

**DESARROLLO DE UN MODELO PREDICTIVO PARA MOTORES DE
ENCENDIDO PROVOCADO OPERANDO CON GASOLINA, CON EL FIN DE
PREDECIR POTENCIA DE SALIDA, TORQUE Y CONSUMO ESPECÍFICO**

POR:

FRANKLIN E. CONSUEGRA VARGAS



UNIVERSIDAD DEL NORTE

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

BARRANQUILLA, 2019

**DESARROLLO DE UN MODELO PREDICTIVO PARA MOTORES DE
ENCENDIDO PROVOCADO OPERANDO CON GASOLINA, CON EL FIN DE
PREDECIR POTENCIA DE SALIDA, TORQUE Y CONSUMO ESPECÍFICO**

POR:

FRANKLIN E. CONSUEGRA VARGAS

DIRIGIDA POR:

PHD. ANTONIO BULA SILVERA



UNIVERSIDAD DEL NORTE

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

BARRANQUILLA, 2019

**DESARROLLO DE UN MODELO PREDICTIVO PARA MOTORES DE ENCENDIDO
PROVOCADO OPERANDO CON GASOLINA, CON EL FIN DE PREDECIR
POTENCIA DE SALIDA, TORQUE Y CONSUMO ESPECÍFICO**

Presentada por: Ing. Franklin Consuegra Vargas

Dirigida por: Dr. Antonio Bula Silvera

JURADO CALIFICADOR:

Evaluador 1: Germán Amador Díaz

Evaluador 2: Arturo González Quiroga

Evaluador 3: Julián Yepes Martínez

Evaluador 4: José Huertas Cardozo

Barranquilla, septiembre de 2019.

Resumen

El trabajo desarrollado en la presente tesis de maestría, está encaminado a la formulación de un modelo predictivo de motores de combustión interna de encendido provocado, alimentados con gasolina con inyección indirecta en estado estacionario. Para ello, se posee el desarrollo previo de modelos de diagnóstico de la combustión y predicción de presión en cámara de combustión de diversos autores y distintos tipos de motores. Con base en ese desarrollo, previo a las consideraciones de deformaciones en cámara, fueron añadidos modelos de deformación que consideran efectos térmicos sobre el pistón y la biela, además de desplazamientos de las uniones entre los componentes del mecanismo manivela-biela-pistón, así como la consideración del fenómeno de transferencia de calor a través de las paredes. A su vez, en el modelo se empleó una formulación de dos zonas al interior de la cámara de combustión y también cuenta con la capacidad de predecir ensayos de combustión intermedios a los ya predichos. Durante el desarrollo de este trabajo se obtuvo que, con un determinado número de datos, puede hacerse una caracterización global de motores de combustión interna, con el fin de predecir estadísticamente parámetros operacionales parametrizables, tales como la relación de compresión real, y constantes asociadas a los sub-modelos de deformaciones y transferencia de calor. El modelo presenta un alto nivel de desempeño a la hora de predecir tanto variables termodinámicas al interior de la cámara de combustión, como de parámetros operacionales indicados a la hora de evaluar el desempeño de un motor.

Palabras clave: Modelo predictivo, motores, combustión interna.

Abstract

The work developed in the present master's thesis, is directed to the formulation of a predictive model of internal combustion engines of provoked ignition, fed with gasoline with indirect injection in stationary state. In order to do this, we have previously developed combustion diagnosis and pressure prediction models in combustion chambers by different authors and different types of engines. Based on this development, prior to the considerations of chamber deformations, deformation models were added that consider thermal effects on the piston and connecting rod, in addition to displacements of the joints between the components of the crank-win-piston mechanism, as well as consideration of the phenomenon of heat transfer through the walls. In turn, the model used a formulation of two zones inside the combustion chamber and also has the ability to predict intermediate combustion tests to those already predicted. During the development of this work, it was obtained that, with a certain number of data, a global characterization of internal combustion engines can be made, in order to statistically predict parameterizable operational parameters, such as the real compression ratio, and constants associated to the sub-models of deformations and heat transfer. The model presents a high level of performance when predicting both thermodynamic variables inside the combustion chamber, as well as operational parameters indicated when evaluating the performance of an engine.

Keywords: Predictive model, engines, internal combustion.

Agradecimientos

En primera medida quisiera agradecerle al creador del todo, a ti mi Dios todopoderoso. Si no fuera por ti este trabajo no hubiese sido posible, en el peor momento de mi vida me ayudaste a levantarme y hoy me trajiste hasta un momento que pensé que nunca llegaría y que tuve desde niño y es el ser investigador. Tengo una gran deuda contigo, que ni siquiera dándote la vida que me devolviste cuando creí que la perdía alcanzaría a pagarla. *Gracias por tu misericordia.*

Quiero también agradecer a mis padres, a ustedes Franklin y Wadid. Ustedes son uno de los motores que me dio Dios para seguir adelante frente a las dificultades, gracias a que ustedes existen en mi vida saco fuerzas para seguir adelante, además nunca olvido el continuo apoyo y amor que siempre me dieron y me dan a la hora de alcanzar mis metas y mis sueños, también quiero agradecerles el buen ejemplo y paciencia para conmigo que nunca faltó de su parte. Gran parte de este trabajo es gracias a ustedes. GRACIAS POR EXISTIR.

No creas que me he olvidado de ti, mujer, y sí, hablo de ti Sandra. Me conociste en el peor momento de mi vida, cuando luchaba por aferrarme a ella con todas mis fuerzas, cuando me veía a mí mismo como alguien inservible condenado a ser un inútil de por vida, pero tus ojos llenos de amor y ternura vieron cosas buenas en mí, cosas que yo no podía ver y que con el pasar del tiempo me ayudaste a verlas. No dudo en decir que tu profundo y sincero amor fue uno de los instrumentos que usó Dios para sanarme internamente. ¿Y sabes algo? Ya que logramos esta meta, juntos, de cumplir mi sueño de niño (y vaya que costó), ahora perseguiremos con todas nuestras fuerzas la realidad de cumplir tus sueños, tenlo por seguro. Te amo, Sandra. *Gracias por tu amor incondicional.*

Quiero agradecer también a mis Pastores y hermanos en Cristo Jesús su continuo apoyo, amor y comprensión, fueron importantes en los momentos más difíciles de mi vida, nunca olvido la infinidad de favores que hicieron para mí sin esperar nada a cambio y sin yo pedirlo. *Gracias por mostrarme el amor de Dios.*

No quiero olvidar de los tres grandes maestros que he tenido en el ámbito profesional e investigativo. En primera medida quiero agradecerle Dr. Jorge Duarte, gracias a usted descubrí mi pasión y recobré mi vocación investigativa, realmente cambió todo con esa sola clase de máquinas de combustión en aquel ya lejano pregrado. Me ha dado consejos, me ha enseñado todo lo que puede y sabe y lo mejor es que siempre está dispuesto a tenderme una mano. También quiero agradecerle a usted Dr. Antonio Bula, usted desde mi pregrado ha sido una leyenda digna de admirar, recuerdo el momento cuando supe que usted iba a ser mi tutor, me llené de mucha emoción al saber que una de las grandes leyendas del Departamento de Ingeniería Mecánica me iba a guiar en esta nueva aventura de mi vida. Verdaderamente le agradezco todo el trabajo y tiempo que ha invertido en mí, toda la paciencia y apoyo brindado durante todo este tiempo, jamás lo olvidaré. Y al otro maestro que quiero agradecer es al Ingeniero Mario Montes, ingeniero usted representa el tipo de ingeniero que quiero llegar a ser, ojalá algún día pueda llegarle a los talones. De verdad no me alcanzan las

palabras para agradecerle toda la experiencia que me permitió adquirir durante el tiempo que trabajé para usted y sobretodo reconocirme como ingeniero. *Gracias por enseñarme tanto, mis maestros.*

También quiero agradecer a mis compañeros y amigos del posgrado de ingeniería mecánica, todas esas experiencias vividas, las tertulias mañaneras y los consejos que muchos de ustedes siempre estaban dispuestos a brindarme. Incluso de esas tertulias mañaneras salieron ideas aplicadas a esta tesis, así que el capítulo de deformaciones por efectos térmicos existe en parte gracias ustedes, José, Hermes, Jhonnys y Andrés. *Gracias por su amistad y compañerismo.*

Y por último quiero agradecer a mis amigos y familiares, sé que los he descuidado en el transcurso de estos estudios de maestría y, a pesar de ello, siempre estaban ustedes allí apoyándome y animándome a seguir adelante, en especial ustedes chicos Steven, Juan José, Jorge y Sharon, los pocos momentos que pude compartir con ustedes en este periodo siempre me animaban y revitalizaban. *Gracias por su apoyo.*

*Jehová es mi pastor,
nada me faltará.
En lugares de delicados pastos
me hará descansar;
Junto a aguas de reposo
me pastoreará.
Confortará mi alma;
Me guiará por sendas de justicia
Por amor de su nombre.*

Salmo 23:1-3.

ÍNDICE GENERAL

1.	INTRODUCCIÓN.....	1
1.1.	JUSTIFICACIÓN Y ANTECEDENTES.....	1
1.2.	OBJETIVOS	3
1.2.1.	Objetivo general	3
1.2.2.	Objetivos específicos	3
1.3.	METODOLOGÍA	4
1.4.	FUNDAMENTOS DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS	4
1.4.1.	Definición de combustión	5
1.4.2.	Motores de combustión interna alternativos	5
1.4.3.	Motores de encendido provocado	6
2.	DIAGNÓSTICO DE LA COMBUSTIÓN A PARTIR DE LA SEÑAL DE PRESIÓN	9
2.1.	INTRODUCCIÓN	9
2.2.	PARÁMETROS DEL MOTOR-INSTALACIÓN	10
2.2.1.	Relación de compresión	10
2.2.2.	Deformaciones mecánicas	10
2.2.3.	Desfase entre presión en cámara y volumen de la cámara	10
2.2.4.	Transmisión de calor	11
2.3.	Variables instantáneas	11
2.4.	Variables medias.....	11
2.4.1.	Variables de control	11
2.4.2.	Variables medidas	12
2.5.	MODELO TERMODINÁMICO DE DIAGNÓSTICO DE LA COMBUSTIÓN PARA MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO	12
2.5.1.	Consideraciones del modelo	12
2.5.2.	Cálculo del volumen instantáneo	13
2.5.3.	Cálculo de la transmisión de calor	27
2.5.4.	Balance de masa	30
2.5.5.	Cálculo de las temperaturas de las zonas	34
2.5.6.	Cálculo de las propiedades termodinámicas de los gases en cámara	34
2.5.7.	Diagnóstico de la tasa de liberación de calor (DFQL)	36

2.5.8.	Cálculo de factores de predicción de la tasa de liberación de calor adimensional	36
2.5.9.	Cálculo de Parámetros Indicados y Efectivos	37
2.5.10.	Ajuste modelo de estimación de la relación entre la derivada de la señal de presión y la presión al cierre de la válvula de admisión	38
2.6.	VALIDACIÓN DEL MODELO DE ESTIMACIÓN DE LA LIBERACIÓN DE CALOR ADIMENSIONAL.....	39
2.7.	RESULTADOS ESTIMACIÓN PARÁMETROS INDICADOS, EFECTIVOS Y PÉRDIDAS MECÁNICAS DURANTE EL DIAGNÓSTICO DE LA COMBUSTIÓN	42
2.8.	CONCLUSIONES.....	44
3.	CARACTERIZACIÓN DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA POR MEDIO DE ENSAYOS DE ARRASTRE	45
3.1.	INTRODUCCIÓN	45
3.2.	MÉTODO POR PUNTOS G	45
3.2.1.	Ajustes a la señal de presión filtrada	45
3.2.2.	Ajuste de la relación de compresión	47
3.2.3.	Ajuste de la constante de deformaciones medias	47
3.2.4.	Ajuste constante CW1 modelo de transferencia de calor de Woschni.....	48
3.2.5.	Cálculo de la masa al cierre de la válvula de admisión y ajuste de <i>Cbb</i>	48
3.2.6.	Metodología para la caracterización de motores en ensayos de arrastre usando el método de puntos G	49
3.3.	MÉTODO POR OPTIMIZACIÓN MULTIVARIADA.....	50
3.4.	RESULTADOS MÉTODO OPTIMIZACIÓN MULTIVARIADA.....	51
3.5.	CONCLUSIONES.....	52
4.	MODELO TERMODINÁMICO DE PREDICCIÓN PRESIÓN EN CÁMARA PARA MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO	54
4.1.	INTRODUCCIÓN	54
4.2.	CONSIDERACIONES DEL MODELO	54
4.3.	CÁLCULO DE LA LIBERACIÓN DE CALOR EN CÁMARA Y DE LA TASA DE LIBERACIÓN DE CALOR EN CÁMARA.....	54
4.4.	CÁLCULO DE LA TEMPERATURA Y PRESIÓN EN CÁMARA	55
4.4.1.	FASE DE COMPRESIÓN	55
4.4.2.	Fase de expansión	55
4.4.3.	Fase de combustión.....	55
4.5.	CÁLCULO DE PARÁMETROS INDICADOS Y EFECTIVOS	55

4.6.	CÁLCULO DE INTERPOLACIÓN DE VARIABLES Y PARÁMETROS OPERACIONALES.....	56
4.7.	VALIDACIÓN MODELO TERMODINÁMICO DE PREDICCIÓN DE PRESIÓN EN CÁMARA	57
4.8.	VALIDACIÓN Y ESTIMACIÓN DE PARÁMETROS OPERACIONALES	58
4.9.	INTERPOLACIÓN MODELO PREDICTIVO.....	61
4.9.1.	Variables operacionales	61
4.9.2.	Predicción de parámetros operacionales.....	62
4.10.	CONCLUSIONES.....	64
5.	ESTUDIO DE SENSIBILIDAD.....	64
5.1.	INTRODUCCIÓN	64
5.2.	Efectos de las deformaciones consideradas	65
5.2.1.	Efectos de las deformaciones consideradas sobre la tasa de liberación de calor ..	65
5.2.2.	Efectos de las deformaciones sobre la liberación de calor en cámara	66
5.2.3.	Efectos de las deformaciones sobre el volumen en cámara de combustión	67
5.3.	SENSIBILIDAD DE LA CARACTERIZACIÓN DE MOTORES MEDIANTE ENSAYOS DE ARRASTRE 68	
5.3.1.	Efectos del nivel de presión de referencia	68
5.3.2.	Efectos de la constante de deformaciones medias	69
5.3.3.	Efectos de la masa al cierre de la admisión	69
5.3.4.	Efectos de la relación de compresión	70
5.3.5.	Efectos de la Constante <i>CW1</i>	71
5.4.	SENSIBILIDAD DEL DIAGNÓSTICO DE LA COMBUSTIÓN	71
5.4.1.	Sensibilidad del diagnóstico de la combustión ante variaciones en la constante <i>CW1</i> 72	
5.4.2.	Sensibilidad del diagnóstico de la combustión ante variaciones en la constante de deformaciones medias.....	73
5.4.3.	Sensibilidad del diagnóstico de la combustión ante variaciones en la masa al cierre de la válvula de admisión	75
5.4.4.	Sensibilidad del diagnóstico de la combustión ante variaciones en la relación de compresión.....	77
5.5.	EFFECTOS DEL RÉGIMEN DE GIRO SOBRE LAS DEFORMACIONES.....	79
5.6.	SENSIBILIDAD DE LA PREDICCIÓN DE PARÁMETROS OPERACIONALES	80
5.6.1.	Sensibilidad de la predicción de parámetros operacionales ante variaciones en la constante de deformaciones medias	80

5.6.2. Sensibilidad de la predicción de parámetros operacionales ante variaciones de la relación de compresión	81
5.6.3. Sensibilidad de la predicción de parámetros operacionales ante variaciones de la masa al cierre de la admisión.....	82
5.7. CONCLUSIONES DE LOS DISTINTOS ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD Y DEL ESTUDIO DEL EFECTO DE LAS DEFORMACIONES	83
6. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	85
BIBLIOGRAFIA	88
ANEXOS	98
RESUMEN ESTADÍSTICO DE LAS REGRESIONES PARA LA ESTIMACIÓN DE PARÁMETROS DE SALIDA DE CARACTERIZACIÓN DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA MEDIANTE ENSAYOS DE ARRASTRE	98
• Relación de compresión real.....	98
• Coeficiente de deformaciones medias	99
• Constante $CW1$	100
• Desfase termodinámico.....	101
• Relación de compresión real.....	102
• Coeficiente de deformaciones medias	103
• Constante $CW1$	104
• Desfase termodinámico.....	105
DATOS ASOCIADOS AL CÁLCULO DE PARÁMETROS EFECTIVOS MODELO DE INTERPOLACIÓN .	106
CÁLCULO DEL VOLUMEN DE QUEMADOS A PARTIR DEL CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DEL FRENTE DE LLAMA	107
VALIDACIÓN DE PREDICCIÓN DE PRESIÓN EN CÁMARA PARA MOTOR ALIMENTADO CON GAS DE SINTESIS.....	111
HERRAMIENTAS COMPUTACIONALES DESARROLLADAS	112

LISTADO DE FIGURAS

Figura 1: Geometría de un pistón [63]	14
Figura 2: Representación del volumen de cámara con respecto al ángulo de giro del cigüeñal [63]	15
Figura 3: Sistema manivela-biela-pistón	16
Figura 4: Sistema de masa estáticamente equivalente para la biela	17
Figura 5: Barra de longitud L_0 sometida a las fuerzas generadas por la presión en cámara	18
Figura 6: Diagrama de cuerpo libre para (a) el cigüeñal, (b) la biela (c) y el pistón [80] ...	20
Figura 7: Cojinete de deslizamiento: (a) Sin carga aplicada (b) Con carga aplicada [80]...	22
Figura 8: Análisis geométrico del cojinete [80]	22
Figura 9: Representación gráfica de los parámetros del cojinete de deslizamiento: (a) Sistema de coordenadas adicional y ángulos de transformación (b) Orientación de la línea de centros y de la carga resultante [80]	24
Figura 10: Liberación de calor adimensional real Vs. liberación de calor adimensional modelo Wiebe	41
Figura 11: Tasa de Liberación de calor adimensional real vs. tasa de liberación de calor adimensional Modelo Wiebe a) Ensayo 3000 RPM 100% de carga, b) Ensayo 4000 RPM 100% de carga	41
Figura 12: Curva de presión en cámara (Línea Azul), punto de máxima presión (Línea Roja) y ubicación del volumen en el punto muerto superior (Línea Negra continua) para un ensayo de arrastre a 2400 RPM de un motor de encendido por compresión [33]	46
Figura 13: Validación de presión en cámara del motor de estudio en plena carga	57
Figura 14. Comparación de datos predichos vs. datos experimentales	59
Figura 15. Comparación de datos predichos vs. datos experimentales a) Torque vs. régimen de giro del motor b) Consumo específico vs. régimen de giro del motor c) Rendimiento específico vs. régimen de giro del motor	60
Figura 16. Método de interpolación a 3500 RPM a) Predicción de la tasa de liberación de calor, b) Predicción de la liberación de calor en cámara, c) Predicción de presión en cámara	62
Figura 17. Efectos de las deformaciones sobre la tasa de liberación de calor del ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM, a) Cercanías del punto máximo de la misma b) A lo largo del ciclo cerrado	66
Figura 18. Efectos de las deformaciones sobre liberación de calor del ensayo de combustión plena carga a 4000 RPM a) Cercanías del inicio de la misma b) A lo largo del ciclo cerrado	67
Figura 19: Efectos de las deformaciones sobre el volumen de la cámara de combustión del ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM a) Cercanías al PMS b) A lo largo del ciclo cerrado	68
Figura 20: Efecto del nivel de presión de referencia ensayo de arrastre 2400 RPM motor YD22 [33], a) Tasa de liberación de calor, b) Temperatura del aire en cámara	68

Figura 21. Efecto de K_{def} ensayo de arrastre 2400 RPM motor YD22 [33], a) Tasa de liberación de Calor, b) Temperatura del aire en cámara	69
Figura 22. Efecto de la masa al cierre de la admisión ensayo de arrastre 2400 RPM motor YD22 [33], a) Tasa de liberación de calor, b) Temperatura del aire en cámara	70
Figura 23. Efecto de la relación de compresión ensayo de arrastre 2400 RPM motor YD22 [33].....	71
Figura 24. Ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM.....	72
Figura 25. Ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM.....	73
Figura 26. Ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM.....	74
Figura 27. Ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM.....	75
Figura 28. Ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM.....	76
Figura 29. Ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM.....	77
Figura 30. Ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM.....	78
Figura 31. Ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM.....	79
Figura 32. Deformaciones en cámara de un motor óptico [52] a en regímenes de giro 600 RPM, 1000 RPM y 1400 RPM.....	80
Figura 33: Avance semiesférico del frente de llama a) Inicios de la combustión, b) Instante en el que $2rf = B$	109
Figura 34. Segunda etapa del avance del frente de llama a) Avance sin tocar el pistón b) Avance justo en el instante que es tangente al pistón.	109
Figura 35. Etapa final del avance del frente de llama.....	110
Figura 36. Validación de presión en cámara del motor Waukesha en plena carga a 924 RPM a) Composición de gas: 30% H ₂ , 40% CO y 30% CO ₂ b) Composición de gas: 20% H ₂ , 40% CO y 40% CO ₂ c) Composición de gas: 24% H ₂ , 25,1% CO y 50,9% CO ₂	111
Figura 37. Ventana de bienvenida de la herramienta de diagnóstico de combustión.	112
Figura 38. Ventana de carga de ficheros de la herramienta de diagnóstico de combustión.	112
Figura 39. Ventana de selección de archivos de ficheros de la herramienta de diagnóstico de combustión.	113
Figura 40. Ventana de propiedades geométricas del motor de la herramienta de diagnóstico de combustión.....	113
Figura 41. Ventana de parámetros y variables del proceso de intercambio de gases del motor de la herramienta de diagnóstico de combustión.....	114
Figura 42. Ventana de parámetros asociados a la combustión de la herramienta de diagnóstico de combustión.....	114
Figura 43. Ventana de parámetros asociados al modelo de transferencia de calor de la herramienta de diagnóstico de combustión.	115
Figura 44. Ventana de parámetros asociados al modelo de deformaciones en cámara de combustión de la herramienta de diagnóstico de combustión.	115
Figura 45. Ventana de resultados sin ejecutar de la herramienta de diagnóstico de combustión.	116

Figura 46. Ventana de resultados de la herramienta de diagnóstico de combustión.	116
Figura 47. Ventana de bienvenida de la herramienta de caracterización de motores de combustión interna.....	117
Figura 48. Ventana de carga de ficheros de la herramienta de caracterización de motores de combustión interna.....	117
Figura 49. Ventana de selección de archivos de ficheros de la herramienta de caracterización de motores de combustión interna.	118
Figura 50. Ventana de propiedades geométricas del motor de la herramienta de caracterización de motores de combustión interna.	118
Figura 51. Ventana de parámetros y variables del proceso de intercambio de gases del motor de la herramienta de diagnóstico de combustión.	119
Figura 52. Ventana de parámetros asociados al modelo de transferencia de calor de la herramienta de diagnóstico de combustión.	119
Figura 53. Ventana de parámetros asociados al modelo de deformaciones en cámara de combustión de la herramienta de diagnóstico de combustión.	120
Figura 54. Ventana de resultados sin ejecutar de la herramienta de diagnóstico de combustión.	120
Figura 55. Ventana de resultados de la herramienta de diagnóstico de combustión.	121
Figura 56. Ventana de bienvenida de la herramienta de predicción de presión en cámara.	121
Figura 57. Ventana de carga de ficheros de la herramienta de predicción de presión en cámara.	122
Figura 58. Ventana de selección de archivos de ficheros de la herramienta de predicción de presión en cámara.	122
Figura 59. Ventana de propiedades geométricas del motor de la herramienta de predicción de presión en cámara.	123
Figura 60. Ventana de parámetros y variables del proceso de intercambio de gases del motor de la herramienta de predicción de presión en cámara.	123
Figura 61. Ventana de parámetros asociados a la combustión de la herramienta predicción de presión en cámara.	124
Figura 62. Ventana de parámetros asociados al modelo de transferencia de calor de la herramienta de predicción de presión en cámara.....	124
Figura 63. Ventana de parámetros asociados al modelo de deformaciones en cámara de combustión de la herramienta predicción de presión en cámara.	125
Figura 64. Ventana de resultados sin ejecutar de la herramienta de predicción de presión en cámara.	125
Figura 65. Ventana de resultados de la herramienta de predicción de presión en cámara..	126

LISTADO DE TABLAS

Tabla 1. Especificaciones del motor [118].....	39
Tabla 2. Variables medias de ensayo diagnostico modo 3000-100% de Carga [118], [119]	40
Tabla 3. Variables medias de ensayo diagnostico Modo 4000 RPM-100% de carga [118], [119].....	40
Tabla 4. Parámetros indicados, ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM.....	42
Tabla 5. Parámetros indicados, ensayo de combustión plena carga a 4000 RPM.....	43
Tabla 6. Parámetros efectivos, ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM	43
Tabla 7. Parámetros efectivos, ensayo de combustión en plena carga a 4000 RPM	43
Tabla 8. Pérdidas mecánicas, ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM	44
Tabla 9. Pérdidas mecánicas, ensayo de combustión plena carga a 4000 RPM	44
Tabla 10. Límites de los parámetros a ajustar durante la caracterización de motores de combustión interna a través del método de optimización multivariada.....	51
Tabla 11. Resumen de resultados caracterización de motores en ensayos de arrastre a través del método de optimización multivariada	51
Tabla 12. Parámetros indicados predichos ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM	58
Tabla 13. Parámetros indicados predichos ensayo de combustión plena carga a 4000 RPM	58
Tabla 14. Parámetros efectivos predichos ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM	59
Tabla 15. Parámetros efectivos predichos ensayo de combustión plena carga a 4000 RPM	59
Tabla 16. Parámetros indicados ensayo de combustión plena carga a 3500 RPM predichos a través del método de interpolación	62
Tabla 17. Parámetros efectivos ensayo de combustión plena carga a 3500 RPM predichos a través del método de interpolación	63
Tabla 18. Parámetros indicados ensayo de combustión plena carga a 2500 RPM predichos a través del método de interpolación	63
Tabla 19. Parámetros efectivos ensayo de combustión plena carga a 2500 RPM predichos a través del método de interpolación	63
Tabla 20. Suma de errores cuadrados de las distintas condiciones de estimación de la tasa de liberación de calor.....	65
Tabla 21. Suma de errores cuadrados de las distintas condiciones de estimación de la liberación de calor.....	66
Tabla 22. Suma de errores cuadrados de las distintas condiciones de estimación del volumen en cámara de combustión	67
Tabla 23. Resultados caracterización motor XU7 JP/L3	72
Tabla 24. Efecto de la constante de deformaciones medias sobre la predicción de parámetros operacionales indicados-Ensayo de combustión 3000 RPM-100% de carga	80

Tabla 25. Efecto de la constante de deformaciones medias sobre la predicción de parámetros operacionales efectivos-Ensayo de combustión 3000 RPM-100% de carga	81
Tabla 26. Efecto de la relación de compresión sobre la predicción de parámetros operacionales indicados-Ensayo de combustión 3000 RPM-100% de carga	81
Tabla 27. Efecto de la relación de compresión sobre la predicción de parámetros operacionales efectivos-Ensayo de combustión 3000 RPM-100% de carga	82
Tabla 28. Efecto de la masa en cámara al cierre de la válvula de admisión sobre la predicción de parámetros operacionales indicados-Ensayo de combustión 3000 RPM-100% de carga	82
Tabla 29. Efecto de la masa en cámara al cierre de la válvula de admisión sobre la predicción de parámetros operacionales efectivos-Ensayo de combustión 3000 RPM-100% de carga	83
Tabla 30. Estadísticas de la regresión para la relación de compresión real MEC	98
Tabla 31. ANOVA de la regresión para la relación de compresión real MEC	98
Tabla 32. Coeficientes de la regresión para la relación de compresión real MEC	98
Tabla 33. Estadísticas de la regresión para el coeficiente de deformaciones medias MEC	99
Tabla 34. ANOVA de la regresión para el coeficiente de deformaciones medias MEC	99
Tabla 35. Coeficientes de la regresión para el coeficiente de deformaciones medias MEC	99
Tabla 36. Estadísticas de la regresión para la constante $CW1$ MEC	100
Tabla 37. ANOVA de la regresión para la constante $CW1$ MEC	100
Tabla 38. Coeficientes de la regresión para la constante $CW1$ MEC	100
Tabla 39. Estadísticas de la regresión para el desfase termodinámico MEC	101
Tabla 40. ANOVA de la regresión para el desfase termodinámico MEC	101
Tabla 41. Coeficientes de la regresión para el desfase termodinámico MEC	101
Tabla 42. Estadísticas de la regresión para la relación de compresión real MEP	102
Tabla 43. ANOVA de la regresión para la relación de compresión real MEP	102
Tabla 44. Coeficientes de la regresión para la relación de compresión real MEP	102
Tabla 45. Estadísticas de la regresión para el coeficiente de deformaciones medias MEP	103
Tabla 46. ANOVA de la regresión para el coeficiente de deformaciones medias MEP	103
Tabla 47. Coeficientes de la regresión para el coeficiente de deformaciones medias MEP	103
Tabla 48. Estadísticas de la regresión para la constante $CW1$ MEP	104
Tabla 49. ANOVA de la regresión para la constante $CW1$ MEP	104
Tabla 50. Coeficientes de la regresión para la constante $CW1$ MEP	104
Tabla 51. Estadísticas de la regresión para el desfase termodinámico MEP	105
Tabla 52. ANOVA de la regresión para el desfase termodinámico MEP	105
Tabla 53. Coeficientes de la regresión para el desfase termodinámico MEP	105
Tabla 54. Parámetros indicados ensayo de combustión plena carga a 3500 RPM predichos a través del método de interpolación	106
Tabla 55. Perdidas mecánicas ensayo de combustión plena carga a 3500 RPM predichas a través del método de interpolación	106
Tabla 56. Parámetros para el cálculo de la velocidad de avance laminar del frente de llama para distintos combustibles [10]	108

LISTA DE SÍMBOLOS

LATINOS

a, a_{G4}	Aceleración del pistón.	$[m/s^2]$
a_{G3}	Aceleración del centro de masa de la biela.	$[m/s^2]$
a_{1w}	Constante utilizada para el cálculo de la temperatura de pared.	$[\sim]$
AAA	Avance de apertura de la válvula de admisión.	$[rad, ^\circ]$
AAE	Avance de apertura de la válvula de escape.	$[rad, ^\circ]$
A_{bb}	Área de flujo fugas por <i>blow-by</i> .	$[m^2]$
A_v	Área de flujo a través de válvula.	$[m^2]$
A_w	Área de transferencia de calor.	$[m^2]$
AFR_{st}	Relación aire-combustible estequiométrica.	$[\sim]$
AFR	Relación aire-combustible.	$[\sim]$
b_{1w}	Constante utilizada para el cálculo de la temperatura de pared.	$[1/bar]$
b_{ff}	Coeficiente para cálculo de factor de flama.	$[min/rev]$
B	Diámetro real del pistón.	$[m]$
B'	Diámetro del pistón registrado por el fabricante.	$[m]$
B_m	Constante para el cálculo de la velocidad laminar de flama de referencia.	$[cm/s]$

B_{ϕ}	Constante para el cálculo de la velocidad laminar de flama de referencia.	$[cm/s]$
c	Holgura radial entre muñón y buje de un cojinete de deslizamiento.	$[m]$
C	Descentramiento del pistón.	$[m]$
C_1	Constante utilizada para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección.	$[\sim]$
C_2	Constante utilizada para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección.	$[\sim]$
C_d	Coeficiente de descarga válvula.	$[\sim]$
C_{bb}	Coeficiente de descarga fugas por <i>blow-by</i> .	$[\sim]$
C_{h_c}	Constante utilizada para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección.	$[\sim]$
CTM	Coeficiente de torbellino medio.	$[\sim]$
$C_{P_{ub}}$	Calor específico a presión constante de la zona de quemados.	$[J/kg]$
C_{pa}	Calor específico a presión constante del aire.	$[J/kg]$
C_{pf}	Calor específico a volumen constante del combustible.	$[J/kg]$
C_{pq}	Calor específico a volumen constante de los productos de combustión.	$[J/kg]$
C_{res}	Constante asociada al cálculo de la fracción másica de residuales al cierre de la admisión.	$[\sim]$

C_v	Calor específico a volumen constante.	$[J/kg]$
C_{va}	Calor específico a volumen constante del aire.	$[J/kg]$
C_{vf}	Calor específico a volumen constante del combustible.	$[J/kg]$
C_{vq}	Calor específico a volumen constante de los productos de combustión.	$[J/kg]$
C_{W1}	Constante asociada al cálculo de C_1 .	$[\sim]$
C_{W2}	Constante asociada al cálculo de C_1 .	$[\sim]$
$d_{bulón}$	Diámetro del bulón.	$[m]$
D_{bowl}	Diámetro de la muesca hecha en la parte superior de la cabeza del pistón.	$[m]$
D_j	Diámetro del cojinete.	$[m]$
D_v	Diámetro de la cabeza de la válvula.	$[m]$
D_{esc}	Diámetro de la cabeza de la válvula de escape.	$[m]$
D_{adm}	Diámetro de la cabeza de la válvula de admisión.	$[m]$
$DFQL$	Tasa de liberación de calor en cámara.	$[J/rad, J/^\circ]$
$DFQL_{ad}$	Tasa de liberación de calor en cámara adimensional.	$[1/rad, 1/^\circ]$
e	Excentricidad entre muñón y buje de un cojinete de deslizamiento.	$[m]$
e_{ratio}	Relación de densidades.	$[\sim]$
E_{acero}	Módulo de Young del acero.	$[Pa]$

EGR	Recirculación de gases de escape.	
ff	Factor de flama.	$[\sim]$
F_{12}	Fuerza ejercida por el soporte sobre el cigüeñal.	$[N]$
F_{32}	Fuerza ejercida por la biela sobre el cigüeñal.	$[N]$
F_{43}	Fuerza ejercida por el pistón sobre la biela.	$[N]$
F_{14}	Fuerza ejercida por el cilindro sobre el pistón.	$[N]$
F_p	Fuerza generada por la presión en cámara.	$[N]$
FQL	Liberación de calor en cámara.	$[J]$
FQL_{ad}	Liberación de calor en cámara adimensional.	$[\sim]$
h	Altura de película lubricante en un cojinete de deslizamiento.	$[m]$
h_1	Altura utilizada para el cálculo del volumen de quemados.	$[m]$
h_2	Altura utilizada para el cálculo del volumen de quemados.	$[m]$
h_c	Coeficiente de transferencia de calor por convección de los gases en cámara de combustión a las paredes.	$[W/m^2]$
h_{cab}	Altura de la cabeza del pistón.	$[m]$
h_{culata}	Altura de la culata.	$[m]$
I_{G3}	Inercia rotacional de la biela.	$[kg \cdot m^2]$
k	Relación de calores específicos.	$[\sim]$

K_{CTM}	Coeficiente de conservación del momento angular del torbellino.	[~]
K_{def}	Coeficiente de deformaciones medias.	[~]
L	Longitud de la biela.	[m]
L'	Longitud de la biela registrada por el fabricante.	[m]
LHV	Poder calorífico inferior del combustible.	
L_j	Longitud del cojinete.	[m]
L_v	Levantamiento de la válvula.	[m]
L_{vesc}	Levantamiento de la válvula de escape.	[m]
L_{vm}	Levantamiento de la válvula de admisión.	[m]
L_{vmax}	Máximo levantamiento de la válvula.	[m]
m	Masa equivalente para las deformaciones por efectos inerciales.	[kg]
m_{aire}	Masa de aire al cierre de la admisión.	[kg]
m_b	Masa de quemados en cámara de combustión.	[kg]
m_{bb}	Masa total por fugas de <i>blow-by</i> .	[kg]
m_c	Masa en cámara de combustión.	[kg]
m_{fuel}	Masa de combustible al cierre de la admisión.	[kg]
m_{res}	Masa residual al cierre de la válvula de escape.	[kg]
m_{RCA}	Masa al cierre de la admisión.	[kg]

m_{ub}	Masa de no quemados en cámara de combustión.	[kg]
m_3	Masa de la biela.	[kg]
m_4	Masa del pistón.	[kg]
OF	Factor de traslape de válvulas.	[~]
p	Presión ejercida sobre el lubricante.	[Pa]
p_{weight}	Parámetro para el cálculo de la liberación de calor adimensional.	[~]
pme	Presión media efectiva.	[bar]
pmi	Presión media indicada.	[bar]
P	Presión en cámara de combustión.	[Pa]
P_0	Presión de referencia para el cálculo de la velocidad de llama laminar.	[Pa]
P_{esc}	Presión promedio de los gases en el múltiple de escape.	[Pa]
P_m	Presión promedio de los gases en el múltiple de admisión.	[Pa]
P_r	Presión de arrastre de referencia para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección.	[Pa]
Q_r	Calor rechazado a las paredes de la cámara de combustión.	[J]
Q_{ub}	Calor rechazado a las paredes de la cámara de combustión de la zona de no quemados.	[J]
r	Relación de compresión.	[~]
RCA	Retraso cierre de la válvula de admisión.	[rad, °]

RCE	Retraso cierre de la válvula de escape.	$[rad, ^\circ]$
r_{CTM}	Cociente entre los coeficientes de torbellino medio al cierre de la válvula de admisión y en el punto muerto superior del mecanismo durante el ciclo cerrado.	$[\sim]$
r_f	Radio del volumen de quemados.	$[m]$
Δr_f	Cambio del radio del volumen de quemados.	$[m]$
R_{12}	Distancia entre el punto de aplicación de la fuerza interna entre la manivela y el cigüeñal y el centro de masa de la manivela.	$[m]$
R_{32}	Distancia entre el centro de la unión entre la manivela y la biela y el centro de masa de la manivela.	$[m]$
R_{23}	Distancia entre el centro de la unión biela-manivela y el centro de masa de la biela.	$[m]$
R_{43}	Distancia entre el centro de masa de la biela y el centro de la unión biela-pistón.	$[m]$
R_{gas}	Constante de gas ideal para el gas dentro de la cámara de combustión.	$[J/kg]$
R_a	Constante de gas ideal para el aire.	$[J/kg]$
R_f	Constante de gas ideal para el combustible.	$[J/kg]$
R_q	Constante de gas ideal para los productos de combustión.	$[J/kg]$
RPM	Régimen de giro del motor.	$[rev/min]$
RPS	Régimen de giro del motor.	$[rev/s]$
S	Carrera del pistón.	$[m]$

$S_{L,0}$	Velocidad de llama laminar a condiciones de referencia.	[m/s]
S_L	Velocidad de llama laminar.	[m/s]
S_T	Velocidad de llama turbulenta.	[m/s]
T	Temperatura promedio de los gases dentro de la cámara de combustión.	[K]
T_b	Temperatura promedio del volumen de quemados.	[K]
T_0	Temperatura de referencia para el cálculo de la velocidad de llama laminar.	[K]
T_{12}	Torque del motor.	[N · m]
T_B	Temperatura promedio del pistón.	[K]
T_{in}	Torque indicado.	[N · m]
T_{efec}	Torque efectivo.	[N · m]
T_L	Temperatura promedio de la biela.	[K]
T_m	Temperatura promedio de los gases en el múltiple de admisión.	[K]
T_{ref}	Temperatura de referencia a la cual los valores del diámetro del pistón y la longitud de la biela son iguales a los registrados por el fabricante.	[K]
T_{refr}	Temperatura del refrigerante.	[K]
T_u, T_{ub}	Temperatura del volumen de no quemados.	[K]
T_W	Temperatura de pared.	[K]
v	Velocidad lineal del pistón.	[m/s]

v_{mp}	Velocidad media del pistón.	$[m/s]$
v_u	Componente tangencial de la velocidad media de los gases en cámara de combustión.	$[m/s]$
$v_{u\ max}$	Velocidad tangencial máxima de los gases en cámara de combustión.	$[m/s]$
ΔV_h	Deformaciones debido a los efectos de holguras.	$[m^3]$
ΔV_h	Deformaciones debido a los efectos inerciales.	$[m^3]$
ΔV_p	Deformaciones debido a los efectos de la presión en cámara.	$[m^3]$
V	Volumen de cámara de combustión.	$[m^3]$
V_B	Volumen de quemados en cámara de combustión.	$[m^3]$
V_{ivo}	Volumen en cámara al momento del inicio del traslape de válvulas.	$[m^3]$
V_{UB}	Volumen de no quemados en cámara de combustión.	$[m^3]$
V_{bdc}	Volumen en el punto muerto inferior de la carrera del pistón.	$[m^3]$
V_{disp}	Volumen de desplazado.	$[m^3]$
V_{tdc}	Volumen en el punto muerto superior de la carrera del pistón.	$[m^3]$
V'	Derivada del volumen en cámara respecto al ángulo de giro del cigüeñal.	$[m^3/rad]$
w	Velocidad de los gases al interior de la cámara de combustión.	$[m/s]$
W_{efec}	Trabajo efectivo.	$[kJ]$
W_{in}	Trabajo indicado.	$[kJ]$

W_j	Carga sobre el cojinete.	[N]
W_2	Peso de la manivela.	[N]
W_3	Peso de la biela.	[N]
W_4	Peso del pistón.	[N]
\dot{W}_{in}	Potencia indicada.	[kW]
\dot{W}_{efec}	Potencia efectiva.	[kW]
x	Posición del pistón.	[m]
x_b	Fracción másica de quemados.	[~]
x_u	Fracción de velocidad tangencial.	[~]
X_{res}	Fracción másica de residuales al cierre de la admisión.	[~]
Δy_h	Variación real de altura debido al efecto de las holguras.	[m]
$\Delta y'_h$	Variación de altura libre por holguras respecto al sistema de coordenadas alternativo.	[m]
y_b	Fracción volumétrica de quemados.	[~]
Z_{esc}	Número de válvulas de escape.	[~]
Z_m	Número de válvulas de admisión.	[~]

GRIEGOS

α_2, α_3	Aceleración angular de la biela.	[rad/s ²]
----------------------	----------------------------------	-----------------------

α_{1f}	Parámetro para el cálculo de la liberación de calor adimensional.	[~]
α_{2f}	Parámetro para el cálculo de la liberación de calor adimensional.	[~]
α_{def}	Coefficiente de dilatación lineal de deformaciones promedio.	[m/K]
α_{ll}	Exponente de la relación entre la temperatura del volumen de quemados y la temperatura de referencia para el cálculo de la velocidad de llama laminar.	[~]
α_{w_j}	Ángulo de aplicación de carga del cojinete.	[rad]
β_{ll}	Exponente de la relación entre la presión en cámara y la presión de referencia para el cálculo de la velocidad de llama laminar.	[~]
β_{1f}	Parámetro para el cálculo de la liberación de calor adimensional.	[~]
β_{2f}	Parámetro para el cálculo de la liberación de calor adimensional.	[~]
γ	Ángulo de la línea de centros entre muñón y buje de un cojinete de deslizamiento.	[rad]
ε	Relación de excentricidad entre muñón y buje de un cojinete de deslizamiento.	[~]
η_{in}	Eficiencia térmica indicada.	[~]
η_{ie}	Eficiencia térmica efectiva.	[~]
θ	Ángulo de giro del cigüeñal.	[rad]

θ_0	Ángulo de inicio de la combustión.	[rad]
$\Delta\theta$	Cambio en el ángulo de giro del cigüeñal.	[rad]
β, θ_2	Ángulo de giro de la biela.	[rad]
λ	Coefficiente de exceso de aire.	[~]
μ	Viscosidad dinámica del lubricante.	[Pa · s]
ρ_c	Densidad del aire en el múltiple de admisión.	[kg/m ³]
ϕ	Relación combustible-aire equivalente.	[~]
ϕ_c	Ángulo de inclinación de la línea de centros entre muñón y buje de un cojinete de deslizamiento.	[rad]
ϕ_m	Constante para el cálculo de la velocidad laminar de flama de referencia.	[~]
ω_j	Velocidad angular del cubo.	[rad/s]
ω_1, ω_{motor}	Velocidad angular del cigüeñal.	[rad/s]
ω_2	Velocidad angular de la biela.	[rad/s]

1. INTRODUCCIÓN

1.1. JUSTIFICACIÓN Y ANTECEDENTES

A pesar de que en la actualidad se incentiva el uso de fuentes no convencionales de energía [1], [2], a través de procesos de transformación de materia prima en combustible o energía [3]–[9], en lo que respecta a aplicaciones de automoción y generación de potencia a partir de motores de combustión interna, sigue siendo muy común el uso de diésel, gasolina, gas natural y Gas Licuado de Petróleo (GLP) [10]–[17], razón por la cual no es de extrañar el alto número de trabajos y desarrollos asociados al modelado de los mismos, sean por encendido por compresión con diésel [18]–[34] o por encendido provocado con gasolina [35]–[48]. Estos planteamientos tienen como finalidad la descripción de la fenomenología presente, con el fin de mejorar el diseño y proponer desarrollos en los motores de combustión interna [49], siendo así que bajo estas premisas se puede decir que el modelado de este tipo de máquinas térmicas se ha enfocado en dos claras y notables tendencias: el modelado del tipo cilindro por cilindro y el modelado de valor medio [50].

Cabe destacar que, con respecto a la primera tendencia de modelos, esta puede subdividirse con base en la forma como se desarrolla el tratamiento de la tasa de liberación de calor cuando se realiza la ignición del combustible. Existe una gran variedad de trabajos basados en esta tendencia, siendo los más utilizados aquellos que poseen planteamientos cero-dimensionales o termodinámicos. Este tipo de modelos resuelven, en el dominio del tiempo, las ecuaciones termodinámicas asociadas al volumen de control correspondiente, evitando consideraciones y/o implicaciones con variaciones espaciales en el fluido del volumen de control [32], es decir, no se tienen en cuenta variaciones de propiedades en ninguna dirección espacial.

El modelado cero-dimensional o termodinámico, nuevamente, al igual que su predecesor, puede subdividirse en otros subtipos de modelos. Dicha subdivisión se da según el objetivo final del modelo, en caso de que se requiera conocer y caracterizar la tasa de liberación de calor de un motor de combustión interna, a través de un modelo cero-dimensional, debe utilizarse un modelo de diagnóstico [32], el cual permite no solo conocer el comportamiento de la tasa de liberación de calor, sino que a su vez permite la caracterización de las pérdidas mecánicas del mismo, en caso de que estas no puedan ser cuantificadas. En cambio, si se desea predecir el comportamiento de la presión en cámara del motor de combustión interna, debe usarse un modelo predictivo [32], [51].

Este modelo debe estar bien calibrado con respecto a las pérdidas mecánicas del motor, entre otros parámetros, para que el mismo tenga no solo la capacidad de predecir correctamente el comportamiento de la presión en cámara de combustión, sino también parámetros operacionales, tales como la potencia de salida del motor, el torque y el consumo específico del mismo. A pesar de lo útiles y fáciles de usar e implementar que pueden llegar a ser este tipo de modelos, tanto el modelo de diagnóstico como el modelo predictivo requieren de una caracterización previa del motor en estado de arrastre, en aras de mejorar la predicción y diagnóstico del comportamiento termodinámico del motor dentro de la cámara de combustión [32]. Cabe resaltar que estos tipos de modelado pueden ser perfectamente usados tanto en motores de encendido por compresión como en motores de encendido provocado.

Otra de las formulaciones que normalmente se tienen en cuenta en este tipo de modelado es la consideración de los efectos de pérdida de masa dados por el *blow-by*, que no es más que un gasto másico a través de las holguras existentes entre pistón, cilindro y anillos de pistón. Este gasto másico puede ser fácilmente extrapolado de conceptos aplicados por Irimescu [52]. Al igual que en la renovación de carga, se hace necesario obtener valores de coeficientes de descarga de *blow-by*, los cuales deben ser caracterizados [52]. Junto con esta formulación, es muy común también la aplicación de un sub-modelo de generación de especies, tal y como el propuesto por Rakopoulos [53], con el fin de tener una perspectiva del comportamiento del motor en el ámbito de las emisiones.

En lo que respecta a la transferencia de calor rechazado del cilindro, existen muchas propuestas, entre las cuales destacan las de autores como Woschni [18], [27], Sitkei[28], Hohenberg [29] y Annand [54]. Estos autores, con base en lo desarrollado por Nusselt [55], quien fue el primero en intentar describir la transferencia de calor al interior de la cámara de combustión, plantean modelos que permiten el cálculo del coeficiente de transferencia de calor global al interior de la cámara de combustión. La gran diferencia entre los trabajos inicialmente citados, es que los tres primeros [18], [27]–[29], [56] consideran que el fenómeno de transferencia de calor predominante es el de convección forzada, desestimando de esta forma el componente de radiación, caso contrario al de Annand [19], [56] que considera que el fenómeno de transferencia de calor en la cámara de combustión se debe tanto por la convección forzada como por la radiación. A pesar de esto, los modelos y resultados propuestos por Woschni [18], [27] son los más comúnmente usados [56], aun cuando existen distintas propuestas como las de Han [57], Borgnakke [58], Angelberger [59] y Wu [60], que a través de modelado CFD describen la transferencia de calor al interior de la cámara de combustión. Esto principalmente se debe a la facilidad que ofrece dicha propuesta a la hora de implementarse y ajustarse en modelos termodinámicos cero-dimensionales, tal y como lo demuestran los resultados obtenidos por Martín [32].

En lo concerniente a la renovación de carga y a la recirculación de los gases de escape (EGR por sus siglas en inglés), debido a que tanto para motores de encendido por compresión, como para motores de encendido provocado se dan los mismos procesos, es válido y aplicable el uso de las ecuaciones y resultados obtenidos por Duarte [33], siendo la desventaja de este tipo de modelos que se mantienen las presiones constantes en los múltiples de admisión y de escape, lo cual simplifica los requerimientos de datos a la hora de los cálculos, pero propende a tener errores en los gastos másicos de las válvulas, ya que no se toman en cuenta las ondas de presión producidas en los múltiples de admisión y de escape [32], [33], [61].

A pesar de la antigüedad del desarrollo asociado a motores de combustión interna, para el cálculo del volumen en cámara de combustión, en distintas propuestas de modelado, eran pocas las consideraciones de sólidos deformables existentes, predominando las que proponían la tesis contraria [62], [63]. Fue a finales del siglo XX y principios del XXI cuando comienzan a vislumbrarse las primeras consideraciones de esta fenomenología, aplicadas a modelos termodinámicos de combustión interna, teniéndose en cuenta las deformaciones debidas a las fuerzas inerciales y por variaciones de presión [51]. Dichas deformaciones ejercen una influencia significativa sobre la potencia, ya que su mala estimación conlleva a una predicción errónea del término PdV , utilizado en el balance de la primera ley de la termodinámica, terminando consecuentemente en una pésima estimación de la tasa de

liberación de calor y, a su vez, en una deficiente predicción de la potencia de salida del motor [32].

Debido a lo anterior, los autores además de desarrollar consideraciones de deformaciones, aplican procedimientos de ajustes y caracterización de motor para un correcto modelado de la transferencia de calor y del comportamiento termodinámico del motor dentro de la cámara de combustión. Para este procedimiento se utilizan métodos asociados al ensayo de arrastre, el cual ha sido aplicado por varios autores [32], [64], generando excelentes resultados al momento de disminuir las incertidumbres y errores del modelado.

Teniendo en cuenta lo anteriormente dicho, el presente proyecto tiene como finalidad lograr un mayor acercamiento al comportamiento real de motores de encendido provocado, alimentados con gasolina y/o combustibles similares en estado estacionarios, en regímenes de giro de entre 1.000 a 4.000 RPM, a través del modelado termodinámico de los mismos, ya que a pesar de ser una tecnología altamente estudiada a lo largo de los últimos siglos, siempre existen aspectos, circunstancias, limitaciones e instancias que permiten la posibilidad de desarrollar e implementar mejoras, tales como las que se plantean en este trabajo que, particularmente, incluye mejoras en deformaciones en cámara.

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. Objetivo general

Desarrollar un modelo predictivo para motores de encendido provocado operando con gasolina, con el fin predecir la potencia de salida, torque y consumo específico para motores orientados a generación de potencia.

1.2.2. Objetivos específicos

- Adaptar un modelo de deformación mejorado, para la predicción de la deformación dentro de la cámara de combustión en función del régimen de giro del motor, con el fin de mejorar la capacidad de predicción de la tasa de calor liberado.
- Implementar un modelo de dos zonas para el modelado de las diferentes etapas del ciclo termodinámico, en motores de encendido provocado operando con gasolina.
- Ajustar los sub-modelos de transferencia de calor y de combustión al modelo termodinámico propuesto, a través de datos obtenidos de fuentes secundarias, con el fin de mejorar el desempeño del modelo predictivo a generar.
- Integrar los modelos y las correlaciones desarrolladas a manera de herramienta informática, con el fin de validar los resultados de los modelos propuestos y su posterior uso como herramienta de predicción de comportamiento térmico en motores de encendido provocado.

1.3. METODOLOGÍA

Para la metodología de este proyecto se propone, como primer paso, la recopilación y organización de la información necesaria para el desarrollo del mismo. Seguidamente se elabora un estado del arte en el que se enuncian todos los aportes existentes en el ámbito en el cual se desarrolla el proyecto. Posteriormente se organizan las actividades del proyecto a través de un cronograma estipulado en los principios del mismo. Finalizadas dichas formulaciones, se procede con la validación de motores alimentados con combustibles líquidos, como la gasolina, en aras de obtener comparativos en variables del motor concernientes al rendimiento de este. Con respecto al comportamiento del motor, se recopilará información como las curvas de presión en cámara vs. volumen, tanto en condiciones normales de operación como en condiciones de arrastre; presión en cámara vs. Theta (ángulo de giro del cigüeñal); y temperatura en cámara vs. Theta, en las mismas condiciones anteriormente citadas. También serán registrados indicadores y variables medias, tales como potencia y temperaturas del múltiple de admisión y múltiple de escape, entre otros. Cabe resaltar que, previo a la ejecución de ensayos de combustión, se llevarán a cabo los ensayos de motor arrastrado, para de esta forma caracterizar el motor.

Posteriormente, se desarrolla una herramienta informática en la cual se puedan procesar los datos mencionados y generar predicciones de los mismos, para de esta manera validar el correcto funcionamiento de la herramienta respecto a resultados reales y contra resultados de otras herramientas computacionales muy populares en el ámbito de los motores de combustión interna, tales como los desarrollados por Payri [51] y Martín [32], entre otros [65], para finalmente resaltar las ventajas y bondades del uso de la misma.

1.4. FUNDAMENTOS DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS

En la actualidad, debido al avance tecnológico y social que se ha tenido en el último siglo, los motores de combustión interna alternativa han mejorado a la par [11], tanto aquellos con tecnología de encendido por compresión, como los de tecnología de encendido provocado. En el primer grupo, por lo general se trata con combustibles como el diésel, ya que este tipo de motores poseen altas relaciones de compresión, que limita el uso de combustibles a aquellos que no tengan una alta predisposición al auto encendido. En el segundo grupo de motores se tiene un conjunto variado de combustibles, tales como la gasolina, gas natural e incluso gas de síntesis. El proceso de combustión que se da en este tipo de motores suele ser complejo [66], [67], debido a cómo se genera y evoluciona la combustión en los mismos. A pesar de ello, distintos autores han desarrollado planteamientos que permiten de forma simple modelar y describir dichos procesos [68], [69]. En esta sección se presenta una serie de definiciones y clasificaciones, que permiten contextualizar al lector sobre los motores de combustión interna alternativa. Para ello se explican conceptos tales como combustión y, a su vez, se describen brevemente distintas clasificaciones y tipos de motores de combustión interna alternativos, junto con sus principales ámbitos de aplicación, ventajas e inconvenientes.

1.4.1. Definición de combustión

La combustión es una reacción química de oxidación en la cual se libera una alta cantidad de energía en forma de calor [70]. En la reacción de combustión se produce la oxidación de un combustible (por lo general hidrocarburos, sean pesados o ligeros) en presencia de un comburente (aire atmosférico).

La combustión, según como se produzca y se desarrolle, puede ser clasificada en combustión generalizada o localizada. El primer tipo de combustión se caracteriza por ser una combustión rápida y discontinua a nivel temporal, que en sus inicios no fue provocada por ningún agente externo, ya que su origen se debió a las condiciones en las que se encontraba el combustible (presión y temperatura). Este tipo de combustiones se presenta por lo general en fenómenos de autoencendido y generan en motores de encendido provocado el indeseado cascabeleo o “*knocking*” [10], [11], [71], [72]. La combustión localizada, contrario a la generalizada, se caracteriza por tener un origen debido a una fuente externa y, a su vez, presenta una discontinuidad espacial y un frente de llama [71], [72].

1.4.2. Motores de combustión interna alternativos

1.4.2.1. Clasificación

1.4.2.1.1. Según tipo de encendido de combustible (proceso de combustión)

- **Motores de encendido provocado (MEP)**

En los motores de encendido provocado convencionales, como su nombre permite intuir, la combustión es de tipo localizada, ya que para encender la mezcla aire-combustible se requiere de un aporte local de energía que se realiza a través de un arco eléctrico [71], después del cual se desarrolla un proceso de combustión premezclada, en la que aparece un frente de llama que posee una velocidad de propagación del orden de la velocidad lineal del pistón, con un avance que posee velocidades subsónicas y, debido a esto, este tipo de combustión puede llamarse también como deflagración [71].

- **Motores de encendido por compresión (MEC)**

Para motores convencionales de encendido por compresión, el proceso de combustión inicia justo después de la inyección de combustible, la cual usualmente sucede en cercanías del punto muerto superior, por lo general existiendo una pequeña diferencia de tiempo entre la ignición del combustible y su inyección, generada por una serie de fenómenos químicos y físicos [32], [33], [71], [73], tales como el paso de líquido a vapor del combustible. En esta etapa inicial del proceso de combustión del motor de encendido por compresión, se da una combustión del tipo generalizada, es decir, se produce un autoencendido del combustible. Después de este autoencendido inicial de la mezcla aire-combustible, se genera una superposición de tres modos distintos de combustión [71]: generación de nuevos núcleos de

autoencendido de mezcla, combustión premezclada en mezcla no homogénea (similar a la combustión ocurrida en un motor de encendido provocado) y una combustión por difusión, la cual es regulada por la tasa existente de la mezcla aire-combustible.

1.4.2.1.2. Según tipo de ciclo de trabajo

- **Motor de cuatro tiempos**

En estos motores el ciclo de trabajo está compuesto por dos ciclos, los cuales a su vez se dividen en dos “carreras”. El primer ciclo de este motor es el cerrado, en el que las válvulas de admisión y escape del motor permanecen cerradas y las únicas variaciones de masa existentes son las debidas a inyección directa de combustible. Este ciclo está compuesto por una carrera de compresión que va desde el instante del cierre de la válvula de admisión hasta el punto muerto superior y una carrera de expansión que va desde el punto muerto superior hasta la apertura de la válvula de escape. En la primera carrera el pistón sube comprimiendo las especies del cilindro y en la segunda carrera se da la reacción de la mezcla aire-combustible, expandiéndose los gases y bajando el pistón. El segundo ciclo que se presenta en el funcionamiento de este tipo de motores es el abierto, el cual se compone de una carrera de escape y una carrera de admisión. La primera carrera va desde la apertura de la válvula de escape hasta el cierre de esta misma, evacuando los gases resultantes de la reacción de combustión producida durante la carrera de expansión a través de las válvulas de escape; y la carrera de admisión va desde la apertura de la válvula de admisión hasta el cierre de la misma, entrando a través de las válvulas de admisión el aire o mezcla fresca, renovando la carga másica del cilindro. Normalmente se referencian las cuatro carreras antes descritas a través del movimiento del pistón entre los puntos muertos inferior y superior, pero debido a que las aperturas y cierres de las válvulas por lo general no coinciden con estos puntos, se prefiere referenciar las carreras a partir de los eventos de las válvulas de admisión y escape.

- **Motor de dos tiempos**

En este tipo de motores solo existe un ciclo de trabajo compuesto por dos carreras. A la primera carrera se le denomina de admisión y en esta el pistón sube, permitiendo a través de la lumbrera de admisión, el ingreso de la mezcla aire-combustible, mientras que al mismo tiempo la lumbrera de escape se cierra por el movimiento del pistón y la mezcla aire-combustible se empieza a comprimir para una posterior combustión. La segunda carrera, denominada de escape, empieza justo cuando se da la combustión, lo que hace que el pistón baje y cierre la lumbrera de admisión a la vez que abre la lumbrera de escape, permitiendo la salida de los productos resultantes de la reacción de combustión de la mezcla aire-combustible.

1.4.3. Motores de encendido provocado

El común denominador de este tipo de motores, como se ha mencionado con anterioridad, es que su proceso de combustión se da a partir de una adición de energía a partir de una fuente externa, la cual se hace a través de una bujía, responsable de generar el arco eléctrico que inicia el proceso de combustión. Típicamente, en los MEP de cuatro tiempos convencionales

(inyección indirecta), la mezcla de aire y combustible se realiza en la admisión, por lo cual al cilindro entra, a través de las válvulas de admisión, la mezcla de aire-combustible. Después de esto se prosigue el proceso descrito en la sección 1.4.2.1.2 para ciclos de trabajo de un motor de cuatro tiempos. Sin embargo, pueden presentarse fenómenos como el “*knocking*” y la combustión superficial, que impactan de forma negativa el desempeño del motor.

1.4.3.1. Mezclado aire/combustible

La formación de la mezcla de aire combustible en los MEP puede ser clasificada en dos tipos, en función de si la formación de dicha mezcla se produce dentro o fuera del cilindro.

Formación de la mezcla fuera de la cámara de combustión: El combustible entra en forma de mezcla con el aire fresco a través de las válvulas de admisión. Este tipo de sistemas son los más usados y convencionales en los MEP [71] y permite no recurrir a sistemas de inyección de combustible de alta presión y, por lo tanto, simplificar el funcionamiento del motor.

Formación de la mezcla dentro de la cámara de combustión: Se inyecta el combustible directamente dentro de la cámara de combustión donde se produce la mezcla. Este tipo de sistemas se están implementando de forma reciente en los MEP [71] y tiene ventaja que ofrece un mejor control de la combustión al interior de la cámara.

1.4.3.2. Proceso de combustión normal en un MEP

En el inicio de la combustión, la frontera generada por el volumen de quemados que se propaga con el desarrollo de la reacción de combustión avanza de forma lenta, teniendo procesos de transferencia de masa con el volumen de carga fresca que lo rodea. Posteriormente, cuando el volumen de quemados empieza a ser considerablemente grande, el efecto de la reacción de combustión no solo se ve reflejado en el aumento de la temperatura de los gases presentes en la cámara de combustión, sino que también comienza a afectar de forma notoria la presión al interior de la cámara de combustión [71], [72].

En este instante inicia una segunda fase de combustión, la cual, a diferencia de la primera (inicio de la combustión), es mucho más rápida, debido al efecto combinado de tener un mayor frente de llama, una mayor temperatura de la mezcla sin quemar (zona de no quemados) y un incremento en la velocidad de combustión. Como consecuencia de lo anterior, en esta fase de la combustión se consume la mayor parte de la mezcla aire-combustible. Esta fase finaliza cuando el frente de llama comienza a acercarse a las paredes de la cámara de combustión, momento en el que la velocidad de propagación de los productos de combustión disminuye. A partir de este instante comienza la tercera y última fase de la combustión, en la que la combustión completa termina de desarrollarse y se consume por completo la mezcla aire-combustible [71].

1.4.3.3. Proceso de combustión anormal en un MEP

1.4.3.3.1. Combustión con autoinflamación o knocking

Este tipo de combustión anormal aparece cuando una parte de la mezcla sin quemar se autoinflama antes de que llegue el frente de llama a esta, sucediendo por lo general en la fracción final de la mezcla [71], ya que esta se encuentra muy alejada del frente llama y tarda más en llegar hasta esa fracción. Este fenómeno, en caso de no poderse regular y controlar, es altamente perjudicial para el motor, ya que genera las siguientes consecuencias:

- Incremento repentino de la temperatura y presión en cámara de combustión alterando bruscamente el comportamiento normal del motor.
- Fuerte penalización mecánica del motor, tanto en el rendimiento como en la resistencia mecánica de sus partes.
- Rompimiento de la capa limite térmica que protege de fundirse a las paredes de la cámara de combustión.

1.4.3.3.2. Encendido superficial

Esta reacción de combustión se produce cuando puntos calientes dentro de la cámara combustión actúan como fuentes de encendido de la mezcla aire-combustible, provocando la generación de frentes de llama en cualquier instante del ciclo cerrado del motor. Este fenómeno puede presentarse anterior o posteriormente al avance de la chispa (pre-encendido y post-encendido), siendo el primero más grave y crítico para el motor. Los puntos de la cámara de combustión donde frecuentemente se produce el encendido superficial son el electrodo central de la bujía y ciertas zonas en la culata y en la cabeza del pistón, ya que en estas zonas se acumulan depósitos carbonosos que se destruyen hacia los 1000 °C. Estos depósitos carbonosos por lo general se deben a los aditivos órgano-metálicos de la gasolina y el aceite lubricante.

2. DIAGNÓSTICO DE LA COMBUSTIÓN A PARTIR DE LA SEÑAL DE PRESIÓN

2.1. INTRODUCCIÓN

Como se mencionó en el capítulo anterior, a la hora de estudiar motores de combustión interna existen diferentes métodos, entre los cuales se encuentra el diagnóstico de la combustión. Este método, a través de la lectura de la señal de presión y otras variables [32], permite conocer el comportamiento de distintas variables termodinámicas al interior de la cámara de combustión durante todo el ciclo de cuatro tiempos del motor. De estas distintas variables termodinámicas destaca una imposible de medir, y que únicamente se puede conocer su comportamiento a través de estimaciones o de forma indirecta, esta es la liberación de calor en cámara y su respectiva tasa a lo largo del ciclo cerrado. Dicha variable es de vital importancia, ya que al conocerse y predecirse de forma correcta, abre las puertas a un sinnúmero de aplicaciones de diseño y control de estrategias de regulación de contaminantes.

Comúnmente, en los desarrollos iniciales de modelos termodinámicos de diagnóstico de combustión, solía considerarse la transferencia de calor existente entre el gas dentro la cámara de combustión y las paredes que lo contenían [18], [27], [29], pero no se consideraban las deformaciones dadas dentro del volumen de la cámara de combustión. Tiempo después, distintos autores, en aras de mejorar este tipo de modelado y teniendo en cuenta el hito de no considerar deformaciones en el volumen de la cámara de combustión, desarrollaron y mejoraron modelos que sí consideraban dichas deformaciones, pero únicamente consideraban aquellas causadas por los efectos de la presión en cámara y los efectos inerciales a los que es sometido el mecanismo manivela-biela-pistón [32], [51], [74].

Lo anterior, a pesar de generar buenos resultados, aún dejaba camino para la mejora. Es en este punto donde diferentes autores, con distintos enfoques, mejoran el diagnóstico de la combustión, no solo considerando las deformaciones antes mencionadas, sino que algunos añadieron las deformaciones debidas a dilatación lineal de las piezas [75] y otros añadieron modelos simplificados de holguras a la estimación de deformaciones [33].

Con base en lo anterior, en el capítulo 3 de este trabajo se describe e ilustra el desarrollo de un modelo de diagnóstico de combustión cuasi dimensional [76] de dos zonas (zona de quemados y zona de no quemados), dirigido a motores de encendido provocado, alimentados con gasolina y de inyección indirecta. Dicho modelo además considera deformaciones en el volumen de cámara de combustión debidas a efectos de la presión en cámara, inerciales, por dilatación lineal en el diámetro del pistón y longitud de la biela y por holguras dadas en las uniones del mecanismo manivela-biela-pistón. Esta última deformación considerada será estimada a través de un modelo mejorado aplicando cojinetes cortos deslizantes.

2.2. PARÁMETROS DEL MOTOR-INSTALACIÓN

Para el correcto diagnóstico de la combustión de un motor de combustión interna alternativo se hace necesaria la recopilación de datos del mismo, los cuales pueden ser medidos directamente (por lo que su incertidumbre es reducida) o indirectamente [32]. El primer tipo de datos por lo general está asociados a la geometría del motor (longitud de biela, longitud de la manivela, diámetro del cilindro, número de válvulas, diámetro de las válvulas, descentramiento, etc.) [32], mientras que el segundo tipo de datos muy comúnmente corresponde a parámetros característicos del motor-instalación, normalmente utilizados en la mayoría de modelos de diagnóstico [32]. A continuación, se listan los parámetros considerados en este trabajo:

2.2.1. Relación de compresión

A pesar de ser un parámetro normalmente suministrado por el fabricante, este por motivos de fabricación y desgaste, entre otros factores [32], puede generar que la relación de compresión en un mismo motor varíe de cilindro a cilindro. Pese a que en la actualidad distintos autores han conseguido medirlo [52], no deja de ser un parámetro difícil de obtener con un alto grado de precisión. Comúnmente este parámetro se estima de forma correcta a través de una o distintas metodologías aplicadas a ensayos de arrastre [32], [33], [52], [74].

2.2.2. Deformaciones mecánicas

Este fenómeno presente en la cámara de combustión posee una alta complejidad en su estimación. Debido a esto, muchos autores generalmente no las consideran al momento de desarrollar modelos cero-dimensiones o cuasi dimensionales de motores de combustión interna [10], [31], [63], [77]–[79]. A pesar de esto, ya es bastante común que muchos autores se hayan aventurado a estimarlas, ya sea considerando los efectos inerciales y de presión [32], [51], [74] o considerando los efectos térmicos [75]. Al igual que la relación de compresión, este fenómeno es estimado comúnmente a través de metodologías aplicadas a ensayos de arrastre [80].

2.2.3. Desfase entre presión en cámara y volumen de la cámara

Si se diera el caso de que existiera un motor adiabático y sin deformaciones en cámara de combustión, tendría que darse el caso de que el punto máximo de presión coincidiera con el volumen registrado en el PMS, pero debido a que en un motor real se da todo lo contrario a lo planteado anteriormente, entre el punto máximo de presión y el volumen en el PMS existe un ligero desfase que se debe, principalmente, a la transferencia de calor y a las fugas de masa del fluido que evoluciona al interior de la cámara de combustión [81]. Para la estimación de este parámetro en el modelado de diagnóstico de combustión, es muy común utilizar estimaciones del tipo termodinámico [81]–[87]

2.2.4. Transmisión de calor

Debido a la fenomenología presente en un motor de combustión interna (procesos de compresión, expansión y combustión), es de esperarse que exista una transferencia de calor desde los gases de la cámara de combustión a las paredes de esta última. En la actualidad, muchos de los trabajos que se enfocan en la correcta estimación de la transferencia de calor se basan en uno o varios de los trabajos citados anteriormente, ajustando parámetros de dichos modelos, con el fin de mejorar la predicción del mismo. El ajuste de estos modelos puede hacerse tanto por medio de metodologías aplicadas a ensayos de arrastre [32] como en ensayos de combustión [56].

2.3. Variables instantáneas

De las distintas señales instantáneas que se pueden medir en un motor de combustión interna, la señal de mayor interés y relevancia, a la hora de ejecutar un diagnóstico de la combustión del mismo, es la señal de presión en cámara [32], [33]. En segunda medida, se encuentra la señal de inyección de combustible, debido a que existen modelos y motores en los cuales, al momento del cierre de la válvula de admisión, toda la masa de combustible necesaria para el ciclo cerrado ya fue inyectada y, por lo tanto, para este trabajo en particular, el perfil de inyección de combustible no influye en los procesos asociados al ciclo cerrado del motor de combustión interna.

Con respecto a la presión en cámara, se hace necesaria toda una cadena de medida [33], en la cual, principalmente después de haber tomado los suficientes ciclos de una determinada condición de operación estacionaria (etapa de adquisición), se hace un promediado de señal de presión y un filtrado de la misma (etapa de tratamiento) [32].

2.4. Variables medias

Teniendo en cuenta lo descrito por Fenollosa [88], las variables medias puede clasificarse en dos grandes grupos: variables de control y variables de medida. El primer grupo comprende aquellas variables que pueden manipularse durante los ensayos de estudio y, como consecuencia, pueden imponer determinadas condiciones en el comportamiento final del motor. Por su parte, las variables de medida son aquellas que, como su nombre lo indica, se miden a partir del funcionamiento del motor y, de cierta manera, el desempeño y comportamiento del mismo. Como consecuencia, las variables medias de medida son influenciadas directamente por las variables medias de control.

2.4.1. Variables de control

Este tipo de variables pueden variar de motor en motor debido a la disponibilidad de instrumentación en el mismo o dependiendo del tipo que sea (encendido provocado, encendido por compresión, etc.). En el caso particular del presente trabajo, únicamente se trata con las temperaturas del lubricante y del refrigerante, junto con el régimen de giro del motor. La precisión de medida de estas variables suele ser alta a régimen constante [88],

desde ± 1 a ± 2 RPM para el régimen de giro, y desde $\pm 1^\circ\text{C}$ para las temperaturas de lubricante y refrigerante.

2.4.2. Variables medidas

En este tipo de variables solo será medido el par generado por el motor, con el fin único de calcular parámetros efectivos y pérdidas mecánicas. Al igual que como sucede con las temperaturas de control, éstas pueden ser medidas con alta precisión bajo régimen constante [88].

2.5. MODELO TERMODINÁMICO DE DIAGNÓSTICO DE LA COMBUSTIÓN PARA MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO

2.5.1. Consideraciones del modelo

Antes de identificar las herramientas necesarias para el correcto funcionamiento del modelo, es necesario aclarar las limitaciones del mismo, formulando hipótesis o consideraciones que regirán en la selección de las herramientas y sub-modelos necesarios para la consecución de un modelo robusto y sencillo. A continuación, se enuncian y describen las ocho consideraciones fundamentales del modelo de diagnóstico, siendo válido aclarar que también son aplicables a modelos de tipo predictivo, a excepción de la décima consideración:

1) Presión uniforme a lo largo de la cámara combustión [32], [51]: Esto se cumple debido a que, tanto la velocidad del gas dentro de la cámara de combustión como la velocidad del frente llama, son más lentas que la velocidad del sonido [72], permitiendo que exista uniformidad en la medida y estimación de la presión en cámara.

2) Los gases dentro de la cámara de combustión se comportan como gases ideales [89]: La validez de este supuesto se debe a que se obtienen márgenes inferiores al 5% de error con respecto a la realidad [32], [89].

3) Los calores específicos de las sustancias dependen exclusivamente de la composición química del gas y de su temperatura [32], [89]: Esto es consecuencia del supuesto anterior, ya que para una mezcla de gases de ideales, el cálculo de su respectivo calor específico depende netamente de la composición del mismo y de su temperatura.

4) Se consideran una zona de quemados y una zona de no quemados durante la combustión [76], [79]: El no considerar un sistema de dos zonas o, en su defecto, de múltiples zonas, implicaría errores en el cálculo de propiedades termodinámicas y por consiguiente un claro defecto al momento de evaluar tasas de liberación de calor por medio de balances de primera ley.

5) Se considera la transferencia de calor de las distintas zonas a través de las paredes [67]: El no considerar la transferencia de calor a las paredes implicaría que toda la energía

generada en la combustión sería aprovechada por el motor, generando así un caso de combustión adiabática que terminaría alejado del verdadero comportamiento de un motor de combustión interna.

6) Las pérdidas másicas por “blow-by” son consideradas [52], [90]–[92]: Deben considerarse estas pérdidas, ya que, por ejemplo, en motores pequeños se presentan grandes pérdidas de masa debido a este efecto. Estas fugas másicas dentro de la cámara de combustión influyen significativamente en la precisión del cálculo de las temperaturas de las zonas de quemados y no quemados, al afectar directamente la cantidad de masa al cierre de la admisión y consecuentemente afectan indirectamente los cálculos de propiedades termodinámicas (Ver secciones 2.5.4, 2.5.5 y 2.5.6).

7) Las deformaciones asociadas a los elementos del volumen de la cámara de combustión por la influencia de la presión en cámara, efectos térmicos e inerciales y alteraciones en las holguras de las juntas son consideradas [32], [33], [51], [74], [75], [80]: Al igual que el punto anterior, el no considerar las deformaciones del mecanismo repercute negativamente en los resultados termodinámicos del modelo, lo cual puede evidenciarse en las secciones 5.2 y 5.4.

8) Al momento de iniciar el ciclo cerrado, el combustible ya se encuentra junto con el aire fresco y la masa residual de gas del ciclo anterior en la cámara de combustión: Este supuesto simplifica el modelado del ciclo cerrado del motor, debido a que al tenerse una mezcla de aire combustible dentro la cámara de combustión se evita el modelado y descripción de la inyección de combustible, lo cual requiere de una descripción total y precisa del inyector y sus condiciones de operación [33].

2.5.2. Cálculo del volumen instantáneo

2.5.2.1. Volumen cámara sin deformaciones

Para calcular el volumen en cámara sin considerar deformaciones en función del ángulo de giro, se requiere conocer el volumen de desplazamiento, el cual no es más que el volumen definido entre los dos puntos muertos, presentes en cada una de las carreras de un motor de cuatro tiempos (puntos muertos superior e inferior). Se calcula de la siguiente forma:

$$V_{disp} = \frac{\pi}{4} B^2 S \quad \text{Ec.1}$$

Donde B es el diámetro del pistón y S es la carrera del mismo.

Debido a su definición, el volumen de desplazamiento también puede ser calculado de la siguiente forma:

$$V_{disp} = V_{bdc} - V_{tdc} \quad \text{Ec.2}$$

Donde V_{bdc} y V_{tdc} son los volúmenes de la cámara de combustión en el punto muerto inferior y en el punto muerto superior respectivamente. Otro parámetro requerido al momento de plantear una expresión que permita la estimación del volumen en cámara, en función del

ángulo de giro del cigüeñal, es la relación de compresión del motor, la cual se define como el cociente entre V_{bdc} y V_{tdc} . Esto puede apreciarse con la siguiente expresión:

$$r = \frac{V_{bdc}}{V_{tdc}} \quad \text{Ec.3}$$

Utilizando la definición de la relación de compresión y la Ec.2, se pueden obtener expresiones para V_{bdc} y V_{tdc} :

$$V_{bdc} = \left[\frac{r}{r-1} \right] V_{disp} \quad \text{Ec.4}$$

$$V_{tdc} = \left[\frac{1}{r-1} \right] V_{disp} \quad \text{Ec.5}$$

Habiendo definido V_{bdc} y V_{tdc} , se procede a calcular el desplazamiento del pistón en función del ángulo de giro de la manivela:

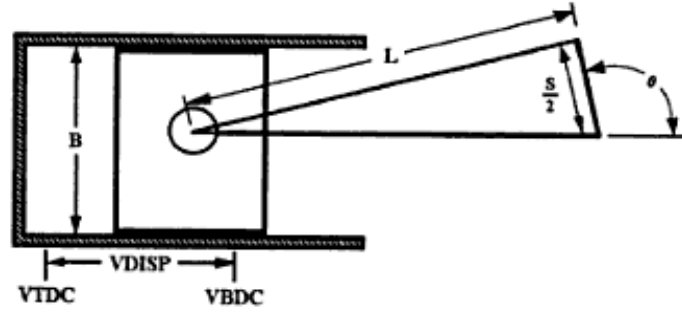


Figura 1: Geometría de un pistón [63]

Utilizando las ecuaciones Ec.1 y Ec.4 y además tomando como referencia la Figura 1, se procede a obtener la función que define el volumen en función del ángulo de giro de la manivela [32], [63]:

$$V_{(\theta)} = V_{disp} \left[\frac{r}{r-1} - \frac{1 - \cos \theta}{2} + \frac{L}{S} - \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\left[\frac{2L}{S} \right]^2 - [\sin \theta]^2} \right] \quad \text{Ec.6}$$

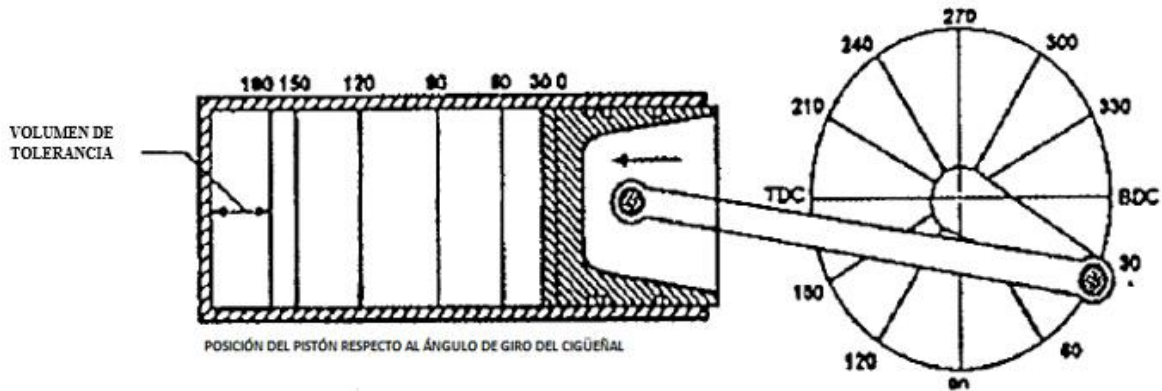


Figura 2: Representación del volumen de cámara con respecto al ángulo de giro del cigüeñal [63]

Para futuros cálculos se hace necesario la rata de cambio del volumen respecto a cambios en el ángulo, por lo tanto se deriva la Ec.6 con respecto a Theta y se obtiene la siguiente expresión [32], [63]:

$$V'_{(\theta)} = \frac{dV}{d\theta} = \frac{V_{disp}}{2} \left[\frac{\sin 2\theta}{2\sqrt{(2L/S)^2 - [\sin \theta]^2}} - \sin \theta \right] \quad \text{Ec.7}$$

De esta forma, con las ecuaciones Ec.6 y Ec.7 se obtiene el volumen ideal sin deformaciones de la cámara de combustión en cualquier instante, junto con su derivada.

2.5.2.2. Deformaciones debido a la presión en cámara y fuerzas inerciales

Debido a que los elementos que componen el motor en realidad no son rígidos, se hace necesario un modelo que calcule el volumen en cámara, teniendo en cuenta las deformaciones existentes en la misma. El no tener en cuenta dichas deformaciones puede generar grandes errores durante el proceso del diagnóstico de la combustión [32], [33], [74], [75].

Inicialmente para este cálculo se hace necesario un estudio de volumen en cámara asumiendo sólidos indeformables, el cual se realizó en el punto anterior. Una vez hecho esto, se procede a realizar un análisis de posiciones, velocidades y aceleraciones del sistema manivela-biela-pistón. Teniendo en cuenta la Figura 3 se tienen las siguientes ecuaciones:

Ecuaciones de posición:

$$\theta_2 = \sin^{-1} \left(\frac{\left(\frac{S}{2} \right) \sin(\theta) - C}{L} \right) \quad \text{Ec.8}$$

$$x = \frac{S}{2} \cos(\theta) + L \cos(\theta_2) \quad \text{Ec.9}$$

Ecuaciones de velocidad:

$$\dot{\theta}_2 = \omega_2 = \frac{(S/2)\omega_1 \cos(\theta)}{L \cos(\theta_2)} \quad \text{Ec.10}$$

$$v = -(S/2)\omega_1 \sin(\theta) - L \sin(\theta_2) \omega_2 \quad \text{Ec.11}$$

Ecuaciones de aceleración:

$$\ddot{\theta}_2 = \alpha_2 = \frac{L(\omega_2)^2 \sin(\theta_2) - (S/2)(\omega_1)^2 \sin(\theta)}{L \cos(\theta_2)} \quad \text{Ec.12}$$

$$a = -(S/2)(\omega_1)^2 \cos(\theta) - L(\omega_2)^2 \cos(\theta_2) - L(\alpha_2) \sin(\theta_2) \quad \text{Ec.13}$$

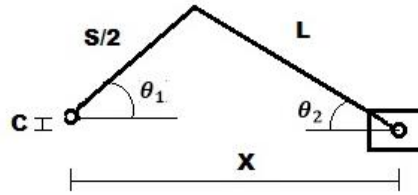


Figura 3: Sistema manivela-biela-pistón

Habiendo ya descrito matemáticamente las posiciones, velocidades y aceleraciones del mecanismo, se procede al cálculo de las deformaciones del mecanismo debido a las presiones en cámara y a las fuerzas inerciales, para lo cual se utiliza lo enunciado por Martín [32] y otros autores [33], a partir de las siguientes hipótesis:

- La deformación debido a la presión en cámara y fuerzas inerciales se produce únicamente en la biela [32], [33], [80].
- El centro de masa del cigüeñal no experimenta desplazamientos traslacionales [33], [80].
- La biela se reemplaza por un sistema de masa concentrada, como se muestra en la Figura 4, con valores calculados de las ecuaciones Ec.14 a la Ec.16

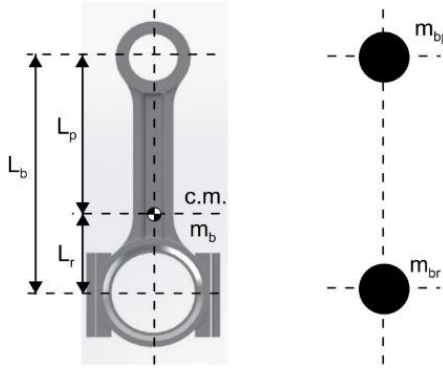


Figura 4: Sistema de masa estáticamente equivalente para la biela

$$m_{bp} = m_b \cdot \frac{L_r}{L_b} \quad \text{Ec.14}$$

$$m_{br} = m_b \cdot \frac{L_p}{L_b} \quad \text{Ec.15}$$

$$m = m_{bp} + m_{br} \quad \text{Ec.16}$$

- El módulo de elasticidad de la biela se considera desconocido, pero está relacionado con el valor estándar del módulo de elasticidad de acero [210 GPa] a través de una constante de deformación K_{def} [32], [33], [51], [80], como se muestra en la ecuación Ec.17.

$$E = \frac{E_{acero}}{K_{def}} \quad \text{Ec.17}$$

- La aceleración del modelo de deformación por fuerzas inerciales será igual a la del pistón.
- Para la longitud característica se usará la siguiente expresión:

$$L_o = 2 \left(h_{cab} + L + \frac{S}{2} \right) \quad \text{Ec.18}$$

Teniendo las hipótesis se procede a la descripción del modelo. La deformación ΔL generada en el mecanismo manivela-biela-pistón por efectos de presión y de fuerzas inerciales, es equivalente a la que se genera en una barra de longitud L_o y de sección transversal, idéntica

a la del bulón, sometida a una fuerza de compresión igual a F_p y que posee un módulo de elasticidad “E” (Ver figura 5).

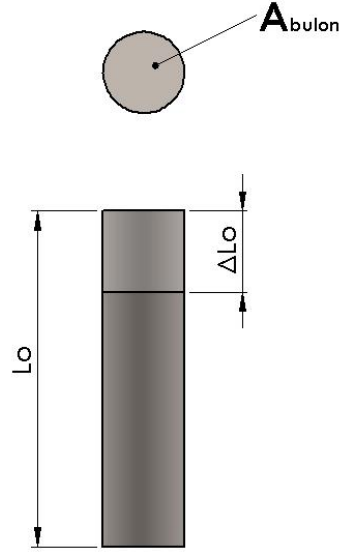


Figura 5: Barra de longitud L_o sometida a las fuerzas generadas por la presión en cámara

Teniendo en cuenta la teoría de resistencia de materiales, el esfuerzo de compresión al que puede ser sometido la barra debido a las cargas de presión se calcula de la siguiente forma:

$$\sigma_p = \frac{F_p}{A_s} = \frac{P \cdot A_{pistón}}{A_{bulón}} = P \cdot \left(\frac{B}{d_{bulón}} \right)^2 \quad \text{Ec.19}$$

Posteriormente se aplica la ley de Hooke para deformaciones y se obtiene la siguiente expresión:

$$\Delta L_p = \frac{\sigma_p}{E} \cdot 2 \cdot L_o \quad \text{Ec.20}$$

Reemplazando las ecuaciones Ec.17, Ec.18 y Ec.19 en la ecuación Ec.20 se obtiene la expresión para ΔL_p :

$$\Delta L_p = \frac{K_{def} \cdot P}{E_{acero}} \cdot \left(\frac{B}{d_{bulón}} \right)^2 \cdot 2 \cdot \left(h_{cab} + L + \frac{S}{2} \right) \quad \text{Ec.21}$$

Finalmente, para el cálculo del cambio de volumen en cámara de combustión debido a la presión en cámara basta con multiplicar la ecuación Ec.21 por el área del pistón:

$$\Delta V_p = \frac{\pi}{4} B^2 \frac{K_{def} \cdot P}{E_{acero}} \left(\frac{B}{d_{bulón}} \right)^2 \left(2 \left(h_{cab} + L + \frac{S}{2} \right) \right) \quad \text{Ec.22}$$

Para el cálculo de las deformaciones debido a fuerzas inerciales, inicialmente debe emplearse la Segunda ley de Newton, de donde se obtiene la ecuación Ec.23:

$$F_i = m \cdot a \quad \text{Ec.23}$$

Donde m se obtiene de la tercera hipótesis y a se toma de la Ec.16. A diferencia de las fuerzas debido a la presión en cámara, para el caso de fuerzas inerciales se aplica un leve cambio en la longitud característica, donde se pasa de usar L_o a usar $\frac{L_o}{2}$ [32], por lo tanto la ley de Hooke para fuerzas inerciales es la siguiente:

$$\Delta L_i = \frac{\sigma_i}{E} \cdot L_o \quad \text{Ec.24}$$

Utilizando nuevamente el concepto de carga axial, σ_i tiene la siguiente expresión:

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_s} = \frac{m \cdot a}{A_{bulón}} = \frac{m \cdot a \cdot 4}{\pi \cdot (d_{bulón})^2} \quad \text{Ec.25}$$

Reemplazando las ecuaciones 1.32, 1.33 y 1.40 en 1.39, la expresión para ΔL_i es la siguiente:

$$\Delta L_i = \frac{m \cdot a \cdot 4 \cdot K_{def}}{\pi \cdot (d_{bulón})^2 \cdot E_{acero}} \left(h_{cab} + L + \frac{S}{2} \right) \quad \text{Ec.26}$$

De forma homóloga a la manera empleada con las variaciones de volumen generadas por presiones, para calcular las generadas por fuerzas inerciales solo se debe multiplicar la sección transversal del pistón por la deformación generada y de esta forma se obtiene la siguiente expresión:

$$\Delta V_i = \frac{m \cdot a \cdot K_{def}}{\pi E_{acero}} \left(\frac{B}{d_{bulón}} \right)^2 \left(h_{cab} + L + \frac{S}{2} \right) \quad \text{Ec.27}$$

2.5.2.3. Deformaciones por película lubricante

2.5.2.3.1. Análisis cinético del mecanismo

Para determinar las fuerzas aplicadas en las uniones entre los componentes (que son necesarios para el modelo matemático de holguras), el sistema se describe como un mecanismo de deslizamiento de la manivela, en el que cada parte del sistema se analizará por separado (como se muestra en la Figura 6). Al final, las expresiones obtenidas se unificarán en sistemas de ecuaciones lineales para poder encontrar las incógnitas requeridas.

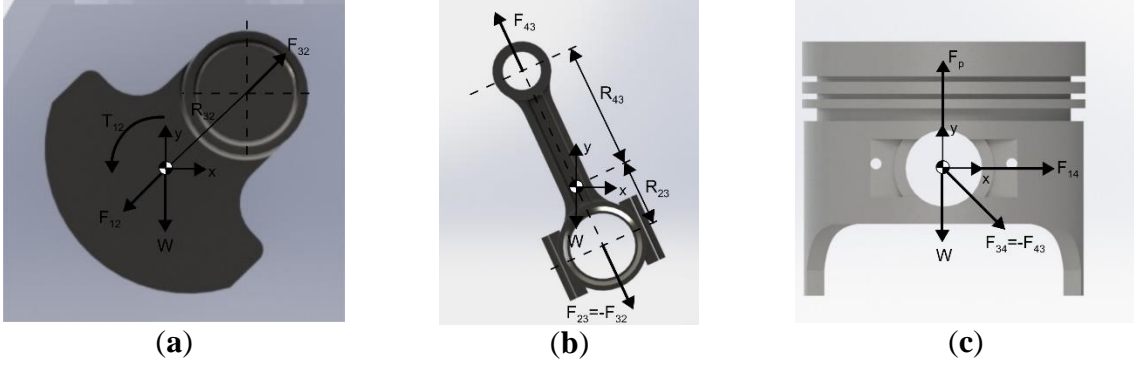


Figura 6: Diagrama de cuerpo libre para (a) el cigüeñal, (b) la biela (c) y el pistón [80]

Para el caso del cigüeñal, el análisis conduce a las siguientes ecuaciones:

$$F_{32x} + F_{12x} = 0 \quad \text{Ec.28}$$

$$F_{32y} + F_{12y} + W_2 = 0 \quad \text{Ec.29}$$

$$T_{12} + (R_{12x}F_{12y} - R_{12y}F_{12x}) + (R_{32x}F_{32y} - R_{32y}F_{32x}) = 0 \quad \text{Ec.30}$$

Para la biela, el análisis genera las ecuaciones:

$$-F_{32x} + F_{43x} = m_3 a_{G3x} \quad \text{Ec.31}$$

$$-F_{32y} + F_{43y} + W_3 = m_3 a_{G3y} \quad \text{Ec.32}$$

$$(-R_{23x}F_{32y} - R_{23y}F_{32x}) + (R_{43x}F_{43y} - R_{43y}F_{43x}) = I_{G3} \alpha_3 \quad \text{Ec.33}$$

Mientras que para el pistón, el análisis lleva a las siguientes ecuaciones:

$$-F_{43x} + F_{14x} = 0 \quad \text{Ec.34}$$

$$-F_{43y} + F_p + W_4 = m_4 a_{G4y} \quad \text{Ec.35}$$

Al acoplar la ecuación Ec.28 a la Ec.35, se obtiene la siguiente matriz

$$\begin{bmatrix}
1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
-R_{12y} & R_{12x} & -R_{32x} & R_{32x} & 0 & 0 & 0 & 1 \\
0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
0 & 0 & R_{23y} & -R_{23x} & -R_{43y} & R_{43y} & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0
\end{bmatrix}
\begin{bmatrix}
F_{12x} \\
F_{12y} \\
F_{32x} \\
F_{32y} \\
F_{43x} \\
F_{43y} \\
F_{14x} \\
T_{12}
\end{bmatrix}
=
\begin{bmatrix}
0 \\
-W_2 \\
0 \\
m_3 a_{G3x} \\
m_3 a_{G3y} - W_3 \\
I_{G3} \alpha_3 \\
0 \\
m_4 a_{G4y} - F_p - W_4
\end{bmatrix}
\quad \text{Ec.36}$$

2.5.2.3.2. Cálculo del cambio de la altura de la película lubricante de las uniones del mecanismo

En su forma más básica, un cojinete de deslizamiento consiste de dos elementos: un eje cilíndrico, árbol o muñón, al cual se le aplica una carga y/o una velocidad rotacional; y una camisa cilíndrica o buje, que tiene como función el soporte estructural del muñón y de soporte de la carga ejercida sobre este último cuando no hay movimiento relativo entre muñón y buje o carga aplicada sobre el cojinete (figura 7a); manteniéndose estos dos elementos concéntricos entre sí, separados por una diferencia de radios u holgura radial c [93]. En el momento de aplicarse una carga o presentarse un movimiento relativo entre muñón y buje, los elementos que conforman el cojinete dejan de ser completamente concéntricos, a causa del comportamiento de la película se presenta una excentricidad e a lo largo de la línea imaginaria que une los centros de muñón y buje (figura 7b). Esta es comúnmente expresada a través de la relación de excentricidad ε , la cual corresponde a la relación adimensional entre la excentricidad y la holgura radial. Definida de esta manera, la relación de excentricidad solo puede tomar valores entre cero y uno.

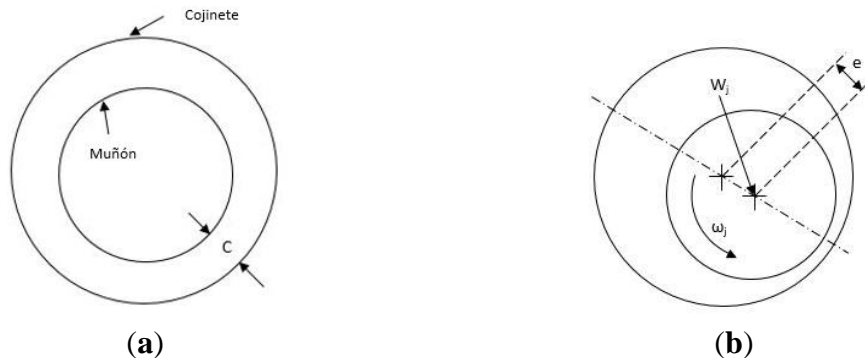


Figura 7: Cojinete de deslizamiento: (a) Sin carga aplicada (b) Con carga aplicada [80]

$$\varepsilon = \frac{e}{c} \quad \text{Ec.37}$$

El origen de las variaciones de volumen debido a holguras radica en el comportamiento de la película lubricante presente en ellas, a su vez, el modelado matemático del fenómeno anterior se realiza mediante la ecuación de Reynolds para la lubricación, que aplicada a un cojinete de carga radial expuesto a carga estática, se expresa mediante [94]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 3D_j \omega_j \frac{\partial h}{\partial x} \quad \text{Ec.38}$$

Donde h corresponde a la altura de la película, p a la presión ejercida sobre el lubricante, D_j al diámetro del cojinete, ω_j es la velocidad angular del buje y μ es la viscosidad dinámica del lubricante. Debido a la complejidad de la solución de la ecuación Ec.38, Vignolo *et al.* [95] valida una solución analítica aproximada desarrollada por Dubois [96], que tiene en cuenta las fugas laterales y supone que el flujo inducido por la presión en la dirección circunferencial es pequeño, en relación con el término de flujo de Couette, supuesto que implica, además, que el flujo de Poiseuille es menos significativo en la dirección circunferencial. Esta teoría de rodamientos cortos es válida siempre y cuando la relación diámetro-longitud sea mayor que 2, lo que se cumple en el estudio de caso. El resultado de este supuesto es que la ecuación de Reynolds se reduce a:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 3D_j \omega_j \frac{\partial h}{\partial x} \quad \text{Ec.39}$$

Para calcular la altura de la película h , se obtiene una primera aproximación a partir de un análisis geométrico del rodamiento con una excentricidad e , como se muestra en la Figura 7. Como resultado, la expresión de altura de la película tiene la siguiente estructura [97]:

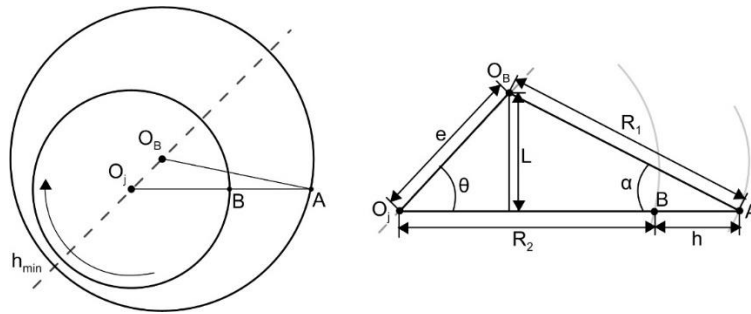


Figura 8: Análisis geométrico del cojinete [80]

$$h = e \cos \theta + R_1 \cos \alpha - R_2 \quad \text{Ec.40}$$

La expresión Ec.40 a pesar de cumplir el objetivo de proporcionar una expresión para la altura de la película, se hace difícil de implementar en modelados numéricos en los que no exista el desarrollo de un código CFD. Debido a esto, se utilizan relaciones trigonométricas como la que se muestra en la ecuación Ec.41 para obtener finalmente la ecuación Ec.42:

$$\frac{e}{\sin \alpha} = \frac{R_1}{\sin \theta} \quad \text{Ec.41}$$

$$h = c(\varepsilon \cos \theta + 1) \quad \text{Ec.42}$$

En la literatura es común encontrar el modelado matemático de los parámetros necesarios para el diseño de un cojinete de carga radial, tales como la capacidad de carga que puede soportar la película sin romperse y la posición del lugar geométrico con el menor tamaño de película (el cual se corresponde con la posición de la línea de centros); no obstante, dichos parámetros se describen bajo la condición de *cero movimiento por parte del buje*, esto es, el muñón es sometido a una velocidad de rotación definida, mientras el buje se mantiene fijo [97]. En caso de que lo anterior no se cumpla, es posible reemplazar el sistema original –bujes con velocidad de rotación ω_j y muñón estático– por un sistema equivalente, en el cual se tenga el buje fijo y el muñón posea una velocidad de rotación opuesta a la original, con el fin de mantener la rotación relativa entre los dos elementos. Para esto, se aplica un sistema de coordenadas adicional como el mostrado en la Figura 9, el cual tiene una orientación β respecto al sistema original; dado que este sistema cambia su orientación en cada instante, se hace necesaria la transformación de las cargas resultantes en el análisis dinámico (las cuales tienen un sistema de coordenadas fijo), con el fin de aplicar el análisis matemático posterior. A partir de relaciones trigonométricas, se tiene que las cargas del nuevo sistema se expresan mediante las ecuaciones [93] [97]:

$$p_j = \frac{3\mu\omega_j D_j}{2c^2(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} \cdot \left(-\frac{\varepsilon \sin \theta}{R}\right) \left(Z^2 - \frac{L^2}{4}\right) \quad \text{Ec.43}$$

$$U_j = \frac{\omega_j D_j}{2} \quad \text{Ec.44}$$

$$p_j = \frac{3\mu U_j}{c^2(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} \cdot \left(-\frac{\varepsilon \sin \theta}{R}\right) \left(Z^2 - \frac{L^2}{4}\right) \quad \text{Ec.45}$$

Utilizando la definición de presión de la película lubricante y la definición de la variable U_j , los componentes del eje de la carga W_j se obtienen de la siguiente manera [93]:

$$W_{jx} = W_j \cos \theta = - \int_0^\pi \int_{-L_j/2}^{L_j/2} p_j R \cos \theta \, dZ d\theta \quad \text{Ec.46}$$

$$W_j \cos \theta = -\frac{\mu \omega_j D_j L_j^3}{2c^2} \frac{2\varepsilon^2}{(1 - \varepsilon^2)^2} \quad \text{Ec.47}$$

$$W_{jy} = W_j \sin \theta = \int_0^\pi \int_{-L_j/2}^{L_j/2} p_j R \sin \theta \, dZ d\theta \quad \text{Ec.48}$$

$$W_j \sin \theta = \frac{\mu \omega_j D_j L_j^3}{4c^2} \frac{\varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \quad \text{Ec.49}$$

De estos componentes, la magnitud de la carga resultante y su orientación son conocidas por:

$$W_j = \sqrt{W_{jx}^2 + W_{jy}^2} \quad \text{Ec.50}$$

$$W_j = \sqrt{\frac{\varepsilon^4 \mu^2 U_j^2 L_j^6}{(1 - \varepsilon^2)^4 c^4} + \frac{\pi^2 \varepsilon^2 \mu^2 \omega_j^2 D_j^2 L_j^6}{16(1 - \varepsilon^2)^3 c^4}} \quad \text{Ec.51}$$

$$W_j = \frac{\omega_j D_j \mu L_j^3 \varepsilon \pi}{8c^2(1 - \varepsilon^2)^2} \sqrt{\left(\frac{16}{\pi^2} - 1\right) \varepsilon^2 + 1} \quad \text{Ec.52}$$

$$\alpha_{W_j} = \arctan \left(\frac{W_{jy}}{W_{jx}} \right) \quad \text{Ec.53}$$

Una vez hecho lo anterior, se determinan los parámetros relevantes para la variación de altura libre, que son el valor de excentricidad e (o la relación de excentricidad ε) y se produce el ángulo de ubicación de la línea de centros a lo largo de la excentricidad. Estas variables se representan gráficamente en la Figura 9.

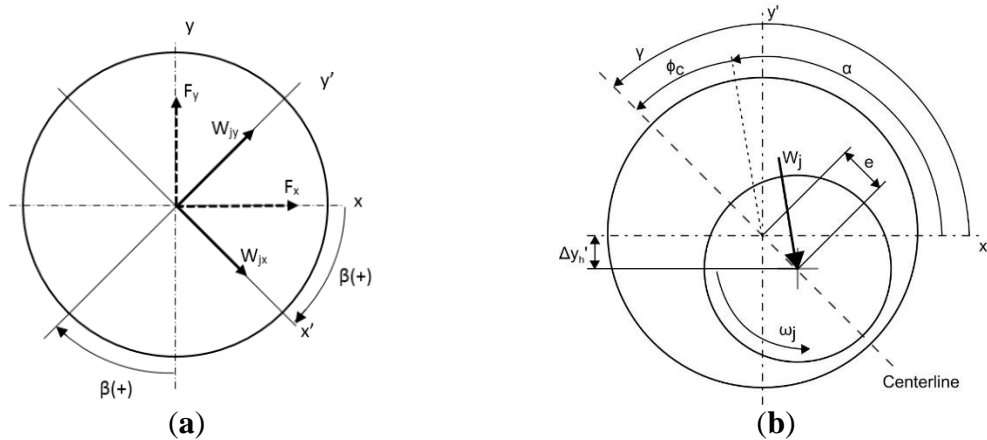


Figura 9: Representación gráfica de los parámetros del cojinete de deslizamiento: (a) Sistema de coordenadas adicional y ángulos de transformación (b) Orientación de la línea de centros y de la carga resultante [80]

Mediante el anterior análisis matemático complejo, se demuestra que la capacidad de carga del lubricante se relaciona con la relación de excentricidad, mediante la expresión [93][94]:

$$W_j = \mu \omega_j \frac{D_j L_j^3}{8c^2} \cdot \frac{\pi \varepsilon [0.62 \varepsilon^2 + 1]^{0.5}}{(1 - \varepsilon^2)^2} \quad \text{Ec.54}$$

Asumiendo equilibrio estático entre la carga que se ejerce sobre el muñón y la reacción ejercida por la película de aceite, se estima el valor de ε y el ángulo de inclinación de la línea de centros, el cual se mide desde la línea de aplicación de la carga en la dirección de rotación del muñón, calculado mediante la siguiente expresión:

$$\phi_c = \arctan \left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2}}{\varepsilon} \right) \quad \text{Ec.55}$$

Con estos dos valores es posible determinar el ángulo que forma la línea de centros con el eje x' , a través de dos relaciones:

$$\gamma = \alpha_{W_j} + \phi_c, \text{ si } \omega_j > 0 \quad \text{Ec.56}$$

$$\gamma = \alpha_{W_j} - \phi_c, \text{ si } \omega_j < 0 \quad \text{Ec.57}$$

De aquí también se obtiene que la variación de altura libre por holguras, se expresa mediante:

$$\Delta y'_h = -e \cdot \sin(\gamma) \quad \text{Ec.58}$$

No obstante, esta es la variación de altura, medida respecto al sistema coordenado situado a lo largo de la biela; para llevar esto al sistema de coordenadas original, se emplea la siguiente expresión:

$$\Delta y_h = \Delta y'_h \cdot \cos(\beta) = -e \cdot \sin(\gamma) \cdot \cos(\beta) \quad \text{Ec.59}$$

Debido a la cantidad de juntas presentes en el mecanismo, se debe considerar la contribución individual de cada una de ellas sobre la variación de volumen; por ello, se tiene que la variación de volumen por holguras se expresa de forma general mediante:

$$\Delta V_h = \frac{\pi \cdot B^2}{4} \cdot \sum_{i=1}^n [-e_i \cdot \sin(\gamma_i) \cdot \cos(\beta_i)] \quad \text{Ec.60}$$

2.5.2.4. Deformaciones por dilatación térmica

Para las deformaciones por dilatación térmica solo se tuvieron en cuenta las dadas por el pistón y la manivela. El cálculo del cambio de longitud estudiado en estos componentes requiere de las siguientes ecuaciones:

$$B = B' \left(1 + \alpha_{def} \cdot (T_B - T_{ref}) \right) \quad \text{Ec.61}$$

$$L = L' \left(1 + \alpha_{def} \cdot (T_L - T_{ref}) \right) \quad \text{Ec.62}$$

Donde B' y L' representan el diámetro del pistón y la longitud de la biela suministrados por el fabricante, α_{def} representa el coeficiente de dilatación lineal de deformaciones promedio, T_B , y T_L son las temperaturas operacionales en estado estacionario del pistón y de la biela y T_{ref} es la temperatura de ambiental de referencia en la cual la longitud de las dimensiones antes enunciadas coinciden con las suministradas por el fabricante, para este estudio se opta por una temperatura de 25 °C como temperatura ambiental de referencia.

Para el cálculo del coeficiente de dilatación lineal de deformaciones promedio se utiliza lo expuesto por Arenz [98], quien siguiendo lo desarrollado por Barker [99] y añadiendo análisis térmicos, termodinámicos y energéticos, obtuvo la siguiente expresión:

$$E = \alpha^{-2,3} \quad \text{Ec.63}$$

Cabe resaltar que la expresión anterior solamente es válida para aleaciones de acero y de aluminio y teniendo en cuenta a su vez los supuestos en el apartado de deformaciones debidas a la presión en cámara, para α_{def} se obtiene:

$$\alpha_{def} = \left(\frac{E_{acero}}{K_{def}} \right)^{-0,43478261} \quad \text{Ec.64}$$

Finalmente, para el cálculo del volumen en cámara considerando las deformaciones dadas por efectos térmicos, basta con reemplazar los valores del diámetro del pistón y de la longitud de la biela en las ecuaciones de volumen donde estas dimensiones sean utilizadas.

2.5.2.5. Volumen cámara real

Teniendo en cuenta todos los apartados anteriores, para el cálculo del volumen en cámara real se obtiene la siguiente expresión:

$$V_{(\theta)} = \frac{\pi B^2}{4} \left[\frac{r}{r-1} - \frac{1 - \cos \theta}{2} + \frac{L}{S} - \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\left[\frac{2L}{S} \right]^2 - [\sin \theta]^2} \right] + \Delta V_p + \Delta V_i + \Delta V_h \quad \text{Ec.65}$$

2.5.2.6. Volumen en cámara zona de quemados

En el cálculo del volumen de la zona de quemados se utiliza la relación que existe entre la fracción másica de quemados y la fracción volumétrica de quemados, planteada por Heywood [10] y otros autores [100], [101] de la siguiente forma:

$$x_b = \left[1 + e_{ratio} \left(\frac{1}{y_b} - 1 \right) \right]^{-1} \quad \text{Ec.66}$$

Donde e_{ratio} representa la relación de densidades entre la zona de no quemados y la zona de quemados. Despejando de la ecuación Ec.66 la fracción volumétrica de quemados se obtiene la siguiente expresión:

$$y_b = \left[1 + \frac{1}{e_{ratio}} \left(\frac{1}{x_b} - 1 \right) \right]^{-1} \quad \text{Ec.67}$$

Para el cálculo de la fracción de quemados, se utiliza lo planteado por Eriksson [102], quien sustenta que la fracción de quemados de un ensayo de combustión de un motor de encendido provocado, puede ser estimada a partir del método de Rassweiler [103]:

$$x_b = \frac{\sum_0^i \Delta P_c^*}{\sum_0^N \Delta P_c^*} \quad \text{Ec.68}$$

Donde ΔP_c^* representa un cambio de presión corregido debido a la combustión. Esta expresión es válida desde el ángulo de inicio de la combustión hasta el ángulo de su finalización. Su cálculo se realiza a través de la siguiente expresión [102]:

$$\Delta P_c^* = \left(P_{i+1} - P_i \left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^n \right) \left(\frac{V_i}{V_{TDC}} \right) \quad \text{Ec.69}$$

La constante n representa el exponente politrópico asociado al ensayo de arrastre teórico estimado. Finalmente, el volumen de la zona de quemados se obtiene con la siguiente expresión:

$$V_b = y_b \cdot V_{(\theta)} \quad \text{Ec.70}$$

2.5.2.7. Volumen en cámara zona de no quemados

Teniendo ya conocimiento del comportamiento del volumen en cámara a lo largo del ciclo cerrado por medio de la ecuación Ec.65 y una clara descripción del volumen de la zona de quemados por medio de la ecuación Ec.70, el volumen de la zona de no quemados puede obtenerse a partir de la ecuación Ec.71:

$$V_{ub} = V_{(\theta)} - V_b \quad \text{Ec.71}$$

2.5.3. Cálculo de la transmisión de calor

El no considerar las pérdidas energéticas debido a la transferencia de calor existente en el funcionamiento de un motor de combustión interna conllevaría a considerar que el motor fuese adiabático, esto como consecuencia implicaría que casi todo el calor generado por la ignición de combustible se convierte en energía útil, es decir, prácticamente se estaría diagnosticando la tasa de liberación de calor de un ciclo ideal.

En lo que respecta al cálculo de la transmisión de calor a través de las paredes de la cámara de combustión, como se dijo con anterioridad, existen diversas propuestas de variados autores [28], [29], [31], [54], [56], pero en el caso particular del desarrollo de este trabajo se opta por la alternativa desarrollada por Woschni [18], [27], la cual a pesar de los años sigue vigente en la actualidad en cuanto a desarrollo de modelos predictivos y de diagnóstico de la combustión [32], [33], [51], [73].

La expresión para el coeficiente de transferencia de calor es la siguiente [18], [27]:

$$h_c = C_{h_c} B^{m-1} P^m W^m T^{0.75-1.62m} \quad \text{Ec.72}$$

Donde C es una constante de dimensionalidad que puede tomar distintos valores, dependiendo de las unidades de las variables que participan en conjunto con esta constante para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor. La variable w es la velocidad media de los gases dentro del cilindro que, dependiendo de si hay combustión o no, puede tener las siguientes expresiones:

Combustión

$$w = C_1 v_{mp} + C_2 \frac{V_{disp} T_{ref}}{P_{ref} V_{ref}} (P - P_r) \quad \text{Ec.73}$$

Sin combustión

$$w = C_1 v_{mp} \quad \text{Ec.74}$$

Donde T_{ref} , P_{ref} , V_{ref} son: la temperatura en K, la presión en kPa y el volumen en m^3 , respectivamente, del estado de referencia de la combustión, en este caso son las propiedades al cierre de la válvula de admisión. P_r es la presión de la cámara de combustión si el motor estuviese arrastrado. En el cálculo de esta variable, aparecen dos nuevas constantes C_1 y C_2 , las cuales pueden tomar distintos valores:

Constante C_1 :

El valor de la constante C_1 dependerá del proceso que se esté llevando a cabo dentro de la cámara de combustión (carreras de compresión y expansión, combustión, carreras de escape y admisión) y se rige por la siguiente expresión:

$$C_1 = C_{W1} + C_{W2} \frac{v_u(\theta)}{v_{mp}} \quad \text{Ec.75}$$

Donde $v_u(\theta)$ es la componente tangencial de la velocidad de los gases dentro de la cámara de combustión. Para el cálculo de esta, se utilizará lo propuesto por Martín [32]:

$$v_u(\theta) = x_u(\theta) v_{u \max} \quad \text{Ec.76}$$

$v_{u \max}$ y $x_u(\theta)$ son la velocidad tangencial máxima y la fracción de velocidad tangencial en función del ángulo de giro del cigüeñal, respectivamente. Estas variables se estiman de la siguiente forma [32]:

$$v_{u \max} = K_{CTM} \cdot CTM \left(\frac{B}{D_{bowl}} \right)^2 \omega_{motor} \frac{D_{bowl}}{2} \quad \text{Ec.77}$$

$$x_u(\theta) = r_{CTM} + \frac{1}{\left[\cosh \left(\frac{\theta}{100} \right) \right]^{40} + \frac{r_{CTM}}{1 - r_{CTM}}} \quad \text{Ec.78}$$

D_{bowl} es el diámetro de la muesca hecha en la parte superior de la cabeza del pistón, K_{CTM} es el coeficiente de conservación del momento angular del torbellino y r_{CTM} es el cociente entre los coeficientes de torbellino medio al cierre de la válvula de admisión y en el punto muerto superior del mecanismo durante el ciclo cerrado. Este último se calcula por medio de la Ecuación Ec.79:

$$r_{CTM} = \left(\frac{D_{bowl}}{B} \right)^2 \frac{1}{K_{CTM}} \quad \text{Ec.79}$$

Para K_{CTM} se tiene lo siguiente [32]:

$$K_{CTM} = e^{-0,200979 \cdot CTM^{0,4312}} \quad \text{Ec.80}$$

En lo que respecta las constantes C_{W1} y C_{W2} , Woschni [27] propone los siguientes valores:

Renovación de la carga (intercambio de gases):

$$C_{W1} = 6,18 \quad C_{W2} = 0,417 \quad \text{Ec.81}$$

Compresión-expansión:

$$C_{W1} = 2,28 \quad C_{W2} = 0,308 \quad \text{Ec.82}$$

A pesar de los buenos resultados obtenidos por Woschni [27], debido al avance que han tenido los motores desde el momento de su propuesta hasta tiempos modernos, se hace necesario un ajuste a los términos antes mencionados C_{W1} y C_{W2} , de esta forma se obtiene una estimación más precisa y acertada del coeficiente de transferencia de calor por convección dentro de la cámara de combustión. Este proceso de ajuste se explicará a detalle en el capítulo 3.

Constante C_2 :

Esta constante tiene en cuenta las pérdidas de calor en función del tipo de cámara de combustión del motor:

Cámaras abiertas

$$C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3} \quad \text{Ec.83}$$

Cámaras divididas

$$C_2 = 6,22 \cdot 10^{-3} \quad \text{Ec.84}$$

Habiendo descrito el cálculo para la obtención de las constantes relacionadas al coeficiente de transferencia de calor, aún falta por definir las áreas de transferencia y sus respectivas temperaturas.

La temperatura de pared, posee la siguiente expresión [32]:

$$T_w = T_{refr} + a_{1w} * (\rho_c \cdot v_{mp})^{0,8} + b_{1w} \cdot pme \quad \text{Ec.85}$$

Cabe resaltar que los elementos considerados para el cálculo de la transmisión de calor a través de las paredes de la cámara de combustión son la culata, las paredes del cilindro y la cara superior del pistón, por lo tanto la ecuación Ec.85 solo aplica para estos tres elementos antes mencionados, a su vez se calculan sus respectivas áreas de transferencia de calor dependiendo de las etapas en las que se encuentre el ciclo cerrado (compresión, combustión y expansión).

Con esto, se obtiene todo lo necesario para la estimación de calor rechazado propuesta en la ecuación Ec.86

$$\frac{dQ_r}{d\theta} = h_c \cdot A_w \cdot (T - T_w) \cdot \frac{1}{\omega_{motor}} \quad \text{Ec.86}$$

2.5.3.1. Transmisión de calor fase de compresión y expansión

En lo que respecta al cálculo de la transmisión de calor en estas etapas del ciclo cerrado, simplemente basta con todo lo planteado anteriormente, ya que únicamente se tiene una temperatura promedio de los gases dentro de la cámara de combustión.

2.5.3.2. Transmisión de calor fase de combustión

Debido a que en esta etapa del ciclo cerrado existen dos zonas completamente diferentes con temperaturas promedio y propiedades termodinámicas completamente distintas, los coeficientes de transferencia de calor para cada uno de las zonas consideradas en este trabajo son descritos de la siguiente forma:

$$h_c = C_{h_c} B^{m-1} P^m W^m (T_b)^{0,75-1,62m} \quad \text{Ec.87}$$

$$h_c = C_{h_c} B^{m-1} P^m W^m (T_{ub})^{0,75-1,62m} \quad \text{Ec.88}$$

Además de calcular de forma independiente los coeficientes de transferencia de calor, a su vez se hará lo mismo con las áreas de transferencia de calor asociadas a cada una de las zonas.

2.5.4. Balance de masa

2.5.4.1. Proceso de renovación de carga

En esta parte del ciclo termodinámico de 4 tiempos, se considera el flujo a través de válvulas, el cual se modela a través de lo propuesto por Payri [104]. Este modelo, a pesar de sus limitaciones, ofrece buenos resultados, tales como los obtenidos por Luján [105]. La principal limitación para este modelo, como lo enuncian otros autores [32], es la consideración de una presión promedio constante en ambos múltiples, tanto de admisión como de escape. Esta consideración tiene como consecuencia que no se tengan en cuenta las ondas de presión inherentes a estas partes del motor de combustión interna [106], aunque a pesar de la

limitación antes enunciada la práctica de promediar las presiones en los múltiples de admisión para cálculos de renovación de carga sigue ofreciendo buenos resultados [106].

En este modelo primeramente se deben calcular dos magnitudes, la relación de presiones y la relación de presiones crítica, el comparativo de estas dos permite saber el tipo de condición que se tiene en el instante del cálculo de flujo a través de la válvula, si este es subsónico o supersónico:

$$P_{rel} = \frac{P_1}{P_2} \quad \text{Ec.89}$$

$$Pr_{crit} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \text{Ec.90}$$

Condición subsónica

La condición subsónica se da solo si $P_{rel} > Pr_{crit}$:

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{1}{\omega_{motor}} C_d A_v P_2 \sqrt{\frac{2k}{R \cdot T_2 (k-1)} \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{1/k} \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{(k-1)/k} \right]} \quad \text{Ec.91}$$

Condición supersónica

La condición supersónica, por el contrario de la subsónica, se da cuando $P_{rel} \leq Pr_{crit}$, como consecuencia se produce un tapón sónico:

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{1}{\omega_{motor}} C_d A_v P_2 \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_2 (k-1)} \left[\left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)} \right]} \quad \text{Ec.92}$$

Para el cálculo de A_v , se utiliza la siguiente expresión:

$$A_v = D_v L_v(\theta) \quad \text{Ec.93}$$

Donde D_v es el diámetro de cabeza de la válvula (sea de admisión o escape) y $L_v(\theta)$ es el levantamiento de la válvula en función del ángulo de giro del cigüeñal. Para el levantamiento de válvula se utilizó la siguiente expresión:

$$L_v(\theta) = \frac{L_{vmax}}{2} \left(1 - \cos \left(\frac{\pi}{2} 4 \left(\frac{\theta - \theta_1}{\theta_2 - \theta_1} \right) \right) \right) \quad \text{Ec.94}$$

L_{vmax} es el levantamiento máximo de la válvula, θ es el ángulo de giro del cigüeñal y en lo que respecta a θ_2 y θ_1 , serán el ángulo de cierre y de apertura de la válvula, respectivamente.

C_d es el coeficiente de descarga de la válvula. Este debe ser suministrado ya que es un dato que se consigue a nivel experimental, en esta herramienta se toma un valor constante, aunque lo ideal es que sea variable según el ángulo de giro, ya que este varía conforme varía el levantamiento de la válvula.

De esta forma se calcula el flujo másico a través de las válvulas de admisión y de escape, para así tener al final la masa y la temperatura al cierre de la válvula de admisión, datos importantes al momento de generar resultados un modelo de diagnóstico y a su vez relevantes al momento de suministrar datos a un modelo predictivo.

2.5.4.2. Fugas por *blow-by*

Para el cálculo de fugas por *blow-by* se utilizarán ecuaciones similares a las mostradas en el apartado de flujo a través de válvulas [32], [104], con la diferencia de que, en vez de comparar la presión en cámara con respecto a las presiones de los múltiples de escape y admisión, esta se compara con respecto a la presión promedio en el cárter [32], [91]:

$$P_{rel} = \frac{P_{carter}}{P_{cam}} \quad \text{Ec.95}$$

$$Pr_{crit} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \text{Ec.96}$$

$$\frac{dm_{bb}}{d\theta} = \frac{1}{\omega_{motor}} C_{bb} A_{bb} P \sqrt{\frac{2k}{R \cdot T(k-1)} \left[\left(\frac{p}{P} \right)^{2/k} - \left(\frac{p}{P} \right)^{(k+1)/k} \right]} \quad \text{Ec.97}$$

Para A_{bb} se tiene la ecuación planteada por Hohenberg [81]:

$$A_{bb} = (3,5 \cdot 10^{-6}) B \quad \text{Ec.98}$$

En lo que respecta C_{bb} debe obtenerse de forma experimental o ser suministrado por el fabricante del motor.

2.5.4.3. Cálculo de la masa residual

Para el cálculo de la masa residual, se parte de la siguiente expresión:

$$m_{RCA} = m_{aire} + m_{fuel} + m_{res} - m_{bb} \quad \text{Ec.99}$$

Donde m_{RCA} es la masa al cierre de la admisión, m_{aire} es la masa de aire admitida, m_{fuel} es la masa de combustible ingresada junto con el aire de admisión, m_{res} es la masa residual posterior al cierre de la válvula de escape y m_{bb} es la masa acumulada por pérdidas de *blow-by*. Para el cálculo de las últimas tres variables se tienen las siguientes expresiones:

$$m_{bb} = \int_{\theta_{RCA}}^{\theta_{RCA} - \Delta\theta} \frac{dm_{bb}}{d\theta} d\theta \quad \text{Ec.100}$$

$$m_{fuel} = \frac{m_{aire}}{\lambda \cdot AFR_{st}} \quad \text{Ec.101}$$

$$m_{res} = X_{res} \cdot m_{RCA} \quad \text{Ec.102}$$

λ es la relación de aire/combustible que se esté manejando en el estado operacional del motor, AFR_{st} representa la relación aire/combustible estequiométrica del combustible utilizado y X_{res} es la fracción másica de gas residual al cierre de la admisión. Para la estimación inicial de esta última se utiliza la ecuación planteada por Cavina [107] y utilizada también como valor inicial de un cálculo iterativo por Shahbakhti [108]:

$$X_{res} = \left(\sqrt{\frac{1}{C_{res}}} \frac{\pi\sqrt{2}}{360} \frac{r-1}{r} \frac{OF}{RPS} \sqrt{\frac{RT_m |P_{esc} - P_m|}{P_{esc}}} \left(\frac{P_{esc}}{P_m}\right)^{(k+1)/2k} \right) + \left(\frac{1}{C_{res}} \frac{r-1}{r} \phi \frac{V_{ivo}}{V_{disp}} \left(\frac{P_{esc}}{P_m}\right)^{1/k} \right) \quad \text{Ec.103}$$

Donde R , T_m y P_m son la constante de gas ideal, la temperatura y presión del gas proveniente del múltiple de admisión, respectivamente. P_{esc} es la presión media de los gases en el múltiple de escape, k es la relación de calores específicos de los gases provenientes del múltiple de admisión, ϕ es el inverso de la relación relativa de aire/combustible, λ , V_{ivo} es el volumen en cámara al momento del inicio del traslape de válvulas (en caso de que exista, sino existe se toma como el inicio de la apertura de la válvula de admisión [107]), r es la relación de compresión, RPS es el régimen de giro del motor en revoluciones por segundo, OF es un factor de ajuste asociado al traslape de válvulas y C_{res} es un parámetro asociado a las características del combustible y del gas proveniente del múltiple de admisión. OF y C_{res} se calculan de la siguiente forma [107]–[109]:

$$C_{res} = \left[1 + \frac{LHV}{C_v T_m \left(\frac{m_{RCA}}{m_f} \right) r^{k-1}} \right]^{1/k} \quad \text{Ec.104}$$

$$OF = \frac{Z_m D_m \int_{\theta_{AAA}}^{\theta_{RCE}} L_{vm} \cdot d\theta + Z_{esc} D_{esc} \int_{\theta_{AAA}}^{\theta_{RCE}} L_{vesc} \cdot d\theta}{V_{disp}} \quad \text{Ec.105}$$

De las ecuaciones anteriores, LHV representa el poder calorífico inferior del combustible, C_v en este caso es el calor específico a volumen constante de los gases provenientes del múltiple de admisión, Z_m , D_m y L_{vm} son el número de válvulas admisión por cilindro, el diámetro de las válvulas de admisión y el levantamiento de las válvulas de admisión a lo largo de la etapa de admisión, respectivamente y Z_m , D_m y L_{vm} son exactamente lo mismo, pero aplicado a las válvulas de escape.

Con el conjunto de ecuaciones mostrado en el apartado 2.5.4 es posible a través de un cálculo iterativo el cálculo de la masa al cierre de la admisión. En el cálculo inicial se parte de que la fracción de masa residual es cero, posteriormente en futuros cálculos nuevamente se estima este valor hasta que este último alcance la convergencia.

2.5.5. Cálculo de las temperaturas de las zonas

Teniendo a partir del conjunto de ecuaciones Ec.68 y Ec.69 asociadas a la fracción másica de quemados existente en la cámara de combustión, las expresiones que permiten obtener la masa de las dos zonas estudiadas en este trabajo son las siguientes:

$$m_b = m_c x_b \quad \text{Ec.106}$$

$$m_{ub} = m_c (1 - x_b) \quad \text{Ec.107}$$

Las variables m_c , m_b y m_{ub} representan la masa en cámara de combustión, la masa de la zona de quemados y la masa de la zona de no quemados, respectivamente. Teniendo ya la masa de la zona de quemados, el cálculo de su temperatura se hace a través de la ecuación de gases ideales:

$$T_b = \frac{PV_b}{m_b R_b} \quad \text{Ec.108}$$

Con respecto a la temperatura de la zona de quemados, al ser necesaria para el cálculo del volumen de la zona de quemados, la masa y el volumen de la zona de no quemados no pueden ser obtenidos antes que su temperatura, por lo tanto, para el cálculo de esta última se propone lo siguiente:

$$T_{ub\ i} = T_{ub\ i-1} + \frac{dT_{ub\ i-1}}{d\theta} \cdot \Delta\theta \quad \text{Ec.109}$$

La derivada de la tasa de cambio de la temperatura de la zona de no quemados, combinando ecuaciones de balances de masa y energía, presenta la siguiente expresión:

$$\frac{dT_{ub}}{d\theta} = \frac{-\frac{dQ_{ub}}{d\theta} + V_{ub} \frac{dP}{d\theta}}{m_{ub} \cdot C_{P\ ub}} \quad \text{Ec.110}$$

Finalmente la tasa de cambio de la fracción másica de quemados (variable importante en apartados posteriores del trabajo) se obtiene de la siguiente manera:

$$\frac{dx_b}{d\theta} = \frac{x_{b\ i} - x_{b\ i-1}}{\Delta\theta} \quad \text{Ec.111}$$

2.5.6. Cálculo de las propiedades termodinámicas de los gases en cámara

A lo largo del proceso de cálculo del modelo de diagnóstico se hacen necesarias propiedades termodinámicas como el calor específico a volumen constante. Para esta variable en particular se utilizarán las regresiones polinómicas citadas por Martín [32] en el caso del aire

y los productos de combustión, para el caso del combustible que en este caso es gasolina, se utiliza la regresión citada por Buttsworth [110] :

$$C_{va} = -10,4199 * T^{0.5} + 2522,88 - 67227,1 * T^{-0.5} + 917124,4 * T^{-1} - 4174853,6 * T^{-1.5} \quad \text{Ec.112}$$

$$C_{vf} = (4,0652 + (6,0977 \cdot 10^{-2}) \cdot T - (1,8801 \cdot 10^{-5}) \cdot T^2) R_f \quad \text{Ec.113}$$

$$C_{vq} = 641,154 + 0,43045 * T - 0,0001125 * T^2 + (8,979 * 10^{-9}) * T^3 \quad \text{Ec.114}$$

En la estimación de los calores específicos a presión constante de las tres especies antes mencionadas, solo es necesario utilizar la relación que existe entre esta propiedad y el calor específico a volumen constante bajo el supuesto de gases ideales:

$$C_{pa} = C_{va} + R_a \quad \text{Ec.115}$$

$$C_{pf} = C_{vf} + R_f \quad \text{Ec.116}$$

$$C_{pq} = C_{vq} + R_q \quad \text{Ec.117}$$

Donde R_a , R_f y R_q son las constantes de gas ideal del aire, combustible y productos de combustión, respectivamente. En lo que respecta a los calores específicos a presión y volumen constantes de la mezcla de gases dentro de la cámara de combustión, basta con utilizar las siguientes expresiones:

$$C_p = Y_a C_{pa} + Y_f C_{pf} + Y_q C_{pq} \quad \text{Ec.118}$$

$$C_v = Y_a C_{va} + Y_f C_{vf} + Y_q C_{vq} \quad \text{Ec.119}$$

Donde Y_a , Y_f y Y_q son las fracciones másicas del aire, combustible y productos de la combustión, respectivamente.

Por otro lado, para la estimación de la constante de gas ideal de un gas en particular, simplemente se divide la constante universal de los gases ideales por el respectivo peso molecular del gas requerido. El cálculo de la constante de la mezcla de gases al interior de la cámara de combustión se efectúa de forma similar a como se realizó con los calores específicos, a partir de las constantes de gas ideal de los gases y su respectiva fracción másica:

$$R_{gas} = Y_a R_a + Y_f R_f + Y_q R_q \quad \text{Ec.120}$$

Es importante destacar que a pesar de que el cálculo de propiedades termodinámicas fue únicamente mostrado para una mezcla general de gases en cámara de combustión y a simple vista solo sería aplicable para las etapas de compresión y expansión del ciclo cerrado y para todo el ciclo abierto, estas ecuaciones son perfectamente aplicables a la fase de combustión, tanto en la zona de quemados como en la de no quemados, solo basta con tener en cuenta la composición de los gases de cada zona y el proceso de cálculo sería exactamente igual al citado con anterioridad.

2.5.7. Diagnóstico de la tasa de liberación de calor (DFQL)

Para el cálculo de la liberación de calor y la tasa de la misma, teniendo en cuenta lo expuesto por otros autores [10], [32] se tiene lo siguiente:

$$FQL = x_b \cdot m_f \cdot LHV \quad \text{Ec.121}$$

$$DFQL = \frac{dx_b}{d\theta} \cdot m_f \cdot LHV \quad \text{Ec.122}$$

Por lo tanto, basta simplemente con estimar la fracción de quemados y su derivada y obtener de forma correcta la masa de combustible al cierre de la válvula de admisión (m_{fuel0}).

2.5.8. Cálculo de factores de predicción de la tasa de liberación de calor adimensional

Un modelo de diagnóstico no solo permite conocer el comportamiento de la combustión al interior del cilindro, sino que también posibilita a través de un modelo generalizado la estimación de la liberación de calor y su tasa de forma adimensional. Teniendo en cuenta lo enunciado por distintos autores [10], [11], [32], [33], [73], la liberación de calor real y su tasa se pueden igualar a la generación de quemados y a la tasa de generación de los mismos, tal y como se ve en las ecuaciones Ec.123 y Ec.124:

$$FQL_{ad} = x_b \quad \text{Ec.123}$$

$$DFQL_{ad} = \frac{dx_b}{d\theta} \quad \text{Ec.124}$$

Una vez obtenido el perfil adimensional de la liberación de calor y su tasa, se procede al ajuste del modelo generalizado para la predicción de estas variables. El modelo comúnmente usado es el modelo de onda de Wiebe [111]. Este modelo, dada su simplicidad, permite un ajuste y aplicación rápida a la hora de diagnosticar y predecir el comportamiento adimensional de la liberación de calor. En tiempos modernos se han desarrollado mejoras a este modelo con el fin de perfeccionar su capacidad de predicción. La mejora y/o modificación más común es la de añadir una o más ondas de Wiebe extra a la original, teniendo cada una un peso ponderado dado por una constante [32], [51], [112]–[115]. Para el caso particular de este proyecto se optará por una variación de un modelo de Wiebe de doble onda [116], [117], en el cual se eliminan dos constantes asociadas normalmente a este tipo de modelos, lo que facilita y agiliza el ajuste del mismo. A continuación, las expresiones que describen a la FQL_{ad} y a la $DFQL_{ad}$ a través del método antes mencionado:

$$FQL_{ad-cal} = p_{weight} \left(1 - \exp \left[- \left(\frac{\theta - \theta_0}{\alpha_{1f}} \right)^{\beta_{1f}} \right] \right) + (1 - p_{weight}) \left(1 - \exp \left[- \left(\frac{\theta - \theta_0}{\alpha_{2f}} \right)^{\beta_{2f}} \right] \right) \quad \text{Ec.125}$$

$$DFQL_{ad-cal} = p_{weight} \left(\frac{\beta_{1f}}{\alpha_{1f}} \cdot \left(\left(\frac{\theta - \theta_0}{\alpha_{1f}} \right)^{\beta_{1f}-1} \right) \cdot \left(\exp \left[- \left(\frac{\theta - \theta_0}{\alpha_{1f}} \right)^{\beta_{1f}} \right] \right) \right) + (1 - p_{weight}) \left(\frac{\beta_{2f}}{\alpha_{2f}} \cdot \left(\left(\frac{\theta - \theta_0}{\alpha_{2f}} \right)^{\beta_{2f}-1} \right) \cdot \left(\exp \left[- \left(\frac{\theta - \theta_0}{\alpha_{2f}} \right)^{\beta_{2f}} \right] \right) \right) \quad \text{Ec.126}$$

Los parámetros p_{weight} , β_{1f} , α_{1f} , β_{2f} y α_{2f} se ajustan a través de optimización multivariada como función objetivo, la suma de errores cuadrados dada por el valor original de la liberación de calor y su estimación a través de la ecuación Ec.126.

2.5.9. Cálculo de Parámetros Indicados y Efectivos

El cálculo de parámetros indicados y efectivos se realiza a través de las siguientes expresiones [11]:

Parámetros Indicados:

- Trabajo indicado

$$W_{in} = \int_{RCA}^{AAE} P \cdot dV \quad \text{Ec.127}$$

- Presión media indicada

$$pmi = \frac{W_{in}}{V_{disp}} \quad \text{Ec.128}$$

- Potencia indicada

$$\dot{W}_{in} = \frac{W_{in}}{\frac{1}{\left(\frac{1}{2} \cdot RPS \right)}} = pmi \cdot V_{disp} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot RPS \right) \quad \text{Ec.129}$$

- Torque indicado

$$T_{in} = \frac{1}{2\pi} pmi \cdot V_{disp} \quad \text{Ec.130}$$

- Eficiencia térmica indicada

$$\eta_{in} = \frac{\dot{W}_{in}}{\dot{m}_f \cdot LHV} = \frac{W_{in}}{m_{fcc} \cdot LHV} = \frac{pmi \cdot V_{disp}}{m_{fcc} \cdot LHV} \quad \text{Ec.131}$$

Parámetros efectivos:

- Trabajo efectivo

$$W_{efec} = \frac{\dot{W}_{efec}}{\left(\frac{1}{2} \cdot RPS\right)} \quad \text{Ec.132}$$

- Torque efectivo

$$T_{efec} = \frac{\dot{W}_{efec}}{2\pi \cdot RPS} \quad \text{Ec.133}$$

- Presión media efectiva

$$pme = \frac{\dot{W}_{efec}}{\left(\frac{1}{2} \cdot RPS\right) V_{disp}} = \frac{2\pi \cdot T_{efec}}{\frac{1}{2} V_{disp}} \quad \text{Ec.134}$$

- Eficiencia térmica efectiva

$$\eta_{efec} = \frac{\dot{W}_{efec}}{\dot{m}_f \cdot LHV} = \frac{W_{efec}}{m_{fcc} \cdot LHV} = \frac{pme \cdot V_{disp}}{m_{fcc} \cdot LHV} \quad \text{Ec.135}$$

La estimación de los anteriores parámetros indicados y efectivos se realiza con el fin de caracterizar las pérdidas de energía mecánicas existentes en todo proceso de combustión. De esta forma se mejora la estimación de parámetros operacionales de un posterior modelo predictivo.

2.5.10. Ajuste modelo de estimación de la relación entre la derivada de la señal de presión y la presión al cierre de la válvula de admisión

Otra variable importante en el desarrollo de este trabajo es la relación entre la derivada de la señal de presión y la presión al momento del cierre de la válvula de admisión. Ya que se permite a través de su caracterización que modelos predictivos futuros, en caso de que no exista un buen filtrado de señal de presión o que no se dispongan datos de alta calidad durante

el diagnóstico de la combustión, la estimación derivada de la presión en cámara. Para la caracterización de esta relación se optó por una serie de Fourier de senos que trunca hasta el vigésimo cuarto término. Lo anterior se debe a que más allá de este número de términos se observó que la mejora en la predicción de esta ecuación era casi que nula:

$$\frac{dP}{P_{RCA} d\theta} = \dot{P}_{ad} = a_{1PS} \cdot \sin(b_{1PS} \cdot \theta + C_{1PS}) + a_{2PS} \cdot \sin(b_{2PS} \cdot \theta + C_{2PS}) + \dots \quad \text{Ec.136}$$

$$+ a_{24PS} \cdot \sin(b_{24PS} \cdot \theta + C_{24PS})$$

2.6. VALIDACIÓN DEL MODELO DE ESTIMACIÓN DE LA LIBERACIÓN DE CALOR ADIMENSIONAL

Para la validación de la estimación del modelo adimensional de la liberación de calor en cámara se utilizaron dos ensayos de combustión, uno a 3000 RPM y otro a 4000 RPM del motor XU7-JP/L3, los cuales pueden ser encontrados en [79], [118]. Las características generales del motor y condiciones operacionales en los ensayos antes mencionados son resumidas en las tablas de la 1 a la 3.

Tabla 1. Especificaciones del motor [118]

Motor	XU7 JP/L3
Cantidad de cilindros	4
Diámetro del pistón (mm)	83
Carrera (mm)	81,4
Longitud de la biela (mm)	143,1
Carga (%)	100
Lambda	0.9
Régimen de giro (RPM)	1500-4500
Avance del encendido de la chispa (aPMS)	16-22
Relación de compresión	9,2
AAA [°]	8,5 aPMS
RCA [°]	29,3 dPMI
AAE [°]	43,3 aPMI
RCE [°]	5,5 dPMS

Tabla 2. Variables medias de ensayo diagnostico modo 3000-100% de Carga [118], [119]

MODO 3000 RPM-100%	
VARIABLE	VALOR
Régimen de giro (RPM)	3000,0
Presión media en el múltiple de escape (kPa)	117
Presión media en el múltiple de admisión (kPa)	85,5
Temperatura media de escape (°C)	259,3577
Temperatura media de admisión (°C)	70
Masa en la cámara de combustión al cierre de la admisión (g)	0,4530
Avance del encendido de chispa (° aPMS)	-16
Temperatura del refrigerante a la entrada del motor (°C)	90,5074
Presión ambiente (kPa)	95,35
Temperatura ambiente (°C)	35,0000
Torque (N*m)	139,5979

Tabla 3. Variables medias de ensayo diagnostico Modo 4000 RPM-100% de carga [118], [119]

MODO 4000 RPM-100%	
VARIABLE	VALOR
Régimen de giro (RPM)	4000,0
Presión media en el múltiple de escape (kPa)	117,7164
Presión media en el múltiple de admisión (kPa)	85
Temperatura media de escape (°C)	259,5
Temperatura media de admisión (°C)	60
Masa en la cámara de combustión al cierre de la admisión (g)	0,4965
Avance de encendido de chispa (° aPMS)	-20
Temperatura del refrigerante a la entrada del motor (°C)	90,5074
Presión ambiente (kPa)	95,35
Temperatura ambiente (°C)	35,0000
Torque (N*m)	141,6070

En lo que respecta a la liberación de calor adimensional, teniendo en cuenta las figuras 10a y 10b se puede apreciar que el modelo de Wiebe modificado [116], [117] seleccionado para estimar esta variable es altamente preciso una vez ha sido ajustado de forma correcta. Para el caso en el que el motor tiene un régimen de giro a 3000 RPM se obtuvo una suma de

cuadrados del error de 0,0127 y para el caso del régimen a 4000 RPM se obtuvo 0,0448, resultados que apoyan y demuestran lo observado en las mencionadas figuras.

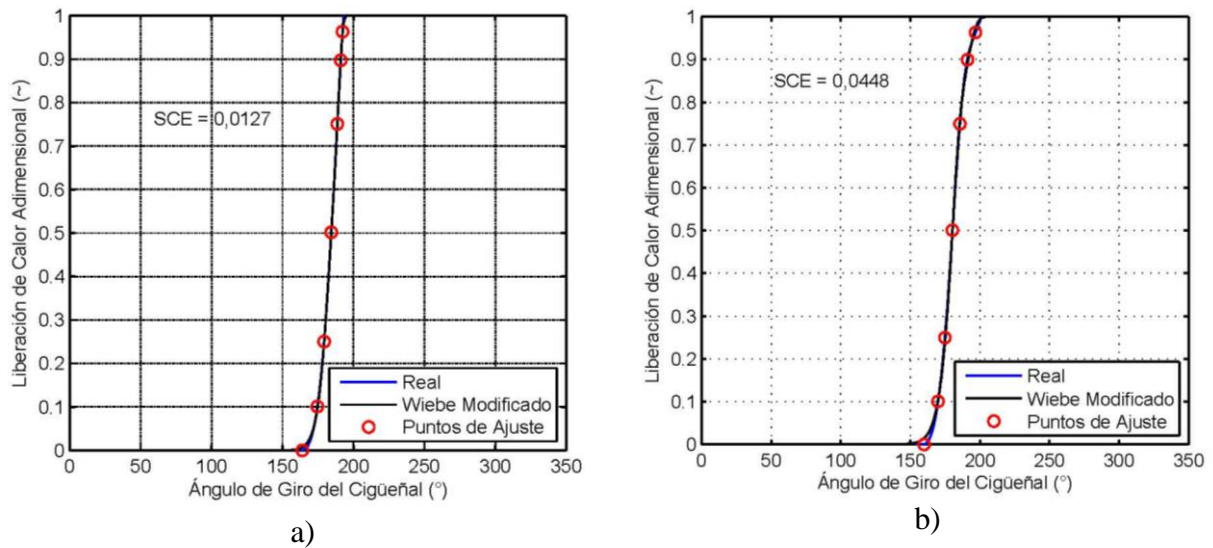


Figura 10: Liberación de calor adimensional real Vs. liberación de calor adimensional modelo Wiebe

a) Ensayo 3000 RPM 100% de carga, b) Ensayo 4000 RPM 100% de carga.

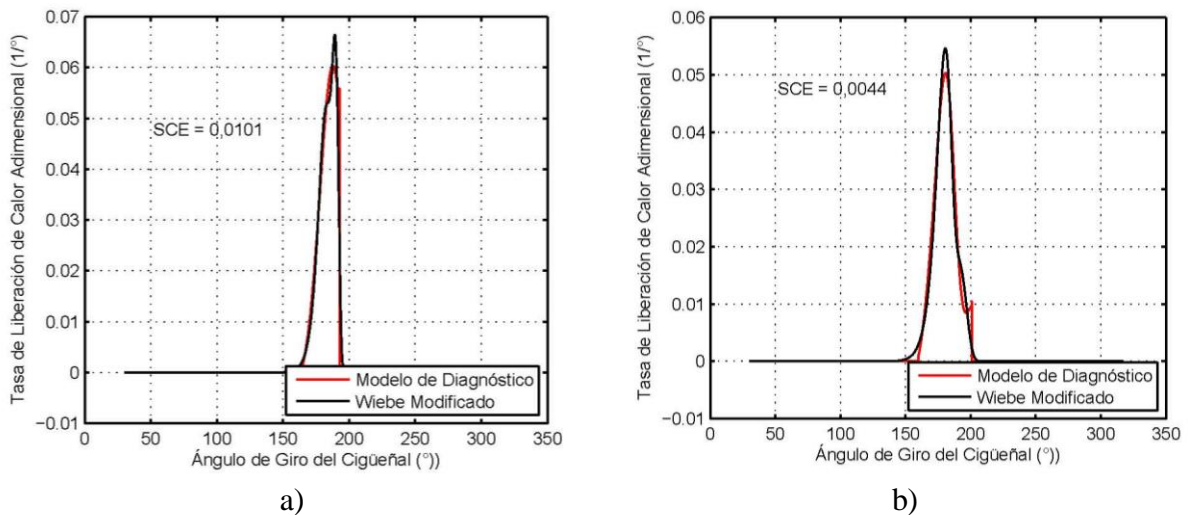


Figura 11: Tasa de Liberación de calor adimensional real vs. tasa de liberación de calor adimensional Modelo Wiebe a) Ensayo 3000 RPM 100% de carga, b) Ensayo 4000 RPM 100% de carga

Finalmente, para la tasa de liberación de calor adimensional, considerando las figuras 11a y 11b se pueden apreciar leves diferencias entre la curva real y la estimada con el modelo seleccionado, lo cual principalmente se debe a la naturaleza de la curva que describe el modelo, ya que al ser más suavizada que una curva real, tiende a perder precisión al momento

de estimar picos muy agudos de la curva real. En lo concerniente a su nivel de estimación, para el caso en el que el motor tiene un régimen de giro a 3000 RPM se obtuvo una suma de cuadrados del error de 0,0101 y para el caso del régimen a 4000 RPM se obtuvo 0,0044.

2.7. RESULTADOS ESTIMACIÓN PARÁMETROS INDICADOS, EFECTIVOS Y PÉRDIDAS MECÁNICAS DURANTE EL DIAGNÓSTICO DE LA COMBUSTIÓN

En las tablas 4 y 5, se encuentran los resultados de la estimación de los parámetros indicados a través del modelo de diagnóstico de la combustión. Cabe resaltar que, en el caso particular de este trabajo, debido a que los datos seleccionados para la validación de los modelos de diagnóstico y predicción no registraban datos de presión a lo largo del proceso de renovación de carga [79], [118], los resultados de los parámetros indicados estarán por encima de lo que serían sus valores reales, ya que no se tiene en cuenta el trabajo consumido en el ciclo de renovación de carga. Como consecuencia de esto, el rendimiento mecánico será menor al comúnmente registrado en motores de combustión interna [10], [11], [120] y a su vez las pérdidas mecánicas estimadas serán mayores a los valores esperados. Sin embargo, ambos modelos, tanto el de diagnóstico como el modelo predictivo, en caso de que se tengan ensayos que cuenten con datos de presión a lo largo del proceso de renovación de carga, tendrán la capacidad de estimar los parámetros indicados reales de los ensayos de combustión en cuestión. A continuación, se muestran resumidos los parámetros indicados estimados a través del modelo de diagnóstico:

Tabla 4. Parámetros indicados, ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM

Variables	Unidades	Valor
W_{in}	kJ	0,4892
PMI	bar	11,094
\dot{W}_{in}	kW	48,921
n_{in}	(\sim)	0,3715
gf_{in}	$g/kW \cdot h$	224,7092
T_{in}	$N \cdot m$	155,7212

Tabla 5. Parámetros indicados, ensayo de combustión plena carga a 4000 RPM

Variable	Unidades	Valor
W_{in}	kJ	0,4974
PMI	bar	11,2796
\dot{W}_{in}	kW	66,3171
n_{in}	(\sim)	0,3447
g_{in}	$g/kW \cdot h$	242,1766
T_{in}	$N \cdot m$	158,3205

El modelo de diagnóstico de combustión, tal como se mencionó anteriormente, no solo tiene la capacidad de diagnosticar la combustión, sino también de estimar las pérdidas mecánicas asociadas a dicho proceso [32]. Teniendo esto como base, a continuación, se muestran los parámetros efectivos y las pérdidas mecánicas para los dos ensayos de combustión estudiados:

Tabla 6. Parámetros efectivos, ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM

Variables	Unidades	Valor
W_{efec}	kJ	0,4386
PME	bar	9,9457
\dot{W}_{efec}	kW	43,8560
n_{efec}	(\sim)	0,3331
gf_{efec}	$g/kW \cdot h$	250,6628
T_{efec}	$N \cdot m$	139,5979

Tabla 7. Parámetros efectivos, ensayo de combustión en plena carga a 4000 RPM

Variable	Unidades	Valor
W_{efec}	kJ	0,4449
PME	bar	10,0888
\dot{W}_{efec}	kW	59,3162
n_{efec}	(\sim)	0,3083
gf_{efec}	$g/kW \cdot h$	270,7601
T_{efec}	$N \cdot m$	141,6070

Tabla 8. Pérdidas mecánicas, ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM

Variables	Unidades	Valor
n_m	(~)	0,8965
$PMPME$	<i>bar</i>	1,1487
$PM\dot{W}_{efec}$	<i>kW</i>	5,0653
PMW_{efec}	<i>kJ</i>	0,0507
PMT_{efec}	<i>N · m</i>	16,1233

Tabla 9. Pérdidas mecánicas, ensayo de combustión plena carga a 4000 RPM

Variable	Unidades	Valor
n_m	(~)	0,8944
$PMPME$	<i>bar</i>	1,1908
$PM\dot{W}_{efec}$	<i>kW</i>	7,0009
PMW_{efec}	<i>kJ</i>	0,0525
PMT_{efec}	<i>N · m</i>	16,7135

$PMPME$, $PM\dot{W}_{efec}$, PMW_{efec} y PMT_{efec} son la presión media por pérdidas mecánicas, potencia absorbida por pérdidas mecánicas, trabajo de perdidas mecánicas y par absorbido por pérdidas mecánicas, respectivamente. Por su parte, n_m representa la eficiencia mecánica del motor en el ensayo de combustión estudiado.

2.8. CONCLUSIONES

Se ha propuesto un modelo termodinámico de diagnóstico en el cual se mejora la estimación del volumen en cámara, considerando dos nuevos tipos de deformaciones a las citadas comúnmente en otros trabajos: deformaciones por holguras y deformaciones por dilatación térmica. El primer tipo de deformaciones se da por las variaciones de la altura de la película lubricante en las uniones del mecanismo manivela-biela-pistón. El segundo tipo de deformaciones se da por los cambios de temperatura respecto a la temperatura ambiente presentes en los componentes del mecanismo previamente citado. Los resultados muestran un comportamiento satisfactorio de estas mejoras implementadas.

Con respecto a los resultados de las deformaciones por dilatación térmica, se tiene un margen de mejora, ya que únicamente se están considerando efectos de deformaciones lineales de forma independiente como si no se afectaran las otras dimensiones del componente en cuestión, sin embargo, en modelados más estrictos y complejos se recomienda estudiar el efecto de dilataciones térmicas volumétricas y no solamente lineales, como se desarrolló en este trabajo.

3. CARACTERIZACIÓN DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA POR MEDIO DE ENSAYOS DE ARRASTRE

3.1. INTRODUCCIÓN

Previo a un diagnóstico de combustión o un ensayo de predicción de presión en cámara de un motor de combustión interna, se hace necesaria la caracterización del mismo, dado que debido a la fenomenología presente, factores como la transmisión de calor y el volumen de la cámara de combustión, a pesar de ser estudiados y descritos a lo largo de los años, presentan variaciones únicas y que no se ajustan a las descripciones generales y convencionales, lo cual trae como consecuencia errores a la hora de diagnosticar la combustión y predecir la presión en cámara en motores de combustión interna. Teniendo en cuenta lo anterior, a continuación, se presentan dos métodos con los cuales se pueden mitigar dichos errores. Ambos métodos se basan en la caracterización de motores a través de ensayos de arrastre, puesto que en este tipo de ensayos se tiene la peculiaridad de que, al no existir combustión alguna, la tasa de liberación de calor se hace cero a lo largo del ciclo cerrado y, por lo tanto, al caracterizar un motor en estas condiciones se estaría garantizando que los parámetros y valores obtenidos son los de referencia del motor en estudio.

3.2. MÉTODO POR PUNTOS G

En este método, para la caracterización del motor de combustión interna se localizan dos puntos geométricos muy importantes en un motor de combustión interna, que son llamados puntos G [32]. Estos puntos poseen la particularidad de que la tasa de calor transmitido a las paredes, independientemente de las condiciones operacionales del motor, siempre será igual, si se cumple que el nivel de presión de referencia y la relación de compresión no sean afectadas [32], [121]. Teniendo en cuenta lo anterior, Martín [32] propone la caracterización de los siguientes parámetros y variables:

3.2.1. Ajustes a la señal de presión filtrada

3.2.1.1. Ajuste de la presión de referencia

Uno de los ajustes necesarios en la señal de presión filtrada, es el ajuste de presión de referencia. En este ajuste se varía el nivel “vertical” de la señal de presión, teniendo en cuenta su valor en el punto de cierre de la válvula de admisión. Este ajuste de nivel de referencia se hace de tal forma que se cumplan las siguientes condiciones:

$$\int_{RCA}^{\theta_{G1}} \dot{Q}_n = \int_{RCA}^{\theta_{G1}} \dot{Q}_w \rightarrow P_{ref1} \quad \text{Ec.137}$$

$$\int_{\theta_{G2}}^{AAE} \dot{Q}_n = \int_{\theta_{G2}}^{AAE} \dot{Q}_w \rightarrow P_{ref2} \quad \text{Ec.138}$$

Dónde \dot{Q}_n y \dot{Q}_w representan a las tasas de calor rechazado real (politrópico) y la tasa de calor estimada a través de la expresión de Woschni [18], [27]. Cabe resaltar que este ajuste deja intacta la tasa de variación de presión [32], ya que únicamente lo que se efectúa en la señal de presión es una simple adición o sustracción de una constante.

Debido a que se generan dos presiones de referencia, para el cálculo de convergencia y ajuste de las demás variables se toma el promediado de las dos, siendo:

$$P_{ref} = \frac{P_{ref1} + P_{ref2}}{2} \quad \text{Ec.139}$$

3.2.1.2. Ajuste de desfase termodinámico

Debido a la existencia de deformaciones en el volumen de cámara de combustión y fugas en la misma a través del fenómeno de *blow-by* presente en el motor, se tiene como consecuencia un desfase entre la señal de presión y volumen en cámara. Dicho de otra forma, este desfase no es más que el que se da entre el punto de máxima presión y el punto de menor volumen en la cámara de combustión, durante el movimiento del mecanismo manivela-biela-pistón en un ensayo de arrastre. En el caso de que no existieran los fenómenos de deformaciones y fugas másicas, los dos puntos previamente coincidirían en el punto muerto superior (PMS), por lo tanto, existiría una simetría perfecta respecto al eje Y, entre la curva de compresión y la curva de expansión, lo cual observando curvas de arrastre se denota que la realidad es otra.

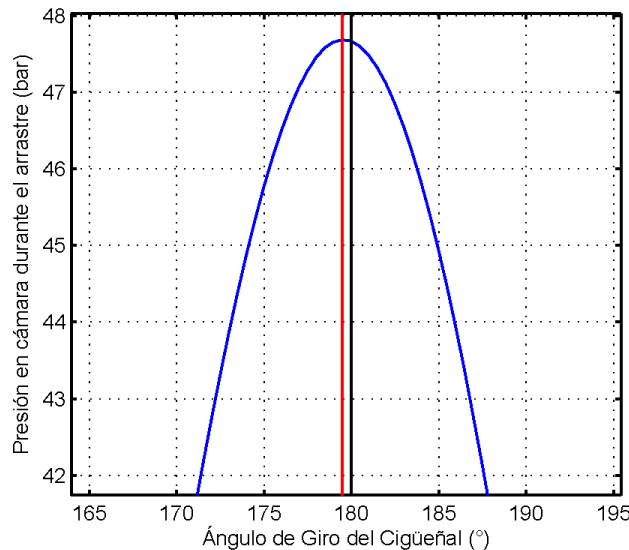


Figura 12: Curva de presión en cámara (Línea Azul), punto de máxima presión (Línea Roja) y ubicación del volumen en el punto muerto superior (Línea Negra continua) para un ensayo de arrastre a 2400 RPM de un motor de encendido por compresión [33]

Para calcular el desfase termodinámico existente entre P_{max} y V_{pms} , basta con utilizar la expresión propuesta por Hohenberg [81]:

$$\alpha_t = \frac{180}{\pi} \left[\frac{\frac{dQ_r}{d\theta}_{P_{max}}}{\left(C_p/R_{gas}\right) * P_{max} * K_1} + \frac{60 * \frac{dm_{bb}}{d\theta}_{P_{max}} * R_{gas} * T_{P_{max}}}{2\pi * RPM * P_{max} * K_1} \right] \quad \text{Ec.140}$$

Donde α_t es el desfase termodinámico calculado en grados [°], $\frac{dQ_r}{d\theta}_{P_{max}}$ es la rata de calor rechazado en el punto de la presión máxima del arrastre en Joules sobre radianes [J/rad], $\frac{dm_{bb}}{d\theta}_{P_{max}}$ es la rata de pérdidas por *blow-by* de la cámara en el punto de presión máxima en kilogramos sobre segundo [kg/s], $T_{P_{max}}$ es la temperatura en el punto de la presión máxima durante el arrastre en Kelvin [K], RPM son las revoluciones por minuto del motor [rev/min] y K_1 es un factor que depende de la geometría del motor que tiene unidades de metros cúbicos sobre radianes cuadrados [m³/rad²] y se calcula de la siguiente forma:

$$K_1 = \frac{\pi \cdot B^2 \cdot (S/2)}{4} \cdot \left(1 + \left[(S/2)/L\right]\right) \quad \text{Ec.141}$$

3.2.2. Ajuste de la relación de compresión

El ajuste de relación de compresión debe garantizar que las tasas de transferencia de calor reales sean iguales a las tasas de transferencia de calor calculadas a través del modelo de Woschni, tal y como se expresa en:

$$Q_{nG1} = Q_{wG1} \rightarrow r_{G1} \quad \text{Ec.142}$$

$$Q_{nG2} = Q_{wG2} \rightarrow r_{G2} \quad \text{Ec.143}$$

Al igual que como sucede con la presión de referencia, se obtienen dos relaciones de compresión al ajustar en dos puntos las tasas de transferencia de calor, por lo tanto, nuevamente para el cálculo iterativo y de convergencia de las demás variables a ajustar se utiliza el valor promedio de las relaciones de compresión calculadas:

$$r = \frac{r_{G1} + r_{G2}}{2} \quad \text{Ec.144}$$

3.2.3. Ajuste de la constante de deformaciones medias

Para el ajuste de este coeficiente, a diferencia de los anteriores parámetros no se tiene en cuenta la transferencia de calor real y calculada en los puntos G, sino más bien los ángulos en donde se dan los valores máximos de estas tasas. Por lo tanto, una vez ajustado el coeficiente de deformaciones medias (K_{def}) se debe cumplir lo siguiente:

$$\theta_{Q_{nmax}} = \theta_{Q_{wmax}} \quad \text{Ec.145}$$

3.2.4. Ajuste constante CW1 modelo de transferencia de calor de Woschni

Cada vez que se cambia un parámetro de los antes mencionados, que afectan tanto a la transferencia de calor real como a la calculada a través del modelo de Woschni, se hace necesario el recálculo de las constantes $CW1$ y $CW2$ del modelo de Woschni de la siguiente forma:

$$C_{W1G1} = \frac{\left[\frac{Q_{nG1}}{0,012 \cdot B^{-0,2} \cdot T_{G1}^{-0,53} \cdot P_{G1}^{0,8} (\sum A_p \cdot (T - T_p))} \right]^{\frac{1}{0,8}} - C_2 \cdot \Delta c_{comb}}{c_m + \frac{c_u}{r_W}} \quad \text{Ec.146}$$

$$C_{W1G2} = \frac{\left[\frac{Q_{nG2}}{0,012 \cdot B^{-0,2} \cdot T_{G2}^{-0,53} \cdot P_{G2}^{0,8} (\sum A_p \cdot (T - T_p))} \right]^{\frac{1}{0,8}} - C_2 \cdot \Delta c_{comb}}{c_m + \frac{c_u}{r_W}} \quad \text{Ec.147}$$

$$r_W = 1,7 \quad \text{Ec.148}$$

$$\Delta c_{comb} = \frac{\forall \cdot T_{RCA}}{P_{RCA} \cdot \forall_{RCA}} \quad \text{Ec.149}$$

$$C_{W1} = \frac{C_{W1G1} + C_{W1G2}}{2} \quad \text{Ec.150}$$

$$C_{W2} = \frac{C_{W1}}{r_W} \quad \text{Ec.151}$$

3.2.5. Cálculo de la masa al cierre de la válvula de admisión y ajuste de Cbb

La masa al momento del cierre de la válvula de admisión se obtiene de la siguiente manera:

$$m_{RCA} = m_a + m_{EGR} + m_{res} - m_{cc} \quad \text{Ec.152}$$

Donde las masas de aire, m_a y de EGR, m_{EGR} por cilindro y ciclo se obtienen a partir de sus medidas experimentales de gastos medios y las masas residual, m_{res} y de cortocircuito, m_{cc} , se calculan mediante el modelo cuasiestacionario descrito en el apartado de renovación de

carga y, a su vez, teniendo en cuenta el modelado de cortocircuito de flujo de válvulas durante el traslape de las mismas, si es que se presenta [105].

En lo que respecta al coeficiente de descarga C_{bb} , este se ajusta teniendo en cuenta la siguiente expresión:

$$C_{bb} = \frac{m_{bb,exp}}{\int_{0^{\circ}}^{720^{\circ}} \left[A_{Cbb} \cdot P_{(\theta)} \cdot \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)RT} \left[\left(\frac{P_{carter}}{P_{(\theta)}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{carter}}{P_{(\theta)}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \right] d\theta} \quad \text{Ec.153}$$

Donde $m_{bb,exp}$ representa la medida experimental de las pérdidas totales másicas a través de fugas por *blow-by*.

3.2.6. Metodología para la caracterización de motores en ensayos de arrastre usando el método de puntos G

Siguiendo lo realizado por Martín [32], la metodología para la caracterización de motores de combustión interna mediante ensayos de arrastre es la siguiente:

- 1- Inicialmente se hace el ajuste de la presión de referencia tal y como se describe en el numeral 3.2.1.1, seguidamente se calculan los valores de $CW1$ y $CW2$ como se describe en el numeral 3.2.4, para posteriormente calcular y ajustar el desfase termodinámico descrito en el numeral 3.2.1.2. Este proceso iterativo se repite hasta que se alcance la convergencia en la presión de referencia.
- 2- Posteriormente, siguiendo con lo enunciado en el numeral 3.2.5, se procede con el cálculo y ajuste de la masa al cierre de la admisión y del coeficiente de descarga *blow-by*.
- 3- A continuación, se pasa al ajuste de la relación de compresión tal y como se enuncia en la sección 3.2.2. Al igual que como pasa con el ajuste de la presión de referencia, en este paso nuevamente se calculan los coeficientes del modelo de transferencia de calor de Woschni $CW1$ y $CW2$, siguiendo lo descrito en la sección 3.2.4 para proceder al cálculo del desfase termodinámico, como se describió en la sección 3.2.1.2.
- 4- Como siguiente paso, se ajusta el coeficiente de deformaciones medias siguiendo lo representado en la sección 3.2.3. Ajustado este coeficiente, se ajustan nuevamente $CW1$, $CW2$ y el desfase termodinámico, de la misma manera que se hizo el ajuste de la relación de compresión y de la presión de referencia.
- 5- Por último, se comparan los valores iniciales de las variables con los valores ajustados. Si la diferencia no supera una tolerancia determinada, se da por finalizado el proceso, de lo contrario se vuelven a repetir los pasos del 1 al 4 de esta metodología.

Cabe resaltar que esta metodología propuesta por Martín [32] solo tiene en cuenta deformaciones debidas a la presión en cámara y fuerzas inerciales, lo cual es diferente a lo planteado en este trabajo. Utilizando esta metodología se encontró que al considerar

deformaciones térmicas y de película lubricante, la metodología anteriormente descrita cambia de tal forma que se elimina el paso número 4 y se pasa a calcular y ajustar la constante de deformaciones medias, al mismo tiempo que se calcula y ajusta la relación de compresión. Esto es debido a que las deformaciones influenciadas por el valor de este parámetro ya no son las únicas existentes, sino también aquellas que son afectadas por la temperatura del lubricante (deformaciones por holguras) o por la temperatura de componentes del sistema manivela-biela-pistón (dilatación térmica), lo cual tiene como consecuencia que el efecto de la constante de deformaciones medias sobre la curva de liberación de calor de un motor de combustión interna, sea similar al que presenta la relación de compresión, solo que esta última tiene un mayor peso que el coeficiente de deformaciones medias [32].

3.3. MÉTODO POR OPTIMIZACIÓN MULTIVARIADA

Este método, a diferencia del anteriormente descrito, ajusta todas las variables antes mencionadas de manera simultánea, utilizando un método de optimización multivariada derivado del método de Newton:

$$F(\mathbf{x}_{k+1}) = F(\mathbf{x}_k + \Delta\mathbf{x}_k) \approx F(\mathbf{x}_k) + \mathbf{g}_k^T \Delta\mathbf{x}_k + \frac{1}{2} \Delta\mathbf{x}_k^T \mathbf{A}_k \Delta\mathbf{x}_k \quad \text{Ec.154}$$

Al tomar el gradiente de esta aproximación con respecto a $\Delta\mathbf{x}_k$ y hacerla igual a cero, se tiene que el siguiente punto es:

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{x}_k - \mathbf{A}_k^{-1} \mathbf{g}_k \quad \text{Ec.155}$$

En el caso particular de este trabajo, la variable X es la tasa de liberación de calor (DFQL), la cual utilizando los parámetros descritos en la metodología anterior, se minimiza hasta que esta sea lo más cercana a cero.

$$DFQL = P \cdot \frac{dV}{d\theta} + m \cdot C_v \cdot \frac{dT}{d\theta} + \frac{dQ_r}{d\theta} + \frac{dm_{bb}}{d\theta} \cdot R_{gas} \cdot T \quad \text{Ec.156}$$

Este método, al ser más simple que el anterior, facilita mucho los cálculos y el proceso iterativo, pero posee la debilidad de que, si no se restringen de forma correcta los límites de los parámetros a ajustar durante este proceso, se puede incurrir en serios errores a la hora de la estimación, a pesar de que se cumpla con el objetivo de minimizar hasta llevar a cero a la tasa de liberación de calor. Por esta razón, basado en los estudios previos de Martín [32] y en los propios desarrollados durante este trabajo, se establecieron los siguientes límites:

Tabla 10. Límites de los parámetros a ajustar durante la caracterización de motores de combustión interna a través del método de optimización multivariada

Variable	Límite inferior	Límite superior
Relación de compresión (\sim)	$r_G - 2$	$r_G + 2$
Constante de deformaciones media (\sim)	1	5
Coefficiente CWI (\sim)	1	15
Nivel de presión de referencia (kPa)	$P_{RCA} - 50kpa$	$P_{RCA} + 50kpa$
Masa al cierre de la admisión (kg)	$m_{RCA} \cdot 0,99$	$m_{RCA} \cdot 1,01$
Desfase termodinámico ($^\circ$)	-3°	$+3^\circ$

3.4. RESULTADOS MÉTODO OPTIMIZACIÓN MULTIVARIADA

Debido a que lo desarrollado en esta sección del trabajo aplica tanto para motores de combustión interna de encendido provocado, como para motores de combustión interna de encendido por compresión, se evaluaron distintos motores en ensayos de arrastres a diferentes regímenes de giro. A continuación, se muestra un resumen de algunos de los parámetros de entrada y de los parámetros de salida de ensayos de arrastre caracterizados a través del método de optimización multivariada:

Tabla 11. Resumen de resultados caracterización de motores en ensayos de arrastre a través del método de optimización multivariada

Resumen de resultados caracterización de ensayos de arrastre: Método de optimización multivariada											
Motor	r_g (\sim)	RPM	B (m)	S (m)	B/S (\sim)	r	k_{def}	C_{W1}	EDP (kPa)	m_{RCA} (g)	Desfase ($^\circ$)
MEC	16,7	1000	0,086	0,094	0,915	17,289	3,405	3,160	11,278	0,59309	0,6655
MEC	16,7	1700	0,086	0,094	0,915	17,358	2,757	2,256	10,692	0,53800	0,5349
MEC	16,7	2400	0,086	0,094	0,915	17,326	2,453	2,067	12,585	0,52100	0,4714
MEC	17,5	1500	0,082	0,0904	0,907	16,342	3,286	3,002	7,871	0,64600	0,5886
MEC	17,5	2000	0,082	0,0904	0,907	16,357	3,102	2,796	9,904	0,66300	0,5354
MEC	17,5	3000	0,082	0,0904	0,907	16,221	2,690	2,634	15,625	0,67300	0,4828
MEP	12	3000	0,096	0,0621	1,546	11,847	2,327	8,479	-26,883	0,48875	0,9432
MEP	8,5	800	0,086	0,086	1,000	8,179	3,051	3,319	-9,813	0,40729	1,0591
MEP	10,35	600	0,079	0,0813	0,972	10,533	2,193	10,336	20,638	0,40729	1,8253
MEP	10,35	1000	0,079	0,0813	0,972	10,268	2,297	1,791	6,642	0,39915	0,4822
MEP	10,35	1400	0,079	0,0813	0,972	10,282	2,303	1,741	6,673	0,38285	0,4759

Para los motores de encendido por compresión pueden consultarse datos adicionales en las siguientes referencias [33], [122], mientras que para los motores de encendido provocado se tienen las siguientes referencias [52], [106], [123], [124].

De los resultados obtenidos y resumidos en la Tabla 11 se pudieron obtener regresiones estadísticas, que permiten conocer el valor de los parámetros de salida de una caracterización de motores durante ensayos de arrastre, más específicamente de la relación de compresión real, la constante de deformaciones media, la constante CWI y el desfase termodinámico para

cada tipo de motor según su tipo de encendido de combustible. Las regresiones antes mencionadas se muestran a continuación:

Regresiones para motores de encendido por compresión

$$r = a_{10} + a_{1r} \cdot r_G + b_{1r} \cdot RPM \quad \text{Ec.157}$$

$$k_{def} = a_{20} + a_{2r} \cdot r_G + b_{2r} \cdot RPM \quad \text{Ec.158}$$

$$C_{W1} = a_{30} + a_{3r} \cdot k_{def} \quad \text{Ec.159}$$

$$\alpha_t = a_{40} + a_{4r} \cdot r_G + b_{4r} \cdot k_{def} \quad \text{Ec.160}$$

Regresiones para motores de encendido provocado

$$r = a_{50} + a_{5r} \cdot r_G + b_{5r} \cdot RPM \quad \text{Ec.161}$$

$$k_{def} = a_{20} + a_{2r} \cdot r_G + b_{2r} \cdot RPM \quad \text{Ec.162}$$

$$C_{W1} = a_{30} + a_{3r} \cdot r \quad \text{Ec.163}$$

$$\alpha_t = a_{40} + a_{4r} \cdot r_G \quad \text{Ec.164}$$

En lo que respecta a la capacidad de predicción de estas regresiones, se encontró que es bastante buena, ya que las regresiones que permiten estimar la relación de compresión real arrojaron una suma de cuadrados del error de magnitud cercana a cero (0,01078). De igual manera, las regresiones que permiten estimar el coeficiente de deformaciones media, la constante CWI y el desfase termodinámico, también presentan sumas de cuadrados del error cercanas a cero (siendo el valor más alto de 0,1077). Los apartados estadísticos de las regresiones aquí mostradas pueden encontrarse en la sección de anexos.

3.5. CONCLUSIONES

A partir de los trabajos de caracterización de motores de combustión interna anteriores se desarrolló una nueva metodología de caracterización. Esta nueva metodología solo requiere un paso para la obtención de los parámetros requeridos en este proceso. Además, se obtuvo una aproximación para una caracterización general de motores de combustión interna que no requiere de ningún tipo de metodología, sino únicamente de parámetros geométricos del

motor. Esta aproximación puede ser mejorada a través de la recopilación de más caracterizaciones a través del método de optimización multivariada.

4. MODELO TERMODINÁMICO DE PREDICCIÓN PRESIÓN EN CÁMARA PARA MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO

4.1. INTRODUCCIÓN

Teniendo en cuenta lo planteado en la sección 2.1, esta sección trata acerca del modelo de predicción de presión en cámara, el cual al igual que el modelo de diagnóstico de combustión, será un modelo cuasi-dimensional de dos zonas (zona de quemados y zona de no quemados), en el cual se tendrán en cuenta deformaciones en volumen en cámara de combustión generadas por la presión en cámara de combustión, los efectos inerciales que sufre el mecanismo manivela-biela-pistón, la dilatación térmica que sufren el pistón en su diámetro y la biela en su longitud y por las holguras presentes en las uniones del mecanismo manivela-biela-pistón. Cabe resaltar que este modelo a su vez gozará, aunque de forma limitada, de la capacidad de predecir condiciones operacionales a través de métodos de interpolación propuestos.

4.2. CONSIDERACIONES DEL MODELO

Las consideraciones generales del modelo predictivo son prácticamente iguales a las de un modelo de diagnóstico, ya que, como se dijo previamente [32], estos modelos comparten cierto grado de “simetría”. La diferencia entre estos dos modelos radica en los datos de entrada, tal y como se enuncia a continuación:

1) Los datos de entrada se toman a partir de una previa caracterización del motor y de su respectivo diagnóstico de combustión: En caso de no cumplirse este supuesto, el modelo, a pesar de tener robustez debido al alto grado de detalle de sus sub-modelos de transferencia de calor y de deformaciones, no será capaz de “predecir” de forma correcta el comportamiento termodinámico del motor.

2) La estimación de la temperatura promedio en cámara durante la fase de expansión y compresión del ciclo cerrado se hará por medio de relaciones politrópicas: Este supuesto garantiza una alta precisión a la hora de estimar comportamientos termodinámicos del ciclo cerrado fuera de la etapa de combustión. Los valores del exponente politrópico pueden rondar entre 1,25 y 1,4 para la fase de compresión [32] y entre 1,2 y 1,4 para la fase de expansión.

Es necesario destacar que, tal como se mencionó anteriormente, los modelos y expresiones requeridas para el modelo de diagnóstico son esencialmente los mismos que se requieren para el modelo predictivo, debido a esto, en este capítulo solo se enunciarán las expresiones en las que se presenten cambios significativos entre uno y otro modelo.

4.3. CÁLCULO DE LA LIBERACIÓN DE CALOR EN CÁMARA Y DE LA TASA DE LIBERACIÓN DE CALOR EN CÁMARA

Siguiendo lo enunciado en las secciones 2.5.7 y 2.5.8, la estimación de la liberación de calor y su respectiva tasa para los cálculos internos del modelo predictivo es la siguiente:

$$FQL_{pred} = m_{fuel0} \cdot FQL_{ad-cal} \quad \text{Ec.165}$$

$$DFQL_{pred} = m_{fuel0} \cdot DFQL_{ad-cal} \quad \text{Ec.166}$$

4.4. CÁLCULO DE LA TEMPERATURA Y PRESIÓN EN CÁMARA

4.4.1. FASE DE COMPRESIÓN

Tomando como referencia lo enunciado en la sección 4.2, la temperatura se calculará de forma directa a través de cambios de estado de procesos politrópicos como se muestra a continuación:

$$T_i = T_{i-1} \left(\frac{V_{i-1}}{V_i} \right)^{n_{comp}-1} \quad \text{Ec.167}$$

Una vez calculada la temperatura promedio en cámara se procede con el cálculo de la presión en cámara a través de la ecuación de gas ideal [51]:

$$P = \frac{m_c \cdot R \cdot T}{V} \quad \text{Ec.168}$$

4.4.2. Fase de expansión

De forma parecida a como se enunció en la fase de compresión, el cálculo de nuevos estados termodinámicos se hace a través de cambios de estado politrópicos en combinación de la ecuación de gas ideal:

$$P_i = P_{i-1} \left(\frac{V_{i-1}}{V_i} \right)^{n_{exp}} \quad \text{Ec.169}$$

$$T = \frac{P \cdot V}{m_c \cdot R} \quad \text{Ec.170}$$

4.4.3. Fase de combustión

En esta etapa del ciclo cerrado se acude a la estimación de la presión en cámara de la siguiente forma:

$$P_i = P_{i-1} + (\dot{P}_{ad\ i-1})(P_{RCA}) \quad \text{Ec.171}$$

Una vez obtenida la presión, el proceso de cálculo para el resto de las variables termodinámicas se hace similar al proceso de diagnóstico.

4.5. CÁLCULO DE PARÁMETROS INDICADOS Y EFECTIVOS

En lo que concierne al cálculo de estos parámetros, se hace uso de las mismas ecuaciones citadas en el apartado 2.5.9, salvo que en la esta sección actual los parámetros efectivos se calculan restando a los parámetros indicados las pérdidas mecánicas estimadas en el diagnóstico de la combustión.

4.6. CÁLCULO DE INTERPOLACIÓN DE VARIABLES Y PARÁMETROS OPERACIONALES

La predicción de variables operacionales, tales como la presión en cámara a través del método de interpolación solo pueden ser posible bajo las siguientes condiciones:

- Las curvas a través de las cuales se predecirá, con el método de interpolación, la curva deseada a un determinado punto de operación, deben estar en un mismo régimen de operación (en el caso de que se quieran estimar cargas parciales), o estar a un mismo porcentaje de carga (en el caso de que quiera estudiar el comportamiento a plena carga del motor a distintos regímenes de giro).
- En caso de que el motor sea de inyección directa, las curvas a las cuales se les va a aplicar el método de interpolación deben tener similares condiciones de inyección, principalmente el ángulo de inicio de esta y a su vez el ángulo de encendido de la chispa debe ser similar. En el caso de que el motor sea del tipo de inyección indirecta (el combustible se inyecta durante la renovación de carga y entra en conjunto al cilindro con el aire fresco de admisión) basta con que se cumpla que el ángulo de encendido de la chispa sea similar.
- Únicamente se puede aplicar el método en caso de que se tenga una única inyección, para el caso de múltiples inyecciones se deben interpolar los parámetros operacionales y de ahí simular el ciclo deseado.

Teniendo en cuenta las restricciones anteriores, para la interpolación de variables operacionales se tiene la siguiente ecuación:

$$Var_{i,j} = Var_{i-1,j} + \frac{(Param_i - Param_{i-1})(Var_{i+1,j} - Var_{i-1,j})}{Param_{i+1} - Param_{i-1}} \quad Ec.172$$

Donde $Var_{i,j}$ representa la variable operacional a estimar en la condición del parámetro operacional i , es decir, $Param_i$ (sea régimen de giro o porcentaje de carga) en el ángulo de giro j . Esto permite la estimación de la variable operacional a lo largo del ciclo cerrado de operación. Un ejemplo de la ecuación anterior es el siguiente:

$$P_{3500RPM,\theta} = P_{3000RPM,\theta} + \frac{(3500 - 3000)(P_{4000RPM,\theta} - P_{3000RPM,\theta})}{4000 - 3000} \quad Ec.173$$

Finalmente, para los parámetros operacionales se tiene una ecuación similar a la anterior, con la diferencia de que los parámetros al ser un único valor, no se requieren hacer a lo largo de todo el ciclo cerrado.

$$Param_{i,j} = Param_{i-1,j-1} + \frac{(Param_i - Param_{i-1})(Param_{i+1,j+1} - Param_{i-1,j-1})}{Param_{i+1} - Param_{i-1}} \quad Ec.174$$

$Param_{i,j}$ representa el parámetro desconocido a estimar en la condición i,j asociada al parámetro operacional conocido $Param_i$. A continuación, se muestra un ejemplo aplicado a la presión media efectiva, bajo condiciones de 100% de carga:

$$PME_{3500,100} = PME_{3000,100} + \frac{(3500 - 3000)(PME_{4000,100} - PME_{3000,100})}{4000 - 3000} \quad \text{Ec.175}$$

4.7. VALIDACIÓN MODELO TERMODINÁMICO DE PREDICCIÓN DE PRESIÓN EN CÁMARA

En las figuras 13a y 13b, se muestra la comparativa entre la presión en cámara real y la predicha por el modelo de predicción en cámara propuesto en este trabajo, para los ensayos de combustión diagnosticados en el capítulo 2 ya mencionados.

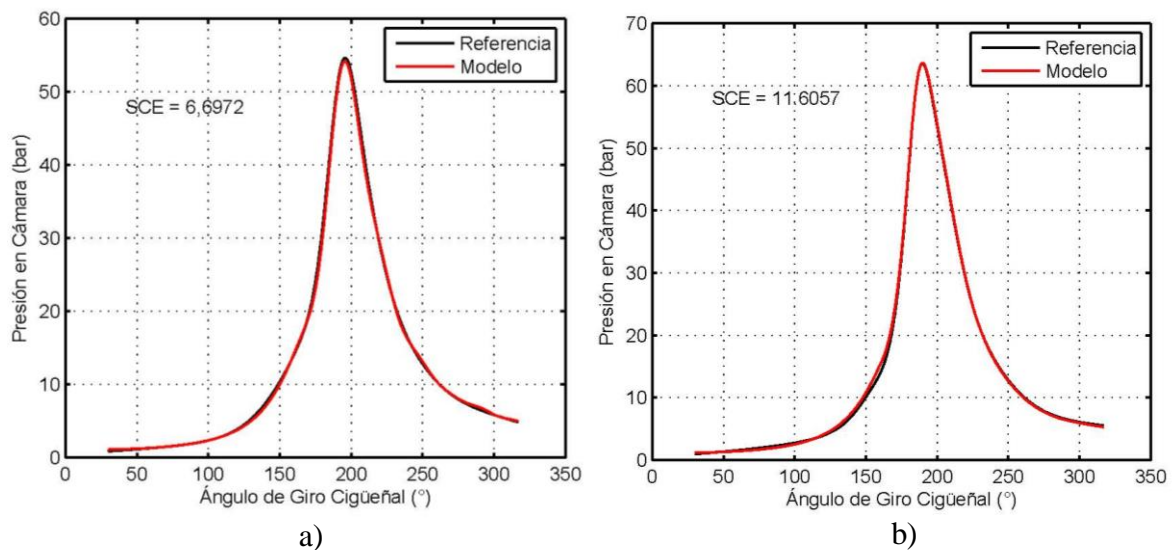


Figura 13: Validación de presión en cámara del motor de estudio en plena carga
a) 3000 RPM, b) 4000 RPM.

Para el primer ensayo de combustión (Figura 13a) se evidencia la alta precisión del modelo a la hora representar el comportamiento termodinámico de la presión en cámara de combustión. Las diferencias en la zona de compresión y de expansión de las curvas puede deberse al alto ruido existente en la curva de presión real. En la predicción de este ensayo se alcanzó una suma de cuadrados de errores estandarizados cercana a 6,6972, lo cual reafirma lo mostrado por la figura 13a.

Para el ensayo de plena carga a 4000 RPM, al igual que en el ensayo de combustión anterior, se destaca la alta capacidad que tiene el modelo a la hora de predecir la presión en cámara de combustión. Las principales discrepancias entre la curva real y la predicha radican en la zona cercana al encendido de la chispa, al igual que en el ensayo de combustión mostrado en la figura 13a, lo cual puede deberse al alto ruido que se tiene en la señal de presión. En este ensayo se tuvo una suma de cuadrados del error estandarizado de valor cercano a 11,6057, lo

cual muestra que el modelo se comportó de forma aceptable, pero presenta discrepancias en la predicción de la presión en cámara en ciertas zonas del ciclo cerrado.

Por otro lado, también fueron efectuadas validaciones de predicción de presión en cámara para el motor Waukesha alimentado con gas de síntesis, descrito en [125]. Las figuras asociadas a dichas validaciones pueden encontrarse en la sección de anexos.

4.8. VALIDACIÓN Y ESTIMACIÓN DE PARÁMETROS OPERACIONALES

En las tablas 12 y 13 se presenta una comparación de los parámetros indicados obtenidos del modelo de diagnóstico, con respecto a los estimados a través del modelo predictivo, para los dos ensayos de combustión estudiados. Se evidencia una alta precisión del modelo predictivo a la hora de estimar estos parámetros, ya que el máximo error registrado de dichas estimaciones no es mayor al 4,3 % de error. Lo anterior puede constatare con las figuras 14a y 14b.

Tabla 12. Parámetros indicados predichos ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM

Variables	Unidades	Valor modelo diagnóstico	Valor modelo predictivo	% Error
W_{in}	kJ	0,4892	0,4907	0,307
PMI	bar	11,0944	11,1276	0,299
\dot{W}_{in}	kW	48,921	49,0675	0,299
n_{in}	(\sim)	0,3715	0,3764	1,319
gf_{in}	$g/kW \cdot h$	224,7092	221,7861	1,301
T_{in}	$N \cdot m$	155,7212	156,1867	0,299

Tabla 13. Parámetros indicados predichos ensayo de combustión plena carga a 4000 RPM

Variable	Unidades	Valor modelo diagnostico	Valor modelo predictivo	% Error
W_{in}	kJ	0,4974	0,4904	1,407
PMI	bar	11,2796	11,1222	1,395
\dot{W}_{in}	kW	66,3171	65,3917	1,395
n_{in}	(\sim)	0,3447	0,3433	0,406
gf_{in}	$g/kW \cdot h$	242,1766	243,1675	0,406
T_{in}	$N \cdot m$	158,3205	156,1112	1,395

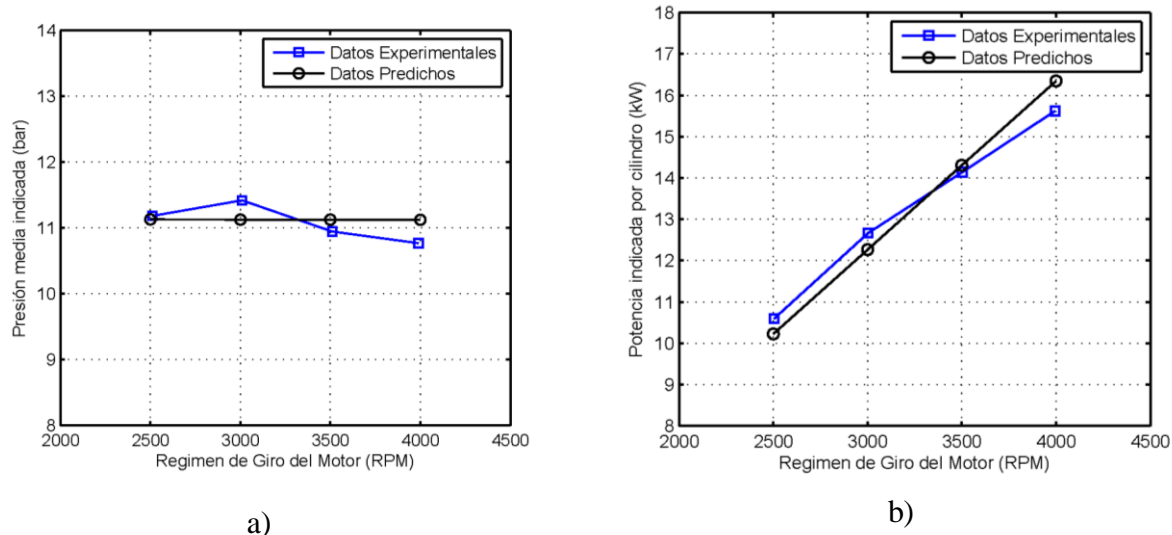


Figura 14. Comparación de datos predichos vs. datos experimentales

a) Presión media indicada vs. régimen de giro del motor, b) Potencia indicada por cilindro vs. régimen de giro del motor.

Para los parámetros efectivos, como era de esperarse, con base en lo obtenido de los parámetros indicados, los resultados del modelo predictivo son aceptables, ya que al igual que en la comparativa de parámetros indicados, los errores de predicción no son superiores al 4.3%, lo cual concuerda con las predicciones de torque resaltadas en la figura 15.

Tabla 14. Parámetros efectivos predichos ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM

Variables	Unidades	Valor modelo diagnóstico	Valor modelo predictivo	% Error
W_{efec}	kJ	0,4386	0,4400	0,319
PME	bar	9,9457	9,9789	0,334
\dot{W}_{efec}	kW	43,8560	44,002	0,333
n_{efec}	(\sim)	0,3331	0,3376	1,351
gf_{efec}	$g/kW \cdot h$	250,6628	247,3169	1,335
T_{efec}	$N \cdot m$	139,5979	140,0634	0,333

Tabla 15. Parámetros efectivos predichos ensayo de combustión plena carga a 4000 RPM

Variable	Unidades	Valor modelo diagnóstico	Valor modelo predictivo	% Error
W_{efec}	kJ	0,4449	0,4379	1,573
PME	bar	10,0888	9,9314	1,560
\dot{W}_{efec}	kW	59,3162	58,3908	1,560
n_{efec}	(\sim)	0,3083	0,3066	0,551
gf_{efec}	$g/kW \cdot h$	270,7601	272,3228	0,577

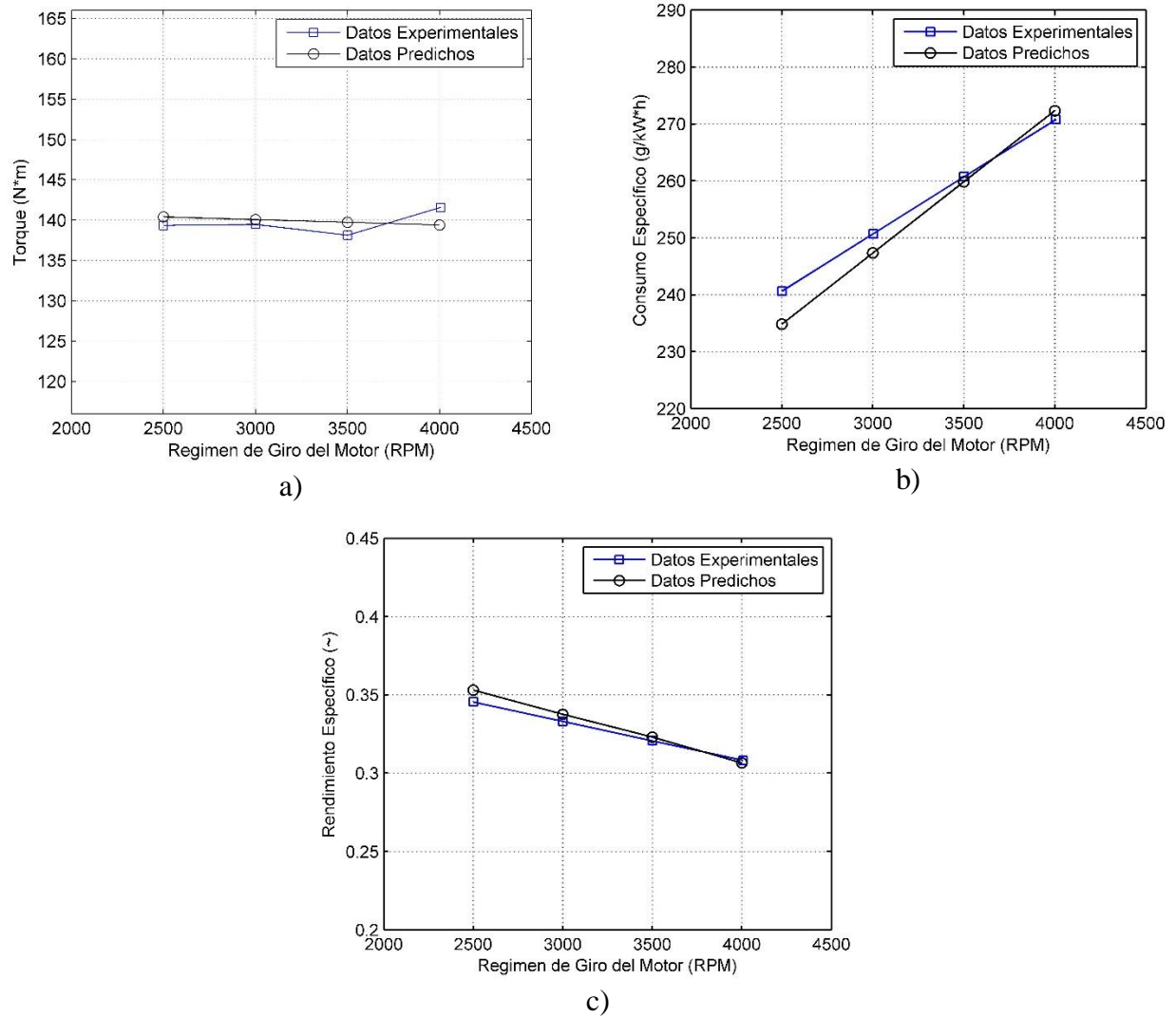


Figura 15. Comparación de datos predichos vs. datos experimentales a) Torque vs. régimen de giro del motor b) Consumo específico vs. régimen de giro del motor c) Rendimiento específico vs. régimen de giro del motor

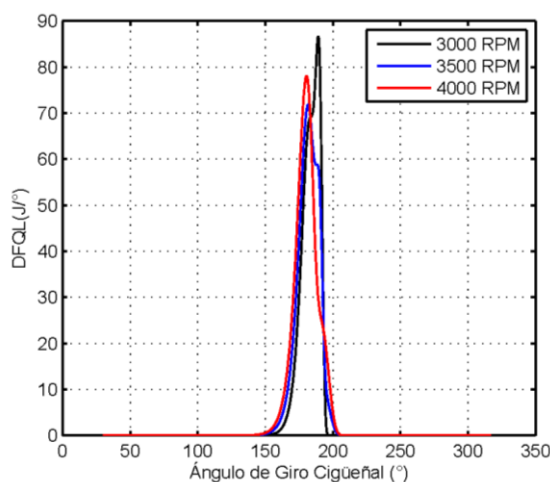
Teniendo en cuenta lo anterior, se concluye que el modelo predictivo tiene un correcto funcionamiento, que permite estimar comportamientos termodinámicos dentro de la cámara de combustión y a su vez parámetros operacionales asociados a la evaluación del desempeño de un motor de combustión interna por encendido provocado.

4.9. INTERPOLACIÓN MODELO PREDICTIVO

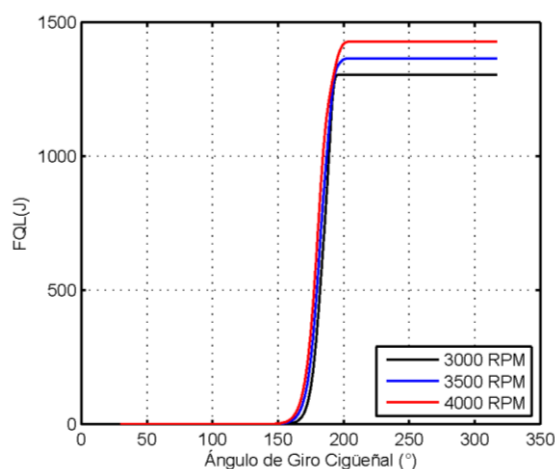
Considerando la validación del modelo predictivo, se procede a la generación de resultados a través del modelo de interpolación. Estos resultados se dividen en dos partes, en la primera se presenta la predicción de variables operacionales a través del método de interpolación (Sección 4.9.1) y en la segunda se presentan los resultados de los parámetros operacionales a partir de las variables operacionales anteriormente interpoladas (Sección 4.9.2).

4.9.1. Variables operacionales

En las figuras 16a y 16b, se pueden observar los comportamientos de la liberación de calor en cámara y su tasa de los dos ensayos de combustión predichos (curvas negras y rojas) y del ensayo predicho a través del método de interpolación (curvas azules, ensayo 3500 RPM). Se puede observar que para el caso predicho por el método de interpolación hay variaciones en el inicio y finalización de la combustión, por lo tanto es de esperarse que el ensayo real además de tener variaciones en parámetros operacionales como la cantidad de combustible inyectado, también puede que el avance de encendido de la chispa se vea afectado, ya que como se registran en las referencias este puede ser variado en un determinado rango en función de los requerimientos del motor [79], [126].



a)



b)

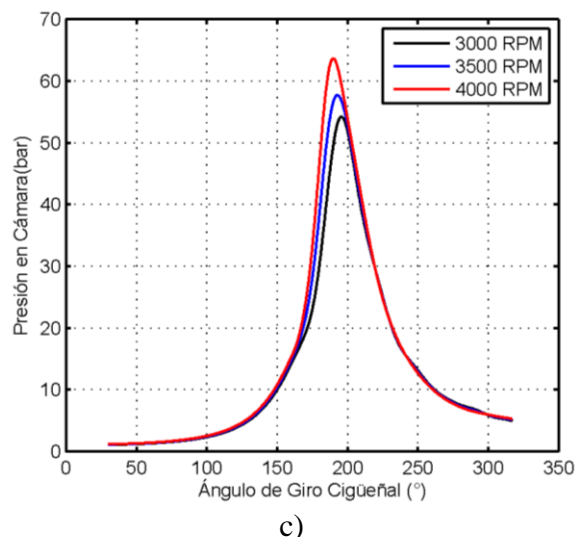


Figura 16. Método de interpolación a 3500 RPM a) Predicción de la tasa de liberación de calor, b) Predicción de la liberación de calor en cámara, c) Predicción de presión en cámara

Respecto a la presión en cámara se puede apreciar en la curva predicha a través del modelo de interpolación (curva azul Figura 16c) el efecto descrito correspondiente a la variación del avance de la chispa en el análisis de las curvas de liberación de calor y tasa de liberación de calor, a su vez su comportamiento es acorde a lo que podría esperarse únicamente observando las anteriores curvas.

4.9.2. Predicción de parámetros operacionales

En lo que atañe a la predicción de parámetros operacionales, a través del método de interpolación, las tablas 16 y 17 muestran que el máximo error registrado en la estimación de estos parámetros fue cercano al 1%, lo cual demuestra que, a pesar de existir errores de predicción en los pasos previos a la interpolación, la propagación de estos no es tan grande y no afecta de en gran medida la predicción final del modelo de interpolación.

Tabla 16. Parámetros indicados ensayo de combustión plena carga a 3500 RPM predichos a través del método de interpolación

Variables	Unidades	Valor real	Valor modelo predictivo	% Error
W_{in}	kJ	0,4933	0,4906	0,557
PMI	bar	11,0944	11,1249	0,555
\dot{W}_{in}	kW	57,6191	57,2296	0,676
n_{in}	(~)	0,3581	0,3599	0,489
gf_{in}	$g/kW \cdot h$	233,4429	232,4768	0,414
T_{in}	$N \cdot m$	157,0209	156,15045	0,555

Tabla 17. Parámetros efectivos ensayo de combustión plena carga a 3500 RPM predichos a través del método de interpolación

Variables	Unidades	Valor real	Valor modelo predictivo	% Error
W_{efec}	kJ	0,4418	0,4390	0,634
PME	bar	10,0173	9,9552	0,620
\dot{W}_{efec}	kW	51,5861	51,1964	0,755
n_{efec}	(\sim)	0,3207	0,3221	0,437
gf_{efec}	$g/kW \cdot h$	260,7115	259,8199	0,342
T_{efec}	$N \cdot m$	140,6025	139,7306	0,620

Las tablas 18 y 19 presentan los resultados de un ensayo obtenido a partir de una extrapolación de datos, con el fin de evaluar la posible predicción de parámetros operacionales a través de la extrapolación. Los resultados muestran que es factible la extrapolación de datos, ya que en la mayoría de variables operacionales se obtuvieron porcentajes de error inferiores al 1%. Lo anterior es un claro indicativo que la extrapolación es útil para predecir parámetros operacionales en los cuales no se vea involucrada la cantidad de combustible consumida por el motor.

Tabla 18. Parámetros indicados ensayo de combustión plena carga a 2500 RPM predichos a través del método de interpolación

Variables	Unidades	Valor real	Valor modelo predictivo	% Error
W_{in}	kJ	0,4851	0,4909	1,185
PMI	bar	11,0018	11,1303	1,168
\dot{W}_{in}	kW	40,2230	40,9054	1,697
n_{in}	(\sim)	0,3849	0,3930	2,091
gf_{in}	$g/kW \cdot h$	215,9755	211,0954	2,260
T_{in}	$N \cdot m$	154,4216	156,2245	1,168

Tabla 19. Parámetros efectivos ensayo de combustión plena carga a 2500 RPM predichos a través del método de interpolación

Variables	Unidades	Valor real	Valor modelo predictivo	% Error
W_{efec}	kJ	0,4355	0,4411	1,286
PME	bar	9,8742	10,0027	1,301
\dot{W}_{efec}	kW	36,1259	36,8076	1,887
n_{efec}	(\sim)	0,3455	0,3531	2,200
gf_{efec}	$g/kW \cdot h$	240,6142	234,8140	2,411
T_{efec}	$N \cdot m$	138,5934	140,3963	1,301

4.10. CONCLUSIONES

Se desarrolló un nuevo método para la predicción de parámetros operacionales, que permite la estimación de variables termodinámicas y parámetros operacionales de ensayos de combustión desconocidos, siempre y cuando, previamente se posean dos ensayos de combustión caracterizados, que deben ser a igual régimen o a igual carga. El método descrito anteriormente presentó excelentes resultados, tal como se pudo evidenciar en los resultados. A pesar de ello, dicho método presenta limitaciones a la hora de ser usado, tal como se menciona en la sección 4.6, por lo que, bajo condiciones distintas a las mencionadas en la sección previamente citada, no se garantiza el correcto comportamiento de este método. Por lo anterior, para condiciones anormales en las que no se usa el método, se recomienda la ejecución de pruebas y su validación, en caso de querer utilizar y mejorar el mismo.

5. ESTUDIO DE SENSIBILIDAD

5.1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se mostrarán los efectos que tienen distintos componentes de los sub-modelos de deformaciones, transferencia de calor y otros parámetros operacionales sobre los resultados termodinámicos de ensayos de arrastre y de combustión. Para el caso de los ensayos de combustión se utilizará el modelo de diagnóstico para hacer el estudio de sensibilidad, inicialmente se mostrará el efecto que tienen las distintas consideraciones de deformaciones sobre variables como la tasa de liberación de calor, la liberación de calor en cámara y el volumen en cámara de combustión (Sección 5.2). Seguidamente se hacen variar

en determinados rangos los siguientes parámetros: relación de compresión, constante de deformaciones medias, constante *CWI* y masa al cierre de la admisión.

De la manera descrita se podrá ver que parámetros del tipo caracterizables tienen más peso sobre el diagnóstico de la combustión. Nuevamente se tomarán los parámetros mencionados y, además, se agregará el nivel de presión de referencia para un análisis de sensibilidad en ensayos de arrastre de motores de combustión interna.

Este estudio se realizará con el fin de mostrar qué parámetros, de los que se caracterizan durante estos ensayos, tienen mayor o menor peso en el proceso de caracterización del motor. Posteriormente se estudiarán los efectos que tiene el régimen giro sobre las deformaciones, ya que como se pudo observar en la sección 2.5.2, este se utiliza para la estimación de deformaciones como las presentadas debido a efectos inerciales y por holguras.

Finalmente, se realiza un estudio de sensibilidad para la predicción de parámetros operacionales, haciendo variar nuevamente en determinados rangos los parámetros caracterizables enunciados en el estudio de sensibilidad del diagnóstico de la combustión.

5.2. Efectos de las deformaciones consideradas

5.2.1. Efectos de las deformaciones consideradas sobre la tasa de liberación de calor

Al analizar las figuras 17a y 17b se puede resaltar que las deformaciones sí tienen un efecto notorio sobre la curva de la tasa de liberación de calor. Al observar la figura 17a, el efecto más significativo sería el de no considerar ningún tipo de deformaciones exceptuando las producidas por holguras, lo cual concuerda con la registrado en la tabla 17 de sumas de cuadrados del error. La condición que menor efecto negativo tiene sobre la tasa de liberación de calor es la de considerar únicamente las deformaciones generadas por efectos de presión en cámara y fuerzas inerciales.

Tabla 20. Suma de errores cuadrados de las distintas condiciones de estimación de la tasa de liberación de calor

Suma de errores cuadrados de la estimación de la DFQL				
Ideal	Presión y efectos inerciales	Sin holguras	Solo holguras	Sin efectos térmicos
7,943	0,00001	0,0173	8,511	0,017

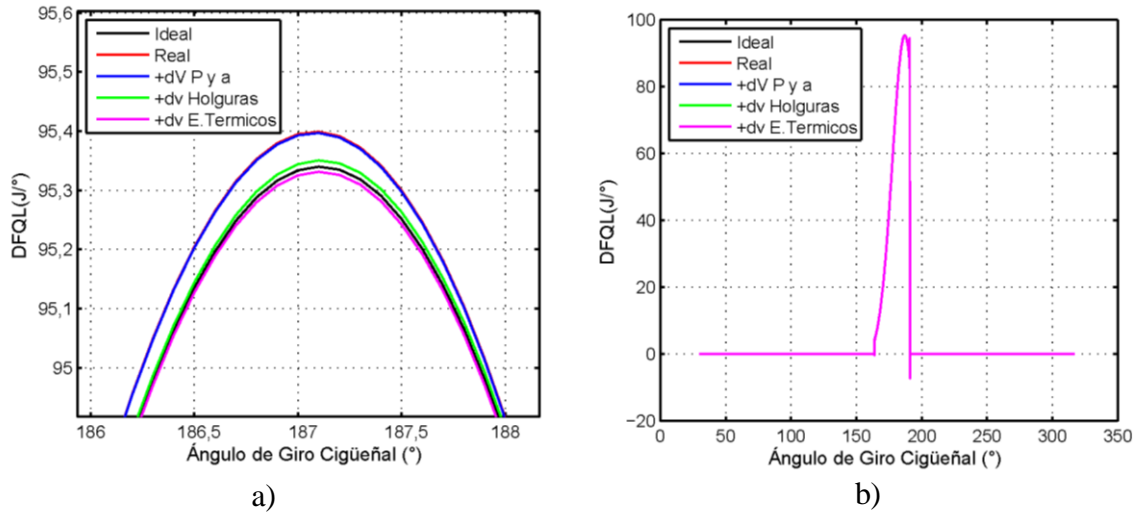


Figura 17. Efectos de las deformaciones sobre la tasa de liberación de calor del ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM, a) Cercanías del punto máximo de la misma b) A lo largo del ciclo cerrado

5.2.2. Efectos de las deformaciones sobre la liberación de calor en cámara

En la liberación de calor se puede denotar, a través de la figura 18a, que el no considerar deformaciones en cámara a excepción de las originadas por holguras, genera el mayor impacto negativo sobre la variable analizada en esta sección; lo cual coincide con lo encontrado en el análisis de la suma de cuadrados del error resumido en la Tabla 21, en donde la condición de solo considerar deformaciones por holguras en el volumen de la cámara de combustión, también va a la cabeza en cuestión de efectos negativos. En este apartado le sigue el no considerar deformaciones de ningún tipo y la condición que genera menor impacto negativo sobre la liberación de calor siguiendo el análisis de las sumas de cuadrados, es el cálculo del volumen en cámara sin considerar holguras.

Tabla 21. Suma de errores cuadrados de las distintas condiciones de estimación de la liberación de calor

Suma de errores cuadrados de la estimación de la FQL				
Ideal	Presión y efectos inerciales	Sin holguras	Solo holguras	Sin efectos térmicos
260	0,005	1,29	297	1,324

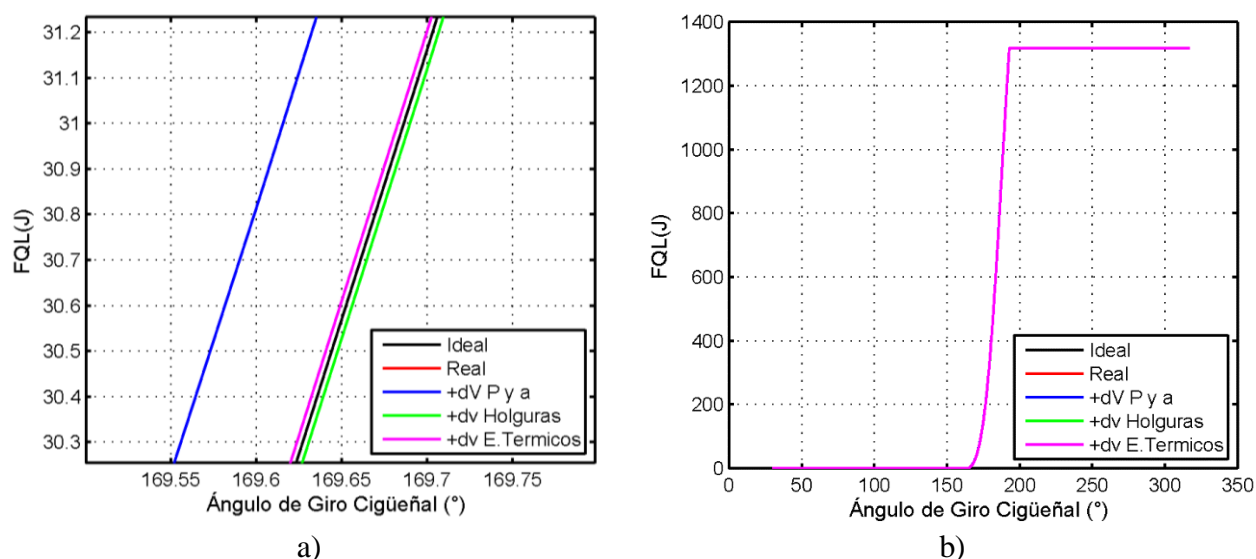


Figura 18. Efectos de las deformaciones sobre liberación de calor del ensayo de combustión plena carga a 4000 RPM a) Cercanías del inicio de la misma b) A lo largo del ciclo cerrado

5.2.3. Efectos de las deformaciones sobre el volumen en cámara de combustión

Siguiendo con la tendencia de la liberación de calor en cámara, la condición que, tanto de forma gráfica como analizando las sumas del cuadrado del error que tiene el impacto más negativo sobre el volumen en cámara, es el caso de no considerar ningún tipo de deformaciones, sorpresivamente a pesar de lo que se muestra en la figura 19a. Esta diferencia, entre el método gráfico y lo encontrado a través del análisis de la suma de cuadrados del error es sustentada en el hecho de que las mayores deformaciones presentes en cámara de combustión, al momento de acercarse al PMS, son las debidas a los efectos de presión en cámara y efectos inerciales junto con los de holguras.

Tabla 22. Suma de errores cuadrados de las distintas condiciones de estimación del volumen en cámara de combustión

Suma de errores cuadrados de la estimación del volumen en cámara				
Ideal	Presión y efectos inerciales	Sin holguras	Solo holguras	Sin efectos térmicos
1098	509	50	772	241

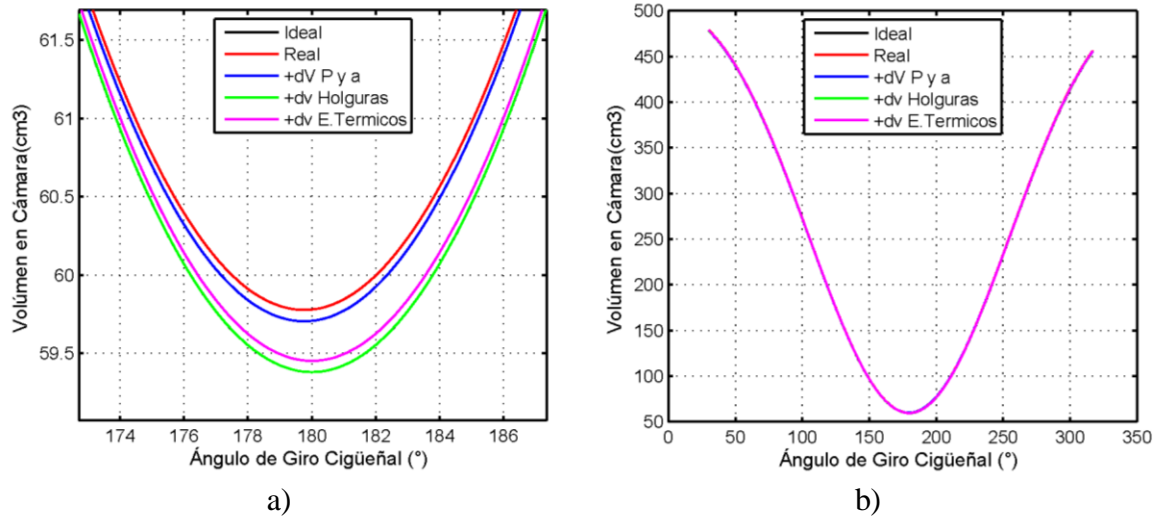


Figura 19: Efectos de las deformaciones sobre el volumen de la cámara de combustión del ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM a) Cercanías al PMS b) A lo largo del ciclo cerrado

5.3. SENSIBILIDAD DE LA CARACTERIZACIÓN DE MOTORES MEDIANTE ENSAYOS DE ARRASTRE

5.3.1. Efectos del nivel de presión de referencia

La variación del nivel de presión de referencia afecta de manera notoria la tasa de liberación de calor como se puede apreciar en la figura 20a. Se encontró que una variación del 50% en el valor original del nivel de presión de referencia genera un error porcentual cercano al 18%, por encima y por debajo del valor máximo de referencia original de la tasa de liberación de calor.

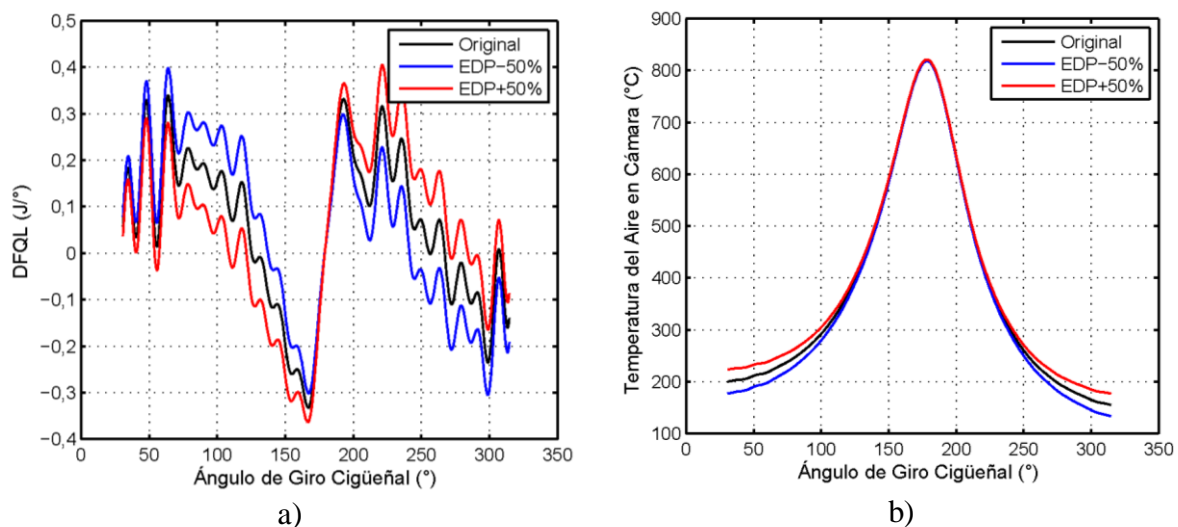


Figura 20: Efecto del nivel de presión de referencia ensayo de arrastre 2400 RPM motor YD22 [33], a) Tasa de liberación de calor, b) Temperatura del aire en cámara

Al igual que con la tasa de liberación de calor, las variaciones del nivel de presión de referencia tienen efectos evidentemente notorios sobre la temperatura del aire en cámara de combustión. Estos efectos se hacen más notorios al inicio y al final del ciclo cerrado, tal como se puede evidenciar en la figura 20b. Se encontró que una variación del 50% del valor original del nivel de presión de referencia genera un error porcentual cercano al 11,62% del valor máximo de referencia de la temperatura del aire en cámara.

5.3.2. Efectos de la constante de deformaciones medias

Las variaciones en la constante de deformaciones medias tienen poco efecto sobre la tasa de liberación de calor, tal como se puede apreciar en la figura 21a. Se encontró que una variación del 20% del valor original de la constante de deformaciones media genera un error porcentual del 25% sobre el valor máximo de la tasa de liberación de calor respecto a su valor original.

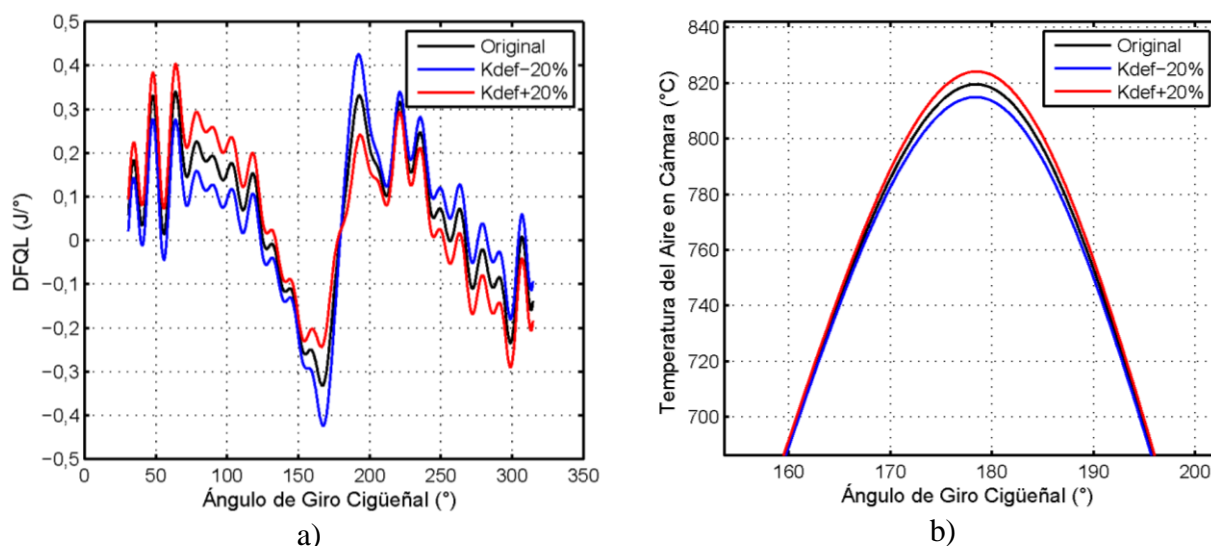


Figura 21. Efecto de K_{def} ensayo de arrastre 2400 RPM motor YD22 [33], a) Tasa de liberación de Calor, b) Temperatura del aire en cámara

Las variaciones de la constante de deformaciones medias sobre la temperatura del aire en cámara de combustión, a diferencia de la tasa de liberación de calor, son más notorias, como se puede resaltar en la Figura 21b. Se encontró que una variación del 20% sobre el valor original de la constante de deformaciones medias genera un error porcentual cercano al 0,5% del valor máximo de referencia de la temperatura del aire en cámara. Esto se debe a que el valor de la constante de deformaciones medias afecta de forma indirecta el cálculo de la temperatura en cámara.

5.3.3. Efectos de la masa al cierre de la admisión

La masa al cierre de la admisión tiene un efecto significativo sobre la tasa liberación de calor, como se puede apreciar en la figura 22a. Se encontró que variaciones del 20% del valor normal de la masa al cierre de la admisión generan errores porcentuales sobre el valor máximo de referencia original de la tasa de liberación de calor entre el 18% y el 83%, lo que

demuestra el alto impacto de esta variable sobre la caracterización en motores de combustión interna.

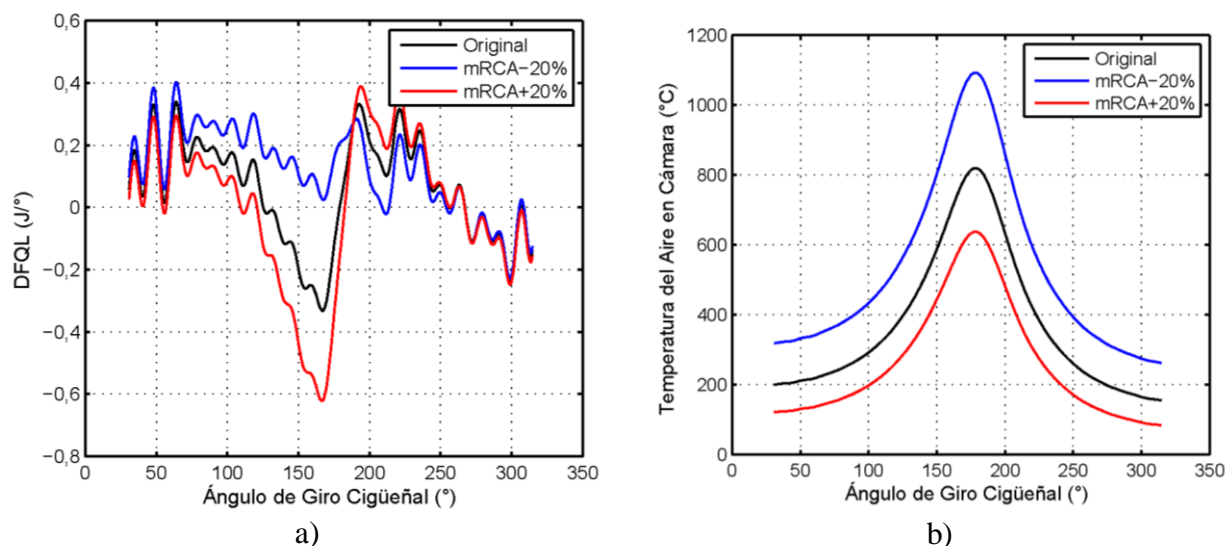


Figura 22. Efecto de la masa al cierre de la admisión ensayo de arrastre 2400 RPM motor YD22 [33], a) Tasa de liberación de calor, b) Temperatura del aire en cámara

En lo que respecta a la temperatura del aire en cámara, también se evidencia altamente afectada por la masa al cierre de la admisión en la figura 22b. Se encontró que una variación del 20% del valor normal de la masa al cierre de la admisión, genera un error porcentual alrededor del 22,2% al 33,3% del valor máximo de referencia de la temperatura del aire en cámara. Al igual que como se registró en los efectos del nivel presión de referencia, la masa al cierre de la admisión no solo presenta efectos notorios en el valor máximo de la temperatura del aire en cámara de combustión sino también a lo largo del registro de temperaturas durante el ciclo cerrado. Todo lo anterior justifica aún más el peso de la masa al cierre de la admisión sobre la correcta caracterización de un motor de combustión interna.

5.3.4. Efectos de la relación de compresión

Las variaciones de la relación de compresión afectan de manera notoria la tasa de liberación de calor, como se puede denotar en la figura 23a. Se encontró que una variación del 20% del valor normal de la relación de compresión de referencia genera un error porcentual alrededor de 800% y 1100% con respecto al valor máximo original de referencia de la tasa de liberación de calor.

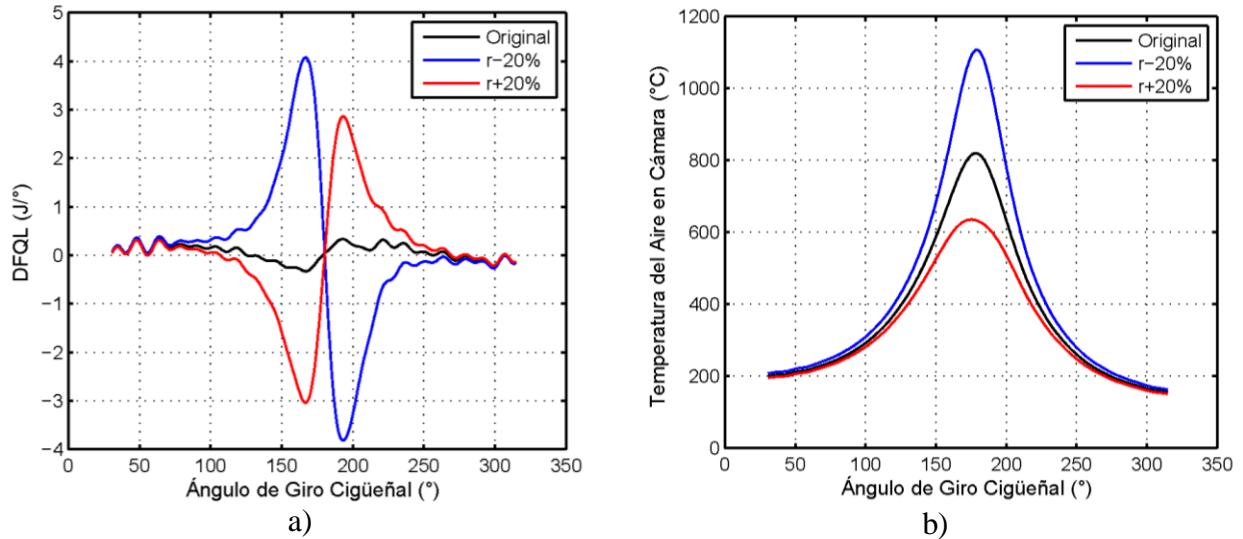


Figura 23. Efecto de la relación de compresión ensayo de arrastre 2400 RPM motor YD22 [33]

a) Tasa de liberación de Calor, b) Temperatura del aire en cámara

Finalmente, en la figura 23b se puede apreciar que las variaciones de la relación de compresión afectan notoriamente la temperatura del aire en cámara de combustión. Se encontró que variaciones de alrededor del 20% del valor normal de la relación de compresión de referencia, generan errores porcentuales de alrededor de 22,5% y 35% del valor máximo de referencia de la temperatura del aire en cámara. Al igual que como se enunció en el apartado de efecto de la masa al cierre de la admisión, la relación de compresión no solo afecta a la temperatura del aire en cámara de combustión en su valor máximo sino también a lo largo de todo el ciclo cerrado.

5.3.5. Efectos de la Constante CWI

Las figuras y análisis de efectos de variación de CWI sobre la tasa de liberación de calor y la temperatura del aire en cámara de combustión no fueron realizadas debido al mínimo o más bien nulo efecto que tenían sobre estas variables. Lo anterior no quiere decir que CWI no requiera ser ajustado, solo que el efecto de CWI , debido a la forma en la que esta es tomada en cuenta en el cálculo de la tasa de liberación de calor, las otras variables partícipes también del proceso de caracterización prácticamente anulan su efecto durante el ensayo de arrastre.

5.4. SENSIBILIDAD DEL DIAGNÓSTICO DE LA COMBUSTIÓN

Tomando como referencia los trabajos de Martín [32] y Duarte [33], antes, durante o después de realizar una validación de resultados de un modelo de diagnóstico de combustión, se hace necesario un análisis de sensibilidad del mismo y para ello, inicialmente a través de los resultados obtenidos en el capítulo 3 se estima la relación de compresión real, la constante de deformaciones medias y la constante CWI para el sub-modelo de transferencia de calor. A continuación, se encuentra la Tabla 23 en la que se muestran los valores de los parámetros antes citados:

Tabla 23. Resultados caracterización motor XU7 JP/L3

$r_g (\sim)$	RPM	$B (m)$	$S (m)$	$B/S (\sim)$	r	k_{def}	C_{w1}
9.25	4000	0,083	0,0814	1,0197	9,748	2,942	2,549
9.25	3000	0,083	0,0814	1,0197	9,822	2,873	2,596
Promedio					9,785	2,907	2,572

Posteriormente se realiza un diagnóstico de combustión del motor en el ensayo a plena carga con un régimen de giro de 3000 RPM. En lo que respecta al valor de la masa al cierre de la válvula de admisión para el ensayo antes referido, esta puede encontrarse en la Tabla 2. Posteriormente se ejecutan nuevos ensayos de diagnóstico de combustión, variando en un determinado rango porcentual uno de los parámetros operacionales tratados en este apartado, mientras los otros se mantienen con sus valores originales. A continuación, se muestran los resultados del procedimiento antes mencionado.

5.4.1. Sensibilidad del diagnóstico de la combustión ante variaciones en la constante C_{w1}

En las figuras 24a y 24b se puede observar que el efecto de la constante C_{w1} es prácticamente nulo sobre la liberación de calor en cámara y su tasa, lo cual se debe principalmente a cómo se hace el diagnóstico de la combustión, en donde la constante C_{w1} no afecta de forma directa o indirecta a la tasa de liberación de calor.

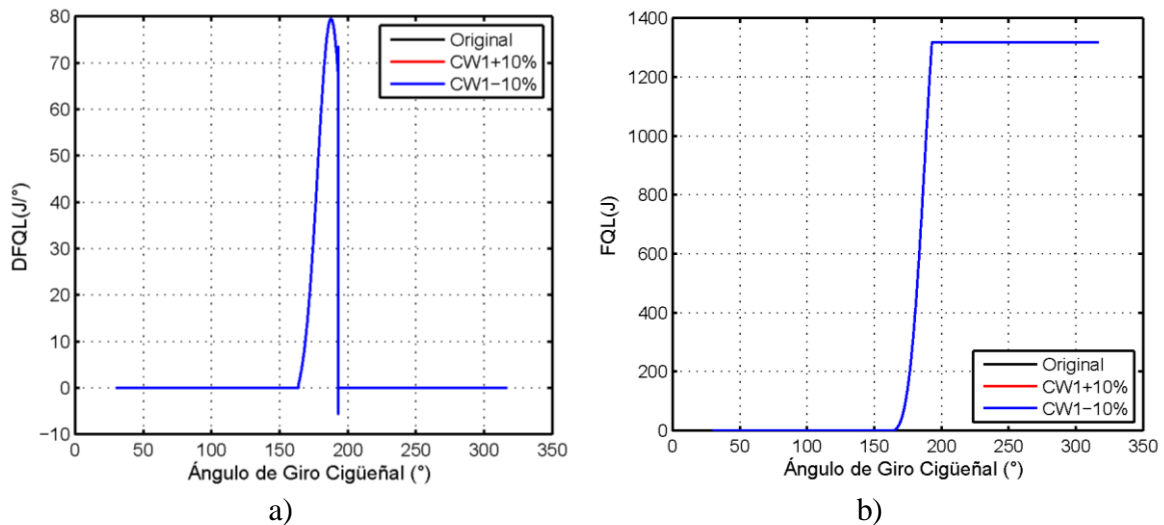


Figura 24. Ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM

- a) Efecto de C_{w1} sobre la tasa de liberación de calor b) Efecto de C_{w1} sobre la liberación de calor en cámara.

Siguiendo la tendencia encontrada en la liberación de calor y su tasa, el efecto de las variaciones de la constante C_{w1} sobre las temperaturas diagnosticadas es casi que imperceptible, ya que se obtienen máximos errores de alrededor del 0,0002%. Este tipo de

comportamientos es de esperarse y plantea un similar comportamiento a lo encontrado por Martín [32] en el caso de *CW1*.

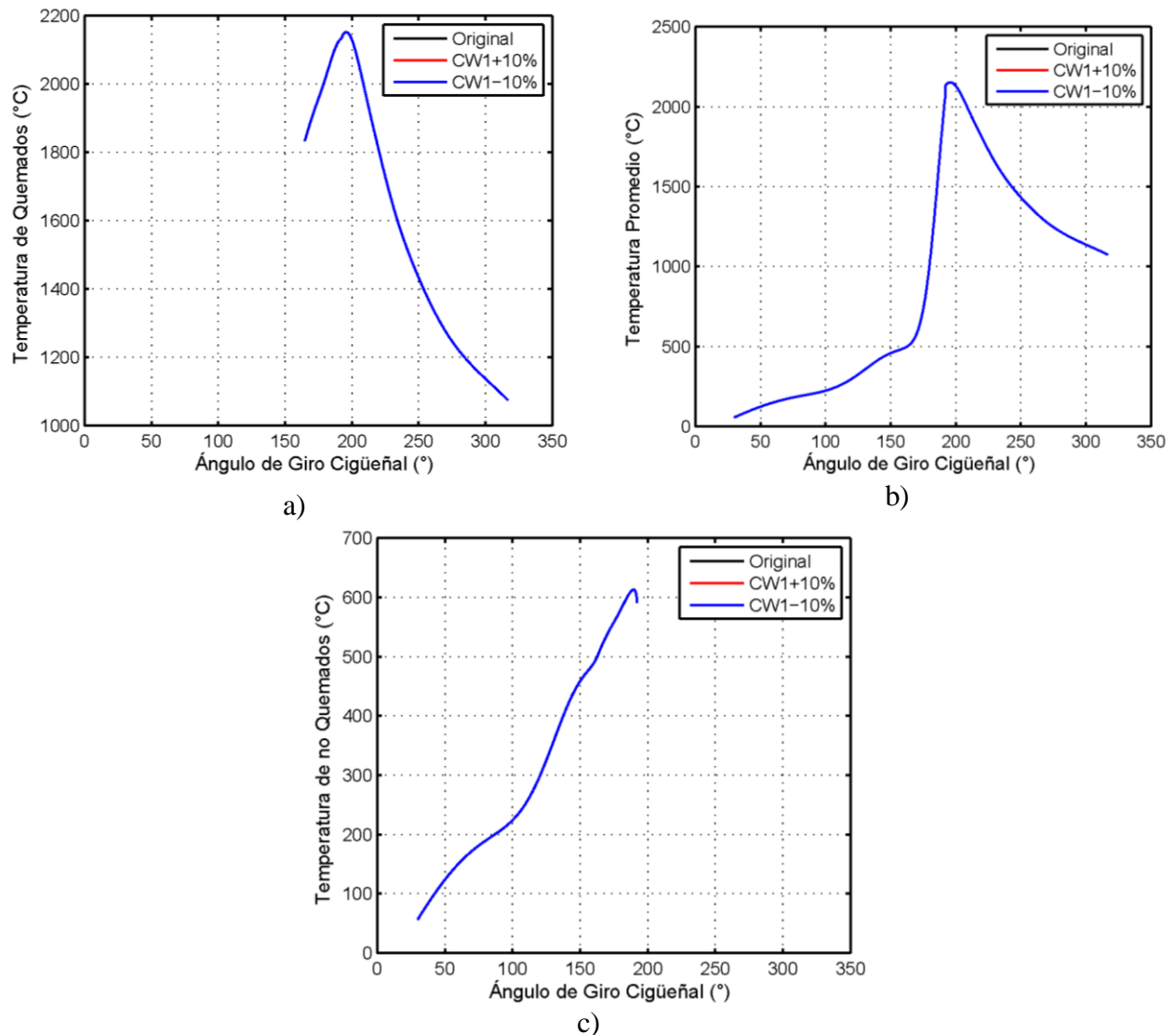


Figura 25. Ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM

a) Efecto de CW1 sobre la temperatura de quemados b) Efecto de CW1 sobre la temperatura promedio c) Efecto de CW1 sobre la temperatura de no quemados.

5.4.2. Sensibilidad del diagnóstico de la combustión ante variaciones en la constante de deformaciones medias

Como se puede apreciar en las figuras 26a y 26b, el efecto de las variaciones de la constante de deformaciones medias sobre la liberación de calor en cámara y su tasa, a simple vista es casi que nulo, porque en promedio el máximo error registrado en estas dos variables es cercano e inferior al 2,4% de error, aunque haciendo un análisis más exhaustivo se encontró

que la constante de deformaciones medias genera un leve “desfase” tanto en la curva de liberación de calor como en su tasa.

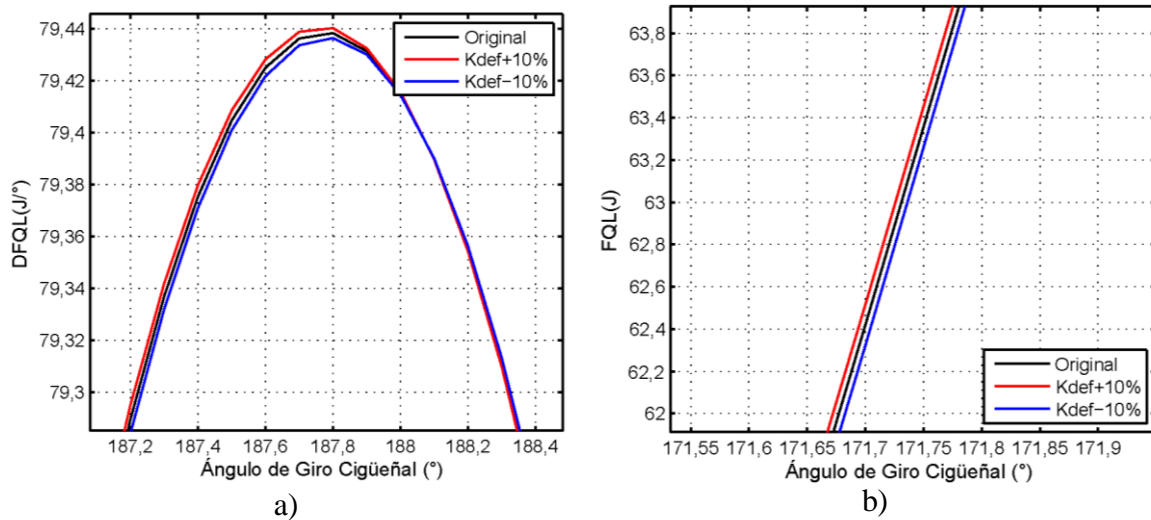
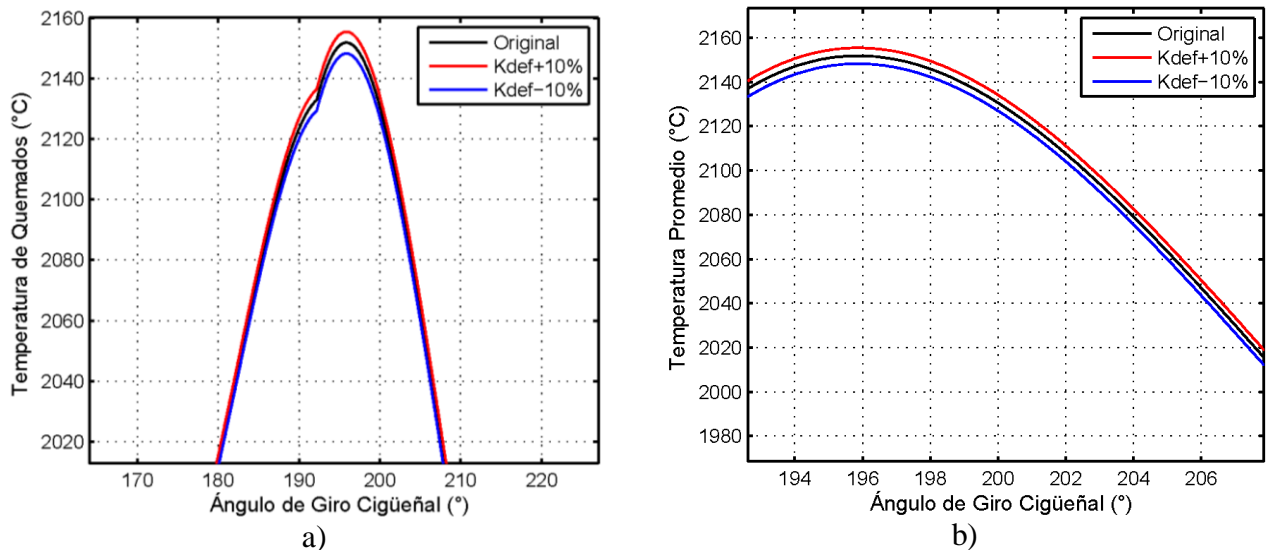
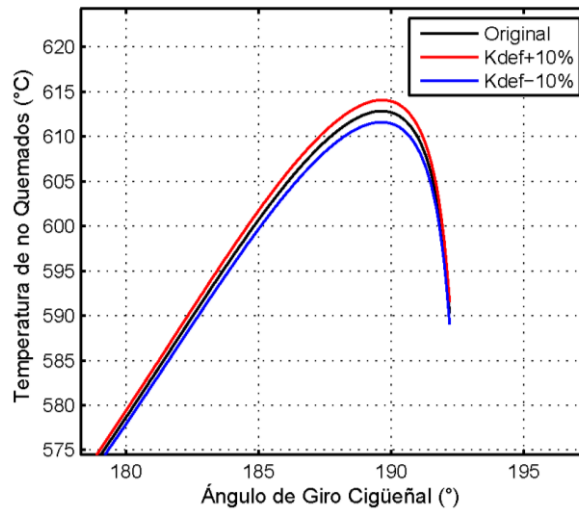


Figura 26. Ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM

a) Efectos de K_{def} sobre la tasa de liberación de calor b) Efecto de K_{def} sobre la liberación de calor en cámara

Por otro lado, el efecto de las variaciones del coeficiente de deformaciones medias sobre las temperaturas promedio de no quemados y de quemados es prácticamente que nulo, esto debido a que los errores máximos registrados en estas variables no superan ni siquiera el 0,3% de error. Este efecto puede ser debido a que, a pesar de que el coeficiente de deformaciones medias afecta el cálculo del volumen en cámara de combustión y por consiguiente las temperaturas calculadas en base a esta variable, el efecto del coeficiente al ser tan indirecto sobre las temperaturas, no llega a afectarlas en gran manera.





c)

Figura 27. Ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM

a) Efecto de Kdef sobre la temperatura de quemados b) Efecto de Kdef sobre la temperatura promedio c) Efecto de Kdef sobre la temperatura de no quemados.

5.4.3. Sensibilidad del diagnóstico de la combustión ante variaciones en la masa al cierre de la válvula de admisión

En las figuras asociadas a la liberación de calor y a su tasa (Figuras 28a y 28b) se puede resaltar el notorio efecto que tienen las variaciones en la masa al cierre de la válvula admisión sobre las variables previamente mencionadas. Para la tasa de liberación de calor se denota el hecho de existir una relación proporcional entre el valor máximo de esta y la masa al cierre de la válvula de admisión, a su vez también se observa este tipo de relación entre esta última variable y el área bajo la curva de la tasa de liberación de calor (Ver figura 28a). Lo anteriormente es coherente con lo observado en la figura asociada a la liberación de calor en cámara, ya que al aumentar el área de la tasa de liberación de calor, por consiguiente, aumenta también la masa al cierre de la válvula de admisión y aumenta el valor máximo de la liberación de calor (Ver Figuras 28a y 28b).

Se puede concluir entonces que, entre esta última variable y la masa al cierre de la válvula de admisión también existe una relación del tipo proporcional. Los errores máximos de estimación en la liberación de calor y su tasa circundan en valores cercanos al 10%. Este tipo de resultados de alta influencia de la masa al cierre de la válvula de admisión sobre el diagnóstico de la combustión puede incluso evidenciarse en motores de combustión interna de encendido por compresión [32].

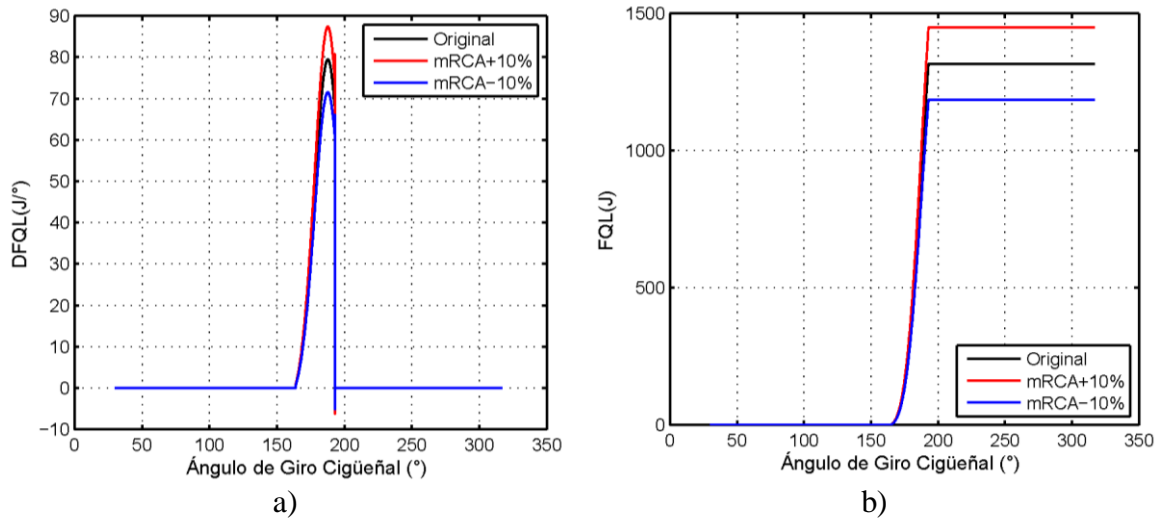


Figura 28. Ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM

- a) Efectos de la masa al cierre de la válvula de admisión sobre la tasa de liberación de calor
- b) Efecto de la masa al cierre de la válvula de admisión sobre la liberación de calor en cámara.

En lo que respecta al efecto que tienen las variaciones en la masa al cierre de la válvula de admisión sobre las temperaturas calculadas durante el diagnóstico de la combustión, se puede resaltar una situación particular que a simple vista podría considerarse como errónea, pero posee alto sustento termodinámico para ser explicado. Dicha situación es el comportamiento proporcional que presenta la temperatura de quemados durante la combustión, con la masa al cierre de la válvula de admisión, una vez finalizada la combustión esta variable se comporta tal y como es de esperarse, teniendo en cuenta la ecuación de gas ideal y como el resto de temperaturas calculadas durante el diagnóstico de la combustión (temperatura promedio y temperatura de no quemados), que al aumentar la masa la temperatura bajo mismas condiciones de presión y volumen, debe disminuir.

Esta situación particular es fácil de explicar debido a que al aumentar la masa dentro de la cámara de combustión, se aumenta a su vez la cantidad de combustible disponible, por lo tanto, al haber más combustible hay mucha más energía a su vez disponible para que la temperatura de quemados pueda mantenerse e incluso superar los niveles de temperatura de quemados registrados durante el ensayo de diagnóstico sin modificar. En lo que respecta a los máximos porcentajes de error de estimación se tiene que para las distintas temperaturas en cámara estos errores rondan los valores de entre el 53% y 65% de error máximo de estimación.

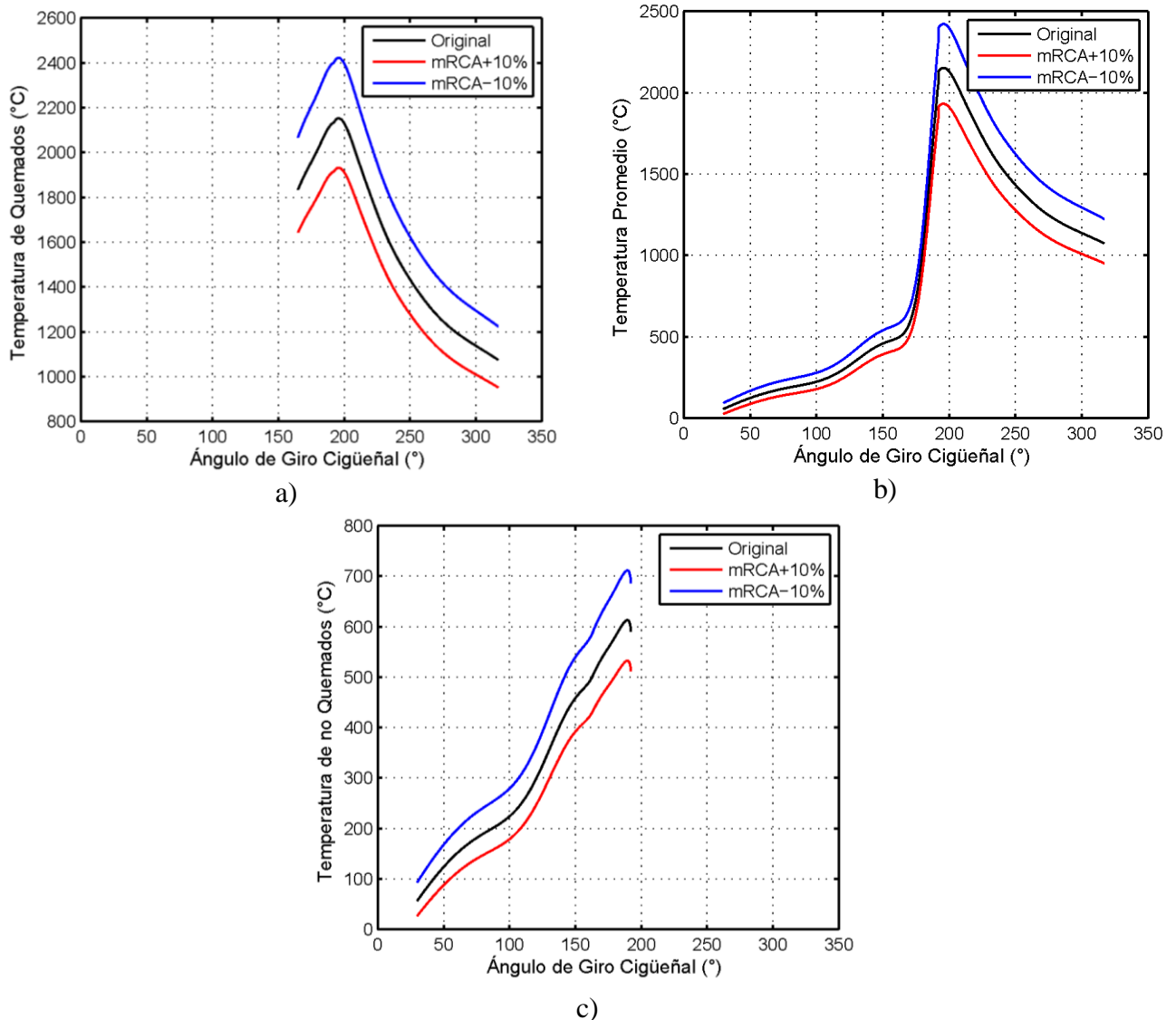


Figura 29. Ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM

- a) Efecto de la masa al cierre de la válvula de admisión sobre la temperatura de quemados
b) Efecto de la masa al cierre de la válvula de admisión sobre la temperatura promedio c)
Efecto de la masa al cierre de la válvula de admisión sobre la temperatura de no quemados.

5.4.4. Sensibilidad del diagnóstico de la combustión ante variaciones en la relación de compresión

Observando las figuras 30a y 30b se puede apreciar que la relación de compresión tiene un efecto similar al encontrado con la masa al cierre de la válvula de admisión, con respecto a la liberación de calor y su tasa, con la diferencia de que en el caso de la relación de compresión los efectos de sus variaciones sobre la tasa de liberación de calor son mucho más marcados que en la misma curva de liberación de calor, lo cual es el caso contrario al

registrado en el análisis de la sección anterior a esta. Los errores máximos de estimación en el caso de la liberación de calor y su tasa oscilan valores cercanos al 220%.

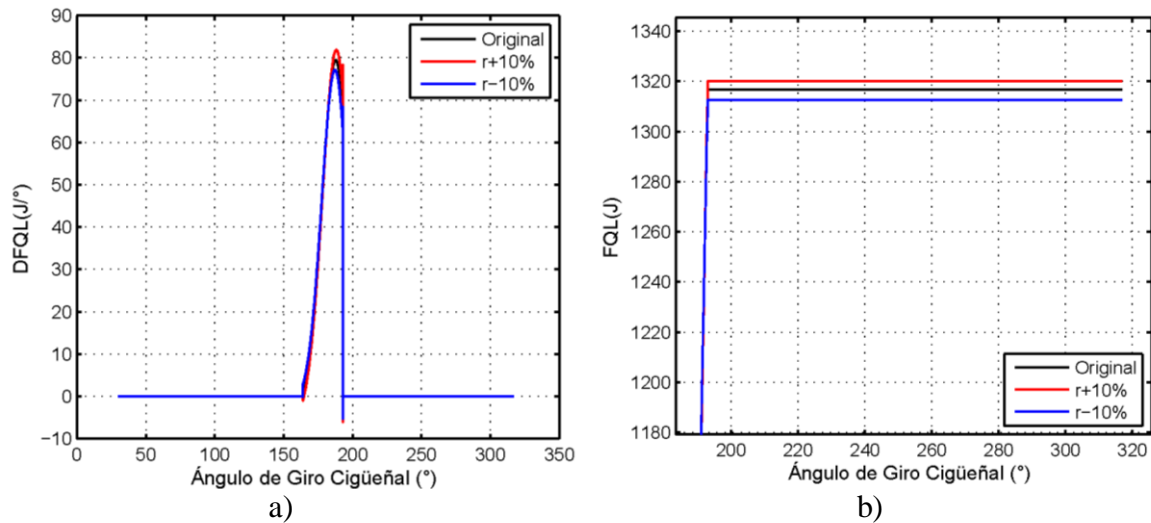
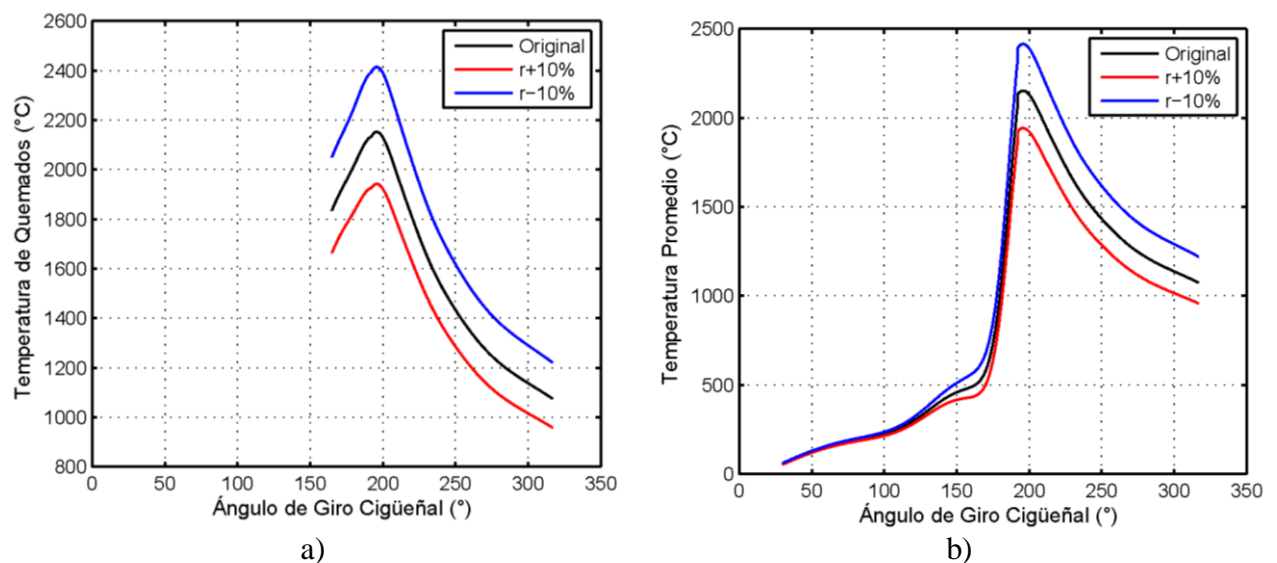


Figura 30. Ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM

- a) Efectos de la relación de compresión sobre la tasa de liberación de calor b) Efecto de la relación de compresión sobre la liberación de calor en cámara.

Finalmente, para las temperaturas promedio de quemados y de no quemados, observando las figuras 31a, 31b y 31c se denota una relación inversamente proporcional entre estas temperaturas y la relación de compresión, lo cual debe a que en el caso de que se disminuya la relación de compresión, en teoría se está teniendo un volumen de cámara de combustión más grande a lo largo del todo el ciclo, sobre todo a medida que el pistón se acerca al punto muerto superior. Teniendo la anterior primicia y recordando la ecuación de gas ideal es de esperarse que las temperaturas aumenten. En el apartado de errores máximos de estimación para la temperatura se tiene que estos valores oscilan entre el 12% y el 17%.



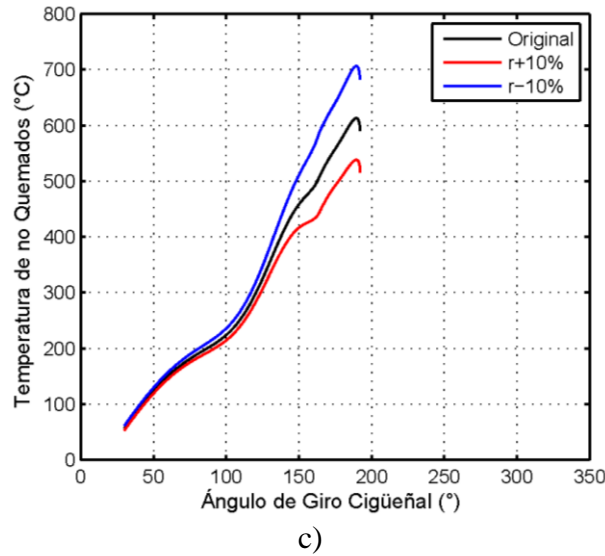


Figura 31. Ensayo de combustión plena carga a 3000 RPM

- a) Efecto de la relación de compresión sobre la temperatura de quemados b) Efecto de la relación de compresión sobre la temperatura promedio c) Efecto de la relación de compresión sobre la temperatura de no quemados.

5.5. EFECTOS DEL RÉGIMEN DE GIRO SOBRE LAS DEFORMACIONES

En este estudio no se tuvieron en cuenta las deformaciones debido a efectos térmicos, ya que se analizaron ensayos de arrastre en los cuales se mantuvo constante la temperatura de las partes que componen las paredes de la cámara de combustión [52]. Por lo tanto, solo se estudiaron los efectos del régimen de giro sobre las deformaciones, debidas a efectos de presión, efectos inerciales sobre el mecanismo manivela-biela-pistón y por holguras.

En la Figura 32 se encuentran curvas de deformaciones de un motor óptico de encendido provocado bajo condiciones de arrastre a regímenes de giro de 600, 1000 y 1400 revoluciones por minuto [52]. En esta figura se puede resaltar claramente el efecto del régimen de giro sobre las deformaciones en cámara, lo cual es acorde a lo que se detalla en las secciones 2.5.2.2 y 2.5.2.3 donde se resalta que las deformaciones por efectos inerciales y las generadas por holguras son directamente afectadas por el régimen de giro del motor. Aunque es verdad que existen deformaciones debido a la presión en cámara, el aumento o disminución de esta en ensayos de arrastre, al no existir combustión dependerá única y exclusivamente del régimen de giro del motor [52], por lo tanto el régimen de giro de forma indirecta afecta también a las deformaciones debido a efectos de la presión en cámara.

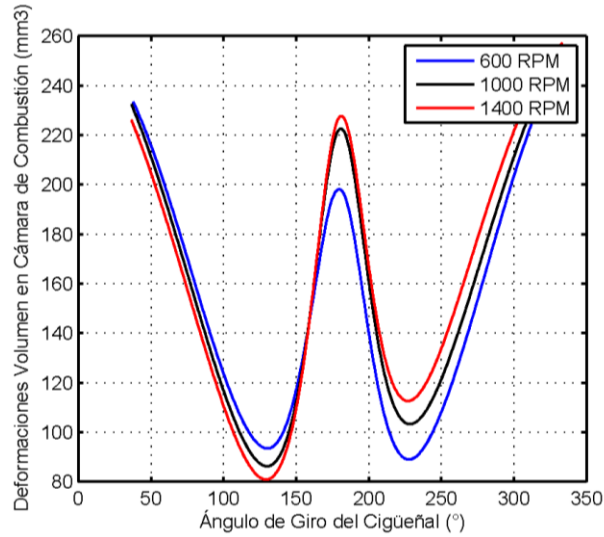


Figura 32. Deformaciones en cámara de un motor óptico [52] a en regímenes de giro 600 RPM, 1000 RPM y 1400 RPM

5.6. SENSIBILIDAD DE LA PREDICCIÓN DE PARÁMETROS OPERACIONALES

Tomando como base lo estudiado en la sección 5.4, se realizan estudios de sensibilidad a la predicción de parámetros operacionales, tanto indicados como efectivos. Debido a que en dicha sección no se encontró un efecto considerable de la constante CWI , sobre las variables termodinámicas inherentes al modelo de diagnóstico, esta será descartada en el presente estudio.

5.6.1. Sensibilidad de la predicción de parámetros operacionales ante variaciones en la constante de deformaciones medias

Las variaciones de un 10% de la constante de deformaciones medias, tienen efectos no mayores al 0.04% sobre la predicción de parámetros operacionales. Lo anterior es de esperarse teniendo en cuenta lo encontrado en la sección 5.4.2, ya que esta solamente afecta en pequeñas proporciones a las variables termodinámicas asociadas al cálculo de los parámetros aquí estudiados. En las tablas 21 y 22 se puede encontrar un resumen tabulado del estudio de sensibilidad desarrollado en esta sección.

Tabla 24. Efecto de la constante de deformaciones medias sobre la predicción de parámetros operacionales indicados-Ensayo de combustión 3000 RPM-100% de carga

Variables	Unidades	Valor diagnóstico	Valor predictivo	% Error	Valor Kdef +10%	% Error	Valor Kdef -10%	% Error
W_{in}	kJ	0,4892	0,4907	0,307	0,4908	0,020	0,4905	0,041
PMI	bar	11,0944	11,1276	0,299	11,1305	0,026	11,125	0,023
W_{in}	kW	48,921	49,0675	0,299	49,0806	0,027	49,055	0,025

n_{in}	(~)	0,3715	0,3764	1,319	0,3765	0,027	0,3763	0,027
gf_{in}	$g/kW \cdot h$	224,7092	221,7861	1,301	221,7271	0,027	221,8450	0,027
T_{in}	$N \cdot m$	155,7212	156,1867	0,299	156,2283	0,025	156,1452	0,027

Tabla 25. Efecto de la constante de deformaciones medias sobre la predicción de parámetros operacionales efectivos-Ensayo de combustión 3000 RPM-100% de carga

Variables	Unidades	Valor diagnóstico	Valor predictivo	% Error	Valor Kdef +10%	% Error	Valor Kdef -10%	% Error
W_{efec}	kJ	0,4386	0,4400	0,319	0,4402	0,045	0,4399	0,023
PME	bar	9,9457	9,9789	0,334	9,9818	0,029	9,976	0,029
\dot{W}_{efec}	kW	43,8560	44,002	0,333	44,015	0,030	43,989	0,030
n_{efec}	(~)	0,3331	0,3376	1,351	0,3377	0,030	0,3375	0,030
gf_{efec}	$g/kW \cdot h$	250,6628	247,3169	1,335	247,2435	0,030	247,3901	0,030
T_{efec}	$N \cdot m$	139,5979	140,0634	0,333	140,1050	0,030	140,0219	0,030

5.6.2. Sensibilidad de la predicción de parámetros operacionales ante variaciones de la relación de compresión

En lo que respecta al efecto de las variaciones de la relación de compresión sobre los parámetros operacionales, se encuentra que son altamente significativas debido a que variaciones del $\pm 10\%$ de la relación de compresión generan porcentajes de error de hasta el 15% en los parámetros operacionales predichos. Este comportamiento es acorde a lo encontrado en la sección 5.4.4, porque si variaciones de la relación de compresión tienen efectos considerables sobre las variables termodinámicas asociadas a los parámetros operacionales, es de esperarse que estos últimos sean altamente sensibles a la relación de compresión. El resumen tabulado del análisis de sensibilidad efectuado en esta sección puede encontrarse en las tablas 23 y 24.

Tabla 26. Efecto de la relación de compresión sobre la predicción de parámetros operacionales indicados-Ensayo de combustión 3000 RPM-100% de carga

Variables	Unidades	Valor diagnóstico	Valor predictivo	% Error	Valor r +10%	% Error	Valor r -10%	% Error
W_{in}	kJ	0,4892	0,4907	0,307	0,5493	11,942	0,4339	11,575
PMI	bar	11,0944	11,1276	0,299	12,457	11,947	9,8405	11,567
\dot{W}_{in}	kW	48,921	49,0675	0,299	54,9296	11,947	43,3923	11,566
n_{in}	(~)	0,3715	0,3764	1,319	0,4214	11,955	0,3329	11,557
gf_{in}	$g/kW \cdot h$	224,7092	221,7861	1,301	198,1171	10,672	250,793	13,079

T_{in}	$N \cdot m$	155,7212	156,1867	0,299	174,8463	11,947	138,122	11,566
----------	-------------	----------	----------	-------	----------	--------	---------	--------

Tabla 27. Efecto de la relación de compresión sobre la predicción de parámetros operacionales efectivos-Ensayo de combustión 3000 RPM-100% de carga

Variables	Unidades	Valor diagnóstico	Valor predictivo	% Error	Valor r +10%	% Error	Valor r -10%	% Error
W_{efec}	kJ	0,4386	0,4400	0,319	0,4986	13,318	0,3833	12,886
PME	bar	9,9457	9,9789	0,334	11,3083	13,322	8,6918	12,898
\dot{W}_{efec}	kW	43,8560	44,002	0,333	49,864	13,322	38,327	12,897
n_{efec}	(\sim)	0,3331	0,3376	1,351	0,3825	13,300	0,2940	12,915
gf_{efec}	$g/kW \cdot h$	250,6628	247,3169	1,335	218,2421	11,756	283,9382	14,807
T_{efec}	$N \cdot m$	139,5979	140,0634	0,333	158,723	13,322	121,999	12,897

5.6.3. Sensibilidad de la predicción de parámetros operacionales ante variaciones de la masa al cierre de la admisión

Finalmente, al igual que como se observó con las variaciones de la relación de compresión, los parámetros operacionales son altamente sensibles a las variaciones de la masa en cámara, a excepción de aquellos parámetros donde únicamente en el cálculo participan variables no afectadas por la masa en cámara durante en este estudio (presión en cámara, volumen cámara de combustión), como lo son el trabajo indicado, la presión media indicada, la potencia indicada, el torque indicado y sus homólogos efectivos. Las variaciones de $\pm 10\%$ de la masa al cierre de la válvula de admisión, generan en los parámetros operacionales afectados porcentajes de error de hasta el 11%. El estudio de sensibilidad desarrollado en esta sección puede encontrarse resumido en las tablas 25 y 26.

Tabla 28. Efecto de la masa en cámara al cierre de la válvula de admisión sobre la predicción de parámetros operacionales indicados-Ensayo de combustión 3000 RPM-100% de carga

Variables	Unidades	Valor diagnóstico	Valor predictivo	% Error	Valor mRCA +10%	% Error	Valor mRCA -10%	% Error
W_{in}	kJ	0,4892	0,4907	0,307	0,4907	0,000	0,4907	0,000
PMI	bar	11,0944	11,1276	0,299	11,1276	0,000	11,1276	0,000
\dot{W}_{in}	kW	48,921	49,0675	0,299	49,0675	0,000	49,0675	0,000
n_{in}	(\sim)	0,3715	0,3764	1,319	0,3422	9,086	0,4183	11,132
gf_{in}	$g/kW \cdot h$	224,7092	221,7861	1,301	243,965	10,000	199,6075	10,000
T_{in}	$N \cdot m$	155,7212	156,1867	0,299	156,187	0,002	156,1867	0,002

Tabla 29. Efecto de la masa en cámara al cierre de la válvula de admisión sobre la predicción de parámetros operacionales efectivos-Ensayo de combustión 3000 RPM-100% de carga

Variables	Unidades	Valor diagnóstico	Valor predictivo	% Error	Valor mRCA +10%	% Error	Valor mRCA -10%	% Error
W_{efec}	<i>kJ</i>	0,4386	0,4400	0,319	0,44	0,000	0,44	0,000
PME	<i>bar</i>	9,9457	9,9789	0,334	9,9789	0,000	9,9789	0,000
\dot{W}_{efec}	<i>kW</i>	43,8560	44,002	0,333	44,002	0,000	44,002	0,000
n_{efec}	<i>(~)</i>	0,3331	0,3376	1,351	0,3069	9,094	0,3751	11,108
gf_{efec}	<i>g/kW · h</i>	250,6628	247,3169	1,335	272,049	10,000	222,5852	10,000
T_{efec}	<i>N · m</i>	139,5979	140,0634	0,333	140,0634	0,000	140,0634	0,000

5.7. CONCLUSIONES DE LOS DISTINTOS ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD Y DEL ESTUDIO DEL EFECTO DE LAS DEFORMACIONES

Del estudio del efecto de las deformaciones tenidas en cuenta en el modelo, se justificó la consideración de deformaciones en el volumen en cámara de combustión, dado que en el diagnóstico de combustión en el que no se consideraban las deformaciones fue aquel con números más altos en materia de errores acumulados.

De los estudios de sensibilidad de los modelos de caracterización por ensayos de arrastre y diagnóstico de la combustión y del estudio de sensibilidad de predicción de parámetros operacionales, se justifica la importancia de la correcta caracterización de un motor de combustión interna, principalmente de la correcta estimación tanto de la masa al cierre de la válvula de admisión como de la relación de compresión. Esto debido a que se encontró que, a pesar de que todas las variables estudiadas tienen efectos significativos en el diagnóstico de la combustión, estas dos son las que más influyen sobre el comportamiento termodinámico del motor, tal y como lo resaltó también Martín [32] para motores de combustión interna de encendido por compresión. Vale la pena resaltar que se deben ajustar correctamente los modelos de transferencia de calor y de deformaciones, ya que a pesar de no tener a simple vista un peso significativo en el diagnóstico de la combustión, sí afectan notoriamente el desarrollo del mismo.

Finalmente, en el estudio del efecto del régimen de giro sobre las deformaciones se ratificó su alta influencia sobre esta variable [33], al denotar que las curvas de deformaciones no están perfectamente desfasadas en el eje de deformaciones de la Figura 32, debido a que, tal como se mencionó anteriormente, existe un desfase termodinámico entre la curva de presión y volumen que termina generando un desfase notorio en las curvas de deformación con respecto al eje del ángulo de giro del cigüeñal de la figura antes citada.

6. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

El trabajo desarrollado en esta tesis ha estado enfocado a la consecución del objetivo general enunciado en el Capítulo 1, que es desarrollar un modelo predictivo para motores de encendido provocado operando con gasolina, con el fin predecir potencia de salida, torque y consumo específico, para motores orientados a generación de potencia. Para ello, se disponía del conocimiento existente de trabajos previos como el de Martín [32], Duarte [33] y Amador [127]. Con el fin de alcanzar el objetivo general antes enunciado se plantearon los siguientes objetivos específicos:

- Adaptar un modelo de deformación mejorado para la predicción de la deformación dentro de la cámara de combustión en función del régimen de giro del motor, con el fin de mejorar la capacidad de predicción de la tasa de calor liberado.
- Implementar un modelo de dos zonas para el modelado de las diferentes etapas del ciclo termodinámico en motores de encendido provocado operando con gasolina.
- Ajustar los sub-modelos de transferencia de calor y de combustión al modelo termodinámico propuesto, a través de datos obtenidos de fuentes secundarias con el fin de mejorar el desempeño del modelo predictivo a generar.
- Integrar los modelos y correlaciones desarrolladas a manera de herramienta informática, con el fin de validar los resultados de los modelos propuestos y su posterior uso como herramienta de predicción de comportamiento térmico en motores de encendido provocado.

En el transcurso de la consecución de dichos objetivos específicos se obtuvieron las siguientes conclusiones:

- Se confirmó que el régimen de giro tiene un efecto significativo sobre las deformaciones en cámara de combustión, tal como se puede apreciar en la sección 5.5, debido al efecto directo que este posee sobre las deformaciones por efectos inerciales y a holguras (45% de diferencia de los valores máximos entre un ensayo de combustión y otro), así como al efecto indirecto sobre las deformaciones debido a la presión en cámara (16% de diferencia de los valores máximos entre un ensayo de combustión y otro).
- Se obtuvo que las deformaciones no solo se ven afectadas por el régimen de giro sino también por otras condiciones operacionales del motor, debido a que como se demostró en la sección 3.4 y en el posterior anexo de resumen estadístico, los parámetros geométricos del motor tales como la relación de compresión también afectarán a las deformaciones.
- Se desarrolló una nueva metodología de caracterización de motores de combustión interna aplicada a ensayos de arrastre a través de la optimización multivariada. Este nuevo método permite lidiar con señales de presión en cámara difíciles de filtrar y a

su vez, con las adecuadas restricciones, esta nueva metodología ofrece un proceso de cálculo rápido y sencillo.

- El no considerar las deformaciones en cámara o alguna de las deformaciones descritas a lo largo de este trabajo, termina afectando de forma considerable la caracterización de un motor de combustión interna (errores de hasta el 1100% en la estimación de la tasa de liberación de calor), por lo tanto, se ve afectado también el diagnóstico de la combustión (errores de estimación de hasta el 17%) y, por consiguiente, la capacidad de estimación del modelo de predicción en cámara de combustión. A partir de lo anterior también se confirma la importancia de considerar deformaciones por holguras y efectos térmicos, ya que se disminuye la incertidumbre presente en la estimación de los procesos y modelos antes descritos, lo anterior puede sustentarse en la diferencia de las sumas de los cuadrados del error mostradas en la sección 5.2.
- Se obtuvo que los parámetros operacionales que se caracterizan a través de metodologías aplicadas a ensayos de arrastre, se ven influenciados por características geométricas y operacionales del motor, debido a que fue posible construir modelos estadísticos que permitieran la predicción de estos mismos, presentando R^2 ajustados cercanos a 0,99999.
- La interpolación orientada a la predicción de presión en cámara ofrece excelentes resultados de estimación, ya que no solo muestra comportamientos esperados de esta variable, sino que a su vez los parámetros efectivos calculados a través de este método y de datos de presión en cámara interpolados presentan bajos porcentajes de error de estimación, los cuales rondan valores del 5%.

A pesar de que en este trabajo de tesis de maestría se lograron cumplir con los objetivos propuestos, ciertos tópicos, a pesar de ser tratados no han podido desarrollarse de forma completa o son demasiado ambiciosos para tratarse y considerarse en un solo trabajo, de los cuales merecen ser destacados los siguientes:

- Las aportaciones a la estimación de volumen en cámara de combustión añadiendo consideraciones de deformaciones debidas a efectos térmicos y a holguras en las uniones del mecanismo manivela-biela-pistón, si bien aportaron a la disminución de la incertidumbre de esta estimación, no fueron considerados efectos térmicos a nivel longitudinal del pistón y tampoco en el cigüeñal, por tanto se recomienda a través de estudios basados en análisis de elementos finitos, estudiar los efectos de estas deformaciones, sobre el volumen en cámara de combustión y caracterizarlas para posteriormente desarrollar un modelo teórico que permita su cálculo de forma numérica.
- A pesar de que la propuesta de estimación de la transmisión de calor a través de las paredes de la cámara de combustión genera buenos resultados, se recomienda una mejora en este apartado en aras de contribuir a la disminución de incertidumbres, ya que, por ejemplo se toman temperaturas promedio en los elementos considerados para el modelo de transmisión de calor, pero como se han demostrado en otras investigaciones esto puede ser mejorado al considerarse un modelo nodal y de

resistencias térmicas de la cámara de combustión [32]. A su vez también se recomienda mejorar la metodología de ajuste para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del modelo desarrollado por Woschni [18], [27], ya que si bien es cierto en el cálculo de la velocidad de los gases dentro de la cámara de combustión se ajustan las constantes $CW1$ y $CW2$, existe otra constante la cual también debe ser considerada y esta es la que afecta el término de condiciones de referencia de la combustión, la constante $C2$ [32], por lo tanto se recomienda, en metodologías asociadas a ensayos de combustión, la caracterización de esta constante.

- Debido a que las deformaciones por holguras y efectos inerciales son directamente afectadas en gran medida por el régimen de giro del motor, se recomienda ejecutar un estudio paramétrico, en el cual se pueda estimar una a partir de la otra, teniendo en cuenta los efectos de variación de temperatura del lubricante, de esta forma se simplificarían los cálculos y estimaciones de un futuro modelo de deformaciones de volumen en cámara de combustión.
- Si bien es cierto que se demostró que la metodología de interpolación es útil para predicción de nuevos estados de operación intermedios a los estudiados, esta potente herramienta se ve limitada a únicamente ser usada bajo un mismo régimen de giro o bajo un mismo grado de carga, junto con las otras restricciones previamente mencionadas en la sección 4.6. Teniendo en cuenta lo anterior se recomienda la mejora de este concepto, a través de estudios paramétricos de variables medias de entrada en ensayos de combustión, junto con las variables de salida, de esta forma se robustecerán las reglas de interpolación y muchas de las restricciones antes mencionadas podrían desaparecer.
- En este trabajo no se tuvo en cuenta el tiempo de retraso que existe entre el envío de señal de encendido de la chispa y la respectiva aparición de la misma. En aras de disminuir la incertidumbre de estimación del modelo de diagnóstico de combustión y del modelo de predicción en cámara de combustión, se recomienda estudiar este fenómeno de forma similar a la luz de cómo otros investigadores han abordado el estudio del retraso existente en la inyección de combustible de motores diésel [73].
- Para obtener modelos estadísticos más robustos, a la hora de predecir los parámetros operacionales ajustados durante las metodologías aplicadas a ensayos de arrastre presentadas en este trabajo, se recomienda estudiar un mayor número de motores con distintas configuraciones geométricas y a distintos regímenes de giro, de ser posible ejecutar ensayos de arrastre con regímenes de giro de hasta 6000-7000 RPM.
- Se recomienda también considerar la combinación del modelado sugerido en este trabajo con el modelado de valor medio, esto con el fin poder aplicar lo expuesto en este trabajo a aplicaciones de control y estimación de estados termodinámicos en regímenes transitorios, ya que una de las ventajas que posee el modelado de valor medio es la rapidez que este posee a la hora de estimar parámetros operacionales, lo cual es altamente deseado en el control de procesos [50].

BIBLIOGRAFIA

- [1] X. Castells, *Tratamiento y Valorización energética de residuos*. Ediciones Díaz de Santos, 2012.
- [2] M. González, “El país empieza a pensar en las energías alternativas,” *EL TIEMPO*, Bogotá, 2016.
- [3] N. N. Mustafi, Y. C. Miraglia, R. R. Raine, P. K. Bansal, and S. T. Elder, “Spark-ignition engine performance with ‘Powergas’ fuel (mixture of CO/H₂): A comparison with gasoline and natural gas,” *Fuel*, vol. 85, no. 12–13, pp. 1605–1612, 2006.
- [4] A. Shah, R. Srinivasan, S. D. Filip To, and E. P. Columbus, “Performance and emissions of a spark-ignited engine driven generator on biomass based syngas,” *Bioresour. Technol.*, vol. 101, no. 12, pp. 4656–4661, 2010.
- [5] B. Gamiño and J. Aguilón, “Numerical simulation of syngas combustion with a multi-spark ignition system in a diesel engine adapted to work at the Otto cycle,” *Fuel*, vol. 89, no. 3, pp. 581–591, 2010.
- [6] F. Y. Hagos, A. R. A. Aziz, S. A. Sulaiman, Firmansyah, and R. Mamat, “Effect of fuel injection timing of hydrogen rich syngas augmented with methane in direct-injection spark-ignition engine,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 37, pp. 23846–23855, 2017.
- [7] S. Tsiakmakis, D. Mertzis, A. Dimaratos, Z. Toumasatos, and Z. Samaras, “Experimental study of combustion in a spark ignition engine operating with producer gas from various biomass feedstocks,” *Fuel*, vol. 122, pp. 126–139, 2014.
- [8] J. Francois *et al.*, “Detailed process modeling of a wood gasification combined heat and power plant,” *Biomass and Bioenergy*, vol. 51, pp. 68–82, 2013.
- [9] B. B. Sahoo *et al.*, “Generation of combustion irreversibilities in a spark ignition engine under biogas-hydrogen mixtures fueling,” *Renew. Energy*, vol. 33, no. 9, pp. 849–853, 2008.
- [10] J. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Education, 1988.
- [11] C. R. Ferguson and A. T. Kirkpatrick, *Internal combustion engines: applied thermosciences*. John Wiley & Sons, 2015.
- [12] C. I. Hill, P. Zanchetta, and S. V. Bozhko, “Accelerated electromechanical modeling of a distributed internal combustion engine generator unit,” *Energies*, vol. 5, no. 7, pp. 2232–2247, 2012.

- [13] Y. Ge, L. Chen, and F. Sun, "Progress in Finite Time Thermodynamic Studies for Internal Combustion Engine Cycles," *Entropy*, vol. 18, no. 4, p. 139, 2016.
- [14] M. A. Meybodi and M. Behnia, "Impact of carbon tax on internal combustion engine size selection in a medium scale CHP system," *Appl. Energy*, vol. 88, no. 12, pp. 5153–5163, 2011.
- [15] B. C. Choi and Y. M. Kim, "Thermodynamic analysis of a dual loop heat recovery system with trilateral cycle applied to exhaust gases of internal combustion engine for propulsion of the 6800 TEU container ship," *Energy*, vol. 58, pp. 404–416, 2013.
- [16] B. C. Choi, "Thermodynamic analysis of a transcritical CO₂ heat recovery system with 2-stage reheat applied to cooling water of internal combustion engine for propulsion of the 6800 TEU container ship," *Energy*, vol. 107, pp. 532–541, 2016.
- [17] D. Robinette and T. Singh, "Internal Combustion Engine - Automatic Transmission Matching for Next Generation Power Transfer Technology Development in Automotive Applications," *SAE Int. J. Engines*, vol. 9, no. 3, pp. 2016-01–1099, 2016.
- [18] G. Woschni, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," 1967.
- [19] W. J. . Annand, "Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines'.,", *Proc. Inst. Mech. Engrs*, vol. Vol. 177, pp. 973–990, 1963.
- [20] B. B. Sahoo, U. K. Saha, and N. Sahoo, "Theoretical performance limits of a syngas-diesel fueled compression ignition engine from second law analysis," *Energy*, vol. 36, no. 2, pp. 760–769, 2011.
- [21] A. E. Catania, R. Finesso, and E. Spessa, "Predictive zero-dimensional combustion model for di diesel engine feed-forward control," *Energy Convers. Manag.*, vol. 52, no. 10, pp. 3159–3175, 2011.
- [22] M. Baratta, A. E. Catania, A. Ferrari, R. Finesso, and E. Spessa, "Premixed-Diffusive Multizone Model for Combustion Diagnostics in Conventional and PCCI Diesel Engines," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 133, no. 10, pp. 102801–102813, Apr. 2011.
- [23] N. R. Banapurmath, P. G. Tewari, and R. S. Hosmath, "Experimental investigations of a four-stroke single cylinder direct injection diesel engine operated on dual fuel mode with producer gas as inducted fuel and Honge oil and its methyl ester (HOME) as injected fuels," *Renew. Energy*, vol. 33, no. 9, pp. 2007–2018, 2008.
- [24] D. J. Rausen, A. G. Stefanopoulou, J.-M. Kang, J. A. Eng, and T.-W. Kuo, "A Mean-Value Model for Control of Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines," *J. Dyn. Syst. Meas. Control*, vol. 127, no. 3, p. 355, 2005.
- [25] R. N. Singh, S. P. Singh, and B. S. Pathak, "Investigations on operation of CI engine using producer gas and rice bran oil in mixed fuel mode," *Renew. Energy*, vol. 32, no. 9, pp. 1565–1580, 2007.
- [26] C. J. Chiang, A. G. Stefanopoulou, and M. Jankovi??., "Nonlinear observer-based

control of load transitions in homogeneous charge compression ignition engines,” *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, vol. 15, no. 3, pp. 438–448, 2007.

- [27] G. Woschni, “Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren,” *MTZ*, vol. 31, no. 12, pp. 491–499, 1970.
- [28] G. Sitkei and G. V Ramanaiah, “A Rational Approach for Calculation of Heat Transfer in Diesel Engines.” SAE International , 1972.
- [29] G. F. Hohenberg, “Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations.” SAE International , 1979.
- [30] T. Morel and R. Keribar, “Heat Radiation in D.I. Diesel Engines.” SAE International , 1986.
- [31] J. A. Gatowski, E. N. Balles, K. M. Chun, F. E. Nelson, J. A. Ekchian, and J. B. Heywood, “Heat Release Analysis of Engine Pressure Data,” pp. 961–977, 1984.
- [32] J. Martín, “Aportación al diagnóstico de la combustión en motores diesel de inyección directa,” Universidad Politécnica de Valencia, 2007.
- [33] J. E. Duarte Forero, “Aportaciones al modelado termodinámico de motores de combustión interna,” Univsersidad del Norte, 2016.
- [34] C. Felsch *et al.*, “Combustion model reduction for diesel engine control design,” *Int. J. Engine Res.*, vol. 10, no. 6, pp. 359–387, 2009.
- [35] M. F. J. Brunt, H. Rai, and A. L. Emtage, “The Calculation of Heat Release Energy from Engine Cylinder Pressure Data.” SAE International , 1998.
- [36] A. E. Catania, D. Misul, A. Mittica, and E. Spessa, “A Refined Two-Zone Heat Release Model for Combustion Analysis in SI Engines.,” *JSME International Journal Series B*, vol. 46, no. 1. pp. 75–85, 2003.
- [37] M. A. Rivas Caicedo, E. Witrant, O. Sename, P. Higelin, and C. Caillol, “Energy Wall Losses Estimation of a Gasoline Engine Using a Sliding Mode Observer,” 2012.
- [38] G. Kukkadapu, K. Kumar, C. J. Sung, M. Mehl, and W. J. Pitz, “Autoignition of gasoline and its surrogates in a rapid compression machine,” *Proc. Combust. Inst.*, vol. 34, no. 1, pp. 345–352, 2013.
- [39] L. Chen, T. Li, T. Yin, and B. Zheng, “A predictive model for knock onset in spark-ignition engines with cooled EGR,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 87, pp. 946–955, 2014.
- [40] M. Battistoni, F. Mariani, F. Risi, and C. Poggiani, “Combustion CFD modeling of a spark ignited optical access engine fueled with gasoline and ethanol,” *Energy Procedia*, vol. 82, pp. 424–431, 2015.
- [41] L. Sileghem, T. Wallner, and S. Verhelst, “A quasi-dimensional model for SI engines fueled with gasoline–alcohol blends: Knock modeling,” *Fuel*, vol. 140, pp. 217–226, 2015.

- [42] J. Z. Vasu, A. K. Deb, and S. Mukhopadhyay, "MVEM-Based Fault Diagnosis of Automotive Engines Using Dempster–Shafer Theory and Multiple Hypotheses Testing," *Syst. Man, Cybern. Syst. IEEE Trans.*, vol. 45, no. 7, pp. 977–989, 2015.
- [43] T. Li, T. Yin, and B. Wang, "A phenomenological model of knock intensity in spark-ignition engines," *Energy Convers. Manag.*, vol. 148, pp. 1233–1247, 2017.
- [44] Y. Zhou, D. Hariharan, R. Yang, S. Mamalis, and B. Lawler, "A predictive 0-D HCCI combustion model for ethanol, natural gas, gasoline, and primary reference fuel blends," *Fuel*, vol. 237, no. June 2018, pp. 658–675, 2019.
- [45] M. I. Karamangil, O. Kaynakli, and A. Surmen, "Parametric investigation of cylinder and jacket side convective heat transfer coefficients of gasoline engines," *Energy Convers. Manag.*, vol. 47, no. 6, pp. 800–816, 2006.
- [46] M. Baratta, A. E. Catania, S. d'Ambrosio, and E. Spessa, "Prediction of Combustion Parameters, Performance, and Emissions in Compressed Natural Gas and Gasoline SI Engines," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 130, no. 6, pp. 62805–62811, Aug. 2008.
- [47] P. Moulin and J. Chauvin, "Modeling and control of the air system of a turbocharged gasoline engine," *Control Eng. Pract.*, vol. 19, no. 3, pp. 287–297, 2011.
- [48] E. H. Wang, H. G. Zhang, Y. Zhao, B. Y. Fan, Y. T. Wu, and Q. H. Mu, "Performance analysis of a novel system combining a dual loop organic Rankine cycle (ORC) with a gasoline engine," *2nd Int. Meet. Clean. Combust. (CM0901-Detailed Chem. Model. Clean. Combust.*, vol. 43, no. 1, pp. 385–395, 2012.
- [49] R. Carreño Arango, "A comprehensive methodology to analyse the global energy balance in reciprocating internal combustion engines," Universidad Politécnica de Valencia, 2016.
- [50] J. Karlsson and J. Fredriksson, "Cylinder-by-Cylinder Engine Models Vs Mean Value Engine Models for use in Powertrain Control Applications," *Society*, no. 724, 1998.
- [51] F. Payri, P. Olmeda, J. Martín, and A. García, "A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines," *Appl. Energy*, vol. 88, no. 12, pp. 4632–4641, 2011.
- [52] A. Irimescu, C. Tornatore, L. Marchitto, and S. S. Merola, "Compression ratio and blow-by rates estimation based on motored pressure trace analysis for an optical spark ignition engine," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 61, no. 2, pp. 101–109, 2013.
- [53] C. D. Rakopoulos and C. N. Michos, "Development and validation of a multi-zone combustion model for performance and nitric oxide formation in syngas fueled spark ignition engine," *Energy Convers. Manag.*, vol. 49, no. 10, pp. 2924–2938, 2008.
- [54] W. J. D. Annand and T. H. Ma, "Second Paper: Instantaneous Heat Transfer Rates to the Cylinder Head Surface of a Small Compression-Ignition Engine," *Proc. Inst. Mech. Eng.*, vol. 185, no. 1, pp. 976–987, Jun. 1970.
- [55] W. Nusselt, "Die Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschinen," *Z. Ver. dtsh.*

Ing, vol. 67, pp. 692–708, 1923.

- [56] J. L. S. Fagundez, R. L. Sari, M. E. S. Martins, and N. P. G. Salau, “Comparative analysis of different heat transfer correlations in a two-zone combustion model applied on a SI engine fueled with wet ethanol,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 115, pp. 22–32, 2017.
- [57] Z. HAN and R. D. REITZ, “A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modeling,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 40, no. 3, pp. 613–625, 1997.
- [58] C. Borgnakke, “A Model for the Instantaneous Heat Transfer and Turbulence in a Spark Ignition Engine,” *SAE Pap. 800287*, 1980.
- [59] C. Angelberger, T. Poinso, and B. Delhay, “Improving Near-Wall Combustion and Wall Heat Transfer Modeling in SI Engine Computations,” 1997.
- [60] Y. Y. Wu, B. C. Chen, and F. C. Hsieh, “Heat transfer model for small-scale air-cooled spark-ignition four-stroke engines,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, no. 21–22, pp. 3895–3905, 2006.
- [61] J. V Pastor, “Movimiento del aire en motores diesel de inyección directa,” 1997.
- [62] V. Ganesan, *Computer simulation of spark-ignition engine processes*. Universities press, 1996.
- [63] V. Ganesan, *Computer simulation of Compression-Ignition engine processes*. Universities press, 2000.
- [64] J. Benajes, P. Olmeda, J. Martín, and R. Carreño, “A new methodology for uncertainties characterization in combustion diagnosis and thermodynamic modelling,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 71, no. 1, pp. 389–399, 2014.
- [65] D. G. Goodwin, H. K. Moffat, and R. L. Speth, “Cantera: An object-oriented software toolkit for chemical kinetics, thermodynamics, and transport processes,” *Caltech, Pasadena, CA*, 2009.
- [66] C. . Rakopoulos, D. . Rakopoulos, E. . Giakoumis, and D. . Kyritsis, “Validation and sensitivity analysis of a two zone Diesel engine model for combustion and emissions prediction,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 45, no. 9, pp. 1471–1495, 2004.
- [67] C. D. Rakopoulos, G. M. Kosmadakis, and E. G. Pariotis, “Critical evaluation of current heat transfer models used in CFD in-cylinder engine simulations and establishment of a comprehensive wall-function formulation,” *Appl. Energy*, vol. 87, no. 5, pp. 1612–1630, 2010.
- [68] B. D. K Kuehl, “Laminar-burning velocities of propane-air mixtures,” *U. S. Bur. Mines, R. I*, vol. 35, no. 4, pp. 510–521, 1945.
- [69] M. Reyes, F. V. Tinaut, A. Horrillo, and A. Lafuente, “Experimental characterization of burning velocities of premixed methane-air and hydrogen-air mixtures in a constant volume combustion bomb at moderate pressure and temperature,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 130, pp. 684–697, 2018.

- [70] Y. A. Cengel, M. A. Boles, and I. A. Buesa, *Termodinámica*, vol. 10. McGraw-Hill São Paulo, 2006.
- [71] F. Payri González and J. M. Desantes Fernández, “Motores de combustión interna alternativos,” *Colección Académica. Editor. UPV*, 2011.
- [72] F. A. Williams, “Combustion Theory, (1985),” *Cummings Publ. Co*, 1985.
- [73] S. A. MOLINA ALCAIDE, “Estudio de la influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión, las prestaciones y las emisiones de un motor diesel de 1.8 litros de cilindrada,” UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA, 2003.
- [74] U. Aronsson, H. Solaka, G. Lequien, O. Andersson, and B. Johansson, “Analysis of Errors in Heat Release Calculations Due to Distortion of the In-Cylinder Volume Trace from Mechanical Deformation in Optical Diesel Engines,” 2018.
- [75] I. A. West *et al.*, “Internal Combustion Engine Cylinder Volume Trace Deviation,” *SAE Int. J. Engines*, vol. 11, no. 2, pp. 3–11, 2018.
- [76] S. Verhelst and C. G. W. Sheppard, “Multi-zone thermodynamic modelling of spark-ignition engine combustion - An overview,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 50, no. 5, pp. 1326–1335, 2009.
- [77] K. M. Chun and J. B. Heywood, “Estimating Heat-Release and Mass-of-Mixture Burned from Spark-Ignition Engine Pressure Data,” *Combust. Sci. Technol.*, vol. 54, no. 1–6, pp. 133–143, 1987.
- [78] H. . Cheung and J. . Heywood, ““Evaluation of a one-zone burn-rate analysis procedure using production SI engine pressure data’.,” *SAE Pap.*, p. 932749, 1993.
- [79] D. Mehrnoosh, H. A. Asghar, and M. A. Asghar, “Thermodynamic model for prediction of performance and emission characteristics of SI engine fuelled by gasoline and natural gas with experimental verification,” *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 26, no. 7, pp. 2213–2225, 2012.
- [80] F. Consuegra, A. Bula, W. Guillín, J. Sánchez, and J. Duarte Forero, “Instantaneous in-Cylinder Volume Considering Deformation and Clearance due to Lubricating Film in Reciprocating Internal Combustion Engines,” *Energies*, vol. 12, no. 8, p. 1437, 2019.
- [81] G. Hohenberg, “Definition und Eigenschaften des thermodynamischen Verlustwinkels von Kolbenmaschinen,” *Automobil-Industrie*, vol. 4, no. 15–21, p. 102, 1976.
- [82] A. Douaud and P. Eyzat, ““Die Auswirkung verschiedener Parameter auf die Mitteldruckberechnung bei Verbrennungsmotoren’.,” *MTZ*, 1981.
- [83] P. Pinchon and M. Molinier, ““Calage du PMH des moteurs a piston,” *Inst. Fr. du Pet.*, 1982.
- [84] P. Pinchon, “Calage thermodynamique du point mort haut des moteurs à piston ,” *Rev. Inst. Fr. Pét.*, vol. 39, no. 1, pp. 93–111, Jan. 1984.

- [85] P. Rodriguez, “Métodos para la evaluación y medida de los errores en presión y ángulo del ciclo indicativo en motores alternativos,” Universidad Politécnica de Madrid, 1985.
- [86] M. J. Stas, ““Thermodynamic determination of TDC in piston combustion engines’.”,” *SAE Pap.*, no. 960610, 1996.
- [87] M. J. Staś, “An Universally Applicable Thermodynamic Method for T.D.C. Determination.” SAE International , 2000.
- [88] C. Fenollosa, “Aportación a la descripción fenomenológica del proceso de combustión por difusión Diesel.” Universidad Politécnica de Valencia, 2003.
- [89] M. Lapuerta, R. Ballesteros, and J. R. Agudelo, “Effect of the gas state equation on the thermodynamic diagnostic of diesel combustion,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, no. 14, pp. 1492–1499, 2006.
- [90] F. Payri, A. Broatch, J. R. Serrano, L. F. Rodríguez, and A. Esmoris, “Study of the Potential of Intake Air Heating in Automotive DI Diesel Engines,” *SAE Tech. Pap. Ser.*, 2006.
- [91] E. A. Aghdam and M. M. Kabir, “Validation of a blowby model using experimental results in motoring condition with the change of compression ratio and engine speed,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 34, no. 2, pp. 197–209, 2010.
- [92] A. Irimescu, S. Di Iorio, S. S. Merola, P. Sementa, and B. M. Vaglieco, “Evaluation of compression ratio and blow-by rates for spark ignition engines based on in-cylinder pressure trace analysis,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 162, no. February, pp. 98–108, 2018.
- [93] M. S. M. Perera, S. Theodossiades, and H. Rahnejat, “Elasto-multi-body dynamics of internal combustion engines with tribological conjunctions,” vol. 224, pp. 261–277, 2010.
- [94] R. K. Naffin and L. Chang, “An analytical model for the basic design calculations of journal bearings,” *J. Tribol.*, vol. 132, no. 2, pp. 24503–24507, Mar. 2010.
- [95] G. G. Vignolo, D. O. Barilá, and L. M. Quinzani, “Approximate analytical solution to Reynolds equation for finite length journal bearings,” *Tribol. Int.*, vol. 44, no. 10, pp. 1089–1099, 2011.
- [96] G. B. Dubois and F. W. Ocvirk, “Analytical Derivation and Experimental Evaluation of Short-Bearing Approximation for Full Journal Bearing,” 1953.
- [97] B. Bushan, *Modern tribology handbook*. CRC Press LLC, 2001.
- [98] R. J. J. Arenz, “Relation of elastic modulus to thermal expansion coefficient in elastic and viscoelastic materials,” *2005 SEM Annu. Conf. Expo. Exp. Appl. Mech.*, no. 1, pp. 1–4, 2005.
- [99] R. E. Barker, “An approximate relation between elastic moduli and thermal expansivities,” *J. Appl. Phys.*, vol. 34, no. 1, pp. 107–116, 1963.

- [100] G. P. Beretta, M. Rashidi, and J. C. Keck, "Turbulent flame propagation and combustion in spark ignition engines," *Combust. Flame*, vol. 52, no. C, pp. 217–245, 1983.
- [101] R. B. Krieger and G. Borman, "The Computation of Apparent Heat Release for Internal Combustion Engines," *ASME Pap.*, no. 66-WA/DGP-4, 1966.
- [102] L. Eriksson and A. Thomasson, "Cylinder state estimation from measured cylinder pressure traces," *IFAC-PapersOnLine*, vol. 50, no. 1, pp. 11029–11039, 2017.
- [103] G. M. Rassweiler and L. Withrow, "Motion Pictures of Engine Flames Correlated with Pressure Cards." SAE International , 1938.
- [104] F. Payri, J. M. Desantes, and J. M. Corberán, "A quasi-steady model on gas exchange process, some results," *Mot. Sympo '88*, 1988.
- [105] J. M. Luján, "Recirculación interna de gases de combustión en motores diesel sobrealimentados," Universidad Politécnica de Valencia, 1998.
- [106] E. Baum, B. Peterson, B. Böhm, and A. Dreizler, "On the validation of les applied to internal combustion engine flows: Part 1: Comprehensive experimental database," *Flow, Turbul. Combust.*, vol. 92, no. 1–2, pp. 269–297, 2014.
- [107] N. Cavina, C. Siviero, and R. Suglia, "Residual Gas Fraction Estimation: Application to a GDI Engine with Variable Valve Timing and EGR," *SAE Tech. Pap. Ser.*, vol. 1, no. 724, 2010.
- [108] M. Shahbakhti and C. R. Koch, "Physics Based Control Oriented Model for HCCI Combustion Timing," *J. Dyn. Syst. Meas. Control*, vol. 132, no. 2, p. 021010, 2010.
- [109] J. W. Fox, W. K. Cheng, and J. B. Heywood, "A Model for Predicting Residual Gas Fraction in Spark-Ignition Engines," *SAE Tech. Pap. Ser.*, vol. 1, no. 412, 1993.
- [110] D. R. Buttsworth, "Spark Ignition Internal Combustion Engine Modelling using Matlab," *Fac. Eng. Surv. Tech. Reports*, 2002.
- [111] I. Wiebe, "Halbempirische formel für die Verbrennungs-Geschwindigkeit," *Verlag der Akad. der Wissenschaften der UdSSR, Moscow*, pp. 156–159, 1956.
- [112] H. Yasar, H. S. Soyhan, H. Walmsley, B. Head, and C. Sorousbay, "Double-Wiebe function: An approach for single-zone HCCI engine modeling," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 28, no. 11, pp. 1284–1290, 2008.
- [113] E. Hellström, A. Stefanopoulou, and L. Jiang, "A Linear Least-Squares Algorithm for Double-Wiebe Functions Applied to Spark-Assisted Compression Ignition," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 136, no. 9, p. 091514, 2014.
- [114] J. I. Ghoej, "Review of the development and applications of the Wiebe function: A tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research," *Int. J. Engine Res.*, vol. 11, no. 4, pp. 297–312, 2010.
- [115] C. Saad, F. maroteaux, J.-B. Millet, and F. Aubertin, "Combustion Modeling of a Direct Injection Diesel Engine Using Double Wiebe Functions: Application to HiL

Real-Time Simulations,” *SAE Tech. Pap. Ser.*, vol. 1, 2011.

- [116] Y. Yeliana, C. Cooney, J. Worm, D. J. Michalek, and J. D. Naber, “Estimation of double-Wiebe function parameters using least square method for burn durations of ethanol-gasoline blends in spark ignition engine over variable compression ratios and EGR levels,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 14–15, pp. 2213–2220, 2011.
- [117] Yeliana, “Parametric combustion modeling for ethanol-gasoline fuelled spark ignition engines.” Michigan Technological University, 2010.
- [118] M. Dashti, A. A. Hamidi, and A. A. Mozafari, “A Comparative Study of the Performance of a SI Engine Fuelled by Natural Gas as Alternative Fuel by Thermodynamic Simulation,” pp. 49–57, 2010.
- [119] P. Nematizade, B. Ghobadian, F. Ommi, and G. Najafi, “Performance and exhaust emissions of a spark ignition engine using G- Series and E20 fuels,” vol. 20, 2013.
- [120] F. Muñoz, M; Payri, “Cap. 1: Características Fundamentales de los MCIA,” in *Motores de Combustión Interna Alternativos*, Servicio Publicaciones E.T.S. Ingenieros Industriales, Universidad Politécnica Madrid, 1994, pp. 3–25.
- [121] P. Rodríguez, “Métodos para la evaluación y medida de los errores en presión y ángulo del ciclo indicativo en motores alternativos,” Universidad Politécnica de Madrid.
- [122] CMT, “CALMEC.” CMT, Universitat Politècnica de Valencia, Valencia, 2019.
- [123] M. Gore, R. Rahmani, H. Rahnejat, and P. D. King, “Assessment of friction from compression ring conjunction of a high-performance internal combustion engine: A combined numerical and experimental study,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, vol. 230, no. 12, pp. 2073–2085, 2016.
- [124] D. Freudenhammer, B. Peterson, C.-P. Ding, B. Boehm, and S. Grundmann, “The Influence of Cylinder Head Geometry Variations on the Volumetric Intake Flow Captured by Magnetic Resonance Velocimetry,” *SAE Int. J. Engines*, vol. 8, no. 4, pp. 1826–1836, 2015.
- [125] G. J. A. Diaz, L. M. C. Martinez, J. P. G. Montoya, and D. B. Olsen, “Methane number measurements of hydrogen/carbon monoxide mixtures diluted with carbon dioxide for syngas spark ignited internal combustion engine applications,” *Fuel*, vol. 236, no. August 2018, pp. 535–543, 2019.
- [126] M. Dashti, A. A. Hamidi, and A. A. Mozafaric, “Study of Performance and Environmental Emissions of a Gasoline Spark Ignition Engine,” *Int. J. Sustain. Futur. Hum. Secur.*, vol. 1, no. 1, pp. 8–14, 2017.
- [127] G. Díaz Amador, “Auto-ignition Modeling in a Spark Ignition Internal Combustion Engine Fueled with Gaseous Fuels with Variable Methane Number.” Universidad del Norte, 2017.
- [128] R. S. Benson, W. J. D. Annand, and P. C. Baruah, “A simulation model including intake and exhaust systems for a single cylinder four-stroke cycle spark ignition engine,” *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 17, no. 2, pp. 97–124, 1975.

- [129] G. Tian, R. Daniel, H. Li, H. Xu, S. Shuai, and P. Richards, “Laminar burning velocities of 2,5-dimethylfuran compared with ethanol and gasoline,” *Energy and Fuels*, vol. 24, no. 7, pp. 3898–3905, 2010.
- [130] H. Hiroyasu and T. Kadota, “Computer simulation for combustion and exhaust emissions on spark ignition engine,” *Symp. Combust.*, vol. 15th, pp. 1213–1223, 1974.
- [131] Y. W. Chin, R. D. Matthews, S. P. Nicholas, and T. M. Kiehne, “Use of fractal geometry to model turbulent combustion in SI engines,” *Combust. Sci. Technol.*, vol. 86, no. 1–6, pp. 1–30, 1992.

ANEXOS

RESUMEN ESTADÍSTICO DE LAS REGRESIONES PARA LA ESTIMACIÓN DE PARÁMETROS DE SALIDA DE CARACTERIZACIÓN DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA MEDIANTE ENSAYOS DE ARRASTRE

MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

- **Relación de compresión real**

Tabla 30. Estadísticas de la regresión para la relación de compresión real MEC

<i>Estadísticas de la regresión</i>	
Coeficiente de correlación múltiple	0,996554211
Coeficiente de determinación R^2	0,993120296
R^2 ajustado	0,988533827
Error típico	0,059932336
Observaciones	6

Tabla 31. ANOVA de la regresión para la relación de compresión real MEC

ANÁLISIS DE VARIANZA					
	<i>Grados de libertad</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>Promedio de los cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Valor crítico de F</i>
Regresión	2	1,55552064	0,77776032	216,532641	0,00057063
Residuos	3	0,01077565	0,00359188		
Total	5	1,56629629			

Tabla 32. Coeficientes de la regresión para la relación de compresión real MEC

	<i>Coeficientes</i>	<i>Error típico</i>	<i>Estadístico t</i>	<i>Probabilidad</i>
Intercepción	38,2698999	1,09675429	34,8937771	5,1754E-05
rg (~)	-1,25053712	0,06565754	-19,0463597	0,00031604
RPM	-3,6382E-05	4,0905E-05	-0,88943314	0,43929112

- **Coeficiente de deformaciones medias**

Tabla 33. Estadísticas de la regresión para el coeficiente de deformaciones medias MEC

<i>Estadísticas de la regresión</i>	
Coeficiente de correlación múltiple	0,95448302
Coeficiente de determinación R ²	0,91103784
R ² ajustado	0,85172973
Error típico	0,14359379
Observaciones	6

Tabla 34. ANOVA de la regresión para el coeficiente de deformaciones medias MEC

ANÁLISIS DE VARIANZA					
	<i>Grados de libertad</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>Promedio de los cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Valor crítico de F</i>
Regresión					
n	2	0,6334665	0,31673325	15,361102	0,02653432
Residuos	3	0,06185753	0,02061918		
Total	5	0,69532403			

Tabla 35. Coeficientes de la regresión para el coeficiente de deformaciones medias MEC

	<i>Coeficientes</i>	<i>Error típico</i>	<i>Estadístico t</i>	<i>Probabilidad</i>
Intercepción	-4,5924359	2,62774846	-1,74766953	0,17884549
rg (~)	0,50066761	0,15731099	3,18266145	0,04999174
RPM	-0,00052769	9,8006E-05	-5,38430258	0,0125493

- **Constante CWI**

Tabla 36. Estadísticas de la regresión para la constante CWI MEC

<i>Estadísticas de la regresión</i>	
Coeficiente de correlación múltiple	0,93832941
Coeficiente de determinación R^2	0,88046208
R^2 ajustado	0,85057759
Error típico	0,16406938
Observaciones	6

Tabla 37. ANOVA de la regresión para la constante CWI MEC

ANÁLISIS DE VARIANZA					
	<i>Grados de libertad</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>Promedio de los cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Valor crítico de F</i>
Regresión	1	0,79308547	0,79308547	29,4621837	0,00558762
Residuos	4	0,10767504	0,02691876		
Total	5	0,90076052			

Tabla 38. Coeficientes de la regresión para la constante CWI MEC

	<i>Coeficientes</i>	<i>Error típico</i>	<i>Estadístico t</i>	<i>Probabilidad</i>
Intercepción	-0,49676929	0,5840497	-0,85055996	0,44293232
kdef (~)	1,06798801	0,19675869	5,42790786	0,00558762

- **Desfase termodinámico**

Tabla 39. Estadísticas de la regresión para el desfase termodinámico MEC

<i>Estadísticas de la regresión</i>	
Coeficiente de correlación múltiple	0,99168341
Coeficiente de determinación R^2	0,98343598
R^2 ajustado	0,9723933
Error típico	0,01195553
Observaciones	6

Tabla 40. ANOVA de la regresión para el desfase termodinámico MEC

ANÁLISIS DE VARIANZA					
	<i>Grados de libertad</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>Promedio de los cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Valor crítico de F</i>
Regresión	2	0,02545888	0,01272944	89,05771765	0,00213181
Residuos	3	0,0004288	0,00014293		
Total	5	0,02588768			

Tabla 41. Coeficientes de la regresión para el desfase termodinámico MEC

	<i>Coeficientes</i>	<i>Error típico</i>	<i>Estadístico t</i>	<i>Probabilidad</i>
Intercepción	1,07755986	0,20877552	5,16133243	0,014105915
rg (~)	-0,06446507	0,01252793	-5,14570939	0,014224215
Kdef (~)	0,19371816	0,01472045	13,1597947	0,000947913

MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO

- **Relación de compresión real**

Tabla 42. Estadísticas de la regresión para la relación de compresión real MEP

<i>Estadísticas de la regresión</i>	
Coefficiente de correlación múltiple	0,99664926
Coefficiente de determinación R^2	0,99330974
R^2 ajustado	0,98661948
Error típico	0,11259075
Observaciones	5

Tabla 43. ANOVA de la regresión para la relación de compresión real MEP

ANÁLISIS DE VARIANZA					
	<i>Grados de libertad</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>Promedio de los cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Valor crítico de F</i>
Regresión	2	3,76423871	1,882119354	148,471034	0,00669026
Residuos	2	0,02535335	0,012676677		
Total	4	3,78959206			

Tabla 44. Coeficientes de la regresión para la relación de compresión real MEP

	<i>Coeficientes</i>	<i>Error típico</i>	<i>Estadístico t</i>	<i>Probabilidad</i>
Intercepción	-1,94531366	0,69477414	-2,799922381	0,10739763
rg (~)	1,20510493	0,07301288	16,50537543	0,00365061
RPM	-0,00014922	0,00010885	-1,370953134	0,30396027

- **Coefficiente de deformaciones medias**

Tabla 45. Estadísticas de la regresión para el coeficiente de deformaciones medias MEP

<i>Estadísticas de la regresión</i>	
Coeficiente de correlación múltiple	0,99609291
Coeficiente de determinación R ²	0,99220108
R ² ajustado	0,98440217
Error típico	0,04380368
Observaciones	5

Tabla 46. ANOVA de la regresión para el coeficiente de deformaciones medias MEP

ANÁLISIS DE VARIANZA					
	<i>Grados de libertad</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>Promedio de los cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Valor crítico de F</i>
Regresión					
n	2	0,48822131	0,244110653	127,22295	0,00779892
Residuos	2	0,00383753	0,001918763		
Total	4	0,49205883			

Tabla 47. Coeficientes de la regresión para el coeficiente de deformaciones medias MEP

	<i>Coeficientes</i>	<i>Error típico</i>	<i>Estadístico t</i>	<i>Probabilidad</i>
Intercepción	6,70834996	0,27030344	24,81784927	0,001619629
rg (~)	-0,43669249	0,02840582	-15,37334409	0,004204531
RPM	6,8143E-05	4,2347E-05	1,60916782	0,248857412

- **Constante CWI**

Tabla 48. Estadísticas de la regresión para la constante CWI MEP

<i>Estadísticas de la regresión</i>	
Coeficiente de correlación múltiple	0,99970176
Coeficiente de determinación R ²	0,9994036
R ² ajustado	0,9991054
Error típico	0,02336816
Observaciones	4

Tabla 49. ANOVA de la regresión para la constante CWI MEP.

ANÁLISIS DE VARIANZA					
	<i>Grados de libertad</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>Promedio de los cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Valor crítico de F</i>
Regresión	1	1,83013429	1,83013429	3351,45913	0,00029824
Residuos	2	0,00109214	0,00054607		
Total	3	1,83122643			

Tabla 50. Coeficientes de la regresión para la constante CWI MEP

	<i>Coeficientes</i>	<i>Error típico</i>	<i>Estadístico t</i>	<i>Probabilidad</i>
Intercepción	9,40798839	0,12594948	74,6965272	0,000179177
r (~)	-0,74442642	0,01285893	-57,8917881	0,000298244

- **Desfase termodinámico**

Tabla 51. Estadísticas de la regresión para el desfase termodinámico MEP

<i>Estadísticas de la regresión</i>	
Coeficiente de correlación múltiple	0,999948
Coeficiente de determinación R^2	0,999896
R^2 ajustado	0,999844
Error típico	0,00362933
Observaciones	4

Tabla 52. ANOVA de la regresión para el desfase termodinámico MEP

ANÁLISIS DE VARIANZA					
	<i>Grados de libertad</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>Promedio de los cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Valor crítico de F</i>
Regresión	1	0,25327432	0,253274321	19228,20579	5,200E-05
Residuos	2	2,6344E-05	1,3172E-05		
Total	3	0,25330067			

Tabla 53. Coeficientes de la regresión para el desfase termodinámico MEP

	<i>Coeficientes</i>	<i>Error típico</i>	<i>Estadístico t</i>	<i>Probabilidad</i>
Intercepción	3,72909886	0,02247145	165,9483176	3,63104E-05
rg (~)	-0,31411829	0,00226529	-138,6658061	5,20029E-05

DATOS ASOCIADOS AL CÁLCULO DE PARÁMETROS EFECTIVOS MODELO DE INTERPOLACIÓN

Tabla 54. Parámetros indicados ensayo de combustión plena carga a 3500 RPM predichos a través del método de interpolación

Variables	Unidades	Valor
W_{in}	kJ	0,4933
PMI	bar	11,0944
\dot{W}_{in}	kW	57,6191
n_{in}	(\sim)	0,3985
gf_{in}	$g/kW \cdot h$	209,5537
T_{in}	$N \cdot m$	157,0209

Tabla 55. Perdidas mecánicas ensayo de combustión plena carga a 3500 RPM predichas a través del método de interpolación

Variable	Unidades	Valor
n_m	(\sim)	0,8955
$PMPME$	bar	1,1698
$PM\dot{W}_{efec}$	kW	6,0331
PMW_{efec}	kJ	0,0516
PMT_{efec}	$N \cdot M$	16,4184

CÁLCULO DEL VOLUMEN DE QUEMADOS A PARTIR DEL CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DEL FRENTE DE LLAMA

En este anexo, se hace uso de un modelo basado en la estimación de la velocidad del frente de llama durante la combustión de la mezcla aire-combustible. Cabe resaltar que los valores y conjunto de ecuaciones presentados para dicha estimación son valores sugeridos, que deben ser calculados y/o caracterizados, debido a que en el tiempo en el que fueron obtenidos los valores y conjunto de ecuaciones antes mencionados, las condiciones operacionales de los motores eran muy diferentes a las registradas en la actualidad [10].

Para el cálculo del volumen de quemados se tendrá el supuesto de que la propagación del frente de la llama es de tipo esférica [10], [79], [128], [129]. Teniendo en cuenta el supuesto anterior, el cálculo para la variación del radio del volumen esférico de quemados queda de la siguiente forma [128][79]:

$$\Delta r_f = \frac{S_T \Delta \theta}{360 \times RPS} \quad \text{Ec.176}$$

Donde Δr_f (m), S_T (m/s), $\Delta \theta$ (Deg.) y RPS son el radio de la llama, la velocidad de la llama turbulenta, el ángulo del cigüeñal y la velocidad del motor, respectivamente.

De la expresión anterior se resalta la necesidad de conocer la velocidad turbulenta del frente de llama S_T , la cual se obtendrá de la relación entre la velocidad de llama turbulenta y la velocidad de llama laminar encontrada en [128]:

$$\frac{S_T}{S_L} = ff \quad \text{Ec.177}$$

Donde ff , S_L (m/s) y S_T (m/s) son el factor de llama, velocidad de llama laminar y velocidad de llama turbulenta, respectivamente. De acuerdo con Hiroyasu y Kadota [130], el factor de llama se correlaciona con la velocidad del motor como:

$$ff = 1 + b_{ff} \cdot RPM \quad \text{Ec.178}$$

Donde b_{ff} es una constante entre 0.0017 y 0.0020 y está relacionada con el tipo de motor y la turbulencia asociada al mismo [79], [130].

Finalmente para el cálculo de la velocidad laminar del frente de llama, se utiliza la correlación empírica enunciada por Heywood [10]:

$$S_L = S_{L,0} \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^{\alpha_u} \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\beta_u} \quad \text{Ec.179}$$

$$\alpha_u = 2,18 - 0,8(\phi - 1) \quad \text{Ec.180}$$

$$\beta_{ul} = -0,16 + 0,22(\phi - 1) \quad \text{Ec.181}$$

$$S_{L,0} = \frac{B_m + B_\phi(\phi - \phi_m)^2}{100} \quad \text{Ec.182}$$

Los valores de B_m , B_ϕ y ϕ_m pueden ser encontrados en la siguiente tabla:

Tabla 56. Parámetros para el cálculo de la velocidad de avance laminar del frente de llama para distintos combustibles [10]

Combustible	ϕ_m	$B_m, \text{ cm/s}$	$B_\phi, \text{ cm/s}$
Metanol	1,11	36,9	-140,5
Propano	1,08	34,2	-140,5
Iso-octano	1,13	26,3	-140,5
Gasolina	1,21	30,5	-140,5

Donde P (bar), P_0 (bar), T_u (K), T_0 (K) y S_L (m/s) son la presión en cámara del cilindro, la presión de referencia del combustible, la temperatura de la zona de no quemados, la temperatura referencia del combustible y la velocidad laminar del frente de llama, respectivamente.

Teniendo ya una expresión que permita el cálculo del radio del frente de llama, el volumen de la zona de quemados se calcula de forma similar a como lo planteó Chin [131], con la diferencia de que no se ajustan parámetros de la expresión de volumen según el radio del frente de llama, sino que se calculan distintos volúmenes dependiendo de la geometría de la zona de quemados, siendo el volumen de dicha zona la suma de los volúmenes calculados.

En la primera etapa de la evolución de la zona de quemados, el avance del frente de llama conserva la forma de una semiesfera de radio r_f , este avance semiesférico del frente de llama se conserva hasta que r_f es igual a la mitad del diámetro del pistón, es decir al radio del pistón, por lo tanto la ecuación para el volumen de la zona de quemados en los estos instantes mencionados anteriormente es:

$$V_B = \frac{2\pi(r_f)^3}{3} \quad \text{si} \quad r_f \leq \frac{B}{2} \quad \text{Ec.183}$$

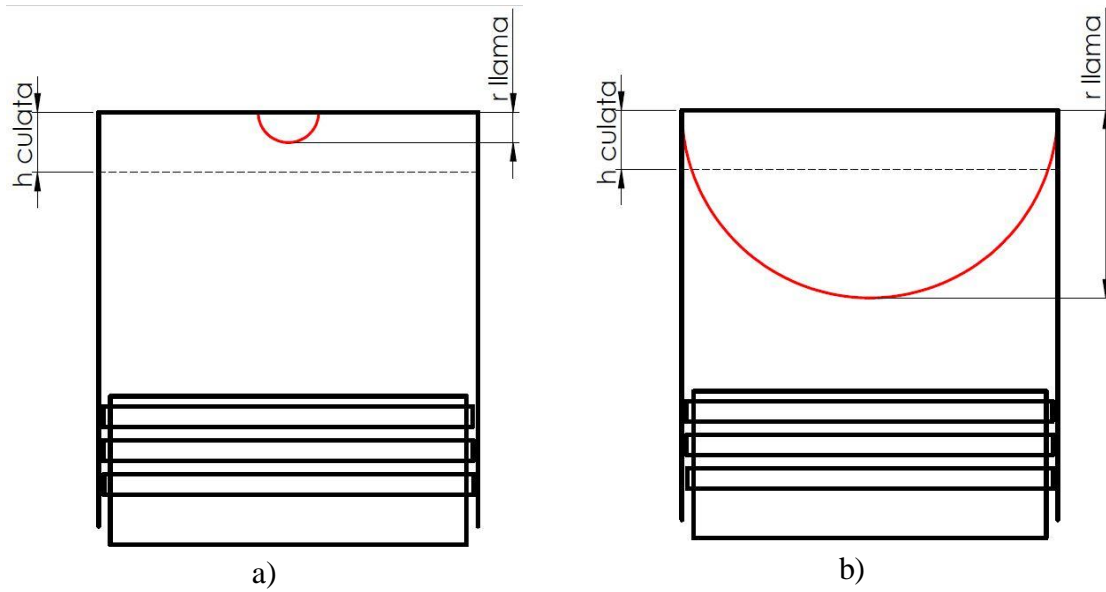


Figura 33: Avance semiesférico del frente de llama a) Inicios de la combustión, b) Instante en el que $2r_f = B$.

Una vez que se supera el instante mostrado en la Figura 33b, el volumen de la zona de quemados pasa a calcularse a través de la suma de dos volúmenes tal y como se muestra en la Figura 34. En esta etapa se calcula el volumen de un cilindro imaginario de altura $(h_{cul} + h_1)$ y de diámetro B junto con un segmento esférico de altura $(r_f - h_{culata} - h_1)$:

$$V_B = \pi(h_{culata} + h_1) \frac{B^2}{4} + (r_f - h_{culata} - h_1) \frac{\pi}{6} \left(3 \left(\frac{B}{2} \right)^2 + (r_f - h_{culata} - h_1)^2 \right) \quad \text{Ec.184}$$

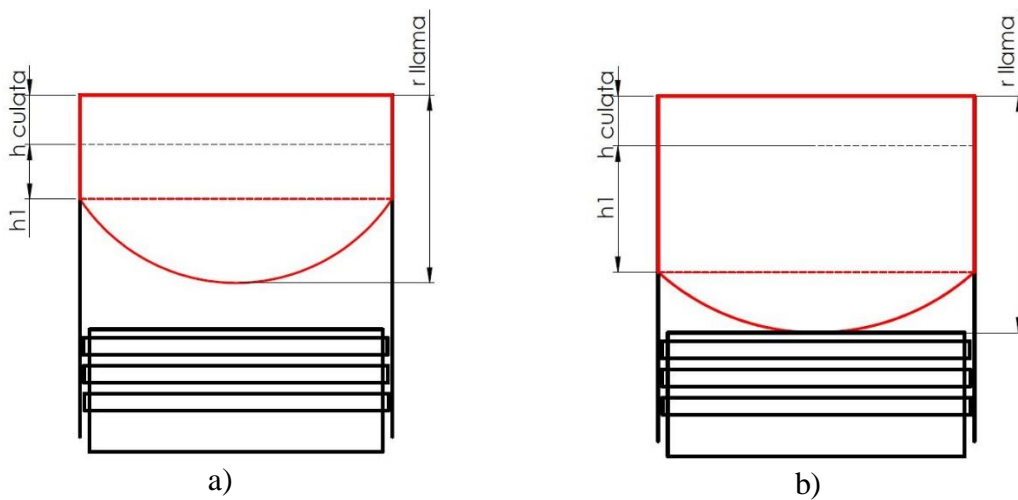


Figura 34. Segunda etapa del avance del frente de llama a) Avance sin tocar el pistón b) Avance justo en el instante que es tangente al pistón.

Un instante después al registrado en la Figura 34b, el radio del frente de llama a pesar de teóricamente tener una dimensión que le permite superar la posición de la cabeza del pistón, al encontrarse con esta, genera que la división de volúmenes sea de 3: un cilindro de altura $(h_{cul} + h_1)$ y de diámetro B , un segmento esférico de altura $(r_f - h_{culata} - h_1)$ y otro segmento semiesférico imaginario de altura $(r_f - h_{culata} - h_1 - h_2)$. Teniendo en cuenta la distribución de volúmenes antes mencionada, la ecuación para el cálculo de la zona de quemados queda de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}
 V_B = & \pi(h_{culata} + h_1) \frac{B^2}{4} \\
 & + (r_f - h_{culata} - h_1) \frac{\pi}{6} \left(3 \left(\frac{B}{2} \right)^2 + (r_f - h_{culata} - h_1)^2 \right) \\
 & - (r_f - h_{culata} - h_1 - h_2) \frac{\pi}{6} \left(3 \left(\frac{B}{2} \right)^2 \right. \\
 & \left. + (r_f - h_{culata} - h_1 - h_2)^2 \right)
 \end{aligned}
 \tag{Ec.185}$$

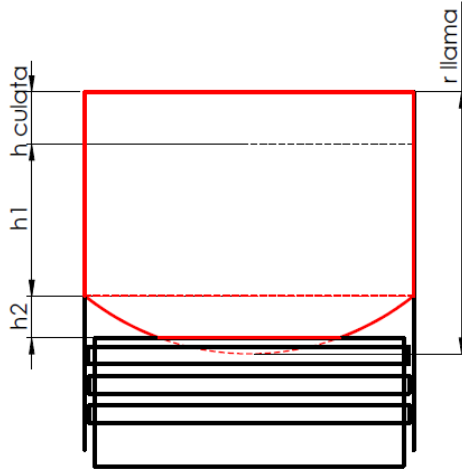


Figura 35. Etapa final del avance del frente de llama

VALIDACIÓN DE PREDICCIÓN DE PRESIÓN EN CÁMARA PARA MOTOR ALIMENTADO CON GAS DE SÍNTESIS

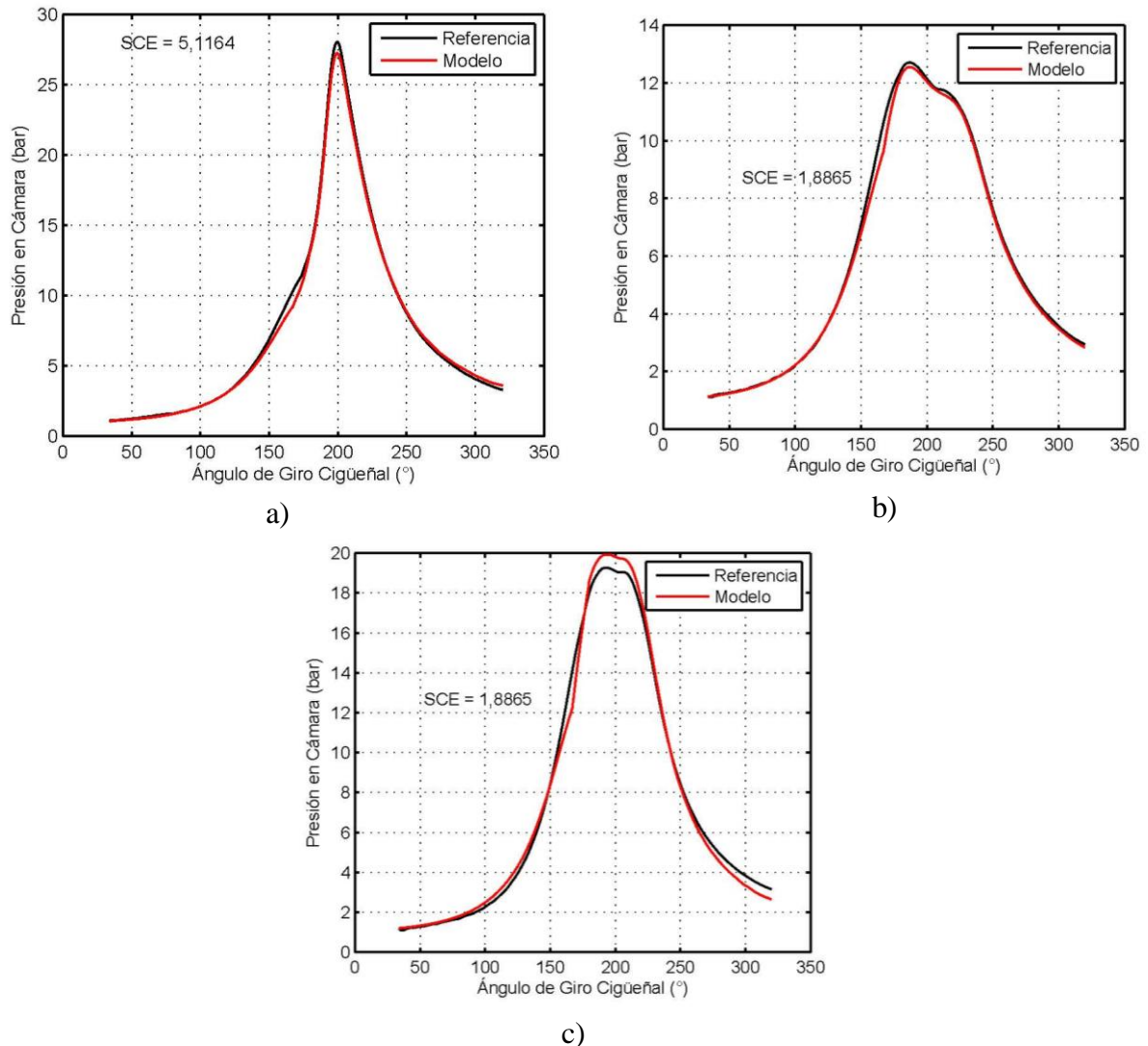


Figura 36. Validación de presión en cámara del motor Waukesha en plena carga a 924 RPM

- a) Composición de gas: 30% H_2 , 40% CO y 30% CO_2 b) Composición de gas: 20% H_2 , 40% CO y 40% CO_2 c) Composición de gas: 24% H_2 , 25,1% CO y 50,9% CO_2 .

HERRAMIENTAS COMPUTACIONALES DESARROLLADAS

- Herramienta de diagnóstico de la combustión.

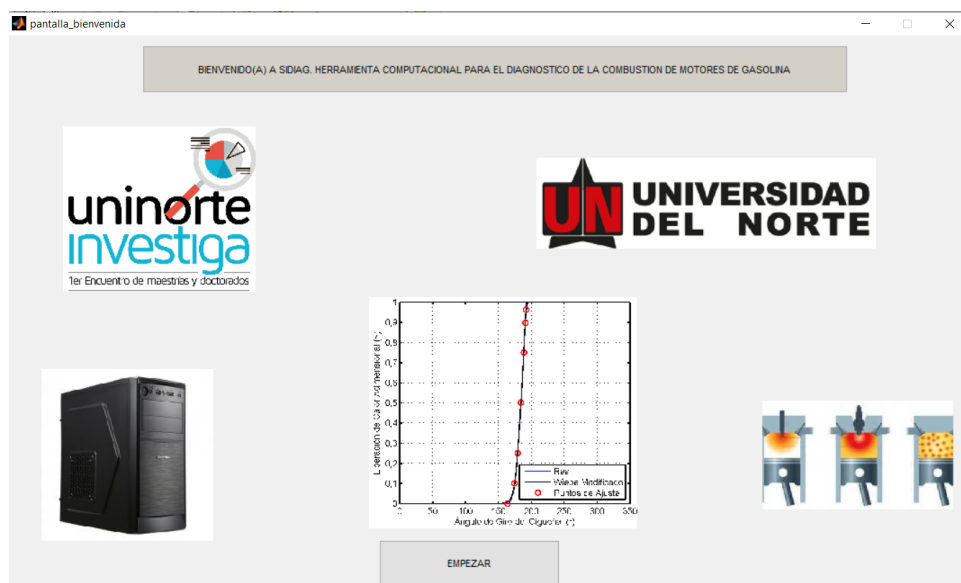


Figura 37. Ventana de bienvenida de la herramienta de diagnóstico de combustión.

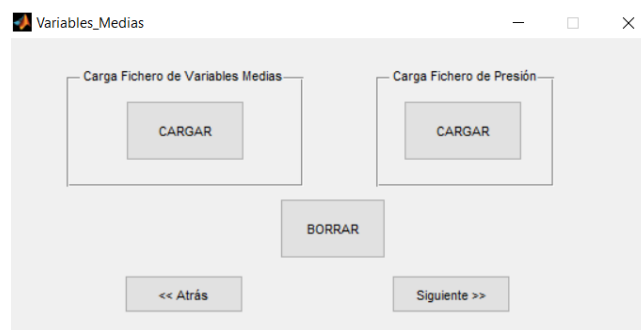


Figura 38. Ventana de carga de ficheros de la herramienta de diagnóstico de combustión.

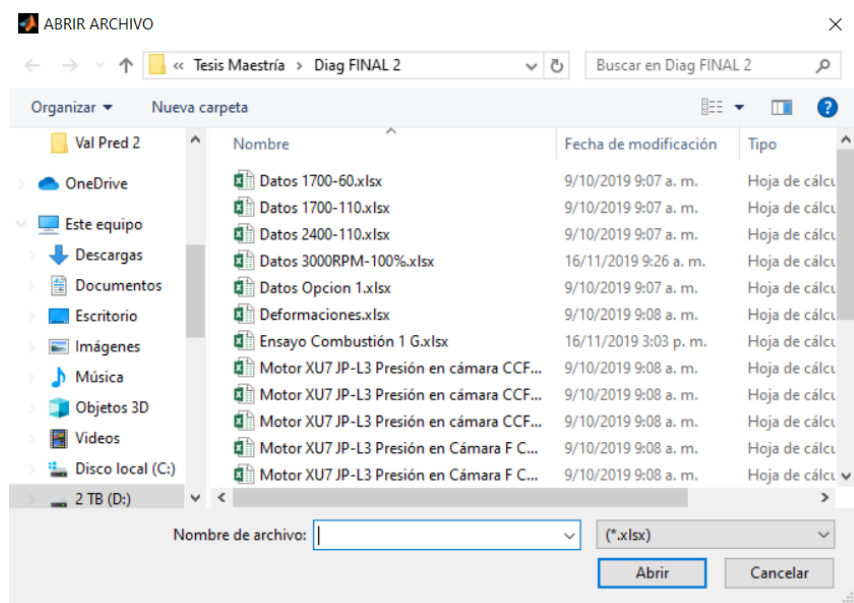


Figura 39. Ventana de selección de archivos de ficheros de la herramienta de diagnóstico de combustión.

Propiedades Geométricas Pistón	
Diámetro del Pistón (B) (mm)	83.05
Longitud de la Biela (L) (mm)	143.4001
Carrera del Pistón (S) (mm)	81.4
Relación de Compresión del Motor	9.8219
Nº de cilindros	4

Propiedades Geométricas Válvulas de Admisión y Escape	
Diámetro de Cabeza de la Válvula de Admisión (mm)	41.7
Máximo Levantamiento de la Válvula de Admisión (mm)	9.4
Diámetro de la Cabeza de la Válvula de Escape (mm)	34.6
Máximo Levantamiento de la Válvula de Escape (mm)	9.4

Figura 40. Ventana de propiedades geométricas del motor de la herramienta de diagnóstico de combustión.

angulos_evo_ivo

Ángulos Característicos del Ciclo Abierto		Válvulas	
EVO (°)	317	Número de Válvulas de Escape	1
EVC (°)	546	Número de Válvulas de Admisión	1
IVO (°)	531		
IVC (°)	750		

Presiones y Temperaturas en los Múltiples de Admisión y Escape		Masa al Cierre de la Admisión (g)
Presión en el Múltiple de Escape (Kpa)	117.7164	0.453
Presión en el Múltiple de Admisión (Kpa)	85.5	
Temperatura en el Múltiple de Escape (Kelvin)	651.2805	
Temperatura en el Múltiple de Admisión (Kelvin)	343.15	
Temperatura EGR (Kelvin)	273.15	
Temperatura del aire en la admisión (Kelvin)	337.5034	

<< Atrás Siguiente >>

Figura 41. Ventana de parámetros y variables del proceso de intercambio de gases del motor de la herramienta de diagnóstico de combustión.

combustion

Parámetros de combustión	
Duración Combustión Semilla (°)	29
Ángulo de Encendido de chispa (°)	-16
Coefficiente politrópico	1.32
Relación de Expansión (~)	2.8
Lambda (~)	0.90909
AFRst (~)	14.7

<<Atrás Siguiente>>

Figura 42. Ventana de parámetros asociados a la combustión de la herramienta de diagnóstico de combustión.

transferencia_de_calor

Parámetros Modelo de Transferencia de Calor

CW1	2.5488
KCTM	0.75
CTM	2.15
Temperatura del agua a la entrada del motor (°C)	90.5074
Rho aire (Kg/m3)	1
Diámetro del bowl (mm)	0

<<Atrás Siguiente>>

Figura 43. Ventana de parámetros asociados al modelo de transferencia de calor de la herramienta de diagnóstico de combustión.

deformacion

Parámetros Modelo de Deformación

Altura Cabeza Pistón (mm)	49.8
Diámetro del Bulón (mm)	26.9526
Descentramiento (mm)	0
Masa Pistón (g)	727.43
Masa Biela (g)	990.31
Coficiente de Deformaciones medias	2.8734

<<Atrás Siguiente>>

Figura 44. Ventana de parámetros asociados al modelo de deformaciones en cámara de combustión de la herramienta de diagnóstico de combustión.

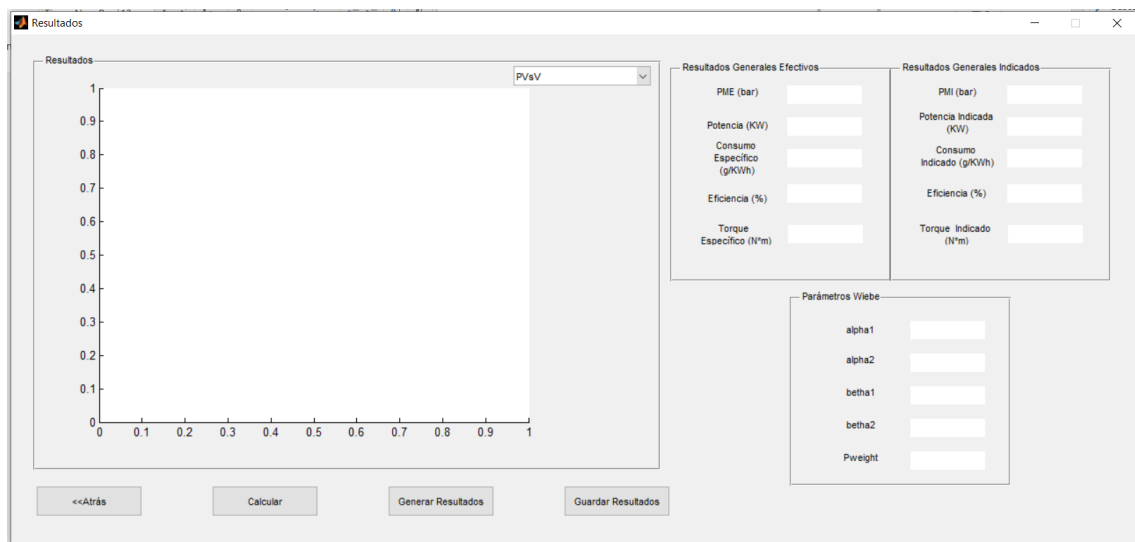


Figura 45. Ventana de resultados sin ejecutar de la herramienta de diagnóstico de combustión.

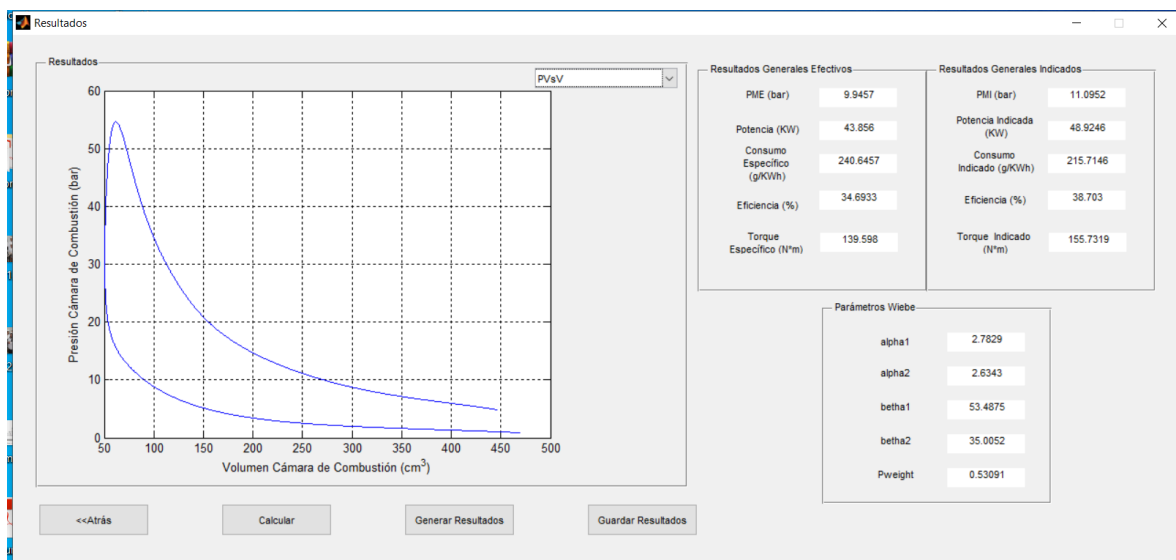


Figura 46. Ventana de resultados de la herramienta de diagnóstico de combustión.

- **Herramienta de caracterización de motores de combustión interna.**



Figura 47. Ventana de bienvenida de la herramienta de caracterización de motores de combustión interna.

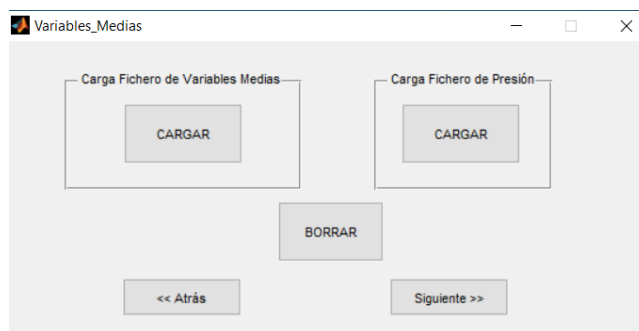


Figura 48. Ventana de carga de ficheros de la herramienta de caracterización de motores de combustión interna.

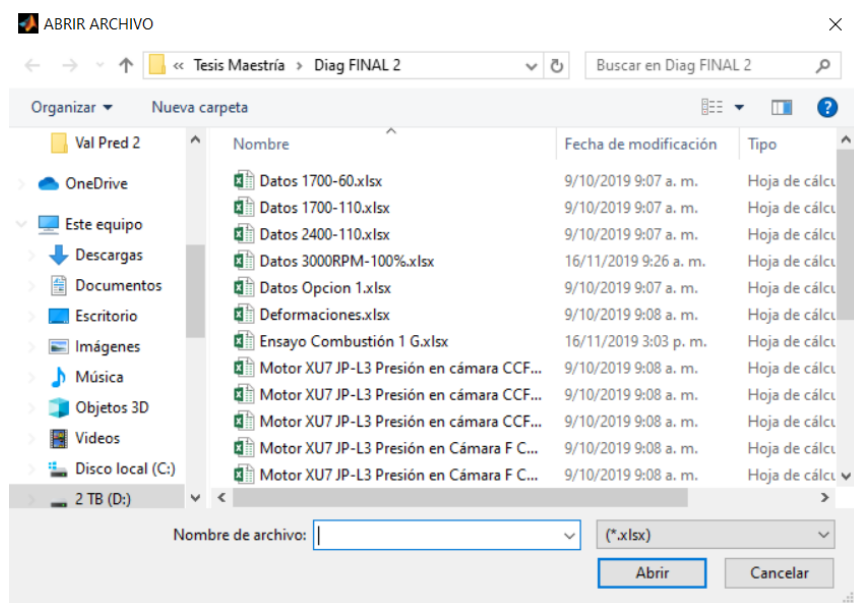


Figura 49. Ventana de selección de archivos de ficheros de la herramienta de caracterización de motores de combustión interna.

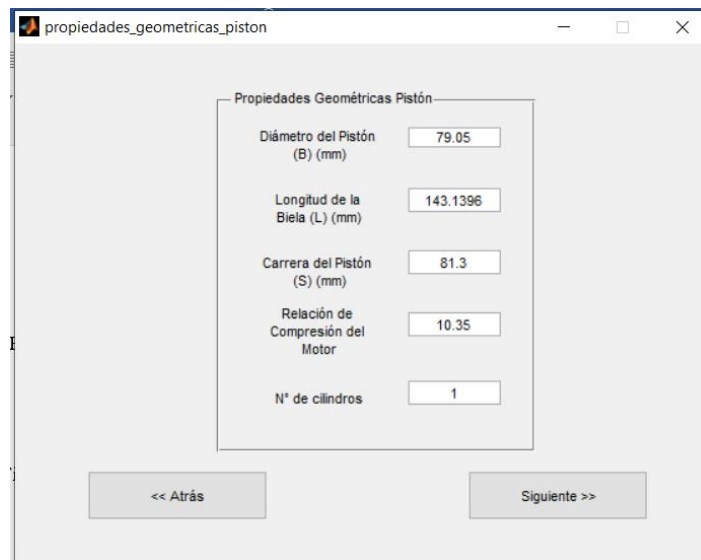


Figura 50. Ventana de propiedades geométricas del motor de la herramienta de caracterización de motores de combustión interna.

The screenshot shows a software window titled 'angulos_evo_ivo'. It contains a section titled 'Ángulos Característicos del Ciclo Abierto' with four input fields: 'EVO (°)' with value 333, 'EVC (°)' with value 540, 'IVO (°)' with value 537, and 'IVC (°)' with value 756. Below this is a section titled 'Masa al Cierre de la Admisión (g)' with a value of 0.39915. At the bottom are two buttons: '<< Atrás' and 'Siguiente >>'.

Ángulos Característicos del Ciclo Abierto	
EVO (°)	333
EVC (°)	540
IVO (°)	537
IVC (°)	756

Masa al Cierre de la Admisión (g)	
	0.39915

<< Atrás Siguiente >>

Figura 51. Ventana de parámetros y variables del proceso de intercambio de gases del motor de la herramienta de diagnóstico de combustión.

The screenshot shows a software window titled 'transferencia_de_calor'. It contains a section titled 'Parámetros Modelo de Transferencia de Calor' with two input fields: 'Temperatura del agua a la entrada del motor (°C)' with value 88.12, and 'Rho aire (Kg/m3)' with value 1. At the bottom are two buttons: '<<Atrás' and 'Siguiente>>'.

Parámetros Modelo de Transferencia de Calor	
Temperatura del agua a la entrada del motor (°C)	88.12
Rho aire (Kg/m3)	1

<<Atrás Siguiente>>

Figura 52. Ventana de parámetros asociados al modelo de transferencia de calor de la herramienta de diagnóstico de combustión.

The screenshot shows a software window titled "deformacion". Inside, there is a section titled "Parámetros Modelo de Deformación" containing five input fields with the following values:

Parámetro	Valor
Altura Cabeza Pistón (mm)	47.4
Diámetro del Bulón (mm)	25.6383
Descentramiento (mm)	0
Masa Pistón (g)	691.9573
Masa Biela (g)	763.3241

At the bottom of the window are two buttons: "<<Atrás" and "Siguiete>>".

Figura 53. Ventana de parámetros asociados al modelo de deformaciones en cámara de combustión de la herramienta de diagnóstico de combustión.

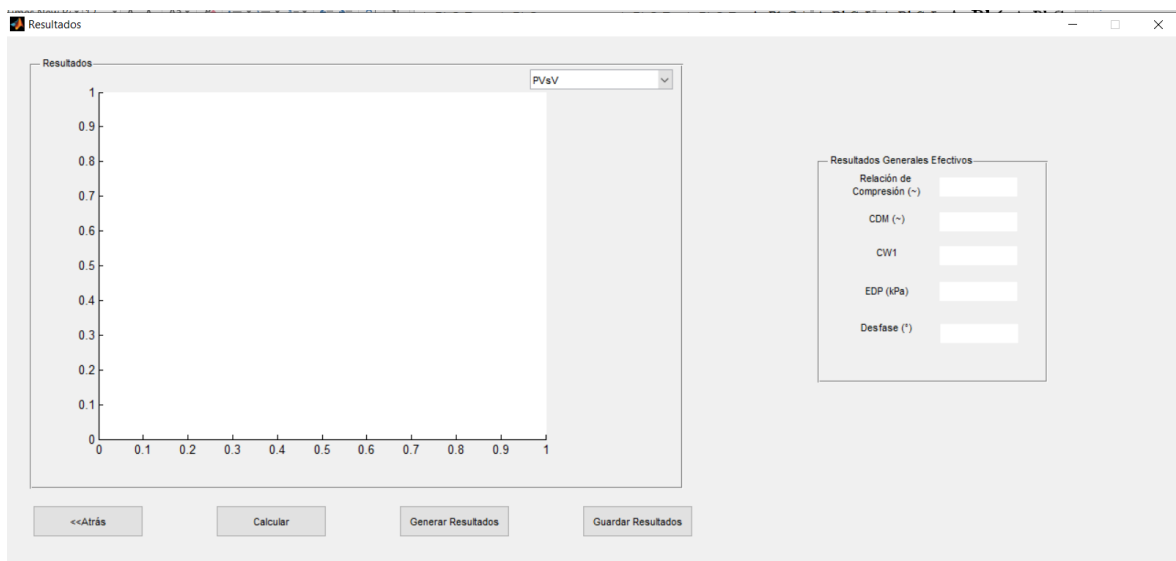


Figura 54. Ventana de resultados sin ejecutar de la herramienta de diagnóstico de combustión.

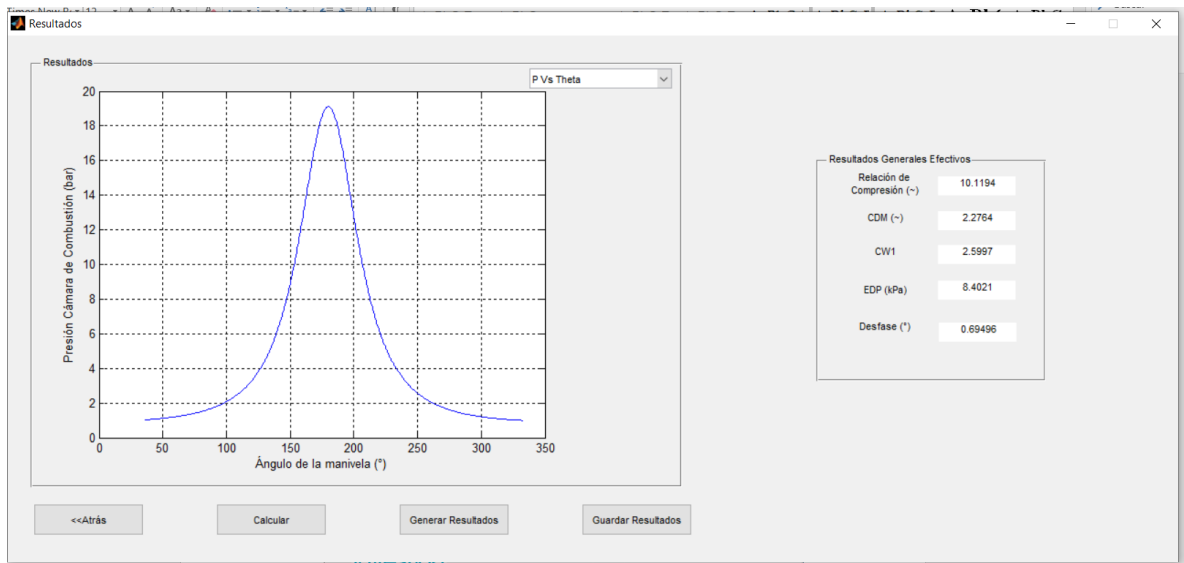


Figura 55. Ventana de resultados de la herramienta de diagnóstico de combustión.

- **Herramienta de predicción de presión en cámara de combustión.**

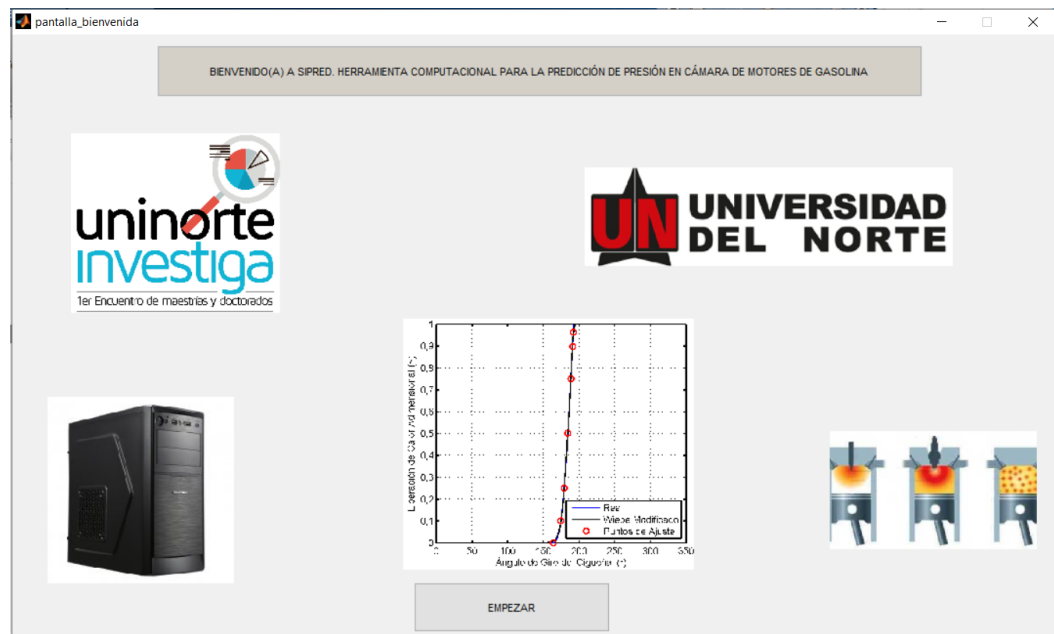


Figura 56. Ventana de bienvenida de la herramienta de predicción de presión en cámara.



Figura 57. Ventana de carga de ficheros de la herramienta de predicción de presión en cámara.

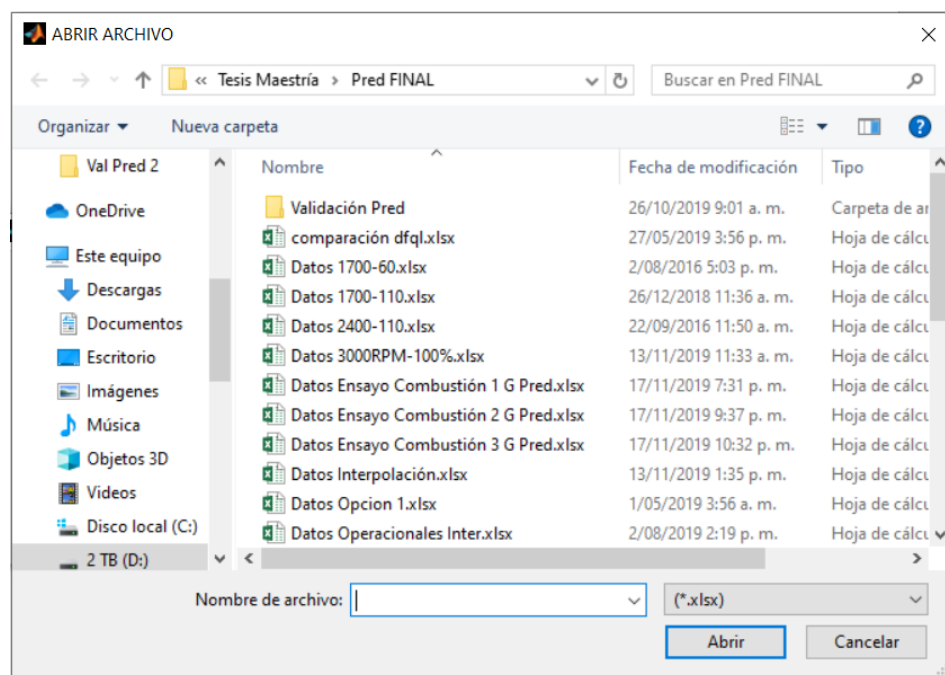


Figura 58. Ventana de selección de archivos de ficheros de la herramienta de predicción de presión en cámara.

propiedades_geometricas_piston

Propiedades Geométricas Pistón		Propiedades Geométricas Válvulas de Admisión y Escape	
Diámetro del Pistón (B) (mm)	83.05	Diámetro de Cabeza de la Válvula de Admisión (mm)	41.7
Longitud de la Biela (L) (mm)	143.4001	Máximo Levantamiento de la Válvula de Admisión (mm)	9.4
Carrera del Pistón (S) (mm)	81.4	Diámetro de la Cabeza de la Válvula de Escape (mm)	34.6
Relación de Compresión del Motor	9.8219	Máximo Levantamiento de la Válvula de Escape (mm)	9.4
N° de cilindros	4		

<< Atrás Sigiente >>

Figura 59. Ventana de propiedades geométricas del motor de la herramienta de predicción de presión en cámara.

angulos_evo_ivo

Ángulos Característicos del Ciclo Abierto		Válvulas	
EVO (°)	317	Número de Válvulas de Escape	1
EVC (°)	546	Número de Válvulas de Admisión	1
IVO (°)	531		
IVC (°)	750		

Presiones y Temperaturas en los Múltiples de Admisión y Escape		Masa al Cierre de la Admisión (g)
Presión en el Múltiple de Escape (Kpa)	117.7164	0.453
Presión en el Múltiple de Admisión (Kpa)	85.5	
Temperatura en el Múltiple de Escape (Kelvin)	651.2805	
Temperatura en el Múltiple de Admisión (Kelvin)	343.15	
Temperatura EGR (Kelvin)	273.15	
Temperatura del aire en la admisión (Kelvin)	337.5034	

<< Atrás Sigiente >>

Figura 60. Ventana de parámetros y variables del proceso de intercambio de gases del motor de la herramienta de predicción de presión en cámara.

The screenshot shows a window titled 'combustion' with a standard Windows title bar (minimize, maximize, close buttons). Inside the window, there is a section titled 'Parámetros de combustión'. Below this title, there are six rows of parameters, each with a text label and a corresponding input field containing a numerical value:

- Duración Combustión Semilla (°): 29
- Ángulo de Encendido de chispa (°): -16
- Coefficiente politrópico: 1.32
- Relación de Expansión (~): 2.8
- Lambda (~): 0.90909
- AFRst (~): 14.7

At the bottom of the window, there are two buttons: '<<Atrás' on the left and 'Siguiente>>' on the right.

Figura 61. Ventana de parámetros asociados a la combustión de la herramienta predicción de presión en cámara.

The screenshot shows a window titled 'transferencia_de_calor' with a standard Windows title bar. Inside the window, there is a section titled 'Parámetros Modelo de Transferencia de Calor'. Below this title, there are seven rows of parameters, each with a text label and a corresponding input field containing a numerical value:

- CW1: 2.5488
- KCTM: 0.75
- CTM: 2.15
- Temperatura del agua a la entrada del motor (°C): 90.5074
- Rho aire (Kg/m3): 1
- Diámetro del bowl (mm): 0

At the bottom of the window, there are two buttons: '<<Atrás' on the left and 'Siguiente>>' on the right.

Figura 62. Ventana de parámetros asociados al modelo de transferencia de calor de la herramienta de predicción de presión en cámara.

deformacion

Parámetros Modelo de Deformación

Altura Cabeza Pistón (mm)	49.8
Diámetro del Bulón (mm)	26.9526
Descentramiento (mm)	0
Masa Pistón (g)	727.43
Masa Biela (g)	990.31
Coefficiente de Deformaciones medias	2.8734

<<Atrás Siguiente>>

Figura 63. Ventana de parámetros asociados al modelo de deformaciones en cámara de combustión de la herramienta predicción de presión en cámara.

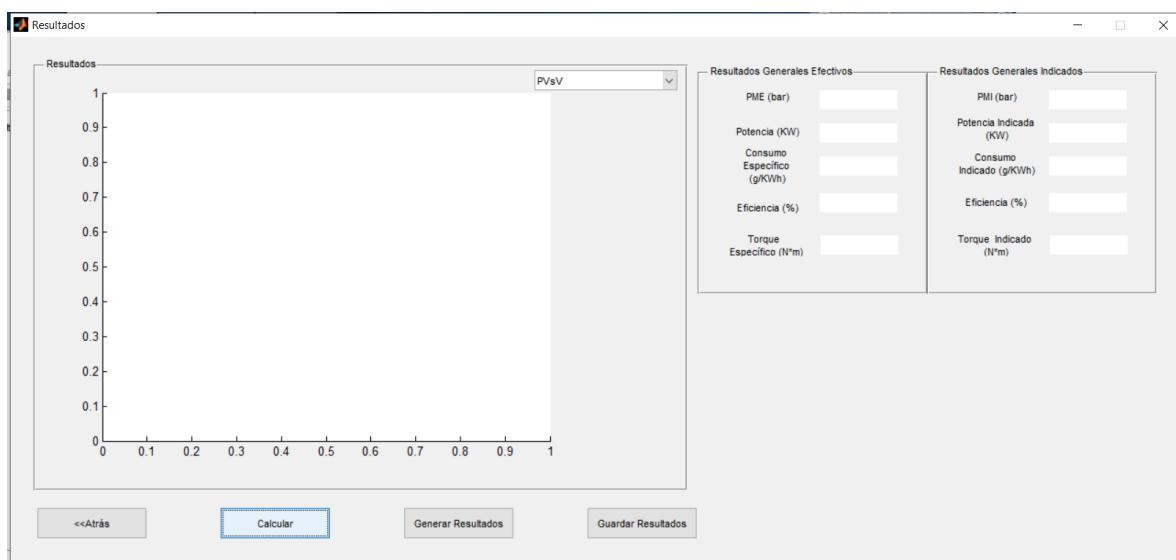


Figura 64. Ventana de resultados sin ejecutar de la herramienta de predicción de presión en cámara.

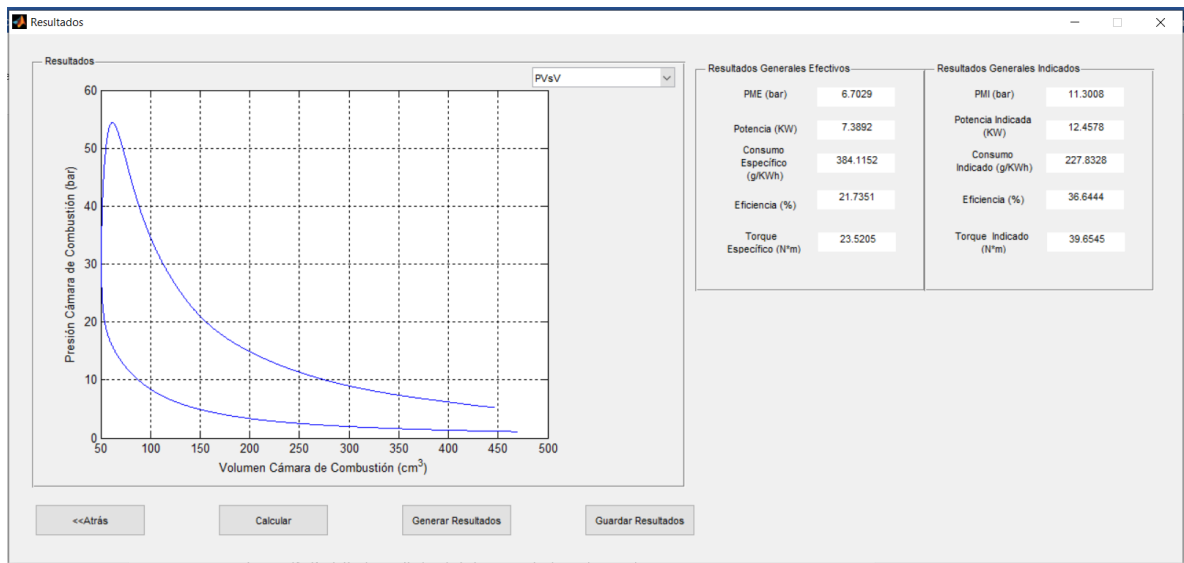


Figura 65. Ventana de resultados de la herramienta de predicción de presión en cámara.