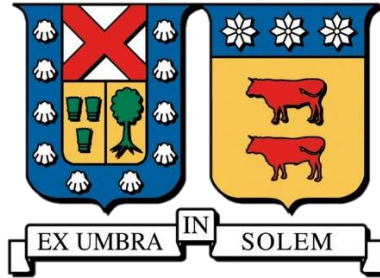


Universidad Técnico Federico Santa María

Departamento de Ingeniería Mecánica



Memoria de titulación para optar por el título de ingeniero
civil mecánico

“IMPLEMENTACIÓN DE LA METODOLOGÍA PDR
PARA DETECCIÓN DE COMBUSTIÓN ANORMAL EN
MOTOR CFR-DIESEL OPERANDO EN MODO DUAL
CON HIDRÓGENO”

Trabajo realizado en el marco de proyecto Fondecyt regular N° 1241883 titulado “Improvement
autoignition predictions of premixed hydrogen and hydrogen/ammonia mixtures at low-
intermediate temperatures and high pressures”

Nicolás Vicente Quezada Orellana

Profesor guía: Dr. Germán Amador Díaz

Profesor co-referente: Dr. Roberto Leiva Illanes

Mayo, 2025

Universidad Técnica Federico Santa María, Av España 1680

CONSTANCIA DE VALIDACIÓN Y CONFIDENCIALIDAD DE MONOGRAFÍA A REPOSITORIO ACADÉMICO

1.- IDENTIFICACIÓN DEL TRABAJO ACADÉMICO

- Tipo de monografía (marcar una opción): Memoria o trabajo de título Tesis de Postgrado

Título del trabajo: IMPLEMENTACIÓN DE LA METODOLOGÍA PDR PARA DETECCIÓN DE COMBUSTIÓN ANORMAL EN MOTOR CFR-DIESEL OPERANDO EN MODO DUAL CON HIDRÓGENO

Nombre del candidato(a): Nicolás Vicente Quezada Orellana

Carrera / Grado: Ingeniería Civil Mecánica

Campus: Casa Central

Departamento: Ingeniería Mecánica

2.- VALIDACIÓN DEL PROFESOR GUÍA/DIRECTOR DE TESIS

Yo, German Javier Amador Diaz, en mi calidad de profesor(a) guía/director(a) del trabajo académico mencionado anteriormente **DEJO CONSTANCIA** que:

- He revisado esta versión del documento y corresponde a la versión final aprobada del trabajo.
- El trabajo cumple con los requisitos académicos y de formato establecidos por la institución.

3.- EVALUACIÓN DE CONFIDENCIALIDAD POR PROPIEDAD INDUSTRIAL (marcar una opción)

x El trabajo **NO contiene** información que amerite confidencialidad y puede ser publicado de inmediato en repositorio con acceso abierto.

El trabajo **CONTIENE** información con potenciales implicancias de propiedad industrial o intelectual y requiere un periodo de confidencialidad (**embargo**) por (**marcar una opción**):

6 meses 12 meses 2 años 3 años 5 años 10 años

Fundamentación de la necesidad de confidencialidad (obligatorio si se solicita embargo):

4.- FIRMAS

Profesor(a) guía o director(a) de memoria o tesis:

Fecha: _5 junio de 2026 Firma: _____



Estudiante o Candidato(a):

Fecha: 22 de enero 2026

Firma: _____



Resumen

Este documento presenta el análisis del funcionamiento dual diésel-hidrógeno en un motor mono cilíndrico restaurado para la evaluación experimental de combustibles alternativos, como parte del proyecto Fondecyt regular N° 1241883 titulado “Improvement autoignition predictions of premixed hydrogen and hydrogen/ammonia mixtures at low-intermediate temperatures and high pressures”. Originalmente diseñado para la medición del número de cetano, el motor fue modificado con el objetivo de permitir experimentos con amoníaco e hidrógeno. Durante su puesta en marcha, se realizaron ajustes para optimizar su funcionamiento, incluyendo la limpieza y calibración del inyector, la regulación del ángulo de inyección, el reemplazo de los anillos de compresión y aceiteros, así como la determinación del consumo de combustible en función de la velocidad y la potencia y su retorno.

El sistema de inyección de diésel no dispone de variador de avance ni regulador centrífugo, lo que implica que la inyección diésel es directamente proporcional a la velocidad del motor y por consiguiente que la inyección de hidrógeno sustituye aire en lugar de combustible bajo condiciones de prueba establecidas (rpm constantes). Se llevaron a cabo ensayos con el motor acoplado a un freno dinamométrico y equipado con sensores de temperatura, un encoder, un sensor de knock y un analizador de gases. Los resultados mostraron que el motor opera de manera estable a 970 RPM utilizando solo diésel, su potencia varía entre 2 y 2,5 [kW] para ese punto de operación, y la máxima adición energética de hidrógeno antes de la aparición de combustión anormal es del 9%. La temperatura de gases de escape, el torque y la potencia comienzan decaer superando ese porcentaje, además se demuestra el empeoramiento de la combustión señalado por las emisiones de gases, indicando una baja en el rendimiento del motor debido a factores independientes al knock. La estabilidad de la combustión sin knock fue determinada mediante un método desarrollado internamente en la UTFSM usando la desviación ponderada de referencia (PDRs) para indicadores de knock, donde valores de PDRs > 1.64 indican una combustión anormal

El motor mantiene un funcionamiento estable dentro de un rango operativo estrecho, tanto en modo 100 % diésel como en operación dual. La máxima eficiencia registrada del motor fue de un 20% mientras su media fue de un 14%. Su desempeño se encuentra limitado por la aparición de knock, y las condiciones ambientales, a las que le motor se presentó sensible durante su operación. La caída de potencia y emisiones que superan los niveles aceptables para motores de características similares, y la replicabilidad de los resultados es dependiente de las condiciones ambientales durante su operación. Los resultados indican que el motor aún presenta una baja eficiencia de combustión bajo operación exclusivamente diésel, y los problemas observados en modo dual representan una continuación y agravamiento de las deficiencias ya presentes en el modo base.

Contenido

Figuras	4
Tablas	5
1 Introducción	7
1.1 Estado ambiental mundial	7
1.2 Combustibles alternativos	8
1.3 Hidrógeno como propuesta futura para MCI	8
1.4 <i>Objetivos</i>	9
1.4.1 Generales.....	9
1.4.2 Específicos.....	9
1.5 Descripción general combustión anormal	9
1.6 Pruebas y resultados en Perkins	10
1.7 Motor CFR.....	10
1.7.1 Estado y funcionamiento original	11
1.7.2 Estado en que fue recibido el motor	11
1.7.3 Datos generales de funcionamiento	13
1.7.4 Datos técnicos del motor	14
1.7.5 Representación gráfica de motor	15
2 Diagnóstico y reparación del Motor CFR	17
2.1 Pruebas iniciales	17
2.2 Pruebas con MCI y motor eléctrico en funcionamiento	17
2.2.1 Prueba de funcionamiento motor eléctrico.....	17
2.2.2 Prueba de funcionamiento MCI.....	18
2.3 Diagnóstico de problemas	19
2.3.1 Desarme del motor y análisis de fallas	19
2.3.2 Inyectores	19
2.3.3 Bomba de combustible	20
2.3.4 Anillos de pistón	21
2.3.5 Camisa y pistón.....	22
2.3.6 Aceite y refrigerante	24
2.3.7 Opciones de reparación.....	26
2.3.8 Reparación, ensamblaje y puesta en marcha	27
2.3.9 Tiempo de inyección.....	28
2.3.10 Bomba de asistencia	29

2.4	Estado post intervención	30
2.5	Pruebas de funcionamiento.....	31
2.6	Instalación de sensores y sistemas adicionales	31
2.6.1	Instalación de sensores.....	31
2.6.2	Sensor de vibración Bosch KS4	31
2.6.3	Encoder Kistler 2614D.....	32
2.6.4	Instalación de línea de hidrógeno al motor	35
3	Operación caracterización y experimento.....	36
3.1	Configuración del motor para experimento	36
3.2	Caracterización	37
3.3	Consumo de combustible	37
3.3.1	Retorno.....	38
3.3.2	Consumo WOT.....	38
3.3.3	Potencia WOT	39
3.3.4	Emisiones de gases de escape	41
3.3.5	Relación aire combustible.....	44
3.4	Pruebas de funcionamiento dual.....	46
3.4.1	Modos de operación estudiados	46
3.4.2	Metodología PDR.....	47
3.5	Comparacion emisiones de gases.....	50
3.6	Errores de medición.....	52
3.6.1	Fuentes de error	52
3.6.2	Incertidumbre de medición	52
4	Conclusiones	53
4.1	Fallas y problemas de operación	54
4.2	Recomendaciones.....	55
	Referencias.....	56

Figuras:

Figura 1: Múltiple de admisión	12
Figura 2: Sistema de refrigeración	12
Figura 3: Motor eléctrico	13
Figura 4: Representación motor CFR vista frontal	15
Figura 5: Representación motor CFR vista trasera	15
Figura 6: Filtro de sonda de gases de escape bloqueado con aceite	18
Figura 7: Inyector en banco de prueba expulsando chorro de combustible	20
Figura 8: Bomba inyectora de combustible, izquierda: tapa y ranura de drenado; derecha: vista sin tapa y visibilización de ranura helicoidal de ajuste	21
Figura 9: Medición de entre-punta de anillo	21
Figura 10: Pistón y anillos recién extraídos	22
Figura 11: Camisa húmeda extraída del motor	22
Figura 12: Medición de pistón	23
Figura 13: Izquierda: secciones de medición externa de pistón; derecha: secciones de medición interna de camisa	23
Figura 14: pistón con zona agripada	24
Figura 15. De izquierda derecha: 1-muestra de aceite del motor; 2-muestra aceite SAE 30; 3-muestra diésel	25
Figura 16: tuercas de apriete de culata	27
Figura 17: Balancines de válvulas	28
Figura 18: Eje de bomba con ajuste para ángulo de inyección	29
Figura 19: bomba de asistencia de desplazamiento positivo	29
Figura 20: Termostato cerrado	31
Figura 21: posición de sensor de knock en bloque de motor	32
Figura 22: plano de pieza de acople de encoder	33
Figura 23: montaje de encoder a motor eléctrico	33
Figura 24: extensión fabricada para conexión a encoder	34
Figura 25: configuración de línea de hidrógeno	35
Figura 26: configuración para experimento	36
Figura 27: imagen real de la configuración para experimento	37
Figura 28: Variación de retorno variando RPM a distintas horas	38
Figura 29: Consumo de combustible y aire en función de RPM	39
Figura 30: potencia y torque en función de RPM	40
Figura 31: BSFC en función de RPM	40
Figura 32: Emisiones CO y CO ₂ en función de RPM	42
Figura 33: Emisiones NO _x y HC en función de RPM	43
Figura 34: Emisiones de escape a misma operación a condiciones ambientales distintas	44
Figura 35: Lambda en función RPM	45
Figura 36: Torque y potencia de distintos modos de operación	47
Figura 37: PDRs de distintos modos de operación	48
Figura 38: Distribución de densidad de KI	49
Figura 39: Emisiones HC y NO _x funcionamiento dual hidrógeno-diésel	50
Figura 40: Emisiones CO y CO ₂ en funcionamiento dual hidrógeno-diésel	51

Tablas:

Tabla 1: Propiedades diésel e hidrógeno.....	8
Tabla 2: Datos técnicos motor CFR.....	14
Tabla 3: Datos de válvulas	14
Tabla 4: Mediciones de deformaciones de pistón.....	23
Tabla 5: mediciones de deformaciones de camisa	24
Tabla 6: Viscosidad y densidad de aceite y combustible	25
Tabla 7: Aprietes para tuercas de culata	27
Tabla 8: Comparación entre-punta de anillos de compresión.....	28
Tabla 9: Comparación de consumo con y sin bomba de asistencia.....	30
Tabla 10: datos técnicos sensor de knock.....	32
Tabla 11: Modos de operación para experimentación	46
Tabla 12: Fuentes de errores de medición	52
Tabla 13: incertidumbre de medición.....	52

Nomenclatura

SDI	Saugdiesel mit Direkteinspritzung, diésel atmosférico de inyección directa en alemán
SCCI	Stratified charge combustión ignition, <i>encendido por compresión con carga estratificada</i>
HCCI	Homogeneous charge combustión ignition, <i>encendido por compresión con carga homogénea</i>
C	Carbono
O	Oxígeno
CO ₂	Dióxido de carbono
H ₂	Hidrógeno
HC	Hidrocarburos
NO _x	Óxidos de nitrógeno
MCI	Motor combustión interna
TDC	Top dead center, punto muerto superior
Knock	Golpeteo que se produce en el motor de combustión fuera de tiempo
WOT	Wide open throttle, en motor diesel es máxima caudal de combustible inyectado
RPM	Revoluciones por minuto
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption, consumo específico de combustible por el freno
PDRs	<i>sample pondered deviation from reference index</i> , Desviación ponderada de la muestra respecto al índice de referencia
KI	Índice de knock

1 Introducción

1.1 Estado ambiental mundial

En 2023, las concentraciones atmosféricas de CO₂ alcanzaron 420 [ppm], el metano 1934 [ppb] y el N₂O 336,9 [ppb], promoviendo el forzamiento radiativo causado por los gases de efecto invernadero, además de las enfermedades crónicas, el smog, lluvia ácida ocasionadas principalmente por NO_x y HC presentes en la atmósfera [1].

En 2020, dentro de la Unión Europea, el transporte por carretera fue responsable del 66 % de las emisiones de NO_x, y los medios de locomoción fueron causantes del 87 % de las emisiones de CO. Mientras tanto, en Argentina se estimó que, durante 2015, las emisiones de motores y vehículos podrían estar asociadas a casi 1000 muertes prematuras relacionadas con la contaminación atmosférica [2]. A pesar de no ser la única fuente de contaminación atmosférica, la industria automotriz es una de las que más rápidamente se ha desarrollado en los últimos 100 años. Debido a esto, se han propuesto normas y leyes para limitar, controlar y reducir las emisiones y concentraciones de estos contaminantes en la atmósfera, como las normas Euro 1-6 o la promoción de la ley europea que prohibirá la venta de vehículos que emitan CO₂ a partir de 2035.

Solo en Chile, el crecimiento del parque automovilístico en los últimos 10 años ha superado el 57,7 %. De acuerdo con datos del INE, para el año 2022 se entregaron 6.251.852 patentes, de las cuales solo el 0,15 % pertenecían a vehículos eléctricos (incluidos los híbridos). Chile tiende a seguir la tendencia europea en el ámbito medioambiental, con algunos años de desfase, como la implementación de la norma Euro 6 en 2022, la cual entró en vigor en Europa en 2015, o la descarbonización en Alemania con la iniciativa Energiewende en 2010 y Chile con el Plan Nacional de Descarbonización en 2019, lo que podría llevar, en algunos años más, a limitar la comercialización de automóviles con MCI, como los planes de veto de comercialización de automóviles que emitan gases contaminantes en Europa para 2035.

Una opción que surge para evitar desechar el parque automovilístico actual es la implementación de combustibles alternativos que alarguen su vida útil y generen una menor cantidad de gases contaminantes. Este punto fue lo que llevó a la UE a levantar el veto que impedía la comercialización de vehículos con MCI después de 2035 en Alemania, siempre y cuando utilicen combustibles neutros para el clima.

1.2 Combustibles alternativos

Los combustibles alternativos hacen referencia a combustibles no obtenidos de biomasa producida en eras pasadas (petróleo, carbón, etc.), Según la Directiva 2014/94/UE del 22 de octubre de 2014 son definidos como los combustibles o fuentes de energía que sustituyen, al menos en parte, a los combustibles fósiles clásicos como fuente de energía en el transporte y que pueden contribuir a la descarbonización de estos últimos y a mejorar el comportamiento medioambiental del sector del transporte. Incluyen, entre otros:

- Electricidad,
- Hidrógeno,
- Biocarburantes (definición en artículo 2, letra i, de la Directiva 2009/28/CE)
- Combustibles sintéticos y paranífticos
- Gas natural, biometano, gas natural comprimido y gas natural licuado
- Gas licuado del petróleo

Dentro de los cuales, para el parque automovilístico, el reemplazo de gasolina y gasoil se ha visto primariamente encabezado por fuentes eléctricas que reemplazan por completo los vehículos existentes en circulación.

1.3 Hidrógeno como propuesta futura para MCI

El hidrógeno se perfila como una alternativa viable tanto para MCI como para vehículos eléctricos mediante el uso de celdas de combustible. Sin embargo, los motores de combustión no diseñados específicamente para operar con hidrógeno pueden presentar fenómenos de combustión anormal durante su funcionamiento. En particular, los motores que operan en modos HCCI (homogeneous charge combustión ignitios) y SCCI (stratified charge combustión ignition) han demostrado potencial para reducir las emisiones de CO y CO₂ al medioambiente en configuraciones de funcionamiento dual con hidrógeno. No obstante, aunque los motores SCCI pueden disminuir las emisiones de HC (debido a porcentaje de hidrógeno que reemplaza a diésel), continúan generando NO_x debido a su mecanismo de combustión por estratificación y mezcla pobre.

Tabla 1: Propiedades diésel e hidrógeno

	<i>Hidrógeno</i>	<i>Diésel</i>
<i>LHV [MJ/kg]</i>	119,9	42,5
<i>HHV[MJ/kg]</i>	141,6	44,8
<i>Densidad [kg/m3]</i>	0.0899	842
<i>Temperatura auto ignición [°C]</i>	535-585	180-320
<i>Energía mínima de ignición [MJ]</i>	0,017	-

La mayor densidad energética del hidrógeno por unidad de masa permite que se requiera una menor

cantidad para generar la misma energía que el diésel. Sin embargo, su baja densidad másica implica que, para una misma cantidad de energía, el hidrógeno ocupa un volumen significativamente mayor que el diésel. Esta diferencia presenta un desafío en términos de almacenamiento y suministro al motor. Además, al ser inyectado en la cámara de combustión, el hidrógeno presenta comportamientos distintos debido a su baja energía mínima de ignición y su alta temperatura de auto-ignición, lo que provoca que la combustión de hidrógeno y diésel ocurra a diferentes velocidades y en distintos momentos del ciclo de combustión, dificultando el control del proceso y afectando la eficiencia general. El uso de hidrógeno para alimentar celdas de combustible evita ese problema, pero esa solución implica el reemplazo del parque automotriz actual en lugar de la extensión de su vida útil, es por eso que el estudio de combustión con hidrógeno va enfocado en la reducción de combustión anormal para la mejor eficiencia de los motores, y el uso de esta fuente energética en motores comerciales actuales.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Implementar la metodología PDR para detección de combustión anormal en motor CFR-diésel marca MWM KD12E, operando en modo dual con hidrógeno

1.4.2 Objetivos específicos

- Determinar la ubicación óptima de equipos auxiliares tales como sensor de vibración Bosch KS4 y Encoder Kistler 2614D para facilitar una detección fiable de las señales de vibración y posición del ángulo de cigüeñal del motor.
- Medir consumo específico de combustible, y las emisiones de gases contaminantes del motor operando en modo dual con hidrogeno
- Implementar y evaluar el desempeño de la metodología PDR para detectar combustión anormal

1.5 Descripción general combustión anormal

La combustión anormal se define como cualquier evento de combustión no deseado dentro de la cámara de combustión que afecta negativamente el desempeño del motor.

Uno de estos fenómenos es el encendido por contacto de superficies calientes, que ocurre cuando alguna parte interna del motor, como las paredes del cilindro o las válvulas, alcanza temperaturas excesivas. Esto puede provocar la ignición espontánea del combustible antes del momento previsto. Este tipo de problema suele mitigarse con un sistema de refrigeración eficiente que mantenga las temperaturas bajo control.

Otro fenómeno es el autoencendido por residuo en líneas de alta presión, el cual ocurre cuando pequeñas cantidades de combustible quedan atrapadas en los conductos de alta presión del sistema de inyección. Si estas no se liberan adecuadamente, pueden ser forzadas a través del inyector fuera de tiempo, provocando combustión anticipada y detonaciones que disminuyen la eficiencia del motor.

El fenómeno conocido como knock o “picado de biela” es típico de motores ciclo Otto de cuatro tiempos que operan con una pre-mezcla de aire y combustible. Cuando la relación de compresión es elevada, pueden generarse zonas localizadas de alta temperatura en la cámara de combustión que provocan auto-igniciones en distintos puntos, generando múltiples frentes de llama que colisionan, produciendo vibraciones y ruidos característicos.

En motores diésel modificados para operar con hidrógeno, este suele inyectarse por el múltiple de admisión junto con el aire. Esta configuración puede inducir fenómenos similares al knock si no se controla adecuadamente, ya que el hidrógeno premezclado puede detonar prematuramente en condiciones de alta compresión y temperatura

1.6 Pruebas y resultados en Perkins

Se realizaron pruebas en la Universidad Técnico Federico Santa María de funcionamiento dual hidrógeno-diésel en el motor Perkins Prima M80T [3], un motor de cuatro cilindros, cuatro tiempos, ciclo diésel, con inyección directa y turbo-cargado, estas fueron usadas como base de referencia para el desarrollo de las pruebas en el motor CFR. Las pruebas se efectuaron a una velocidad constante de 2400 RPM bajo tres niveles de carga: 30 %, 60 % y 100 %. Las máximas sustituciones energéticas de hidrógeno alcanzadas para cada condición fueron de 80 %, 60 % y 40 %, respectivamente.

Los ensayos incluyeron la evaluación del rendimiento del motor, las emisiones de escape y la detección de knock mediante un sistema no invasivo. Según los resultados experimentales, se registró retroceso de llama cuando la concentración de hidrógeno superó el límite inferior de inflamabilidad.

La mayor reducción en el consumo de diésel fue del 54,2 %, observada en la condición de 30 % de carga con un 80 % de sustitución energética de hidrógeno.

En la mayoría de los casos se observaron reducciones en las emisiones específicas de CO₂, mientras que las emisiones de NO mostraron una fuerte dependencia con la carga del motor. A baja carga, el aumento en la proporción de hidrógeno se asoció con una disminución en las emisiones de NO.

Se propone la realización de un experimento similar durante la operación dual en el motor mono-cilíndrico CFR, con el objetivo de determinar los parámetros de funcionamiento y analizar cómo varían al introducir hidrógeno en el sistema.

1.7 Motor CFR

El motor Manheimer Motoren Werker KD12E es un motor diésel mono-cilíndrico atmosférico (SDI), encendido por compresión (SCCI) de 4 tiempos, con una datación aproximada de 1950. Este fue utilizado para la determinación del número de cetano mediante una luz estroboscópica que iluminaba el volante de inercia del motor. Dicha luz permitía observar la diferencia entre el ángulo de inyección y el ángulo de explosión del combustible estudiado, comparándolo con un combustible

utilizado como base de referencia.

Se realizó un estudio de sus datos técnicos a cargo del Ing. Nicolás Castro Soruco y, posteriormente, una restauración llevada a cabo por el Ing. David Correa Durán, bajo la modalidad de memoria de titulación guiada por el profesor Germán Amador Díaz, con el título “**Adecuación de motor monocilíndrico encendido por compresión para operar en modo dual con hidrógeno**” con el objetivo de permitir la realización de estudios de combustión con hidrógeno y amoníaco, y su posterior transformación al modo de operación HCCI.

1.7.1 Estado y funcionamiento original

El motor CFR, utilizado originalmente como medidor de cetano, es un motor de 4 tiempos con aspiración natural y sistema SDI. Fue diseñado exclusivamente para la quema controlada de combustible con fines de análisis (baja eficiencia en entrega de potencia). Su función principal consistía en determinar la diferencia entre el momento de inyección y el inicio de la combustión, procedimiento que se realizaba mediante una luz estroboscópica instalada en el volante de inercia. Esta luz se activaba en dos momentos clave: cuando el inyector se abría para inyectar el combustible y cuando se producía la explosión, indicando el ángulo con respecto al cigüeñal en que ocurría cada fenómeno gracias a una graduación de ángulos que se encontraba en tablero de control en una ventanilla donde se visibilizaba el volante de inercia. La diferencia angular entre ambos eventos se comparaba con los resultados de un combustible patrón utilizado como referencia.

El motor contaba con una bomba inyectora que permitía un leve control tanto del ángulo de inyección como del caudal de combustible. En su parte frontal poseía dos probetas: una destinada al combustible en estudio y otra al combustible patrón. También incluía una perilla que accionaba una mariposa para regular el caudal de aire de entrada, junto con un medidor de vacío encargado de determinar la presión de succión generada por el pistón. El exceso de combustible proveniente del inyector se recolectaba en un recipiente abierto a presión atmosférica ubicado a un costado del motor. El sistema de refrigeración funcionaba por sifón, aprovechando la diferencia de presión generada por los cambios de temperatura para hacer circular el refrigerante de manera pasiva.

La lubricación del cigüeñal se realizaba principalmente por salpicadura, aprovechando el movimiento del mismo durante el funcionamiento del motor. En la misma zona del cárter, el sistema incluía un tubo de respiración destinado a liberar la sobrepresión y los gases de combustión que pudieran filtrarse hacia el cárter. Este conducto estaba originalmente abierto a la atmósfera, lo cual era una práctica común en motores de esa época. Sin embargo, en la actualidad, dichos gases deben ser redirigidos hacia la cámara de combustión para evitar emisiones contaminantes al medio ambiente, conforme a las normativas vigentes.

1.7.2 Estado en que fue recibido el motor

El motor fue restaurado por David Correa [4]. A grandes rasgos, su trabajo consistió en la modificación del múltiple de admisión y del múltiple de escape, así como en la incorporación de termocuplas y el diseño de un sistema de refrigeración externo, apoyado por una bomba de calefont, con el objetivo de reducir las altas temperaturas que pueden alcanzarse durante la combustión de hidrógeno.

El múltiple de admisión fue rediseñado para permitir la inyección de hidrógeno a través de una abertura lateral. En el múltiple de admisión se instaló una boquilla por donde se suministra el hidrógeno, y en un costado se hizo una perforación para montar un anemómetro de hilo caliente. Anterior a ambos puntos se encuentra ubicada una termocupla, destinada a medir la temperatura del aire de admisión (Figura 1).



Figura 1: Múltiple de admisión

La Figura 2 muestra un esquema de la configuración del sistema de refrigeración (flechas azules circulación líquido frío, flechas naranjas circulación líquido caliente), incluye un termostato (rectángulo a la derecha de la figura) que se mantiene cerrado por temperatura debajo de 80°C y eso permite la recirculación del refrigerante en el motor para mejorar su operación en frío. El caudal de operación de la bomba es 28 [l/min] . Este sistema posee termocuplas para la entrada y salida del líquido refrigerante.

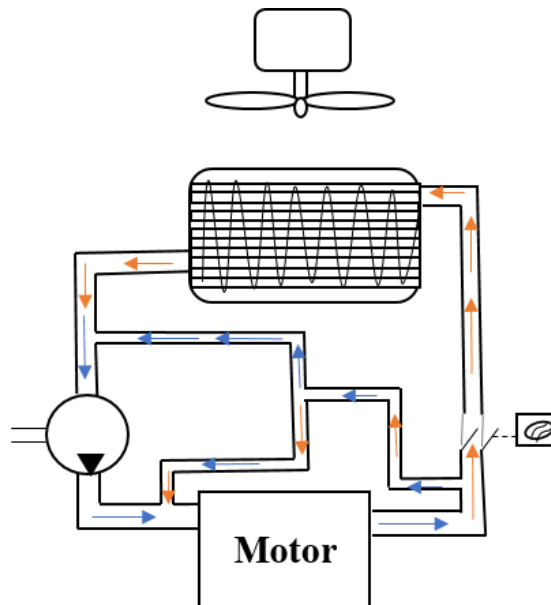


Figura 2: Sistema de refrigeración

Al motor eléctrico (motor de partida) se le realizaron cambios de rodamientos y limpieza de óxido.



Figura 3: Motor eléctrico

Se realizó la restauración de las válvulas y el reemplazo de la guía de apoyo del balancín por una proveniente de un motor Pegasus, además, se efectuó la reparación de la culata. También se incorporó una sonda en el múltiple de escape para permitir la conexión del analizador de gases. Y una termocupla para la medición de temperaturas de escape

1.7.3 Datos generales de funcionamiento

Actualmente, el motor funciona con un sistema de refrigeración activo que reemplaza al sistema de termo-sifón original (un tubo en espiral que permitía el recorrido del líquido a través de la diferencia de presión entre el líquido frío y caliente). Este nuevo sistema incluye un ventilador que se activa automáticamente cuando la temperatura del refrigerante supera los 80 °C en la zona del radiador, y un termostato que permite el paso del líquido hacia el radiador a partir de los 70 °C. La circulación del refrigerante es impulsada por una bomba que se enciende manualmente.

El motor cuenta con una sección conectada a un cardán para su acoplamiento con un freno dinamométrico, esta unión no es coaxial con el eje del motor, ya que originalmente estaba diseñada para accionar una bomba de asistencia. La bomba de alimentación de diésel funciona por gravedad con una presión aproximada de 200 [mmCa], y dispone de dos conexiones de entrada: una alimenta al inyector y la otra permanece sellada con un tapón. También presenta una salida de retorno a presión atmosférica y una ranura lateral de seguridad que actúa como rebose en caso de fallas en el inyector o el retorno, evitando así un aumento de presión interna.

El inyector mecánico suministra combustible conforme es alimentado por la bomba, y el exceso se desvía a un depósito abierto. La bomba permite leve ajuste tanto de caudal de combustible como el momento de inyección; este último se regula mediante una ranura helicoidal ubicada en el interior del eje de la bomba, que modifica el ángulo de inyección en relación con la posición del cardán. El panel de control del sistema incluye un interruptor para el encendido y apagado del motor eléctrico, un manómetro para la presión de succión del aire y otro para la presión del aceite.

1.7.4 Datos técnicos del motor

Información extraída de informe escrito por ing. Nicolás Castro Soruco [5] “Motor mono cilíndrico de pruebas; datos técnicos” los datos presentados fueron los extraídos con las mismas unidades mostradas. Se desconoce el significado de unidad [g/Pseh].

Tabla 2: Datos técnicos motor CFR

Marca	MWM*
Modelo	KD12E
Operación	4 tiempos
Potencia	11,0 BPH @ 1850 RPM
	10,2 BPH @ 1850 RPM
Consumo (P.C. de ref. 41.840 [KJ/Kg])	205 [g/Pseh] \pm 5% de carga
Cárter de aceite	3,2 [l]
Cilindro:	
Diámetro	95 [mm]
Carrera	120 [mm]
Desplazamiento	850 [cm ³]
Razón de compresión	18:1

Las guías de válvulas originales fueron reemplazadas por guías de la misma medida de un motor. La Tabla 3 indica las principales características de las válvulas (datos previos a restauración y reparación)

Tabla 3: Datos de válvulas

	Admisión	Escape
Largo	129,00[mm]	129,00[mm]
Diámetro de tallo	9,95 [mm]	9,95 [mm]
Diámetro de base	42,07 [mm]	38,05 [mm]
Ángulo apertura	8° BTDC	35° BBDC
Ángulo de cierre	17° ABDC	6° ATDC
Alzada aproximada	9,0 [mm]	9,0 [mm]
Inscripción	ATE 17/8SFL5122 IN	ATE 2779SEL4718

1.7.5 Representación gráfica de motor
(Figuras no a escala)

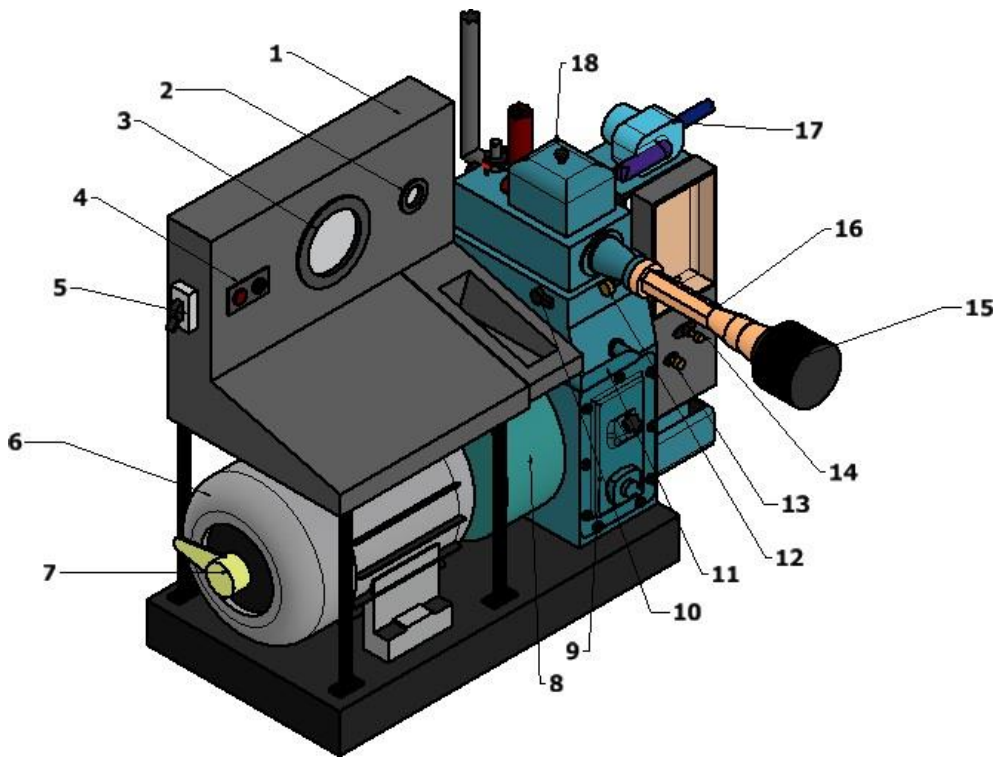


Figura 4: Representación motor CFR vista frontal

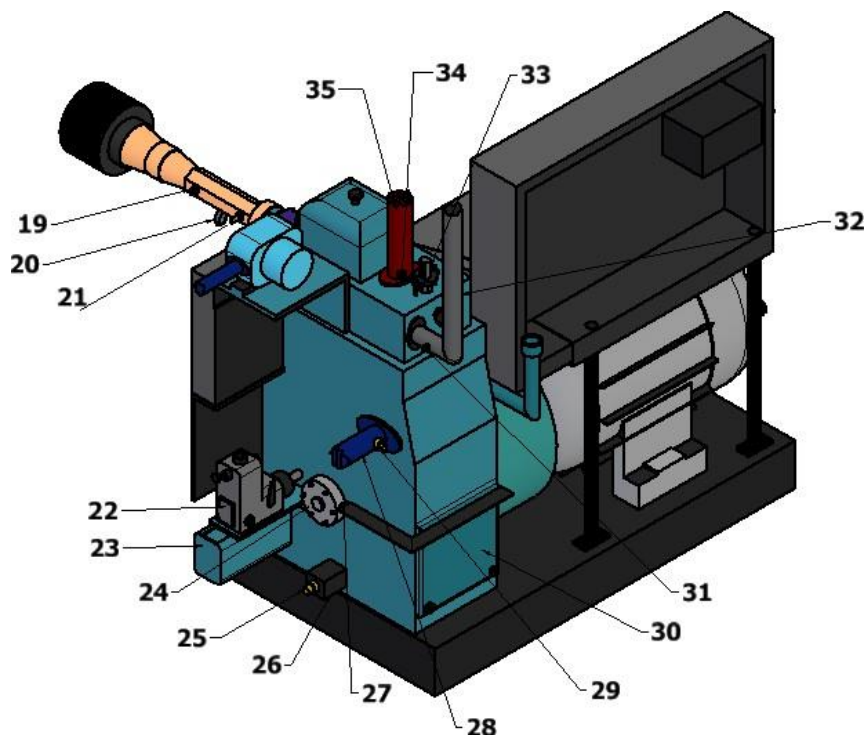


Figura 5: Representación motor CFR vista trasera

1. Tablero de control
2. Medidor de presión de aceite
3. Medidor de presión de vacío de admisión
4. Botones de encendido y apagado de motor eléctrico
5. Interruptor de corte de energía del motor
6. Motor eléctrico
7. Encoder
8. Volante de inercia
9. Tapa delantera de cárter
10. Sensor de knock
11. Tubo de respiración de cárter
12. Regulador de caudal de aire
13. Regulador de caudal de combustible
14. Regulador de tiempo de inyección
15. Filtro de aire
16. Múltiple de admisión de aire
17. Bomba de refrigerante
18. Tapa de válvulas
19. Perforación para anemómetro de hilo caliente
20. Line para alimentación de hidrógeno
21. Sensor de temperatura de admisión de aire
22. Bomba de alimentación de combustible
23. Depósito de retorno de combustible
24. Brida para conexión a freno dinamométrico
25. Sensor de temperatura para aceite de motor
26. Tapón para drenaje de aceite
27. Tacómetro
28. Tubo de admisión de refrigerante
29. Sensor de temperatura para admisión de refrigerante
30. Tapa trasera de cárter
31. Sensor de temperatura de gases de escape
32. Múltiple de escape
33. Inyector
34. Sensor de temperatura de salida de refrigerante
35. Tubo de salida de refrigerante

La zona de drenaje (26) y su correspondiente termocupla (25) se encuentran ubicadas en un área de estancamiento del aceite dentro del cárter. Dado que la lubricación del cigüeñal y del pistón se realiza por salpicadura, en dicha zona no se produce un flujo constante ni un intercambio térmico significativo, lo que provoca que la termocupla registre constantemente una temperatura cercana a la ambiental durante el funcionamiento del motor. Para permitir una medición más representativa de la temperatura del aceite en operación, se fabricó un tapón temporal que permite la conexión de la termocupla a través de la tapa delantera del cárter, específicamente en el punto donde se encuentra la varilla de medición del nivel de aceite.

2 Diagnóstico y reparación del Motor CFR

2.1 Pruebas iniciales

Luego de la entrega del motor, se realizaron pruebas del sistema de refrigeración y de su rendimiento general, tanto con el apoyo del motor eléctrico como operando como motor MCI, conectado al freno dinamométrico y bajo su carga natural. Durante estas pruebas, se identificaron como parámetros controlables, dentro de ciertos rangos, el caudal de combustible, el caudal de aire de admisión, la carga de torque aplicada mediante el freno y temperatura de entrada de aire.

Se realizaron diversas pruebas para evaluar la estabilidad operativa del motor, evidenciándose que no era posible mantenerlo funcionando de forma estable sin el apoyo del motor eléctrico. Al iniciar el funcionamiento como MCI, se percibía un ruido característico que fue atribuido a fenómenos de knock. En este estado, el motor lograba acelerar de forma muy irregular hasta aproximadamente 1300 RPM, pero se apagaba al intentar mantener ese régimen.

Durante el encendido, el comportamiento era especialmente inestable, y al desconectar el motor eléctrico, esta inestabilidad se intensificaba, presentándose apagados espontáneos al intentar modificar el caudal de combustible. Ante la sospecha de posibles problemas de aspiración de aire en las cañerías de combustible o en la bomba inyectora, se incorporó una bomba de desplazamiento positivo para asistir el sistema de alimentación.

Durante las pruebas del sistema de refrigeración, se detectó un aumento anómalo en el nivel de aceite en el cárter. Se consideraron dos posibles causas: la filtración de líquido refrigerante o de combustible hacia el cárter. Sin embargo, al analizar una muestra de aceite y no observar indicios de emulsión, se sospechó que la causa probable era la presencia de combustible. Para verificar esta hipótesis, se realizaron pruebas con el motor eléctrico en funcionamiento y el suministro de combustible interrumpido, así como con el motor eléctrico desconectado y operando únicamente el MCI. En ambas pruebas, se conectó un analizador de gases al escape para determinar los niveles de HC y evaluar la posible quema o filtración de aceite.

2.2 Pruebas con MCI y motor eléctrico en funcionamiento

Se realizaron pruebas con el motor en funcionamiento con el analizador de gases para determinar variaciones en los niveles de HC en caso de que el combustible se esté filtrando por la cámara de combustión, se realizaron 2 pruebas; prueba de funcionamiento motor eléctrico y prueba de funcionamiento MCI.

2.2.1 Prueba de funcionamiento motor eléctrico

Se cortó el suministro de combustible hacia la bomba y se hizo funcionar el motor eléctrico (el cigüeñal está conectado directamente con el motor eléctrico seguirá proceso de lubricación por salpicadura), para verificar si ocurría variaciones de algún tipo en los niveles de aceite y en emisiones de gases. No se visibilizó cambio aparente en el nivel de aceite en el motor, Esta prueba determinaría si existía la posibilidad si se filtraba líquido refrigerante, filtraciones de aceite hacia la cámara de combustión o si existía alguna zona donde se hubiese acumulado una poza de combustible que

podiese filtrarse hacia el cárter. No se visualizó cambio en el nivel de aceite ni goteo o pozas de combustible.

En este funcionamiento se detectó con el analizador de gases HC en una proporción de 136 [ppm], esto dio a indicar que, a pesar de no estar inyectando combustible, se estaba filtrando posiblemente aceite hacia cámara de combustión y estos estaba siendo expulsados por la sonda de escape.

2.2.2 Prueba de funcionamiento MCI

Durante una prueba con el motor funcionando como MCI, se conectó un filtro a la sonda de muestreo del escape antes de vincularla al analizador de gases BOSCH. Al poco tiempo de iniciado el funcionamiento, el filtro del analizador se saturó con aceite como se muestra en la Figura 6, evidenciando la presencia de aceite en los gases de escape, lo cual indicaba una filtración hacia la cámara de combustión. En ese momento, el motor acumulaba aproximadamente 40 horas de operación desde el último cambio de aceite, tiempo durante el cual probablemente comenzó la filtración de aceite hacia el cárter.

La causa más probable del aumento en el nivel de aceite en el cárter se atribuyó a la posible filtración de combustible, por lo que se inició una investigación para determinar el origen del problema. Las *posibles causas principales* incluían fallas en el sistema de inyección o desgaste en los anillos del pistón. Para confirmar el diagnóstico, se procedió a evaluar los líquidos involucrados, con el objetivo de verificar si el aceite en el cárter estaba contaminado con combustible. Asimismo, se inspeccionaron la camisa, el pistón y sus anillos para identificar posibles deformaciones, desgaste o un mal sellado que pudiera permitir el paso de aceite hacia la cámara de combustión.



Figura 6: Filtro de sonda de gases de escape bloqueado con aceite

2.3 Diagnóstico de problemas

2.3.1 Desarme del motor y análisis de fallas

El desarme consistió en el drenaje del aceite y del líquido refrigerante, seguido de la extracción de la culata, la camisa húmeda del motor y el pistón. Al momento de retirar el inyector, se observó una acumulación de combustible en la cámara de combustión, directamente sobre el pistón. El torque usado para soltar la culata fue 130 [lb-ft] correspondiente a lo indicado por David Correa y Nicolás Castro.

Durante el desmontaje de los balancines, se detectó que las tuercas que regulan el juego estaban sueltas. Antes de su extracción, se midió la holgura existente, y se realizó un ajuste leve para reducirla, dado que el juego estaba fuera de especificación debido al aflojamiento previo.

El pistón fue liberado aplicando un torque de aproximadamente 130 [lb-ft], y se extrajo a través de la camisa. Para la extracción de esta última, se improvisó un extractor, asegurándose de marcar su posición original con el fin de mantener el registro de su orientación al momento del desmontaje.

2.3.2 Inyectores

El inyector fue extraído y llevado a la empresa **COMERCIAL EBERLEIN SPA**, con el objetivo de evaluar su funcionamiento. En el banco de prueba manual se comprobó que el inyector no realizaba pulverización alguna y no presentaba funcionamiento del retorno, manteniéndose en un estado de “full entrega” de combustible (Figura 7).

La carencia del manual del motor obligó a la empresa a realizar búsqueda de información técnica y repuestos específicos para este modelo de inyector la cual no arrojó resultados con su base de datos. Además, dado que **COMERCIAL EBERLEIN SPA** es un servicio autorizado por BOSCH, se encuentra restringido a trabajar únicamente con repuestos originales y no está autorizado a utilizar componentes provenientes de otras filiales o distribuidores no certificados de BOSCH en Chile.



Figura 7: Inyector en banco de prueba expulsando chorro de combustible

Luego de la prueba en el banco, el inyector fue desarmado para inspeccionar posibles desgastes internos. Durante la revisión se detectó acumulación de suciedad, lo cual también comprometía su funcionamiento. Debido a la falta de un manual técnico del motor y a la escasa información que la empresa logró recopilar tras una semana de evaluación, se optó por realizar una calibración del inyector. Esta se efectuó hasta alcanzar una pulverización aceptable, además de efectuar una limpieza de las zonas contaminadas con mugre y una mejora en el funcionamiento del sistema de retorno del inyector.

2.3.3 Bomba de combustible

La bomba había sido llevada previamente a **COMERCIAL EBERLEIN SPA**; sin embargo, debido al año de fabricación y a la función primaria del motor, no contaban con datos técnicos disponibles sobre este modelo. La bomba posee un control para el ángulo de inyección y otro para el caudal de combustible. En el costado mostrado en la imagen izquierda de la Figura 8 (imagen izquierda) se observa un agujero entre dos pernos, diseñada para drenar el exceso de combustible en caso de que se produzca un bloqueo en el retorno.

El ajuste del ángulo de inyección se realiza mediante una palanca que permite variar la posición del eje, gracias a una ranura helicoidal, (Figura 8, imagen derecha), ubicada en su eje interior. Esta ranura modifica el momento de inyección según el desplazamiento relativo del eje.

La bomba gira con una relación de 1:2 respecto al cigüeñal del motor. Esta relación es fija, ya que la bomba no cuenta con un regulador centrífugo ni con ningún otro tipo de regulador dinámico de giro que permita un control más preciso de la inyección de combustible.



Figura 8: Bomba inyectora de combustible, izquierda: tapa y ranura de drenado; derecha: vista sin tapa y visibilización de ranura helicoidal de ajuste

2.3.4 Anillos de pistón

El pistón cuenta con cinco ranuras: tres para anillos de compresión y dos para anillos de lubricación. Uno de los anillos de lubricación se encontraba roto, y el otro se fracturó al momento de ser retirado. Ambos presentaban signos evidentes de desgaste y daño estructural. La luz entre puntas de los anillos de compresión fue medida utilizando láminas de calibración, insertando los anillos dentro de la camisa y midiendo los extremos en su interior, obteniéndose valores entre 0,632 [mm] y 0,559 [mm] (valores correspondientes a la referencia A en la Figura 9. Para cilindros con un diámetro aproximado de 95 [mm], las referencias técnicas como el “Melling Piston Rings Catalog” recomienda una luz entre 0,254 [mm] y 0,508[mm]. [6]

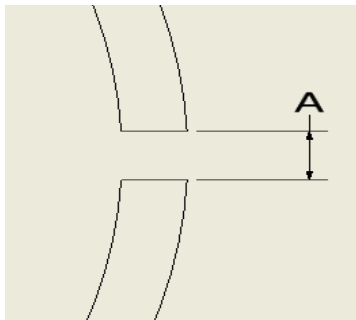


Figura 9: Medición de entre-punta de anillo

A pesar de que los valores medidos exceden esas recomendaciones, el personal de PIDDO consideró aceptable esta condición, permitiendo cierto margen adicional en las tolerancias. Aunque estas mayores holguras pueden reducir el rendimiento del motor, no impiden su funcionamiento. Además, se detectó un leve desgaste tipo gripado en la parte inferior del pistón, posiblemente debido a marcha en seco. Sin embargo, al tratarse de una zona que no está sujeta a esfuerzos críticos, esta condición se consideró no significativa para la operación general del motor.



Figura 10: Pistón y anillos recién extraídos

2.3.5 Camisa y pistón

La camisa húmeda fue removida para realizar mediciones de posibles deformaciones internas, su exterior presentaba acumulaciones de óxido y o-rings rotos (posiblemente se rompieron en el proceso de extracción). En paralelo, se midieron las dimensiones externas del pistón utilizando un micrómetro, tal como se indica en la Figura 12, mientras que el interior de la camisa fue evaluado con un alesómetro con reloj comparador. Ambos instrumentos cuentan con una resolución de 0,01 [mm].

Para ambos componentes se realizaron tres mediciones a diferentes alturas con el objetivo de identificar deformaciones cónicas. Estas mediciones se repitieron en dos planos ortogonales (V y T) para detectar posibles deformaciones ovaladas. Las zonas específicas y las direcciones de las mediciones están representadas en la Figura 13.



Figura 11: Camisa húmeda extraída del motor



Figura 12: Medición de pistón

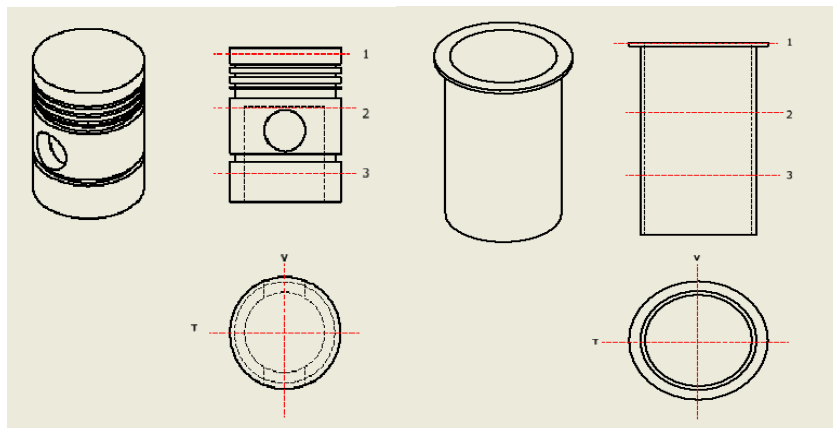


Figura 13: Izquierda: secciones de medición externa de pistón; derecha: secciones de medición interna de camisa

Tabla 4: Mediciones de deformaciones de pistón

	Posición de medición	Medición sección T. [mm]	Medición Sección V. [mm]
Posición pistón	1	94,68	94,66
	2	94,85	94,74
	3	94,86	94,83

Tabla 5: mediciones de deformaciones de camisa

	Posición de medición	Medición T. [mm]	Medición Sección V. [mm]
Posición camisa	1	95,50	94,99
	2	94,99	94,95
	3	95,20	94,93



Figura 14: pistón con zona agripada

El pistón presenta un leve desgaste cónico, además de una zona agripada localizada bajo la línea 3 de medición, junto con una leve deformación ovalada en la línea 2 (Tabla 4). Por su parte, la camisa muestra desgastes y deformaciones más significativas, destacando deformaciones ovaladas en las líneas 1 y 3 de medición (Tabla 5).

Según las recomendaciones del personal de Motores Piddo, la holgura entre el diámetro interior de la camisa y el diámetro exterior del pistón debería aproximarse a 0,05 [mm]. No obstante, considerando la antigüedad del motor, se acepta una tolerancia más amplia, permitiendo una holgura de hasta 0,15 [mm].

2.3.6 Aceite y refrigerante

Para la determinación de la composición de los elementos presentes en los fluidos del motor, idealmente se podrían realizar pruebas como espectrometría o análisis del poder calorífico. Sin embargo, debido a limitaciones de recursos, se optó por ensayos más sencillos. Se realizaron pruebas de viscosidad y densidad sobre tres muestras: el aceite usado extraído del motor, el aceite SAE 30 originalmente utilizado, y el diésel con el que había operado el motor.

Las pruebas de viscosidad y densidad se llevaron a cabo a una temperatura de 17 [°C]. La muestra de aceite usado no mostró separación de fases, lo que indica que no existe contaminación por líquidos inmiscibles como el refrigerante. No obstante, presenta una coloración verdosa y una apariencia

oscura, probablemente atribuible a las aproximadamente 40 horas de uso, así como a la presencia de gases de combustión que se filtran al cárter durante el funcionamiento, tiñendo el aceite, o contaminación por diésel.



Figura 15. De izquierda derecha: 1-muestra de aceite del motor; 2-muestra aceite SAE 30; 3-muestra diésel

Tabla 6: Viscosidad y densidad de aceite y combustible

Elemento	Visc. Cinemática [cSt]	Densidad [g/cm ³]
Aceite usado	430,00	0,884
Aceite nuevo (SAE 30)	474,00	0,885
Combustible diésel	6,14	0,842

La disminución observada en la viscosidad y densidad del aceite usado podría indicar contaminación por diésel, aunque también puede corresponder a variaciones propias del envejecimiento del aceite tras el uso prolongado del motor. Para evaluar esta hipótesis, se propone un balance de porcentajes en volumen utilizando las mediciones de densidad y viscosidad. Se asumirá que la variación en ambas propiedades se debe a una mezcla entre aceite y diésel, y que los porcentajes obtenidos mediante ambos métodos deben ser comparables. Para el caso de la densidad, se aplicará una relación lineal para estimar el porcentaje volumétrico de cada componente; en cambio, para la viscosidad, se utilizará una aproximación logarítmica, más adecuada para modelar mezclas no ideales en esta propiedad.

$$Xa + Xd = 1 \quad (ec. 1)$$

$$Xa' + Xd' = 1 \quad (ec. 2)$$

$$Du = Dd * Xd + Da * Xa \quad (ec. 3)$$

$$\log(Vu) = Xa' * \log(Va) + Xd' * \log(Vd) \quad (ec. 4)$$

X_a = porcentaje volumétrico de aceite nuevo según mezcla de densidad
 X_d = porcentaje volumétrico de diésel nuevo según mezcla de densidad
 X_a' = porcentaje volumétrico de aceite nuevo según mezcla de viscosidad
 X_d' = porcentaje volumétrico de diésel nuevo según mezcla de viscosidad
 D_u = densidad aceite usado
 D_a = densidad aceite nuevo
 D_d = densidad diésel
 V_u = viscosidad aceite usado
 V_a = viscosidad aceite nuevo
 V_d = viscosidad diésel

Se utilizaron tres ecuaciones para evaluar la posible contaminación del aceite por diésel: la [ecuación 1 y 2](#) corresponden a la igualdad entre los porcentajes volumétricos de mezcla; la [ecuación 3](#) permite determinar dicho porcentaje en base a la densidad de la mezcla; y la [ecuación 4](#) realiza la misma determinación, pero a partir de la viscosidad.

Los porcentajes obtenidos por el balance de densidades y de viscosidades fueron los siguientes:

$$X_a = 97,67\%; X_d = 2,33\% \\ X_a' = 97,75\%; X_d' = 2,25\%$$

Los resultados obtenidos a partir de ambas aproximaciones mostraron porcentajes volumétricos similares, con una diferencia de apenas 0,08 % entre ellos. Esta concordancia sugiere que las variaciones observadas en densidad, viscosidad y el aumento de volumen del aceite usado son consistentes con una contaminación por diésel.

2.3.7 Opciones de reparación

Dentro de las opciones de reparación evaluadas con el apoyo de *Motores Piddo* y *Comercial Eberlein SPA*, se consideraron las siguientes alternativas para el sistema de inyección:

1. Reemplazo completo del sistema de inyección
2. Reparación del inyector
3. Limpieza con calibración del inyector

En cuanto a la camisa y el pistón, las opciones fueron:

1. Reemplazo de ambos por un kit nuevo
2. Mecanizado y adaptación de una camisa similar
3. Reemplazo de los anillos con bruñido de la camisa existente

La reparación del inyector fue descartada debido a la falta de información técnica y la imposibilidad de encontrar piezas compatibles. Por otro lado, el reemplazo completo del sistema de inyección resultó económicamente inviable. Por tanto, se optó por la limpieza y calibración del inyector hasta alcanzar una pulverización adecuada del combustible. Respecto a la camisa y el pistón, se decidió

reemplazar únicamente los anillos de compresión y de lubricación, y realizar un bruñido de la camisa para recuperar su superficie de contacto.

2.3.8 Reparación, ensamblaje y puesta en marcha

Se montó la camisa en el bloque del motor junto con nuevos o-rings, utilizando una prensa improvisada para su instalación. Posteriormente, se instaló el pistón con los nuevos anillos de compresión y de lubricación, los cuales ahora incluyen resortes internos (adaptados para este motor por **Casa Díaz SL**). Para facilitar el montaje a través de la camisa, se utilizó una anillera compresora. Durante este proceso, se detectó que uno de los anillos de compresión tenía sobre-medida y no era posible montarlo dentro del cilindro, por lo que fue necesario limarlo cuidadosamente para permitir el ensamblaje correcto.

Finalmente, se aplicaron los torques especificados en la Tabla 7 sobre las tuercas correspondientes, indicadas en la Figura 16.

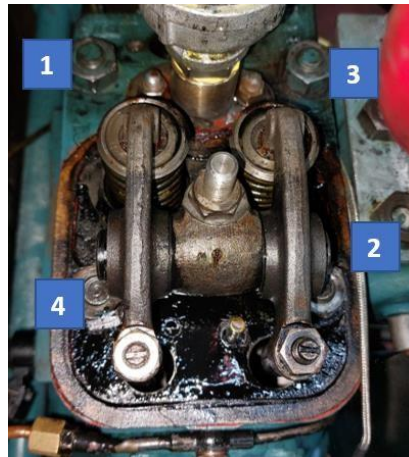


Figura 16: tuercas de apriete de culata

Tabla 7: Aprietes para tuercas de culata

Primer apriete	40 [lb-ft]
Segundo apriete	70[lb-ft]
Tercer apriete	100[lb-ft]
Cuarto apriete	130[lb-ft]
Re-apriete	130 [lb-ft]

La regulación final de la holgura en los balancines se realizó permitiendo un paso de 0,3 mm para la válvula de admisión y 0,6 mm para la válvula de escape, según lo indicado en la Figura 17. En dicha figura se identifican los balancines correspondientes: (1) admisión y (2) escape.

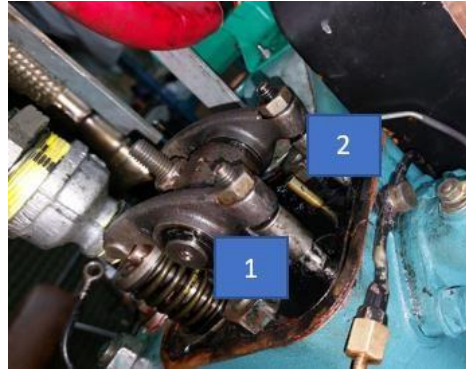


Figura 17: Balancines de válvulas

Las medidas finales de la luz entre puntas de los anillos de compresión se encuentran detalladas en la Tabla 8. Como se indica en dicha tabla, el tercer anillo de compresión presentó una distancia entre puntas mayor que la medida previa al reemplazo, mientras que los otros dos anillos quedaron dentro del rango recomendado según referencias técnicas.

Tras la instalación de los nuevos anillos, el funcionamiento del motor presentó un mayor esfuerzo durante el arranque, lo cual es esperable debido al aumento en la compresión y roce con las paredes de la camisa generado por el mejor sellado de los anillos recién instalados.

Tabla 8: Comparación entre-punta de anillos de compresión

Posición de anillo	Antes [mm]	Después [mm]
1	0,632	0,457
2	0,559	0,302
3	0,688	0,700

2.3.9 Tiempo de inyección

Se desconectó la cañería de elevación de la bomba de inyección de combustible para comprobar el ángulo con respecto al cigüeñal con el que se elevaba e inyectaba el combustible. Se abrió la llave de paso del combustible del estanque a la bomba y se giró el disco de inercia (que gira en relación 1:1 con el cigüeñal) para mover el pistón al interior de la bomba y comprobar el punto en donde el combustible comenzaba y terminaba de salir, y con el Encoder se determinó el ángulo de ocurrencia, siendo este 44° antes de TDC.

Usando de referencia una bomba del mismo modelo que se encontraba en el laboratorio, la cual indicaba 12° se ajustó el nuevo ángulo de inyección a 12° antes de TDC. Este ajuste se hizo soltando los pernos que unen el eje de la bomba con el eje que transmite su movimiento desde el motor (Figura 18), estas uniones poseen una ranura que permite un ajuste bruto del ángulo de inyección

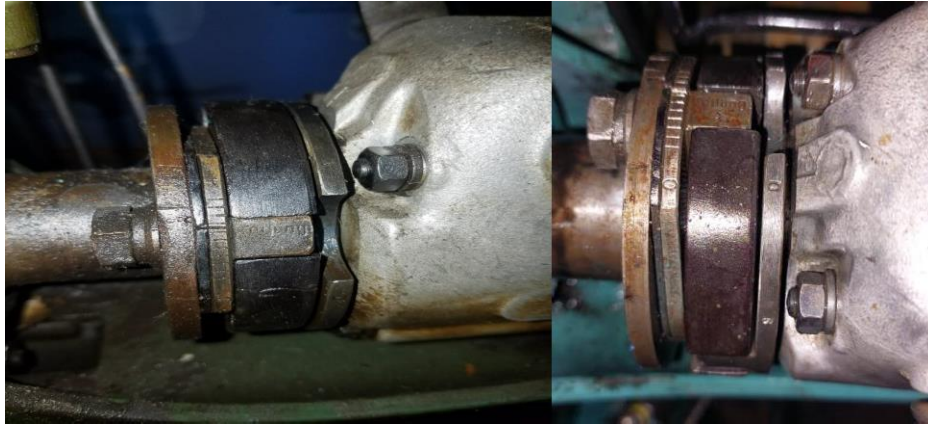


Figura 18: Eje de bomba con ajuste para ángulo de inyección

2.3.10 Bomba de asistencia

Se desconectó la bomba de asistencia de desplazamiento positivo, la que anteriormente había sido instalada para solucionar supuestas aspiraciones de aire en la línea de alimentación de combustible, y se colgó un bidón de combustible a un lado de la bomba inyectora para determinar la altura mínima de presión con la que el motor puede funcionar estimando unos 200 [mmCa] para funcionamiento. Se intentó regular la bomba de asistencia a esa presión, pero al no lograrlo se desconectó ese sistema. Con un bidón sobre la balanza con una presión aproximada de 300 [mmCa] sobre la bomba de inyección se hizo logró el funcionamiento del motor y se comparó con datos de consumo en tres puntos presentados por David Correa en la Tabla 9.

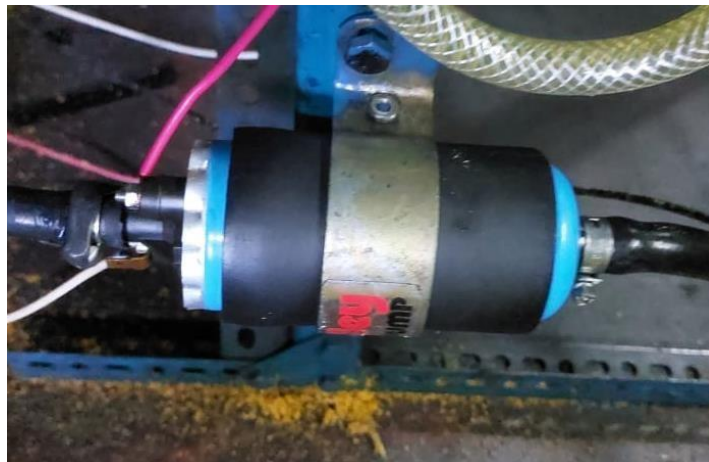


Figura 19: bomba de asistencia de desplazamiento positivo

Tabla 9: Comparación de consumo con y sin bomba de asistencia

Rpm	Consumo antes [ml/s]	Consumo después [ml/s]	% disminución de consumo
1000	0,51	0,44	13,7
1380	0,66	0,59	10,6
1510	0,72	0,69	4,2

Se presentan disminuciones en el consumo de combustible, para la alimentación de baja presión (con la bomba de asistencia desconectada) y una mejora visual en el funcionamiento del motor, donde se perciben menos golpeteos y velocidades más estables en algunos puntos de su funcionamiento.

2.4 Estado post intervención

La inestabilidad del MCI se redujo, mejorando su funcionamiento al desconectar el motor eléctrico. Anteriormente, el motor tendía a acelerarse, desacelerarse y apagarse si no se controlaba de forma continua el flujo de combustible. Tras los ajustes, el motor mostró una combustión más estable, aunque aún se presentaba cierta inestabilidad al operar sin el apoyo del motor eléctrico. Sin embargo, el tiempo de precalentamiento se redujo significativamente, pasando de 40 minutos a solo un par de minutos. La estabilidad del motor se mantiene entre 930-1200 RPM con su carga natural.

Se realizó una prueba de compresión por el agujero donde se conecta el inyector acoplado allí un manómetro mientras funcionaba el motor eléctrico, estimando que el motor comprimía por sobre 12 [bar] (valor máximo de manómetros disponibles en laboratorio).

Con respecto al funcionamiento del sistema de refrigeración, durante el arranque del motor el líquido refrigerante alcanzó sobre 90 [°C] antes de que la manguera de refrigerante se desconectara. En consecuencia, el sistema se drenó y desmontó el termostato para revisarlo. Este fue sumergido en agua a 95[°C] para comprobar si se abría, este se abría levemente a esa alta temperatura, por lo que al estar dentro del circuito de refrigeración y no abrirse antes de alcanzar altas temperaturas, bloqueaba el paso del líquido hacia el radiador y no permitía bajar la temperatura. Para enmendar eso se tomó la medida provisoria de conectar directamente el motor al radiador sin el termostato, con esta configuración las temperaturas del refrigerante oscilaban entre 68 [°C] y 85 [°C]

Al conectar el motor al freno dinamométrico, las revoluciones disminuyeron y la entrega de potencia fue mínima, lo que impidió una variación significativa en el torque del freno. Se observó que aumentar la presión o el caudal del combustible de alimentación provocaba una mayor inestabilidad en el comportamiento del motor. Este problema se atribuye a que la bomba de inyección alimenta al motor sin un variador de avance o un regulador centrífugo, lo que impide una variación suave en el consumo de combustible.



Figura 20: Termostato cerrado

2.5 Pruebas de funcionamiento

Prueba MCI carga natural:

El motor presentaba comportamiento estable hasta 1200 RPM a WOT, pero al regular el paso de combustible las revoluciones caían de golpe o se aceleraba de forma inestable hasta 1500 RPM y las temperaturas máximas de gases de escape alcanzaban hasta 480 [°C]. Al restringir el flujo de combustible las revoluciones caían de golpe y el motor paraba si no se bombeaba manualmente el combustible. La combustión y funcionamiento mejoraban al realizar el encendido con una pistola de calor en la admisión de aire.

Prueba MCI conectada a freno dinamométrico:

La carga máxima de trabajo fue de 4,2 kg, debido a que este motor no estaba diseñado originalmente para la entrega de potencia. Las pérdidas de potencia interna son bastante grandes, por lo que la entrega de potencia es mínima, además de las pérdidas que ocurren en el freno y la transmisión de torque entre dos ejes no coaxiales. El funcionamiento más estable se pudo visibilizar entre 930 y 1200 RPM, saliendo de esos valores se podía escuchar detonaciones de knock.

2.6 Instalación de sensores y sistemas adicionales

2.6.1 Instalación de sensores

Para la implementación del sistema de detección de knock desarrollado en la UTFSM, se requería la instalación no intrusiva de un encoder y un sensor de vibraciones

2.6.2 Sensor de vibración Bosch KS4

Este sensor se montó de forma no invasiva a un costado del bloque del motor en la zona más cercana posible a la cámara de combustión, con un perno prisionero de 2 diámetros distintos (uno para la unión al bloque y otro para el sensor) como se indica en la Figura 21.



Figura 21: posición de sensor de knock en bloque de motor

El sensor de knock entrega datos en [mV] los que pueden ser transformados a aceleración instantánea con los datos técnicos del sensor Bosch mostrados en la Tabla 10

Tabla 10: datos técnicos sensor de knock

Rango de frecuencia	3 a 25 [kHz]
Sensibilidad a 5 [kHz]	26 ± 8 [mV/g]
Linealidad entre 5 a 15 [kHz] (con respecto a valor a 5[kHz])	-10% a 10 %
Linealidad entre 15 a 20 [kHz] (aumento lineal con respecto a frecuencia)	20% a 50%
Sensibilidad dependiente de temperatura	0,04 [mV/g°C]

2.6.3 Encoder Kistler 2614D

El encoder de marca Kistler requiere ser acoplado a un eje con una transmisión 1:1 con respecto al cigüeñal del motor. Envía pulsos de 5 [V] 720 veces por revolución a una señal llamada CDM, y 1 pulso por revolución a otra señal llamada trigger. El montaje se realizó en la parte posterior del motor eléctrico, ya que gira con una relación 1:1 con respecto al cigüeñal. Se fabricaron dos piezas de aluminio AA-2017 (material liviano que no sufrirá deformaciones por expansión térmica durante el funcionamiento) indicadas en la Figura 22, para el acople y montaje, y se cortó una sección de la tapa trasera del motor eléctrico para tener espacio para el encoder.

Para fijar el encoder, también se armó un brazo metálico que sostiene el encoder en una posición fija y evita que gire junto con el eje. Este brazo está sujeto a la base del motor eléctrico.

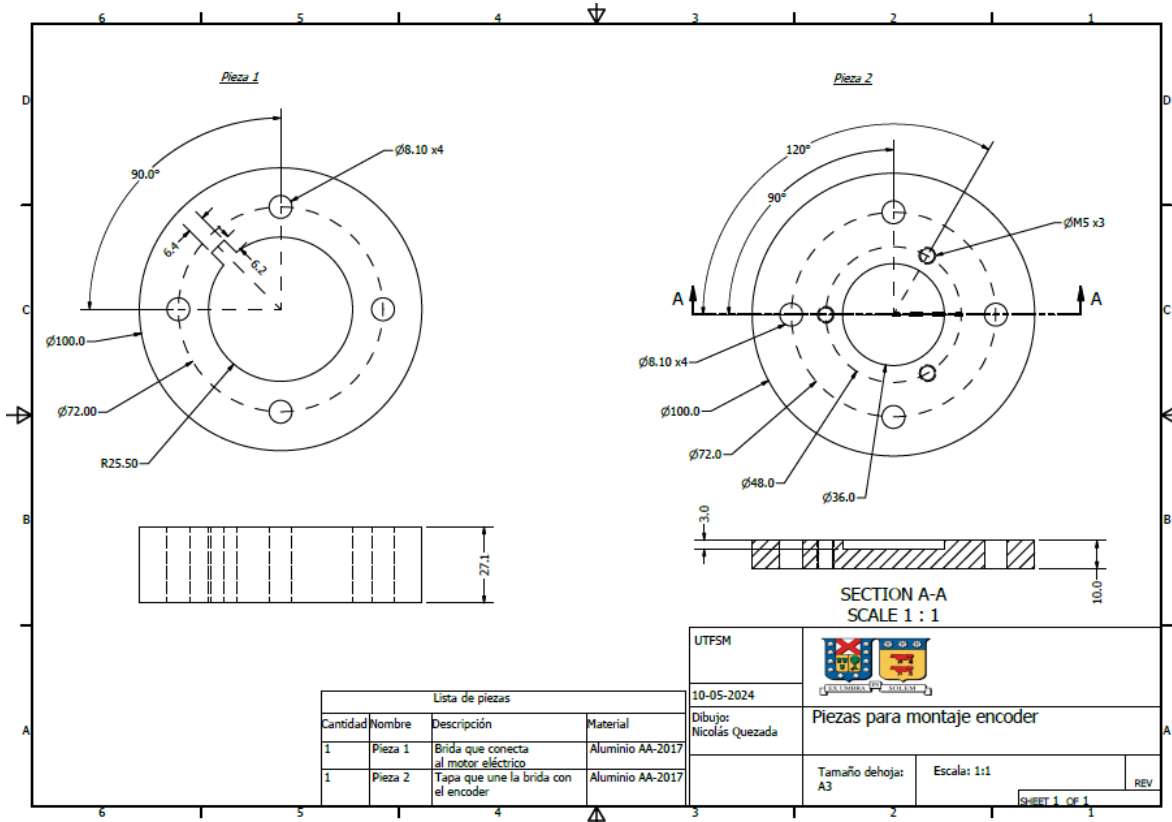


Figura 22: plano de pieza de acople de encoder



Figura 23: montaje de encoder a motor eléctrico

El cable del encoder requirió una extensión con un cable AWG 26/7 0,14 [mm²] de 8 pines el cual se fabricó a base de un cable de una luz estroboscópica de 8 hilos apantallado, y conectores machos y hembra de 8 pines disponibles. Esta extensión se probó conectándola desde el encoder hasta su caja decodificadora, pero la señal mostrada aparecía solo como ruido, dado lo anterior se probó la extensión desde el otro extremo, desde la caja decodificadora hacia la tarjeta DAQ (DT9816S), y esto demostró la lectura de señales legibles para posteriores análisis. El inconveniente de esta configuración es que la caja decodificadora debe quedar dentro de la cabina de pruebas



Figura 24: extensión fabricada para conexión a encoder

Durante el montaje el punto de trigger se debe calibrar para que se active al momento en que el pistón llega a su TDC. Esto se hizo con el inyector afuera y revisando el interior de la cámara de combustión cuando el pistón estuviese en su TDC.

2.6.4 Instalación de línea de hidrógeno al motor

La línea de hidrógeno fue construida con cañerías de acero inoxidable y válvulas de paso que permiten la conexión a tres motores. Además, cuenta con un arrestador de llamas que limita la presión de funcionamiento a un máximo de 10 [bar].

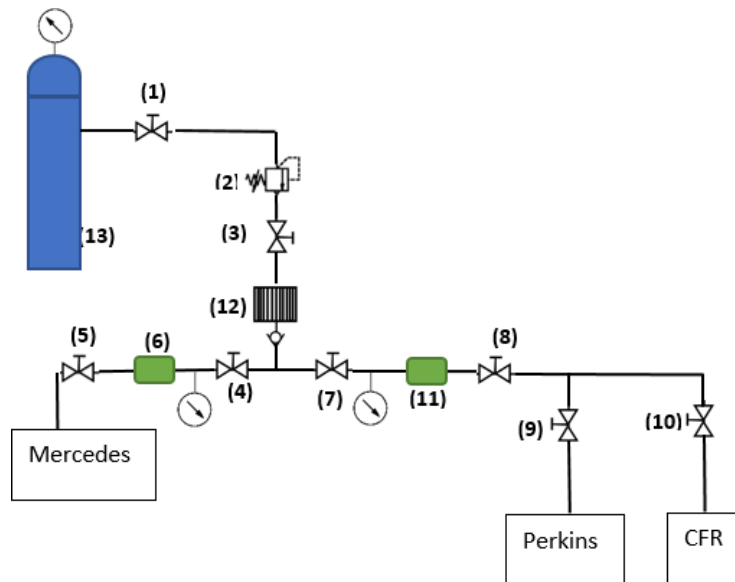


Figura 25: configuración de línea de hidrógeno

1. Válvula de corte de cilindro
2. Regulador de presión
3. Válvula de paso a laboratorio
4. Válvula de paso a Mercedes
5. Válvula de corte a Mercedes
6. Controlador de caudal Mercedes
7. Válvula de paso a Perkins/CFR
8. Válvula de corte Perkins/CFR
9. Válvula de corte a Perkins
10. Válvula de corte a CFR
11. Controlador de caudal Perkins/CFR
12. Arrestador de llama de laboratorio
13. Cilindro de hidrógeno

La última sección de la línea se conecta mediante una manguera a la admisión de aire del motor. Originalmente, la línea contaba con arrestadores de llama ubicados antes de la conexión al motor; sin embargo, estos generaban una estrangulación del flujo, impidiendo alcanzar el caudal mínimo de hidrógeno necesario para realizar los experimentos.

3 Operación caracterización y experimento

3.1 Configuración del motor para experimento

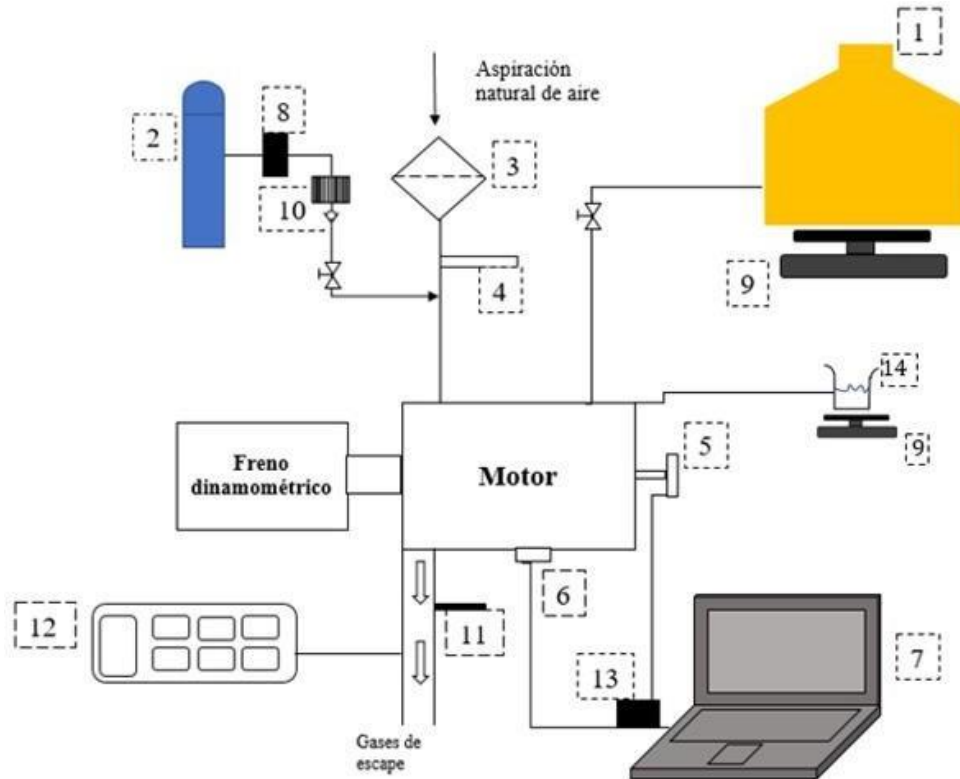


Figura 26: configuración para experimento

1. Estanque diésel
2. Cilindro hidrógeno
3. Filtro de aire
4. Anemómetro
5. Encoder
6. Sensor de knock
7. Computador personal
8. Controlador de flujo de gas
9. Balanza (medición gravimétrica)
10. Arrestador de llama
11. Termocupla
12. Analizador de gases
13. Tarjeta DAQ
14. Receptáculo de retorno

Debido a que el motor debe ser alimentado por gravedad, sin asistencia, ya que la bomba opera a baja presión y por la configuración del laboratorio, se realizó la medición gravimétrica del consumo de combustible dentro de la cabina mientras el motor funcionaba. Esta medición no pudo repetirse durante el funcionamiento con hidrógeno. Lo mismo ocurrió con el anemómetro de hilo caliente, el cual se instala justo en la sección donde se inyecta el hidrógeno. Por motivos de seguridad, no se

pueden realizar mediciones en ese punto durante las pruebas con hidrógeno. El caudalímetro de la línea de hidrógeno muestra el caudal en [l/min].



Figura 27: imagen real de la configuración para experimento

3.2 Caracterización

Se realizaron pruebas de funcionamiento con el fin de tener registro para comparación futura del comportamiento del motor, incluyendo su consumo de combustible, emisiones y potencia, operando a 100 % diésel.

3.3 Consumo de combustible

El consumo de combustible fue medido a régimen de WOT, y fue regulando la velocidad con el uso del freno de inercia. Debido a que la bomba funciona con un sistema mecánico sin regulador centrífugo ni variador de avance, se espera que la inyección de combustible sea proporcional a la velocidad del motor bajo esta condición. Para la medición, se utilizó una balanza para registrar gravimétricamente el consumo de combustible, realizando mediciones separadas tanto del flujo de alimentación como del retorno.

Se intentó conectar la línea de retorno directamente al estanque de combustible; sin embargo, al estar este a presión atmosférica y ubicado por debajo del nivel de la bomba inyectora, si el receptáculo del retorno se eleva por sobre la bomba, el fluido no tiene presión suficiente para descargarse, lo que provoca que se estanque en la bomba. También se probó reconectar el retorno a la línea de alimentación de la bomba inyectora, pero dado que dicha línea presenta un flujo mínimo y a baja presión, la bomba, que opera a una presión mayor, genera un contraflujo que impide el paso. Esto causa una acumulación de combustible en el retorno y en la bomba, hasta que finalmente se rebalsa por la ranura lateral de alivio como indica la Figura 8.

3.3.1 Retorno

El caudal de retorno fue medido utilizando una balanza con resolución de 0,01 [g], posicionada por debajo del nivel de la bomba. Se pudo observar la caída de una gota aproximadamente cada 12 segundos durante la fase de calentamiento del motor, aumentando a una gota cada 6 segundos una vez alcanzado el régimen de operación estable. No se evidenciaron cambios significativos en el comportamiento del retorno al variar la velocidad de operación del motor.

Entre las 15:40 y las 16:20 de un mismo día se hizo funcionar el motor a WOT, variando las RPM entre 920 y 1350. Durante este periodo, se observó que el comportamiento del caudal de retorno fue poco variable y aparentemente independiente de la velocidad de operación del motor.

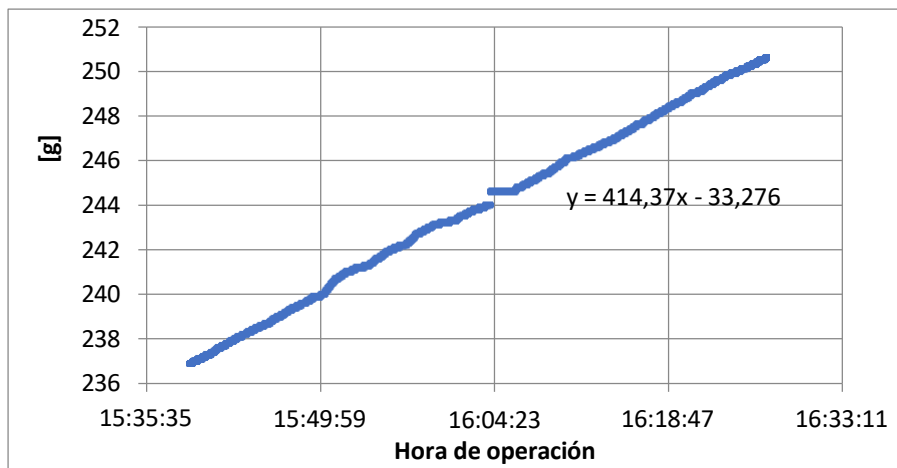


Figura 28: Variación de retorno variando RPM a distintas horas

Con un descarte de 414,37 [g/día] de diésel, equivalente a un retorno constante de aproximadamente 0,0048 [g/s], se observó que el flujo de retorno se mantuvo prácticamente constante en el rango de 920 RPM a 1350 RPM, sin evidenciar variaciones significativas con la velocidad del motor.

3.3.2 Consumo WOT

Las pruebas de consumo se realizaron durante intervalos que oscilaron entre 1 minuto 30 segundos y 5 minutos por cada punto de medición. El consumo de combustible, se asumió, varía con una proporcional directa con la velocidad del motor, la cual fue controlada mediante el freno

Operación caracterización y experimento

dinamométrico, descontando el volumen correspondiente al retorno. El consumo de aire se midió utilizando un anemómetro de hilo caliente montado en un orificio del múltiple de admisión. A partir de la velocidad del flujo medida por el sensor y conociendo el diámetro de la entrada de aire, se estimó el caudal de aire de admisión.

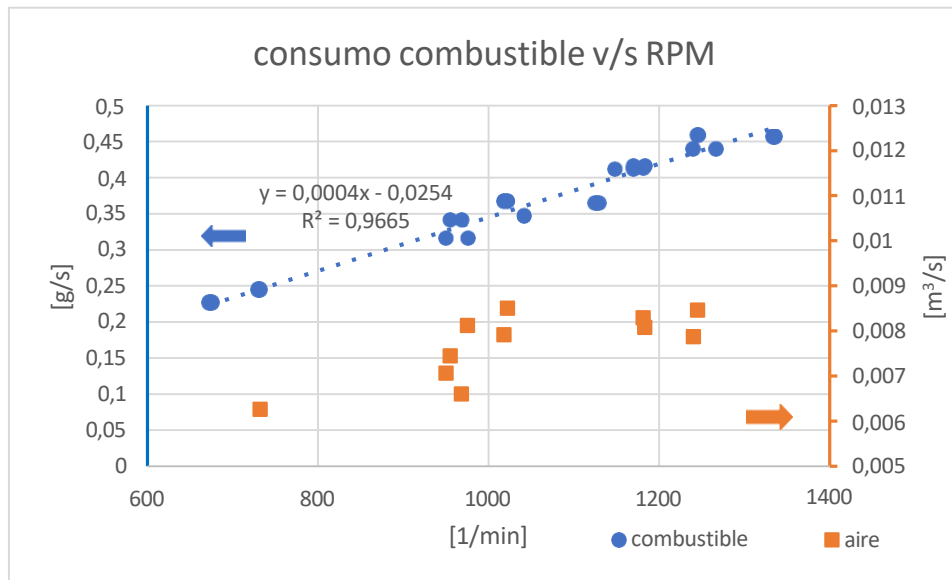


Figura 29: Consumo de combustible y aire en función de RPM

El consumo de combustible mostró una tendencia consistente con la suposición de proporcionalidad directa respecto a la velocidad de operación del motor. Sin embargo, el consumo de aire presentó un comportamiento más errático. Esta variabilidad puede atribuirse tanto al reducido número de muestras tomadas como a la baja fiabilidad del método utilizado. En particular, el anemómetro de hilo caliente puede verse afectado por turbulencias internas en el múltiple de admisión, generadas por distintas obstrucciones que se encuentran en su interior, como la termocupla y la línea de alimentación de hidrógeno, y por vibraciones de la estructura sobre la que está montado, lo que dificulta una medición precisa de la velocidad del flujo de aire (el cual debe ser laminar para este modo de medición).

3.3.3 Potencia WOT

El torque y la potencia del motor fueron medidos utilizando un freno dinamométrico con una resolución de 0,1 kg, acompañado de un tacómetro para registrar la velocidad instantánea de operación. Cada punto de prueba se mantuvo durante un periodo de 1 a 3 minutos con el objetivo de verificar la estabilidad del motor bajo esas condiciones de funcionamiento.

Operación caracterización y experimento

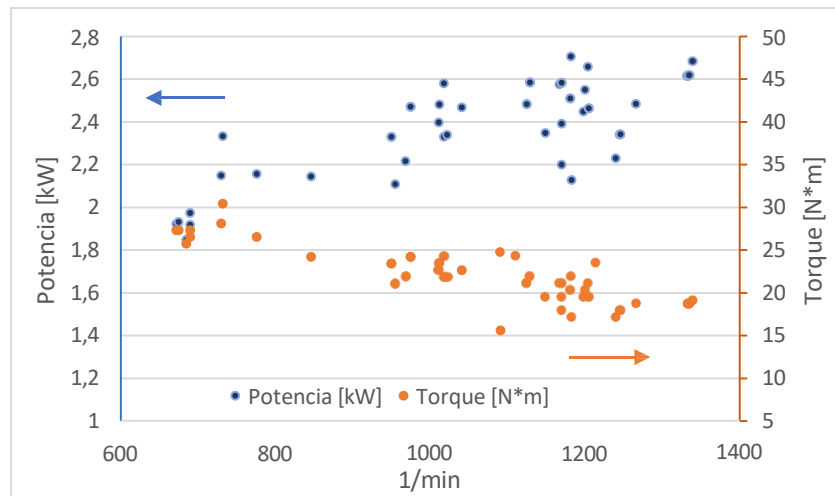


Figura 30: potencia y torque en función de RPM

Los resultados presentados en la Figura 30 muestran una tendencia creciente de la potencia en función de la velocidad de operación, mientras que el torque disminuye a mayor velocidad, debido a que la variación de velocidad se realiza por medio del torque aplicado por el freno dinamométrico (el comportamiento del motor no permitía variación de caudal de combustible sin que existiera variaciones violentas e inestabilidad de operación). La potencia máxima registrada fue de **2,7 [kW] a 1182 RPM**. En ese mismo punto, el torque se mantuvo en un rango entre 17,2 y 21,9 [N·m] **El torque máximo fue de 30,5 [N*m] alcanzado a 732 RPM**, donde la potencia osciló entre 2,1 y 2,3 [kW]. La media de potencia y de torque son respectivamente 2,4 [kW] y 21,8 [N*m].

El consumo específico fue calculado a partir de los datos presentados anteriormente. Siguiendo la tendencia observada en la potencia y consumo, esta muestra un comportamiento creciente en función a la velocidad del motor.

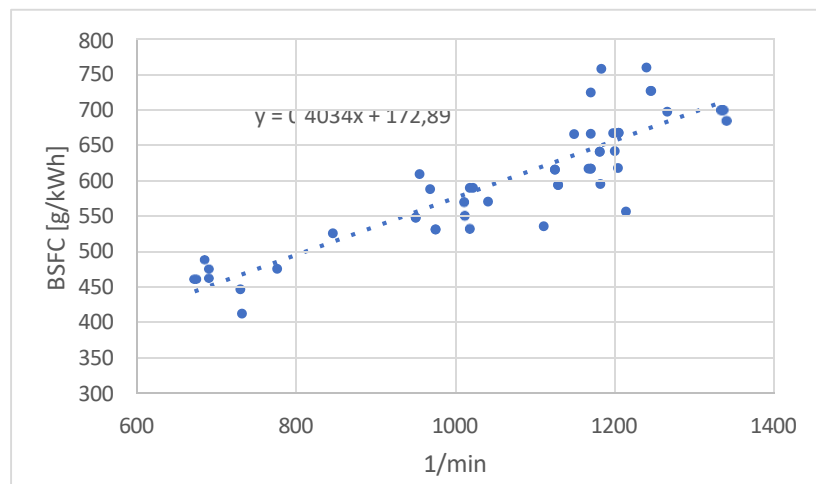


Figura 31: BSFC en función de RPM

La ecuación presentada en el gráfico de la Figura 31 es una aproximación lineal del BSFC, obteniendo un coeficiente de determinación $R^2=0,714$. Aunque modelos de ajuste exponencial y logarítmico lograron aumentar dicho coeficiente hasta aproximadamente $R^2=0,76$ el reducido tamaño de la muestra pone en duda la validez de tales ajustes, ya que no permite reducir adecuadamente la independencia entre variables. Por esta razón, se optó por presentar únicamente la aproximación lineal, no como una conclusión definitiva del comportamiento, sino como una referencia ilustrativa.

El valor máximo de BSFC registrado fue de 757,53 [g/kWh] a 1183 RPM, superando en 107,41 [g/kWh] el valor de la aproximación lineal. En contraste, **el valor mínimo se observó a 732 RPM, con 414,39 [g/kWh]**, es decir, 53,79 [g/kWh] por debajo del valor estimado por el modelo lineal. La media es de 605,20 [g/kWh], al comparar ese valor con LHV de diésel de la Tabla 1 (con transformación directa de unidades LHV es 84,7 [g/kWh]) **se aproxima a una eficiencia de 14%**, la mayor eficiencia registrada fue un 20% (la mínima eficiencia térmica de un motor similar se estimó de 24%)[\[7\]](#).

3.3.4 Emisiones de gases de escape

Con el analizador de gases se determinaron las concentraciones volumétricas de CO, CO₂ y O₂, y NO_x y HC, expresados en partes por millón (ppm). Para facilitar la comparación entre los valores medidos y los límites normativos, se aplican las ecuaciones (4), (5), (6) y (7), que permiten adaptar los datos a condiciones normalizadas[relaciones usadas en [7-8](#)], bajo la suposición de base seca.. Las mediciones se realizaron manteniendo el motor en puntos fijos de velocidad durante periodos de hasta 5 minutos, con el objetivo de estabilizar las lecturas del analizador de gases.

$$CO \left(\frac{g}{kWh} \right) = 35.910 \times CO(\%vol.) \quad (ec. 4)$$

$$CO_2 \left(\frac{g}{kWh} \right) = 63.470 \times CO_2(\%vol.) \quad (ec. 5)$$

$$HC \left(\frac{g}{kWh} \right) = 2.002 \times 10^{-3} HC(ppm) \quad (ec. 6)$$

$$NOx \left(\frac{g}{kWh} \right) = 6.636 \times 10^{-3} NOx(ppm) \quad (ec. 7)$$

Las posibles normativas de referencia para evaluar el funcionamiento del motor y su potencial contaminante pueden ser las normativas europeas de emisiones para motores estacionarios, que establecen límites para motores con potencias entre 1 y 5 [MW], normas del Decreto 38 del Ministerio del medio ambiente, que regula grupos electrógenos con una potencia mínima superior a 19 [kW] o normas del decreto 82 del Ministerio de transporte que decreta valores de emisiones para motores de potencia inferior 85 [kW]

Operación caracterización y experimento

Dado que no existen normas específicas para motores estacionarios no industriales como CFR de baja potencia, las referencias normativas se emplean únicamente como criterio para caracterizar la calidad de la combustión, y no como límites obligatorios para su funcionamiento. Los límites presentados corresponden a los valores de referencia establecidos en la Resolución 497 exenta del Ministerio del medio ambiente [9].

Para vehículos livianos con motores de encendido por compresión:

CO < 4,5 [g/kWh]

NO_x < 2,4[g/kWh]

HC < 1,7 [g/kWh]

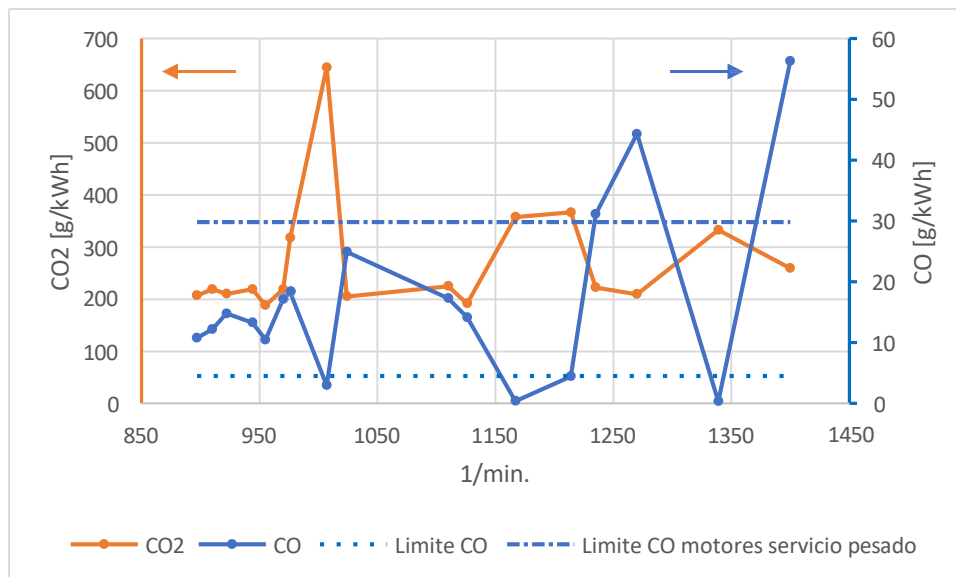


Figura 32: Emisiones CO y CO2 en función de RPM

Para el límite inferior de CO se utilizó como referencia el valor adaptado para vehículos con encendido por compresión fabricados antes de 1994. En casi todos los puntos de operación, las emisiones de CO superaron este umbral, aunque se mantuvieron por debajo del límite correspondiente a motores de servicio pesado. Se observa un comportamiento errático en las emisiones de CO a medida que aumenta la velocidad de funcionamiento del motor.

Operación caracterización y experimento

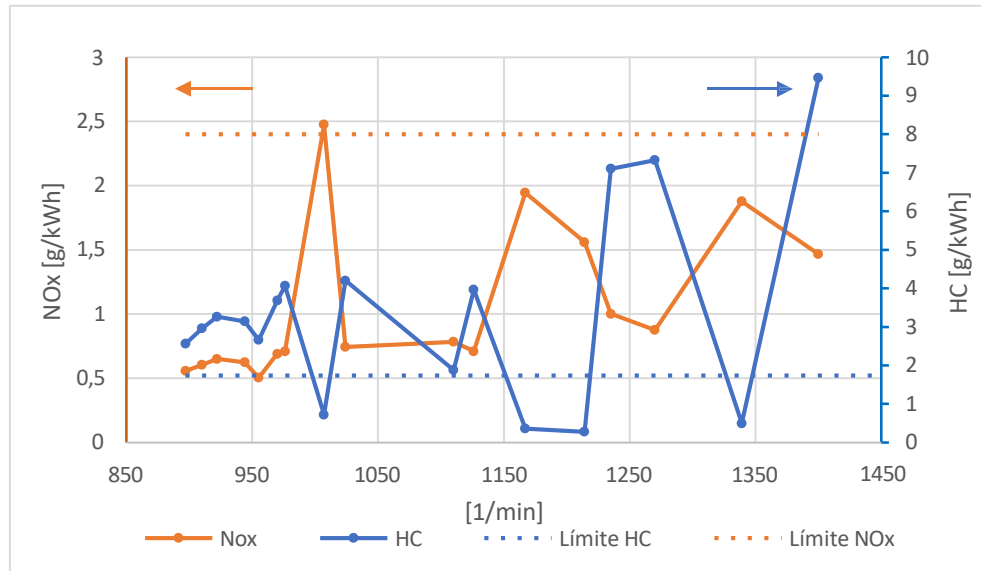


Figura 33: Emisiones NOx y HC en función de RPM

Las emisiones de NOx se mantuvieron mayormente por debajo del límite normativo considerado, con la excepción del pico registrado a 1007 RPM, punto en el cual también se observó una disminución significativa en los niveles de HC. En cuanto a los HC, estos superaron consistentemente el umbral establecido y mostraron un comportamiento más errático a medida que aumentaba la velocidad del motor, alcanzando su valor máximo a 1400 RPM.

Se observa una relación directa entre las emisiones de NOx y CO₂, así como entre CO y HC, presentándose picos y valles en las lecturas de los mismos puntos de operación. Una alta formación de NOx suele asociarse con una mayor eficiencia de combustión, ya que su generación se debe a la reacción del nitrógeno presente en el aire con el oxígeno, bajo condiciones de alta presión y temperatura, por otro lado, la presencia de HC y CO indica una combustión incompleta. Niveles altos de HC reflejan una alta cantidad de combustible no quemado. Usando de referencia la emisión de estos gases, se concluye que el mejor desempeño del motor se registró a 1007 rpm y que por sobre 1235 RPM se observa un aumento en las emisiones de HC y CO, sugiriendo un deterioro en la eficiencia de la combustión.

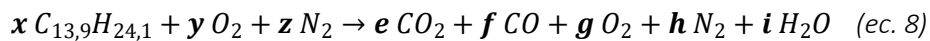
Los resultados erráticos podrían deberse a la acumulación de gases en el tubo de escape del laboratorio, ya que, al tratarse de un motor de baja potencia, no se genera el tiraje suficiente para evacuar eficientemente los gases a través de la longitud vertical del ducto, contaminando con concentraciones no deseadas las muestras de gases analizadas. Además, el sistema parece ser sensible a las condiciones ambientales. Esto se evidencia en las imágenes de la Figura 34, donde se comparan visualmente las emisiones del escape con el motor operando a WOT bajo diferentes condiciones atmosféricas (no medidas, pero observadas). En ambas fotografías, tomadas bajo el mismo régimen de funcionamiento, se aprecian diferencias notables en la apariencia de los gases emitidos.



Figura 34: Emisiones de escape a misma operación a condiciones ambientales distintas

3.3.5 Relación aire combustible

Utilizando la aproximación de la molécula equivalente (%m C=87,37; %m H=12,63) y la ecuación 8 presentada, usadas en laboratorios pedagógicos del curso de MCI de UTFSM, se estimó la relación aire-combustible a partir de los gases de escape. Siendo los valores **e**, **f** y **g** obtenidos mediante el analizador de gases. Se realizó el balance químico de la reacción bajo la suposición de base seca y considerando el aire compuesto por un 79 % de nitrógeno y un 21 % de oxígeno, con el fin de simplificar los cálculos. La relación aire-combustible obtenida por este método fue comparada con la determinada experimentalmente a partir de las mediciones de consumo de combustible y caudal de aire mediante la relación lambda (ec. 9).



$$\lambda = \frac{R_{A/C}}{R_{A/C_{esteguiométrica}}} \quad (ec. 9)$$

Operación caracterización y experimento

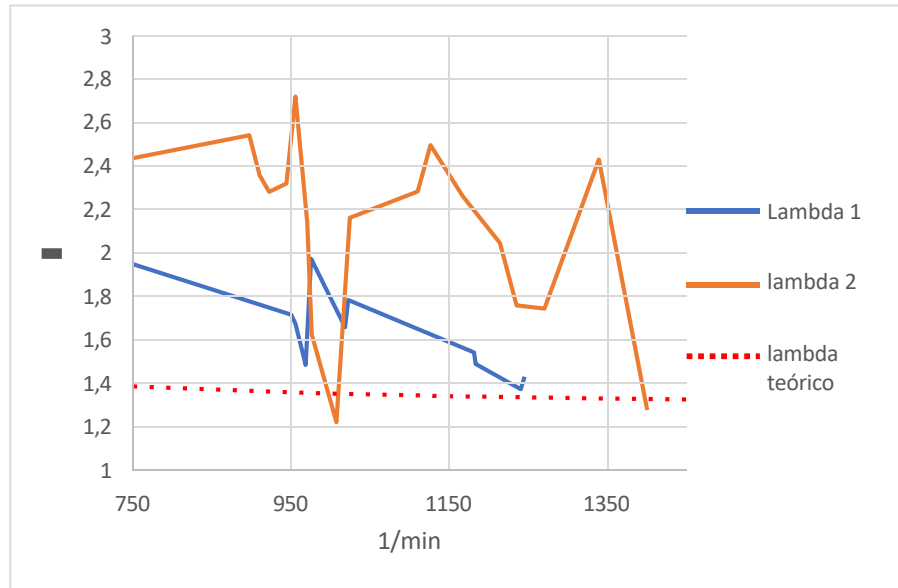


Figura 35: Lambda en función RPM

En la Figura 35 valor de lambda 1 corresponde al índice lambda calculado a partir de la medición directa del aire de entrada al motor, mientras que lambda 2 fue determinado utilizando la relación de los gases de escape mediante el balance químico (ec. 8). El valor de lambda teórico se calculó asumiendo una entrada de aire estimada en 850 [cm³] por ciclo, equivalente al volumen desplazado por el pistón en la cámara de combustión. Las variaciones con respecto a lambda teórico se deben a los errores asociados a las mediciones en el caso de lambda 1 y el uso, como referencia, de los gases de escape de una combustión incompleta y/o contaminada para lambda 2. Los valores obtenidos, para ser como referencia sobre su relación A/C, son los siguientes: la media de lambda 1 es de 1,6; la media de lambda 2 es de 2,11; y la media de lambda teórico es de 1,4.

3.4 Pruebas de funcionamiento dual

3.4.1 Modos de operación estudiados

Se establecieron distintos modos de operación para realizar el estudio comparativo:
(Por cada ciclo se obtenía una muestra de datos y cada ciclo se completaba cada 2 revoluciones)

Tabla 11: Modos de operación para experimentación

Modo de operación	Potencia [kW]	Torque [N*m]	% Adición energética hidrogeno	Presión aceite [kg*cm²]	RPM	Tamaño de muestra
A	3,27	32,8	0	1,9	955±10	108
B*	3,54	32,0	0	1,9	970±10	1218
C	3,09	30,1	0	1,9	1120±50	730
D	3,27	21,9	0	1,9	1400±80	335
E	3,18	31,2	3%	1,9	970±10	484
F	3,20	31,2	7%	1,9	970±10	847
G	3,16	31,2	9%	1,9	970±30	114
H	3,02	29,7	10%	1,9	970±60	1468
I	2,71	26,5	18%	1,9	970±80	1459
J	1,99	19,5	21%	1,9	970±80	1445

Los modos de operación A–D se llevaron a cabo utilizando 100 % diésel, variando la carga del freno, con el objetivo de identificar el punto de operación más adecuado para ser utilizado como referencia comparativa. Para ello, se realizaron dos adquisiciones de datos por cada uno de estos modos, permitiendo analizar sus respectivos PDRs y evaluar cuál representaba mejor el funcionamiento base del motor. En la Figura 36, y utilizando como criterio el límite de los PDRs mostrado en la Figura 37, se observó que por sobre el modo de operación C comienza a manifestarse combustión anormal. Por esta razón, se seleccionó el modo de operación **B*** como la condición base para comparar aquellos que incorporan adición de hidrógeno, los cuales se referencian según su adición energética (con respecto al diésel) a la operación del motor (ec. 10).

Entre cada prueba con adición de hidrógeno, se dejó el motor en funcionamiento durante al menos 3 minutos, con el fin de facilitar la evacuación de gases acumulados en el tubo de escape. Cada prueba en modo de funcionamiento dual tuvo una duración mínima de 2 minutos con 30 segundos. Los valores de emisiones reportados corresponden a las lecturas finales del analizador de gases justo antes de la finalización de cada prueba. El flujo de hidrógeno fue ajustado en conjunto con la carga del freno dinamométrico, con el objetivo de mantener constante el régimen de RPM del motor. Se seleccionaron seis niveles de flujo de hidrógeno, distribuidos de manera que abarcaran hasta un 30 % de aporte energético en la mezcla combustible. (Valor que, según una prueba cualitativa realizada previamente, corresponde al umbral a partir del cual se observó un cambio en el comportamiento del motor tras la adición de hidrógeno)

$$\% \text{ adición energética} = \frac{\dot{m}_{\text{hidrógeno}} \times LHV_{\text{hidrógeno}}}{\dot{m}_{\text{diesel}} \times LHV_{\text{diesel}} + \dot{m}_{\text{hidrógeno}} \times LHV_{\text{hidrógeno}}} \times 100 \quad (\text{ec. } 10)$$

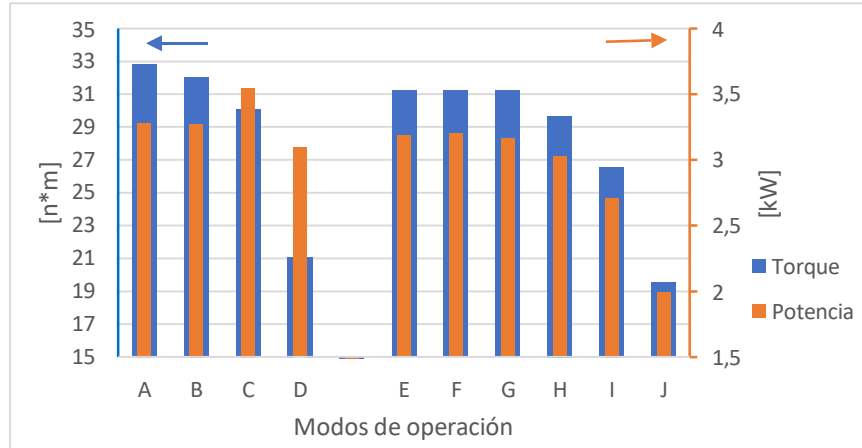


Figura 36: Torque y potencia de distintos modos de operación

3.4.2 Metodología PDR

La metodología fue desarrollada internamente en la Universidad Técnica Federico Santa María y se basa en un método no invasivo que hace uso de un sensor de knock comercial para la detección de vibraciones, junto con un encoder que permite determinar la posición del pistón con respecto al ángulo del cigüeñal.

En un rango específico del ángulo de rotación del cigüeñal (entre -10° y 30°) se adquiere la señal proveniente del sensor de knock. Esta señal se filtra para aislar el componente correspondiente al evento de combustión, eliminando el ruido no deseado. El filtro de banda se realiza entre 5 [kHz] y 15 [kHz], y el coeficiente con la máxima amplitud logarítmica obtenida se define como KI. Al obtener el KI de múltiples ciclos se puede realizar el análisis estadístico presentado en la ec. 11 para determinar PDRs, y determinar si supera la brecha (ec. 12) que determina el límite de combustión normal [10]. La adquisición fue realizada a 20 [kHz] la traducción y orden de datos se hizo con un código en Python y su análisis con Matlab.

$$PDr_s = \frac{\sqrt{S_{Kit}^2 + (\bar{y}_{kit} - \bar{y}_{rt})^2}}{S_{rt}} \quad (\text{ec. } 11)$$

$$PDr_s > 1,64 \quad (\text{ec. } 12)$$

S_{KI} - desviación estándar muestral del logaritmo del KI

y_{KI} - media muestral del logaritmo del KI

y_{rt} - media muestral del logaritmo de referencia del KI

S_{rt} - Desviación estándar muestral del logaritmo de referencia knock del KI

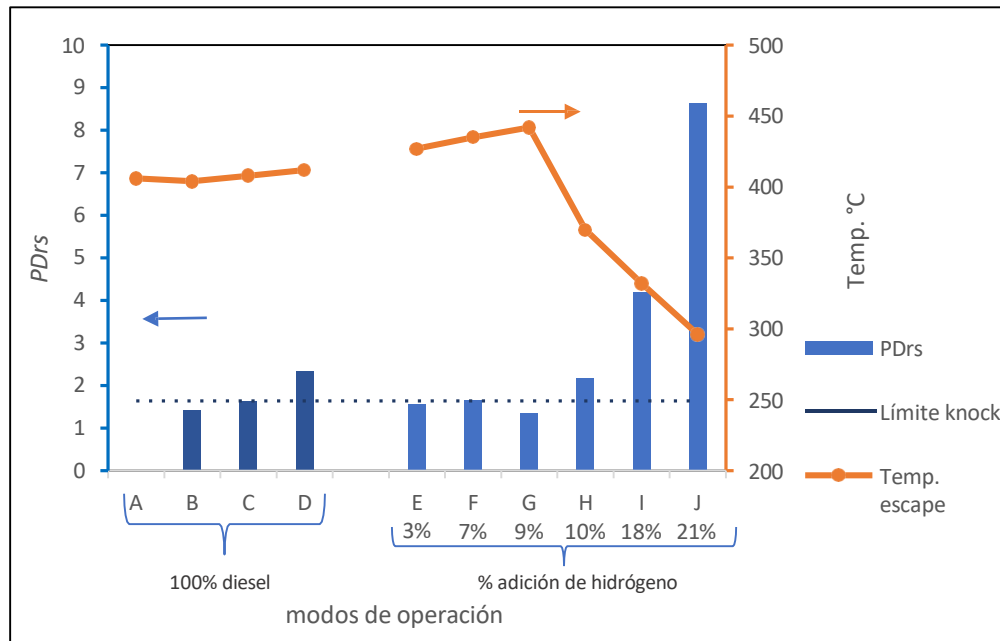


Figura 37: PDRs de distintos modos de operación

Los datos obtenidos en el modo de operación A no arrojaron resultados coherentes. Las posibles causas incluyen interrupciones en la señal durante la adquisición de datos o fallas físicas no detectadas previamente en alguno de los sensores utilizados. El punto 7% de adición corresponde a una medición realizada por separado al resto de los indicadores.

El modo de operación **H con un 10% de adición de H₂**, es el primero en sobrepasar el límite establecido por los PDRs, mientras que la temperatura de los gases de escape comienza a disminuir a partir de un 9 % de adición de H₂. Esta caída parece indicar un empeoramiento en la combustión, aunque también puede atribuirse a la formación de agua como producto de la combustión del hidrógeno, la cual absorbe parte del calor de los gases de escape. Otra posible causa es que el hidrógeno, al ser inyectado por el múltiple de admisión, reduce la temperatura del aire de admisión,

Operación caracterización y experimento

dificultando la evaporación y combustión del diésel, disminuyendo así la eficiencia de la combustión. Esta pérdida de eficiencia se evidencia en la reducción de potencia y torque registrados, sin embargo, esta hipótesis, sobre reducción de temperatura de admisión no pudo ser verificada directamente, ya que la termocupla utilizada para medir la temperatura de admisión está ubicada antes del punto de inyección de hidrógeno, y no se tiene registro del efecto de la variación de temperatura en el aire de entrada sobre la eficiencia de la combustión, incluso considerando el efecto Joule-Thomson inverso que experimenta el hidrógeno al expandirse (aumento de temperatura), es posible que la expansión ocurra mucho antes de la mezcla con el aire en el múltiple de admisión, por lo que no se visualiza un aumento de temperatura en ese punto. La única referencia sobre la influencia del hidrógeno en la temperatura de admisión del aire, es cualitativa: al tacto, el múltiple de admisión se percibe más frío luego de operar con hidrógeno (como indicación de que la temperatura de admisión cae al adicionar hidrógeno).

El pico de temperatura en los gases de escape se alcanza en el modo de operación G con un 9% de adición de H₂, con un valor máximo de 442 [°C]. Este modo también representa el último punto en el que la potencia y el torque se mantienen constantes. A partir de este punto, ambas variables comienzan a disminuir. La caída simultánea de temperatura de gases de escape, torque, potencia y las emisiones registradas Figura 39 y Figura 40 indican que hay más factores en el empeoramiento de la calidad de la combustión durante el funcionamiento dual, independientes de que se sobrepase el límite de los PDRs y ocurra el fenómeno de knock.

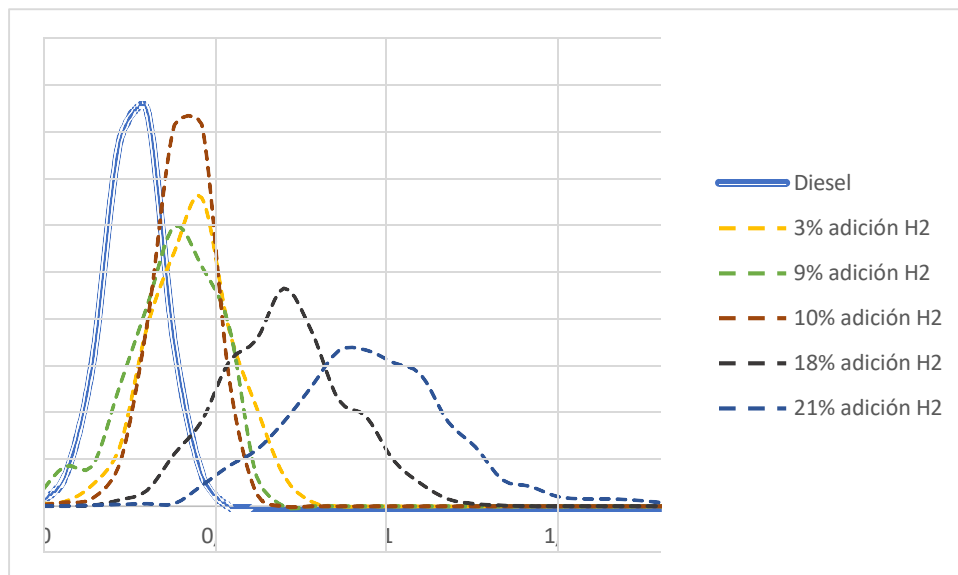


Figura 38: Distribución de densidad de KI

La distribución de la densidad de los KI Figura 38, con respecto a la operación 100% diésel tienden hacia la derecha de la curva base a medida que se aumenta el porcentaje de adición de hidrógeno. Al 10% de adición se presentó inestabilidad para mantenerlo en un régimen estable de operación y para el 18% y 21% se requirió un control constante durante la toma de datos para mantener una operación comparable a el modo base

3.5 Comparación emisiones de gases

La función, el año de fabricación y el estado del motor dificultan establecer una referencia clara de su funcionamiento. Por ello, las comparaciones en modo dual presentadas en la Figura 39 y Figura 40 se realizaron en relación con la base previamente seleccionada para la determinación del límite PDRs y comparación de emisiones. Además, se utilizó como referencia para comparación un motor mono-cilíndrico de un estudio experimental que empleó distintas combinaciones de combustibles, eligiéndose aquel con la molécula equivalente, concentraciones y modo de operación más cercanos al caso base analizado. (**motor ref. modo 100% diésel, potencia estudiada 2,18[kW] - 2,45 [kW]; combustible: %m C=87,02, %m H=12,98; desplazamiento: 950 [cm³]; razón de compresión: 1:20**) [7])

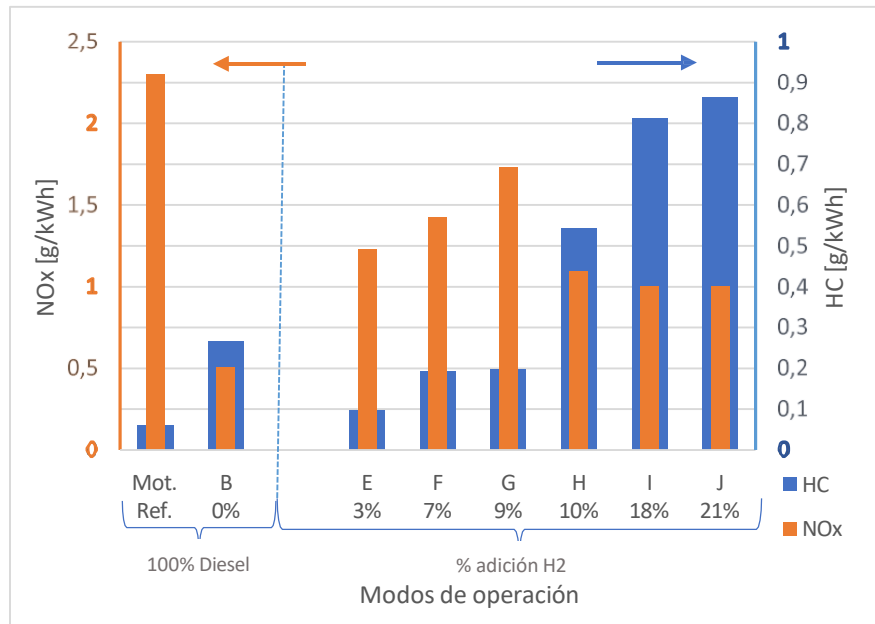


Figura 39: Emisiones HC y NOx funcionamiento dual hidrógeno-diésel

Los valores de emisiones de NOx se mantiene siempre por encima de los valores de la base 100% diésel, pero por debajo del valor comparado con el del estudio (líneas punteadas), La formación de NOx muestra comportamiento creciente hasta 9 % de adición de H₂, luego las emisiones parecen estabilizarse a valores cercanos a 1 [g/kWh] el aumento de NOx hasta el punto G indican una mejora en la combustión hasta ese punto. Los HC presentan emisiones superiores a la comparación del motor de referencia en todos los modos de operación, y superan a la base B (100% diésel) a partir del modo H de operación, o un 10% de adición de H₂, luego solo muestran un comportamiento creciente con respecto a la adición de H₂, siendo indicadores de diesel no quemado y un menor rendimiento en la combustión.

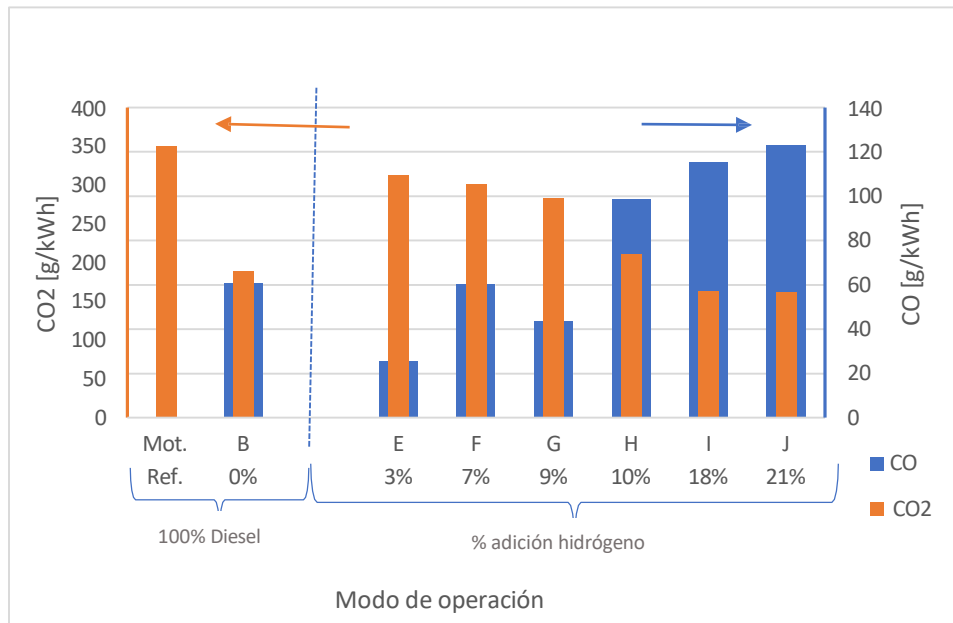


Figura 40: Emisiones CO y CO₂ en funcionamiento dual hidrógeno-diésel

Las emisiones de CO del motor utilizado como referencia para las comparaciones se encontraban entre 1 y 4 [g/kWh], valores considerablemente inferiores a los registrados en este estudio, motivo por el cual se decidió omitirlas de la Figura 40.

Se observa que el aumento en la proporción de hidrógeno añadido hasta un 9% de adición conlleva una disminución en las emisiones de CO₂ con respecto al funcionamiento base y se duplican al superar ese porcentaje, el modo de operación 7% presenta un aumento con respecto al 3% y presenta emisiones similares con respecto al funcionamiento base. En contraste, las emisiones CO₂ aumentan en cuanto se inyecta hidrógeno y tienden a disminuir a medida que se incrementa la concentración, alcanzando valores similares a los de la base B en los modos 10% y 18% de adición de H₂. Además, se observa una caída abrupta en las emisiones de CO₂ entre los modos 9% y 10%. En el primer modo de operación con hidrógeno (3% de adición), se registra una disminución significativa en las emisiones de CO en comparación con la base B, acompañada por un aumento en las emisiones de CO₂. Al comparar los resultados con las emisiones detectadas en el motor Perkins se esperaba que para todos los modos de operación se redujeran las emisiones de CO₂ con respecto al modo de operación base.

Comparando la base B las emisiones CO₂ y NO_x son menores de la mitad de las del motor de referencia, mientras las emisiones HC y CO lo superan con creces, evidenciando una peor combustión a pesar de una mayor entrega de potencia.

3.6 Errores de medición

3.6.1 Fuentes de error

Las posibles fuentes de error en la medición, algunas de las cuales ya han sido descritas previamente, son las siguientes:

Tabla 12: Fuentes de errores de medición

Mediciones de gases	Problemas en la calibración del analizador de gases Contaminación en filtro en la sonda de escape Trampa decantadora de aceite estrangula el flujo de escape y altera las mediciones Sin suficiente tiraje en el escape del motor, crea acumulaciones en el tubo vertical de escape que bajan al enfriarse y contaminan muestra de gases
Medición de aire	Posicionamiento del anemómetro si no está bien alineado con la dirección del flujo de aire no mide bien su velocidad Vibraciones en la zona donde está montado el anemómetro genera errores en la medición Turbulencias generadas por componentes en el múltiple de admisión además de cambios de velocidad debido a cambios de presión dificultan la medición del anemómetro
Torque	Calibración de freno dinamométrico
Consumo combustible	Bloqueo retorno puede significar variaciones no tomadas en cuenta en el consumo de combustible Error en la calibración de la balanza

3.6.2 Incertidumbre de medición

Los valores de incertidumbre asociados al flujo de combustible y al torque corresponden a la media de las desviaciones estándar obtenidas en las mediciones. En cambio, para el resto de los parámetros, debido al tamaño reducido de la muestra, la incertidumbre se estimó como el promedio del rango de variación observado dentro de cada modo de operación específico.

Tabla 13: incertidumbre de medición

Torque	0,7 [N*m]
CO2	0,4 %vol.
CO	0,3 %vol.
NOx	1 ppm
HC	1 ppm
Flujo de hidrógeno	2 L/min
Flujo de combustible	2 g/min
Velocidad	40 RPM

4 Conclusiones

El motor CFR, debido a sus particularidades de diseño, año de fabricación, bajo nivel de automatización y su función original, presenta múltiples limitaciones para su uso en mediciones de precisión, en actividades pedagógicas o para investigaciones replicables en su estado actual. A lo anterior, se suman las fallas observadas y otras posibles deficiencias no detectadas o no consideradas durante su operación.

La calidad de la combustión, evaluada a partir de las mediciones de admisión de aire y combustible y utilizando la índice lambda como referencia, mostró variaciones significativas en la relación aire-combustible estimada a partir de los gases de escape. Las concentraciones de CO y CO₂ no siguen patrones típicos de combustión eficiente, presentando comportamientos erráticos en función de la velocidad del motor, asimismo la baja formación de NO_x y alta formación de HC indican una mala combustión en su funcionamiento 100% diésel. Aunque estas irregularidades podrían atribuirse a la imprecisión de las mediciones, se esperaba observar tendencias más claras (ya sea al alza o a la baja) en la evolución de los componentes de los gases de escape en relación a la velocidad de operación. Sin embargo, el hecho de que el aumento de la velocidad se asocie con una mayor dispersión e inestabilidad en las emisiones sugiere el empeoramiento de la combustión a altas velocidades, tanto por función primaria y original del motor (quema de combustible a una velocidad constante), como ajustes realizados sin tener su manual guía original para las adecuaciones realizadas, además de la influencia de variables no consideradas o no controladas durante la experimentación.

El modo de operación base 100% diésel y el primer modo de operación con una adición energética de 3% de hidrógeno presentan valores comparables en su potencia y torque. Esta condición se mantiene hasta el 9% de adición, acompañado por un aumento de temperatura y NO_x y disminución de HC. Durante la operación dual, la baja en la potencia se produce al 10% de adición energética de H₂, junto con la presencia de knock en la operación del motor, además de la caída en la temperatura de escape. La baja en temperatura de los gases de escape, y caída de torque y potencia, al aumentar la adición energética de H₂ de un 10% a 12%, además del aumento considerable en las emisiones de CO y HC y de la reducción de CO₂ y NO_x, sugieren que la eficiencia de la combustión se reduce por factores independientes de la generación de ruidos de knock.

La metodología PDr y su aplicación no invasiva en el motor demuestra ser de simple uso y consistente con los resultados obtenidos. La superación del umbral definido ocurre junto con la reducción de potencia y empeoramiento de combustión, aunque no sea la única causa de ese efecto, es un indicador considerable durante el análisis.

Debido a los puntos previamente descritos, el funcionamiento dual diésel-hidrógeno solo puede ser abordado de forma acotada en este motor, ya que incluso en su operación con 100 % diésel persisten problemas de combustión independientes de la inyección de hidrógeno y de la detección de knock. El enfoque de mejora debe ser primero en la calidad de la combustión del diésel para mejorar la replicabilidad de experimentos y la reducción de factores no considerados y de confusión que puedan presentarse en la operación del motor, para luego avanzar en estudios de operación dual.

4.1 Fallas y problemas de operación

Las principales fallas, que mostraron riesgo para operador y su funcionamiento, detectadas durante la operación post-restauración fueron las siguientes:

- **Filtración de aceite por el contenedor de retorno:**

El contenedor de retorno está fijado al motor mediante un perno que atraviesa hasta el cárter. Durante el funcionamiento, la presión interna del cárter aumenta, y si esta conexión no se encuentra completamente sellada, la perforación se convierte en un punto de fuga de aceite.

- **Sobrepresión en la línea de refrigeración:**

Se observó que el termostato no activó el flujo de refrigerante en el momento requerido, lo que provocó un aumento de temperatura. Esto, junto con el pequeño diámetro del tubo de recirculación, generó una sobrepresión que terminó por desconectar las mangueras del sistema de refrigeración, mientras el líquido superaba los 90 °C. Las vibraciones durante la operación del motor también crearon fracturas en la placa que sostenía a la bomba de desplazamiento del refrigerante, que cedió luego de algunas pruebas del motor.

- **Sobrepresión en el cárter:**

La sobrepresión en el cárter fue evidenciada al conectar una termocupla directamente en dicha zona, observando que el aceite subió por el cable hasta contaminar el equipo de adquisición de datos. Además, se constató que el tubo respiradero del cárter expulsaba aceite en lugar de gases durante ciertos modos de operación, indicando una presión interna anormalmente elevada que forzaba el ascenso del lubricante.

- **Desconexión del freno dinamométrico:**

La unión entre el motor y el freno dinamométrico se desconectó en tres ocasiones durante la operación. En una de ellas, un perno de seguridad fue lanzado hacia el vidrio de la cabina de pruebas. En otra, el acoplamiento se soltó del motor durante el funcionamiento, estando aún conectado al freno, y en la tercera, el freno dinamométrico se desconectó por completo, aunque el cardán del motor aún permanecía unido a este.

- **Fugas por el retén del cárter:**

Se detectaron filtraciones de aceite a través del retén del cárter, lo que sugiere posibles fallas de sellado ocasionadas por sobrepresión interna o desgaste del componente. Además, es posible que el retén esté sometido a esfuerzos axiales adicionales debido al desalineamiento del eje de conexión entre el motor y el freno dinamométrico, el cual no es coaxial y se acopla

mediante dos uniones cardánicas.

- **Inyector y cámara de combustión**

Los datos de presión de inyección y de pulverización son desconocidos, y en cuanto a la presión en la cámara de combustión, solo se tiene certeza de que esta supera los 12 [bar] tras la reparación. Sin embargo, persiste la incertidumbre respecto al funcionamiento estable del motor bajo sus parámetros originales de diseño.

4.2 Recomendaciones

- **Rediseño del sistema de inyección:**

Se recomienda implementar un sistema de inyección que opere con parámetros conocidos de presión, eliminando la incertidumbre actual. Además, incorporar un regulador centrífugo o un variador de avance que permita ajustar el momento y la cantidad de inyección de diésel, facilitando una operación más estable y ampliando las condiciones de trabajo durante la inyección de hidrógeno.

- **Reemplazo del conjunto pistón-camisa-anillos:**

Sustitución de estos componentes por versiones que no presenten deformaciones y que utilicen sellos normados. Esto contribuirá a lograr una mejor compresión y un funcionamiento más estable del motor.

- **Control de presión en el cárter:**

Durante la operación del motor, se debe monitorear la presión interna del cárter. Es fundamental verificar la existencia y funcionamiento de válvula de alivio en el tubo de respiración del cárter, que permita regular la presión de salida y prevenir sobrepresiones perjudiciales. También el conectar el tubo de respiración del carter nuevamente a la cámara de combustión, posiblemente por el múltiple de admisión para la disminución de emisiones no observables.

- **Revisión de conexiones a freno dinamométrico:**

Se debe encontrar una solución efectiva para mantener la conexión estable entre el motor y el freno dinamométrico, idealmente asegurando una alineación coaxial y reduciendo esfuerzos axiales que puedan comprometer componentes como el retén del cárter. También la posible conexión a un sistema de medición de menor torque, ya que el motor trabaja con una baja potencia y torque.

Referencias

1. World Meteorological Organization (WMO), *The State of Greenhouse Gases in the Atmosphere Based on Global Observations through 2023*. 2024. [Online]. Available: <https://library.wmo.int/idurl/4/69057>
2. J. Millerm and C. Braun, "Análisis costo beneficio de las normas Euro VI sobre emisiones en vehículos pesados en Argentina," CCAC, 2020. [Online]. Available: <https://www.ccacoalition.org/sites/default/files/resources/ArgentinaCBA-vehiculos-pesados-ES.pdf>
3. N. Castro, M. Toledo, and G. Amador, "An experimental investigation of the performance and emissions of a hydrogen-diesel dual fuel compression ignition internal combustion engine," *Applied Thermal Engineering*, vol. 156, pp. 660–667, 2019. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.04.078
4. D. Correa, "Adecuación de motor monocilíndrico encendido por compresión para operar en modo dual con hidrógeno," 2023.
5. N. Castro, "Motor monocilíndrico de pruebas; datos técnicos," 2018.
6. Melling Engine Parts, *Piston Ring Catalog*. Melling (S.A.). [Online]. Available: <https://www.melling.com/catalog>
7. M. Vergel-Ortega, G. Valencia-Ochoa, and J. Duarte-Forero, "Experimental study of emissions in single-cylinder diesel engine operating with diesel-biodiesel blends of palm oil-sunflower oil and ethanol," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 26, p. 101190, 2021. doi: 10.1016/j.csite.2021.101190
8. H. Korseak, Z. Pandur, M. Bačić, Ž. Zečić, H. Nevečerel, K. Lepoglavec, and M. Šušnjar, "Exhaust gases from skidder ECOTRAC 140 V diesel engine," *Forests*, vol. 13, no. 2, p. 272, 2022. doi: 10.3390/f13020272
9. Biblioteca del Congreso Nacional de Chile, "LeyChile," [Online]. Available: <https://www.bcn.cl/leychile/navegar?idNorma=1176686>
10. M. Marengo and G. Amador, "Statistical analysis of the pondered deviation from reference index for knock detection in internal combustion engines," *SAE International Journal of Engines*, vol. 15, no. 5, pp. 689–702, 2022. doi: 10.4271/03-15-05-0037