con el incremento de la temperatura, lo que se traduce en una bajada de viscosidad, una mejor lubricación y, por tanto, una menor fricción.

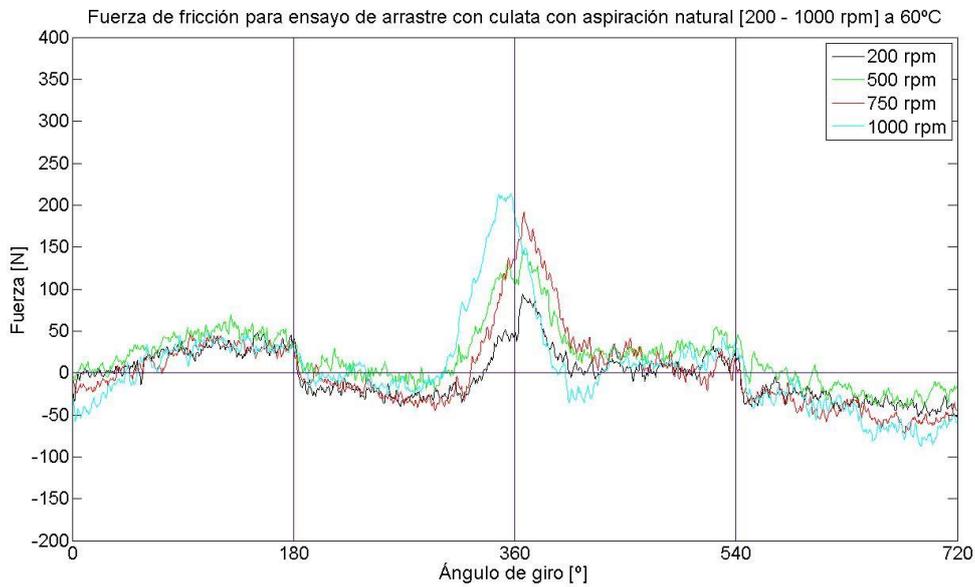


Figura 1. 95. Fricción para arrastre con culata con asp. natural a 60°C (I).

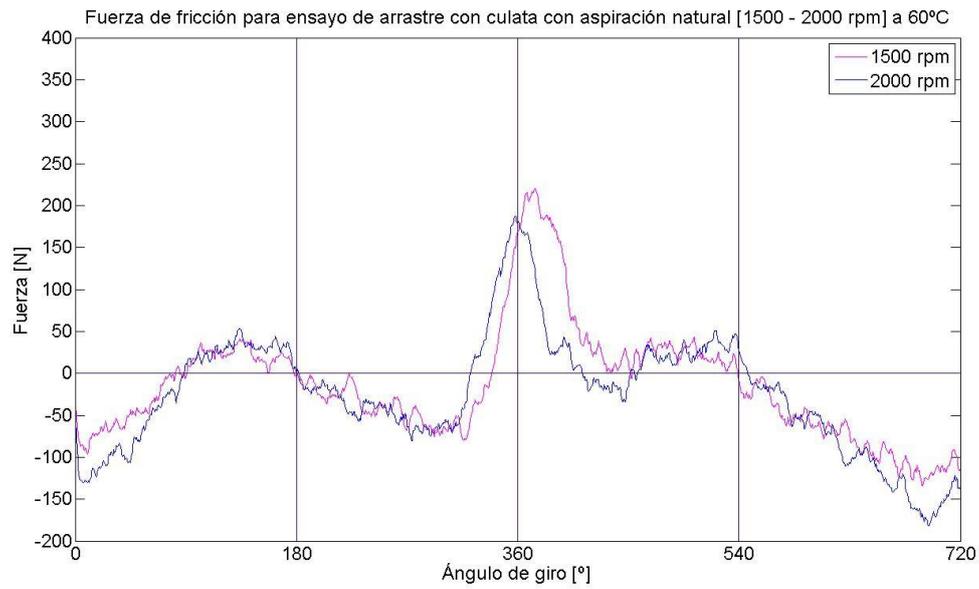


Figura 1. 96. Fricción para arrastre con culata con asp. natural a 60°C (II).

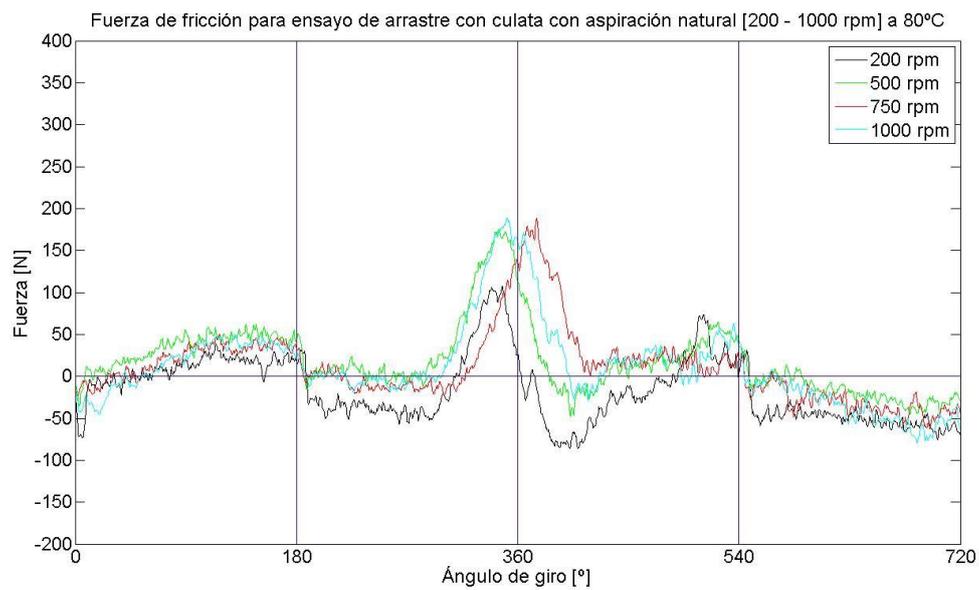


Figura 1. 97. Fricción para arrastre con culata con asp. natural a 80°C (I).

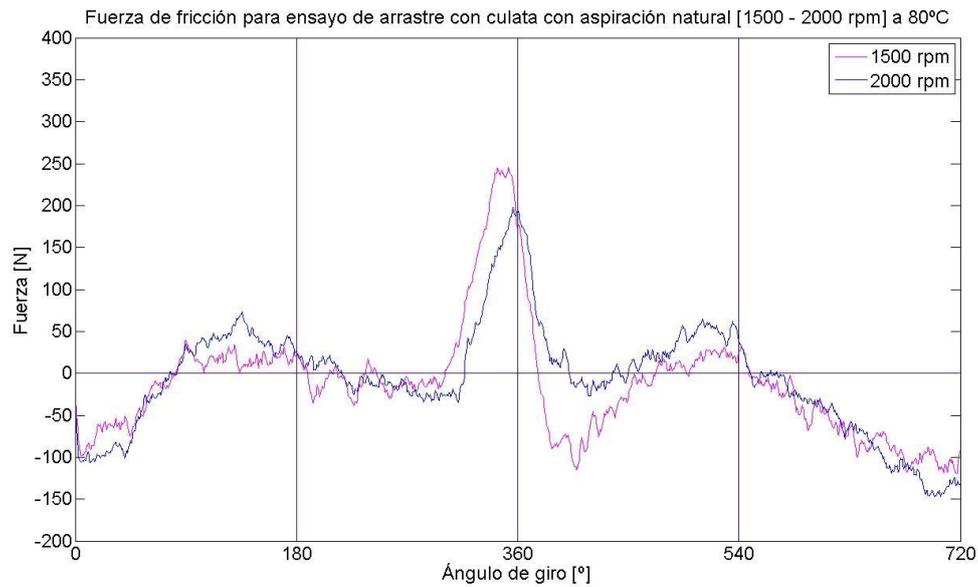


Figura 1. 98. Fricción para arrastre con culata con asp. natural a 80°C (II).

Como conclusión a este apartado, simplemente queda decir que la presión medida se ha realizado con un instrumento preparado para medir en un rango diferente de aquél en el que se ha realizado, lo que justifica los picos anómalos de fuerza de fricción. Sin embargo, la reducción de dicha fuerza con el incremento de la temperatura y el aumento de la fuerza en comparación con el arrastre sin culata son dos buenas noticias que se extraen de este ensayo.



1.8.4.3. Ensayo de arrastre con culata con aspiración sobrealimentada.

Este tercer ensayo es el realizado como arrastre con compresión por la introducción de aire comprimido en la admisión del MCIA. A partir de ahora, recibirá el nombre de ensayo de arrastre con culata con aspiración sobrealimentada.

1.8.4.3.1. Resultados de potencia y par.

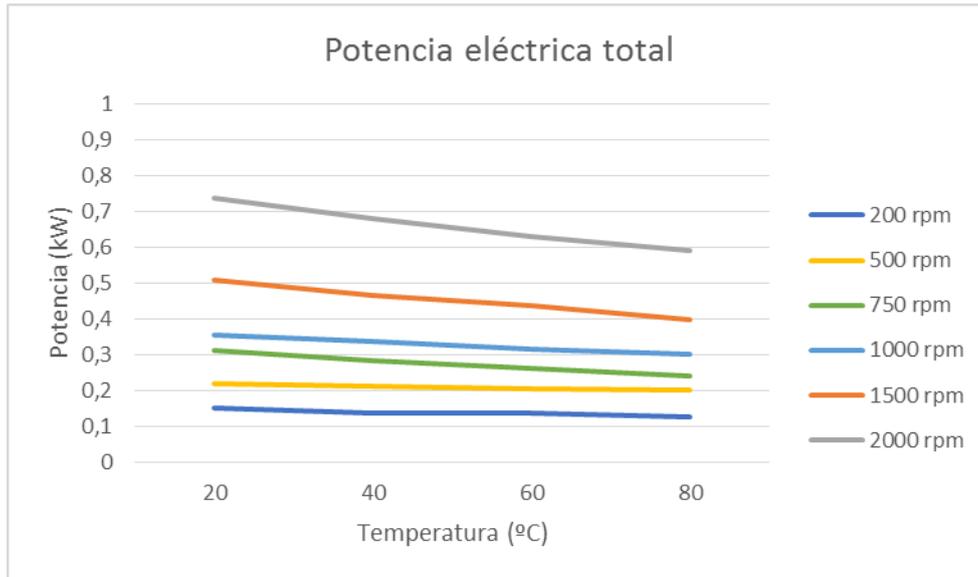


Figura 1. 99. Potencia eléctrica total para arrastre con culata con asp. sobreal.

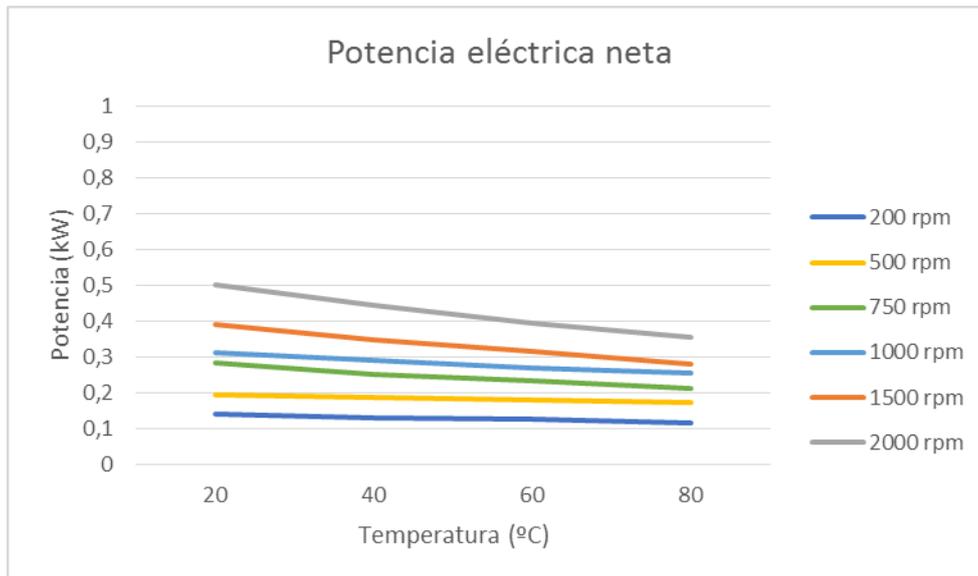


Figura 1. 100. Potencia eléctrica neta para arrastre con culata con asp. sobreal.

Los valores de potencia eléctrica total y neta muestran la tendencia de decrecimiento con la temperatura esperados, para todos los regímenes. Sin embargo, la potencia eléctrica neta se encuentra en un rango muy pequeño, con un máximo de 0,5 kW a 2000 rpm y 20°C, y un mínimo de 0,1 kW a 200 rpm y 80°C.

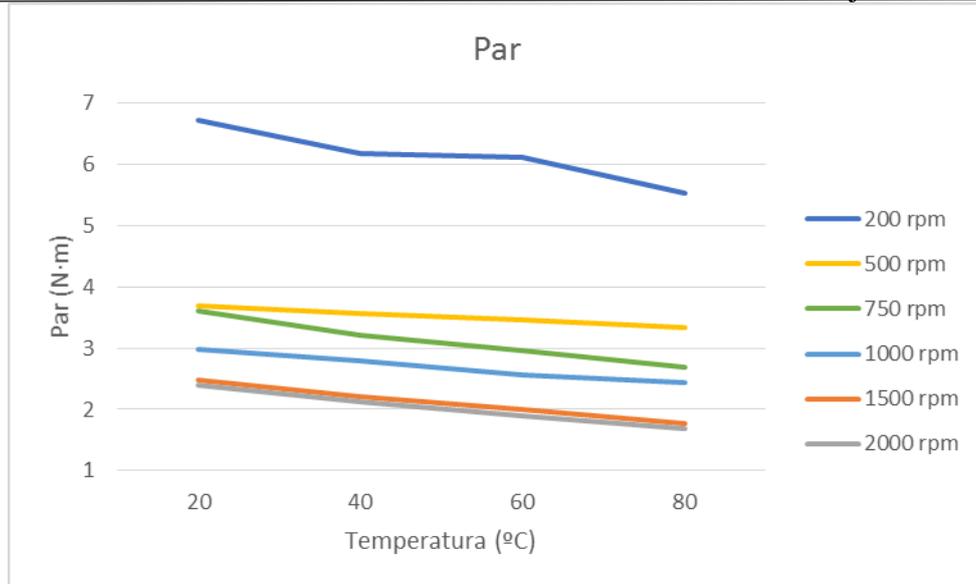


Figura 1. 101. Par estimado para arrastre con culata con asp. sobreal.

Tal y como se esperaba, el hecho de que la potencia neta necesaria para arrastrar el MCIA fuera muy parecida para todos los regímenes hace que, a la hora de calcular el par, se obtengan los valores con el orden contrario al lógico, como consecuencia de la división entre un régimen más elevado. Por tanto, la conclusión a la que se llega es que la introducción de aire a presión no produce diferencias significativas en la potencia necesaria para arrastrar el MCIA, por lo que el posterior cálculo del par a partir de la potencia y el régimen tiene una tendencia contraria a lo esperado.

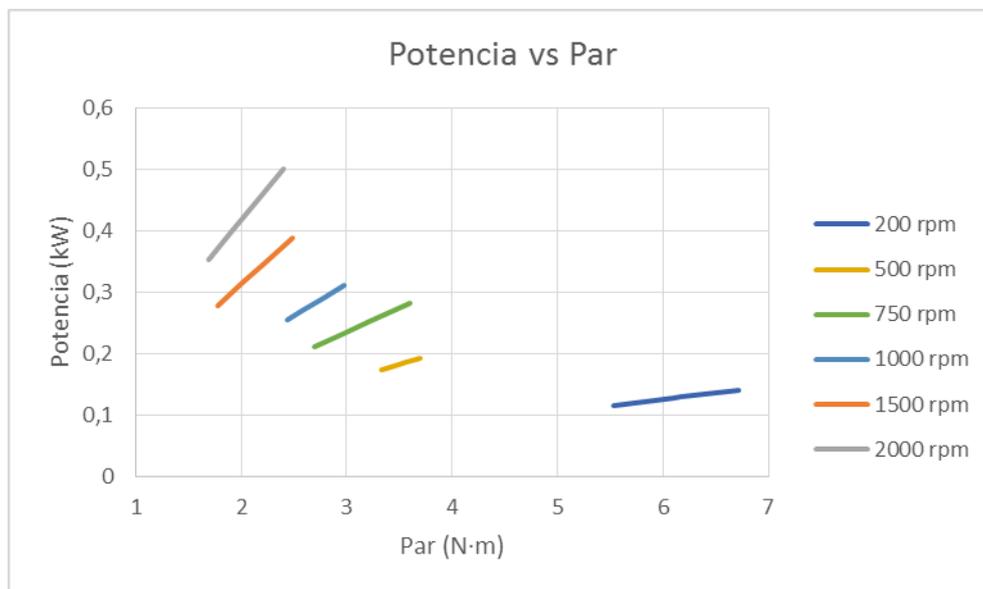


Figura 1. 102. Potencia neta vs Par para arrastre con culata con asp. sobreal.

De igual manera que en la Figura 1. 101, el par que se muestra en la Figura 1. 102 es erróneo. No obstante, resulta interesante poder ver la tendencia creciente de las pendientes, hecho que se ve en el resto de casos de análisis de este proyecto.

1.8.4.3.2. Resultados de esfuerzos en biela.

A continuación, se mostrarán los resultados de esfuerzos en biela, tanto los experimentales medidos por la galga, como los teóricos a partir de la Ecuación 1. 32, sustituyendo la presión por la presión medida en la cámara de combustión.

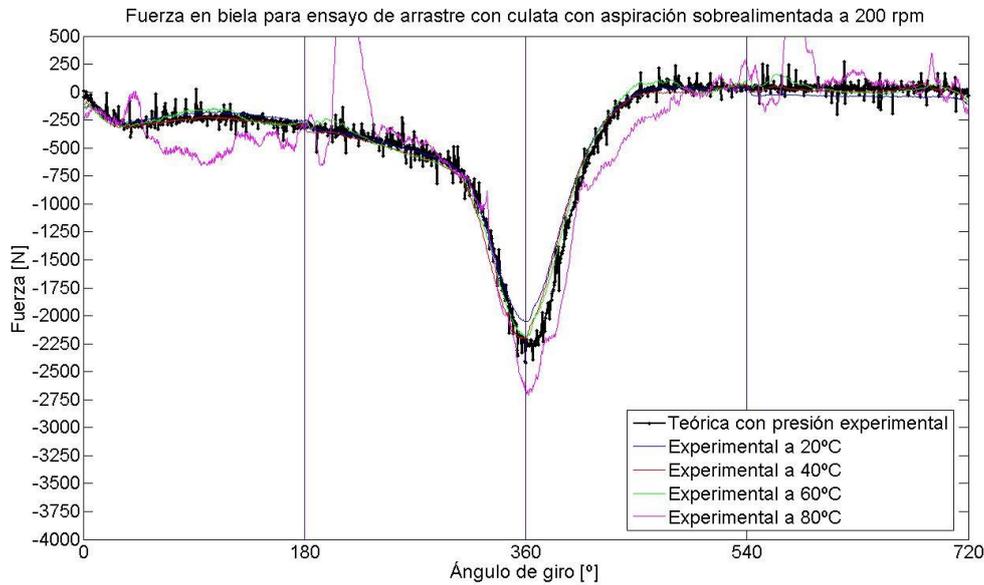


Figura 1. 103. Fuerza en biela arrastre con culata con asp. sobreal. a 200 rpm.

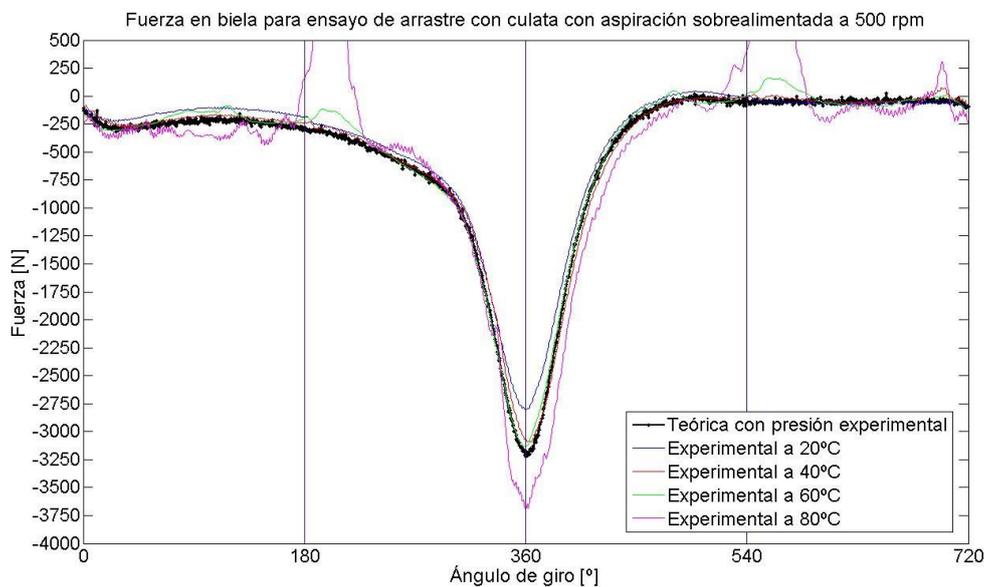


Figura 1. 104. Fuerza en biela arrastre con culata con asp. sobreal. a 500 rpm.

En este caso, al igual que en el arrastre con culata con aspiración natural, el pico en el PMS de compresión se debe al esfuerzo del pistón para comprimir los gases, más acentuado en este caso al haber mayor presión a la admisión (2 bar).

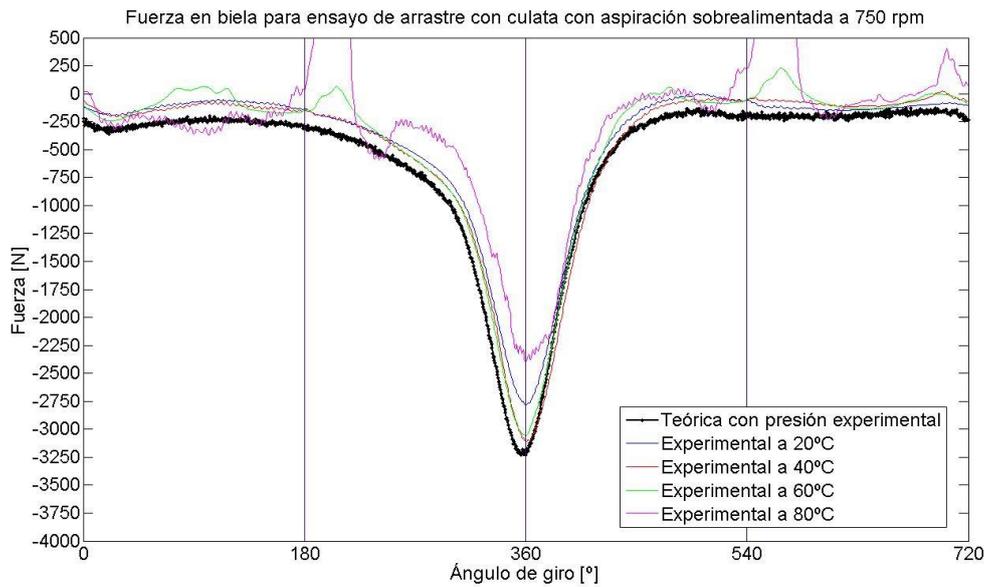


Figura 1. 105. Fuerza en biela arrastre con culata con asp. sobreal. a 750 rpm.

De la Figura 1. 103 a la Figura 1. 105, se puede anticipar que la medida a 80°C no ha resultado satisfactoria. La introducción de aire comprimido a la admisión, juntos con los regímenes elevados a los que llegará, y las altas temperaturas, hacen que sea demasiado elevado el esfuerzo que debe soportar la galga y los cables que la unen al puente de Wheatstone.

Además, según se puede ver en la Figura 1. 105, la medida experimental a 60°C también tiene algunos picos anómalos. Sin lugar a dudas, el esfuerzo que deben soportar los cables es excesivo para un régimen y una temperatura bastante elevados, lo que provoca mucho error de medida.

A continuación, según se puede ver en la Figura 1. 106, no se ha podido hacer la medida a 80°C, porque el cable se partió a 1000 rpm. No obstante, la tendencia se puede observar en las siguientes figuras, en las que se volvió a montar el sistema de instrumentación.

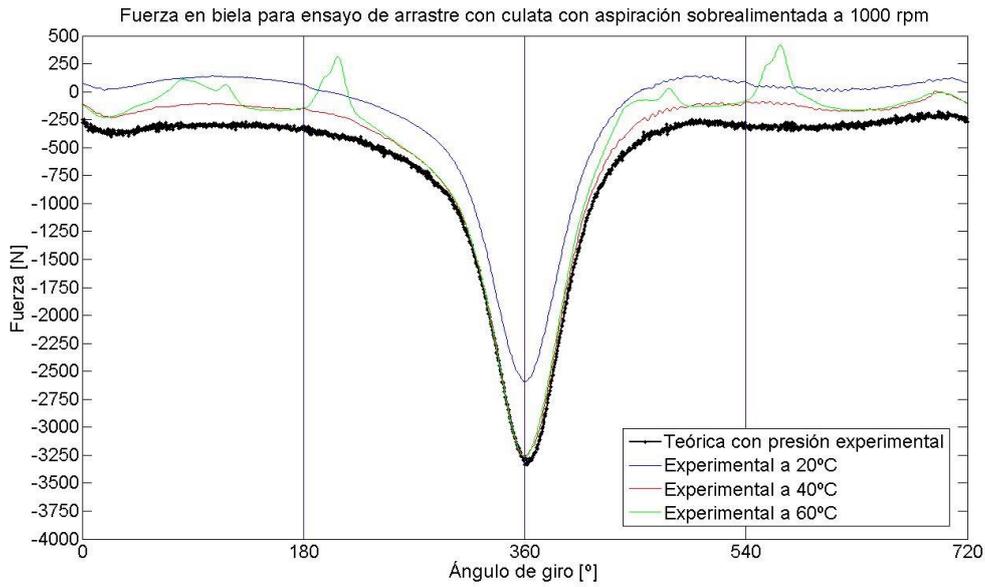


Figura 1. 106. Fuerza en biela arrastre con culata con asp. sobreal. a 1000 rpm.

Es reseñable ver que, en la Figura 1. 106, la fuerza en biela teórica con la presión experimental muestra un pico más acentuado que las medidas experimentales de la galga. Esto es debido a que, probablemente, existe una cantidad de fugas de blow-by hacia el bloque considerable y, por tanto, el pico de compresión al que debería llegarse no es exactamente el marcado por los cálculos teóricos, sino inferior. Esto se puede ver también en la Figura 1. 107 y en la Figura 1. 108, en las que las experimentales están por encima de la teórica.

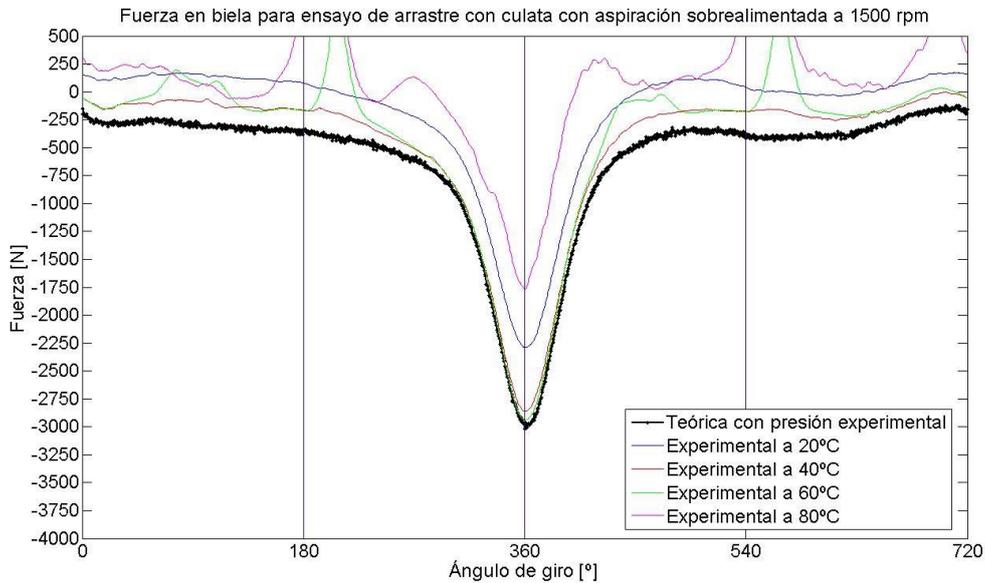


Figura 1. 107. Fuerza en biela arrastre con culata con asp. sobreal. a 1500 rpm.

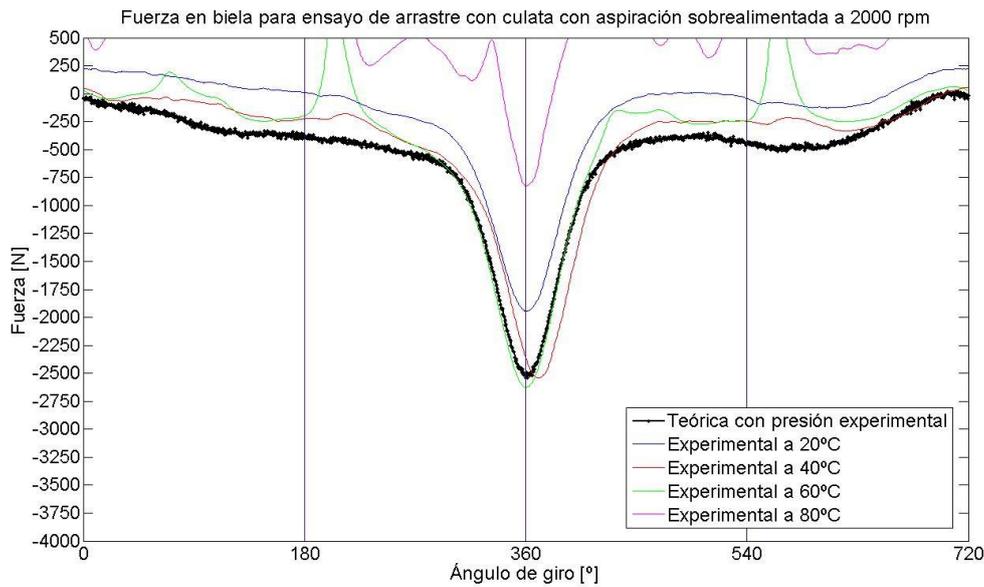


Figura 1. 108. Fuerza en biela arrastre con culata con asp. sobreal. a 2000 rpm.

Se puede concluir que los resultados de este apartado muestran una divergencia bastante considerable con los valores esperados en las medidas de arrastre con culata con aspiración sobrealimentada, tanto por incapacidad de la galga de tomar medidas con esas presiones tan elevadas a la admisión, como por las fugas por blow-by que demuestra tener el bloque motor.

1.8.4.3.3. Fuerzas de fricción resultantes.

A continuación, se mostrarán las fuerzas de fricción puras que resultan de la diferencia entre el cálculo teórico y las medidas experimentales, previa corrección de deriva por temperatura o por fugas.

Como se anticipó anteriormente, los errores de medida de presión que tuvieron lugar en el arrastre con culata con aspiración natural también se verán en este caso de arrastre con culata con aspiración sobrealimentada, incluso en mayor medida, al tratarse de presiones de mayor magnitud.

No obstante, se espera poder ver las mismas tendencias, con el correspondiente cambio de signo en la fuerza de fricción al paso por cada punto muerto.

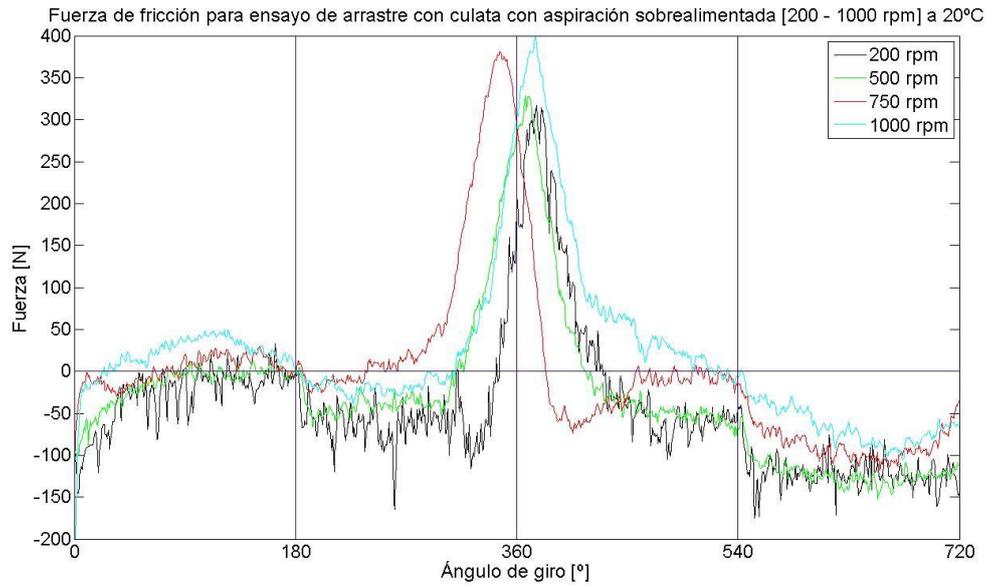


Figura 1. 109. Fricción para arrastre con culata con asp. sobreal. a 20°C (I).

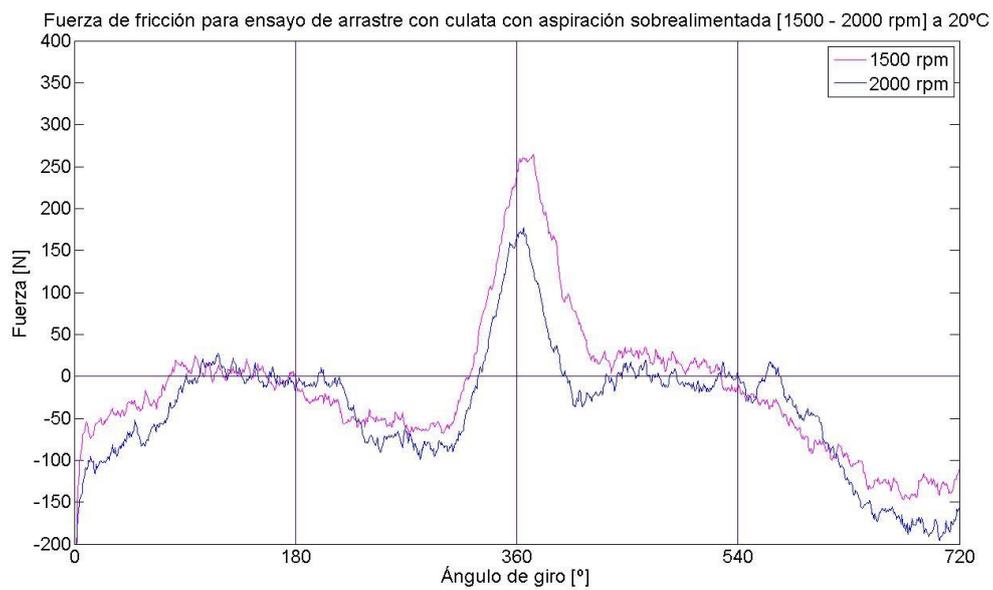


Figura 1. 110. Fricción para arrastre con culata con asp. sobreal. a 20°C (II).

De la Figura 1. 109 y la Figura 1. 110 se puede extraer que se observan los mismos problemas que en el arrastre con culata con aspiración natural, existiendo picos anómalos en la cercanía de los PMS. Sin embargo, la buena noticia es que se observan saltos en la fuerza de fricción con sus correspondientes cambios de signo al paso por los puntos muertos. Además, de momento, a 20°C, los resultados son captados bastante bien por la galga, sin más anomalías que las ya mencionadas.

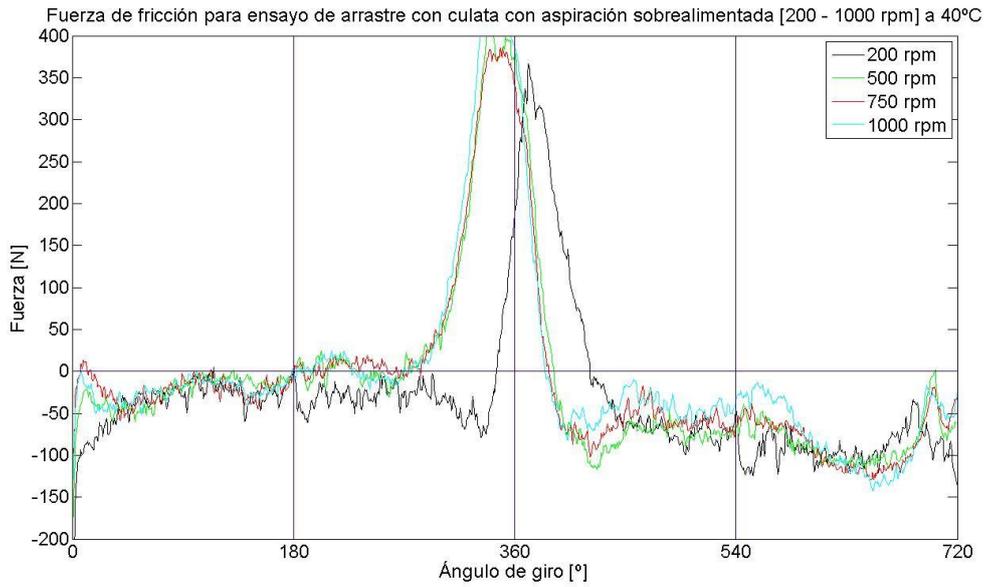


Figura 1. 111. Fricción para arrastre con culata con asp. sobreal. a 40°C (I).

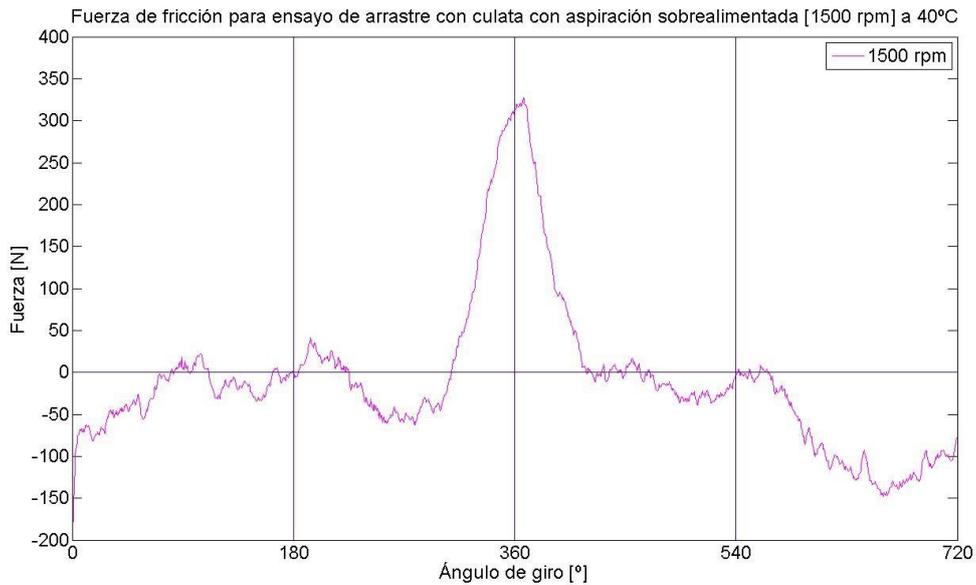


Figura 1. 112. Fricción para arrastre con culata con asp. sobreal. a 40°C (II).

A pesar de haber aumentado la temperatura, la fuerza de fricción sigue teniendo una forma más o menos parecida a la esperada, a excepción de los resultados anómalos ya comentados anteriormente.

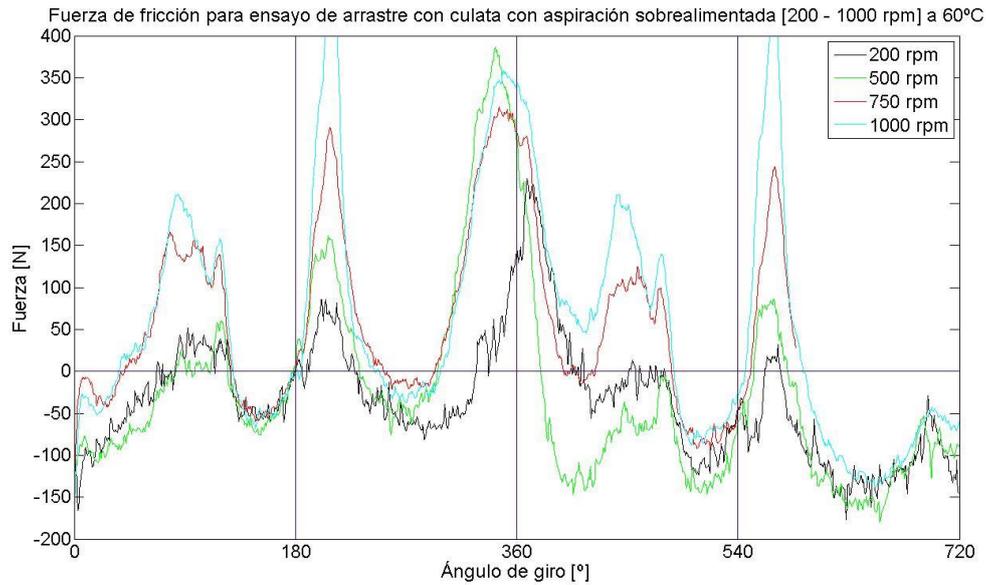


Figura 1. 113. Fricción para arrastre con culata con asp. sobreal. a 60°C (I).

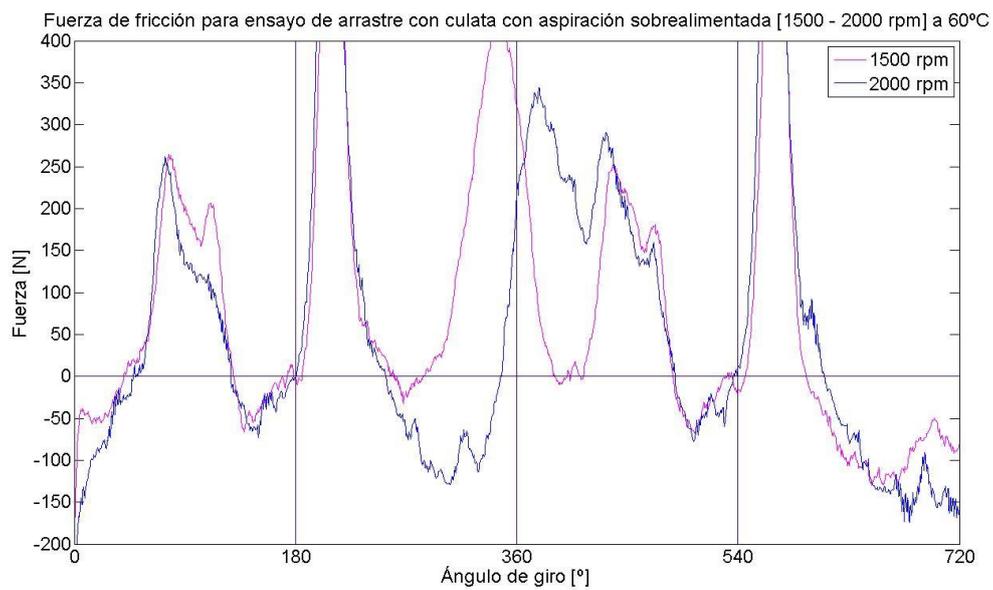


Figura 1. 114. Fricción para arrastre con culata con asp. sobreal. a 60°C (II).

Tal y como se puede ver en la Figura 1. 113 y en la Figura 1. 114, la fuerza de fricción ya no tiene la forma esperada, habiendo picos anómalos a lo largo de todo el ciclo, y sin cumplirse la premisa de cambiar de signo al pasar por cada punto muerto. Esto puede ser debido a los altos esfuerzos a los que se ve sometida la galga como consecuencia del incremento de la temperatura y de la presión en cámara.

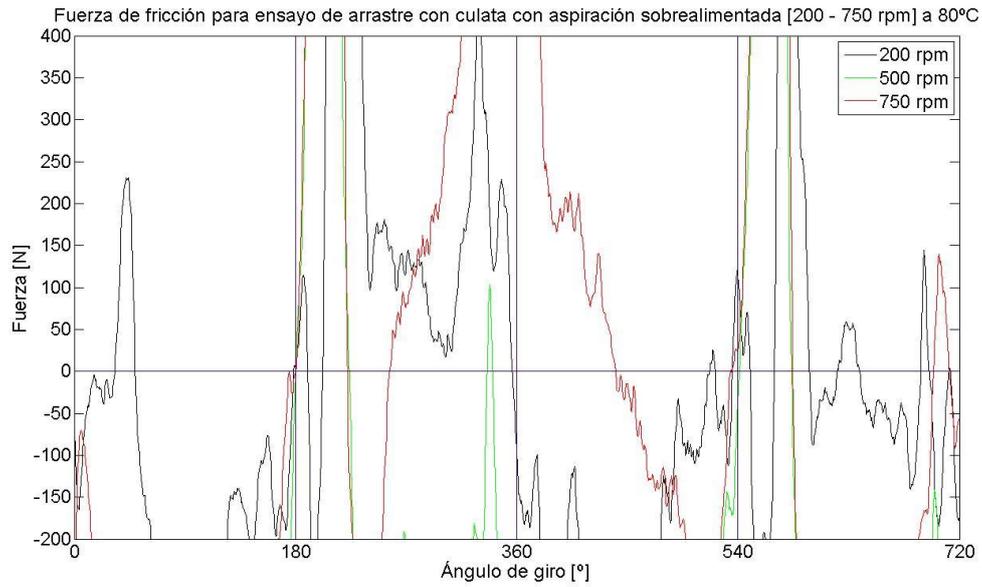


Figura 1. 115. Fricción para arrastre con culata con asp. sobreal. a 80°C (I).

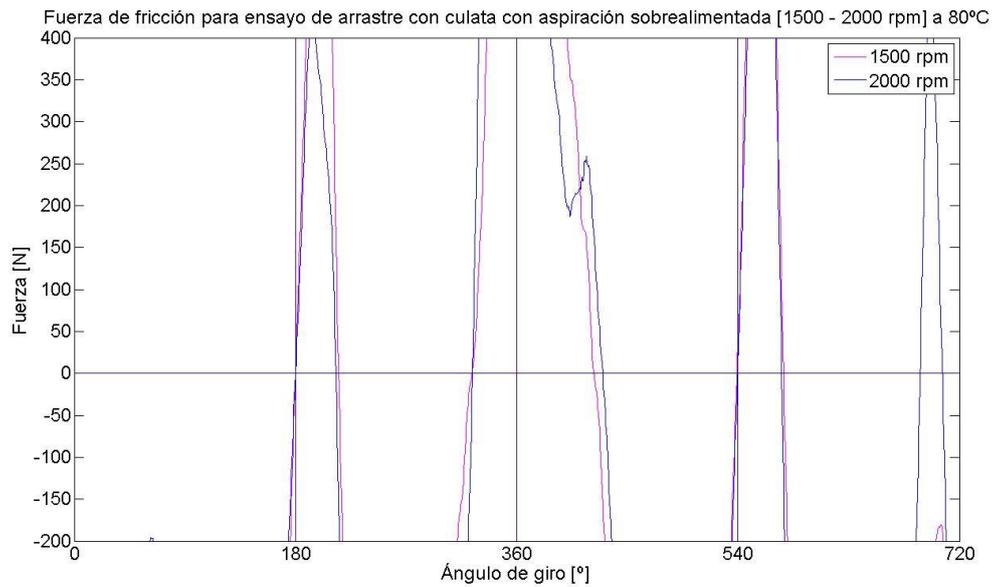


Figura 1. 116. Fricción para arrastre con culata con asp. sobreal. a 80°C (II).

Finalmente, a 80°C, la galga ha dejado de medir satisfactoriamente, devolviendo resultados de fuerza de fricción que no tienen nada que ver con lo esperado.

Por tanto, se puede concluir que el ensayo de aire comprimido es una buena idea a llevar a cabo, siempre y cuando se realice en un MCIA con menores fugas por blow-by, con temperaturas que no sobrepasen los 60°C, con un régimen menor a 1000 rpm como máximo y con un sensor de presión en cámara que mida exactamente lo que ocurre en el interior.

1.8.4.4. Mejora del ensayo de arrastre con culata con aspiración natural.

Teniendo en cuenta los problemas que se observaron en las fuerzas de fricción en el ensayo de arrastre con culata con aspiración natural y arrastre con culata con aspiración sobrealimentada, se decidió equipar la instalación con un sensor piezorresistivo para la medida de presión en cámara de combustión, tal y como se puede ver en la Figura 1. 117. Este sensor medía presión absoluta, en vez de la presión relativa que devolvía el sensor piezoeléctrico, y con un fondo de escala menor. Además, se instrumentó el cárter, donde se colocó otro sensor piezorresistivo para medir las ligeras fluctuaciones de la presión en cárter y tenerlas en cuenta, tal y como se ve en la Figura 1. 118.

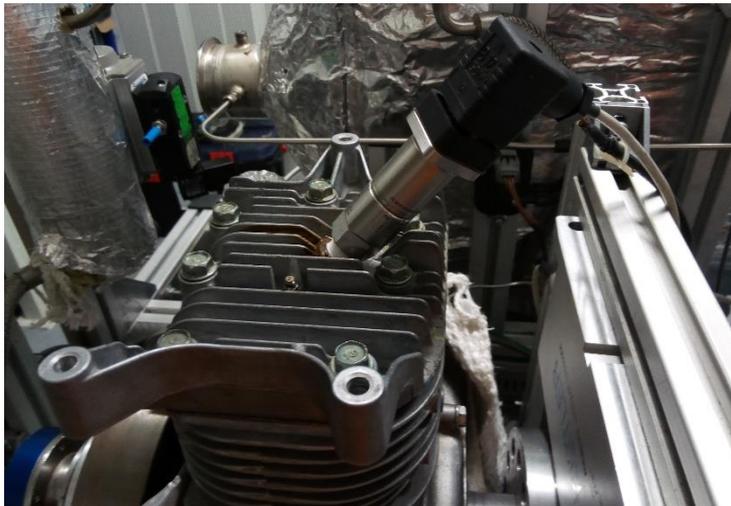


Figura 1. 117. Sensor piezorresistivo para medida de presión en cámara.

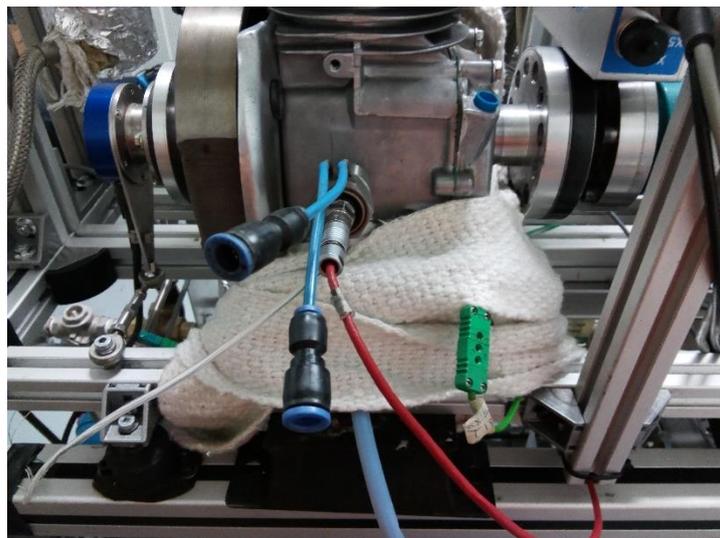


Figura 1. 118. Sensor piezorresistivo para medida de presión en cárter.

Además, teniendo en cuenta que los regímenes superiores a 1500 rpm comenzaban a deformar las señales resultantes, se acotó el rango de ensayo hasta 1250 rpm.



1.8.4.4.1. Resultados de potencia y par.

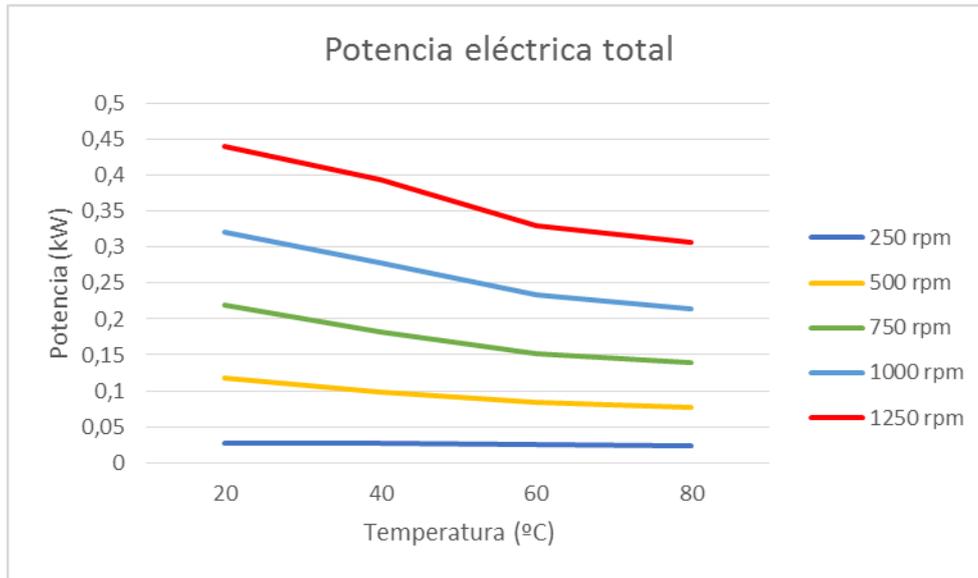


Figura 1. 119. Potencia eléctrica total para la mejora.

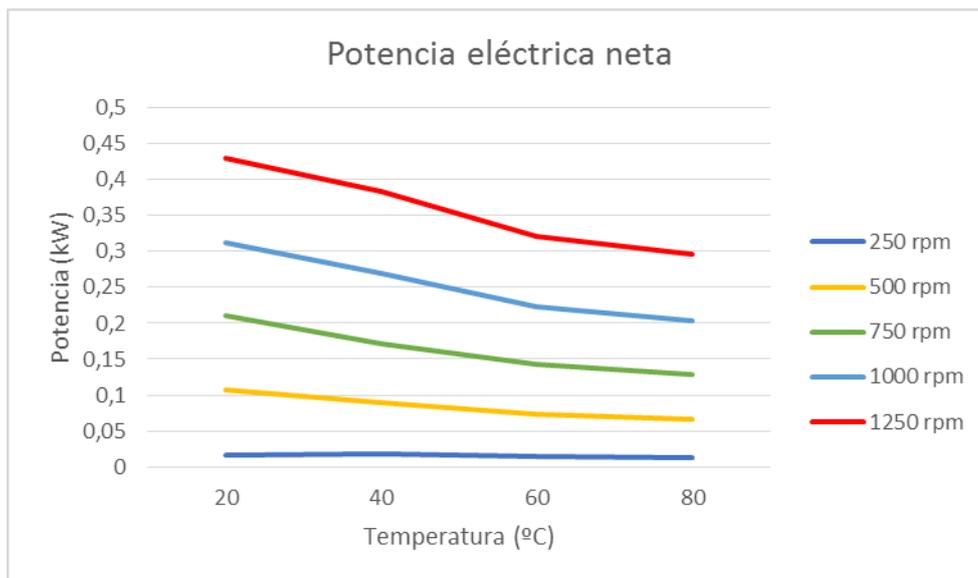


Figura 1. 120. Potencia eléctrica neta para la mejora.

Los resultados de potencia eléctrica total y neta muestran la tendencia esperada y tienen valores bastante cercanos a los medidos de arrastre con culata con aspiración natural en el caso anterior.

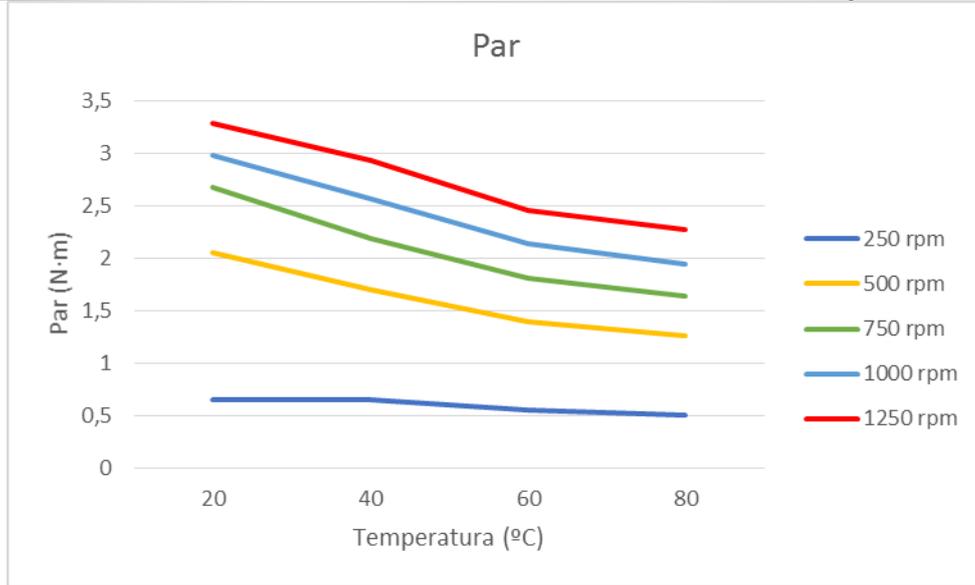


Figura 1. 121. Par estimado para la mejora.

Los resultados de par estimado muestran la tendencia esperada, pero sus valores no coinciden exactamente con los medidos de arrastre con culata con aspiración natural en el caso anterior.

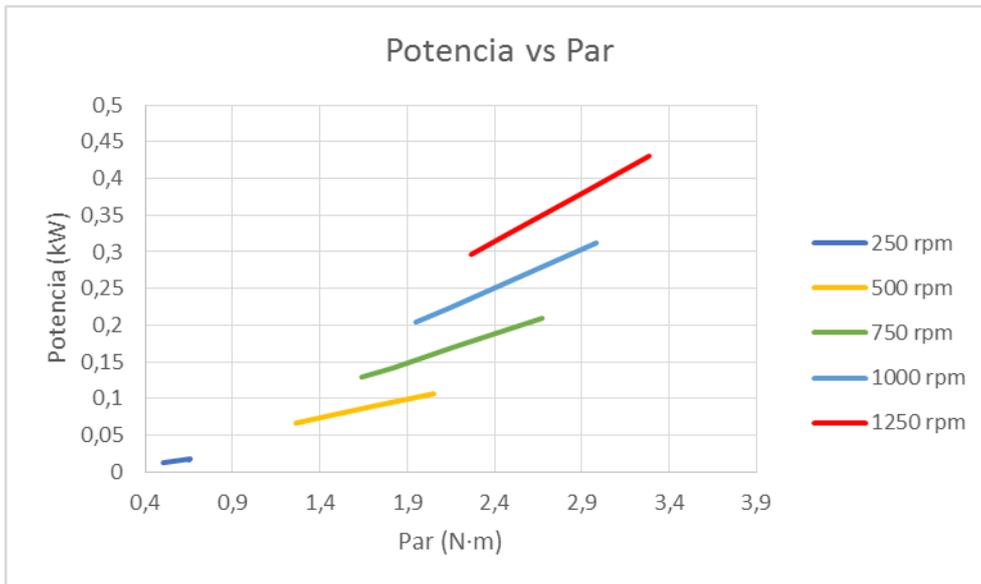


Figura 1. 122. Potencia neta vs Par para la mejora.

La tendencia es la esperada en este caso también, por los mismos motivos ya comentados anteriormente.



1.8.4.4.2. Resultados de esfuerzos en biela.

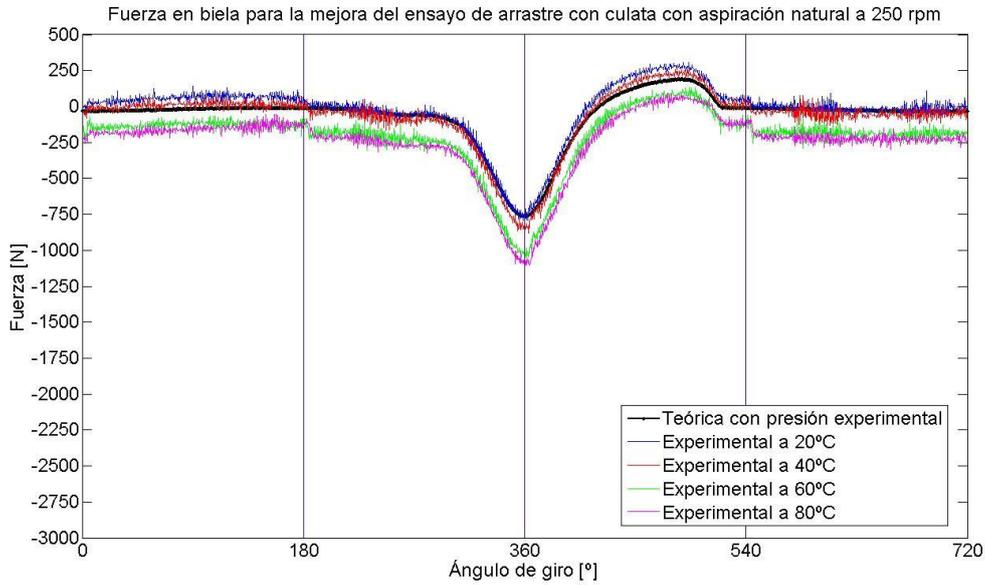


Figura 1. 123. Fuerza en biela para la mejora a 250 rpm.

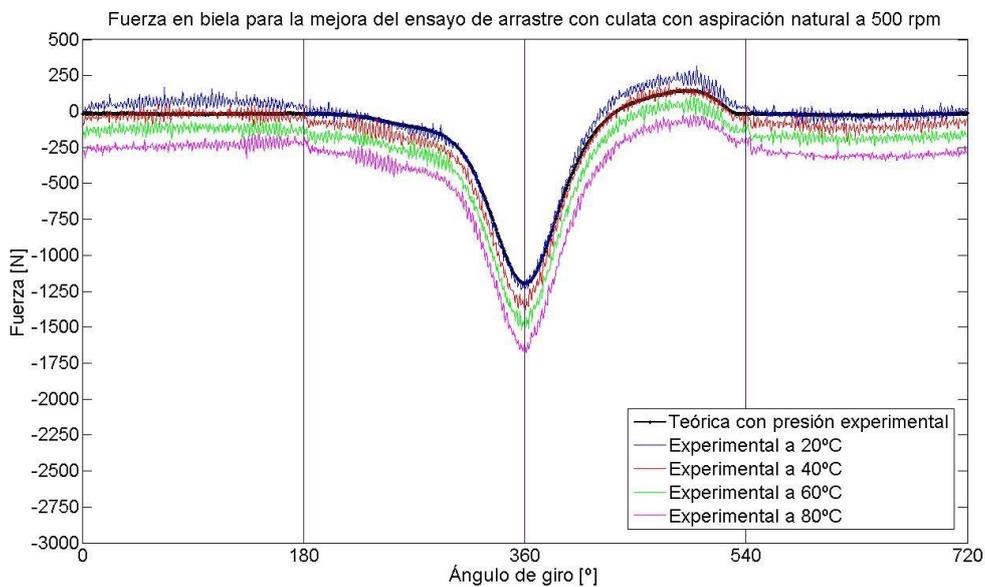


Figura 1. 124. Fuerza en biela para la mejora a 500 rpm.

Tal y como se puede ver en la Figura 1. 124, sigue existiendo una deriva de la medida de la galga con la temperatura. Así, a 20°C, la curva experimental se acopla bastante bien con la teórica con presión experimental, pero conforme aumenta la temperatura, esa línea baja del orden de 300 N para el caso más extremo.

Además, se puede ver que sigue existiendo el pico de compresión en 360°, lo cual es buena noticia, pues confirma que se está llevando a cabo la compresión en la cámara en el punto correcto.

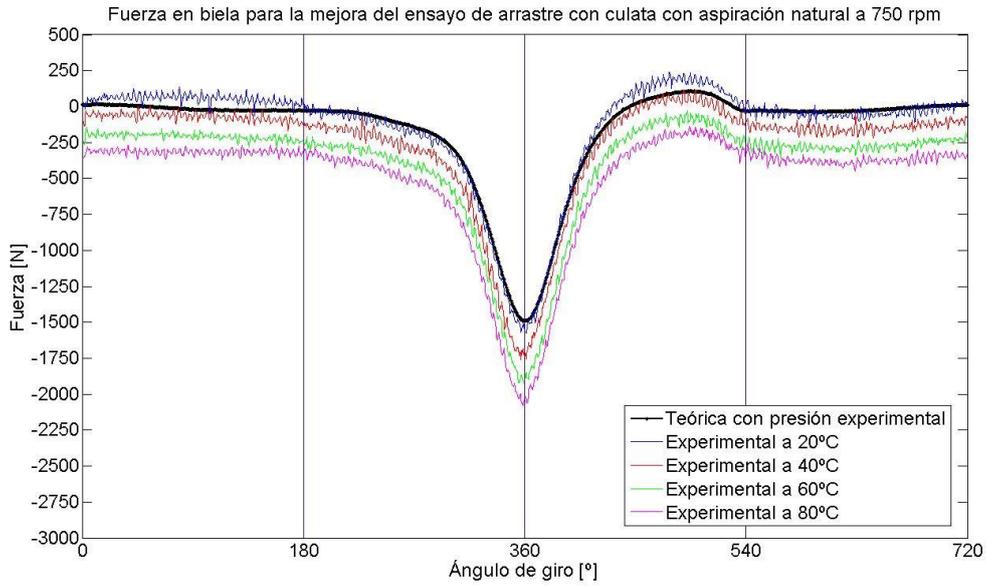


Figura 1. 125. Fuerza en biela para la mejora a 750 rpm.

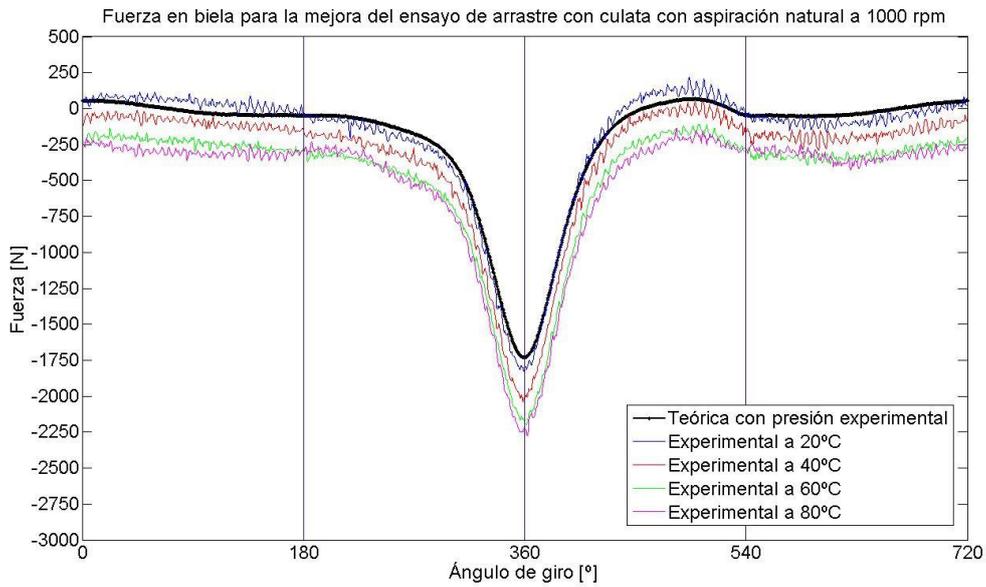


Figura 1. 126. Fuerza en biela para la mejora a 1000 rpm.

En la Figura 1. 125 y en la Figura 1. 126, se puede observar la misma tendencia que la vista con un régimen más bajo.

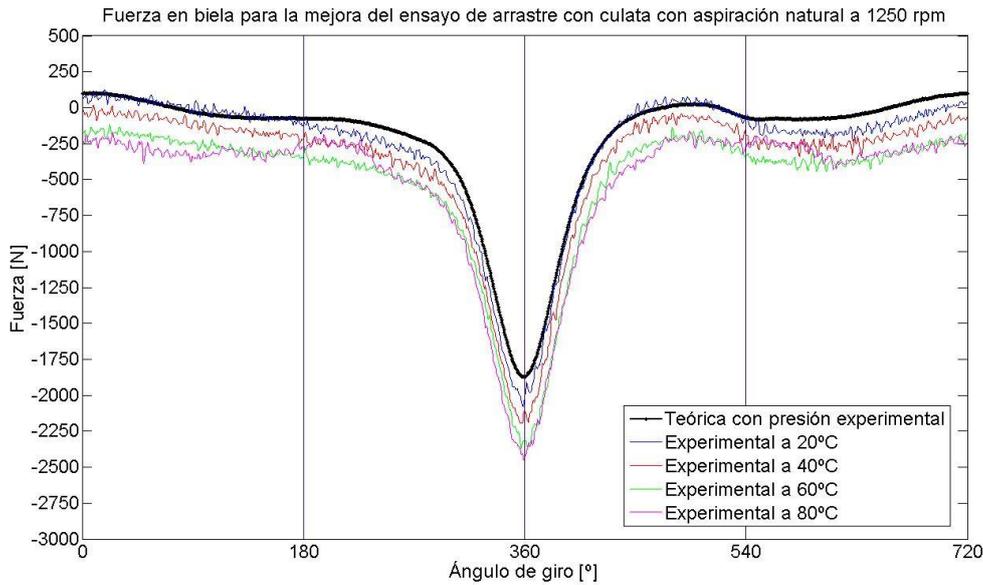


Figura 1. 127. Fuerza en biela para la mejora a 1250 rpm.

En la Figura 1. 127, se sigue observando la deriva por la temperatura, y las gráficas comienzan a mostrar un comportamiento menos lineal en el PMS de admisión, como consecuencia del efecto del incremento de las fuerzas de inercia con el aumento del régimen.

Las gráficas de la mejora del arrastre con culata con aspiración natural tienen una forma bastante más clara que las que se tomaron con el sensor piezoeléctrico. Ahora se verá si esto se confirma o no con las fuerzas de fricción.

1.8.4.4.3. Fuerzas de fricción resultantes.

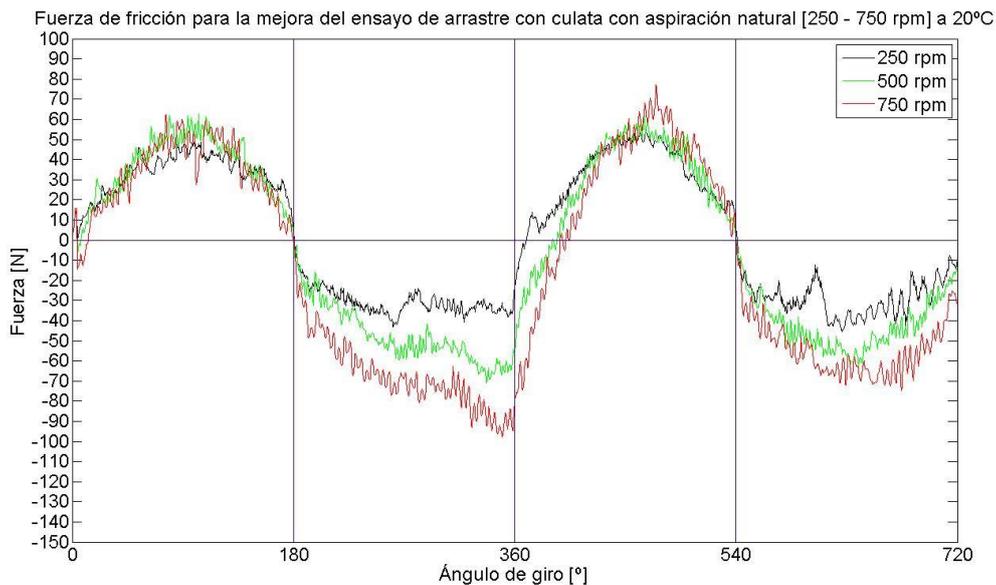


Figura 1. 128. Fricción para la mejora a 20°C (I).

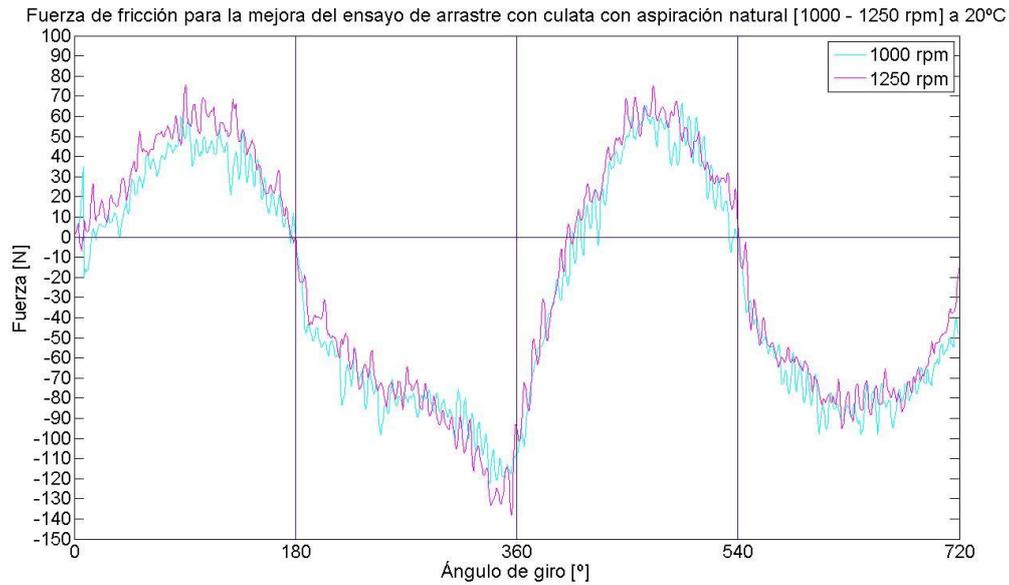


Figura 1. 129. Fricción para la mejora a 20°C (II).

De las gráficas de la Figura 1. 128 y de la Figura 1. 129 se puede observar que, independientemente del régimen de giro del motor, la fuerza de fricción cambia de signo cuando se encuentra en los PMI, y además de forma muy precisa. Sin embargo, cuando se trata de los PMS, el resultado cambia ligeramente. Mientras que el PMS de admisión muestra un comportamiento bastante parecido al deseado, el PMS de compresión es una zona en la que, conforme aumenta el régimen de giro, la fuerza de fricción tiende a retardarse cada vez más. Habiendo solventado prácticamente el problema de la medida de la presión que, sin duda, es más precisa con el sensor piezorresistivo que con el piezoeléctrico, la única incógnita que puede quedar es que exista algún tipo de holgura en el bloque motor, o algún tiempo de retardo en la medida con la galga, que haga que no pueda medir con perfección la rapidez de la expansión que tiene lugar en ese punto.

Por otra parte, cabe destacar que la fuerza de fricción aumenta con el régimen de giro, algo lógico y esperado.

Además, se puede decir que la fuerza de fricción tiene un comportamiento bastante simétrico, a excepción de la medida a 750 rpm, rango en el que se encuentra una frecuencia natural del MCIA, y a más de 1000 rpm, donde la velocidad causa unas vibraciones bastante elevadas a la hora de medir.

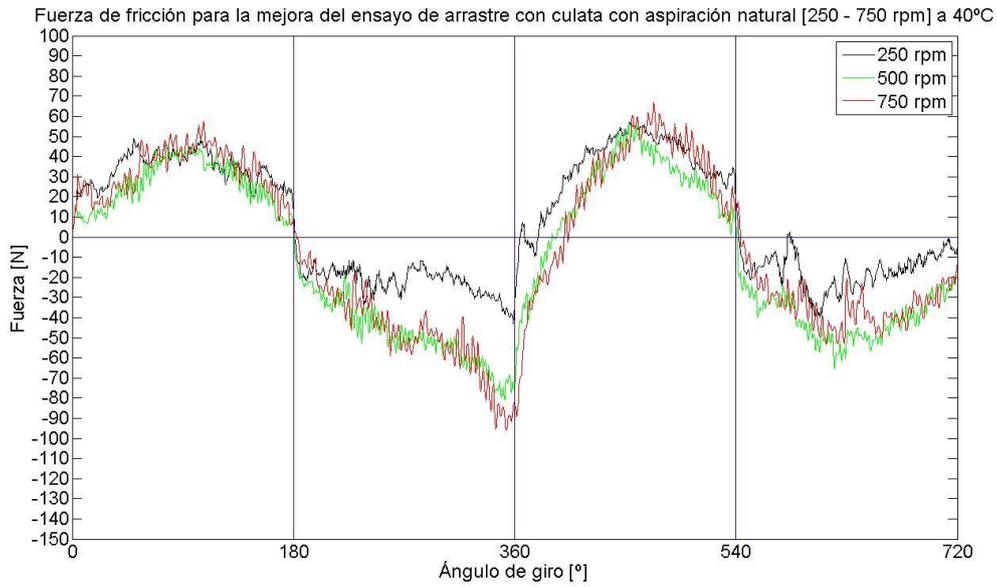


Figura 1. 130. Fricción para la mejora a 40°C (I).

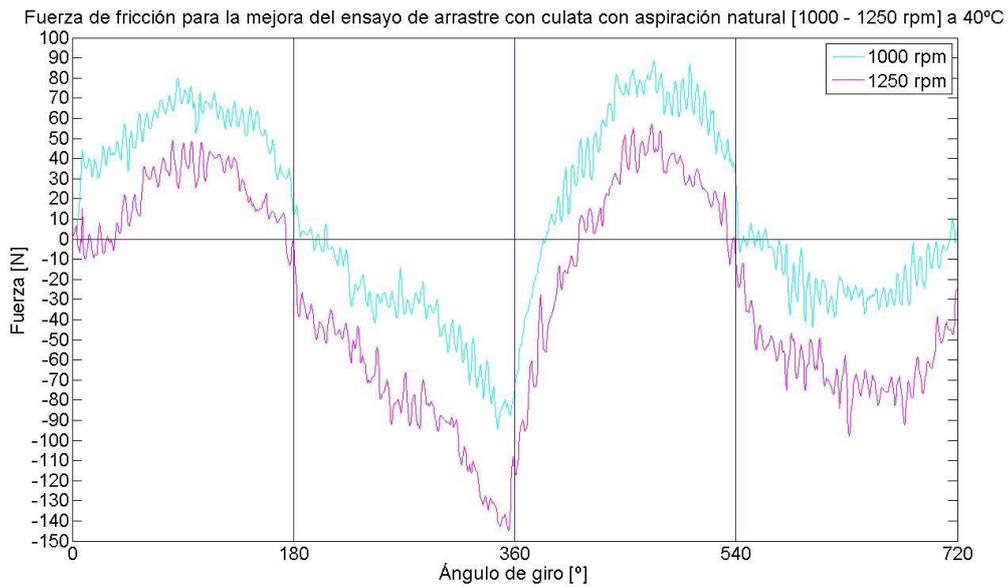


Figura 1. 131. Fricción para la mejora a 40°C (II).

A 40°C, el comportamiento es el mismo que a 20°C, con la diferencia de que las gráficas tienden a separarse. Además, los valores de la fuerza de fricción son algo menores, como consecuencia del aumento de la temperatura, que se traduce en una bajada de viscosidad y una mejora de la lubricación.

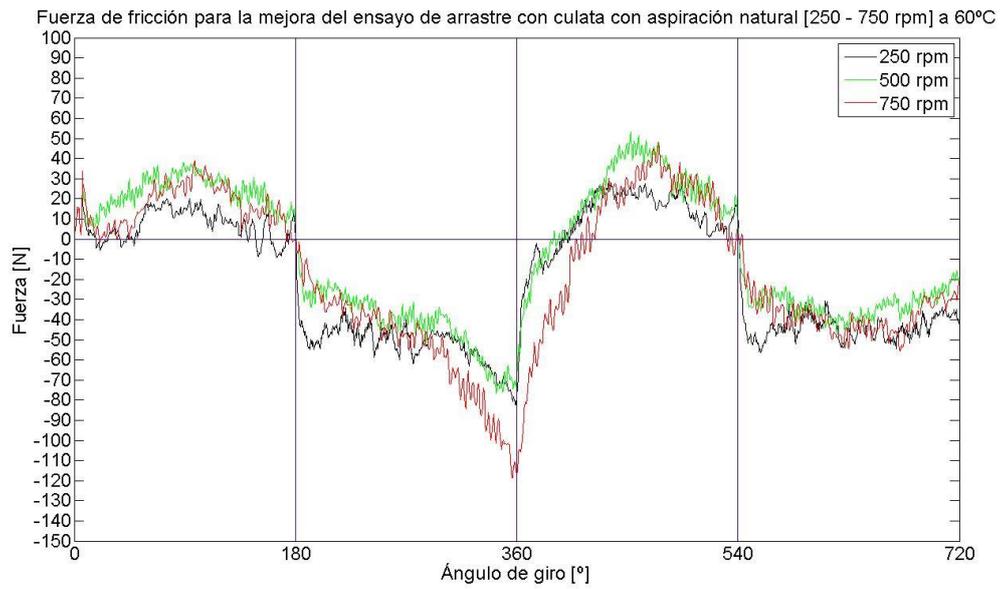


Figura 1. 132. Fricción para la mejora a 60°C (I).

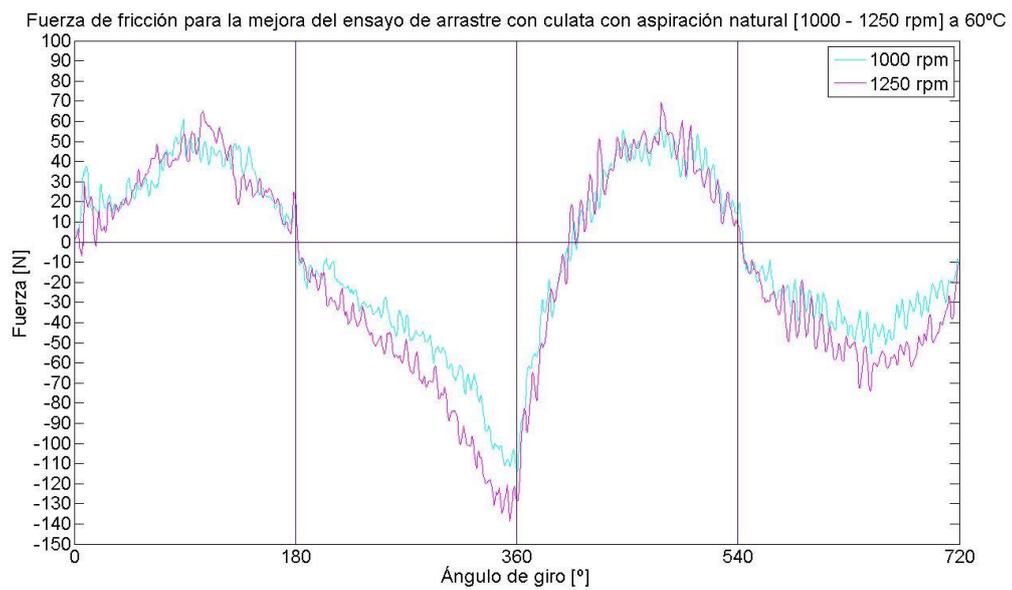


Figura 1. 133. Fricción para la mejora a 60°C (II).

Se puede observar que, a 60°C, el valor de la fuerza de fricción sigue descendiendo, por lo explicado anteriormente.

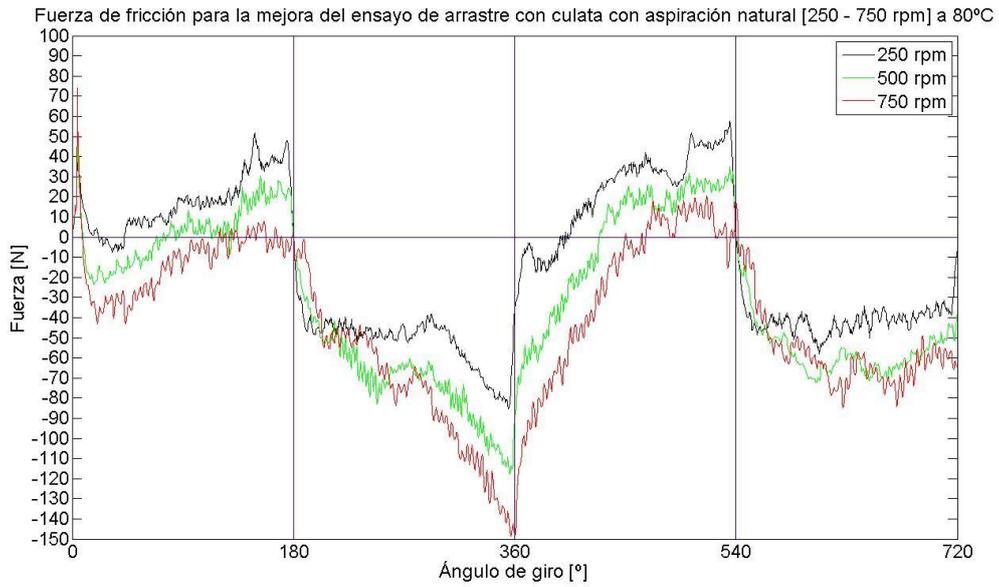


Figura 1. 134. Fricción para la mejora a 80°C (I).

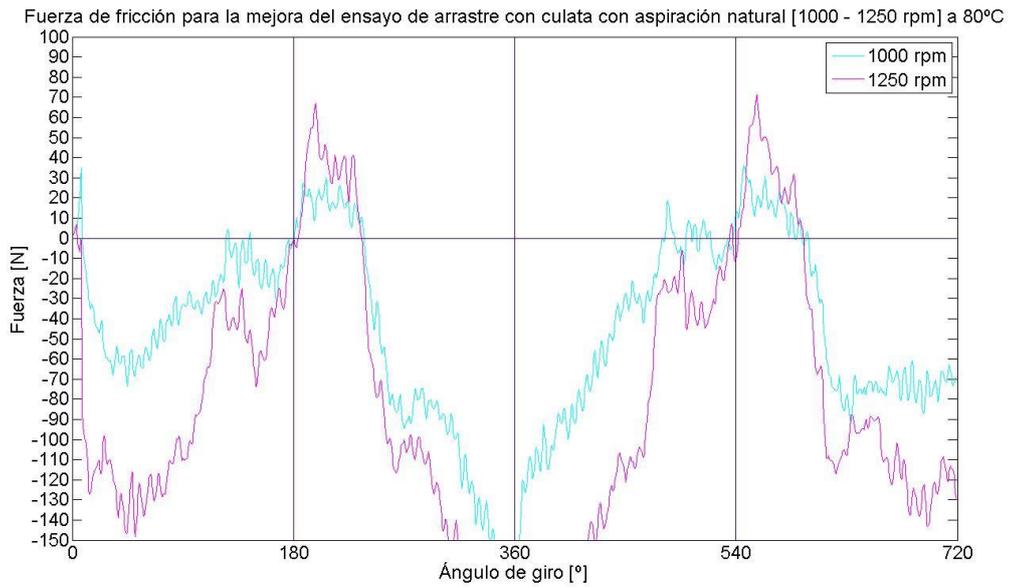


Figura 1. 135. Fricción para la mejora a 80°C (II).

Finalmente, a 80°C se puede ver que los valores de la fuerza de fricción descienden ligeramente, pero lo más reseñable es que la forma comienza a ser bastante menos simétrica que a las anteriores temperaturas, hasta que llegamos a un régimen más elevado, donde se puede percibir que la galga y los cables sufren mucha fatiga y dejan de medir como es debido. Prueba de ello es la Figura 1. 135.



1.9. Conclusiones.

Resulta complicado condensar en unas líneas todas las conclusiones a las que se llega después de la realización de este proyecto. No obstante, se puede decir que este proyecto ha resultado muy beneficioso, pues se ha conseguido medir esfuerzos en biela y, sobre todo, fuerzas de fricción con comportamientos esperables y bastante cercanos a la realidad en los rangos más propicios. Además, la cantidad de conocimientos adquiridos a lo largo de la realización del estudio permitirá, en un futuro, poder llevar a cabo un proyecto con un MCIA más grande y con un principio diferente, en el que se intentarán evitar todos los problemas que este proyecto ha suscitado.

Por otra parte, se podría decir que los siguientes puntos cubren casi todas las incógnitas que existían inicialmente, y que ahora quedan prácticamente solventadas:

- La medida de fricción en el bloque pistón-camisa-segmentos es algo más complicado de lo que puede parecer al comienzo del proyecto. La instrumentación de una biela puede resultar, a priori, el método más rápido, sencillo e intuitivo para medir fricción en un MCIA, pero luego no lo es tanto. En primer lugar, fue necesario llevar a cabo una reducción del alma de la biela, con el objetivo de aumentar la sensibilidad de la señal para el rango de fuerzas estimado. Esto, que puede parecer algo poco importante, tiene una trascendencia mayor. El hecho de reducir tanto el alma de la biela impide realizar ensayos en combustión, pues las fuerzas son mucho mayores y podrían provocar una fractura total o parcial en la biela y, consecuentemente, en el MCIA. Además, en el montaje de la biela en el banco de ensayos es necesario proteger la galga con una silicona especial y colocarle un papel adhesivo que aguante temperatura. Por otra parte, los cables que conectan la galga con el puente de Wheatstone deben de estar protegidos y ser lo más cortos posibles, para evitar deformar la señal medida e incluso para reducir el número de veces que pueden romperse los cables por temperatura y/o fatiga.
- Como en todo montaje experimental, el banco de ensayos debe disponer de muchos elementos que tienen cada uno de ellos su propia incertidumbre. El control de temperatura no es sencillo, pues la técnica menos intrusiva consiste en unas resistencias rodeando el bloque motor y un sistema externo de refrigeración de aceite con su intercambiador de calor, y esta técnica no resulta del todo exacta debido al barboteo del MCIA. Por otra parte, se ha demostrado que los sensores piezoeléctricos son buenos, pero se encuentran algo fuera de rango como para medir con exactitud la presión en la cámara de combustión y en el cárter. Es necesario utilizar sensores piezorresistivos, que mejoran ligeramente el valor de presión medido. Esto, para un MCIA pequeño, resulta fundamental, pues los valores de fuerza de fricción no superan, en la mayoría de los casos, el centenar de N.
- Respecto a los ensayos, se puede decir que:
 - o El ensayo de arrastre sin culata es bastante sencillo, pues no existe ninguna presión de la que preocuparse y, por tanto, todo se simplifica bastante más.



- El ensayo de arrastre con culata con aspiración natural tiene una dificultad media, donde el principal problema reside en la medida de presión en cámara.
 - El ensayo de arrastre con culata con aspiración sobrealimentada resulta bastante más complejo, pues la introducción de una mayor presión a la admisión suele llevar implícita la pérdida de presión por fugas de blow-by.
- En todos los casos comentados anteriormente, el régimen de giro se recomienda que no supere las 1000 rpm para este MCIA pues, a partir de esta velocidad, la señal se deforma bastante. Por otra parte, el rango de temperaturas de aceite más adecuado debe de encontrarse entre 20°C y 60°C, pues con una temperatura mayor, la galga y los cables sufren una fatiga mucho más elevada, llegando a ser imposible de medir en algunos casos la fuerza de fricción. Por tanto, la zona de ensayo queda bastante acotada debido al comportamiento de los sensores y a su rango ideal de medida.

Por todo lo mencionado anteriormente, y teniendo en cuenta que en el estudio del estado del arte se ha detectado que la gran mayoría de los investigadores se han decantado por la instrumentación del MCIA con el principio de la camisa flotante para medir esfuerzos de fricción, quizá resulte más recomendable la aplicación de dicho principio.



1.10. Trabajos futuros.

El análisis de los problemas encontrados a lo largo de la realización del proyecto, que se han mostrado en las conclusiones del mismo, resulta imprescindible antes del comienzo de un trabajo futuro.

Como mejoras que se proponen para trabajos futuros, si se sigue en la misma línea de investigación, podrías aplicarse:

- Mejora de los sensores de presión. El uso de un sensor piezorresistivo parece que ha funcionado mejor para este MCIA que uno piezoeléctrico, pero sería interesante un análisis previo de ambos tipos de sensores si se volviera a aplicar a un MCIA nuevo.
- Instrumentar una galga más sensible en la biela sin rebajar. Sería interesante utilizar una galga que tuviese más precisión y que fuera más sensible en una biela sin rebajar. De esta manera, se podría llegar a valores más elevados de esfuerzos, que serían bien medidos gracias a la nueva galga.
- Instalar termopares en la biela. A lo largo de todo el proyecto, se ha ido variando la temperatura del aceite pero, probablemente, la temperatura en la galga no era la misma que la del aceite. Por eso, sería interesante utilizar un termopar en la biela o incluso en la galga, para saber la temperatura real que está viendo el instrumento de medida.
- Cambiar el tipo de aceite. Teniendo en cuenta la deriva térmica de la biela, sería interesante probar a realizar ensayos a temperatura ambiente variando el tipo de aceite, para ver los efectos de la viscosidad de diferentes aceites a una misma temperatura.
- Cambio de MCIA a uno más grande. El hecho de tener un MCIA bastante pequeño reduce las posibilidades de instrumentación correctamente. Además, los esfuerzos de fricción son bastante bajos al tratarse de un MCIA pequeño, por lo que con uno más grande se podrían ver estos efectos de manera más acentuada.

No obstante, parece obvio que la instrumentación de una biela con galgas no resulta una metodología muy efectiva para la medición de fricción, a pesar de que finalmente se han obtenido buenos resultados. Por tanto, lo lógico sería dejar como trabajo futuro la medición de fricción a partir del principio de camisa flotante. Como ideas previas al montaje de una instalación bajo este principio, cabría destacar:

- Necesidad de un MCIA más grande. Se ha visto que, para la correcta instrumentación del MCIA, es necesario disponer de espacio en el interior. Además, para cuantificar mejor las pérdidas, siempre será más recomendable hacerlo en un MCIA más grande y, consecuentemente, con mayor fricción.
- Desarrollo de la solución mecánica de integración y desmontaje de la camisa en el bloque:



- Sería interesante poder modificar los acabados superficiales, para analizar la fuerza de fricción en cada caso de ellos.
 - Para una mejor evaluación de las pérdidas por fricción, sería recomendable poder intercambiar de manera rápida los aceites lubricantes del MCIA, las camisas y los segmentos del pistón, entre otros elementos.
- Desarrollo de un sistema de sellado para evitar fugas de gases para ensayos de combustión. El principio de la camisa flotante permite la evaluación de las pérdidas en combustión. Por tanto, el sistema de sellado bien hecho resulta algo imprescindible si se quiere abordar este principio.



1.11. Referencias.

1. Payri, F. y Desantes J. M. (2011), *Motores de Combustión Interna Alternativos* (1ª ed.), Editorial Reverte, Universidad Politécnica de Valencia.
2. Heywood, J. (1988), *Internal Combustion Engine Fundamentals* (1ª ed.), McGraw-Hill Education, Massachusetts Institute of Technology.
3. Fritsche GmbH & Co. KG, *Historia de la Tribología*, disponible en: <http://www.lubricacion-centralizada.es/es/historia-de-la-tribologia> (accedido en Noviembre 2015).
4. Blau, P. J. (2001), *The Significance and Use of the Friction Coefficient*, Tribology International.
5. Departamento de Física y Química del IES “Leonardo Da Vinci”, *Enunciado Histórico de las Leyes del Rozamiento al Deslizamiento*, disponible en <http://intercentres.edu.gva.es/iesleonardodavinci/Fisica/Rozamiento/Rozamiento02.htm> (accedido en Noviembre 2015).
6. Holmberg, K. y Matthews, A. (2011), *Coatings Tribology: Properties, Techniques and Applications in Surface Engineering* (1ª ed.), Elsevier Science, Technical Research Centre of Finland.
7. SubsTech, Substances & Technologies, *Tribological properties and applications of alumina*, disponible en: http://www.substech.com/dokuwiki/doku.php?id=tribological_properties_and_applications_of_alumina (accedido en Noviembre 2015).
8. James, C. J. (2012), *Analysis of Parasitic Losses in Heavy Duty Diesel Engines*, Massachusetts Institute of Technology.
9. Wakabayashi, R., Kawanishi, M., Yoshida, H. y Ozaki, Y. (2007), *The effects of Piston Rings and Liner Break-in on Lubricating Condition*, SAE World Congress & Exhibition.
10. Chen, H. (2011), *Modeling the Lubrication of the Piston Ring Pack in Internal Combustion Engines Using the Deterministic Method*, Massachusetts Institute of Technology.
11. Takiguchi, M., Aoki, S., Kim, K. y Shah, P. (2009), *Part 3: A Study of Friction and Lubrication Behavior for Gasoline Piston Skirt Profile Concepts*. Musashi Institute of Technology and Federal-Mogul Corporation.



12. Hamatake, T., Wakuri, Y., Soejima, M. and Kitahara T. (2001), *Some studies on the tribology of diesel engines*. Hamburg, Germany, 23rd CIMAC World Congress on Combustion Engine Technology for Ship Propulsion, Power Generation,
13. Golloch, R., Kessen, U. y Merker, G. P. (2002), *Tribological investigations on the piston assembly group of a diesel engine*. MTZ Worldwide.
14. Urabe, M., Tomomatsu, T., Ishiki, K., Takiguchi, M. y Someya, T. (1998), *Variation of Piston Friction Force and Ring Lubricating Condition in a Diesel Engine with EGR*. Society of Automotive Engineers, Inc.
15. Coy, R. C. (1998), *Practical applications of lubrication models in engines*. Tribology International.
16. O'Rourke, B., Stanglmaier, R. y Radford, D. (2006), *Development of a Floating-Liner Engine for Improving the Mechanical Efficiency of High Performance Engines*. Motorsport Engineering Research Center Colorado State University.
17. Gore, M., Theaker, M., Howell-Smith, S., Rahnejat, H. y D King, P. (2014), *Direct measurement of piston friction of internal-combustion engines using the floating-liner principle*. Proc IMechE Part D: J Automobile Engineering.
18. Aguirre Montoya, V. (2008), *Contribución al estudio experimental de la fricción pistón-camisa en un motor de combustión interna.*, Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica (Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales), Madrid.
19. Riley, W. F. y Sturges, L.D. (1996), *Ingeniería mecánica: Dinámica*, Editorial Reverte.



(Página intencionadamente en blanco)



TRABAJO FIN DE MÁSTER EN INGENIERÍA DEL MANTENIMIENTO

2. PRESUPUESTO.

Curso Académico: 2015-16



(Página intencionadamente en blanco)



2.1. Acondicionamiento de la sala de ensayos.

2.1.1. Introducción.

A continuación, se va a proceder a comentar todos y cada uno de los costes asociados a los elementos que se han necesitado para poder realizar el montaje de los equipos y las pruebas previas al ensayo principal.

2.1.2. Costes de instrumentos de seguridad.

En este apartado, se han de incluir los instrumentos de seguridad que se han instalado en la sala de ensayos donde se han realizado las pruebas. En este caso, la sala ya tenía todas las medidas e instrumentos de seguridad que se requerían para poder hacer los ensayos, por lo que los costes en este apartado son nulos.

2.1.3. Costes de los equipos.

Se adjunta una tabla del coste de los equipos adquiridos o utilizados a lo largo de este proyecto por horas de uso. En este apartado, se han añadido algunos instrumentos que se han usado para realizar el proyecto, pero que ya se utilizaban antes del planteamiento de este proyecto y que se seguirán utilizando posteriormente, por lo que sólo se indica aquí el coste por uso, en horas, de los equipos. En este caso, para calcular el coste de uso del equipo, se ha calculado la vida útil en horas de todos los instrumentos. A partir de la fórmula siguiente se obtiene el coste de uso de los equipos:

$$\text{Coste de uso del equipo} = \frac{\text{Tiempo de uso}}{\text{Vida útil}} \cdot \text{Coste del equipo}$$

Ecuación 2. 1. Coste de uso del equipo.

Se adjunta, a continuación, una tabla con el coste de todos los equipos e instrumentos:

| Equipo | Uds | Vida útil (horas) | Tiempo de uso (horas) | Coste equipo (€) | Coste de uso equipo (€) |
|-------------------------------------|-----|-------------------|-----------------------|------------------|-------------------------|
| Torquímetro digital | 1 | 5000 | 150 | 15000 | 450,00 |
| Motor MCIA | 1 | 3000 | 150 | 800 | 40,00 |
| Motor eléctrico | 1 | 3000 | 150 | 2500 | 125,00 |
| Termopar | 2 | 1000 | 150 | 20 | 6,00 |
| Resistencia | 2 | 1000 | 150 | 8 | 2,40 |
| Sensor piezorresistivo | 2 | 500 | 50 | 500 | 100,00 |
| Sensor piezoeléctrico | 1 | 500 | 100 | 1500 | 300,00 |
| Ordenadores sala ensayo | 2 | 5000 | 150 | 1000 | 60,00 |
| Regulador de temperatura | 1 | 500 | 150 | 50 | 15,00 |
| Sistema adquisición de datos | 1 | 500 | 150 | 4000 | 1200,00 |
| Amplificador digital | 1 | 500 | 150 | 500 | 150,00 |



| | | | | | |
|-------------------------------------|---|------|-----|-------|---------|
| Puente de Wheatstone | 1 | 1000 | 150 | 25 | 3,75 |
| Osciloscopio Yokogawa | 1 | 1000 | 150 | 20000 | 3000,00 |
| Multímetro | 2 | 1000 | 150 | 20 | 6,00 |
| Compresor de aire comprimido | 1 | 1000 | 50 | 1500 | 75,00 |
| Bomba de aceite | 1 | 1000 | 150 | 300 | 45,00 |
| Intercambiador de calor | 1 | 2500 | 150 | 400 | 24,00 |
| Variador de tensión | 1 | 2000 | 150 | 50 | 3,75 |
| Caja de herramientas | 1 | 5000 | 100 | 300 | 6,00 |
| Ordenador de usuario | 1 | 5000 | 500 | 700 | 70,00 |
| Acelerómetro | 2 | 100 | 2 | 75 | 3,00 |
| Sensor de proximidad | 2 | 100 | 2 | 50 | 2,00 |
| | | | | | |
| Total IVA incluido | | | | | 5686,90 |

Tabla 2. 1. Costes de los equipos.

2.1.4. Costes totales en acondicionamiento de la sala.

| Concepto | Coste total IVA incluido (€) |
|----------------------------------|-------------------------------------|
| | |
| Instrumentos de seguridad | 0,00 |
| Equipos e instrumentos | 5686,90 |
| | |
| Total IVA incluido | 5686,90 |

Tabla 2. 2. Costes totales en acondicionamiento de la sala.

Por tanto, el coste total en acondicionamiento de la sala de ensayos ha sido de 5686,90€.



2.2. Material utilizado.

2.2.1. Introducción.

A continuación, se detallan los costes del material necesario para la realización de los ensayos, tanto del material de ensayo como materiales fungibles.

2.2.2. Costes de material de ensayo.

| Material | Unidades | Coste total IVA incluido (€) |
|----------------------------------|----------|------------------------------|
| Acoplamiento del banco de ensayo | 2 | 44,00 |
| Galgas extensiométricas | 4 | 48,16 |
| Aceite motor 10W40 | - | 26,00 |
| Cableado | - | 15,00 |
| Siliconas | - | 12,00 |
| Papel adhesivo | - | 2,50 |
| Carrito del banco de ensayo | - | 450,00 |
| Total IVA incluido | | 597,66 |

Tabla 2. 3. Costes de material de ensayo.

2.2.3. Costes de material fungible.

Se adjuntan, a continuación, los costes de material fungible en el ensayo.

| Material | Coste total IVA incluido (€) |
|---------------------------|------------------------------|
| Guantes | 6,00 |
| Material de papelería | 10,00 |
| Papel absorbente | 3,00 |
| Total IVA incluido | 19,00 |

Tabla 2. 4. Costes de material fungible.

2.2.4. Costes totales de material.

| Concepto | Coste total IVA incluido (€) |
|---------------------------|------------------------------|
| Material de ensayo | 597,66 |
| Material fungible | 19,00 |
| Total IVA incluido | 616,66 |

Tabla 2. 5. Costes totales de material.

Como se puede ver en la Tabla 2. 5, el coste total de material ha sido de 616,66 €.



2.3. Salarios.

Como se puede ver en la tabla, se adjuntan los costes de salarios de las personas involucradas en el proyecto. Así, podemos ver el salario del director codirector del proyecto, así como el de los técnicos de laboratorio que han ayudado en este proyecto. Por último, se adjuntan las horas totales de realización del proyecto por parte del autor, teniendo en cuenta las horas en el Instituto y en la sala de ensayos.

| Empleado | Horas | €/hora | Coste total IVA incluido (€) |
|---------------------------------|--------------|---------------|-------------------------------------|
| Director del proyecto | 65 | 19,05 | 1238,25 |
| Co-director del proyecto | 130 | 12,50 | 1625,00 |
| Técnicos de laboratorio | 150 | 12,50 | 1875,00 |
| Autor del proyecto | 500 | 8,00 | 4000,00 |
| | | | |
| Total IVA incluido | | | 8738,25 |

Tabla 2. 6. Costes de salarios.



2.4. Costes totales.

| Costes | Coste total IVA incluido (€) |
|--|------------------------------|
| Acondicionamiento de la sala de ensayos | 5686,90 |
| Material utilizado | 616,66 |
| Salarios | 8738,25 |
| Total IVA incluido | 15041,81 |

Tabla 2. 7. Costes totales del proyecto.

El coste total en la realización del proyecto, IVA incluido, se adjunta como se puede ver desglosado en la Tabla 2. 7, y es de 15041,81€.