



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Máster Universitario en Ingeniería del Mantenimiento

Trabajo De Fin De Máster

Puesta en marcha de un banco de ensayos tipo camisa flotante para la medida de la fricción en el conjunto pistón camisa en motores de combustión interna alternativos (MCIA)

Realizado por: Paul Ernesto López Castillo

Tutor: Bernardo Tormos Martínez

Valencia, España

Septiembre 2021

Resumen

El trabajo presentado en este documento consiste en la puesta en marcha de una maqueta tipo camisa flotante para la medida de la fuerza de fricción generada en el conjunto pistón-camisa de un motor de combustión interna alternativo (MCIA). La implementación de esta maqueta permitirá realizar trabajos futuros para evaluar, por ejemplo, nuevas formulaciones de aceite lubricante de motor desde el punto de vista de la base utilizada, así como de los aditivos, con el objetivo de reducir la fricción y el desgaste en los componentes mecánicos del conjunto pistón-camisa y, por consiguiente, prolongar su vida útil.

Con este propósito, se realizó inicialmente un estudio para evaluar el desempeño de la maqueta en cuanto a repetitividad y reproducibilidad de los ensayos, y de esta forma comprobar que la medida de la fuerza de fricción corresponde a modificaciones deliberadas realizadas en los componentes de la maqueta o en las condiciones de ensayo. A continuación, se realizaron una serie de ensayos en la maqueta variando dos parámetros fundamentales en la lubricación del conjunto pistón-camisa: régimen de giro del motor y temperatura del aceite lubricante. Finalmente, se realizó un estudio experimental para determinar el aporte del segmento de compresión a las pérdidas mecánicas por fricción totales del conjunto pistón-camisa para lo cual, se realizaron ensayos experimentales con dos configuraciones diferentes del pistón.

Palabras clave

Pérdidas mecánicas por fricción, motor de combustión interna alternativo, pistón-camisa, aceite lubricante, lubricación, fuerza de fricción, camisa flotante, reproducibilidad, repetitividad, segmento de compresión

Abstract

The work presented in this document consists of the setup of a floating liner test rig for the measurement of the friction force generated in the piston-cylinder assembly of a reciprocating internal combustion engine (RICE). The implementation of this test rig will allow to perform future works to assess by instance, new engine oil formulations from the viewpoint of the oil base and the additive package, with the main objective of reducing friction and wear of the mechanical components of the piston-cylinder liner assembly and therefore, enlarge their useful life.

For this purpose, a study was initially carried out to assess the performance of the rig in terms of repeatability and reproducibility of the tests, and in this way verify that the measurement of the friction force corresponds to deliberate modifications made in the components of the rig or in the test conditions. Next, a series of tests were carried out on the test rig varying two fundamental parameters in the lubrication of the piston-cylinder liner assembly: engine speed and lubricating oil temperature. Finally, an experimental study was conducted to determine the contribution of the compression ring to the total mechanical friction losses of the piston-cylinder assembly for which, experimental tests were performed with two different piston configurations.

Key words

Mechanical friction losses, reciprocating internal combustion engine, piston-cylinder liner, lubricating oil, lubrication, friction force, floating liner, reproducibility, repeatability, compression ring.

Resum

El treball presentat en aquest document consisteix en la posada en marxa d'una maqueta tipus camisa flotant per a la mesura de la força de fricció generada en el conjunt pistó-camisa d'un motor de combustió interna alternatiu (MCIA). La implementació d'aquesta maqueta permetrà fer treballs futurs per a avaluar, per exemple, noves formulacions d'oli lubricant de motor des del punt de vista de la base utilitzada, així com dels additius, amb l'objectiu de reduir la fricció i el desgast en els components mecànics del conjunt pistó-camisa i, per consegüent, prolongar la seua vida útil.

Amb aquest propòsit, es va realitzar inicialment un estudi per a avaluar l'acompliment de la maqueta quant a *repetibilitat i *reproductibilitat dels assajos, i d'aquesta manera comprovar que la mesura de la força de fricció correspon a modificacions deliberades realitzades en els components de la maqueta o en les condicions d'assaig. A continuació, es van realitzar una sèrie d'assajos en la maqueta variant dos paràmetres fonamentals en la lubricació del conjunt pistó-camisa: règim de gir del motor i temperatura de l'oli lubricant. Finalment, es va realitzar un estudi experimental per a determinar l'aportació del segment de compressió a les pèrdues mecàniques per fricció totals del conjunt pistó-camisa per a això, es van realitzar assajos experimentals amb dues configuracions diferents del pistó.

Paraule's clau

Pèrdues mecàniques per fricció, motor de combustió interna alternatiu, pistó-camisa, oli lubricant, lubricació, força de fricció, camisa flotant, repetibilitat, reproductibilitat, segment de compressió.

Índice

Resumen.....	1
Palabras clave.....	1
Abstract.....	2
Key words.....	2
Resum.....	3
Paraule's clau.....	3
1. Introducción.....	6
1.1. Objetivos.....	6
1.1.1. Objetivo principal.....	6
1.1.2. Objetivos específicos.....	6
1.2. Planteamiento del proyecto.....	6
2. Revisión bibliográfica.....	7
2.1. Lubricación en Motores de combustión interna alternativos (MCIA).....	7
2.2. Historia.....	8
2.3. Regímenes de lubricación (Curva de Stribeck).....	8
2.4. Distribución de las pérdidas mecánicas de un MCIA.....	10
2.5. Distribución de las pérdidas mecánicas por fricción.....	11
2.5.1. Pérdidas de fricción en el conjunto Pistón -Camisa.....	12
2.5.2. Pérdidas de fricción en el tren de levas de un MCIA.....	13
2.5.3. Pérdidas de fricción en los cojinetes del cigüeñal.....	13
2.6. Parámetros que tienen impactos en las pérdidas por fricción en el conjunto pistón – camisa.....	14
2.7. Métodos para la medida de fricción en el conjunto Pistón – Camisa.....	14
2.7.1. Método IMEP.....	15
2.7.2. Floating liner (Camisa Flotante).....	16
3. Antecedentes de la maqueta para la obtención de la medida de fricción en el conjunto Pistón – Camisa.....	17
3.1. Principio de funcionamiento de la maqueta.....	17
3.2. Análisis de la medida de la fuerza de fricción.....	19
3.3. Sistema de lubricación y refrigeración.....	20
3.4. Sistema de transmisión.....	24
3.5. Sistema de adquisición de datos.....	25

4.	Continuación de la puesta en marcha de la maqueta de camisa flotante.....	29
4.1.	Determinación del PMS.....	29
4.2.	Diseño sistema de adquisición de temperaturas camisa.....	31
4.3.	Procedimiento para el calentamiento del aceite en la maqueta para los ensayos experimentales.....	33
5.	Ensayos de validación de la maqueta.....	34
5.1.	Metodología de ensayos.....	35
5.2.	Ensayos de repetitividad.....	37
5.3.	Ensayos de reproducibilidad.....	41
6.	Ensayos paramétricos.....	43
6.1.	Planteamiento de ensayos.....	43
6.2.	Resultados de ensayos paramétricos.....	44
6.2.1.	Ensayos experimentales.....	44
	Variación de la fuerza de fricción con la variación de la temperatura del aceite.....	44
	Comparación de la fuerza de fricción frente a la temperatura y el régimen de giro.....	46
6.2.2.	Aporte del segmento de compresión a las pérdidas por fricción totales.....	47
7.	Análisis económico del proyecto.....	54
8.	Conclusiones.....	55
9.	Glosario.....	57
10.	Bibliografía.....	58

1. Introducción

1.1. Objetivos

1.1.1. Objetivo principal

Completar la puesta en marcha de una maqueta tipo camisa flotante para la medida de la fricción en el conjunto pistón – camisa, y desarrollar ensayos paramétricos iniciales que permitan evaluar su adecuado funcionamiento, asegurando que la medida de la fuerza de fricción responde a cambios deliberados en la configuración y/o condiciones de trabajo de la maqueta.

1.1.2. Objetivos específicos

- Determinar y realizar las modificaciones requeridas en la maqueta tipo camisa flotante para su correcto funcionamiento.
- Realizar ensayos de repetitividad y reproducibilidad en la maqueta de camisa flotante.
- Evaluar la respuesta de la maqueta de camisa flotante, en términos de fuerza de fricción instantánea y presión media efectiva de pérdidas por fricción (FMEP en inglés), a los cambios que se realizan en la maqueta mediante el desarrollo de ensayos paramétricos.
- Analizar la lubricación del conjunto pistón – camisa, identificando los regímenes de lubricación y su transición a lo largo del ciclo motor.

1.2. Planteamiento del proyecto.

El análisis de las pérdidas mecánicas por fricción en el motor de combustión interna alternativo (MCIA) siempre ha sido uno de los aspectos más analizados y estudiados, debido a su efecto directo en la reducción de la eficiencia del MCIA, y por consiguiente en el aumento de consumo de combustible y su impacto en el medio ambiente. Esto ha llevado a la investigación

continua y desarrollo de alternativas que permitan reducir estas pérdidas por fricción, entre ellas, por ejemplo, se encuentran los aceites lubricantes de baja viscosidad y aditivos que permiten mejorar las condiciones de lubricación del motor. Debido a que el conjunto pistón- camisa es el par tribológico de mayor aporte a las pérdidas mecánicas por fricción, gran parte de la investigación se centra en este conjunto.

Previo al trabajo presentado en este TFM, el grupo de investigación había diseñado y desarrollado una instalación de laboratorio para la medida de la fuerza de fricción en el conjunto pistón- camisa, incluyendo su montaje y sistemas de funcionamiento auxiliares. El siguiente paso en el desarrollo de la maqueta, consistía en completar su puesta en marcha y la posterior evaluación de su funcionamiento correcto mediante ensayos de repetitividad y reproducibilidad. Este paso se ha abordado en este TFM, junto con la ejecución de ensayos experimentales iniciales, con el objetivo de evaluar la respuesta de la maqueta a la variación de parámetros fundamentales en la lubricación del conjunto pistón – camisa. Finalmente, para este TFM se ha planteado determinar el aporte del segmento de compresión a la fuerza de fricción total generada en el conjunto, para lo cual, se han llevado a cabo ensayos que permitieron aislar este aporte.

2. Revisión bibliográfica

2.1. Lubricación en Motores de combustión interna alternativos (MCIA)

La lubricación, en los motores de combustión interna alternativa, es considerada uno de los aspectos más importantes a tomar en cuenta para su correcto funcionamiento. Esto se debe, a que la lubricación permite prolongar considerablemente la vida del motor, logrando brindar mayores ciclos de vida al mismo. Por consiguiente, tanto la selección del tipo de lubricante como de los periodos de cambios representan un proceso de elección que debe ser minucioso y de acorde a los estándares que vienen preestablecidos por el fabricante y al uso que se aplicara al mismo.

2.2. Historia

La historia de los lubricantes se remonta a periodos muy antiguos de la historia, desde el antiguo Egipto se tiene información del uso de sustancias derivadas de animales o plantas como era el aceite de oliva, el aceite de cacahuete, aceite de colza, etc. Esto se utilizaba para reducir el coeficiente de fricción de elementos en movimiento y para la movilización de piedras para las grandes construcciones que podemos observar hoy en día, con el pasar del tiempo y por la necesidad de reducir aún más el desgaste y la fricción que se producía entre los elementos en contacto, se comenzó a estudiar la utilización del petróleo como base para la fabricación de los lubricantes, lo cual permitió prolongar la vida útil y mejorar las propiedades de los lubricantes. Esto inició a partir del siglo XIX y siglo XX y a partir de aquí se comenzó a realizar la producción en masa de sustancias (lubricantes) para prolongar la vida útil de los sistemas mecánicos.

En el siglo XX fue la época donde se realizaron mayores estudios y avances en el área de la lubricación, esto es debido a que se logró entender lo importante que era la lubricación y a que se logró determinar las grandes pérdidas que se generaban debido a un desgaste prematuro de los elementos mecánicos de una máquina, ya sea de un motor de combustión interna alternativo como de una reductora de un complejo sistema industrial. [3][14].

2.3. Regímenes de lubricación (Curva de Stribeck)

La curva de Stribeck es el modelo más aceptado actualmente para los contactos deslizantes, en este se logra hacer una relación entre el coeficiente de fricción y el parámetro de Hersey ($\mu u/FN$), esta nos va a permitir determinar el punto idóneo en el cual debemos encontrarnos para reducir lo más posible el desgaste entre los elementos mecánicos que encontramos en un sistema con partes en movimiento como podría ser el motor de combustión interna alternativo.

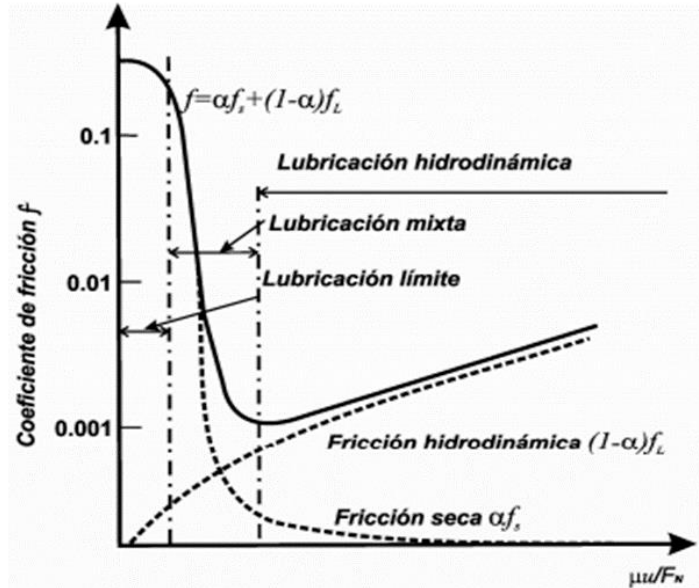


Ilustración 1. Curva de Stribeck [13]

El conjunto pistón – camisa presenta un comportamiento muy peculiar desde el punto de vista de su régimen de lubricación, es posible que durante un ciclo del motor el mismo pase por todos los distintos regímenes disponibles, esto se debe a que la carga de un motor y la velocidad del pistón no siempre es constante, debido a esto al momento en que el régimen se ve alterado se comienza a desplazar tanto a la derecha como hacia la izquierda, esto se puede observar en la Ilustración 1, en el eje x vemos el parámetro de Hersey donde se ve la relación existente entre la velocidad relativa de las superficies en contacto, el cual es directamente proporcional al igual que la viscosidad del lubricante y la carga aplicada que es inversamente proporcional.

Las distintas secciones de la curva de Stribeck son las siguientes:

- **Lubricación límite:** en la misma el espesor de la película es muy reducido o casi nulo lo que provoca que el desgaste y las pérdidas por fricción sean elevadas y el mal diseño de un sistema de lubricación puede provocar que el sistema se deteriore o se degrade de manera apresurada. En el caso de la lubricación límite se puede apreciar que lo que más afecta el desgaste y la fricción es el tipo de material y las características de las superficies que están en contacto.
- **Lubricación mixta:** Describe un régimen de lubricación donde existe un espesor de película de lubricante para separar las superficies en contacto, sin embargo,

también existe rozamiento metal – metal entre las superficies. Este régimen presenta tanto características de la lubricación hidrodinámica, como de la limite.

- Lubricación hidrodinámica: Esta es la más adecuada para el MCIA, esto se debe a que la misma presenta un espesor de película adecuado para separar completamente las superficies en movimiento relativo y por consiguiente proporciona el menor desgaste, lo cual puede llevar a un alargamiento de la vida útil de los distintos componentes del MCIA.

2.4. Distribución de las pérdidas mecánicas de un MCIA.

La distribución de la energía en el motor de combustión interna alternativa comienza desde la energía química proporcionada por el combustible utilizado. A partir de esto dicha energía se convierte en energía térmica, que por el proceso de combustión – expansión dentro del motor permite que el motor genere un trabajo útil. Es mediante este proceso de combustión – expansión que se generan pérdidas energéticas, tanto mediante la irradiación de calor como de las pérdidas mecánicas que tienen los elementos dentro del mismo motor.



Ilustración 2. Pérdidas de energía en el MCIA [10]

En la Ilustración 2 podemos visualizar las pérdidas que se pueden tener en un MCIA, tomando como partida la energía química obtenida a partir del combustible, desde el punto de vista de la reducción de perdidas por la combustión a través de la historia se han implementado y evaluado diferentes soluciones como las de implementar sistemas que aumenten la cantidad de

oxígeno dentro de la cámara de combustión, sistemas que permitan monitorizar y ajustar electrónicamente la cantidad de combustible que entra dentro de la cámara, hasta las modificaciones que ha sufrido el sistema de inyección de combustible para así lograr un mejor rendimiento general del MCIA.

Otro de los puntos importantes a tomar en cuenta son las pérdidas térmicas que sufre el MCIA, esto se debe a que el MCIA tiene unos rangos de temperatura óptimos para trabajar y debido a esto la energía térmica obtenida dentro de la cámara de combustión se pierde debido al sistema de refrigeración, sistema de escape y a la radiación de energía que se transfiere hacia el medio ambiente a través del bloque motor.

Las pérdidas mecánicas son otro de los aspectos más importantes dentro del MCIA, esto se debe a que ningún elemento mecánico logra aprovechar el 100% de su energía desde el punto de entrada hasta el punto de salida, y debido a que en el MCIA hay muchos elementos que están en constante rozamiento las pérdidas por fricción son muy elevadas en los diferentes sistemas.

2.5. Distribución de las pérdidas mecánicas por fricción

Las pérdidas mecánicas por fricción están presentes al momento en que dos cuerpos están en un movimiento relativo uno con otro, lo que produce que la superficie de ambos cuerpos inicie un proceso de desgaste para lograr limar todas las asperezas. A raíz de este proceso, es que se presenta la necesidad de utilizar aceites lubricantes en estado gaseoso, líquido o sólido.

Las pérdidas por fricción dentro de un motor de combustión interna alternativo se pueden presentar principalmente en los siguientes elementos:

- Conjunto pistón camisa
- Tren de levas
- Cojinetes de cigüeñal

2.5.1. Pérdidas de fricción en el conjunto Pistón -Camisa.

Como ya sabemos el conjunto Pistón – Camisa es uno de los más importantes en el motor de combustión interna alternativo (MCIA), por esto es por lo que el estudio de la lubricación en este sistema es tan importante ya que el mismo permitirá reducir las pérdidas por fricción y por consiguiente permitiría reducir el consumo de combustible del MCIA y también terminaría reduciendo las emisiones de este.

Es importante recordar que es un aspecto complicado el reducir el desgaste en dicho sistema ya que por una parte se requiere hacer el sistema lo más hermético posible ya que esto permite reducir la pérdida de energía, normalmente conocida como presión de combustión, que pudiera fugarse entre los segmentos y la camisa. Por otra parte, también es necesario que los segmentos estén diseñados para cada una de las diferentes funciones que son necesarias dentro del conjunto de pistón- camisa del MCIA.

Es por esto por lo que el sistema está compuesto por un conjunto de elementos que permite su correcto funcionamiento, entre los cuales podemos mencionar los siguientes. Segmento de compresión, segmento rascador, segmento de control de aceite, pistón, bulón de sujeción del pistón, camisa y biela.

Entre los principales elementos que generan desgaste dentro del conjunto Pistón – Camisa podemos encontrarnos los siguientes.

- **Segmento de compresión**: Es el elemento encargado de no permitir el paso de los gases de la combustión hacia el área del cárter, lo cual reduciría considerablemente la potencia y eficiencia del motor y también terminaría generando blow-by.
- **Segmento rascador**: Encargado de distribuir el aceite lubricante hacia el segmento de compresión durante la carrera de compresión y escape. Adicionalmente, también cumple la función de sellado de la cámara de combustión.
- **Segmento de control de aceite**: Encargado de distribuir el aceite lubricante proveniente del cárter hacia el resto de los segmentos. Su función es fundamental para una adecuada lubricación del conjunto pistón- camisa.

- Falda del pistón: es el elemento encargado de colocar el pistón en la posición correcta y evitar que la fuerza transmitida por la biela se oriente en un ángulo que no sea el adecuado.

- Bulón de sujeción del pistón: es el elemento que conecta la biela con el pistón, además permite la rotación de este durante su desplazamiento entre el PMI y el PMS y viceversa.

2.5.2. Pérdidas de fricción en el tren de levas de un MCIA.

Se ha evidenciado que las pérdidas por fricción ocurridas en el tren de levas se originan principalmente por inconvenientes con la lubricación, y es por esto por lo que siempre se ha resaltado la importancia de una correcta selección en las bases lubricantes y los aditivos.

Otro de los principales causas de las perdidas por fricción son debidas a las variantes de cargas que se presentan dentro del sistema de distribución, esto se debe a que a bajo régimen o carga, se produce únicamente la fuerza ejercida por el muelle y esto ocasiona que la película de aceite no se logre mantener lo que ocasiona pérdidas por fricción, pero por otro lado también se presentan inconvenientes al momento en que se trabajan a altos regímenes o altas cargas, esto se debe a que ahí entra la inercia debido a la masa y la velocidad que lleva cada uno de los componentes. Bajo estas condiciones de trabajo, el régimen de lubricación predominante en el tren de levas es la lubricación limite.

2.5.3. Pérdidas de fricción en los cojinetes del cigüeñal.

El cigüeñal es el elemento que se encarga de convertir el movimiento lineal a movimiento rotativo, por lo que se encuentra expuesto a constantes esfuerzos que tienden a generar un alto desgaste en el mismo.

El cigüeñal está soportado en los apoyos de bancada y los mismos llevan elementos llamados cojinetes. Los cojinetes están constituidos por diferentes materiales, como son el plomo,

el antimonio, estaño y aluminio, y son estos los que se encargan de ser un elemento de soporte y de desgaste controlado al mismo tiempo, lo cual permite que una correcta lubricación haga posible el desgaste del elemento que tiene un menor costo y una mayor facilidad de cambio.

Tienden a ser uno de los aspectos más delicados cuando se habla de lubricación, debido a la diferencia de dureza de los distintos materiales que los componen. Podemos destacar que una mala lubricación llega a producir rayaduras y desgaste excesivo y es este desgaste el que origina una holgura y hace que el cigüeñal presente la posibilidad de perder su alineación o balanceo.

2.6. Parámetros que tienen impactos en las pérdidas por fricción en el conjunto pistón – camisa.

De acuerdo con la curva de Stribeck mostrada en la Ilustración 1, los factores que tienen un impacto directo sobre las pérdidas por fricción son:

- Variaciones en la carga aplicada, especialmente durante la carrera de combustión.
- Variaciones en la viscosidad del lubricante debido a las variaciones de temperatura en la interfaz pistón- camisa.
- Variación de la velocidad del pistón a lo largo del ciclo de trabajo del motor especialmente en los puntos muertos superior e inferior donde el pistón alcanza velocidad instantánea cero.

2.7. Métodos para la medida de fricción en el conjunto Pistón – Camisa.

Principalmente podemos encontrar dos métodos para la medida de la fuerza de fricción en los MCI. Estos son:

- IMEP (Indicated Mean Effective Pressure).
- Floating Liner (Camisa Flotante)

Para determinar cuál es el método que más se adecuada a nuestro proyecto debemos de conocer no solo sus ventajas y desventajas sino también con cuales herramientas contamos. El optar por un método u otro afecta directamente a los procesos siguientes, ya que se realizan modificaciones en el motor y se efectúan cálculos que nos permiten obtener los resultados finales.

2.7.1. Método IMEP.

El método IMEP, se comenzó a utilizar en la década de los 80. Utiliza diferentes herramientas como son galgas extensiométricas y sensores de presión dentro de la cámara de combustión. Las galgas extensiométricas son colocadas directamente sobre la biela y con la deformación de esta se obtiene la fuerza aplicada a la biela durante el ciclo de trabajo del motor. A partir de estas medidas experimentales y la obtención de las demás fuerzas actuantes de forma teórica, como por ejemplo la inercia, finalmente la fuerza de fricción generada en la interfaz pistón-camisa es la única variable desconocida de las fuerzas actuantes en el conjunto. Esta se obtiene a partir de la siguiente expresión [4]:

$$F_f = F_g + W_p + F_b \cos(\beta) - m_p \ddot{s} + \frac{W'_b \cos(\beta)}{\cos(\beta) + \tan(\beta)\sin(\beta)} + \frac{m'_b \cos(\beta) (a'_{Gx} \tan(\beta)) - a'_{Gy}}{\cos(\beta) + \tan(\beta)\sin(\beta)}$$

F_f es la fuerza de fricción.

F_g es la fuerza de los gases de combustión.

W_p es el peso del pistón, teniendo en cuenta la masa de todos los elementos que lo componen.

F_b es la fuerza ejercida en la biela.

m_p ñ es la fuerza inercial del pistón.

W'_b es el peso del segmento de la biela

m'_b es la masa del segmento de biela.

$a'g$ es la aceleración lineal del centro de gravedad del segmento de biela.

Esta ecuación anterior fue aplicada en el trabajo desarrollado por Eduardo Iniesta [4], donde las medidas experimentales incluyeron los esfuerzos aplicados a la biela y la presión en cámara. Dado que los valores de fricción encontrados en el conjunto pistón – camisa son pequeños con relación a, por ejemplo, la fuerza debida a la presión en cámara se determinó que este método IMEP es altamente sensible y propenso a errores.

2.7.2. Floating liner (Camisa Flotante).

El método Camisa Flotante consiste en aislar la camisa del resto del bloque motor de forma que esta se pueda mover libremente en el eje axial y la fuerza de fricción generada en la interfaz pistón – camisa pueda ser medida mediante transductores de fuerza; de esta forma, la única conexión entre la camisa y el motor la realizan dichos sensores. Debido al movimiento recíprocante del pistón, la camisa es arrastrada por el pistón provocando un desplazamiento micrométrico en el eje axial. La resistencia generada en la interfaz pistón (segmentos) -camisa se traduce en una fuerza de fricción medida por los sensores.

En el caso de la maqueta Camisa Flotante utilizada en este trabajo, los transductores de fuerza son unidireccionales, miden la fuerza aplicada en la dirección axial, de forma que se obtiene la fuerza de fricción instantánea cuando el pistón se está desplazando desde el PMI al PMS y viceversa.

El objetivo de la obtención de esto es poder comprender el comportamiento y las condiciones de funcionamiento del lubricante dentro del conjunto pistón-camisa esto nos ayuda a determinar que soluciones se pueden implementar para reducir las pérdidas por fricción. Esta reducción de las pérdidas por fricción resulta en un aumento de la eficiencia del motor y en el ahorro de consumo de combustible con la consecuente reducción de emisiones contaminantes.

3. Antecedentes de la maqueta para la obtención de la medida de fricción en el conjunto Pistón – Camisa.

3.1. Principio de funcionamiento de la maqueta.

El diseño de la maqueta tipo camisa flotante se ve evidenciado en el funcionamiento que debe tener la misma. Esta maqueta cuenta con tres sensores de fuerza que van instalados en una camisa flotante (únicamente sujeta por los sensores). Esto nos permite que la fuerza de fricción generada en la interfaz pistón – camisa, debido al movimiento alternativo del pistón, sean directamente medidos por los sensores.

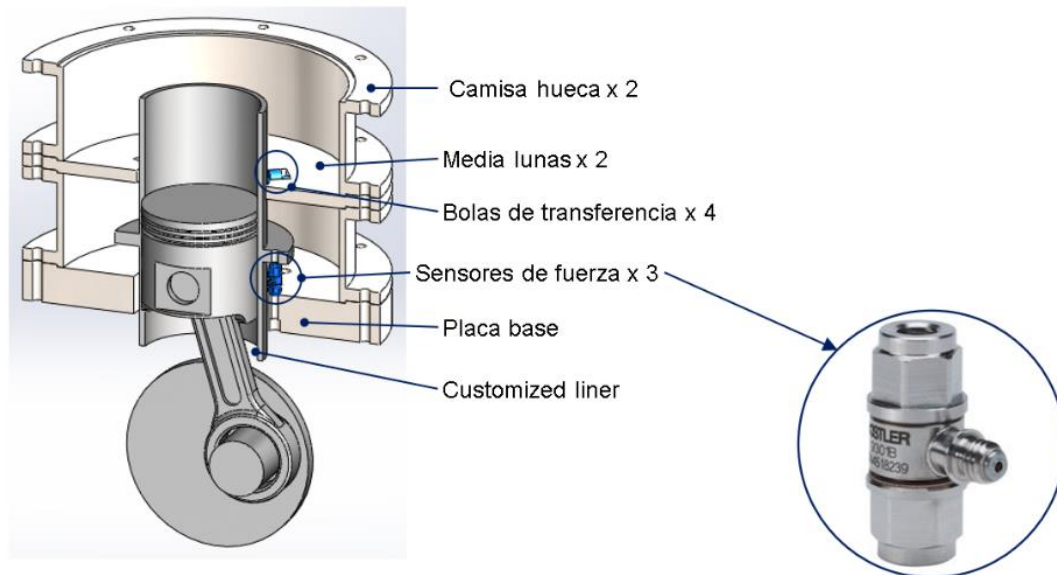


Ilustración 3. Maqueta Camisa - flotante

Cabe destacar que los tres sensores están desfasados 120 grados, uno de ellos ubicado en la dirección del movimiento secundario del pistón, perpendicular al eje del motor, como se observa en la Ilustración 4.

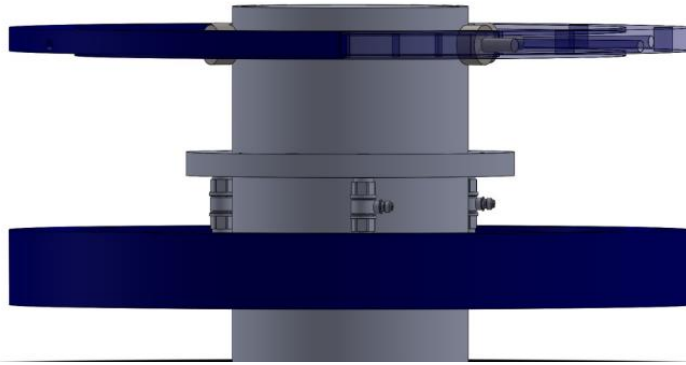


Ilustración 4. Ubicación de los sensores de fuerza de fricción.

Según logramos visualizar en la Ilustración 3 y 4, por el tipo de sensor utilizado (medida de la fuerza únicamente en la dirección axial) fue necesario incorporar en la maqueta de camisa flotante un sistema para restringir lo más posible el cabeceo del pistón. Para esto fue necesario instalar un juego de bolas de transferencia que limitaran el movimiento radial de la camisa y únicamente habilitaran el movimiento axial.

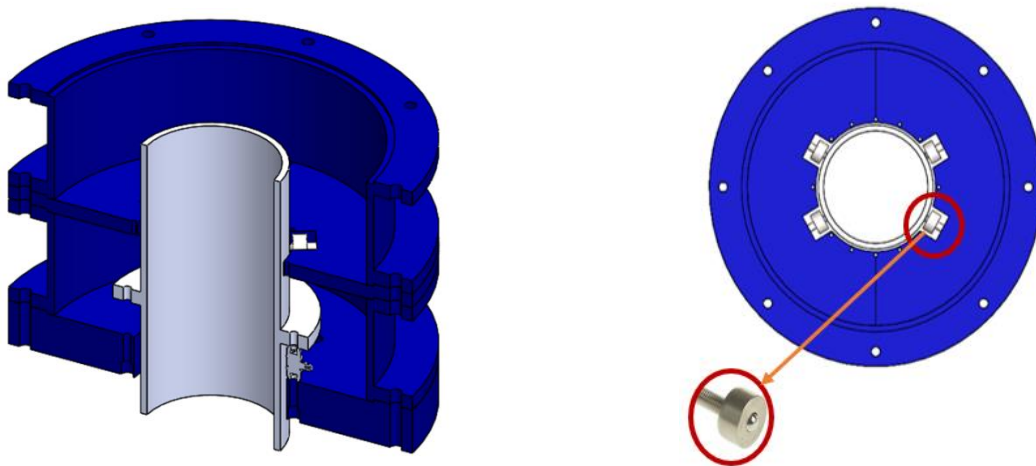


Ilustración 5. Soporte radial maqueta camisa flotante. Imagen izquierda: vista de corte. Imagen derecha: vista superior.

La utilización de bolas de transferencia se debe a que la fuerza radial en el caso de trabajar a presión ambiente se ve muy afectada debido a la inercia que experimenta el conjunto, y esta puede aumentar considerablemente al momento en que se varían las condiciones de trabajo de la maqueta de camisa flotante. En la Ilustración 5 podemos ver que las bolas de transferencia están

colocadas en las medias lunas, esto permite también aportar un poco más de rigidez en el sentido lateral, pero manteniendo un libre movimiento en el movimiento axial.

3.2. Análisis de la medida de la fuerza de fricción

La maqueta camisa flotante está compuesta por 3 sensores de fuerza piezoeléctricos los cuales permiten obtener directamente la fuerza de fricción que se transmite desde el pistón hacia la camisa, estos sensores funcionan únicamente en la dirección axial de los mismos, los sensores funcionan bajo el principio que luego del proceso de fabricación a los sensores se les aplica una precarga de compresión la cual es tomada como punto de referencia o cero, por lo cual permiten hacer mediciones tanto de la tensión como de la compresión. [7]

El movimiento alternativo del motor de combustión de 4 tiempos está definido por el movimiento del pistón hacia los puntos muertos, cada uno de ellos tiene un aporte a la generación de energía mecánica. Aunque en nuestro caso la maqueta está recibiendo el movimiento a partir de un motor eléctrico en la siguiente Ilustración presentamos una gráfica de referencia de como sería la curva de fuerza de fricción en comparativa con el ángulo de giro del cigüeñal y sobre esta las diferentes etapas que realiza el motor durante su funcionamiento.

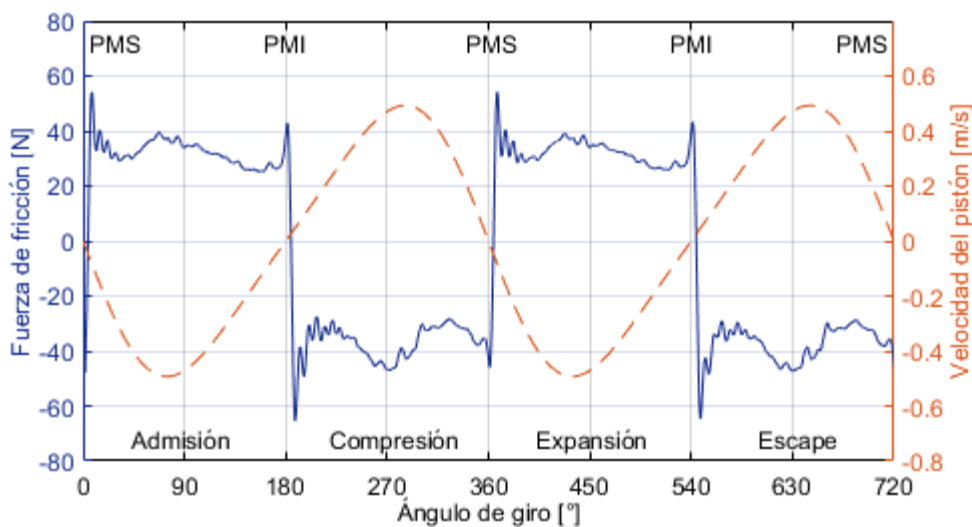


Ilustración 6. Fuerza de fricción en una maqueta de camisa flotante

Cabe destacar que en este caso la Ilustración número 6, más específicamente la de color azul, es una gráfica obtenida de la maqueta de camisa flotante, en la misma logramos visualizar una relación entre la fuerza de fricción y el ángulo de giro del motor. Por otra parte, es importante tomar en cuenta que nuestra maqueta no presenta como tal un proceso de combustión, por lo cual las etiquetas que muestran los 4 tiempos del motor no son específicamente aplicables a nuestro caso. Estas etiquetas intentan hacer una representación de cual paso estaría haciendo el motor en caso de que la combustión estuviera involucrada.

En la parte derecha de la Ilustración 6 se logra visualizar la velocidad que tiene el pistón durante sus recorridos entre el PMS y el PMI, lo cual permite hacer una relación con lo antes mencionado de que al momento en que la velocidad del pistón aumenta la fuerza de fricción se reduce debido a lo que logramos visualizar en la curva de Stribeck de la Ilustración 1, en la cual visualizábamos como la variación de la velocidad del pistón puede provocar que se modifique el régimen de lubricación presente y por consiguiente el espesor de la película no necesariamente sea el indicado.

3.3. Sistema de lubricación y refrigeración

Uno de los sistemas más importantes para la puesta en marcha de una maqueta de medida de fuerza de fricción tipo camisa flotante, es el de lubricación y refrigeración. Esto es debido a la necesidad de ser lo más realistas posibles, ya que, al momento en que realizamos modificaciones de la temperatura del lubricante, podemos visualizar que comportamiento tendrá el mismo dentro del motor, esto se debe a que la viscosidad de un lubricante relacionada a la temperatura a la que se encuentra el mismo, por lo cual este parámetro nos permitía lograr acercarnos más a la situación que presenta un motor instalado en un vehículo que durante su funcionamiento normal presenta variaciones bruscas de temperatura del lubricante, tanto por el uso que se le dé al mismo como por las condiciones atmosféricas en la que se encuentre.

Para este proyecto se seleccionaron unos elementos que permitieran cumplir con unas condiciones mínimas de trabajo y que de manera automática se pudiera mantener las condiciones necesarias para poder realizar los ensayos de manera repetitiva durante un periodo de tiempo establecido.

Los componentes que son importantes para cumplir estos requisitos son:

- Bomba de aceite: La bomba seleccionada para poder realizar el proceso de bombeo del aceite a través de todos los elementos del sistema es una bomba CAT PUMP 2SF05SEEL la cual se visualiza en la Ilustración 7, la misma es una bomba de accionamiento positivo que permite satisfacer todas las necesidades del sistema.

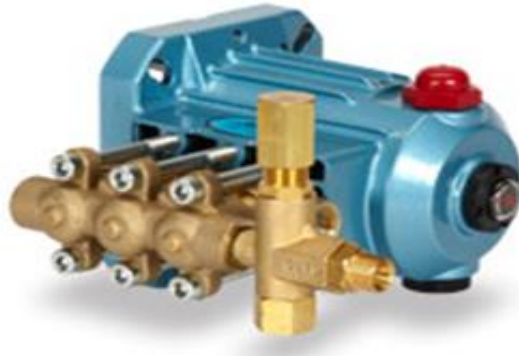


Ilustración 7. Bomba de lubricación.

La bomba estaba instalada con un variador de frecuencia que permitía que pudiéramos controlar la velocidad del motor al cual estaba acoplada y por consiguiente así poder controlar el caudal de aceite.

- Resistencia eléctrica: El proceso de ensayo requiere controlar la temperatura del aceite, debido a esto fue requerido instalar una resistencia eléctrica para controlar la temperatura del aceite en el sistema.

La resistencia instalada en el sistema cuenta con una potencia de 6 kW, lo cual permite calentar rápidamente la temperatura del aceite que luego se dirige hacia el cárter del motor, el cual cuenta con un volumen de 2.7 litros.

El volumen total dentro del sistema, contando todos los elementos, consta de 8 litros. Esto debe permitir que la capacidad de la resistencia sea capaz de calentar todo el volumen de aceite en un tiempo relativamente bajo, para así no demorar demasiado tiempo la preparación del ensayo.

No obstante, como los ensayos requerían de una temperatura constante fue necesario instalar un sistema de control automático de temperatura que permitiera automáticamente controlar

la temperatura, el mismo lo visualizamos en la Ilustración 8 y este permite activar una válvula de agua para que se pudiera reducir la temperatura en caso de ser necesario.



Ilustración 8. Sistema de control de temperatura lubricante.

- Intercambiador de temperatura (Aceite - agua): Se procedió a instalar un intercambiador de aceite (Ilustración 9) el cual hacía su proceso de intercambio de temperatura mediante el paso del agua fría por otra sección del intercambiador. El intercambiador de placa es uno de los elementos más importantes del circuito de refrigeración ya que nos permitía controlar mediante un paso de agua la temperatura del aceite en el sistema.

El sistema de refrigeración se alimenta del circuito de refrigeración del edificio, el mismo consta de unos depósitos y de un sistema de bombeo que alimenta unas torres de enfriamiento donde se produce la disipación del calor hacia la atmosfera. Esto permite lograr controlar la temperatura del agua del circuito en todo momento.

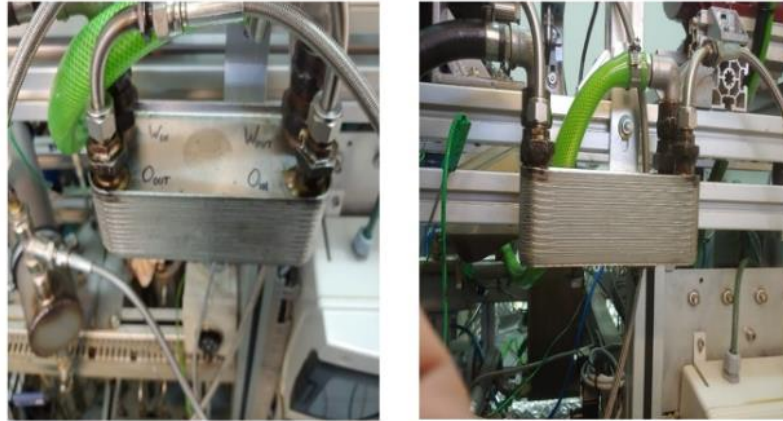


Ilustración 9. Sistema de refrigeración del lubricante.

- Válvula automática de agua: Las válvulas son las encargadas de permitir el paso del agua y así lograr controlar la temperatura del aceite de la maqueta, mediante el controlador de temperatura se establece un valor de set point el cual se mantiene mediante todos los sistemas mencionados anteriormente.

La válvula seleccionada fue la Hora MC55Y la cual se logra visualizar en la Ilustración 10, la misma cuenta con un tiempo de respuesta óptimo para así evitar complicaciones con la obtención de la temperatura necesaria durante los ensayos y esto permitió evitar demoras en los ensayos. También se decidió optar por esta válvula ya que la misma permitía una rápida y sencilla instalación.



Ilustración 10. Válvula proporcional del sistema de refrigeración.

3.4. Sistema de transmisión.

Los ensayos realizados a nuestra maqueta fueron a presión atmosférica, sin combustión y sin culata. Esto generó la necesidad de diseñar el sistema de transmisión que permitiera poner en funcionamiento el motor de combustión interna en modo de arrastre con un motor eléctrico.

La solución que parecía más viable para nuestro caso era la instalación de acoples mecánicos que permitían generar el movimiento mecánico del motor de combustión. Para lograr esto, fue necesario realizar el diseño de un conjunto de piezas que permitieran el acoplamiento del MCIA al motor eléctrico. Esto fue realizado a partir del cigüeñal, que era el único elemento que nos permitirá realizar tal acople.



Ilustración 11. Elementos de acople transmisión.

A raíz de esto, fue necesaria la realización de algunas modificaciones como la que se puede observar en la Ilustración 11. La misma consiste en el mecanizado de la tapa lateral del motor ya que el motor no estaba diseñado para funcionar de esta manera. Es sabido que en la mayoría de las modificaciones que se realizan al tren motriz es necesario modificar dicha tapa para que esta permita acoplar de manera correcta y segura los nuevos elementos que se desean instalar. Esto lo podemos visualizar en las adaptaciones que se realizan en motores a transmisiones automáticas o mecánicas.

Adicional al cambio mencionado, también fueron necesarias modificaciones que permitieran monitorizar lo más posible el tren motriz. Esto se logró a través de la instalación de

un torquímetro y de un sensor de posición angular. Ya que ambos nos podrían proporcionar la información necesaria para la realización de un correcto ensayo para luego proceder al análisis de los datos.

En la Ilustración 12 se puede visualizar el ensamble completo del sistema de transmisión, esta Ilustración nos permite entender la manera en que están acoplados el motor de eléctrico y el motor de combustión.

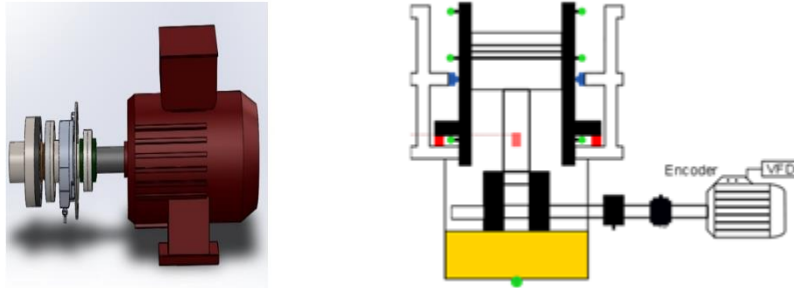


Ilustración 12. Sistema de propulsión.

3.5. Sistema de adquisición de datos.

- Sensor de posición angular:

En el sistema de transmisión fue necesaria la instalación de un sensor de posición angular, el mismo permitiría obtener la posición angular y así poder establecer los puntos de inicio y final de los ciclos del motor. Esto se debe, a que el sensor de posición angular tiene la función de dar la señal de punto de partida o trigger, la cual permite lograr sincronizar las medidas obtenidas por los sensores de fuerza y por el sensor de posición angular.

En la Ilustración 13 logramos visualizar el sensor de posición angular que se está utilizando y el mismo tiene una resolución de 0.36 grados, esto permitía poder tener un dato muy exacto de medida.

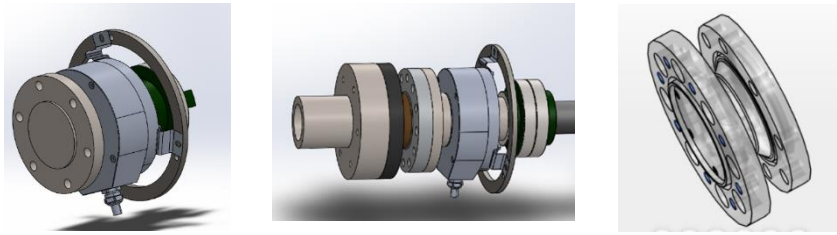


Ilustración 13. Sensor de posición angular.

- Termopares:

La medida de temperatura del aceite es algo crucial para el análisis y evaluación de las condiciones de lubricación del conjunto pistón – camisa, y por tanto para la medida de las pérdidas por fricción. Podemos recordar que la viscosidad de un lubricante está muy relacionada a la temperatura de este. Debido a esto fue necesario la instalación de termopares dentro del circuito de lubricación, ya que los mismos nos permitirían saber en todo momento que temperatura estamos teniendo.

Fue necesaria la instalación de dos termopares y los mismos tienen los siguientes objetivos.

- Termopar a la salida de la resistencia eléctrica:

Esta colocado en este punto (Ilustración 14) para realizar el control automático de la resistencia eléctrica y de la válvula de apertura de agua del sistema de refrigeración, la misma permitía evitar el sobrecalentamiento del lubricante ya que esto podría degradar algunos aditivos y no permitiría asegurar el correcto funcionamiento del lubricante frente al rozamiento generado por el movimiento de los elementos mecánicos dentro del motor.

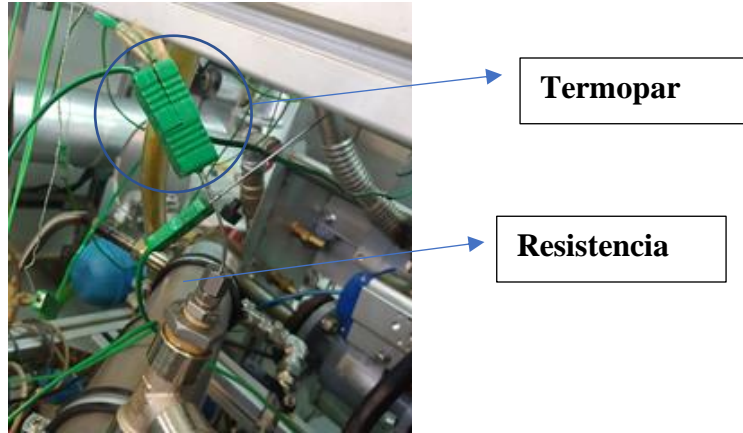


Ilustración 14. Termopar salida de las resistencias

Todos los transductores son de tipo termopares tipo k, ya que los mismos nos permiten tener la resolución y el rango necesario de medida de temperatura.

- Termopar colocado en el cárter del motor:

Esta más enfocado en dar una información en tiempo real de la temperatura dentro del cárter, la misma nos permite tomar como referencia para saber a qué temperatura estaría el aceite en el mecanismo biela – manivela, y nos permite saber que viscosidad debería tener el aceite en base a esa temperatura.

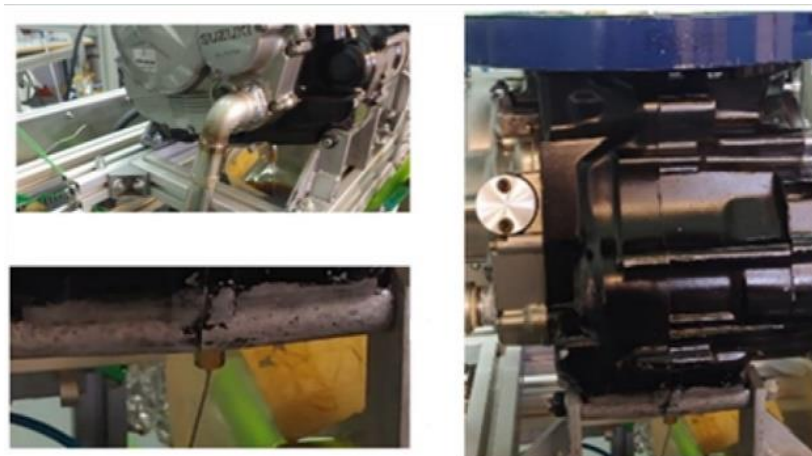


Ilustración 15. Termómetro cárter de aceite.

- Sensores de fuerza:

Los sensores de fuerza (Ilustración 16) son la base del método de camisa flotante, esto se debe a que la camisa tiene un "libre" movimiento en la dirección axial únicamente restringido por estos sensores piezoeléctricos, los cuales son los encargados de realizar las mediciones de fuerza de fricción tanto en el caso de una fuerza aplicada en compresión, como en el caso de fuerza aplicada en tensión que realiza la camisa debido al movimiento alternativo del pistón.

Los sensores que se utilizan en la maqueta fueron seleccionados debido a diferentes características que se pueden visualizar en la Tabla 1.

Sensor de fuerza 9301B		
Rango de medicion	kN	± 2,5
Peso	g	14
Sobre carga	kN	± 2,75
Frecuencia Natural	kHz	90

Tabla 1. Características del sensor [7]



Ilustración 16. Sensor de fuerza Kistler 9301B [7]

Las características del conjunto pistón camisa son presentadas en la Tabla n° 2.

Parámetros	Valor
Diámetro Camisa	91.64 mm
Diámetro Pistón	91.42 mm
Carrera	90 mm
Segmento de compresión (F)	17.3 N
Segmento rascador (F)	17.8 N
Segmento de control de aceite (F)	38.4 N

Tabla 2. Características conjunto pistón - camisa

En la Tabla 2 logramos visualizar las características del conjunto pistón – camisa, entre los cuales podemos obtener las dimensiones de los elementos que conforman este conjunto y la fuerza tangencial que aporta cada uno de los segmentos que conforman el pistón. Como logramos visualizar en la Tabla el segmento de control de aceite es el elemento que tiene mayor fuerza tangencial, y esto produce que las pérdidas por fricción sean mayores en este segmento. Es importante tomar en cuenta que debido a que este motor trabaja a presión atmosférica y a que el mismo no tiene combustión ni culata, el segmento de compresión no presentaría las mismas pérdidas de fricción que presentaría en un MCIA.

4. Continuación de la puesta en marcha de la maqueta de camisa flotante.

4.1. Determinación del PMS.

La determinación del PMS es primordial antes de realizar los ensayos en la maqueta, ya que la misma permite establecer la posición angular del pistón respecto a la medida obtenida con el sensor de posición angular(encoder), y con esta información correlacionar las medidas de fricción instantánea con la posición del pistón a lo largo del ciclo de trabajo del MCIA.

Para lograr realizar lo antes expuesto se utilizó un sensor de Punto Muerto Superior (PMS) AVL 428 TDC sensor, el cual se logra visualizar en la Ilustración 18, el mismo contaba con un transductor capacitivo que al momento de que el pistón se acercaba realizaba un cambio en su capacitancia. Esto nos permitió relacionar el ángulo y la posición que tenía el pistón en este caso.

El diseño de la estructura o soporte para el sensor de PMS fue realizado inicialmente en CAD, para que el mismo permitiera poder solucionar los distintos problemas que podrían presentarse durante su instalación y funcionamiento en la maqueta camisa flotante.

Los factores que se tomaron en cuenta para realizar el diseño de la estructura o soporte para el sensor PMS fueron:

- Ruido en la medida obtenida por el sensor: Durante el funcionamiento de un sensor capacitivo es importante tener en cuenta que el sensor puede presentar alteraciones con la presencia de cualquier elemento que se presente en el ambiente. Como por ejemplo la presencia de aceite, la cercanía de la camisa respecto del sensor, etc.
- Vibraciones: Las vibraciones generadas por el motor son un factor para tomar en cuenta, es por esto por lo que se debe instalar el soporte del sensor sobre la estructura del motor para que la misma permita que la frecuencia de vibración del motor y del sensor sea la misma, y no se presenten ruidos o errores en la señal obtenida por el mismo.
- Posición del sensor: Uno de los factores principales durante el diseño y fabricación del soporte del sensor fue tomar en cuenta que la maqueta debía estar preparada para aceptar

diferentes conjuntos de pistones, camisas y segmento. Por esto durante el proceso de diseño se tomó en cuenta que el sensor no debería tener una posición fija, sino que el mismo debía poder ajustarse a cualquier escenario disponible.

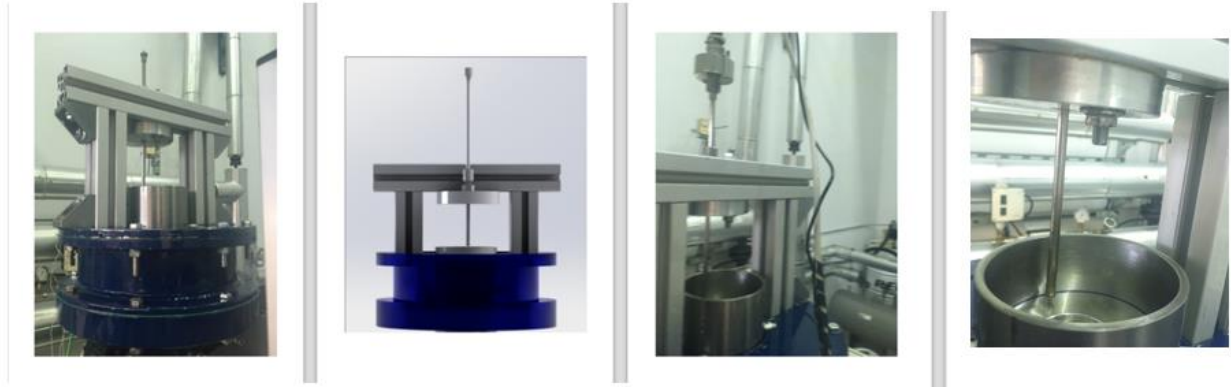


Ilustración 17. Sensor de PMS.

Los elementos que componen dicho sensor son los siguientes:

- Fuente de energía
- Transductor capacitivo
- Líneas conductoras
- Osciloscopio YOKOGAWA DL 716

El osciloscopio se encuentra conectado a un ordenador, la cual permite obtener los datos para luego ser analizados.

La determinación del PMS se hizo en referencia al sensor de posición angular, esto produjo diferentes situaciones como que el punto de referencia no estaba establecido en el mismo 0 del sensor de posición angular por lo cual inicialmente estábamos esperando un punto cercado a 90 grados, pero al momento en que iniciamos los ensayos nos percatamos de que el ángulo obtenido era aproximadamente de 73.45 grados, con pequeñas variaciones debido a la variación del régimen de funcionamiento.

Los resultados obtenidos fueron los siguientes:

Tabla de resultados del Punto Muerto Superior (PMS)		
Régimen	Temperatura Aceite	Ángulo del PMS
500	20	73.63
900	20	72.93
1500	20	73.32
2000	20	73.91
	Media	73.45
*Equivale a 73.44 de acuerdo con la frecuencia de muestreo del encoder (0.36)		

Tabla 3. Resultados del Punto Muerto Superior (PMS)

4.2. Diseño sistema de adquisición de temperaturas camisa.

El objetivo de la maqueta se centra en permitir la realización de ensayos de fricción y que estos nos proporcionen información confiable. Por esto, es necesario que el sistema este monitorizado en todo momento y de esta manera todos los parámetros puedan estar en constante seguimiento.

Para llevar a cabo lo mencionado anteriormente se realizó la instalación de un sistema que nos permitía verificar la temperatura de la camisa en tiempo real y con esta información poder relacionar la fricción con la temperatura que presenta el elemento en dicha sección.

Una de las particularidades evidenciadas de esta implementación fue que al momento de realizar los ensayos se apreciaban diferencias de hasta 10 grados Celsius entre los termopares de los puntos inferiores y superiores.

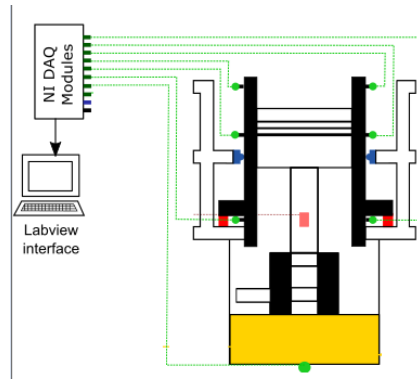


Ilustración 18. Esquema sensores de temperatura.

Como ya sabemos la temperatura de un aceite lubricante tiene un gran impacto en su viscosidad, debido a esto es tan monitorizado dicho aspecto en los sistemas de lubricación de los motores de combustión interna alternativos. Otro punto para tomar en cuenta es la medida de temperatura en elementos del motor de combustión interna alternativo, en nuestro caso sería en la camisa, un ejemplo de sistema de monitorizado se logra apreciar en la Ilustración 18, en la misma se observan de color verde todos los sensores que nos permiten obtener la temperatura. Esto permitirá poder asociar la posición en la cual se encuentra el pistón con la temperatura que presenta la camisa en dicho punto.

Al momento de la obtención de la temperatura de la camisa se procedió a realizar un barrido durante 5 segundos, y a partir del mismo se buscaba obtener una media la cuál era tomada como la temperatura media del lubricante.

En la Ilustración 19 se logra apreciar la camisa utilizada en la maqueta camisa flotante, la misma tiene colocado un total de 6 termopares para obtener la temperatura en cada uno de los puntos previamente seleccionados, los termopares fueron instalados sin utilizar ningún tipo de adhesivo ya que el uso de cualquier producto para adherir el termopar podría afectar de alguna manera la sensibilidad del sensor. El proceso de instalación de los sensores se realizó inicialmente estableciendo los puntos donde serian instalados los mismos y a partir de esto se realizaron los agujeros para que el termopar entrara con ajuste.

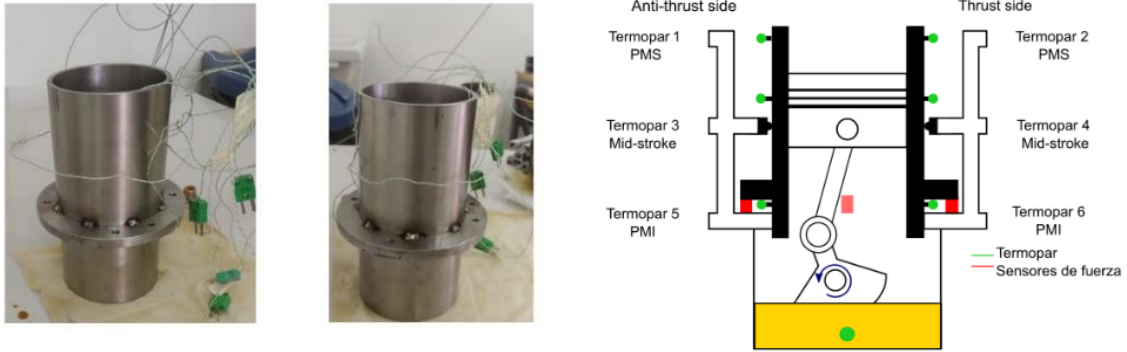


Ilustración 19. Sensores de temperatura de la camisa.

4.3. Procedimiento para el calentamiento del aceite en la maqueta para los ensayos experimentales.

El sistema de lubricación de la maqueta está constituido por elementos que permiten el correcto funcionamiento del sistema. Como son los siguientes:

- Bomba de recirculación
- Filtro de aceite
- Intercambiador de placas
- Resistencia eléctrica
- Termopar sistema PID
- Termopar Tipo K instalado directamente en el cárter.
- Sistema PID (controlador proporcional, integral y derivativo) el cual se encarga de controlar la temperatura del aceite dentro del circuito.

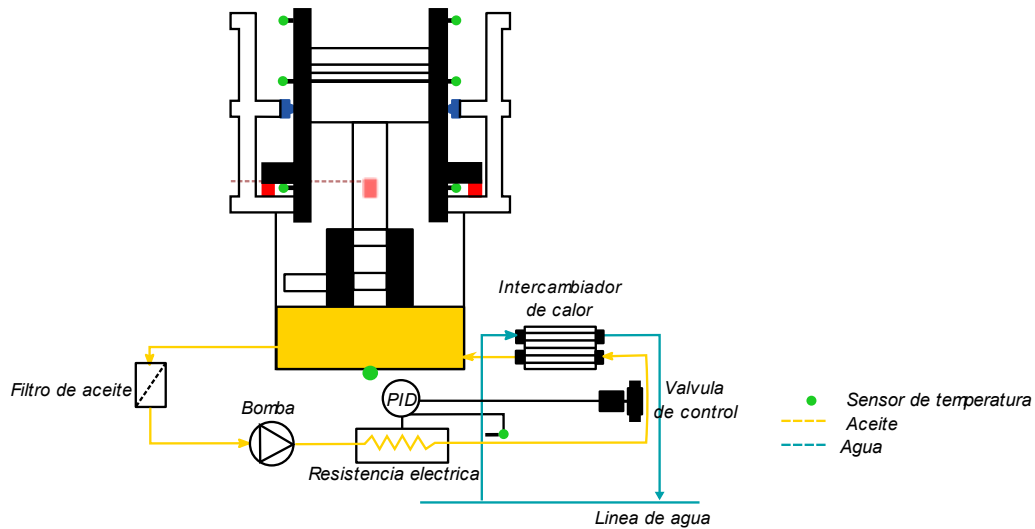


Ilustración 20. Esquema sistema de lubricación y refrigeración.

Como se puede ver en la Ilustración 20, el sistema de lubricación permitía realizar los ensayos, pero durante la puesta en marcha de la maqueta se identificaron algunas mejoras que podían realizarse al sistema para reducir los tiempos de puesta en marcha de este.

La potencia de la resistencia permite hacer el proceso de calentamiento en aproximadamente 60 segundos, el inconveniente es que todo el aceite no estará a una temperatura homogénea y se podría degradar debido a la alta temperatura que alcanzaría el aceite en dicho punto.[2]

Otra de las soluciones que se evaluaron para resolver esta problemática fue la de mantener activo el PID y la bomba de recirculación durante las paradas para verificar los datos obtenidos de los ensayos.

5. Ensayos de validación de la maqueta.

Los ensayos de validación son los que permitirán asegurar que la maqueta está trabajando siempre dentro de las mismas condiciones, y que las variaciones en la fuerza de fricción medidas se deben únicamente a cambios deliberados realizados en las condiciones o parámetros de ensayo en la maqueta.

5.1. Metodología de ensayos

- Verificación de apriete de las bolas de transferencia (ball transfer unit):

Este procedimiento se realiza siempre que se vaya a iniciar el ensayo, el mismo permite verificar que todas las bolas de transferencia tengan contacto con la superficie de la camisa, así lograremos mantener uniformidad en la distribución de la fuerza de ajuste al elemento.

- Verificación de nivel de lubricante:

Debido a las condiciones de funcionamiento de la maqueta floating liner, bajo condiciones de presión ambiente sin culata, una cantidad de aceite es arrastrada por el pistón hacia la cámara de combustión, y en este caso hacia el exterior de la maqueta. Este fenómeno se presentaba especialmente a velocidades del motor altas y/o temperaturas del aceite altas. Antes de la ejecución de los ensayos, se realizaba un chequeo del nivel de aceite en el motor, esto de forma visual a través de una tubería transparente del sistema de lubricación conectada entre la salida del motor de combustión y la entrada de la bomba de aceite. Si se encontraba un nivel bajo de aceite, se rellenaba a través de un agujero para la varilla de nivel de aceite en el motor de combustión. Mantener un volumen adecuado de aceite, además de ser primordial para conservar un caudal adecuado de aceite hacia el motor, es importante para evitar sobrecalentamiento en la resistencia eléctrica o daños en la bomba de aceite.

- Encendido de bomba del sistema de lubricación:

Se procede a realizar el encendido de la bomba de lubricación, esto permitirá el flujo de lubricante manteniendo los elementos mecánicos en correcto funcionamiento.

- Encendido de sistema de control de temperatura de lubricante:

Como mencionamos anteriormente la viscosidad de un lubricante viene muy ligada a la temperatura a la que se encuentra el mismo, es por esto por lo que cuando se procede a realizar los ensayos es necesario establecer temperaturas fijas en el control para que el

mismo mantenga el sistema en el rango deseado. Luego de que iniciamos el sistema de recirculación y verificamos que el aceite está fluyendo de manera correcta, debemos de encender el sistema de control de temperatura, esto evita que el sistema sobrecaliente en algunos puntos la temperatura del aceite debido a que la potencia energética de las resistencias solo está en contacto con un volumen muy limitado de aceite.

- Bomba sistema de refrigeración:

Se procede a verificar que el sistema de refrigeración está funcionando de manera correcta, esto permitirá que el lubricante no exceda la temperatura deseada y nos permita realizar ensayos de forma óptima.

- Proceso de calentamiento del lubricante:

El proceso de calentamiento del lubricante se realiza mediante resistencias eléctricas que aumentan la temperatura de manera controlada mediante el uso de un PID, la temperatura se verifica a la salida de las resistencias y en el cárter del motor.

Tarea	Procedimiento
<u>Verificación de ajuste de bolas</u>	Comprobación de ajuste de las bolas de transferencia para asegurar la distribución de las fuerzas.
<u>Verificación de nivel de lubricante</u>	Se comprobaba siempre el nivel de lubricante para evitar sobrecalentamiento de este y prevenir desgaste en la bomba de aceite.
<u>Encendido de bomba del sistema de lubricación</u>	Se encendía la bomba de lubricación.
<u>Encendido de sistema de control de temperatura de lubricante</u>	Se procedió a encender la bomba de lubricación previo al encendido de las resistencias para evitar sobrecalentamiento y por consiguiente degradación del aceite.

<u>Bomba sistema de refrigeración</u>	Se comprobaba el correcto funcionamiento del sistema de refrigeración previo al inicio de cada ensayo.
<u>Proceso de calentamiento del lubricante</u>	Se realizaba el calentamiento del lubricante mediante el uso de resistencias y esto era controlado mediante el uso de un PID para evitar variaciones bruscas de la temperatura.

Tabla 4. Resumen de procedimiento de ensayo.

En la Tabla 4 logramos visualizar una Tabla resumen de todos los procedimientos importantes a tomar en cuenta al momento de realizar los ensayos, es importante resaltar que la elaboración de este procedimiento nos permite asegurar una serie de pasos necesarios para que los ensayos siempre tengan resultados confiables.

5.2. Ensayos de repetitividad.

Los ensayos de repetitividad buscan validar la capacidad de que un sensor o un sistema permita dar los mismos resultados bajo las mismas condiciones de estudio.

En nuestro caso la importancia de esta prueba se debía a que durante el proceso de ensayo de la fuerza de fricción es necesario que si estamos manteniendo el mismo régimen de giro, mismo lubricante, mismos segmentos y demás elementos del sistema, el error ciclo a ciclo obtenido debía estar dentro de un rango que permitiera asegurar que la maqueta estaba funcionando de manera correcta estableciendo un punto de partida para luego poder hacer modificaciones a los diferentes elementos y así podemos buscar mejoras y reducción de la fuerza de fricción, lo que al final permitiría establecer un mejor rendimiento y una reducción considerable en las emisiones del motor debido a su aumento en la eficiencia.

En la Tabla 5 podemos visualizar los resultados de algunos autores para ensayos similares de repetitividad, esto nos permite tener un punto de partida para determinar cuáles son los rangos aceptados para los ensayos de repetitividad y de reproducibilidad.

Título	Autor	Sensores	Configuración/ ubicación de los sensores	Procedimiento	Desviación estándar relativa
Tesis: A floating liner facility and studies of friction at a reciprocating piston-cylinder wall interface [10]	Islam, Md Rezaul (2016)	2 sensores piezorresistivos	Opuestos a lo largo del eje del motor para evitar el efecto de la fuerza del empuje en la medición de la fuerza de fricción.	-Repetitividad: repeticiones de la medida con el mismo montaje a 1000 rpm y aceite a 40°C, tanto a presión ambiente como con compresión	1-5 %
Tesis: Measurement and prediction of in-cylinder friction in internal combustion engines [12]	M. Gore (2015)	6 sensores piezoeléctricos (slimline)	Ubicados a 120° tipo sándwich	Repetitividad bajo diferentes condiciones atmosféricas de temperatura y humedad.	2%
Tesis: Friction in piston ring-cylinder liner contacts [16]	Markus Söderfjäll (2017)	3 sensores piezoeléctricos unidireccionales	No se especifica la ubicación	Cada ensayo consistía en dos ensambles diferentes donde el conjunto pistón-camisa y la estructura se desmontaba y montaba completamente.	0.30%

Tabla5. Referencias de porcentajes desviación.

Para estos ensayos de repetitividad, la metodología consistió en medir la fuerza de fricción para cuatro ciclos completos del motor de 720°, como se observa por ejemplo en la Ilustración 21,

bajo diferentes condiciones de trabajo de la maqueta: 500 y 2500 rpm, 40 y 60° de temperatura del aceite y dos ensambles de la maqueta, formando una matriz de ensayos de 8 puntos. De esta forma, para evaluar la desviación en la medida de fuerza, se compararon los cuatro ciclos medidos para cada punto de ensayo. Los resultados en términos de desviación y error estándar se presentan en la Tabla 6.

Las ilustraciones 21,22,23 y 24 nos permiten visualizar la capacidad que tiene la maqueta de camisa flotante de presentar los mismos resultados durante diferentes ensayos realizados bajo las mismas características de temperatura del lubricante y de régimen, en la Tabla 6 podemos observar como el comportamiento de la maqueta de camisa flotante presenta una desviación estándar relativa que no supera el 0.30% por lo cual entra dentro de los rangos aceptados mediante la verificación bibliográfica como logramos ver en la Tabla 5.

Temperatura 40°C / Velocidad del motor 500 rpm

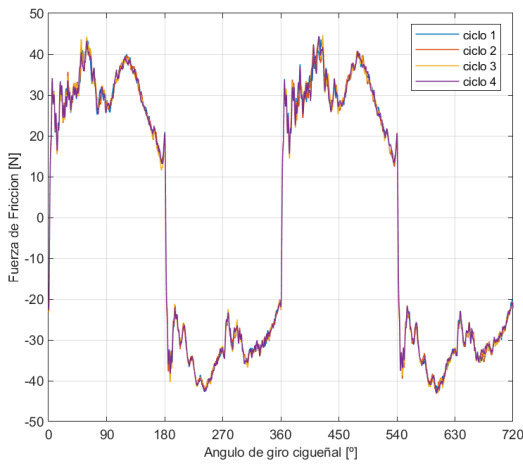


Ilustración.21. Temperatura 40°C /
Velocidad del motor 500 rpm- Ensamble 01

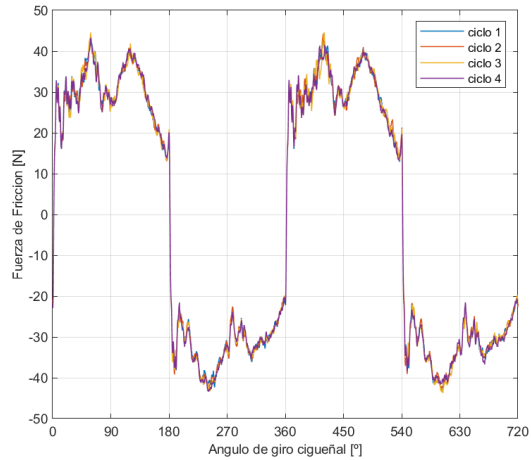


Ilustración 22. Temperatura 40°C /
Velocidad del motor 500 rpm- Ensamble 02

Temperatura 60°C / Velocidad del motor 500 rpm

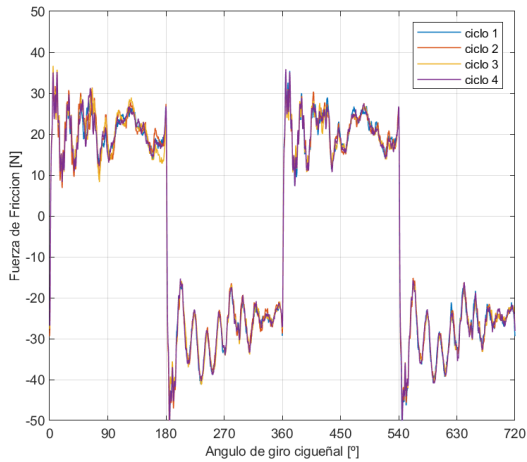


Ilustración 23. Temperatura 60°C / Velocidad del motor 500 rpm- Ensamble 01

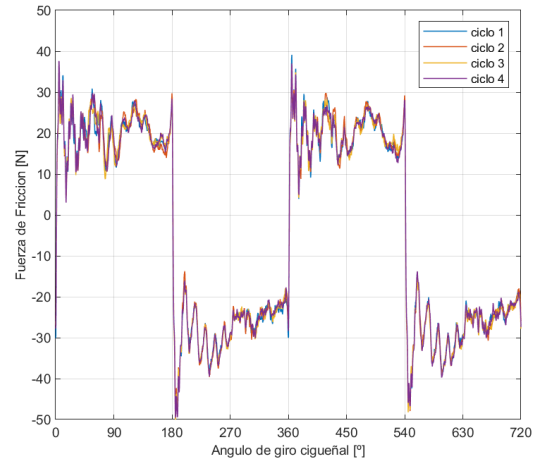


Ilustración 24. Temperatura 60°C / Velocidad del motor 500 rpm- Ensamble 03

La presión media de pérdidas mecánicas por fricción (FMEP) este parámetro permite determinar la presión equivalente que se pierde por las pérdidas internas dentro del conjunto pistón- camisa, esta fue la utilizada para presentar dicha comparativa, la misma es obtenida a partir de la fuerza de fricción instantánea medida durante un ciclo completo de un motor de 4 tiempos o 720 ° [19].

La ecuación utilizada para obtener la FMEP toma en cuenta la fuerza de fricción instantánea (f), el volumen desplazado por el motor (V_d) y la velocidad que tiene el pistón (U) y es la que vemos a continuación.

$$FMEP = \frac{\int f U dt}{V_d}$$

Temperatura aceite (°C)	Régimen	Presión efectiva media de fricción (Kpa)	Desviación Estándar (Kpa)	Desviación Relativa (%)	S Error Estándar (Kpa)	RS Error Estándar Relativo (%)
40	500	19.77	0.03	0.13	0.006	0.064
40	500	19.85	0.04	0.18	0.008	0.091
40	2500	61.61	0.15	0.24	0.03	0.1185
40	2500	61.58	0.13	0.22	0.037	0.1079
60	500	14.86	0.03	0.23	0.007	0.1149
60	500	14.64	0.04	0.30	0.008	0.1502
60	2500	61.91	0.12	0.20	0.087	0.0431
60	2500	61.31	0.05	0.09	0.062	0.1005

Tabla 6. Resultados ensayos de repetitividad

5.3. Ensayos de reproducibilidad.

Los ensayos de reproducibilidad son los encargados de validar la capacidad de un equipo de presentar los mismos resultados cuando el mismo está siendo ensamblado y siendo desensamblada entre pruebas. Al momento de iniciar los ensayos se debe establecer cuáles son los elementos que estarán siendo retirados y vueltos a colocar, y es importante que siempre se siga un procedimiento de ensamblaje para que permita que no se realice un ajuste o una modificación que pueda producir un error en los ensayos de fricción.

En nuestro caso procedimos a realizar el desensamble de la maqueta y se retiraron los siguientes elementos:

- Se procedió a retirar las bolas de transferencia.
- Se procedió a remover las medias lunas.

Temperatura 40°C / Velocidad del motor 500 rpm

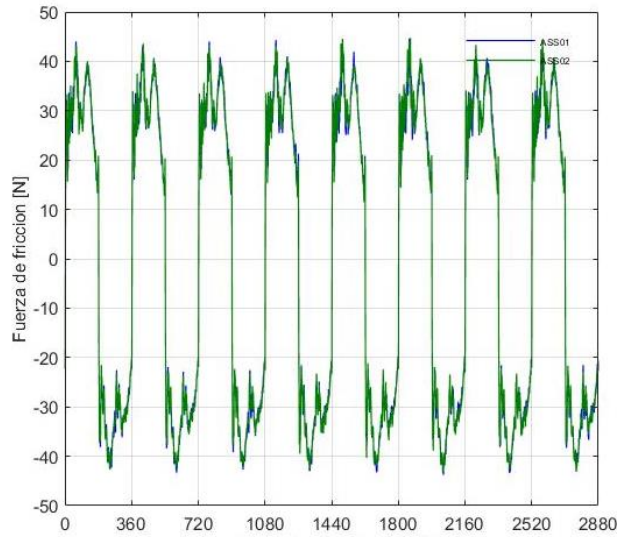


Ilustración 25. Temperatura 40°C / Velocidad del motor 500 rpm

Temperatura 60°C / Velocidad del motor 500 rpm

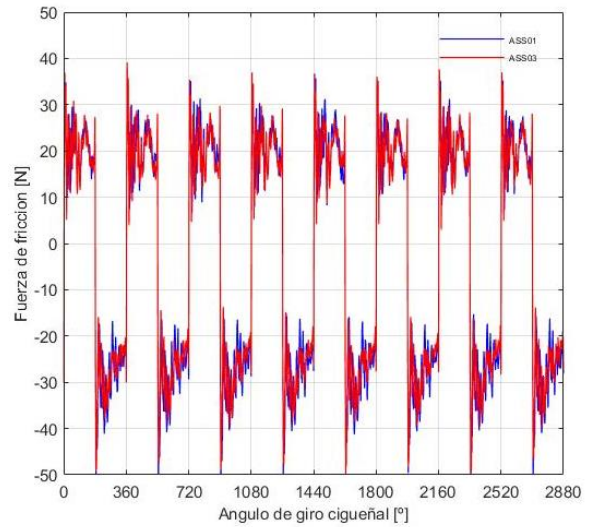


Ilustración 26. Temperatura 60°C / Velocidad del motor 500 rpm

Ensamble	FMEP[KPa]	Temperatura aceite (°C)	Régimen	Diferencia (%)
1	19.77	40	500	0.42
2	19.85	40	500	
1	14.86	60	500	1.48
2	14.64	60	500	
1	61.61	40	2500	0.04
2	61.58	40	2500	
1	61.91	60	2500	0.97
2	61.31	60	2500	

Tabla 7. Ensayos Reproducibilidad

En la Tabla 7 vemos los resultados obtenidos en los ensayos de reproducibilidad, estos nos permitieron validar que la diferencia que se presentaba entre los ensayos realizados luego del desensamble y ensamble de la maqueta de camisa flotante, la diferencia no llegaba a ser mayor al 1.5 %, lo cual nos permitía proceder a la etapa de ensayos paramétricos ya que los resultados

obtenidos estaban dentro de los rangos aceptados según lo vemos en la Tabla 4. Los resultados obtenidos tanto en los ensayos a 500 rpm como a 2500 rpm no presentaron variaciones muy bruscas entre sí por lo que los mismos eran aceptables.

6. Ensayos paramétricos.

6.1. Planteamiento de ensayos.

En esta parte del trabajo, se plantearon una serie de ensayos paramétricos con el objetivo de realizar un análisis fundamental en profundidad de las condiciones de lubricación del conjunto pistón – camisa. Dada la novedad de esta maqueta de camisa flotante en el Instituto CMT- Motores Térmicos se decidió que los primeros ensayos paramétricos se realizarían variando parámetros con un efecto conocido sobre las pérdidas por fricción en el conjunto, estos son la velocidad del motor y la temperatura/ viscosidad del aceite.

Todos estos ensayos se realizan manteniendo un mismo lubricante, esto nos permitiría en un futuro realizar ensayos con diferentes formulaciones de lubricantes y así poder realizar comparaciones entre los mismos. El lubricante utilizado fue un SAE 5W30.

6.2. Resultados de ensayos paramétricos

6.2.1. Ensayos experimentales.

Variación de la fuerza de fricción con la variación de la temperatura del aceite.

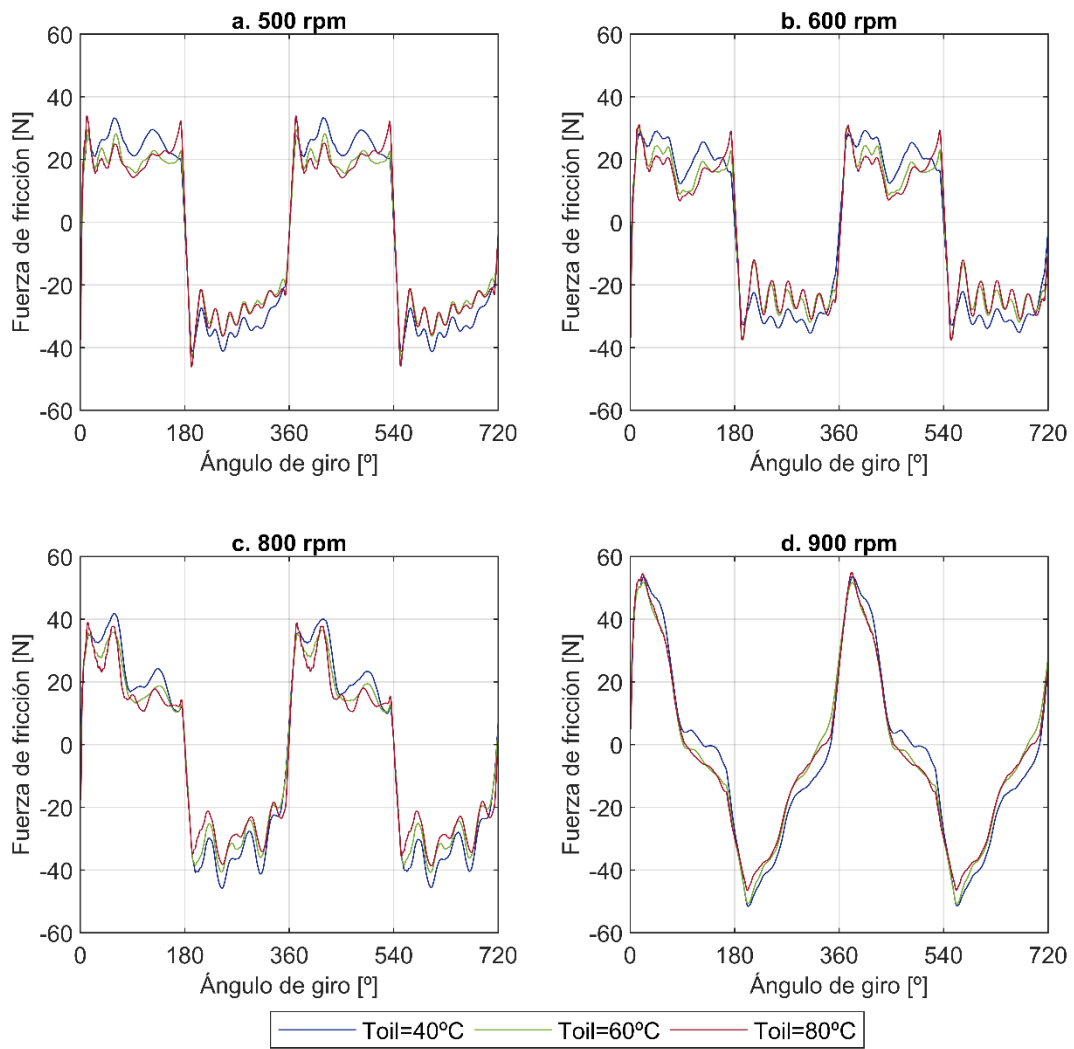


Ilustración 27. Variación de la fuerza de fricción con la temperatura del aceite y el régimen de velocidad.

Los resultados presentados en esta sección fueron filtrados utilizando el filtro de media móvil (moving average), lo cual nos permite reducir un poco el ruido que se presenta debido a la inercia y las vibraciones generadas por los diferentes elementos del sistema.

En esta sección realizamos la presentación de los resultados y en la misma únicamente realizábamos variaciones en la temperatura del aceite, esto nos permitió comprobar cómo se comportaba la fuerza de fricción frente a los cambios de temperatura del lubricante, sabiendo que el comportamiento de un lubricante puede variar debido a las alteraciones en sus características, se puede observar que la fuerza de fricción va aumentando al momento en que el pistón se va acercando a los puntos muertos, que es cuando el pistón alcanza velocidades cercanas a cero y lo cual produce que la fricción aumente considerablemente. Es posible detectar los regímenes de lubricación detectados en el conjunto pistón – camisa debido a la variación que se presenta al momento en que observamos las curvas de fricción instantánea.

En los resultados obtenidos se puede apreciar los diferentes regímenes que se encuentran en la curva de Stribeck, esto se debe a que las variaciones de velocidad de pistón producen alteraciones en el espesor de la película y por consiguiente en la fuerza de fricción generada por el contacto entre los segmentos del pistón y la camisa.

El conjunto pistón – camisa presenta un comportamiento muy peculiar desde el punto de vista de su régimen de lubricación, al momento en que nos vamos acercando a los puntos muertos tanto el PMS como el PMI vemos cómo se va desplazando hacia los regímenes de lubricación límite, esto se debe a que el número de Hershey es directamente proporcional al régimen y como la velocidad en los puntos muertos llega a cero esto produce que la lubricación en dichos puntos sea mayoritariamente mixta o límite. Las secciones en donde mejor se comporta la lubricación es cuando el pistón va a su máxima velocidad lineal, esto se debe a que el mismo logra mediante el aumento de la velocidad desplazarse hacia el régimen de lubricación hidrodinámica y esto reduce al mínimo la fricción debido a que el espesor de la película de aceite aumenta.

Si tomamos como ejemplo la gráfica roja de la Ilustración 27 a, en la misma podemos observar un claro ejemplo de lo que se describía anteriormente en la sección 2.3 de los regímenes de lubricación. En los puntos muertos superior e inferior se observa un pico en la fuerza de fricción medida, esto debido a la desaceleración del pistón llegando a velocidad cero. En estos puntos, la generación de película de aceite en la interfaz ya no depende de la velocidad relativa de las

superficies y, por tanto, la lubricación tiende a regímenes mixtos y límite con contacto metal – metal. Una vez el pistón vuelve a acelerarse, el aumento de la velocidad ayuda en la generación de una película fluida de lubricante, especialmente a mitad de carrera donde se da la mayor velocidad del pistón. Es en esta zona donde se puede observar lubricación hidrodinámica, donde las pérdidas por fricción están determinadas en gran medida por la viscosidad del aceite.

Cuando tomamos como ejemplo la Ilustración 27b, podemos percatarnos de las diferencias en fuerza de fricción que se presentan entre las distintas gráficas, las mismas aunque presentan un comportamiento relativamente parecido, los puntos están separados en magnitud debido a que las temperaturas a las que se realizaron dichos ensayos no fueron las mismas, si tomamos como ejemplo las gráficas azul y roja que son para los ensayos realizados a 40° y a 80°C podemos notar como a 40°C tenemos amplitudes mayores, esto se debe a que la temperatura de un lubricante es un factor crucial en su viscosidad y por consiguiente la viscosidad elevada del lubricante puede aumentar las pérdidas en el conjunto pistón – camisa.

En la Ilustración 27d que es en la que se hace el estudio a un régimen de 900 rpm a 40,60 y 80°C se puede notar lo que comentábamos de los ensayos luego de que se superaban las 800 vueltas por minuto, esto viene muy relacionado a la estructura y a las vibraciones generadas por dicho régimen lo cual no nos permitía asegurar la validez de los resultados obtenidos. Aparte de que por un tema de integridad de la maqueta camisa flotante preferimos no elevar demasiado el régimen para así evitar cualquier tipo de incidente que se pudiera generar.

Comparación de la fuerza de fricción frente a la temperatura y el régimen de giro

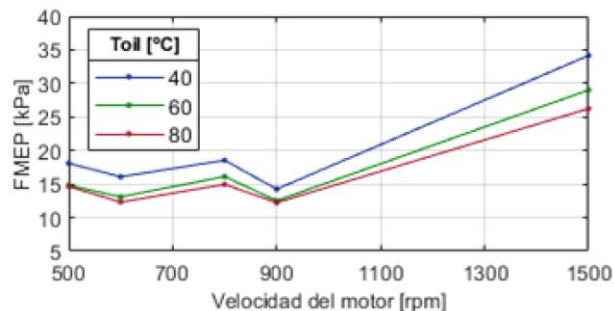


Ilustración 28. Variación de la fuerza de fricción frente a la temperatura y régimen de velocidad.

En la Ilustración 28 se presentan los resultados obtenidos en la sección anterior en términos de presión media de pérdidas mecánicas por fricción (FMEP en inglés, friction mean effective pressure). A partir de esta gráfica podemos observar el comportamiento de las pérdidas por fricción en el conjunto pistón – camisa como función del régimen de giro y de la temperatura/ viscosidad del aceite. Para 40°C en la gráfica azul observamos que la baja temperatura/ alta viscosidad provoca un aumento general de las pérdidas por fricción, tanto a bajo como a alto régimen de giro. Este comportamiento en la Ilustración 28 y las gráficas de fricción instantánea en la Ilustración 27 son un indicativo de que el régimen de lubricación dominante a lo largo del ciclo de trabajo es hidrodinámico, con la FMEP aumentando con la velocidad del motor. La tendencia se observa en las gráficas para los otros dos niveles de temperatura del aceite 60 y 80°C.

De esta Ilustración 28 también es importante destacar los puntos medidos a 900 rpm; en la gráfica observamos que hay una caída en la FMEP para los tres niveles de temperatura, cuando en realidad se esperaba un aumento en la fricción. Estos resultados se producen como consecuencia de las vibraciones en la maqueta observadas en este régimen de giro.

6.2.2. Aporte del segmento de compresión a las pérdidas por fricción totales.

Partiendo de los resultados obtenidos en la sección anterior, se determinó la oportunidad de realizar un estudio en mayor profundidad de las pérdidas por fricción del segmento de compresión del pistón, aprovechando la capacidad de la maqueta de camisa flotante de poder aislar el aporte a la fricción de los componentes del conjunto pistón – camisa. Además, estos ensayos experimentales permitirían complementar un estudio teórico que se estaba llevando a cabo en el grupo de investigación que incluía la simulación de la lubricación en este segmento.

El proceso de ensayo realizado en esta sección consistía en la eliminación del segmento de compresión de pistón la cual se denominó configuración pistón B (confpiston B), esto nos permitió obtener la fuerza de fricción que estaba siendo aportada por dicho segmento. Y a la configuración en la cual estaban instalados todos los segmentos en el pistón se le denominó configuración pistón A (confpiston A), esto nos permitiría obtener el aporte a la fricción del segmento de compresión mediante la resta de la fricción instantánea de las configuraciones A y B.

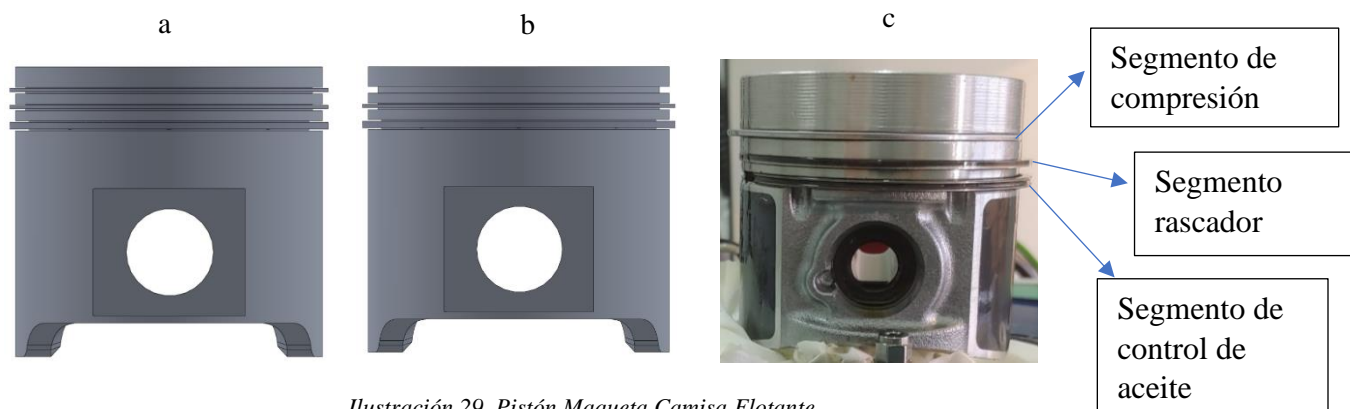


Ilustración 29. Pistón Maqueta Camisa Flotante

En la Ilustración 29c se logra visualizar el pistón utilizado en la maqueta de camisa flotante, en el mismo se encuentra señalizados el segmento de compresión, segmento rascador y el segmento de control de aceite.

En la Ilustración 29a se logra ver la configuración del pistón A en la que se encuentran instalados todos los segmentos, lo cual nos permitió obtener los resultados de los ensayos paramétricos mostrados en la sección 6.2.1.

En la Ilustración 29 b se procedió a retirar el segmento de compresión lo cual nos permitió determinar el aporte de dicho segmento al conjunto pistón – camisa de la maqueta camisa flotante.

Los ensayos se realizaron en distintas condiciones, ya que esto permitiría hacer una comparativa y permitiría comprender el aporte del segmento de compresión frente a las variaciones del régimen de velocidad y a las variaciones de la temperatura.

Se mantuvo durante todos los ensayos el mismo lubricante, SAE 5W30, ya que esto permitiría hacer una comparativa entre los resultados durante los ensayos con y sin el segmento de compresión instalado.

En la Tabla 8 logramos visualizar las condiciones en las cuales se realizaron los ensayos para un total de 12 puntos.

Régimen	Temperatura °C	Lubricante
500	40	5W30
500	60	5W30
500	80	5W30
600	40	5W30
600	60	5W30
600	80	5W30
800	40	5W30
800	60	5W30
800	80	5W30
900	40	5W30
900	60	5W30
900	80	5W30

Tabla 8. Condiciones de ensayos

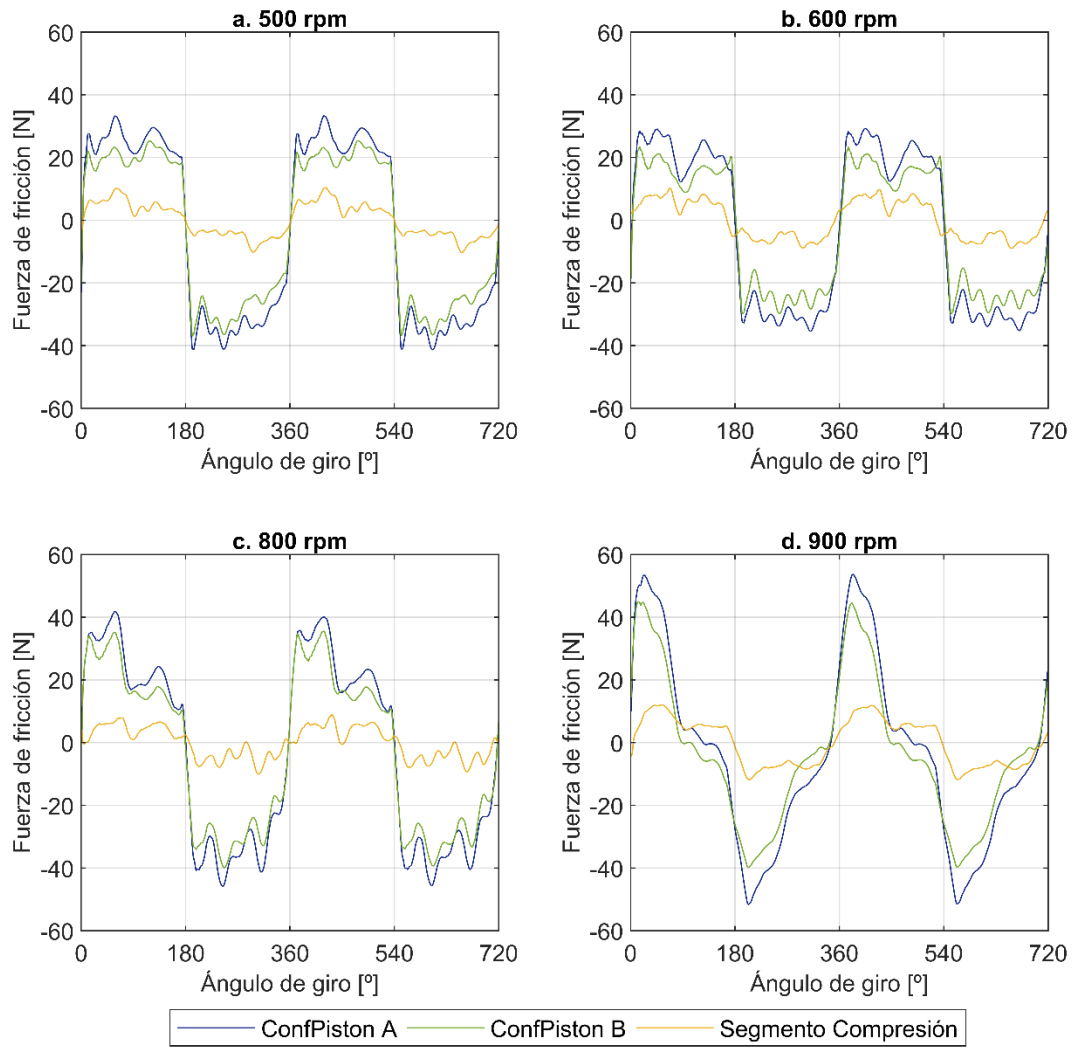


Ilustración 30. Fuerza de fricción en las diferentes versiones de configuración del pistón a 40°C

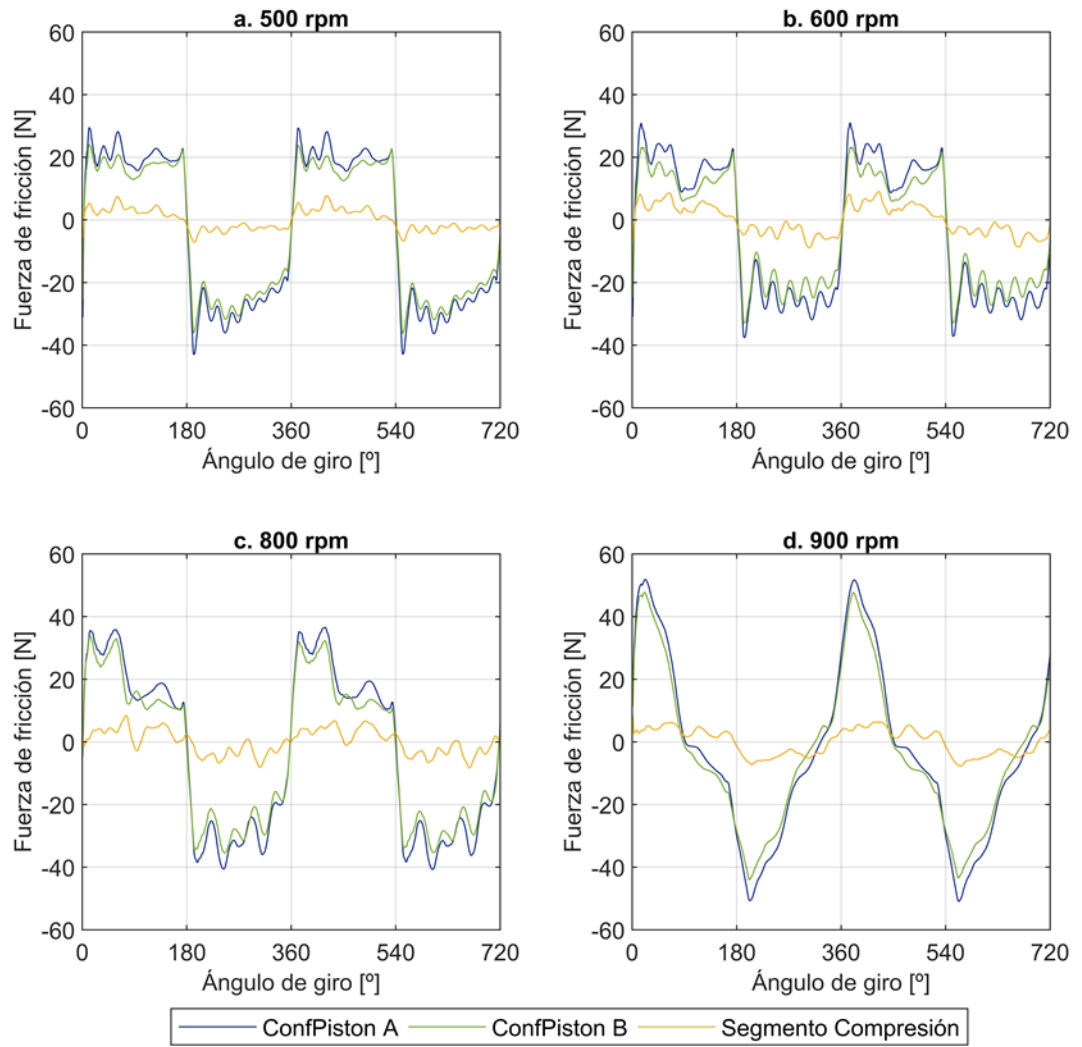


Ilustración 31. Fuerza de fricción en las diferentes versiones de configuración del pistón a 60°C

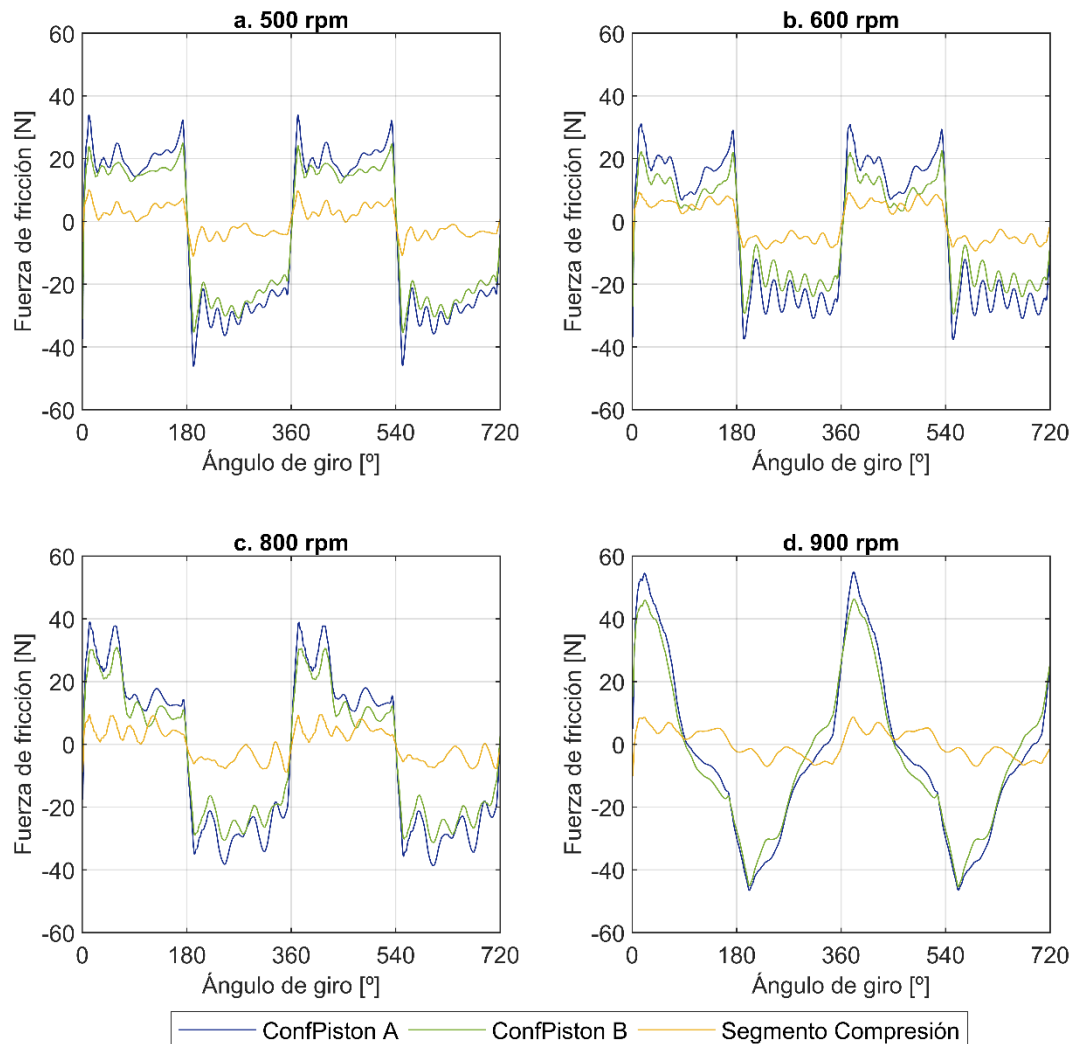


Ilustración 32. Fuerza de fricción en las diferentes versiones de configuración del pistón a 80°C

En los resultados presentados en las ilustraciones 30, 31 y 32, logramos identificar el gran aporte de fuerza de fricción que representa el Configuración pistón A (ConfPiston A), el cual está compuesto del pistón con todos sus segmentos instalados, en comparación del Configuración pistón B (ConfPiston B), el cual tiene retirado el segmento de compresión, esto nos permite observar el gran aporte de fricción que representa el segmento de compresión en el conjunto pistón – camisa, representando en las curvas de fricción amarillas.

Como se mencionó anteriormente, en la maqueta de camisa flotante estamos trabajando a presión ambiente, sin combustión y sin culata, esto hace que la fuerza aplicada por los segmentos hacia las paredes internas de la camisa únicamente se vea afectado por la fuerza tangencial de los propios segmentos, la cual es constante. En un MCIA con combustión, por el contrario, la fuerza aplicada por los segmentos tiene dos componentes, uno es la fuerza tangencial y la otra es la fuerza generada por la presión en cámara la cual actúa en la cara interna de los segmentos. En el caso del segmento de compresión, esta fuerza debida a la presión en cámara aumenta significativamente durante la combustión. Afectando de igual forma a la fricción generada.

En las ilustraciones 30,31 y 32 logramos visualizar como la fuerza de fricción que aporta el segmento de compresión se va reduciendo mientras más se aumenta la temperatura del lubricante, esto se debe a que cuando la temperatura se incrementa la viscosidad se reduce y debido a la geometría del segmento de compresión esto permite el arrastre del lubricante. La lubricación hidrodinámica es la esperada para este segmento para la mayor parte de la carrera del pistón.

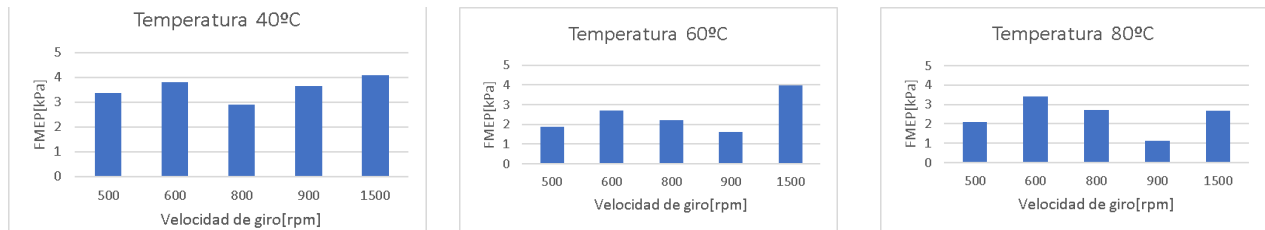


Ilustración 33. Aporte del segmento de compresión

En la Ilustración 33 se logra visualizar el aporte de FMEP que representa el segmento de compresión, se logra visualizar que los valores más elevados de FMEP se encuentran en la Ilustración 33 a 40°C, esto se debe a que la viscosidad del aceite a esta temperatura es muy elevada en comparación con los otros dos niveles de temperatura.

De estos resultados, Ilustración 33, se ha encontrado que las pérdidas por fricción del segmento de compresión medidas en la maqueta de camisa flotante, presentan el comportamiento esperado al variar la temperatura del aceite, es decir, al aumentar la temperatura a 60 y 80°C, la

fuerza de fricción en FMEP se reduce en general para todos los regímenes de velocidad. En cambio, si observamos el comportamiento de la fricción con el régimen de giro a temperatura constante, vemos que la tendencia ya no es clara. De acuerdo con la teoría de la lubricación y la curva de Stribeck, sabemos que al aumentar la velocidad de las superficies en contacto se promueve la lubricación fluida o hidrodinámica, sin embargo, este comportamiento no se observa para los resultados de la Ilustración 33. La justificación de este comportamiento recae en las condiciones de ensayo en la maqueta de camisa flotante debido a las vibraciones y especialmente para la configuración del pistón B, el cual al no tener instalado el segmento de compresión aumenta la holgura con la camisa, perjudicando la estabilidad del pistón.

7. Análisis económico del proyecto.

El presupuesto utilizado para el proyecto viene dividido por diferentes periodos o procesos que conllevo el mismo, en la parte inicial de construcción del proyecto se incurrieron en muchos gastos de compra de equipos y maquinas, durante el proceso de puesta en marcha y de análisis únicamente se compraron algunos recambios y a esto se le agrego la mano de obra del personal técnico del CMT.

A continuación, podemos visualizar la parte inicial de presupuesto:

Elemento	Referencia	Cantidad	Precio unitario	Precio	Proveedor
Estructura de la maqueta					
Juego de segmentos	deutz - 80 00122 1 0 050	2	30.00 €	60.00 €	Recambios Arce
Componentes electrónicos					
Sensor de posición angular (Encoder)	80-242111-1000	1	495.62 €	495.62 €	DISAI Automatic Systems
Herramientas y otros					
Recambio soportes para encoder		1	20.00 €	20.00 €	DISAI Automatic Systems
Juego de ceñidor de segmentos de pistón	BGS 1874	1	40.60 €	40.60 €	
Mano de obra					
Asistente de investigación		800	10.00 €	8,000.00 €	
Ingeniero en practicas		300	4.30 €	1,290.00 €	
Técnico CMT		50	12.00 €	600.00 €	
TOTAL				10,506.22 €	

Tabla 9. Presupuesto de la maqueta Camisa Flotante.

8. Conclusiones.

Se identificó que para la continuación de la puesta en marcha de la maqueta era necesario conocer la posición angular del PMS en el conjunto pistón-camisa, lo que nos llevó a realizar un trabajo para la adquisición de este parámetro, lo cual incluyó el uso de un sensor capacitivo y el diseño y montaje de una estructura para este fin en la maqueta de camisa flotante y de esta forma lograr conocer la posición angular del pistón a lo largo de un ciclo de trabajo del motor.

Entre los objetivos más importantes planteados en la parte inicial del trabajo, teníamos la validación de la maqueta mediante la realización de ensayos de repetitividad y reproducibilidad. Esto se debe a que los mismos permitirían comprobar si la maqueta de camisa flotante podría presentar resultados confiables y repetibles bajo un rango de error establecido y aceptado. Luego de la realización de dichos estudios logramos validar mediante referencias bibliográficas que los rangos de error eran los adecuados, esto se debe a que la desviación estándar relativa no llegó a superar el 0.3 %.

Luego de realizados estos ensayos de validación, se llevaron a cabo ensayos paramétricos variando la temperatura del aceite y el régimen de giro del motor con el objetivo de realizar un análisis fundamental de la lubricación en el conjunto pistón – camisa y representar los resultados en términos de pérdidas por fricción instantáneas y FMEP.

También se pudo identificar que la gran parte de las pérdidas de fricción que se presentaban se debían a los diferentes segmentos, de manera significativa en el segmento de compresión. Esto se obtuvo al remover este segmento y así se identificó la variación que se presentaba. Se logró observar en los ensayos que los incrementos de temperatura a 60 y 80°C, producían que la fuerza de fricción en FMEP se redujera en general para todos los regímenes de velocidad. En cambio, si observamos el comportamiento de la fricción con el régimen de giro a temperatura constante, vemos que la tendencia ya no es tan clara.

Durante la elaboración de este trabajo hemos podido identificar la variación que se va presentando debido al régimen y a la temperatura a la que se encuentra el lubricante en un MCIA, ya que esto permitirá realizar ensayos en un futuro con diferentes formulaciones de bases y aditivos para así lograr reducir considerablemente todas las pérdidas en el conjunto pistón-camisa.

Por último, en los ensayos paramétricos logramos visualizar las pérdidas obtenidas en el conjunto pistón-camisa, esto a futuro permitirá realizar mejoras en los elementos que componen dicho conjunto, lo cual permitirá reducir las pérdidas por fricción y por consiguiente mejorar el rendimiento de MCIA.

9. Glosario

- **FMEP**: Presión media de pérdidas mecánicas por fricción. Expresa la presión equivalente que se pierde por las pérdidas internas dentro del conjunto pistón- camisa.
- **Parámetro de Hersey (μ/FN)**: Representado en el eje de las abscisas de la curva de Stribeck, este parámetro relaciona la viscosidad del lubricante, la velocidad relativa de las superficies y la carga aplicada a la interfaz.
- **PMI**: Punto muerto inferior.
- **PMS**: Punto muerto superior.

10. Bibliografía.

- 1) Bastidas Moncayo, K. S. (Julio de 2018). Experimental and analytical study of the mechanical friction losses in the piston - cylinder liner tribological pair in internal combustion engines (ICE). Valencia, Valencia, Spain.
- 2) Cerrudo Gallego, D. (2019). Análisis , Diseño y Puesta en marcha de una maqueta para la medida de fricción en la interfaz pistón - camisa en un motor de combustión interna alternativo (MCIA). Valencia, Valencia, España.
- 3) Co, O. C. (s.f.). *OIL CORPORATION Co.* Obtenido de <http://www.s-oil7.com/esp/knowledge/basic/history.jsp>
- 4) Gomez, E. I. (Junio de 2016). Estudio y validación de una metodología de ensayo para el análisis experimental de una fuerza de fricción en el bloque pistón-camisa-segmentos de un MCIA. Valencia, España.
- 5) Gore, M., & Howell- Smith, S. J. (2012). Measurement of in-cylinder friction using the floating liner principle.
- 6) Group, I. (11 de Julio de 2018). *Infas group.* Obtenido de <http://www.infas.com.ar/repetibilidad-y-reproducibilidad/>
- 7) Group, K. (2014). Kistler Datasheet. Switzerland.
- 8) Group., K. (2013). Instruction Manual . Switzerland.
- 9) Heywood, J. (1988). Internal Combustion Engine Fundamentals. New York, United States: McGraw-Hill, Inc.
- 10) Islam, M. R. (2016). A floating liner facility and studies of friction at a reciprocating piston - cylinder wall interface. United Kingdom.
- 11) Lopez, S. (Marzo de 2018). *Pásate a lo eléctrico® 2021.* Obtenido de <https://pasatealoelectrico.es/2018/03/29/las-transformaciones-y-perdidas-de-energia-en-los-distintos-tipos-de-vehiculos/>
- 12) M, G. (2015). Measurement and prediction of in-cylinder friction in internal combustion engines. United Kingdom .
- 13) Macian, V., Tormos, B., Bermudez, V., & Bastidas, S. (2021). Development of a floating liner test rig and lubrication model for the study of the piston compression ring friction force under fully flooded and starved lubrication. *Tribology International*.
- 14) Payri, P. F. (2011). *Motores de Combustion Interna Alternativo.* Barcelona: Universitat Politecnica de Valencia.

- 15) S.L., C. (s.f.). *CRONASER S.L.* Obtenido de <https://cronaser.com/blog/breve-historia-de-los-lubricantes-modernos/>
- 16) Söderfjäll, M. (2017). Friction in Piston Ring - Cylinder Liner Contacts. United States.
- 17) Soderfjall, M., Almqvist, A., & Roland, L. (2016). Component test for simulation of piston ring- Cylinder linear friction at realistic speed. *Tribology International*.
- 18) Tschoeke, H., & Mollenhauer, K. (2010). *Handbook of diesel Engines*. Berlin.
- 19) x-engineer.org. (s.f.). *x-engineer.org*. Recuperado el 29 de Agosto de 2021, de x-engineer.org: <https://x-engineer.org/automotive-engineering/internal-combustion-engines/performance/mechanical-efficiency-friction-mean-effective-pressure-fmep/>