



IIMPI
INSTITUTO DE
INGENIERÍA MECÁNICA
Y PRODUCCIÓN INDUSTRIAL



UNIVERSIDAD
DE LA REPUBLICA
URUGUAY

Conversión de motor de gasolina a hidrógeno

Bibiloni Sebastián

Mendoza Lucas

Romero Juan Manuel

Programa de Grado en Ingeniería Industrial Mecánica
Facultad de Ingeniería
Universidad de la República

Montevideo – Uruguay
Noviembre de 2024



IIMPI
INSTITUTO DE
INGENIERIA MECANICA
Y PRODUCCION INDUSTRIAL



UNIVERSIDAD
DE LA REPUBLICA
URUGUAY

Conversión de motor de gasolina a hidrógeno

Bibiloni Sebastián

Mendoza Lucas

Romero Juan Manuel

Tesis de Grado presentada al Programa de Grado en Ingeniería Industrial Mecánica, Facultad de Ingeniería de la Universidad de la República, como parte de los requisitos necesarios para la obtención del título de Ingeniero en Ingeniería Industrial Mecánica.

Director:

Ph.D. Prof. Martinez-Boggio Santiago

Montevideo – Uruguay

Noviembre de 2024

,
Bibiloni Sebastián
Mendoza Lucas
Romero Juan Manuel

Conversión de motor de gasolina a hidrógeno /
Bibiloni Sebastián
Mendoza Lucas
Romero Juan Manuel

. - Montevideo: Universidad de la República, Facultad de
Ingeniería, 2024.

xxx, 231 p.: il.; 29, 7cm.

Director:

Martinez-Boggio Santiago

Tesis de Grado – Universidad de la República, Programa
en Ingeniería Industrial Mecánica, 2024.

Referencias bibliográficas: p. 161 – 169.

1. Hidrógeno, 2. Motores de combustión interna,
3. Retrofitting, 4. Cambio climático, 5. Simulación
numérica. I. Santiago, Martinez-Boggio, . II. Universidad
de la República, Programa de Grado en Ingeniería
Industrial Mecánica. III. Título.

INTEGRANTES DEL TRIBUNAL DE DEFENSA DE TESIS

Ph.D. Prof. Pedro Curto

Ph.D. Prof. Erika Teliz

MSc. Juan Tomasini

Montevideo – Uruguay
Noviembre de 2024

Agradecimientos

A lo largo de este proyecto, hemos contado con el apoyo y la colaboración de muchas personas e instituciones, cuya generosidad, tiempo y esfuerzo fueron fundamentales para hacer realidad este proyecto. A todos ellos, queremos expresarles nuestros más sincero agradecimiento y reconocimiento.

A Álvaro Fernández, por su valioso apoyo y su dedicación en todo el proceso de restauración del motor. Gracias a su conocimiento técnico y a su constante disposición, logramos una restauración óptima y una instalación precisa del motor. Su experiencia y su enfoque meticuloso nos permitieron resolver desafíos complejos y mejorar la calidad del trabajo en cada etapa.

A Nicolás García Suárez, amigo y compañero, quien siempre estuvo dispuesto a brindar su tiempo y esfuerzo para la restauración y puesta a punto del motor. Su ayuda fue indispensable y su compromiso incondicional nos brindó el impulso necesario en momentos claves del proyecto. Su generosidad y compañerismo son un testimonio de verdadera amistad, y este trabajo se enriqueció gracias a su participación.

A DOMS, por confiar en nosotros y facilitar el uso de sus equipos, lo cual nos permitió realizar ensayos y pruebas cruciales para el modelado numérico del motor. Contar con este soporte fue una pieza esencial para avanzar en la parte de simulación del proyecto. Su colaboración refleja el verdadero espíritu de apoyo entre instituciones.

A Santiago Martínez, quien, además de su ayuda para conseguir fondos para la compra de equipos, siempre estuvo dispuesto a resolver nuestras preguntas y dudas sobre los aspectos técnicos y teóricos del proyecto. Su generosidad y apoyo nos permitieron contar con recursos indispensables para el desarrollo de esta investigación. Santiago, además, como tutor, no solo nos brindó su guía experta en cada paso, sino que también nos alentó y motivó a lo largo de todo el proceso. Su confianza en nuestras capacidades y su orientación paciente fueron una fuente de inspiración constante y un motor que nos impulsó a alcanzar los

objetivos propuestos.

A nuestras familias, cuyo apoyo incondicional y amor nos acompañaron en cada jornada, especialmente en los días largos y agotadores. A ellos, que nos recibieron al final de cada jornada con palabras de aliento y compañía, dándonos la fortaleza para continuar y alcanzar nuestras metas. Su apoyo emocional y comprensión en los momentos difíciles nos permitieron mantenernos firmes hasta el final.

A nuestros amigos, que supieron estar presentes en los momentos de mayor estrés y ansiedad, brindándonos su ayuda, escuchándonos y dándonos ánimo. Su presencia en estos tiempos de desafío y su apoyo incondicional fueron esenciales para sobrellevar los momentos de mayor presión.

Al IIMPI, que nos brindó sus instalaciones y equipos, permitiendo que pudiéramos llevar a cabo toda la parte experimental de este proyecto en un entorno profesional y adecuado. La infraestructura proporcionada fue fundamental para lograr precisión y confiabilidad en los resultados, facilitando el desarrollo del trabajo experimental de manera óptima.

Finalmente, a Sebastián Malfara, por su generosidad al responder nuestras preguntas fuera de su horario laboral y por dejarnos las herramientas y equipos a disposición, lo que facilitó enormemente nuestra labor.

A todos ustedes, les agradecemos profundamente por su colaboración, paciencia y apoyo incondicional, que permitieron que este proyecto pudiera llevarse a cabo. Cada uno de ustedes ha sido parte de este logro, y este proyecto es, en gran medida, el resultado del esfuerzo y dedicación de todos.

Lista de figuras

1.1	Esquema de actividades principales del proyecto. Elaboración propia.	6
2.1	Prototipos de la Toyota Hilux. Fuente: Valls, s.f.	8
2.2	Esquema de sistema de propulsión por celdas de combustible para la generación de electricidad en un vehículo. Adaptado de Fuente: H2 Business News, s.f.	8
2.3	Camión con motor de combustión de hidrógeno diseñado por SwRI. Fuente: Southwest Research Institute, s.f.-a.	9
2.4	Motor de combustión interna a hidrógeno diseñado por AVL Racetech. Fuente: AVL Racetech, s.f.	11
2.5	Prototipo Alpenglow Hy4 diseñado por Alpine el cual utilizará el nuevo motor V6 alimentado por hidrógeno. Fuente: Alpine, s.f.	12
2.6	Camión Volvo a hidrógeno. Fuente: Rodríguez, s.f.-a	13
2.7	Diseño de camión Volvo. Se puede observar como se colocarán los tanques de hidrógeno. Fuente: Transporte Mundial, 2024. . .	13
2.8	Mapa de la eficiencia térmica al freno motor de combustión de Diésel ensayado en Alemania. Elaboración basada en Wittek et al. 2024.	15
2.9	Mapa de la eficiencia térmica al freno del motor convertido a combustión de hidrógeno ensayado en Alemania. Elaboración basada en Wittek et al. 2024.	15

3.1	Posible diseño para soporte de motores. Se observa el adquirente de datos que se encuentra fijo en la celda de ensayos, con todos sus conectores para el conexionado que viaja con el motor. Además se observa el soporte genérico para todos los motores a ensayar y el soporte a medida del motor. También se observa la Engine Control Unit (ECU) en su soporte. Elaboración propia basada en los laboratorios de Hochschule Heilbronn.	21
3.2	A la izquierda se observa un banco de ensayo de inyectores y a la derecha un banco de ensayo de flujo o flujómetro. Elaboración basada en Fuente: Superflow, 2024 y AyEtodo.com, 2024	23
3.3	Esquema de un laboratorio ideal de ensayo de motores. Elaboración propia.	24
3.4	Imagen del esquema de la instalación ideal de los sensores para el ensayo de un motor gasolina 4 cilindros. Elaboración propia .	25
3.5	Consola presente en el Laboratorio de Facultad de Ingeniería UDELAR. Elaboración propia.	28
3.6	Banco presente en el Laboratorio de Facultad de Ingeniería UDELAR. Elaboración propia.	28
3.7	Curvas de potencia máxima en función de la velocidad de rotación, en azul la curva del freno marca SAENZ modelo DS2 y en negro la curva de potencia limitante de la bomba. Elaboración propia basada en información proporcionada por el fabricante. .	29
3.8	Banco de ensayos de motores del laboratorio del IIMPI. Se observa el freno hidráulico, con su batea y bomba para la recuperación del agua, además de un radiador sumergido para la refrigeración del motor. Elaboración propia.	30
3.9	Diagrama de la posición y conexión de sensores del laboratorio. Elaboración propia.	32
3.10	Imagen de la interfase del software SMAC. Elaboración propia. .	33
3.11	Imagen del programa Fueltech ECU Manager utilizado para el control de la unidad de gestión electrónica (ECU) FT400. Elaboración propia.	34
3.12	Plano del laboratorio actual del IIMPI. Elaboración propia. . .	34
3.13	Diagrama de freno hidráulico con barra de calibración. Elaboración propia.	36

4.1	Imagen de motor Geely MR479Q. Fuente: Geely International Corporation, 2007	47
4.2	Plano de corte transversal de la tapa de cilindros. Proporcionada por el fabricante.	48
4.3	Medición del lift de válvula. Elaboración propia.	49
4.4	Medición del lift de válvula. Elaboración propia.	49
4.5	Curva de apertura de válvulas. Elaboración propia.	50
4.6	Diagrama de ángulos de sincronización de las válvulas. Proporcionada por el fabricante.	51
4.7	Medición de flujo de aire en Admisión. Elaboración propia en conjunto con DOMS.	53
4.8	Medición de flujo de aire en Escape. Elaboración propia en conjunto con DOMS.	53
4.9	Escáner 3DMakerpro Lynx. Elaboración propia.	56
4.10	Modelo 3d del motor MR479Q. Elaboración propia.	56
4.11	Estado del motor Geely MR479Q previo al comienzo del desarmado. Elaboración propia.	57
4.12	Estado del motor Geely MR479Q una vez finalizado el armado. Elaboración propia.	58
4.13	Prueba de compresión de cada cilindro. Elaboración propia. . .	59
4.14	Curva de potencia máxima proporcionada por el fabricante. Fuente: Geely International Corporation, 2007	64
4.15	Curva de BSFC proporcionada por el fabricante. Fuente: Geely International Corporation, 2007	64
4.16	En azul los puntos que se pretenden medir durante el ensayo de mapeo del motor. En verde se puede observar la curva de potencia máxima del motor proporcionada por el fabricante. Elaboración propia.	65
5.1	Ejemplo de discretización de un tubo en el modelo numérico. Elaboración propia basado en los manuales del programa de simulación GT-Suite.	70
5.2	Representación de las zonas y ecuaciones de la llama durante la combustión en la cámara de combustión. Elaboración propia basado en Fuente: Wang, 2014	76

5.3	Paneles de control de los principales parámetros a ajustar en el software para crear el modelo predictivo de la combustión dentro de la cámara de combustión. Elaboración propia.	77
5.4	Imagen del modelo numérico construido en el programa de simulación numérica. Elaboración propia.	84
6.1	Evolución de la temperatura del aceite y del agua durante el calentamiento. Elaboración propia.	87
6.2	Evolución de la potencia y la velocidad de giro durante el calentamiento. Elaboración propia.	88
6.3	Evolución de la presión del aceite durante el calentamiento. Elaboración propia.	89
6.4	Consumo de combustible en kg, BSFC y BTE en función del tiempo. En el caso del BSFC se puede observar la incertidumbre en el ultimo valor medido. Elaboración propia.	90
6.5	Potencia y BTE en función del avance de encendido a 1000 RPM, con barras negras se puede observar la incertidumbre asociada a cada punto de operación medido. Elaboración propia. . .	91
6.6	Potencia y BTE en función del avance de encendido a 2000 RPM, con barras negras se puede observar la incertidumbre asociada a cada punto de operación medido. Elaboración propia. . .	92
6.7	Potencia y BTE en función del avance de encendido a 3000 RPM, con barras negras se puede observar la incertidumbre asociada a cada punto de operación medido. Elaboración propia. . .	93
6.8	Avance de encendido óptimo en función de la velocidad de giro. Elaboración propia.	94
6.9	Potencia y BTE en función de lambda. Elaboración propia. . . .	95
6.10	Comparación de Par, potencia y BSFC en función de la velocidad de giro, entre los resultados experimentales y los datos reportados por el fabricante. Para los resultados experimentales se incluyen los márgenes de error para cada una de estas variables. Elaboración propia.	96
6.11	Mapeo del motor. BMEP y BSFC en función de la velocidad de giro. Elaboración propia.	97
6.12	Mapeo del motor. BMEP y BTE en función de la velocidad de giro. Elaboración propia.	99

6.13	Maqueo del motor. BMEP y avance de encendido en función de la velocidad de giro. Elaboración propia.	99
6.14	Maqueo del motor. BMEP y tiempo de apertura de los inyectores en función de la velocidad de giro. Elaboración propia.	100
6.15	Gráfico de la potencia y su incertidumbre en función de los distintos puntos de operación. La notación para identificar cada punto es “XXXX_XX %”, donde las primeras 4 cifras indican la velocidad de giro del motor y las otras dos luego del guion bajo indican el porcentaje de carga del motor. Elaboración propia. . .	101
6.16	Gráfico de la incertidumbre porcentual de la potencia en función de los distintos puntos de operación. La notación para identificar cada punto es “XXXX_XX %”, donde las primeras 4 cifras indican la velocidad de giro del motor y las otras dos luego del guion bajo indican el porcentaje de carga del motor. Elaboración propia.	102
6.17	Gráfico del Consumo Específico de Combustible al Freno (BSFC) y su incertidumbre en función de los distintos puntos de operación. La notación para identificar cada punto es “XXXX_XX %”, donde las primeras 4 cifras indican la velocidad de giro del motor y las otras dos luego del guion bajo indican el porcentaje de carga del motor. Elaboración propia.	102
6.18	Gráfico de la incertidumbre porcentual del Consumo Específico de Combustible al Freno (BSFC) en función de los distintos puntos de operación. La notación para identificar cada punto es “XXXX_XX %”, donde las primeras 4 cifras indican la velocidad de giro del motor y las otras dos luego del guion bajo indican el porcentaje de carga del motor. Elaboración propia.	103
6.19	Efecto de crecimiento del núcleo de la llama, la velocidad de llama turbulenta y la microescala de Taylor sobre la potencia del motor, mapa con respecto a punto base. Elaboración propia, imagen con Fuente: LearnCAx, s.f.	105
6.20	Efecto de crecimiento del núcleo de la llama, la velocidad de llama turbulenta y la microescala de Taylor sobre el consumo de combustible del motor, mapa con respecto a punto base. Elaboración propia, imagen con Fuente: LearnCAx, s.f.	106

6.21	Efecto del crecimiento del núcleo de la llama, la velocidad de llama turbulenta y la microescala de Taylor sobre el ángulo en el que se alcanza el 50 % de la mezcla de gases quemada, en comparación con el caso base. Elaboración Propia, imagen con Fuente: LearnCAx, s.f.	108
6.22	Efecto de las temperaturas de las paredes del cilindro, pistón y tapa de cilindros sobre la potencia del motor, en comparación con el caso base. Elaboración Propia, imagen con Fuente: Luo et al. 2020	110
6.23	Efecto de las temperaturas de las paredes del cilindro, pistón y tapa de cilindros sobre el flujo de aire que ingresa al motor. Elaboración Propia, imagen con Fuente: Luo et al. 2020	111
6.24	Efecto de las temperaturas de las paredes del cilindro, pistón y tapa de cilindros sobre el consumo del motor, estos mapas son con respecto a un punto base. Elaboración Propia, imagen con Fuente: Luo et al. 2020	112
6.25	Efecto de las temperaturas de las paredes del cilindro, pistón y tapa de cilindros sobre la fracción de energía transferida desde la cámara de combustión hacia el sistema de refrigeración, en relación con la energía total del combustible introducido en la cámara de combustión. Elaboración Propia, imagen con Fuente: Luo et al. 2020	113
6.26	Imagen donde se ilustra la diferencia entre los puntos medidos y los puntos simulado en el modelo. La notación para identificar cada punto es “XXXX.XX %”, donde las primeras 4 cifras indican la velocidad de giro del motor y las otras dos luego del guion bajo indican el porcentaje de carga del motor. Elaboración propia.	114
6.27	Puntos de operación evaluados en el modelo numérico del motor con combustión de gasolina. Elaboración propia.	116
6.28	Comparación de los avances de encendido del modelo numérico en el programa de simulación a máxima carga y los ensayos del motor. Elaboración propia.	117
6.29	Comparación de potencias a máxima carga del modelo numérico en el programa de simulación con SA optimo y del fabricante. Elaboración propia.	118

6.30	Comparación de BSFC a máxima carga del modelo numérico en el programa de simulación con SA optimo y del fabricante. Elaboración propia.	119
6.31	Mapa de consumo específico de combustible del modelo numérico con combustión de gasolina. Elaboración propia.	119
6.32	a) Mapa de eficiencia térmica al freno del motor ensayado b) Mapa de eficiencia térmica al freno del motor en el modelo numérico para el SA optimo. Elaboración propia.	120
6.33	Evolución de la mezcla aire-combustible admisible para combustión en la cámara, cumpliendo con las restricciones establecidas y manteniendo la mariposa de aceleración completamente abierta. Elaboración propia.	122
6.34	Mapa del BarCAD en cada ciclo de combustión del motor, para el modelo de hidrógeno. Elaboración propia.	125
6.35	Mapa de la presión máxima en cada ciclo de combustión del motor, para el modelo de hidrógeno. Elaboración propia.	125
6.36	Evolución del lambda mínimo del modelo numérico de combustión de hidrógeno considerando los limites de presión máxima dentro del cilindro y BarCAD. Elaboración propia.	126
6.37	Puntos de operación evaluados en el modelo numérico del motor. Elaboración propia.	127
6.38	Mapa de ajuste del modelo numérico con combustión de hidrógeno. En líneas azules se ilustran las fronteras de ajuste de la posición de la mariposa del acelerador y en las negras las fronteras de los lambdas utilizados. Elaboración propia.	128
6.39	Comparación de la potencia máxima alcanzada por el motor de combustión en los ensayos, la reportada por el fabricante y la del modelo numérico a hidrógeno. Elaboración propia.	128
6.40	Efecto de sobre la eficiencia y flujo de aire sobre los modelos numérico para los diferentes combustibles y velocidades de giro, ambos en condición de carga máxima. Elaboración propia.	129
6.41	Comparación entre los avances de encendidos utilizados en el motor del ensayo, el avance de encendido óptimo para gasolina determinado con el modelo numérico y el avance de encendido óptimo del modelo numérico para hidrógeno, todos a carga máxima. Elaboración propia.	130

6.42	Mapa de eficiencia térmica al freno del modelo numérico con combustión de hidrógeno. Elaboración propia.	131
6.43	Comparación de mapas de eficiencia entre el modelo de hidrógeno y el de gasolina, limitado al rango de operación del modelo de hidrógeno. Diferencias positivas implican mayor BTE para el modelo de hidrógeno y negativas para el modelo de gasolina. Elaboración propia.	132
6.44	Comparación de mapas de eficiencia entre el modelo de hidrógeno y el de gasolina, en todo el rango de operación de ambos modelos. Mostrando diferencias de alcance máximo de BMEP entre ambos modelos. Diferencias positivas implican mayor BTE para el modelo de hidrógeno y negativas para el modelo de gasolina. Elaboración propia.	132
6.45	Mapa de consumo específico de combustible del modelo numérico con combustión de hidrógeno. Elaboración propia.	133
6.46	Mapa de estimación de emisiones de gases de óxido de nitrógeno del modelo numérico con combustión de hidrógeno. Elaboración propia.	135
6.47	Mapa de estimación de emisiones de gases de óxido de nitrógeno del modelo numérico con combustión de Gasolina. Elaboración propia.	135
7.1	Flujo másico instantáneo a través del inyector del cilindro 1 del modelo numérico del motor de combustión de hidrógeno, operando a 6000 RPM con una mezcla aire combustible estequiométrica. Elaboración propia.	139
7.2	Mapa de tiempo de apertura de los inyectores en el modelo numérico con combustión de hidrógeno. Es de considerar que para este modelo se utilizó el inyector MULTEC 3.5 H2, Phinia, 2024. Elaboración propia.	140
7.3	Mapa del flujo promedio en un ciclo completo, a través de los inyectores en el modelo numérico con combustión de hidrógeno. Cabe destacar que para este modelo se utilizó el inyector MULTEC 3.5 H2, Phinia, 2024. "cc" significa ciclo completo del motor, es decir, la duración de las cuatro etapas o tiempos que conforman su funcionamiento.. Elaboración propia.	141

7.4	Mapa de la dilución (Lambda) de la mezcla aire-combustible dentro de la cámara de combustión en el modelo numérico con combustión de hidrógeno. Elaboración propia.	141
7.5	Explicación de la disipación del calor y tipos de bujías. Fuente: NGK, 2024.	143
7.6	Mapa de distribución del avance de encendido para el modelo de hidrógeno en función de la velocidad de giro y BMEP. Elaboración propia.	143
7.7	Mapa de la posición de la mariposa de aceleración en el modelo numérico de hidrógeno. Elaboración Propia.	144
7.8	Diseño de modificaciones necesarias para la implementación de hidrógeno como combustible de los motores en el banco de ensayos del IIMPI. Elaboración basado en Fuente: Vera-García, s.f.	146
7.9	Distribución de costos asociados a la operación para la calibración del motor, donde se incluyen los costos asociados al consumo de combustible, la mano de obra, degradación de componentes y mantenimientos debido a la operación. Elaboración propia.	152
7.10	Puntos de operación objetivo a ensayar en el motor convertido para la calibración del sistema de control en la ECU. Elaboración propia.	152
7.11	Proyección de los costos del hidrógeno. Se considera una eficiencia a capacidad nominal de 65 % con un poder calorífico inferior de 51.2 kWh/kg de hidrógeno en 2020 y una eficiencia a capacidad nominal de 76 % con un poder calorífico inferior de 43,8 kWh/kg de hidrógeno en 2050, considerando una tasa de descuento del 8 % y una vida útil de pila de 80.000 horas. El costo de inversión del electrolizador en 2020 es de 650 a 1000 USD/kW. Los costos de los electrolizadores alcanzan entre 130 y 307 USD/kW como resultado de una capacidad desplegada de 1 a 5 TW para 2050. Fuente: IRENA, 2020.	153

7.12	Distribución de costos asociados a la operación para la calibración del motor, donde se incluyen los costos asociados al consumo de combustible, la mano de obra, degradación de componentes y mantenimientos debido a la operación, con un costo estimado para el hidrógeno de 4 USD/kg. Elaboración propia.	154
7.13	Precio necesario del hidrógeno para ser equivalente el precio, por hora de operación, entre el modelo de combustión de hidrógeno y el de gasolina. Elaboración propia.	155
A.1	Daños en la caja de cambios surgidos del test crash. Elaboración propia.	196
A.2	Daños en la caja de cambios surgidos del test crash. Elaboración propia.	197
A.3	Daños al cárter surgidos del test crash. Elaboración propia.	197
A.4	Daños al caño de escape surgidos del test crash. Elaboración propia.	198
A.5	Daños al intake manifold surgidos del test crash. Elaboración propia.	198
A.6	Motor completamente desarmado. Elaboración propia.	199
A.7	Bloque de motor desarmado. Elaboración propia.	199
A.8	Bloque de motor en pleno proceso de bruñido. Elaboración propia.	200
A.9	Bloque de motor armado, con pistones colocados. Elaboración propia.	202
A.10	Tapa de cilindro instalada. Se pueden apreciar los dos árbol de levas. Elaboración propia.	203
A.11	Armado de motor casi finalizado con últimos detalles faltantes. Elaboración propia.	204
A.12	Pieza metálica ensamblada para montar el motor Geely. Puede visualizarse el asiento del motor. Elaboración propia.	205
A.13	Motor parcialmente instalado en el banco. Se puede apreciar la pieza metálica utilizada para montar el motor. Elaboración propia.	205
A.14	Sistema de escape de emisiones. Elaboración propia.	206
A.15	Motor instalado con las cuatro torres. Se puede visualizar la torre manteniendo la caja de cambios en posición. Elaboración propia.	207

A.16 Sistema de refrigeración del motor. Elaboración propia.	208
A.17 Ventilación del aceite del motor. Elaboración propia.	208
A.18 Balde de aceite reutilizado como tanque de combustible. Elaboración propia.	209
A.19 Modificación de la tapa de combustible realizada por terceros. Elaboración propia.	210
A.20 Modificación de la tapa de combustible para soportar mayores presiones. Elaboración propia.	211
A.21 Sistema de suministro de combustible instalado a celda de carga. Elaboración propia.	211
A.22 Tablero donde se encuentra instalada la unidad de control programable Fueltech. Elaboración propia.	212
A.23 Arnés posterior principal de Fueltech con sus funciones. Fuente: Fueltech, 2017.	213
A.24 Arnés posterior secundario de Fueltech con sus funciones. Fuente: Fueltech, 2017.	213
A.25 Conexión eléctrico entre Arnés posterior principal y secundario de la unidad de control y conectores a componentes. Elaboración propia.	214
A.26 Conexión eléctrico entre conectores y componentes del motor. Elaboración propia.	215
A.27 Conexión eléctrico de Tablero Consola y Batea. Elaboración propia.	215
A.28 Conexión eléctrico de Tablero Secundario. Elaboración propia.	216
A.29 Relés de Tablero Secundario. Elaboración propia.	216
A.30 Polea con marcas para sincronización de la ignición y pistola de punto. Elaboración propia.	219
A.31 Vista del Volante y embrague del motor. Elaboración propia	221
A.32 Vista del semieje del banco. Elaboración propia	221
A.33 Vista de los retenes del eje primario. Elaboración propia	222
A.34 Diseño final del acople, vista de ambos extremos, con los distintos estriados. Elaboración propia.	223
A.35 Acople fabricado para el motor. Elaboración propia.	224
A.36 Rosca del tornillo cargado como viga cantilever. Fuente: Kraus, 2024.	224
A.37 Diagrama de ranura original. Elaboración propia.	225

A.38 Diagrama de ranura simplificada. Elaboración propia.	225
A.39 Diagrama de esfuerzos en porción infinitesimal del punto critico. Elaboración propia.	226
A.40 Tubo hueco sometido a torsión. Fuente: Beer et al. 2009.	228
A.41 Resultado del análisis del coeficiente de seguridad que presenta el diseño del acople. Elaboración propia.	230
A.42 Resultado del análisis de la primera tensión principal en el di- seño del acople. Elaboración propia.	231

Lista de tablas

3.1	Pesos utilizados en la calibración del freno hidráulico.	35
3.2	Medición de par bajo diferentes cargas en el banco de pruebas. .	36
3.3	Comparación entre la carga aplicada y la masa medida por la celda de carga.	38
3.4	Tabla de productos y precios.	45
4.1	Resultados del mediciones a la tapa de cilindros.	48
4.2	Resultados del test de flujo tapa de cilindros.	54
4.3	Resultados de mediciones de distintos componentes.	55
6.1	Parámetros de caso base.	104
6.2	Comparación entre los resultados de los ensayos experimentales y la simulación en el modelo numérico para la validación del mismo.	115
6.3	Valores límites para la determinación del lambda mínimo del modelo numérico de combustión de hidrógeno.	124
7.1	Estimación del flujos másicos hidrógeno a partir de ensayos con flujo másico de nitrógeno a diferentes presiones.	138
7.2	Presupuesto para kits de conversión vehicular a hidrógeno. Se considero un valor del dólar de \$41.6 UYU. Elaboración propia. Fuentes: Inyectores: LPGwebshop., 2024. ECU: Speeduino, s.f. y AEM, 2024. Bujías: Centro Repuestos, 2024a y Centro Repues- tos, 2024b. Tanque H_2 : Shin et al. 2023. Soporte de tanques de H_2 : Toyota, 2024. Sensor de presión de H_2 del tanque de H_2 : Toyota, 2024. Linea de suministro de H_2 y accesorios: Toyota, 2024. Mariposa de aceleración: Centro Repuestos, 2024c. Pedal: Mercado Libre, 2024.	150

7.3 Presupuesto para la conversión del banco de ensayos. Elaboración propia. Fuentes: Línea de suministro: Swagelok, 2024. Software: SAENZ, 2024. Válvula: SAENZ, 2024. Tanques de H_2 : Linde Group, 2024. Intercambiador de placas: Suicalsa, 2024 . . 157

A.1 Resultados del ensayo experimental realizado para encontrar los avances de encendido óptimo para cada punto de operación. La columna SA hace referencia al avance de encendido, la TPS al sensor de posición del acelerador, la columna Load hace referencia a el porcentaje de carga en que se encuentra el motor con respecto a la potencia máxima del mismo, la columna RPM hace referencia a la velocidad de giro del motor, BSFC al consumo específico de combustible, λ la dilución de la mezcla aire-combustible y MAP a la presión absoluta en el múltiple de admisión. La notación para identificar cada punto es “XXXX-XX%”, donde las primeras 4 cifras indican la velocidad de giro del motor y las otras dos luego del guion bajo indican el porcentaje de carga del motor. 181

A.2 Resultados del ensayo experimental realizado para observar el comportamiento del motor a distintos lambdas a un específico punto de operación. El punto de operación seleccionado fue una velocidad de giro de 2000 RPM a un 50 % de carga. La columna SA hace referencia al avance de encendido, la TPS al sensor de posición del acelerador, la columna Load hace referencia a el porcentaje de carga en que se encuentra el motor con respecto a la potencia máxima del mismo, la columna RPM hace referencia a la velocidad de giro del motor, BSFC al consumo específico de combustible, λ la dilución de la mezcla aire-combustible, MAP a la presión absoluta en el múltiple de admisión y Tiempo de iny a el tiempo de apertura de los inyectores. 183

- A.3 En las subtablas se puede observar la incertidumbre en los resultados del ensayo experimental para la calibración y validación del modelo numérico. La columna SA hace referencia al avance de encendido, la TPS al sensor de posición del acelerador, la columna Load hace referencia a el porcentaje de carga en que se encuentra el motor con respecto a la potencia máxima del mismo, la columna RPM hace referencia a la velocidad de giro del motor, BSFC al consumo específico de combustible, λ la dilución de la mezcla aire-combustible, MAP a la presión absoluta en el múltiple de admisión y Tiempo de iny a el tiempo de apertura de los inyectores. 184
- A.4 En la subtabla 1 se puede observar la incertidumbre en los resultados del ensayo experimental para la calibración del modelo numérico en el orden que fueron realizados y en la subtabla 2 la incertidumbre de los resultados para la validación del mismo. La columna Load hace referencia a la carga en que se encuentra el motor con respecto a la potencia máxima del mismo. La columna RPM hace referencia a la velocidad de giro del motor. . 186
- A.5 En la Subtabla 1 se pueden observar los resultados de la simulación en el modelo numérico para la calibración y en la Subtabla 2 los resultados para la validación del mismo. La notación para identificar cada punto es “XXXX_XX%”, donde las primeras 4 cifras indican la velocidad de giro del motor y las otras dos luego del guion bajo indican el porcentaje de carga del motor. . 187
- A.6 Tabla de avance de encendido óptimo determinado a partir del modelo numérico con ajustes por MAP. La columna de RPM hace referencia a la velocidad de giro del motor. La columna SA hace referencia al avance de encendido. 188
- A.7 Resultados de las simulaciones del modelo numérico de combustión de gasolina. La columna RPM hace referencia a la velocidad del motor, Throttle Angle a la posición del acelerador, Indicated Efficiency a la eficiencia indicada de la combustión, Maximum Pressure es la maxima presion alcanzada dentro de la cámara de combustión, y Maximum Rate of Pressure Rise a la tasa máxima de aumento de presión. 189

A.8	Resultados de las simulaciones del modelo numérico de combustión de gasolina. La columna RPM hace referencia a la velocidad del motor, Throttle Angle a la posición del acelerador, Maximum Temperature a la temperatura máxima, Combustion Start al inicio de la combustión, y 50 % Burned Crank Angle al ángulo del cigüeñal donde se alcanza a quemar el 50 % de la masa aire-combustible dentro de la cámara de combustión. . . .	190
A.9	Resultados del ensayo experimental. La columna RPM hace referencia a la velocidad de giro del motor, Throttle Angle a la posición del acelerador, BSFC al consumo específico de combustible, BMEP a la presión media efectiva al freno, BTE a la eficiencia térmica del freno, Brake Specific NOx a la emisión específica de NOx, y MAP a la presión absoluta en el múltiple de admisión.	191
A.10	Resultados de las simulaciones del modelo numérico de combustión de hidrógeno. La columna RPM hace referencia a la velocidad de giro del motor, SA hace referencia al avance de encendido, Throttle Angle a la posición del acelerador, Lambda a la mezcla aire combustible, BSFC al consumo específico de combustible al freno, BMEP a la presión media efectiva al freno, BTE a la eficiencia térmica del freno.	192
A.11	Resultados de las simulaciones del modelo numérico de combustión de hidrógeno. La columna RPM hace referencia a la velocidad de giro del motor, SA hace referencia al avance de encendido, Throttle Angle a la posición del acelerador, Lambda a la mezcla aire combustible, BSFC al consumo específico de combustible al freno, BMEP a la presión media efectiva al freno, BTE a la eficiencia térmica del freno.	193

A.12 Resultados de las simulaciones del modelo numérico de combustión de hidrógeno. La columna RPM hace referencia a la velocidad de giro del motor, SA hace referencia al avance de encendido, Throttle Angle a la posición del acelerador, Flujo másico de H_2 a el promedio del flujo másico de hidrógeno a través de cada inyector, SOI a el angulo de inicio de la inyección, EOI a el angulo de finalización de la inyección, Duración del pulso a la duración del pulso de inyección, osea la cantidad de tiempo que este se encuentra abierto.	194
A.13 Resultados de las simulaciones del modelo numérico de combustión de hidrógeno. La columna RPM hace referencia a la velocidad de giro del motor, SA hace referencia al avance de encendido, Throttle Angle a la posición del acelerador, Flujo másico de H_2 a el promedio del flujo másico de hidrógeno a través de cada inyector, SOI a el angulo de inicio de la inyección, EOI a el angulo de finalización de la inyección, Duración del pulso a la duración del pulso de inyección, osea la cantidad de tiempo que este se encuentra abierto.	195
A.14 Propiedades del material del acople diseñado - Acero.	230
A.15 Resultados principales del análisis de tensión en AutoDesk del acople diseñado.	230

Lista de siglas

Lista de siglas

BMEP Brake Mean Effective Pressure [x](#), [xi](#), [xiv](#), [xv](#), [xxii](#), [10](#), [65](#), [66](#), [97](#), [98](#), [99](#), [100](#), [119](#), [120](#), [124](#), [127](#), [130](#), [131](#), [132](#), [143](#), [191](#)

BROU Banco de la República Oriental del Uruguay [153](#)

BSFC Consumo Específico de Combustible al Freno [x](#), [xi](#), [xiii](#), [xx](#), [xxi](#), [xxii](#), [40](#), [61](#), [62](#), [63](#), [90](#), [96](#), [97](#), [100](#), [102](#), [103](#), [118](#), [119](#), [131](#), [181](#), [183](#), [184](#), [191](#)

BTE Eficiencia Térmica al Freno [x](#), [xiv](#), [xxii](#), [61](#), [62](#), [63](#), [65](#), [90](#), [91](#), [92](#), [93](#), [95](#), [99](#), [109](#), [130](#), [131](#), [132](#), [147](#), [191](#)

CAD Crankshaft Angle Degree [123](#)

CFD Mecánica de los Fluidos Computacional [44](#), [69](#)

CI Ignición por Compresión [41](#)

DI Inyección Directa [3](#), [13](#)

ECU Engine Control Unit [viii](#), [xv](#), [21](#), [31](#), [34](#), [41](#), [57](#), [92](#), [142](#), [145](#), [148](#), [150](#), [152](#), [159](#), [217](#), [218](#), [219](#), [220](#)

EGR Sistemas de Recirculación de Gases de Escape [14](#), [134](#)

EOI End of injection [xxiii](#), [194](#), [195](#)

EXW Ex-Works [40](#), [41](#), [150](#)

FCEV Vehículos Eléctricos de Celdas de Combustible [2](#), [7](#), [10](#), [12](#)

FE Elementos Finitos [69](#)

GHG Gases de Efecto Invernadero [1](#)

GLP Gas Licuado de Petróleo [136](#), [137](#)

GNC Gas Natural Comprimido [136](#), [137](#)

H2-ICE Vehículos con motores de combustión interna alimentados con hidrógeno [3](#), [9](#)

HC Hidrocarburos [95](#)

HPDI Inyección Directa de Alta Presión [12](#)

ICE Motores de Combustión Interna [2](#), [3](#), [12](#)

IIMPI Instituto de Ingeniería Mecánica y Producción Industrial [VIII](#), [XV](#), [30](#), [34](#), [146](#), [156](#), [160](#)

MAP Manifold Absolute Pressure [XX](#), [XXI](#), [XXII](#), [31](#), [89](#), [94](#), [116](#), [120](#), [148](#), [181](#), [183](#), [184](#), [188](#), [191](#), [217](#)

MBF50% 50 % de los gases quemados, con respecto a la masa total dentro del cilindro [107](#)

NO_x Óxidos de Nitrógeno [XXII](#), [3](#), [9](#), [10](#), [11](#), [13](#), [25](#), [123](#), [133](#), [134](#), [158](#), [191](#)

PFI Inyección de Puerto de Combustible [3](#), [9](#), [13](#), [136](#)

PMI Punto Muerto Inferior [50](#)

PMS Punto Muerto Superior [49](#), [61](#), [123](#), [129](#), [218](#)

PVP Precio de venta al publico [146](#), [150](#)

SA Spark Advance [XII](#), [XIII](#), [XX](#), [XXI](#), [61](#), [91](#), [94](#), [118](#), [119](#), [120](#), [181](#), [183](#), [184](#), [188](#), [218](#)

SMAC Sistema de Medición Asistido por Computadora [VIII](#), [30](#), [31](#), [32](#), [33](#), [34](#), [40](#)

SOI Start of injection [XXIII](#), [194](#), [195](#)

SwRI Southwest Research Institute [9](#)

TPS Posición del Acelerador [XX](#), [XXI](#), [67](#), [181](#), [183](#), [184](#), [217](#)

USD Dólares norteamericanos [XV](#), [150](#), [151](#), [153](#), [154](#), [159](#), [160](#)

UYU Pesos uruguayos [xix](#), [150](#)

UdelaR Universidad de la República [156](#)

VCR Relación de Compresión Variable [14](#)

VE Vehículos Eléctricos [1](#), [2](#), [10](#)

VVT Tiempo Variable de las Válvulas [51](#)

e-Fuels Combustibles sintéticos a partir de electricidad renovable [1](#)

Tabla de contenidos

Lista de figuras	VII
Lista de tablas	XIX
Lista de siglas	XXVI
1 Introducción	1
2 Estado del Arte de la Propulsión a Hidrógeno	7
3 Laboratorio para Ensayo de Motores de Combustión Interna	16
3.1 Necesidades Básicas	16
3.1.1 Equipos	18
3.1.2 Sensores	24
3.1.3 Software	25
3.2 Banco Actual del IIMPI	27
3.2.1 Equipamiento	27
3.2.2 Sensores	30
3.2.3 Software de adquisición de datos y control	32
3.2.4 Incertidumbre del Banco	35
3.3 Mejoras propuestas	40
4 Descripción del Motor de Combustión Interna a Estudiar	46
4.1 Geely MR479Q	46
4.2 Mediciones previas al armado del motor	47
4.2.1 Tapa de cilindros	47
4.2.2 Relevamiento de bloque de motor y periféricos	54
4.3 Restauración y montaje del motor	57
4.4 Mediciones previas al arranque del motor	58

4.4.1	Prueba de compresión de los cilindros	58
4.5	Mediciones con el motor en funcionamiento	60
4.5.1	Determinación del tiempo de la fase de calentamiento . .	60
4.5.2	Determinación del tiempo necesario para la medición del consumo de combustible	60
4.5.3	Avance de encendido óptimo	61
4.5.4	Comportamiento del motor al modificar Lambda	63
4.5.5	Comparación con los datos del fabricante	63
4.5.6	Mapeo del motor	65
4.5.7	Problemas durante las mediciones	66
5	Metodología para Simulación Numérica del Motor de Com- bustión Interna	68
5.1	Teoría del modelo numérico 0D-1D	68
5.1.1	Teoría de la mecánica de los fluidos para simulación de flujos en conductos	69
5.1.2	Teoría de combustión	72
5.1.3	Método de resolución	78
5.2	Construcción del modelo numérico	80
5.2.1	Motor a Gasolina	80
5.2.2	Motor a Hidrógeno	84
6	Resultados	86
6.1	Resultados de mediciones con el motor en funcionamiento	86
6.1.1	Determinación del tiempo de la fase de calentamiento . .	86
6.1.2	Determinación del tiempo necesario para la medición del consumo de combustible	90
6.1.3	Comportamiento del motor al modificar el avance de en- cendido	91
6.1.4	Comportamiento del motor al modificar la riqueza de la mezcla	94
6.1.5	Comparación con los datos del fabricante	96
6.1.6	Mapeo experimental del motor	97
6.2	Resultados de la Simulación del modelo numérico	103
6.2.1	Motor a Gasolina	103
6.2.2	Motor a Hidrógeno	121

6.2.3	Emisiones de Óxidos de Nitrógeno	133
7	Kit de Conversión a Hidrógeno Propuesto	136
7.1	Diseño	136
7.1.1	Inyectores	136
7.1.2	Bujías	142
7.1.3	Mariposa de aceleración	144
7.1.4	ECU programable	145
7.2	Banco de calibración de motores	146
7.3	Calibración del motor	148
7.4	Costo de la conversión	149
7.4.1	Costo de la conversión del motor de gasolina a hidrógeno	149
7.4.2	Costo de la conversión del laboratorio a hidrógeno	156
8	Conclusiones	158
	Referencias bibliográficas	161
	Glosario	169
	Apéndices	170
.1	Apéndice A	171
.1.1	Informe de Calibración Balanza	171
.1.2	Catalogo del inyector Phinia PFI de hidrógeno	174
	Anexos	177
		178
A.1	Anexo A.1	178
A.1.1	Folleto IP3600 Int. Desmontable	178
A.1.2	Resultados del ensayo experimental para encontrar el avance de encendido optimo del motor	181
A.1.3	Resultados de ensayo experimental de barrido de Lamb- da en el motor	183
A.1.4	Resultados de los ensayos experimentales para la cali- bración y validación del modelo numérico	184
A.1.5	Incertidumbre de ensayos experimentales realizados para la calibración y validación del modelo numérico	186

A.1.6	Resultados de la simulación del motor en el modelo numérico de gasolina para la calibración y validación . .	187
A.1.7	Tabla de avance de encendido óptimo determinado a partir del modelo numérico de gasolina con ajustes por MAP	188
A.1.8	Resultados del Mapeo del Motor en el modelo numérico con Gasolina	189
A.1.9	Resultados del Mapeo del Motor en el modelo numérico con Hidrógeno	192
.		196
A.2	Anexo A.2	196
A.2.1	Restauración y montaje del motor	196
A.2.2	Montaje del motor en banco de pruebas	204
A.2.3	Sistema de Refrigeración	206
A.2.4	Sistema de suministro de combustible	207
A.2.5	Unidad de control programable de motor	212
A.2.6	Acople	220

Capítulo 1

Introducción

El calentamiento global ha impulsado políticas estatales para reducir las emisiones de Gases de Efecto Invernadero (GHG), promoviendo transiciones hacia fuentes renovables de energía. Ejemplos de estos procesos incluyen la transformación de la matriz eléctrica en Uruguay y Dinamarca, y las normativas europeas que buscan cero emisiones para 2050. Esto ha estimulado el desarrollo de tecnologías nuevas y existentes para reducir la dependencia de combustibles fósiles, especialmente en el transporte, que actualmente representa casi el 30 % de las emisiones de GHG, De colvenaer y Castel, [2012](#); Molina et al. [2024](#). Además del uso directo de la energía eléctrica de fuentes renovables para la propulsión de vehículos, una solución importante es la utilización de hidrógeno verde como combustible o como componente de la producción de combustibles sintéticos (e-Fuels) combinándolo con la captura de CO_2 . Esta opción es relevante para Sudamérica, en particular para Uruguay, debido a sus recursos energéticos renovables, como la energía eólica, solar e hidráulica, que hacen a la región atractiva para la producción de estos combustibles. Proyectos como Haru Oni en Chile y Tambor Green Hydrogen Hub y H24U en Uruguay están en marcha para aprovechar estos recursos. Siemens Energy, [s.f.](#), Ministerio de Industria, Energía y Minería, [s.f.](#)

La introducción de estos combustibles ha generado tecnologías para su uso en el transporte terrestre. Los sistemas de propulsión eléctricos, las celdas de combustible y los motores de combustión interna son los más destacados en el ámbito comercial actual. En los próximos párrafos, se abordarán en detalle estos sistemas de propulsión. Los sistemas de propulsión de los Vehículos Eléctricos (VE) comprenden un motor eléctrico, un paquete de baterías, un

inversor de potencia y un cargador. La eficiencia combinada de estos componentes supera el 70 %, lo que garantiza un rendimiento óptimo del sistema. Los motores eléctricos proporcionan potencia a las ruedas de manera eficiente y rápida, lo que se traduce en aceleraciones impresionantes.

En cuanto a la contaminación, los VE operan sin emisiones en el escape. Sin embargo, enfrentan desafíos significativos. El aumento del peso debido a la necesidad de múltiples paquetes de baterías para alcanzar autonomías comparables a los vehículos de combustión es uno de ellos. Este incremento de peso puede duplicar el peso de sus equivalentes de combustión, Ahmed et al. 2023. Además, la fabricación de baterías requiere una gran cantidad de recursos minerales y energía, en su mayoría provenientes de fuentes fósiles. Estas baterías también experimentan degradación de la carga a lo largo de su vida útil, y todavía no se ha desarrollado completamente la tecnología ni los procesos para reciclarlas eficientemente, Ahmed et al. 2023. Estos desafíos son puntos importantes a considerar en el desarrollo y la adopción masiva de vehículos eléctricos.

Los Vehículos Eléctricos de Celdas de Combustible (Fuel Cell Electric Vehicle, sigla en ingles FCEV) comparten similitudes en su tren de propulsión con los vehículos eléctricos convencionales, pero se distinguen por el uso de tanques de hidrógeno, u otro combustible, y una celda de combustible en lugar de baterías y un cargador. La celda de combustible alimentada con H_2 genera electricidad y agua mediante la oxidación del hidrógeno. Aunque ofrecen una eficiencia superior a los Motores de Combustión Interna (Internal Combustion Engines, sigla en ingles ICE), de 40 % a 60 %, son inferiores a los VE en términos de ventajas dinámicas y de bajo mantenimiento, sin los inconvenientes asociados a las baterías de los VE, Martinez-Boggio et al. 2023.

A pesar de su potencial, los FCEV enfrentan desafíos que dificultan su adopción generalizada, principalmente debido a su costo en comparación con los ICE y los VE, Ruffini y Wei, 2018. La sensibilidad de las celdas de combustible a la calidad del hidrógeno es un obstáculo significativo, ya que gases mezclados con H_2 pueden causar daños graves, Murugan y Brown, 2015; Papadias et al. 2009. Además, incluso pequeñas cantidades de agua pueden afectar la eficiencia y causar daños si contienen ciertos iones, Murugan y Brown, 2015. Otra preocupación es el desgaste de las celdas de combustible durante los ciclos de conducción, lo que influye en la eficiencia y el rendimiento del vehículo. La vida útil anticipada de un FCEV es inferior a la de los motores de combustión,

Ahmadi y Khoshnevisan, [2022](#), por lo que implica reemplazos para mantener la funcionalidad y eficiencia del vehículo.

Es importante tener en cuenta el costo ambiental asociado con la producción de estas celdas de combustible, que es considerablemente grande en comparación con los ICE, lo que representa un desafío significativo para su viabilidad, Evangelisti et al. [2017](#). El equilibrio entre la necesidad de reemplazos para el funcionamiento óptimo de la celda de combustible y las implicaciones ambientales de su producción plantea un desafío que requiere soluciones estratégicas para una integración sostenible de esta tecnología, Molina et al. [2021](#).

Los vehículos con motores de combustión interna alimentados con hidrógeno (H₂-ICE) comparten muchos elementos con los vehículos de gasolina, pero la diferencia principal es la utilización de un tanque de combustible diseñado para hidrógeno, Naganuma y et al., [2009](#); Nakagawa et al. [2012](#). Como el parque automotor mundial está compuesto en un 99 % por vehículos impulsados por motores de combustión interna a gasolina o gasoil, la gran similitud de estos con los H₂-ICE permite una fácil conversión a hidrógeno de los mismos, facilitando la transición de la matriz energética del transporte rápidamente y con un menor efecto contaminante. A su vez, esta similitud ofrece ventajas en términos de disponibilidad de repuestos e infraestructura para reparaciones. La principal desventaja de los H₂-ICE es la emisión de Óxidos de Nitrógeno (NO_x). Sin embargo, estrategias de combustión adecuadas pueden reducir estas emisiones casi a cero sin pérdidas significativas de potencia y eficiencia, Verhelst, [2014](#); zhi Bao et al. [2022](#). Factores como el inicio de la inyección, el avance del encendido, la geometría del motor y la recirculación de gases de escape son cruciales para controlar tanto las emisiones de NO_x como la eficiencia del motor.

La temperatura de la combustión está estrechamente relacionada con las emisiones de NO_x, y los motores de hidrógeno operan con valores específicos de mezcla aire-combustible que influyen en la eficiencia y las emisiones, White et al. [2006](#); zhi Bao et al. [2022](#). La tecnología de Inyección Directa (DI) ofrece ventajas como mayor eficiencia volumétrica y reducción del trabajo de bombeo del motor en comparación con la Inyección de Puerto de Combustible (PFI), Molina et al. [2024](#); zhi Bao et al. [2022](#). Sin embargo, la inyección PFI sigue siendo una opción económica, aunque con desafíos en términos de eficiencia y combustión anormal a bajas velocidades del motor, Huyskens, [2011](#); Irimescu

et al. [s.f., 2022](#); Martinez et al. [2019](#); Verhelst et al. [2009](#).

Es importante destacar que la tecnología actual y las investigaciones en curso permiten alcanzar eficiencias del 38 % al 43 %, Ji et al. [2023](#), en las conversiones de motores a hidrógeno, demostrando el potencial de esta tecnología en la propulsión vehicular.

Analizando este panorama de oportunidades se considera importante trabajar en el desarrollo en Uruguay del conocimiento en la conversión de motores de encendido por chispa (actualmente a gasolina) y de encendido por compresión (actualmente a Diesel) (mayores combustibles en el mercado vehicular nacional) para obtener el Know-How necesario en esta tecnología. De esta forma en el panorama donde Uruguay sea un productor de hidrógeno verde, no solo se tendría una independencia energética del combustible, sino que también del conocimiento y tecnología necesarios para la implementación de este combustible en el transporte.

Todo esto impulsa este proyecto de puesta a punto y conversión del motor Geely MR479Q. Este proyecto abarca una amplia gama de actividades técnicas y de investigación, entre las cuales las principales son:

- **Instrumentación:** Se llevará a cabo la puesta a punto del motor Geely MR479Q, asegurando que todos sus componentes estén en óptimas condiciones de funcionamiento. Para monitorear su rendimiento y parámetros de operación, se instalarán diversos tipos de sensores. Estos permitirán obtener datos precisos sobre el comportamiento del motor en tiempo real. Además, se programará un sistema de control que gestionará el motor, permitiendo registrar y analizar el desempeño del motor de combustión interna bajo distintas condiciones de operación, facilitando su evaluación y ajuste.
- **Medición:** En condiciones de laboratorio, se realizarán mediciones en el motor de combustión interna utilizando gasolina como combustible. Entre los parámetros evaluados se incluyen la velocidad de giro, el par en el eje de salida y el consumo de combustible. Además, se observarán otros aspectos relevantes, como el comportamiento del motor durante la fase de calentamiento y su respuesta ante variaciones en los valores de λ y en los avances de encendido.
- **Modelado:** Se desarrollará y validará un modelo 0D/1D del motor en software especializado, con un enfoque detallado en la simulación de los

conductos de admisión y escape, el proceso de combustión y la fluidodinámica de la mezcla aire-combustible. En esta fase inicial, el modelo se construirá utilizando gasolina como combustible de referencia. Tras validar el modelo numérico con gasolina, se procederá a analizar su comportamiento empleando hidrógeno como combustible, realizando los ajustes necesarios para utilizar hidrógeno en la simulación.

En la [Figura 1.1](#) se pueden observar las principales actividades que abarca el proyecto. En la actividad de reparación del motor, se desarmarán, inspeccionarán y repararán o remplazarán los diversos componentes del motor, de manera de garantizar un correcto funcionamiento del mismo durante las posteriores actividades del proyecto. Luego de terminado el ensamblaje mecánico del motor, se deberá adaptar un sistema de control electrónico al motor. Para esto será necesario la adaptación del arnés eléctrico del motor al incluido con el sistema de control. Para poder ensayar el motor, primero se deberá fabricar un acople para adaptar la salida de potencia del motor al freno hidráulico del banco de ensayos. Una vez montado el motor, se deberá generar un mapa de inyección e ignición de manera de intentar igualar las prestaciones de fábrica del motor. Posteriormente se ensayará el motor para registrar los distintos parámetros de funcionamiento del mismo. Paralelamente se desarrollará y validará un modelo 0D/1D del motor en software especializado de manera de poder posteriormente ensayar virtualmente el mismo utilizando hidrógeno como combustible.

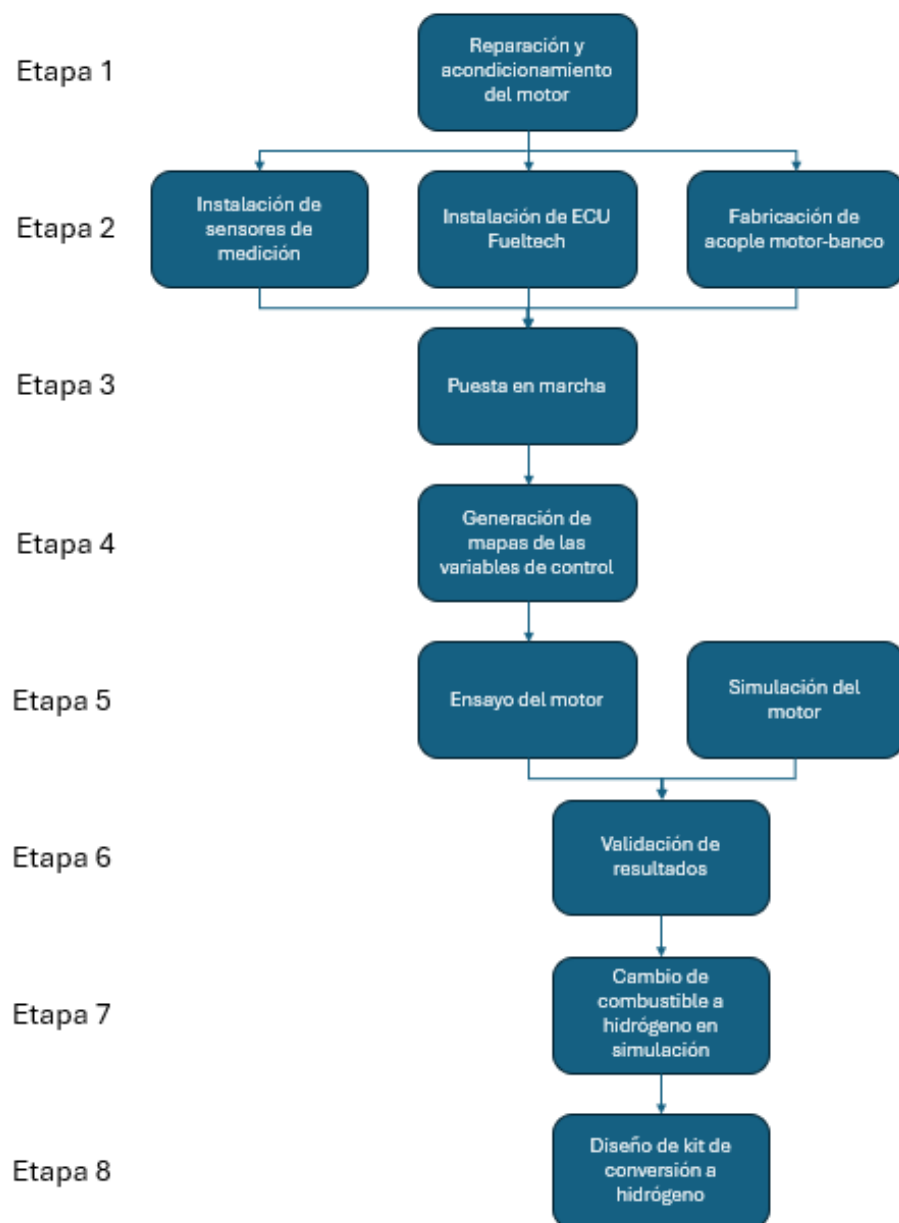


Figura 1.1: Esquema de actividades principales del proyecto. Elaboración propia.

Capítulo 2

Estado del Arte de la Propulsión a Hidrógeno

Las investigaciones acerca del uso del hidrógeno como combustible no son nuevas. Desde hace años que empresas como Toyota vienen desarrollando formas de utilizar el hidrógeno en sus vehículos de transporte. Particularmente Toyota, comenzó el estudio de FCEV en 1992. En 2014 lanzan su primer vehículo FCEV para la venta al público. El éxito en la producción de este vehículo y el hecho de no emitir emisiones contaminantes en el escape llevó a Toyota a crear prototipos de camiones de trabajo pesado y ómnibus eléctricos de celdas de combustible. La empresa ha avanzado en el desarrollo de la camioneta modelo Hilux pero una versión FCEV, fabricando 10 prototipos para su presentación en los Juegos Olímpicos de París 2024. Este vehículo mantiene las mismas dimensiones que el último modelo que utiliza combustibles tradicionales. El hidrógeno se almacena en tres tanques de alta presión, los cuales cuentan con una capacidad de 2,6 kg de hidrógeno cada uno montados dentro del chasis como se puede observar en la [Figura 2.1](#), (a). Este hidrógeno suministra a un sistema de celdas de combustible para la generación de electricidad. Esta electricidad es utilizada en el sistema de propulsión del vehículo, observar [Figura 2.1](#), (b). Un esquema del funcionamiento del sistema de celdas de combustible para la generación de electricidad se puede observar en la [Figura 2.2](#).

Por otro lado, Toyota ya ha desarrollado un GR Yaris equipado con ICE de 1.6 litros turbocomprimido de tres cilindros que utiliza hidrógeno como combustible y comparte el mismo tren motriz que un Corolla Sport también



((a)) Almacenamiento de hidrógeno en los prototipos de la Toyota Hilux.



((b)) Prototipo de la Toyota Hilux con pilas de combustible a hidrógeno (FCEV).

Figura 2.1: Prototipos de la Toyota Hilux. Fuente: Valls, [s.f.](#)

impulsado por hidrógeno, Frangoul, [s.f.](#) Es de destacar que este motor es el mismo que el que lleva el Toyota Yaris de gasolina, pero con modificaciones en el sistema de suministro de combustible e inyección. Los detalles sobre las modificaciones no son accesibles al público, dado que se trata de una tecnología en desarrollo.

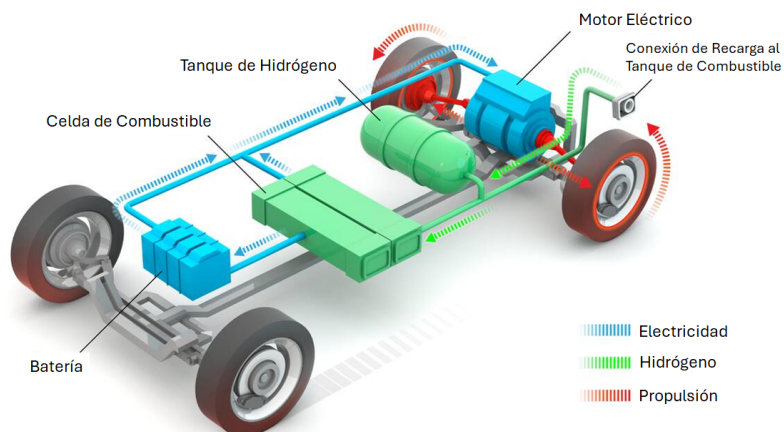


Figura 2.2: Esquema de sistema de propulsión por celdas de combustible para la generación de electricidad en un vehículo. Adaptado de Fuente: H2 Business News, [s.f.](#)

Otras instituciones como Southwest Research Institute (SwRI) han desarrollado un camión con motor de combustión de hidrógeno, demostrando el potencial del H₂-ICE en aplicaciones industriales y de transporte pesado, el cual se puede observar en la [Figura 2.3](#). A pesar de que existen numerosos estudios que demuestran los beneficios del uso de hidrógeno en comparación con los combustibles tradicionales, Southwest Research Institute (SwRI) se enfoca en el uso de hidrógeno puro por sus ventajas de cero emisiones de CO₂ en el escape, además de buscar la reducción de emisiones de NO_x y la mejora en la eficiencia del combustible.



Figura 2.3: Camión con motor de combustión de hidrógeno diseñado por SwRI. Fuente: Southwest Research Institute, [s.f.-a](#).

Para convertir a hidrógeno el motor de combustión interna de encendido por chispa, SwRI utilizó nuevos inyectores de hidrógeno en el múltiple de admisión para la inyección en puerto (PFI), que se refiere a la dosificación del combustible sobre la parte posterior de la válvula de admisión. El sistema de sobrealimentación se mejoró para cumplir con los mayores requisitos de flujo de aire necesarios para la combustión de hidrógeno en mezcla pobre. Una de las ventajas del hidrógeno es que gracias a sus altos límites de inflamabilidad, se logra quemar con una mezcla homogénea de hidrógeno/aire en mezclas muy pobres. Normalmente estos motores operan con valores de λ entre 1,1 y 3,5. De esta forma se logran altas eficiencias en el motor y muy bajas emisiones, ya que al quemar con mezclas pobres, las temperaturas alcanzadas en la cámara de combustión son bajas, causando emisiones de NO_x despreciables. Con estas mezclas pobres la temperatura rara vez supera los 2300 K, temperatura a partir de la cual la formación de estos gases se incrementa, Universidad Pablo de Olavide, [s.f](#). Estos grandes márgenes de inflamabilidad que permite el

hidrógeno son el motivo por el cual el motor de hidrógeno se controla, al igual que el Diesel, controlando la inyección de combustible en lugar del flujo de aire como es en los gasolina, a pesar de que el motor de hidrógeno se parezca mas al de gasolina debido a la termodinámica de la combustión. Otra diferencia con los motores a gasolina es que estos motores a hidrógeno no operan con mezclas de λ 1, ya que en la mezcla estequiométrica las velocidades de llama del hidrógeno son muy rápidas generando que la elevación de presiones dentro del cilindro sea también muy rápida, generando un gran impacto al pistón y la posibilidad de daños a corto plazo. Además, en este tipo de mezclas, las temperaturas dentro del cilindro por la combustión son muy altas. El sistema de encendido se debe adaptar para la combustión de hidrógeno.

Las emisiones NOx a la salida del caño de escape para este concepto son de aproximadamente 0,0109 g/kWh, cuatro veces menor que el limite EPA 2027, con catalizadores envejecidos, Southwest Research Institute, [s.f.-b](#). Estas bajas emisiones fueron logradas con una eficiencia de 40 % en cargas por encima de 6 bar de BMEP, presentando un pico de eficiencia en 43 %, un par máximo de 2025 Nm a 1200 RPM y 370 bhp a 1600 RPM, Southwest Research Institute, [s.f.-a](#). Aunque los FCEV presentan una eficiencia superior, alcanzando aproximadamente el 60 %, Kurtz et al. [2019](#), su aplicación en maquinaria de gran tamaño es complicada debido al tamaño y peso de la batería requerida. En el caso del transporte en camiones pesados, el alcance de los VE no supera los 600 km, lo que los hace inadecuados para el transporte de larga distancia. Esto posiciona al motor de combustión de hidrógeno como una opción más adecuada, ya que ofrece alcances y tiempos de recarga comparables a los del diésel, Cummins Inc, [s.f](#).

AVL Racetech presentó un prototipo de motor de combustión interna de hidrógeno para competición automotriz, alcanzando niveles de rendimiento comparables con los motores de carrera actuales mediante la inyección de agua para aumentar la presión de sobrealimentación y enfriar la cámara de combustión, AVL Racetech, [s.f](#). En la [Figura 2.4](#) se puede observar el motor de combustión interna a hidrógeno desarrollado por AVL Racetech.

Este proceso permite al motor operar a mayores relaciones de compresión y con una mayor presión del turbo. La inyección de agua contribuye a controlar la temperatura dentro de la cámara de combustión, lo cual es esencial para evitar problemas comunes en motores de alta compresión. Gracias a esta tecnología, el motor puede funcionar de manera más eficiente y con mayor po-

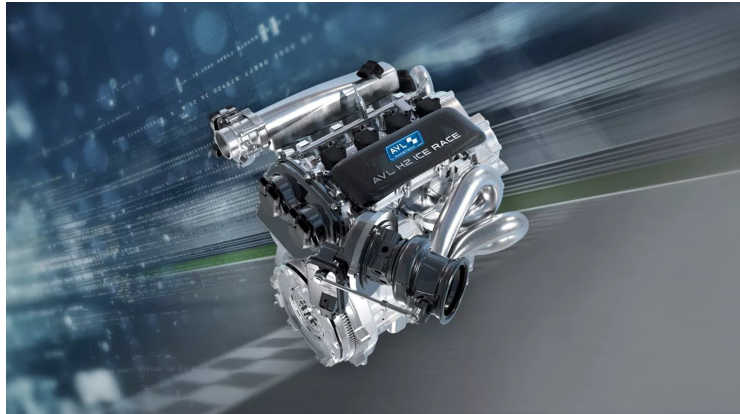


Figura 2.4: Motor de combustión interna a hidrógeno diseñado por AVL Racetech. Fuente: AVL Racetech, [s.f.](#)

tencia, reduciendo significativamente el riesgo de fenómenos indeseables como el encendido en el múltiple de admisión, la autodetonación y el pre-encendido. El encendido en el múltiple de admisión se refiere a la ignición de la mezcla aire-combustible en el múltiple de admisión, mientras que la autodetonación es una detonación prematura y violenta de la mezcla en la cámara de combustión, y el pre-encendido es la ignición de la mezcla antes de que la chispa sea generada, también en la cámara de combustión. Además, la inyección de agua ayuda a disminuir la formación de óxidos de nitrógeno, Xu et al. [2020](#). Los NOx son uno de los responsables de la contaminación del aire y tienen efectos adversos en la salud humana y el medio ambiente. Al enfriar la cámara de combustión, se reduce la cantidad de NOx generados.

Otra empresa de competición automotriz, Alpine, presentó el prototipo Alpenglow Hy4 en la carrera del WEC en Spa-Francorchamps. Este prototipo utiliza un motor de combustión interna de hidrógeno. Actualmente, el Alpenglow Hy4 está equipado con un motor de 4 cilindros, en preparación para un nuevo motor V6 que está siendo diseñado para ser alimentado por hidrógeno, observar [Figura 2.5](#). El motor de 4 cilindros genera 340 hp y transmite su potencia a las ruedas traseras a través de una transmisión de 7 velocidades. Este diseño ha sido probado en competición buscando asegurar la capacidad del vehículo para manejar altas presiones de cilindro necesarias para la combustión eficiente del hidrógeno. El vehículo utiliza tanques de almacenamiento de hidrógeno presurizado, capaz de contener más de 6 kg de hidrógeno. Con el desarrollo en curso de un nuevo motor V6 diseñado específicamente para utilizar



Figura 2.5: Prototipo Alpenglow Hy4 diseñado por Alpine el cual utilizará el nuevo motor V6 alimentado por hidrógeno. Fuente: Alpine, [s.f.](#)

hidrógeno como combustible, el Alpenglow Hy4 representa un paso adelante hacia el futuro de la competición automotriz y la movilidad sostenible, Alpine, [s.f.](#) y FIA World Endurance Championship, [s.f.](#)

La empresa sueca Volvo está investigando el uso del hidrógeno tanto para su combustión en ICE como en FCEV, Volvo Group, [s.f.](#) Esta empresa destaca el potencial del hidrógeno para descarbonizar sectores donde la electrificación directa es complicada, como la industria pesada y el transporte de larga distancia. Para lograr una transición a gran escala hacia el hidrógeno, Volvo subraya la necesidad de inversiones en infraestructura de producción, almacenamiento y distribución. Es fundamental desarrollar métodos rentables para producir hidrógeno verde a partir de fuentes renovables. Además, es necesario que los gobiernos y las industrias colaboren para crear incentivos y regulaciones que fomenten la adopción de tecnologías de hidrógeno. Volvo Group busca lanzar camiones propulsados por combustión de hidrógeno antes del 2030, siendo los primeros prototipos testeados en 2026, observar [Figura 2.6.](#)

Estos contarán con Inyección Directa de Alta Presión (HPDI). Esta tecnología busca una mayor eficiencia energética y potencia del motor, teniendo un consumo menor de combustible. En las palabras de Jan Hjelmgren, director de gestión de productos y calidad de Volvo Trucks: “Los camiones en los que se mantiene el motor de combustión interna tradicional pero funcionan con hidrógeno tendrán el mismo rendimiento y confiabilidad que nuestros camiones diésel, pero con el beneficio adicional de emisiones potencialmente cero netas de CO_2 . Serán un valioso complemento para nuestros camiones eléctricos de batería, que llevan varios años en el mercado”, Transporte Mundial, [2024.](#)



Figura 2.6: Camión Volvo a hidrógeno. Fuente: Rodríguez, [s.f.-a](#)

La empresa asegura un alcance de funcionamiento comparable a los camiones diésel, que según el tipo de transporte puede superar los 1000 km y sin las emisiones de CO_2 usuales al utilizar un combustible fósil, observar [Figura 2.7](#). Volvo subraya la existencia de una baja emisión de gases NO_x y partículas, por lo que mencionan la necesidad de un sistema de tratamiento de gases de escape para cumplir con las normas de emisiones Euro 7; Rodríguez, [s.f.-b](#), Rodríguez, [s.f.-a](#).

Otro ejemplo de esta tecnología son las conversiones y estrategias de control que se están desarrollando en la Universidad de Heilbronn, Alemania, donde se investigan conversiones de motores de gasolina y diésel a hidrógeno. En estos desarrollos se aplican tecnologías como la inyección PFI y DI, el uso de turbo-

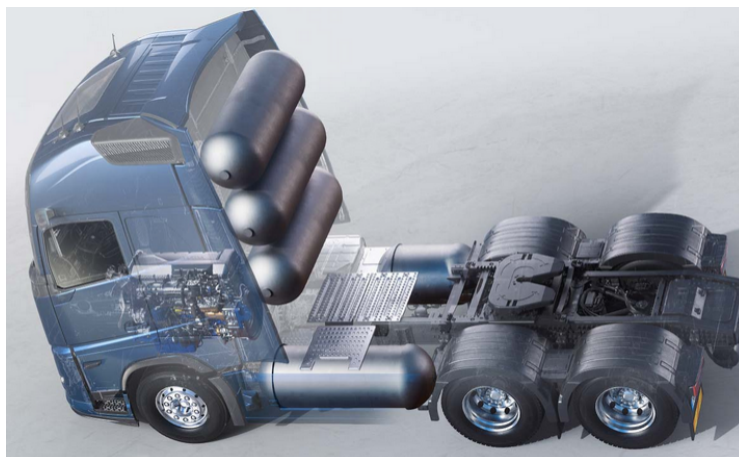


Figura 2.7: Diseño de camión Volvo. Se puede observar como se colocarán los tanques de hidrógeno. Fuente: Transporte Mundial, [2024](#).

compresores, Sistemas de Recirculación de Gases de Escape (EGR), y el uso de bielas de relación de compresión variable (VCR) en motores adaptados para operar con hidrógeno. Además, se exploran diversas estrategias de calibración de estos motores para lograr configuraciones que equilibren eficiencia, potencia y bajas emisiones.

El artículo Wittek et al. [2024](#) analiza varias de estas estrategias, destacando sus resultados en la calibración de un motor diésel convertido a hidrógeno. En este estudio se demuestra el impacto significativo de componentes como el turbocompresor, el sistema EGR y el ajuste del avance de encendido sobre la potencia y las emisiones del motor. Estos hallazgos subrayan el potencial de las conversiones a hidrógeno para mejorar el desempeño y reducir las emisiones en motores inicialmente diseñados para combustibles fósiles. En la [Figura 2.8](#) se presenta el mapa de eficiencia térmica al freno del motor en sus condiciones de diseño originales, utilizando diésel como combustible, mientras que en la [Figura 2.9](#) se observa la eficiencia térmica al freno del mismo motor convertido para operar con hidrógeno. Es importante señalar que, en este proceso de conversión, se realizaron modificaciones varias, sin embargo es de destacar la modificación en los pistones, ajustando la relación de compresión a 10:1 con el objetivo de mitigar la tendencia a la autodetonación provocada por las altas presiones alcanzadas durante la compresión de la mezcla. Estas modificaciones permiten mantener la estabilidad de la combustión y mejorar el control sobre las emisiones y la eficiencia del motor en su operación con hidrógeno.

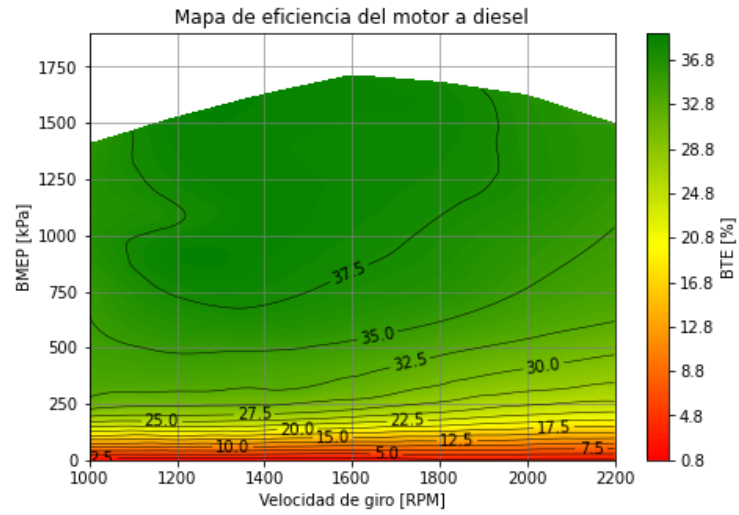


Figura 2.8: Mapa de la eficiencia térmica al freno motor de combustión de Diésel ensayado en Alemania. Elaboración basada en Wittek et al. [2024](#).

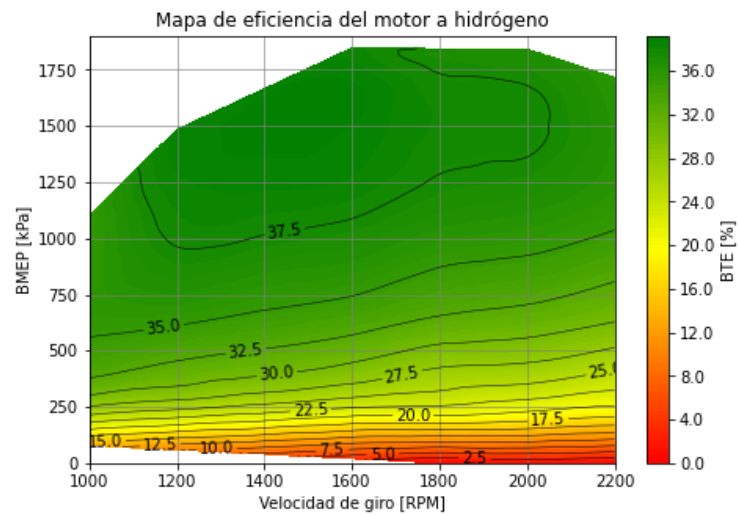


Figura 2.9: Mapa de la eficiencia térmica al freno del motor convertido a combustión de hidrógeno ensayado en Alemania. Elaboración basada en Wittek et al. [2024](#).

Capítulo 3

Laboratorio para Ensayo de Motores de Combustión Interna

3.1. Necesidades Básicas

El diseño de un laboratorio de ensayo de motores de combustión interna debe ser meticulosamente planificado para garantizar la captura precisa de todas las variables relevantes que influyen en el funcionamiento y rendimiento de los motores. Este laboratorio no solo sirve como un espacio para realizar pruebas prácticas de motores, sino que también son fundamentales para la validación de la simulación numérica de los mismos, comprensión profunda de su comportamiento, capacitación de profesionales, además de ser fundamentales para el diseño y la confección de los componentes de motores. Estos componentes pueden ser desde el dinamómetro, hasta un sensor.

Considerando la complejidad y la interconexión de los diversos aspectos que influyen en el rendimiento de un motor de combustión interna, el diseño del laboratorio debe abordar múltiples áreas clave:

- **Infraestructura del Banco de Pruebas:** El banco de pruebas debe estar diseñado para adaptarse a una variedad de motores de diferentes tamaños, potencias, velocidades de giro y configuraciones. Además, debe contar con sistemas de enfriamiento, sistemas de escape y renovación de aire adecuados y medidas de seguridad para garantizar un entorno de trabajo seguro y eficiente.

- **Instrumentación y Sensores:** Se requiere una variedad de sensores para medir parámetros sencillos tanto del flujo de aire y gases de escape, como del agua de refrigeración y aceite de lubricación. Para parámetros mas complejos como los de la combustión, a modo de ejemplo, la presión dentro del cilindro, puede ser necesario realizar modificaciones al motor por lo que el laboratorio debe contar con las herramientas y los espacios adecuados para las adaptaciones necesarias. La colocación estratégica de estos sensores en el motor y en el banco de pruebas es esencial para obtener mediciones precisas y completas.
- **Control y adquisición de Datos:** Se debe implementar un sistema de control del motor, del freno de motor y de otros componentes asociados a este. Estos sistemas tienden a ser bastantes complejos y requieren de equipos especializados como computadoras o controladores diseñados para estas funciones. Se requiere además una adquisición de datos robusta que permita la recopilación de datos en tiempo real durante las pruebas, ya que parámetros como la presión de la cámara de combustión realizan miles de ciclos por minuto.
- **Software:** Es crucial integrar software especializado para la visualización en tiempo real y adquisición de datos adquiridos por los sensores. También es muy importante lograr ajustar las variables de control del motor, modificando su comportamiento en diferentes condiciones de operación. Esto permitirá realizar análisis detallados y pronósticos precisos sobre el funcionamiento del motor bajo diversas circunstancias.
- **Espacio para Investigación y Desarrollo:** El laboratorio debe proporcionar un espacio adecuado para la investigación y el desarrollo de nuevas tecnologías y metodologías relacionadas con los motores de combustión interna. Esto incluye áreas para la instalación y prueba de equipos adicionales, así como para la colaboración entre equipos multidisciplinarios.
- **Educación y Capacitación:** El laboratorio debe contar con espacios e infraestructura que permitan la formación y capacitación en motores de combustión interna. Para esto debe contarse con áreas que permitan al alumno acercarse a las distintas temáticas relacionadas al estudio de los

motores de combustión interna, como el montaje, simulación, ensayo y evaluación de los mismos.

En resumen, el diseño del laboratorio de ensayo de motores de combustión interna debe ser integral y orientado a la captura precisa de datos, la simulación detallada y la innovación en el campo de la ingeniería de motores. Su implementación exitosa permitirá avances significativos en la comprensión y optimización de los motores de combustión interna para aplicaciones actuales y futuras.

3.1.1. Equipos

Un laboratorio ideal está equipado con una variedad de dispositivos que son fundamentales para realizar ensayos de motores. En primer lugar, el dinamómetro, que puede ser de distintos tipos (hidráulico, inercial, entre otros), debe contar con un sistema de control que permita automatizar los puntos de funcionamiento de los motores en prueba. Esto es esencial para garantizar la precisión y la repetibilidad de las mediciones, así como para facilitar las tomas de estas, bajo diferentes condiciones operativas.

Tipos de dinamómetros:

■ **Hidráulico**

- **Funcionamiento:** Usa agua para crear resistencia y medir la potencia del motor mediante la resistencia hidráulica. Básicamente, el eje del motor impulsa un rotor dentro de un circuito cerrado que contiene un fluido. A medida que el rotor gira, el fluido es movido a través del sistema, generando así resistencia debido a las fuerzas viscosas del fluido. Esta resistencia se puede ajustar mediante el uso de válvulas que regulan el flujo del fluido, regulando la carga que se le aplica al motor.
- **Ventajas:** Simplicidad mecánica, manejo de grandes cargas térmicas, menor costo y tamaño reducido para potencias elevadas.
- **Desventajas:** Menor precisión a bajas revoluciones, sensible a cambios en el fluido e infraestructura costosa como bombas, tanques de agua y torre de enfriamiento.
- **Aplicación:** Motores pesados.

- **Eléctrico (Corriente Continua o Alterna)**

- **Funcionamiento:** Utilizan motores eléctricos tanto de corriente alterna como de corriente continua para generar resistencia al motor bajo prueba, donde funcionan como generadores que absorben la energía del motor ensayado y la convierten en electricidad.
- **Ventajas:** Alta precisión y control en pruebas estáticas y dinámicas, ideal para simulaciones.
- **Desventajas:** Costo elevado, mantenimiento complejo.
- **Aplicación:** Vehículos eléctricos e híbridos.

- **De Corrientes Parásitas (Eddy Current)**

- **Funcionamiento:** Usa un campo magnético que genera resistencia sin contacto físico para medir la potencia. Funciona creando un campo magnético en el rotor o disco conectado al eje del motor. Cuando el rotor gira dentro del campo magnético, se inducen corrientes parásitas o corrientes de Foucault en el material conductor del rotor. Estas corrientes generan calor debido a la resistencia eléctrica interna del material que causa una fuerza de frenado que se opone a la rotación.
- **Ventajas:** Alta precisión, sin contacto mecánico, buen control de carga, alta durabilidad y mantenimiento simple.
- **Desventajas:** Requiere refrigeración activa, costo elevado.
- **Aplicación:** Pruebas detalladas.

- **Inercial**

- **Funcionamiento:** Mide la aceleración de una masa conocida para calcular la potencia del motor. Solo sirve para medir estados transitorios, no puntos estacionarios. Se emplea un volante de inercia de un peso específico. Cuando el motor acelera el volante, se puede medir cuanta energía (potencia) se transfiere al sistema observando el cambio de la velocidad angular del volante.
- **Ventajas:** Económico, simple de operar, bajo mantenimiento. No requiere infraestructura adicional.

- **Desventajas:** Baja a moderada precisión, depende de la masa utilizada para la medición, elevado peso, y no mide el par directamente.
- **Aplicación:** Talleres automotrices, pruebas rápidas.

Los bancos hidráulicos son robustos y permiten trabajar con motores de distintas potencias, aunque su precisión es limitada y pueden no ser adecuados para calibrar motores en baja carga. En contraste, un banco de corrientes parásitas ofrece alta precisión y facilidad de uso, ideal para calibraciones detalladas. Sin embargo, presenta un elevado costo y limitada capacidad de potencia, lo que causa que sean poco viables, especialmente al intentar igualar la potencia de un banco hidráulico. Por lo tanto, se recomienda que para calibraciones de motores de cilindradas similares o superiores a 1.3 L, se utilice un banco hidráulico debido a su gran flexibilidad para la potencia y su robustez, aceptando sus limitaciones. Para usos de laboratorio, el equipo ideal a instalar sería el de corriente parásita, dado a su precisión y sencillez para operar.

Para el funcionamiento óptimo de un laboratorio de ensayo de motores, es imprescindible contar con un sistema de manipulación y montaje que permita el traslado y la adaptación de distintos tipos de motores en el banco de pruebas, así como la integración de todos los sensores disponibles. Para esto, es necesario disponer de grúas de taller con capacidad para transportar grandes pesos, garantizando así su utilidad en una amplia variedad de motores. El soporte del motor debe ser versátil, permitiendo modificar su estructura para adaptarse a motores de diferentes tamaños y características, y facilitar la alineación y nivelación sin mayores complicaciones. Una mejora adicional sería el diseño de un sistema de conexión eléctrica que se monte en el soporte y se conecte a los adquisidores de datos, en estilo “plug-in”, que permita facilitar el proceso de cambio de motores. Este tipo de soporte se afirmará a una montura frente al dinamómetro, permitiendo cambiar rápidamente el soporte. Un ejemplo de esto se puede observar en la [Figura 3.1](#). Esto reduciría el tiempo dedicado al conexionado eléctrico, ya que el sistema quedaría pre-armado y fijo. Al cambiar el motor, solo se conectaría este al sistema existente, sin necesidad de rehacer conexiones. De esta forma, se optimiza el tiempo de ensayo y se incrementa la eficiencia del laboratorio, evitando pérdidas de tiempo en el proceso de cableado con cada motor.

Es fundamental contar con varios dispositivos adquisidores de datos que permitan registrar y evaluar diversas variables, tales como temperatura y pre-

siones, tanto indicadas como de baja frecuencia. Estos adquisidores deben estar equipados con múltiples sensores ubicados en diferentes puntos críticos del sistema. La distribución de estos sensores en varias localizaciones permite monitorear el comportamiento térmico y de presión de manera simultánea en distintos sectores, proporcionando una visión más completa y detallada de las condiciones operativas. En la [Figura 3.1](#) se ve un banco de tecnología de punta con los detalles de sus componentes.

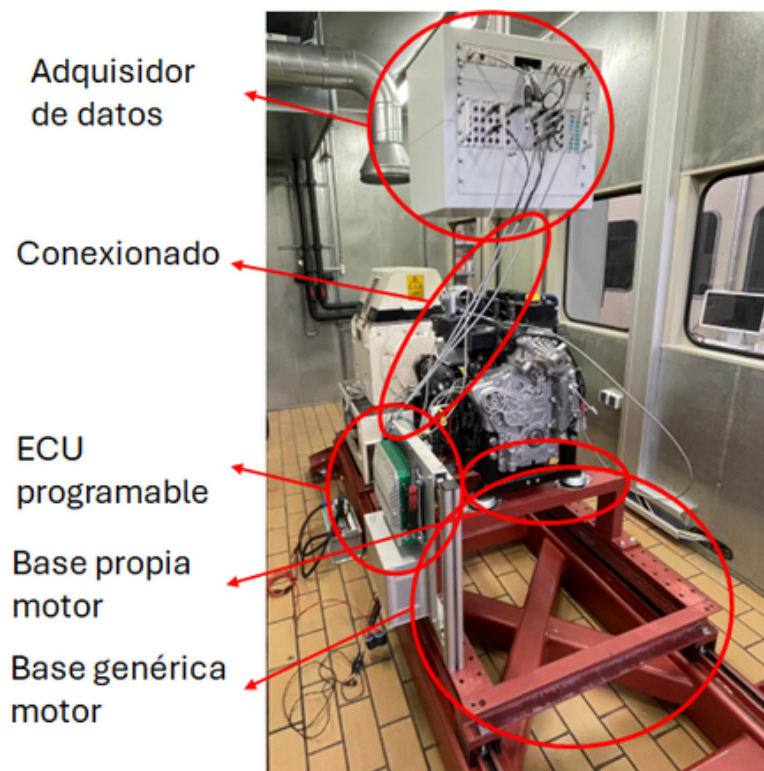


Figura 3.1: Posible diseño para soporte de motores. Se observa el adquisidor de datos que se encuentra fijo en la celda de ensayos, con todos sus conectores para el conexionado que viaja con el motor. Además se observa el soporte genérico para todos los motores a ensayar y el soporte a medida del motor. También se observa la Engine Control Unit (ECU) en su soporte. Elaboración propia basada en los laboratorios de Hochschule Heilbronn.

Además, el laboratorio debería contar con un soporte giratorio para motores, diseñado para sujetar, desplazar y rotar los motores fácilmente, lo que permite trabajar de forma cómoda y segura. Este equipo debe tener una capacidad de carga adecuada para soportar una gran variedad de motores.

Por otro lado, una estantería robusta diseñada para almacenar de manera segura, rápida y prolija los diferentes motores con los que cuenta el laboratorio.

Un equipo esencial para un laboratorio de ensayos de motores es el banco de pruebas de inyectores. Esta herramienta permite realizar evaluaciones del estado de los inyectores y calibrar los mismos, proporcionando información detallada sobre su rendimiento. En el banco de pruebas de inyectores, se pueden medir parámetros clave como el caudal de combustible inyectado, la duración de la inyección y el patrón de pulverización. El equipo además permite simular diversas condiciones de operación. Es crucial que sea compatible con todos los tipos de inyectores, incluidos los multipuntos, common rail y de inyección directa, de manera que se puedan ensayar los inyectores de los distintos motores en el laboratorio.

Otro equipo importante para el laboratorio es un flujómetro, el cual es una herramienta fundamental para el ensayo de componentes del motor, ya que permite medir el flujo de fluidos a distintas presiones de trabajo en cualquier conducto, lo que es esencial para evaluar las pérdidas de carga. Su capacidad para detectar variaciones en el flujo puede ser invaluable en el diagnóstico de problemas, como fugas o ineficiencias. Un uso muy habitual es el caso de la tapa de cilindros, un flujómetro puede medir con precisión el flujo de aire tanto en la admisión como en el escape, a diferentes presiones de trabajo y posiciones de apertura de válvulas. Esta información es crucial tanto para realizar una caracterización de la tapa, como para optimizar el rendimiento del motor y garantizar su correcto funcionamiento. La incorporación de un flujómetro en el laboratorio no solo facilita la evaluación de las condiciones operativas del motor, sino que también contribuye a una mejora en los ensayos.

En la [Figura 3.2](#) se presentan ejemplos de bancos de ensayo de flujo e inyectores para el laboratorio.

En el laboratorio será necesario implementar un sistema de suministro y pesaje de distintos combustibles, que debe contar con medidas de seguridad adecuadas. La seguridad en el manejo de estos combustibles incluye almacenamiento en tanques adecuados, sistemas de ventilación, equipos de medición de consumo, y la implementación de protocolos de manejo seguro, que deben ser cumplidos para prevenir incendios y explosiones. Las paredes del recinto donde se instale el dinamómetro deben ser ignífugas y resistentes, especialmente en caso de explosiones o incendios. Se recomienda utilizar materiales como paneles de yeso resistentes al fuego o bloques de concreto que ofrezcan protección adecuada. Estos materiales no solo reducen el riesgo de propagación del fuego, sino que también ofrecen resistencia a altas temperaturas. Además, es funda-

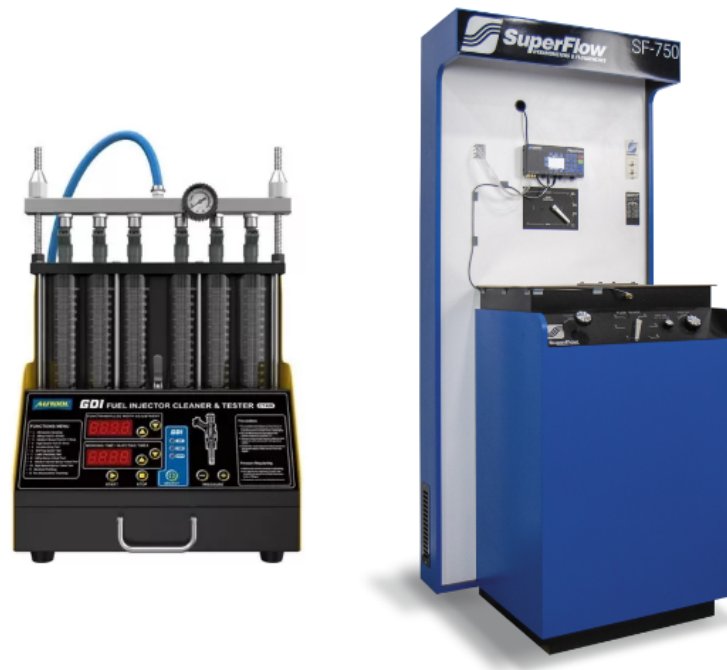


Figura 3.2: A la izquierda se observa un banco de ensayo de inyectores y a la derecha un banco de ensayo de flujo o flujómetro. Elaboración basada en Fuente: Superflow, 2024 y AyEtodo.com, 2024.

mental contar con un sistema de lucha contra incendios. Esto puede incluir extintores de incendios, sistemas de rociadores automáticos y mangueras de incendio. Los sistemas de rociadores, por ejemplo, son efectivos para combatir incendios en su etapa inicial, mientras que los extintores deben estar distribuidos en puntos estratégicos y ser del tipo adecuado para los combustibles que se manejan en el laboratorio.

Es esencial contar con un sistema de renovación de aire y evacuación de gases de escape que sea acorde a los flujos de gases generados por los motores en ensayo. La importancia de este sistema radica en la prevención de acumulaciones de gases tóxicos, como monóxido de carbono y óxidos de nitrógeno, que pueden ser peligrosos para la salud de los operarios. Un sistema de ventilación adecuado no solo mejora la calidad del aire en el laboratorio, sino que también contribuye al control de la temperatura y la humedad. Se pueden utilizar ventiladores de extracción o sistemas de ventilación mecánica, que aseguran una renovación constante del aire. La implementación de estos sistemas es crucial para mantener un ambiente de trabajo seguro y eficiente. En este sistema de evacuación de gases de escape se debe de contar con un analizador de gases

para comprobar la composición de los gases de escape del motor, lo que facilita la evaluación del rendimiento del motor y las emisiones generadas durante su operación.

Un esquema del laboratorio ideal se puede observar en la [Figura 3.3](#).

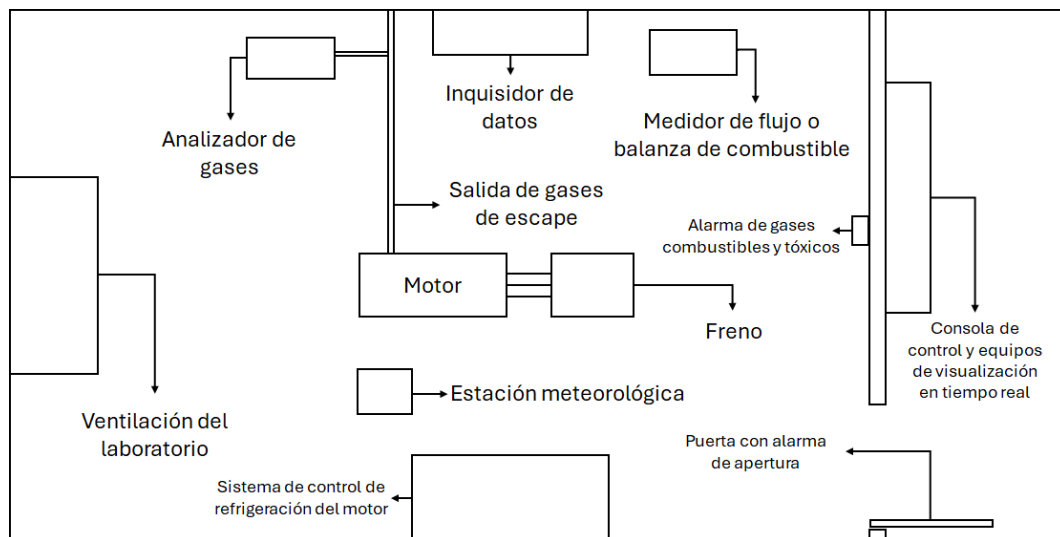


Figura 3.3: Esquema de un laboratorio ideal de ensayo de motores. Elaboración propia.

3.1.2. Sensores

La cantidad y el tipo de sensores necesarios para el ensayo de un motor dependen completamente tanto del motor a ensayar como los objetivos de los ensayos que se deseen realizar en este. Por lo tanto, el diseño de la instalación y la selección de sensores dependerán completamente de la cantidad y tipo de ensayos que se busquen realizar en este. En la [Figura 3.4](#) se presenta un esquema simplificado de la instalación de los sensores y el tipo de estos para un motor gasolina 4 cilindros.

Se debe tener sensores de flujo para los fluidos principales de la combustión, como el aire de admisión y el combustible. A su vez, sensores de temperatura para tanto la admisión como el escape, además de uno para cada cilindro, sensores en los conductos de admisión y de escape. Se deben tener sensores de presión los cuales deben de ser capaces de trabajar en temperaturas entre 0 y 1500°C, con rango de medición entre 0.5 y 5 bar. Los datos de estos sensores deben ser tomados con frecuencia suficiente como para detectar fluctuaciones ocasionadas por la apertura de válvulas. Por otro lado, los sensores de presión

- **Recolección de Datos en Tiempo Real:** El software debe ser capaz de registrar datos de múltiples sensores de forma simultánea y en tiempo real. Esto incluye, pero no se limita a, la temperatura, presión, velocidad del motor, consumo de combustible, entre otros.
- **Procesamiento de Datos:** Capacidad para procesar los datos recolectados instantáneamente. Esto incluye la realización de cálculos matemáticos y la aplicación de filtros o algoritmos de análisis para obtener información significativa.
- **Modificaciones en Tiempo Real:** Permitir ajustes sobre la marcha durante el ensayo, como la modificación de parámetros de prueba o condiciones de funcionamiento del motor, basándose en los datos en tiempo real, sin necesidad de detenerlo.
- **Creación de Tablas y Configuraciones:** Facilitar la creación de tablas de datos y setups personalizados para una mejor organización y análisis de los datos. Esto incluye la capacidad de guardar configuraciones específicas de prueba para su uso futuro.
- **Post Procesamiento de Datos:** Herramientas avanzadas para el post procesamiento de los datos recolectados, como análisis estadísticos, gráficos, y generación de reportes detallados.
- **Visualización de Datos:** Herramientas de visualización que permitan representar gráficamente los datos en tiempo real. Esto incluye gráficos de tendencias, histogramas, diagramas de dispersión, entre otros.
- **Integración y Exportación de Datos:** Capacidad de integrar los datos con otros sistemas de software y la posibilidad de exportar los datos en diferentes formatos para su análisis adicional o almacenamiento.

Estas características aseguran que el software no solo recoja y procese los datos de manera eficiente, sino que también proporcione una plataforma robusta para análisis y ajustes durante y después de los ensayos.

3.2. Banco Actual del IIMPI

A pesar de contar con un diseño teórico e ideal de un laboratorio, la realidad nos presenta un panorama diferente y desafiante. La captura precisa de las diferentes variables que influyen en el rendimiento de los motores requieren de equipos costosos, lo que nos obliga a priorizar qué aspectos podemos estudiar con mayor precisión. Antes de iniciar cualquier prueba de ensayo en el motor, se llevo a cabo un relevamiento de los equipos disponibles para realizar dichos ensayos. Este paso previo es fundamental para tener una visión clara de las capacidades y limitaciones del laboratorio de tal manera de ajustar las expectativas según los recursos disponibles. Este relevamiento busca maximizar el uso de los recursos limitados, identificando que variables son posibles de estudiar con profundidad y en cuales se debe optimizar el uso de los equipos disponibles. Si bien se aspira alcanzar el estándar ideal en un futuro, se comprende que en la actualidad se debe trabajar dentro de las posibilidades y enfocarse en obtener resultados significativos dentro de los límites establecidos por la realidad.

3.2.1. Equipamiento

El laboratorio esta equipado con un banco de pruebas de motores fabricado por la empresa Saenz (Freno modelo DS2). El banco de pruebas proporciona la capacidad de supervisar y controlar la ejecución de ensayos, así como la adquisición de datos. Además, el laboratorio cuenta con una consola secundaria que proporciona la visualización de otras variables. La consola principal se puede apreciar en la [Figura 3.5](#).

El freno motor es de tipo hidráulico, este tiene una capacidad máxima teórica de 1000HP con una velocidad de giro de 4500 RPM, utilizando un caudal de agua de $20 \frac{L}{HP \cdot h}$. El mismo se puede observar en la [Figura 3.6](#). Sin embargo, la bomba de suministro al freno instalada tiene un caudal máximo de $160 \frac{L}{min}$, por lo tanto, la potencia teórica máxima de un motor a ensayar actualmente es de 480 HP.

El freno hidráulico esta compuesto por un eje con discos y álabes, el cual se sujeta al volante del motor a ensayar. Se inyecta agua al freno, la cual pasa a través de intersticios entre los álabes de los discos conectados al eje y discos conectados a la carcasa del freno, consumiendo potencia del motor. El agua al chocar con los discos quietos o en movimiento genera sobre la carcasa un



Figura 3.5: Consola presente en el Laboratorio de Facultad de Ingeniería UDELAR. Elaboración propia.



Figura 3.6: Banco presente en el Laboratorio de Facultad de Ingeniería UDELAR. Elaboración propia.

par, el cual es medido a través de una celda de carga colocada a una distancia conocida del eje de rotación. La velocidad del motor se regula con el caudal de agua que se inyecta al freno hidráulico. Conociendo el par entregado por el motor y la velocidad de giro de este, se puede calcular la potencia entregada por el motor. El agua que circula por el freno hidráulico regula la temperatura en el interior del mismo absorbiendo la potencia que se disipa en su interior.

Se puede observar en la [Figura 3.7](#) la curva de la capacidad de potencia del banco en función de la velocidad de giro proporcionada por el fabricante.

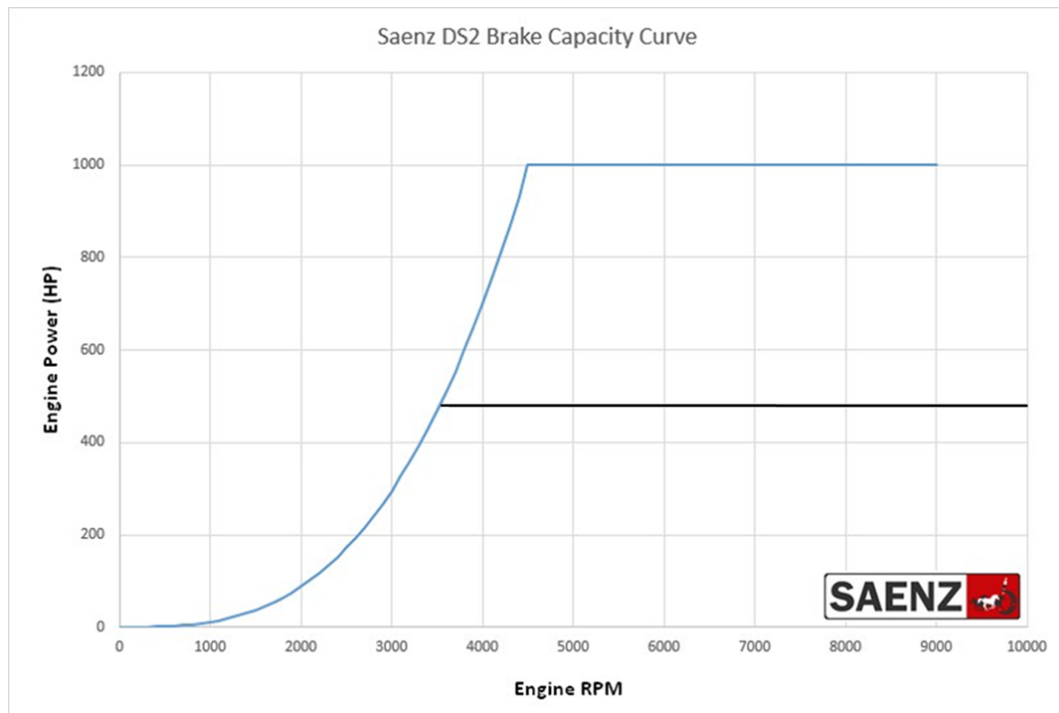


Figura 3.7: Curvas de potencia máxima en función de la velocidad de rotación, en azul la curva del freno marca SAENZ modelo DS2 y en negro la curva de potencia limitante de la bomba. Elaboración propia basada en información proporcionada por el fabricante.

Actualmente se tiene control manual sobre el acelerador del motor así como sobre el flujo de agua a través del freno. Esto permite ensayar al motor en distintos puntos de funcionamiento. En la [Figura 3.8](#) se puede observar una imagen del banco de ensayos en cuestión.

El laboratorio cuenta con un set de herramientas básicas para el ensamblaje y montaje de motores. A su vez se cuenta con un carro de motores para el montaje y traslado de los mismos. Para el montaje al freno se cuenta con un aparejo de cadenas montado en carro de empuje para el izado y traslado de los motores.



Figura 3.8: Banco de ensayos de motores del laboratorio del IIMPI. Se observa el freno hidráulico, con su batea y bomba para la recuperación del agua, además de un radiador sumergido para la refrigeración del motor. Elaboración propia.

3.2.2. Sensores

El laboratorio está equipado con una variedad de sensores diseñados para medir distintas variables. Algunos de estos sensores están conectados directamente al banco de pruebas, a la consola del freno hidráulico, o cuentan con su propio display. A continuación se detalla la distribución de los sensores.

El banco cuenta con una colectora de datos conocida como 'Sistema de Medición Asistido por Computadora (SMAC)' la cual está conectada a la consola del freno hidráulico. Los datos recolectados por los siguientes sensores son analógicos (0-5V DC):

- SMAC:
 - Velocidad de giro del motor
 - Temperatura de agua del motor
 - Temperatura de aceite del motor
 - Presión de aceite

- Celda de carga (Par de motor)
- Central barométrica (Presión, temperatura y humedad relativa del interior de la celda de ensayos)

El SMAC recolecta 5 paquetes de datos por segundo y se conecta a la consola a través de un conversor serial.

A su vez se tienen sensores adicionales, dos de los cuales tienen sus propios indicadores, mientras que varios están conectados a la unidad de control del motor (ECU), desde el cual registran sus lecturas.

- Consola Secundaria
 - Temperatura Agua de batea
- Display Independiente
 - Masa de Combustible
- Unidad de Control de Motor (ECU)
 - O_2 en Gases de Escape
 - MAP
 - Posición Mariposa de Acelerador
 - Posición Árbol de Levas
 - Velocidad de Giro
 - Temperatura de Agua

En la [Figura 3.9](#) se puede observar un diagrama que ilustra la posición de los sensores antes mencionados, tanto en el motor como en la celda de ensayos de motores.

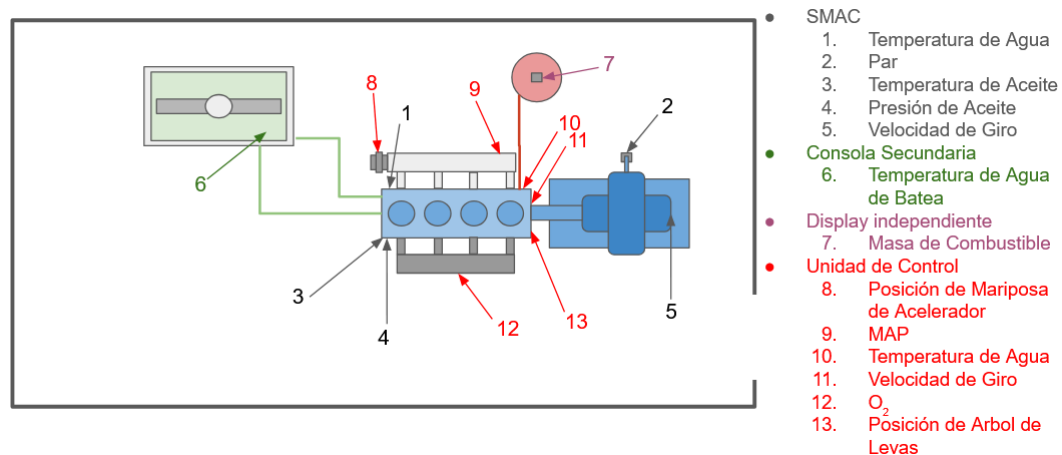


Figura 3.9: Diagrama de la posición y conexión de sensores del laboratorio. Elaboración propia.

3.2.3. Software de adquisición de datos y control

Para la correcta utilización del banco de ensayos fue indispensable el uso de dos software clave. El primero se encargó de la visualización en tiempo real y la adquisición de datos proporcionados por el sistema SMAC. Este software permite monitorear parámetros esenciales como la presión de aceite, las temperaturas del agua y del aceite, y la potencia generada por el motor en el banco de pruebas. La visualización en tiempo real de estos datos no solo es fundamental para garantizar que el motor opere dentro de los rangos nominales, sino también para asegurar su correcto control durante los ensayos. Estos parámetros permiten identificar de inmediato cualquier posible anomalía o desviación en el funcionamiento del motor, lo cual es vital para proteger tanto el motor como el equipo de pruebas. En la [Figura 3.10](#) se puede observar una captura de pantalla de la interfaz del software utilizado.

A pesar de su utilidad, este software presenta ciertas limitaciones debido a su antigüedad. Una de las principales dificultades es la cantidad restringida de mediciones visualizables y registrables, lo que limita el monitoreo simultáneo de múltiples parámetros. Asimismo, su configuración inicial puede resultar algo compleja, debido a que presenta problemas de detección de conexión entre la computadora y el SMAC. Otro inconveniente relevante es el proceso de exportación de los datos adquiridos, el cual es lento y complejo. Al exportar, los datos de cada paquete de medición, estos se encuentran separados por comas, incluyendo los valores decimales, lo que genera confusión y dificulta la lectura precisa de los datos. Esto obligó a desarrollar un script en Python para

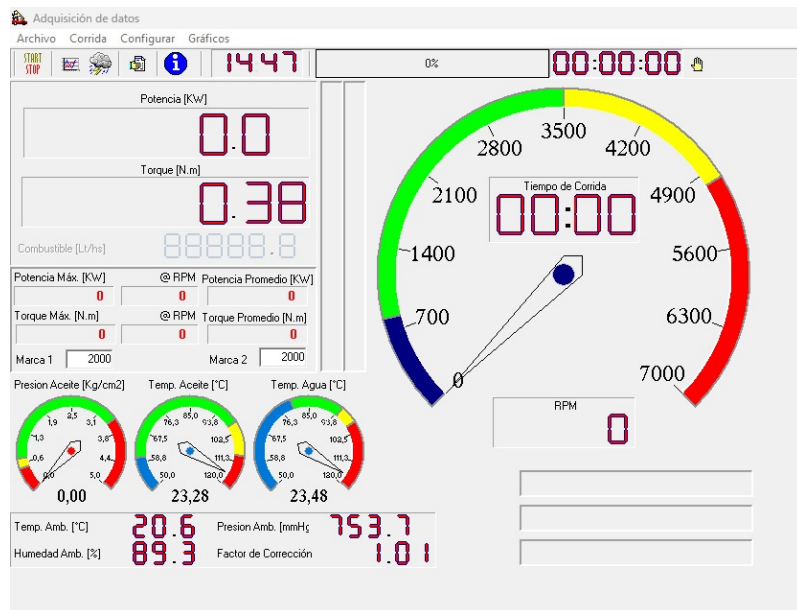


Figura 3.10: Imagen de la interfase del software SMAC. Elaboración propia.

automatizar la extracción y el procesamiento de los datos de forma eficiente. Adicionalmente, este software tiene una restricción significativa en cuanto al tiempo de medición continua, ya que no permite realizar ensayos mayores a 2.5 minutos sin que la memoria se sature. A pesar de todas estas deficiencias, se logró completar los ensayos necesarios para el proyecto utilizando este software, aunque con algunas adaptaciones y soluciones adicionales para mitigar sus limitaciones.

El segundo software utilizado fue el FuelTech ECU Manager, que se empleó para el control de la unidad de gestión electrónica FT400, observar la [Figura 3.11](#). Este programa resulta fundamental para ajustar diversos parámetros del motor, como la inyección de combustible y el encendido, lo cual es crucial durante la operación del motor en el banco de pruebas. A través del ECU Manager, se puede visualizar de algunos puntos de operación de variables críticas como lambda, MAP, y otros parámetros relacionados con el rendimiento del motor. Esto se debe a que este programa cuenta con una memoria que se activa automáticamente una vez superadas las 2900 RPM. Además, esta herramienta permite modificar y ajustar los mapas de inyección y encendido en tiempo real, lo que facilita la optimización del comportamiento del motor durante las pruebas.

Ambos programas, con sus respectivas limitaciones, fueron esenciales para llevar a cabo el conjunto de ensayos del motor. Mientras que el sistema

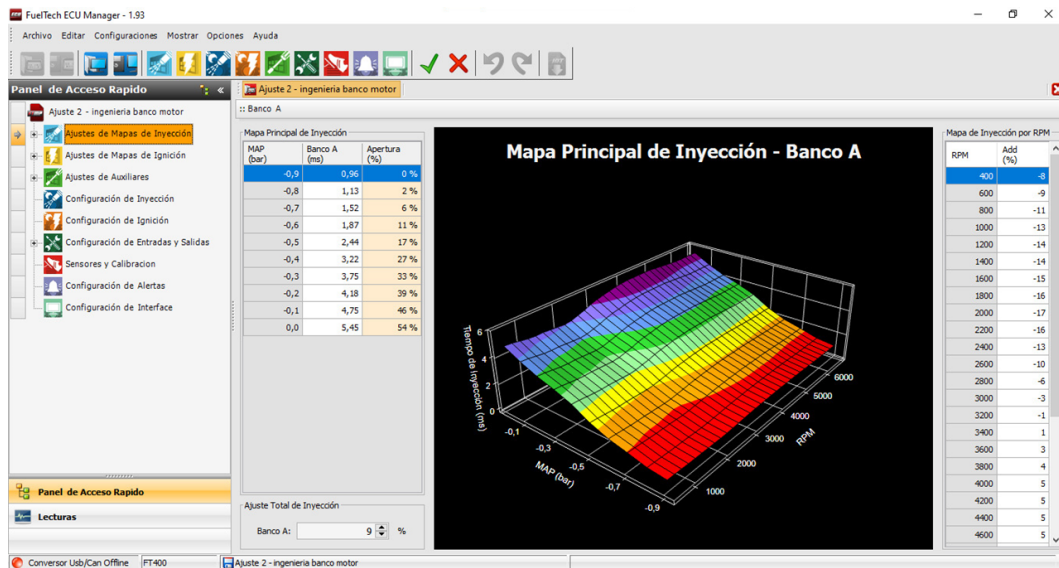


Figura 3.11: Imagen del programa Fueltech ECU Manager utilizado para el control de la unidad de gestión electrónica (ECU) FT400. Elaboración propia.

SMAC proporcionó el monitoreo y adquisición de datos del banco de pruebas, el FuelTech ECU Manager permitió ajustar y optimizar la operación del motor en tiempo real, brindando flexibilidad en los ensayos y permitiendo realizar ajustes precisos en las condiciones de funcionamiento del motor.

En la [Figura 3.12](#) se puede observar un diagrama esquemático de la disposición de algunos de los elementos principales del laboratorio de ensayo de motores actual del IIMPI, esenciales para la realización de los ensayos.

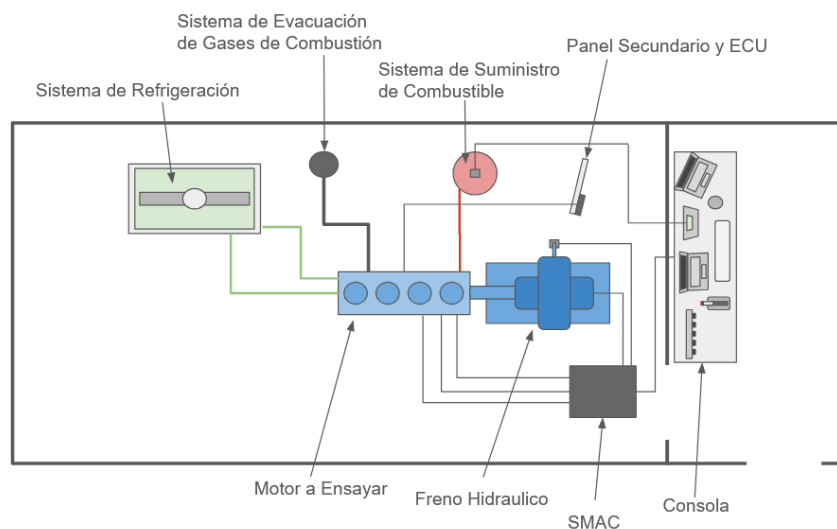


Figura 3.12: Plano del laboratorio actual del IIMPI. Elaboración propia.

3.2.4. Incertidumbre del Banco

Un aspecto muy importante a considerar es la incertidumbre asociada a los resultados de las mediciones obtenidas del banco de pruebas utilizado. Los principales datos medidos, como la potencia y el consumo específico de combustible, presentan una incertidumbre inherente debido a los sensores y métodos utilizados en su medición.

3.2.4.1. Incertidumbre de la potencia

La potencia se calcula a partir de la medición del par y la velocidad de giro, por lo que es necesario verificar la incertidumbre de ambos parámetros. Se puede observar en la [Ecuación 3.1](#) como se calcula la potencia.

$$P [\text{W}] = T [\text{Nm}] \cdot N [\text{RPM}] \cdot \left(\frac{2\pi}{60} \right) \quad (3.1)$$

En el caso del par, como se mencionó anteriormente, se emplea una celda de carga para su medición. Para verificar la confiabilidad del dato medido, se llevó a cabo el siguiente procedimiento:

Para calibrar la celda de carga del freno hidráulico del banco, se dispone de una barra que se fija al freno, a la cual se pueden añadir pesas en su extremo como se muestra en la [Figura 3.13](#). Con esta configuración, se colocaron cuatro bidones de agua de distintos pesos, los cuales fueron medidos con una balanza calibrada, actuando así como pesas. Los datos obtenidos de las masas medidas se presentan en la [Tabla 3.1](#). La balanza, calibrada por un laboratorio acreditado, presenta en su informe de calibración una incertidumbre de $\mu_{\text{balanza}} = 0.065 \text{ g}$. El informe de calibración completo se encuentra en el Apéndice [.1.1](#). Por otro lado, se realizaron diferentes mediciones de distancia a la barra para el cálculo del par donde se considero una incertidumbre de $\mu_d = 1,0 \text{ cm}$.

Tabla 3.1: Pesos utilizados en la calibración del freno hidráulico.

Balanza Calibrada	Peso (g)	Incertidumbre (g)
Barra	1947,9	0,065
Bidón 1	2345,7	0,065
Bidón 2	4084,8	0,065
Bidón 3	5100,7	0,065
Bidón 4	4954,5	0,065

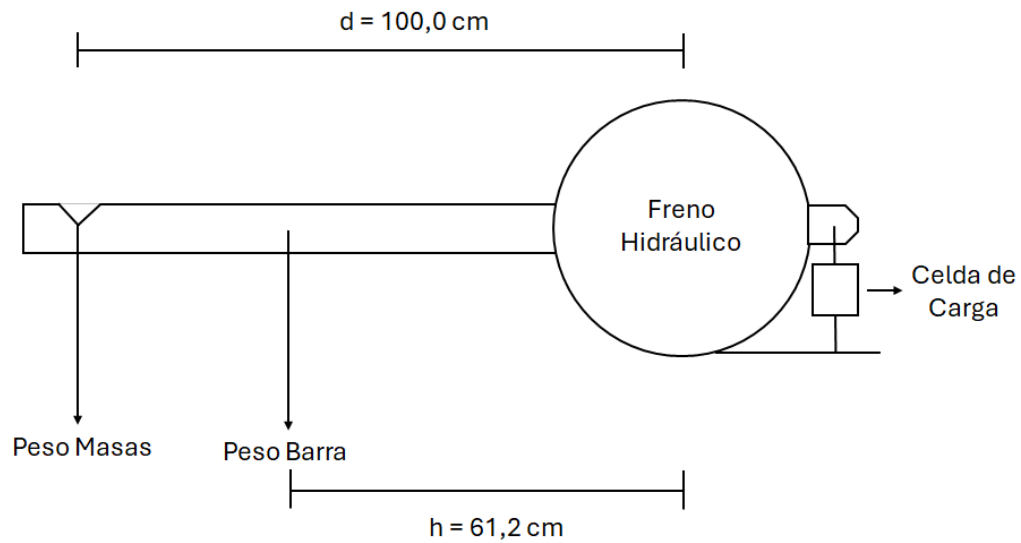


Figura 3.13: Diagrama de freno hidráulico con barra de calibración. Elaboración propia.

Se cargo la barra con los diferentes bidones, y se calculó el par resultante para cada una de las cargas aplicadas utilizando la [Ecuación 3.2](#). El resultado se detalla en la [Tabla 3.2](#).

$$T = m_{\text{pesa}} \cdot g \cdot d + m_{\text{barra}} \cdot g \cdot h \quad (3.2)$$

Donde T es el par, m_{pesa} es la masa de las pesas, m_{barra} es la masa de la barra, g es la aceleración gravitacional (se considera $g = 9,80665 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$), d y h son distancias detalladas en la [Figura 3.13](#).

Tabla 3.2: Medición de par bajo diferentes cargas en el banco de pruebas.

Elemento	Par Carga (Nm) (Valor Referencia)	Lectura Par Banco (Nm)	Sesgo (Nm)
-	0,00	0,27	0,27
Barra	11,69	11,11	-0,58
Barra + Bidón 1	34,69	34,24	-0,45
Barra + Bidón 2	51,75	50,86	-0,89
Barra + Bidón 3	61,71	61,48	-0,23
Barra + Bidón 1 y 3	84,71	84,16	-0,55
Barra + Bidón 2 y 3	101,77	101,27	-0,50
Barra + Bidón 3 y 4	110,30	109,02	-1,28
-	0,00	0,69	0,69

La incertidumbre del par de la carga (valor de referencia) se calcula utilizando la [Ecuación 3.3](#), a partir de la propagación de la incertidumbre.

$$\begin{aligned}\mu_{\text{Par Carga}}^2 &= \left(\frac{\partial T}{\partial m_{\text{pesa}}} \cdot \mu_{m_{\text{pesa}}} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial m_{\text{barra}}} \cdot \mu_{m_{\text{barra}}} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial d} \cdot \mu_d \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial h} \cdot \mu_h \right)^2 \\ \mu_{\text{Par Carga}} &= \sqrt{(g \cdot d \cdot \mu_{m_{\text{pesa}}})^2 + (g \cdot h \cdot \mu_{m_{\text{barra}}})^2 + (m_{\text{pesa}} \cdot g \cdot \mu_d)^2 + (m_{\text{barra}} \cdot g \cdot \mu_h)^2}\end{aligned}\quad (3.3)$$

A continuación, se utiliza la [Ecuación 3.4](#) para calcular la incertidumbre de la lectura del par por la consola.

$$\mu_{\text{Par Lectura}} = \left(\frac{Res}{2\sqrt{3}} \right) = \left(\frac{0.01 \text{ Nm}}{2\sqrt{3}} \right) = 0,003 \text{ Nm} \quad (3.4)$$

Donde Res es la resolución de la escala digital de la consola del banco de ensayo.

Obtenida la incertidumbre del par calculado y la incertidumbre de la lectura del par, se calcula la incertidumbre resultante del par en la [Ecuación 3.5](#).

$$\mu_{\text{Par Banco}} = \sqrt{(\mu_{\text{Par Carga}})^2 + (\mu_{\text{Par Lectura}})^2 + |\text{Sesgo}|} \quad (3.5)$$

Donde μ_{ParCarga} es la incertidumbre del par calculado, $\mu_{\text{ParLectura}}$ es la incertidumbre de la lectura del par y $|\text{Sesgo}|$ es el promedio del sesgo entre los par medidos en la calibración.

Se tomó como incertidumbre resultante del par el valor más alto de incertidumbre calculado en esta calibración. Por lo tanto, la incertidumbre del par es:

$$\mu_{\text{Par Banco}} = 1,173 \text{ Nm}$$

En lo que respecta a la medición de la incertidumbre de la velocidad de giro, no se ha identificado una metodología precisa para su obtención. Ante la ausencia de bibliografía confiable que proporcione una incertidumbre específica, se ha optado por calcular el desvío estándar de los ensayos realizados a 1000 RPM, 2000 RPM y 3000 RPM, promediando estos valores para establecer la incertidumbre a considerar. En estos ensayos experimentales, se mantuvo constante la velocidad de giro del motor, mientras se variaba la carga aplicada. Esto se realizó para las velocidades de giro mencionadas anteriormente. Aplicando esta metodología se calculó una incertidumbre de $\mu_N = 12 \text{ RPM}$.

Sabiendo que la potencia se calcula mediante la [Ecuación 3.1](#), se obtiene una ecuación para el cálculo de la incertidumbre de la potencia para los puntos

de ensayo, μ_{Pot} , en la [Ecuación 3.6](#):

$$\begin{aligned}\mu_{\text{Pot}}^2 &= \left(\frac{\partial \text{Pot}}{\partial T} \cdot \mu_T \right)^2 + \left(\frac{\partial \text{Pot}}{\partial N} \cdot \mu_N \right)^2 \\ \mu_{\text{Pot}} &= \sqrt{\left(N \cdot \left(\frac{2\pi}{60} \right) \cdot \mu_T \right)^2 + \left(T \cdot \left(\frac{2\pi}{60} \right) \cdot \mu_N \right)^2}\end{aligned}\quad (3.6)$$

3.2.4.2. Incertidumbre del consumo específico de combustible

Para la medición del consumo específico de combustible, es necesario tener en cuenta diversas fuentes de incertidumbre. Se puede visualizar la ecuación del consumo específico de combustible en la [Ecuación 3.7](#).

$$\text{SFC [g/kWh]} = \frac{\dot{m}_f \text{ [g/h]}}{P \text{ [kW]}} \quad (3.7)$$

El consumo de combustible se determina a través de la medición de la masa de combustible consumida durante un intervalo de tiempo, lo que introduce dos fuentes principales de error: la incertidumbre asociada a la celda de carga utilizada para pesar el recipiente de combustible, y la incertidumbre relacionada con el cronómetro que se emplea para registrar el tiempo, además de la incertidumbre asociada a la potencia medida en el punto de operación.

En primer lugar, para verificar la incertidumbre de la celda de carga, se utilizaron los bidones previamente mencionados, cuyo peso es conocido. Los bidones se colocaron en la celda de carga y los valores obtenidos son comparados con los mostrados en el indicador digital. Estos resultados se detallan en la [Tabla 3.3](#).

Tabla 3.3: Comparación entre la carga aplicada y la masa medida por la celda de carga.

Elemento	Carga (g) (Valor Referencia)	Carga (kg) (Valor Referencia)	Lectura Masa (kg)	Sesgo (g)
-	0	0	0	0
Bidón 1	2345,7	2,35	2,34	-5,7
Bidón 2	4084,8	4,08	4,08	-4,8
Bidón 3	5100,7	5,10	5,09	-10,7
Bidón 1 y 3	7446,4	7,45	7,44	-6,4
Bidón 2 y 3	9185,5	9,19	9,18	-10,5
Bidón 3 y 4	10055,2	10,06	10,04	-15,2
Bidón 1, 3 y 4	12400,9	12,40	12,39	-10,9
Bidón 2, 3 y 4	14140	14,14	14,13	-10
Bidón 1, 2, 3 y 4	16485,7	16,49	16,48	-5,7
-	0	0	0	0

Se utiliza la [Ecuación 3.8](#) para calcular la incertidumbre de la lectura de la masa en el indicador digital. Donde Res es la resolución de la escala digital

del indicador de la celda de carga en el laboratorio de ensayo.

$$\mu_{\text{Masa Lectura}} = \left(\frac{Res}{2\sqrt{3}} \right) = \left(\frac{0.01 \text{ kg}}{2\sqrt{3}} \right) = 2,887 \text{ g} \quad (3.8)$$

Obtenida la incertidumbre de la masa cargada y la incertidumbre de la lectura de la masa, se procede a calcular la incertidumbre resultante de la masa con la [Ecuación 3.9](#).

$$\mu_{\text{Sesgo Balanza}} = \sqrt{(\mu_{\text{Masa Carga}})^2 + (\mu_{\text{Masa Lectura}})^2} \quad (3.9)$$

Donde $\mu_{\text{MasaCarga}}$ es la incertidumbre de la masa cargada y $\mu_{\text{MasaLectura}}$ es la incertidumbre de la lectura de la masa.

Se tomó como incertidumbre resultante de la masa el valor más alto de incertidumbre registrada para la calibración de la celda de carga. Por lo tanto, la incertidumbre de la masa es:

$$\mu_{\text{Sesgo Balanza}} = 4,099 \text{ g}$$

Además de la incertidumbre en la medición de la masa, es necesario considerar la incertidumbre en la medición del tiempo. Esta puede derivarse tanto de las limitaciones del cronómetro en términos de precisión, como del error humano del operario encargado de iniciar y detener el cronómetro. En este caso, el error puede ocurrir si no se sincroniza adecuadamente el inicio del cronometraje con la variación en la lectura de la celda de carga, lo que añade una componente subjetiva al proceso. Dado que no se dispone de evidencia que respalde una estimación precisa de la incertidumbre asociada a la reacción de los operarios del banco, considerando los datos recopilados en experimentos previos y la orientación brindada por docentes, se asume una incertidumbre temporal de $\mu_{\text{Tiempo}} = 0,2 \text{ s}$.

Teniendo en cuenta la incertidumbre asociada a la masa de combustible consumido y la incertidumbre relacionada con la medición del tiempo, se procede a plantear la incertidumbre en el consumo de combustible. El cálculo del consumo de combustible se observa en la [Ecuación 3.10](#).

$$\dot{m}_f [\text{g/s}] = \frac{\Delta m [\text{g}]}{\Delta t [\text{s}]} \quad (3.10)$$

Por ende, la incertidumbre del consumo de combustible se calcula en la [Ecuación 3.11](#).

$$\begin{aligned}\mu_{\dot{m}_f}^2 &= \left(\frac{\partial \dot{m}_f}{\partial \Delta m} \mu_{\text{Sesgo Balanza}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_f}{\partial \Delta t} \mu_{\text{Tiempo}} \right)^2 \\ \mu_{\dot{m}_f} &= \sqrt{\left(\frac{1}{\Delta t} \mu_{\text{Sesgo Balanza}} \right)^2 + \left(\frac{-\Delta m}{\Delta t^2} \mu_{\text{Tiempo}} \right)^2}\end{aligned}\quad (3.11)$$

Donde $\dot{m}_f$ es el flujo de combustible, $\mu_{\text{Sesgo Balanza}}$ la incertidumbre de la masa de combustible, Δm y Δt la variación de masa y tiempo y μ_{Tiempo} la incertidumbre del tiempo.

Se tomó como incertidumbre resultante del flujo de combustible al valor más alto de incertidumbre registrado. Por lo tanto, la incertidumbre de $\dot{m}_f$ es:

$$\mu_{\dot{m}_f} = 0,0241 \text{ g/s} \rightarrow \mu_{\dot{m}_f} = 86,88 \text{ g/h}$$

Sabiendo que el BSFC se calcula mediante la [Ecuación 3.7](#), la ecuación para la incertidumbre del consumo específico es la [Ecuación 3.12](#).

$$\begin{aligned}\mu_{\text{SFC}}^2 &= \left(\frac{\partial \text{SFC}}{\partial \dot{m}_f} \cdot \mu_{\dot{m}_f} \right)^2 + \left(\frac{\partial \text{SFC}}{\partial \text{Pot}} \cdot \mu_{\text{Pot}} \right)^2 \\ \mu_{\text{SFC}} &= \sqrt{\left(\frac{\mu_{\dot{m}_f}}{\text{Pot}} \right)^2 + \left(-\frac{\dot{m}_f}{\text{Pot}^2} \cdot \mu_{\text{Pot}} \right)^2}\end{aligned}\quad (3.12)$$

3.3. Mejoras propuestas

A continuación se sugieren posibles mejoras a futuro del banco de pruebas:

- **Versión moderna del software**

La consola cuenta con un computador con sistema operativo desactualizado y con varias dificultades a la cual la Unidad de Recursos Informáticos de Facultad de Ingeniería ya no brinda soporte. Este computador no puede ser remplazado ya que es necesario que cuente con un puerto serial, conexión que solo las computadoras antiguas cuentan. Saenz, proveedor del banco, ofrece una versión nueva del software de recolección y control del banco, que permitiría actualizar el computador a uno mas moderno. Para esto es necesario actualizar el conversor fibra óptica-serial a un conversor fibra óptica-USB el cual posee un precio de 350 dolares Ex-Works (EXW). Este software mas moderno logra solucionar algunos de los problemas mencionados, como la exportación de datos, conexión con el sistema SMAC, interfaces gráficas, entre otros.

Sin embargo, lo ideal sería contar con un software que supere las limitaciones mencionadas y, además, se conecte directamente con la ECU para registrar datos clave como lambda, MAP, punto de encendido, tiempo de inyección, entre otros. Este sistema permitiría una adquisición unificada de información tanto del banco de ensayos como de la ECU, facilitando el análisis en tiempo real y mejorando la eficiencia del proceso. El software debería ofrecer una interfaz intuitiva que permita visualizar, grabar y exportar datos de forma sencilla, eliminando los problemas de compatibilidad y sincronización. Asimismo, tendría la capacidad de personalizar los parámetros monitoreados y generar informes automáticos, optimizando así las pruebas y el análisis del rendimiento del motor.

■ **Dinamómetro**

Actualmente se controla la velocidad del motor a ensayar utilizando una válvula manual. La opción mas económica que se propone es agregar una válvula servoactuada de manera de automatizar el control de la velocidad del motor posibilitando la automatización de los ensayos. El fabricante del banco ofrece una solución con un costo de \$2.450 dólares EXW.

Otra alternativa, sería la adquisición de un dinamómetro de corrientes parásitas, el cual permitiría obtener resultados más precisos y simplificaría su operación. Un equipo de estos con capacidades de 500 Nm, 150 kW y velocidades de giro de hasta 8000 RPM tiene un costo de al menos \$15.500 dólares PVP en el Reino Unido, Dynamometer-World, [s.f.](#)

■ **Sensor de presión instantánea**

En el banco actual no se cuenta con un sensado de la presión dentro de las cámaras de combustión (presión instantánea) del motor a ensayar. La empresa AVL List GmbH ofrece bujías de reemplazo con sensor de presión integrado, AVL, [s.f.](#), que permiten el sensado de la presión instantánea sin necesidad de modificar la tapa de cilindros del motor para integrar el sensor de presión. En el caso del motor actual del proyecto, que utiliza bujías con rosca M14x1.25, el sensor ZI45 sería el indicado. En el caso de motores de Ignición por Compresión (CI), los calentadores se reemplazarían por el sensor de presión. Otra opción es la realización de un orificio en la tapa de cilindros, logrando ubicar un sensor dentro de la cámara de combustión.

- **Integración de un intercambiador de placas al sistema de refrigeración**

Actualmente el refrigerante de los motores ensayados circula en circuito cerrado pasando por un radiador automotriz, dentro de una batea, sumergido en un baño de agua para retirar el calor generado en el motor. La batea no cuenta con un sistema de control para regular la temperatura del agua que evacua el calor generado por el motor. Además, esta agua es desechada al sistema de drenaje, por lo que se genera un desperdicio de agua innecesario. Se propone reemplazar el sistema actual de refrigeración, por un intercambiador de calor de tipo placas, donde por uno de los circuitos circule el refrigerante del motor, y por el otro circule agua que fluya por la torre de enfriamiento situada en el laboratorio con el objetivo de disipar el calor entregado por el motor.

De esta manera, se propone mejorar el sistema de refrigeración con un intercambiador de placas desmontables Suicalsa Modelo IPT06072616, el cual posee 26 placas y una potencia de intercambio de 250 kW. El precio PVP de este es de 828 euros en España, Suicalsa, [2024](#). El catalogo completo se incluye en el Anexo [A.1.1](#). A su vez, será necesario conectar una bomba y una electroválvula a un PLC para controlar el flujo en el circuito de agua de la torre, regulando de forma automática la temperatura del refrigerante que retorna al motor. La torre de enfriamiento CTI (Compañía Técnico Industrial SRL) modelo SQ-60 presenta una capacidad de 170 kW considerando una temperatura de agua entrante de 33.0 °C, una temperatura de agua saliente de 27,5 °C y una temperatura de bulbo húmedo de diseño de 24 °C, Compañía Técnico Industrial SRL, [1972](#). Dado la capacidad de la torre de enfriamiento, la cual es superior al calor disipado por los motores actualmente ensayados, no se verá limitada la capacidad de trabajo del banco existente.

- **Refrigeración por aire**

Una mejora para el laboratorio, que incrementaría la eficiencia en la refrigeración del motor, sería la incorporación de un ventilador industrial. Este equipo proporcionaría una mayor eficacia en la refrigeración por convección forzada, ayudando a reducir la temperatura del aceite, así como la de otros componentes del motor. El costo de un ventilador industrial varía dependiendo de la potencia y sus características, pero generalmente

ronda entre los 100 y 500 dólares PVP, en el mercado nacional.

■ **Consumo de combustible**

Actualmente, el laboratorio no cuenta con un medidor especializado para el consumo de combustible. Como se mencionó anteriormente, este consumo se calcula mediante la medición del tiempo de ensayo y la variación de la masa del combustible utilizado. Sin embargo, para mejorar la precisión y eficiencia de las mediciones, se recomienda adquirir un caudalímetro. Este dispositivo permitirá medir de manera directa y precisa el flujo de combustible, lo que resultará en mediciones más fiables.

A continuación se presentan diferentes opciones:

- **Caudalímetro Magnético:** Este tipo de caudalímetro utiliza la ley de Faraday para medir el caudal de un líquido. Destaca por su precisión y durabilidad, siendo adecuado para líquidos conductores. Al no tener partes móviles, su mantenimiento es reducido. Puede emplearse para gasolina y diésel, especialmente en aplicaciones donde se requiere resistencia a productos químicos. El precio varía entre \$500 y \$2.500 dólares PVP en EEUU, USABlueBook, [s.f.](#)
- **Caudalímetro de Coriolis:** Este medidor utiliza la fuerza de Coriolis para medir el flujo de masa de un fluido que circula por un tubo vibrante. Ofrece alta precisión en la medición del flujo másico, lo cual es ideal para aplicaciones donde se requiere exactitud en la cantidad de combustible suministrado al motor. Además, permite medir la densidad, temperatura y viscosidad del líquido. Los precios de los caudalímetros de Coriolis oscilan entre \$5.000 y \$20.000 dólares PVP en EEUU, Instrumart, [s.f.-b.](#)
- **Caudalímetro de Desplazamiento Positivo:** Este medidor cuenta con una cámara de medición que contiene un rotor en su interior. Cuando el combustible llena la cámara, el rotor lo descarga, y el volumen del fluido se mide en función del número de ciclos de llenado y descarga. Ofrece buena precisión y una respuesta rápida, siendo adecuado para combustibles limpios como gasolina y diésel. Los precios típicos oscilan entre \$500 y \$2.000 dólares PVP en EEUU, Instrumart, [s.f.-c.](#)

- **Caudalímetro de Vortex:** Este dispositivo funciona detectando vórtices generados por un obstáculo en el flujo del fluido. Utiliza la frecuencia de formación de estos vórtices para calcular la velocidad del fluido. Al no tener partes móviles, requiere bajo mantenimiento y es adecuado para aplicaciones de combustible. Los precios suelen variar entre \$500 y \$5.000 dólares PVP en EEUU, Instrumart, [s.f.-d](#) y Omega Engineering, Inc., [s.f.-c](#).
- **Caudalímetro de Diferencia de Presión:** Este medidor mide una caída de presión a través de una obstrucción fija insertada en la trayectoria del fluido. El diferencial de presión creado permite que el monitor de flujo determine el caudal utilizando la ecuación de Bernoulli. Sin embargo, es fundamental considerar la temperatura y la presión para obtener mediciones precisas. Los precios para caudalímetros de diferencia de presión oscilan entre \$700 y \$6.000 dólares PVP en EEUU, Instrumart, [s.f.-a](#).

Otra opción sería mantener el sistema de calcular el consumo mediante la medición del tiempo de ensayo y la observación de la variación de la masa del combustible utilizado, pero utilizando una balanza mas precisa. Una celda de carga de alta precisión cuesta aproximadamente \$800 dólares PVP en EEUU, Omega Engineering, Inc., [s.f.-b](#).

■ **Sensores de presión y temperatura**

Una mejora para el laboratorio sería la adquisición de termocuplas y sensores de presión manométricos y absolutos, lo cual permitiría realizar una mayor cantidad de mediciones en el motor. Para este propósito, también se debería considerar la compra de un nuevo sistema de adquisición de datos que reciba toda esta información proveniente de las lecturas. El precio de este equipo varía entre \$700 y \$4.000 dólares PVP en EEUU, Omega Engineering, Inc., [s.f.-a](#), dependiendo de la marca y de la cantidad de canales que se deseen. Para ensayos que requieran un modelado preciso del motor, análisis TPA, o recolección de datos para CFD, entre otros, sería ideal que los sensores utilizados también fueran del tipo indicado, ya que permitirían obtener información más precisa del comportamiento del motor. Sin embargo, esto implicaría también la adquisición de amplificadores de señal y encoder, equipos de costo elevado que incrementarían significativamente el presupuesto de mejora.

Uno de los aspectos más relevantes a considerar es la compatibilidad con los equipos existentes y las posibles mejoras que se puedan implementar. Es fundamental que todos los dispositivos puedan ser controlados mediante no más de dos programas, los cuales también deben de ser capaces de almacenar los datos generados. Esto permitiría que un solo operador pueda encender el banco de ensayo y realizar las pruebas del motor. En la actualidad, se requiere un equipo de al menos dos operarios para llevar a cabo los ensayos, debido a la falta de interconectividad entre los equipos disponibles y la carencia de un software unificado que gestione los diversos instrumentos y sensores. Sería óptimo poder operar todos los equipos directamente desde el banco de ensayo y registrar, mediante un único programa, la totalidad de la información obtenida de los diversos dispositivos y sensores.

En la [Tabla 3.4](#) se presentan los diferentes productos y sus respectivos precios asociados a las mejoras propuestas para el banco de ensayos.

Tabla 3.4: Tabla de productos y precios.

Producto	Precio [USD]	Modalidad de venta
Software	350	EXW (ARG)
Válvula servoactuada	2.450	EXW (ARG)
Dinamómetro Eddy current	15.500	PVP (UK)
Intercambiador de placas	900	PVP (ESP)
Ventilador	400	PVP (UY)
Caudalímetro Magnético	2.000	PVP (EEUU)
Caudalímetro de Coriolis	15.000	PVP (EEUU)
Caudalímetro de Desplazamiento Positivo	1.700	PVP (EEUU)
Caudalímetro de Vortex	4.500	PVP (EEUU)
Caudalímetro de Diferencia de Presión	5.500	PVP (EEUU)
Sistema de adquisición	4.000	PVP (EEUU)

Capítulo 4

Descripción del Motor de Combustión Interna a Estudiar

En este capítulo se caracterizará el motor a estudiar en este proyecto, su restauración e instalación en el banco de pruebas. A su vez, se describirá su conexión al sistema de control y los distintos parámetros del mismo que se relevaron y ensayaron.

4.1. Geely MR479Q

El motor Geely MR479Q es un motor gasolina de 4 tiempos y de 4 cilindros, el cual se puede observar en la [Figura 4.1](#). Tiene una cilindrada de 1,3L, 16 válvulas y doble árbol de levas. Los cilindros tienen un diámetro de 78,7mm y los pistones una carrera de 69mm, con una relación de compresión de 9,3. Este motor presenta inyección electrónica multipunto en el múltiple de admisión y es un motor enfriado por agua. El fabricante reporta una potencia máxima de 63kW a 6000 RPM y un par máximo de 110Nm a 5200 RPM, Geely International Corporation, [2007](#). Este motor fue utilizado en Uruguay principalmente en los automóviles Geely LC y Geely LC Cross.



Figura 4.1: Imagen de motor Geely MR479Q. Fuente: Geely International Corporation, [2007](#).

4.2. Mediciones previas al armado del motor

4.2.1. Tapa de cilindros

La tapa de cilindros es uno de los principales componentes que limitan el flujo de aire hacia el cilindro. Esta produce los efectos turbulentos finales, esenciales para mejorar el efecto de tumble. Este efecto mejora la transferencia de calor y masa, necesaria para una correcta combustión de la gasolina dentro del cilindro.

Primero, se realizaron mediciones geométricas en los ductos de admisión de aire y escape de gases en la tapa de cilindros para modelar los conductos. Estas mediciones incluyeron el diámetro, largo y curvatura de los ductos, además de una estimación de la rugosidad de las paredes. También se midieron los diámetros de las válvulas, tanto de admisión como de escape. Todas estas mediciones se pueden observar en la [Tabla 4.1](#). Además, se llevaron a cabo mediciones de apertura de válvulas y flujo, las cuales se explicarán a continuación. También fue utilizado un corte transversal de la tapa para el modelado, este corte puede ser observado en la [Figura 4.2](#).

Tabla 4.1: Resultados del mediciones a la tapa de cilindros.

Parámetro	Resultado de la medición
Diámetro de válvula de admisión	31mm
Diámetro de válvula de escape	24mm
Diámetro de salida de escape	31,2mm
Diámetro equivalente de admisión	38,24mm
Largo de ducto de admisión	89mm
Largo de ducto de escape	55mm
Rugosidad	0,26mm

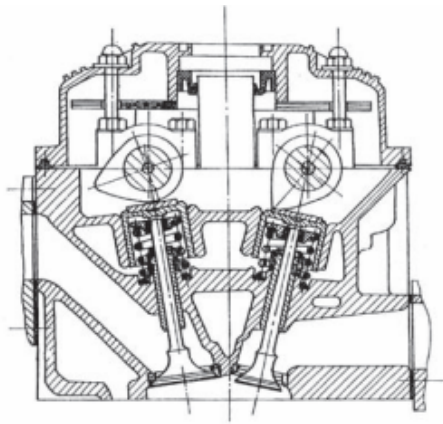


Figura 4.2: Plano de corte transversal de la tapa de cilindros. Proporcionada por el fabricante.

4.2.1.1. Alzada de válvulas

Para medir la alzada de las válvulas, se utilizó un círculo graduado instalado en la polea del árbol de levas de la tapa de cilindros. Utilizando una llave francesa se roto el árbol de levas en intervalos de 5 grados mientras se medía el lift o alzada de las válvulas mediante un reloj comparador. Se puede observar el proceso de medición en la [Figura 4.3](#) y la [Figura 4.4](#).

En la [Figura 4.5](#), se presenta el resultado de las mediciones del lift de válvula. Esta medición se realizó con extrema precisión, considerando que una rotación de 1 grado del árbol de levas corresponde a una rotación de 2 grados del cigüeñal. Por lo tanto, la exactitud de los datos obtenidos en esta instancia es crucial para la simulación virtual del motor. Al observar la figura, se puede notar que la forma de las curvas se encuentra dentro de lo esperado, lo que sugiere que no hubo errores en la toma de las medidas. Además, se puede observar que las curvas se cruzan, lo que indica que tanto la válvula de admisión

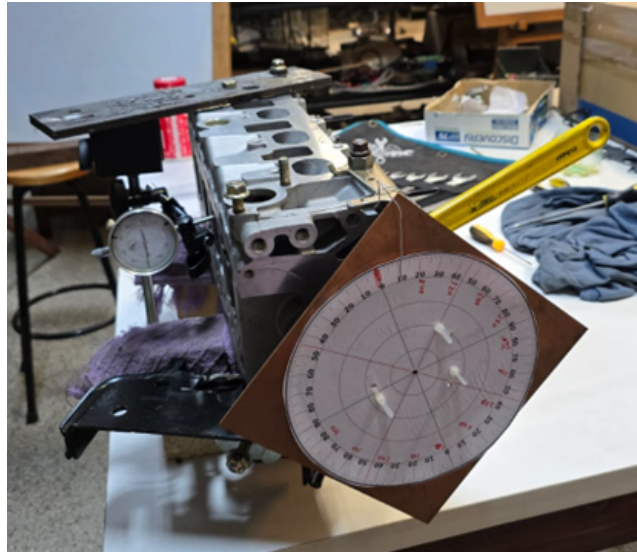


Figura 4.3: Medición del lift de válvula. Elaboración propia.



Figura 4.4: Medición del lift de válvula. Elaboración propia.

como la de escape están abiertas simultáneamente. Este fenómeno, conocido como valve overlap o superposición de válvulas, es una característica común en el diseño de motores.

El valve overlap se emplea con el objetivo de mejorar tanto el vaciado de los gases quemados como la carga de mezcla fresca en los cilindros, aprovechando la inercia de los gases en los sistemas de admisión y escape. Esta estrategia optimiza el proceso de renovación de la mezcla, mejorando la eficiencia del motor, especialmente a altas revoluciones, Heywood, 2018. Normalmente, la válvula de escape se cierra aproximadamente 15° después del Punto Muerto Superior (PMS), mientras que la válvula de admisión comienza a abrirse entre 10° y 15° antes del PMS. Durante este periodo, si la presión en el sistema de escape es mayor que la presión en el sistema de admisión, puede ocurrir

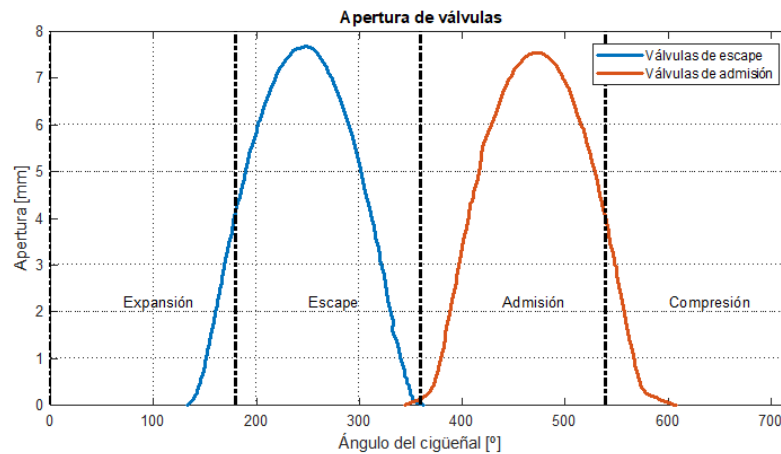


Figura 4.5: Curva de apertura de válvulas. Elaboración propia.

un reflujo de gases, donde parte de los gases de escape vuelve al cilindro o algunos gases del cilindro fluyen hacia el sistema de admisión. Este fenómeno provoca que una porción de los gases presentes durante la combustión sea recirculada, afectando la composición de la mezcla, Heywood, 2018. Por ello, resulta fundamental un diseño adecuado del sistema de escape del motor, ya que un diseño óptimo puede facilitar que el flujo de otros gases en el escape genere un efecto de “succión” que favorezca la evacuación de los gases residuales del cilindro.

El valve overlap es particularmente beneficioso a altas velocidades de giro del motor, ya que los periodos prolongados de apertura de las válvulas producen una mejora de la eficiencia volumétrica. A muy altas velocidades de giro el valve overlap permite que continúe ingresando aire fresco al cilindro después de alcanzado el Punto Muerto Inferior (PMI), en algunos casos hasta 60° luego de este punto, de esta forma se aumenta la carga de aire fresco. Esto contribuye a un aumento de potencia y mejora el rendimiento del motor bajo condiciones de alta carga. Por otro lado, una reducida superposición de válvulas puede limitar el flujo de gases a altas revoluciones, disminuyendo la capacidad de generar una mayor potencia máxima. Sin embargo, esta configuración ofrece un motor más estable y eficiente a bajas revoluciones, lo que es ventajoso en aplicaciones donde se priorizan la estabilidad y el ahorro de combustible sobre la potencia extrema. Este tipo de ajuste es común en motores de vehículos de calle como el Geely, que se enfocan en la eficiencia operativa y la estabilidad a bajas velocidades. En muchos motores modernos, especialmente en los au-

tomóviles actuales, se emplean sistemas de Tiempo Variable de las Válvulas (variable valve timing o VVT), que ajustan dinámicamente la apertura y cierre de las válvulas según la velocidad de giro del motor. Este tipo de tecnología permite optimizar el valve overlap en tiempo real, logrando un equilibrio óptimo entre potencia y eficiencia en distintas condiciones de operación. Al variar el momento de apertura de las válvulas, los sistemas VVT maximizan la eficiencia volumétrica a lo largo de un amplio rango de revoluciones del motor, lo que resulta en un mejor rendimiento y una mayor economía de combustible sin sacrificar potencia a altas revoluciones, Heywood, 2018. Sin embargo, este no es el caso del motor Geely, que no cuenta con un sistema de tiempo variable de las válvulas. En motores sin esta tecnología, el valve overlap es fijo y no puede ajustarse en función de las necesidades dinámicas del motor. Como consecuencia, el diseño del árbol de levas debe comprometerse entre la estabilidad a bajas revoluciones y la eficiencia volumétrica a altas velocidades de giro. Esto significa que el motor del Geely, aunque puede optimizarse para determinadas condiciones, no tiene la flexibilidad de los motores equipados con VVT para maximizar el rendimiento y la eficiencia en todo el rango de operación.

Es importante señalar que las mediciones de la [Figura 4.5](#) mostraron una ligera diferencia en los ángulos de apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape en comparación con los datos proporcionados por el fabricante, los cuales se pueden observar en la [Figura 4.6](#). Por ende, para el modelado se decidió centrar dichas medidas dentro del rango de apertura y cierre de válvulas reportado.

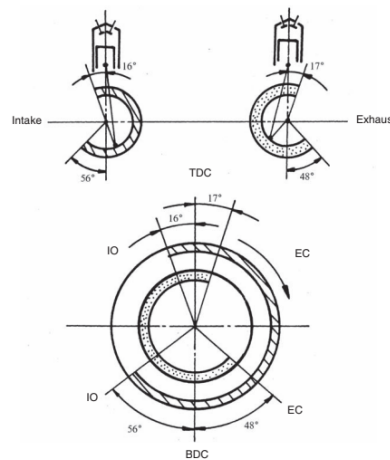


Figura 4.6: Diagrama de ángulos de sincronización de las válvulas. Proporcionada por el fabricante.

4.2.1.2. Flujo por tapa de cilindros

Debido a la falta de un banco de flujo en la facultad para evaluar las pérdidas de carga en la tapa de cilindros, se buscó uno externo a esta. El objetivo principal fue determinar el flujo volumétrico a través de la tapa de cilindros bajo diferentes condiciones de apertura de válvulas tanto en admisión como en escape. Esta información es crucial para el modelo numérico, ya que permite calcular el flujo de aire que accede al cilindro para cada diferencia de presión, antes y después de la válvula, correspondiente a cada punto de operación del motor y cada posición de apertura de válvulas. Esto asegurará que la simulación de la combustión se asemeje lo más posible a la realidad.

Las mediciones se llevaron a cabo utilizando un Flujoímetro SF-110, un instrumento especializado que registra el caudal de aire que pasa a través de los conductos de la tapa de cilindros. En este caso particular, las pruebas se centraron específicamente en el tercer cilindro. El método de medición consistió en ajustar gradualmente la apertura de las válvulas desde 1 mm hasta 8 mm, con incrementos de 1 mm, todo bajo un diferencial de presión de 10 pulgadas de agua (inH_2O). Observar la [Figura 4.7](#) y la [Figura 4.8](#). Como se puede observar en la [Figura 4.7](#) se requirió de una canalización para realizar la medición de flujo de aire por el tercer cilindro. Dicha canalización busca aproximar más a las condiciones de flujo con los ductos de admisión que sin estos.

Este procedimiento permitió recopilar datos detallados sobre el comportamiento del flujo de aire a través de la tapa de cilindros bajo diversas condiciones de funcionamiento.

Los resultados de estas mediciones se pueden observar en la [Tabla 4.2](#), donde se muestra el flujo de aire a través de la válvula para cada posición de la misma. A partir de estos puntos, utilizando la [Ecuación 4.1](#), se calcularon las pérdidas de carga correspondientes, cuyos resultados también se pueden observar en la [Tabla 4.2](#).

$$C_d[-] = \frac{\frac{\dot{m}[kg/s]}{2}}{\rho[kg/m^3] \cdot \left(\frac{\pi \cdot d[m]^2}{4}\right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p[pa]}{\rho[kg/m^3]}}} \quad (4.1)$$

En esta ecuación las variables son, C_d el coeficiente de pérdida de carga, $\dot{m}$ el flujo de masa de aire que pasa a través de la tapa de cilindros, el cual es dividido por 2 dado a que se calcula el coeficiente de pérdida de carga de una válvula, d el diámetro de las válvulas de cada etapa, Δp es la diferencia de

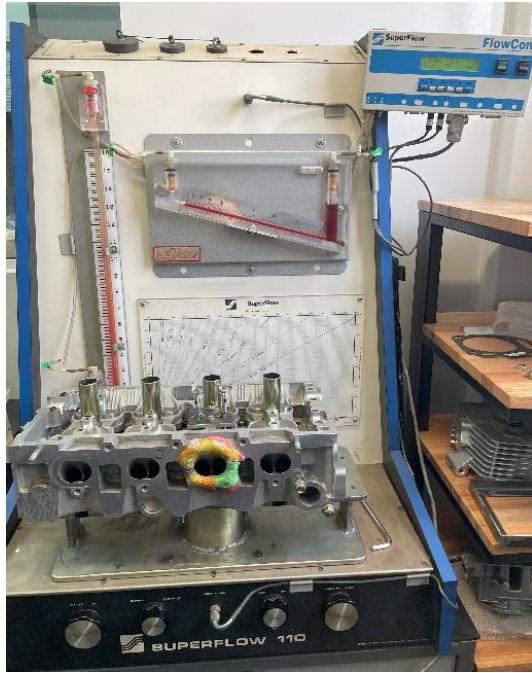


Figura 4.7: Medición de flujo de aire en Admisión. Elaboración propia en conjunto con DOMS.

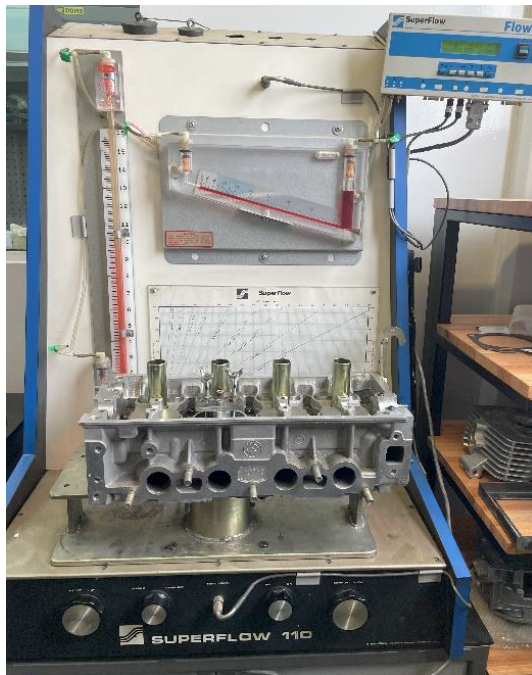


Figura 4.8: Medición de flujo de aire en Escape. Elaboración propia en conjunto con DOMS.

presión del ensayo y ρ es la densidad de aire durante el ensayo, la cual se estimo en $1,213 \text{ kg/m}^3$. Dicho valor fue estimado a partir de tablas de propiedades del aire, Incropera y DeWitt, 1999. El flujo de masa fue calculado a partir de la Ecuación 4.2, donde $\dot{q}$ es el flujo volumétrico de aire a través de las válvulas.

$$\dot{m} = \dot{q}[\text{m}^3/\text{s}] \cdot \rho[\text{kg}/\text{m}^3] \quad (4.2)$$

Tabla 4.2: Resultados del test de flujo tapa de cilindros.

Alzada (mm)	Flujo en el escape (CFM)	C_d escape	Flujo en la admisión (CFM)	C_d admisión
0	0	0	0	0
1	11.1	0.090	15.6	0.076
2	23.2	0.189	32.4	0.158
3	35.8	0.292	48.1	0.235
4	41.6	0.339	62.2	0.304
5	46.0	0.375	71.4	0.349
6	50.2	0.409	76.4	0.373
7	52.2	0.425	80.6	0.393
8	54.3	0.442	86.1	0.420

4.2.2. Relevamiento de bloque de motor y periféricos

Se llevaron a cabo múltiples mediciones del motor, con el objetivo de verificar una amplia gama de parámetros y asegurar que todas las partes cumplieran con las especificaciones originales del fabricante, además de ser necesarias para la creación del modelo numérico del motor. Estas mediciones incluyeron la revisión del diámetro de los cilindros, la holgura de los aros, y los diámetros del cigüeñal, con especial atención a la detección de cualquier signo de desgaste, deformaciones o irregularidades que pudieran afectar el rendimiento del motor.

El análisis incluyó no solo las piezas principales del motor, sino también el sistema completo de admisión y escape, midiendo los diámetros y longitudes de cada conducto. Estas mediciones eran fundamentales para la posterior simulación del comportamiento del motor en el modelo numérico, permitiendo obtener flujos de aire y gases de escape precisos. Se realizó un análisis comparativo de los resultados obtenidos con los valores teóricos proporcionados por el fabricante, y se investigaron posibles desviaciones para identificar si estas podían deberse a errores de fabricación, desgaste natural o ajustes incorrectos durante el ensamblaje previo. Durante todo el proceso, se mantuvo una vigilancia visual y limpieza continua sobre las piezas, prestando especial atención

al estado de las superficies, las posibles micro fisuras o el deterioro general del material. Este seguimiento constante fue esencial para garantizar que las piezas sometidas a medición estuvieran en condiciones óptimas y que los resultados fueran fiables.

En resumen, este proceso de medición no solo buscaba asegurar la precisión de las simulaciones numéricas, sino también preservar la integridad mecánica del motor, maximizando su rendimiento y prolongando su vida útil.

En la tabla [Tabla 4.3](#) se puede observar algunas de estas dimensiones. Los puertos de los múltiples se asumieron rectangulares redondeados, por lo que se dan una dimensión mayor y otra menor.

Tabla 4.3: Resultados de mediciones de distintos componentes.

Parámetro	Resultado de la medición
Diámetro de cilindros	78,8mm
Dimensiones de salidas de múltiple de admisión	41,7/34,1mm
Distancia inyector/bloque	34,8mm
Dimensiones de salidas de múltiple de escape	33,0/30,3mm

El programa utilizado para construir el modelo numérico permite cargar cuerpos y superficies en formato digital, lo que incrementa la precisión en el modelado 1D/0D. Estos elementos incluyen componentes como el colector de admisión, el de escape y la culata del cilindro. Por esta razón, se decidió realizar un escaneo 3D de varios elementos del motor. Se utilizó un escáner 3D Maker-pro Lynx como el que se puede observar en la [Figura 4.9](#). El ensamblaje de los elementos escaneados del motor se muestra en la [Figura 4.10](#). Sin embargo, para cargar los colectores es necesario editar los archivos y eliminar las paredes, de manera que solo permaneciera el volumen por donde circula el fluido. Esta operación no se pudo realizar de manera satisfactoria, por lo que se optó por modelar estos elementos utilizando los componentes predeterminados del programa. En cuanto a la cámara de combustión del lado de la tapa de cilindros, no fue posible ajustarlo correctamente para cargar el archivo en el software, lo cual se debió a la falta de experiencia del equipo. Si bien esta versión cuenta con dicha función, esta no se encuentra bien optimizada. No obstante, todos estos elementos fueron útiles como referencia, tanto en sus dimensiones como en su forma, para modelar los componentes disponibles en el programa de la manera más cercana posible a los del motor real.



Figura 4.9: Escáner 3DMakerpro Lynx. Elaboración propia.

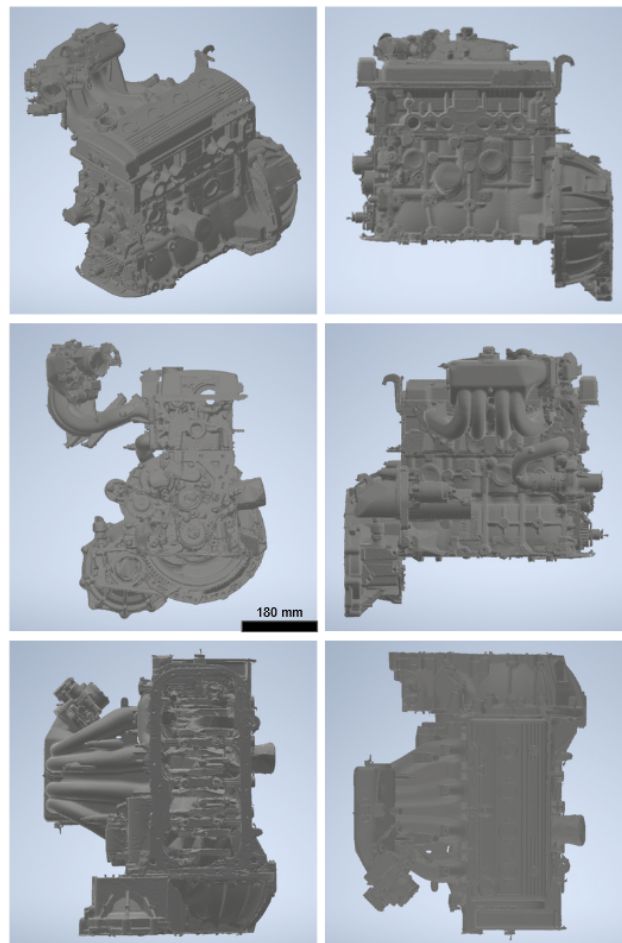


Figura 4.10: Modelo 3d del motor MR479Q. Elaboración propia.

4.3. Restauración y montaje del motor

Un aspecto fundamental del proyecto consiste en asegurar el correcto funcionamiento del motor Geely MR479Q. Para ello, se procedió al desarme del motor, seguido del ensamblaje, garantizando que fuera realizado de manera adecuada para su posterior utilización en el banco de ensayo.

La instalación en el banco de pruebas presentó ciertos desafíos. Fue necesario modificar los soportes del motor para adaptarlos al banco. Además, se diseñó y construyó un sistema de suministro de combustible, así como un acople para la conexión entre el motor y el freno hidráulico. Posteriormente, se realizó la instalación eléctrica del motor, integrándolo con la ECU utilizada.

Todos estos procesos se detallan en el [Anexo A.2](#). Las imágenes de referencia que muestran el estado del motor antes y después de la intervención, se encuentran en la [Figura 4.11](#) y [Figura 4.12](#), respectivamente.



Figura 4.11: Estado del motor Geely MR479Q previo al comienzo del desarmado. Elaboración propia.



Figura 4.12: Estado del motor Geely MR479Q una vez finalizado el armado. Elaboración propia.

4.4. Mediciones previas al arranque del motor

4.4.1. Prueba de compresión de los cilindros

Para detectar posibles fugas de presión causadas por desgastes o daños en los aros, válvulas, paredes de cilindros o errores en el ensamblaje de los componentes durante el proceso de montaje del motor, se realizaron mediciones de las presiones máximas alcanzadas en los cilindros durante el ciclo de compresión del motor, sin inyección de combustible.

Para llevar a cabo estas mediciones, se utilizó un manómetro de compresión. Este dispositivo, que cuenta con un cuerpo largo diseñado para acoplarse en

la rosca de la bujía, permite sellar adecuadamente la cámara de combustión. El manómetro mide la presión máxima alcanzada durante la compresión y la retiene mediante una válvula de retención, facilitando así la lectura precisa de la presión máxima detectada en cada cilindro.

En la [Figura 4.13](#), se puede observar que todos los cilindros alcanzaron presiones en torno a los 8 bar, lo que indica que las diferencias de compresión entre los cilindros son mínimas. Este resultado es especialmente relevante, ya que una presión homogénea en todos los cilindros sugiere que los aros y las válvulas están sellando correctamente, y que no existen variaciones significativas en el volumen de los cilindros o daños estructurales que afecten la compresión.

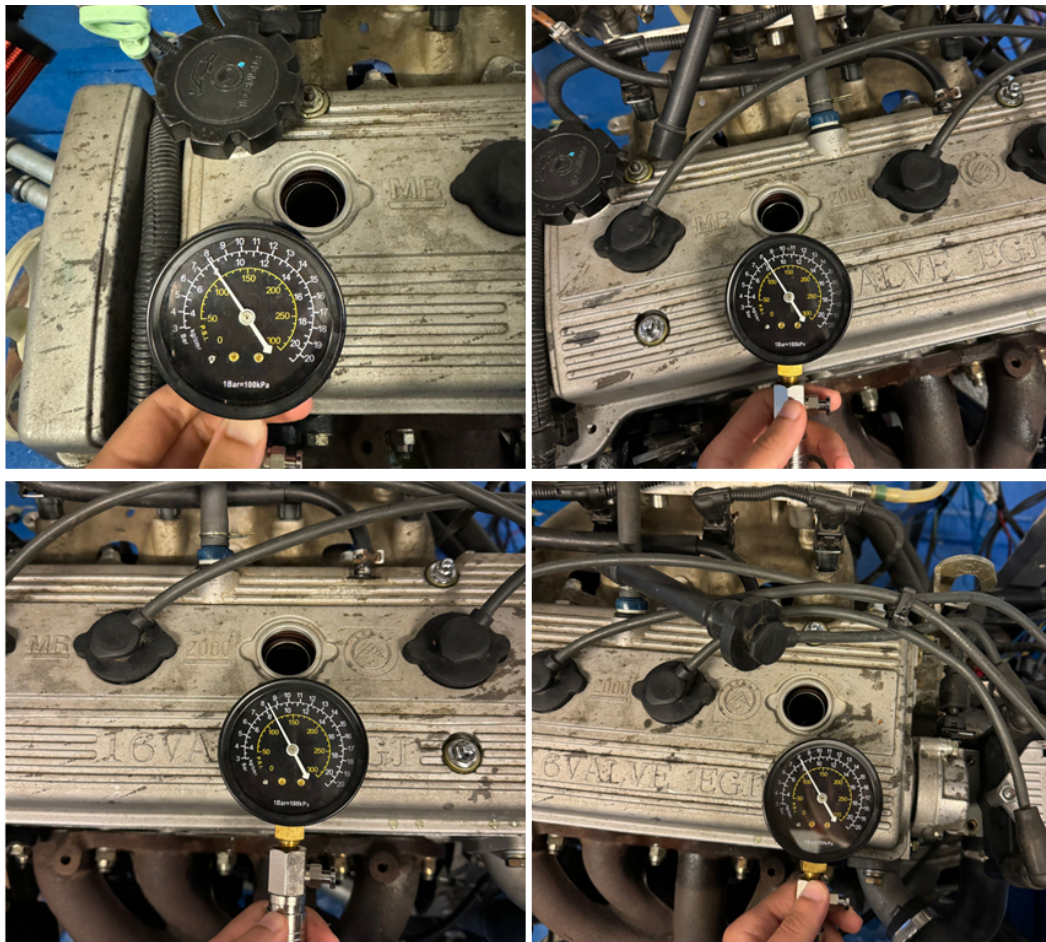


Figura 4.13: Prueba de compresión de cada cilindro. Elaboración propia.

4.5. Mediciones con el motor en funcionamiento

4.5.1. Determinación del tiempo de la fase de calentamiento

Los ensayos se realizan en régimen estacionario, para lo cual el motor debe encontrarse en condiciones de funcionamiento normal, es decir que el aceite se encuentre a una temperatura de aproximadamente 90°C y el agua a 80°C. Para garantizar un estado estacionario, se debe tener un mayor conocimiento de la etapa de calentamiento del mismo, para lo cual se realizaron mediciones de los parámetros operativos del motor durante esta etapa. Se monitorearon los parámetros mas relevantes del motor, especialmente la temperatura del aceite, la presión del aceite, las revoluciones por minuto, la potencia generada y la temperatura del agua en el sistema de refrigeración. El procedimiento consistió en monitorear estos parámetros a lo largo del tiempo, desde el arranque en frío del motor hasta que alcanzó su temperatura de funcionamiento. Se busco realizar las mediciones sin variar la carga aplicada por el freno hidráulico, de manera que cualquier cambio en el comportamiento del motor reflejara únicamente los efectos del calentamiento. Además, se llevó un registro continuo de la evolución de estos parámetros para poder observar cómo cambiaban a medida que el motor se estabilizaba térmicamente. El objetivo de esto era averiguar con exactitud el tiempo que requería el motor para completar la etapa de calentamiento para luego realizar los ensayos correspondientes sin comprometer el estado del mismo.

4.5.2. Determinación del tiempo necesario para la medición del consumo de combustible

Se realizó un estudio de la evolución del consumo de combustible en un mismo punto de funcionamiento del motor, con el objetivo de determinar cuánto tiempo debía durar el ensayo para asegurar que la medición del consumo fuera precisa teniendo en cuenta la incertidumbre del método de medición utilizado. El procedimiento consistió en medir el consumo de combustible utilizando una balanza electrónica y un cronómetro, evaluando cómo el consumo del motor variaba con el tiempo. Se buscó un intervalo en el que la variación en el tiempo

del Consumo Específico de Combustible al Freno (BSFC) fuera inferior al 1 %, lo que indicaría que el método de medición utilizado era preciso considerando la incertidumbre del equipo. El ensayo se realizó a una velocidad de giro alrededor de 2500 RPM y una potencia en torno a 15,5 kW.

El BSFC se define como la relación entre la tasa de consumo másico de combustible y la potencia efectiva generada por el motor en el freno. Este parámetro es una medida de la eficiencia del motor, indicando la cantidad de combustible que se requiere para generar una unidad de potencia útil en el eje. Se define en la [Ecuación 4.3](#).

$$\text{BSFC [g/kWh]} = \frac{\dot{m}_f \text{ [g/h]}}{P_b \text{ [kW]}} \quad (4.3)$$

4.5.3. Avance de encendido óptimo

El avance de encendido, o por sus siglas en inglés SA (Spark Advance) en un motor se refiere al momento en que se genera la chispa en la bujía para iniciar la combustión dentro de la cámara, en relación con la posición del pistón. Este avance se mide en grados de rotación del cigüeñal antes de que el pistón llegue al PMS durante su carrera de compresión.

Un ajuste adecuado del avance de encendido es fundamental para operar en el momento óptimo de inicio de la combustión, lo que permite maximizar tanto la eficiencia del motor como la potencia entregada. Un avance correctamente configurado garantiza una combustión eficiente de la mezcla aire-combustible, aprovechando la expansión de los gases y evitando problemas como la detonación o “golpeteo”, que pueden dañar el motor.

Se realizaron ensayos para determinar los puntos de avance de encendido óptimo a diferentes velocidades de rotación del motor, con el fin de maximizar la potencia y la eficiencia térmica al freno en cada régimen.

La Eficiencia Térmica al Freno o BTE por su siglas en inglés se refiere a la relación entre la potencia que efectivamente entrega el motor al freno y la energía del combustible suministrado. Este indicador cuantifica qué tan eficientemente el motor convierte la energía térmica en trabajo mecánico útil. La eficiencia térmica al freno está influenciada por diversos factores, como el diseño del motor, las características del combustible utilizado y la aplicación específica del motor. En última instancia, refleja la capacidad del motor para transformar el calor en potencia efectiva en el eje de salida. Se define en la

Ecuación 4.4.

$$BTE[-] = \frac{3600[s/h]}{BSFC[g/kWh] \cdot Q_{LHV}[kJ/g]} \quad (4.4)$$

Donde BSFC es el Consumo Específico de Combustible al Freno y Q_{LHV} es el poder calorífico inferior del combustible.

El poder calorífico de un combustible se define como la cantidad de calor liberado por unidad de combustible en una reacción de combustión completa, en la que los productos se encuentran en el mismo estado que los reactivos. Este parámetro representa la máxima energía que puede ser liberada por un combustible durante su combustión.

Debido a la presencia de hidrógeno en la mayoría de los combustibles, los productos de la combustión incluyen agua, proveniente de la oxidación del hidrógeno. Esta agua puede encontrarse en estado líquido o gaseoso, dependiendo de las condiciones de la combustión. La cantidad de calor liberado varía según el estado de agregación del agua, lo que da lugar a la definición de dos tipos de poder calorífico: el poder calorífico superior, cuando el agua se encuentra en estado líquido, y el poder calorífico inferior, cuando el agua se encuentra en estado gaseoso. La diferencia entre ambos radica en que el poder calorífico superior incluye el calor latente de condensación del vapor de agua, mientras que el poder calorífico inferior no lo considera, resultando en una menor cantidad de calor liberado. Para el cálculo del rendimiento térmico del motor, representado en la Ecuación 4.4, se emplea el poder calorífico inferior. Esta elección se debe a que el poder calorífico inferior refleja de manera más precisa las condiciones de operación del motor, considerando que los productos de combustión que emergen del cilindro se encuentran en estado gaseoso. Es importante señalar que, al utilizar el poder calorífico inferior, cuya magnitud es menor que la del poder calorífico superior, se obtienen valores de rendimiento térmico (BTE) más elevados.

Para llevar a cabo los ensayos de avance de encendido, se establecieron velocidades de giro objetivo y, posteriormente, se midió la potencia del motor y el consumo de combustible ajustando el avance de encendido en cada una de esas velocidades. El avance de encendido óptimo corresponde al punto donde se obtiene la mayor potencia y mayor BTE en cada régimen de giro.

Los ensayos se realizaron a 1000, 2000 y 3000 RPM, obteniéndose los puntos de avance de encendido óptimos para estas velocidades específicas. Sin embar-

go, es posible realizar una interpolación para los puntos de operación que se encuentran dentro de estos intervalos, logrando un avance de encendido optimo para el intervalo 1000-3000 RPM.

4.5.4. Comportamiento del motor al modificar Lambda

Se buscó analizar el comportamiento del motor al variar lambda. Lambda o dilución de una mezcla se define como la relación entre la relación aire/combustible (A/F por su sigla en ingles) suministrado en la combustión respecto a la relación aire/combustible estequiométrica, Heywood, 2018. Su valor se calcula mediante la Ecuación 4.5.

$$\lambda[-] = \frac{A/F_{\text{real}}[kg_{\text{aire}}/kg_{\text{combustible}}]}{A/F_{\text{estequiométrico}}[kg_{\text{aire}}/kg_{\text{combustible}}]} \quad (4.5)$$

Para la gasolina y el hidrogeno, las relaciones estequiométricas son $A/F_{\text{Gasolina}} = 14.7$ y $A/F_{H_2} = 34$ respectivamente.

Un valor de lambda igual a 1 indica una mezcla estequiométrica, es decir, se tiene la cantidad exacta de aire necesaria para quemar completamente el combustible. Si lambda es menor que 1, la mezcla es rica en combustible (menos aire de lo necesario), mientras que si es mayor que 1, la mezcla es pobre en combustible (más aire del necesario).

Para el ensayo, el motor se llevó a un punto de operación al 50 % de su máxima potencia a 2000 RPM, es decir, 9.5 kW a 2000 RPM. En ese punto, se varió lambda entre 0.95 y 1.1 con el objetivo de observar el comportamiento del motor en términos de potencia y BTE.

4.5.5. Comparación con los datos del fabricante

El objetivo de esta medición es evaluar el rendimiento del motor a máxima carga y comparar los resultados obtenidos con las especificaciones proporcionadas por el fabricante. Para lograrlo, se realizaron ensayos en tres puntos de operación del motor: 1000 RPM, 2000 RPM y 3000 RPM. Durante los ensayos, se registró la potencia entregada, el par y el consumo de combustible, midiendo estos parámetros en cada régimen de RPM mencionado. La potencia y el BSFC fueron los principales indicadores analizados para comparar el rendimiento del motor en relación a los datos reportados por el fabricante. Los datos proporcionados por el fabricante se pueden observar en la Figura 4.14 y

la Figura 4.15.

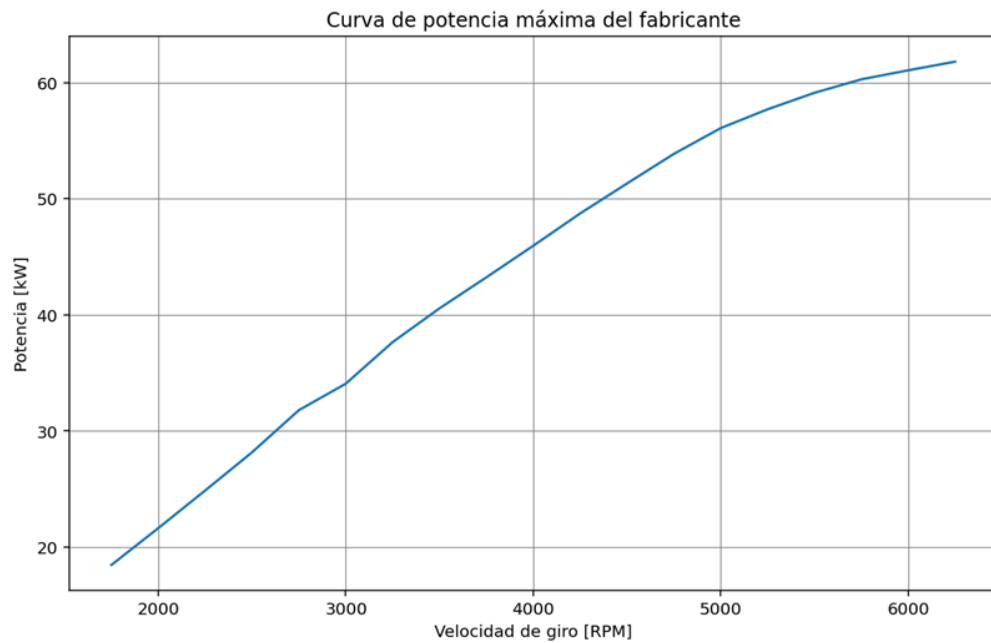


Figura 4.14: Curva de potencia máxima proporcionada por el fabricante. Fuente: Geely International Corporation, 2007.

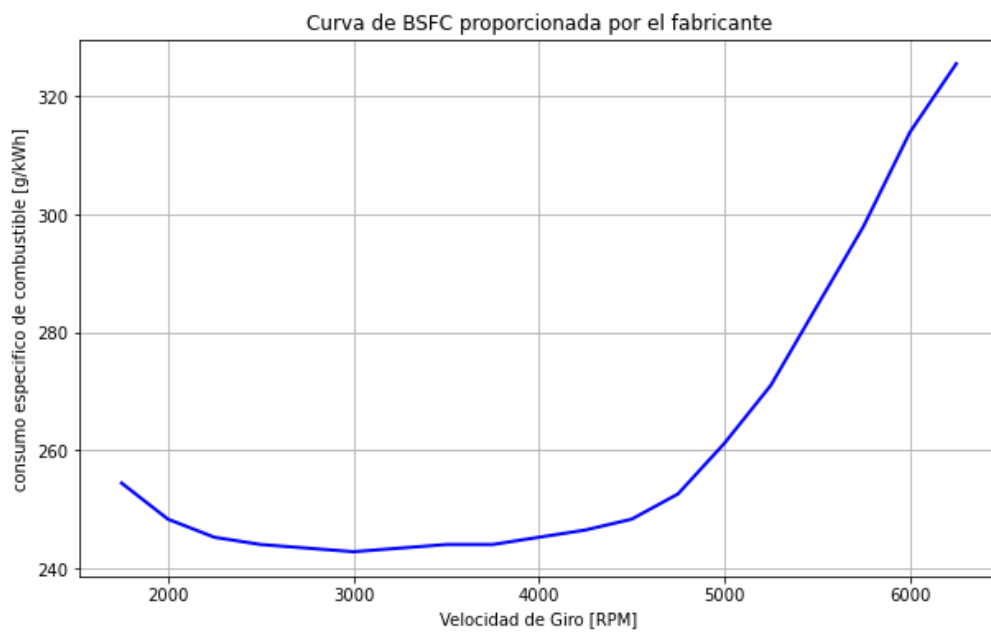


Figura 4.15: Curva de BSFC proporcionada por el fabricante. Fuente: Geely International Corporation, 2007.

4.5.6. Mapeo del motor

El mapeo del motor se llevó a cabo mediante ensayos en diferentes puntos de operación. El proceso se inició con pruebas a carga completa, donde se sometió al motor a altas cargas utilizando un freno hidráulico. Se realizaron mediciones de potencia a velocidades de giro específicas: 1000, 2000 y 3000 RPM. Estos ensayos permitieron obtener el valor de potencia máxima a estas velocidades de giro. Conociendo la potencia máxima a estas velocidades de giro, se llevaron a cabo pruebas a potencias del 75 %, 50 %, 25 % y 0 % de la potencia máxima, con el objetivo de observar la variación del BTE del motor bajo diferentes condiciones de carga. Esta metodología proporciona una visión integral del rendimiento del motor, facilitando la identificación de los puntos óptimos de operación y la mejora en la eficiencia general del sistema. En la [Figura 4.16](#) se puede observar un gráfico de los puntos objetivos que se buscaba medir en el banco de ensayos.

El BMEP, o Presión Media Efectiva, es un parámetro crítico en la evaluación del rendimiento de un motor. Se define como el trabajo que sale del motor y se transmite al freno, normalizado en función de la cilindrada del motor. Aunque se expresa en unidades de presión, el BMEP representa una medida del trabajo normalizado. El BMEP se asocia directamente con la potencia gene-

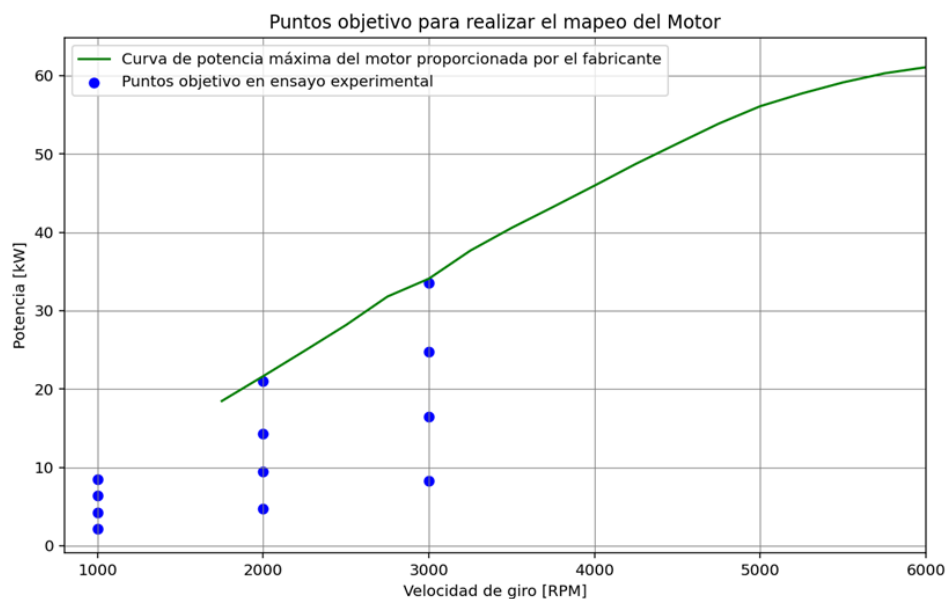


Figura 4.16: En azul los puntos que se pretenden medir durante el ensayo de mapeo del motor. En verde se puede observar la curva de potencia máxima del motor proporcionada por el fabricante. Elaboración propia.

rada por el motor, independientemente de su tamaño o cilindrada, lo que lo convierte en un indicador útil para comparar el rendimiento entre diferentes motores. Un valor elevado de BMEP indica que un motor es capaz de producir mayor trabajo para una determinada cilindrada, mientras que un valor bajo sugiere una menor capacidad de generación de trabajo. Esta medida resulta particularmente relevante al comparar motores operando bajo diversas condiciones de carga o regímenes de revoluciones, ya que permite una evaluación precisa de la eficiencia de la combustión y del rendimiento mecánico.

El BMEP se puede calcular como se observa en la [Ecuación 4.6](#):

$$BMEP[kPa] = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_R \cdot T[Nm]}{V_d[dm^3]} \quad (4.6)$$

Donde T es el par entregado por el motor en N.m, n_R es el número de revoluciones del cigüeñal por cada carrera de potencia por cilindro (dos para ciclos de cuatro tiempos; una para ciclos de dos tiempos) y V_d es el volumen desplazado por el motor.

4.5.7. Problemas durante las mediciones

Durante los ensayos para el mapeo del motor a 1000, 2000 y 3000 RPM sin carga, se observaron vibraciones considerables en el acople, lo que limitó la cantidad de mediciones realizadas en estos puntos. Estas vibraciones generaron preocupación, ya que podían ocasionar daños tanto al motor como al banco de pruebas, por lo que se decidió reducir la cantidad de mediciones para evitar riesgos.

En el mapeo del motor a 3000 RPM, donde se medía la eficiencia y la potencia del mismo, los rulemanes del freno hidráulico comenzaron a emitir ruido y presentar vibraciones, lo que obligó a detener los ensayos para re-engrasarlos. Tras aplicar grasa nueva, los rulemanes volvieron a funcionar correctamente, permitiendo continuar con las pruebas, sin embargo demostraron un cierto desgaste debido a su antigüedad.

Además, al realizar los ensayos para encontrar el avance de encendido óptimo a 3000 RPM, se detectaron fuertes vibraciones en la caja del motor, hasta el punto en que el eje llegó a golpear contra la caja. Para mitigar este problema, se decidió instalar una cuarta torre en el banco de pruebas, la cual sostiene directamente la caja del motor. Tal como se menciona en la sección correspondiente a la instalación del motor en el banco de prueba, Anexo [A.2.1](#), la

instalación de esta cuarta torre redujo significativamente las vibraciones. Sin embargo, aunque las vibraciones disminuyeron, estas no desaparecieron por completo, pero al menos se logró evitar que el eje hiciera contacto con la caja, permitiendo que los ensayos pudieran continuar sin mayores inconvenientes. Por estos motivos no se realizaron ensayos a velocidades de giro superiores.

El problema recurrente que se enfrentó durante los diferentes ensayos fue la variabilidad de las mediciones de datos. El freno hidráulico está alimentado por agua, que se regula mediante una válvula que no ofrece la precisión ideal para alcanzar fácilmente la carga deseada durante las pruebas.

Asimismo, el sistema de aceleración del banco, que está conectado al acelerador del motor, presenta cierta inestabilidad y problemas de operación, generando que al vibrar, también vibre el TPS. Aunque esta vibración es pequeña, afecta especialmente la estabilidad en puntos de baja carga, generando fluctuaciones que desajustan el sincronismo del motor y dificultan ensayarlo repetidas veces en un mismo punto de funcionamiento.

Capítulo 5

Metodología para Simulación Numérica del Motor de Combustión Interna

Los modelos de simulación constituyen una gran ventaja y un sustituto eficiente debido a que la realización de ensayos y experimentos en la realidad es costosa, requiere mucho tiempo, y pueden ser difíciles o inviables de realizar. Estos modelos son muy beneficiosos para la realización de pruebas iterativas e investigación de la influencia de diferentes parámetros en los resultados. Una vez creado el modelo adecuado, este será lo suficientemente eficiente como para ser utilizado en simulaciones en lugar de pruebas reales, reduciendo la necesidad de calibración y tiempo de configuración. Además, modificar el diseño o cualquier parámetro es mucho más sencillo en comparación con un banco de pruebas. Sin embargo, los ensayos y pruebas continúan siendo esenciales para la validación de estos modelos.

5.1. Teoría del modelo numérico 0D-1D

Para el modelado numérico del motor de este proyecto, se utiliza el software de simulación GT-Suite, específicamente la sección GT-Power, debido a sus capacidades multidisciplinarias en el análisis de sistemas y otros elementos de los motores. Este software proporciona herramientas avanzadas para realizar análisis de rendimiento del motor, mapas de potencia, consumo de combustible, entre otros. Además, permite implementar modificaciones de manera económi-

ca, sencilla y rápida, algo que sería muy complejo de desarrollar en la realidad. Esta herramienta se divide en diferentes bibliotecas físicas fundamentales que controlan y predicen la evolución de la simulación en todos los aspectos. Algunas de estas bibliotecas son: la biblioteca de flujo de fluidos, la biblioteca de acústica, la biblioteca térmica, la biblioteca mecánica, la biblioteca eléctrica y electromagnética, la biblioteca de química, la biblioteca de controles, biblioteca Mecánica de los Fluidos Computacional (CFD) 3D y biblioteca de Elementos Finitos (FE) 3D integrados (térmico y estructural), Mohiuddin et al. 2008. Esto permite trabajar en dicho software con varios tipos de aplicaciones, como Sistemas Integrados, Gestión Térmica, Mecánica Multicuerpo, Sistemas de Propulsión, y Sistemas de Fluidos, entre otros. Para el modelado del motor, los aspectos principales a comprender de este software son tres: el modelado de los fluidos, el mecánico y la combustión. Los fluidos a modelar principalmente son el aire, el combustible y los gases de combustión. La modelización de estos en la admisión, la cámara de combustión y el escape es fundamental para el desempeño del motor, ya que regulan la cantidad de aire que ingresa al cilindro y cómo se quema este. Las pérdidas de carga en estas etapas, las temperaturas debido a la transferencia de calor y los fenómenos turbulentos no solo definirán la cantidad de aire que se quema en el cilindro, sino que también determinarán cómo se desarrolla esta combustión y los fenómenos asociados, como el frente de llama y la autodetonación, los cuales son fundamentales en el motor. El comportamiento mecánico de los componentes, tanto en la dinámica como en la estática, cumple un rol crucial en el modelado. Los esfuerzos sobre las bielas, cigüeñal, pistón y válvulas determinarán la vida útil del motor. El comportamiento dinámico y la respuesta de todos estos elementos en conjunto afectan el comportamiento y respuesta del motor. Fenómenos como el rozamiento tienen un papel fundamental no solo en los esfuerzos y vida de los componentes, sino también en el comportamiento térmico del motor e incluso en el consumo de combustible. Por lo tanto, es fundamental comprender cómo el software modela estos aspectos mencionados.

5.1.1. Teoría de la mecánica de los fluidos para simulación de flujos en conductos

Para el modelado del flujo de fluidos, se emplea la solución de las ecuación de conservación de masa (Ecuación 5.1), energía (Ecuación 5.2) y de Navier-

Stokes (Ecuación 5.3). Estas se resuelven en una dimensión, promediando todas las cantidades en la dirección del flujo. Existen dos métodos de integración temporal para la resolución de estas ecuaciones: un integrador explícito y uno implícito. En el método explícito, las principales variables son el flujo másico, la densidad y la energía interna; en el implícito, son el flujo másico, la presión y la entalpía total. Estos se explicaran con mas detalle mas adelante.

El sistema se discretiza en múltiples volúmenes, donde cada división de flujo se representa por un solo volumen, y cada tubería se divide en uno o más volúmenes, conectados por fronteras. Las variables escalares (presión, temperatura, densidad, etc.) son uniformes en cada volumen, mientras que las variables vectoriales (flujo de masa, velocidad, etc.) se calculan para cada frontera. Este tipo de discretización se denomina “staggered grid”, un ejemplo de esto se puede observar en la Figura 5.1. Definir correctamente los “boundaries”, que representan el ambiente de aspiración de aire y liberación de gases de escape del motor, es crucial para los resultados de la simulación. A su vez, una precisa estimación de las condiciones iniciales de los fluidos en el interior del motor también reducen la necesidad de cálculo y afectan la convergencia de la simulación.

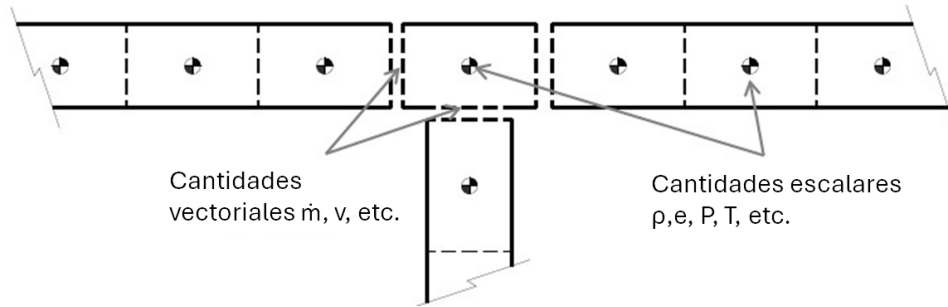


Figura 5.1: Ejemplo de discretización de un tubo en el modelo numérico. Elaboración propia basado en los manuales del programa de simulación GT-Suite.

Conservación de masa:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{Frontera} \dot{m} \quad (5.1)$$

Conservación de energía:

$$\frac{d(me)}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \sum_{Frontera} (\dot{m}H) - hA_s(T_{fluid} - T_{wall}) \quad (5.2)$$

Navier-Stokes:

$$\rho \frac{du}{dt} = \rho F - \nabla p + (\lambda + \mu) \nabla (\nabla \cdot u) + \mu \Delta u \quad (5.3)$$

Siendo las variables de las ecuaciones las siguientes, m es la masa, V el volumen de control, p la presión, ρ la densidad, A_s el área de superficie en la frontera, H la entalpía, h el coeficiente de transferencia de calor por convección en la frontera, T_{fluid} la temperatura del fluido, T_{wall} temperatura de la pared con la cual se transfiere calor (frontera), u velocidad del fluido en las fronteras, F las fuerzas de masa, μ la viscosidad dinámica y λ la viscosidad volumétrica. Todas estas variables corresponden al volumen de control.

La presión estática es la variable de estado principal calculada por el solucionador, mientras que la presión total se determina posteriormente a partir de los resultados de presión estática, velocidad y propiedades del fluido. La presión estática, aunque fundamental, puede ser difícil de usar para evaluar la caída de presión, ya que esta generalmente aumenta con un aumento en el diámetro debido a la recuperación de presión. Este fenómeno, bien conocido en un Venturi, también ocurre en un aumento abrupto del área, donde parte de la energía cinética se convierte en recuperación de presión y el resto se pierde como “pérdida por expansión”. Este fenómeno se resuelve normalmente utilizando la presión total, que, sin embargo, no es una cantidad conservada y presenta sus propias complicaciones. En gases compresibles, la presión total puede aumentar cuando se extrae calor del fluido, como en una tubería recta donde el enfriamiento supera las pérdidas por fricción. Es importante no confundir la presión total en flujo incompresible (según la ecuación de Bernoulli) con la definición más rigurosa para flujo compresible. Para esto el software de simulación calcula la presión total utilizando [Ecuación 5.4](#).

$$p_o = p + \frac{\rho u^2}{2} \left(1 + \frac{M^2}{4} + (2 - \gamma) \frac{M^4}{24} \right) \quad (5.4)$$

Siendo las variables de las ecuaciones las siguientes, p_o presión total, p presión estática, ρ densidad, u velocidad, M numero de Mach, γ coeficiente de dilatación adiabática.

5.1.2. Teoría de combustión

GT-Power ofrece diversas alternativas para el modelado de la combustión, dependiendo del propósito de la simulación, se puede optar entre modelos predictivos y no predictivos. El modelo no predictivo impone una tasa de combustión predefinida que se seguirá independientemente de las condiciones en el cilindro, siempre y cuando haya suficiente combustible disponible. De este modo, la velocidad de combustión no se verá afectada por factores como la fracción residual o el tiempo de inyección. Este enfoque es adecuado cuando se estudian variables que tienen poco impacto sobre la tasa de quema, como en un modelo destinado a investigar la influencia de la longitud del conducto del colector de admisión en la eficiencia volumétrica o el rendimiento acústico de diferentes diseños de silenciador, en el caso de que el efecto de este no sea significativo sobre la combustión en la cámara.

No obstante, un modelo no predictivo no es adecuado cuando se pretende estudiar variables que afectan directamente la tasa de quema. En tales casos, es más apropiado utilizar un modelo de combustión predictivo o semipredictivo, que permita que la tasa de combustión responda adecuadamente a los cambios en la variable de interés. Por ejemplo, un modelo diseñado para estudiar la influencia del tiempo y el perfil de inyección en un motor diésel requeriría capacidad predictiva para obtener resultados significativos, ya que la tasa de combustión depende directamente de las cantidades y momentos de la inyección. En teoría, los modelos de combustión predictivos son adecuados para todas las simulaciones. Sin embargo, en la práctica, hay factores que pueden hacer preferibles los modelos no predictivos en determinadas situaciones. En primer lugar, los modelos predictivos pueden ser considerablemente más lentos debido a la complejidad adicional de los cálculos, lo que aumenta el tiempo de cómputo. En segundo lugar, los modelos predictivos suelen requerir la calibración de datos de medición para proporcionar resultados precisos. Considerando estos factores, una estrategia lógica sería implementar modelos no predictivos cuando sea apropiado y recurrir a modelos predictivos solo cuando sea necesario.

En algunos casos, un modelo de combustión semipredictivo puede ser un buen sustituto de un modelo predictivo. Un modelo semipredictivo es sensible a las variables significativas que influyen en la velocidad de combustión y responde adecuadamente a los cambios en esas variables, pero no utiliza un

modelo físico para predecir esa respuesta. En cambio, emplea una metodología no predictiva (función de Wiebe) en la que se impone la tasa de combustión y se calculan los parámetros de la función de Wiebe adecuados en función de las variables de entrada significativas. Estos modelos se ejecutan más rápidamente y pueden ser más precisos que los modelos predictivos en ciertos casos.

5.1.2.1. No predictivo

En un modelo de combustión no predictivo, la velocidad de combustión se impone inicialmente en función del ángulo del cigüeñal. La simulación sigue esta tasa de combustión prescrita, asumiendo que hay suficiente combustible disponible, independientemente de las condiciones del cilindro. Así, la fracción residual y el tiempo de inyección no influyen en la velocidad de combustión durante la simulación. Por lo tanto, un modelo de combustión no predictivo es adecuado para estudiar parámetros que tienen una influencia mínima en la velocidad de combustión.

Es fundamental seleccionar el modelo adecuado según los requisitos específicos de la simulación, por esto el software de simulación cuenta de dos diferentes plantillas para poder configurar el modelo no predictivo de la forma mas real posible, de forma de garantizar la mayor fidelidad posible de la realidad en este modo de simulación. Los modelos mas relacionados con este proyecto son:

Perfil de Combustión Impuesto ('EngCylCombProfile'):

Esta plantilla permite imponer un perfil de velocidad de combustión directamente en función del ángulo del cigüeñal. Puede utilizarse con cualquier tipo de combustible o inyección. Es particularmente útil cuando se ha medido la presión del cilindro del motor en laboratorio, ya que la tasa de combustión se puede calcular a partir de dicha presión. El software de simulación ofrece dos métodos para este propósito, y cuando se dispone de la presión medida del cilindro, este es el método recomendado para implementar un modelo de combustión no predictivo.

Modelo Wiebe de Encendido por Chispa ('EngCylCombSIWiebe'):

Este objeto impone la tasa de combustión para motores de encendido por chispa utilizando una función de Wiebe, que se aproxima a la forma típica de una tasa de combustión SI (encendido por chispa). Este modelo es conveniente para implementar una tasa de combustión razonable cuando no se dispone de la presión medida del cilindro.

5.1.2.2. Predictivo

Cuando se estudian variables que están fuertemente influenciadas por la velocidad de combustión, es preferible no utilizar modelos de combustión no predictivos. En estas situaciones, los modelos de combustión predictivos son más apropiados, ya que la tasa de combustión se ajusta en función de cualquier cambio en los parámetros que la afectan. La tasa de combustión en estos modelos se calcula a partir de datos de entrada medidos en el banco de pruebas, lo que produce resultados más precisos. Sin embargo, el tiempo de cálculo es significativamente mayor debido a la complejidad adicional de los cálculos, y los modelos predictivos requieren calibración con datos medidos, lo cual es un proceso que consume mucho tiempo. GT-Power ha desarrollado cuatro modelos de combustión predictivos diferentes según el tipo de motor:

- Modelo de llama turbulenta de encendido por chispa (SITurb)
- Modelo diésel multipulso de inyección directa (DI-Pulse)
- Modelo Jet diésel de inyección directa (DI-Jet)
- Modelo de encendido por compresión de carga homogénea (HCCI)

De estos, el modelo de llama turbulenta de encendido por chispa (SITurb) se utiliza para la simulación de motores de gasolina. Este modelo es casi tan rápido como los modelos no predictivos, aunque con un tiempo de ejecución ligeramente mayor para los motores típicos.

Modelo SITurb: El modelo de combustión SITurb predice la velocidad de combustión en motores de carga homogénea encendidos por chispa. Este modelo opera basado en un enfoque de dos zonas: Mezcla aire combustible sin

quemar y quemada. La predicción se basa en la geometría del cilindro, la ubicación y sincronización de las chispas, el movimiento del aire y las propiedades del combustible.

La tasa de arrastre de masa hacia el frente de la llama y la tasa de combustión se rigen por las siguientes ecuaciones. Donde la [Ecuación 5.5](#), [Ecuación 5.6](#) y [Ecuación 5.7](#) pueden explicarse e interpretarse físicamente como, la mezcla no quemada es arrastrada hacia el frente de la llama a través del área de la llama a una velocidad proporcional a la suma de las velocidades de la llama turbulenta y laminar. Mientras la velocidad de combustión es proporcional a la cantidad de mezcla no quemada detrás del frente de la llama, dividida por una constante de tiempo calculada dividiendo la microescala de Taylor por la velocidad de llama laminar.

$$\frac{dM_e}{dt} = \rho_u A_f (S_T + S_L) \quad (5.5)$$

$$\frac{dM_b}{dt} = \frac{M_e - M_b}{\tau} \quad (5.6)$$

$$\tau = \frac{L_t}{S_L} \quad (5.7)$$

Siendo las variables de las ecuaciones las siguientes, M_e masa de gases quemados y sin quemar, ρ_u densidad de mezcla aire-fuel sin quemar, A_f área del frente de llama, S_T velocidad de llama turbulenta, S_L velocidad de llama laminar, M_b masa de mezcla aire-fuel quemada, τ constante de tiempo, L_t largo de la escala turbulenta.

La intensidad de la turbulencia y la escala de longitud se pueden obtener definiendo el objeto de referencia de flujo en el modelo. El modelo se calibra con los datos medidos ajustando los efectos de la intensidad de la turbulencia y la escala de longitud en el cálculo de la velocidad de la llama turbulenta y la longitud de la microescala de Taylor mediante multiplicadores, Anjunath y Aditya, [2016](#).

Para una calibración adecuada, es fundamental definir la geometría de la cámara de combustión para capturar el efecto turbulento. La [Figura 5.2](#) muestra las diferentes zonas de la llama y las ecuaciones utilizadas para definir las.

A modo ilustrativo, en la [Figura 5.3](#) se muestran los paneles de control donde es posible ajustar algunos parámetros de combustión y control en el

software utilizado para el modelo numérico. En esta figura se destacan las distintas secciones para el control de los modelos aplicados y los parámetros de ajuste del modelo. Se observa el control del modelo de transferencia de calor entre las paredes de la cámara de combustión y la mezcla de gases (aire, combustible y gases quemados), así como las velocidades de llama, tanto laminar como turbulenta, la geometría de la cámara de combustión, entre otros.

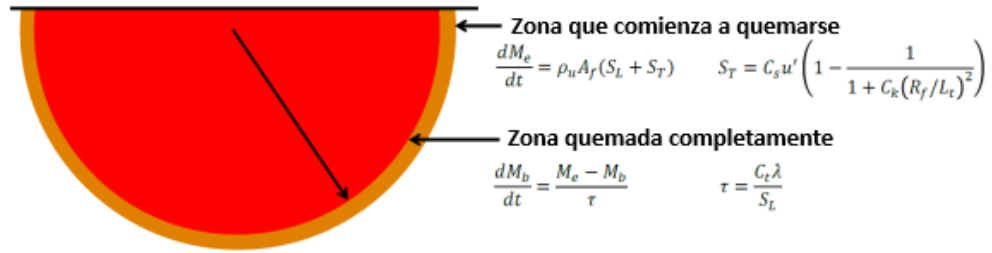


Figura 5.2: Representación de las zonas y ecuaciones de la llama durante la combustión en la cámara de combustión. Elaboración propia basado en Fuente: Wang, 2014.

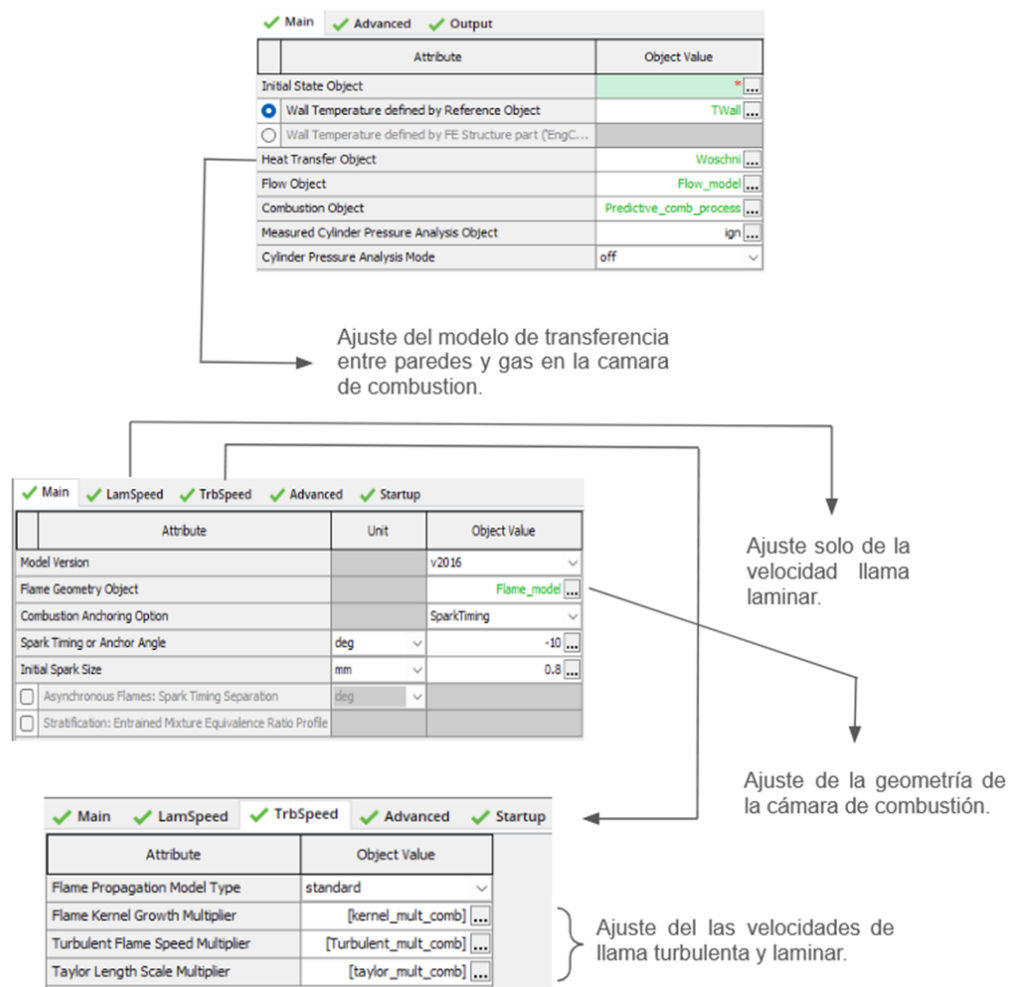


Figura 5.3: Paneles de control de los principales parámetros a ajustar en el software para crear el modelo predictivo de la combustión dentro de la cámara de combustión. Elaboración propia.

5.1.3. Método de resolución

5.1.3.1. Explicito

Como se mencionó anteriormente, las principales variables de la solución en el método explícito son el caudal másico, la densidad y la energía interna. Los valores de estas variables en el nuevo instante de tiempo se calculan a partir de las ecuaciones de conservación, utilizando valores del paso de tiempo anterior. Esto permite obtener la derivada de las variables primarias y calcular el valor en el nuevo instante mediante la integración de dicha derivada a lo largo del paso de tiempo. Cabe señalar que el solucionador explícito utiliza únicamente los valores del subvolumen en cuestión y de sus subvolúmenes vecinos.

Para garantizar la estabilidad numérica, el paso de tiempo debe restringirse para satisfacer la condición de Courant, limitando el máximo de este paso. Los pequeños pasos de tiempo requeridos por este método hacen que el método explícito sea poco deseable para simulaciones relativamente largas (del orden de minutos en tiempo real). Sin embargo, es muy adecuado para flujos altamente inestables donde ya se requiere una alta resolución para capturar los extremos del comportamiento del flujo. Este método producirá predicciones más precisas de las pulsaciones de presión que ocurren en los flujos de aire del motor y en los sistemas de inyección de combustible, siendo necesario cuando la predicción de la dinámica de las ondas de presión es importante.

El método explícito se recomienda para la gran mayoría de las simulaciones de GT-Power, así como para simulaciones de sistemas hidráulicos, de lubricación o inyección en escalas de tiempo pequeñas (normalmente menos de 1 segundo). En cada paso de tiempo, la presión y la temperatura se calculan de la siguiente manera:

1. Se comienza resolviendo las ecuaciones, [Ecuación 5.1](#), [Ecuación 5.2](#) y [Ecuación 5.3](#).
2. Conociendo el volumen y la masa, se calcula la densidad.
3. Las ecuaciones de estado para cada especie definen la densidad y la energía en función de la presión y la temperatura. El solucionador itera sobre la presión y la temperatura hasta que estas satisfagan la densidad y la energía calculadas para ese paso de tiempo.

Es posible que se produzcan cambios de especie y/o estado (por ejemplo, combustión, cavitación: de líquido a vapor, etc.). Durante esta iteración también se tiene en cuenta la transferencia de masa entre especies. Los detalles sobre el modelo de cavitación se analizan en una sección posterior.

5.1.3.2. Implícito

Como se mencionó anteriormente, las principales variables de solución en el método implícito son el flujo másico, la presión y la entalpía total. El método implícito resuelve los valores de todos los subvolúmenes en el nuevo instante simultáneamente, resolviendo iterativamente un sistema no lineal de ecuaciones algebraicas. Este enfoque es útil para sistemas de fluidos donde las fluctuaciones de presión de alta frecuencia no son de interés, como en los sistemas de enfriamiento, y donde las duraciones de simulación típicas son mayores, permitiendo pasos de tiempo más grandes. En estos casos, la solución implícita es más eficiente, ya que la capacidad de dar pasos relativamente grandes con una solución estable supera el costo de CPU de una solución iterativa para cada paso.

Aunque el solucionador implícito ofrece una ventaja significativa en términos de velocidad, solo debe emplearse en simulaciones que cumplan los dos criterios siguientes:

1. Existe una dinámica de ondas mínima en el sistema, o la predicción precisa de la dinámica de las ondas no es crucial.
2. El número de Mach máximo en el sistema es inferior a 0.3, a menos que la opción 'Mejora del flujo compresible' en la pestaña Configuración implícita del solucionador del objeto 'FlowControlImplicit', especificada en Configuración de ejecución - Control de flujo - Objeto de control de paso de tiempo y solución, esté activada.

Dado que la solución implícita es iterativa, es fundamental verificar que la solución para cada paso haya convergido numéricamente.

5.1.3.3. Cuasi-estacionario

El enfoque cuasi-estacionario asume que los cambios espaciales son significativamente mayores que los temporales, lo que permite simplificar considerablemente las ecuaciones rectoras 1D. El solucionador cuasi-estacionario es un

modelo de flujo impuesto, lo que resulta en una solución computacionalmente eficiente, donde el caudal se impone en lugar de predecirse. Tanto en el solucionador explícito como en el implícito, la presión actúa como la fuerza impulsora detrás de la solución, y el caudal se predice. Sin embargo, en el solucionador cuasi-estacionario, se utiliza el flujo másico como fuerza impulsora y se predice la presión.

Este método no resuelve términos transitorios completos, lo que lo hace extremadamente eficiente desde el punto de vista numérico. Los solucionadores de fricción, transferencia de calor y temperatura de la pared se resuelven mediante el mismo método que los solucionadores explícitos e implícitos. Este solucionador está diseñado para aplicaciones cinéticas químicas de ejecución rápida y debe usarse exclusivamente para circuitos de postratamiento de gases de escape.

5.2. Construcción del modelo numérico

5.2.1. Motor a Gasolina

El software utilizado para el modelado se basa en la metodología de diagrama de bloques, donde cada componente del motor se modela como un bloque con parámetros específicos que describen su comportamiento físico. Estos bloques interactúan entre sí para modelar las diferentes dinámicas como el flujo de aire, combustión, flujos de energía, ondas, entre otras. Para modelar correctamente un motor en el programa de simulación, es necesario detallar cada componente. Por ejemplo, en los ductos, donde circula el aire, se deben especificar el coeficiente de rugosidad, el diámetro, las pérdidas de carga, la geometría (si es un caño liso, codo o si hay cambios de sección y su formas). Este tipo de detalles son esenciales para determinar la resistencia al flujo y, en consecuencia, las condiciones de entrada y salida de un fluido. El modelado del cilindro es más complejo e implica simular el movimiento del pistón, el comportamiento de los flujos de aire y gases dentro del cilindro, la apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape, entre otros. Además de como se comporta la llama dentro de la cámara de combustión. En esta parte, es importante considerar fenómenos como el “Tumble” y “Swirl”, que son efectos del flujo de la mezcla aire-combustible que afectaran la turbulencia y por ende la velocidad y frente de llama. También se modelan las pérdidas de calor hacia

el exterior. Para la convección de los gases en la cámara de combustión, se utiliza el modelo de Woschni, [1967](#), además cuenta con un multiplicador para ajustar con precisión la transferencia de calor, lo cual permite afinar el modelo en función de la experiencia y los datos experimentales obtenidos.

El nivel de detalle del modelo depende en gran medida de la cantidad de información disponible. Datos clave como el diámetro del pistón, la geometría de la culata y la configuración del sistema de escape son esenciales para lograr un modelo que se asemeje a la realidad. Mientras más información se tenga sobre el motor real, mayor será la precisión del modelo. Por ejemplo, en el caso de la tapa de cilindros, existe la posibilidad de modelar condiciones como la convección con el ambiente, la temperatura exterior, la geometría, el material de la tapa y la refrigeración de esta. El programa de simulación utiliza elementos finitos para calcular, por ejemplo, la distribución de temperaturas en la tapa, lo que influye en el flujo de aire que ingresa al motor. Sin embargo de carecer de toda esa información, se puede simplemente imponer una temperatura constante para estas superficies.

Muchas variables, como las pérdidas por calor o fricción, son difíciles de medir con precisión y normalmente requieren instrumentos de medición costosos, poco comunes y complejos. Por lo tanto, modelar estos fenómenos implica realizar numerosos ensayos experimentales con la medición de diversos parámetros en múltiples puntos de operación, lo que permite calibrar el modelo a partir de datos empíricos. En caso contrario, es necesario hacer varias suposiciones para aproximar los resultados a la realidad.

Para el modelado de las pérdidas por fricción, se utilizaron valores estándar para este tipo de motores, extraídos de la bibliografía disponible, como los mencionados en Heywood, [2018](#), Gamma Technologies LLC., [2024](#) y X-engineer, [2024](#). A medida que avanzó la simulación, se identificaron patrones en los resultados de consumo de combustible y potencia que indicaban la necesidad de ajustar esta configuración inicial. Estos patrones reflejaban discrepancias entre las predicciones del modelo y los datos experimentales, lo que sugirió que las suposiciones iniciales sobre las pérdidas por fricción requerían refinamiento para mejorar la precisión del modelo, por lo que se utilizaron valores un poco mas altos de los estándar para este tipo de motores.

Otro factor clave a considerar es la temperatura dentro de la cámara de combustión, específicamente en las paredes del cilindro, el pistón y la tapa de cilindros. Para la simulación, es posible cargar un modelo 3D de los ele-

mentos en cuestión, incorporando sus propiedades de materiales y los flujos de transferencia de calor hacia el refrigerante, el aceite en distintos puntos y otros elementos del motor. A través del método de elementos finitos, el software es capaz de simular la distribución de temperaturas en las superficies de estos componentes, las cuales influyen directamente tanto en la combustión como en los procesos de transferencia de calor. Sin embargo, debido a la falta de información detallada sobre algunos aspectos específicos de los materiales y las condiciones de operación, no fue posible modelar con el nivel de precisión que un análisis completo requeriría. Por esta razón, se optó por utilizar temperaturas impuestas en las superficies del cilindro, el pistón y la tapa de cilindros. Aunque esta aproximación simplifica el modelo, permite obtener resultados representativos del comportamiento térmico general, lo cual es suficiente para el propósito de esta simulación. Para estimar estos valores, se realizó un estudio basado en la bibliografía disponible, Heywood, 2018, Gamma Technologies LLC., 2024, Ferguson, 1986, Hidetoshi y Takaya, 1999. Además, se decidió llevar a cabo un análisis de sensibilidad para cada una de estas temperaturas, como se describe en la sección [Evaluación de parámetros del modelo de la combustión](#). Este análisis fue crucial para determinar la influencia de las diferentes temperaturas en el comportamiento del motor. A partir de los datos obtenidos y de la revisión bibliográfica, se realizó una estimación más precisa de las temperaturas en cada uno de estos componentes clave. La importancia de conocer y ajustar estos parámetros radica en que las temperaturas dentro de la cámara de combustión afectan no solo la eficiencia térmica del motor, sino también el nivel de emisiones y el desgaste de los materiales.

También fue necesario realizar un estudio sobre factores clave de la combustión, como el crecimiento del núcleo de la llama, la velocidad de la llama turbulenta y la microescala de Taylor. Para ajustar estos parámetros, se emplean multiplicadores que permiten realizar correcciones en el modelo de combustión. El crecimiento del núcleo de la llama es determinado por la bujía, y se modela como una pequeña esfera que da inicio a la combustión en la cámara y se expande hasta quemar la mezcla completa. El tamaño inicial de este núcleo es crucial, ya que influye significativamente en el desarrollo de toda la combustión dentro del cilindro. La forma en que comienza el proceso determina en gran medida su evolución posterior. El multiplicador de la velocidad de la llama turbulenta, S_T , factor de la [Ecuación 5.5](#). Un aumento de este multiplicador incrementa la velocidad total de propagación de la llama, acelerando así

el proceso de combustión. Por otro lado, el multiplicador de la microescala de Taylor, que multiplica a la [Ecuación 5.7](#), afecta directamente la velocidad de llama. Este multiplicador influye en el tiempo característico de la combustión, lo que a su vez afecta directamente el espesor del frente de llama que se propaga dentro del cilindro. Al igual que el multiplicador de la velocidad de la llama turbulenta, este ajuste impacta de manera significativa la rapidez con la que se desarrolla la combustión dentro del motor. Estos parámetros permiten afinar el modelo de combustión y adaptar el comportamiento simulado a las condiciones específicas del motor, mejorando la precisión de los resultados y proporcionando una mejor representación del proceso físico.

El proceso de modelado inicial rara vez es perfecto, por lo que, tras construir el modelo, es necesario realizar ajustes. Estos ajustes se hacen comparando algunos parámetros del modelo con los obtenidos experimentalmente. Para sintonizar este modelo, se fijaron en el modelo las velocidades de giro en cada punto y se ajustó la posición de la mariposa de aceleración, para lograr así que la potencia del modelo fuera igual o estuviera en un intervalo del 5 % con respecto a la medida en el ensayo. Fijados estos parámetros, se compara el consumo específico de combustible. Los parámetros ajustados para una correcta sintonización del modelo fueron varios y la falta de datos obtenidos de los ensayos, debido a la falta de sensores, complejiza la calibración del modelo, pero sin embargo observado el efecto de estos y con ayuda de la literatura, se ajustaron parámetros como pérdidas por rozamientos, multiplicadores de coeficientes de transferencia de calor por convección y temperatura, multiplicadores de pérdida de carga, temperaturas de cilindros, entre otros. Con base en estas comparaciones, se ajustan los parámetros en el modelo para reflejar con mayor precisión el comportamiento del motor bajo condiciones reales. La experiencia previa, los manuales del programa y publicaciones científicas también ayudan en este proceso de refinamiento. Este proceso es iterativo, se ajusta y ensaya repetidamente hasta que los resultados obtenidos por el modelo sean coherentes con los datos reales. El programa de simulación genera una gran cantidad de información útil sobre el rendimiento del motor, como el flujo de aire, las pérdidas de calor, la eficiencia global del sistema, entre alguno de los cientos que este puede entregar. Esta información permite comprender mejor el comportamiento del motor, optimizar su operación y evaluar diferentes escenarios de funcionamiento. La validación del modelo se realiza comparando algunos de los resultados de la simulación con los obtenidos en los ensayos experimentales.

Una vez validado el modelo, es decir, cuando las diferencias entre los resultados experimentales y los numéricos son inferiores al 5 %, es posible proceder con pruebas en puntos de operación no ensayados, ajustes en la calibración del motor o incluso cambios en el tipo de combustible. En la [Figura 5.4](#) se muestra una imagen del modelo numérico implementado para el motor de gasolina, con algunas indicaciones de los principales elementos del modelo, como inyectores, colectores, entre otros. El ajuste adecuado de estos elementos puede tener un impacto significativo en las simulaciones y sus resultados.

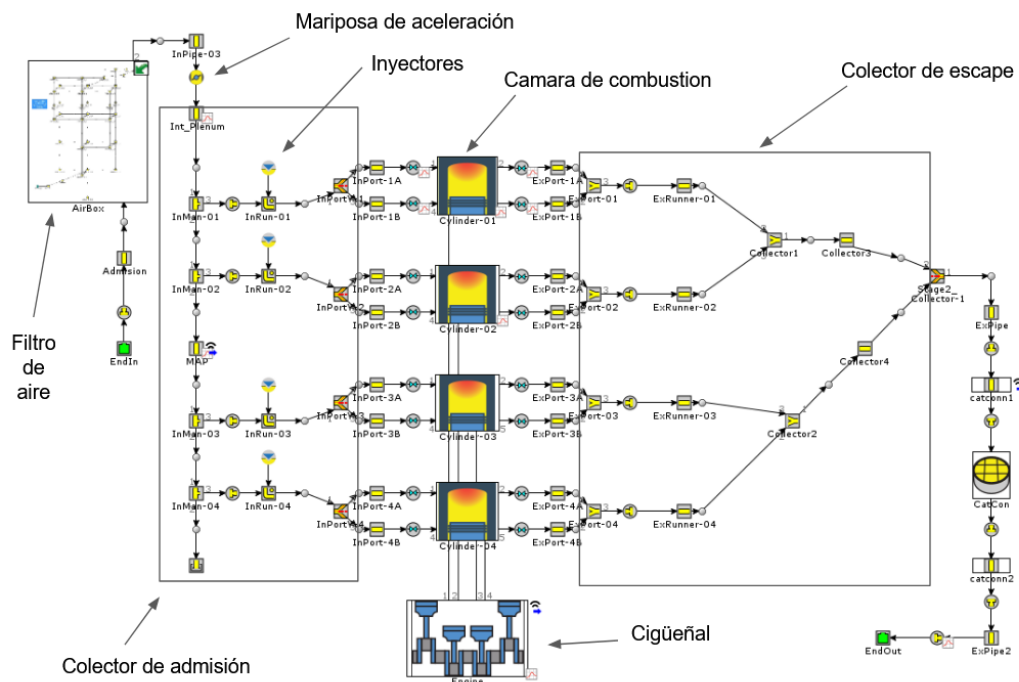


Figura 5.4: Imagen del modelo numérico construido en el programa de simulación numérica. Elaboración propia.

5.2.2. Motor a Hidrógeno

Para la creación del modelo de hidrógeno, se parte del modelo previamente validado para gasolina, realizando los ajustes necesarios en los parámetros específicos a la conversión de combustible. Entre los cambios principales se encuentran la modificación del combustible inyectado, los tiempos de inyección, el avance de encendido y el modelo de combustión. Es fundamental modificar solo los parámetros que varían con la conversión, para evitar distorsiones en el modelo y asegurar su precisión.

En futuros proyectos, sería ideal llevar a cabo la conversión física del motor a hidrógeno y validar el modelo numérico resultante. Un aspecto clave en esta conversión es el cambio del tipo de inyector y del combustible inyectado, con el fin de obtener tiempos de apertura razonables y un control óptimo de la inyección de hidrógeno. El cambio de combustible también afecta la velocidad de propagación de la llama, por lo que es necesario ajustar el avance de encendido en cada punto de operación, logrando así que el ciclo de combustión dentro del cilindro produzca el máximo trabajo sobre el cigüeñal, obteniendo el avance óptimo para el nuevo combustible.

El modelado de la combustión dentro del cilindro es crucial, tanto para asegurar la precisión del modelo como para garantizar que el motor simulado opere de manera eficiente, alcanzando así un buen rendimiento. Aunque el modelado de la combustión sigue siendo predictivo, es necesario ajustar ciertos parámetros específicos al cambio de combustible. Por ejemplo, la predicción de la velocidad de llama, tanto laminar como turbulenta, es de gran importancia, ya que las propiedades del hidrógeno difieren significativamente de las de la gasolina. Sin embargo, otros factores, como las características de la cámara de combustión se mantiene inalterada, lo que facilita el proceso de conversión.

Además, es importante considerar si se requiere un ajuste en el modelo de transferencia de calor para reflejar adecuadamente las diferencias en las propiedades térmicas entre ambos combustibles. La precisión en estos ajustes es esencial para asegurar la correcta simulación de la combustión y el rendimiento del motor con hidrógeno.

Capítulo 6

Resultados

6.1. Resultados de mediciones con el motor en funcionamiento

6.1.1. Determinación del tiempo de la fase de calentamiento

Se realizaron mediciones de los parámetros operativos del motor durante su fase de calentamiento.

A medida que el motor avanza en su proceso de calentamiento, el aceite alcanza progresivamente su temperatura óptima, mejora su capacidad de lubricación y reduce su viscosidad. Esta disminución de la viscosidad reduce las pérdidas de carga por fricción, permitiendo un funcionamiento más eficiente del motor. La variación de la temperatura del aceite se puede observar en la [Figura 6.1](#) en conjunto con la variación de la temperatura del agua durante el calentamiento. La expansión térmica de los componentes internos del motor, producto del aumento de temperatura, facilita un mejor sellado entre los pistones y los cilindros. Este sellado favorece al trabajo realizado en la cámara de combustión, sumado el aumento en la temperatura de esta, la combustión mejora, ya que se logra una mejor quema del combustible, por lo que se obtienen una mayor eficiencia y potencia del motor.

La mejora en la eficiencia de la combustión se traduce en una conversión más eficiente de la energía química del combustible en calor, el cual se convierte en energía mecánica. Por esto a medida que el motor alcanza su temperatura de operación óptima, la potencia generada por el mismo aumenta. Dado que

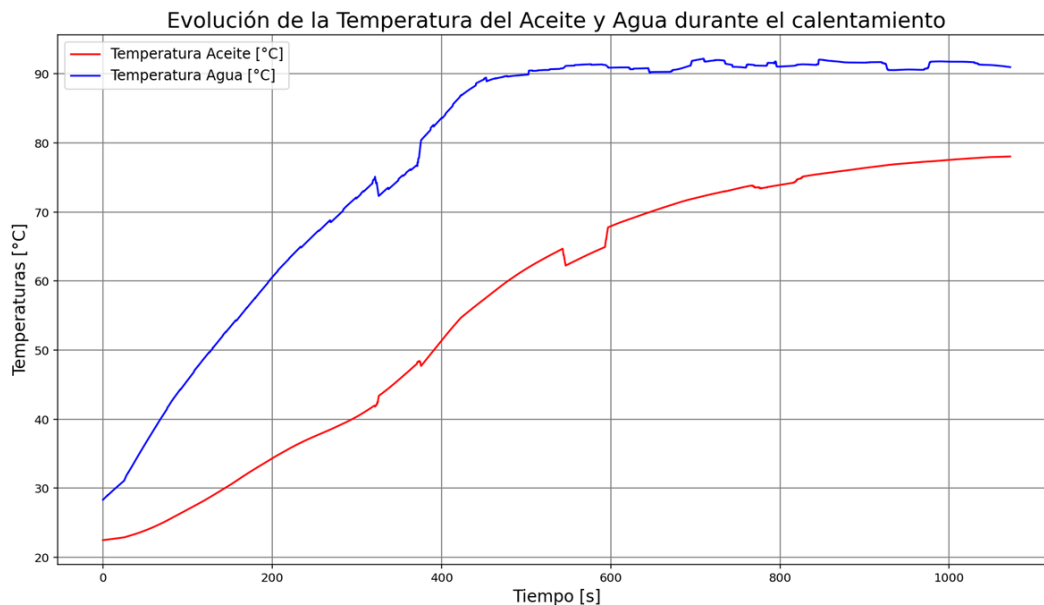


Figura 6.1: Evolución de la temperatura del aceite y del agua durante el calentamiento. Elaboración propia.

el flujo de agua al freno se mantiene constante durante esta fase, el motor, al operar de manera más eficiente, es capaz de producir más energía mecánica a partir de la misma cantidad de combustible. Este se traduce en un aumento en la potencia, lo cual provoca un incremento en las RPM ya que la carga aplicada al motor no varía.

A medida que el motor entra en operación, la temperatura del agua comienza a incrementarse. En las etapas iniciales del calentamiento, el termostato permanece cerrado, lo que permite que el agua recircule dentro del motor, priorizando que éste alcance su temperatura óptima de funcionamiento. Durante esta fase, el agua no fluye hacia el radiador, lo que acelera el calentamiento del motor.

Al alcanzar una temperatura aproximada de 88°C, el termostato comienza a abrirse gradualmente, permitiendo el paso del agua hacia el radiador sumergido en la batea. El proceso de apertura completa se alcanza alrededor de los 92°C, momento en el cual el agua empieza a circular constantemente hacia el radiador para disipar el exceso de calor. Esta acción estabiliza la temperatura del agua, ya que el calor generado por el motor se transfiere al radiador, permitiendo un intercambio térmico más eficiente.

En la [Figura 6.1](#) se puede observar que una vez que el termostato se abre por completo, la temperatura del agua se estabiliza en el tiempo. Este com-

portamiento refleja el adecuado funcionamiento del sistema de refrigeración, asegurando que el motor se mantenga dentro de los parámetros térmicos correctos.

En la [Figura 6.2](#) se puede observar la evolución de la potencia y la velocidad de giro durante el calentamiento. En esta figura se observa claramente el comportamiento mencionado anteriormente, donde la potencia va en aumento progresivo durante el calentamiento del motor, hasta alcanzar las 1320 RPM. En ese punto, se realizó un ajuste de la mariposa del acelerador, para reducir las revoluciones a 1000 RPM, que es el valor objetivo en el cual se llevó a cabo la mayor parte del proceso de calentamiento. Este ajuste fue necesario para controlar el régimen del motor y evitar que la velocidad de giro continuara incrementándose de manera excesiva debido a la mejora en la performance del motor durante el calentamiento. Esta acción se realizó para que el motor pudiera continuar su fase de calentamiento en un punto de baja carga, asegurando una estabilización adecuada antes de proseguir con las siguientes fases del ensayo.

En la [Figura 6.3](#) se muestra la evolución de la presión del aceite a lo largo del tiempo durante el proceso de calentamiento del motor. Se observa una disminución progresiva en la presión del aceite, lo cual es un comportamiento esperado. A medida que el aceite se calienta, su viscosidad disminuye, lo que

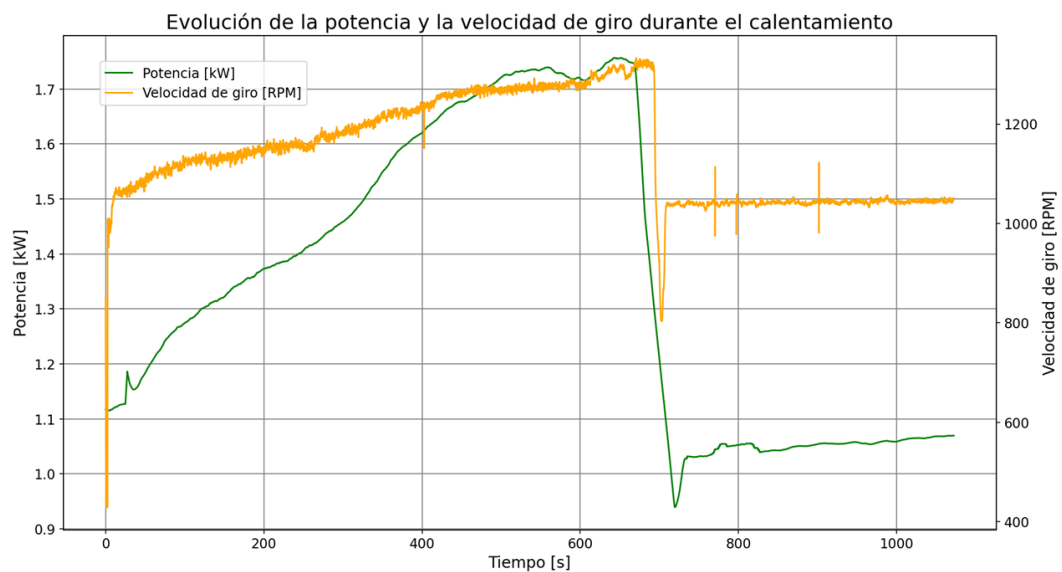


Figura 6.2: Evolución de la potencia y la velocidad de giro durante el calentamiento. Elaboración propia.

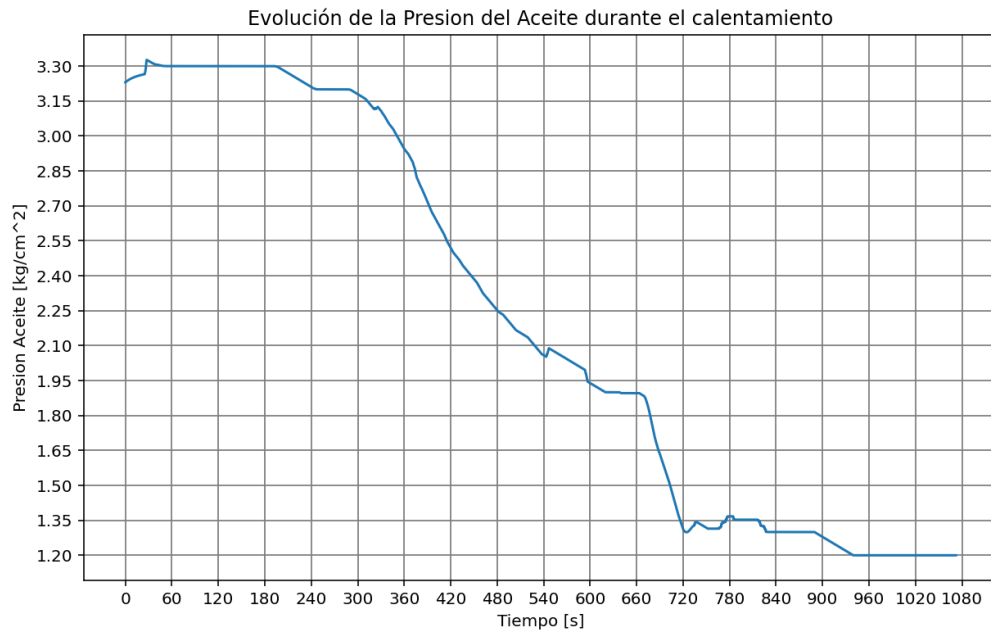


Figura 6.3: Evolución de la presión del aceite durante el calentamiento. Elaboración propia.

reduce las pérdidas de carga dentro del sistema de lubricación del motor. Esta disminución en la resistencia al flujo del aceite se traduce directamente en una menor presión dentro del sistema.

Este fenómeno es común en los motores, ya que el aceite menos viscoso fluye con mayor facilidad a través de los conductos y componentes, lo que permite que el sistema mantenga un rendimiento adecuado sin necesidad de presiones tan altas. Por lo tanto, la caída en la presión del aceite es coherente con el comportamiento esperado durante el calentamiento, y no representa un problema, sino una indicación de que el sistema de lubricación está funcionando correctamente a medida que el motor alcanza su temperatura óptima de operación.

A partir de este ensayo se determino que el tiempo necesario para realizar el ensayo fue de 1000 segundos, por lo cual se estableció un tiempo de 15 minutos para el calentamiento del motor. Posteriormente, para cada punto en el que se realizaron ensayos del motor, se llevó a cabo un procedimiento de estabilización. Se permitió que el motor se mantuviera en el punto de estudio durante 5 minutos para que se estabilice, lo que busca finalizar todos los procesos de transición que ocurren dentro del motor. Estos procesos incluyen el calentamiento de fluidos, flujos transitorios de calor, MAP, entre otros.

6.1.2. Determinación del tiempo necesario para la medición del consumo de combustible

En la [Figura 6.4](#), se presenta la evolución del consumo de combustible en kilogramos, junto con el BSFC y el BTE en función del tiempo. Además, se graficó la incertidumbre correspondiente a los instrumentos utilizados para el último punto medido del BSFC.

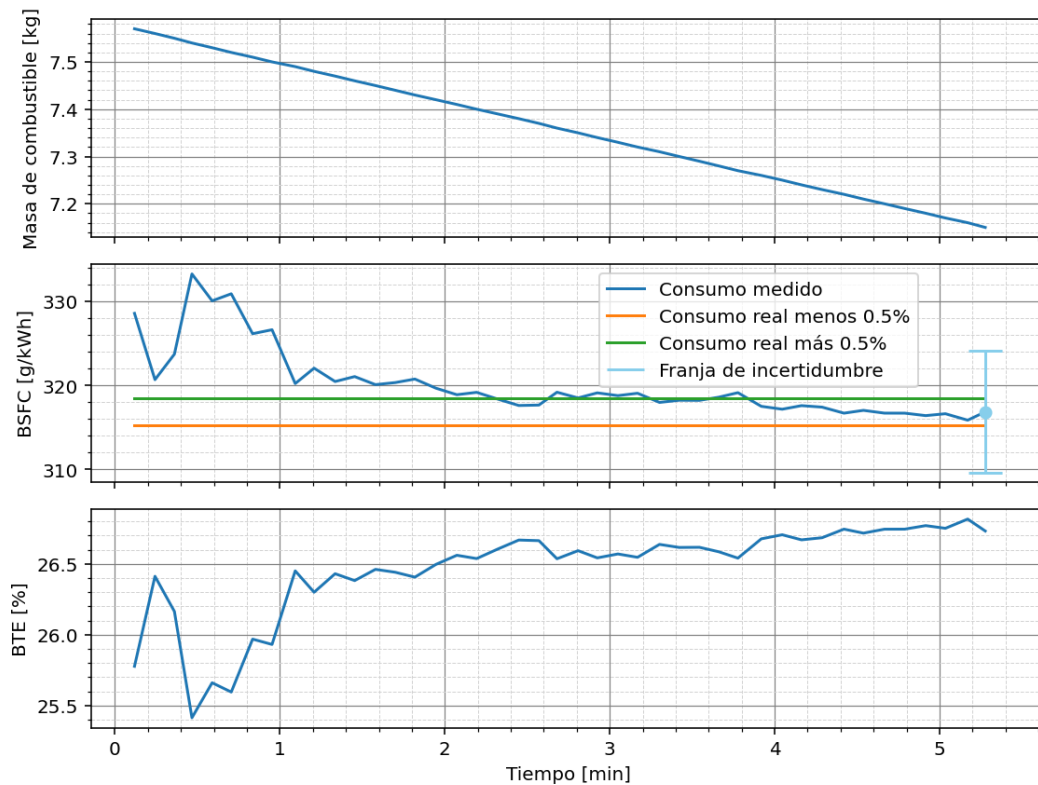


Figura 6.4: Consumo de combustible en kg, BSFC y BTE en función del tiempo. En el caso del BSFC se puede observar la incertidumbre en el ultimo valor medido. Elaboración propia.

Los resultados indicaron que, en menos de 2 minutos de ensayo, el consumo específico de combustible al freno se estabilizó dentro de un margen de variación inferior al 0.5 % para un punto de funcionamiento particular. La estabilización del BSFC indica que la incertidumbre asociada al método de medición se reduce significativamente. Esto confirma que, superado ese tiempo, el BSFC medido es representativo del BSFC del motor.

6.1.3. Comportamiento del motor al modificar el avance de encendido

Los ensayos se realizaron a 1000, 2000 y 3000 RPM, obteniéndose los puntos de avance de encendido óptimos para estas velocidades específicas.

Los resultados del ensayo a 1000 RPM se pueden visualizar en la [Figura 6.5](#). Como se puede observar, con un avance de encendido de 10° se obtuvo la mayor potencia y el más alto BTE. En consecuencia, se concluyó que este punto corresponde al avance de encendido óptimo para estas condiciones de operación. En esta imagen se puede observar que la eficiencia presenta un comportamiento fuera del esperado, ya que la cantidad de combustible inyectado en todos los puntos fue constante y el efecto del avance de encendido debería ser progresivo, no fluctuante. Se sospecha que se debe a las limitaciones del banco de ensayo para puntos de operación de baja carga. Además la potencia presenta mesetas al variar el avance, resultado el cual no es el esperado, ya que el SA tiene un único punto óptimo.

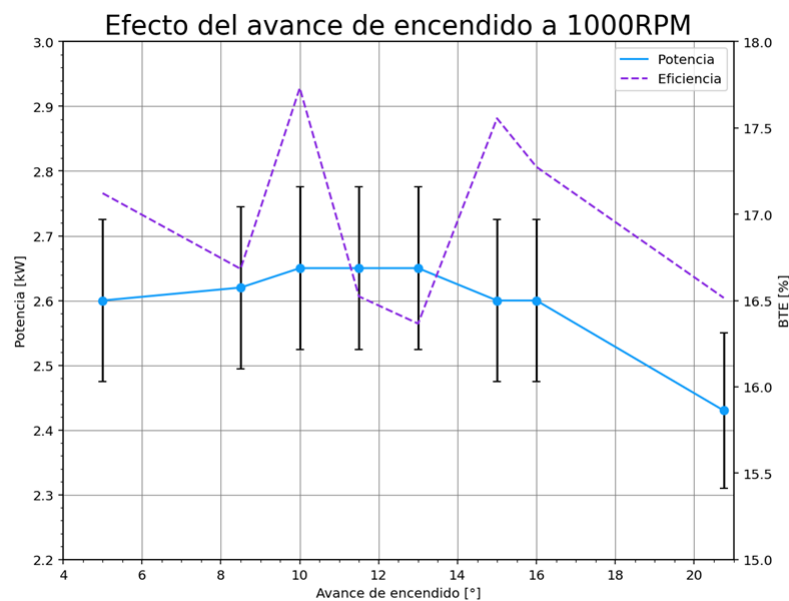


Figura 6.5: Potencia y BTE en función del avance de encendido a 1000 RPM, con barras negras se puede observar la incertidumbre asociada a cada punto de operación medido. Elaboración propia.

Los resultados del ensayo a 2000 RPM se presentan en la [Figura 6.6](#). A partir de estos resultados, se podría considerar que el avance de encendido óptimo es de $21,5^\circ$. Sin embargo, durante el ensayo se observaron mediciones

inestables de potencia en este punto, probablemente debido a imprecisiones asociadas con el banco de ensayo.

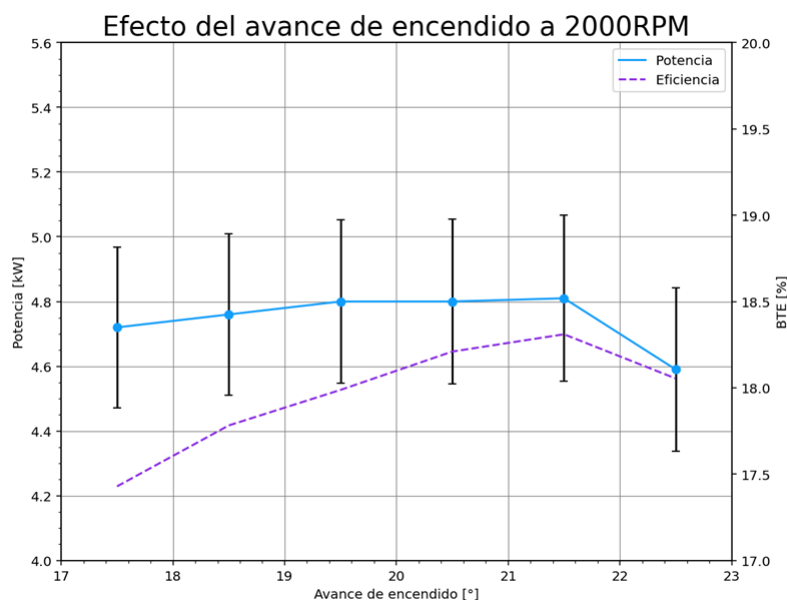


Figura 6.6: Potencia y BTE en función del avance de encendido a 2000 RPM, con barras negras se puede observar la incertidumbre asociada a cada punto de operación medido. Elaboración propia.

Es relevante señalar que el avance de encendido de $21,5^\circ$ era el valor predefinido en el sistema de la ECU Fueltech para esta velocidad. Dado que el avance óptimo a 1000 RPM fue significativamente menor que el valor predefinido de la ECU, se concluyó que el avance óptimo a 2000 RPM debería ser también menor.

Adicionalmente, el hecho de que el avance óptimo en los ensayos a 3000 RPM resulta ser de $22,25^\circ$, como se verá mas adelante, sugiere que mantener $21,5^\circ$ como óptimo a 2000 RPM generaría una proximidad excesiva entre ambos valores. En este rango de velocidades de giro es normal que la diferencia entre avances de encendido sean de al menos de un par de grados, por lo tanto, se decidió establecer 20° como el avance de encendido óptimo, asegurando así que los valores óptimos a 2000 y 3000 RPM no sean tan similares. De esta forma se asigna que el aumento de potencia detectado en $21,5^\circ$ podría ser debido a la incertidumbre del banco de pruebas.

Los resultados del ensayo a 3000 RPM se pueden visualizar en la [Figura 6.7](#). Se observa que a un avance de encendido de $22,25^\circ$ se obtuvo la mayor potencia y BTE. A diferencia del ensayo a 2000 RPM, este punto se mantuvo con gran

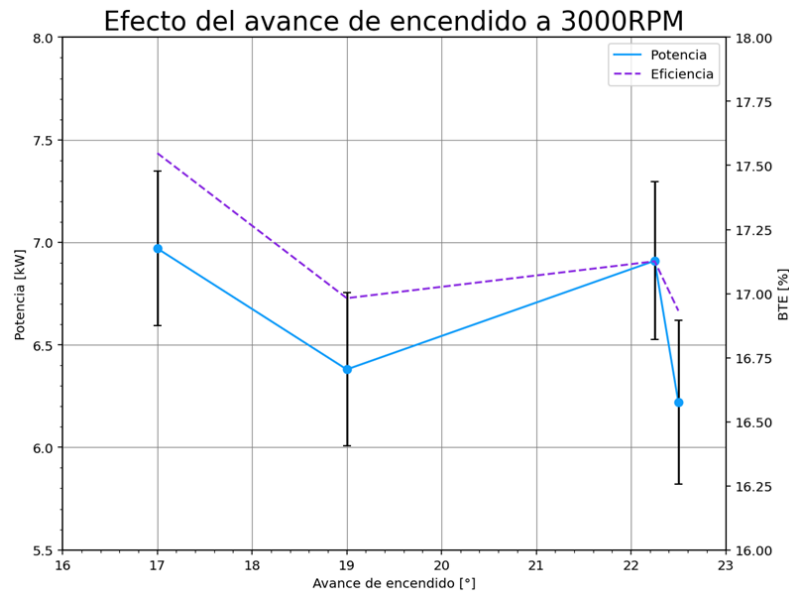


Figura 6.7: Potencia y BTE en función del avance de encendido a 3000 RPM, con barras negras se puede observar la incertidumbre asociada a cada punto de operación medido. Elaboración propia.

estabilidad, lo que permitió concluir rápidamente que 22,25° era el avance de encendido óptimo. En esta gráfica se observa un comportamiento peor que el de la [Figura 6.5](#), ya que las variaciones observadas tanto para la potencia como para el rendimiento no están dentro de lo esperado.

Con estos datos, se gráfica la curva de avance de encendido óptimo en función de la velocidad de giro, [Figura 6.8](#), permitiendo visualizar la tendencia del avance a medida que aumenta la velocidad del motor.

El propósito de esta curva es emplear los valores óptimos de avance de encendido en ensayos posteriores de mapeo, lo que permitirá extraer la mayor potencia posible del motor en cada punto de su operación. Esta metodología asegura que el motor funcione de manera eficiente y maximice su rendimiento a lo largo de todo el rango de la velocidad de giro.

Los resultados observados en la [Figura 6.5](#), [Figura 6.6](#) y la [Figura 6.7](#) sugieren la posibilidad de errores en la determinación del avance óptimo de encendido. Un análisis posterior de estos resultados, junto con la consideración de la incertidumbre asociada al banco de pruebas y los resultados de la simulación en el modelo numérico, indica la existencia de dos errores principales. El primero fue la realización de ensayos a potencias muy bajas, donde la incertidumbre del banco es comparable con algunos de los resultados ob-

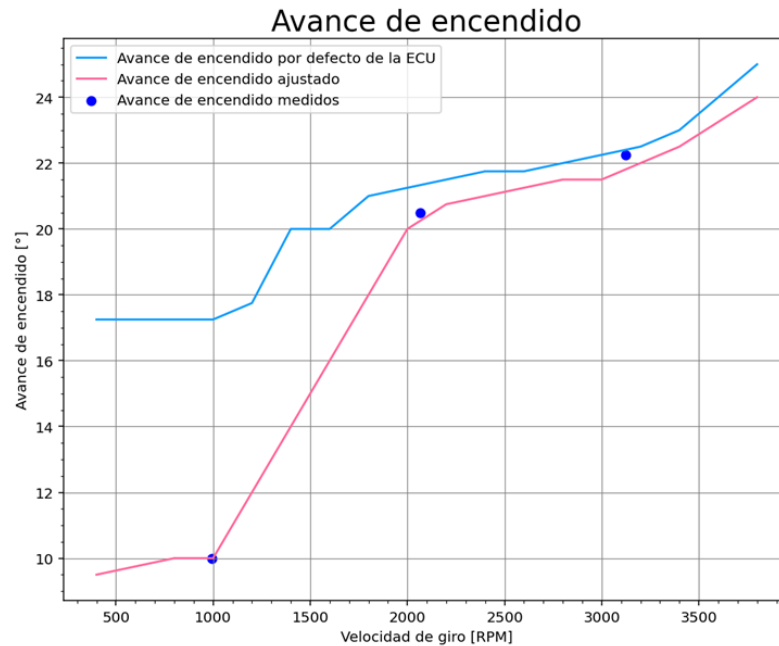


Figura 6.8: Avance de encendido óptimo en función de la velocidad de giro. Elaboración propia.

tenidos, lo que compromete la precisión de las mediciones. El segundo error fue la falta de ensayos adicionales; el mapa de avance de encendido debió ser elaborado no solo en función de la velocidad de giro, sino también en función de la presión absoluta en el múltiple de admisión (MAP, Manifold Absolute Pressure). Esto fue evidenciado por los resultados de la simulación. En el momento de realizar estos ensayos, se consideró que el efecto de la baja potencia no sería tan significativo y que el impacto del MAP sería menor. De haberse realizado mas ensayos en esta etapa, se hubiera identificado el error de esas consideraciones, sin embargo, debido a la necesidad de ahorrar combustible, se llevó a decisiones de minimizar los puntos ensayados para la determinación del SA optimo. Sin embargo, estos factores resultaron ser más relevantes de lo esperado.

6.1.4. Comportamiento del motor al modificar la riqueza de la mezcla

Se ensayó el comportamiento del motor al variar la riqueza a 50 % de la máxima potencia a 2000 RPM. En la [Figura 6.9](#), se observa cómo varían la potencia y la eficiencia térmica al freno en función de lambda. A medida que

lambda aumenta (valores mayores a 1), se reduce la potencia del motor, mientras que la eficiencia mejora. Esto se explica porque una mezcla pobre en combustible disminuye la energía química disponible, sin afectar significativamente la cantidad de masa dentro del cilindro, por lo que resulta en una disminución no tan significativa sobre potencia con respecto a la masa de combustible. Por lo que al consumir menos combustible, la eficiencia del motor aumenta.

Por el contrario, cuando lambda es menor que 1 (mezcla rica en combustible), la potencia aumenta debido a la mayor cantidad de combustible disponible para la combustión. El aumento de la riqueza de la mezcla sobre el estequiometrico, se traduce en un aumento de los HC sin quemar, por lo que la entalpía que se pierde por el escape también aumenta. Por tanto, esta mejora en la potencia se da a costa de una menor eficiencia, ya que el consumo de combustible específico es mayor, lo que reduce el BTE.

En los motores de combustión interna, se busca un valor de lambda cercano a 1, ya que es el punto de equilibrio entre máxima potencia y eficiencia óptima. Además, un lambda igual a 1 es esencial para el correcto funcionamiento de los sistemas de post-tratamientos de gases de escape de los vehículos modernos, que dependen de una composición adecuada de los gases de escape para reducir emisiones contaminantes.

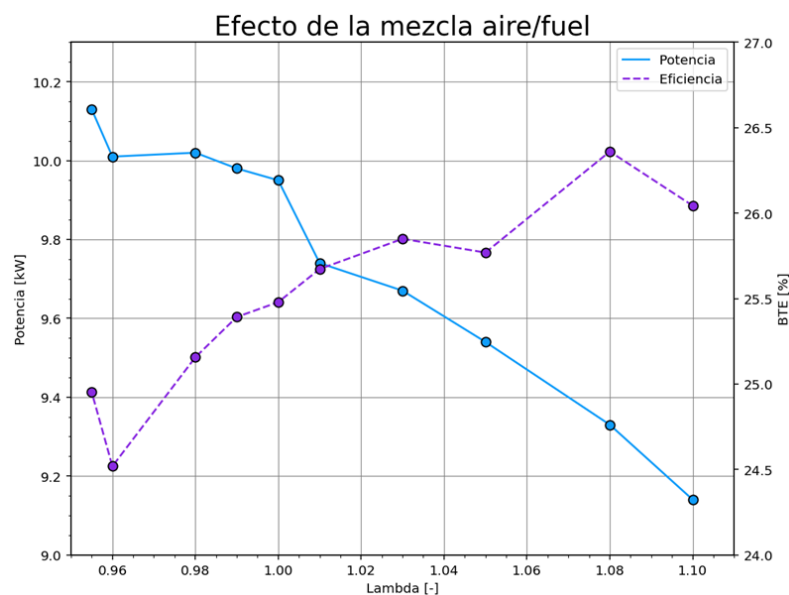


Figura 6.9: Potencia y BTE en función de lambda. Elaboración propia.

6.1.5. Comparación con los datos del fabricante

Los resultados obtenidos revelaron ciertas discrepancias en comparación con los datos proporcionados por el fabricante. Esto se evidencia en la [Figura 6.10](#), donde se presentan los resultados de par, potencia y BSFC obtenidos del ensayo experimental y el fabricante, con curvas de desviación del 5 % y 10 %, las cuales permiten comparar los resultados obtenidos con los datos proporcionados por el fabricante.

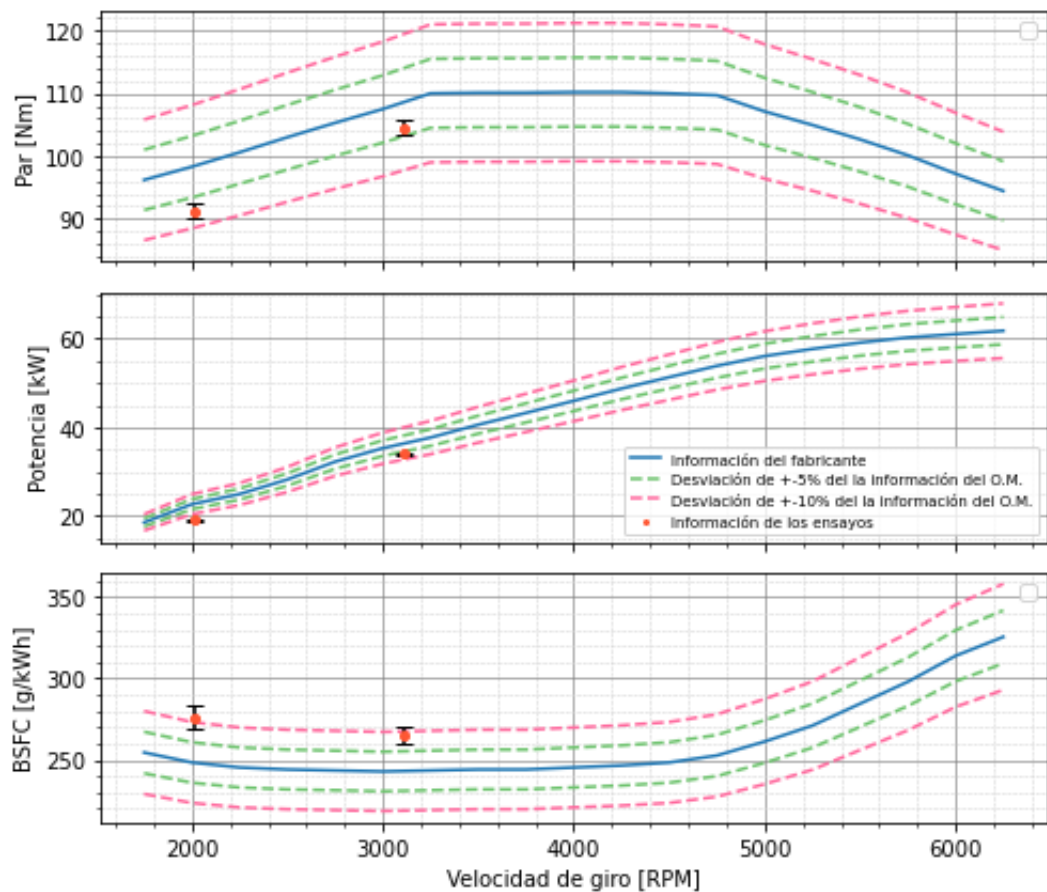


Figura 6.10: Comparación de Par, potencia y BSFC en función de la velocidad de giro, entre los resultados experimentales y los datos reportados por el fabricante. Para los resultados experimentales se incluyen los márgenes de error para cada una de estas variables. Elaboración propia.

En particular, se observó que el motor no alcanzó los niveles de consumo esperados, lo cual podría atribuirse a diversos factores. No obstante, la potencia medida no se desvía considerablemente de los valores declarados por el fabricante. Esto puede deberse en parte a que el motor habría recorrido aproximadamente 60 km al momento de las pruebas de choque, lo que indica que

aún no estaba completamente asentado. Esto significa que las piezas del motor que tienen un movimiento relativo entre ellas todavía no están hermanadas, lo que conlleva a una mayor fricción interna y una eficiencia operativa reducida, factores que pueden haber impactado negativamente en su rendimiento. Otro factor a considerar es la inestabilidad observada en el banco de pruebas, especialmente a partir de las 3000 RPM, lo que introduce un grado considerable de incertidumbre en las mediciones. Por otro lado, el sistema de inyección simultánea implementado también podría estar influyendo en el rendimiento del motor. Inyectar combustible en los cuatro cilindros de forma simultánea, en lugar de hacerlo de manera secuencial, tiene un efecto que se detalla en el anexo A.2.1. En conclusión, las diferencias respecto a los datos del fabricante pueden explicarse, en gran medida, por el estado del motor, que aún no habría alcanzado su punto óptimo de funcionamiento, así como por las limitaciones del banco de pruebas utilizado.

6.1.6. Mapeo experimental del motor

En la Figura 6.11 se muestran algunos de los resultados del mapeo del motor a diferentes velocidades de giro, fundamentales para evaluar su rendimiento.

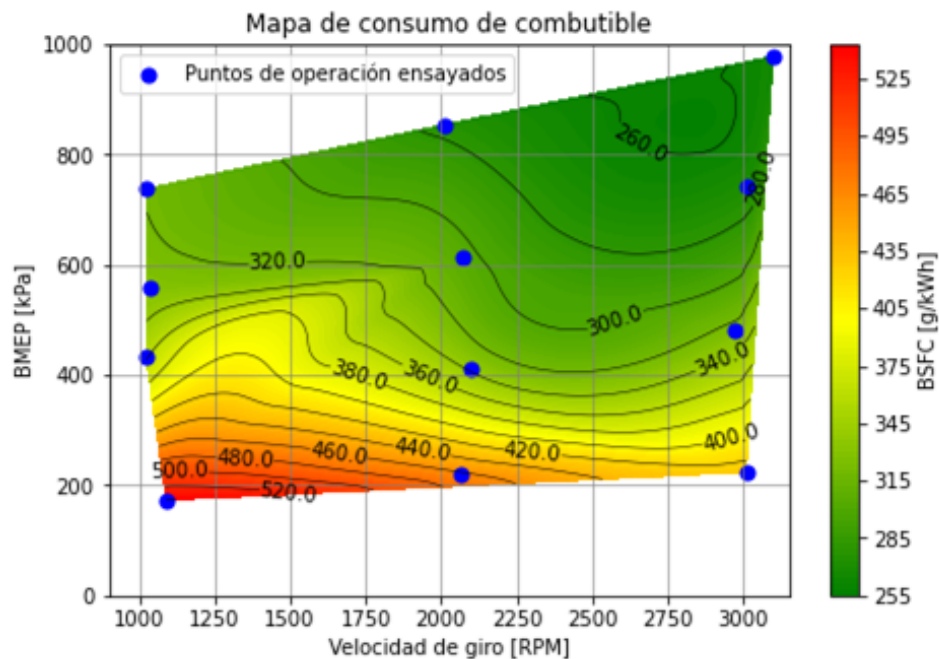


Figura 6.11: Mapeo del motor. BMEP y BSFC en función de la velocidad de giro. Elaboración propia.

En esta campaña se relevaron 14 puntos de operación diferentes, de los cuales se descartaron 2. La razón del descarte de estos se explicara más adelante. En la figura se observa cómo los resultados de dicho ensayo, representados por puntos azules, se corresponden con las pruebas realizadas a velocidades de 1000, 2000 y 3000 RPM. A través de esta representación gráfica, se visualizan tanto el BMEP como el consumo de combustible del motor para cada punto. Para los puntos intermedios en los que no se realizaron mediciones experimentales directas, se utilizó un proceso de interpolación para completar la gráfica, garantizando una visualización continua que permita una evaluación más completa del comportamiento del motor. Este enfoque gráfico ofrece una comprensión más detallada de las condiciones operativas del motor, lo que resulta esencial para identificar su desempeño en términos de eficiencia y entrega de potencia. Con este tipo de visualización es sencillo detectar posibles mejoras y áreas de optimización. Además, esta metodología permite observar cómo el motor responde bajo diferentes cargas y velocidades, lo que resulta clave para ajustar y perfeccionar su calibración.

A partir de los resultados del ensayo, se calculó la eficiencia térmica efectiva para cada uno de los puntos evaluados. En la [Figura 6.12](#), se presentan estos resultados utilizando el mismo tipo de visualización que en la figura anterior. Estos datos proporcionan una visión clara de la eficiencia que alcanza el motor en los diferentes puntos de operación. Dado que se trata de un motor a gasolina con una relación de compresión baja, y que no se trata de el mas moderno de los motores en términos de tecnología y diseño, los valores de eficiencia se encuentran en el rango previsto.

Si bien todos los parámetros son importantes para una calibración adecuada de un motor, los más relevantes son el avance de encendido y el tiempo de apertura de los inyectores. El primero controla el momento en que comienza la combustión, mientras que el segundo determina la cantidad de combustible en la mezcla con aire que ingresa a la cámara de combustión durante la etapa de admisión. Debido a su importancia, se elaboraron la [Figura 6.13](#) y la [Figura 6.14](#), en las que se presentan estos dos parámetros de la calibración del motor en formato de mapa.

Los ensayos realizados sin carga para las velocidades de giro de 1000 y 3000 RPM mostraron una alta variabilidad en las mediciones de potencia. Esta fluctuación impedía obtener un promedio representativo de los datos, lo que podría haber llevado a interpretaciones inexactas o inadecuadas. Promediar va-

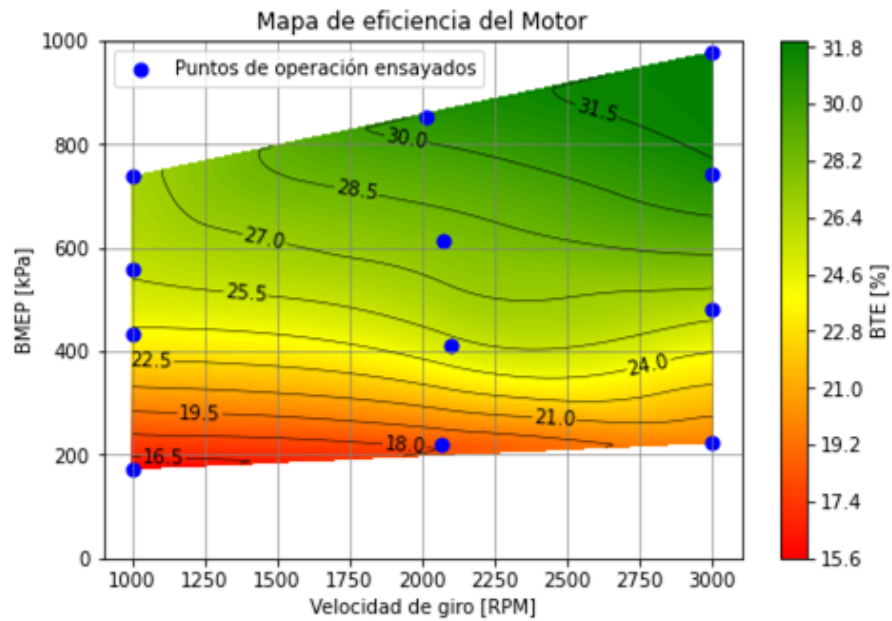


Figura 6.12: Mapeo del motor. BMEP y BTE en función de la velocidad de giro. Elaboración propia.

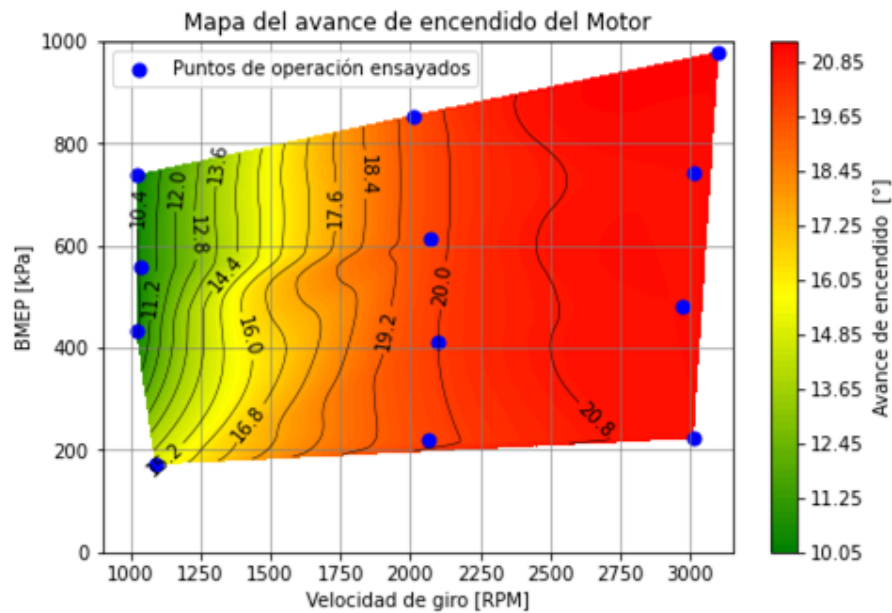


Figura 6.13: Mapeo del motor. BMEP y avance de encendido en función de la velocidad de giro. Elaboración propia.

lores con una variabilidad tan marcada en una zona crítica no es una práctica recomendable, ya que podría inducir errores significativos en las conclusiones. Esta variabilidad también se evidenció al modelar el comportamiento del motor en el programa de simulación GT-Suite, donde se observó que el modelo teórico

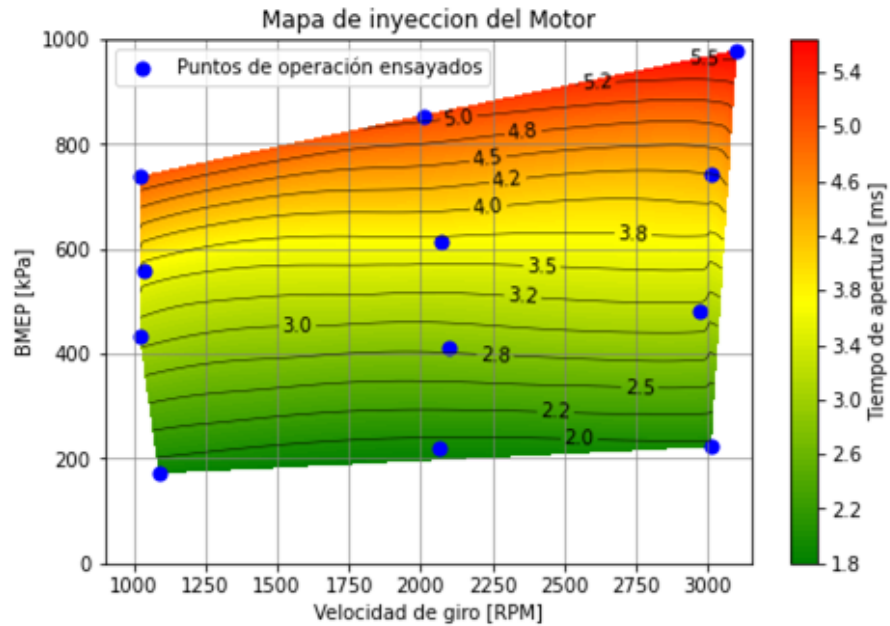


Figura 6.14: Mapeo del motor. BMEP y tiempo de apertura de los inyectores en función de la velocidad de giro. Elaboración propia.

no lograba replicar los valores de consumo para esta condición sin carga. Esto llevó a la decisión de descartar estos puntos de los análisis posteriores, ya que los datos empíricos no coincidían con las predicciones del modelo. Como resultado, se eliminaron los puntos de ensayo correspondientes a 1000 y 3000 RPM sin carga del conjunto de datos finales, con el fin de mantener la coherencia entre las mediciones experimentales y el modelo simulado. En la [Figura 6.15](#) y la [Figura 6.16](#) se puede observar la incertidumbre en las medidas para el caso de la potencia y en la [Figura 6.17](#) y la [Figura 6.18](#) se observa la incertidumbre en las medidas para el caso del BSFC. Las figuras muestran claramente la magnitud del error para los puntos de operación de 1000.0 % y 3000.0 %, los cuales superan el 10 %, lo que justifica su descarte. El mapeo de estos parámetros no solo es crucial para comprender y evaluar el comportamiento del motor, sino que también constituye un paso fundamental para la sintonización y validación del modelo numérico. A partir de los datos obtenidos durante los ensayos experimentales, se puede recrear un modelo virtual del motor que refleje con precisión las características y resultados observados en la realidad. Estos resultados permitirán la validación del modelo virtual, permitiendo comparar directamente los datos experimentales con los obtenidos mediante simulación. Una vez que el modelo del motor esté correctamente replicado en el entorno

virtual, se podrán realizar simulaciones bajo una amplia variedad de condiciones operativas, incluyendo aquellas que no fueron posibles de ensayar en el laboratorio, lo que nos permitirá explorar nuevos escenarios con mayor certeza. Esto abre la posibilidad de realizar pruebas adicionales, como el uso de hidrógeno como combustible en un entorno virtual, sin la necesidad de llevar a cabo ensayos físicos en el laboratorio. De esta forma, se optimiza no solo el tiempo y los recursos, sino que también se exploran innovaciones tecnológicas que podrían ser aplicadas al motor en futuras implementaciones.

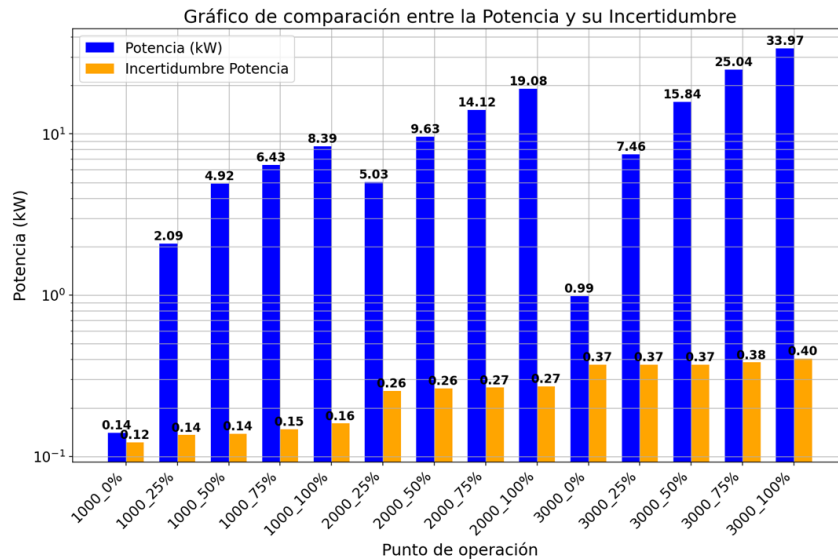


Figura 6.15: Gráfico de la potencia y su incertidumbre en función de los distintos puntos de operación. La notación para identificar cada punto es “XXXX_XX%”, donde las primeras 4 cifras indican la velocidad de giro del motor y las otras dos luego del guion bajo indican el porcentaje de carga del motor. Elaboración propia.

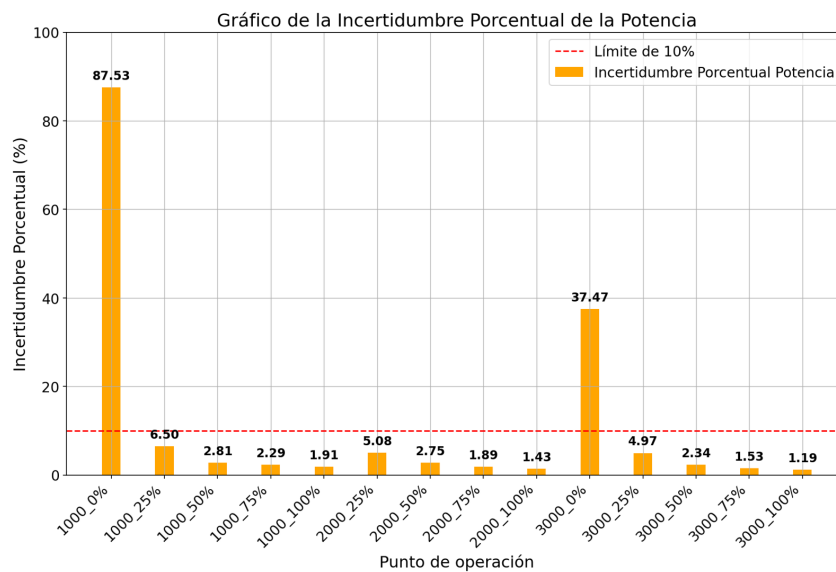


Figura 6.16: Gráfico de la incertidumbre porcentual de la potencia en función de los distintos puntos de operación. La notación para identificar cada punto es “XXXX-XX %”, donde las primeras 4 cifras indican la velocidad de giro del motor y las otras dos luego del guion bajo indican el porcentaje de carga del motor. Elaboración propia.

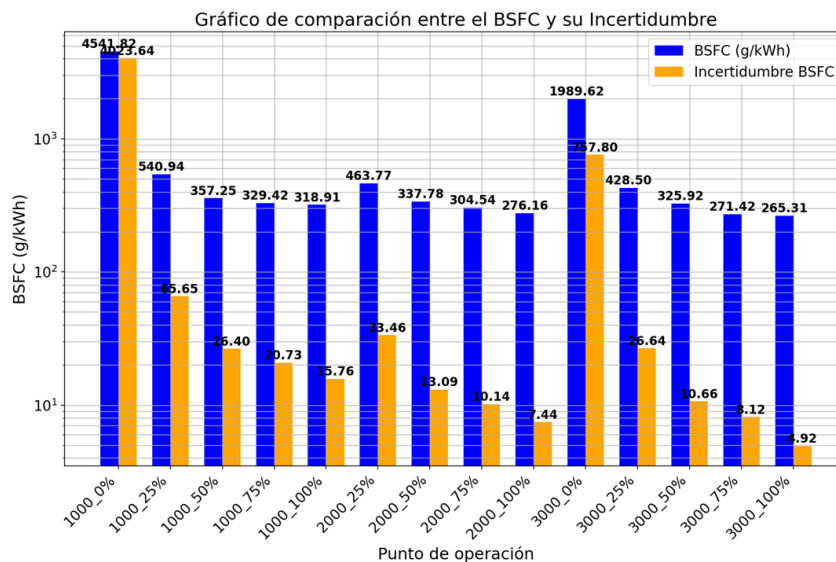


Figura 6.17: Gráfico del Consumo Específico de Combustible al Freno (BSFC) y su incertidumbre en función de los distintos puntos de operación. La notación para identificar cada punto es “XXXX.XX %”, donde las primeras 4 cifras indican la velocidad de giro del motor y las otras dos luego del guion bajo indican el porcentaje de carga del motor. Elaboración propia.

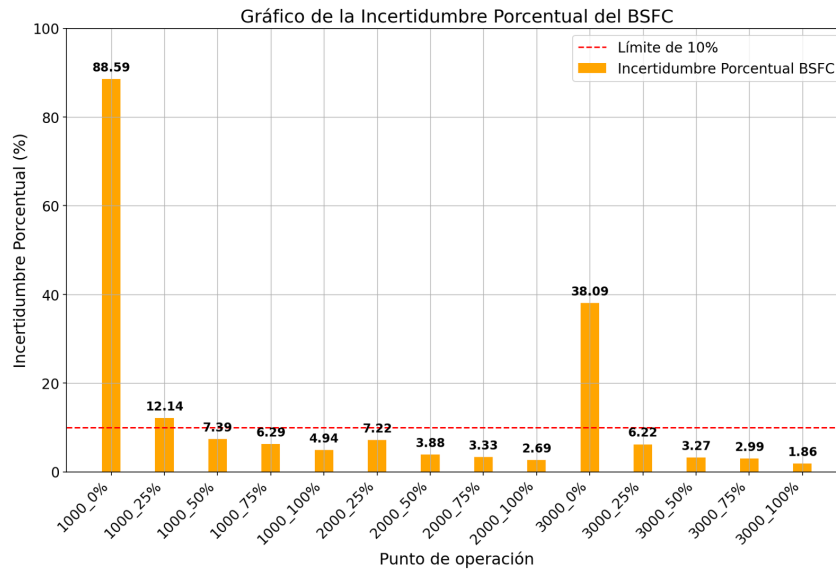


Figura 6.18: Gráfico de la incertidumbre porcentual del Consumo Específico de Combustible al Freno (BSFC) en función de los distintos puntos de operación. La notación para identificar cada punto es “XXXX_XX %”, donde las primeras 4 cifras indican la velocidad de giro del motor y las otras dos luego del guion bajo indican el porcentaje de carga del motor. Elaboración propia.

6.2. Resultados de la Simulación del modelo numérico

6.2.1. Motor a Gasolina

6.2.1.1. Evaluación de parámetros del modelo de la combustión

Como fue mencionado previamente, es fundamental ajustar adecuadamente numerosos parámetros para lograr un modelo preciso. Este proceso requiere una revisión exhaustiva de la bibliografía y resultados de ensayos experimentales, de los cuales se dispone de pocos datos. Por esta razón, surge la necesidad de realizar una búsqueda bibliográfica exhaustiva y un análisis de sensibilidad, con el fin de comprender el efecto de los diferentes parámetros en el modelo. De esta forma, lograr establecer una configuración que represente adecuadamente el modelo numérico.

Efecto de los multiplicadores del crecimiento de la llama, la velocidad de llama turbulenta y la microescala de Taylor en el modelo del motor:

En este contexto, se realizó un análisis del efecto de los multiplicadores del

crecimiento de la llama, la velocidad de llama turbulenta y la microescala de Taylor, parámetros que se utilizan para ajustar el modelo. La sintonización de estos parámetros se basa en los resultados experimentales, tales como la presión indicada dentro del cilindro y la evolución de la temperatura en la cámara de combustión, entre otros. Para este estudio, se simularon diferentes casos variando los valores de estos multiplicadores en incrementos de 2.5 %, con un rango de variación de ± 10 %. Todas las combinaciones posibles fueron evaluadas.

El primer análisis se centró en sus efectos sobre la potencia al freno del motor y el consumo específico de combustible al freno. En las figuras, [Figura 6.19](#) y [Figura 6.20](#) se presentan los resultados obtenidos, comparados con el caso base. Este caso base corresponde al modelo calibrado en un punto de operación con velocidad de giro de 2000 RPM y mariposa del acelerador completamente abierta, los parámetros del caso base se pueden observar en la [Tabla 6.1](#). Este punto fue uno de los medidos en el banco de pruebas y en el modelo se utilizó el mismo avance de encendido que en el ensayo experimental.

Tabla 6.1: Parámetros de caso base.

Parámetro	Valor	Unidad
Velocidad de giro	2000	RPM
Ángulo de mariposa	90	°
Par	93,3	Nm
Potencia	19,7	kW
Consumo	277,5	g/kWh
Avance de encendido	-20,045	°
Multiplicador del crecimiento de núcleo	1	[-]
Multiplicador de la velocidad de llama turbulenta	1	[-]
Multiplicador de la micro-escala de Taylor	1	[-]
Temperatura de la tapa	550	K
Temperatura del pistón	550	K
Temperatura del cilindro	400	K

En la [Figura 6.19](#), se observa que al disminuir la velocidad turbulenta, la potencia aumenta de manera significativa, aunque no excesiva. En contraste, al aumentar la microescala de Taylor, que disminuye la velocidad de la llama laminar y turbulenta, también se registra un incremento en la potencia. Reducir el crecimiento del núcleo también provoca un aumento de la potencia, lo cual es coherente con la reducción en la velocidad de propagación de la llama dentro del cilindro.

Posteriormente se analizó el efecto de estos parámetros en el consumo específico de combustible, representado en la [Figura 6.20](#). Como era previsible, dado que estos ajustes no afectan las pérdidas de calor ni el ingreso de aire y combustible al motor, se logra una mejor distribución de presiones durante el ciclo. Por lo tanto, aumenta el trabajo, lo que resulta en un menor consumo de combustible. Esto se debe a que se consigue convertir de manera más eficiente

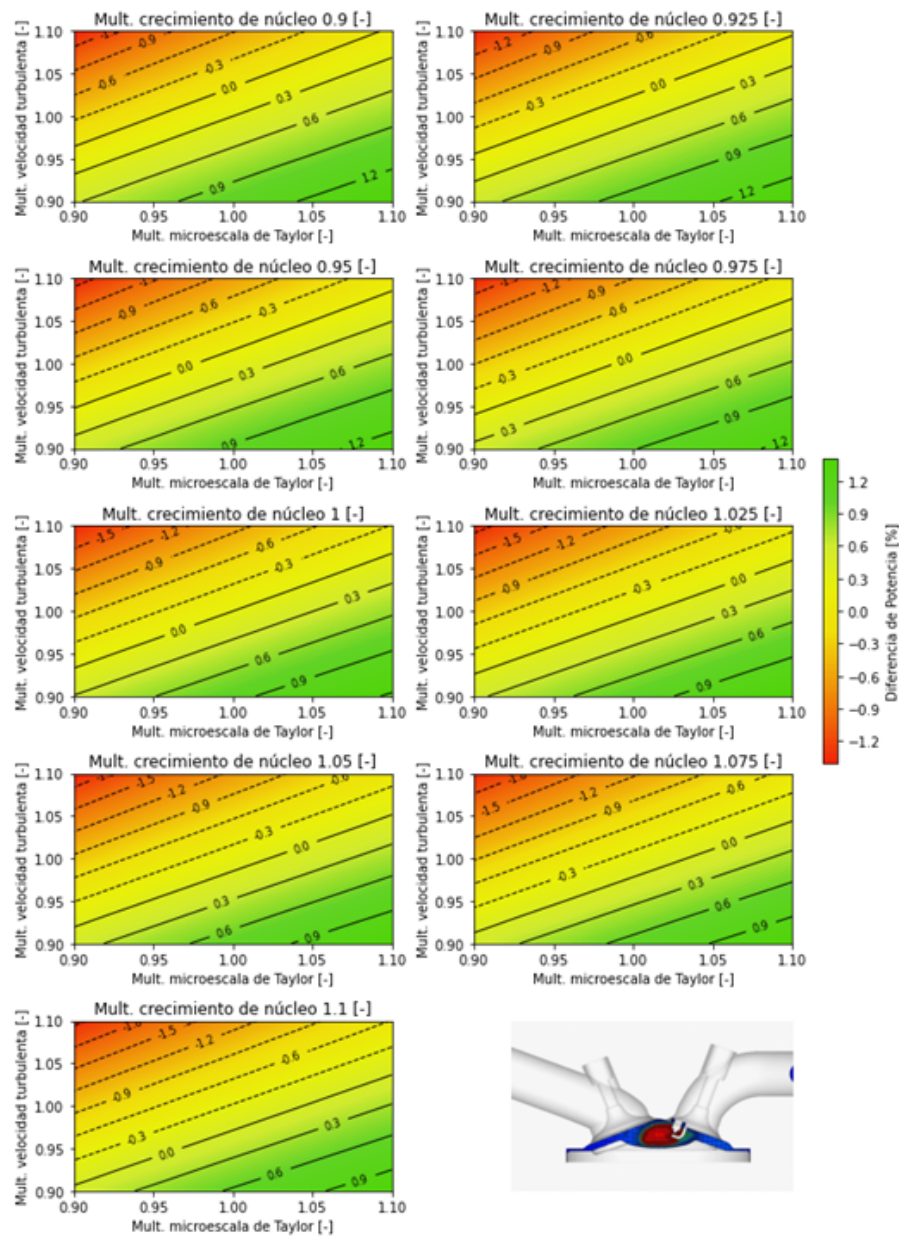


Figura 6.19: Efecto de crecimiento del núcleo de la llama, la velocidad de llama turbulenta y la microescala de Taylor sobre la potencia del motor, mapa con respecto a punto base. Elaboración propia, imagen con Fuente: LearnCAx, [s.f.](#)

la energía de la combustión en trabajo útil del motor. Esto se puede entender claramente al analizar la [Ecuación 4.3](#).

Para analizar con mayor precisión el efecto de los parámetros sobre la combustión y las velocidades de llama, se presentan los resultados de la [Figura 6.21](#). En esta figura, se observa claramente cómo, al aumentar tanto los multiplica-

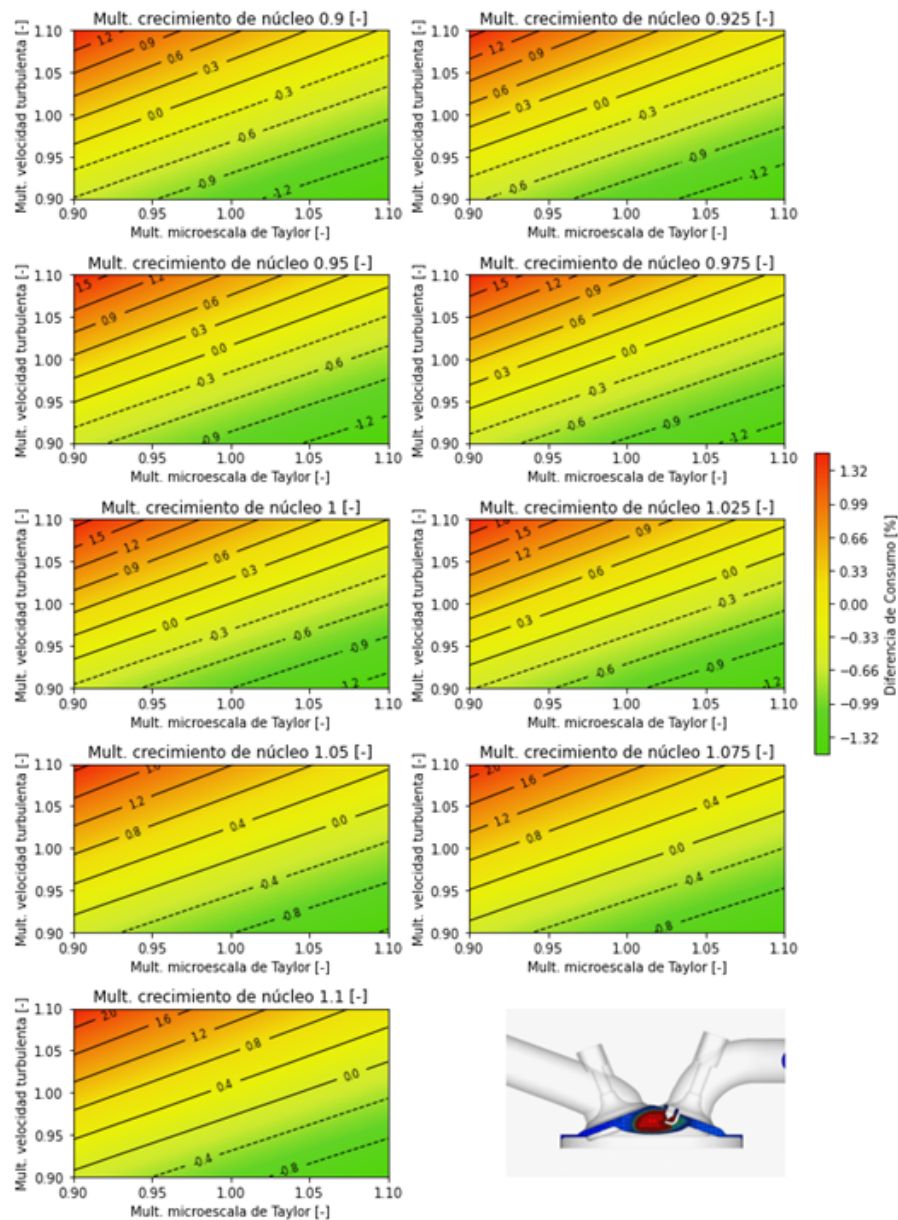


Figura 6.20: Efecto de crecimiento del núcleo de la llama, la velocidad de llama turbulenta y la microescala de Taylor sobre el consumo de combustible del motor, mapa con respecto a punto base. Elaboración propia, imagen con Fuente: LearnCAx, s.f.

dores de la velocidad de llama turbulenta como el crecimiento del núcleo, la duración de la combustión disminuye. Esto está directamente relacionado con la velocidad total de la llama ($S_T + S_L$) que se desarrolla dentro del cilindro. Sin embargo, como era esperable, el mayor impacto lo tiene el multiplicador de la velocidad de llama turbulenta.

Tal como se había anticipado, el aumento en el multiplicador de la microescala de Taylor disminuye la velocidad con la que se queman los gases dentro del frente de llama, en consecuencia disminuye la velocidad de llama laminar. Este efecto se manifiesta principalmente en las primeras etapas de la combustión, donde la velocidad de llama laminar juega un papel más relevante. Este multiplicador tiene el efecto principal de retrasar todo el proceso de combustión.

Si bien la duración de la combustión es un factor crucial, su impacto depende significativamente del punto de operación y de las prestaciones deseadas, ya sea una combustión de corta o larga duración, dado que esta influye en la evolución de presiones dentro del cilindro del motor. Esta evolución de presiones puede ser incluso mas importante que la presión máxima que se alcanza dentro de la cámara de combustión, ya que puede causar grandes fallos mecánicos. Por lo tanto, el momento en que se inicia la combustión, determinado por el avance de encendido, es fundamental. Esto se puede visualizar en la [Figura 6.21](#), donde se observa cómo se modifica el punto en el cual se alcanza el 50 % de los gases quemados, con respecto a la masa total dentro del cilindro (MBF50 %). Cada escenario presenta una distribución distinta de presiones, lo que afecta el rendimiento del motor. Para identificar la condición óptima de operación, es necesario realizar un análisis exhaustivo del avance de encendido para cada punto, de modo de encontrar el ajuste que maximice el desempeño del motor.

Efecto de las temperaturas de la tapa de cilindros, la pared de cilindros y el pistón durante la combustión:

Las temperaturas de las distintas partes de la cámara de combustión son fundamentales para el proceso de combustión. Temperaturas excesivamente altas pueden provocar autodetonaciones, mientras que temperaturas demasiado bajas generan problema de combustión incompleta, afectando negativamente la potencia y el rendimiento del motor. Por esta razón, se realizó un análisis de sensibilidad a estos parámetros para evaluar su efecto en el modelo y facilitar la calibración.

En la [Figura 6.22](#) y la [Figura 6.24](#), se presenta el impacto de estas variables

sobre la potencia del motor y su consumo, comparados con un caso base. En la [Figura 6.22](#), se observa que la disminución de las tres temperaturas conduce a un aumento de la potencia al freno. Esto se debe a que una reducción en las temperaturas reduce el calentamiento del aire durante la admisión, lo que mejora la eficiencia volumétrica del motor, aumentando así el flujo de aire

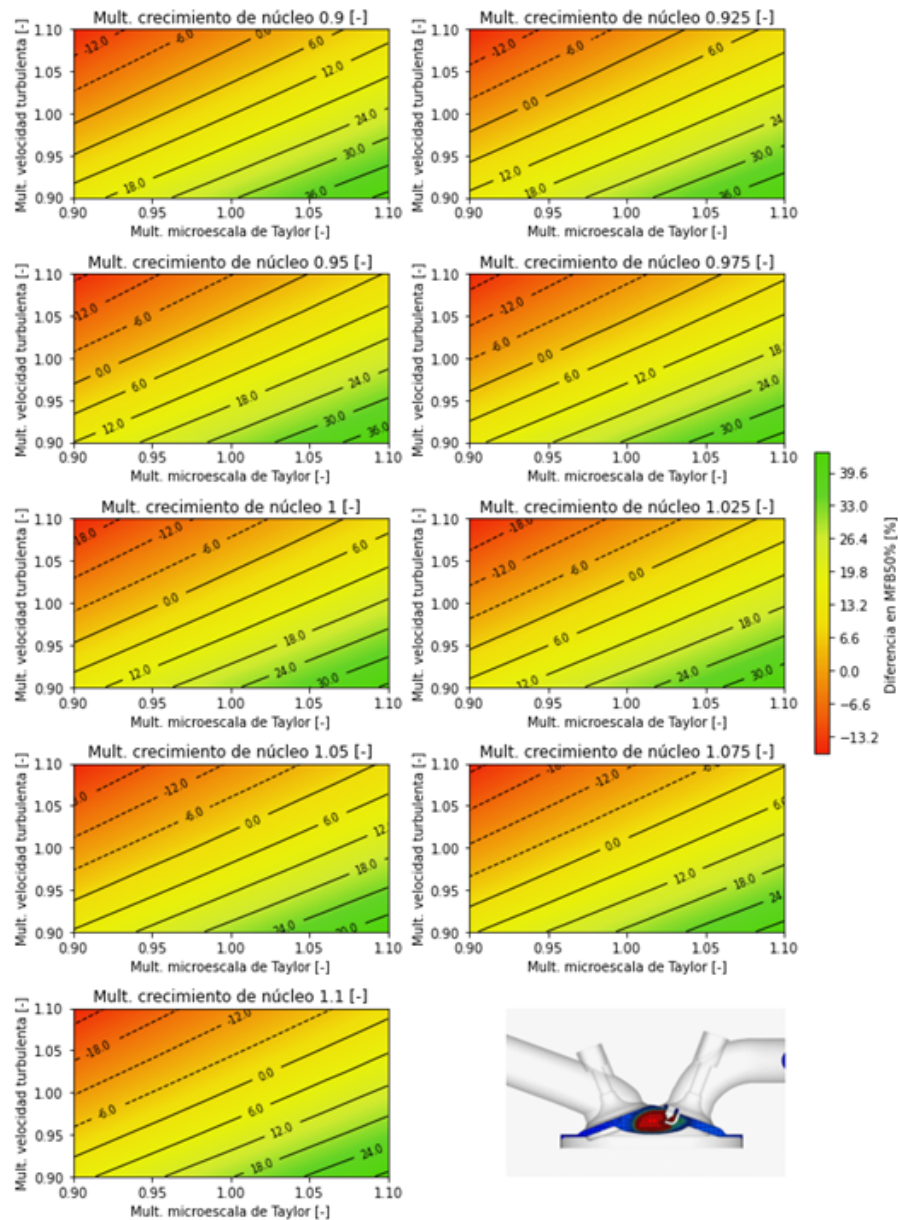


Figura 6.21: Efecto del crecimiento del núcleo de la llama, la velocidad de llama turbulenta y la microescala de Taylor sobre el ángulo en el que se alcanza el 50 % de la mezcla de gases quemada, en comparación con el caso base. Elaboración Propia, imagen con Fuente: LearnCAx, [s.f.](#)

hacia el cilindro. La [Ecuación 6.1](#) ilustra la relación directa entre la potencia y la masa de aire, Heywood, 2018. En la [Figura 6.23](#), se puede observar este incremento en el flujo de aire dentro de la cámara de combustión, el cual claramente se encuentra relacionado con las temperaturas dentro de la cámara de combustión.

$$P_b = \frac{\text{BTE} \cdot m_a \cdot N \cdot Q_{HV} \cdot \left(\frac{F}{A}\right)}{n_R} \quad (6.1)$$

Donde BTE es la eficiencia térmica del motor (Brake Thermal Efficiency), m_a es la masa de aire que ingresa al cilindro, N es la velocidad de giro del motor, Q_{HV} es el poder calorífico del combustible, $\frac{F}{A}$ es la relación másica combustible - aire y n_R es el número de revoluciones del cigüeñal por cada ciclo de potencia por cilindro (dos para ciclos de cuatro tiempos; una para ciclos de dos tiempos).

Por otro lado, los resultados presentados en la [Figura 6.24](#) pueden parecer contraintuitivos, ya que los puntos de menor consumo, es decir, aquellos con mejor eficiencia, no coinciden con los de máxima potencia, lo cual podría parecer contradictorio tras lo observado en la [Ecuación 4.3](#). Sin embargo, si se analiza desde una perspectiva termodinámica, se puede entender que cuanto mayores son las temperaturas en la cámara de combustión, menores son las pérdidas de energía por transferencia de calor.

Al analizar el flujo de calor en los diferentes puntos operativos ([Figura 6.25](#)), se observa que cuando las temperaturas de las tres superficies (tapa de cilindros, pistón y paredes del cilindro) son máximas, la transferencia de calor es mínima. Sin embargo, también se destaca que el efecto de la temperatura de las paredes del cilindro sobre la transferencia de calor es mucho menor en comparación con las otras dos superficies. Esto se debe a que la mayor parte de la transferencia de calor ocurre durante la combustión y el inicio de la fase de expansión, cuando las temperaturas en la cámara son más altas, y en estas fases la superficie de transferencia proporcionada por las paredes del cilindro no es tan significativa. Por el contrario, la tapa de cilindros y piston tiene una mayor área de transferencia durante estas etapas críticas. Algo importante de la [Figura 6.25](#) es que los flujos no son con respecto al caso base, sino que con respecto a toda la energía que ingresa a la cámara de combustión.

En contraste, durante la admisión, el área de transferencia térmica en las paredes del cilindro es mucho mayor, lo que afecta significativamente la efi-

ciencia volumétrica. Esto explica por qué en la [Figura 6.23](#), la temperatura de las paredes del cilindro tiene un impacto considerable sobre el flujo másico de aire, en comparación con su menor influencia sobre la transferencia de calor mostrada en la [Figura 6.25](#).

Por lo tanto, en los puntos donde la temperatura de las paredes del cilindro son bajas, pero las temperaturas de la tapa de cilindros y el pistón son altas, se encuentra un punto óptimo en el que la relación entre la potencia generada y

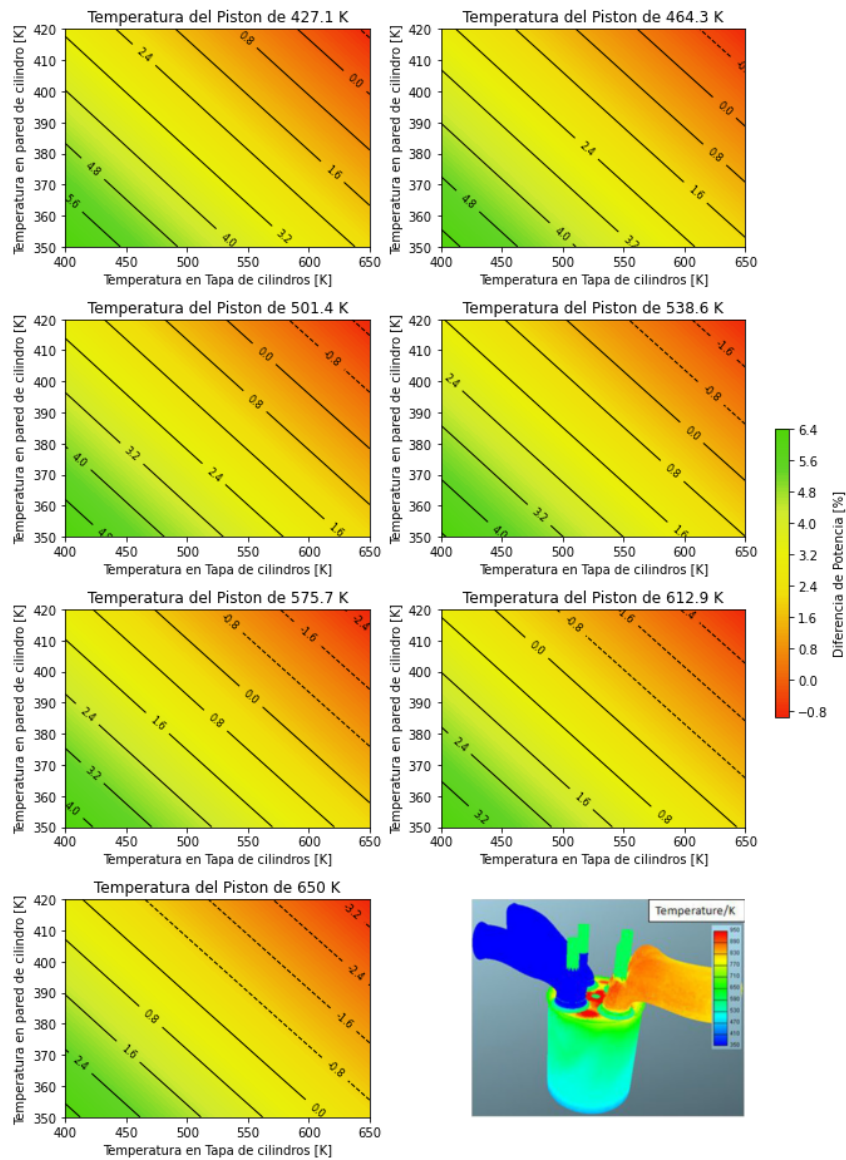


Figura 6.22: Efecto de las temperaturas de las paredes del cilindro, pistón y tapa de cilindros sobre la potencia del motor, en comparación con el caso base. Elaboración Propia, imagen con Fuente: Luo et al. [2020](#).

la reducción de las pérdidas de calor permite disminuir el consumo del motor, tal como se ilustra en la [Figura 6.24](#).

Este análisis pone de manifiesto la importancia de controlar las temperaturas en los componentes de la cámara de combustión para optimizar el rendimiento del motor y evitar efectos adversos tanto en el proceso de combustión como en la durabilidad mecánica.

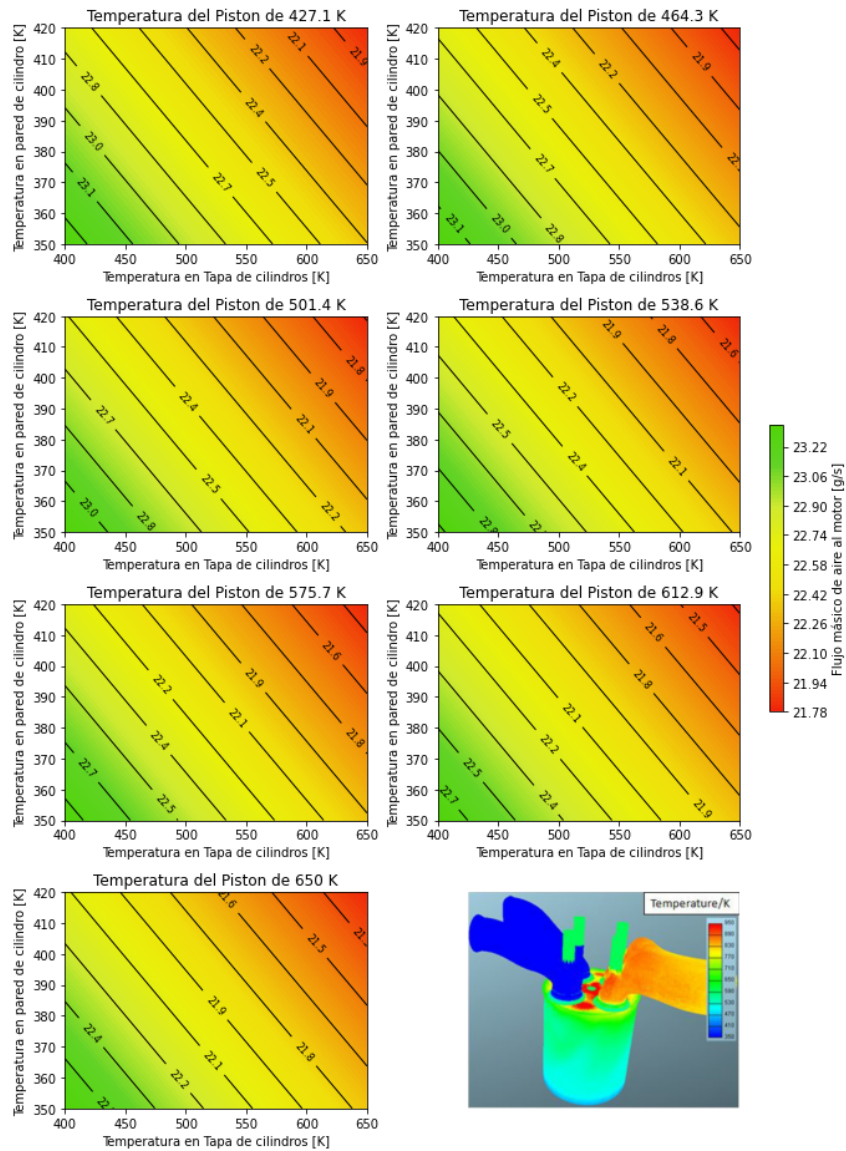


Figura 6.23: Efecto de las temperaturas de las paredes del cilindro, pistón y tapa de cilindros sobre el flujo de aire que ingresa al motor. Elaboración Propia, imagen con Fuente: Luo et al. [2020](#).

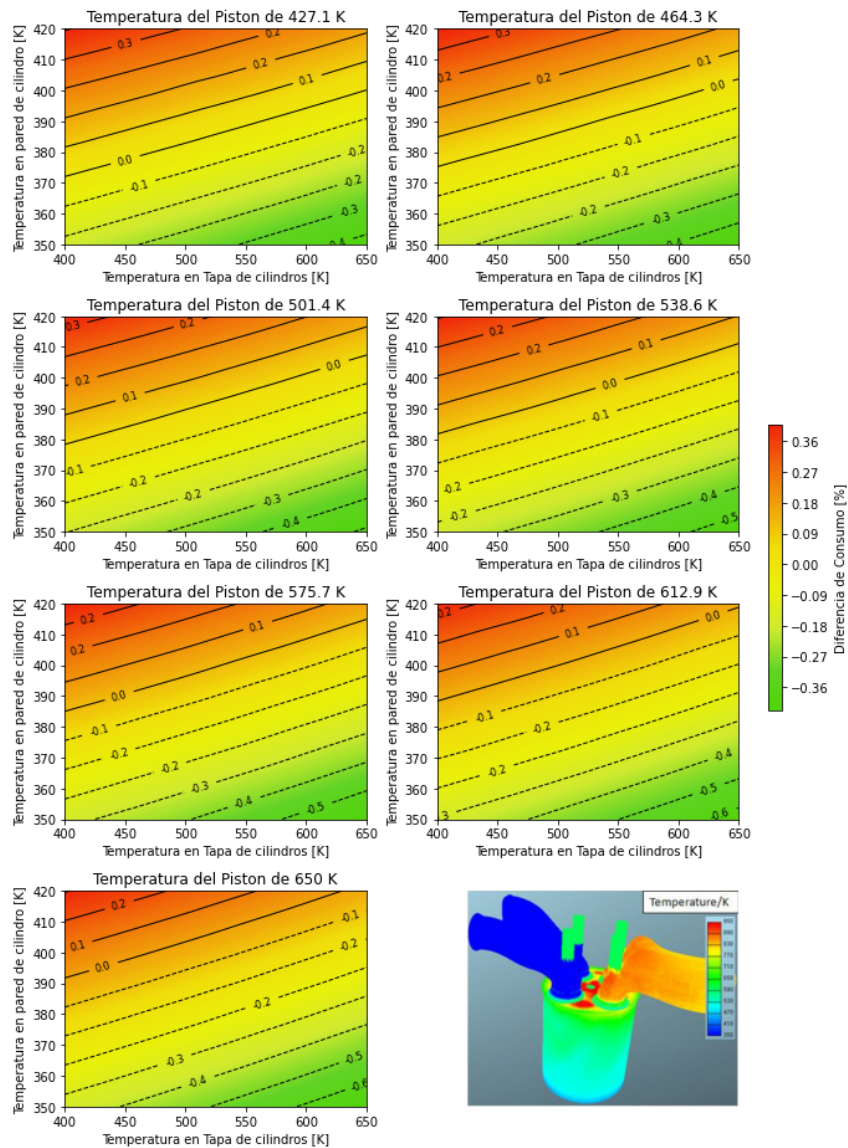


Figura 6.24: Efecto de las temperaturas de las paredes del cilindro, pistón y tapa de cilindros sobre el consumo del motor, estos mapas son con respecto a un punto base. Elaboración Propia, imagen con Fuente: Luo et al. 2020.

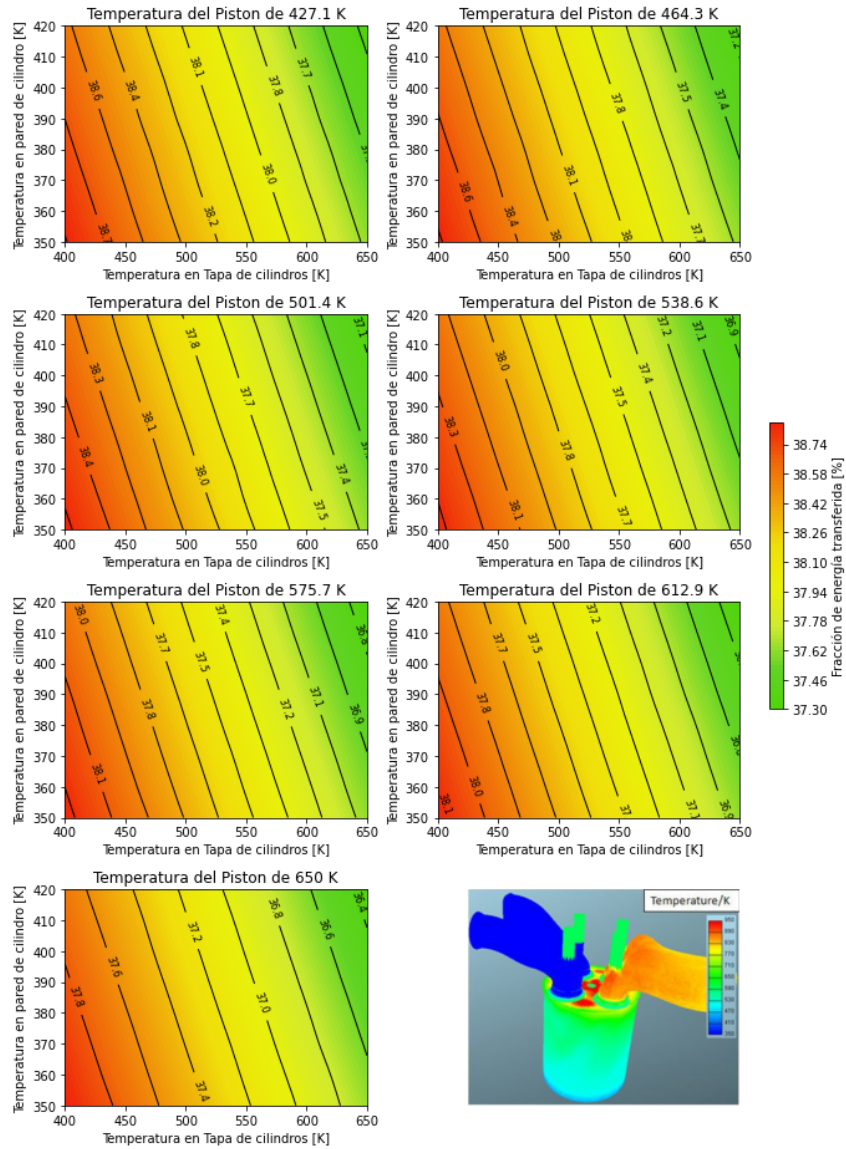


Figura 6.25: Efecto de las temperaturas de las paredes del cilindro, pistón y tapa de cilindros sobre la fracción de energía transferida desde la cámara de combustión hacia el sistema de refrigeración, en relación con la energía total del combustible introducido en la cámara de combustión. Elaboración Propia, imagen con Fuente: Luo et al. [2020](#).

6.2.1.2. Calibración y Validación con resultados de ensayos

Una vez construido el modelo del motor, fue necesario ajustar diversos parámetros, tal como se discutió en secciones anteriores. Considerando estos factores y tras un análisis exhaustivo del problema, el modelo fue calibrado hasta alcanzar diferencias menores al 5 % con los datos obtenidos en el banco de ensayos para los distintos puntos de operación. Los resultados experimentales que se utilizan para comparar el modelo numérico con los resultados de los ensayos son la potencia en punta de eje y el consumo de combustible. Los resultados experimentales obtenidos de la relación aire-combustible y el avance de encendido se impusieron en el modelo con el objetivo de replicar el punto de operación. Los resultados completos del ensayo experimental y la simulación en el modelo numérico para la calibración del mismo se pueden visualizar en el Anexo A.1.4 y Anexo A.1.6. En la Figura 6.26, se muestra la diferencia entre el modelo numérico y los resultados experimentales en los diferentes puntos, donde todas las diferencias son inferiores al 5 %.

Estos resultados son altamente significativos, ya que la calibración del modelo es fundamental para garantizar su fiabilidad y precisión en la simulación de las condiciones reales del motor.

Una vez obtenidos estos resultados, se busco validar el modelo con dos

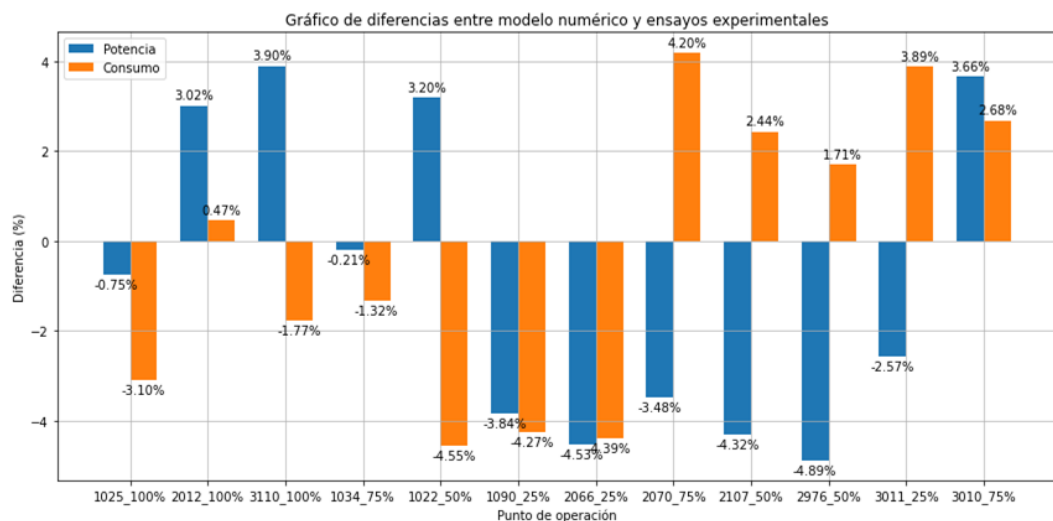


Figura 6.26: Imagen donde se ilustra la diferencia entre los puntos medidos y los puntos simulado en el modelo. La notación para identificar cada punto es “XXXX-XX %”, donde las primeras 4 cifras indican la velocidad de giro del motor y las otras dos luego del guion bajo indican el porcentaje de carga del motor. Elaboración propia.

nuevos ensayos en puntos diferentes de operación. Validar la fiabilidad del modelo no solo proporciona confianza en la capacidad predictiva del mismo, sino que también permite avanzar hacia etapas posteriores, como la realización de un mapeo completo del motor de gasolina y su futura conversión para operar con hidrógeno. Este proceso es esencial para el diseño final de un kit de conversión. Como se muestra en la [Tabla 6.2](#), la diferencia porcentual entre las mediciones obtenidas en los dos ensayos experimentales y los correspondientes puntos de operación en el modelo numérico, se encuentra dentro del margen establecido del 5 %, exceptuando por la potencia del punto de 1470 RPM a carga completa. Si bien esta diferencia se encuentra fuera del límite, se decidió considerar este punto como válido. Teniendo en cuenta la incertidumbre de la potencia obtenida para dicho punto, determinada en 1.59 %, este punto podría encontrarse dentro del margen aceptable.

Tabla 6.2: Comparación entre los resultados de los ensayos experimentales y la simulación en el modelo numérico para la validación del mismo.

Variable\Punto de Operación	RPM = 1470_100 %	RPM = 2380_75 %
Diferencia en Potencia (%)	6,22	0,79
Diferencia en Consumo (%)	-0,75	-0,24

Un aspecto interesante a destacar es que, para la calibración, se utilizó el mismo mapa de avance de encendido que en el motor sobre el cual se realizaron los primeros ensayos de mapeo y calibración. Sin embargo, dichos ensayos indicaron que este avance de encendido no es el óptimo para el motor. Aunque esta diferencia podría atribuirse a las discrepancias inherentes entre el modelo numérico y el motor real, se considera que en realidad pone de manifiesto las limitaciones del banco de pruebas utilizado.

6.2.1.3. Mapeo del motor en el modelo numérico

Como fue mencionado en la sección de [Comportamiento del motor al modificar el avance de encendido](#), se considero la posibilidad de existencia de un error en dicha puesta a punto. Por lo tanto, una vez validado el modelo, se procedió a realizar un barrido de los diferentes puntos de operación ensayados y de otros más, para verificar este avance. En total fueron evaluados 55 puntos, donde para cada uno de ellos se realizó un barrido del avance de encendido para hallar el óptimo. En la [Figura 6.27](#) se puede observar la distribución de los 55 puntos seleccionados.

A partir de estos resultados, se decidió optimizar el avance en función de los puntos que obtuvieran la máxima potencia entregada a punta de eje, manteniendo la posición del acelerador, velocidad de giro y λ . De esta forma se obtuvo un mapa de avance de encendido que optimizara el motor, volviéndolo mas eficiente y potente. Observando las grandes diferencias con el avance de encendido para algunos puntos y una clara relación entre la velocidad de giro y el MAP, se optó por realizar un mapeo utilizando esas dos variables. Mediante un barrido con el fin de determinar el avance óptimo para cada punto de operación. El nuevo avance de encendido optimo propuesto, que no solo corrige en función de la velocidad de giro sino también por MAP, se detalla en el Anexo A.1.7. Con el modelo numérico, se estudiaron las causas de la diferencia en el avance de encendido con el MAP. Al analizar el modelo, se determinó que al cerrar la mariposa de aceleración, aumentaba la presencia de gases quemados en la cámara de combustión, provenientes del ciclo anterior. Esto incrementa los gases inertes en la cámara de combustión, diluyendo la mezcla. Como resultado, se reduce la velocidad de la llama, tanto la turbulenta como especialmente la laminar. Esto prolonga la duración de la combustión, lo que hace necesario aumentar el avance de encendido para lograr el trabajo óptimo dentro del cilindro.

En la Figura 6.28 se ilustran las curvas de avance del encendido, que comparan el avance óptimo a máxima carga empleado en el modelo numérico con

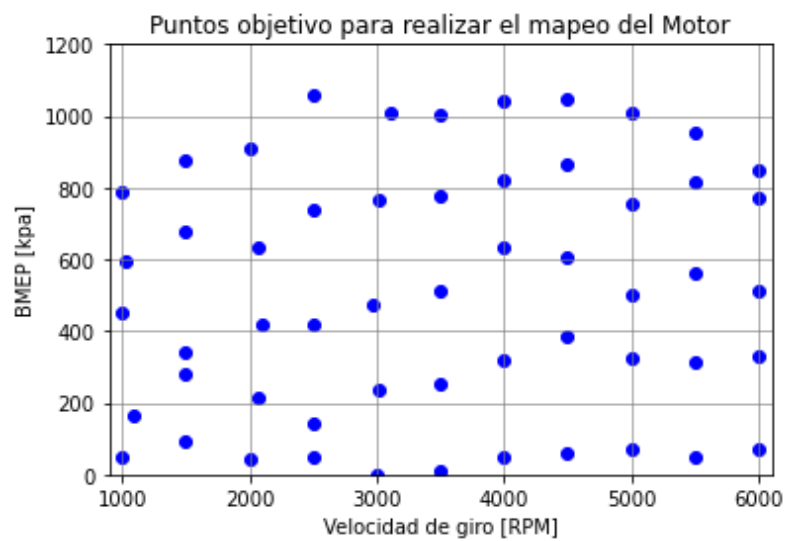


Figura 6.27: Puntos de operación evaluados en el modelo numérico del motor con combustión de gasolina. Elaboración propia.

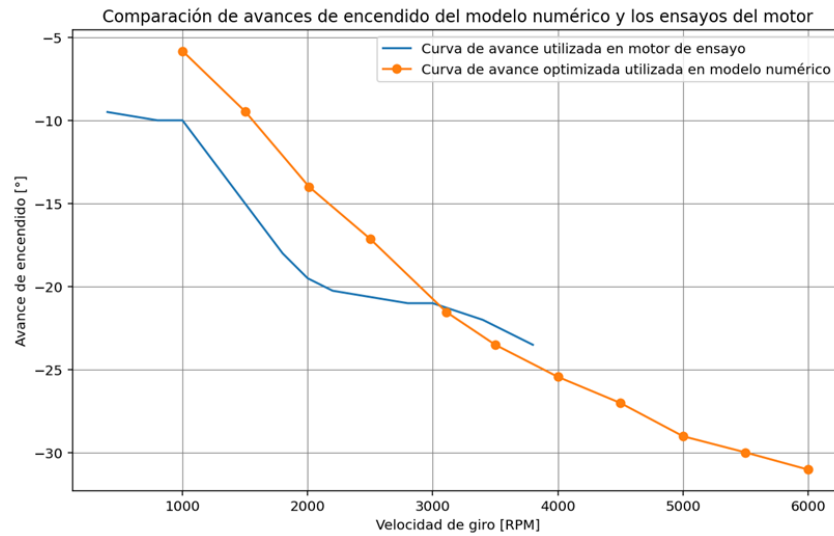


Figura 6.28: Comparación de los avances de encendido del modelo numérico en el programa de simulación a máxima carga y los ensayos del motor. Elaboración propia.

el avance implementado en el motor durante los ensayos. Se observa que la curva optimizada del modelo numérico exhibe una variación más suave en su forma, lo que sugiere un avance continuo y progresivo, lo cual se considera razonable para el motor. En contraste, la curva de avance utilizada en los ensayos presenta un comportamiento más escalonado, caracterizado por saltos o cambios abruptos en los valores de avance.

En la [Figura 6.29](#) se presenta una comparación entre las curvas de potencia del fabricante, la curva del motor ensayado y la curva correspondiente al modelo numérico con avance de encendido óptimo a máxima carga. Se observa que estas curvas son casi indistinguibles entre sí, lo que indica un alto grado de concordancia entre el rendimiento esperado del fabricante y los resultados obtenidos de la simulación. En esta se observa que la curva de potencia del motor ensayado es ligeramente inferior a las demás. Esta diferencia con el modelo se debe a los diferentes avances de encendido utilizados. Es muy posible que estas curvas de potencia reportadas por el fabricante sean en puntos de máxima potencia continua, sin embargo, la curva del modelo es de máxima potencia instantánea. Esto explicaría porque se logra una potencia similar, pero sin embargo, el consumo es mayor. Esto puede deberse a que el motor no ha sido sometido a un proceso de ablandamiento, lo que puede haber influido en su capacidad para alcanzar su potencia máxima. La ausencia de este proceso

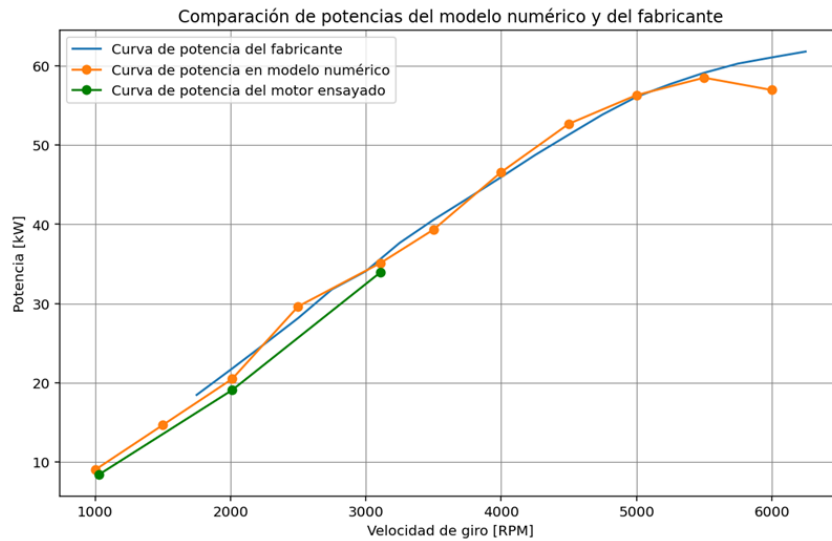


Figura 6.29: Comparación de potencias a máxima carga del modelo numérico en el programa de simulación con SA óptimo y del fabricante. Elaboración propia.

de ablandamiento puede resultar en un rendimiento no óptimo, lo que justifica la discrepancia observada en la curva de potencia.

En la [Figura 6.30](#) se ilustra la comparación entre las curvas del consumo específico de combustible al freno proporcionadas por el fabricante, del motor ensayado y la obtenida en el modelo numérico con avance de encendido óptimo a plena carga. En la [Figura 6.31](#) se presenta el mapa de BSFC en el modelo numérico con combustión de gasolina. A diferencia de las curvas de potencia, las curvas de BSFC presentan variaciones significativas entre sí. En primer lugar, el fabricante reporta un BSFC considerablemente inferior al alcanzado en los ensayos del motor y en el modelo numérico. Esta discrepancia es razonable, dado que, como se mencionó anteriormente, el motor no ha sido sometido a un proceso de ablandamiento, lo que puede resultar en un consumo de combustible mayor al reportado. Además, dado que el modelo numérico se calibra en función de los datos recopilados del motor durante los ensayos, es apropiado que la curva del modelo presente un BSFC superior al del fabricante. Esto refleja las condiciones reales de operación del motor durante las pruebas, resaltando la importancia de considerar el estado del motor al interpretar los resultados de consumo.

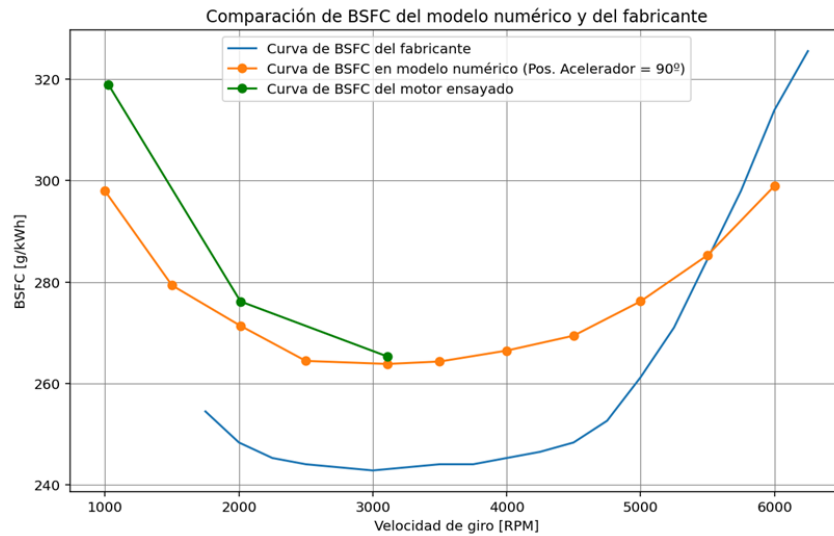


Figura 6.30: Comparación de BSFC a máxima carga del modelo numérico en el programa de simulación con SA optimo y del fabricante. Elaboración propia.

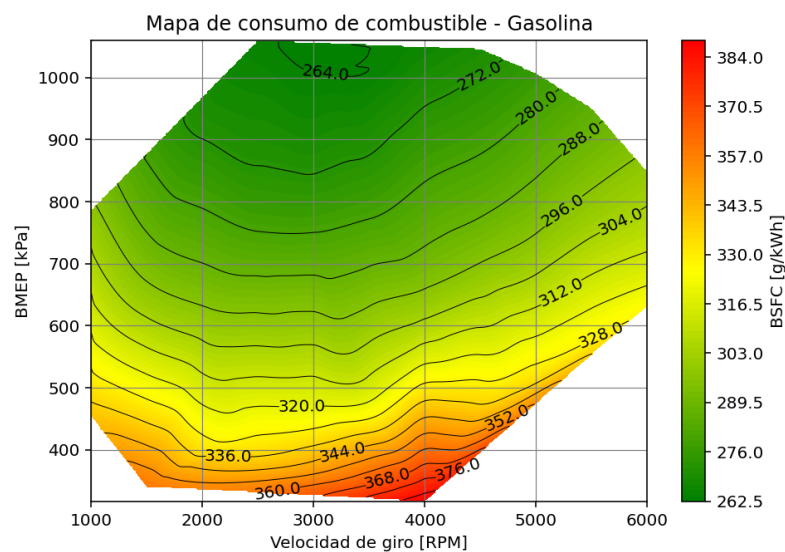


Figura 6.31: Mapa de consumo específico de combustible del modelo numérico con combustión de gasolina. Elaboración propia.

En la [Figura 6.32](#) se presenta una comparación entre el mapa del motor ensayado y el mapa del modelo numérico. Se observa que el mapa del modelo numérico alcanza mayores BMEP y tiene una mejor distribución de eficiencias, lo que indica una mayor eficiencia del motor con el avance de encendido óptimo. Cabe destacar que a una velocidad de giro de 3000 RPM y máxima carga, ambos mapas exhiben la misma eficiencia. Esto es razonable, dado a que, como se indica en la [Figura 6.28](#), a 3000 RPM el avance de encendido del

motor ensayado y el avance de encendido optimizado a máxima carga en el modelo numérico son prácticamente iguales, lo que justifica la coincidencia en la eficiencia y el BMEP similar. Si bien estos mapas están limitados en cuanto al rango de velocidades en los que fueron generados, se observan claras diferencias, especialmente en los puntos que no corresponden a máxima carga. En estos puntos, se aprecian eficiencias más bajas en el ensayo, lo cual es razonable debido a la falta de ajuste en el avance de encendido por MAP. Una de las grandes ventajas de la simulación es que permite evaluar una mayor cantidad de puntos de operación en mucho menos tiempo y con un menor consumo de combustible, recursos y costos en general, proporcionando una amplia variedad de resultados.

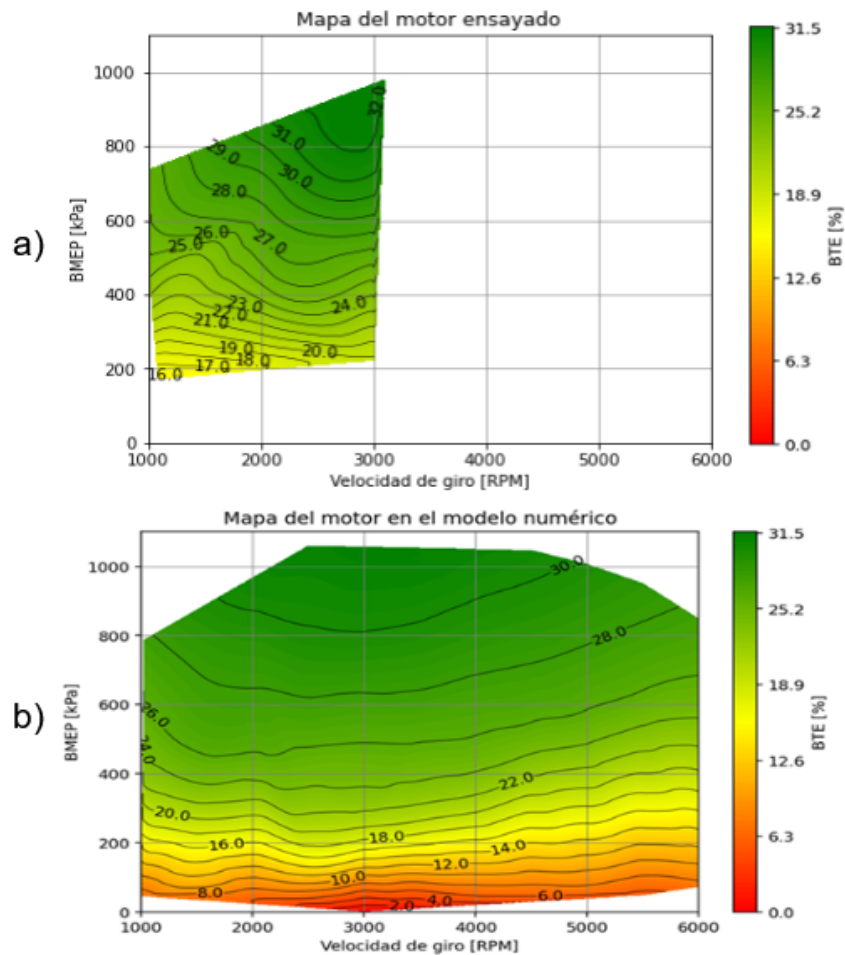


Figura 6.32: a) Mapa de eficiencia térmica al freno del motor ensayado b) Mapa de eficiencia térmica al freno del motor en el modelo numérico para el SA optimo. Elaboración propia.

6.2.2. Motor a Hidrógeno

Una vez realizada la validación y el mapeo del modelo numérico del motor de combustión a gasolina, se procede a desarrollar el modelo para hidrógeno. Para esto, se implementaron los ajustes necesarios siguiendo las consideraciones desarrolladas en esta sección. Uno de los principales desafíos radica en la estrategia de control para modelar el funcionamiento del motor. Como se mencionó anteriormente, los motores de hidrógeno se regulan mediante el control de la mezcla aire-combustible, buscando trabajar con valores de λ elevados para maximizar la eficiencia.

Por ello, es fundamental determinar los límites de λ , tanto máximos como mínimos, entre de los cuales el motor puede operar de manera estable. Para puntos de operación en los que se requiera una carga menor a la que el motor podría entregar con el λ máximo, se ajusta la posición de la mariposa del acelerador, restringiendo el ingreso de aire para alcanzar la mezcla mínima pero con la carga deseada.

En los puntos de mayor carga, la mariposa se mantiene completamente abierta, ajustando de esta forma con una reducción de λ . De esta forma se logra minimizar las pérdidas por bombeo, ya que disminuye la pérdida de carga en el flujo de aire a través de la mariposa de aceleración. Por ende el motor requiere consumir menos energía para lograr introducir la masa de aire dentro de la cámara de combustión.

6.2.2.1. Determinación de Lambda máximo

La determinación de la mínima cantidad de hidrógeno en la mezcla de combustible que puede ingresar al motor se llevó a cabo mediante simulaciones. El objetivo fue garantizar la combustión de al menos el 99 % de la mezcla, para tener una aceptable eficiencia de combustión. Al mismo tiempo se buscó garantizar que el avance de encendido requerido no superara los 50° antes del punto muerto superior durante la etapa de compresión, para reducir las posibilidades de misfire o detonación. Para puntos donde se requiera reducir aún más la potencia generada por el motor, se ajusta la apertura de la mariposa del acelerador con el fin de limitar el ingreso de aire y evitar superar el valor máximo de λ . La determinación del valor máximo de λ se llevó a cabo con el acelerador completamente abierto, ajustando el valor de λ en intervalos de 0.025, comenzando desde 3 hasta alcanzar el punto que cumpla

con el objetivo establecido. Este barrido se realizó en intervalos de 500 RPM, abarcando un rango de entre 1000 y 6000 RPM. El valor de lambda máximo admisible está directamente relacionado con la velocidad de combustión del hidrógeno, lo que implica que dicho valor varía en función de la velocidad de rotación del motor. En la [Figura 6.33](#), se muestra la evolución de este límite en función de las revoluciones del motor.

Este enfoque es crucial para lograr una combustión eficiente y evitar fenómenos indeseados como el misfire o pérdidas por combustión incompleta. El término “misfire” hace referencia a la falla de encendido, es decir, cuando no ocurre la combustión dentro del cilindro en uno o varios ciclos del motor. Esta situación puede deberse a factores como una mezcla aire-combustible incorrecta o problemas en el sistema de encendido. La adaptación del modelo a diferentes velocidades de giro asegura un control óptimo sobre el rendimiento y las emisiones del motor.

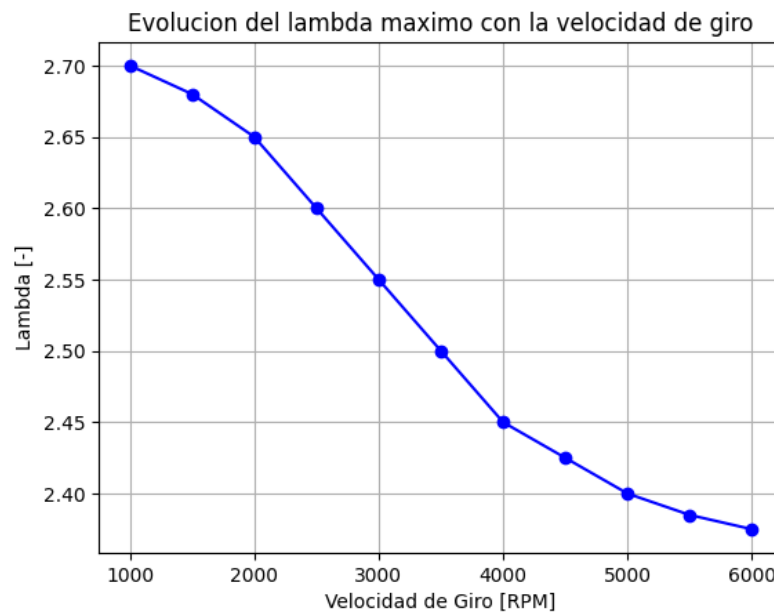


Figura 6.33: Evolución de la mezcla aire-combustible admisible para combustión en la cámara, cumpliendo con las restricciones establecidas y manteniendo la mariposa de aceleración completamente abierta. Elaboración propia.

6.2.2.2. Determinación de Lambda mínimo

Con valores de lambda cercanos a 1, la velocidad de llama del hidrógeno es muy alta en comparación con la gasolina, lo que provoca un aumento acelerado de las presiones dentro de la cámara de combustión. Este fenómeno de lambdas cercanos al estequiométricos, está directamente relacionado con las emisiones de NOx, Wittek et al. 2024, ya que a medida que el valor de lambda disminuye, se alcanzan temperaturas más elevadas en la cámara. Un entorno con alta presencia de nitrógeno, oxígeno y temperaturas elevadas es propenso a la formación de óxidos de nitrógeno. Además, estas condiciones generan altas presiones dentro del cilindro, lo que puede ocasionar fallos mecánicos graves, como la rotura de bielas y pistones. Por lo tanto, es crucial controlar estas presiones para garantizar la durabilidad del motor.

Como criterio de diseño para la determinación del lambda mínimo, se decidió utilizar una presión máxima de 63 bar dentro del cilindro, presión máxima alcanzada a plena carga en el modelo del motor de gasolina, con el objetivo de mitigar riesgos mecánicos. También se estableció un límite para el valor mínimo de lambda debido a la evolución de las presiones dentro del cilindro, ya que, aunque no se alcancen presiones extremadamente altas, un incremento rápido de la presión puede causar daños significativos. Esta variable se denominó “BarCAD”, la cual se define como la derivada de la presión dentro del cilindro en el ángulo del cigüeñal. En referencia a la unidad de la presión medida y su relación con el Crankshaft Angle Degree (CAD), término en inglés que indica el ángulo del cigüeñal.

Para este análisis, se realizó un barrido de la mezcla aire-combustible, abarcando desde el valor máximo previamente establecido de lambda hasta un valor mínimo de uno. No se redujo por debajo de uno debido a que dicho valor implica una elevada velocidad de propagación de la llama. Además, se exploró un rango de avance de encendido desde 50° antes del Punto Muerto Superior (PMS) hasta 20° después de alcanzado este punto.

De esta gran cantidad de datos, se evaluaron los puntos de máxima potencia para cada valor de lambda y velocidad de giro. Con esta información, se determinó el avance de encendido óptimo para el modelo de hidrógeno para cada combinación de lambda y velocidad de giro. Estos puntos fueron los evaluados asegurando el cumplimiento de las condiciones de presión máxima y de BarCAD.

La evolución de la presión del cilindro se evaluó utilizando la [Ecuación 6.2](#). Tanto el valor máximo de la presión dentro del cilindro como su evolución fueron determinados a partir del modelo numérico del motor de gasolina. En la [Tabla 6.3](#) se presentan los valores límite establecidos para estas variables.

$$\frac{dP_{cil}}{d\theta} = \frac{P_{cil}(a) - P_{cil}(b)}{a - b} \quad (6.2)$$

Donde P_{cil} es la presión indicada dentro del cilindro y θ es el ángulo de posición del cigüeñal.

Tabla 6.3: Valores límites para la determinación del lambda mínimo del modelo numérico de combustión de hidrógeno.

Presión máxima dentro de cilindro [bar]	BarCAD [bar/°]
63	3,5

En la [Figura 6.34](#) se presenta un mapa de la variable BarCAD en función de la velocidad de giro del motor y del BMEP. Se observa que, al aumentar la carga, el valor máximo de BarCAD incrementa de forma exponencial, resultado que era esperado. En la imagen se aprecia una línea fronteriza azul que delimita los valores aceptables de BarCAD, diferenciando aquellos que superan el límite establecido.

Por otro lado, en la [Figura 6.35](#) se muestra el mapa de las presiones máximas alcanzadas dentro de la cámara de combustión. Se puede observar que los valores de presión generados en la cámara no alcanzan el límite de 63 bar, por lo cual no representan un riesgo mecánico, siempre que el avance de encendido sea óptimo. Es importante destacar que una ignición en el momento inadecuado, especialmente con una mezcla cercana a la estequiométrica, podría resultar en presiones muy elevadas y altos valores de BarCAD, debido a la influencia directa de la velocidad de propagación de la llama en estas condiciones.

Mapa de derivada de presión máxima en el ángulo del cigüeñal

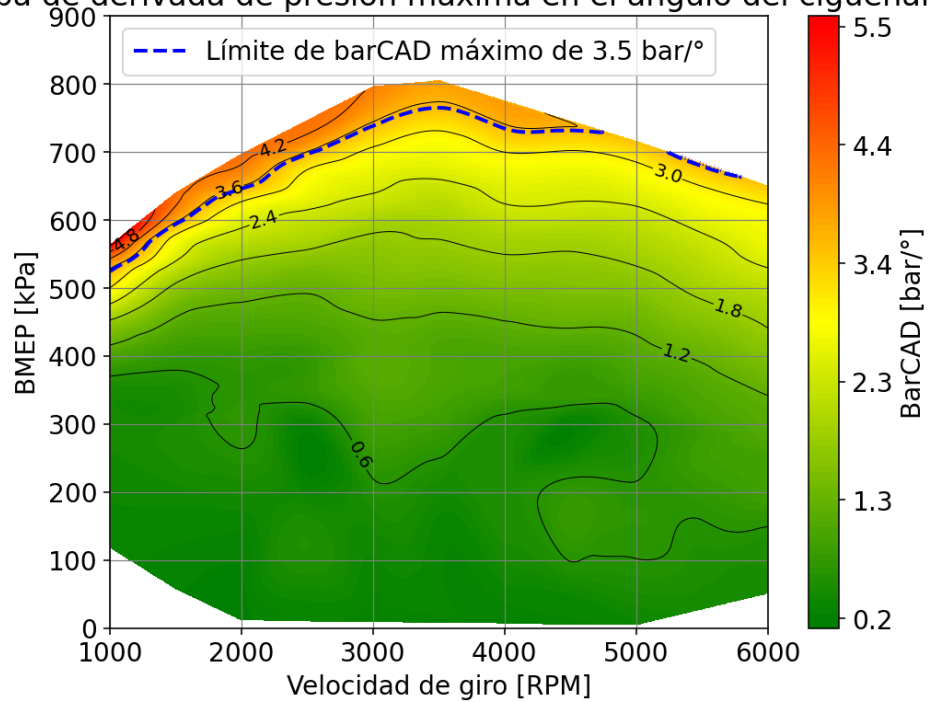


Figura 6.34: Mapa del BarCAD en cada ciclo de combustión del motor, para el modelo de hidrógeno. Elaboración propia.

Mapa de Presión Máxima en el motor a hidrógeno en el modelo numérico

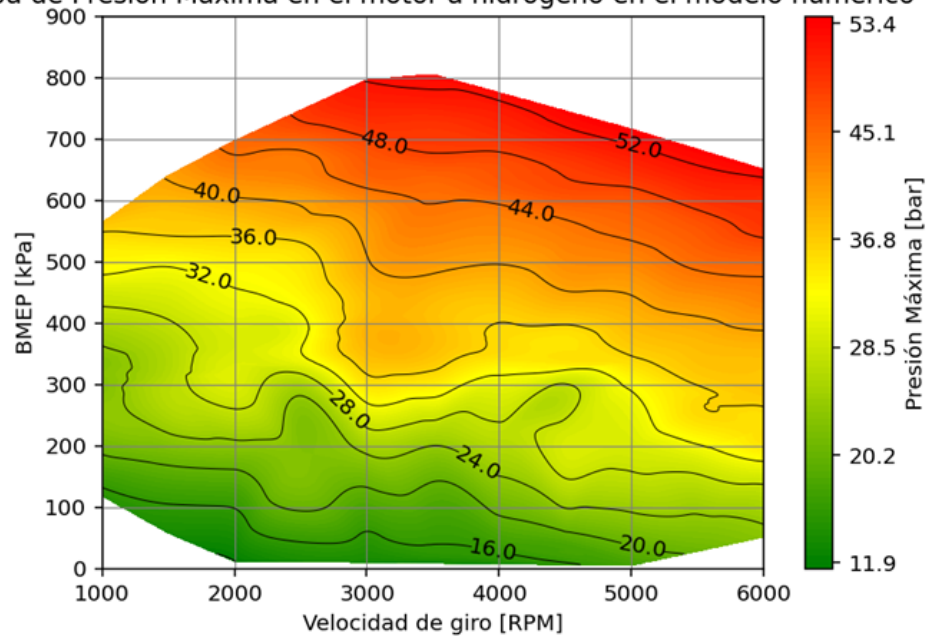


Figura 6.35: Mapa de la presión máxima en cada ciclo de combustión del motor, para el modelo de hidrógeno. Elaboración propia.

Teniendo en cuenta estos valores límites, se determina el lambda mínimo del modelo numérico de combustión de hidrógeno, cuya evolución se puede observar en la [Figura 6.36](#).

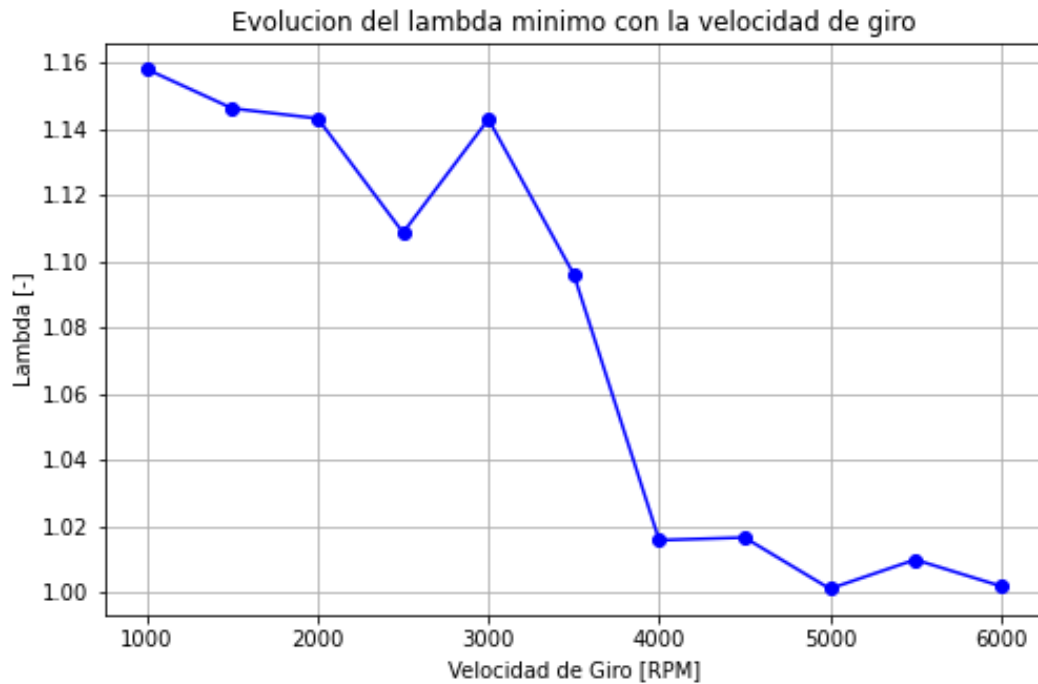


Figura 6.36: Evolución del lambda mínimo del modelo numérico de combustión de hidrógeno considerando los límites de presión máxima dentro del cilindro y BarCAD. Elaboración propia.

6.2.2.3. Mapeo del motor en el modelo numérico con Hidrógeno

Una vez determinados los límites de las mezclas aire-combustible permitidas para el modelo, se llevó a cabo un barrido ajustando la posición de la mariposa de aceleración, los valores de lambda para la mezcla aire-combustible, y el avance de encendido, con el objetivo de lograr una caracterización completa y precisa del modelo numérico del motor. En la [Figura 6.37](#) se presentan todos los puntos de operación seleccionados para las simulaciones en este barrido. Para la selección de los puntos barridos, al igual que en otros casos, se eligieron aquellos que presentan la mayor potencia. Los resultados para los puntos seleccionados se pueden observar en el Anexo [A.1.9](#).

El proceso incluyó la simulación en condiciones de baja carga, controlando inicialmente la mariposa de aceleración, y, al alcanzar una apertura de 90°, se ajustó progresivamente la inyección de hidrógeno hasta alcanzar el mínimo

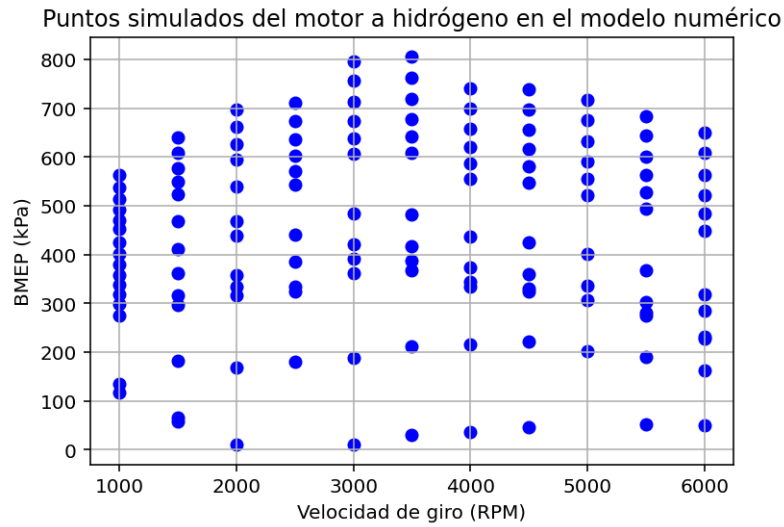


Figura 6.37: Puntos de operación evaluados en el modelo numérico del motor. Elaboración propia.

lambda permitido. Estos ajustes se ilustran en el mapa de la [Figura 6.38](#), donde se observa la evolución tanto de lambda como de la apertura de la mariposa en los diferentes puntos de operación del modelo numérico.

Comparando la [Figura 6.38](#) con la [Figura 6.32](#) (b), se observa que los valores máximos de BMEP alcanzados en el modelo de hidrógeno son considerablemente inferiores a los alcanzados en el modelo de gasolina. Este efecto limita la capacidad de producción de trabajo del motor convertido, lo cual se evidencia claramente en la [Figura 6.39](#), donde se destaca una falta de potencia a plena carga en el modelo de hidrógeno en relación con los valores reportados por el fabricante del motor original.

La reducción en la potencia puede explicarse mediante un fenómeno asociado a este combustible gaseoso y su efecto sobre la eficiencia volumétrica en comparación con los combustibles líquidos, como la gasolina. Este efecto se debe a la estequiometría del hidrógeno y su energía por unidad de volumen. Para quemar estequiométricamente al hidrógeno, se necesita relativamente poco oxígeno, por lo que hay que ingresar un volumen considerable de hidrógeno al cilindro para alcanzar dicha combustión, sumado a que este presenta una densidad energética en términos de volumen mucho menor que la gasolina, se traducen en una caída de la potencia y de la eficiencia volumétrica. Este fenómeno se puede observar en la [Ecuación 6.1](#). Las diferencias en la eficiencia volumétrica y la masa de aire admitida entre ambos modelos se ilustran en

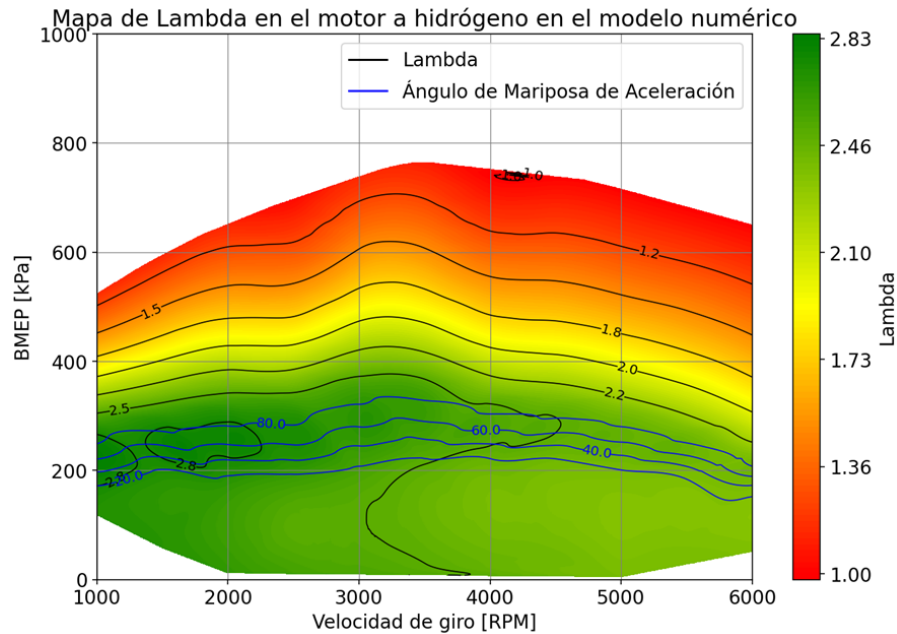


Figura 6.38: Mapa de ajuste del modelo numérico con combustión de hidrógeno. En líneas azules se ilustran las fronteras de ajuste de la posición de la mariposa del acelerador y en las negras las fronteras de los lambdas utilizados. Elaboración propia.

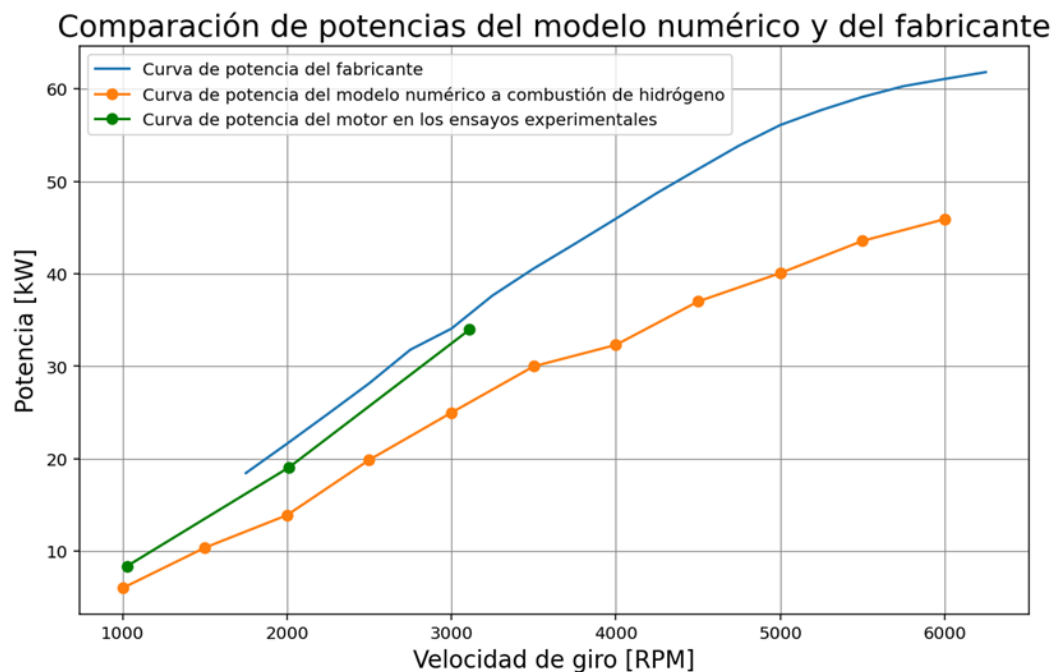


Figura 6.39: Comparación de la potencia máxima alcanzada por el motor de combustión en los ensayos, la reportada por el fabricante y la del modelo numérico a hidrógeno. Elaboración propia.

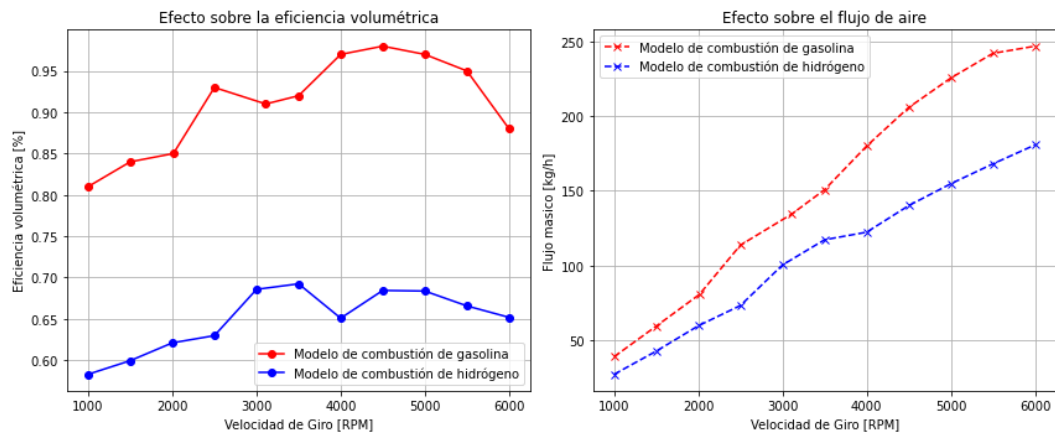


Figura 6.40: Efecto de sobre la eficiencia y flujo de aire sobre los modelos numérico para los diferentes combustibles y velocidades de giro, ambos en condición de carga máxima. Elaboración propia.

la Figura 6.40. En esta figura se observa cómo la eficiencia volumétrica a plena carga del motor de hidrógeno es considerablemente inferior a la del motor de gasolina, lo que afecta directamente la cantidad de aire que ingresa en la cámara de combustión.

Para analizar el efecto del cambio de combustible y la velocidad de llama sobre el avance de encendido, se presenta la Figura 6.41, en la cual se muestran el avance de encendido utilizado en los ensayos del motor, el avance optimizado para el motor de gasolina (obtenido con el modelo numérico) y el avance óptimo para el motor de hidrógeno, también determinado con el modelo numérico. Todos estos valores de avance de encendido corresponden a condiciones de máxima carga.

Un aspecto notable de los motores de hidrógeno, evidenciado en este gráfico, es la gran velocidad de llama del hidrógeno, que permite avances de encendido positivos, es decir, donde la chispa se produce después del punto muerto superior. Este fenómeno es crítico, ya que existe un alto riesgo de autodetonación debido a que, en el PMS, la mezcla aire-combustible alcanza su máxima presión. Por lo tanto, una correcta gestión de las temperaturas dentro de la cámara de combustión es crucial para evitar estos fenómenos, que no solo disminuyen el rendimiento y la eficiencia del motor, sino que también pueden causar daños mecánicos graves.

Un factor clave a considerar, además de la potencia máxima del modelo, es la eficiencia con la que convierte la energía química del combustible en energía mecánica. En la Figura 6.42 se presenta el mapa de distribución de eficiencia

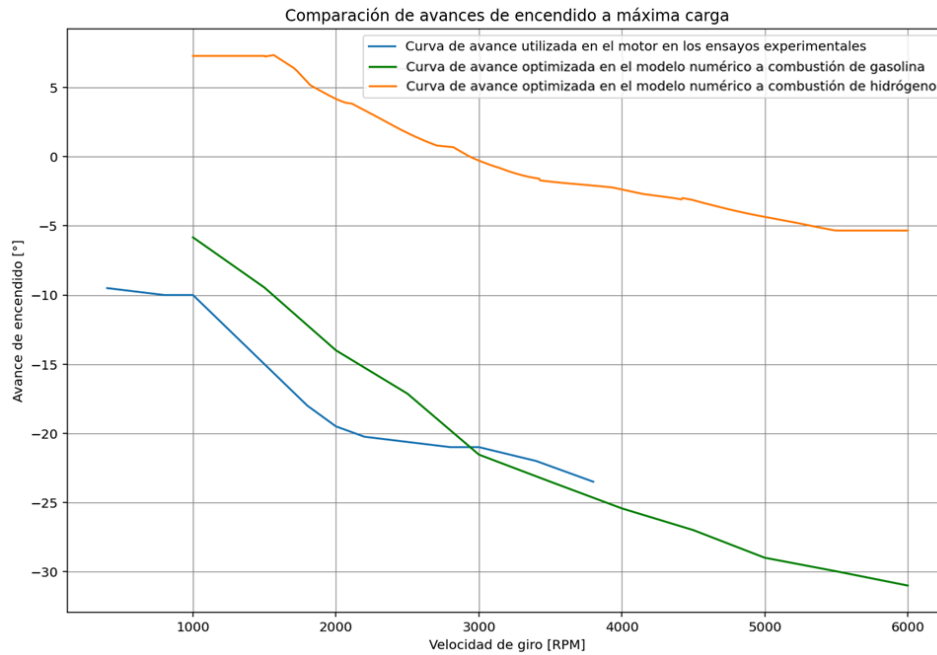


Figura 6.41: Comparación entre los avances de encendidos utilizados en el motor del ensayo, el avance de encendido óptimo para gasolina determinado con el modelo numérico y el avance de encendido óptimo del modelo numérico para hidrógeno, todos a carga máxima. Elaboración propia.

del modelo de motor a hidrógeno. Es fundamental comparar este mapa con el de la [Figura 6.32 \(b\)](#). En estos mapas se observa una clara diferencia en los valores máximos de BMEP alcanzados y en la distribución de la eficiencia térmica al freno. La [Figura 6.42](#) muestra una diferencia notable en la distribución del BTE en comparación con el motor de gasolina, [Figura 6.32 \(b\)](#), donde se observan mejores eficiencias a menores valores de BMEP en comparación con el de gasolina. Sin embargo, se observa que los valores máximos y mínimos de eficiencia alcanzados son similares en ambos modelos. Por lo tanto, en términos de eficiencia, ambos motores son comparables. La [Figura 6.43](#) muestra una comparación de ambos modelos, donde la BTE del modelo de hidrógeno se le resta el del modelo de gasolina en cada punto de operación. Por ende, para la determinación de la diferencia para cada punto de operación, se define la [Ecuación 6.3](#), que se calcula en cada punto de ambos modelos donde se cuente con el mismo BMEP y velocidad de giro. De esta forma, eficiencias positivas indican mejor rendimiento para el modelo de hidrógeno, mientras que eficiencias negativas favorecen al modelo de gasolina. De esta manera, se comparan directamente las eficiencias de ambos modelos numéricos. Como se observa, el

motor de hidrógeno es más eficiente en casi todos los puntos del mapa.

En la [Figura 6.44](#), se amplía la comparación incluyendo los puntos de BMEP que el motor de hidrógeno no alcanza. En esta figura, se observa la significativa caída de potencia como resultado de la conversión de combustible.

$$\text{Diferencia BTE} = BTE_{H_2}[\%] - BTE_{\text{Gas}}[\%] \quad (6.3)$$

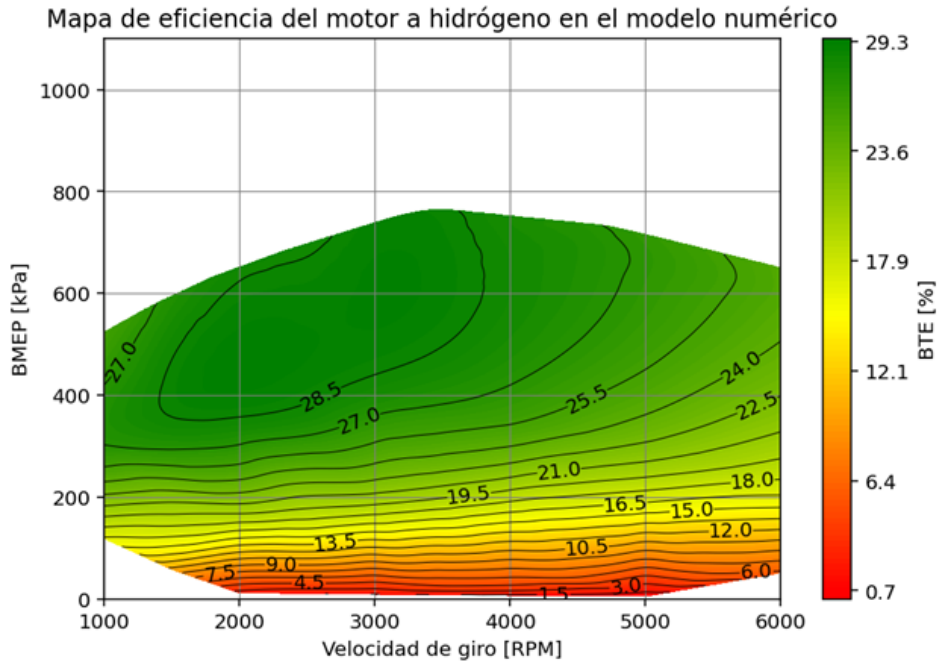
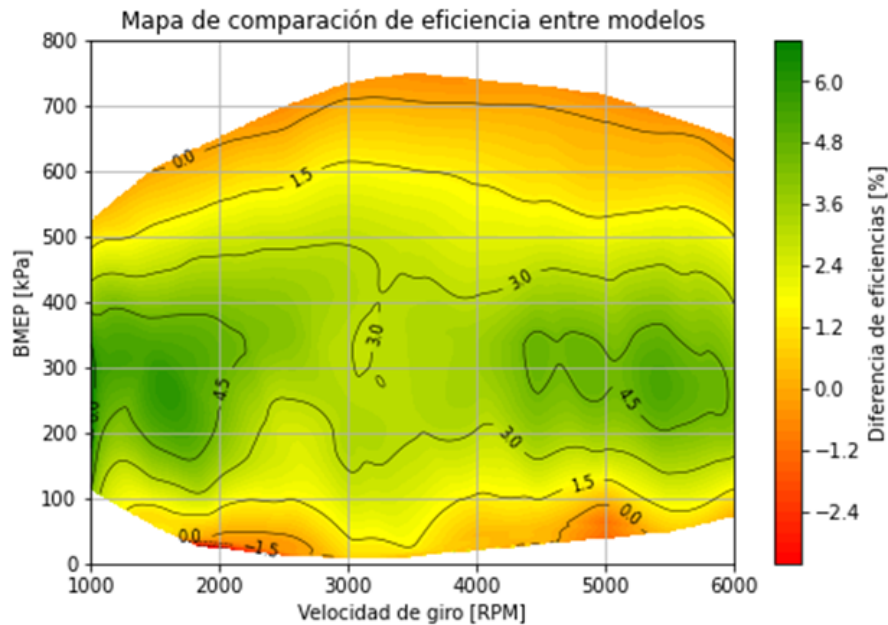


Figura 6.42: Mapa de eficiencia térmica al freno del modelo numérico con combustión de hidrógeno. Elaboración propia.

Otro aspecto relevante a comparar es el consumo específico de combustible. En la [Figura 6.45](#), se muestra el mapa de BSFC del motor a hidrógeno. Al contrastar este mapa con el mapa de BSFC del motor a gasolina, representado en la [Figura 6.31](#), se observa que los consumos de combustible en el motor a hidrógeno son aproximadamente tres veces menores para valores comparables de BMEP. Esta diferencia puede explicarse por el hecho de que el poder calorífico inferior del hidrógeno es aproximadamente tres veces mayor que el de la gasolina, lo cual permite que el motor a hidrógeno genere la misma potencia con una menor masa de combustible consumida.



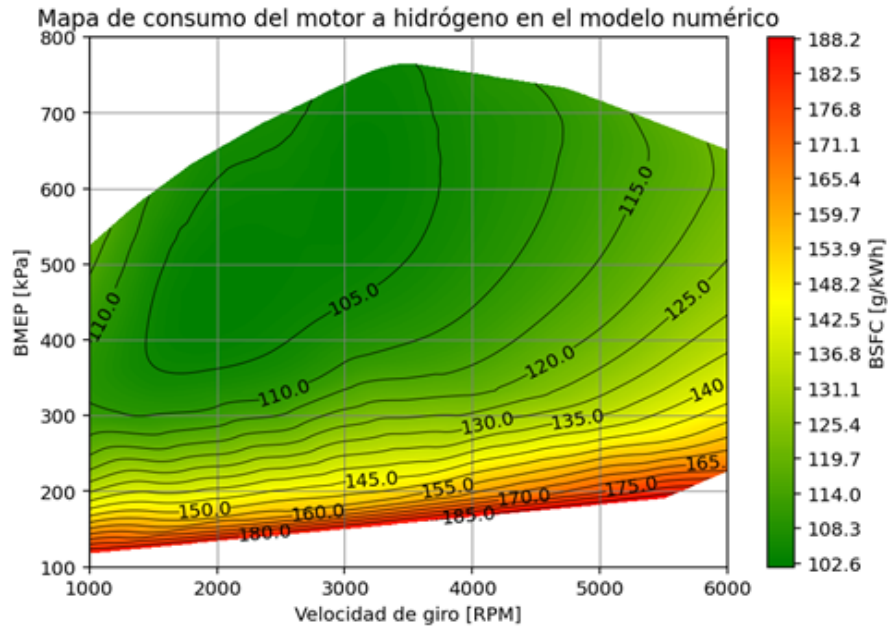


Figura 6.45: Mapa de consumo específico de combustible del modelo numérico con combustión de hidrógeno. Elaboración propia.

6.2.3. Emisiones de Óxidos de Nitrógeno

Por otro lado, como se mencionó anteriormente, los motores de combustión de hidrógeno tienden a una elevada formación de NOx al disminuir el valor de lambda hacia el estequiométrico debido al aumento de las temperaturas en la cámara de combustión. Considerando los efectos medioambientales y su impacto en la salud humana, la generación de NOx es un factor de suma importancia que debe tomarse en cuenta en el diseño y operación de estos motores.

Con esto en mente, se estimaron las emisiones de NOx utilizando el mecanismo de Zeldovich en el modelo, dada la ausencia de mediciones experimentales para su calibración. Aunque el modelo no está calibrado, proporciona un punto de referencia útil para la comparación entre los motores a hidrógeno y a gasolina. En la [Figura 6.46](#) se presenta el mapa de emisiones de NOx para el motor de combustión de hidrógeno, mientras que en la [Figura 6.47](#) muestran las mismas emisiones para el modelo de gasolina. En la última figura, se observa claramente que el modelo de combustión a gasolina presenta una distribución más uniforme de las emisiones de NOx en comparación con el modelo de hidrógeno. Aunque el modelo de hidrógeno alcanza picos de emisiones de NOx más altos, estos se encuentran en puntos de operación que superan la

curva de carga máxima del motor.

La [Figura 6.46](#) evidencia cómo, al reducir el valor de λ , las emisiones de NOx aumentan casi exponencialmente, lo cual resalta la importancia de controlar la relación de mezcla para minimizar estas emisiones en aplicaciones prácticas. Existen diversas estrategias adicionales para controlar las emisiones de NOx en motores de combustión, tales como trampas de NOx, sistemas EGR e inyección de agua, entre otros. Estos sistemas permiten una gestión efectiva de las emisiones sin comprometer significativamente el rendimiento del motor. Estas tecnologías se han implementado con éxito en distintas aplicaciones, demostrando su capacidad para reducir las concentraciones de NOx en el escape, lo cual es esencial para cumplir con normativas ambientales cada vez más estrictas sin sacrificar la eficiencia del motor. Por lo tanto, un criterio válido para la reducción de emisiones de NOx podría consistir en limitar el motor, de manera similar a los límites establecidos para la presión máxima en el cilindro o el BarCAD. Este enfoque permitiría reducir las emisiones de NOx, contribuyendo así al cumplimiento de normativas internacionales como la EURO 6. Ajustes de calibración en el avance de encendido o en los tiempos de inyección podrían lograr reducciones significativas de NOx, aunque a expensas de una disminución en la eficiencia y potencia del motor.

Es importante destacar que en motores para vehículos de calle, el tiempo de operación en estos puntos es limitado, ya que suelen representar condiciones de exigencia máxima que rara vez se alcanzan en ciclos de conducción típicos. Por lo tanto, en un contexto de uso real, es probable que las emisiones de NOx generadas por el modelo de hidrógeno resulten menores en promedio en comparación con las del modelo de gasolina. Esto sugiere que, en aplicaciones prácticas, el modelo de hidrógeno podría presentar una ventaja en términos de emisiones de NOx, reduciendo su impacto ambiental bajo condiciones de conducción habituales.

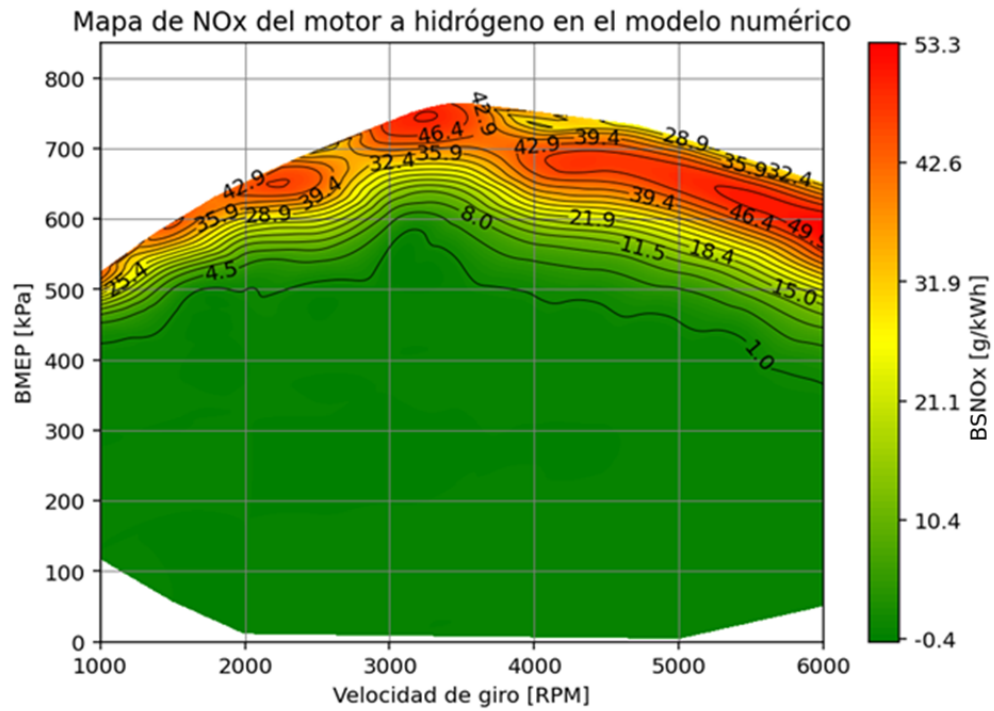


Figura 6.46: Mapa de estimación de emisiones de gases de oxido de nitrógeno del modelo numérico con combustión de hidrógeno. Elaboración propia.

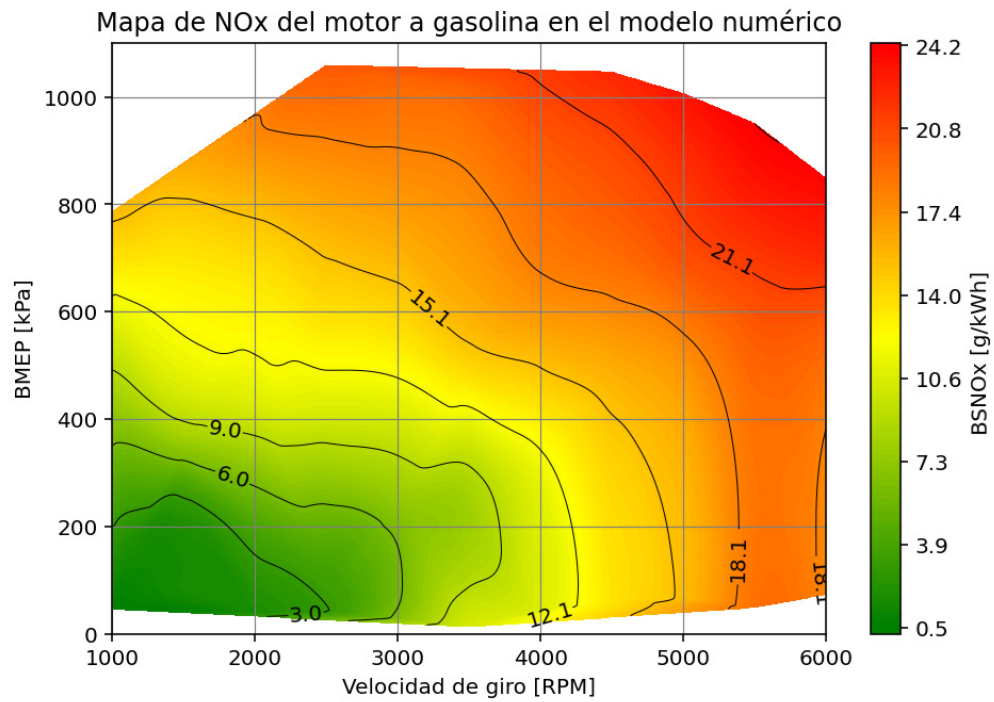


Figura 6.47: Mapa de estimación de emisiones de gases de oxido de nitrógeno del modelo numérico con combustión de Gasolina. Elaboración propia.

Capítulo 7

Kit de Conversión a Hidrógeno Propuesto

7.1. Diseño

A partir de los resultados obtenidos en las simulaciones del modelo numérico y la bibliografía consultada, se determinó que los componentes necesarios para la conversión a hidrógeno no son numerosos. Sin embargo, debido a la constitución del parque automotor en Uruguay, el cual no emplea combustibles gaseosos, será necesario capacitar a los mecánicos y profesionales del sector, así como importar equipos especializados para trabajar con este tipo de combustible. Un ejemplo de ello son los inyectores PFI diseñados para hidrógeno o los tanques de almacenamiento del mismo.

7.1.1. Inyectores

Para la conversión se pueden utilizar inyectores específicamente diseñados para trabajar con hidrógeno, como el MULTEC 3.5 H₂, Phinia, [2024](#), diseñado para vehículos personales o comerciales ligeros, ver catalogo en Apéndice [.1.2](#). Este inyector fue seleccionado para ser modelado en el modelo numérico del motor alimentado con hidrógeno. Alternativamente, se pueden emplear inyectores automotrices de otros gases, como Gas Natural Comprimido (GNC) y Gas Licuado de Petróleo (GLP), utilizados en países de la región como Argentina y Brasil, donde los vehículos con este tipo de combustibles son comunes. Sin embargo, deben considerarse dos factores importantes.

Uno de estos factores es que estos inyectores presentaran grandes fugas

cuando estén cerrados al operar con hidrógeno, debido a la diferencia de tamaño entre las moléculas de gases como el GNC y el GLP con el hidrógeno. Dado esto, se deberá utilizar una válvula adicional para controlar el flujo de hidrógeno en la línea y así evitar la acumulación de combustible en la admisión o su escape al ambiente, cuando el motor se encuentre apagado. Estas fugas no solo implican un costo por la pérdida de combustible, sino también un riesgo potencial debido a su capacidad de detonación. Si es tenido en cuenta en la calibración, estos inyectores podrían considerarse adecuados para el vehículo a hidrógeno, Wittek et al. [2024](#).

El otro factor a considerar es la diferencia de densidad energética con respecto al volumen entre el hidrógeno y el GNC y GLP. Como la densidad energética del hidrógeno es considerablemente menor, es muy probable que los inyectores presenten dificultades para alimentar con suficiente hidrógeno al motor, como le ocurrió a Wittek et al. [2024](#), donde les fue necesario colocar dos inyectores por cilindro.

Uno de los modelos de inyectores que se logro obtener datos de ensayos fue el Keihin tipo KN8 73 cc, diseñado para utilizar con GLP, donde se determino que su capacidad con hidrógeno fue de 1.164 g/s, Universidad de Heilbronn, [2024](#). Este flujo másico es bajo, por lo que seria necesario comenzar la inyección antes de la etapa de admisión de forma de lograr obtener la mezcla deseada. Otra posible solución para lograr inyectar solamente en la etapa de admisión, es la colocación de dos inyectores por cilindro o la colocación de un inyector adicional en la entrada de la admisión de aire, luego de la mariposa de aceleración, de forma de realizar una prealimentación a todos los cilindros.

Los ensayos obtenidos del inyector fueron realizados con nitrógeno. En estos se midió el flujo de nitrógeno a través del inyector cuando este se encontraba completamente abierto, por ende fue necesario realizar una corrección para estimar la capacidad del inyector con hidrógeno. Para esto, se desprende de las ecuaciones de los principios de masa, momento y energía, junto con la ecuación de estado para un gas ideal, con la suposición de una condición de flujo crítico, la [Ecuación 7.1](#), que permite realizar una estimación de esta corrección del flujo. Cuando el flujo es crítico, el gas alcanza la velocidad del sonido en la garganta del inyector, el flujo másico llega a su máximo valor y depende únicamente de las condiciones de entrada.

$$\dot{m} = \mu \cdot A \cdot p_1 \cdot \Psi_s \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_1}} \quad (7.1)$$

Donde μ es un factor de corrección o eficiencia del flujo, A es el área de la sección transversal del inyector, $\dot{m}$ es el flujo másico del gas, Ψ_s es un factor adimensional relacionado con el flujo crítico, R es la constante específica del gas, p_1 es la presión de entrada del gas y T_1 es la temperatura absoluta de entrada. Considerando que varios de estos parámetros son constantes y despejando la [Ecuación 7.1](#), se obtiene la [Ecuación 7.2](#).

$$\dot{m}_{H_2} = \dot{m}_{N_2} \cdot \sqrt{\frac{M_{H_2}}{M_{N_2}}} \quad (7.2)$$

Donde M_X es la masa molar del gas, donde es 28.02 g/mol para el nitrógeno y 2.02 g/mol para el hidrógeno. Con la [Ecuación 7.2](#) y los ensayos, se obtuvieron los resultados de la [Tabla 7.1](#).

Presión del sistema (bar)	Flujo de N ₂ (kg/h)	Flujo de H ₂ estimado (g/s)
2.25	2.78	0.21
3.70	4.96	0.37
5.11	7.08	0.53
7.26	10.34	0.77
8.83	12.77	0.95
10.67	15.62	1.16

Tabla 7.1: Estimación del flujos másicos hidrógeno a partir de ensayos con flujo másico de nitrógeno a diferentes presiones.

Debido a la complejidad que implica añadir un quinto inyector o realizar estudios específicos para evaluar cada inyector, se recomienda el uso de inyectores especializados para hidrógeno. De ser necesario el uso de inyectores de otros gases, se recomienda comenzar la inyección algunos grados antes de comenzar la etapa de admisión, contando como límite 90 grados antes de dicha etapa.

Las simulaciones muestran que el control del motor mediante el ajuste de λ es fundamental, por lo que es clave poseer un control preciso de la cantidad de hidrógeno inyectado en cada ciclo. A partir de los resultados, se determinó que el inyector a instalar debe tener un caudal mínimo de 1.58 g/s a la presión mínima de trabajo del sistema, que en este caso fue de 10 bar. Esto se determinó analizando el punto crítico de consumo, donde los caudales de hidrógeno

son más altos (a 6000 RPM con un valor de λ igual a 1). El criterio para la determinación de este caudal mínimo fue que el inyector permita inyectar la cantidad necesaria de combustible para lograr la mezcla correcta de aire-combustible durante la fase de admisión, como se observa en la [Figura 7.1](#). Sería posible inyectar combustible antes o después de esta etapa sin afectar significativamente la homogeneidad de la mezcla, pero significaría un riesgo de seguridad. La inyección de hidrógeno fuera del periodo de admisión podría generar la acumulación de hidrógeno en el sistema de admisión, el cual, al mezclarse con el aire, forma una mezcla inflamable susceptible a una combustión. Es importante señalar que iniciar la inyección algunos grados antes de la fase de admisión no representa un riesgo considerable, especialmente a altas velocidades de operación. Siempre y cuando se garantice que esta inyección no logra generar una mezcla de aire-hidrógeno que alcance el límite inferior de inflamabilidad en el múltiple de admisión. Sin embargo, mantener la inyección estrictamente dentro del periodo de admisión es una buena metodología para minimizar riesgos a la seguridad y asegurar una combustión controlada y eficiente.

Los resultados del modelo permitieron la creación de un mapa de tiempos de apertura de los inyectores, el cual resulta particularmente útil para esta-

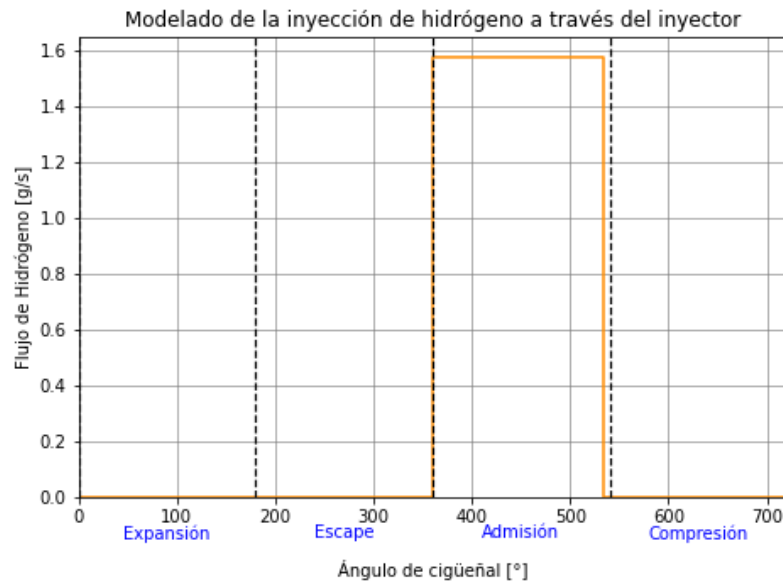


Figura 7.1: Flujo másico instantáneo a través del inyector del cilindro 1 del modelo numérico del motor de combustión de hidrógeno, operando a 6000 RPM con una mezcla aire combustible estequiométrica. Elaboración propia.

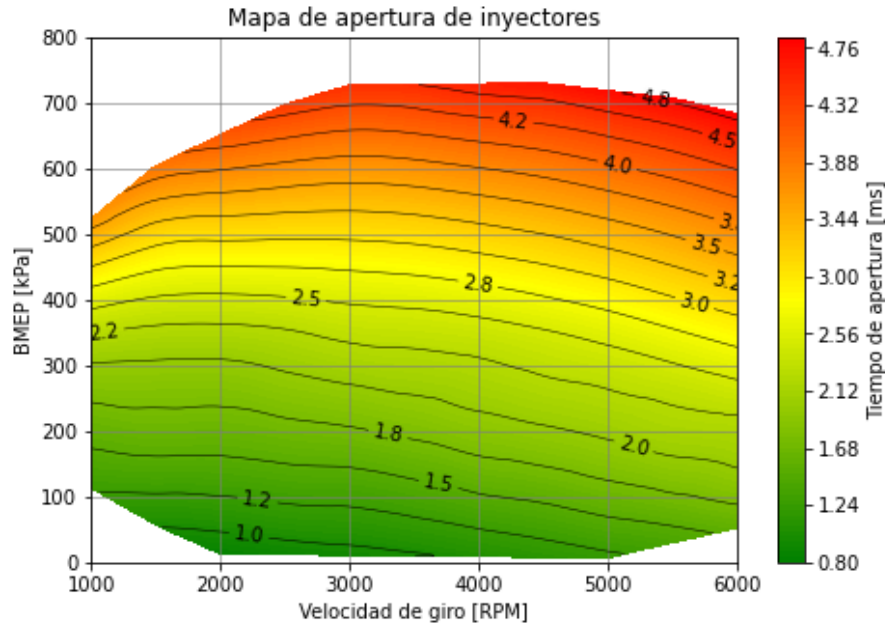


Figura 7.2: Mapa de tiempo de apertura de los inyectores en el modelo numérico con combustión de hidrógeno. Es de considerar que para este modelo se utilizó el inyector MULTEC 3.5 H2, Phinia, [2024](#). Elaboración propia.

blecer un mapa base para las primeras operaciones del motor. Este mapa de tiempos de inyección se muestra en la [Figura 7.2](#). A estos tiempos de apertura de los inyectores están ligados el flujo de hidrógeno a través de ellos y la mezcla aire-combustible que se logra en cada punto de operación, como se puede observar en la [Figura 7.3](#) y la [Figura 7.4](#), respectivamente. Estos parámetros son importantes para el dimensionamiento del sistema.

La geometría del inyector es un factor que debe considerarse para la implementación del kit, pero que no fue analizada en esta ocasión. El inyector, junto con su o-ring, debe lograr un sellado adecuado en la admisión, y la rampa de inyección debe asegurar la correcta posición de estos componentes. Esto no es trivial y debe considerarse tanto en la compra de los inyectores como en su instalación.

De la misma manera, es fundamental que el sistema de tuberías y componentes que transportarán y regularán el hidrógeno desde los tanques hasta la entrada de los inyectores, estén diseñados para este gas particular, evitando así fugas y daños como por ejemplo la fragilización por hidrógeno.

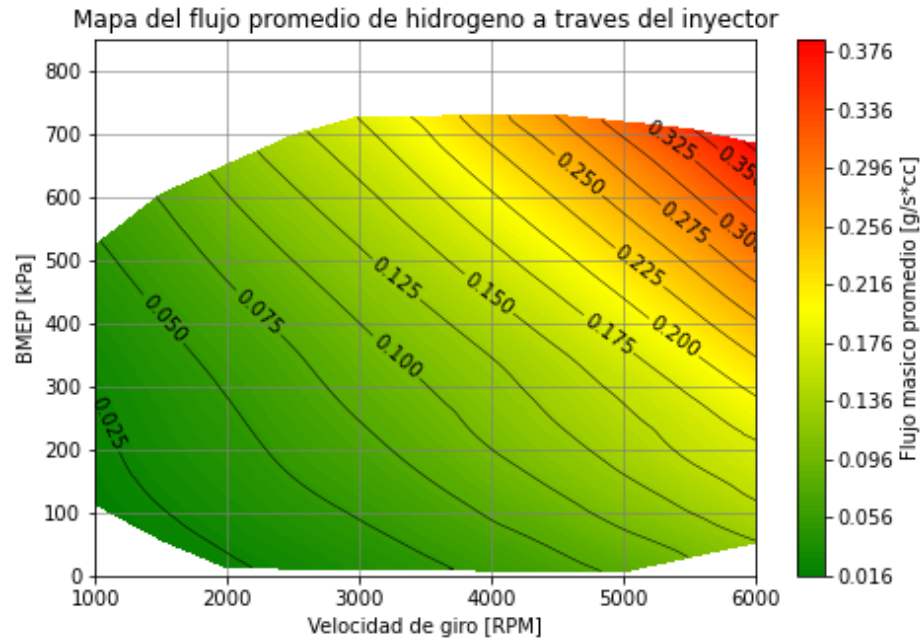


Figura 7.3: Mapa del flujo promedio en un ciclo completo, a través de los inyectores en el modelo numérico con combustión de hidrógeno. Cabe destacar que para este modelo se utilizó el inyector MULTEC 3.5 H₂, Phinia, 2024. "cc" significa ciclo completo del motor, es decir, la duración de las cuatro etapas o tiempos que conforman su funcionamiento.. Elaboración propia.

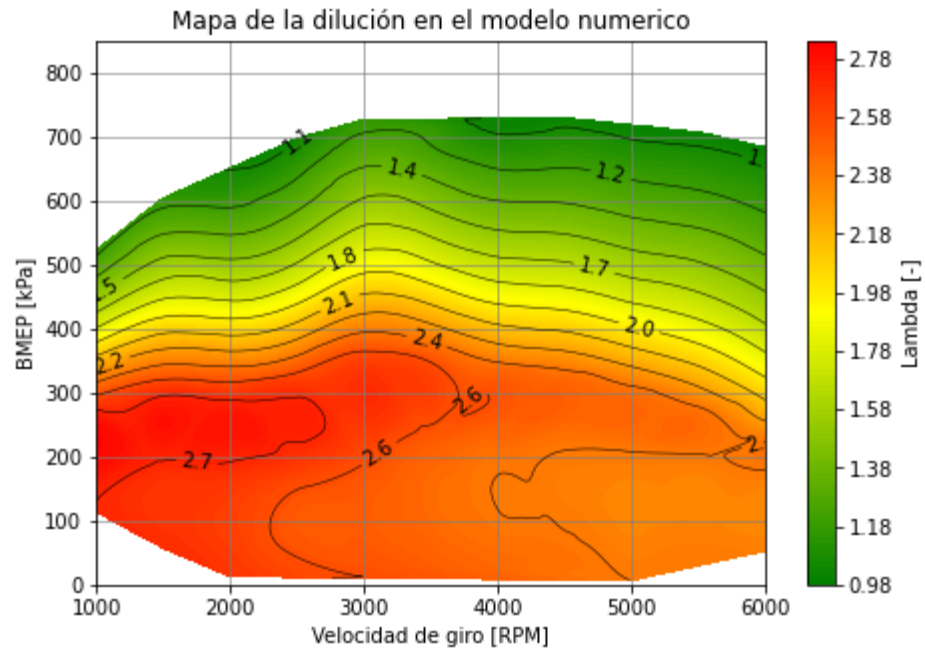


Figura 7.4: Mapa de la dilución (Lambda) de la mezcla aire-combustible dentro de la cámara de combustión en el modelo numérico con combustión de hidrógeno. Elaboración propia.

7.1.2. Bujías

El hidrógeno es un gas de baja densidad, de límite de inflamabilidad inferior considerablemente bajo y de alto límite superior de inflamabilidad. Esto representa una ventaja, ya que permite operar con valores de λ de hasta 3.2, Wittek et al. 2024, pero también es una desventaja, ya que aumenta el peligro asociado a posibles fugas y reduce el tiempo disponible para detectarlas. La baja energía de activación del hidrógeno hace que fenómenos como la detonación, conocida como "knock" en inglés, o el encendido en la admisión sean un gran problema que debe considerarse. Por lo tanto, un aspecto altamente importante son las bujías a utilizar.

Será fundamental utilizar bujías frías para minimizar la probabilidad de ocurrencia de estos fenómenos, que pueden reducir la eficiencia y el rendimiento del motor, o incluso, provocar graves fallas mecánicas. Este tipo de bujías son comúnmente utilizadas en motores de gasolina de competición o de alta relación de compresión, ya que, debido a las condiciones extremas en las que operan, son también susceptibles a experimentar estos fenómenos indeseados. Las bujías frías son similares a las bujías normales o calientes, pero poseen una punta aislante corta, por lo que tienen una menor superficie. Esta reducción, reduce la transferencia de calor al gas dentro de la cámara de combustión y aumenta la transferencia de calor hacia la tapa de cilindros, como se observa en la Figura 7.5. La aparición de estos fenómenos está registrada en la bibliografía, ya que su identificación suele ser empírica. Esto se debe a que desarrollar un modelo que pueda predecirlos es extremadamente complejo y demanda múltiples mediciones experimentales. Estas mediciones son esenciales para representar con precisión los mecanismos físicos implicados, como la transferencia de calor y la autodetonación, entre otros, por lo que no se pudo realizar una validación de estos fenómenos ni experimentalmente, ni virtual.

La selección de esta bujía se realizó dentro de las opciones del catálogo de NGK. Dentro de las opciones evaluadas, una buena alternativa son las bujías ILTR6H8G, que parecen cumplir satisfactoriamente su función.

Como ya se explicó, en motores de encendido por chispa, como este, el avance de encendido es un factor muy importante. Por ello, un mapa como el de la Figura 7.6 será esencial para la configuración inicial de la ECU a instalar, ya que proporciona un mapa aproximado que facilita el trabajo de calibración y protege al motor al evitar avances que puedan representar un riesgo.

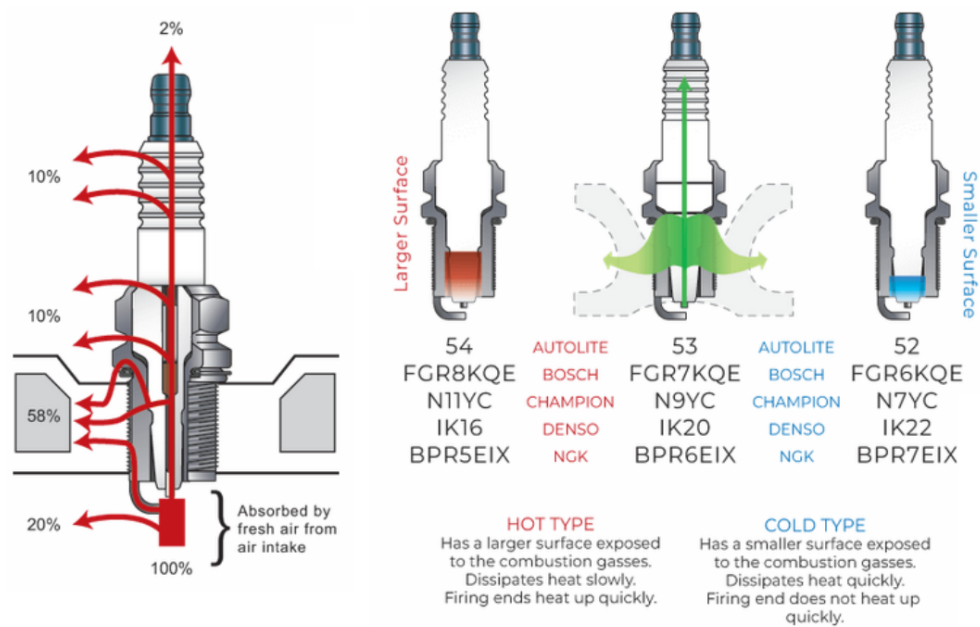


Figura 7.5: Explicación de la disipación del calor y tipos de bujías. Fuente: NGK, 2024.

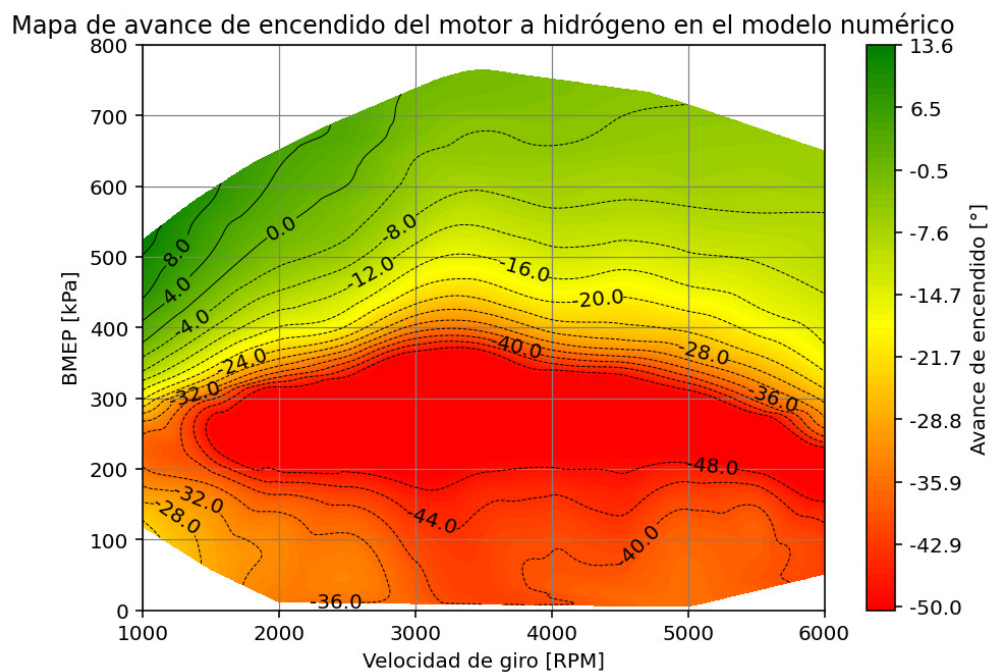


Figura 7.6: Mapa de distribución del avance de encendido para el modelo de hidrógeno en función de la velocidad de giro y BMEP. Elaboración propia.

7.1.3. Mariposa de aceleración

La Figura 6.38 y la Figura 7.7 muestran como a bajas cargas es necesario un control preciso de la mariposa del acelerador para regular la masa de aire que ingresa a la cámara de combustión. A altas cargas, cuando la mariposa está completamente abierta, mantener el valor de lambda constante solo será posible controlando la mezcla a través de la inyección. El sistema deberá adaptarse a la estrategia de control para motores a hidrógeno, la cual es significativamente diferente a la utilizada en motores a gasolina.

La solución más efectiva es la instalación de una mariposa de aceleración electrónica junto con un pedal electrónico. Esta tecnología es común en vehículos modernos, sin embargo, podría ser necesaria en motores de generaciones anteriores. Esta mariposa dependerá mucho del motor al que se busca instalar, ya que dependerá de la cilindrada, sistema de admisión, entre otros.

Otra posible solución sería colocar un pedal electrónico de aceleración y modificar el sistema mecánico, junto con un posicionador electrónico de la mariposa. Con este ajuste mecánico, se debe lograr que en los primeros grados de movimiento del pedal se abra la mariposa hasta el 100 %, permitiendo que el resto del recorrido se destine al control de lambda durante la combustión.

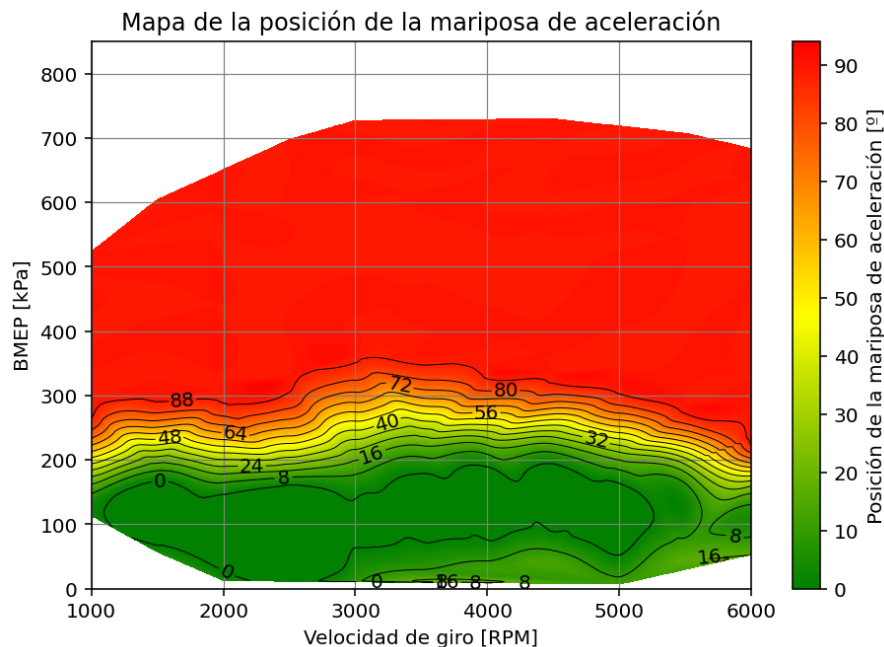


Figura 7.7: Mapa de la posición de la mariposa de aceleración en el modelo numérico de hidrógeno. Elaboración Propia.

7.1.4. ECU programable

La ECU a instalar debe ser completamente programable por el equipo de calibración de motores, permitiendo ajustes específicos para optimizar el funcionamiento bajo distintos regímenes de operación. Un requisito esencial de seguridad es que el sistema de inyección sea secuencial, en lugar de simultáneo como el que se empleó en las pruebas del motor de gasolina, para prevenir la acumulación de hidrógeno en el sistema de admisión.

Además, la ECU debe ser capaz de ajustar la apertura de la mariposa de aceleración y la inyección de hidrógeno en función de la posición del pedal, tanto de manera independiente como en simultáneo dependiendo de las necesidades operativas.

La ECU también debe ser capaz de detectar, ya sea mediante un sistema de medición de flujo o de presión en los tanques, posibles problemas en el suministro de hidrógeno, a fin de prevenir detonaciones, fugas o fallas.

Además de estas capacidades específicas para hidrógeno, la ECU debe cumplir con los requisitos básicos de otro tipo de motores, como el control del avance de encendido, la lectura de sensores y el ajuste de parámetros en función de las condiciones de operación, entre otros.

Una opción de bajo costo para la implementación de la ECU es el uso de una placa Speeduino, una versión más robusta que el Arduino convencional, que incluye software diseñado para el control de motores. Este sistema está pensado como una solución económica, aunque presenta algunas limitaciones. Este sistema no es capaz de gestionar todos los sistemas del vehículo, lo que requeriría mantener la computadora original del vehículo para el control de componentes que no pertenecen al motor. La ventaja del Speeduino es su naturaleza de código abierto, lo cual ofrece una gran flexibilidad en la estrategia de control del motor. Sin embargo, esta misma flexibilidad agrega una capa de complejidad, ya que requiere una adaptación exhaustiva de toda la estrategia de control, propia de la programación en Arduino.

Por otro lado, es posible considerar una ECU programable con capacidad para gestionar todos los parámetros descritos anteriormente y que sea más sencilla de programar. Esta alternativa puede presentarse como una solución más accesible en términos de configuración e instalación. No obstante, una ECU que controle de manera integral los parámetros requeridos implica un costo significativo. Una opción a evaluar es la ECU Master EMU Black, que en prin-

cipio ofrece las funcionalidades necesarias para operar el motor a hidrógeno. Esta opción presenta un precio de referencia de 1.200 dólares PVP en EEUU, ECUMaster, [2024](#). Otra opción que también ofrece flexibilidad y control completo sobre distintos parámetros es la AEM Infinity 8 EMS Series 708, cuyo precio de referencia es de 2.556 dólares PVP en EEUU, AEM, [2024](#).

7.2. Banco de calibración de motores

Para implementar la conversión de motores a hidrógeno, será necesario realizar una calibración específica para cada tipo de motor que se desee convertir. Esto implicará ajustar parámetros clave como el avance de encendido, el tiempo de inyección, entre otros. Por lo tanto, será indispensable mejorar y adaptar el banco de pruebas existente para lograr una buena calibración de los motores. En la [Figura 7.8](#), se presenta una mejora fundamental que consiste en la implementación de un sistema de suministro de hidrógeno dentro del banco de pruebas adaptable, con el objetivo de garantizar su uso seguro.

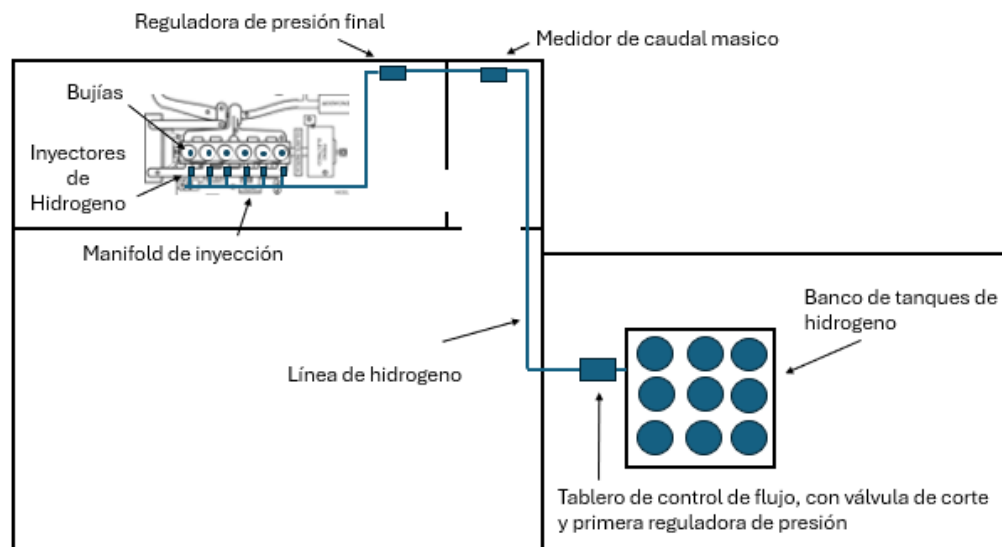


Figura 7.8: Diseño de modificaciones necesarias para la implementación de hidrógeno como combustible de los motores en el banco de ensayos del IIMPI. Elaboración basado en Fuente: Vera-García, [s.f.](#)

La figura ilustra la creación de un banco de almacenamiento de hidrógeno externo a las instalaciones. Esta es una medida necesaria para prevenir riesgos en caso de fugas dado que el hidrógeno tiene un rango de inflamabilidad muy

amplio y es un gas inodoro e incoloro. Además, se debe contar con sensores de concentración de hidrógeno dentro del laboratorio y con herramientas para la detección de fugas, como líquidos detectores. Como también se muestra en la figura, es esencial instalar válvulas de control y reguladoras de presión para gestionar el flujo de gas a lo largo de la instalación.

Para realizar las mediciones de consumo del motor, será necesario contar con un equipo de medición de flujo másico de hidrógeno que permita medir en el rango de 0,24 kg/h a 5,5 kg/h, para cumplir con los requerimientos del motor ensayado. Sin embargo, si se adaptara el banco de ensayos, lo mas conveniente seria permitir la operación con motores de distintas potencias, por lo que seria necesario ajustar los rangos operativos de los sistemas de medición y regulación. Esto requeriría cubrir desde motores de pequeña potencia, como los monocilíndricos de uso muy extendido para la investigación, hasta motores de mayor rendimiento como los empleados en camionetas o vehículos deportivos, estimando un máximo de 350 hp.

Para determinar los límites operativos mínimos y máximos en el diseño del banco, se utiliza la [Ecuación 7.3](#), derivada de la [Ecuación 4.3](#) y [Ecuación 4.4](#). Para esto se considera un motor monocilíndrico con una potencia mínima de 0,65 kW, del cual se estima un consumo de hidrógeno de 0,08 kg/h, mientras que para un motor de 350 hp, el consumo alcanzaría los 32,10 kg/h. Estos cálculos se realizaron asumiendo una eficiencia térmica al freno de 24,4 % y un poder calorífico inferior de 120 MJ/kg para el hidrógeno. El valor de BTE seleccionado es el promedio de todos los puntos de operación obtenidos de la simulación en el modelo numérico. Esta configuración asegura que el banco de pruebas sea adecuado para una amplia gama de aplicaciones y proporcione resultados precisos en condiciones de operación realistas.

$$\dot{m}_f[kg/h] = \frac{P_b[kW] \cdot (60 \cdot 60)[s/h]}{BTE(-) \cdot Q_{LHV}[MJ/kg] \cdot 1000[kJ/MJ]} \quad (7.3)$$

Para el ensayo de inyectores o del efecto de la presión sobre los mismos, se deberá disponer de un regulador de presión previo a los inyectores con el fin de proteger estos componentes y controlar la presión del hidrógeno que reciben. La gran mayoría de los inyectores de hidrógeno se diseñan para operar entre 8 y 10 bar, sin embargo la instalación debe de ser capaz de trabajar entre 3 y 20 bar de forma de evaluar el efecto de la presión sobre el inyector y sobre su capacidad de inyección. Finalmente, para la calibración de motores de más de

cuatro cilindros, será necesario disponer de un conector capaz de conectarse al múltiple de inyección propio de cada motor, al cual se conectarán los inyectores.

También se deben implementar varias de las mejoras propuestas en la [Sección 3.3](#), tales como la optimización del dinamómetro y el software de medición. Estas mejoras son consideradas esenciales para optimizar tanto la dinámica de trabajo como la exactitud y precisión de los resultados y calibraciones.

7.3. Calibración del motor

Contando con un motor adaptado y un banco de pruebas adecuado, es necesario llevar a cabo la calibración del sistema con el objetivo de desarrollar una programación óptima para la ECU y una buena configuración del motor que permita alcanzar un equilibrio adecuado entre emisiones, eficiencia y potencia.

Si bien la información obtenida del modelo numérico es de gran utilidad y proporciona una base sólida para anticipar el comportamiento del motor y establecer parámetros iniciales de calibración, los ensayos experimentales son fundamentales para lograr una configuración óptima. Los resultados del modelo numérico que se observan en la [Figura 6.38](#), [Figura 7.2](#) y [Figura 7.6](#) ofrecen valores preliminares para los ajustes de la mariposa de aceleración, el avance de encendido y el tiempo de apertura de los inyectores, que deben utilizarse como punto de partida en la calibración experimental. Por ende, sin importar cual sea la ECU a instalar, será necesario precargar estos mapas resultantes de la simulación para contar con una base a la hora de realizar la calibración del motor real.

En un motor de inyección electrónica, estos parámetros son esenciales para el control preciso y eficiente, ya que regulan el funcionamiento del sistema de combustión. Adicionalmente, en el control mediante la ECU, es crítico disponer de sensores que proporcionen lecturas precisas de la posición de la mariposa de aceleración, la relación aire-combustible, la velocidad de giro, MAP, entre otros. La información proporcionada por estos sensores permiten realizar ajustes en tiempo real y optimizar el desempeño del motor conforme a las condiciones de operación, cumpliendo así con los estándares de desempeño y emisiones.

7.4. Costo de la conversión

A continuación, se detallan los costos estimados de los principales componentes necesarios para la conversión y calibración de motores a gasolina al uso de hidrógeno. Con el avance del tiempo y el aumento en la disponibilidad del hidrógeno, así como con el desarrollo de una infraestructura global para su comercio, se espera que los precios presentados a continuación disminuyan progresivamente. Sin embargo, cabe destacar que algunos de los precios utilizados para la estimación del costo son de proyecciones al desarrollo de mercados y tecnologías para 2030.

7.4.1. Costo de la conversión del motor de gasolina a hidrógeno

Para el kit de conversión de este proyecto, es necesario reemplazar varios componentes del motor de gasolina para lograr una conversión eficiente y de buen rendimiento, además de todos los trabajos que deben de ser realizados sobre el motor, como adaptaciones y mediciones. En la [Tabla 7.2](#) se presentan dos kits de conversión diseñados, ambos capaces de operar el motor analizado y pueden ser adaptados a otros motores. Uno de los kits busca ser más accesible económicamente, lo que implica materiales de menor costo y una cantidad limitada de ajustes, mientras que el otro, de mayor presupuesto, incluye componentes más robustos que permiten un control superior y, por lo tanto, una conversión de mayor calidad.

Al observar la [Tabla 7.2](#), se identifica que los componentes de mayor costo en el sistema de conversión a hidrógeno son los tanques de almacenamiento de hidrógeno para el vehículo. El precio de estos tanques depende de la autonomía deseada para el vehículo. Como referencia, en el caso de un SMART ForTwo convertido a hidrógeno, el consumo era de 1.26 kg de hidrógeno con una autonomía aproximada de 100 km, Bibiloni et al. [2024](#). Por lo tanto, se considera que un tanque con capacidad para almacenar 2 kg de hidrógeno resulta adecuado para un vehículo pequeño, brindando un alcance superior a los 100 km. Si el presupuesto lo permite, un tanque de 6 kg ofrecería una autonomía superior a 450 km, acercándose así al rango de vehículos de gasolina actuales.

A pesar del elevado costo de los tanques de hidrógeno, el mayor gasto está

Tabla 7.2: Presupuesto para kits de conversión vehicular a hidrógeno. Se considero un valor del dólar de \$41.6 UYU. Elaboración propia. Fuentes: Inyectores: LPGwebshop., 2024. ECU: Speeduino, s.f. y AEM, 2024. Bujías: Centro Repuestos, 2024a y Centro Repuestos, 2024b. Tanque H_2 : Shin et al. 2023. Soporte de tanques de H_2 : Toyota, 2024. Sensor de presión de H_2 del tanque de H_2 : Toyota, 2024. Línea de suministro de H_2 y accesorios: Toyota, 2024. Mariposa de aceleración: Centro Repuestos, 2024c. Pedal: Mercado Libre, 2024.

Componente	Bajo Presupuesto	Alto Presupuesto
Inyectores [USD, PVP en EEUU]	400 (4 unidades / Keihin, KN8 73 cc)	225 (c/u - MULTEC 3.5 H2)
ECU [USD, PVP en EEUU]	150	2.556
Bujías [UYU, PVP en Uruguay]	Normales: 250 (c/u)	Frías: 500 (c/u)
Tanque H_2 [USD, EXW en masa en EEUU]	Un tanque (2kg): 1.000	Tres tanques (6kg): 4.000
Soporte de tanques de H_2 [USD, PVP en EEUU]	520	1.560
Sensor de presión de H_2 del tanque de H_2 [USD, PVP en EEUU]	760	2.280
Línea de suministro de H_2 y accesorios [USD, PVP en EEUU]	1.265	3.795
Mariposa de aceleración [UYU, PVP en Uruguay]	Ajuste con sistema mecánico (a determinar, depende de cada caso)	Electrónica: 6.000
Pedal [UYU, PVP en Uruguay]	Electrónico: 4.000 en caso de no tenerlo	Electrónico: 4.000 en caso de no tenerlo
Costo de insumos y mano de obra [USD]	6.400	6.400
Precio total aproximado en USD	10.315	21.900

relacionado con la calibración del motor una vez convertido. Para estimar este costo, se tuvo en cuenta la mano de obra, el consumo de hidrógeno y otros gastos asociados al mantenimiento, fallas de equipos, imprevistos, entre otros. Para ilustrar un desglose de estos gastos, se elaboró la Figura 7.9, donde se observa que el mayor costo operativo es el hidrógeno, ya que actualmente en Uruguay no se produce y el mercado local no está suficientemente desarrollado. Para estimar este costo, se utilizó el precio obtenido por Linde Group, 2024, que es de 28.06 USD por metro cúbico normal de hidrógeno, bajo las siguientes hipótesis. La primera hipótesis es que se ensayarán 15 puntos de operación con

el objetivo de realizar un mapeo completo del motor, optimizándolo en cada uno de esos puntos. Para la selección de estos puntos, se eligieron aquellos que fueron representativos en las simulaciones para obtener un mapeo completo, como se observa en la [Figura 7.10](#). Dado que la mayoría de los motores de uso urbano operan entre 1000 y 3000 RPM, se realizó un ensayo cada 1000 RPM, y a partir de las 3000 RPM, se hizo cada 1500 RPM hasta llegar a las 6000 RPM. Además, se asumió que el motor operaría en cada uno de estos puntos durante unos 40 minutos, variando diferentes parámetros para lograr una buena calibración en cada uno de ellos. También se asumió que se pasaría por el régimen de ralentí unas 15 veces, cada una de 8 minutos. Para el consumo de cada punto, se utilizó el obtenido del modelo numérico. En cuanto al precio de la mano de obra, se consideró un trabajador, trabajando 40 horas adicionales al tiempo de los ensayos debido a las modificaciones necesarias en el motor y su instalación en el banco de ensayos. Para la remuneración de este personal, se utilizó el salario de un grado 1, 30 horas de la Universidad de la República. Por último, para los costos de mantenimiento asociados a la operación, se consideraron los precios de algunos elementos necesarios para la instalación del motor de ensayos, como repuestos para el banco, tornería para el acople, cableado, relés, entre otros. Es claro que este elevado precio del hidrógeno genera que la conversión requiera una gran inversión.

Por lo que un factor a evaluar debe ser el costo del hidrógeno. Las proyecciones del costo del hidrógeno dependen de la inversión en infraestructura y de la producción, especialmente en plantas de hidrógeno y electrolizadores, así como del precio de la electricidad. Como se observa en la [Figura 7.11](#), en el escenario menos favorable, el costo del hidrógeno se estima en aproximadamente 4 USD/kg, como estiman IRENA, [2020](#) y McKinsey & Company, [2021](#). Esto indica que, incluso en el peor de los casos proyectados para 2030, el uso de hidrógeno como combustible sería económicamente viable, sin considerar el alza del precio de la gasolina. Además, considerando una inversión significativa en una planta de producción de hidrógeno junto con un costo eléctrico de 20 USD/MWh, el costo del hidrógeno podría reducirse a menos de 1,5 USD/kg, lo cual haría su uso como combustible en este escenario ideal y altamente competitivo, IRENA, [2020](#) y McKinsey & Company, [2021](#).

Considerando estos estudios en el escenario menos favorable, donde el hidrógeno tuviera un precio de 4 USD por kilogramo, el costo de operar con hidrógeno sería de 70 USD, y el costo total de la operación sería de 1035 USD.

Este valor es mucho más razonable y permitirá reducir significativamente el costo del kit. En la [Figura 7.12](#) se puede observar la nueva distribución de los

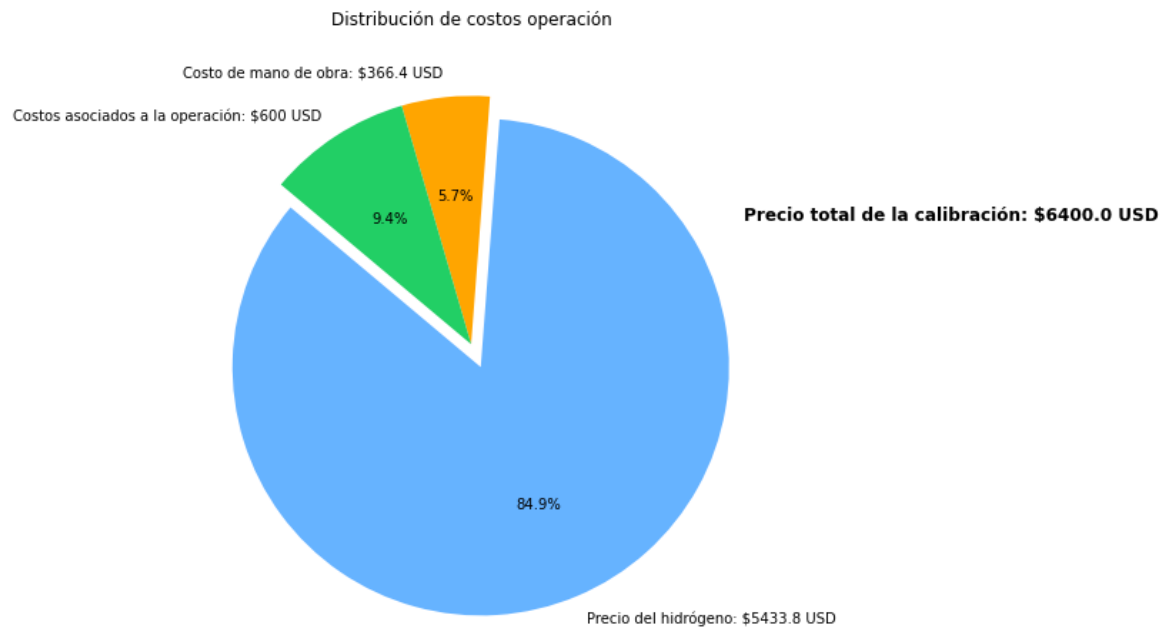


Figura 7.9: Distribución de costos asociados a la operación para la calibración del motor, donde se incluyen los costos asociados al consumo de combustible, la mano de obra, degradación de componentes y mantenimientos debido a la operación. Elaboración propia.

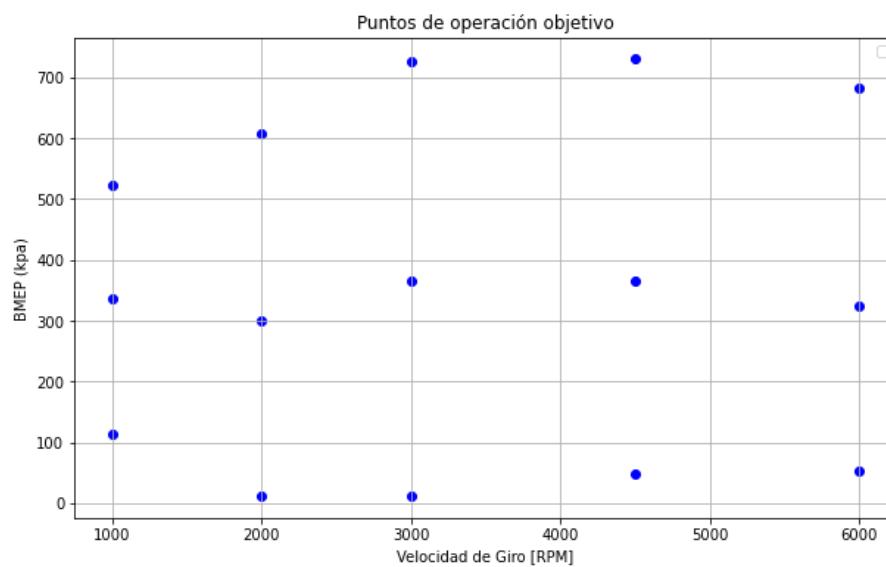


Figura 7.10: Puntos de operación objetivo a ensayar en el motor convertido para la calibración del sistema de control en la ECU. Elaboración propia.

costos asociados a la conversión, con el costo estimado para el hidrógeno.

Por lo que un factor a evaluar debe ser el costo del hidrógeno. Aunque este trabajo no tiene como objetivo la determinación ni la estimación exhaustiva del precio del hidrógeno, se decidió calcular el precio necesario del mismo para que el costo operativo del motor (por hora de operación) sea equivalente al de un motor de gasolina. Este cálculo se realizó utilizando la [Ecuación 7.4](#). Para calcular este precio equivalente, se tomó como referencia el precio local de la gasolina, de 75.04 \$/lt, y el tipo de cambio de 42.8 \$/USD (según la cotización de venta del BROU). Ambos valores fueron verificados el 24/10/2024. Como densidad de la gasolina se utilizó 720 g/L.

El cálculo se realizó en base a los mapas de consumo específico al freno de ambos modelos numéricos, tanto el de gasolina como el de hidrógeno, obteniéndose los resultados mostrados en la [Figura 7.13](#). En esta figura se observa que la mayor parte del mapa presenta valores superiores a 6 USD/kg de hidrógeno. Este valor es significativamente superior a las proyecciones de

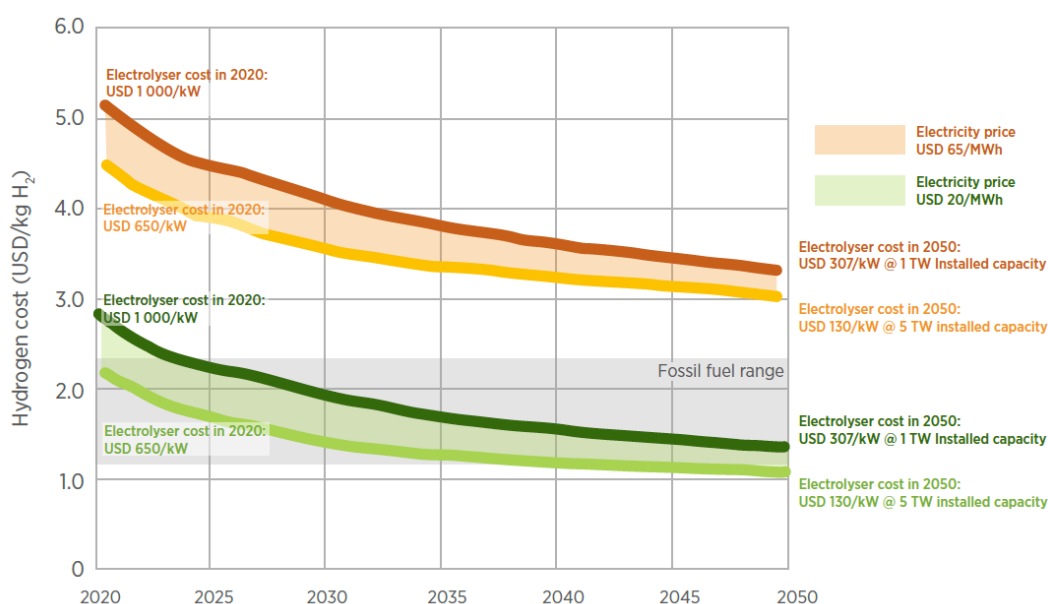


Figura 7.11: Proyección de los costos del hidrógeno. Se considera una eficiencia a capacidad nominal de 65 % con un poder calorífico inferior de 51.2 kWh/kg de hidrógeno en 2020 y una eficiencia a capacidad nominal de 76 % con un poder calorífico inferior de 43,8 kWh/kg de hidrógeno en 2050, considerando una tasa de descuento del 8 % y una vida útil de pila de 80.000 horas. El costo de inversión del electrolizador en 2020 es de 650 a 1000 USD/kW. Los costos de los electrolizadores alcanzan entre 130 y 307 USD/kW como resultado de una capacidad desplegada de 1 a 5 TW para 2050. Fuente: IRENA, [2020](#).

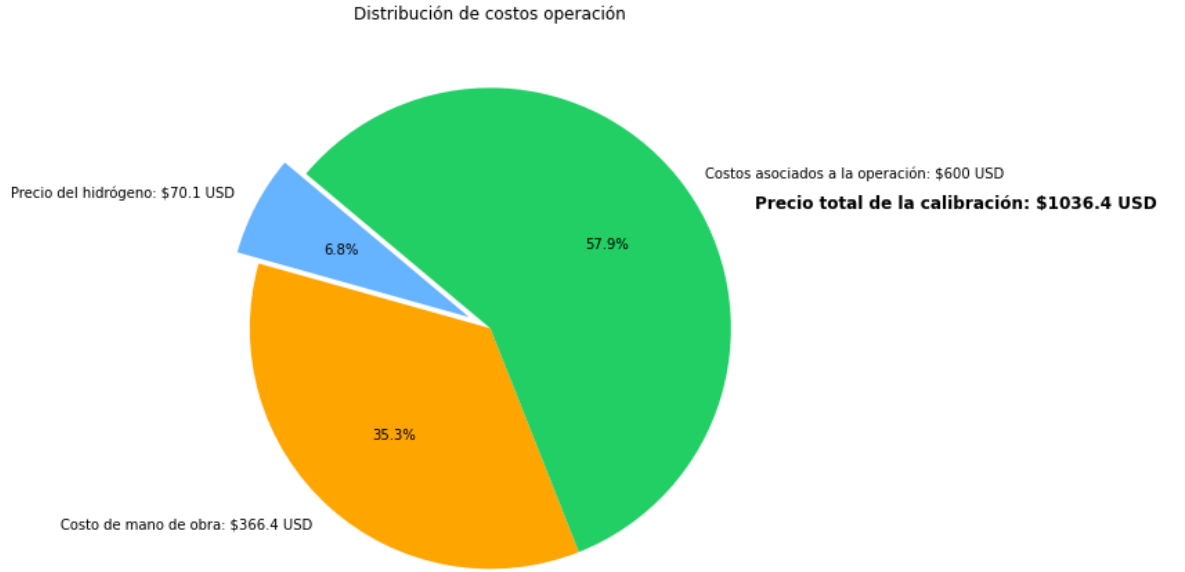


Figura 7.12: Distribución de costos asociados a la operación para la calibración del motor, donde se incluyen los costos asociados al consumo de combustible, la mano de obra, degradación de componentes y mantenimientos debido a la operación, con un costo estimado para el hidrógeno de 4 USD/kg. Elaboración propia.

precio del hidrógeno verde en un mercado a gran escala.

Por lo tanto, considerando la [Figura 7.13](#), si los precios del hidrógeno verde se mantuvieran por debajo de aproximadamente 4.75 USD/kg, como es esperable, sería posible disponer de un combustible limpio y, al mismo tiempo, más económico de operar que la gasolina.

$$Precio_{H_2}[USD/kg] = \frac{1000[g/kg] \cdot Precio_{Gas}[\$/lt] \cdot BSFC_{Gas}[g/kWh]}{BSFC_{H_2}[g/kWh] \cdot Precio_{Dolar}[\$/USD] \cdot \rho_{gas}[g/lt]} \quad (7.4)$$

En la [Figura 6.39](#) se observa una clara caída de la potencia en el motor convertido a hidrógeno. Una posible solución para esta caída de potencia, que debería ser estudiada en el futuro, sería la instalación de un turbocompresor o un e-Turbo. Estos dispositivos aumentarán la cantidad de aire suministrado al motor, incrementando la potencia y la eficiencia del mismo. Otra posible solución sería la instalación de un compresor de aire mecánico; aunque este no mejoraría la eficiencia, sí aumentaría la potencia generada. Con estas tecnologías, se podría alcanzar una potencia similar o incluso superior a la del motor de gasolina original. Sin embargo, estos ajustes requieren un análisis

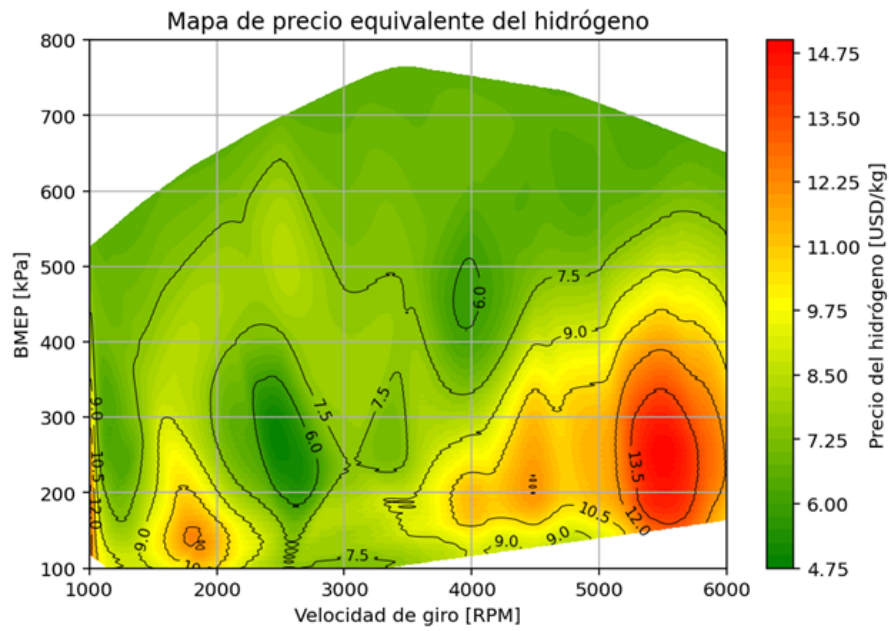


Figura 7.13: Precio necesario del hidrógeno para ser equivalente el precio, por hora de operación, entre el modelo de combustión de hidrógeno y el de gasolina. Elaboración propia.

más detallado y se encuentran fuera del alcance de este proyecto.

7.4.2. Costo de la conversión del laboratorio a hidrógeno

Como se mencionó anteriormente, el banco de ensayos debe adaptarse para lograr un suministro de hidrógeno seguro, confiable y con mediciones precisas del flujo. El costo estimado para adaptar el laboratorio actual del IIMPI y permitir su operación con hidrógeno es de \$25.000 USD, lo cual incluye los materiales en Uruguay y la instalación. Esta inversión cubre diversos elementos esenciales para adaptar el espacio y trabajar de manera segura y eficiente con hidrógeno. Entre estos elementos, se incluye la instalación de líneas de transporte de hidrógeno que permitirían un flujo controlado desde los tanques de almacenamiento hasta el motor de ensayo, asegurando un suministro seguro y estable durante los ensayos. Además, se incluye un sensor de flujo tipo Coriolis para medir de manera precisa el consumo de combustible en tiempo real, proporcionando datos fundamentales para el análisis del rendimiento y eficiencia del motor. También se consideran todas las válvulas de control y regulación de flujo de hidrógeno, el tablero de control, detectores y arrestallamas necesarios para mantener la seguridad de la instalación.

El precio actual del hidrógeno para el abastecimiento del laboratorio, es de 310 USD/kg al 28/10/2024. Este es correspondiente al precio de uso industrial, razón por la cual se encuentra alejado del costo estimado para la operación en la [Subsección 7.4.1](#).

Otras modificaciones consideradas necesarias e incluidas en este presupuesto son la actualización del software de simulación, la adquisición de una válvula servoactuada y un intercambiador de placas, propuestas detalladas en la [Sección 3.3](#).

Sumando los costos de todos los equipos, se estima el costo total de la modificación del banco de ensayos en aproximadamente 30.000 USD. En la [Tabla 7.3](#) se detalla el desglose de estos costos. Cabe recordar que, al tratarse de equipos para la UdelaR, la importación está exonerada de impuestos, siendo necesario únicamente el pago del servicio aduanero.

Tabla 7.3: Presupuesto para la conversión del banco de ensayos. Elaboración propia. Fuentes: Línea de suministro: Swagelok, [2024](#). Software: SAENZ, [2024](#). Válvula: SAENZ, [2024](#). Tanques de H_2 : Linde Group, [2024](#). Intercambiador de placas: Suicalsa, [2024](#)

Concepto	Precio	Cantidad
Línea de suministro	25.000 USD/PVP UY	1
Software	350 USD/PVP ARG	1
Válvula servoactuada	2.450 USD/PVP ARG	1
Normal metro cubico de H_2	28,06 USD/PVP UY	10
Intercambiador de placas	950 USD /PVP ESP	1
Imprevistos y gastos	969,4 USD	1
Total	30.000 UDS	-

Capítulo 8

Conclusiones

En este proyecto se ha investigado los pasos necesarios para la conversión de un motor de gasolina a hidrógeno, explorando tanto los aspectos experimentales como de simulación numérica, así como la implementación de un kit de conversión específico, pero generalizable para otros motores similares. El proyecto demostró con éxito la viabilidad de esta transición, logrando resultados interesantes tanto en la simulación de la operación del motor con hidrógeno, como en el desarrollo de un kit de conversión optimizado.

Se instaló y calibró un motor de cuatro tiempos diseñado para gasolina, utilizando instrumentación avanzada para medir consumo de combustible, velocidad de giro y potencia. Se ensayaron 12 puntos de operación que fueron utilizados para calibrar el modelo numérico, que luego se validó con éxito en dos puntos de operación adicionales. Además, se realizó un análisis exhaustivo de incertidumbres, evaluando tanto la metodología de ensayo como el instrumental disponible para asegurar la confiabilidad de los resultados obtenidos.

El modelo numérico 0D/1D para gasolina presentó una alta precisión en la reproducción de los datos experimentales, lo que sugiere que la metodología y los ajustes realizados son efectivos. Esto significa que el modelo será una herramienta valiosa para optimizar configuraciones futuras. A su vez, este modelo permitió una caracterización precisa del motor bajo distintas condiciones de operación, proporcionando una base confiable para el siguiente paso, su adaptación al hidrógeno.

Las simulaciones indican que un motor convertido es capaz de operar con seguridad, estabilidad, y una eficiencia energética similar o mejor a la de gasolina. Gracias a esto se logra una reducción significativa en emisiones de NOx,

sin embargo se observa una caída considerable en la potencia generada. La diferencia de potencia máxima con respecto a lo reportado por el fabricante fue 17,1 kW y con respecto al modelo de gasolina 12,6 kW. Estos valores por si solos no parecen ser demasiado significativos, pero debido a la arquitectura del motor, estas diferencias son más que considerables ya que el fabricante reporta una potencia máxima 63 kW y el modelo convertido solo 45,9 kW.

A la hora de desarrollar el kit de conversión, la selección y ajuste de componentes críticos como inyectores especializados para hidrógeno, bujías frías, y una ECU adaptable, son esenciales para asegurar que el motor se desempeñe de manera eficiente a la hora de utilizar hidrógeno. Se determinó que el sistema de inyección debe tener la capacidad de suministrar un flujo de 1.58 g/s de hidrógeno a una presión de 10 bar. Idealmente esto es logrado con el inyector seleccionado Phinia, [2024](#). Además de la necesidad de utilizar bujías frías como las ILTR6H8G, de NKG, evitando anomalías o fenómenos indeseados en la combustión, sin perder desempeño del motor.

Este proyecto no solo valida la viabilidad técnica de la conversión a hidrógeno, sino que también destaca el potencial del kit de conversión como una solución práctica y escalable. Este ofrece una solución ecológica para cambiar la matriz energética en el transporte, que actualmente depende casi por completo de los combustibles fósiles.

La capacidad del kit de conversión a hidrógeno está directamente relacionada con el presupuesto disponible. En este análisis se consideran dos opciones de inversión, una de presupuesto reducido, estimado en 10315 USD, que incluye componentes funcionales básicos y reutilizados; y una de presupuesto elevado, estimado en 21900 USD, que incorpora componentes de alta calidad diseñados para garantizar un rendimiento óptimo del vehículo. Con cualquiera de estos, se podrían reutilizar los vehículos existentes, transformándolos a una propulsión libre de carbono y con un impacto ambiental reducido o prácticamente despreciable en comparación con otras tecnologías propuestas para este cambio de la matriz.

Con la posibilidad de ajustes y elementos adicionales, el kit tiene la capacidad de seguir evolucionando hacia un sistema aún más eficiente y adaptable, permitiendo así una transición hacia combustibles limpios sin necesidad de desarrollar nuevas tecnologías desde cero. Dada la reducción de potencia presentada en el modelo luego de la conversión a hidrógeno del motor, como se discute en la [Subsubsección 6.2.2.3](#) y la [Subsección 7.4.1](#), se recomienda a fu-

turo considerar la incorporación de un turbocompresor o un e-Turbo al kit de conversión. Este componente permitiría aumentar la potencia del motor con tecnologías ya de uso generalizado en motores de combustión interna.

Los resultados de este proyecto invitan a continuar el trabajo en su implementación, así como el perfeccionamiento del modelo numérico, para potenciar su precisión y aplicabilidad en diferentes configuraciones y escalas de motores. Con este objetivo a largo plazo, se considera necesaria la mejora del laboratorio de motores de combustión interna del IIMPI para que el mismo tenga la capacidad de trabajar con hidrógeno. Para esto, se estimo un presupuesto para la conversión del banco de ensayo del laboratorio en 30000 USD.

Finalmente, los resultados obtenidos en este trabajo reflejan que la conversión de motores de gasolina a hidrógeno es una solución viable y efectiva para la reducción de emisiones contaminantes y el avance hacia un futuro del transporte sostenible. Para lograr la viabilidad económica del hidrógeno como combustible, será necesario que su precio se sitúe por debajo de 4.75 USD/kg, cifra identificada en la [Subsección 7.4.1](#) como el punto de equilibrio en el que el hidrógeno resulta más competitivo que la gasolina, considerando el precio actual de este combustible. Este análisis resalta el potencial del hidrógeno, considerando que incluso las proyecciones más conservadoras para 2030 estiman un precio de 4 USD/kg, lo que refuerza su viabilidad como una alternativa energética sostenible a futuro.

La creación de este kit de conversión proporciona las bases para futuros proyectos de investigación y desarrollos en el campo, abriendo la puerta a nuevas oportunidades de innovación en sistemas de propulsión y a una mayor independencia energética a través del uso del hidrógeno en Uruguay.

Referencias bibliográficas

- AEM. (2024). AEM Infinity 8 EMS Series 708 [Consultado el 01/11/2024]. https://www.brewedmotorsports.com/product/electronics/standalone-ecus/aem-performance-electronics/infinity-8-ems-series-708/?srsltid=AfmBOopbWTTewaqFb-E7e-XOipqHPw5ZOQhcndAhcheb2QAQ_kHMOz4
- Ahmadi, P., y Khoshnevisan, A. (2022). Dynamic simulation and lifecycle assessment of hydrogen fuel cell electric vehicles considering various hydrogen production methods. *International Journal of Hydrogen Energy*, 47. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.06.215>
- Ahmed, A. A., Nazzal, M. A., y Darras, B. M. (2023). A Comprehensive Sustainability Assessment of Battery Electric Vehicles, Fuel Cell Electric Vehicles, and Internal Combustion Engine Vehicles through a Comparative Circular Economy Assessment Approach. *Sustainability*. <https://doi.org/https://doi.org/10.3390/su15010171>
- Alpine. (s.f.). Alpenglow Hy4 [Consultado el 22/06/2024]. <https://www.alpine-cars.co.uk/concept-cars/alpenglow.html>
- Anjunath, N., y Aditya, H. R. (2016, junio). *Comparison of Predictive Gasoline Combustion Models Using GT-Power*.
- AVL. (s.f.). Pressure Sensors for Combustion Analysis [Consultado el 24/06/2024]. <https://www.avl.com/en/testing-solutions/all-testing-products-and-software/advanced-measurement-technologies/pressure-0>
- AVL Racetech. (s.f.). AVL Racetech Builds Hydrogen Combustion Engine for Motorsport [Consultado el 16/06/2024]. <https://www.avl.com/en-es/press/press-release/avl-racetech-builds-hydrogen-combustion-engine-motorsport>
- AyEtodo.com. (2024). Banco Prueba Lavado Inyectores Gdi Autool Ct400 6 Probetas [Consultado el 09/11/2024]. <https://www.ayetodo.pro/MCO->

877210683-banco-prueba-lavado-inyectores-gdi-autool-ct400-6-probetas-JM

- Beer, F., E. Russell Johnston, J., DeWolf, J. T., y Mazurek, D. F. (2009). *Mecanica de Materiales* (5.^a ed.). Mc Graw Hill Education.
- Bibiloni, S., Irimescu, A., Martinez-Boggio, S., Merola, S., y Curto-Risso, P. (2024). Mild Hybrid Powertrain for Mitigating Loss of Volumetric Efficiency and Improving Fuel Economy of Gasoline Vehicles Converted to Hydrogen Fueling. *Machines MDPI*. <https://doi.org/https://doi.org/10.3390/machines12060355>
- Centro Repuestos. (2024a). BUJIA NGK FAW X40 1.6 [Consultado el 01/11/2024]. http://www.centrorepuestos.com.uy/index.php?main_page=product_info&cPath=11_141&products_id=125787
- Centro Repuestos. (2024b). BUJIAS NGK JAPON Ford FOCUS/FIESTA 1.6 16V MOTOR SIGMA [Consultado el 01/11/2024]. http://www.centrorepuestos.com.uy/index.php?main_page=product_info&cPath=11_141&products_id=125784
- Centro Repuestos. (2024c). CUERPO MARIPOSA Chevrolet ONIX/PRISMA 1.4 2013-2016 [Consultado el 01/11/2024]. http://www.centrorepuestos.com.uy/index.php?main_page=product_info&cPath=14_368&products_id=125600
- Compañía Técnico Industrial SRL. *Torres de Enfriamiento Serie "SQçon Re-lleño Celular de Diseño Patentado*. 1972.
- Cummins Inc. (s.f.). Examples of hydrogen engines in mobility and transportation [Consultado el 19/06/2024]. <https://www.cummins.com/news/2022/01/27/examples-hydrogen-engines-mobility-and-transportation>
- De colvenaer, B., y Castel, C. (2012). The fuel cells and hydrogen joint undertaking (FCH JU) in Europe. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 7. <https://doi.org/10.1093/ijlct/ctr035>
- Dynamometer-World. (s.f.). Automotive Dynamometers and Control Systems. <https://dynamometer-world.com/index.php/10-reconditioned-dynamometers.html>
- ECUMaster.
(2024). ECUMASTER EMU BLACK [Consultado el 01/11/2024]. https://ecumasterusa.com/products/ecumaster-emu-black-standalone-ecu?srsId=AfmBOopUQ1EipJvmeX3uNqCcfVYvCBvGS4WNUYKHw6_4uHPLmqxaYaW&variant=8318139039805

- Evangelisti, S., Tagliaferri, C., Brett, D. J. L., y Lettieri, P. (2017). Life cycle assessment of a polymer electrolyte membrane fuel cell system for passenger vehicles. *Journal of Cleaner Production*, 142. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2016.11.159>
- Ferguson, C. R. (1986). *Internal combustion engines*. John Wiley Son.
- FIA World Endurance Championship. (s.f.). Alpine presents Alpenglow Hy4 at WEC Spa race [Consultado el 22/06/2024]. <https://www.fiawec.com/en/news/alpine-presents-alpenglow-hy4-at-wec-spa-race/7965>
- Frangoul, A. (s.f.). Toyota and Yamaha are developing a hydrogen-fueled V8 engine [Consultado el 16/06/2024]. <https://www.cnbc.com/2022/02/22/toyota-commissions-yamaha-motor-to-develop-hydrogen-fueled-engine.html>
- Fueltech. (2017). *Manual de Instalación y Especificaciones Técnicas*. Fueltech.
- Gamma Technologies LLC. (2024). *GT Manuals and Help*.
- Geely International Corporation. (2007). MR479Q / MR479QA / MR481QA / JL481A Engine Workshop Manual.
- H2 Business News. (s.f.). ¿Cómo funciona un motor propulsado por pila de combustible de hidrógeno? [Consultado el 23/10/2024]. <https://h2businessnews.com/como-funciona-un-motor-propulsado-por-pila-de-combustible-de-hidrogeno/>
- Heywood, J. (2018). *Internal Combustion Engine Fundamentals* (2.^a ed.). McGraw Hill Education.
- Hidetoshi, T., y Takaya, K. (1999). Piston temperature measurement method for high-speed gasoline engines. *SAE International*. [https://doi.org/S0389-4304\(99\)00002-8](https://doi.org/S0389-4304(99)00002-8)
- Huyskens, P. (2011). The technical implementation of a retrofit hydrogen PFI system on a passenger car. *SAE International*. <https://doi.org/2011-01-2004>
- Incropera, F., y DeWitt, D. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor*. Prentice Hall, 4.
- Instrumart. (s.f.-a). Differential Pressure Flow Meters. <https://www.instrumart.com/categories/4140/differential-pressure-flow-meters>
- Instrumart. (s.f.-b). Endress+Hauser Coriolis Mass Flow Meters. <https://www.instrumart.com/brand-category/1465/5678/endresshauser-coriolis-mass-flow-meters>

- Instrumart. (s.f.-c). Macnaught Positive Displacement Flow Meters. <https://www.instrumart.com/brand-category/1428/4138/macnaught-positive-displacement-flow-meters>
- Instrumart. (s.f.-d). Vortex Flow Meters. <https://www.instrumart.com/categories/4144/vortex-flow-meters>
- IRENA. (2020). Green Hydrogen Cost Reduction: Scaling up Electrolysers to Meet the 1.5C Climate Goal [International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi.].
- Irimescu, A., Vaglieco, B. M., Merola, S. S., Zollo, V., y Marinis, R. D. (s.f.). Conversion of a small size passenger car to hydrogen fueling: simulation of full load performance.
- Irimescu, A., Vaglieco, B. M., Merola, S. S., Zollo, V., y Marinis, R. D. (2022). Conversion of a Small Size Passenger Car to Hydrogen Fueling: Focus on Rated Power and Injection Phasing Effects. *SAE International*. <https://doi.org/10.4271/2022-24-0031>
- Ji, C., Hong, C., Wang, S., Xin, G., Meng, H., Yang, J., y Qiang, Y. (2023). Evaluation of the variable valve timing strategy in a direct-injection hydrogen engine with the Miller cycle under lean conditions. *Elsevier*. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.127932>
- Kraus, O. (2024). Módulo 3: Tornillos y diseño de uniones no permanentes [Notas del curso de Elementos de Maquinas de la Facultad de Ingenieria UDELAR. Consultado el 30/09/2024].
- Kurtz, J., Sprik, S., y Saur, G. (2019). *Fuel Cell Electric Vehicle Durability and Fuel Cell Performance*. <https://doi.org/10.2172/1501675>
- LearnCAx. (s.f.). Insights on CFD for Combustion in IC Engines [Consultado el 10/10/2024]. <https://www.learncax.com/knowledge-base/blog/by-category/fundamentals/insights-on-cfd-for-combustion-in-ic-engines>
- Linde Group. (2024). Cotizacion Linde Group [Consultado el 15/8/2024].
- LPGwebshop. (2024). Prins Rail 4x Injectors Keihin KN8 Yellow 73cc - VSI 4/8 cyl. LPG/CNG [Consultado el 12/11/2024]. <https://lpgwebshop.com/en/keihin-kn8-injectors/298-prins-rail-4x-injectors-keihin-kn8-yellow-73cc-vsi-48-cyl-lpgcng-4250959425331.html>
- Luo, X., Zeng, X., Zou, P., Lin, Y., Wei, T., Yuan, X., y Liao, S. (2020). A finite element analysis-computational fluid dynamics coupled analysis on thermal-mechanical fatigue of cylinder head of a turbo-charged diesel engine. *Sage Journals*. <https://doi.org/10.1177/0954407019890481>

- Martinez, S., Merola, S., y Irimescu, A. (2019). Flame front and burned gas characteristics for different split injection ratios and phasing in an optical GDI engine. *Applied Sciences (Switzerland)*, 9. <https://doi.org/10.3390/app9030449>
- Martinez-Boggio, S., Di Blasio, D., Fletcher, T., Burke, R., García, A., y Monsalve-Serrano, J. (2023). Optimization of the air loop system in a hydrogen fuel cell for vehicle application. *Energy Conversion and Management*, 283. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.116911>
- McKinsey & Company. (2021). Hydrogen Insights: A perspective on hydrogen investment, market development and cost competitiveness [Hydrogen Council.].
- Mercado Libre. (2024). Pedal Acelerador Electrónico Volkswagen Gol G6, G7/ Fox 2011 [Consultado el 01/11/2024]. https://articulo.mercadolibre.com.uy/MLU-474349084-pedal-acelerador-electronico-volkswagen-gol-g6-g7-fox-2011-_JM#reco_item_pos=0&reco_backend=item_decorator&reco_backend_type=function&reco_client=home_items-decorator-legacy&reco_id=9145f10e-fcea-456c-9f9c-c6baf48496ec&reco_model=&c_id=/home/navigation-recommendations-seed/element&c_uid=c73b43c6-8d48-41f2-bff3-7781f3ab3ce6&da_id=navigation&da_position=0&id_origin=/home/dynamic_access&da_sort_algorithm=ranker
- Ministerio de Industria, Energía y Minería. (s.f.). “Hoja de Ruta de Hidrógeno Verde en Uruguay [Consultado el 27/03/2024]. <https://www.gub.uy/ministerio-industria-energia-mineria/comunicacion/noticias/hoja-ruta-hidrogeno-verde-uruguay>
- Mohiuddin, A., Rahman, A., y Fikr, A. (2008). DESIGN AND DEVELOPMENT OF VALVE TRAIN SYSTEM FOR GASOLINE ENGINE USING GT-SUITE SOFTWARE. *International Journal of Mechanical and Materials Engineering (IJMME)*.
- Molina, S., Novella, R., Gomez-Soriano, J., y Olcina-Girona, M. (2024). Impact of medium-pressure direct injection in a spark-ignition engine fueled by hydrogen. *Fuel*, 360. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.130618>
- Molina, S., Novella, R., Pla, B., y Lopez-Juarez, M. (2021). Optimization and sizing of a fuel cell range extender vehicle for passenger car applications in driving cycle conditions. *Applied Energy*, 285. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.116469>

- Murugan, A., y Brown, A. S. (2015). Review of purity analysis methods for performing quality assurance of fuel cell hydrogen. *International Journal of Hydrogen Energy*, 40. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2015.01.041>
- Naganuma, K., y et al. (2009). Efficiency and Emissions-Optimized Operating Strategy of a High-pressure Direct Injection Hydrogen Engine for Heavy-duty Trucks. *SAE International*. <https://doi.org/2009-01-2683>
- Nakagawa, K., Yamane, K., y Ohira, T. (2012). Potential of large output power, high thermal efficiency, near-zero NOx emission, supercharged, lean-burn, hydrogen-fuelled, direct injection engines. *Energy Procedia*. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2012.09.053>
- NGK. (2024). What is a Spark Plugs Heat Range? [Consultado el 04/10/2024]. <https://www.ngk.com/what-is-a-spark-plugs-heat-range-2>
- Omega Engineering, Inc. (s.f.-a). Data Acquisition Modules. <https://www.omega.com/en-us/data-acquisition/c/data-acquisition-modules?q=%3Arecommended&articlecount=&manualcount=&page=0>
- Omega Engineering, Inc. (s.f.-b). Load Cells. <https://www.omega.com/en-us/force-and-strain-measurement/c/load-cells>
- Omega Engineering, Inc. (s.f.-c). Vortex Flow Meters. <https://www.omega.com/en-us/flow-instruments/flow-meters/c/vortex-flow-meters>
- Papadias, D. D., Ahmed, S., Kumar, R., y Joseck, F. (2009). Hydrogen quality for fuel cell vehicles - A modeling study of the sensitivity of impurity content in hydrogen to the process variables in the SMR-PSA pathway. *International Journal of Hydrogen Energy*, 34. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.06.026>
- Phinia. *HYDROGEN FUEL INJECTOR MULTEC® 3.5 H2 PFI* [https://www.phinia.com/technologies/hydrogen-solutions]. <https://www.phinia.com/technologies/hydrogen-solutions>. 2024.
- Rodríguez, P. G. (s.f.-a). Disfrimur prueba con éxito un Volvo FH con motor de combustión de hidrógeno [Consultado el 22/06/2024]. <https://www.fenadismerencarretera.com/disfrimur-prueba-con-exito-un-volvo-fh-con-motor-de-combustion-de-hidrogeno/>
- Rodríguez, P. G. (s.f.-b). Volvo lanzará camiones propulsados por motor de combustión de hidrógeno antes de 2030 [Consultado el 22/06/2024]. <https://www.fenadismerencarretera.com/volvo-lanzara-camiones-propulsados-por-motor-de-combustion-de-hidrogeno-antes-de-2030/>

- Ruffini, E., y Wei, M. (2018). Future costs of fuel cell electric vehicles in California using a learning rate approach. *Energy*, 150. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.02.071>
- Ruiz Gálvez Martín, J. M. (s.f.). Industrialización de un bloque de motor diésel: proceso de mecanizado [Consultado el 08/06/2024]. <https://repositorio.comillas.edu/xmlui/bitstream/handle/11531/3746/PFC000279.pdf?sequence=1>
- SAENZ. (2024). Cotización SAENZ [Consultado el 15/8/2024].
- Shin, H., Kyu, H., y Ha, S. K. (2023). A Review on the Cost Analysis of Hydrogen Gas Storage Tanks for Fuel Cell Vehicles. *Energies* 16, 13. <https://doi.org/https://doi.org/10.3390/en16135233>
- Siemens Energy. (s.f.). Haru Oni: eFuel plant of the future [Consultado el 27/03/2024]. https://www.siemens-energy.com/global/en/home/stories/haru-oni.html?gclid=Cj0KCQjwhtWvBhD9ARIsAOP0Gohy2IN8Yib17IDvSGUSJtCmY3vr3JyEO_9asgAWrQXsiCDX-vZ8v7oaAqzJEALw_wcB&gad_source=1
- Southwest Research Institute. (s.f.-a). Hydrogen Internal Combustion Engine (H2-ICE) Consortium [Consultado el 16/06/2024]. <https://www.swri.org/industry/hydrogen-powered-vehicles/hydrogen-internal-combustion-engine-h2-ice-consortium>
- Southwest Research Institute. (s.f.-b). SwRI's H2-ICE consortium demonstrates ultra-low emissions from hydrogen-fueled heavy-duty engine [Consultado el 16/06/2024]. <https://www.swri.org/press-release/swri-s-h2-ice-consortium-demonstrates-ultra-low-emissions-hydrogen-fueled-heavy-duty>
- Speeduino. (s.f.). Speeduino component kit [Consultado el 01/11/2024]. <https://speeduino.com/shop/board-components/36-speeduino-v03-component-kit.html>
- Suicalsa. (2024). Intercambiadores [Consultado el 4/10/2024].
- Superflow. (2024). SF-750 [Consultado el 09/11/2024]. <https://superflow.com/product/sf-750-flowbench/>
- Swagelok. (2024). Cotización Swagelok [Consultado el 30/10/2024].
- Toyota. (2024). Toyota Parts Overstock [Consultado el 02/11/2024]. https://parts.lakelandtoyota.com/showAssembly.aspx?ukey_assembly=2514736&ukey_product=16042805#15

- Transporte Mundial. (2024). Presentan un nuevo camión que marca el camino a seguir: no es eléctrico, diésel o a gas [Consultado el 22/06/2024]. <https://transportemundial.com.ar/novedades/nuevo-camion-volvo-a-hidrogeno/>
- Universidad de Heilbronn. (2024). Ensayo de sensor Keihin, tipo KN8 73cc con nitrógeno. [Consultado el 10/04/2024].
- Universidad Pablo de Olavide. (s.f.). Tema 9: Métodos de control de emisiones I. https://www.upo.es/depa/webdex/quimfis/CA_old/Tema9aCA_6xA4.pdf
- USABlueBook. (s.f.). Electromagnetic Flow Meters. <https://www.usabluebook.com/flow-metering/electromagnetic-flow-meters/>
- Valls, S. (s.f.). Toyota avanza con la Hilux a hidrógeno: cuándo sale a la venta [Consultado el 22/06/2024]. <https://www.lanacion.com.ar/autos/toyota-avanza-con-la-hilux-a-hidrogeno-cuando-sale-a-la-venta-nid21062024/>
- Vera-García, F. (s.f.). 6: Representación de la instalación experimental del motor, puntos y sistemas de medida en el motor. [Consultado el 04/10/2024]. https://www.researchgate.net/figure/Figura-56-Representacion-de-la-instalacion-experimental-del-motor-puntos-y-sistemas-de_fig17_318674160
- Verhelst, S. (2014). Recent progress in the use of hydrogen as a fuel for internal combustion engines. *International Journal of Hydrogen Energy*, 39. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2013.10.102>
- Verhelst, S., Sierens, R., y Verstraeten, S. (2009). A Critical Review of Experimental Research on Hydrogen Fueled SI Engines.
- Volvo Group. (s.f.). Hydrogen fuel cells and combustion engines [Consultado el 16/06/2024]. <https://www.volvogroup.com/en/sustainable-transportation/sustainable-solutions/hydrogen-fuel-cells.html>
- Wang, R. (2014). Predictive Combustion Modelling. *Gamma Technologies*.
- White, C. M., Steeper, R. R., y Lutz, A. E. (2006). The hydrogen-fueled internal combustion engine: a technical review. *International Journal of Hydrogen Energy*, 331. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2005.12.001>
- Wittek, K., Cogo, V., y Prante, G. (2024). Full load optimization of a hydrogen fuelled industrial engine. *International Journal of Hydrogen Energy*. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2024.06.198>

- Woschni, G. (1967). A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine. *SAE International*. <https://doi.org/10.4271/670931>
- X-engineer. (2024). Mechanical efficiency and friction mean effective pressure (FMEP) [Consultado el 15/09/2024]. <https://x-engineer.org/mechanical-efficiency-friction-mean-effective-pressure-fmep/>
- Xu, P., Ji, C., Wang, S., Cong, X., Ma, Z., Tang, C., Meng, H., y Shi, C. (2020). Effects of direct water injection on engine performance in a hydrogen (H₂)-fueled engine at varied amounts of injected water and water injection timing. *International Journal of Hydrogen Energy*, 45. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2020.03.011>
- zhi Bao, L., gang Sun, B., y he Luo, Q. (2022). “Optimal control strategy of the turbocharged direct-injection hydrogen engine to achieve near-zero emissions with large power and high brake thermal efficiency. *Fuel*, 325. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.124913>

APÉNDICES

.1. Apéndice A

.1.1. Informe de Calibración Balanza

INFORME DE CALIBRACIÓN N°: 316-116409

Solicitante: Facultad de ingeniería
Dirección: J. Herrera Y Reisig 565
Instrumento: Balanza Electrónica
Identificación: Marca: Senova Cap. Máxima (g): 5000
Modelo: DTB50001F Cap. Mínima (g): -
Clase: - Mín. División (g): 0,1
N° de Serie: 16080077 Div. de Verificación (g): -
Código: BAL 2

Fecha de Calibración: 6 de marzo de 2024

Lugar de Calibración: J. Herrera Y Reisig 565, Facultad de ingeniería, Lab C

Procedimiento de Calibración:

La calibración fue realizada según el procedimiento DCalBalanzas V13, basado en la "Guía para la calibración de los instrumentos para pesar de funcionamiento no automático" del SIM (Sistema Interamericano de Metrología).

Durante la calibración se utilizaron las siguientes pesas patrones:

- Clase F1 (Código Interno PT 1-F1 A) con resultados trazables a patrones primarios a través del certificado 1994465/MET emitido en julio de 2022 por LATU.

Condiciones de Calibración:

Previo a la calibración:

- Se verificó que la balanza estuviese prendida por al menos media hora.
- Se realizó una limpieza superficial de la balanza.
- Se registró el correcto funcionamiento de la misma.
- Se niveló la balanza.

Condiciones Ambientales:

Temperatura Inicial: $(23,3 \pm 2,0) ^\circ\text{C}$

Temperatura Final:

$(23,9 \pm 2,0) ^\circ\text{C}$

Humedad Relativa Inicial: $(54 \pm 7,5) \% \text{ HR}$

Humedad Relativa Final:

$(51 \pm 7,5) \% \text{ HR}$

Ajuste de la Balanza

Previo a la calibración, la balanza fue ajustada con una pesa de 2000 g (PT 1-F1 A).

Previo al ajuste se relevó la lectura de la balanza:

Carga (g)	Lectura (g)
2000,0	2000,5
5000,0	5001,1

Incertidumbre de Medida

La Incertidumbre expandida ha sido calculada a partir de la suma cuadrática de las componentes tipo A y tipo B de la Incertidumbre típica, con un factor de cobertura $k \approx 2$ que, para una distribución normal corresponde a una probabilidad de cobertura de aproximadamente 95 %.

La incertidumbre fue determinada de acuerdo a las recomendaciones de la "Guía para la calibración de los instrumentos para pesar de funcionamiento no automático" del SIM (Sistema Interamericano de Metrología) y la "ISO Guide for the Expression of Uncertainty of Measurements".

Nota:

Este informe no podrá ser reproducido total ni parcialmente sin la autorización escrita del laboratorio.

Los resultados de la calibración se refieren exclusivamente a los instrumentos identificados en el presente informe.

Metrología e Instrumentación LPGC SAS

lpgcalibraciones.com.uy

Paysandú 817/CP 11000

Montevideo, Uruguay

Tel.: 29025743

INFORME DE CALIBRACIÓN N°: 316-116409

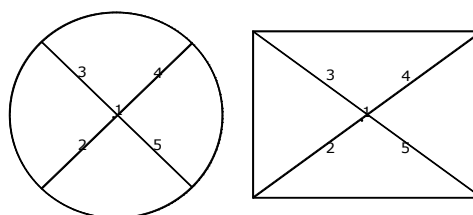
Resultados de la Calibración

EXACTITUD			
Carga (g)	Lectura (g)	Error (g)	Uexp (g)
5,0	5,0	0,0	8,2E-02
500,0	499,3	-0,7	8,3E-02
1000,0	998,6	-1,4	8,5E-02
1600,0	1599,3	-0,7	8,9E-02
2200,0	2200,0	0,0	9,4E-02
2700,0	2699,9	-0,1	9,9E-02
3500,0	3500,0	0,0	1,1E-01
4000,0	3999,9	-0,1	1,2E-01
4500,0	4499,9	-0,1	1,2E-01
5100,0	5099,9	-0,1	1,3E-01

EXCENTRICIDAD	
Carga aprox. (g): 2000	
1	2000,0
2	2000,0
3	2000,0
4	1999,9
5	2000,0
1	2000,0
Dif. Máx al centro (g):	
0,10	

MOVILIDAD	
Resultado	Positivo

REPETIBILIDAD	
Carga aprox. (g): 5000	
	Lectura (g)
	5000,0
	5000,0
	5000,0
	5000,0
	5000,0
	5000,0
	5000,0
	5000,0
	5000,0
	5000,0
STD (g)	0,00
Dif. Máx (g)	0,00



INCERTIDUMBRE

Incertidumbre expandida máxima para el rango calibrado:

$$U_{exp} = 1,3E-01 \text{ gramos}$$

Se expide el siguiente Informe, en Montevideo, a los 15 días del mes de Marzo de 2024.

Ing. Quím. Pedro Gatti Rowland
Responsable Técnico

Metrología e Instrumentación LPGC SAS
lpgcalibraciones.com.uy
Paysandú 817/CP 11000
Montevideo, Uruguay
Tel.: 29025743

.1.2. Catalogo del inyector Phinia PFI de hidrógeno



Explore our technologies

HYDROGEN FUEL INJECTOR MULTEC[®] 3.5 H₂ PFI

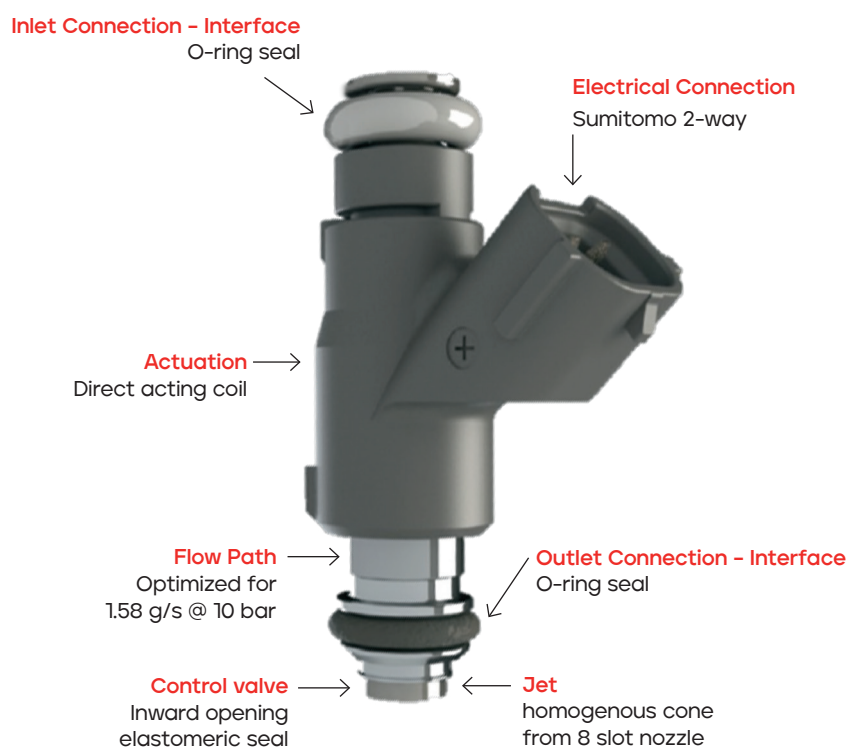
For Hydrogen, Light Duty Applications and Commercial Vehicles



Explore our technologies

MULTEC[®] 3.5 H₂ PFI

ECU controlled low pressure fuel injector for hydrogen internal combustion engines and fuel cells



FEATURE	MULTEC [®] 3.5 H ₂
Static flow range (g/s)	1.58 at 10bar
Operating pressure (bar gauge)	up to 10
Maximum OD (mm)	17.0 (solenoid diameter)
Tip diameter (mm)	8.0
Solenoid Resistance (ohms)	7.6
Electrical Connector	Sumitomo PN 6189-0785

Features

- Compact injector design with high impedance coil
- Compatible with standard PFI injector packaging

Design Features

- Direct acting single coil solenoid
- Inward opening control valve
- Elastomer valve seal for good sealing performance and low noise
- Optimized internal flow path for high mass flow in compact package
- No external lubrication is required

Performance

- Nominal pressure range: 2 to 10bar gauge
- Static flow range: up to 1.58 g/s at 10bar gauge
- Compatible with low cost saturated switch or peak and hold drivers
- Validated to 480M cycles in fuel cell grade hydrogen

Benefits

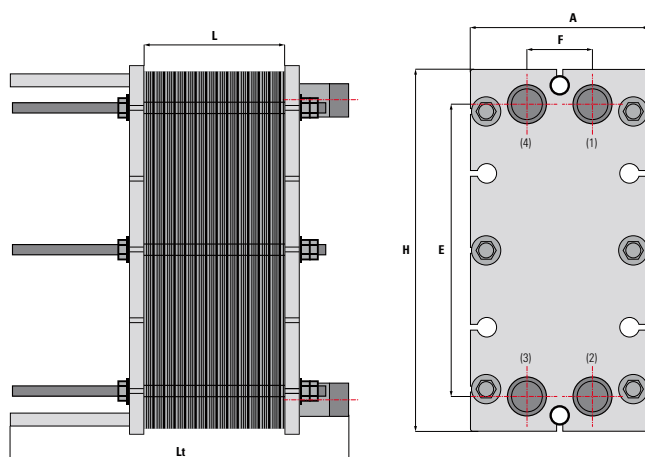
- Compatible with CNG and hydrogen gases
- Conventional PFI fuel rail designs can be used with the injector
- Injector can be easily adapted to existing powertrains
- Injector is certified to European ECE R110 performance and safety standards
- Compatible with standard OBD strategies

ANEXOS

A.1. Anexo A.1

A.1.1. Folleto IP3600 Int. Desmontable

IP 3600 / INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS DESMONTABLES



CONDICIONES DE DISEÑO

Presión diseño	Temperatura diseño	
	NBR	EPDM
8 bar	95 C°	140 C°

- 1 Entrada primario
- 2 Salida primario
- 3 Entrada secundario
- 4 Salida secundario

DIMENSIONES

Nº placas	Área placa (m²)	Dimensiones (mm)						Conexiones Rosca gas MACHO
		H	E	A	F	L	Lt	
0 - 31	0,041	460	357	200	69	nº placas x 2,9	220	1" 1/4
32 - 67		460	357	200	69	nº placas x 2,9	370	1" 1/4

El área total de intercambio se calcula por la fórmula siguiente:
 $A = (Nº \text{ placas} - 2) * \text{Área placa}$

DATOS DE FUNCIONAMIENTO Producción ACS y calentamiento por caldera

Nº placas	Código	Potencia (kw)	Caudal (litros / hora)		Pérdida carga (mca)		Peso (kg)
			Primario	Secundario	Primario	Secundario	
5	IP360005NX08	27	1.193	586	3,06	1,02	27
7	IP360007NX08	40	1.767	869	2,99	1,00	28
9	IP360009NX08	53	2.342	1.151	2,96	0,99	28
11	IP360011NX08	66	2.916	1.433	2,94	0,98	29
13	IP360013NX08	80	3.535	1.737	2,99	1,00	30
15	IP360015NX08	93	4.109	2.019	2,97	0,99	30
17	IP360017NX08	106	4.684	2.302	2,96	0,99	31
19	IP360019NX08	120	5.302	2.606	2,99	1,00	32
21	IP360021NX08	133	5.877	2.888	2,98	0,99	32
23	IP360023NX08	146	6.451	3.170	2,97	0,99	33
25	IP360025NX08	160	7.070	3.474	2,99	1,00	33
27	IP360027NX08	173	7.644	3.757	2,98	0,99	34
29	IP360029NX08	186	8.219	4.039	2,97	0,99	35
31	IP360031NX08	200	8.837	4.343	2,99	1,00	35
33	IP360033NX08	213	9.412	4.625	2,98	1,00	36
35	IP360035NX08	226	9.986	4.907	2,97	0,99	37
37	IP360037NX08	239	10.560	5.190	2,97	0,99	37
39	IP360039NX08	253	11.179	5.494	2,98	1,00	38
41	IP360041NX08	266	11.753	5.776	2,98	0,99	39
43	IP360043NX08	280	12.372	6.080	2,99	1,00	39
45	IP360045NX08	292	12.902	6.340	2,97	0,99	40
47	IP360047NX08	306	13.521	6.644	2,98	0,99	41
49	IP360049NX08	319	14.095	6.927	2,97	0,99	41
51	IP360051NX08	332	14.670	7.209	2,97	0,99	42

Los datos térmicos están calculados para un primario con agua de 90 a 70 °C y un secundario con agua de 15 a 55 °C.

DATOS DE FUNCIONAMIENTO Para PISCINA y calentamiento por panel solar

Volúmen (m³) piscina	Nº placas	Código	Potencia (kw)	Caudal (litros / hora)		Pérdida carga (mca)		Peso (kg)
				Primario	Secundario	Primario	Secundario	
10	5	IP360005PX08PTI	8	714	419	1,48	0,58	27
20	7	IP360007PX08PTI	16	1.427	838	2,50	0,99	28
30	9	IP360009PX08PTI	25	2.142	1.258	3,10	1,23	28
40	13	IP360013PX08PTI	33	2.856	1.677	2,51	0,99	30
50	15	IP360015PX08PTI	41	3.570	2.096	2,84	1,12	30
60	17	IP360017PX08PTI	49	4.283	2.515	3,10	1,23	31
70	21	IP360021PX08PTI	58	4.997	2.934	2,74	1,08	32
80	23	IP360023PX08PTI	66	5.711	3.353	2,93	1,16	33
90	25	IP360025PX08PTI	74	6.426	3.773	3,10	1,23	33
100	29	IP360029PX08PTI	82	7.140	4.192	2,84	1,12	35
120	33	IP360033PX08PTI	99	8.567	5.030	3,10	1,23	36
140	39	IP360039PX08PTI	115	9.994	5.868	3,00	1,19	38
160	45	IP360045PX08PTI	132	11.423	6.707	2,93	1,16	40
180	49	IP360049PX08PTI	148	12.850	7.545	3,10	1,23	41
200	55	IP360055PX08PTI	165	14.277	8.383	3,03	1,20	43

Los datos térmicos están calculados para primario con propilenglicol al 30% de 55 a 45 °C y secundario con agua de 15 a 32 °C, y calentamiento en 24 horas. El código IP3600*****PTI significa placas en TITANIO y conexiones en POLIPROPILENO (aconsejable para agua de piscina salina o de alta cloración).

IP 3600 / INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS DESMONTABLES

DATOS TÉCNICOS Y DE FUNCIONAMIENTO

Producción ACS y calentamiento por panel solar

Nº placas	Código	Potencia (kw)	Caudal (litros / hora)		Pérdida carga (mca)		Peso (kg)
			Primario	Secundario	Primario	Secundario	
5	IP360005PX08	2	173	54	0,11	0,01	27
7	IP360007PX08	4	346	108	0,19	0,02	28
9	IP360009PX08	8	692	217	0,39	0,04	28
11	IP360011PX08	10	865	271	0,39	0,04	29
13	IP360013PX08	14	1.211	379	0,52	0,06	30
15	IP360015PX08	16	1.385	434	0,50	0,06	30
17	IP360017PX08	20	1.731	542	0,59	0,07	31
19	IP360019PX08	22	1.904	596	0,57	0,07	32
21	IP360021PX08	26	2.250	705	0,64	0,07	32
23	IP360023PX08	28	2.423	759	0,61	0,07	33
25	IP360025PX08	32	2.769	867	0,67	0,08	33
27	IP360027PX08	34	2.942	921	0,65	0,07	34
29	IP360029PX08	38	3.288	1.030	0,69	0,08	35
31	IP360031PX08	40	3.461	1.084	0,67	0,08	35
33	IP360033PX08	44	3.807	1.192	0,71	0,08	36
35	IP360035PX08	48	4.154	1.301	0,74	0,09	37
37	IP360037PX08	50	4.327	1.355	0,72	0,08	37
39	IP360039PX08	54	4.673	1.464	0,75	0,09	38
41	IP360041PX08	56	4.846	1.518	0,73	0,08	39
43	IP360043PX08	60	5.192	1.626	0,76	0,09	39
45	IP360045PX08	62	5.365	1.680	0,74	0,09	40
47	IP360047PX08	66	5.711	1.789	0,77	0,09	41
49	IP360049PX08	68	5.884	1.843	0,75	0,09	41
51	IP360051PX08	72	6.230	1.951	0,77	0,09	42
53	IP360053PX08	74	6.403	2.006	0,75	0,09	43
55	IP360055PX08	78	6.749	2.114	0,77	0,09	43
57	IP360057PX08	82	7.096	2.222	0,79	0,09	44
59	IP360059PX08	84	7.269	2.277	0,78	0,09	45
61	IP360061PX08	88	7.615	2.385	0,80	0,09	45
63	IP360063PX08	90	7.788	2.439	0,78	0,09	46
65	IP360065PX08	94	8.134	2.548	0,80	0,09	47
67	IP360067PX08	96	8.307	2.602	0,78	0,09	47

Los datos térmicos están calculados para un primario con propilenglicol al 30% de 55 a 45 °C y un secundario con agua de 15 a 47 °C .

TARIFA DE PRECIOS PLACAS EN ACERO INOXIDABLE

INTERCAMBIADOR CON JUNTAS NBR

Código	Nº placas	PVP (€)	Código	Nº placas	PVP (€)
IP360005NX08	5		IP360037NX08	37	
IP360007NX08	7		IP360039NX08	39	
IP360009NX08	9		IP360041NX08	41	
IP360011NX08	11		IP360043NX08	43	
IP360013NX08	13		IP360045NX08	45	
IP360015NX08	15		IP360047NX08	47	
IP360017NX08	17		IP360049NX08	49	
IP360019NX08	19		IP360051NX08	51	
IP360021NX08	21		IP360053NX08	53	
IP360023NX08	23		IP360055NX08	55	
IP360025NX08	25		IP360057NX08	57	
IP360027NX08	27		IP360059NX08	59	
IP360029NX08	29		IP360061NX08	61	
IP360031NX08	31		IP360063NX08	63	
IP360033NX08	33		IP360065NX08	65	
IP360035NX08	35		IP360067NX08	67	

INTERCAMBIADOR CON JUNTAS EPDM

Código	Nº placas	PVP (€)	Código	Nº placas	PVP (€)
IP360005PX08	5		IP360037PX08	37	
IP360007PX08	7		IP360039PX08	39	
IP360009PX08	9		IP360041PX08	41	
IP360011PX08	11		IP360043PX08	43	
IP360013PX08	13		IP360045PX08	45	
IP360015PX08	15		IP360047PX08	47	
IP360017PX08	17		IP360049PX08	49	
IP360019PX08	19		IP360051PX08	51	
IP360021PX08	21		IP360053PX08	53	
IP360023PX08	23		IP360055PX08	55	
IP360025PX08	25		IP360057PX08	57	
IP360027PX08	27		IP360059PX08	59	
IP360029PX08	29		IP360061PX08	61	
IP360031PX08	31		IP360063PX08	63	
IP360033PX08	33		IP360065PX08	65	
IP360035PX08	35		IP360067PX08	67	

PLACAS EN TITANIO

INTERCAMBIADOR CON JUNTAS NBR

Código	Nº placas	PVP (€)
IP360005NX08PTI	5	
IP360007NX08PTI	7	
IP360009NX08PTI	9	
IP360011NX08PTI	11	
IP360013NX08PTI	13	
IP360015NX08PTI	15	
IP360017NX08PTI	17	
IP360019NX08PTI	19	
IP360021NX08PTI	21	
IP360023NX08PTI	23	
IP360025NX08PTI	25	
IP360027NX08PTI	27	
IP360029NX08PTI	29	
IP360031NX08PTI	31	
IP360033NX08PTI	33	

INTERCAMBIADOR CON JUNTAS EPDM

Código	Nº placas	PVP (€)
IP360005PX08PTI	5	
IP360007PX08PTI	7	
IP360009PX08PTI	9	
IP360011PX08PTI	11	
IP360013PX08PTI	13	
IP360015PX08PTI	15	
IP360017PX08PTI	17	
IP360019PX08PTI	19	
IP360021PX08PTI	21	
IP360023PX08PTI	23	
IP360025PX08PTI	25	
IP360027PX08PTI	27	
IP360029PX08PTI	29	
IP360031PX08PTI	31	
IP360033PX08PTI	33	

JUNTAS DE REPUESTO

Código	Tipo	PVP (€)
JIP3600NX	NBR	
JIP3600PX	EPDM	

PLACAS INOX. + JUNTAS DE REPUESTO

Código	Tipo	PVP (€)
PJIP3600NX	NBR	
PJIP3600PX	EPDM	

PLACAS TITANIO + JUNTAS DE REPUESTO

Código	Tipo	PVP (€)
PJIP3600NXTI	NBR	
PJIP3600PXTI	EPDM	

A.1.2. Resultados del ensayo experimental para encontrar el avance de encendido optimo del motor

Tabla A.1: Resultados del ensayo experimental realizado para encontrar los avances de encendido óptimo para cada punto de operación. La columna SA hace referencia al avance de encendido, la TPS al sensor de posición del acelerador, la columna Load hace referencia a el porcentaje de carga en que se encuentra el motor con respecto a la potencia máxima del mismo, la columna RPM hace referencia a la velocidad de giro del motor, BSFC al consumo específico de combustible, λ la dilución de la mezcla aire-combustible y MAP a la presión absoluta en el múltiple de admisión. La notación para identificar cada punto es “XXXX_XX %”, donde las primeras 4 cifras indican la velocidad de giro del motor y las otras dos luego del guion bajo indican el porcentaje de carga del motor.

Subtabla 1: Ensayo 1000_25

RPM	Potencia (kW)	Fuel inicio (kg)	Fuel fin (kg)	Tiempo (s)	λ	SA ($^{\circ}$)
1002	2.72	16.22	16.18	110.27	0.985	15
1004	2.7	16.1	16.06	109.4	0.985	16
992	2.65	16	15.96	113.59	0.985	15
979	2.59	15.87	15.84	87.21	0.97	15
987	2.6	15.81	15.77	106.93	0.985	15
989	2.6	15.71	15.68	86.09	0.99	15
993	2.65	15.59	15.55	104.99	0.99	13
992	2.65	15.49	15.45	106	1	11.5
994	2.65	15.37	15.33	113.75	1	10
986	2.62	15.23	15.19	108.25	1	8.5
983	2.6	15.14	15.1	111.95	1	5
947	2.43	15.05	15.03	57.77	1	20.75
984	2.6	14.99	14.96	84.71	1	16

Subtabla 2: Ensayo 2000_25

RPM	Potencia (kW)	Fuel inicio (kg)	Fuel fin (kg)	Tiempo (s)	λ	SA ($^{\circ}$)	MAP (Bar)	TPS (%)
2026	4.88	13.87	13.81	100.7	1	21.25	-	1.9
2021	4.81	13.69	13.63	99.46	1	19.5	-0.57	1.9
2011	4.72	13.55	13.49	94.16	1	17.5	-0.57	1.9
2021	4.76	13.44	13.38	95.26	1	18.5	-0.57	1.9
2039	4.8	13.31	13.25	95.56	1	19.5	-0.57	1.9
2067	4.8	13.2	13.14	96.74	1	20.5	-0.58	1.9
2074	4.81	13.08	13.02	97.07	1	21.5	-0.58	2
2044	4.59	12.94	12.88	100.3	1	22.5	-0.59	1.85

Subtabla 3: Ensayo 3000_25

RPM	Potencia (kW)	Fuel inicio (kg)	Fuel fin (kg)	Tiempo (s)	λ	SA ($^{\circ}$)	MAP (Bar)	TPS (%)
3021	7.18	13.08	12.99	99.42	1	22.25	-0.58	4
3063	7.20	12.88	12.79	92.78	1	21.5	-0.58	4.3
3077	7.16	12.71	12.61	106.7	1	20	-0.58	4.2
3065	7.20	12.54	12.45	94.34	1	19	-0.58	4.2
3059	7.19	12.36	12.27	94.13	1	18	-0.58	4.2
3057	6.97	12.18	12.09	96.3	1	17	-0.58	4.2
3125	6.91	12.00	11.91	94.8	1	22.25	-0.59	3.7
3035	6.38	11.78	11.70	90.5	1	19	-0.60	3.8
3259	6.22	11.59	11.58	11.57	1	22.5	-0.61	4

Subtabla 4: Puntos de operación seleccionados

Parte A

Punto de Operación	RPM	Potencia (kW)	Fuel inicio (kg)	Fuel fin (kg)	Tiempo (s)
1000_25	994	2.65	15.37	15.33	113.75
2000_25	2074	4.81	13.08	13.02	97.07
3000_25	3065	7.20	12.54	12.45	94.34

Parte B

Punto de Operación	BSFC (g/kWh)	BTE (%)	λ	SA ($^{\circ}$)	MAP (Bar)	TPS (%)
1000_25	477.71	17.73	1	10	-	-
2000_25	462.62	18.31	1	21.5	-0.58	2
3000_25	477.00	17.76	1	19	-0.58	4.2

A.1.3. Resultados de ensayo experimental de barrido de Lambda en el motor

Tabla A.2: Resultados del ensayo experimental realizado para observar el comportamiento del motor a distintos lambdas a un específico punto de operación. El punto de operación seleccionado fue una velocidad de giro de 2000 RPM a un 50 % de carga. La columna SA hace referencia al avance de encendido, la TPS al sensor de posición del acelerador, la columna Load hace referencia a el porcentaje de carga en que se encuentra el motor con respecto a la potencia máxima del mismo, la columna RPM hace referencia a la velocidad de giro del motor, BSFC al consumo específico de combustible, λ la dilución de la mezcla aire-combustible, MAP a la presión absoluta en el múltiple de admisión y Tiempo de iny a el tiempo de apertura de los inyectores.

Load (%)	RPM	Potencia (kW)	Torque (Nm)	Fuel inicio (kg)	Fuel fin (kg)	Tiempo (s)	BSFC (g/kWh)
50	1974	9.14	4.44	12.38	12.29	108.99	325.25
50	2002	9.33	44.74	12.17	12.08	108.07	321.34
50	2025	9.54	45.14	12.03	11.94	103.32	328.71
50	2046	9.67	45.26	11.84	11.74	113.61	327.69
50	2057	9.74	45.29	11.67	11.58	100.82	329.94
50	2010	9.84	46.79	11.44	11.34	111.17	329.09
50	2029	9.95	46.83	11.26	11.16	108.83	332.45
50	2034	9.98	46.83	11.11	11.02	97.32	333.59
50	2033	10.02	47.05	10.96	10.87	96.03	336.72
50	2056	10.01	46.66	10.77	10.67	104.1	345.48
50	1998	10.13	48.32	10.55	10.45	104.69	339.46

Load (%)	RPM	BTE (%)	λ	SA (°)	MAP (Bar)	TPS (%)	Tiempo de iny (ms)
50	1974	26.04	1.1	19.25	-0.37	3.7	2.82
50	2002	26.36	1.08	19.5	-0.38	3.7	2.86
50	2025	25.77	1.05	19.5	-0.38	3.7	2.88
50	2046	25.85	1.03	19.75	-0.38	3.5	2.9
50	2057	25.67	1.01	19.75	-0.38	3.5	2.93
50	2010	25.74	1	19.5	-0.38	3.5	2.97
50	2029	25.48	1	19.5	-0.38	3.5	3.02
50	2034	25.39	0.99	19.5	-0.38	3.5	3.04
50	2033	25.16	0.98	19.75	-0.38	3.5	3.07
50	2056	24.52	0.96	19.75	-0.38	3.5	3.11
50	1998	24.95	0.955	19.5	-0.37	3.5	3.20

A.1.4. Resultados de los ensayos experimentales para la calibración y validación del modelo numérico

Tabla A.3: En las subtablas se puede observar la incertidumbre en los resultados del ensayo experimental para la calibración y validación del modelo numérico. La columna SA hace referencia al avance de encendido, la TPS al sensor de posición del acelerador, la columna Load hace referencia a el porcentaje de carga en que se encuentra el motor con respecto a la potencia máxima del mismo, la columna RPM hace referencia a la velocidad de giro del motor, BSFC al consumo específico de combustible, λ la dilución de la mezcla aire-combustible, MAP a la presión absoluta en el múltiple de admisión y Tiempo de iny a el tiempo de apertura de los inyectores.

Subtabla 1: Resultados de ensayo experimental para la calibración del modelo numérico.

Load (%)	RPM	Potencia (kW)	Torque (Nm)	Fuel inicio (kg)	Fuel fin (kg)	Tiempo (s)
100	1025	8.39	78.85	10.62	10.53	121.09
75	1034	6.43	59.83	9.88	9.81	118.97
50	1022	4.92	46.32	9.49	9.43	122.89
25	1090	2.09	18.45	9.06	9.02	127.37
100	2012	19.08	91.29	8.97	8.79	122.98
25	2066	5.03	23.39	8.13	8.05	123.46
75	2070	14.12	65.53	7.71	7.56	125.58
50	2100	9.63	43.90	6.80	6.65	166.01
50	2975	15.84	51.30	11.78	11.60	125.52
25	3010	7.46	23.88	11.48	11.37	123.88
100	3100	33.97	104.51	10.04	9.75	115.84
75	3010	25.04	79.37	8.35	8.19	84.75
0	3000	0.99	3.12	7.91	7.85	109.66
0	1000	0.14	1.35	10.99	10.96	169.85

Load (%)	RPM	BSFC (g/kWh)	λ	SA (°)	MAP (Bar)	TPS	Tiempo de iny (ms)
100	1025	318.91	1.00	10.25	0.00	100.00	4.95
75	1034	329.42	1.00	10.50	-0.20	2.60	3.66
50	1022	357.25	1.00	10.25	-0.32	0.80	3.10
25	1090	540.94	1.01	15.00	-0.60	0.00	1.86
100	2012	276.16	1.00	19.50	0.00	100.00	5.07
25	2066	463.77	1.00	19.75	-0.58	1.90	1.90
75	2070	304.54	0.99	19.75	-0.23	6.00	3.70
50	2100	337.78	1.01	20.00	-0.40	3.20	2.79
50	2975	325.92	0.99	21.00	-0.37	6.60	3.17
25	3010	428.50	1.05	21.00	-0.58	4.20	1.95
100	3100	265.31	1.00	21.25	0.00	100.00	5.61
75	3010	271.42	1.00	21.00	-0.12	13.20	4.25
0	3000	1989.62	0.99	21.00	-0.76	1.20	1.27
0	1000	4541.82	1.00	15.00	-0.75	0.00	1.30

Subtabla 2: Resultados de ensayo experimental para la validación del modelo numérico.

Load (%)	RPM	Potencia (kW)	Torque (Nm)	Fuel inicio (kg)	Fuel fin (kg)	Tiempo (s)
100	1470	13.12	82.33	9.34	9.19	142.69
75	2381	18.78	74.23	7.85	7.65	132.88

Load (%)	RPM	BSFC (g/kWh)	λ	SA (°)	MAP (Bar)	TPS	Tiempo de iny (ms)
100	1470	288.45	1.00	14.75	0.00	100.00	4.90
75	2381	288.52	0.99	20.05	-0.15	10.00	4.10

A.1.5. Incertidumbre de ensayos experimentales realizados para la calibración y validación del modelo numérico

Tabla A.4: En la subtabla 1 se puede observar la incertidumbre en los resultados del ensayo experimental para la calibración del modelo numérico en el orden que fueron realizados y en la subtabla 2 la incertidumbre de los resultados para la validación del mismo. La columna Load hace referencia a la carga en que se encuentra el motor con respecto a la potencia máxima del mismo. La columna RPM hace referencia a la velocidad de giro del motor.

Subtabla 1: Ensayo experimental para la calibración del modelo numérico con su incertidumbre.

Load (%)	RPM	Power (kW)	μ Potencia (kW)	μ Potencia (%)	BSFC (g/kWh)	μ BSFC (g/kWh)	μ BSFC (%)
0	998	0.14	0.12	88	4541.82	4023.64	89
100	1025	8.39	0.16	2	318.91	15.76	5
75	1034	6.43	0.15	2	329.42	20.73	6
50	1022	4.92	0.14	3	357.25	26.40	7
25	1090	2.09	0.14	6	540.94	65.65	12
100	2012	19.08	0.27	1	276.16	7.44	3
25	2066	5.03	0.26	5	463.77	33.46	7
75	2071	14.12	0.27	2	304.54	10.14	3
50	2107	9.63	0.26	3	337.78	13.09	4
50	2976	15.84	0.37	2	325.92	10.66	3
25	3011	7.46	0.37	5	428.50	26.64	6
100	3110	33.97	0.40	1	265.31	4.92	2
75	3010	25.04	0.38	2	271.42	8.12	3
0	3020	0.99	0.37	37	1989.62	757.80	38

Subtabla 2: Ensayo experimental para la validación del modelo numérico con su incertidumbre.

Load (%)	RPM	Power (kW)	μ Potencia (kW)	μ Potencia (%)	BSFC (g/kWh)	μ BSFC (g/kWh)	μ BSFC (%)
100	1470	13.12	0.21	2	288.45	9.12	3
75	2381	18.78	0.31	2	288.52	7.58	3

A.1.6. Resultados de la simulación del motor en el modelo numérico de gasolina para la calibración y validación

Tabla A.5: En la Subtabla 1 se pueden observar los resultados de la simulación en el modelo numérico para la calibración y en la Subtabla 2 los resultados para la validación del mismo. La notación para identificar cada punto es “XXXX_XX %”, donde las primeras 4 cifras indican la velocidad de giro del motor y las otras dos luego del guion bajo indican el porcentaje de carga del motor.

Subtabla 1: Resultados de simulación para calibración del modelo numérico.

Variable\Punto de Operación	1025_100 %	2012_100 %	3110_100 %
Par (Nm)	81,85	95,04	107,88
Potencia (kW)	8,79	20,02	35,13
BSFC (g/kWh)	305,68	277,50	263,91

Variable\Punto de Operación	1034_75 %	1022_50 %	1090_25 %
Par (Nm)	62,34	47,70	17,66
Potencia (kW)	6,75	5,10	2,02
BSFC (g/kWh)	323,32	345,15	519,39

Variable\Punto de Operación	2066_25 %	2070_75 %	2107_50 %
Par (Nm)	22,64	66,59	44,18
Potencia (kW)	4,90	14,44	9,75
BSFC (g/kWh)	440,93	299,65	329,54

Variable\Punto de Operación	2976_50 %	3011_25 %	3010_75 %
Par (Nm)	50,63	24,56	81,92
Potencia (kW)	15,78	7,75	25,82
BSFC (g/kWh)	320,19	434,01	278,48

Subtabla 2: Resultados de simulación para validación del modelo numérico.

Variable\Punto de Operación	1470_100 %	2380_75 %
Par (Nm)	90,53	75,95
Potencia (kW)	13,94	18,93
BSFC (g/kWh)	286,28	287,82

A.1.7. Tabla de avance de encendido óptimo determinado a partir del modelo numérico de gasolina con ajustes por MAP

Tabla A.6: Tabla de avance de encendido óptimo determinado a partir del modelo numérico con ajustes por MAP. La columna de RPM hace referencia a la velocidad de giro del motor. La columna SA hace referencia al avance de encendido.

RPM	SA (°)	MAP (bar)
1000	-14.5	0.29
1000	-10.0	0.41
1000	-6.0	0.66
1000	-5.5	0.80
1000	-5.5	1.00
1500	-18.0	0.31
1500	-13.5	0.49
1500	-13.0	0.52
1500	-10.5	0.81
1500	-9.5	1.00
2000	-27.5	0.28
2000	-20.0	0.42
2000	-18.0	0.57
2000	-16.0	0.75
2000	-14.0	1.00
2500	-31.5	0.28
2500	-26.0	0.35
2500	-21.5	0.56
2500	-19.5	0.81
2500	-17.0	1.00
3000	-40.5	0.26
3000	-27.0	0.46
3000	-23.5	0.62
3000	-22.5	0.84
3000	-21.5	1.00
3500	-41.0	0.26
3500	-29.5	0.44
3500	-26.5	0.63
3500	-24.5	0.82
3500	-23.5	1.00

RPM	SA (°)	MAP (bar)
4000	-39.0	0.28
4000	-30.0	0.48
4000	-27.5	0.70
4000	-26.0	0.84
4000	-25.5	0.99
4500	-39.0	0.29
4500	-30.0	0.59
4500	-28.5	0.75
4500	-27.5	0.86
4500	-27.0	0.99
5000	-40.5	0.32
5000	-31.5	0.64
5000	-30.5	0.76
5000	-29.5	0.88
5000	-29.0	0.99
5500	-41.0	0.33
5500	-32.0	0.74
5500	-31.0	0.85
5500	-30.5	0.89
5500	-30.0	0.99
6000	-41.0	0.38
6000	-33.0	0.81
6000	-32.5	0.88
6000	-32.0	0.92
6000	-31.0	0.99

A.1.8. Resultados del Mapeo del Motor en el modelo numérico con Gasolina

Tabla A.7: Resultados de las simulaciones del modelo numérico de combustión de gasolina. La columna RPM hace referencia a la velocidad del motor, Throttle Angle a la posición del acelerador, Indicated Efficiency a la eficiencia indicada de la combustión, Maximum Pressure es la maxima presion alcanzada dentro de la cámara de combustión, y Maximum Rate of Pressure Rise a la tasa máxima de aumento de presión.

RPM	Throttle Angle (°)	Indicated Efficiency (%)	Maximum Pressure (bar)	Maximum Rate of Pressure Rise (bar/°)
1025	90	30.37	39.71	1.89
2012	90	33.75	45.76	2.15
3110	90	35.40	54.11	2.56
1034	5.7	29.12	29.98	1.28
1022	2.65	27.84	23.99	0.96
1090	0.278	21.87	12.56	0.37
2066	4.7	26.48	16.46	0.58
2070	9	32.32	34.56	1.53
2107	6.6	30.83	25.39	1.03
2976	9.39	32.29	29.63	1.26
3011	7	28.92	19.20	0.69
3010	14.5	34.58	43.34	2.00
1000	0.06	15.76	8.22	0.20
2000	0.35	18.84	9.34	0.26
3000	1.5	17.88	9.20	0.27
1500	0.3	20.20	10.54	0.30
1500	3	26.01	18.11	0.62
1500	4	28.08	20.56	0.76
1500	8	31.36	33.95	1.44
1500	90	32.47	41.76	1.87
2500	1	20.21	10.14	0.29
2500	5	25.07	14.06	0.46
2500	7.5	31.34	26.13	1.05
2500	12	33.81	40.59	1.82
2500	90	34.70	55.65	2.71
3500	4.5	20.22	10.22	0.31
3500	8	29.43	21.41	0.85
3500	11	33.38	33.35	1.48
3500	16	35.00	45.21	2.09
3500	90	35.89	55.41	2.62
4000	6	23.87	13.31	0.48
4000	10	31.10	25.49	1.06
4000	14	34.36	40.88	1.88
4000	19	35.28	49.28	2.30
4000	90	36.03	60.20	2.91
4500	7	24.91	14.64	0.55
4500	13	33.17	34.63	1.54
4500	17	34.71	45.25	2.10
4500	23	35.38	52.74	2.49
4500	90	35.97	61.83	2.99
5000	8	26.21	16.26	0.64
5000	15	33.56	38.24	1.74
5000	19	34.61	47.27	2.23
5000	26	35.20	54.84	2.63
5000	90	35.71	63.45	3.13
5500	8.5	26.09	15.55	0.59
5500	19	34.04	44.80	2.15
5500	25	34.77	52.52	2.56
5500	29	34.97	55.08	2.69
5500	90	35.52	62.57	3.10
6000	10	27.51	17.59	0.70
6000	23	34.12	46.79	2.28
6000	28	34.56	51.14	2.52
6000	35	34.80	54.47	2.69
6000	90	35.08	58.14	2.83

Tabla A.8: Resultados de las simulaciones del modelo numérico de combustión de gasolina. La columna RPM hace referencia a la velocidad del motor, Throttle Angle a la posición del acelerador, Maximum Temperature a la temperatura máxima, Combustion Start al inicio de la combustión, y 50 % Burned Crank Angle al ángulo del cigüeñal donde se alcanza a quemar el 50 % de la masa aire-combustible dentro de la cámara de combustión.

RPM	Throttle Angle (°)	Maximum Temperature (K)	Combustion Start (°)	50 % Burned Crank Angle (°)
1025	90	2403.22	-5.83	18.58
2012	90	2504.59	-14.00	15.27
3110	90	2559.59	-21.54	11.74
1034	5.7	2360.84	-5.50	20.78
1022	2.65	2315.37	-6.01	21.52
1090	0.278	2084.57	-9.99	23.22
2066	4.7	2266.44	-20.00	16.79
2070	9	2460.95	-16.00	15.02
2107	6.6	2397.78	-18.00	15.23
2976	9.39	2467.18	-23.50	13.18
3011	7	2308.77	-27.00	14.62
3010	14.5	2523.93	-22.50	11.97
1000	0.06	1883.08	-14.78	22.18
2000	0.35	2031.21	-27.49	17.32
3000	1.5	2064.16	-40.46	14.83
1500	0.3	2062.86	-17.98	19.86
1500	3	2230.17	-13.50	19.78
1500	4	2313.00	-13.00	18.55
1500	8	2415.13	-10.50	18.10
1500	90	2455.10	-9.46	18.04
2500	1	2090.93	-31.60	15.76
2500	5	2226.67	-26.02	15.75
2500	7.5	2416.23	-21.50	14.05
2500	12	2490.43	-19.49	13.19
2500	90	2550.28	-17.13	12.94
3500	4.5	2121.13	-40.99	14.59
3500	8	2382.54	-29.50	12.71
3500	11	2499.51	-26.51	11.50
3500	16	2544.79	-24.50	11.46
3500	90	2571.95	-23.50	11.23
4000	6	2284.07	-39.01	11.66
4000	10	2448.84	-30.00	11.85
4000	14	2545.11	-27.49	10.59
4000	19	2569.67	-26.01	10.82
4000	90	2599.62	-25.43	10.15
4500	7	2332.67	-39.00	11.37
4500	13	2521.47	-30.00	10.70
4500	17	2570.58	-28.50	10.19
4500	23	2591.27	-27.50	10.20
4500	90	2614.76	-27.00	9.74
5000	8	2373.68	-40.48	10.09
5000	15	2548.78	-31.50	9.84
5000	19	2589.27	-30.50	9.24
5000	26	2610.02	-29.50	9.24
5000	90	2633.97	-29.00	8.79
5500	8.5	2362.40	-40.89	11.05
5500	19	2587.47	-32.00	9.00
5500	25	2615.31	-31.00	8.81
5500	29	2623.39	-30.50	8.88
5500	90	2640.62	-29.98	8.58
6000	10	2397.52	-41.00	10.61
6000	23	2593.83	-33.00	8.97
6000	28	2613.43	-32.50	8.73
6000	35	2623.84	-32.00	8.70
6000	90	2631.90	-31.01	9.06

Tabla A.9: Resultados del ensayo experimental. La columna RPM hace referencia a la velocidad de giro del motor, Throttle Angle a la posición del acelerador, BSFC al consumo específico de combustible, BMEP a la presión media efectiva al freno, BTE a la eficiencia térmica del freno, Brake Specific NOx a la emisión específica de NOx, y MAP a la presión absoluta en el múltiple de admisión.

RPM	Throttle Angle (°)	Potencia (kW)	BSFC (g/kW-h)	BMEP (bar)	BTE (%)	Brake Specific NOx (g/kW-h)	MAP (bar)
1025	90	9.02	297.92	7.86	27.65	15.51	1.00
2012	90	20.48	271.36	9.10	30.35	17.51	1.00
3110	90	35.14	263.85	10.10	31.22	19.16	1.00
1034	5.7	6.90	316.60	5.96	26.02	11.34	0.80
1022	2.65	5.19	339.82	4.54	24.24	8.22	0.66
1090	0.278	2.02	518.77	1.65	15.88	1.92	0.41
2066	4.7	4.90	440.74	2.12	18.69	4.51	0.42
2070	9	14.65	295.38	6.33	27.89	13.23	0.75
2107	6.6	9.80	327.86	4.16	25.12	10.59	0.57
2976	9.39	15.84	318.98	4.76	25.82	12.00	0.62
3011	7	7.99	420.97	2.37	19.57	7.08	0.46
3010	14.5	25.84	278.33	7.67	29.59	16.60	0.84
1000	0.06	0.51	1183.54	0.46	6.96	0.51	0.29
2000	0.35	0.93	1302.51	0.41	6.32	1.71	0.28
3000	1.5	0.05	34072.26	0.01	0.24	54.34	0.26
1500	0.3	1.51	728.63	0.90	11.30	1.55	0.31
1500	3	4.74	400.45	2.83	20.57	4.07	0.49
1500	4	5.72	359.02	3.41	22.94	6.90	0.52
1500	8	11.35	295.43	6.76	27.88	13.17	0.81
1500	90	14.67	279.34	8.74	29.49	16.17	1.00
2500	1	1.29	1231.33	0.46	6.69	2.94	0.28
2500	5	3.99	552.99	1.43	14.90	3.95	0.35
2500	7.5	11.69	328.98	4.18	25.04	10.59	0.56
2500	12	20.72	281.13	7.41	29.30	15.61	0.81
2500	90	29.64	264.44	10.60	31.15	20.04	1.00
3500	4.5	0.47	4489.91	0.12	1.83	10.46	0.26
3500	8	9.88	424.03	2.52	19.43	8.08	0.44
3500	11	19.99	313.43	5.10	26.28	14.44	0.63
3500	16	30.44	279.53	7.77	29.47	17.46	0.82
3500	90	39.33	264.32	10.04	31.16	19.46	1.00
4000	6	2.09	1375.10	0.47	5.99	10.73	0.28
4000	10	14.20	388.47	3.17	21.20	11.70	0.48
4000	14	28.33	300.11	6.33	27.45	17.63	0.70
4000	19	36.81	280.64	8.22	29.35	19.24	0.84
4000	90	46.59	266.48	10.41	30.91	21.31	0.99
4500	7	3.00	1176.05	0.60	7.00	13.50	0.29
4500	13	24.41	333.41	4.85	24.71	15.95	0.59
4500	17	35.48	295.61	7.05	27.86	19.15	0.75
4500	23	43.64	280.67	8.67	29.35	20.50	0.86
4500	90	52.82	268.03	10.91	31.45	22.51	1.00
5000	8.5	5.32	693.33	0.64	7.95	15.23	0.30
5000	15	36.52	286.55	7.41	29.29	19.61	0.75
5000	21	44.65	269.43	9.25	30.87	21.20	0.89
5000	28	54.29	264.08	10.05	31.52	23.10	0.94
5000	90	62.14	261.22	11.55	32.15	24.21	1.00
5500	10	9.98	484.56	3.50	20.98	11.96	0.57
5500	16.5	39.79	282.81	8.04	29.17	19.83	0.82
5500	25	58.57	263.98	10.58	31.12	21.31	0.96
5500	34	61.85	262.85	11.20	31.78	22.60	1.01
5500	90	67.87	261.12	11.93	32.23	23.25	1.05
6000	9	4.81	897.67	0.98	9.45	16.47	0.38
6000	12	15.91	394.09	4.02	22.07	13.45	0.51
6000	19	38.78	284.21	8.88	29.30	20.31	0.83
6000	24	48.54	272.54	10.46	30.51	22.01	0.89
6000	90	57.52	263.66	11.69	31.85	23.90	0.96

A.1.9. Resultados del Mapeo del Motor en el modelo numérico con Hidrógeno

Tabla A.10: Resultados de las simulaciones del modelo numérico de combustión de hidrógeno. La columna RPM hace referencia a la velocidad de giro del motor, SA hace referencia al avance de encendido, Throttle Angle a la posición del acelerador, Lambda a la mezcla aire combustible, BSFC al consumo específico de combustible al freno, BMEP a la presión media efectiva al freno, BTE a la eficiencia térmica del freno.

RPM	SA (°)	Throttle Angle (°)	Lambda (-)	Potencia (kW)	BSFC (g/kW-h)	BMEP (bar)	BTE (%)
1000	-23	1.5	2.70	1.22	197.51	1.13	15.69
1000	-25	2.5	2.70	1.41	180.06	1.31	17.22
1000	-29	90	2.70	2.97	119.36	2.74	25.97
1000	-20	90	2.55	3.21	116.07	2.96	26.71
1000	-8	90	2.25	3.66	113.12	3.37	27.40
1000	0	90	1.95	4.11	113.21	3.79	27.38
1000	6	90	1.65	4.61	115.04	4.26	26.95
1000	10	90	1.40	5.11	117.76	4.72	26.32
1000	11	90	1.30	5.33	119.16	4.92	26.01
1000	13	90	1.20	5.57	120.74	5.15	25.67
1000	13.5	90	1.16	5.68	121.48	5.24	25.52
1500	-29	2.5	2.68	0.92	313.62	0.57	9.88
1500	-37	7	2.68	2.95	151.90	1.82	20.41
1500	-41	90	2.68	4.86	114.84	2.99	26.99
1500	-30	90	2.55	5.21	112.10	3.21	27.65
1500	-15	90	2.25	5.98	108.76	3.68	28.50
1500	-6	90	1.95	6.80	107.98	4.19	28.71
1500	1	90	1.65	7.76	108.69	4.78	28.52
1500	5	90	1.40	8.70	110.35	5.36	28.09
1500	6	90	1.30	9.12	111.33	5.61	27.84
1500	8	90	1.20	9.57	112.52	5.89	27.55
1500	8.5	90	1.15	9.83	113.24	6.05	27.38
2000	-35	3.5	2.65	0.27	1193.28	0.12	2.60
2000	-41	8	2.65	3.57	160.37	1.65	19.33
2000	-48	90	2.65	6.50	114.58	3.00	27.05
2000	-38	90	2.55	6.86	112.18	3.17	27.63
2000	-27	90	2.40	7.38	109.81	3.41	28.23
2000	-10	90	1.95	9.01	106.84	4.16	29.01
2000	-6	90	1.80	9.62	106.74	4.44	29.04
2000	0	90	1.50	11.03	107.40	5.09	28.86
2000	3	90	1.30	12.14	108.63	5.60	28.54
2000	4	90	1.20	12.78	109.49	5.90	28.31
2000	4.5	90	1.14	13.16	110.08	6.07	28.16
2500	-45	10	2.60	4.76	158.81	1.76	19.52
2500	-50	90	2.60	8.72	114.90	3.22	26.98
2500	-47	90	2.55	8.98	113.44	3.32	27.33
2500	-25	90	2.25	10.39	109.02	3.84	28.43
2500	-14	90	1.95	11.89	107.16	4.39	28.93
2500	-3	90	1.50	14.66	106.78	5.41	29.03
2500	-2	90	1.40	15.42	107.06	5.69	28.95
2500	0	90	1.30	16.27	107.47	6.01	28.84
2500	1	90	1.20	17.21	108.08	6.35	28.68
2500	3	90	1.10	18.24	108.90	6.74	28.46
2500	3	90	1.04	18.91	109.54	6.98	28.30
3000	-38	6.5	2.55	0.39	1376.33	0.12	2.25
3000	-50	12	2.55	6.14	155.56	1.89	19.93
3000	-50	90	2.55	11.86	113.94	3.65	27.21
3000	-37	90	2.40	12.81	111.15	3.94	27.89
3000	-27	90	2.25	13.77	109.23	4.24	28.38
3000	-16	90	1.95	15.83	107.00	4.87	28.97
3000	-5	90	1.50	19.66	105.95	6.05	29.26
3000	-4	90	1.40	20.68	106.11	6.36	29.21
3000	-2	90	1.30	21.79	106.42	6.70	29.13
3000	-1	90	1.20	22.96	106.94	7.07	28.99
3000	-0.5	90	1.14	23.62	107.28	7.27	28.90

Tabla A.11: Resultados de las simulaciones del modelo numérico de combustión de hidrógeno. La columna RPM hace referencia a la velocidad de giro del motor, SA hace referencia al avance de encendido, Throttle Angle a la posición del acelerador, Lambda a la mezcla aire combustible, BSFC al consumo específico de combustible al freno, BMEP a la presión media efectiva al freno, BTE a la eficiencia térmica del freno.

RPM	SA (°)	Throttle Angle (°)	Lambda (-)	Potencia (kW)	BSFC (g/kW-h)	BMEP (bar)	BTE (%)
3500	-42	8	2.50	1.12	635.59	0.30	4.88
3500	-50	15	2.50	8.35	149.14	2.20	20.79
3500	-48	90	2.50	13.66	115.90	3.60	26.75
3500	-39	90	2.40	14.38	113.86	3.79	27.23
3500	-29	90	2.25	15.46	111.62	4.08	27.77
3500	-18	90	1.95	17.81	108.72	4.70	28.51
3500	-7	90	1.50	22.24	106.89	5.87	29.00
3500	-5	90	1.40	23.41	106.90	6.17	29.00
3500	-4	90	1.30	24.68	107.06	6.51	28.95
3500	-2	90	1.20	26.05	107.47	6.87	28.84
3500	-1	90	1.10	27.55	108.07	7.27	28.69
3500	-1	90	1.10	27.57	108.11	7.27	28.67
4000	-39	9.5	2.45	1.61	557.78	0.37	5.56
4000	-50	17	2.45	9.72	154.61	2.24	20.05
4000	-50	90	2.45	14.62	121.43	3.37	25.53
4000	-46	90	2.40	15.06	119.95	3.48	25.84
4000	-34	90	2.25	16.32	116.85	3.77	26.53
4000	-20	90	1.95	19.01	112.79	4.39	27.48
4000	-9	90	1.50	24.02	109.49	5.54	28.31
4000	-7	90	1.40	25.33	109.21	5.85	28.38
4000	-6	90	1.30	26.71	109.12	6.16	28.41
4000	-4	90	1.20	28.16	109.28	6.50	28.37
4000	-3	90	1.10	29.72	109.69	6.86	28.26
4000	-2	90	1.02	31.11	110.41	7.18	28.08
4500	-39	11	2.43	2.37	471.06	0.49	6.58
4500	-50	20	2.43	11.23	157.75	2.30	19.65
4500	-50	90	2.43	16.08	127.17	3.30	24.38
4500	-49	90	2.40	16.36	126.04	3.36	24.59
4500	-36	90	2.25	17.81	122.21	3.65	25.37
4500	-22	90	1.95	20.92	117.02	4.29	26.49
4500	-10	90	1.50	26.72	112.47	5.48	27.56
4500	-8	90	1.40	28.26	111.93	5.80	27.69
4500	-7	90	1.30	29.93	111.53	6.14	27.79
4500	-5	90	1.20	31.76	111.38	6.52	27.83
4500	-4	90	1.10	33.81	111.43	6.93	27.82
4500	-3	90	1.02	35.59	111.89	7.30	27.70
5000	-36	11	2.40	0.35	3250.38	0.06	0.95
5000	-47	21	2.40	11.25	174.67	2.08	17.75
5000	-50	90	2.40	16.82	136.07	3.11	22.78
5000	-38	90	2.25	18.47	130.68	3.41	23.72
5000	-23	90	1.95	21.91	123.59	4.05	25.08
5000	-11	90	1.50	28.36	117.09	5.24	26.48
5000	-9	90	1.40	30.15	116.14	5.57	26.69
5000	-7	90	1.30	32.11	115.41	5.93	26.86
5000	-6	90	1.20	34.27	114.81	6.33	27.00
5000	-5	90	1.10	36.59	114.54	6.75	27.06
5000	-4	90	1.00	38.81	115.51	7.16	26.84
5500	-39	14	2.39	3.28	476.32	0.55	6.51
5500	-47	25	2.39	11.58	190.79	1.94	16.25
5500	-50	90	2.39	16.78	149.17	2.82	20.78
5500	-46	90	2.35	17.21	147.41	2.89	21.03
5500	-38	90	2.25	18.43	142.84	3.09	21.70
5500	-23	90	1.95	22.43	132.70	3.77	23.36
5500	-12	90	1.50	30.07	122.70	5.05	25.26
5500	-10	90	1.40	32.13	121.16	5.39	25.58
5500	-8	90	1.30	34.34	119.92	5.76	25.85
5500	-7	90	1.20	36.76	118.90	6.17	26.07
5500	-6	90	1.10	39.47	118.20	6.62	26.23
5500	-5	90	1.00	42.18	118.81	7.08	26.09
6000	-42	16	2.38	3.41	523.02	0.52	5.93
6000	-50	30	2.38	10.78	219.10	1.66	14.15
6000	-50	90	2.38	14.98	172.88	2.30	17.93
6000	-47	90	2.35	15.31	170.13	2.37	18.10
6000	-30	90	2.25	16.73	166.56	2.57	18.47
6000	-23	90	1.95	21.12	155.54	3.28	19.64
6000	-12	90	1.50	28.71	144.90	4.70	21.31
6000	-10	90	1.40	30.48	142.55	4.99	21.73
6000	-9	90	1.30	32.73	141.06	5.38	22.14
6000	-8	90	1.20	35.04	139.32	5.82	22.45
6000	-6	90	1.10	37.80	138.62	6.27	22.78
6000	-6	90	1.00	40.61	139.29	6.71	22.93

Tabla A.12: Resultados de las simulaciones del modelo numérico de combustión de hidrógeno. La columna RPM hace referencia a la velocidad de giro del motor, SA hace referencia al avance de encendido, Throttle Angle a la posición del acelerador, Flujo másico de H_2 a el promedio del flujo másico de hidrógeno a través de cada inyector, SOI a el angulo de inicio de la inyección, EOI a el angulo de finalización de la inyección, Duración del pulso a la duración del pulso de inyección, osea la cantidad de tiempo que este se encuentra abierto.

RPM	SA (°)	Throttle Angle (°)	Lambda (-)	Flujo másico de H_2 (g/s)	SOI (°)	EOI (°)	Duración del pulso (ms)
1000	-23	1.5	2.70	0.02	360	367.65	1.28
1000	-25	2.5	2.70	0.02	360	368.06	1.34
1000	-29	90	2.70	0.02	360	371.21	1.87
1000	-20	90	2.55	0.03	360	371.78	1.96
1000	-8	90	2.25	0.03	360	373.09	2.18
1000	0	90	1.95	0.03	360	374.71	2.45
1000	6	90	1.65	0.04	360	376.80	2.80
1000	10	90	1.40	0.04	360	379.04	3.17
1000	11	90	1.30	0.04	360	380.11	3.35
1000	13	90	1.20	0.05	360	381.30	3.55
1000	13.5	90	1.16	0.05	360	381.82	3.64
1500	-29	2.5	2.68	0.02	360	369.14	1.02
1500	-37	7	2.68	0.03	360	374.18	1.58
1500	-41	90	2.68	0.04	360	377.68	1.96
1500	-30	90	2.55	0.04	360	378.48	2.05
1500	-15	90	2.25	0.05	360	380.59	2.29
1500	-6	90	1.95	0.05	360	383.24	2.58
1500	1	90	1.65	0.06	360	386.70	2.97
1500	5	90	1.40	0.07	360	390.39	3.38
1500	6	90	1.30	0.07	360	392.13	3.57
1500	8	90	1.20	0.07	360	394.08	3.79
1500	8.5	90	1.15	0.08	360	395.21	3.91
2000	-35	3.5	2.65	0.02	360	370.05	0.84
2000	-41	8	2.65	0.04	360	378.10	1.51
2000	-48	90	2.65	0.05	360	383.55	1.96
2000	-38	90	2.55	0.05	360	384.36	2.03
2000	-27	90	2.40	0.06	360	385.66	2.14
2000	-10	90	1.95	0.07	360	390.46	2.54
2000	-6	90	1.80	0.07	360	392.49	2.71
2000	0	90	1.50	0.08	360	397.48	3.12
2000	3	90	1.30	0.09	360	401.74	3.48
2000	4	90	1.20	0.10	360	404.27	3.69
2000	4.5	90	1.14	0.10	360	405.83	3.82
2500	-45	10	2.60	0.05	360	383.90	1.59
2500	-50	90	2.60	0.07	360	391.69	2.11
2500	-47	90	2.55	0.07	360	392.23	2.15
2500	-25	90	2.25	0.08	360	395.86	2.39
2500	-14	90	1.95	0.09	360	400.33	2.69
2500	-3	90	1.50	0.11	360	409.53	3.30
2500	-2	90	1.40	0.11	360	412.25	3.48
2500	0	90	1.30	0.12	360	415.35	3.69
2500	1	90	1.20	0.13	360	418.86	3.92
2500	3	90	1.10	0.14	360	422.87	4.19
2500	3	90	1.04	0.14	360	425.53	4.37
3000	-38	6.5	2.55	0.04	360	376.90	0.94
3000	-50	12	2.55	0.07	360	390.24	1.68
3000	-50	90	2.55	0.09	360	402.77	2.38
3000	-37	90	2.40	0.10	360	405.07	2.50
3000	-27	90	2.25	0.10	360	407.60	2.64
3000	-16	90	1.95	0.12	360	413.59	2.98
3000	-5	90	1.50	0.14	360	425.93	3.66
3000	-4	90	1.40	0.15	360	429.44	3.86
3000	-2	90	1.30	0.16	360	433.36	4.08
3000	-1	90	1.20	0.17	360	437.70	4.32
3000	-0.5	90	1.14	0.18	360	440.34	4.46
3500	-42	8	2.50	0.05	360	382.57	1.07
3500	-50	15	2.50	0.09	360	399.41	1.88
3500	-48	90	2.50	0.11	360	410.09	2.39
3500	-39	90	2.40	0.11	360	411.82	2.47
3500	-29	90	2.25	0.12	360	414.62	2.60
3500	-18	90	1.95	0.13	360	421.29	2.92
3500	-7	90	1.50	0.17	360	435.22	3.58
3500	-5	90	1.40	0.17	360	439.20	3.77
3500	-4	90	1.30	0.18	360	443.63	3.98
3500	-2	90	1.20	0.19	360	448.60	4.22
3500	-1	90	1.10	0.21	360	454.21	4.49
3500	-1	90	1.10	0.21	360	454.33	4.49

Tabla A.13: Resultados de las simulaciones del modelo numérico de combustión de hidrógeno. La columna RPM hace referencia a la velocidad de giro del motor, SA hace referencia al avance de encendido, Throttle Angle a la posición del acelerador, Flujo másico de H_2 a el promedio del flujo másico de hidrógeno a través de cada inyector, SOI a el angulo de inicio de la inyección, EOI a el angulo de finalización de la inyección, Duración del pulso a la duración del pulso de inyección, osea la cantidad de tiempo que este se encuentra abierto.

RPM	SA (°)	Throttle Angle (°)	Lambda (-)	Flujo másico de H_2 (g/s)	SOI (°)	EOI (°)	Duración del pulso (ms)
4000	-39	9.5	2.45	0.06	360	388.45	1.19
4000	-50	17	2.45	0.10	360	407.55	1.98
4000	-50	90	2.45	0.12	360	416.19	2.34
4000	-46	90	2.40	0.13	360	417.17	2.38
4000	-34	90	2.25	0.13	360	420.34	2.51
4000	-20	90	1.95	0.15	360	427.85	2.83
4000	-9	90	1.50	0.18	360	443.24	3.47
4000	-7	90	1.40	0.19	360	447.55	3.65
4000	-6	90	1.30	0.20	360	452.24	3.84
4000	-4	90	1.20	0.21	360	457.37	4.06
4000	-3	90	1.10	0.23	360	463.15	4.30
4000	-2	90	1.02	0.24	360	468.71	4.53
4500	-39	11	2.43	0.08	360	395.39	1.31
4500	-50	20	2.43	0.12	360	416.07	2.08
4500	-50	90	2.43	0.14	360	424.71	2.40
4500	-49	90	2.40	0.14	360	425.25	2.42
4500	-36	90	2.25	0.15	360	428.87	2.55
4500	-22	90	1.95	0.17	360	437.45	2.87
4500	-10	90	1.50	0.21	360	455.11	3.52
4500	-8	90	1.40	0.22	360	460.10	3.71
4500	-7	90	1.30	0.23	360	465.65	3.91
4500	-5	90	1.20	0.25	360	471.96	4.15
4500	-4	90	1.10	0.26	360	479.21	4.42
4500	-3	90	1.02	0.28	360	486.04	4.67
5000	-36	11	2.40	0.08	360	396.03	1.20
5000	-47	21	2.40	0.14	360	422.18	2.07
5000	-50	90	2.40	0.16	360	432.44	2.41
5000	-38	90	2.25	0.17	360	436.37	2.55
5000	-23	90	1.95	0.19	360	445.69	2.86
5000	-11	90	1.50	0.23	360	465.09	3.50
5000	-9	90	1.40	0.24	360	470.81	3.69
5000	-7	90	1.30	0.26	360	477.28	3.91
5000	-6	90	1.20	0.27	360	484.51	4.15
5000	-5	90	1.10	0.29	360	492.62	4.42
5000	-4	90	1.00	0.31	360	501.86	4.73
5500	-39	14	2.39	0.11	360	409.50	1.50
5500	-47	25	2.39	0.15	360	429.90	2.12
5500	-50	90	2.39	0.17	360	439.21	2.40
5500	-46	90	2.35	0.18	360	440.27	2.43
5500	-38	90	2.25	0.18	360	443.33	2.53
5500	-23	90	1.95	0.21	360	454.20	2.85
5500	-12	90	1.50	0.26	360	476.77	3.54
5500	-10	90	1.40	0.27	360	483.21	3.73
5500	-8	90	1.30	0.29	360	490.33	3.95
5500	-7	90	1.20	0.30	360	498.31	4.19
5500	-6	90	1.10	0.32	360	507.63	4.47
5500	-5	90	1.00	0.35	360	518.58	4.81
6000	-42	16	2.38	0.12	360	416.44	1.57
6000	-50	30	2.38	0.16	360	434.74	2.08
6000	-50	90	2.38	0.18	360	441.96	2.28
6000	-47	90	2.35	0.18	360	442.79	2.30
6000	-30	90	2.10	0.20	360	451.81	2.55
6000	-23	90	1.95	0.22	360	458.27	2.73
6000	-12	90	1.50	0.27	360	483.88	3.44
6000	-10	90	1.40	0.29	360	491.40	3.65
6000	-9	90	1.30	0.31	360	499.82	3.88
6000	-8	90	1.20	0.33	360	509.46	4.15
6000	-6	90	1.10	0.35	360	520.72	4.46
6000	-6	90	1.00	0.38	360	533.64	4.82

A.2. Anexo A.2

A.2.1. Restauración y montaje del motor

Un punto fundamental en el proyecto es contar con un motor a gasolina funcionando. Por lo tanto el motor Geely MR479Q que se dispone debe estar en condiciones óptimas para tener un funcionamiento correcto. Es importante mencionar que este motor proviene de un test de choque, lo cual significa que presenta diversos daños previos, algunos de estos se pueden observar en la [Figura A.1](#), [Figura A.2](#), [Figura A.3](#), [Figura A.4](#) y la [Figura A.5](#). Además, el motor ha sido utilizado para prácticas de desmontaje y montaje con alumnos del curso de grado de motores de combustión interna, lo que a causado daños adicionales en su interior como roscas barridas, piezas dañadas, entre otros.



Figura A.1: Daños en la caja de cambios surgidos del test crash. Elaboración propia.



Figura A.2: Daños en la caja de cambios surgidos del test crash. Elaboración propia.



Figura A.3: Daños al cárter surgidos del test crash. Elaboración propia.

Debido a la necesidad de revisar el motor en su completitud, el mismo fue desarmado completamente. Dado que el objetivo es que el motor esté disponible para futuros ensayos en el laboratorio de la facultad, se siguieron con las instrucciones del manual de ensamblaje del fabricante para garantizar un ensamblaje correcto y preciso del motor.

El motor fue desarmado con sumo cuidado, evitando en todo momento dañar cualquiera de sus componentes, observar la [Figura A.6](#) y la [Figura A.7](#).



Figura A.4: Daños al caño de escape surgidos del test crash. Elaboración propia.



Figura A.5: Daños al intake manifold surgidos del test crash. Elaboración propia.

Una vez que se completó el proceso de desarme, se llevó a cabo una minuciosa inspección para detectar posibles daños. No se encontraron daños significativos en el bloque del motor.

Con el motor completamente desarmado, se procedió a realizar el proceso de bruñido. El bruñido es un procedimiento de mecanizado que se emplea para mejorar la precisión y el acabado de las superficies internas del motor que requieren de lubricación ya que cuentan con movimiento relativo entre ellas. Este proceso también crea un patrón de rayas cruzadas que favorece la lubricación, mejorando la adherencia de la película protectora de aceite, reduciendo el desgaste, la fricción y mejorando el sellado de los pistones. La superficie resultante garantiza una adecuada distribución del aceite, así como un deslizamiento ópti-



Figura A.6: Motor completamente desarmado. Elaboración propia.



Figura A.7: Bloque de motor desarmado. Elaboración propia.

mo de los aros y del pistón. Además, contribuye a prolongar la vida útil del motor, Ruiz Gálvez Martín, [s.f.](#) Durante el proceso, se bruñeron las paredes de los cilindros y todos los asientos del cigüeñal. También se bruñeron los apoyos de la tapa de cilindros contra el bloque y la cara superior de los pistones. Sin embargo, esto ultimo se realizo por limpieza, ya que se encontraba con un poco de oxido y en el caso de la tapa para mejorar su sellado con la junta. A su vez, se pulieron las superficies donde apoya el retén del filtro de aceite y algunas juntas adicionales, para evitar perdidas. De esta manera, se aseguró que todas las superficies relevantes alcanzaran el nivel de acabado requerido para un ren-

dimiento óptimo. El proceso de bruñido genera virutas y partículas que deben ser eliminadas meticulosamente. Por lo tanto, se procedió a lavar a fondo el bloque del motor para eliminar todas las partículas y elementos residuales que podrían causar daños posteriores al motor. También se procedió a lavar otros componentes como el cigüeñal, tapa de cilindros, pistones, entre otros. Esta limpieza exhaustiva es esencial para garantizar el funcionamiento adecuado y prolongar la vida útil del motor. En la [Figura A.8](#) visualizamos el bloque del motor en pleno proceso de bruñido.



Figura A.8: Bloque de motor en pleno proceso de bruñido. Elaboración propia.

Con el motor completamente lavado, se procedió a un análisis minucioso para identificar las piezas que requerían reemplazo. Se reconoció la necesidad de sustituir ciertos componentes, enfocándose principalmente en aquellos que experimentaron mayor degradación en los sucesivos montajes que se realizaron. Por consiguiente, se llevó a cabo el reemplazo completo de todas las juntas y retenes del motor, asegurando así un sellado óptimo y la prevención de posibles fugas. Además, se reemplazaron los o-rings de los inyectores para garantizar un funcionamiento adecuado del sistema de combustible. Para mantener la integridad del sistema de distribución se adquirió una nueva correa de distribución y un nuevo filtro de aceite para una filtración eficaz y la protección óptima del motor contra impurezas. También se reemplazaron los aros de los pistones,

considerando que este motor había sido desmontado y montado varias veces, lo que podría haber comprometido su condición. Este conjunto de acciones fue realizado con el objetivo de garantizar que el motor esté en condiciones óptimas para su funcionamiento y durabilidad a largo plazo.

Una vez realizado el proceso de bruñido y adquiridos los diversos componentes a reemplazar, se procedió con el montaje del motor. Este proceso se llevó a cabo con sumo cuidado, evitando dañar cualquier pieza. Se siguieron estrictamente todos los procedimientos recomendados del fabricante, incluyendo la selección de los tornillos adecuados, los distintos niveles de apriete especificados en Newton-metros (N.m) y los pasos necesarios para su correcta aplicación. Cada vez colocado un tornillo de las bancadas del motor, se aplicó un golpe suave con un martillo a la pieza atornillada, con el fin de mejorar la distribución de las tensiones y evitar concentraciones de tensión. Se tomó en cuenta el patrón de apriete de cada tornillo según lo estipulado por el fabricante, asegurando así una distribución uniforme de la tensión. Para garantizar la precisión en el apriete de los tornillos, se utilizó un torquímetro. Además, se prestó especial atención a bañar las partes ensambladas con el aceite recomendado por el fabricante en los casos requeridos, con el fin de asegurar una adecuada lubricación en el primer arranque. Este paso fue fundamental para evitar cualquier daño y asegurar un funcionamiento óptimo desde el inicio.

Al momento de colocar los pistones, se procedió a instalar los nuevos aros con especial cuidado. Se verificó las luces recomendadas por el fabricante. Además se aseguró que las aberturas de los aros de fuego y rascador estuvieran a 180° entre sí, y que estas aberturas se situaran en la falda del pistón a 90° del perno. La abertura del aro expansor se alineó con el perno del pistón. Para la inserción de los pistones en los cilindros, se utilizó un compresor de anillo de pistón, teniendo sumo cuidado de no desplazar ni dañar los aros del pistón durante el proceso o rallar una pared de la cámara de combustión. Cada vez que se colocó un pistón y se instaló la tapa de la biela, se verificó el correcto giro del cigüeñal, asegurando así que no hubiera interferencias ni problemas de movimiento, observar la [Figura A.9](#).

Finalmente, se procedió a la instalación de la tapa de cilindros, una etapa crucial en el ensamblaje del motor. Durante este proceso, se observó que los bulones originales de la tapa estaban en mal estado, lo que representaba un riesgo para la integridad del sellado y el correcto funcionamiento del motor. Por ello, se optó por reemplazarlos con bulones nuevos y asegurar su correcta



Figura A.9: Bloque de motor armado, con pistones colocados. Elaboración propia.

colocación siguiendo el par de apriete recomendado por el fabricante, que era de 95 Nm. Para evitar concentraciones de tensión o posibles deformaciones en la tapa, se decidió realizar un apriete inicial hasta la mitad de ese valor, incrementando gradualmente hasta alcanzar el par final. Este enfoque de apriete progresivo es clave para distribuir las tensiones de manera uniforme a lo largo de la tapa y evitar daños en el sellado. Este motor en particular cuenta con un doble árbol de levas, uno dedicado a las válvulas de admisión y el otro a las de escape, lo que añade complejidad al proceso de ensamblaje. Ambos árboles de levas fueron instalados cuidadosamente, tal como se muestra en la [Figura A.10](#).

Sin embargo, durante la instalación, se presentaron dos desafíos importantes. El primero se produjo en una de las bancadas del árbol de levas de escape, donde se descubrió que uno de los tornillos estaba barrido. Para solucionar este problema, fue necesario utilizar un macho de mayor diámetro que el del tornillo original (pasando de M5 a M6), lo que permitió hacer un nuevo roscado y colocar un tornillo adecuado. Este procedimiento garantizó que la bancada quedara firmemente asegurada y sin comprometer la integridad del montaje. El segundo desafío involucró la instalación del árbol de levas de admisión, específicamente en el engranaje sincronizador que conecta y sincroniza ambos árboles de levas. Cabe destacar que en este motor, el único árbol de levas conectado directamente al cigüeñal es el de escape, mientras que el de admisión



Figura A.10: Tapa de cilindro instalada. Se pueden apreciar los dos árbol de levas. Elaboración propia.

se sincroniza a través de este engranaje. Este mecanismo incluye un resorte interno que minimiza los golpes entre los engranajes, lo que hace que la instalación sea más compleja. Para colocar este engranaje de manera correcta, se requería una herramienta especial que permitiera bloquear el resorte en la posición adecuada para su montaje. Al no contar con dicha herramienta, se optó por improvisar una solución que permitió instalar correctamente los árboles de levas y asegurar su sincronización pero requirió de mas tiempo y esfuerzo del esperado. Con ambos árboles de levas instalados y sincronizados entre sí, el siguiente paso fue sincronizar el sistema de distribución con el cigüeñal, asegurando así la correcta puesta a punto del motor. Finalmente, se colocó la tapa de válvulas. Completando esta importante etapa del ensamblaje del motor permitió avanzar hacia las pruebas finales de funcionamiento.

Se finalizo el armado con la colocación de los últimos componentes, como la colocación de los inyectores, alternador y todos los distintos agregados y accesorios, observar [Figura A.11](#).



Figura A.11: Armado de motor casi finalizado con últimos detalles faltantes. Elaboración propia.

A.2.2. Montaje del motor en banco de pruebas

Para la instalación del motor Geely en el banco de ensayos del laboratorio fue necesario adaptar y modificar los asientos de motor. Como se puede observar en la [Figura 3.8](#), el banco de pruebas dispone de varias torres para sostener motores. Para montar el motor, se reutilizaron los asientos originales del Geely, a los cuales se les adaptaron piezas especiales para que se apoyaran en las torres del banco. Dos ángulos de hierro fueron cortados con una amoladora y posteriormente perforados con un taladro, para afirmar a los mismos en los asientos del motor. A continuación, se soldaron diversas piezas y estas se abulonaron, dando como resultado lo observado en la [Figura A.12](#) y [Figura A.13](#).

Una vez instalado el motor sobre los soportes reutilizando los asientos originales, se procedió a realizar la alineación del mismo con el freno hidráulico. Esta etapa es crucial, ya que una desalineación del semieje que conecta el motor con el freno hidráulico puede inducir vibraciones no deseadas, las cuales pueden comprometer la estabilidad y precisión de los ensayos. A su vez, la presencia de vibraciones puede acelerar el desgaste de los componentes mecánicos, aumentar el ruido y en casos extremos, causar fallas y roturas en el equipo. Para garantizar una correcta alineación, se empleó de un nivel, asegurando que el semieje y el motor se encontraran perfectamente nivelados. Se utilizó



Figura A.12: Pieza metálica ensamblada para montar el motor Geely. Puede visualizarse el asiento del motor. Elaboración propia.



Figura A.13: Motor parcialmente instalado en el banco. Se puede apreciar la pieza metálica utilizada para montar el motor. Elaboración propia.

un calibre para verificar la correcta alineación entre la salida del semieje y el freno. Dado que el freno hidráulico se encontraba alineado, la comprobación con el calibre permitió asegurar que el semieje también cumpliera con los parámetros de alineación. Esto permitió asegurar que el semieje mantuviera una simetría y alineación correcta, minimizando los riesgos asociados a una posible desalineación durante las pruebas.

Con el motor montado, se procedió a la colocación del sistema de escape. Para gestionar de manera segura la liberación de los gases de emisión generados

por el motor, el laboratorio dispone de una manguera flexible que conecta el caño de escape del motor con una zona de la facultad especialmente destinada para la evacuación de gases provenientes de diversos laboratorios. Este sector está diseñado para canalizar los gases hacia el exterior de manera controlada garantizando un ambiente de trabajo libre de contaminantes en las áreas de ensayo. El caño de escape conectado a la manguera flexible puede observarse en la [Figura A.14](#).



Figura A.14: Sistema de escape de emisiones. Elaboración propia.

Inicialmente, se utilizaron tres torres que mantenían al motor en posición. Durante los ensayos, a revoluciones mayores de 3000 RPM a bajas cargas, la caja de cambios del motor comenzaba a vibrar. Para reducir esta vibración se colocó una cuarta torre donde se mantenía la caja en posición, evitando altas vibraciones durante los ensayos, lo cual se puede visualizar en la [Figura A.15](#).

A.2.3. Sistema de Refrigeración

El sistema de refrigeración del motor se basa en un radiador sumergido en agua dentro de una batea. Una vez instalado el motor en el banco de ensayo, se llevó a cabo la instalación de un sistema de tuberías a través del cual circula el refrigerante entre el motor y el radiador ubicado en la batea. Este proceso fue especialmente complicado debido a la necesidad de conectar los tubos en un

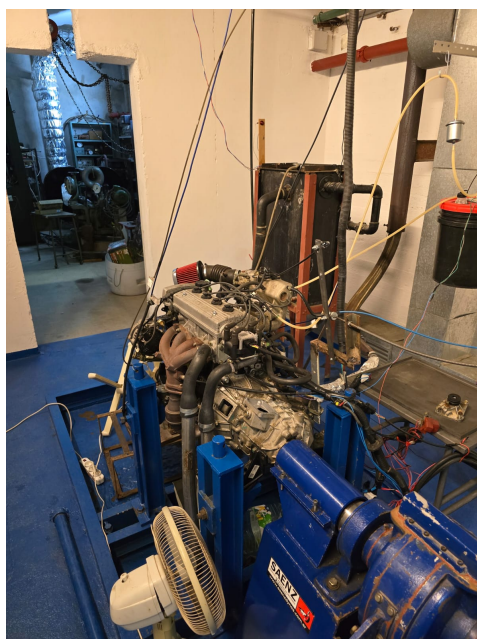


Figura A.15: Motor instalado con las cuatro torres. Se puede visualizar la torre manteniendo la caja de cambios en posición. Elaboración propia.

espacio reducido y garantizar un flujo del refrigerante sin fugas. La disposición de las tuberías tuvo que ajustarse cuidadosamente para evitar interferencias con otros componentes del motor y asegurar una refrigeración efectiva. Esto se puede observar en la [Figura A.16](#).

La batea está equipada con una electroválvula de activación manual, que, al ser accionada, permite la entrada de agua fresca para reducir la temperatura del agua en el interior de la batea. Además, se instaló un sensor de temperatura dentro de la batea, lo que nos permite monitorear y regular la temperatura del sistema en tiempo real durante los ensayos.

Adicionalmente, se implementaron tres ventiladores para la refrigeración del aceite en el cárter del motor. En la operación normal del motor dentro de un vehículo, esta refrigeración ocurre por el simple movimiento del vehículo, donde el aire que pasa por debajo enfría el cárter. Estos ventiladores se pueden observar en la [Figura A.17](#).

A.2.4. Sistema de suministro de combustible

Un balde de aceite fue modificado con el propósito de adaptarlo como contenedor de combustible para los ensayos, tal como se puede observar en la [Figura A.18](#). Para evitar la contaminación del combustible, se procedió a una



Figura A.16: Sistema de refrigeración del motor. Elaboración propia.

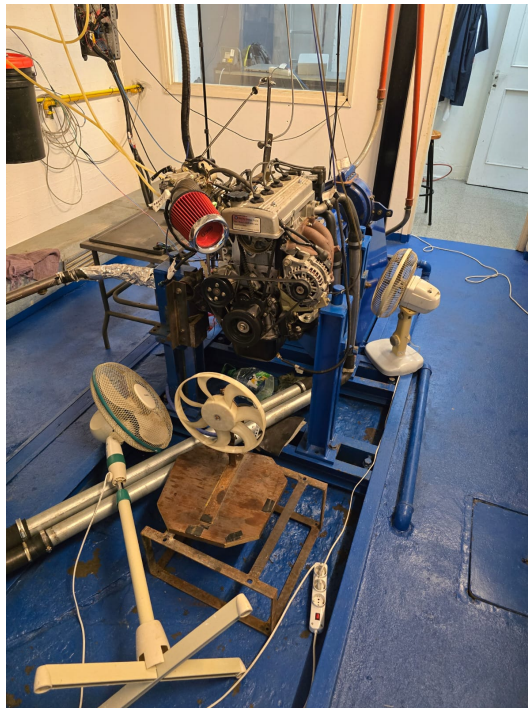


Figura A.17: Ventilación del aceite del motor. Elaboración propia.

limpieza exhaustiva del balde antes de iniciar su adaptación.

Se instaló la bomba de combustible proveniente del Geely, la cual fue ajus-



Figura A.18: Balde de aceite reutilizado como tanque de combustible. Elaboración propia.

tada para extraer el combustible desde el fondo del balde. Para lograr este objetivo, se dispuso de dos tubos que actúan de soporte entre la bomba y la tapa de la bomba, la cual fue abulonada a la tapa del balde, lo que permitió que la bomba alcanzara niveles más bajos y así asegurar un suministro continuo.

Originalmente, la tapa de la bomba contaba con un espárrago conector donde se acoplaba la línea impulsora de combustible. La tapa de la bomba y la propia bomba estaban vinculadas mediante una conexión interior a la bomba. Sin embargo, durante el *test crash* del vehículo, este espárrago resultó dañado. Este problema se intentó reparar introduciendo otro tubo a través de la abertura y sellándolo alrededor con cemento, como se puede observar en la [Figura A.19](#).

Debido a las altas presiones presentes en esa área del sistema de combustible, el sellado no logró resistir, por lo que se optó por ampliar la abertura, lo

cual permitió pasar un tubo directamente a través de la tapa y conectarlo a la bomba de combustible, eliminando cualquier intermediario. Como resultado, el mismo tubo conecta la bomba de combustible con el filtro de combustible. Esto puede observarse en la [Figura A.20](#).

Para prevenir posibles fugas, todas las uniones y adaptaciones fueron selladas con un pegamento epoxy. El balde que actúa como tanque de combustible fue suspendido en una celda de carga, lo que permite medir la variación en el consumo de combustible durante los ensayos. Observar la [Figura A.21](#). El sistema de combustible incluye un retorno conectado a una válvula de vacío, que busca redireccionar todos los excesos de combustible en la rampa nuevamente al tanque.



Figura A.19: Modificación de la tapa de combustible realizada por terceros. Elaboración propia.



Figura A.20: Modificación de la tapa de combustible para soportar mayores presiones. Elaboración propia.



Figura A.21: Sistema de suministro de combustible instalado a celda de carga. Elaboración propia.

A.2.5. Unidad de control programable de motor

Dado que el motor Geely cuenta con un sistema de inyección electrónica, fue necesario instalar una unidad de control electrónico programable, en este caso, una FuelTech FT400. Esta se puede observar instalada en la [Figura A.22](#).



Figura A.22: Tablero donde se encuentra instalada la unidad de control programable Fueltech. Elaboración propia.

El proceso de conexión de la unidad de control se realizó desde cero, lo que implicó el diseño del conexionado eléctrico, la adquisición de conectores, clips, y la prueba de cada componente y sensor del motor para verificar su funcionamiento correcto e identificar la función de cada pin en cada elemento. Previamente, se elaboró un diagrama en AutoCAD con el objetivo de mantener un orden claro en la estructura de las conexiones. La FuelTech FT400 cuenta con dos conectores en su posterior, donde cada pin tiene una función específica, tal como se muestra en la [Figura A.23](#) y la [Figura A.24](#).



Figura A.23: Arnés posterior principal de Fueltech con sus funciones. Fuente: Fueltech, 2017.

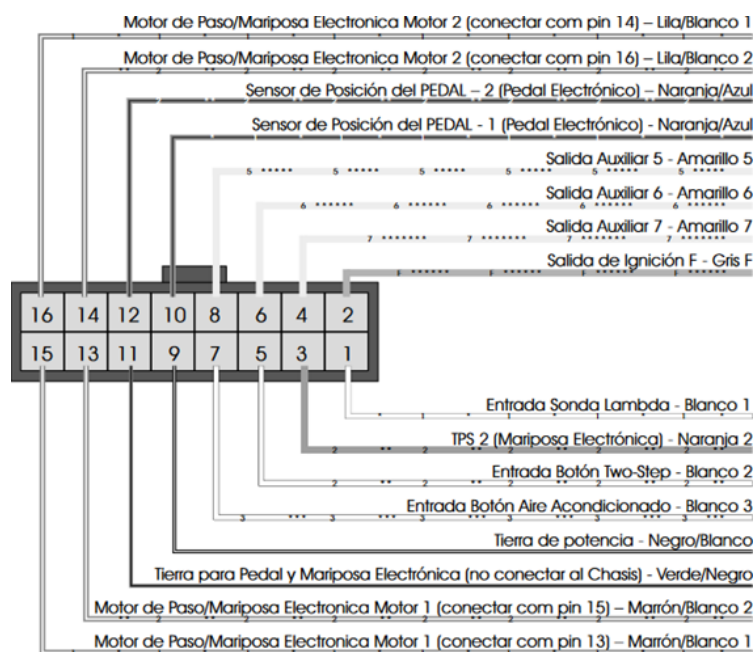


Figura A.24: Arnés posterior secundario de Fueltech con sus funciones. Fuente: Fueltech, 2017.

Parte del diagrama diseñado en AutoCAD del cableado eléctrico puede observarse en la [Figura A.25](#), donde se aprecia cómo los dos conectores prin-

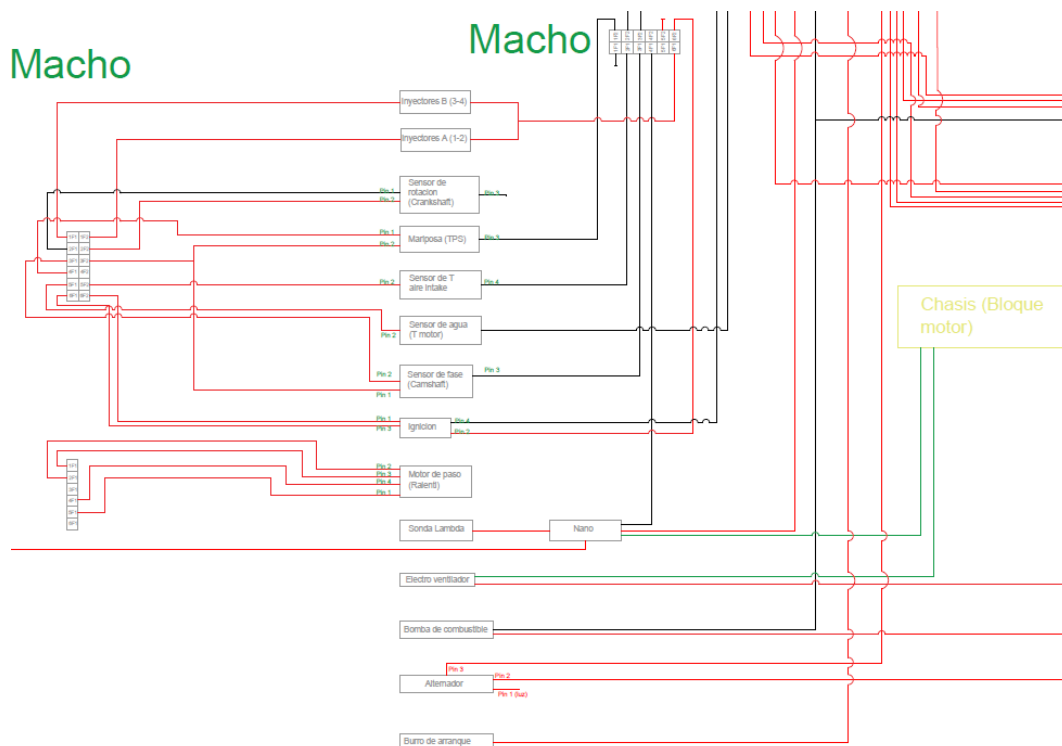


Figura A.26: Conexionado eléctrico entre conectores y componentes del motor. Elaboración propia.

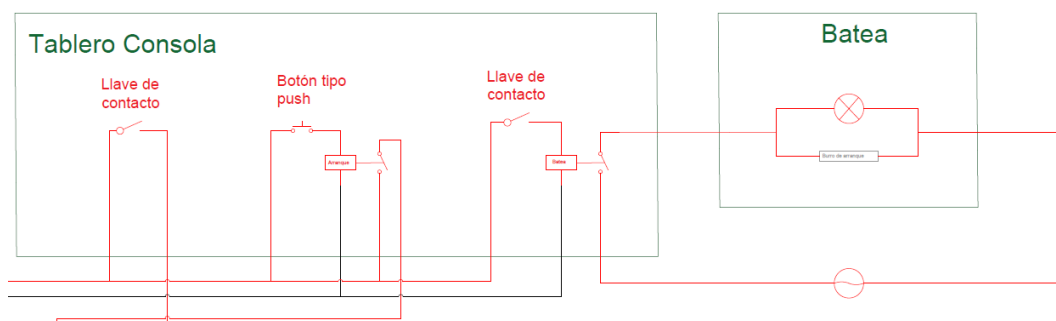


Figura A.27: Conexionado eléctrico de Tablero Consola y Batea. Elaboración propia.

la [Figura A.28](#). En este tablero se incluyen tres llaves de contacto, una llave maestra del tablero que controla el flujo de energía eléctrica a través del mismo, una que activa la bomba de combustible y otra que activa el electroventilador que refrigera el motor.

Este tablero también posee relés de varios componentes eléctricos del motor. Un recorte de los mismos se puede observar en la [Figura A.29](#).

Fue necesario probar exhaustivamente todos los elementos del sistema para determinar la función de cada pin. Dado que el manual de la unidad de control

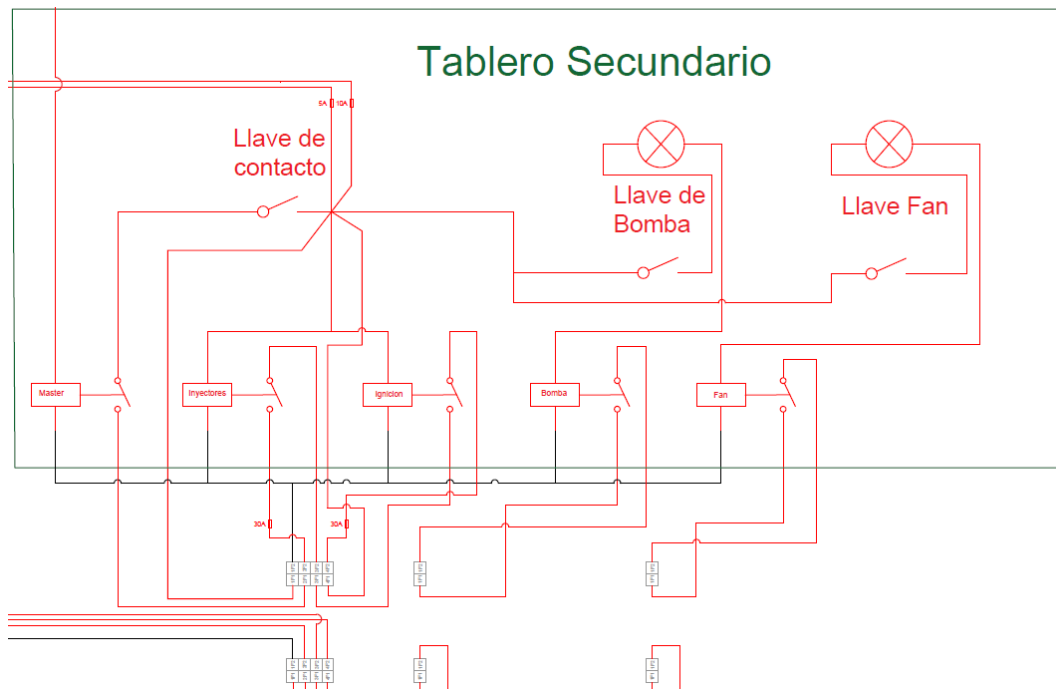


Figura A.28: Conexionado eléctrico de Tablero Secundario. Elaboración propia.

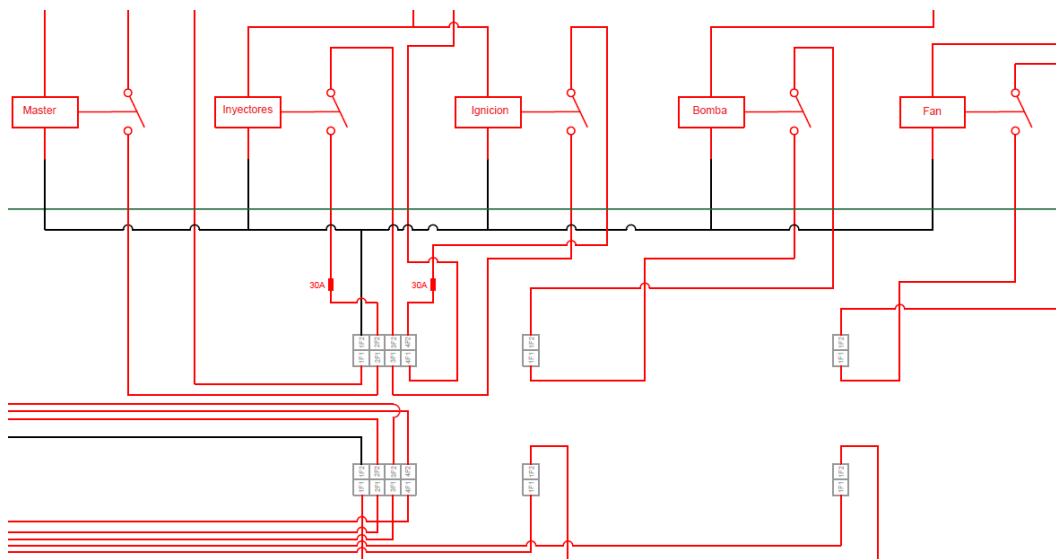


Figura A.29: Relés de Tablero Secundario. Elaboración propia.

solo proporcionaba información limitada sobre algunos modelos de sensores, fue imprescindible realizar un testeo extenso de cada sensor y componente. Esto permitió identificar si los pines correspondían a señales, negativo o positivo de la batería, además de verificar si cada componente era compatible con esta unidad de control particular.

Una vez que cada elemento fue probado y verificado, procedimos a armar

manualmente todo el cableado necesario para conectar el sistema completo. Este proceso de ensamblaje manual de los cables y conectores requirió mucho tiempo, ya que cada conexión fue realizada con precisión para asegurar la funcionalidad correcta del sistema. Tras completar el armado del cableado y los conectores, realizamos pruebas con un multímetro para verificar la continuidad eléctrica y la correcta distribución de corriente entre los diferentes puntos de conexión. En algunos casos, se constató que no había corriente entre los puntos, lo que nos obligó a rearmar varios cables y revisar los conectores involucrados, extendiendo considerablemente el tiempo requerido para finalizar el sistema eléctrico. Una vez montado el sistema eléctrico, enfrentamos otros problemas. La bobina de encendido original del motor Geely no contaba con un transductor, lo cual la hacía incompatible con la unidad de control programable utilizada. Este sistema requiere que la bobina de encendido cuente con un transductor o, alternativamente, utilizar un módulo de extensión específico de FuelTech. Para evitar la compra de dicho módulo, decidimos reemplazar la bobina por una de un Volkswagen Gol que sí contaba con un transductor. A su vez, fue necesario adaptar los soportes de la bobina para asegurar una correcta colocación. Por otro lado, la sonda lambda original del Geely tampoco era compatible con la unidad de control, por lo que tuvimos que adquirir una sonda lambda que fuera compatible y que incluyera una adaptación para conectarse al sistema de la ECU FuelTech.

Una vez realizado el conexionado eléctrico del motor, tanto a la consola del banco de pruebas como al tablero secundario y a la ECU programable, fue necesario llevar a cabo diversas comprobaciones para garantizar la correcta lectura y funcionamiento de todos los sistemas. Estas verificaciones incluyeron la calibración minuciosa de los sensores instalados, como los de temperatura, posición de mariposa del acelerador (TPS), presión del colector de admisión (MAP) y otros sensores críticos para el control del motor. Para cada uno de estos sensores, se realizaron ensayos específicos con el fin de caracterizar algunos de sus parámetros, mientras que otros se obtuvieron directamente de las fichas técnicas proporcionadas en los manuales del fabricante o de fuentes confiables en internet.

Una vez verificadas y ajustadas las lecturas de los sensores, se procedió a la introducción de parámetros clave del motor en el sistema de la unidad de control. Entre los parámetros ingresados se incluyeron la velocidad de giro máxima permitida, la cantidad de cilindros, la presencia o no de un turbo-compresor,

el tipo de inyección, la posición del Punto Muerto Superior (PMS) del cilindro 1, el cual se encontraba a 20 dientes del descanso de la rueda fónica, las características de la rueda fónica (60-2 dientes), el tipo de dientes de la rueda fónica, el sensor de fase, la relación de compresión, los datos del árbol de levas, entre otros. Estos parámetros fueron cuidadosamente seleccionados y ajustados para asegurar un buen mapa base creado por la FT400. A partir de la información suministrada, el sistema de la unidad de control generó de manera automática un mapa base tanto para la inyección de combustible como para la ignición del motor. No obstante, estos mapas base iniciales sirvieron solo como punto de partida, ya que posteriormente se realizaron ajustes adicionales en función de los resultados obtenidos durante los ensayos prácticos en el banco de pruebas, los cuales fueron realizados para la calibración de este mapa. Estos ajustes fueron esenciales para lograr la sintonización final del motor, permitiendo que este operara con relaciones de λ 1, lo que asegura una combustión eficiente y balanceada. Además, se optimizó el ángulo de avance de encendido (SA) para maximizar el rendimiento del motor sin comprometer la durabilidad ni la estabilidad del sistema.

Este proceso de ajuste y calibración no solo mejoró el desempeño general del motor, sino que también permitió obtener datos más precisos para futuros análisis y simulaciones. Cada etapa del trabajo fue llevada a cabo con el objetivo de garantizar que el motor operara de manera óptima, maximizando tanto su eficiencia como su fiabilidad a largo plazo.

Si bien, como se explicó anteriormente, en la programación inicial de la ECU FT400 se establece la ubicación del PMS del cilindro 1, este método tiene ciertas limitaciones en términos de precisión. En muchos casos, la ubicación determinada por el software puede presentar diferencias significativas con respecto a la posición real del PMS. Este dato es crucial para el correcto funcionamiento del motor, ya que permite a la ECU controlar el encendido de la chispa en la bujía en el momento preciso, optimizando la entrega de potencia del motor. El momento en que se produce el encendido, conocido como avance de encendido, no solo afecta el funcionamiento general del motor, sino que también juega un papel fundamental en la eficiencia y el rendimiento del mismo. Un avance correctamente ajustado puede maximizar la potencia disponible, mejorar la economía de combustible y reducir el riesgo de detonaciones no deseadas que pueden dañar el motor con el tiempo. Para lograr un ajuste preciso del PMS y del avance de encendido, es imprescindible el uso de una

pistola de punto o lámpara estroboscópica. Este instrumento permite identificar visualmente el punto exacto en el que se está disparando la chispa en relación con el ciclo del motor. Durante este procedimiento, la lámpara estroboscópica proyecta una luz sobre las marcas de referencia del cigüeñal. Esto permite observar, de manera directa, el momento en que la chispa está siendo generada en cada ciclo de combustión. En la [Figura A.30](#) se pueden observar a la izquierda las marcas sobre la polea y una escala graduada original del fabricante, justamente para esta tarea. A la derecha de esta se puede ver dicha pistola de punto. A través de esta técnica, es posible detectar y corregir cualquier desajuste u 'offset' en la programación de la ECU que esté afectando la sincronización del encendido. Al corregir estas diferencias, se asegura que la ignición ocurra en los puntos deseados.

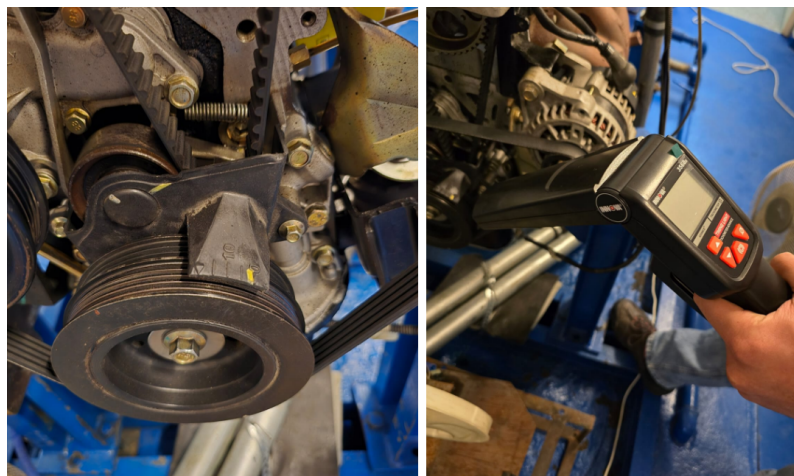


Figura A.30: Polea con marcas para sincronización de la ignición y pistola de punto. Elaboración propia.

Si bien este equipo permite el ajuste en tiempo real de parámetros como la inyección y el encendido, presenta varias limitaciones en la programación de ambos sistemas. En ciertos puntos de operación, fue particularmente complicado lograr estabilidad en estos parámetros, lo que resultó en dificultades para mantener un valor constante de lambda o un punto de ignición preciso a lo largo de todo el ensayo del punto. Esta inestabilidad afectó negativamente la consistencia de las pruebas, ya que, en algunos casos, no se pudo mantener un control óptimo del rendimiento del motor. Otro factor limitante es la ausencia de un sistema de 'closed loop', el cual permitiría un ajuste automático de la inyección, logrando mantener lambda en un valor objetivo establecido sin necesidad de modificar manualmente el mapa de inyección en cada punto de

operación. Con un sistema de este tipo, se lograría una regulación continua y precisa, mejorando la eficiencia y facilitando las pruebas.

Una de las principales limitaciones del equipo está en su sistema de inyección, que utiliza un esquema de inyección simultánea. Aunque el motor Geely originalmente emplea inyección secuencial, la ECU utilizada no cuenta con esta función. En este esquema de inyección simultánea, los cuatro inyectores operan al mismo tiempo, inyectando combustible en cada uno de los cuatro tiempos del ciclo del motor. En contraste, un sistema de inyección secuencial activa cada inyector de manera individual durante la fase de admisión de su cilindro correspondiente, lo que permite un control más preciso del suministro de combustible y optimiza tanto el rendimiento como la eficiencia del motor, Heywood, 2018. La sincronización de cada pulso de inyección se ajusta para coincidir con el momento en que la válvula de admisión está cerrada y el cilindro está por comenzar la carrera de admisión. Esto permite que gran parte del combustible se vaporice al impactar en la cabeza y el vástago de la válvula, lo que mejora la atomización del combustible y facilita su mezcla con el aire antes de ingresar al cilindro, sin embargo, una parte de este finaliza su vaporización dentro de la cámara de combustión, Heywood, 2018. De esta forma se logra una buena relación entre conseguir una buena mezcla aire-combustible, clave para no contar con combustible sin quemar al finalizar el ciclo, sin un gran efecto negativo sobre la eficiencia volumétrica. La falta de esta tecnología en nuestro equipo limita la capacidad para ajustar finamente el comportamiento del motor.

A.2.6. Acople

Una vez armado el motor y completado todo el conexionado eléctrico, asegurando que sea capaz de arrancar correctamente, el siguiente paso es acoplarlo al freno hidráulico del laboratorio. Se debe conectar, del lado del motor, el volante con el embrague, que es la salida de potencia del motor, Figura A.31, al semi-eje del banco de ensayo, Figura A.32.

Para este propósito, se consideró oportuno reutilizar el eje primario de la caja de cambios del vehículo marca Geely. Se desmontó completamente la caja de cambios para poder retirar dicho eje y con el objetivo de evitar acoplar la caja de cambios completa al motor, ya que esto implicaría la suma de todas las pérdidas de carga de la caja de cambios en cada ensayo realizado al motor.



Figura A.31: Vista del Volante y embrague del motor. Elaboración propia



Figura A.32: Vista del semieje del banco. Elaboración propia

El eje primario de la caja de cambios fue acoplado al estriado del embrague, diseñado de fabrica específicamente para este propósito, permitiendo mediante un acople a diseñar la conexión rígida al semieje del freno. De este modo, se logra transmitir toda la potencia generada por el motor al freno de ensayos de manera mecánica. El eje primario está equipado con un rulemán que actúa como un punto de apoyo libre de fricción, lo cual facilita tanto su alineación como su estabilidad durante el funcionamiento con el motor. Esto ayuda a

prevenir oscilaciones significativas que podrían provocar daños en el sistema. Para evitar que dicho rulemán, ubicado en el centro de la caja de cambios, se saliera de su cavidad y causara una desalineación, se realizaron tres perforaciones en la caja. Estas perforaciones se realizaron con rosca mediante el uso de un macho de roscar. Luego, se colocaron tornillos con arandelas que actúan como retenes para asegurar el rulemán en su lugar. Esta solución garantiza que el rulemán se mantenga alineado durante la operación, previniendo grandes desplazamientos y posibles fallos mecánicos, como vibraciones o desgaste prematuro del sistema. En la [Figura A.33](#) se pueden observar dichos tornillos con sus arandelas bloqueando el movimiento horizontal del rulemán.

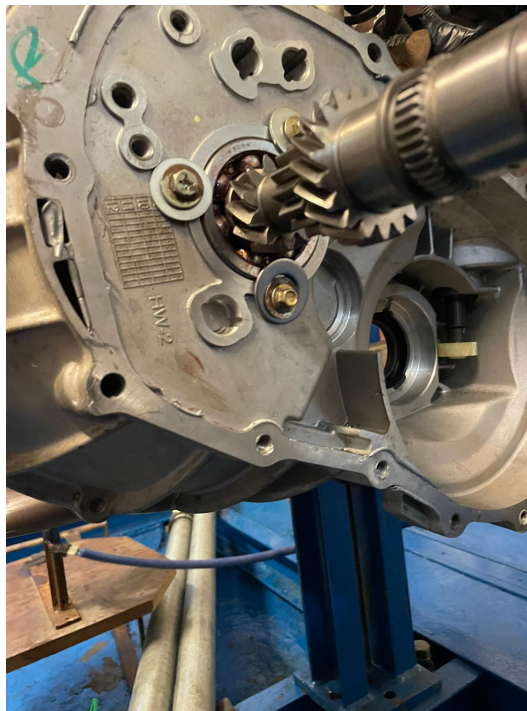


Figura A.33: Vista de los retenes del eje primario. Elaboración propia

A.2.6.1. Diseño del acople

Para el acople entre el motor y el freno, se debe acoplar el eje primario y el semieje del freno hidráulico. Para esto, se aprovechó el estriado tanto del semieje como el del eje primario. El estriado del eje primario se debe a su función de acoplar uno de los engranajes de la caja de cambios responsable de transmitir la potencia. Por lo tanto, se diseñó un acople muy simple, consistente en una pieza con dos secciones cilíndricas huecas, cada una con el estriado necesario para interactuar: una sección se acopla al eje de la caja y la otra al semieje. El diseño de esta pieza puede observarse en la [Figura A.34](#) y en la [Figura A.35](#) se puede observar el acople construido y colocado ya en el eje primario.

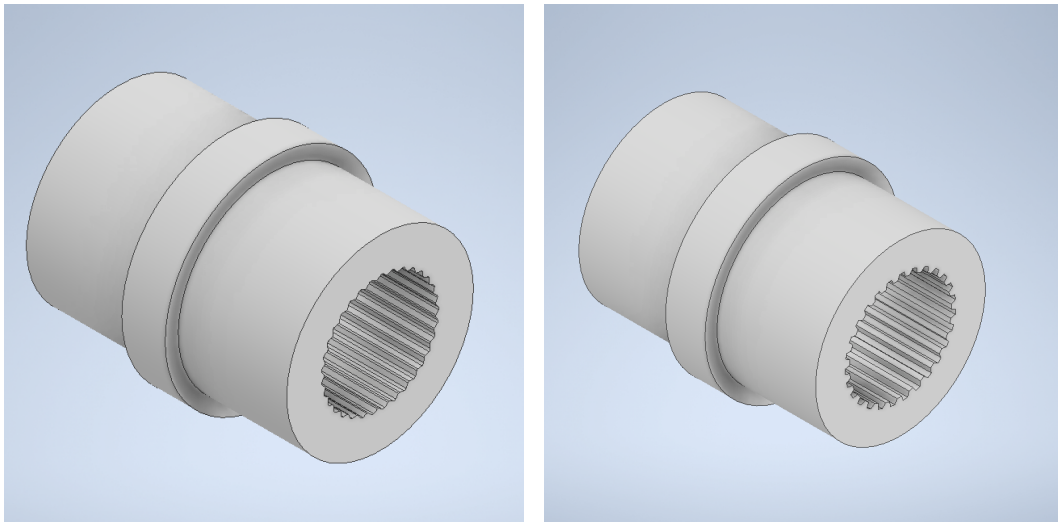


Figura A.34: Diseño final del acople, vista de ambos extremos, con los distintos estriados. Elaboración propia.

El acople fue diseñado con la intención de colocar el motor lo más cerca posible del banco de ensayos. Sin embargo, durante el proceso de instalación, se descubrió que no era viable acercarlo tanto como se había previsto, debido a que la caja de cambios golpeaba contra partes de la estructura del freno. Esto generó una separación de 20 mm entre la homocinética del semieje y el acople del freno hidráulico, lo que requería de un espaciador. Se decidió adquirir una nueva homocinética para mejorar el funcionamiento utilizando la antigua homocinética como espaciador. Esto no solo resolvió el problema de la distancia, sino que también permitió una mejora en el rendimiento del conjunto gracias a la nueva pieza.

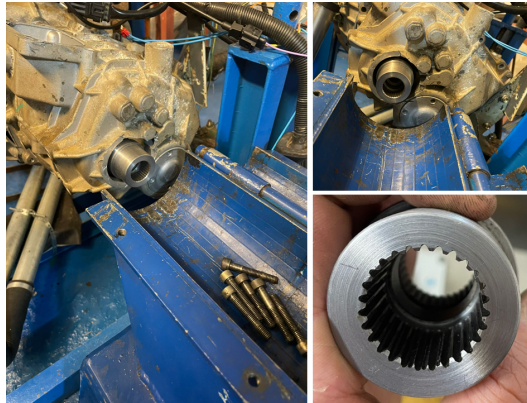


Figura A.35: Acople fabricado para el motor. Elaboración propia.

Se llevó a cabo un análisis detallado de las tensiones a las que estaría sometido el acople, con el fin de definir las dimensiones del diseño para su implementación en el banco de pruebas. Este análisis fue fundamental para garantizar que el acople pueda soportar las condiciones operativas previstas sin comprometer la seguridad o el rendimiento del sistema, validando así su adecuación para las pruebas experimentales.

Para el análisis se comenzó analizando el estriado del acople. Para esto se asume que cada estría se comporta como una viga corta cantilever. Además, se simplifica a la carga distribuida P como una fuerza F , perpendicular a la normal de la superficie circular del eje, ubicada en el punto medio del diente. Este caso resulta más crítico que una fuerza aplicada en ángulo, ya que no reduce el esfuerzo de tracción en el punto mas solicitado. Observar la [Figura A.36](#).

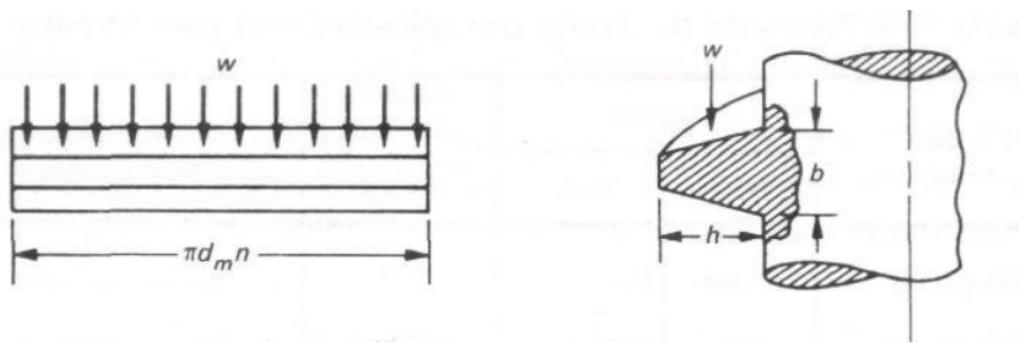


Figura A.36: Rosca del tornillo cargado como viga cantilever. Fuente: Kraus, [2024](#).

Como alternativa a la consideración de múltiples ranuras, se opta por modelar las ranuras como una única ranura de mayor longitud, longitud que sera igual a la suma de la de todas las longitudes de cada ranura. En la [Figura A.37](#)

se presenta un diagrama de la ranura original, y tras aplicar las suposiciones mencionadas anteriormente, se obtiene la [Figura A.38](#), donde se muestra un diagrama simplificado de la ranura.

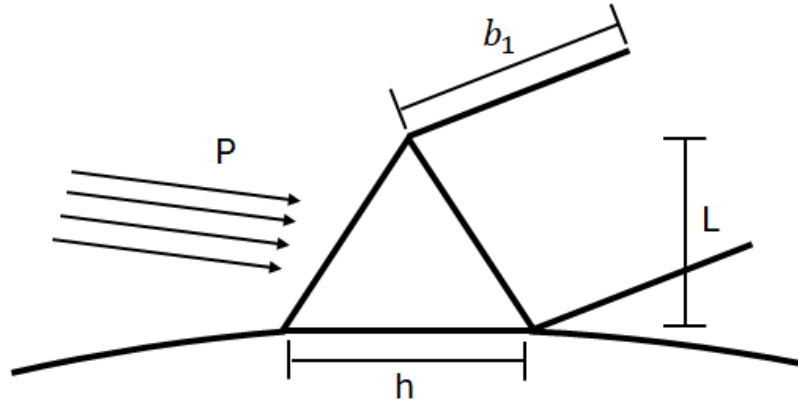


Figura A.37: Diagrama de ranura original. Elaboración propia.

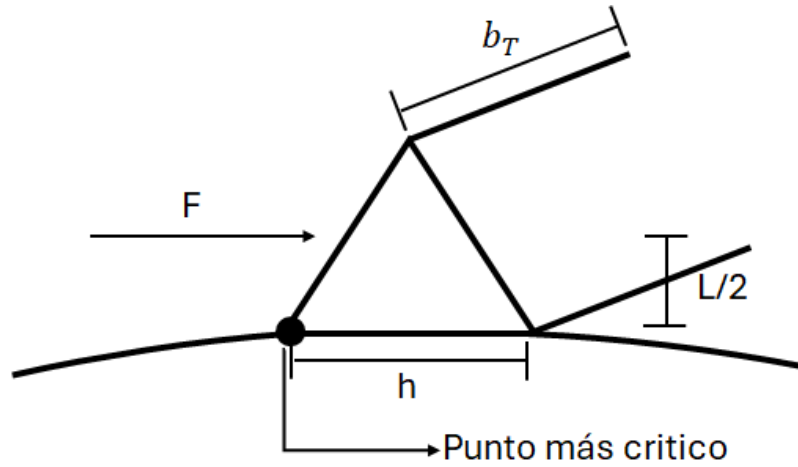


Figura A.38: Diagrama de ranura simplificada. Elaboración propia.

Por ende en la [Ecuación A.1](#) se calcula el largo total de la ranura supuesta.

$$b_T = b_1 N = (10 \text{ mm})(27) = 270 \text{ mm} \quad (\text{A.1})$$

Donde b_T refiere al largo de la ranura equivalente, b_1 el largo de la ranura real en el diseño y N la cantidad de ranuras.

Se calcula la fuerza equivalente F a la carga distribuida P . Esto se puede observar en la [Ecuación A.2](#).

$$P = \frac{F}{A} \rightarrow F = \frac{T}{\frac{D_i}{2}}, \quad A = b_1 L N \rightarrow P = \frac{T}{\frac{D_i}{2} b_1 L N}$$

$$F = 9600 \text{ N} \tag{A.2}$$

$$P = \frac{120 [\text{Nm}]}{\frac{25 [\text{mm}]}{2} \cdot (10 [\text{mm}]) \cdot (1.17 [\text{mm}]) \cdot (27)} = 30.4 \text{ MPa}$$

Donde T es el par a transmitir. Para este se utilizó el mayor esperado para el motor que es de 120 Nm. D_i es el diámetro mínimo, que corresponde a la medida hasta la punta de los dientes del estriado. Finalmente, A representa el área de contacto entre las ranuras. Dado que se considera el contacto como si se tratara de un solo diente, A equivale al área de contacto total de todas las ranuras. Para analizar el punto más crítico del ranurado, se considera un diagrama de esfuerzos en una porción infinitesimal, observar la [Figura A.39](#). Este punto será el de máxima tracción, ya que el material seleccionado para el acople es acero.

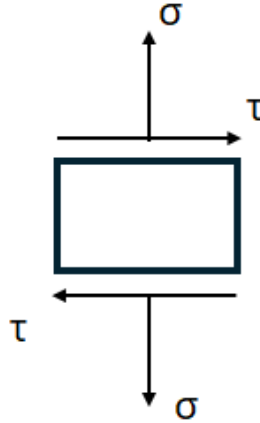


Figura A.39: Diagrama de esfuerzos en porción infinitesimal del punto crítico. Elaboración propia.

Donde σ es el esfuerzo directo y τ es el esfuerzo cortante. Para σ suponemos la flexión de la fuerza como se puede ver en la [Ecuación A.3](#).

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \rightarrow M = \frac{FL}{2}, \quad c = \frac{h}{2} \rightarrow \sigma = \frac{FLh}{4I} \tag{A.3}$$

Donde M es el momento flector máximo, I la inercia, L la altura de la ranura y c es la distancia entre el centroide y el punto estudiado.

Para el segundo momento de inercia se considera la inercia de un rectángulo, resultando en la [Ecuación A.4](#).

$$I = \frac{b_T h^3}{12} \quad (\text{A.4})$$

Por ende la [Ecuación A.3](#) se puede escribir como la [Ecuación A.5](#) y se calcula el σ .

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{3FL}{b_T h^2} \\ \sigma &= \frac{3 \cdot (9600 \text{ [N]}) \cdot (1.17 \text{ [mm]})}{(270 \text{ [mm]}) \cdot (2.128 \text{ [mm]})^2} = 27.56 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{A.5})$$

Debido a la geometría del problema, se debe considerar como una viga corta, por lo que el esfuerzo cortante se calcula con la ecuación de Jourawski. Debido a esto el cortante para este caso es igual a la [Ecuación A.6](#), Kraus, 2024.

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{3F}{2b_T h} \\ \tau &= \frac{3 \cdot (9600 \text{ [N]})}{2 \cdot (270 \text{ [mm]}) \cdot (2.128 \text{ [mm]})} = 25.06 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{A.6})$$

Aplicando la teoría de círculo de Mohr para hallar el punto de máximo esfuerzo obtenemos la [Ecuación A.7](#).

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \frac{\sigma}{2} + \tau_{\max} \\ \tau_{\max} &= \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{27.56 \text{ [MPa]}}{2}\right)^2 + (25.06 \text{ [MPa]})^2} = 28.60 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{A.7})$$

Como el material seleccionado es acero, el cual es un material dúctil y se busca realizar un diseño conservador, aplicando el criterio de Tresca para evaluar la resistencia y el factor de seguridad, se compara el $\tau_{\max}$ utilizando la [Ecuación A.8](#).

$$\tau_{\max} \leq \frac{S_y}{2FS} \quad (\text{A.8})$$

Donde S_y es el límite de elasticidad y FS es el factor de seguridad. Considerando un límite de elasticidad del acero de 207 MPa, calculamos el factor de seguridad utilizando la [Ecuación A.8](#).

De esta manera, calculamos el FS en la [Ecuación A.9](#).

$$FS = \frac{S_y}{2\tau_{\max}} \rightarrow FS = 3.62 \quad (\text{A.9})$$

De esta forma, se valida que el material para el acople a construir puede ser acero, ya que se considera que un factor de seguridad de 3.62 es aceptable para este segmento del acople.

Para el diseño del cuerpo del acople, se busca un factor de seguridad de al menos 10. Este factor es muy grande ya que en casos de desalineamientos, la probabilidad de impacto contra la caja de cambios o el freno es muy grande. Para modelar los esfuerzos sobre el cuerpo, se considera como un tubo hueco sometido a torsión. Considerando la teoría de esfuerzos para estos casos, es claro que el esfuerzo máximo se encontrará en el radio mas alejado del centro, como se puede observar en la [Figura A.40](#). En esta figura se observa que el esfuerzo al que se encuentra sometido es cortante, por lo que con la [Ecuación A.10](#) se puede hallar el esfuerzo al cual se encuentra sometido el cuerpo del acople.

$$\tau = \frac{TR_{ext}}{J} \quad (\text{A.10})$$

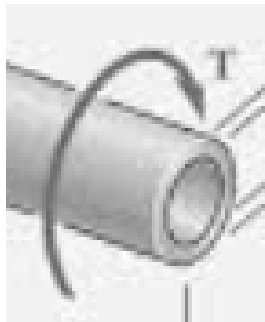


Figura A.40: Tubo hueco sometido a torsión. Fuente: Beer et al. [2009](#).

Donde R_{ext} es el radio exterior del acople, y J es el momento polar de inercia, el cual se calcula en la [Ecuación A.11](#).

$$J = \frac{\pi}{2}(R_{ext}^4 - R_{int}^4) \quad (\text{A.11})$$

Calculando para el punto mas critico, se llega a la [Ecuación A.12](#). Para este punto se propone utilizar radio de 21.5 mm.

$$\tau = \frac{(120 \text{ [Nm]}) \cdot (21.5 \text{ [mm]})}{\frac{\pi}{2} \cdot ((21.5 \text{ [mm]})^4 - (13.75 \text{ [mm]})^4)} = 9.23 \text{ MPa} \quad (\text{A.12})$$

Como solo se considera este esfuerzo para esta sección del acople, se puede utilizar la [Ecuación A.9](#), por lo que se llega a un factor de seguridad de 11.2 para esta sección. El factor de seguridad en el cuerpo del acople fue diseñado con un margen amplio, de manera deliberada, para prevenir cualquier posible rotura en caso de un impacto del acople contra la carcasa de la caja de cambios, que se utiliza como escudo protector en caso que por alguna falla, el sistema de transmisión de potencia se dañe y un elemento salga disparado. Esta decisión se justificó durante las pruebas realizadas a velocidades mayores a 3000 RPM, en las que se produjo una serie de impactos significativos contra la carcasa debido a desaliñamientos y holguras por una mala manufacturación del acople. Gracias a este factor de seguridad, el acople no sufrió ningún daño sustancial, confirmando la efectividad del diseño preventivo frente a situaciones críticas.

Una vez concluido el análisis inicial, procedimos a validar los resultados mediante un análisis de tensiones utilizando el simulador de esfuerzos de Inventor de AutoDesk, con el fin de corroborar los cálculos previamente obtenidos. Para este análisis, se aplicó la carga distribuida sobre cada diente en el lado que se identificó manualmente como el de menor factor de seguridad, mientras que el otro extremo del acople se configuró como una superficie fija. De esta forma se logran modelar tanto los esfuerzos sobre los dientes, como sobre el cuerpo del acople. Por seguridad también se modelo la carga distribuida sobre el otro lado del ranurado, pero esto demostró no ser el caso mas exigente.

La simulación mostró un coeficiente de seguridad que varía entre 2.03 y 15, en función del punto, observar la [Figura A.41](#), lo cual confirma que el diseño es estructuralmente viable para su aplicación en las condiciones previstas. La simulación permitió detectar que el punto mas critico del acople es en la intersección entre un nervio que separa los dos estriados de cada semieje y cada uno de los dientes de estos estriados, lo cual explico la gran diferencia entre los esfuerzos calculados manualmente y los de la simulación, además de los factores de seguridad. Asimismo, el resultado del análisis de la primera tensión principal en el diseño del acople se puede observar en la [Figura A.42](#). Las propiedades utilizadas y los resultados principales de este análisis se presentan

en la [Tabla A.14](#) y [Tabla A.15](#).

Tabla A.14: Propiedades del material del acople diseñado - Acero.

Material: Acero	Propiedad	Valor
General	Densidad de masa	7,85 g/cm ³
	Límite de elasticidad (S_y)	207 MPa
	Resistencia máxima a tracción	345 MPa
Tensión	Módulo de Young	210 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,3 su
	Módulo cortante	80,77 GPa

Tabla A.15: Resultados principales del análisis de tensión en AutoDesk del acople diseñado.

Nombre	Mínimo	Máximo
Tensión de Von Mises	0,47 MPa	102,14 MPa
Primera tensión principal	-13,27 MPa	103,13 MPa
Tercera tensión principal	-54,09 MPa	11,18 MPa
Coefficiente de seguridad	2,03 su	15 su

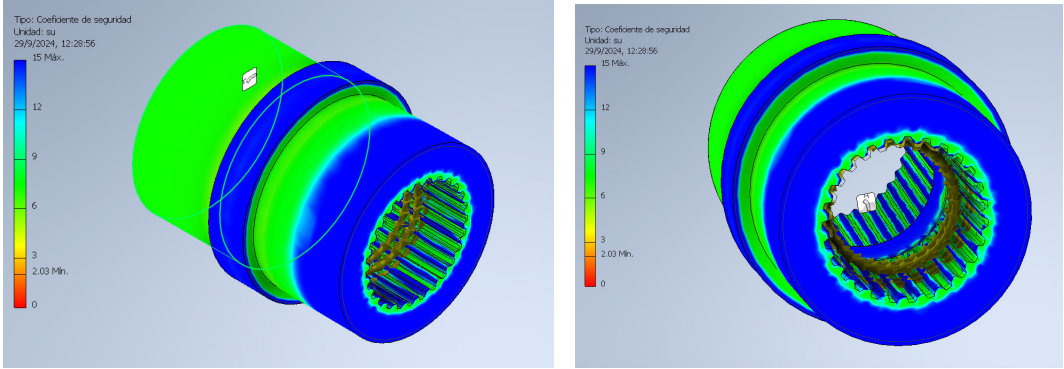


Figura A.41: Resultado del análisis del coeficiente de seguridad que presenta el diseño del acople. Elaboración propia.

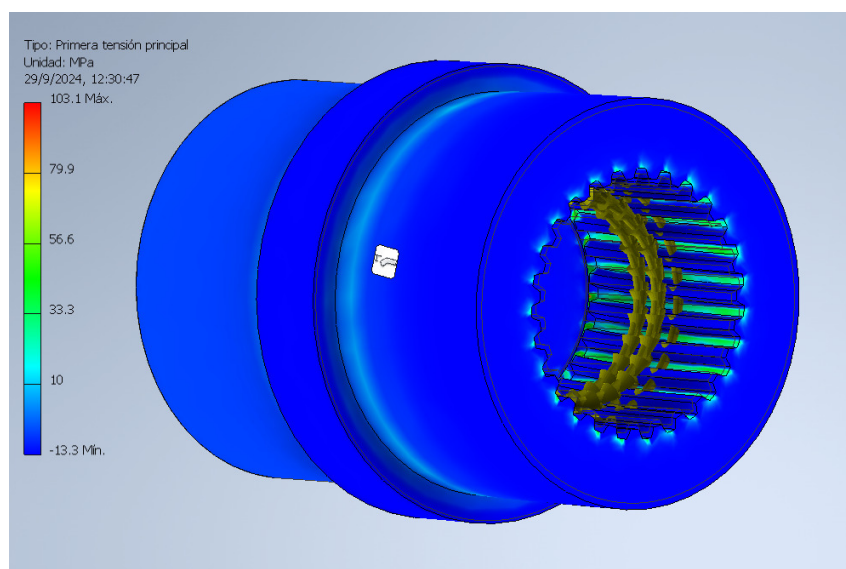


Figura A.42: Resultado del análisis de la primera tensión principal en el diseño del acople. Elaboración propia.