HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA EL CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DE DESEMPEÑO DE UN MOTOR DIESEL ID DE CUATRO TIEMPOS

Ing. GABRIEL FERNANDO GARCÍA SANCHEZ





UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICO-MECÁNICAS ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA GRUPO DE INVESTIGACIÓN GIEMA BUCARAMANGA

HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA EL CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DE DESEMPEÑO DE UN MOTOR DIESEL ID DE CUATRO TIEMPOS

Ing. GABRIEL FERNANDO GARCÍA SANCHEZ

Trabajo de investigación presentado como requisito parcial para optar al título de Magister en Ingeniería Mecánica

DIRECTOR: JORGE LUIS CHACÓN VELASCO PhD. INGENIERÍA

CODIRECTOR:
ARLEX CHAVES GUERRERO
PhD. INGENIERÍA QUÍMICA

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICO-MECÁNICAS ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA GRUPO DE INVESTIGACIÓN GIEMA BUCARAMANGA 2013

DEDICATORIA

Quisiera dedicar este trabajo a mis padres y hermanos por su apoyo incondicional en todos los proyectos de mi vida.

TABLA DE CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	12
2. MARCO TEÓRICO	16
2.1 Motores de Combustión Interna	16
2.2 Combustión En Motores Diesel De Inyección Directa	19
2.3 MODELADO DE LA COMBUSTIÓN EN MOTORES DIESEL	22
2.4 MODELOS CERODIMENSIONALES O TERMODINÁMICOS	23
3. ESTADO DEL ARTE	26
3.1 MODELOS MULTIDIMENSIONALES	26
3.2 MODELOS CERODIMENSIONALES	27
3.3 MODELOS CUASI-DIMENSIONALES O FENOMENOLÓGICOS	30
4. DESARROLLO, IMPLEMENTACIÓN Y VALIDACIÓN DEL MODELO	35
4.1 DESARROLLO DEL MODELO	35
4.1.1 Calor Liberado en la Combustión	37
4.1.2 Calor Transferido a las Paredes	40
4.1.3 Volúmenes y Áreas	41
4.1.4 Relación de Calores Específicos de la Mezcla de Gases	42
4.1.5 Ciclo del Motor en Arrastre	45
4.1.6 Eficiencia Volumétrica	45
4.1.7 Trabajo Bruto Indicado por Ciclo	46
4.1.8 Potencia Indicada	46
4.1.9 Eficiencia Térmica Indicada	46
4.2 DESARROLLO E IMPLEMENTACIÓN DEL ALGORITMO DE SIMULAC	
4.2.1 Algoritmo de Simulación	47
4.2.1.1 Entrada de Datos	47
4.2.1.2 Cálculo del tiempo de retardo en la ignición	48
4.2.1.3 Cálculo de las propiedades del gas al inicio de la compresión	48
4.2.1.4 Cálculo de la masa de combustible inyectada por ciclo	50
4.2.1.5 Cálculo de las propiedades del gas en todo el ciclo	50

4.2.1.6 Cálculo del trabajo bruto indicado, potencia indicada y eficiencia tér indicada	
4.2.2.2 Interfaz de usuario	62
4.3 VALIDACIÓN DEL MODELO	64
5. RESULTADOS Y ANÁLISIS	70
5.1 VALIDACIÓN CON DATOS DEL MOTOR AGRALE M95	70
5.2 VALIDACIÓN CON DATOS DEL MOTOR ISUZU A-4JA1	73
5.3 EFECTO DEL BIO-OIL HIDROTRATADO EN EL DESEMPEÑO DEL MOTOR	
5.3.1 Diagrama P-θ	75
5.3.2 Potencia Indicada	76
8.3.3 Eficiencia Térmica Indicada	77
6. CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES	80
7. APORTES	81
8. RECOMENDACIONES Y FUTUROS TRABAJOS	82
BIBLIOGRAFÍA	83

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Tipos de sistemas de combustión en motores diesel	16
Figura 2. Ciclo de operación de un motor de cuatro tiempos	16
Figura 3. Operación de un motor de cuatro tiempos de encendido por	
compresión	17
Figura 4. Ciclo Ideal Diesel	18
Figura 5. Carreras de admisión y compresión	18
Figura 6. Histórico de la normativa Europea sobre gases contaminantes	19
Figura 7. Fases del proceso de combustión en un motor diesel de inyección	
directa	20
Figura 8. Clasificación de los Modelos de Combustión Diesel	23
Figura 9. Mecanismo del pistón	.42
Figura 10. Expansión de los gases residuales	.49
Figura 11. Diagrama de flujo del proceso de simulación	52
Figura 12. Diagrama de clases UML	
Figura 13. Formulario Presentación	
Figura 14. Formulario Introducción de Datos	
Figura 15. Formulario Resultados Gráficos	.64
Figura 16. Banco de ensayos de motores de la Universidad de Antioquia	67
Figura 17. Comparación entre las curvas experimentales y simuladas del mo	tor
Agrale M95	70
Figura 18. Comparación entre las curvas experimentales y simuladas del mo	tor
Isuzu A-4JA1 a 2000 rpm	73
Figura 19. Presión versus ángulo de giro del cigüeñal para mezclas Diesel/B	io-
Oil hidrotratado con el motor operando a alta carga y 2000 rpm	76
Figura 20. Potencia indicada del motor a diferentes velocidades	
Figura 21. Eficiencia térmica indicada del motor con diferentes dosados	
Figura 22. Eficiencia térmica indicada del motor a diferentes velocidades	79

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Coeficientes de la ecuación de Woschni de acuerdo al proceso	
considerado	40
Tabla 2. Datos de entrada al programa	47
Tabla 3. Especificaciones de los motores utilizados	65
Tabla 4. Propiedades de los combustibles	66
Tabla 5. Características de la instrumentación principal del banco de ensayo	de
motores de la Universidad de Antioquia	68
Tabla 6. Componentes mezclados para la elaboración del Bio-Oil hidrotratad	lo
	69

TÍTULO: HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA EL CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DE DESEMPEÑO DE UN MOTOR DIESEL ID DE CUATRO TIEMPOS *

Autor: Gabriel Fernando García Sánchez**

Palabras Clave: Biocombustibles de segunda generación, Modelos termodinámicos, Simulación de motores, Motores Diesel, Biocombustibles de primera generación.

RESUMEN

En este documento se presenta el desarrollo de un modelo de simulación de la combustión en motores Diesel y su aplicación en el estudio del desempeño del bio-oil hidrotratado como combustible para motores Diesel. Dicho modelo está basado en la primera ley de la termodinámica y permite conocer el desempeño del motor a partir de sus características, condiciones de operación y de las propiedades del combustible utilizado. Para su validación se utilizaron datos experimentales de un motor monocilíndrico Agrale M95 y de un motor Isuzu A-4JA1de cuatro cilindros, los cuales fueron obtenidos de la literatura y de pruebas experimentales tomadas en el banco de ensayo de motores de la Universidad de Antioquia, respectivamente. Para el estudio del bio-oil hidrotratado se comparó, por medio del modelo, el desempeño de un motor Diesel alimentado con combustible Diesel convencional, con el desempeño del mismo al utilizarse bio-oil hidrotratado puro y mezclas de Diesel con 20 y 50% de bio-oil hidrotratado.

Inicialmente, en los capítulos 1 al 6, se presenta una introducción y contextualización del trabajo realizado, en los capítulos 7 y 8 se describen en detalle los pasos seguidos en la elaboración del modelo y los resultados obtenidos con este y finalmente, en los capítulos 9 al 11, se presentan las conclusiones, recomendaciones y aportes del trabajo realizado.

Proyecto de Grado

^{**} Facultad de ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Jorge Luis Chacón Velasco. Codirector: Arlex Chaves Guerrero

TITLE: COMPUTATIONAL TOOL FOR CALCULATING PERFORMANCE PARAMETERS OF A FOUR STROKE DI DIESEL ENGINE*

Author: Gabriel Fernando García Sánchez**

Keywords: Second generation biofuels, Thermodynamics models, Engine simulation; Diesel engines; First generation biofuels.

ABSTRACT

In this document is presented the development of a combustion simulation model for diesel engines and its application in the study of hydrotreated bio-oil performance as fuel for diesel engines. This model is based on the first law of thermodynamics and allows knowing the engine performance from its characteristics, operating conditions and the properties of fuel used. For its validation, experimental data from a single cylinder Agrale M95 engine and a four cylinders Isuzu A-4JA1 engine were used, which were obtained from the literature and experimental tests taken at the engine test bench of the University of Antioquia, respectively. For the hydrotreated bio-oil study, the model was used to compare the performance of a diesel engine fueled by conventional Diesel fuel, with its performance when pure hydrotreated bio-oil and Diesel with blend of 20 and 50% hydrotreated bio-oil are used.

Initially, in chapters 1 through 6, it is presented an introduction and contextualization of the work done, in chapters 7 and 8 it is describe in detail the steps taken in the development of the model and the results obtained with this and finally, in chapters 9 to 11, it is presented the conclusions, recommendations and contributions of the work done.

Msc. Research Work.

^{**} Faculty of Physical-Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Advisor: Jorge Luis Chacón Velasco. CoAdvisor: Arlex Chaves Guerrero

1. INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En la actualidad hay una gran preocupación mundial a causa del creciente calentamiento global, el cual, de acuerdo al Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático (IPCC), probablemente fue más fuerte durante el siglo XX que durante los 10 siglos anteriores [1]. Este calentamiento es causado en su mayoría por el incremento en la concentración de gases de efecto invernadero en la atmósfera, generados en gran medida por la combustión de combustibles fósiles, como el carbón y el petróleo, con el fin de producir energía. Por esta razón se está promoviendo el uso de energías alternativas o energías limpias que permitan satisfacer las necesidades energéticas del ser humano sin perjudicar al medio ambiente. Los biocombustibles, al ofrecer ahorros en las emisiones de al menos el 50% comparando con combustibles fósiles [2], se presentan como una alternativa al problema, razón por la cual varios gobiernos están promocionando su uso.

En el caso de Colombia se estableció, mediante la Ley 939 del 2004, que el combustible Diesel debe ser inicialmente del tipo B05, es decir, que el contenido de biodiesel en el combustible diesel debe ser inicialmente del 5% [3]; adicionalmente, Colciencias a través de su programa Nacional de investigación en energía y minería en concordancia con su plan estratégico 2005 – 2015 está impulsando el desarrollo de nuevas fuentes de energía y su uso eficiente como un instrumento de desarrollo regional, colocando a la agricultura, no solamente como consumidora sino como originadora de materia prima para la producción de energía; dicho plan estratégico se encuentra articulado con las políticas de fomento de biocombustibles del Ministerio de Minas y Energía a través de las leyes 693 de 2001 y 939 de 2004, por medio de las cuales se estimula la producción y comercialización de biocombustibles de origen vegetal o animal para uso en motores Diesel [4]. Lo cual demuestra un gran interés en el uso y la producción, cada vez mayor, de biocombustibles en nuestro país.

Tales incentivos, no solo en Colombia sino en otros países, impulsaron el desarrollo de los biocombustibles de primera generación; sin embargo, con el tiempo se han visto efectos negativos a causa de la producción de estos combustibles, como la deforestación de bosques y la utilización de tierras destinadas a la producción de alimentos en la producción de biocombustibles. Como ejemplo se puede citar lo ocurrido entre los años 2000 y 2009, tiempo en el que, según cifras oficiales, 2,5 millones de hectáreas de bosques nativos se perdieron, especialmente al norte de Argentina, debido a la expansión de la soya destinada a la producción de biocombustibles [5].

Una buena alternativa de solución al problema proviene de los biocombustibles de segunda generación, que son biocombustibles producidos a partir de materias primas que no son fuentes alimenticias, ya que presentan ventajas importantes con respecto a los de primera generación, como son: menor impacto ambiental, mayor rendimiento en combustible o energía por hectárea, aprovechamiento del potencial de una vasta gama de materia prima, posibilidad de "diseñar" combustibles sintéticos a fin de optimizarlos en cuanto a su eficiencia energética y bajo nivel de emisiones [6]. Estos biocombustibles están en fase de desarrollo, tanto en el proceso de producción como en sus aplicaciones, por lo que se necesita de un mayor esfuerzo investigativo para determinar su desempeño como sustituto de combustibles tradicionales; lo cual lleva al planteamiento de las siguientes preguntas:

- ¿Se podrán emplear con éxito los biocombustibles de segunda generación en motores de combustión interna?
- ¿Cuál será la diferencia entre el desempeño de un motor diesel alimentado con biocombustibles de segunda generación y el desempeño del mismo al ser alimentado con combustibles convencionales?

Dichas preguntas motivan la investigación sobre el desempeño de biocombustibles de segunda generación en motores Diesel, teniendo en cuenta que éstos son motores ampliamente utilizados como fuerza motriz en aplicaciones industriales.

Para dar respuesta a las anteriores preguntas se pueden seguir dos caminos: utilizar modelos teóricos o realizar análisis experimentales, siendo este último un camino que requiere de gran tiempo y esfuerzos económicos [7]–[9], lo cual hace que en varias ocasiones los modelos teóricos se presenten como una muy buena opción. No obstante, aunque hay muchos estudios experimentales sobre el desempeño de los biocombustibles, hay pocos modelos teóricos que permitan comprender los mecanismos de formación de emisiones durante la combustión [10].

Por lo anterior, este proyecto tiene como objetivo desarrollar una herramienta computacional que permita evaluar el desempeño de diferentes combustibles en un motor diesel. Para lo cual se implementó un algoritmo que, mediante un modelo termodinámico cero-dimensional de una zona, permite determinar presión en cámara, la tasa de calor liberado, la eficiencia térmica indicada y la potencia indicada de un motor a partir de sus especificaciones, sus condiciones de operación y las propiedades del combustible utilizado. La elección de un modelo del tipo termodinámico cero-dimensional se debió a que este tipo de modelos tienen la ventaja utilizar ecuaciones simples, reduciendo de este modo el tiempo computacional, además de acuerdo a la literatura, inclusive modelos cero-dimensionales simples pueden compararse en eficiencia con modelos más complejos [11]; de acuerdo a Heywood, aunque los modelos fenomenológicos detallados de la combustión son indudablemente útiles, los modelos de liberación de calor de una zona son apropiados para la simulación del sistema diesel global donde el proceso de combustión detallado no es el foco principal [12].

Este documento inicia con una breve presentación del marco teórico de la combustión y simulación de la combustión en motores diesel, y una revisión del estado del arte sobre el modelado de la combustión diesel a nivel nacional e internacional, lo cual se puede observar en los capítulos 2 y 3 respectivamente. Seguidamente, en el capítulo 4 se describen los pasos seguidos en el desarrollo, implementación y validación del modelo. En el capítulo 5 se

muestran los resultados obtenidos a partir de la validación del modelo desarrollado y su aplicación en el estudio del desempeño del bio-oil hidrotratado. Y finalmente, en los capítulos 6, 7 y 8, se presentan las conclusiones, aportes y recomendaciones para futuros trabajos, respectivamente.

Vale la pena mencionar que este proyecto hace parte del proyecto "Producción de energía a partir de residuos provenientes de la transformación de la biomasa", financiado por la Vicerrectoría de Investigación y Extensión de la Universidad Industrial de Santander.

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Motores de Combustión Interna

Los motores de combustión interna son máquinas que transforman en energía mecánica parte de la energía química contenida en un combustible. Ellos se suelen clasificar de acuerdo al método de ignición en: motores de encendido por chispa y motores de encendido por compresión o motores diesel. Estos últimos a su vez se clasifican, de acuerdo a su sistema de combustión, en motores de inyección directa y motores de inyección indirecta, ver figura 1.

Una simple cámara de combustión donde el Inyección combustible se inyecta Directa (ID) Tipos de Sistemas directamente de Combustión Diesel Dos regiones en la cámara de Inyección combustión, el combustible se Indirecta (II) inyecta en la pre-cámara que se conecta con la cámara principal por una tobera u orificios. Se usa en los motores más pequeños

Figura 1. Tipos de sistemas de combustión en motores diesel

Fuente: Autor

Inlet Exhaust Inlet Exhaust Inlet Exhaust Inlet Exhaust

TC

V, V, BC

(a) Intake (b) Compression (c) Expansion (d) Exhaust

Figura 2. Ciclo de operación de un motor de cuatro tiempos

Fuente: Referencia [12]

La mayoría de los motores de combustión interna operan en lo que se conoce como ciclo de cuatro carreras, es decir que cada uno de sus cilindros requiere cuatro carreras de su pistón para completar la secuencia de eventos que produce una carrera de potencia [12], ver figura 2.

Durante este ciclo el motor opera de la forma descrita en la figura 3. Allí se grafican la relación de compresión $\binom{V}{V_c}$, la tasa de combustible inyectado $\binom{m_{fl}}{N_c}$, la presión en el cilindro $\binom{P}{N_c}$ y la tasa de combustible quemado $\binom{m_{fb}}{N_c}$ versus el ángulo de giro del cigüeñal.

Compresion

To BC

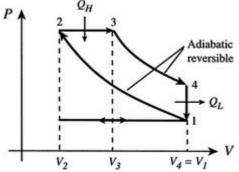
To B

Figura 3. Operación de un motor de cuatro tiempos de encendido por compresión

Fuente: Referencia [12]

El ciclo Diesel también se suele representar mediante la gráfica presión contra volumen del cilindro, tal como se presenta en la figura 4. Allí 1-2 representa la carrera de compresión y 2-3-4 la carrera de combustión-expansión; el estado 4 marca el comienzo de la carrera de expulsión y posteriormente la de admisión, con lo que comienza nuevamente el ciclo.

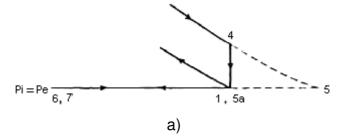
Figura 4. Ciclo Ideal Diesel

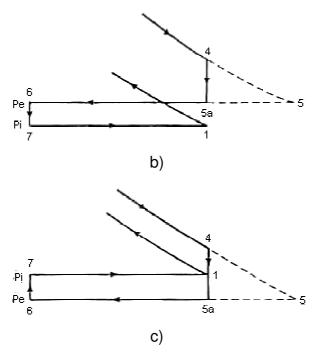


Fuente: http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/Termodinamica/node48.html

En la carrera de admisión se pueden presentar tres situaciones de flujo diferentes, dependiendo de la relación entre las presiones de admisión y escape, lo cual se puede observar en la Figura 5. Si la presión de admisión es menor que la de escape, el motor está acelerado y se presenta un flujo desde el cilindro hacia el puerto de entrada; si la presión de admisión es mayor que la de escape, el motor está supercargado, en cuyo caso hay un flujo desde el puerto de entrada hasta que la presión se equilibre; y finalmente, cuando las presiones de admisión y escape son iguales se dice que el motor no está acelerado.

Figura 5. Carreras de admisión y compresión. a) Ciclo no acelerado, b) Ciclo acelerado, c) Ciclo sobrealimentado





Fuente: Referencia [13]

2.2 Combustión en Motores Diesel de Inyección Directa

La combustión se ha estudiado a través de los años con el fin de: 1) mejorar las prestaciones del motor y 2) reducir las emisiones de contaminantes del motor (HC, CO y NOx). Las exigencias con respecto a la disminución de contaminantes comenzaron en la década de los 80, como ejemplo de esto, en la Figura 6 se presenta la evolución de estas exigencias en Europa:

Figura 6. Histórico de la normativa Europea sobre gases contaminantes

Fuente: Referencia [14]

Partículas

1985

El proceso de combustión diesel se ha descrito tradicionalmente por la masa de combustible inyectada por unidad de tiempo y la liberación de calor por unidad de tiempo (dFQL), ver figura 7:

3.0E+6

2.5E+6

2.0E+6

1.0E+6

0.0E+0

1EOI

Tasa de inyección
dFQL.

0: TIEMPO DE RETRASO
I: COMBUSTIÓN POR DIFUSIÓN III: COMBUSTIÓN FOR DIFUSIÓN TARDÍA

Tiempo [s]

Figura 7. Fases del proceso de combustión en un motor diesel de inyección directa

Fuente: Referencia [14]

En él se pueden definir cuatro fases de acuerdo al calor liberado [12], [14]:

- Fase de retardo de la Ignición o Tiempo de retraso (Fase 0): Periodo entre el inicio de la inyección de combustible en la cámara y el inicio de la combustión. Ocurren procesos físicos y pre reacciones que culminan en el autoencendido de la mezcla.
- Fase de combustión rápida o Combustión premezclada (Fase I): rápidamente ocurre la combustión de la mezcla aire combustible en la cámara. Se libera mucho calor de forma no estacionaria.
- Fase de la combustión controlada de la mezcla o Combustión por Difusión (Fase II): En esta fase la estructura de la llama alcanza un

- periodo cuasi-estacionario que se mantiene mientras se siga inyectando combustible.
- Fase de combustión tardía o Combustión por difusión tardía (Fase III):
 Hay un decremento en la liberación de calor debido al deterioro de la mezcla aire-combustible. En este se libera aproximadamente un 20% del calor de combustión.

La mayor parte del combustible se quema durante las fases II y III.

Los procesos de inyección y combustión están muy relacionados, por lo que hay que tener una visión global de ambos para el estudio de la combustión. Desde la inyección hasta el quemado, el combustible pasa por una serie de procesos que se mencionan a continuación [14]:

- Atomización: El fluido es dividido en pequeñas gotas, es mejor cuanto menor sea el tamaño de las gotas porque de esta manera habrá una mejor evaporación.
- Coalescencia: En este proceso las gotas generadas interaccionan con las otras gotas y con el aire y por esto se producen cambios de diámetro en ellas.
- Englobamiento: Es el mecanismo por medio del cual el chorro inyectado hace entrar el gas dentro de su periferia, debido a esto el chorro se hace más grueso, se desacelera y reduce su densidad.
- Evaporación: Debido a la difusión térmica y másica. Al final del proceso la relación aire/combustible es de 2 a 4 y la mezcla está a unos 700 K. Después de esto se produce la combustión premezclada dando lugar a unos productos a 1600 K y con composición rica en monóxidos e hidrocarburos sin quemar de cadena corta que forman el hollín, en esta combustión premezclada se libera entre un 10 y un 15 % del calor de la combustión. Finalmente el proceso de combustión exotérmico ocurre principalmente en el frente de llama, en donde se libera entre el 80 y

85% del calor, ahora el hollín previamente formado se oxida en CO₂ y se activa la tasa de formación de óxidos de nitrógeno.

2.3 MODELADO DE LA COMBUSTIÓN EN MOTORES DIESEL

Estos modelos se suelen clasificar de acuerdo a la representación espacial del proceso, en este punto hay pequeñas diferencias en las categorías de clasificación utilizadas dependiendo del autor citado. De acuerdo a Heywood [12] hay dos grandes grupos en los cuales se pueden clasificar los modelos de combustión en motores diesel: los modelos fluidodinámicos y los modelos termodinámicos, a su vez estos últimos se pueden clasificar como cerodimensionales, fenomenológicos o cuasi-dimensionales. Por otro lado, Fenollosa [14] propone una clasificación de los métodos de cálculo para la descripción de la combustión en dos grupos: métodos de descripción detallada y métodos de descripción global; mientras que Bracco [15], clasifica estos métodos en tres grupos: cero-dimensionales o termodinámicos, cuasidimensionales o fenomenológicos y multidimensionales o fluidodinámicos, ver figura 8. Esta última forma de clasificación (la de Bracco) será la utilizada en este documento, cabe destacar que las fronteras entre los diferentes tipos de modelos en ocasiones son un poco artificiales y algunos de ellos podrían caber dentro de varias categorías.

Se pueden observar dos tendencias a la hora de modelar el proceso de combustión Diesel: Intentar conocer en detalle todos los subprocesos que intervienen en el proceso mediante un modelo cuasidimensional o un modelo fluidodinámico, o analizar el proceso desde un punto de vista global por medio de un modelo termodinámico. Debido a las características del problema a resolver, este último camino fue el seguido en el desarrollo de este proyecto.

Otra forma de clasificar los modelos de combustión es de acuerdo a su objetivo, desde este punto de vista los modelos de combustión se pueden

clasificar en Predictivos o de Diagnóstico. Los primeros calculan la respuesta del sistema ante una excitación, mientras que los segundos calculan características del proceso de combustión en el motor a partir de información experimental del mismo. Desde este punto de vista, el modelo desarrollado estaría clasificado dentro del grupo de los predictivos.

Cerodimensionales o Termodinámicos: Basados principalmente en la ley de conservación de la energía, asumen homogeneidad espacial de las variables implicadas. Cuasidimensionales o Fenomenológicos: Con carácter cerodimensional y Modelos de planteamiento termodinámico básico, pero Combustión incluyen algún aspecto geométrico característico del proceso o detalles espaciales adicionales para alguno de los fenómenos involucrados en la combustión. Multidimensionales o Fluidodinámicos: Describen exhaustivamente la dependencia espacial del movimiento del fluido mediante la resolución de la correspondiente ecuación de conservación de la cantidad de movimientos en dos o tres dimensiones.

Figura 8. Clasificación de los Modelos de Combustión Diesel

2.4 MODELOS CERODIMENSIONALES O TERMODINÁMICOS

Los modelos cerodimensionales han sido desarrollados para predecir las características de operación del motor (Potencia indicada, presión media efectiva, consumo específico de combustible, etc.), basándose para ello en la

Fuente: Referencia [16]

primera ley de la termodinámica; ellos siguen el estado termodinámico y químico del fluido de trabajo a través de los procesos de admisión, compresión, combustión/expansión y expulsión, y por lo tanto son frecuentemente llamados simulaciones de ciclo del motor [12]. En estos modelos se emplean una serie de suposiciones que permiten simplificar el análisis termodinámico del sistema, dichas suposiciones, las cuales fueron consideradas en la realización del modelo aquí presentado, se explican a continuación:

- Presión uniforme en la cámara: Esta suposición se fundamenta en el hecho de que la velocidad del fluido y la de propagación de la llama son mucho menores a la velocidad del sonido [17].
- El fluido en la cámara está constituido por una mezcla de aire, combustible gaseoso y productos quemados resultantes de una combustión estequiometria: El considerar una mezcla estequiométrica aire/combustible para estimar la composición de los productos quemados es válida debido a que, a pesar de operar con dosados¹ globales pobres, la combustión ocurre en condiciones locales cercanas a la estequiométrica, es decir, la llama está localizada en la región de relación combustible-aire estequiométrica durante la fase de quema controlada de la mezcla [16], [18].
- El fluido dentro del cilindro se comporta como gas ideal: Ya que las condiciones termodinámicas en la cámara de combustión se alejan mucho de las condiciones de saturación, esta es una suposición que resulta adecuada. Para verificar la validez de esta suposición, Lapuerta et al. [19] realizaron estudios comparativos con cuatro diferentes ecuaciones de estado (Van der Walls, Redlich-Kwong, Soave y Peng Robinson), y encontraron que el error cometido al usar la ecuación de estado de gas ideal versus las cuatro ecuaciones de estado estudiadas es de aproximadamente de 1,3 a 2.1% para la predicción de la

¹ El dosado es la relación entre la masa de combustible y la masa de aire de la mezcla de gases.

temperatura promedio del cilindro y de 1.8% a 2,1% para la predicción del calor liberado.

- La temperatura utilizada para el cálculo de la energía interna (o entalpía) es la temperatura media del cilindro: Ésta es tal vez la más restrictiva de las suposiciones, sobre todo en lo que respecta a los productos quemados al inicio de la combustión. Sin embargo, el error disminuye a medida que la combustión avanza ya que debido a la dilución, el enfriamiento provocado por la expansión y la transferencia de calor, la distribución de temperaturas en la cámara tiende a ser más uniforme a medida que transcurre el ciclo [16], [20].
- Los flujos másicos entrantes y salientes del sistema se suelen despreciar, tomando el cilindro como un sistema cerrado durante las carreras de compresión-expansión: Esta suposición conduce a errores máximos entre la presión calculada y la experimental que no superan el 3% en modelos predictivos [16], como el presente, por lo que es válida para este caso
- Se agrupan los efectos de la radiación y la convección en un solo término: esto debido a que para el cálculo del calor transmitido a las paredes se suele utilizar la expresión propuesta por Woschni, la cual, aunque proporciona resultados aceptables y es fácil de interpretar, realiza dicha simplificación [16].

3. ESTADO DEL ARTE

En esta sección se realiza una descripción de la evolución de los tres tipos de modelos de la combustión en motores Diesel presentados en la sección anterior. Se hace especial énfasis en los modelos de combustión recientes que buscan estudiar la factibilidad del uso de biocombustibles, esto debido al gran interés que ha despertado el uso de biocombustibles en el mundo entero, lo cual también es un tema de gran interés para la región nororiental colombiana, la cual cuenta con una capacidad importante de producción de residuos de biomasa, como ha sido descrito por Escalante [21].

De este modo se iniciará la sección con la revisión de los modelos multidimensionales de la combustión, posteriormente se presentará la revisión de los modelos cero-dimensionales y finalmente la de los modelos cuasi-dimensionales. En cada caso se comenzará con la presentación de los trabajos desarrollados en el ámbito internacional y se finalizará con los trabajos desarrollados en el ámbito nacional.

3.1 MODELOS MULTIDIMENSIONALES

Los modelos multidimensionales son modelos que tienen el potencial de describir individualmente cada uno de los fenómenos físicos y químicos que tienen lugar dentro del proceso inyección-combustión. Éstos se basan en la resolución numérica de las ecuaciones diferenciales que gobiernan los procesos que ocurren dentro de la cámara de combustión [14].

El desarrollo de este tipo de modelos se remonta a finales de los años 70 [22]—[24], ellos suelen utilizar dos marcos de referencia principales: la descripción euleriana continua [25], [26] y la descripción lagrangiana discreta [27]—[29]; este último suele ser el más usado debido a que tiene ciertas ventajas desde el punto de vista de solución numérica [14]. A partir de la metodología de cálculo multidimensional han nacido varios códigos CFD comerciales ampliamente

utilizados, como SPEED [30], [31], FLUENT [32] y KIVA [33], [34], siendo este último el más usado a nivel mundial [35]; y recientemente, se ha desarrollado el software de código abierto OpenFOAM [36], [37], el cual ha despertado gran interés en la comunidad científica [35].

En Colombia se han presentado varios estudios con modelos de este tipo en la Universidad de Antioquia. En 2008 Gutiérrez [38] estudió la incidencia de la naturaleza del combustible y las condiciones locales de presión y temperatura en el proceso de inyección Diesel, así como las variables que más afectan dicho proceso, por medio de un modelo numérico CFD de la atomización y evaporación del chorro Diesel; en 2009 Agudelo, J. y Agudelo, A. [39] desarrollaron un modelo para simular los principales subprocesos que ocurren en un chorro diesel usando un código CFD de libre acceso, dicho modelo se usó para evaluar el efecto del tipo de combustible, la presión de inyección y la presión del gas ambiente en la penetración de la punta del chorro, el diámetro medio de Sauter (SMD) y la masa de combustible evaporada; y en 2010 Delgado [40] presentó un estudio comparativo del proceso de combustión en términos de los parámetros característicos que lo describen, utilizando para ello el código CFD OpenFOAM.

Este tipo de modelos presenta como ventaja su capacidad de describir cada uno de los fenómenos que tienen lugar en el proceso inyección-combustión diesel, y como desventajas su sensibilidad a los submodelos utilizados en los cálculos, algunos de los cuales aún no están bien definidos [14], [41]. Y su mayor consumo de tiempo computacional en comparación con los modelos termodinámicos [10], [35], [41], [42].

3.2 MODELOS CERODIMENSIONALES

Estos son modelos basados principalmente en la ley de conservación de la energía, en ellos se asume homogeneidad espacial de las variables implicadas en el proceso [16].

Muchos modelos cero-dimensionales se basan en la descripción matemática de la forma de la ley de liberación de calor sin relación directa con la física que controla el proceso de inyección-combustión [14]. El más conocido de estos métodos es la función de Wiebe [43] que se ha utilizado desde los años 70 y se ha vuelto tan común que investigadores en varias partes del mundo han dejado de citar la fuente de la cual se originó [44]. Dicha función ha sido adaptada a lo largo de los años para su uso en motores de diferentes características. En motores Diesel de inyección directa, en donde se presenta una fuerte liberación de calor en la combustión premezclada, se descubrió que una sola ecuación de Wiebe no era adecuada para modelar la liberación de calor característica del proceso, por lo que se empezó a utilizar una combinación de dos funciones de Wiebe (o funciones similares a la de Wiebe), esto se puede apreciar en los trabajos de Dyechenko et al. [45], [46], Ghojel [47], [48], Watson et al. [49], Miyamoto et al. [50] y Witt et et al. [51]. En los motores Diesel modernos, en los que se han incorporado nuevas tecnologías y avanzados sistemas de combustión para disminuir las emisiones y el consumo de combustible, una o dos ecuaciones de Wiebe ya no resultan apropiadas para simular el calor liberado en la combustión, por lo que se han aplicado tres, cuatro o inclusive más ecuaciones de Wiebe para tal fin, como se puede observar en [52]-[54]. Una descripción detallada del proceso de desarrollo y las aplicaciones de las diferentes formas de la ecuación de Wiebe se presenta en el trabajo de Ghojel [44].

Otros modelos del tipo cero-dimensional describen el problema teniendo en cuenta la físico-química de los fenómenos ocurridos durante la combustión de forma simplificada, ellos en ocasiones también son clasificados dentro del grupo de los fenomenológicos [14]; entre los modelos de este último tipo se encuentran los trabajos realizados por: Way [55], en el que se presentan dos métodos para el cálculo de la composición y propiedades termodinámicas del gas dentro de la cámara durante la combustión; Hardenberg y Hase [56], en el cual se obtuvo una ecuación empírica para calcular el tiempo de retardo en la

ignición, permitiendo evaluar los efectos del combustible, los parámetros del motor y las condiciones del motor sobre dicho tiempo de retardo; Gardner y Henein [57], en el que se desarrolló un modelo matemático con el que se analizaron los efectos de la relación de compresión en los parámetros de desempeño del motor; Harris y Pearce [58], donde se realizó un modelo que expresa el par, la potencia y el consumo de combustible como función de la velocidad del motor a cero par y la disminución de la velocidad del motor por debajo de la velocidad a cero par; y más recientemente el trabajo de Arregle et al. [41], el cual identifica y cuantifica la influencia de los parámetros de inyección y las condiciones de operación en la combustión Diesel, para esto se define un nuevo parámetro denominado Tiempo Aparente de Combustión (ACT), que permite relacionar la ley de liberación de calor con la ley de inyección en el proceso de inyección-combustión Diesel; y el trabajo de Chmela et al. [42], el cual presenta una estrategia genérica para el desarrollo de modelos de combustión cero-dimensionales usando las ecuaciones básicas para la tasa de reacción de Arrhenius y Magnussen.

Recientemente, se han realizado varios modelos cero-dimensionales que buscan predecir el desempeño de motores Diesel alimentados con diferentes tipos de biocombustibles. En 2006 Ramadhas et al. [7] desarrollaron un modelo que analiza las características de rendimiento de los motores Diesel alimentados por biodiesel de semilla de caucho y sus mezclas. En 2010 Gogoi y Baruah [8] desarrollaron un modelo que predice el desempeño de un motor diesel mono cilíndrico de 4 tiempos alimentado con mezclas de biodiesel de aceite de Karanja; Bueno et al. [59] obtuvieron un modelo por medio de un análisis exergético con el fin de analizar el impacto que ocasiona el uso de éster etílico de aceite de soya en un motor Diesel turbo-cargado, Colaço et al. [60] simularon el perfil de temperatura en un pistón de un motor Diesel bajo varias condiciones de carga, Colaço et al. [61] también presentaron un modelo que simula la presión en cámara de un motor Diesel operando bajo varias condiciones y usando diferentes mezclas de biodiesel. En 2011, Payri et al. [62] presentaron un modelo para el estudio del desempeño del motor que cubre

varias de las falencias que otros modelos presentan debido a las aproximaciones asumidas durante su desarrollo, como la consideración de la cámara de combustión como un sistema cerrado, la no consideración de los cambios en la composición del gas al calcular los calores específicos de este y la consideración de una ley de liberación de calor poco realista. Y en 2012 Patil y Akarte [63] estudiaron el desempeño de un motor Diesel alimentado con metil ester de aceite de palma.

Estos modelos son modelos relativamente sencillos que tienen como ventaja un bajo tiempo computacional frente a los modelos más complicados, como los CFD [35], [41], [42], [64], sin embargo presentan la desventaja de no poder describir en detalle los subprocesos que ocurren durante el proceso global de combustión Diesel [42].

En Colombia se han desarrollado modelos cero-dimensionales en la Universidad de Antioquia y la Universidad Industrial de Santander. En la Universidad de Antioquia, en 2000, Agudelo *et al.* [65] presentaron una metodología para la simulación del proceso de combustión en un motor de encendido por compresión de aspiración natural o turboalimentado; en 2008 Agudelo *et al.* [66] desarrollaron un modelo de diagnóstico exergético de una zona y dos especies que se utiliza para caracterizar la operación de un motor diesel. Por su parte en la Universidad Industrial de Santander se desarrollaron trabajos teóricos por parte de Barbosa y Salcedo [67] y Rodríguez [68], quienes desarrollaron herramientas de simulación de ciclo de un motor de cuatro tiempos con fines académicos, y Chacón [69], quien utilizó el método de Levenberg-Marquardt (LM) para identificar los parámetros de la ecuación de Wiebe.

3.3 MODELOS CUASI-DIMENSIONALES O FENOMENOLÓGICOS

Los modelos cuasi-dimensionales son modelos que presentan un planteamiento cero-dimensional básico, pero incluyen algún aspecto

geométrico característico del proceso (como la geometría del chorro) o detalles espaciales adicionales para alguno de los fenómenos involucrados en la combustión (atomización, evaporación, mezcla de combustibles, etc.) [16]. Ellos suelen dividir la cámara de combustión en varias zonas, haciendo necesaria la resolución de las ecuaciones de conservación de masa y energía para cada una de las zonas.

Los modelos cuasi-dimensionales permiten calcular la formación/destrucción de emisiones y tienen un bajo tiempo de cálculo computacional frente a los modelos multidimensionales. Como inconveniente presentan la necesidad de ajustar algunos de sus coeficientes con resultados experimentales en cada situación, debido al gran número de simplificaciones que requieren [16].

Uno de los primeros trabajos bajo esta metodología fue el realizado por Probert [70], quien examinó la evaporación del chorro de combustible usando una función de distribución de gotas; este trabajo fue desarrollado posteriormente por Tanaswa [71], quien relacionó explícitamente los procesos de evaporación y combustión por medio de un coeficiente de combustión. Otros de los trabajos pioneros de modelos fenomenológicos son los de Austen y Lyn [72] y Lyn [73] quienes plantearon un modelo que relaciona cuantitativamente la tasa de inyección de combustible con la tasa de calor liberado; Cook [74], [75] Nagao *et al.* [76] y Shipinsky *et al.* [77], [78] que describieron el proceso de combustión de manera similar a Austen y Lyn pero dividiendo la tasa de inyección en zonas que se pueden evaporar, autoencender y quemar de forma independiente.

Estos primeros trabajos están basados en la hipótesis de que la evaporación es el fenómeno que controla la combustión, posteriormente aparecieron los trabajos de Whitehouse y Way [79], [80], en el cual se desarrolló un método para el cálculo de la tasa de liberación de calor que utiliza ecuaciones simples basadas en un modelo de una zona y que tiene en cuenta los efectos de la tasa de mezcla entre el aire y el combustible; Whitehouse y Sareen [81] en el que se presentó un modelo de dos zonas basado en el trabajo de Whitehouse y

Way; Grigg y Syed [82] en donde se consideraron los efectos, sobre la liberación de calor, de la tasa de incorporación del aire en el chorro de combustible, la tasa de mezclado turbulento de aire y combustible dentro del chorro, y la cinética química de la combustión; y Khan *et al.* [83] en el que se incluyeron los efectos de choque de la pared y swirl.

Otros investigadores trabajaron en estrategias basadas en la teoría de chorro estacionario de Abramovich [84], como Alder y Lyn [85] quienes la adaptaron al estudio de chorros transitorios pero sin validarla para condiciones de motor. Posteriormente, Rife y Heywood [86] lograron adaptar el trabajo de Alder y Lyn a las condiciones de motor. Chiu *et al.* [12] usaron ecuaciones empíricas que reproducen la penetración del chorro, su ángulo de apertura y su trayectoria, con el fin de describir la naturaleza transitoria de los chorros Diesel. Hiroyasu *et al.* [87] utilizan un enfoque similar al de Chiu y otros para describir el chorro Diesel. Dent *et al.* [88], [89] utilizan un tratamiento del chorro similar al de Hiroyasu y otros, que posteriormente es ampliado por el trabajo de Kyriakides *et al.* [90]. Simultáneamente a este último, Tinaut [91] trabajó en un modelo multizona en el que la masa inyectada se divide en paquetes en los que se considera la atomización, evaporación y englobamiento del aire. Más adelante Lapuerta [92] y Desantes *et al.* [93] incluyen efectos de interacción del chorro con el vórtice y cálculos de la trayectoria de este al trabajo de Tinaut.

A partir de los 90 la mayoría de los modelos del tipo cuasi-dimensional han sido modelos multi-zona basados en el tratamiento mixto del chorro inyectado [14]. Como ejemplo de esto se pueden observar en los trabajos de Rakopoulos y Hountalas [64], Bazari [94], Cui et al. [95], Kouremenos et al. [96], Ottikkutti et al. [97], Shenghua et al. [98], Torkzadeh et al. [99] y Bi et al. [100]. Algunos de los modelos multi-zona desarrollados en los últimos años son los de Rakopoulos et al. [10] en 2007, cuyo fin es el de estudiar el desempeño de un motor Diesel de inyección directa (ID) que usa aceite de semilla de algodón y su Diesel derivado como combustible; Rakopoulos et al. [101] en 2008, el cual es utilizado para examinar los mecanismos de formación de las emisiones en la

combustión al usar mezcla etanol-diesel; Komninos *et al.* [102] en 2010, el cual se desarrolló con el fin de investigar la emisión de hidrocarburos quemados y la formación de CO en motores HCCl alimentados con etanol puro e iso-octano puro; y Komninos y Kosmadakis [103] en 2011, cuyo objetivo es estimar el flujo de calor por las paredes del cilindro de un motor HCCl.

En los últimos años también se han desarrollado varios modelos de dos zonas con el fin de predecir el desempeño de motores diesel alimentados con biocombustibles. Uno de estos es el realizado por Ganapathy et al. [9] en el 2011, que permite estudiar el desempeño de un motor diesel mono-cilíndrico de cuatro tiempos, de inyección directa y enfriado por aire, alimentado con biodiesel de Jatropha. El mismo año Ganapathy et al. [104] utilizaron el enfoque de optimización de Taguchi en combinación con un modelo de dos zonas para identificar la configuración óptima de parámetros de entrada que maximizan el rendimiento térmico de un motor Diesel que usa biodiesel Jatropha. En 2010 Prasath et al. [105] desarrollaron un modelo de dos zonas con el objetivo de medir la efectividad de la combinación de dos métodos para mejorar el desempeño del motor y disminuir las emisiones: el uso de biodiesel de Jatropha y el uso de materiales cerámicos para aislar la cámara de combustión (motor LHR). Gao et al. [35] simularon la generación de NOx y material particulado en la combustión diesel convencional, la combustión de alta dilución (HDC) y la combustión limpia de alta eficiencia (HECC) en un motor Mercedes Benz 1.7 L, usando un modelo de dos zonas. Por último, en 2011 Jagadish et al. [11], desarrollaron un modelo que permite estudiar el desempeño de un motor mono-cilíndrico al ser alimentado con varios tipos de biocombustibles.

En Colombia, en los últimos años, se han desarrollado modelos de acuerdo a la metodología cuasi-dimensional en la Universidad Nacional y la Universidad de Antioquia. En 2010 Valenzuela [106] elaboró un modelo cuasi-dimensional con el fin de analizar los efectos que tiene la modificación de la viscosidad del combustible sobre la liberación de energía, y Rodríguez [107] desarrolló un

modelo de formación de contaminantes de combustión para la mezcla B5 que permite determinar la incidencia de la estructura y composición del combustible en la generación de material particulado (MP), este último se presentó como una herramienta que permite obtener resultados preliminares sobre el desempeño de la mezcla antes de la implementación en motores de combustión interna. Mientras que en 2011 Villegas [108] utilizó un modelo de diagnóstico cuasi-dimensional para realizar un estudio teórico-experimental acerca de la incidencia de las mezclas diesel biodiesel de aceite de palma en la formación de los óxidos de nitrógeno y material particulado.

4. DESARROLLO, IMPLEMENTACIÓN Y VALIDACIÓN DEL MODELO

4.1 DESARROLLO DEL MODELO

Como se mencionó anteriormente, en este trabajo se desarrolló un modelo predictivo cerodimensional de la combustión, que permite calcular los parámetros de desempeño de un motor Diesel a partir de sus características, condiciones de operación y tipo de combustible. Por lo cual, las hipótesis presentadas en el capítulo 2.4 son adecuadas al abordar el desarrollo del mismo.

Teniendo en cuenta dichas hipótesis se realizó un análisis de la cámara de combustión a partir de la primera ley de la termodinámica. Dicha ley se puede escribir en forma diferencial de la siguiente manera:

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - \frac{dW}{d\theta} \tag{1}$$

Donde U representa la energía interna, Q el calor transferido, W el trabajo de frontera móvil y Θ el ángulo de giro del cigüeñal. Se puede considerar al calor liberado en la combustión como un flujo de calor desde el entorno, desde este punto de vista Q tiene dos componentes, una debida a la transmisión de calor a las paredes (Q_w) y una debida al calor liberado en la combustión (Q_R) :

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ_R}{d\theta} - \sum_{w} \frac{dQ_w}{d\theta}$$
 (2)

Por su parte el trabajo, al ser trabajo de frontera móvil, se puede expresar como función de la presión P y el volumen del cilindro V.

$$\frac{dW}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} \tag{3}$$

Considerando al fluido dentro de la cámara como gas ideal el primer término de la ecuación (1) puede ser rescrito como:

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{d(mu)}{d\theta} = mc_v \frac{dT}{d\theta} \tag{4}$$

Donde c_v es el volumen específico a volumen constante, m la masa de gas y T la temperatura. Reemplazando las ecuaciones (2) a (4) en la ecuación (1):

$$mc_{v}\frac{dT}{d\theta} = \frac{dQ_{R}}{d\theta} - \sum_{w} \frac{dQ_{w}}{d\theta} - P\frac{dV}{d\theta}$$
 (5)

Usando la ecuación de estado de gases ideales se puede eliminar la temperatura (T) de la ecuación anterior. Dicha ecuación de estado puede escribirse como:

$$T = \frac{PV}{mR} \tag{6}$$

Donde *R* es la constante del gas. Derivando Ec. (6) con respecto a la presión:

$$\frac{dT}{dP} = \frac{1}{mR} \left(V + P \frac{dV}{dP} \right) \tag{7}$$

Dividiendo ambos lados de la ecuación en *T* y reduciendo términos:

$$\frac{dT}{T} = \frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} \tag{8}$$

Por lo tanto, tras reemplazar la ecuación (8) en la (5) y realizar algunas simplificaciones, se obtiene:

$$\frac{c_v V}{R} \frac{dP}{d\theta} + \frac{c_v V}{R} \frac{dV}{d\theta} + P \frac{dV}{d\theta} = \frac{dQ_R}{d\theta} - \sum_w \frac{dQ_w}{d\theta}$$
(9)

Adicionalmente, reemplazando la constante del gas expresada en términos de la diferencia de los calores específicos a presión y volumen constante ($R = c_p - c_v$), en la ecuación anterior, se obtiene:

$$\frac{dQ_R}{d\theta} = \left(\frac{1}{\gamma - 1}\right)V\frac{dP}{d\theta} + \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1}\right)P\frac{dV}{d\theta} + \sum_{w}\frac{dQ_w}{d\theta} \tag{10}$$

Donde γ es la relación de calores específicos ($\gamma = C_p/C_v$). La incógnita de la ecuación (10) es la que establece el tipo de modelo termodinámico a emplear, es decir, predictivo o de diagnóstico. En los modelos predictivos, los cuales buscan evaluar las prestaciones del motor, la incógnita de la ecuación es la evolución instantánea de presión ($dP/d\theta$); mientras que en los de diagnósticos la incógnita es la ley de liberación de calor ($dQ_R/d\theta$).

Ya que en el presente trabajo se busca desarrollar una herramienta para el cálculo de los parámetros de desempeño del motor, la variable de salida deseada es la presión en cámara, por lo que la incógnita a determinar por medio de la ecuación (10) es la evolución instantánea de la presión $(dP/d\theta)$; para esto es necesario contar con relaciones que permitan conocer los demás términos de la ecuación (el calor liberado en el tiempo, la relación de calores específicos, el cambio de volumen en el tiempo y las pérdidas de calor por las paredes). Las relaciones utilizadas para tal fin, así como las utilizadas para calcular los demás parámetros de desempeño del motor, se explican a continuación.

4.1.1 Calor Liberado en la Combustión

Para determinar la tasa de calor liberado en la combustión $(dQ_R/d\theta)$ se utilizó la ecuación doble de Wiebe [50]:

$$\frac{dQ_R}{d\theta} = 6.9 \frac{Q_p}{\theta_p} (M_p + 1) \left(\frac{\theta - \theta_o}{\theta_p} \right)^{M_p} exp \left[-6.9 \left(\frac{\theta - \theta_o}{\theta_p} \right)^{(M_p + 1)} \right] + 6.9 \frac{Q_d}{\theta_p} (M_d + 1) \left(\frac{\theta - \theta_o}{\theta_d} \right)^{M_d} exp \left[-6.9 \left(\frac{\theta - \theta_o}{\theta_d} \right)^{(M_d + 1)} \right]$$

Donde los subíndices p y d se refieren a las fases de combustión premezclada y combustión por difusión respectivamente, θ_p y θ_d son los ángulos de duración de las fases de la combustión, M_p y M_d son los denominados factores de forma, Q_p y Q_d son las cantidades de calor liberado en cada fase y θ_o es el ángulo de inicio de la combustión.

Los factores de forma y los ángulos de duración de la combustión fueron ajustados a partir de datos experimentales del motor utilizado. El calor liberado en la combustión premezclada y la combustión por difusión $(Q_p \ y \ Q_d)$ se calcularon como el producto de la fracción de combustible quemada en la fase determinada $(X_p \ o \ X_d)$, la masa de combustible inyectada en un ciclo (m_c) y el poder calorífico inferior del combustible utilizado (PCI), es decir:

$$Q_n = X_n. m_c. PCI (12)$$

$$Q_d = X_d \cdot m_c \cdot PCI \tag{13}$$

$$X_d = 1 - X_p \tag{14}$$

Por lo tanto, dividiendo la ecuación (11) en el producto de masa inyectada en un ciclo y el poder calorífico inferior se obtiene una relación adimensional para la tasa de guemado de combustible $(m\dot{f}b)$:

$$m\dot{f}b = 6.9 \frac{X_p}{\theta_p} (M_p + 1) \left(\frac{\theta - \theta_o}{\theta_p}\right)^{M_p} exp \left[-6.9 \left(\frac{\theta - \theta_o}{\theta_p}\right)^{(M_p + 1)} \right] +$$

$$6.9 \frac{(1 - X_p)}{\theta_p} (M_d + 1) \left(\frac{\theta - \theta_o}{\theta_d}\right)^{M_d} exp \left[-6.9 \left(\frac{\theta - \theta_o}{\theta_d}\right)^{(M_d + 1)} \right]$$

$$(15)$$

Y la fracción de masa quemada en un tiempo determinado (*mfb*):

$$mfb = X_p \left(1 - exp \left[-6.9 \left(\frac{\theta - \theta_o}{\theta_p} \right)^{(M_p + 1)} \right] \right)$$

$$+ (1 - X_p) \left(1 - exp \left[-6.9 \left(\frac{\theta - \theta_o}{\theta_p} \right)^{(M_d + 1)} \right] \right)$$

$$\left(16 \right)$$

Para hallar el ángulo de inicio de la combustión θ_o es necesario conocer el tiempo de retardo de ignición, que se define como el tiempo que transcurre entre el momento en que se inyecta el combustible y el momento en que empieza la combustión. Para determinar dicho tiempo se utilizó la ecuación de Hardenberg [56]:

$$t_{ign} = \left[\frac{(0.36 + 0.22C_m)}{0.006n_m} \right] exp \left[E_A \left(\frac{1}{R_u T} - \frac{1}{17190} \right) \left(\frac{21.2}{p - 12.4} \right)^{0.63} \right]$$
 (17)

En la ecuación (17), t_{ign} es el tiempo de retardo en la ignición en ms, C_m es la velocidad media del pistón en m/s, R_u es la constante universal de los gases en J/mol.K, n_m es el régimen de giro del motor en rpm y EA es la energía de activación aparente, la cual se define como:

$$EA = \frac{618840}{CN + 25} \tag{18}$$

Donde CN es el número de cetano del combustible.

De esta manera el ángulo de inicio de la combustión queda determinado por:

$$\theta_o = \theta_{ian} + (\theta_{ai} - 360) \tag{19}$$

Donde θ_{ign} es el tiempo de retraso en la combustión expresado en grados $(\theta_{ign} = {}^{t_{ign}.360.\,n_{rpm}}/_{60000}) \text{ y } \theta_{ai} \text{ es el ángulo de avance en la combustión.}$

4.1.2 Calor Transferido a las Paredes

El cálculo del calor transferido a las paredes del cilindro se realizó por medio de la ecuación de Woschni [109], la cual abarca la convección y radiación en un solo coeficiente:

$$\frac{dQ_w}{dt} = h_g A (T - T_w) \tag{20}$$

$$h_g = 3.26D^{-0.2}P^{0.8}T^{-0.55} \left[C_1 C_m + \frac{C_2 V_d T_{ref}}{P_{ref} V_{ref}} (P - P_m) \right]^{0.8}$$
 (21)

Donde $\frac{dQ_w}{dt}$ es el calor transferido a las paredes por grado de giro del cigüeñal en W, h_g es el coeficiente de transferencia de calor en W/m²K, T es la temperatura de los gases en K, T_W es la temperatura media de las paredes en K, A es el área de transferencia de calor en m^2 , D es el diámetro del cilindro en m, P es la presión de los gases en kPa, V_d es el volumen desplazado en m^3 , P_m es la presión del motor en arrastre en kPa, C_m es la velocidad media del pistón en m/s, T_{ref} , P_{ref} , y V_{ref} son propiedades de un punto de referencia, y C_1 y C_2 son los coeficientes de la ecuación de Woschni. Estos últimos coeficientes son tomados de acuerdo al proceso considerado, tal como se ve en la tabla 1.

Tabla 1. Coeficientes de la ecuación de Woschni de acuerdo al proceso considerado, valores tomados de [12]

PARTE DEL CICLO	C1	C2
Renovación de Carga	6,18	0
Compresión	2,28	0

Combustión/Expansión	2,28	0,00324

Para determinar la temperatura media de las paredes se utilizó la ecuación planteada por Armas [110]:

$$T_w = T_{ref} + a. (\rho_c. c_m)^{0.8} + b. pme$$
 (22)

Donde T_{ref} es la temperatura del refrigerante en °C, ρ_c es la densidad de la carga en el colector de admisión en kg/m^3 , c_m es la velocidad media del pistón en m/s, pme es la presión media efectiva en bar y a y b son las constantes de ajuste.

Al valor de $\frac{dQ_w}{dt}$, que tiene unidades de energía sobre tiempo, se multiplicó por 60/(1000.360.nrpm) para obtener el valor de transferencia de calor en kJ/grado y no en kJ/s:

$$\frac{dQ_w}{d\theta} = \frac{60}{(1000.360. n_{rpm})} \cdot \frac{dQ_w}{dt}$$
 (23)

4.1.3 Volúmenes y Áreas

En este problema es de interés el cálculo del volumen de la cámara de combustión, el área de transferencia de calor y la variación del volumen de la cámara con respecto al ángulo de avance del cigüeñal. Para esto se recurrió a un análisis geométrico del sistema, ver figura 9, con el cual se obtuvo que:

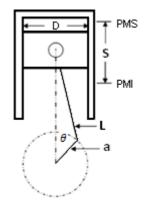
$$V(\theta) = \frac{\pi}{180} \left(V_d \left[\frac{1 - \cos \theta}{2} + \frac{L}{S} - \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{2L}{S}\right)^2 - (\sin \theta)^2} \right] + \frac{V_d}{(r - 1)} \right)$$
(24)

$$A(\theta) = \frac{\pi D^2}{2} + \frac{4V(\theta)}{D} \tag{25}$$

$$\frac{dV(\theta)}{d\theta} = \frac{V_d}{2} \left[\frac{\sin 2\theta}{2\sqrt{\left(\frac{2L}{S}\right)^2 - (\sin \theta)^2}} + \sin \theta \right]$$
 (26)

Donde V_d es el volumen desplazado en una carrera del pistón $(\pi^{D^2S}/_4)$. En la ecuación (24) el término $\pi/_{180}$ es un factor de conversión de unidades que permite obtener el resultado en $m^3/_{grado}$ y no en $m^3/_{rad}$.

Figura 9. Mecanismo del pistón



Fuente: Autor

4.1.4 Relación de Calores Específicos de la Mezcla de Gases

Ya que en este trabajo se consideró al cilindro como un sistema cerrado con adición de calor, para el cálculo de la relación de calores específicos se asumió que el gas en la cámara de combustión es una mezcla de aire y gases residuales, los cuales a su vez se comportan como gases ideales. Por lo tanto los calores específicos a presión y volumen constante de la mezcla se

determinaron promediando los calores específicos de cada componente mezclado, usado para ello la fracción másica de cada uno de ellos (y), es decir:

$$C_p = \sum y_i C_{pi} \tag{27}$$

$$C_v = \sum y_i C_{vi}$$
 (28)

Donde el subíndice i se refiere a los componentes de la mezcla, ya sea aire (a) o gases residuales (r), y C_p y C_v son los calores específicos a presión y volumen constante de la mezcla, respectivamente. Los calores específicos del aire $(C_{pa}$ y $C_{va})$ y de los gases residuales $(C_{pr}$ y $C_{vr})$ se hallaron promediando los calores específicos de sus componentes, los cuales a su vez se calcularon a partir de las ecuaciones (29) a (32).

$$\frac{C_{pj}(T)}{R_{yy}} = a_{j1} + a_{j2}T + a_{j3}T^2 + a_{j4}T^3 + a_{j5}T^4$$
 (29)

$$C_{vi} = C_{ni} - R_i \tag{30}$$

$$R_i = \frac{R_u}{M_i} \tag{31}$$

$$M_i = \sum x_j M_j \tag{32}$$

En las anteriores ecuaciones el subíndice j denota las especies que componen al aire y a los gases residuales, T es la temperatura del gas, R la constante del gas, R_u es la constante universal de los gases, x es la fracción molar y M es la masa atómica de la especie considerada. Los coeficientes a_{i1} a a_{i5} se encuentran en varias fuentes, en este caso fueron tomados de [111].

Para realizar estos cálculos es necesario conocer la composición de los gases residuales, para esto se asumió que los gases residuales producto de la combustión están compuestos por cuatro especies (O₂, N₂, CO₂ y H₂O), mientras que el aire se consideró como una mezcla de oxígeno (O₂) y nitrógeno (N₂), en proporciones 21% y 79% respectivamente. Por ende la reacción química tiene la forma:

$$C_n H_m O_p + na(O_2 + 3,76N_2) \rightarrow n_{O2} O_2 + n_{CO2} CO_2 + n_{H2O} H_2 O + n_{N2} N_2$$

Y teniendo en cuenta la reacción estequiométrica:

$$CnHmOp + n_{est}(O2 + 3,76N2) \rightarrow nCO2 + (m/2)H2O + na(3,76)N2$$

Se obtuvo, a partir de un balance de masas, que el número de moles de cada componente de los gases residuales se puede expresar en función de la composición del combustible utilizado, de acuerdo a las siguientes relaciones:

$$n_{est} = n + m/4 - p/2$$

$$nCO2 = n$$

$$nH2O = m/2$$

$$nN2 = 3,76(na)$$

$$nO2 = (p + 2na - 2n)/2$$

Para calcular la fracción másica de gases residuales a cada instante del proceso se tuvo en cuenta que éste es la suma de la fracción de gas residual (f), es decir la fracción de gases quemados que permanece en la cámara después de la expulsión, y la fracción de gases que se ha quemado en el ciclo (mfb). Es decir:

$$y_r = mfb(\theta) + f \tag{33}$$

$$y_a = 1 - (mfb(\theta) + f) \tag{34}$$

De este modo, dividiendo la ecuación (27) en la (28) y teniendo en cuenta lo planteado en las ecuaciones (29) a (34) se obtuvo una relación para el cálculo de la relación de calores específicos en función del ángulo de giro del cigüeñal (γ) .

$$\gamma(\theta) = \frac{C_p}{C_v} = \frac{[1 - (mfb(\theta) + f)]C_{pa} + (mfb(\theta) + f)C_{pr}}{[1 - (mfb(\theta) + f)]C_{va} + (mfb(\theta) + f)C_{vr}}$$
(35)

4.1.5 Ciclo del Motor en Arrastre

En el cálculo del calor transferido a las paredes del cilindro, por medio de la ecuación de Woschni, se requiere conocer la presión del ciclo sin combustión, o presión del motor en arrastre (T_m) . Para calcularla se siguieron los mismos pasos seguidos en el cálculo de la presión indicada pero sin tener en cuenta el calor liberado en la combustión.

4.1.6 Eficiencia Volumétrica

La eficiencia volumétrica (η_v) mide la efectividad de la inducción de aire en el cilindro. En este caso es de interés la capacidad de bombear aire desde el exterior del motor, por lo que dicha eficiencia fue calculada por medio de la ecuación (36), la cual fue tomada de [13].

$$\frac{P_e}{P_o} - 1$$

$$\eta_v = 1 - \frac{\gamma_a(r-1)}{\gamma_a(r-1)}$$
(36)

Donde P_e es la presión del gas al salir del cilindro, P_o es la presión atmosférica, r es la relación de compresión del motor y γ_a es la relación de calores específicos del aire entrante.

4.1.7 Trabajo Bruto Indicado por Ciclo

Este es el trabajo que realiza el motor en las carreras de compresión y combustión/expansión. Para determinarlo se calculó el área bajo la gráfica presión contra volumen del cilindro, la cual viene dada por la ecuación (37).

$$W_{c,ig} = \oint PdV \tag{37}$$

Donde $W_{c,ig}$ es el trabajo bruto indicado, P es la presión en el cilindro y V el volumen de éste. Dicha ecuación fue resuelta mediante la regla del trapecio.

4.1.8 Potencia Indicada

Para calcularla se utilizó la siguiente ecuación, la cual fue tomada de [12]:

$$P_i = \frac{W_{c,ig}N}{n_R} \tag{38}$$

Donde N es el número de revoluciones en la unidad de tiempo y n_R es el número de giros del cigüeñal en un ciclo, para un motor de cuatro tiempos n_R = 2.

4.1.9 Eficiencia Térmica Indicada

Esta es la relación entre el trabajo bruto indicado y la energía necesitada para desarrollar este trabajo, por lo tanto viene determinada por:

$$\eta_{ter} = \frac{W_{c,ig}}{m_f PCI} \tag{39}$$

Donde η_{ter} es la eficiencia térmica, m_f es la masa de combustible inyectado por ciclo y PCI es el poder calorífico inferior del combustible.

4.2 DESARROLLO E IMPLEMENTACIÓN DEL ALGORITMO DE SIMULACIÓN

4.2.1 Algoritmo de Simulación

La simulación de la combustión se realizó siguiendo los pasos que se describen a continuación:

4.2.1.1 Entrada de Datos

Los datos de entrada del programa desarrollado son las propiedades del combustible utilizado, las características del motor y las condiciones de operación, los cuales se presentan en la tabla 2.

Tabla 2. Datos de entrada al programa

DATO DE ENTRADA	TIPO	DATO DE ENTRADA	TIPO
Número de cetano		Carrera	
	Propiedades		
Dosado	del	Relación de	
	Combustible	compresión	
Poder calorífico inferior	Utilizado	Diámetro del pistón	
Fórmula molecular		Longitud de la Biela	
Velocidad del motor		Ángulo de avance en	Características
		la inyección	del Motor
Estado aire de entrada		Número de cilindros	
	Condiciones		
Presión de gases a la	de Operación	Ángulos de duración	
salida		de la combustión	
Temperatura ambiente		Parámetros de la	
Presión atmosférica		ecuación de Wiebe	

Estos datos son suministrados por el usuario al inicio del programa.

4.2.1.2 Cálculo del tiempo de retardo en la ignición

Este tiempo se calculó usando la correlación de Hardenberg y Hase [56], la cual se presenta en la sección 4.1.1del presente libro.

4.2.1.3 Cálculo de las propiedades del gas al inicio de la compresión

El primer estado en calcularse fue el estado al inicio de la compresión, al cual se denominó punto 1 (Ver figuras 4 y 5). Para determinar la temperatura en dicho punto se realizó un balance de energía en la carrera de admisión, de acuerdo al cual:

$$-W = m_{in}h_{in} + m_1u_1 - m_6u_6 \tag{40}$$

Donde el subíndice in se refiere al estado del aire entrante al cilindro y los subíndices l y l a los estados final e inicial del gas en el cilindro durante la carrera de admisión; l es el trabajo de frontera móvil, l es la masa, l es la energía interna específica y l es la entalpía específica. A partir de la ecuación anterior, tras tener en cuenta que el trabajo de frontera móvil se puede expresar como el área bajo la curva presión vs volumen, considerar que el gas se comporta como un gas ideal y realizar algunos reemplazos, se obtuvo una ecuación para el cálculo de la tempera en el punto 1:

$$T_{1} = (1 - f)T_{in} + fT_{r} \left[1 - \left(1 - \frac{P_{in}}{P_{e}} \right) \left(\frac{\gamma_{a} - 1}{\gamma_{a}} \right) \right]$$
 (41)

En la cual f es la fracción de gas residual, γ_a es la relación de calores específicos del aire y T_r y P_e son la temperatura y Presión del gas al final de la carrera de expulsión. Para hallar T_r se tuvo en cuenta que el gas remanente en el cilindro continúa en expansión cuando la válvula de expansión está abierta, dicha expansión se puede modelar como un proceso isoentrópico (ver figura 10), por lo que las propiedades de este gas se relacionaron por medio de la siguiente ecuación:

$$T_r = T_4 \left(\frac{P_e}{P_4}\right)^{\frac{\gamma_r - 1}{\gamma_r}} \tag{42}$$

Donde γ_r es la relación de calores específicos de los gases residuales de la combustión, la cual fue calculada de la manera expuesta en la sección 4.1.4. La temperatura y presión en el punto 4 fueron estimadas inicialmente y posteriormente se corrigieron tras desarrollar el resto del ciclo.

P, 6 Solume Solu

Figura 10. Expansión de los gases residuales

Fuente: Referencia [13]

La fracción másica de gas residual (f), la cual es el cociente entre la masa de gas residual al final del ciclo y la masa total de gas durante el ciclo, se calculó a partir de la ecuación de estado de gases ideales:

$$f = \frac{Masadegas residual}{Masatotal} = \frac{\left(\frac{P_{\theta}V_{m}}{R_{r}T_{r}}\right)}{\left(\frac{P_{4}(V_{m}-V_{d})}{R_{r}T_{4}}\right)} = \frac{T_{4}P_{\theta}}{rT_{r}P_{4}}$$
(43)

Una vez conocida la temperatura en el punto 1, se calculó la masa que entraría al cilindro en el caso de un llenado perfecto (m_{lp}) y la masa de aire utilizado en cada ciclo del motor (m_l) :

$$m_{1p} = \frac{P_{in}V_1}{R_a T_1} \tag{44}$$

$$m_1 = m_{1p}\eta_v \tag{45}$$

En las ecuaciones anteriores el volumen en el estado 1 se obtuvo a partir de un análisis geométrico, sección 4.1.3, y la eficiencia volumétrica se calculo a partir de la ecuación (36), sección 4.1.6.

4.2.1.4 Cálculo de la masa de combustible inyectada por ciclo

Esta masa (m_c) fue calculada a partir de la relación combustible/aire (F), la cual es un dato de entrada al programa.

$$m_c = m_1 F \tag{46}$$

4.2.1.5 Cálculo de las propiedades del gas en todo el ciclo

La presión de la cámara de combustión, en cada uno de los instantes del ciclo, se calculó a partir de la ecuación (10), la cual puede ser escrita de la forma:

$$\frac{dP}{d\theta} = \left[\frac{dQ_R}{d\theta} - \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) P \frac{dV}{d\theta} - \sum_{w} \frac{dQ_w}{d\theta} \right] \left(\frac{\gamma - 1}{V} \right)$$
(47)

Discretizando esta ecuación en el tiempo (expresado por el ángulo de giro del cigüeñal), se obtuvo:

$$P_{n+1} = P_n \left[1 - \frac{\gamma_n}{V_n} \frac{dV_n}{d\theta} \Delta \theta \right] + \frac{\Delta \theta (\gamma_n - 1)}{V_n} \left[\frac{dQ_{Rn}}{d\theta} - \frac{dQ_{wn}}{d\theta} \right]^{(48)}$$

Los valores de γ ,V, $\frac{dV}{d\theta}$, $\frac{dQ_R}{d\theta}$ y $\frac{dQ_W}{d\theta}$ se calcularon a partir de las ecuaciones presentadas en los apartados 4.1.1 a 4.1.4, ecuaciones (35), (24), (26), (11) y (20) respectivamente. Del mismo modo considerando la ecuación de estado de los gases ideales se dedujo una ecuación para hallar la temperatura media de los gases en la cámara:

$$T_{n+1} = T_n + \Delta\theta \left[\frac{T_n (P_{n+1} - P_n)}{P_n \Delta\theta} + \frac{T_n}{V} \frac{dV_n}{d\theta} \right]$$
(49)

Estos cálculos se repitieron para cada grado de avance del cigüeñal ($\Delta\theta=1^{\circ}$) obteniendo los valores de P y T en todo el ciclo del motor.

Para que no existan problemas de convergencia al aplicar la ecuación (48) hay que asegurarse que [112]:

$$P_n \ge 0 \tag{50}$$

Esto se cumple si:

$$\frac{\gamma}{V} \frac{dV}{d\theta} \Delta \theta \le 1 \tag{51}$$

Lo cual se comprobó para los ciclos de los motores utilizados.

4.2.1.6 Cálculo del trabajo bruto indicado, potencia indicada y eficiencia térmica indicada

Estos parámetros se calcularon de acuerdo a lo expuesto en las secciones 4.1.7, 4.1.8 y 4.1.9 del presente libro

4.2.1.7 Diagrama de flujo

Una explicación más detallada de la secuencia de los pasos descritos anteriormente se muestra en la figura 11, allí se presenta el diagrama de flujo del proceso seguido en el modelado de la combustión.

4.2.2 Implementación del Algoritmo

El algoritmo de simulación desarrollado fue implementado por medio de un programa informático elaborado en el lenguaje de programación C++, al cual se le dio el nombre de "Aba"². Este programa se realizó mediante la filosofía de la programación orientada a objetos para así tener mayor control y orden sobre la programación, y facilitar las futuras ediciones y mejoras del mismo. Además, con el fin de facilitar la interacción entre el usuario y el programa, se desarrolló un entorno gráfico en el entorno de desarrollo integrado "Microsoft Visual Studio". A continuación se presentan los detalles de las clases y el entorno utilizados por el programa.

4.2.2.1 Diagrama de clases

En el programa desarrollado se utilizaron 7 clases, a saber: Base, Calor-Comb, Prop1, Calor_Trans, Geom, PG y Main, las cuales se muestran con sus respectivas relaciones en el diagrama de clases UML de la figura 12. La clase "Base" contiene variables de instancia comunes a la mayoría de las demás clases, sirviendo así como estructura básica para la construcción del programa; mientras que las clases "Calor_Comb", "Prop1", "Calor_Trans", "Geom" y "PG" contienen las variables y métodos necesarios para el cálculo del calor liberado en la combustión, las propiedades al inicio de la compresión, el calor transferido a las paredes del cilindro, las relaciones geométricas y las propiedades del gas, respectivamente. La clase Base tiene 7 variables de instancia: la carrera del pistón (S), el número de revoluciones por minuto del

²El nombre "Aba" fue elegido como remembranza de los indígenas Guane, los cuales habitaban una amplia región del departamento de Santander en épocas precolombinas y en cuyo dialecto la palabra "Aba" significaba maíz, el cual era su principal cultivo y la base de su alimentación [113].

motor (n_{rpm}) , la presión de entrada a la cámara (Pad), el diámetro del pistón (D), la temperatura de entrada a la cámara (Tad), la presión del motor en arrastre (Pmo) y la relación de compresión (rc); los cuales también son atributos de las clases Calor_Comb, Prop1, Calor_Trans y Geom, razón por la cual se utilizó una relación de herencia entre estas últimas y la clase Base.

La clase Calor Comb está diseñada para calcular la masa quemada y calor liberado a lo largo del ciclo, por lo tanto, además de las variables de instancia de la clase Base, tiene como variables de instancia a las magnitudes necesarias para tales cálculos; es decir: el número de cetano (CN) y poder calorífico inferior del combustible (PCI), los ángulos de duración de la combustión (Θ_{comb} , Θ_p , y, Θ_d), los parámetros de Wiebe (a1, a2, mp y md), el ángulo de inicio de la inyección (Θ_{ai}), la masa quemada en la combustión premezclada (mpre) y la masa de combustible inyectada (mc). Las funciones miembro de esta clase son la ecuación de Handenberg para el cálculo de tiempo de retardo en la ignición (eign) y la ecuación de Wiebe, empleada de tres maneras diferentes, para el cálculo de la tasa de quemado de combustible (mfbp), la tasa de liberación de calor (Qp) y la masa de combustible quemada a cada instante del ciclo (mfb). Ella además se relaciona por medio de una relación de dependencia de la clase Main, la cual se encarga de gestionar las demás clases para que de manera ordenada se realicen los cálculos necesarios para la simulación, esta última también se relación por medio de dependencia de las clases PG, Prop, Geom y Calor_ Trans.

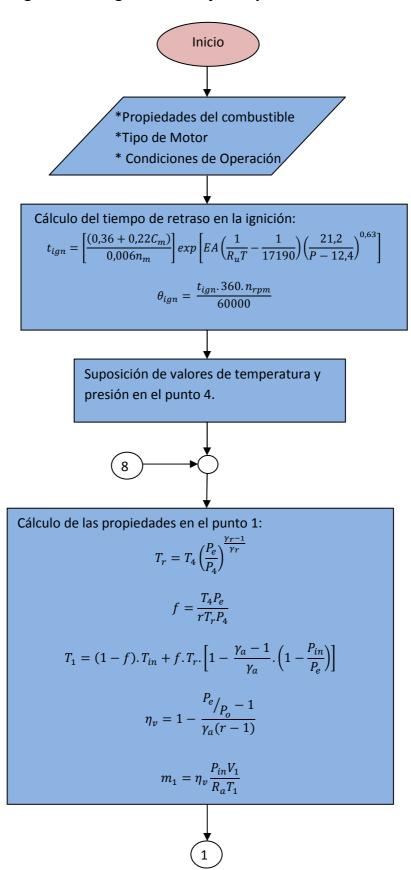
La clase PG se encarga del cálculo de las propiedades de los gases, esta tiene como variables de instancia al número de moles de carbono, hidrógeno y oxígeno por mol de combustible (n, m y p), a la relación combustible-aire (F/A), la presión atmosférica (Po) y la masa de aire por ciclo (m_I) ; y como funciones miembro a las ecuaciones para el cálculo de las propiedades de los gases residuales (Propq), las propiedades del aire (Propa), la masa de combustible inyectado por ciclo (mc) y la relación de calores específicos (y_m) .

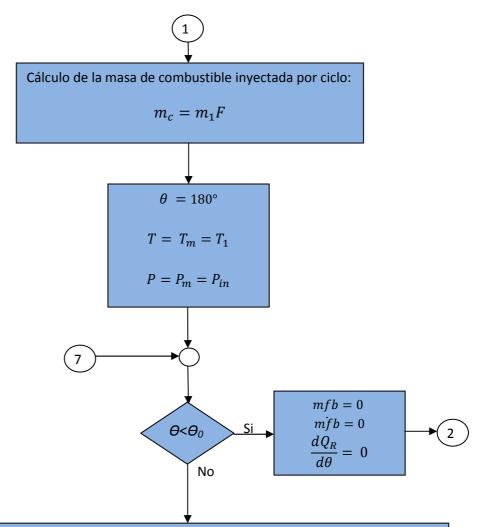
La clase Prop1 es utilizada en el cálculo de las propiedades del gas en el punto 1 del ciclo (ver sección 4.2.1.3), sus variables de instancia, además de las de la clase Base, son la temperatura y presión en el punto 4 del ciclo (T4 y P4), la presiones atmosférica y de entrada al cilindro (Po y Pe), las relaciones de calores específicos del gas residual y del aire (Yq y Ya), el volumen el punto 1 (VI) y la constante de gas del aire (Ra); y sus funciones miembro son las ecuaciones para el cálculo de la masa de aire inyectada por ciclo (RI), la fracción de gas residual (RI), la temperatura de los gases residuales (RI) y la temperatura el gas en el punto 1 (RI), presentadas en la sección 4.2.1.3.

La Clase Geom es la usada para el cálculo del volumen (V), área (A) y tasa de variación del volumen del cilindro (dV/dA), por lo tanto sus funciones miembro son las relaciones geométricas destinadas a tal fin y sus variables de instancia son las de la clase Base más la longitud de la biela (L).

Finalmente la clase Calor_Trans es la encargada del calor transferido a las paredes del cilindro, por lo tanto tiene como función miembro a la ecuación de Woschni para el cálculo de la tasa de trasferencia de calor (dQ/dA) por las paredes y como variables de instancia a la temperatura media de la pared (Tw), la temperatura y volumen en el punto 1 $(TI \ y \ VI)$, las constantes de Woschni $(CI \ y \ C2)$ y las variables de instancia de la clase Base.

Figura 11. Diagrama de flujo del proceso de simulación





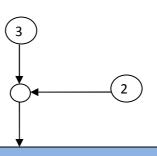
Cálculo del calor liberado en la combustión:

$$mfb = x \left(1 - \exp\left[-a_1 \left(\frac{\theta - \theta_{ign}}{\Delta \theta_p} \right)^{m_1 + 1} \right] \right) + (x - 1) \left(1 - \exp\left[-a_2 \left(\frac{\theta - \theta_{ign}}{\Delta \theta_d} \right)^{m_2 + 1} \right] \right)$$

$$m\dot{f}b = x \left(\frac{a_1}{\Delta \theta_p} (m_1 + 1) \left(\frac{\theta - \theta_{ign}}{\Delta \theta_p} \right)^{m_1} \exp\left[-a_1 \left(\frac{\theta - \theta_{ign}}{\Delta \theta_p} \right)^{m_1 + 1} \right] \right)$$

$$+ (x - 1) \left(\frac{a_2}{\Delta \theta_d} (m_2 + 1) \left(\frac{\theta - \theta_{ign}}{\Delta \theta_d} \right)^{m_2} \exp\left[-a_2 \left(\frac{\theta - \theta_{ign}}{\Delta \theta_d} \right)^{m_2 + 1} \right] \right)$$

$$\frac{dQ_R}{d\theta} = m\dot{f}b.PCI.m_{comb}$$



Cálculo de volúmenes y áreas:

$$V(\theta) = \frac{\pi}{180} \left(V_d \left[\frac{1 - \cos \theta}{2} + \frac{L}{S} - \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{2L}{S}\right)^2 - (\sin \theta)^2} \right] + \frac{V_d}{(r-1)} \right)$$

$$A(\theta) = \frac{\pi D^2}{4} + \frac{4V(\theta)}{D}$$

$$\frac{dV(\theta)}{d\theta} = \frac{V_d}{2} \left[\frac{\sin 2\theta}{2\sqrt{\left(\frac{2L}{S}\right)^2 - (\sin \theta)^2}} + \sin \theta \right]$$

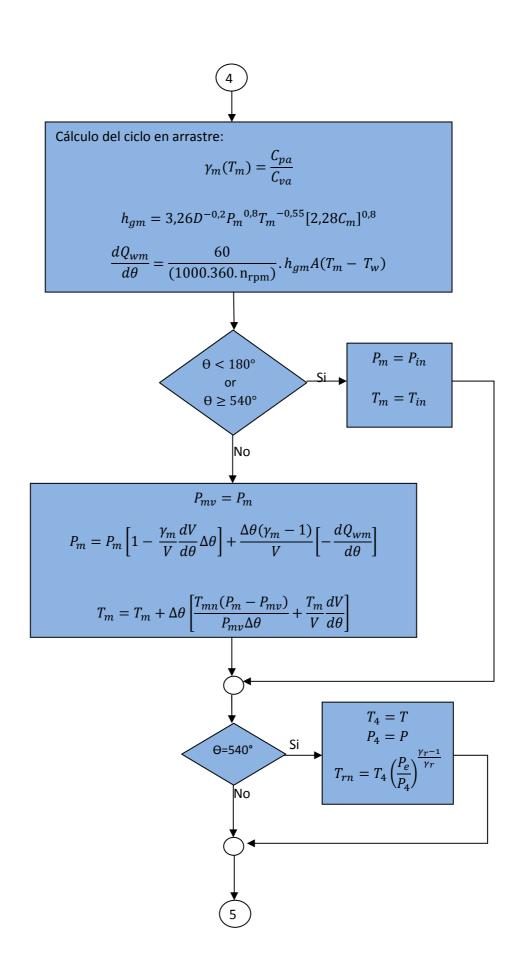
Cálculo de la relación de calores específicos de la mezcla de gases:

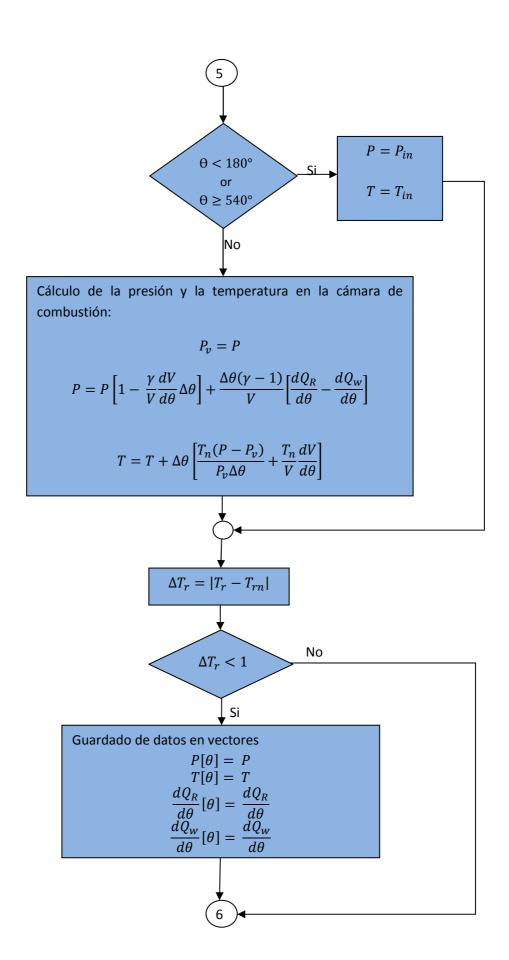
$$\gamma(T,\theta) = \frac{[1 - (mfb(\theta) + f)]C_{pa} + (mfb(\theta) + f)C_{pr}}{[1 - (mfb(\theta) + f)]C_{va} + (mfb(\theta) + f)C_{vr}}$$

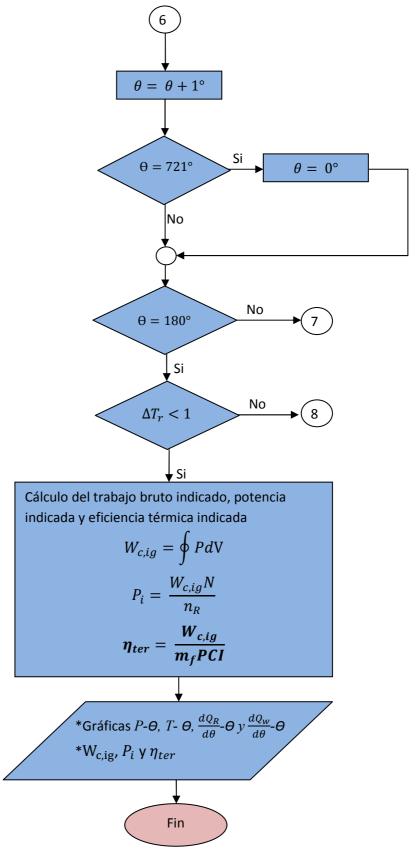
Cálculo de la transferencia de calor por las paredes del cilindro:

$$h_g = 3,26D^{-0.2}P^{0.8}T^{-0.55} \left[C_1 C_m + \frac{C_2 V_d T_{ref}}{P_{ref} V_{ref}} (P - P_m) \right]^{0.8}$$

$$\frac{dQ_w}{d\theta} = \frac{60}{(1000.360.n_{rpm})}.h_g A (T - T_w)$$

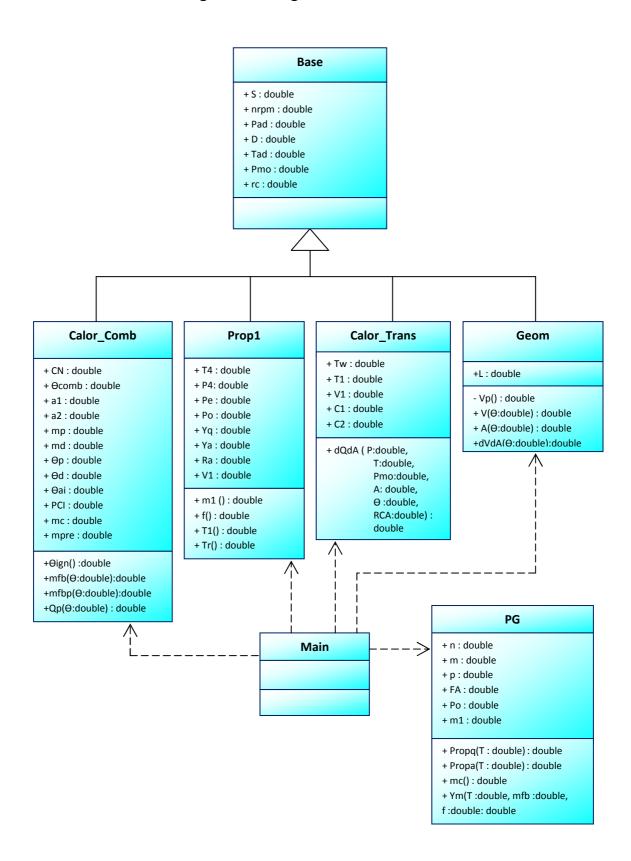






Fuente: Autor

Figura 12. Diagrama de clases UML



Fuente: Autor

4.2.2.2 Interfaz de usuario

La interfaz de usuario del programa Aba fue desarrollada de manera que le permite al usuario un fácil manejo del mismo, evitando la excesiva utilización de controles que pudieran dificultar su uso. De este modo el programa cuenta con cinco formularios, a saber: Presentación, Información, Introducción de Datos, Resultados Gráficos y Resultados Tabulados.

El formulario Presentación, ver figura 13, es la ventana de inicio del programa, él presenta tres botones por medio de los cuales el usuario puede acceder al formulario de introducción de datos, leer sobre los detalles del software o salir de éste. Al hacer clic en el botón "Acerca de Aba" se muestra el formulario Información, en el cual se pueden consultar los objetivos y el porqué del software, y al hacer clic en "Iniciar" se abre el formulario Introducción de Datos con el cual se comienza el uso del programa.

Figura 13. Formulario Presentación

Fuente: Autor

Como su nombre lo indica, el formulario Introducción de Datos tiene la función de tomar los datos de entrada para la simulación de la combustión. El usuario

puede ingresar dichos datos, dependiendo de su tipo, por medio de las pestañas: "condiciones de operación", "propiedades del combustible" y "tipo de motor"; tal como observa en la figura 14.

El formulario Resultados Gráficos es el encargado de mostrar los resultados de la simulación, mostrando los valores de Trabajo Indicado Bruto, Potencia Indicada y Eficiencia Térmica Indicada del motor; así como los diagramas P- θ , P-V,T- θ , Cp/Cv- θ , dQr/ $d\theta$ - θ y dQw/ $d\theta$ - θ del ciclo termodinámico del mismo, dando así una buena idea del comportamiento del motor bajo las condiciones especificadas. En la figura 15 se presenta este formulario, en su parte derecha se pueden observar los valores de los parámetros de desempeño calculados, en la parte central la ventana de visualización de los diferentes diagramas y en la parte derecha las etiquetas que permiten seleccionar el diagrama que se desee ver.

Condiciones de Operación Propiedades del Combustible Tipo de Motor

Velocidad del Motor (fpm) Presión de Entrada al Clindro (bar) Temperatura de Entrada al Cilindro (K) 1964.29 0,97858 480

Presión de Escape del Clindro (bar) Presión atmosférica (bar) Temperatura Ambiente (K) 1,15 0,855 303

Calcular Salir

Figura 14. Formulario Introducción de Datos

Fuente: Autor

Presión (kPa) vs Ángulo (grados)

[Pesión vs Ángulo (grados)

[Pesión vs Ángulo (presión vs Ángulo (provio vo dumen la time de trade de tra

Figura 15. Formulario Resultados Gráficos

Fuente: Autor

Finalmente, el formulario Resultados Tabulados presenta los datos de los diagramas ya presentados en forma tabulada, el usuario puede acceder a él dando clic en el botón "Lista de Valores" del formulario Resultados Gráficos.

4.3 VALIDACIÓN DEL MODELO

El modelo desarrollado en este trabajo es adecuado para predecir el desempeño de motores Diesel alimentados con cualquier tipo de combustible hidrocarburo, siempre y cuando se conozca su fórmula molecular (C_mH_nO_p) y sus propiedades. Con el fin de comprobar la efectividad del modelo al predecir el desempeño de diferentes tipos de motores alimentados con diferentes tipos de combustibles, éste fue validado por comparación con datos experimentales de presión en cámara de dos motores, a saber, un motor monocilíndrico Agrale M95, alimentado con mezcla de Diesel y Biodiesel de aceite de palma B3 (3%

de Biodiesel y 97% de Diesel, en volumen) y Biodiesel puro (B100), y un motor Isuzu A-4JA1 de cuatro cilindros, alimentado con combustible B10(10% de Biodiesel y 90% de Diesel) y mezclas de combustible B10 con Bio-oil hidrotratado obtenido sintéticamente al 1% y 2% en volumen (B10BOH1 y B10BOH2); las características de los motores y de los combustibles básicos utilizados se presentan en las tablas 3 y 4 respectivamente. En la tabla 4, se reportan las propiedades del Diesel puro, Bio-Oil hidrotratado y Biodiesel obtenidas de los trabajos de Jagadish et al. [11], de Conti et al. [114] y Colaço et al. [60], respectivamente.

Tabla 3. Especificaciones de los motores utilizados

MODELO	AGRALE – M95	ISUZU A-4JA1
TIPO	Enfriado por agua, 4	Enfriado por agua, 4
	tiempos	tiempos
DIMENSIONES	683 × 575 × 702 (mm)	805 × 625 × 729 (mm)
$(L \times W \times H)$		
NÚMERO DE	1	4
CILINDROS		
VOLUMEN	0,774 dm ³	2,449 dm ³
DESPLAZADO		
RELACIÓN DE	21:1	18,4:1
COMPRESIÓN		
DIÁMETRO ×	95 × 105 mm	93 × 92 mm
CARRERA		
SISTEMA DE	Inyección directa	Inyección directa
INYECCIÓN		
AVANCE EN LA	17 °	14 °
INYECCIÓN		

Tabla 4. Propiedades de los combustibles

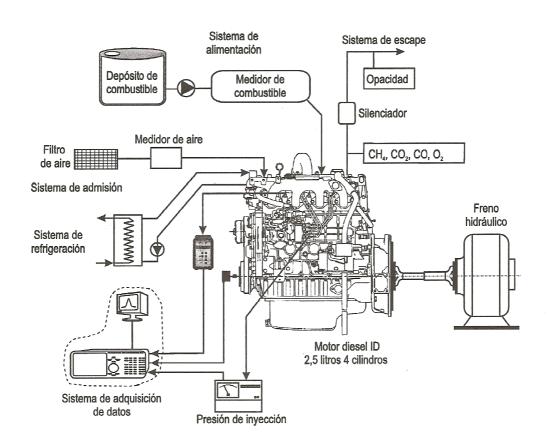
PROPIEDAD	DIESEL	BIO-OIL HIDROTRATADO	BIODIESEL
Fórmula Molecular	C ₁₀ H ₂₂	C ₁₀ H _{13,34} O _{2,53}	C ₁₉ H _{38,62} O _{1,82}
Densidad (kg/m³)	840	1070	871,9
Poder Calorífico Inferior (MJ/kg)	42,5	28,5	36,78
Número de Cetano	45		59,3

Los datos experimentales de presión en cámara del motor Agrale M95 fueron tomados del trabajo de Colaço et al. [60], mientras que los correspondientes datos del motor Isuzu A-4JA1 fueron medidos experimentalmente en el banco de ensayos de motores de la Universidad de Antioquia en Medellín-Colombia. En la figura 16 se presenta el esquema de dicho banco de ensayos y la fotografía de éste al momento de realizar las pruebas.

Como se puede observar en la figura 16a, el aire que entra al motor del banco pasa por un filtro, luego por un medidor de hilo caliente y finalmente entra al turbocompresor. Por su parte el combustible se almacena en un depósito móvil, equipado con filtro y bomba de combustible; de allí pasa a través de otro filtro de combustible y entra a un medidor de flujo másico, después del cual ingresa a la bomba de inyección. La refrigeración del motor se garantiza por medio de un intercambiador de calor que enfría el agua que circula por el motor utilizando agua de la red hidráulica; dicho intercambiador funciona automáticamente, gobernado por un termóstato. El sensor de presión se instaló en el cilindro del extremo opuesto al volante; su señal se llevó a un amplificador de carga, y de este a la bornera de la tarjeta de adquisición de datos, en la que se recibían

también las señales del codificador angular, el cual estaba acoplado al eje del cigüeñal, y del sensor de presión de inyección. Para medir el par se usó un sensor de presión calibrado que recibe la señal de presión de aceite proveniente de las celdas de carga del freno dinamométrico y para medir el régimen del motor se utilizó la señal proveniente del codificador angular [115]. En la tabla 5 se lista la instrumentación más importante utilizada en las pruebas.

Figura 16. Banco de ensayos de motores de la Universidad de Antioquia:
a) componentes principales del banco, b) Fotografía del banco



a)



b)

Fuentes: a) Referencia [115], b) Autor

Tabla 5. Características de la instrumentación principal del banco de ensayo de motores de la Universidad de Antioquia

INSTRUMENTO	MARCA	REFERENCIA
Freno dinamométrico	Go-Power Systems	D512
Medidor de Aire	Magnetrol	TA2
Codificador Angular	Heidennhain	ROD 406
Sensor Piezoeléctrico	Kistler	6056A
Amplificador de Carga	Kistler	5011B
Medidor de presión de inyección	AVL	41DP 1200K

El bio-oil hidrotratado utilizado en las pruebas fue preparado de manera sintética, siguiendo la metodología utilizada por Pinheiro [116] y teniendo en cuenta la disponibilidad de reactivos, con lo que se obtuvo el bio-oil hidrotratado sintético a partir de la mezcla de reactivos que se presenta en la tabla 6. Dicha mezcla fue caracterizada a partir de la composición de sus componentes y de pruebas realizadas en los laboratorios de la Universidad Industrial de Santander, obteniéndose valores de densidad, poder calorífico

inferior y composición química de: 1,0049 kg/m³, 28,7 MJ/kg y C₁₀H_{14,78}O_{2,61} los cuales son cercanos a los registrados en la literatura consultada.

Tabla 6. Componentes mezclados para la elaboración del Bio-Oil hidrotratado

COMPONENTE	PORCENTAJE EN PESO
2-Propanol	14,78
Ciclohexanona	24,14
Metoxifenol	15,27
Ac. Butanóico	10,84
2-Furaldehido	11,82
Fenol	23,15

Los parámetros necesarios para la ecuación de Wiebe, es decir los ángulos de duración de la combustión $(\theta_p \ , \ \theta_d \ y \ \Delta\theta)$ y los factores de forma de dicha ecuación $(M_p \ y \ M_d)$, fueron ajustados a partir de los datos experimentales de presión en cámara y del modelo diagnóstico "Caribe", desarrollado en la Universidad de Antioquia [115]. Obteniéndose valores de $\theta_p = 8\,^\circ$, $\theta_d = 51\,^\circ$, $\Delta\theta = 34\,^\circ$, $M_p = 4\,$ y $M_d = 1,4\,$ para el motor Agrale M95, y $\theta_p = 11,83\,^\circ$, $\theta_d = 36,17\,^\circ$, $\Delta\theta = 24,78\,^\circ$, $M_p = 6\,$ y $M_d = 0,92\,$ para el motor Isuzu A-4JA1.

Las comparaciones entre los datos simulados y experimentales, en los dos casos analizados, se presentan en las secciones 5.1 y 5.2 del presente libro.

5. RESULTADOS Y ANÁLISIS

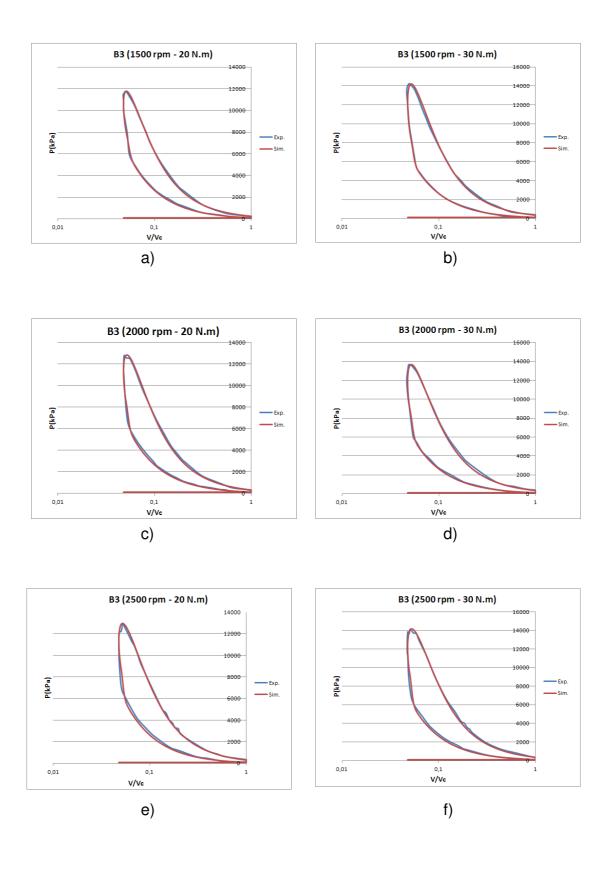
El modelo desarrollado en este trabajo fue validado mediante comparación de sus resultados con resultados experimentales de dos tipos de motores Diesel, ver sección 4.3, y posteriormente fue utilizado para estudiar el efecto del bio-oil hidrotratado y sus mezclas con diesel en el desempeño de un motor Diesel. En este apartado se presentan los resultados obtenidos en las validaciones del modelo y en el estudio del bio-oil hidrotratado.

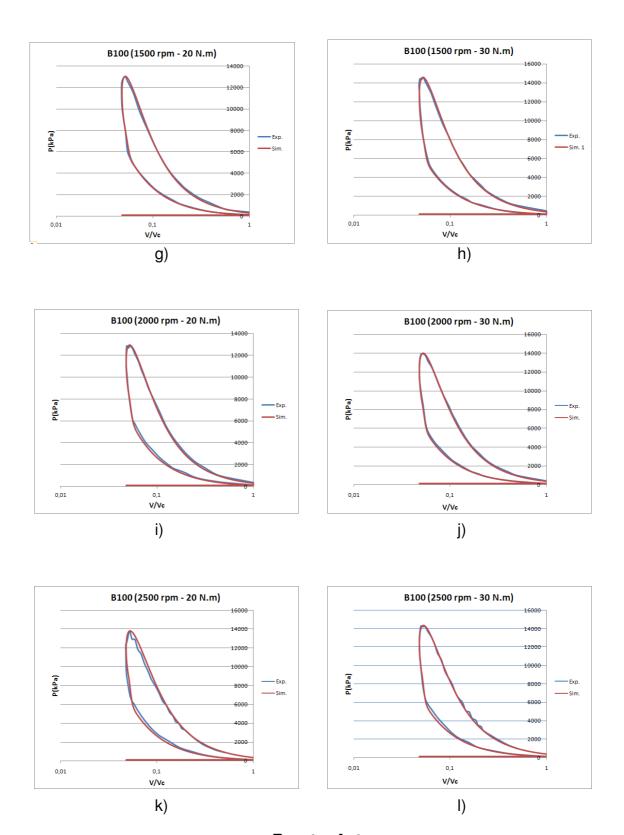
5.1 VALIDACIÓN CON DATOS DEL MOTOR AGRALE M95

La comparación entre Los datos experimentales de presión en cámara en el motor Agrale M95 y los simulados correspondientes, tras ajustar los parámetros de Wiebe, se llevó a cabo a tres velocidades de operación, 1500 rpm, 2000 rpm y 2500 rpm, y dos condiciones de carga, 20 Nm y 30 Nm, para un total de seis puntos de operación evaluados para cada combustible (B3 y B100). En la figura 17 se presenta dicha comparación en los puntos mencionados; allí se pueden ver, por medio de gráficas semilogarítmicas, la variación de la presión (*P*) en función de la relación entre el volumen instantáneo y el volumen máximo del cilindro (*V/Vc*). Como se puede observar hay una buena concordancia entre los datos modelados y los experimentales, el error relativo promedio de los valores de presión en el ciclo simulado fue de 5,86% y el error relativo promedio de los valores de presión pico simulada fue de 0,5%, lo cual demuestra la eficacia del modelo desarrollado.

Figura 17. Comparación entre las curvas experimentales y simuladas del motor Agrale M95: a) combustible B3, 1500 rpm y 20 Nm, b) combustible B3, 1500 rpm y 30 Nm, c) combustible B3, 2000 rpm y 20 Nm, d) combustible B3, 2000 rpm y 30 Nm, e) combustible B3, 2500 rpm y 20 Nm, f) combustible B3, 2500 rpm y 30 Nm, g) combustible B3, 1500 rpm y 20 Nm, h) combustible B3, 1500 rpm y 30 Nm, i) combustible B3, 2000 rpm y

20 Nm, j) combustible B3, 2000 rpm y 30 Nm, k) combustible B3, 2500 rpm y 20 Nm, l) combustible B3, 2500 rpm y 30 Nm.





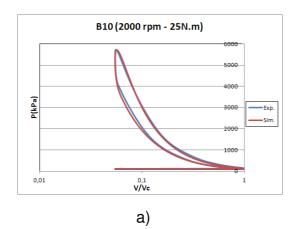
Fuente: Autor

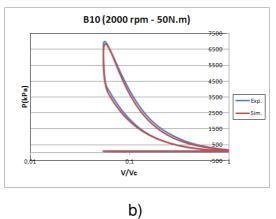
5.2 VALIDACIÓN CON DATOS DEL MOTOR ISUZU A-4JA1

En esta validación la presión en el cilindro fue tomada con el motor operando a 2000 rpm y 25 Nm, y 2000 rpm y 50 Nm; y los combustibles utilizados en las pruebas fueron: Mezcla Diesel/Biodiesel de aceite de palma B10, el cual es el combustible Diesel que se encuentra en las gasolineras de la ciudad de Medellín en 2013, y mezclas de dicho combustible con Bio-Oil hidrotratado al 1% y 2% (B10BOH1 y B10BOH2).

En la figura 18 se presentan las comparaciones entre las presiones simuladas y experimentales obtenidas en el motor alimentado con las tres mezclas de combustibles (B10, B10BOH1 y B10BOH2), y operando en los dos puntos de operación planteados, esto por medio de gráficas semilogarítmicas de presión (P) contra la relación entre el volumen instantáneo y el volumen máximo del cilindro (V/Vc). Al igual que con las pruebas hechas en el motor Agrale, en este caso se observó una buena concordancia entre los datos modelados y los experimentales de las diferentes pruebas; obteniéndose un error relativo promedio del 7% para los datos de presión del ciclo simulado y del 1% para los datos de presión pico. En la figura 18 también se observa que el Bio-Oil hidrotratado mezclado porciones pequeñas, del 1% y 2%, no genera cambios apreciables en la presión; las diferencias allí mostradas se deben más a las condiciones del experimento que al porcentaje de mezcla.

Figura 18. Comparación entre las curvas experimentales y simuladas del motor Isuzu A-4JA1 a 2000 rpm: a) combustible B10 y 25 Nm, b) combustible B10 y 50 Nm, c) combustible B10BOH1 y 25 Nm, d) combustible B10BOH1 y 50 Nm, e) combustible B10BOH2 y 25 Nm, f) combustible B10BOH2 y 50 Nm

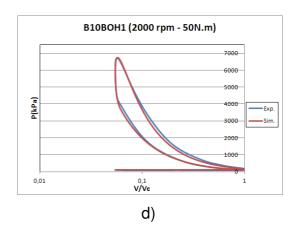


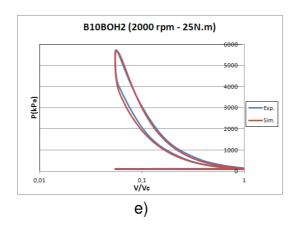


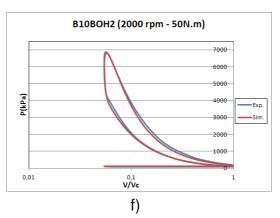
B10BOH1 (2000 rpm - 25N.m)

6000
5000
4000
2000
1000
0,01
V/Ve

C)







Fuente: Autor

5.3 EFECTO DEL BIO-OIL HIDROTRATADO EN EL DESEMPEÑO DEL MOTOR

Para conocer los efectos del Bio-Oil hidrotratado en el desempeño del motor se utilizó el modelo desarrollado para comparar los valores de presión en cámara, potencia indicada y eficiencia térmica indicada obtenidos en un motor Agrale M95 alimentado con combustible Diesel convencional, Bio-Oil hidrotratado (BOH) y dos mezclas Diesel/Bio-Oil hidrotratado en proporciones de 80% de Diesel y 20% de Bio-Oil hidrotratado (BOH20), y 50% de Diesel y 50% de Bio-Oil hidrotratado (BOH50), en volumen. Las características del motor utilizado y las propiedades del Diesel convencional y del Bio-Oil hidrotratado se presentan en la tabla 3 y 4, respectivamente. El número de cetano del Bio-Oil hidrotratado se asumió igual al número de cetano del Diesel puro (45), esta aproximación puede generar ciertas variaciones al calcular el tiempo de retraso en la ignición pero conlleva a un error pequeño a la hora de calcular la variación de la presión en la cámara de combustión.

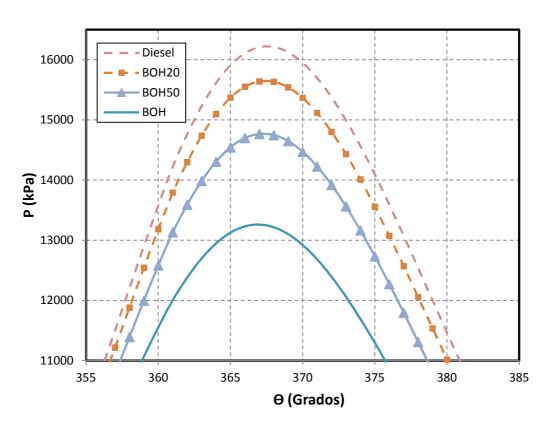
A continuación se presenta la comparación entre los valores de presión, potencia indicada y eficiencia térmica indicada obtenidos para el Diesel, el Bio-Oil hidrotratado y las respectivas mezclas entre ellos (BOH20 y BOH50).

5.3.1 Diagrama P-θ

El diagrama presión contra ángulo de giro del cigüeñal puede ser usado para conocer el comportamiento termodinámico del motor, ya que permite conocer la evolución de presión en la cámara de combustión al utilizar un determinado combustible. En la figura 19 se presenta la comparación de la evolución de presión de los diferentes combustibles considerados con el motor operando a alta carga y un régimen de 2000 rpm, en los demás puntos de operación del motor se observa la misma tendencia allí presentada. En este análisis se encontró que el pico de presión es más alto cuando se utiliza Diesel

convencional en el motor que cuando se utiliza bio-oil hidrotratado y sus mezclas con Diesel, esto es atribuido al menor poder calorífico del bio-oil hidrotratado. Como se observa en la figura, la diferencia entre los picos de presión depende directamente de la cantidad del Bio-Oil hidrotratado mezclado con el Diesel, alcanzándose los valores limites de presión al utilizar BOH y Diesel puros.

Figura 19. Presión versus ángulo de giro del cigüeñal para mezclas Diesel/Bio-Oil hidrotratado con el motor operando a alta carga y 2000 rpm



Fuente: Autor

5.3.2 Potencia Indicada

Al igual que con la presión, se observó una disminución en la potencia indicada al utilizar Bio-Oil hidrotratado y sus mezclas, esto debido al menor trabajo bruto indicado desarrollado en cada caso. Sin embargo se presentaron valores cercanos a los del Diesel cuando se utilizó la mezcla BOH20, la misma

tendencia se observó para todas las cargas y velocidades del motor. Al aumentar la velocidad del motor se observó un aumento en la potencia indicada en proporciones similares para todos los combustibles. En la figura 20 se muestra la potencia indicada de los diferentes combustibles para el motor operando a diferentes velocidades y un dosado (F/A) igual a 0,035.

18 Diesel 16 **BOH20 BOH50** 14 Potencia Indicada (kW) ВОН 12 10 8 6 4 2 0 1500 2000 2500 Régimen (rpm)

Figura 20. Potencia indicada del motor a diferentes velocidades

Fuente: Autor

8.3.3 Eficiencia Térmica Indicada

La eficiencia térmica indicada es la relación entre el trabajo bruto indicado y la entrada de energía brindada por el combustible, en el caso estudiado se encontró que en la mayor parte del rango de operación la eficiencia térmica del bio-oil hidrotratado es mayor que la del Diesel convencional; esto se debe a la presencia de oxígeno en el bio-oil hidrotratado, el cuál mejora la combustión, y al menor poder calorífico de éste lo cual hace que la relación entre el trabajo

desarrollado y la entrada de energía aumente pese al mayor trabajo desarrollado por el Diesel. El efecto de las propiedades de bio-oil hidrotratado sobre el aumento en la eficiencia térmica indicada disminuyen al disminuir la carga del motor, hasta el punto que para condiciones de baja carga la eficiencia térmica indicada llega a ser mayor para el Diesel que para el bio-oil hidrotratado. En la figura 21 se pude apreciar la eficiencia térmica del motor a 1500 rpm y tres tipos de dosado: 0,015, 0,035 y 0,055.

La figura 22 muestra la eficiencia térmica indicada del motor operando a alta carga y diferentes velocidades, se puede observar que al aumentar la velocidad crece la eficiencia térmica indicada, manteniéndose siempre más baja la eficiencia térmica del Diesel que la de los demás combustibles.

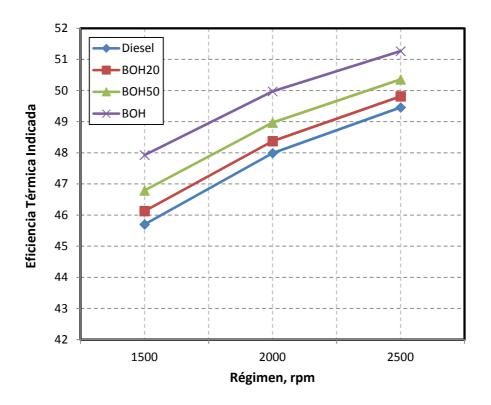
50 49 Eficiencia Térmica Indicada 48 47 46 Diesel **BOH20** 45 **BOH50** BOH 44 43 0,035 0,015 0,055

Figura 21. Eficiencia térmica indicada del motor con diferentes dosados

Fuente: Autor

Dosado

Figura 22. Eficiencia térmica indicada del motor a diferentes velocidades



Fuente: Autor

6. CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES

- Se realizó una completa revisión del estado del arte sobre el modelado de motores Diesel a nivel nacional e internacional a partir de la cual se encontraron varios modelos que sirvieron de guía en el desarrollo del presente trabajo.
- Se desarrolló un modelo cero-dimensional de la combustión que permite predecir el desempeño de diferentes tipos de motor diesel de cuatro tiempos e inyección directa, alimentados con cualquier tipo de combustible hidrocarburo, de manera acorde con resultados experimentales.
- El modelo desarrollado fue validado con datos experimentales de dos motores diferentes, un motor Agrale M95 y un motor Isuzu A-4JA1, alimentados con tres tipos de combustibles y sus mezclas; obteniéndose en el primero de ellos un error relativo promedio de 5,86% en los datos de presión en el ciclo simulado y 0,5% en los datos de presión pico simulada, y en el segundo de ellos un error relativo promedio de 7% en los datos de presión en el ciclo simulado y 1% en los datos de presión pico simulada.
- El Bio-Oil hidrotratado puede convertirse en un sustituto parcial del combustible Diesel derivado del petróleo, ya que al mezclarse con este último en pequeñas proporciones, cercanas al 20%, se presenta un desempeño similar en el motor pero sin contribuir a los problemas ambientales y sociales asociados con los combustibles derivados del petróleo o con los biocombustibles de primera generación.
- El poder calorífico inferior del bio-oil hidrotratado es el principal factor que contribuye al menor desarrollo de potencia en el motor, en comparación con el Diesel convencional. Por lo tanto, mejorando este factor se podrían lograr mejores resultados al utilizarlo como combustible sustituto para motores Diesel.

7. APORTES

- Se investigó acerca del desarrollo del modelado de la combustión en motores Diesel en el mundo, obteniéndose de esta manera información que puede servir de insumo para futuras investigaciones.
- Se desarrolló un software que predice el desempeño de motores Diesel a partir de sus características, condiciones de operación y de las propiedades del combustible utilizado. El cual puede servir como herramienta en los estudios de factibilidad de nuevos combustibles de una manera económica y rápida.
- Se presentó una ponencia en un congreso internacional y se generaron dos artículos científicos a partir del trabajo desarrollado:
 - G. García, J. Chacón, and A. Chaves, "Modelado de la combustión en motores Diesel: revisión del estado del arte", presentado en el V Congreso Internacional de Ciencia y Tecnología de los Combustibles CIBSCOL 2012, Bucaramanga, 2012.
 - G. García, J. Chacón, and A. Chaves, "Modelado de la combustión en motores Diesel: revisión del estado del arte", lon, 2013.
 - G. García, J. Chacón, and A. Chaves, "Analytical and experimental performance study of Diesel engines powered with hydrotreated bio-oil", Renew Energ, 2013 (En revisión).

8. RECOMENDACIONES Y FUTUROS TRABAJOS

- Ampliar la capacidad del modelo desarrollado incluyendo entre sus funcionalidades el cálculo de emisiones contaminantes.
- Realizar estudios experimentales más completos con concentraciones de bio-oil hidrotratado mayores al 1 y 2%, en donde se estudien otros efectos de este combustible sobre el motor, como las emisiones de contaminantes, para así poder concluir de manera definitiva el efecto que éste tendrá sobre el rendimiento y operación del motor.
- Implementar un banco de ensayo de motores en la Universidad Industrial de Santander, para facilitar el desarrollo de modelos de simulación y estudios experimentales sobre nuevos combustibles.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] K. Ruosteenoja, Future Climate in World Regions: An Intercomparison of Model-based Projections for the New IPCC Emissions Scenarios. Finnish Environment Institute, 2003.
- [2] F. Serna, L. Barrera, and H. Montiel, "Impacto Social y Económico en el uso de Biocombustibles," J Technol Manag Innov, vol. 6, no. 1, pp. 100–114, Jan. 2011.
- [3] A. F. González, I. C. Jiménez, M. R. Susa, S. Restrepo, and J. M. Gómez, "Biocombustibles de segunda generación y Biodiesel: Una mirada a la contribución de la Universidad de los Andes," Rev Ing, vol. 28, no. 7, pp. 70–82, 2008.
- [4] J. Ojeda, J. Sánchez, A. León, and J. Medina, Informe de vigilancia tecnológica: Tecnologías de Producción de Biodiésel-Programa Nacional de Minería y Energía. Bogotá: , 2007.
- [5] M. A. Altieri, "Los impactos ecológicos de los sistemas de producción de biocombustibles a base de monocultivos a gran escala en América," Agroecología, vol. 4, pp. 59–67, 2009.
- [6] N. Hackenberg, "Biocombustibles de Segunda Generación," Rev Virtual REDESMA, vol. 2, no. 2, pp. 49–61, Jul. 2008.
- [7] A. S. Ramadhas, S. Jayaraj, and C. Muraleedharan, "Theoretical modeling and experimental studies on biodiesel-fueled engine," Renew Energ, vol. 31, no. 11, pp. 1813–1826, Sep. 2006.
- [8] T. K. Gogoi and D. C. Baruah, "A cycle simulation model for predicting the performance of a diesel engine fuelled by diesel and biodiesel blends," Energy, vol. 35, no. 3, pp. 1317–1323, Mar. 2010.
- [9] T. Ganapathy, P. Gakkhar, and K. Murugesan, "An analytical and experimental study of performance on jatropha biodiesel engine," Therm Sci, vol. 13, no. 3, pp. 69–82, 2009.
- [10] C. D. Rakopoulos, K. A. Antonopoulos, and D. C. Rakopoulos, "Development and application of multi-zone model for combustion and pollutants formation in direct injection diesel engine running with vegetable oil or its bio-diesel," Energ Convers Manage, vol. 48, no. 7, pp. 1881–1901, Jul. 2007.
- [11] D. Jagadish, R. Kurmar, and M. K., "Zero dimensional simulation of Combustion Process of a DI Diesel engine fuelled with Biofuels," WASET, vol. 80, pp. 819–825, 2011.
- [12] J. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, 1st ed. New York: McGraw-Hill, 1988.
- [13] C. R. Ferguson and A. T. Kirkpatrick, Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences, 2nd ed. Wiley, 2000.
- [14] C. Fenollosa, Modelado fenomenológico del proceso de combustión por difusión diesel. Reverte, 2005.
- [15] F. V. Bracco, "Introducing a New Generation of More Detailed and Informative Combustion Models," SAE International, Warrendale, PA, 751187, Feb. 1975.
- [16] F. Payri and J. M. Desantes, Motores de combustión interna alternativos, 1st ed. España: Reverte, 2011.
- [17] F. A. Williams, Combustion Theory: Second Edition, Second Edition. Westview Press, 1994.
- [18] G. M. Faeth, "Spray combustion phenomena," Symp (Int) Combust, vol. 26, no. 1, pp. 1593–1612, 1996.
- [19] 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. 14–15, pp. 1492–1499, Oct. 2006.
- [20] F. Payri, P. Olmeda, J. Martín, and A. García, "A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines," Applied Energy, vol. 88, no. 12, pp. 4632–4641, Dec. 2011.

- [21] H. Escalante, J. Orduz, H. Zapata, M. Cardona, and M. Duarte, Atlas del Potencial Energético de la Biomasa Residual en Colombia. Colombia: Ministerio de Minas y Energía, 2011.
- [22] T. D. Butler, L. D. Cloutman, J. k. Dukowicz, and J. D. Ramshaw, "CONCHAS: An Arbitrary Lagrangian-Eulerian Computer Code for Multi-component Chemically Reactive Fluid Flow at All Speeds," Los Alamos National Laboratory, Los Alamos, New Mexico, LA-8929-MS, 1979.
- [23] A. D. Gosman and R. J. R. Johns, "Computer Analysis of Fuel-Air Mixing in Direct-Injection Engines," SAE International, Warrendale, PA, 800091, Feb. 1980.
- [24] S. A. Syed and F. V. Bracco, "Further Comparisons of Computed and Measured Divided-Chamber Engine Combustion," SAE International, Warrendale, PA, 790247, Feb. 1979.
- [25] F. V. Bracco, "Applications of Steady-State Spray Equations to Combustion Modeling," AIAA J, vol. 12, no. 11, pp. 1534–1540, Nov. 1974.
- [26] F. H. Harlow and A. A. Amsden, "Numerical calculation of multiphase fluid flow," J Comput Phys, vol. 17, no. 1, pp. 19–52, Enero 1975.
- [27] C. T. Crowe, "A computational model for the gas-droplet flow field in the vicinity of an atomizer," in Combustion Institute, Fall Meeting, California State University, Northridge, Calif., Oct. 21, 22, 1974, 18 p. Research supported by Washington State University., 1974, vol. -1.
- [28] C. Crowe, D. Stock, and M. Sharma, "The particle-source-in cell/PSI-CELL/model for gas-droplet flows," ASME J Fluids Eng, vol. 99, pp. 325–332, 1977.
- [29] J. K. Dukowicz, "A particle-fluid numerical model for liquid sprays," J Comput Phys, vol. 35, no. 2, pp. 229–253, Abril 1980.
- [30] A. D. Gosman, C. Kralj, C. J. Marooney, and P. Theodossopouls, "The development of the SPEED code for Diesel combustion simulation," presented at the 3th International Conference: Innovation and Reliability in Automotive Design an Testing, Florencia Italia, 1992
- [31] A. D. Gosman, C. Kralj, C. J. Marooney, and P. Theodossopouls, "Development strategies for Diesel combustion simulation using the SPEED code," Institution of Mechanical Engineers, Paper C448/035, 1992.
- [32] Fluent, "FLUENT AND RAMPANT: User's Guide." Fluent Incorporated, 1995.
- [33] A. A. Amsden, KIVA-III: a computer program for chemically reactive flows with sprays. Los Alamos, NM: Los Alamos National Laboratory, 1985.
- [34] A. A. Amsden, KIVA-III: A KIVA Program with Block-structured Mesh for Complex Geometries. Los Alamos National Laboratory, 1993.
- [35] Z. Gao, R. M. Wagner, C. S. Sluder, C. S. Daw, and J. B. Green Jr., "Using a phenomenological computer model to investigate advanced combustion trajectories in a CIDI engine," Fuel, vol. 90, no. 5, pp. 1907–1918, May 2011.
- [36] F. Peng Kärrholm, F. Tao, and N. Nordin, "Three-Dimensional Simulation of Diesel Spray Ignition and Flame Lift-Off Using OpenFOAM and KIVA-3V CFD Codes," SAE International, Warrendale, PA, 2008-01-0961, Apr. 2008.
- [37] Y. Gong, O. Kaario, A. Tilli, M. Larmi, and F. X. Tanner, "A Computational Investigation of Hydrotreated Vegetable Oil Sprays Using RANS and a Modified Version of the RNG k ϵ Model in OpenFOAM," SAE International, Warrendale, PA, 2010-01-0739, Apr. 2010.
- [38] E. Gutiérrez, "Modelado numérico de la atomización y evaporación de un chorro diesel mediante análisis CFD," Tesis de Maestría, Universidad de Antioquia, Medellín, 2008.
- [39] J. Agudelo, A. Agudelo, and P. Benjumea, "Estudio de chorros diesel usando mecánica de fluidos computacional," Rev fac ing univ Antioquia, no. 49, pp. 61–69, Sep. 2009.

- [40] A. Delgado, "Simulación numérica de los procesos al interior del cilindro en un motor diesel mediante análisis CFD," Tesis de Maestría, Universidad de Antioquia, Medellín, 2010.
- [41] J. Arrègle, J. J. López, J. M. Garc, and C. Fenollosa, "Development of a zero-dimensional Diesel combustion model. Part 1: Analysis of the quasi-steady diffusion combustion phase," Appl Therm Eng, vol. 23, no. 11, pp. 1301–1317, Agosto 2003.
- [42] F. G. Chmela, G. H. Pirker, and A. Wimmer, "Zero-dimensional ROHR simulation for DI diesel engines A generic approach," Energ Convers Manage, vol. 48, no. 11, pp. 2942–2950, Nov. 2007.
- [43] I. I. Vibe, Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren. VEB Verlag Technik, 1970.
- [44] J. I. Ghojel, "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, Aug. 2010.
- [45] N. K. Dyechenko, L. Y. Magidovich, and B. P. Pugachiuv, "Approximation of heat release characteristics in the cylinders of diesel engines," Energomashinostroyeniye, vol. 310, p. 73, 1969.
- [46] N. K. Dyechenko, L. Y. Magidovich, and B. P. Pugachiuv, "Determination of main parameters of heat release characteristics during combustion in diesel engines," Energomashinostroyeniye, vol. 316, p. 54, 1970.
- [47] J. I. Ghojel, "Investigation of cycle processes of direct injection diesel engines with cylindrical piston bowl," PhD Thesis, Moscow Automobile and Road Institute (MADI), Moscow, 1974.
- [48] J. I. Ghojel, "A Study of Combustion Chamber Arrangements and Heat Release in D.I. Diesel Engines," SAE International, Warrendale, PA, 821034, Feb. 1982.
- [49] N. Watson, A. D. Pilley, and M. Marzouk, "A Combustion Correlation for Diesel Engine Simulation," SAE International, Warrendale, PA, 800029, Feb. 1980.
- [50] N. Miyamoto, T. Chikahisa, T. Murayama, and R. Sawyer, "Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Functions," SAE International, Warrendale, PA, 850107, Feb. 1985.
- [51] H. Witt, M. Hassenforder, and G. L. Gissinger, "Modelling and Identification of a Diesel Combustion Process with the Downhill Gradient Search Method," SAE International, Warrendale, PA, 950854, Feb. 1995.
- [52] A. Bilcan, M. Tazerout, O. Le Corre, and A. Ramesh, "Ignition Delay in Dual Fuel Engines: An Extended Correlation for Gaseous Fuels," ASME Conf Proc, vol. 2001, no. 16699a, pp. 49–55, Jan. 2001.
- [53] M. Canova, R. Garcin, S. Midlam-Mohler, Y. Guezennec, and G. Rizzoni, "A control-oriented model of combustion process in a HCCI diesel engine," in American Control Conference, 2005. Proceedings of the 2005, 2005, pp. 4446 4451 vol. 7.
- [54] J. Galindo, J. M. Luján, J. R. Serrano, and L. Hernández, "Combustion simulation of turbocharger HSDI Diesel engines during transient operation using neural networks," Appl Therm Eng, vol. 25, no. 5–6, pp. 877–898, Abril 2005.
- [55] R. J. B. Way, "Methods for Determination of Composition and Thermodynamic Properties of Combustion Products for Internal Combustion Engine Calculations," P I Mech Eng, vol. 190, no. 1, pp. 687–697, Jun. 1976.
- [56] H. O. Hardenberg and F. W. Hase, "An Empirical Formula for Computing the Pressure Rise Delay of a Fuel from Its Cetane Number and from the Relevant Parameters of Direct-Injection Diesel Engines," SAE International, Warrendale, PA, 790493, Feb. 1979.
- [57] T. P. Gardner and N. A. Henein, "Diesel Starting: A Mathematical Model," SAE International, Warrendale, PA, 880426, Feb. 1988.

- [58] H. D. Harris and F. Pearce, "A universal mathematical model of diesel engine performance," J Agr Eng Res, vol. 47, pp. 165–176, Sep. 1990.
- [59] A. V. Bueno, J. A. Velásquez, and L. F. Milanez, "Heat release and engine performance effects of soybean oil ethyl ester blending into diesel fuel," Energy, vol. 36, no. 6, pp. 3907–3916, Jun. 2011.
- [60] M. J. Colaço, C. V. Teixeira, and L. M. Dutra, "Thermal analysis of a diesel engine operating with diesel-biodiesel blends," Fuel, vol. 89, no. 12, pp. 3742–3752, Diciembre 2010.
- [61] M. J. Colaço, C. V. Teixeira, and L. M. Dutra, "Thermodynamic simulation and optimization of diesel engines operating with diesel and biodiesel blends using experimental data," inverse Probl Sci Eng, vol. 18, no. 6, pp. 787–812, 2010.
- [62] F. Payri, P. Olmeda, J. Martín, and A. García, "A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines," Appl Energ, vol. 88, no. 12, pp. 4632–4641, Diciembre 2011.
- [63] S. Patil and Akarte, "Investigation on Effect of Variation in Compression Ratio on Performance and Combustion Characteristics of C.I Engine Fuelled With Palm Oil Methyl Ester (POME) and its Blends by Simulation," GJRE, vol. 12, no. 2, pp. 34–41, 2012.
- [64] C. D. Rakopoulos and D. T. Hountalas, "Development and Validation of a 3-D Multi-Zone Combustion Model for the Prediction of DI Diesel Engines Performance and Pollutants Emissions," SAE International, Warrendale, PA, 981021, Feb. 1998.
- [65] J. Agudelo, L. Corredor, and J. Hernandez, "Simulación del Proceso de Combustión en Motores de Encendido por Compresión," Energética, vol. 23, pp. 103–111, 2000.
- [66] A. Agudelo, J. Agudelo, and P. Benjumea, "Exergy diagnosis of the combustion process in a Diesel engine," Rev fac ing univ Antioquia, no. 45, pp. 41–53, Sep. 2008.
- [67] J. Barbosa and J. Salcedo, "Herramienta educativa en la web basada en la simulación de los procesos termofluidodinámicos de motores de combustión interna, SIMTA 1.0.," Tesis de Pregrado, Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga, 2007.
- [68] E. Rodríguez, "Software para la simulación de los ciclos termodinámicos de los motores de combustión interna de cuatro tiempos 'SICICLOTER 1.0'," Tesis de Pregrado, Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga, 2003.
- [69] J. L. Chacón, "Identificación de un motor Diesel," presented at the IX Congreso Latinoamericano de Control Automático, Cali-Colombia, 2000.
- [70] R. P. Probert, "The influence of spray particle size and distribution in the combustion of oil droplets," Philos Mag, vol. 37, no. 265, pp. 94–105, 1946.
- [71] P. H. Tanasawa, "On the combustion rate of a group of particles," Tech Report Tohoko Univ, vol. 18, pp. 61–74, 1953.
- [72] A. E. W. Austen and W.-T. Lyn, "Relation between Fuel Injection and Heat Release in a Direct-Injection Engine and the Nature of the Combustion Processes," P I Mech Eng, vol. 14, no. 1, pp. 47–62, Jan. 1960.
- [73] W. T. Lyn, "Study of burning rate and nature of combustion in diesel engines," Symp (Int) Combust, vol. 9, no. 1, pp. 1069–1082, 1963.
- [74] H. A. Cook, "Appraisal of Effects of Operating Conditions and Engine Design on Combustion in Reciprocating Engines by Engine Cycle Calculations," SAE International, Warrendale, PA, 630083, Jan. 1963.
- [75] H. A. Cook, Diesel Engine Cycle Analysis of Relationships of Fuel Injection to Fuel Compression Ignition Characteristics and Best Fuel Utilization. Society of Automotive Engineers, 1965.
- [76] F. NAGAO, M. IKEGAMI, and K. OSHIMA, "An Analysis of Combustion Knock in a Diesel Engine," Bull JSME, vol. 10, no. 39, pp. 532–542, 1967.
- [77] J. Shipinski, P. S. Myers, and O. A. Uyehara, "A Spray-Droplet Model for Diesel Combustion," P I Mech Eng, vol. 184, no. 10, pp. 28–35, Sep. 1969.

- [78] J. Shipinski, O. A. Uyehara, and P. S. Myers, "Experimental correlation between rate of injection and rate of heat release in a Diesel engine," ASME Paper 68-DGP-11, 1968.
- [79] N. D. Whitehouse and R. Way, "Rate of Heat Release in Diesel Engines and Its Correlation with Fuel Injection Data," P I Mech Eng, vol. 184, no. 10, pp. 17–27, Sep. 1969.
- [80] N. D. Whitehouse and R. J. B. Way, "A Simple Method for the Calculation of Heat Release Rates in Diesel Engines Based on the Fuel Injection Rate," SAE International, Warrendale, PA, 710134, Feb. 1971.
- [81] N. D. Whitehouse and B. K. Sareen, Prediction of Heat Release in a Quiescent Chamber Diesel Engine Allowing for Fuel/air Mixing. Society of Automotive Engineers, 1974.
- [82] H. C. Grigg and M. H. Syed, "The Problem of Predicting Rate of Heat Release in Diesel Engines," P I Mech Eng, vol. 184, no. 10, pp. 192–202, Sep. 1969.
- [83] I. M. Khan, G. Greeves, and D. M. Probert, "Prediction of soot and nitric oxide concentrations in Diesel engine exhaust," Institution of Mechanical Engineers, Journal of Air Pollution in Transport Engines, 1971.
- [84] G. N. Abramovich, The Theory of Turbulent Jets. The MIT Press, 2003.
- [85] D. Adler and W.-T. Lyn, "The Evaporation and Mixing of a Liquid Fuel Spray in a Diesel Air Swirl," P I Mech Eng, vol. 184, no. 10, pp. 171–180, Sep. 1969.
- [86] J. Rife and J. B. Heywood, Photographic and performance studies of diesel combustion with a rapid compression machine. 1974.
- [87] H. HIROYASU, T. KADOTA, and M. ARAI, "Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions2: Part 1 Combustion Modeling," Bull JSME, vol. 26, no. 214, pp. 569–575, 1983.
- [88] J. C. Dent and P. S. Mehta, Phenomenological combustion model for a quiescent chamber diesel engine. 1981.
- [89] J. C. Dent, P. S. Mehta, and J. Swan, "A predictive model for automotive DI Diesel engine performance and smoke emissions," Institution of Mechanical Engineers, Paper C126/82, 1982.
- [90] S. C. Kyriakides, J. C. Dent, and P. S. Mehta, Phenomenological diesel combustion model including smoke and NO emission. 1986.
- [91] F. V. Tinaut, "Contribución al estudio del proceso de combustión en motores de encendido por compresión de inyección directa," Tesis Doctoral, E.T.S. Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Valencia, Valencia-España, 1986.
- [92] M. Lapuerta, "Estudio fenomenológico de la combustión en motores diesel rápidos de inyección directa," Tesis Doctoral, E.T.S. Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Valencia, Valencia-España, 1988.
- [93] J. M. Desantes, M. Lapuerta, and F. V. Tinaut, "Combustion dans les moteurs Diesel rapides à injection directe. Modèle basé sur l'interaction entre le jet et le mouvement de l'air dans le cylindre," Entropie, vol. 148, pp. 51–61, 1989.
- [94] Z. Bazari, "A DI Diesel Combustion and Emission Predictive Capability for Use in Cycle Simulation," SAE International, Warrendale, PA, 920462, Feb. 1992.
- [95] Y. Cui, K. Deng, and J. Wu, "A direct injection diesel combustion model for use in transient condition analysis," P I Mech Eng D-J Aut, vol. 215, no. 9, pp. 995–1004, Sep. 2001.
- [96] D. A. Kouremenos, C. D. Rakopoulos, and D. T. Hountalas, "Multi-Zone Combustion Modelling for the Prediction of Pollutants Emissions and Performance of DI Diesel Engines," SAE International, Warrendale, PA, 970635, Feb. 1997.
- [97] P. Ottikkutti, J. Van Gerpen, and K. R. Cui, "Multizone Modeling of a Fumigated Diesel Engine," SAE International, Warrendale, PA, 910076, Feb. 1991.
- [98] L. Shenghua, J. W. Hwang, J. K. Park, M. H. Kim, and J. O. Chae, "Multizone Model for DI Diesel Engine Combustion and Emissions," SAE International, Warrendale, PA, 1999-01-2926, Aug. 1999.

- [99] D. D. Torkzadeh, W. Läangst, and U. Kiencke, "Combustion and Exhaust Gas Modeling of a Common Rail Diesel Engine an Approach," SAE International, Warrendale, PA, 2001-01-1243, Mar. 2001.
- [100] X. Bi, M. Yang, S. Han, and Z. Ma, "A Multi-Zone Model for Diesel Spray Combustion," SAE International, Warrendale, PA, 1999-01-0916, Mar. 1999.
- [101] C. D. Rakopoulos, K. A. Antonopoulos, D. C. Rakopoulos, and D. T. Hountalas, "Multizone modeling of combustion and emissions formation in DI diesel engine operating on ethanol–diesel fuel blends," Energ Convers Manage, vol. 49, no. 4, pp. 625–643, Abril 2008
- [102] N. P. Komninos and C. D. Rakopoulos, "Numerical Investigation into the Formation of CO and Oxygenated and Nonoxygenated Hydrocarbon Emissions from Isooctane- and Ethanol-Fueled HCCI Engines," Energ Fuel, vol. 24, no. 3, pp. 1655–1667, Mar. 2010.
- [103] N. P. Komninos and G. M. Kosmadakis, "Heat transfer in HCCI multi-zone modeling: Validation of a new wall heat flux correlation under motoring conditions," Appl Energ, vol. 88, no. 5, pp. 1635–1648, May 2011.
- [104] T. Ganapathy, K. Murugesan, and R. P. Gakkhar, "Performance optimization of Jatropha biodiesel engine model using Taguchi approach," Appl Energ, vol. 86, no. 11, pp. 2476–2486, Nov. 2009.
- [105] B. Rajendra Prasath, P. Tamilporai, and M. F. Shabir, "Analysis of combustion, performance and emission characteristics of low heat rejection engine using biodiesel," Int J Therm Sci, vol. 49, no. 12, pp. 2483–2490, Diciembre 2010.
- [106] F. Ortiz Valenzuela, "Modelado del efecto de la viscosidad en la combustión de la mezcla B20 de biodiesel de palma africana tenera en motores de combustión interna encendidos por compresión / Modeling the effect of viscosity on the combustion of biodiesel B20 blend of African palm in ICE-CI," Tesis de Maestría, Universidad Nacional de Colombia, 2010.
- [107] A. M. Rodríguez Rodríguez, "Modelación de la generación de material particulado en función de la composición del combustible / Modeling of particular metter generation in function to the fuel composition," Tesis de Maestría, Universidad Nacional de Colombia, 2010.
- [108] A. Villegas, "Estudio teorico-experimental de las emisiones de NOx y material particulado en motores diesel operando con biodiesel," Tesis de Maestría, Universidad de Antioquia, Medellín-Colombia, 2011.
- [109] G. Woschni, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," SAE International, Warrendale, PA, 670931, Feb. 1967.
- [110] O. Armas Vergel and F. P. González, Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores diesel de inyección directa. Universidad Politécnica de Valencia, 1998.
- [111] R. S. Benson, Advanced Engineering Thermodynamics, 2nd Revised edition. Pergamon Press, 1977.
- [112] J. Villaescusa, "Motor Alternativo Aplicación: Sistema de Locomoción Ferroviario," Proyecto Fin de Carrera, Universidad Carlos III de Madrid, España.
- [113] I. Ardila Díaz, El Pueblo de Los Guanes: Raíz Gloriosa de Santander. Instituto Colombiano de Cultura, Subdirección de Comunicaciones Culturales, División de Publicaciones, 1986.
- [114] L. Conti, G. Scano, J. Boufala, and S. Mascia, "Bio-crude oil hydrotreating in a continuous bench-scale plant," Dev Thermochem Biomass Convers, vol. 1, pp. 622–632.
- [115] A. F. Agudelo, J. R. Agudelo, and P. N. Benjumea, Diagnostico de la combustion de biocombustibles en motores. Universidad de Antioquia, 2007.

[116] A. Pinheiro, "Influence des composés oxygénés issus de la biomasse lignocellulosique et de leurs produits d'hydrodéoxygénation sur les cinétiques des réactions d'hydrotraitement de gazoles," Tesis Doctoral, Université Claude Bernard, Lyon, France, 2008.