

**MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE LOS CICLOS TERMODINÁMICOS Y LAS
EMISIONES EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA**

**JONATHAN JAIR VILLAR ARIAS
EDINSON FERNANDO MARTINEZ BARAJAS**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2019

**MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE LOS CICLOS TERMODINÁMICOS Y LAS
EMISIONES EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA**

**JONATHAN JAIR VILLAR ARIAS
EDINSON FERNANDO MARTINEZ BARAJAS**

Trabajo de grado para optar el título de Ingeniero Mecánico

**DIRECTOR
JORGE LUIS CHACÓN
Ingeniero Mecánico**

**CODIRECTOR
FRANKLIN JULIÁN PATIÑO MOLINA
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2019

DEDICATORIA

A Dios todo Poderoso que envió su sabiduría y su aliada inteligencia para lograr alcanzar mis metas.

A mis padres por su amor y apoyo incondicional.

A mi novia por brindarme su amor, cariño e inmensa ayuda en todo el transcurso de mi carrera.

A mi compañero de proyecto por marcar la diferencia con su amistad.

Jonathan

DEDICATORIA

A Dios por darme la salud, la vida, paciencia, perseverancia y la sabiduría para afrontar cada uno de los obstáculos presentados.

A mis padres y mis hermanos que sin ellos nada de esto sería posible, por apoyarme emocional y económicamente.

a mi compañero de proyecto que cada día se esforzó por sacar este proyecto adelante.

Edinson

AGRADECIMIENTOS

A Jorge Luis Chacón, Ingeniero mecánico director del proyecto por su confianza y colaboración oportuna en la realización de este trabajo.

A Franklin Julián Patiño Molina, ingeniero mecánico por su dedicación, colaboración y útiles consejos.

A la Universidad Industrial de Santander, a sus docentes, administración y demás personas que hicieron parte de nuestra formación académica.

A Erika Duarte Sandoval, ingeniera química, por su paciencia, comprensión y apoyo con sus conocimientos y experiencia.

A nuestros compañeros por estar en presente en cada uno de esos momentos que marcaron nuestra vida en esta etapa de formación.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	20
1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	24
2. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN	25
3. OBJETIVOS	27
3.1 OBJETIVO GENERAL	27
3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	27
4. MARCO TEÓRICO	29
4.1 MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA	29
4.2 CICLOS TERMODINÁMICOS.	30
4.2.1 Ciclo Otto ideal. ¹²	31
4.2.2 Ciclo Otto real	32
4.3 PARÁMETROS DE OPERACIÓN Y DESEMPEÑO.	33
4.3.1 Parámetros geométricos.	33
4.3.2 Parámetros indicados.	35
4.3.3 Parámetros efectivos.	37
4.3.4 Otros parámetros.	38
4.4 COMBUSTIBLES	39
4.4.1 Líquidos	39
4.4.1.1 Gasolina	39
4.4.2 Gaseosos	40
4.4.2.1 Gas natural.	40
4.4.2.2 Biogás	41
4.5 EMISIONES EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.	42
4.6 MODELOS MATEMÁTICOS	43
4.6.1 Modelos Termodinámicos	43

4.6.2 Modelos dimensionales.....	43
4.6.3 Modelos cero-dimensionales.	43
4.6.4 Modelos multidimensionales.	43
5. METODOLOGÍA	45
5.1 RECOPIACIÓN DE LA INFORMACIÓN	45
5.2 PLANTEAMIENTO DE MODELOS TERMODINÁMICOS.....	46
5.2.1 Consideraciones e hipótesis.	46
5.2.2 Modelos termodinámicos	47
5.2.2.1 Modelo adición de calor a volumen constante	47
5.2.2.2 Modelo termodinámico del ciclo de un motor 4T con base a la relación combustible - aire.....	50
5.2.2.3 Modelo del ciclo Otto de 4 tiempos con pérdidas de masa y calor	54
5.2.2.4 Modelos para combustión	56
5.2.2.5 Combustión estequiometria	56
5.2.2.6 Temperatura de llama adiabática.....	66
5.2.2.7 Modelo de liberación de calor finita.....	67
5.2.2.8 Modelo de pérdidas de <i>fricción</i> mecánica.....	68
6. DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SOFTWARE DE SIMULACIÓN	74
6.1 VARIABLES DE ENTRADA DE LA SIMULACIÓN.	74
6.1.1 Proceso.....	75
6.1.2 Resultados de la simulación.	75
6.2 DESARROLLO DEL SOFTWARE DE LA SIMULACION DE LOS CICLOS TERMODINÁMICOS.....	76
6.2.1 Material de simulación	76
6.2.2 Descripción de métodos de cálculo para la simulación.....	76
6.2.3 Descripción de interfaz gráfica.....	77
6.2.3.1 Ciclo ideal Otto (Ideal Otto cycle).....	78
6.2.3.2 Ciclo Real Otto (Real Otto cycle)	80
6.2.3.3 Temperatura de llama adiabática (Adiabatic temperature)	81
6.2.3.4 Fracción de quemado de la mezcla (Burn fraction).....	82

6.2.3.5 Modelo con liberación de calor finito	83
6.2.3.6 Modelo con pérdidas mecánicas (friction)	84
7. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	86
7.1 ESTUDIO PARAMÉTRICO.....	86
7.1.1 Efecto de la velocidad de rotación en la potencia efectiva.....	86
7.1.2 Efecto de la velocidad de rotación en el consumo específico efectivo.....	87
7.2 VALIDACIÓN Y EXPERIMENTACIÓN CON LA SIMULACIÓN.....	88
7.2.1 Potencia indicada con gasolina y gas natural.	89
7.2.2 Emisiones CO con gas natural.....	92
7.2.3 Potencia indicada con biogás.	93
7.2.4 Emisiones (O ₂) con biogás.....	95
7.2.5 Perdidas mecánicas.....	98
8. CONCLUSIONES	100
9. RECOMENDACIONES.....	101
10. APORTES.....	102
BIBLIOGRAFÍA.....	103
ANEXOS.....	107

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Crecimiento de las energías renovables.....	21
Figura 2. Motor de combustión interna	29
Figura 3. Ciclo de trabajo de motor de 4T.....	30
Figura 4. Diagrama P-V (izquierda) y diagrama T-S (derecha).....	31
Figura 5. Comparación entre ciclo real e ideal Otto.	32
Figura 6. Geometría del motor.	34
Figura 7. Variación del poder calorífico de la gasolina.....	39
Figura 8. Metodología	45
Figura 9. Diagrama h vs S para el modelo de adición de calor a volumen constante.	48
Figura 10. Diagrama P vs V para el modelo de adición de calor a volumen constante	49
Figura 11. Diagrama P-V del modelo 4T combustible aire.....	51
Figura 12. Descripción esquemática del montaje de las pruebas de fricción.....	70
Figura 13. Presión media efectiva de fricción por ventilación del motor Vs velocidad de rotación.	72
Figura 14. Variables del sistema.....	74
Figura 15. Diagrama de flujo de la simulación.	77
Figura 16. Interfaz gráfica de la simulación “SIMULATION 4T ENGINE1.0”.	78
Figura 17. Pestaña ideal otto cycle.	79
Figura 18. Error del valor N fuera de rango.	80
Figura 19. Pestaña real Otto cycle.....	81
Figura 20. Temperatura de llama adiabática	82
Figura 21. Pestaña de fracción de quemado.	83
Figura 22. Gráficos de liberación de calor.	84

Figura 23. Pestaña de fricción.	85
Figura 24. Efecto de la velocidad de rotación en la potencia efectiva.....	87
Figura 25. Efecto de la velocidad de rotación en el consumo específico efectivo..	88
Figura 26. Potencia indicada con gasolina.	90
Figura 27. Potencia indicada con gas natural.	91
Figura 28. Emisiones de CO de gas natural	93
Figura 29. Potencia indicada con variación de CO ₂ en el Biogás.....	95
Figura 30. Emisiones de O ₂ para Biogás teóricos	96
Figura 31. Emisiones de O ₂ para Biogás simulados.	97
Figura 32. Comportamiento de fmep vs velocidad de rotación	99

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Composición química del gas natural.	40
Tabla 2. Características generales del biogás.	41
Tabla 3. Parámetros en modelo 4T.....	51
Tabla 4. Valores de las constantes de equilibrio.....	61
Tabla 5. Coeficientes termodinámicos de algunos combustibles de 300 a 1000 K.	64
Tabla 6. Coeficientes termodinámicos para productos de la combustión (1000 a 3000 K).	64
Tabla 7. Coeficientes termodinámicos para biogás con composición de metano especificada.	65
Tabla 8. Parámetros de modelo de liberación de calor.	67
Tabla 9. Valores obtenidos en las pruebas experimentales del ventilador	70
Tabla 10. Perdidas por ventilación.....	71
Tabla 11. Parámetros de entrada en modelo de fricción mecánica	72
Tabla 12. Condiciones ambientales.	74
Tabla 13. Datos geométricos y de diseño del motor.	75
Tabla 14. Resultados de la simulación.	75
Tabla 15. Características de la computadora.	76
Tabla 16. Características de motor.	86
Tabla 17. Datos de entrada de la combustión.	86
Tabla 18. Especificaciones de motor a gasolina y gas natural.	89
Tabla 19. Errores relativos a potencia indicada máxima.....	91
Tabla 20. Especificaciones de motor a gasolina y gas natural.	92
Tabla 21. Características de la simulación con Biogás.	93
Tabla 22. Simulación con biogás para las emisiones CO y O ₂	95

Tabla 23. Resultados de pruebas experimentales y simulados	98
--	----

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. Ecuaciones y constantes de perdidas por fricción.	107
ANEXO B. Pruebas fueron realizadas variando la velocidad de rotación en un rango de [2000 rpm a 3600 rpm].....	110
ANEXO C. Montaje experimental de pérdidas de fricción por ventilación.....	112
ANEXO D. Diagrama de flujo de la simulación del modelo del combustible.....	119
ANEXO E. Diagrama de flujo de la simulación del cálculo de las propiedades termodinámicas.....	120
ANEXO F. Diagrama de flujo de la simulación del modelo de ecp.	121
ANEXO G. Diagrama de flujo de la simulación del modelo de fricción.	122
ANEXO H. Catalogo de generador eléctrico BAUKER	123

NOMENCLATURA

NOTACIÒN

W_i	Trabajo indicado [KJ]
P	Presión [Kpa]
V_d	Volumen desplazado [m^3]
p_{mi}	Presión media indicada [Kpa]
n	Revoluciones por minuto [rpm]
N_i	Potencia indicada [kw]
η_i	Rendimiento indicado
m_f	Flujo de combustible [g/h]
H_c	Poder calorífico del combustible [Mw/kg]
$isfc$	Consumo específico indicado [g/kw.h]
N_e	Potencia efectiva [kw]
p_{me}	Presión media efectiva [kpa]
W_e	Trabajo efectivo [kj]
η_e	Rendimiento efectivo
F	Dosado
η_m	Rendimiento mecánico
r	Relación de compresión
γ	Gamma
Q_{in}	Calor de entrada [kj]
T	Temperatura [k]
V	Volumen [m^3]
Q_{out}	Calor de salida [kj]
cv	calor específico [kj/kg.k]
ε	Eficiencia térmica

W_{out}	Trabajo de salida [kJ]
P_e	Presión de escape [kpa]
P_i	Presión de entrada [kpa]
f	Fracción de masa residual
T_e	Temperatura de escape [K]
η_m	Rendimiento volumétrico
Φ	Relación combustible-aire
λ	Relación aire-combustible
R_u	Constante universal de gases ideales [kJ/kmol.K]
X_b	Fracción de quemado
θ_s	Inicio de combustión [°]
θ_d	Duración de la combustión [°]
n	Factor de forma wiebe
a	Factor eficiencia wiebe
N_f	Potencia de fricción [kW]
N_b	Potencia de frenado [kW]
f_{mep}	Presión media de fricción [kpa]
b	Diámetro [mm]
s	Carrera [mm]
nc	Número de cilindros
db	Diámetro del cojinete principal [mm]
lb	Longitud del cojinete principal [mm]
n_{iv}	Número de válvulas de entrada por cilindro
n_{ev}	Número de válvulas de salida por cilindro
D_{iv}	Diámetro de válvula de entrada [mm]
D_{ev}	Diámetro de válvula de salida [mm]
μ	Viscosidad dinámica [Pa.s]
P_a	Presión atmosférica [kpa]

RESUMEN

TITULO: MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE LOS CICLOS TERMODINÁMICOS Y LAS EMISIONES EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA*.

AUTORES: EDINSON FERNANDO MARTÍNEZ BARAJAS.
JONATHAN JAIR VILLAR ARIAS. **

PALABRAS CLAVES: SIMULACION, CICLOS TERMODINAMICOS.

DESCRIPCIÓN:

Los motores de combustión interna (MCI), tienen gran influencia en el desarrollo social y económico debido a que son utilizados como fuente de potencia para distintas actividades como: transporte, generación de energía e industrias. Por lo tanto, los MCI son un foco emisor de altos índices contaminantes debido a que en su mayoría son accionados con combustibles fósiles ocasionando la liberación de diferentes gases contaminantes alterando el calentamiento global. Difícilmente los MCI saldrán de nuestras vidas por tal motivo se hacen estudios computacionales que permiten comparar diferentes alternativas para adaptar los MCI con diferentes fuentes de energía amigables con el medio ambiente lo cual permita salir de la dependencia de los combustibles tradicionales.

El objetivo de este proyecto investigativo es estudiar la adaptación de diferentes tipos de combustible gaseosos (gas natural y biogás) en los MCI por medio de una interfaz gráfica, basada en los modelos termodinámicos cero-dimensionales planteados por Ferguson y Kirkpatrick, para evaluar el desempeño, consumo de combustible y emisiones.

SIMULATION 4T ENGINE, es una herramienta computacional desarrollada en MATLAB que facilita el aprendizaje en conceptos termodinámicos de un motor de combustión interna de encendido por chispa eléctrica, y permite al usuario interactuar con diferentes escenarios y condiciones cercanas al realismo. Los resultados obtenidos de la simulación concuerdan con el comportamiento de un MCI, se compararon con datos experimentales realizados y obtenidos de la literatura.

*Trabajo de grado

** Facultad De Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela De Ingeniería Mecánica. Director: Jorge Luis Chacón. Codirector: Franklin Julián Patiño Molina.

ABSTRACT

TITLE: MODELING AND SIMULATION OF THERMODYNAMIC CYCLES AND EMISSIONS IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES *.

AUTHORS: EDINSON FERNANDO MARTÍNEZ BARAJAS.
JONATHAN JAIR VILLAR ARIAS. **

KEYWORDS: SIMULATION, THERMODYNAMIC CYCLES

DESCRIPTION:

The internal combustion engines (ICM), have great influence on social and economic development because they are used as a source of power many activities such as transport, power generation and industries. Therefore, the ICM are an emitting source of high polluting indexes because they are mostly driven by fossil fuels causing the release of different polluting gases altering global warming. The ICM will hardly come out of our lives, for this reason the computer studies are made, and all these allow us to compare different alternatives to adapt the ICM with different sources of friendly energy to the environment which let us to get out of the dependence on traditional fuels.

The objective of this research project is to study the different types of gaseous fuel (natural gas and biogas) adaptations in the ICM through an interface graphic, based on the zero-dimensional thermodynamic models proposed by Ferguson and Kirkpatrick, to evaluate the performance, fuel consumption and emissions.

SIMULATION 4T ENGINE, is a computational tool developed in MATLAB that facilitates the learning in thermodynamic concepts of an internal combustion engine by electric spark and allows the user to interact with different scenarios and conditions close to realism. The results obtained from the simulation coincide with the behavior of an ICM, and these were compared with experimental data made and obtained from the literature.

* Bachelor Thesis

** Facultad De Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela De Ingeniería Mecánica. Director: Jorge Luis Chacón. Codirector: Franklin Julián Patiño Molina.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad están enmarcados los problemas que generan la dependencia de los combustibles fósiles, entré estos: No son ilimitados ya que se consumen a un ritmo mayor del que se produce, alteración del efecto invernadero debido a gases como el dióxido de carbono provocando un exceso de temperatura global, lluvia acida debido a la combustión liberando óxidos de azufre y nitrógeno , y desequilibrio social con las evidentes diferencias entre países ricos y pobres por el control de la energía primaria (combustibles fósiles).³

La agencia internacional de energía afirmo que en el año 2017 creció la demanda energética en 2.1% con respecto al año 2016, aportando más al problema ambiental debido a que el 70% es ocasionado por los combustibles fósiles. Sin embargo, el lado más aleccionador es el rápido crecimiento de las energías renovables. ⁴

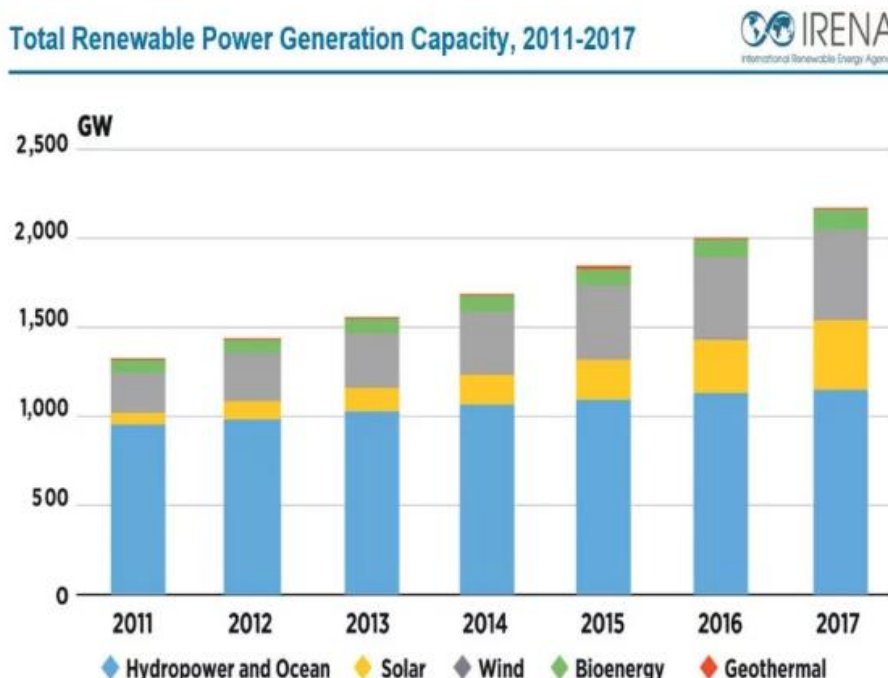
La Agencia Internacional de Energías Renovables (IRENA), público un estudio estadístico en donde las energías renovables añadieron a escala global 167 GW en 2017, lo cual significa un incremento del 8,3% respecto al año 2016. Estos últimos datos confirman que la transición energética mundial continúa avanzando a un ritmo acelerado, gracias a la rápida caída de los precios, las mejoras tecnológicas y un entorno político cada vez más favorable. La energía renovable es ahora la solución para los países que buscan apoyar el crecimiento económico y la creación de

³ QUIROGA MARTINEZ, Borja. La electricidad frente al combustible: principales problemas del uso de combustibles fósiles. [Base de datos en línea]. Septiembre 9 de 2017. Revista Twenergy sobre eficiencia energética y el desarrollo sostenible. (Recuperado en 10 junio 2018). Disponible en: <https://twenergy.com/a/la-electricidad-frente-al-combustible-2734>

⁴ THE GUARDIAN. Good news about renewables: but the heat is still on to cut fossil fuel use. [Base de datos en línea]. Septiembre 25 de 2018. Revista the guardian of business leader. (Recuperado en 15 junio 2018). Disponible en: <https://www.theguardian.com/environment/2018/mar/25/renewables-good-news-heat-on-cut-fossil-fuel-use>

empleo, al igual que para aquellos que buscan limitar las emisiones de carbono, ampliar el acceso a la energía, reducir la contaminación del aire y mejorar la seguridad energética. La figura 1 muestra el crecimiento a través de los años de las diferentes energías renovables⁵.

Figura 1. Crecimiento de las energías renovables.



Fuente: ENERGÍA ESTRATEGICA. Irena confirma que el crecimiento de las renovables en el mundo es imparable. [En línea]. Energía estratégica.2018. (Recuperado en 30 septiembre 2018). Disponible en: <http://www.energiaestrategica.com/irena-confirma-que-el-crecimiento-de-las-renovables-en-el-mundo-es-imparable/>

Por otra parte, en la búsqueda de satisfacer necesidades y promover el desarrollo, un foco emisor de los altos índices de contaminación, se deben en gran parte a los

⁵ ENERGÍA ESTRATEGICA. Irena confirma que el crecimiento de las renovables en el mundo es imparable. [En línea]. Energía estratégica.2018. (Recuperado en 30 septiembre 2018). Disponible en: <http://www.energiaestrategica.com/irena-confirma-que-el-crecimiento-de-las-renovables-en-el-mundo-es-imparable/>

motores de combustión interna en actividades de transporte, generación de electricidad y en industrias, ocasionados por la combustión de combustibles fósiles.⁶

La principal característica de esta investigación es el promover el interés en la búsqueda de soluciones en el proceso termodinámico en motores de combustión interna para disminuir los altos índices de contaminación comparando parámetros como son potencia efectiva, el consumo y emisiones de combustibles tradicionales con combustibles alternativos como el biogás.

El desarrollo del estudio se realizará basada en literatura de motores de combustión interna para luego plantear un modelo termodinámico que sea más cercano al funcionamiento real del motor y luego ser simulado en un método jerárquico⁷ desarrollando la solución del problema en diferentes niveles desde el objetivo general; determinando la importancia y el criterio en las decisiones.

Como objetivo principal se propone diseñar una interfaz agradable y de fácil uso para el usuario utilizando MATLAB, en el cual se desarrolla un modelo cero dimensional basado en el ciclo Otto, que permite la interacción con diferentes combustibles para luego evaluarse parámetros como: potencia efectiva, consumo de combustible y las emisiones, obteniéndose sus respectivas graficas características.

Para cumplir con cada uno de los objetivos propuestos en esta investigación, se realizó inicialmente una recopilación bibliográfica de los conceptos fundamentales en los ciclos termodinámicos de un motor de combustión interna con sus características geométricas y termodinámicas (capítulos 4 y 5). Posteriormente se

⁶FIGUEROA S., Simón J. y ARAQUE M., Jesús O. Problemas de motores de combustión interna. Mérida, 2003. Universidad de los Andes. Escuela de Ingeniería mecánica.

⁷ GONZÁLEZ, Caridad., GARZA, Rosario., PÉREZ, Eduardo. Enfoque híbrido simulación-proceso analítico jerárquico: caso de estudio del rediseño de un restaurante. [Base de datos en línea]. Junio de 2014. Revista de métodos cuantitativos para la economía y la empresa. (Recuperado en 20 junio 2018). Disponible en: <http://www.upo.es/RevMetCuant/art.php?id=87>

realizó el análisis de los modelos termodinámicos descritos por los autores Ferguson y Kirkpatrick⁸ basados en el ciclo Otto y adaptarlos a combustibles gaseosos como biogás y gas natural, para luego diseñarse una interfaz gráfica en MATLAB de fácil interacción para el usuario, seguidamente, se realiza la validación de la simulación con literatura referente (capítulos 6) y por último se analizan los resultados obtenidos (capítulos 7). Se concluye el documento con las conclusiones, aportes y recomendaciones.

Finalmente, el aporte investigativo hace parte del proyecto de maestría 14707 (“Adaptación y evaluación del desempeño y las emisiones de un generador eléctrico utilizando biogás como combustible”) y pretende comparar el desempeño del motor con potencia generada, consumo de combustible y emisiones de gases (CO₂, CO y O₂) con combustibles gaseosos: gas natural y biogás, que nace de la necesidad de contribuir a la no dependencia de los combustibles tradicionales e impulsar a la búsqueda de nuevas alternativas como lo son las energías renovables.

⁸ FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines: Applied thermosciences. Third edition. Colorado: John Wiley & Sons, 2016.

1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Actualmente las estadísticas muestran que globalmente los combustibles fósiles proporcionan el 85% de toda la energía que consumimos, debido a que gran cantidad de sistemas están diseñados para funcionar con ellos y para cambiar la fuente de energía es costoso y complicado. Pero realmente el problema es la falta de concientización para cambiar los hábitos y acciones en las personas para lograr un sentido de responsabilidad para el futuro.⁹

El aumento de consumo de combustibles fósiles ha despertado el interés de buscar nuevas fuentes de energía renovables como lo son la energía solar, la energía eólica, la energía geotérmica, la energía biocarburante y la biomasa; siendo así el biogás o la biomasa una alternativa que llama cada vez más la atención debido a que se puede ir remplazando gradualmente por los combustibles utilizados actualmente, además de su rentabilidad en la producción y el aprovechamiento de los recursos o desperdicios biodegradables.

De tal manera se deben evaluar estas alternativas que determinen las ventajas y desventajas que pueden ofrecer, como la adaptación de un combustible menos contaminante que aporte en el desarrollo; como por ejemplo en el progreso del sector agrícola. ¿El sector agrícola está dando un uso apropiado de los desechos biodegradables? ¿Es posible utilizar el biogás como combustible en motores de combustión interna?

⁹ GREEN, Stay. Various Facts About Fossil Fuels. [En línea]. Conserve Energy Future.2018. (Recuperado en 30 septiembre 2018). Disponible en: <https://www.conserve-energy-future.com/various-fossil-fuels-facts.php>

2. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN

Día a día el consumo energético mundial es mayor, debido a su constante crecimiento y aumentando la necesidad de satisfacer el progreso de la sociedad, que está en búsqueda del desarrollo, usando nuevas fuentes de energía no renovables como lo son los combustibles fósiles, utilizados en motores de combustión interna en diferentes áreas como lo es la industria y en las máquinas de uso personal que en consecuencia generan una mayor contaminación.

Los principales factores que requieren buscar nuevas fuentes de energía es el desabastecimiento de las reservas petroleras, puesto que la dependencia de esta es la principal problemática, debido a su alto índice de contaminación, para ello se requiere implementar otros tipos de combustibles alternativos que sean eficientes y que disminuyan el impacto ambiental.

La biomasa en la industria creciente es considerada como una fuente de energía renovable comparada con los combustibles fósiles, ya que permite el aprovechamiento del sector rural y la actividad agropecuaria mediante la utilización de los desechos orgánicos biodegradables como combustible para motores de combustión interna, contribuyendo significativamente a la producción de distintas formas de energía que pueden ser utilizadas en la maquinaria.

Este proyecto investigativo busca estudiar la adaptación de diferentes tipos de combustible gaseosos (gas natural y biogás) en los MCI. Para evaluar el desempeño de cada uno de estos en el motor de combustión interna de encendido por chispa como una alternativa que contribuya a disminuir el impacto ambiental mediante el modelamiento termodinámico de la relación aire-combustible, para luego ser simulado por un código numérico que determine las propiedades termodinámicas y

los factores más importantes en cada uno de los estados del ciclo de un motor de combustión interna de ignición por chispa, y finalmente comparar y validar los resultados con divulgaciones experimentales existentes en la literatura y de acuerdo con la disponibilidad de los equipos de laboratorio y de la universidad se hará la validación parcial mediante pruebas experimentales de los ciclos termodinámicos en el proyecto de maestría:14707 (Adaptación y evaluación del desempeño y las emisiones de un generador eléctrico utilizando biogás como combustible).

3. OBJETIVOS

3.1 OBJETIVO GENERAL

- Contribuir al propósito de la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander fomentando la investigación, el desarrollo y la concesión de nuevas tecnologías que impulsen el aprovechamiento de nuevos recursos, por medio de la simulación de los ciclos termodinámicos de un motor de combustión interna de encendido provocado por una chispa eléctrica utilizando combustibles gaseosos.

3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Analizar diferentes modelos termodinámicos cero-dimensionales de primera ley y segunda ley de la termodinámica descritos por Ferguson y Kirkpatrick¹⁰ para un motor de combustión interna de encendido por chispa eléctrica (4T ciclo Otto) para ser adaptados a combustibles gaseosos: gas natural y biogás.
- Implementar los modelos termodinámicos cero-dimensionales de primera ley y segunda ley de la termodinámica, recomendados por Ferguson y Kirkpatrick para un motor de 4T ciclo Otto por medio de un GUI (Graphical user Interface) a través del software MATLAB.
- Realizar un estudio paramétrico de la influencia de la velocidad de rotación y ángulo del cigüeñal en factores como: desempeño del motor (potencia), consumo

¹⁰ FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines: Applied thermosciences. Third edition. Colorado: John Wiley & Sons, 2016.

de combustible y las emisiones (CO_2 , CO Y O_2), obtenidos de la simulación en el software MATLAB y datos experimentales existentes en la literatura.¹¹

¹¹ De acuerdo con la disponibilidad de los equipos de laboratorio y de la universidad se hará la validación parcial mediante pruebas experimentales de los ciclos termodinámicos en el proyecto de maestría:14707 (Adaptación y evaluación del desempeño y las emisiones de un generador eléctrico utilizando biogás como combustible).

4. MARCO TEÓRICO

4.1 MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.

El funcionamiento básico del motor de combustión interna es convertir la energía química obtenida de un combustible en energía mecánica. Cuando se refiere a combustión interna se debe a que la oxidación ocurrida en el combustible ocurre dentro de una cámara que está en el interior del motor. El fluido de la combustión es la mezcla entre el combustible y aire, teniendo en cuenta una proporción ideal de aire combustible para una casi perfecta combustión y después de la combustión este proceso se concentra en la expulsión de los gases.¹² En la figura 2 se observa un motor de combustión interna.

Figura 2. Motor de combustión interna



Fuente: CASTAÑEDA, Luisamnys., et al. Análisis de criticidad en motores generadores de combustión interna. [En línea]. Universidad Nororiental privada Gran Mariscal de Ayacucho. Facultad de ingeniería, 2015. (Recuperado en 15 septiembre 2018). Disponible en: <http://mot0resdecombustioninterna.blogspot.com.co/2015/06/analisis-de-criticidad-en-motores.html>

¹² MADRIÑAN, Santiago. Estudio de la eficiencia del ciclo de un motor de encendido Por chispa de 5 tiempos. Trabajo de grado Magister en Ingeniería Mecánica. Bogotá D.C.: Universidad Nacional de Colombia. Facultad de Ingeniería Mecánica, 2015. 222 pp.

En este estudio es necesario comprender los conceptos termodinámicos necesarios en un motor de combustión interna como lo son sus fuentes de energía el trabajo y el calor. Para sencillez de estudio se considera la energía mecánica y térmica como la capacidad de producir trabajo y calor.¹³

4.2 CICLOS TERMODINÁMICOS.

Es la evolución sucesiva de procesos que experimenta un mismo fluido (sistema sin reacción química) desde un estado termodinámico inicial, regresando finalmente a dicho estado. Los ciclos termodinámicos en motores de combustión interna de encendido por chispa 4T; completa el ciclo en dos vueltas del cigüeñal o lo que es igual en cuatro desplazamientos del cilindro como se muestra en la figura 3, en el cual se hace el siguiente proceso:¹⁴ Fase de admisión (1ª carrera), fase de compresión (2ª carrera), fase de expansión (3ª carrera) y fase de escape (4ª carrera).

Figura 3. Ciclo de trabajo de motor de 4T.



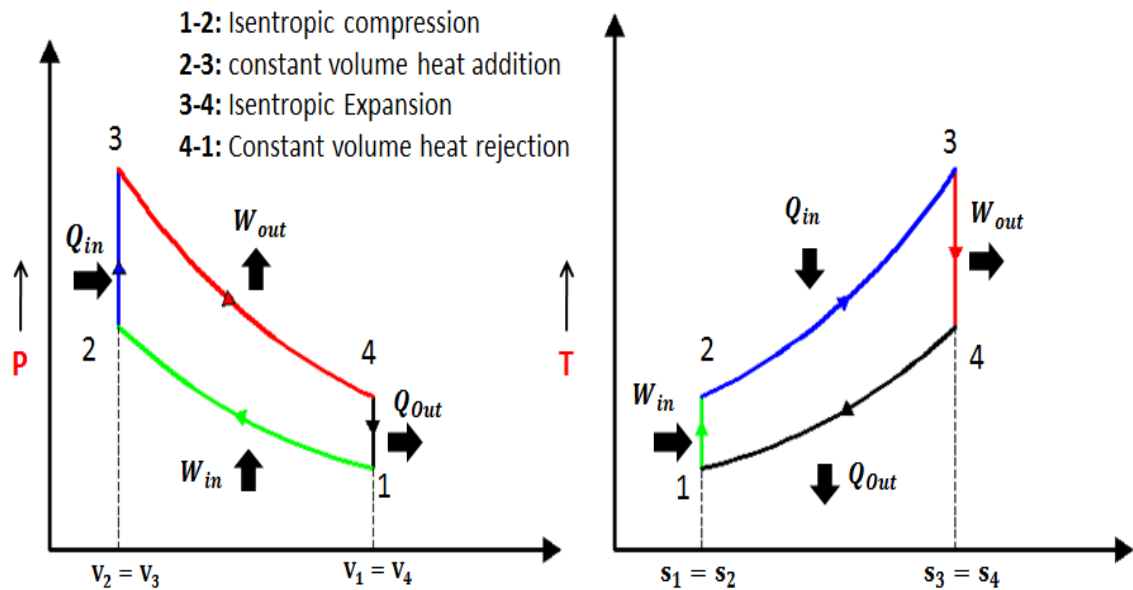
Fuente: ALLER, Diana. El motor de 4 tiempos._[En línea]. Blogspot. 2015. (Recuperado en 25 de septiembre 2018). Disponible en: <http://lo-dice-diana-aller.blogspot.com/2015/10/el-motor-de-4-tiempos.html>

¹³ RAFAEL, M y HERNANDEZ, A. Caracterización de un motor de combustión interna con dos tipos de combustible. Querétaro: Instituto mexicano de transporte, 2014. p. 20-21.

¹⁴ PAYRI, F y DESANTES, J. Motores de combustión interna alternativos. Barcelona: Editorial Reverte, 2011. p. 21-89.

4.2.1 Ciclo Otto ideal. ¹² El ciclo ideal de Otto es un esquema sustitutivo proveniente del ciclo Otto real, prácticamente son hipótesis simplificadas de los parámetros de mayor importancia como el trabajo y el rendimiento. La figura 4 señala el ciclo Otto ideal en dos diagramas P-V y T-S.

Figura 4. Diagrama P-V (izquierda) y diagrama T-S (derecha).



Fuente: TIGAS, Joseph. Mechanical Engineering Basics 101: The ideal Otto Cycle with Sample Problem. . [En línea]. Steemit. 2018. (Recuperado en 30 septiembre 2018). Disponible en: <https://steemit.com/education/@josephace135/mechanical-engineering-basics-101-the-ideal-otto-cycle-with-sample-problem>

Para que se comporte como un ciclo ideal se deben tomar algunas hipótesis:

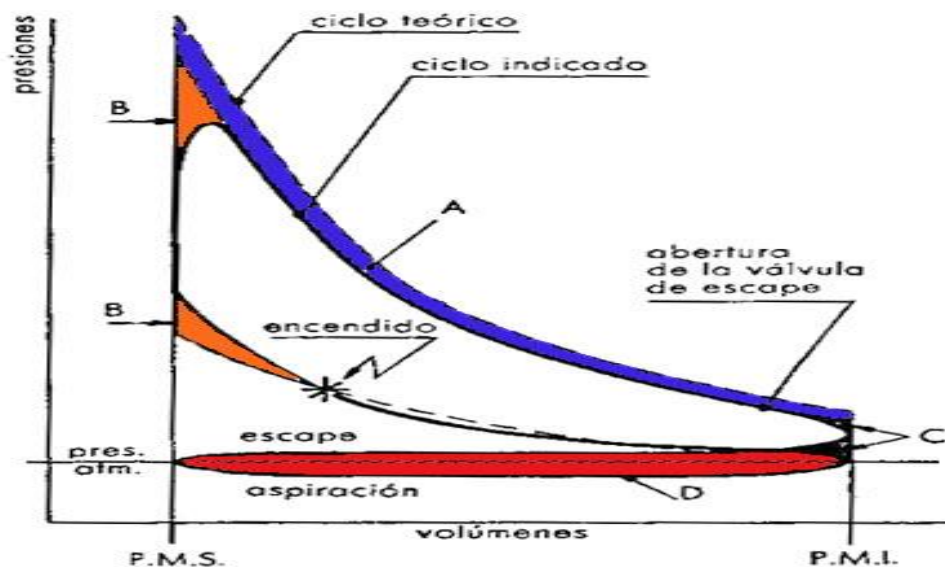
- No hay fugas.
- No existe pérdida de calor.
- No existe pérdidas de escape.
- La combustión es completa.
- El aire se comporta como un fluido de propiedades ideales.
- La combustión se toma como instantánea.
- Compresión adiabática y reversible.

- Expansión adiabática y reversible.

4.2.2 Ciclo Otto real En un ciclo teórico es conveniente analizar previamente la evolución que sufre el fluido en el motor para conocer procesos de compresión, combustión y expansión que pueden existir respecto a las evoluciones en ciclos ideales.¹²

La figura 5 muestra un gráfico de comparación entre ciclo Otto real y el ciclo Otto ideal.

Figura 5. Comparación entre ciclo real e ideal Otto.



Fuente: Jennifert. Comparación de un ciclo ideal y un ciclo real. [En línea]. Wordpress. (Recuperado en 15 de octubre 2018). Disponible en: <https://jennifert1015.wordpress.com/comparacion-de-un-ciclo-ideal-y-un-ciclo-real/>

Proceso de compresión: durante este proceso se puede suponer que no hay transferencia de calor: esta hipótesis no está muy lejos a la realidad ya que es un proceso adiabático.

Proceso de combustión: Para acercarse más a la realidad se debe tomar el tiempo característico en la combustión, se tiene un modelo de adición de calor que dependa del tiempo de combustión o ángulo de giro del cigüeñal.¹⁵

Proceso de expansión: Al asumir que el aire que evoluciona en este proceso tiene propiedades constantes lo aleja bastante de ser un ciclo real. Para evitar el deterioro del cilindro se utiliza la refrigeración a causa de altas temperaturas después de la combustión, hace que este proceso de expansión en ninguno de los casos será adiabático. De hecho, el calor cedido durante la expansión y aproximadamente de 10 al 20 %. Al igual que las fugas que están alrededor del 1 y del 2% del fluido que evoluciona.

Proceso de admisión: Suele considerarse como una sección de calor que permite retomar la temperatura y presión a condiciones iniciales del ciclo anterior, una vez finalizada el proceso de expansión, en el punto muerto superior a volumen constante o de forma instantánea. Estas hipótesis pueden alejar el ciclo termodinámico de lo real ya que en los motores de combustión interna con seguridad no se puede hablar de aporte y cesión de calor.¹²

4.3 PARÁMETROS DE OPERACIÓN Y DESEMPEÑO.¹⁶

4.3.1 Parámetros geométricos. Los MCI de ICH de cuatro tiempos (ciclo Otto) es un sistema que genera trabajo por unida de tiempo de forma discontinua, pero es periódica en el tiempo, el momento en el eje no es constante para regular este

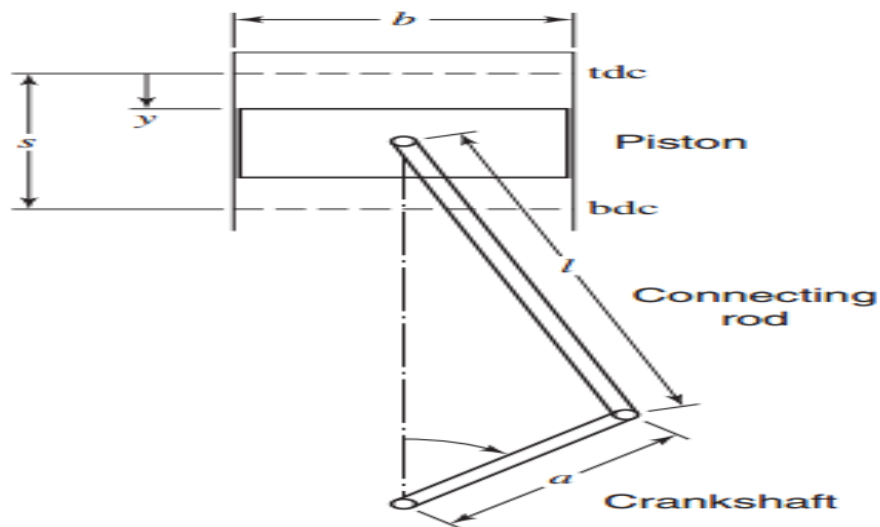
¹⁵ ARIAS, Ramón. VELAZQUEZ, Gerardo. Motores alternativos. Madrid: Grupo editorial Garceta, 2014.p. 62-63.

¹⁶ PEÑA, Carlos. Características y ciclos de los motores de combustión. [En línea]. Slideshare. 2015. (Recuperado en 23 octubre 2018) <https://es.slideshare.net/cargaspemu/caractersticas-y-ciclos-de-motores-de-combustin>

movimiento, es necesario utilizar elementos mecánicos como volantes de inercia que aporten una potencia o trabajo continuo.¹⁷

A continuación, en la figura 6 se ilustra la geometría del motor donde se mencionarán los elementos básicos que de una forma u otra están asociados al ciclo termodinámico desarrollado.

Figura 6. Geometría del motor.



Fuente: FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines: Applied thermosciences. Third edition. Colorado: John Wiley & Sons, 2016.

Cigüeñal: Es el eje el cual gira la manivela, sobre sí mismo.

Manivela (a): Hace rotaciones completas alrededor del eje del cigüeñal y está conectado con la manivela.

Biela (l): Está conectado a la manivela con el pistón y hace un movimiento combinado de traslación y rotación en un plano.

¹⁷ ARIAS, Ramón. VELAZQUEZ, Gerardo. Motores alternativos. Madrid: Grupo editorial Garceta, 2014.p. 62-63.(arquitectura del motor)

Diámetro del pistón (b): Forma la cámara de combustión que hace variar su volumen según el movimiento del cigüeñal.

Carrera (s): Es el recorrido del pistón a través del cilindro.

Punto muerto superior (TDC): Cuando el ángulo del cigüeñal es 0°.

Punto muerto inferior (BDC): Cuando el ángulo del cigüeñal es 180°.

Bujía: Dispositivo que produce la chispa.

Válvula de admisión: Se abre y el pistón comienza a descender provocando una caída de presión en el cilindro.

Válvula de escape: Su función es dejar salir los gases generados en la combustión.

4.3.2 Parámetros indicados. Son los parámetros relacionados con aspectos termodinámicos al ciclo cerrado del motor, es decir, lo que ocurre dentro de la cámara de combustión:

Trabajo indicado (Wi): Es el trabajo que se obtiene en el ciclo durante las carreras de compresión y expansión.

$$W_i = \oint P dV \quad (a)$$

Presión media indicada (imep): Se define como la presión constante que durante una carrera produce un trabajo igual a trabajo indicado.

$$imep = \frac{W_i}{V_d} \quad (b)$$

donde:

V_d , es el volumen desplazado

Potencia indicada (N_i): Es el trabajo indicado por unidad de tiempo.

$$N_i = \frac{W_i}{1/1n} = imep V_d n_i \quad (c)$$

donde:

$$i = \frac{1}{2} \quad \text{en } 4T$$

$$i = 1 \quad \text{en } 2T$$

Rendimiento indicado (η_i): Expresa la calidad con que se transforma la energía almacenada en el combustible en energía mecánica sobre el pistón.

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_f H_c} \quad (d)$$

donde:

H_c , poder calorífico superior del combustible

$\dot{m}_f$, flujo de combustible

Consumo específico indicado ($isfc$): El consumo de combustible específico es la relación entre la masa de combustible inyectado durante un ciclo y el trabajo del cilindro indicado, y se usa para comparar el rendimiento del motor en simulaciones computacionales que no incluyen la fricción del motor.

$$isfc = \frac{\dot{m}_f}{W_i} \quad (e)$$

4.3.3 Parámetros efectivos. Son los parámetros relacionados con aspectos termodinámicos teniendo en cuenta las pérdidas mecánicas en el mecanismo biela manivela.

Potencia efectiva (Ne): Es la potencia que se tiene en el eje del cigüeñal. Es menor que la potencia indicada porque esta disminuida por las pérdidas mecánicas que hay hasta la salida del cigüeñal.

Presión media efectiva (bmep): Esta ligada con la cilindrada del motor.

$$bmep = \frac{N_e}{N V_d i} \quad (f)$$

Trabajo efectivo (We): Es el trabajo que se obtiene en el eje del cigüeñal durante un ciclo de trabajo completo.

$$We = \frac{N_e}{n i} \quad (g)$$

Rendimiento efectivo (ηe): Expresa la calidad con que se transforma la energía liberada por el combustible en energía mecánica en el cigüeñal.

$$\eta_e = \frac{N_e}{m_f H_c} \quad (h)$$

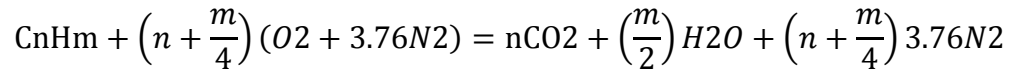
Consumo específico efectivo (gef): Es la cantidad de combustible consumida referida a la potencia mecánica consumida.

$$gef = \frac{m_f}{N_e} \quad (i)$$

Dosado (F): Es la cantidad de combustible consumida referida a la potencia mecánica consumida.

$$F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (j)$$

- Dosado estequiométrico (Fe): Es el dosado que tiene que haber en una mezcla aire combustible para que en la reacción de combustión no sobre aire ni combustible



$$Fe = \frac{12n+m}{\left(n+\frac{m}{4}\right)(32+3.76(28))} \quad (k)$$

- Dosado relativo (Fr) o riqueza
 - Rico (exceso de combustible)

$$Fr = \frac{F}{Fe} \begin{cases} > 1 \\ 1 \\ < 1 \end{cases}$$

- Estequiométrico

- Pobre (defecto de combustible)

4.3.4 Otros parámetros.

Rendimiento mecánico (η_m): Expresa la calidad con que se transforma la energía liberada por el combustible en energía mecánica en el cigüeñal.

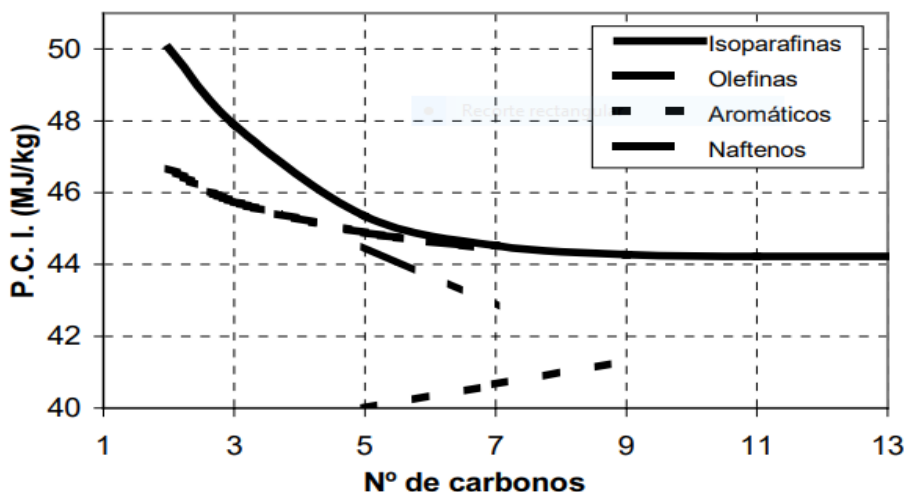
$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (l)$$

4.4 COMBUSTIBLES

4.4.1 Líquidos¹⁸ Los combustibles líquidos son principalmente aprovechados para generar energía mecánica, o energía cinética. La mayoría son derivados de combustibles fósiles, sin embargo, hay otros tipos.

4.4.1.1 Gasolina.¹⁹ Es el combustible más habitual, consistente en las fracciones obtenidas por destilación del petróleo, a temperaturas comprendidas entre 20 y 150 Celsius. Está constituida por una mezcla de hidrocarburos en estado líquido para condiciones ambientales normales. Su densidad depende de la composición y aumenta con el número de carbonos y el valor con más poder calorífico es el C_7H_{17} . En la figura 7 se muestra que al aumentar el número de carbonos disminuye el poder calorífico.

Figura 7. Variación del poder calorífico de la gasolina.



Fuente: CERCOS,Nevot. Fundamentos del control de mezcla. [En línea]. (Recuperado en 29 octubre 2018). Disponible en: <https://www.tdx.cat/bitstream/handle>.

¹⁸ Agustin. Combustibles líquidos. [En línea]. Ecología hoy. 2011. (Recuperado en 28 octubre 2018). Disponible en: <https://www.ecologiahoy.com/combustibles-liquidos>

¹⁹ CERCOS,Nevot. Fundamentos del control de mezcla. [En línea]. (Recuperado en 29 octubre 2018). Disponible en: <https://www.tdx.cat/bitstream/handle>.

4.4.2 Gaseosos. Los combustibles gaseosos son principalmente de hidrocarburos; la composición de estos varía dependiendo según su procedencia. La propiedad más importante es su poder calorífico el cual varía dependiendo del gas. El modo de combustión es básicamente el mismo que en un combustible sólido o líquido; se sigue utilizando el aire como carburante, aunque también se usa el oxígeno. La combustión es rápida y es necesario un tiempo para facilitar la mezcla.

4.4.2.1 Gas natural.²⁰ El gas natural es una mezcla de hidrocarburos livianos en estado gaseoso que está formado en su mayor parte por metano, que representa generalmente entre el 87 y el 98 % de volumen total de la mezcla en función de su origen y procesos a los que haya sido sometido. Por esta razón se emplea a menudo la palabra “metano” para denominar al propio gas. Los otros hidrocarburos gaseosos que están presentes en proporciones decrecientes son el etano, propano, butano, pentano y hexano que, conjuntamente, pocas veces sobrepasan el 15% del total. También tiene una pequeña proporción de otros gases como el nitrógeno y dióxido de carbono. En la tabla 1 se observa la composición común del gas natural.

Tabla 1. Composición química del gas natural.

COMPUESTO	NOMENCLATURA	ANÁLISIS TÍPICO (%V)
Metano	CH ₄	95,1
Etano	C ₂ H ₄	2,14
Propano	C ₃ H ₈	0,29
Butano	C ₄ H ₁₀	0,11
Pentano	C ₅ H ₁₂	0,04
Hexano	C ₆ H ₁₄	0,01
Nitrógeno	N ₂	1,94
Dióxido de carbono	CO ₂	0,39

Fuente: GASOPEDIA. Composición química del gas natural. (Recuperado en 30 octubre 2018). Disponible en: <https://www.gasopedia.net/2018/04/composicion-quimica-del-gas-natural.html>

²⁰ECOPETROL. ¿Que es gas natural?. [En línea]. Ecopetrol. 2014. (Recuperado en 1 noviembre 2018). Disponible en : https://www.ecopetrol.com.co/wps/portal/es/ecopetrol-web/productos-y-servicios/productos/gas-natural/Informaci%25C3%25B3n%2520General/que-es-el-gasnatural/%21ut/p/z0/04_Sj9CPykssy0xPLMnMz0vMAfljo8ziLQIMHd09DQy9DZwt3QwcjTwsQxw9g4l8nlz0C7ldFQEONbdQ/

4.4.2.2 Biogás Es un combustible de mediano contenido energético, donde la cantidad y la calidad del producido dependerá de la composición de la naturaleza del residuo utilizado. El uso del biogás se complica un poco dada la calidad de su composición química, ya que se trata de un combustible relativamente pobre, que contiene un volumen apreciable de CO₂ y contaminantes como material particulado, humedad y ácido sulfhídrico (H₂S).²¹ La tabla 2 señala las características generales del biogás.

Tabla 2. Características generales del biogás.

Composición	55-70% metano (CH ₄) 30-45% dióxido de carbono (CO ₂) Trazas de otros gases
Contenido energético	6.0 – 6.5 Kw h m ⁻³
Equivalente de combustible	0.60 – 0.65 L petróleo/m ³ biogás
Límite de explosión	6-12% de biogás en el aire
Temperatura de ignición	650-750°C (con el contenido de CH ₄ mencionado)
Presión crítica	74-88 atm
Temperatura crítica	-82.5°C
Densidad normal	1.2 kg m ⁻³
Olor	Huevo podrido (el olor del biogás desulfurado es imperceptible)
Masa molar	16.043 kg kmol ⁻¹

Fuente: VAMERO, Teresa. Manual de Biogás. Santiago de Chile. 2011

Los motores de encendido provocado (MEP) diseñados para gasolina y que operan con biogases, tienden a ser menos eficientes al aumentarse el porcentaje de dióxido de carbono en el biogás, ya que el CO₂ admitido en el combustible no es reactivo, ocupa espacio que impide el suministro de más combustible reactivo y

²¹ VASCO, Oscar; RAMIREZ, Margarita; GÓMEZ, Julián. Aplicación de modelos matemáticos en curvas de ruptura de contaminantes del biogás. EN: Biotecnología. Enero, 2016. Vol.29, no. 1,. P. 82-85.

adicionalmente actúa como moderador de la combustión lo que disminuye el poder calorífico del combustible.²²

4.5 EMISIONES EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.²³

Durante el proceso de combustión de un motor se miden las principales emisiones que incluyen óxidos de nitrógeno (NO_x), monóxido de carbono (CO), hidrocarburos (HC), material particulado (PM) y aldehídos. Estos productos gaseosos son una fuente importante de contaminación del aire, ya que el motor de combustión interna es la fuente de aproximadamente de la mitad de los contaminantes NO, CO y HC en el aire.

El dióxido de carbono (CO_2), es un producto primario de la combustión también es un gas de efecto invernadero y está en proceso de regulación, debido a su creciente concentración atmosférica. La combustión de combustibles fósiles como el carbón y el petróleo es la principal causa del aumento de la concentración de CO_2 en la atmósfera. Alrededor del 60% del CO_2 producido por la combustión permanece en la atmósfera; el resto se elimina de la atmósfera por la fotosíntesis de la planta y por difusión en el agua del océano.

²² ARANGO, Jorge edwardo; SIERRA, Favio Emiro; SILVA, Vladimir. Análisis exploratorio de investigaciones sobre los motores de combustión interna que trabajan con biogás. En: Revisión. Enero-marzo, 2014. vol.18, no.3,. P. 152-156.

²³ FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines: Applied thermosciences. Third edition. Colorado: John Wiley & Sons, 2016.

4.6 MODELOS MATEMÁTICOS

Los modelos matemáticos de motores de combustión interna alternativos ya sean de encendido por chispa o por compresión, se dividen en dos grandes grupos: modelos termodinámicos y modelos dimensionales.

4.6.1 Modelos Termodinámicos Un modelo termodinámico de los MCI permite el cálculo y la simulación de los diferentes procesos de los sistemas mediante un modelo matemático que se implementan en programas de computador. La fidelidad del modelo a los fenómenos físicos se ajusta teniendo en cuenta las hipótesis que se han tomado como base y permite revisar y analizar más fácilmente el comportamiento de un sistema, al igual se pueden hacer modificaciones rápidas.

4.6.2 Modelos dimensionales. Los modelos dimensionales se dividen en:

4.6.3 Modelos cero-dimensionales. Los modelos cero-dimensionales se basan principalmente en la ley de la conservación de la energía por lo tanto el flujo no se modela, no se puede predecir ninguna característica del movimiento del fluido con relación a la geometría del motor. Estos modelos se calculan sin evolución espacial de variables como la temperatura, presión y el volumen. Se puede decir que la única variable independiente es el tiempo o el ángulo de giro del cigüeñal.²⁴

4.6.4 Modelos multidimensionales.²⁵ Los multidimensionales se basan en las ecuaciones de conservación del momentum, conservación de la masa y la energía

²⁴ RIESCO AVILA, José Manuel; MARTINEZ MARTINEZ, Simón. Análisis de modelos para motores de combustión interna. Memorias del XIX congreso internacional anual de la somim [en línea]. México: 2013. P. 2. Consultado el 17 de septiembre de 2018, 4:45 p.m. Disponible en internet: <http://somim.org.mx/memorias/memorias2013/pdfs/A5/A5_316.pdf>

²⁵ ESCOBEDO, Carrera; et al. Modelo termodinámico de una zona con relaciones para el proceso de combustión en motores alimentados con biogás. Revista mexicana de ingeniería química. 2013. P.649-660.

de las especies en tres dimensiones y en estado transitorio, por lo cual requiere una mayor cantidad de recursos computacionales.

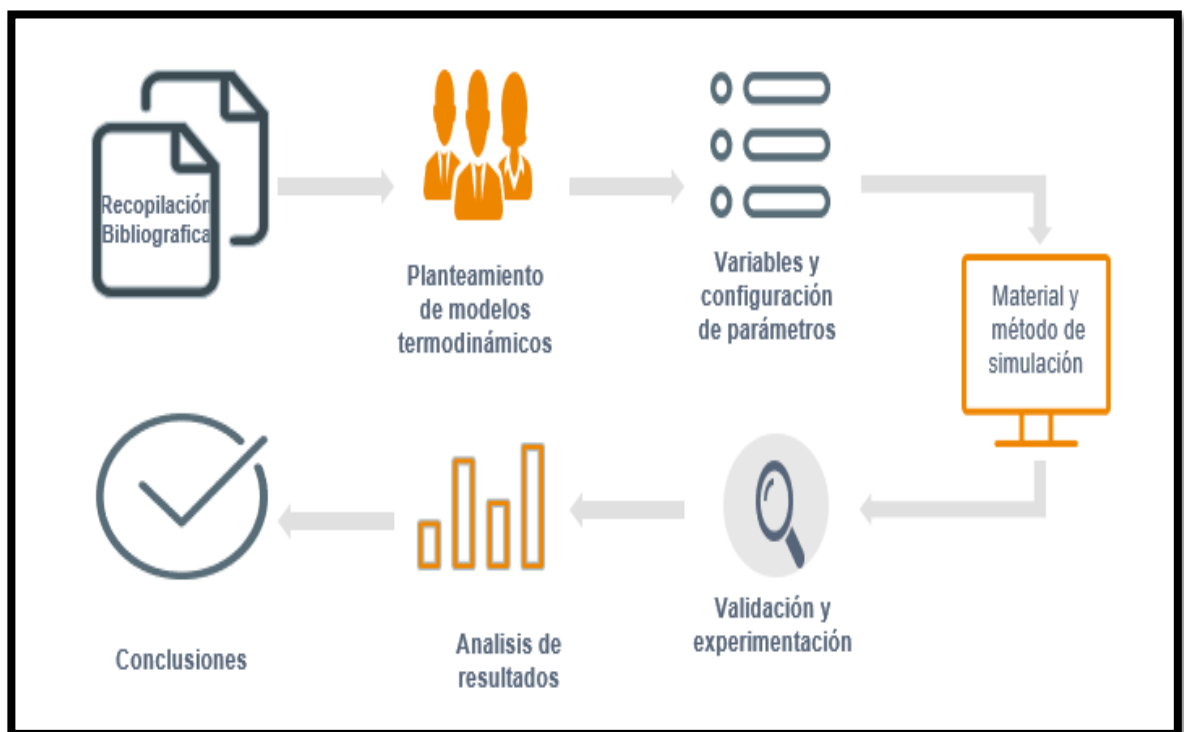
Los modelos mencionados anteriormente pueden calcular el avance de la combustión basándose en condiciones existentes dentro del cilindro al momento del inicio de la combustión. Las dos condiciones más utilizadas en la simulación son de una zona y de dos zonas.

Los modelos de una zona suponen que la presión, temperatura y composición de la carga en el interior son uniformes. De cualquier manera, estos modelos toman en cuenta las pérdidas por transferencia de calor hacia las paredes del cilindro y la liberación de calor como función del tiempo, a través de ecuaciones como la ley de Wiebe.

5. METODOLOGÍA

La figura 8 muestra la metodología diseñada para cumplir los objetivos propuestos en el trabajo de investigación.

Figura 8. Metodología



5.1 RECOPIACIÓN DE LA INFORMACIÓN

La información más relevante fue recopilada en el capítulo 4 en libros, artículos investigativos y proyectos de investigación de la universidad y de otras universidades con respecto al tema de los cuales se logró un buen fundamento teórico y nos permite tomar decisiones que facilitan nuestro caso de estudio.

5.2 PLANTEAMIENTO DE MODELOS TERMODINÁMICOS.

Se presenta el procedimiento y método para el desarrollo de la simulación del motor 4T de encendido por chispa. Inicialmente con las expresiones matemáticas que se utilizaron para el desarrollo del código numérico.

Los modelos descritos por Colin R. Ferguson y Allan T. Kirk Patrick²⁶ del ciclo Otto para un motor de 4T estudia la relación de combustible-aire funcionando con combustibles como: Gasolina, diésel y nitro-metano. Este modelo introduce más al realismo en el modelamiento del motor debido a que es capaz de abordar parámetros como: consumo de combustible, trabajo efectivo, presión media efectiva, temperatura de llama adiabática, eficiencia volumétrica, eficiencia térmica y fracción molar de la mezcla. El modelo también es aplicable a combustibles gaseosos, por esta razón se seleccionó como modelo para adaptarlo a combustibles gaseosos como gas natural y biogás.

5.2.1 Consideraciones e hipótesis. De acuerdo con los modelos de Colin R. Ferguson y Allan T. Kirk Patrick²⁷ se asumen las siguientes aproximaciones e hipótesis.

- La masa contenida en el cilindro es constante y se desprecian las fugas debido a la estanqueidad entre el cilindro y el pistón.
- El fluido de trabajo es un gas ideal.
- Los efectos turbulentos no son considerados.
- La presión y la temperatura son uniformes en la cámara de combustión o el cilindro.
- Los procesos de admisión y de escape son adiabáticos y a presión constante.

²⁶ FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines: Applied thermosciences. Third edition. Colorado: John Wiley & Sons, 2016.

²⁷ FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines: Applied thermosciences. Third edition. Colorado: John Wiley & Sons, 2016.

- Las válvulas de admisión y escape se abren simultáneamente y el tiempo es cero.
- No se considera la transferencia de calor a través de las válvulas.

5.2.2 Modelos termodinámicos A continuación, se muestra el modelo ciclo Otto teórico.

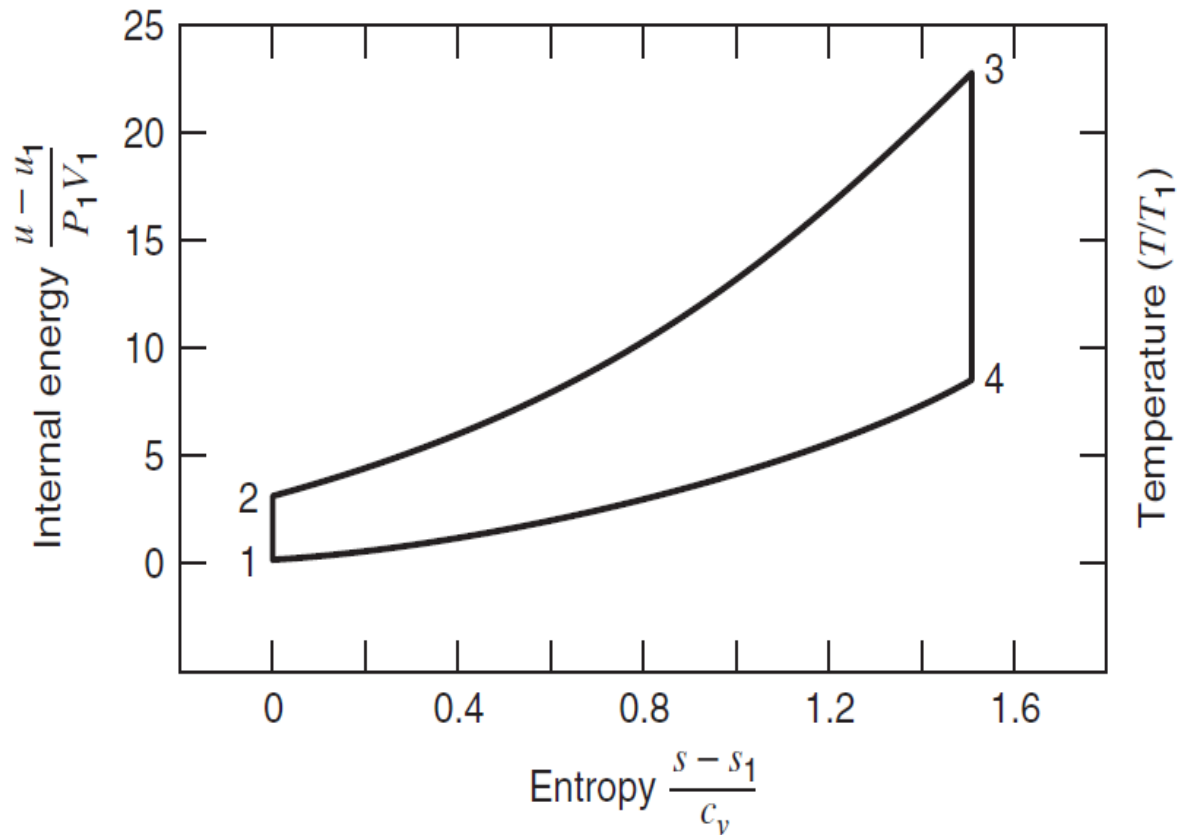
5.2.2.1 Modelo adición de calor a volumen constante²⁸ En este es modelo ideal del ciclo Otto, donde la adición de energía se hace a volumen constante, la energía de entrada no está dimensionada, significa que no depende del combustible sino del trabajo realizado (Q_{en}/p_1v_1).

Los procesos del ciclo termodinámico teórico de Otto son:

- 1-2 Compresión isentrópica
- 2-3 Adición de calor a volumen constante
- 3-4 Expansión isentrópica
- 4-1 Rechazo de calor a volumen constante

²⁸ Ibid

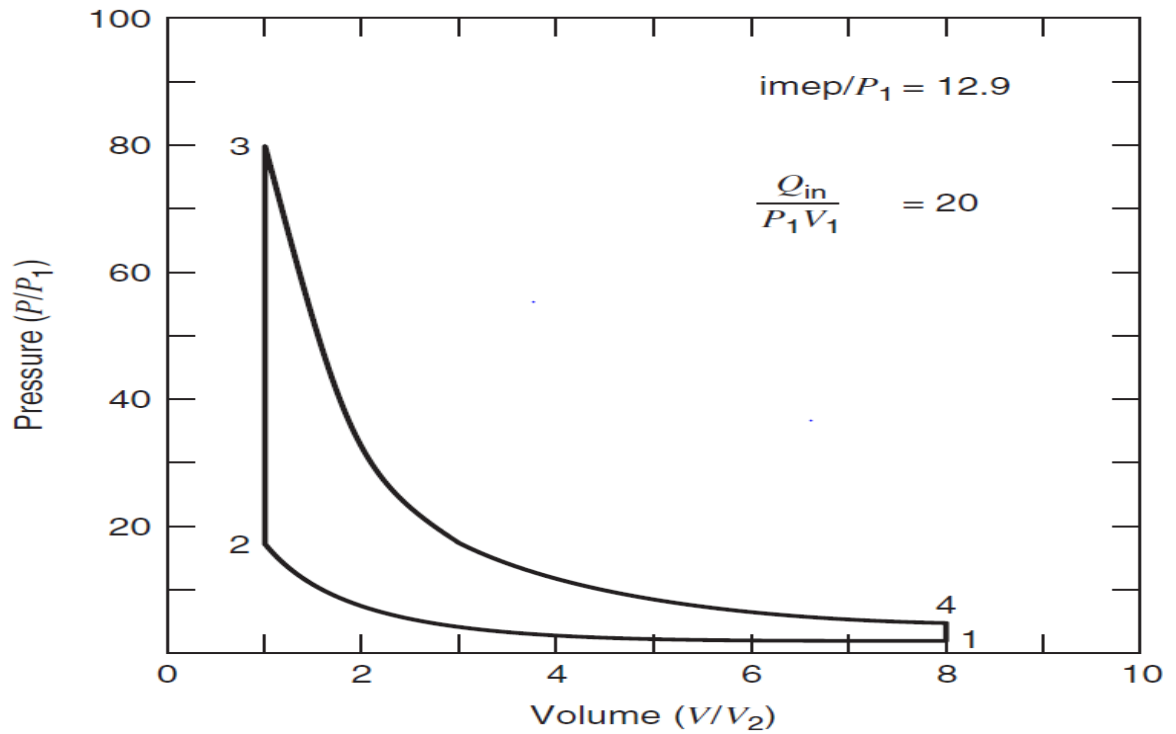
Figura 9. Diagrama h vs S para el modelo de adición de calor a volumen constante.



Fuente. FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines: Applied thermosciences. Third edition. Colorado: John Wiley & Sons, 2016.

En la figura 10 se muestra el diagrama P -V del ciclo Otto teórico.

Figura 10. Diagrama P vs V para el modelo de adición de calor a volumen constante



Fuente. FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines: Applied thermosciences. Third edition. Colorado: John Wiley & Sons, 2016.

Se tiene que la relación de compresión se define como:

$$r = \frac{v_1}{v_2} \quad (1)$$

Para la carrera de compresión se asume que:

$$\frac{p_2}{p_1} = r^\gamma, \quad \frac{T_2}{T_1} = r^\gamma - 1 \quad (2)$$

Para la adición de calor a volumen constante se tiene que:

$$Q_{in} = mc_v (T_3 - T_2) \quad (3)$$

$$\frac{T_3}{T_2} = (\gamma - 1) \frac{Q_{in}}{P_1 V_1} r^{1-\gamma} + 1 \quad (4)$$

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2} \quad (5)$$

Para la carrera de expansión:

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{1}{r}\right)^\gamma, \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{1}{r}\right)^{\gamma-1} \quad (6)$$

En el rechazo de calor:

$$Q_{out} = mc_v(T_4 - T_1) \quad (7)$$

Donde:

m, masa del gas en el cilindro, $p_1 v_1 / RT_1$

c_v , calor específico a volumen constante

γ , relación de calor específico

La eficiencia térmica se define como:

$$\varepsilon = \frac{W_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \quad (8)$$

5.2.2.2 Modelo termodinámico del ciclo de un motor 4T con base a la relación combustible - aire Este modelo de combustible-aire cero-dimensional permite calcular la fracción residual de los gases de escape, lo cual hace que sea un modelo más cercano a la realidad presentado por FERGUSON ²⁹ el cual toma como base el modelo teórico del ciclo Otto. Los parámetros de entrada del modelo se resumen en la tabla 3.

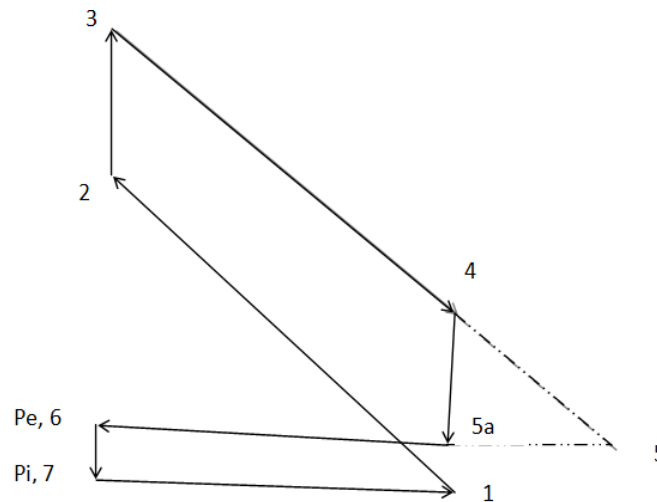
²⁹ FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines: Applied thermosciences. Third edition. Colorado: John Wiley & Sons, 2016.

Tabla 3. Parámetros en modelo 4T.

Parámetro	Descripción
Ti	Temperatura de mezcla
r	Relación de compresión
Pe	Presión de escape
Pi	Presión de entrada
γ	Constante de calor específico de gas ideal
qin	Adicción de calor por unidad de masa de gas

En la figura 11 se presenta el diagrama P-V del modelo 4T combustible-aire.

Figura 11. Diagrama P-V del modelo 4T combustible aire.



Fuente: FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines: Applied thermosciences. Third edition. Colorado: John Wiley & Sons, 2016.

Para el análisis del ciclo la adicción de calor:

$$Q_{in} = m_i q_{in} = m (1 - f) q_{in} \quad (9)$$

Los procesos básicos en el ciclo:

6, pi – 1: Carrera de admisión

$$T1 = (1 - f)Ti + f \left[1 - \left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right) \left(1 - \frac{Pi}{Pe} \right) \right] Te \quad (10)$$

$$P5 = Pe \quad (11)$$

1 – 2: Carrera de compresión isentrópica

$$S1 = S2 \quad (12)$$

$$\frac{P2}{P1} = r^\gamma \quad (13)$$

$$\frac{T2}{T1} = r^{\gamma-1} \quad (14)$$

2 – 3: Adicción de calor a volumen constante

$$T3 = T2 + qin \frac{(1-f)}{cv} \quad (15)$$

$$P3 = P2 \left(\frac{T3}{T2} \right) \quad (16)$$

$$u3 = u2 \quad (17)$$

3 – 4: Carrera de expansión isentrópica

$$S3 = S4 \quad (18)$$

$$P4 = P3 \left(\frac{1}{r} \right)^\gamma \quad (19)$$

$$T4 = T3 \left(\frac{1}{r} \right)^{\gamma-1} \quad (20)$$

4 – 5: Purga isentrópica

$$S4 = S5 \quad (21)$$

$$T5 = T4 \left(\frac{P4}{Pe} \right)^{\left(\frac{1-\gamma}{\gamma} \right)} \quad (22)$$

$$P5 = Pe \quad (23)$$

5 – 6: Carrera de escape adiabático a presión constante

$$Te = T5 \quad (24)$$

$$P6 = P5 = Pe \quad (25)$$

La fracción residual:

$$f = \frac{v4}{r v6} \quad (26)$$

La energía aplicada al volumen de control durante la admisión:

$$h1 = f[h6 + (Pi - Pe) v6] + (1 - f)hi \quad (27)$$

Este modelo tiene en cuenta que la presión de entrada de la mezcla combustible aire es menor a la presión atmosférica debido a la estrangulación del fluido (7) en el colector también, la presión de la fracción de los gases que no salen de la cámara de combustión que se asume como isentrópica (5a).

El trabajo neto del ciclo se determina:

$$W_{neto} = u1 - u4 \quad (28)$$

Presión media indicada:

$$imep = \frac{w_{neto}}{v1 - v2} \quad (29)$$

La eficiencia volumétrica:

$$\eta_v = \frac{m_i}{P_i V_d} = \frac{r(1-f) v_i}{(r-1) v_1} \quad (30)$$

El trabajo de bombeo:

$$p_{mep} = P_e - P_i \quad (31)$$

Presión media indicada neta:

$$imep_{net} = imep - p_{mep} \quad (32)$$

Eficiencia térmica se determina mediante:

$$\eta_{net} = (1 - \frac{p_{mep}}{imep}) \quad (33)$$

5.2.2.3 Modelo del ciclo Otto de 4 tiempos con pérdidas de masa y calor En este modelo se desarrollan métodos simples de transferencia de calor y pérdida de masa que se han tenido en cuenta en modelos anteriores. En todos los motores se utiliza un proceso de enfriamiento ya sea por aire o agua por lo que la transferencia de calor es importante en desempeño de un MCI. Para calcular la pérdida de energía por transferencia de calor se puede expandir un poco la ecuación de liberación de calor como se muestra a continuación.

$$dQ = Q_{in} dx - dQ_1 \quad (34)$$

Si

$$\frac{dQ_1}{dt} = hA(T - T_w) \quad (35)$$

Donde

H, coeficiente de transferencia de calor de los gases

A, área superficial del cilindro en contacto con los gases

Tw, temperatura en la pared del cilindro

El área y volumen de la cámara de combustión en función del ángulo del cigüeñal más el área instantánea de la pared del cilindro.

$$A = A_0 + \pi b y(\theta) \quad (36)$$

$$V = V_0 + \frac{\pi b^2}{4} y(\theta) \quad (37)$$

$$A = \left(A_0 - \frac{4V_0}{b} \right) + \frac{4V}{b} \quad (38)$$

Si V_0 es el volumen del cilindro cuando el pistón está en el punto muerto superior. Este modelo como datos de entrada utiliza parámetros adimensionales con respecto a datos de entrada, algunos de ellos son conocidos y otros los asumen como datos teóricos.

$$\tilde{Q} = \frac{Q_{in}}{P_1 V_1} \quad \tilde{T} = \frac{T}{T_1} \quad \tilde{V} = \frac{V}{V_1} \quad \tilde{P} = \frac{P}{P_1} \quad \tilde{Q}_1 = \frac{Q_1}{P_1 V_1} \quad \tilde{T}_w = \frac{T_w}{T_1} \quad (39)$$

Si T, V y P son la temperatura, volumen y presión instantáneo de la mezcla. Para determinar el coeficiente adimensional de transferencia de calor de la mezcla se calcula como:

$$\tilde{h} = \frac{4hT_1}{P_1 \omega \beta b} \quad \beta = \frac{4V_1}{b(A_0 - \frac{4V_0}{b})} \quad (40)$$

De esta forma la perdida de calor adimensional en el motor es entonces:

$$\frac{\tilde{Q}_1}{d\theta} = \frac{hAT_1}{P_1 V_1 \omega} (\tilde{T} - \tilde{T}_w) = \tilde{h}(1 + \beta \tilde{V})(\tilde{P}\tilde{V} - \tilde{T}_w) \quad (41)$$

Según la ley de la termodinámica en forma diferencial para un sistema cerrado al haber fugas de fluido la presión disminuye igual que el suministro de energía entonces, se dice que:

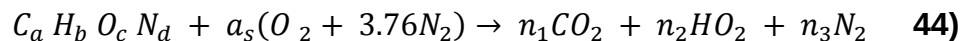
$$\frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} = mc_v \frac{dm}{d\theta} + c_v T \frac{dm}{d\theta} + \frac{\dot{m}_1 h_1}{\omega} \quad (42)$$

Donde $\dot{m}_1$ y h_1 son la pérdida de masa y la entalpia de esta. Entonces el coeficiente de pérdida de masa es:

$$C = \frac{\dot{m}_1}{m} \quad (43)$$

5.2.2.4 Modelos para combustión A continuación, se determina la relación aire-combustible estequiometria.

5.2.2.5 Combustión estequiometria En la combustión estequiometria para un motor de ignición por chispa utilizando como combustible la gasolina, es $14.7 \frac{kg A}{kg C}$ y como gases de escape dióxido de carbono, agua y nitrógeno. A continuación, se muestra la reacción estequiométrica estándar de la combustión.



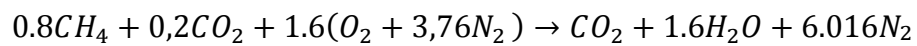
Del balance estequiométrico de la ecuación 44 se obtiene la relación aire-combustible

$$AF_s \left(\frac{m_a}{m_f} \right) = \frac{28.85 (4.76a_s)}{(12.01a + 1.008b + 16.00c + 14.01d)} \quad (44a)$$

Balance estequiométrico para el biogás a las diferentes composiciones: el biogás es la mezcla de muchos elementos como metano, dióxido de carbono, agua, azufre

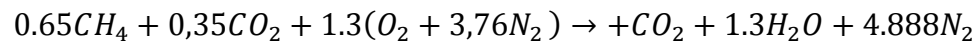
y muchos más componentes. Debido a que los elementos más contribuyentes en el biogás son el metano y el dióxido de carbono se tomara para este estudio una mezcla bifásica teniendo en cuenta el porcentaje en moles de cada elemento, utilizando la ecuación 44 determinamos la reacción química y con la ecuación 44a se calcula la relación A/C.

Biogás: 80% CH₄, 20% CO₂



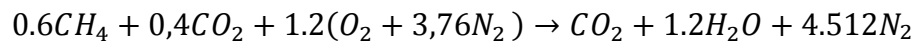
$$FA_s = \left(\frac{n_f}{n_a} \right) = \frac{1}{1.6} = 0.625$$

Biogás: 65% CH₄, 35% CO₂



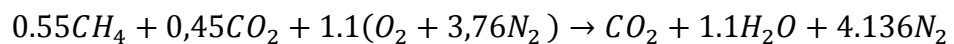
$$FA_s = \left(\frac{n_f}{n_a} \right) = \frac{1}{1.3} = 0.76923$$

Biogás: 60% CH₄, 40% CO₂



$$FA_s = \left(\frac{n_f}{n_a} \right) = \frac{1}{1.2} = 0.83333$$

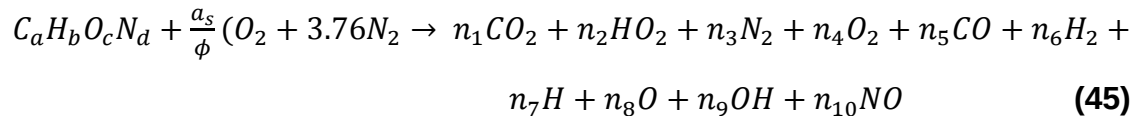
Biogás: 55% CH₄, 35% CO₂



$$FA_s = \left(\frac{n_f}{n_a} \right) = \frac{1}{1.3} = 0.7692$$

a. Equilibrio químico general de la combustión

A menudo se tiene en cuenta en la combustión que tiene muchas especies. El combustible se mezcla inicialmente con aire con una relación de equivalencia ϕ . Después de la combustión, los productos de se supone que la reacción está en equilibrio a la temperatura T y a la presión P dada de acuerdo con FERGUSON³⁰.



Tenemos que ϕ es la relación combustible aire de la combustión real con respecto la relación combustible aire estequiométrica.

$$\phi = \frac{FA}{FA_s} \quad (46)$$

Donde λ es:

$$\lambda = \frac{1}{\phi} \quad (46a)$$

Para $\phi < 1$ sucede cuando la combustion es pobre significa que no hay suficiente combustible por el cual en los productos pueden haber CO y O₂ y si $\phi > 1$ significa que es un mezcla rica en combustible, pueden quedar combustible sin quemar en los gases de escape.

³⁰ FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines: Applied thermosciences. Third edition. Colorado: John Wiley & Sons, 2016.

Del balance atómico de la ecuación 45 se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$\text{C: } a = (y_1 + y_2)N \quad (47)$$

$$\text{H: } b = (2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9)N \quad (48)$$

$$\text{O: } c + \frac{2a_s}{\phi} = (2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10}) \quad (49)$$

$$\text{N: } d + \frac{3.76a_s}{\phi} = (2y_3 + y_{10})N \quad (50)$$

Donde N es el número total de moles.

Para resolver el sistema de ecuaciones 47- 50 se utilizan las constantes de equilibrio descritas por Olikara y Borman (1975) que han ajustado una curva de equilibrio a partir de las tablas de JANAF desarrolladas por la NASA en un rango de 600 a 6000 k.

b. constantes de equilibrio de Olikara y Borman³¹

Existen seis reacciones de equilibrio en fase gaseosa por la descomposición de agua, oxígeno, dióxido de carbono e hidrógeno y la formación de óxidos de nitrógeno y oxígeno, las cuales se muestran a continuación.

$$\frac{1}{2}H_2 \leftrightarrow H \quad K_1 = \frac{y_7 P^{\frac{1}{2}}}{y_6^{\frac{1}{2}}} \quad (51)$$

³¹ FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines: Applied thermosciences. Third edition. Colorado: John Wiley & Sons, 2016

$$\frac{1}{2}O_2 \leftrightarrow O \quad K_2 = \frac{y_8 P^{\frac{1}{2}}}{y_4^{\frac{1}{2}}} \quad (52)$$

$$\frac{1}{2}H_2 + \frac{1}{2}O_2 \leftrightarrow OH \quad K_3 = \frac{y_9}{y_4^{\frac{1}{2}} y_6^{\frac{1}{2}}} \quad (53)$$

$$\frac{1}{2}O_2 + \frac{1}{2}N_2 \leftrightarrow NO \quad K_4 = \frac{y_{10}}{y_4^{\frac{1}{2}} y_3^{\frac{1}{2}}} \quad (54)$$

$$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \leftrightarrow H_2O \quad K_5 = \frac{y_2}{y_4^{\frac{1}{2}} y^6 P^{\frac{1}{2}}} \quad (55)$$

$$CO + \frac{1}{2}O_2 \leftrightarrow CO_2 \quad K_6 = \frac{y_1}{y_4^{\frac{1}{2}} y^5 P^{\frac{1}{2}}} \quad (56)$$

Nota: Se debe tener en cuenta que la presión está en unidades de atmosferas.

Del ajuste de la curva utilizando las tablas de JANAF se obtiene:

$$\log_{10} K_i(T) = A_i \ln \left(\frac{T}{1000} \right) + \frac{B_i}{T} + C_i + D_i T + E_i T^2 \quad (57)$$

Nota: La temperatura se da en grados kelvin. Para un rango de 600 a 4000 K

La tabla 4 muestra el valor de las constantes de equilibrio.

Tabla 4. Valores de las constantes de equilibrio

K_i	A_i	B_i	C_i	D_i	E_i
K_1	0.432168	-0.112464E5	0.267269E1	-0.74474E-4	0.242484E-8
K_2	0.310805	-0.129540E5	0.321179E1	-0.745744E-4	0.344645E-8
K_3	-0.141784	-0.213308E4	0.853461	0.355015E-4	-0.310227E8
K_4	0.150879E1	-0.470959E4	0.646096	0.272805E-5	-0.154444E-8
K_5	-0.752364	0.124210E5	-0.260286E1	0.259556E-3	-0.162687E-7
K_6	-0.415302E-2	0.148627E5	-0.475746E1	0.124699E-3	-0.900227E-8

Fuente: FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines: Applied thermosciences. Third edition. Colorado: John Wiley & Sons, 2016.

c. Propiedades del combustible

Para poder calcular los parámetros más importantes de un ciclo como es: potencia indicada, la eficiencia térmica y presión media indicada es necesario saber los cambios de las propiedades termodinámicas en cada estado. El modelado de la mezcla en aire-combustible es muy importante puesto que de ahí depende en gran parte el desempeño y las emisiones del motor. Para este modelo la mezcla se toma como ideal.

$$PV=NR_u T \quad (58)$$

Donde P es la presión de la mezcla, N número de moles de la mezcla, T temperatura de la mezcla y R_u es la constante universal de los gases ideales.

La fracción másica (X_i) y la fracción molar (Y_i) de cada uno de los constituyentes de la mezcla se denota por:

$$x_i = \frac{m_i}{M} \quad (59)$$

Donde m_i es la masa de cada constituyente y M es la masa total los reactivos.

$$y_i = \frac{n_i}{N} \quad (60)$$

Donde n_i es el número de moles de cada constituyente y N es el número de moles totales de los reactivos.

d. Cálculo de las propiedades termodinámicas

En base a la ley de Gibbs-Dalton que la energía interna, entalpía y entropía de una mezcla gaseosa son respectivamente igual a las energías internas, entalpías y entropías de los constituyentes.³² Si se conoce la composición, es decir, las fracciones molares, de la mezcla de combustible y aire, las propiedades termodinámicas se pueden calcular. El calor específico a presión constante de la mezcla de combustible-aire requiere un análisis más detallado. El calor específico de la presión constante de equilibrio influye no solo sobre el cambio en la entalpía, sino también sobre el cambio en la composición de la mezcla como función de la temperatura.

$$s = \sum_{i=1}^n x_i s_i = \sum_{i=1}^n n_i \bar{s}_i \quad (61)$$

$$h = \sum_{i=1}^n x_i h_i = \sum_{i=1}^n n_i \bar{h}_i \quad (62)$$

$$C_p = \frac{1}{M} \left[\sum_{i=1}^n y_i C_{p,i} + \sum_{i=1}^n \bar{h}_i \frac{\partial y_i}{\partial T} - \frac{\bar{h}}{M} \sum_{i=1}^n M_i \frac{\partial y_i}{\partial T} \right] \quad (63)$$

³² RAJPUT, R K. Ingeniería termodinámica. México: Cengage learning, 2011. 955 p.

Para calcular el calor específico de una mezcla es incómodo tratar con datos tabulares para hacer un análisis de programas de computadora como es el caso del modelamiento de los ciclos termodinámicos. Por esta razón, los calores específicos de varias especies han sido ajustados por curva de polinomios minimizando el error de mínimos cuadrados (Gordon y McBride, 1994). Estas ecuaciones están hechas para cualquier elemento.

Para el calor específico:

$$\frac{c_p}{R} = \frac{\bar{c}_p}{Ru} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \quad (64)$$

Para la entalpia de los gases ideales se dice que $dh = C_p dT$

$$\frac{h}{RT} = \frac{\bar{h}}{Ru} = a_1 + \frac{a_2}{2} T + \frac{a_3}{3} T^2 + \frac{a_4}{4} T^3 + \frac{a_5}{5} T^4 + \frac{a_6}{T} \quad (65)$$

Para la entropía $ds = (C_p/T) dT$

$$\frac{s^\circ}{R} = \frac{\bar{s}^\circ}{Ru} = a_1 \ln T + a_2 T + \frac{a_3}{2} T^2 + \frac{a_4}{3} T^3 + \frac{a_5}{4} T^4 + a_7 \quad (66)$$

En las tablas 5 y 6 están los coeficientes termodinámicos de algunos combustibles para calcular las propiedades del combustible de 300 a 1000 K.

Tabla 5. Coeficientes termodinámicos de algunos combustibles de 300 a 1000 K.

Especie	a_1	a_2	a_3	a_6	a_7
Metano	1.971.324	7,87E+03	-1,05E+00	-9,93E+09	8,073728
Gasolina	40.652	6,10E+02	-1,88E-01	-3,59E+08	1,55E+04
Monóxido de carbono	0.2409E1	8,74E-06	-6,61E-06	-0.48377527E5	9,70E+00

Fuente: FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines: Applied thermosciences. Third edition. Colorado: John Wiley & Sons, 2016.

Tabla 6. Coeficientes termodinámicos para productos de la combustión (1000 a 3000 K).

Especie	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7
CO ₂	0.446080E1	0.309917E-2	1,24E-10	-0.227413E-9	-0.155259E5	-0.489614E5	-0.986359
CO	0.298406E1	0.148913E-2	0.578996E-6	0.1036E-9	0.693535E-14	0.142452E-5	0.634791E1
O ₂	0.362195E1	0.736182E-2	0.196522E-6	0.362015E-10	-0.289456E-14	-0.120198E-4	0.361509E1

Fuente: FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines: Applied thermosciences. Third edition. Colorado: John Wiley & Sons, 2016.

e. Cálculo de las propiedades termodinámicas para el biogás³³

Como se sabía anteriormente y según la ley de Dalton y reformulada por Gibbs la entalpía, entropía y energía interna de una mezcla será la sumatoria de las especies

³³ NAVAS MUÑOZ, Araceli. Estudio sobre los programas mepo y mecidi, departamento de Ingeniería Energética [En línea]. Consultado el 17 de septiembre de 2018. Disponible en internet: <<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4433/fichero/MEPO%252F4.pdf>>

por la fracción molar o másica para cada uno de sus constituyentes. Para los coeficientes ajustados por la curva de mínimos cuadrados será la suma de cada uno de los coeficientes de cada uno de sus compuestos por el producto de su fracción molar.

$$\frac{\sum_{i=1}^n Cp * ni}{\sum_{i=1}^n Ru * ni} = \sum_{i=1}^n a_i * ni \quad (67a)$$

$$\frac{\sum_{i=1}^n h * ni}{\sum_{i=1}^n Ru * ni} = \sum_{i=1}^n a_i * ni \quad (67b)$$

$$\frac{\sum_{i=1}^n S * ni}{\sum_{i=1}^n Ru * ni} = \sum_{i=1}^n a_i * ni \quad (67c)$$

Para cuando se trabaja con la fracción molar la constante de los gases es 8,314(kJ/kmol*K). De esta manera con base a las tablas 5 y 6 y las ecuaciones 67a-67c se calculan los coeficientes termodinámicos para las diferentes composiciones del metano en el biogás. En la tabla 7 se observan los nuevos coeficientes para calcular las propiedades termodinámicas del biogás.

Tabla 7. Coeficientes termodinámicos para biogás con composición de metano especificada.

%metano	a ₁	a ₂	a ₃	a ₆	a ₇
65	2,12E+00	8,03E-03	-2,99E-06	-2,34E+04	9,16E+00
60	2,14E+00	8,06E-03	-3,27E-06	-2,53E+04	9,20E+00
55	2,16E+00	8,08E-03	-3,55E-06	-2,72E+04	9,24E+00
80	2,06E+00	7,96E-03	-2,16E-06	-1,76E+04	9,04E+00

Fuente: FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines: Applied thermosciences. Third edition. Colorado: John Wiley & Sons, 2016.

Utilizando la tabla 7 y el modelo fuel descrito por Ferguson y KIRKPATRICK, calculan las propiedades termodinámicas para el biogás a diferentes concentraciones de metano, con base a las ecuaciones 64-66,

5.2.2.6 Temperatura de llama adiabática La temperatura de llama adiabática representa la máxima temperatura en el proceso de combustión, se asume que no hay transferencia de calor con las paredes del cilindro. Teniendo en cuenta que no se conoce la temperatura de los productos en un motor en funcionamiento de igual forma, se debe tener en cuenta la disociación de los productos de la combustión por lo cual la temperatura cambia dependiendo de esta. En los motores de ignición por chispa la temperatura es mayor teniendo en cuenta que es un proceso a volumen constante el trabajo es nulo.

Para los cálculos de la primera ley de la termodinámica es necesario la iteración, estimando la temperatura inicial de los reactivos debido a que la temperatura inicial aumenta

Basado en la primera ley de la termodinámica, la ecuación 68 muestra el balance de energía en la cámara de combustión.

$$U_{productos} = U_{reactivos} \quad (68)$$

Se asume una temperatura inicial para calcular la temperatura máxima (T2). Inicialmente se asume a la temperatura ambiente (298 K) y presión ambiente (101.325 kPa)

$$T_2 = T_i + \left[\left(\frac{H_1 - H_2}{C_p} \right) \right] \quad (69)$$

5.2.2.7 Modelo de liberación de calor finita El modelo de liberación de calor finita es un modelo cero dimensional debido a que no depende de la geometría de la cámara de combustión, por el contrario, el curso del calor en la cámara de combustión está en función del ángulo del cigüeñal. De esta forma los procesos de compresión y expansión no se deben tomar como isentrópicos puesto que se está tomando en cuenta la pérdida de energía por transferencia de calor y la energía que no se libera en la fracción no quemada de combustibles, se define como:

$$Xb(\theta) = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d} \right)^n \right] \quad (70)$$

En la tabla 8 se muestra los parámetros para el modelo de liberación finita.

Tabla 8. Parámetros de modelo de liberación de calor.

Parámetro	Descripción
Xb	Fracción de quemado
θ	Angulo del cigüeñal
θ_s	Inicio de combustión
θ_d	Duración de la combustión
N	Factor forma wiebe
A	Factor eficiencia wiebe

a. Parámetros de Wiebe³⁴

Los valores de a y n son evaluados a partir de parámetros de diseño y de operación como son (relación de compresión, velocidad de rotación, exceso de aire, relación aire combustible). Los parámetros de Wiebe son independientes del tipo de combustible que opera excepto, para el caso cuando se utilice biogás como

³⁴ CARRERA E, C.H; GUZMAN V, A; ORTIZ R, O; DESIGA O; GARCIA R, M. Modelo termodinámico de una zona con relaciones para el proceso de combustión en motores alimentados con biogás. EN: Ingeniería química. Enero- mayo, 2013. Vol. 12, no. 3, P. 649-660.

combustible se tendrá en cuenta el porcentaje volumétrico de CO₂ contenido en el mismo.

Por motivos prácticos y manejo del software, los parámetros de Wiebe se determinaron como valores de entrada.

5.2.2.8 Modelo de pérdidas de fricción mecánica. El modelo de pérdidas de fricción mecánica permite simular un comportamiento más real en el motor, lo que tiene en cuenta las pérdidas que hacen disminuir la eficiencia. La potencia por fricción es definida por:

$$\dot{w}_f = \dot{w}_i - \dot{w}_b \quad (71)$$

Donde

$\dot{w}_f$, potencia de fricción

$\dot{w}_b$, potencia de freno o potencia neta de salida

$\dot{w}_i$, potencia indicada por ciclo

Se pueden comparar directamente las pérdidas por fricción para motores de diferentes tamaños y fabricantes por medio de la presión media de fricción. En la ecuación 72 se muestra como calcular la presión media efectiva por fricción en un MEC. Se define como:

$$fmep = \frac{\dot{w}_f}{V_d * \frac{N}{i}} \quad (72)$$

Donde:

V_d , es el volumen desplazado por el cilindro

N , es las revoluciones por minuto del motor

i , para motores de cuatro tiempos es igual a 2

Por lo tanto, las presiones medias efectivas se determinan por la ecuación 73.

$$fmep = imep - bmep \quad (73)$$

Donde imep es la presión media indicada y bmep la presión media de bombeo.

Las pérdidas por fricción incluyen pérdidas por bombeo, válvulas, cigüeñal, cojinetes, anillos y al igual que el trabajo necesario para ejecutar sistemas auxiliares. Por lo tanto, la presión media efectiva por fricción total es la suma de todas las presiones teniendo en cuenta los diferentes sistemas y elementos del motor de combustión interna, tal como se muestra en la ecuación 74.

$$fmep_{total} = fmep_{cigüeñal} + fmep_{válvulas} + fmep_{ventil} + fmep_{bombeo} \quad (74)$$

Las ecuaciones de las pérdidas por fricción en el cigüeñal, válvulas y bombeo utilizados en el modelo de fricción mecánica se encuentran en el ANEXO A..

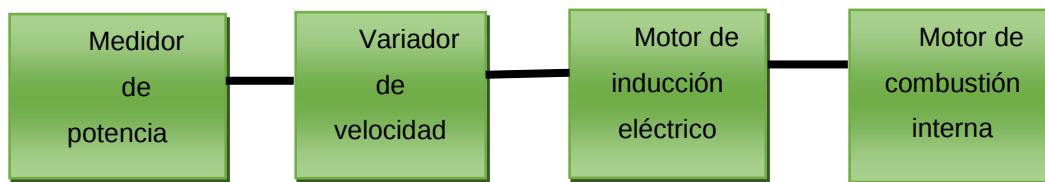
El modelo de fricción planteado por Ferguson y Kirkpatrick³⁵ tiene en cuenta las pérdidas de bombeo de aceite y refrigeración por agua. Por tal motivo, se realizó un cambio en este modelo debido a que el motor de estudio tiene como sistema de refrigeración un ventilador y para lubricar, lo hace por medio de un sistema simple de salpicadura o más conocido como Barboteo.³⁶

En la figura 12 se describe el procedimiento general que se utilizó para calcular las pérdidas por fricción mecánica, acoplando un motor eléctrico que permita calcular las pérdidas totales del sistema y el motor acoplado.

³⁵ FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines: Applied thermosciences. Third edition. Colorado: John Wiley & Sons, 2016.

³⁶ Motor de combustión interna utilizado en el proyecto de maestría:14707 (Adaptación y evaluación del desempeño y las emisiones de un generador eléctrico utilizando biogás como combustible).

Figura 12. Descripción esquemática del montaje de las pruebas de fricción



En el ANEXO B se encuentra el procedimiento de los equipos y experimentación detallada de los datos utilizados para lograr obtener una ecuación de las pérdidas por ventilación, en el cual se tomó la diferencia de las pérdidas del conjunto del sistema total y las pérdidas del mismo sistema, pero ahora desactivando el sistema de ventilación.

En la tabla 9 se muestran los datos obtenidos en la experimentación entre la potencia del motor a condiciones normales y la potencia del motor operando sin ventilación con una desviación estándar en un rango de 0,04- 0,18 el cual se concluye, que la toma de datos es muy confiable.

Tabla 9. Valores obtenidos en las pruebas experimentales del ventilador

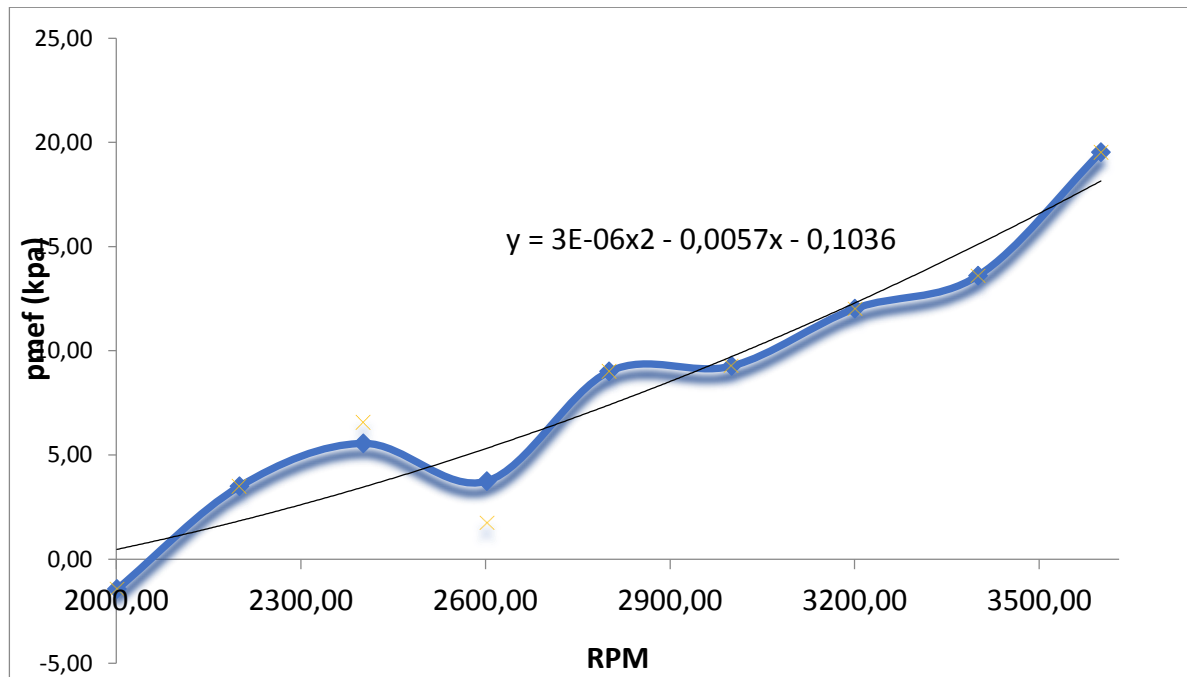
Presión media efectiva por fricción promedio experimental				Presión media efectiva por fricción promedio experimental sin ventilación			
RPM	potencia fricción (w)	f _{mep} (kpa)	Desviación	RPM	potencia fricción (w)	f _{mep} (kpa)	Desviación
3600	1358,73	218,78	0,13	3600	1237,49	199,26	0,07
3400	1134,32	193,37	0,04	3400	1054,45	179,77	0,10
3200	1038,64	188,16	0,09	3200	972,48	176,14	0,06
3000	932,30	180,15	0,17	3000	884,53	170,88	0,08
2800	836,30	173,04	0,14	2800	792,42	164,04	0,12
2600	742,54	165,52	0,09	2600	735,47	163,77	0,18
2400	671,59	162,13	0,03	2400	644,52	155,57	0,17
2200	589,68	155,38	0,22	2200	576,52	151,89	0,07
2000	518,46	150,15	0,06	2000	523,16	151,59	0,04

En la tabla 10 se muestran los datos de las perdidas por ventilación variando la velocidad de rotación para graficar estos valores se obtuvo una desviación de datos en el rango de 0,03-0,25 lo cual, son mediciones muy precisas. Se puede observar en la figura 13 la ecuación experimental. Estos datos permitieron la obtención de la ecuación experimental

Tabla 10. Perdidas por ventilación

CONSUMO DE POTENCIA DE VENTILACIÓN			
RPM	Potencia (w)	fmep (kp)	Desviación
3600	121,24	19,52	0,16
3400	79,87	13,60	0,11
3200	66,17	12,02	0,15
3000	47,77	9,27	0,10
2800	43,88	9,00	0,25
2600	7,07	1,74	0,13
2400	27,08	6,56	0,17
2200	13,16	3,49	0,15
2000	4,71	1,44	0,03

Figura 13. Presión media efectiva de fricción por ventilación del motor Vs velocidad de rotación.



En la figura 13 se observa el comportamiento de las pérdidas mecánicas por ventilación del MCI con respecto a la velocidad del motor, por medio del software Excel se obtuvo la ecuación polinómica de segundo orden para se aplica al modelo de pérdidas mecánicas descritas por FERGUSON y KIRKPATRICK.

En el modelo de pérdidas mecánicas se debe tener conocimiento de características más detalladas en el motor como se puede observar en la tabla 11.

Tabla 11. Parámetros de entrada en modelo de fricción mecánica

Parámetros	Descripción
b	Diámetro (mm) = 68
s	Carrera (mm) = 54
N	Velocidad del motor (rpm) = 2000-3600
nc	Número de cilindros = 1
pin	Presión de entrada al colector (kpa) = 101

Parámetros	Descripción
db	Diámetro del cojinete principal (mm) 30
lb	Longitud del cojinete principal (mm) = 17,5
niv	Número de válvulas de entrada por cilindro = 1
nev	Número de válvulas de salida por cilindro = 1
div	Diámetro de válvula de entrada (mm) = 26,9
Mu	Viscosidad dinámica (pa.s) = 100
Pa	Presión atmosférica (kpa) = 101

6. DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SOFTWARE DE SIMULACIÓN

Teniendo en cuenta los modelos termodinámicos planteados anteriormente se puede observar en la figura 14 las variables necesarias en el sistema, las cuales se dividen en tres grupos: Variables de entrada, proceso y resultados, para las distintas etapas durante la metodología de diseño.

Figura 14. Variables del sistema



6.1 VARIABLES DE ENTRADA DE LA SIMULACIÓN.

En las variables de entrada se encuentran las condiciones ambientales, condiciones de operación y datos geométricos del motor que van a poner en marcha la simulación. A continuación, se presentan las tablas 12 y 13 que contienen las variables de entrada.

Tabla 12. Condiciones ambientales.

Temperatura inicial [K]
Presión de admisión [KPa]
Presión de escape [KPa]

Tabla 13. Datos geométricos y de diseño del motor.

Diámetro del cilindro [mm]
Longitud de biela [mm]
Longitud de carrera [mm]
Relación de compresión
Tipo de combustible
Relación aire/combustible
Angulo de inicio de la combustión [°]
Angulo de finalización de la combustión [°]
Velocidad del cigüeñal [RPM]

6.1.1 Proceso. Es el bloque donde se genera la respuesta a partir de las variables de entrada con los modelos matemáticos o formulas necesarias para lograr los resultados esperados.

6.1.2 Resultados de la simulación. El último bloque se considera más significativo que los otros, puesto que nos presenta los resultados de todo el modelamiento en texto, tablas e imágenes. Los resultados que esperamos obtener del modelamiento se observan en la tabla 14.

Tabla 14. Resultados de la simulación.

Tabla con los estados del ciclo termodinámico
Consumo de combustible [g/kW*h]
Trabajo efectivo [kJ]
Presión media efectiva [kPa]
Temperatura de llama adiabática [K]
Eficiencia volumétrica
Eficiencia térmica
Fracción molar de la mezcla
Emisión de gases
Diagramas P-V y T-S

6.2 DESARROLLO DEL SOFTWARE DE LA SIMULACION DE LOS CICLOS TERMODINÁMICOS.

6.2.1 Material de simulación Para llevar a cabo la simulación se hace uso del software MATLAB un lenguaje de programación que permite diseñar mejorando la eficiencia en el desarrollo de ecuaciones, iterando de una manera más rápida y evitando errores al codificar manualmente. El programa busca simular el funcionamiento de los ciclos del motor y crear un GUI (Graphical user Interface) de fácil adaptación para el usuario y la interacción del comportamiento de un motor de combustión interna que enciende por una chispa eléctrica.

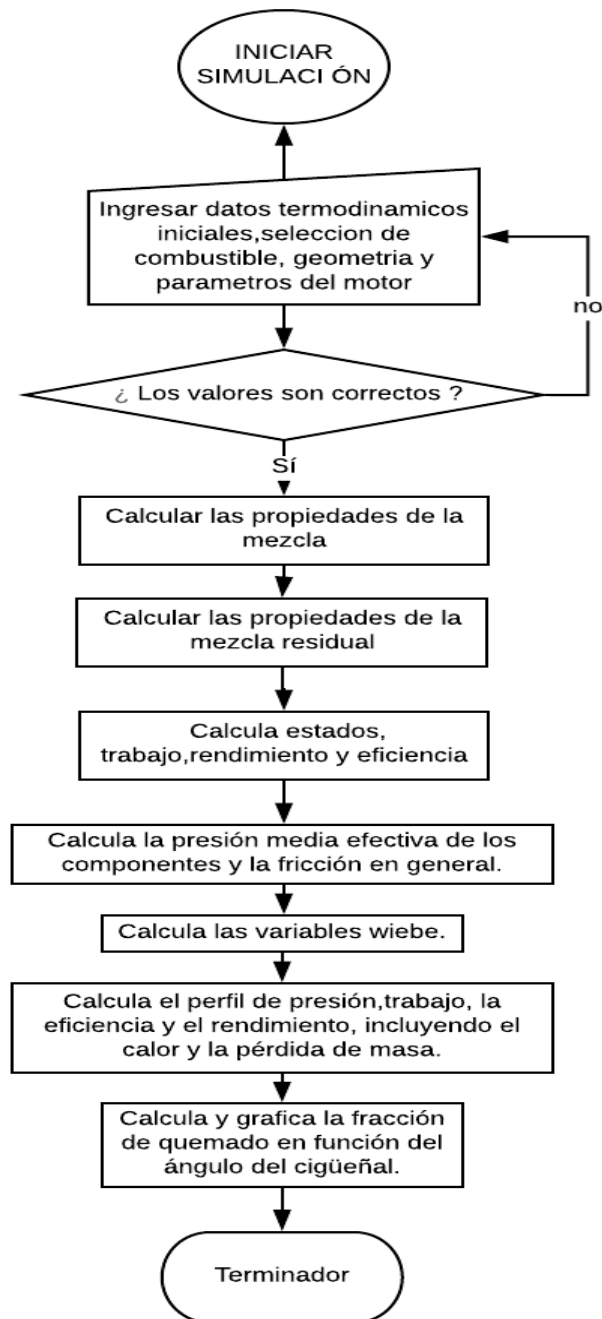
La versión utilizada en la elaboración de la simulación fue MATLAB 2017b suministrada por la universidad en un computador cuyas características están contenidas en la tabla 15.

Tabla 15. Características de la computadora.

LENOVO	Z50-75
Procesador	AMD FX-7500 [2.10 GHz]
RAM	16 [GB]
Gráficos	Radeon R7
Sistema operativo	Windows 10 Home

6.2.2 Descripción de métodos de cálculo para la simulación En la figura 15 se muestra la metodología y la secuencia de la simulación, como: ingreso de datos válidos para el sistema, verificar los valores, cálculo de las propiedades de la mezcla, obtener la fracción residual, cálculo del desempeño del motor, hallar la presión media efectiva al igual que las pérdidas mecánicas y por ultimo graficar los diagramas termodinámicos (P-V, T-S).

Figura 15. Diagrama de flujo de la simulación.

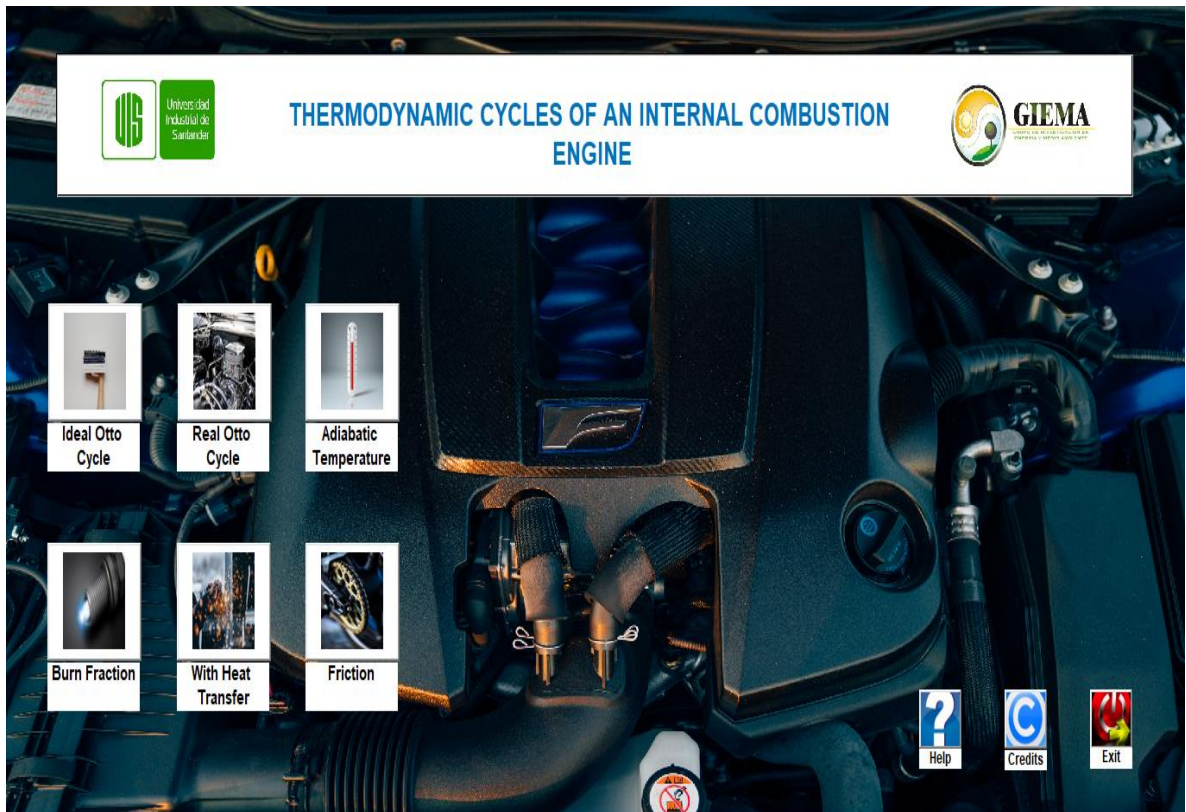


6.2.3 Descripción de interfaz gráfica Si la computadora cumple con los requisitos mínimos, se observa en la figura 16 la interfaz principal del programa. Está interfaz

contiene diferentes botones en los cuales se encuentran los modelos termodinámicos. Cada botón despliega una pestaña en la cual contendrá los datos de entrada respectivos y tres botones que permiten correr el software, volver al menú principal o limpiar los valores de entrada.

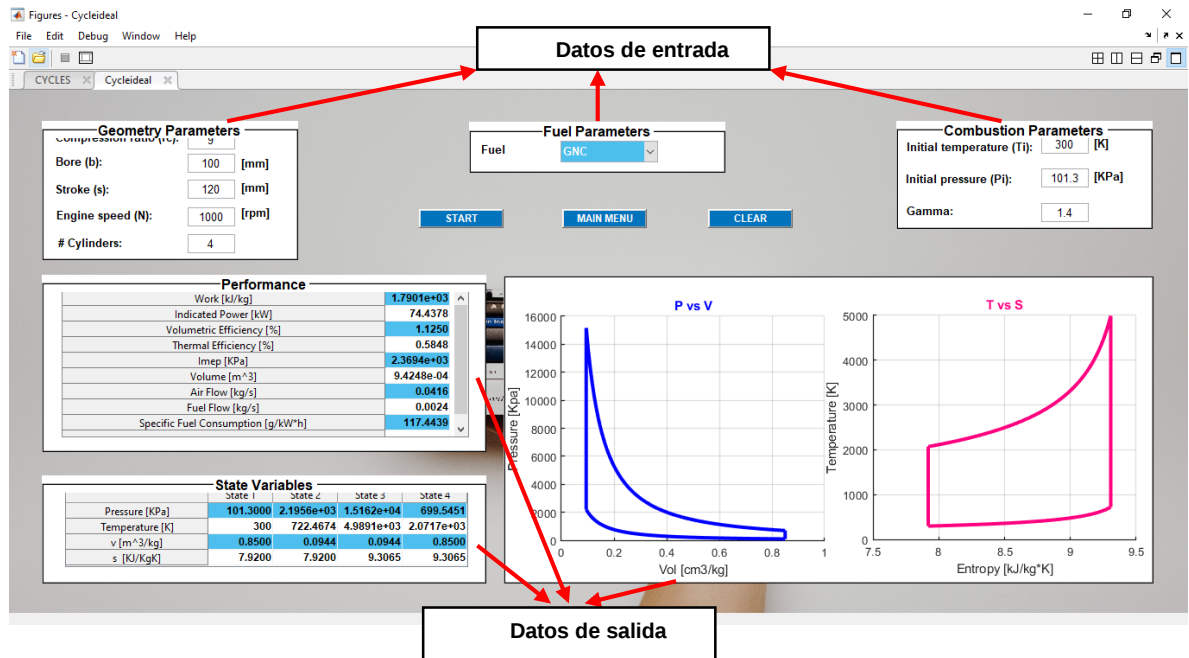
En la interfaz gráfica se muestran los ciclos: ciclo Otto ideal, ciclo Otto real de igual forma, los modelos de temperatura de llama adiabática, fracción de quemado, transferencia de calor con pérdida de masa, perdidas mecánicas y al igual que, créditos, ayuda y salida de modulo.

Figura 16. Interfaz gráfica de la simulación “SIMULATION 4T ENGINE1.0”.



6.2.3.1 Ciclo ideal Otto (Ideal Otto cycle) Al dar clic en el botón ideal otto cycle se abre una nueva pestaña como se observa en la figura 17.

Figura 17. Pestaña ideal otto cycle.



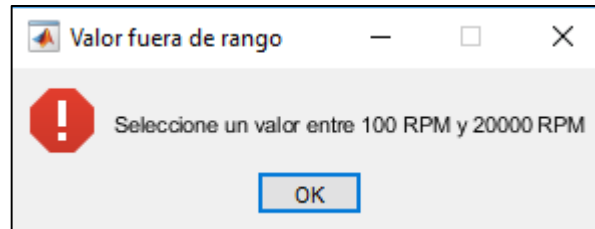
En la figura 17 inicialmente se encuentran 3 paneles: parámetros de geometría, parámetros de combustible y parámetros de combustión. Estos paneles contienen variables de entrada predeterminadas, las cuales pueden ser modificadas por el usuario.

Finalmente, al correr el programa aparecen los datos de salida como se señalan en la figura 17, el panel de resultados presenta una tabla con parámetros de funcionamiento del ciclo: trabajo indicado, eficiencia volumétrica, eficiencia térmica, presión media indicada, flujo de aire, flujo de combustible y consumo específico de combustible.

También el panel de variables de estado indica: presión, temperatura, volumen específico y entropía como datos de salida; otro dato de salida son dos gráficas que representan presión contra volumen específico y temperatura contra entropía.

En el panel de parámetros de geometría la variable “N” el cual hace referencia a la velocidad del motor tiene como condición de que el valor este en un rango de [100-20000] rpm, en dado caso que se digite un valor fuera de rango aparecerá un error como se muestra en la figura 18.

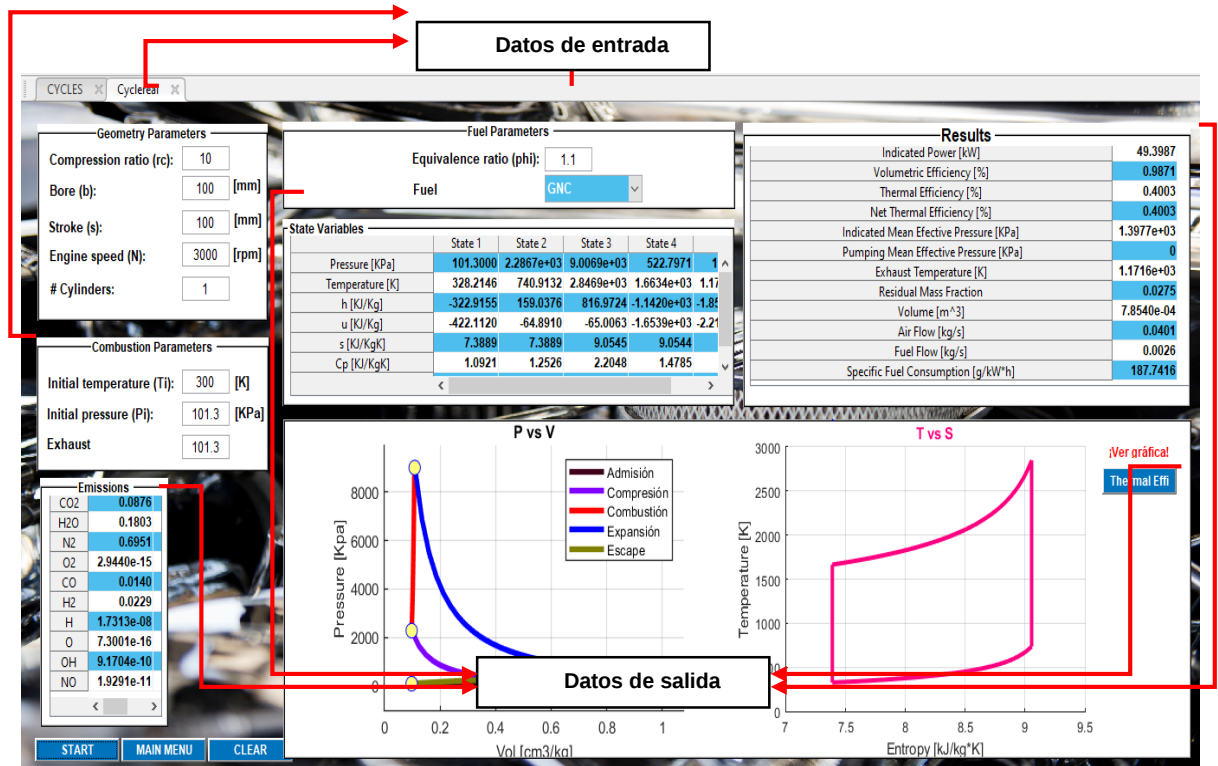
Figura 18. Error del valor N fuera de rango.



6.2.3.2 Ciclo Real Otto (Real Otto cycle) La figura 19 muestra la pestaña desplegada al seleccionar el botón ciclo real Otto (real Otto cycle), esta pestaña muestra datos de entrada distribuidos en 3 paneles: parámetros de geometría, parámetros de combustible y parámetros de combustión, así como datos de salida conformados por un panel de variables de estado que contiene: presión, temperatura, volumen específico y entropía. Otro panel de salida es de las emisiones producidas por la combustión: CO₂, H₂O, N₂, O₂, CO, H₂, H, O, OH y NO y un último panel de resultados que exhibe datos de eficiencia volumétrica, potencia indicada, fracción de masa residual, flujo de aire, flujo de combustible, entre otros.

También en la pestaña ciclo real Otto (real Otto cycle) se señala como datos de salida dos graficas: presión vs volumen y temperatura vs entropía, respectivamente al ciclo del motor.

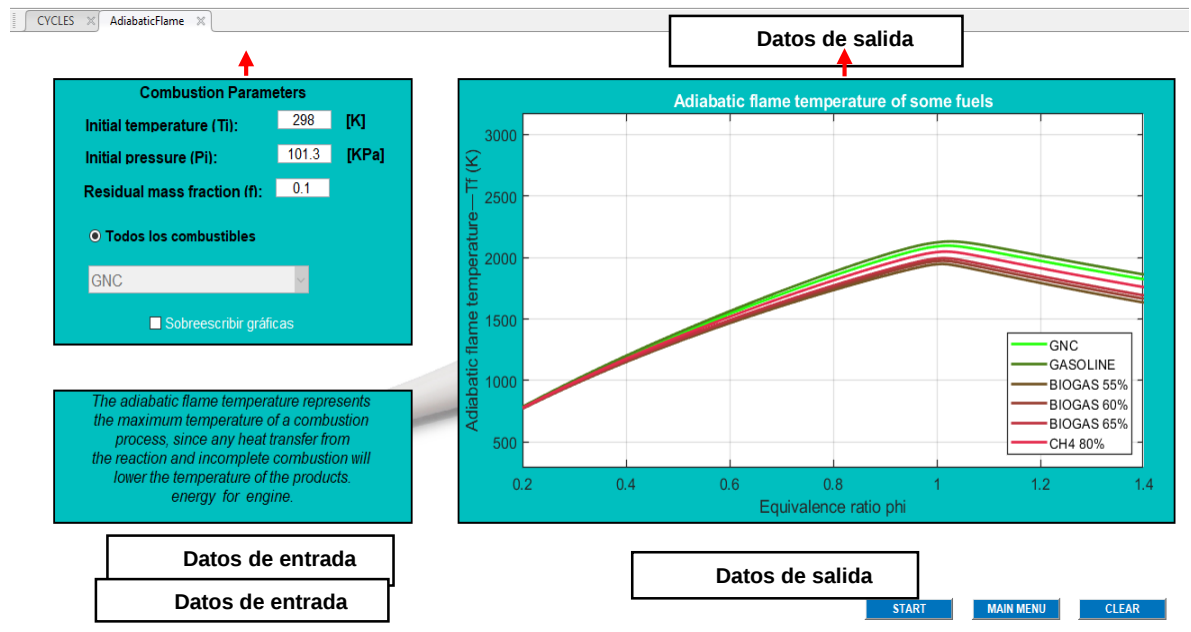
Figura 19. Pestaña real Otto cycle



6.2.3.3 Temperatura de llama adiabática (Adiabatic temperature) La figura 20 exhibe la pestaña de temperatura de llama adiabática (adiabatic temperatura). Tiene como datos de entrada un panel de parámetros del combustible: temperatura inicial, presión inicial, fracción de masa residual y selección de combustible (gasolina, gas natural y biogás).

Los datos de salida se observan en la gráfica de la figura 20 donde se muestra la variación de la temperatura máxima con respecto a la relación de equivalencia de la combustión.

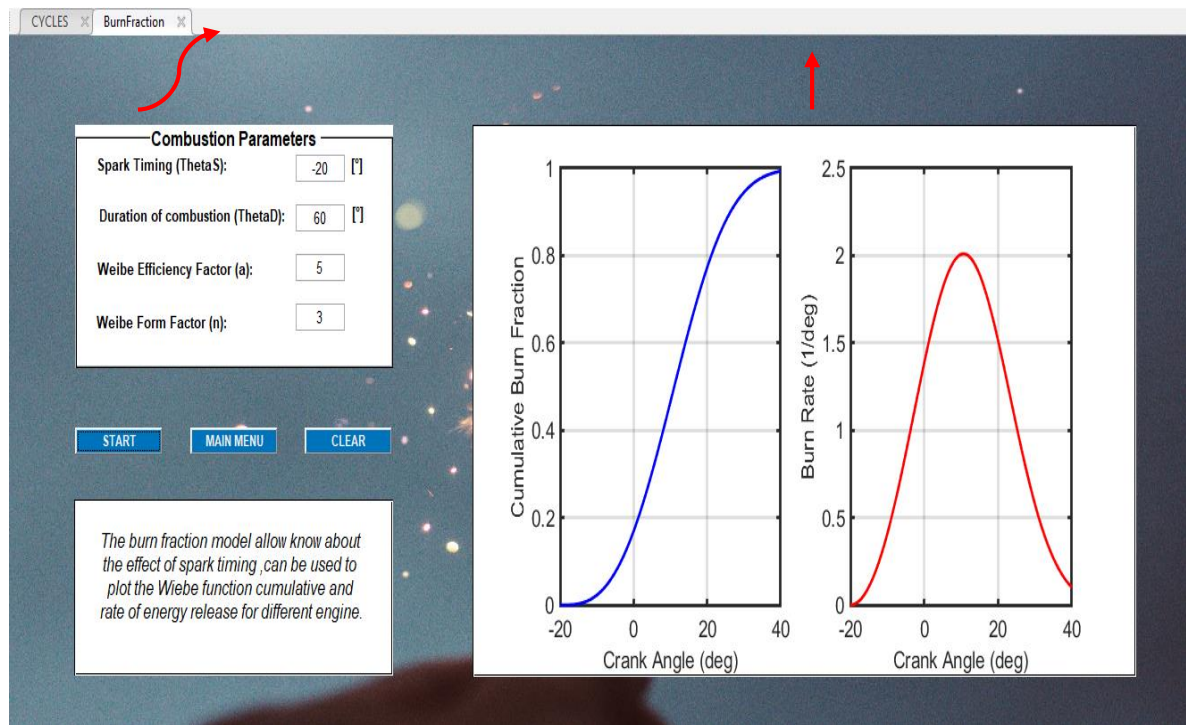
Figura 20. Temperatura de llama adiabática



6.2.3.4 Fracción de quemado de la mezcla (Burn fraction) El botón de fracción de quemado (burn fraction) se despliega una pestaña como se manifiesta en la figura 21, está indica un panel de parámetros de combustión como datos de entrada: Ángulo de inicio de la combustión, ángulo de duración de la combustión y los parámetros de Wibe,

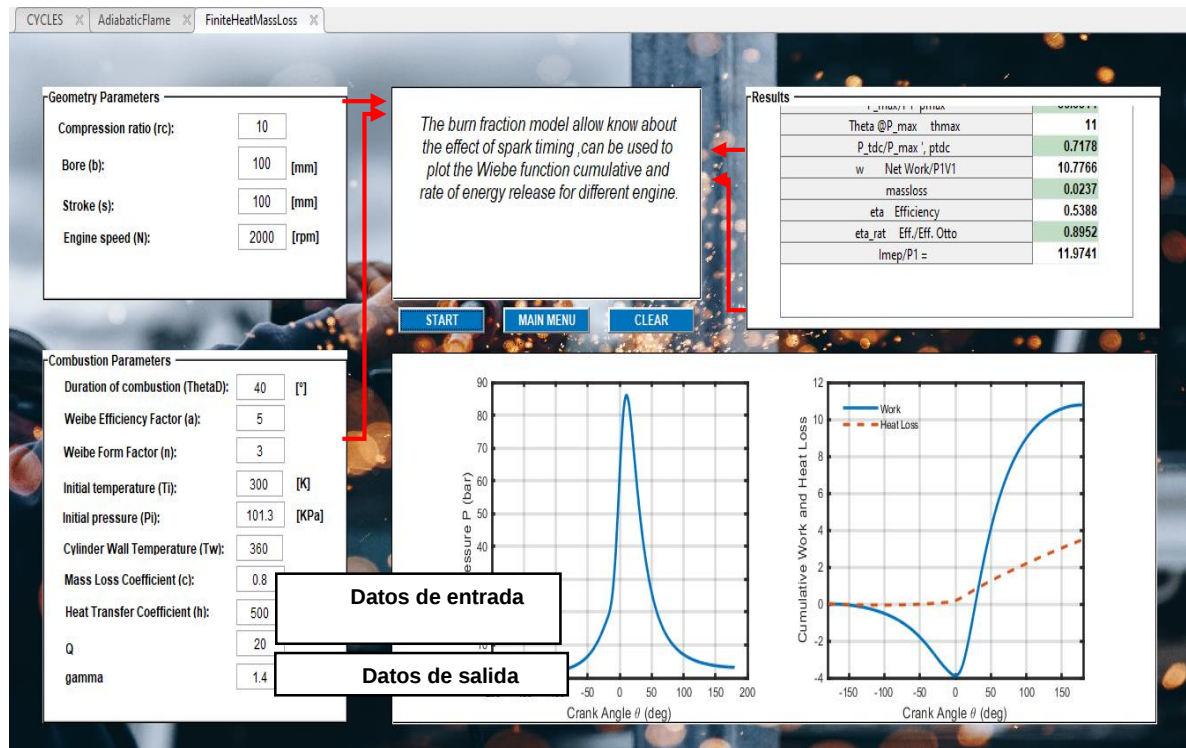
Los datos de salida se revelan en dos gráficos, los cuales se muestran la fracción de quemado al variar el ángulo de inicio en la combustión y el otro grafico la rata de quemado.

Figura 21. Pestaña de fracción de quemado.



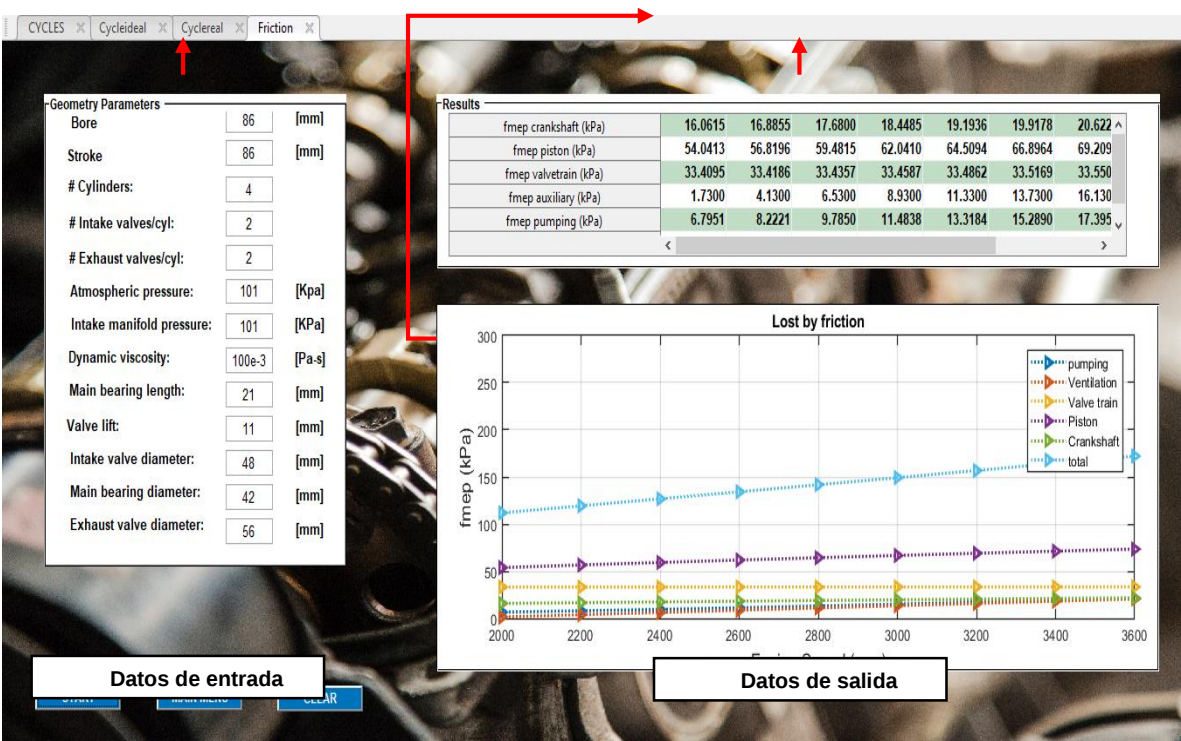
6.2.3.5 Modelo con liberación de calor finito En la figura 22 se muestra la pestaña de liberación de calor finito en el cual se presenta una tabla con parámetros de funcionamiento de un ciclo: relación de compresión, diámetro del pistón, carrera del pistón y velocidad del cigüeñal, el cual se requiere completar con unos valores de entrada. Al correr el programa este despliega dos gráficos de liberación de calor: presión vs el ángulo del cigüeñal y trabajo acumulado con pérdida de calor vs ángulo del cigüeñal como datos de salida.

Figura 22. Gráficos de liberación de calor.



6.2.3.6 Modelo con pérdidas mecánicas (friction) En la pestaña de la figura la figura 23 se muestran como datos de entrada: diámetro, carrera, número de cilindros, número de válvulas etc. Requiere saber unos valores adicionales característicos de los elementos que componen cada motor en los cuales ya están completos con unos valores predeterminados, además cada valor tiene una breve descripción al pasar sobre este. Los datos de salida se exponen en una tabla de resultados y una gráfica de: las pérdidas por fricción (bombeo, ventilación, cigüeñal, pistón y pérdidas de accesorios) variando según las revoluciones por minuto al igual que, las perdidas mecánicas totales.

Figura 23. Pestaña de fricción.



7. ANÁLISIS DE RESULTADOS

7.1 ESTUDIO PARAMÉTRICO

Para realizar el estudio paramétrico se utilizaron datos experimentales del motor del proyecto de maestría 14707 con las características consignadas en la tabla 11 (Ver capítulo 5) y tabla 16. En este estudio se usó diferentes combustibles (gasolina, gas natural y biogás al 65% de metano), empleando el software 'SIMULATION 4T ENGINE 1.0'.

Tabla 16. Características de motor.

<i>Motor combustión interna</i>	<i>BAUKER UP168 5.5 HP</i>
<i>Relación de compresión</i>	12
<i># De cilindros</i>	1
<i>Diámetro</i>	68 [mm]
<i>Carrera</i>	54 [mm]
<i>Velocidad de operación</i>	2000-3600 [RPM]

En la tabla 17 se encuentra los datos de entrada de la combustión usados en la simulación.

Tabla 17. Datos de entrada de la combustión.

<i>Motor combustión interna</i>	<i>BAUKER UP168 5.5 HP</i>
<i>Temperatura inicial (Ti)</i>	300 [K]
<i>Presión inicial (Pi)</i>	101 [kPa]
<i>Presión de escape (Pe)</i>	101 [mm]
<i>Equivalencia de radio (phi)</i>	1

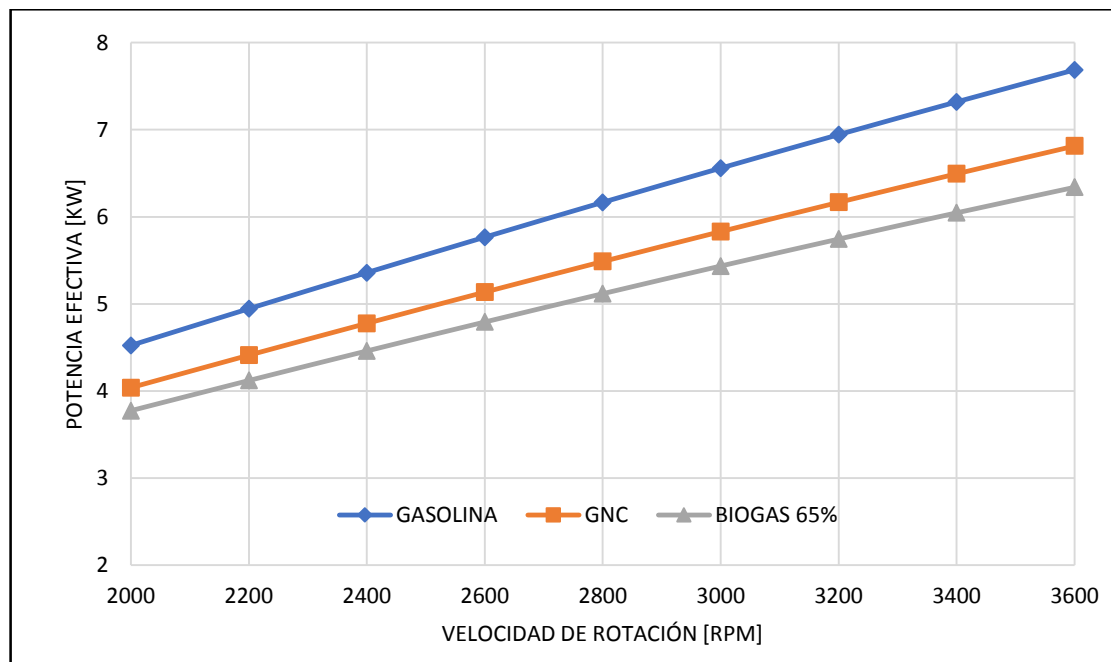
7.1.1 Efecto de la velocidad de rotación en la potencia efectiva Las pruebas fueron realizadas variando la velocidad de rotación en un rango de [2000 rpm a 3600

rpm] el cual es el rango de operación del motor. Los datos obtenidos en la simulación se encuentran en el ANEXO B.

Se obtuvo que la potencia efectiva máxima para la gasolina, gas natural y biogás (65% metano) es de 7.68 kW, 6.81 kW y 6.34 kW respectivamente, como se puede observar en la figura 24.

En el intervalo de la velocidad estudiada es posible ver que para el gas natural y el biogás hay una reducción de potencia con respecto a la gasolina debido a que estos dos gases presentan un poder calorífico inferior

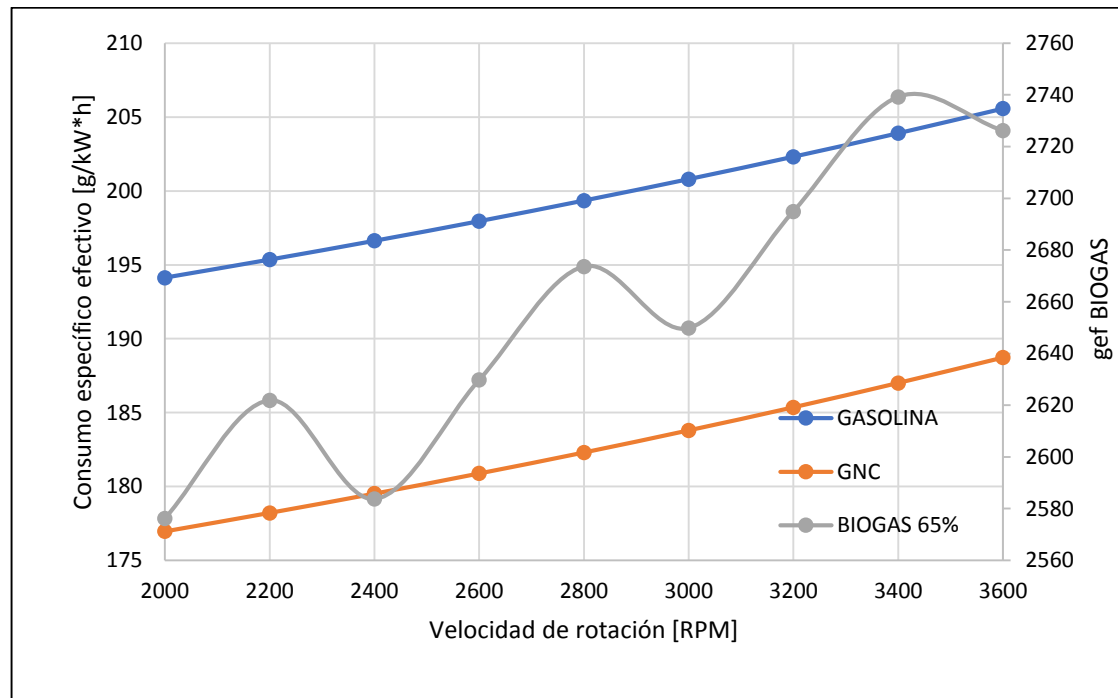
Figura 24. Efecto de la velocidad de rotación en la potencia efectiva.



7.1.2 Efecto de la velocidad de rotación en el consumo específico efectivo En la figura 25 puede notarse que el consumo específico efectivo es mayor en el biogás en todo el rango de revoluciones de funcionamiento del motor. Dado que el biogás al contener mayor porcentaje de CO₂ requiere por kW mayor cantidad de

combustible, también debido al bajo poder calorífico que tiene con respecto a los otros combustibles.

Figura 25. Efecto de la velocidad de rotación en el consumo específico efectivo.



7.2 VALIDACIÓN Y EXPERIMENTACIÓN CON LA SIMULACIÓN.

Para la validación del modelo simulado se realizó un estudio paramétrico analizando factores como: desempeño del motor(potencia), consumo de combustible y emisiones (CO_2 , CO Y O_2), con el uso de datos experimentales y simulados en la literatura.

7.2.1 Potencia indicada con gasolina y gas natural. Los datos experimentales son proporcionados en el artículo del autor DASHTI, Mehrnoosh³⁷ con un motor cuyas características están contenidas en la tabla 18.

Tabla 18. Especificaciones de motor a gasolina y gas natural.

Tipo	XU7 JP/L3
Relación de compresión	9,2
# De cilindros	4
Diámetro	83 [mm]
Carrera	81,4 [mm]
Biela	143,1 [mm]
Velocidad de operación	1500-4000 [RPM]

El autor²⁹ realiza una experimentación de un modelo cero dimensional dos zonas en la combustión de un motor alimentado con gasolina y gas natural, con esto, se logra comparar la potencia indicada con los datos simulados en “SIMULATION 4T ENGINE 1.0”, al variar la relación de equivalencia (ϕ) como se puede observar en las figuras 26 y 27.

En la figura 26 y 27 se muestra la potencia indicada al variar la relación de equivalencia (ϕ) en la experimentación realizada por DASHTI, Mehrnoosh, en donde el autor usó los datos contenidos en la tabla 18 con condiciones ambientales estándar y también se logra apreciar la variación de la potencia indicada obtenida en el proyecto investigativo en el software “SIMULATION 4T ENGINE 1.0” con las mismas condiciones y parámetros.

Al observar los dos gráficos se logra apreciar un comportamiento similar y se puede comparar el desempeño del motor en las dos simulaciones con los diferentes

³⁷ M. Dashti, A. A. Hamidi and A. A. Mozafari, A comparative study of the performance of a SI engine fuelled by natural gas as alternative fuel by thermodynamic simulation, Proc. of the ASME Internal Combustion Engine Fall Technical Conference (ICEF2009), Lucerne, Switzerland (2009).

combustibles, en las que coincide que la mayor potencia indicada está en el rango de 1 y 1,1 de la relación de equivalencia.

Figura 26. Potencia indicada con gasolina.

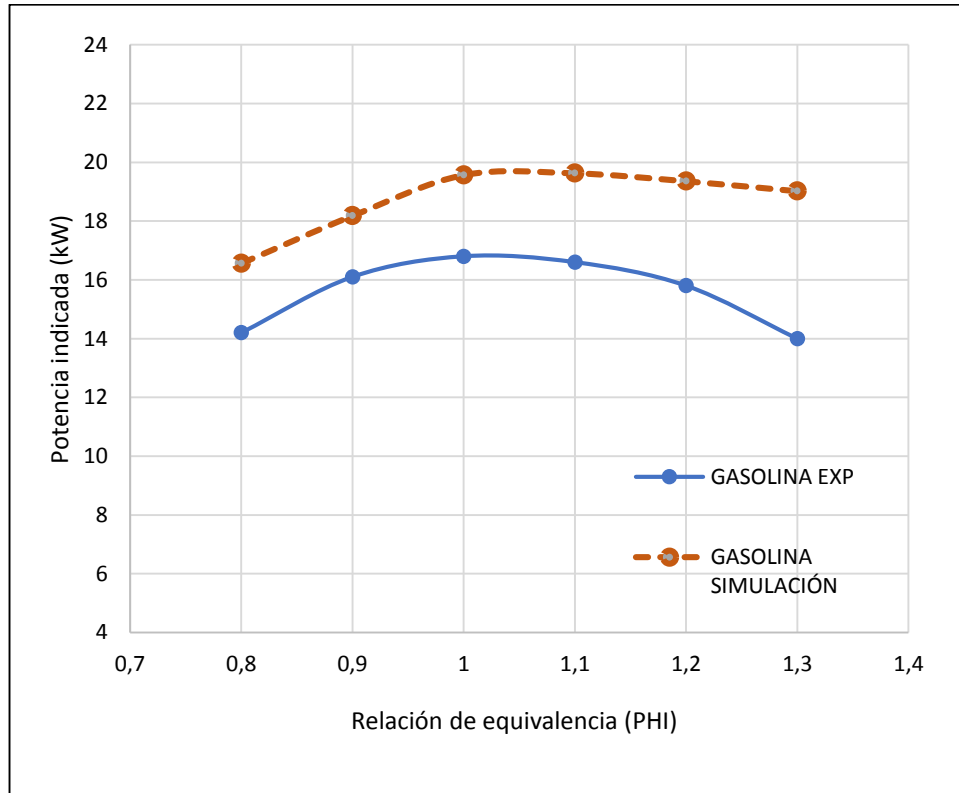
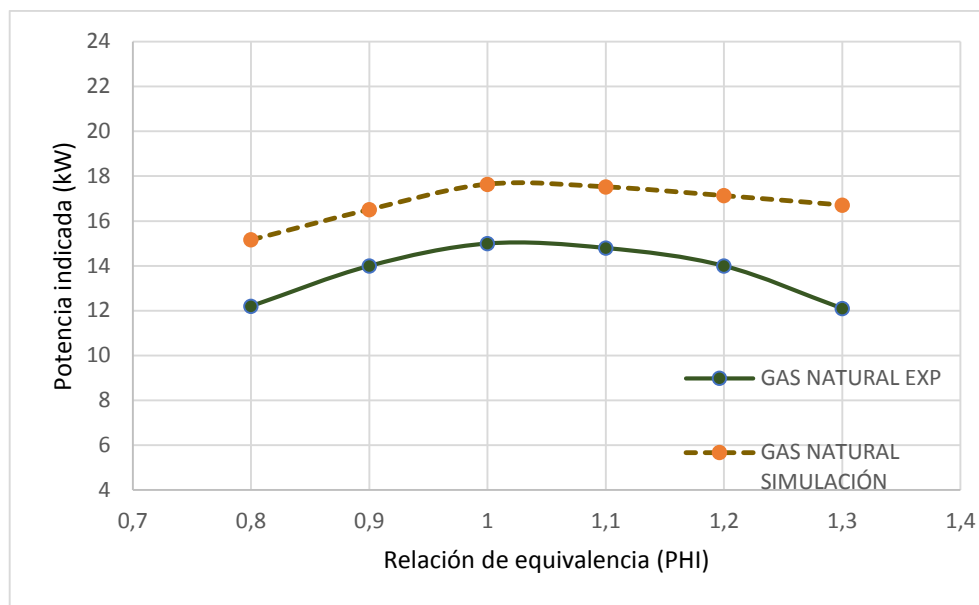


Figura 27. Potencia indicada con gas natural.



De acuerdo con la mayor potencia indicada cuando la relación de equivalencia es 1, se realiza en la tabla 19, el cálculo del error relativo con los datos obtenidos por el DASHTI, Mehrnoosh y el proyecto de investigación para cada uno de los combustibles. Dicha diferencia entre combustibles se debe a que el modelo comparado es cero dimensional de dos zonas, y además en el caso de la gasolina tiene un mayor poder calorífico en el proyecto de investigación (47,87 MJ) con respecto al utilizado en el artículo estudiado (42,28 MJ); lo cual se refleja en la figura 26 en donde los valores de potencia son mayores y para el caso de gas natural ocurre de igual manera como se observa en la figura 27.

Tabla 19. Errores relativos a potencia indicada máxima.

COMBUSTIBLE	TEORICO	SIMULADO	ERROR RELATIVO
GASOLINA	17,78	19,57	10,1%
GAS NATURAL	15,48	17,64	14%

7.2.2 Emisiones CO con gas natural. Las emisiones para el CO son datos experimentales proporcionados en el artículo del autor ZHU, Lei³⁸ con un motor de características adjuntas en la tabla 20.

Tabla 20. Especificaciones de motor a gasolina y gas natural.

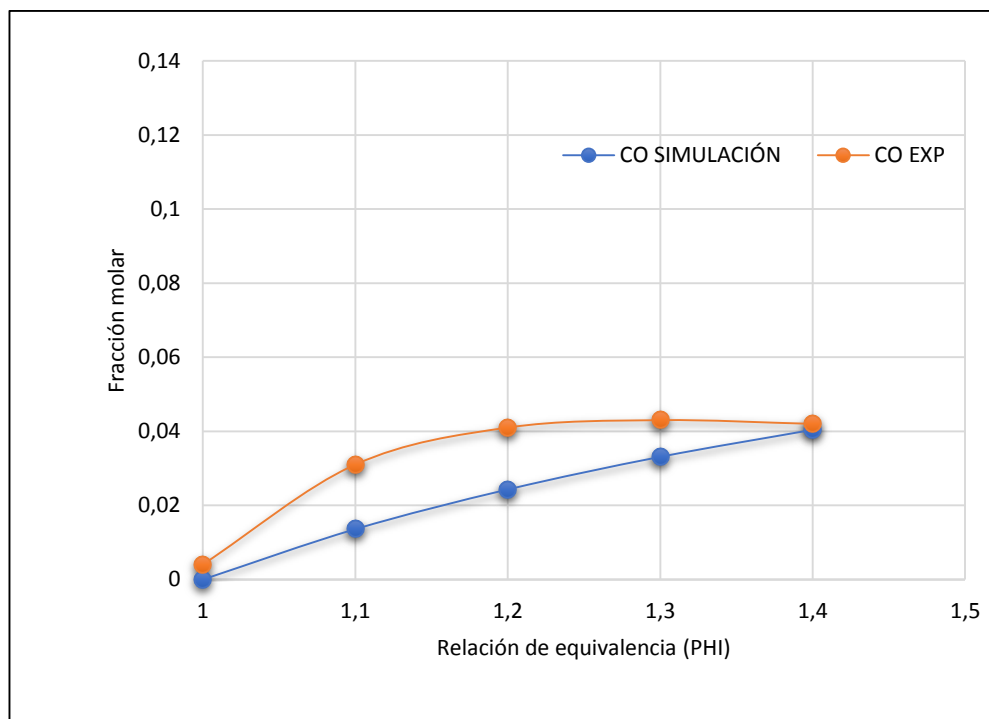
Tipo	SC5DT180Q4
Relación de compresión	11
# De cilindros	4
Diámetro	114 [mm]
Carrera	130 [mm]
Velocidad de operación	1500-4000 [RPM]

En la figura 28 se observa el comportamiento del CO experimentalmente, la cual ha sido comparada con las mismas condiciones en el software “SIMULATION 4T ENGINE 1.0”.

Como se pudo apreciar la simulación tiene una gran cercanía con la literatura lo cual permite concluir que se tiene una buena representación para el porcentaje de CO producido en el gas natural a pesar de las diferencias de metano y poder calorífico; el caso del gas natural en el proyecto de investigación tiene un mayor porcentaje de volumen de metano (100% CH₄) y un poder calorífico de 52,42 MJ con respecto al utilizado en el artículo estudiado (96% CH₄).

³⁸ ZHU, Lei; et al. In-cylinder thermochemical fuel reforming (TFR) in a spark-ignition natural gas engine. Proceedings of the combustion institute. Elsevier. Julio 2016. p. 3487-3497

Figura 28. Emisiones de CO de gas natural



7.2.3 Potencia indicada con biogás. Para validar la potencia indicada del biogás se utilizó el artículo de la revista mexicana de ingeniería química por el autor CARRERA, J.L.³⁹, en el que se usa un motor utilizando biogás con diferentes contenidos de CO₂, el cual presenta las características presentadas en la tabla 21.

Tabla 21. Características de la simulación con Biogás.

Tipo	4T Encendido por chispa
Combustible	Biogás con contenido de CO ₂ entre 10% y 40%
Relación de compresión	13
Diámetro	76,2 [mm]
Carrera	111,1 [mm]
# de cilindros	143,1 [mm]
Relación de equivalencia	1

³⁹ CARRERA E, C.H; GUZMAN V, A; ORTIZ R, O; DESIGA O; GARCIA R, M. Modelo termodinámico de una zona con relaciones para el proceso de combustión en motores alimentados con biogás. EN: Ingeniería química. Enero- mayo, 2013. Vol. 12, no. 3, P. 649-660.

Velocidad de operación	2000 [RPM]
Temperatura Inicial	303 [K]
Presión Inicial	1 [atm]

El autor³¹ realiza una experimentación de un motor alimentado con biogás variando el contenido de CO₂ de 10% a 40%. Utilizando este artículo como fundamento teórico se puede comparar la potencia indicada con las características de la simulación obtenida a través del software “SIMULATION 4T ENGINE 1.0”, a diferentes composiciones de biogás como se puede observar en las figuras 29.

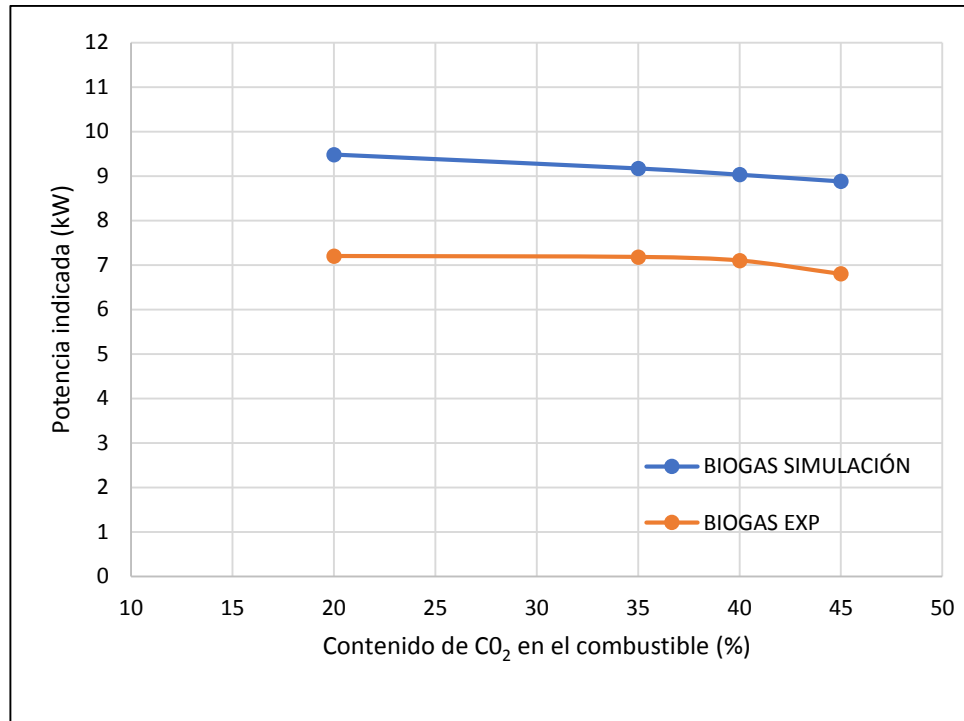
En la figura 29 se puede observar que a medida que aumenta el contenido de CO₂ en el combustible disminuye la potencia indicada debido a que el poder calorífico del combustible disminuye con el aumento de CO₂ por lo tanto hay menos energía disponible en la combustión.

En la figura 29 se analiza también la potencia indicada simulada y se logra observar que sigue la misma tendencia como el artículo estudiado. Sin embargo, la potencia en la simulación es más alta ya que no se conocen las condiciones ambientales de operación lo cual se asumió que fueron a condiciones estándar.

Otro motivo de la diferencia de potencia de la literatura y la simulación se debe a que el poder calorífico del biogás no es un valor estándar con respecto al contenido de dióxido de carbono lo cual es un valor que cambia con las condiciones ambientales, el tipo de biodigestor y tipo de desechos orgánicos. En este proyecto el poder calorífico se determinó de datos experimentales realizados por el autor MANTILLA, Juan.⁴⁰

⁴⁰ MANTILLA G, Juan Miguel; AGUIRRE J, Borys Javier; SARMIENTO P, Luis Andrés. Evaluación experimental de un motor de encendido por chispa que utiliza biogás como combustible. EN: Ingeniería e investigación. Agosto, 2008. Vol.28, no. 2. P. 131-141.

Figura 29. Potencia indicada con variación de CO₂ en el Biogás.



7.2.4 Emisiones (O₂) con biogás. Para las emisiones de CO y O₂ se utilizó la información suministrada por el autor MOKRANE, C⁴¹, de un motor utilizando biogás con las características contenidas en la tabla 22.

Tabla 22. Simulación con biogás para las emisiones CO y O₂.

Tipo	4T Encendido por chispa
Combustible	Biogás
Relación de compresión	6,23
Carrera	80 [mm]
# de cilindros	1
Relación de equivalencia	0,9
Velocidad de operación	1500 [RPM]
Temperatura Inicial	300 [K]
Presión Inicial	1 [atm]

⁴¹MOKRANE, C; ADOUANE, B y BENZAOU, A. Composition and Stoichiometry Effects of Biogas as Fuel in Spark Ignition Engine. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering. Marzo 2018. ISSN : 2120-1606. P. 5036-5052.

El autor³⁴ realiza el estudio en un motor de combustión interna de la composición y estequiometría de biogás con diferentes composiciones variando la relación de equivalencia, por lo tanto, este artículo se utiliza como fundamento teórico para comparar las emisiones de O_2 con el simulado en la investigación. La figura 30 representa la fracción molar del O_2 en la literatura y la figura 30 el simulado en la investigación.

Figura 30. Emisiones de O_2 para Biogás teóricos

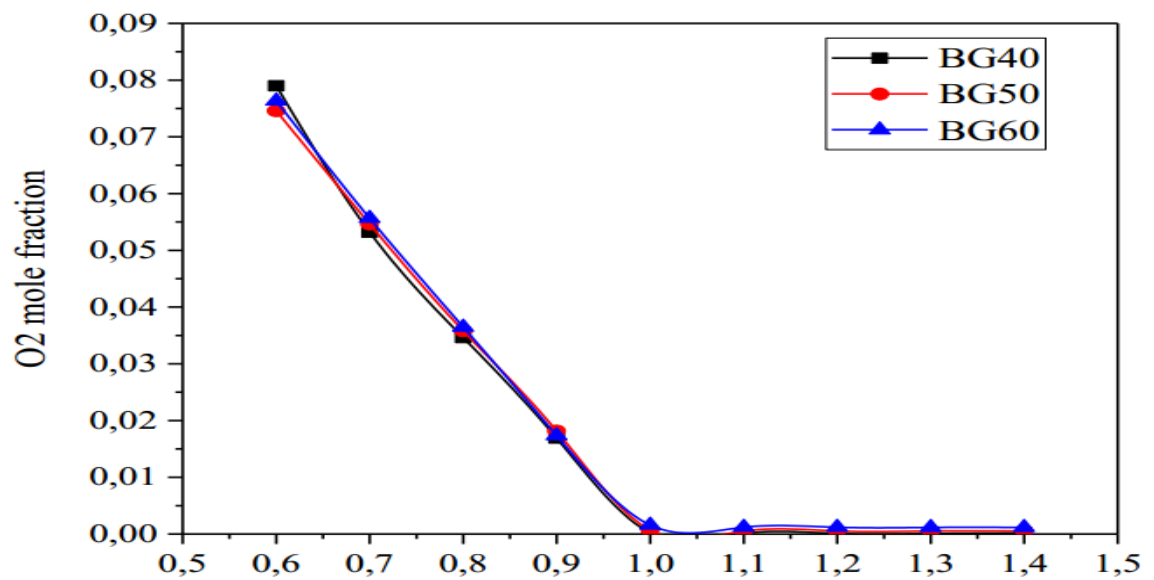
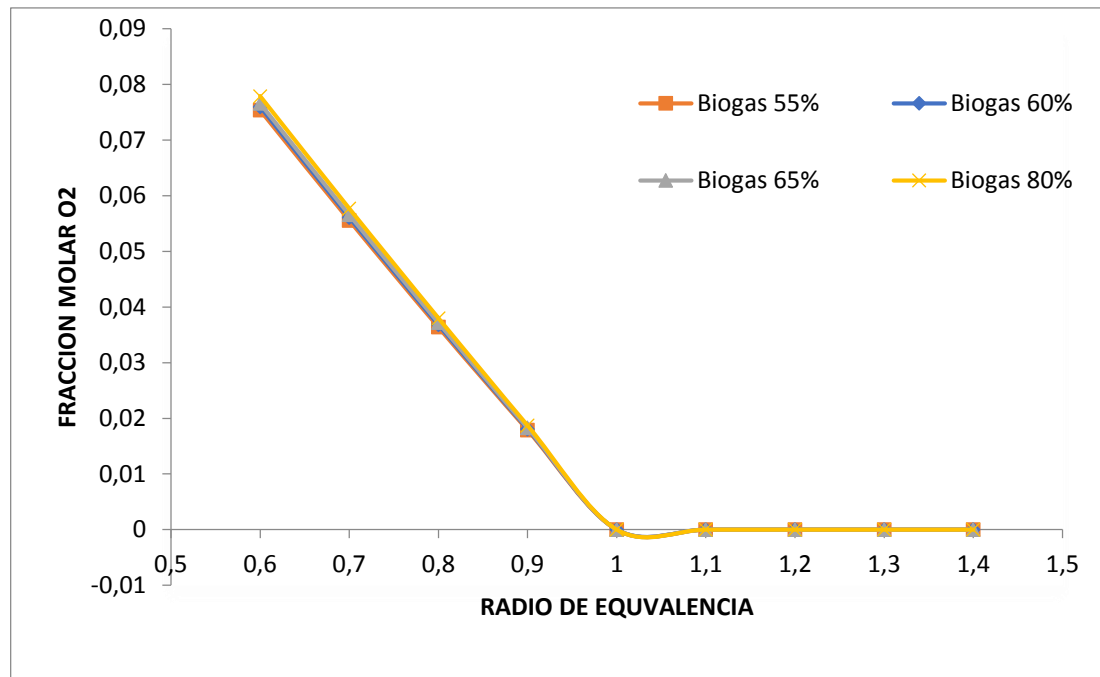


Figura 31. Emisiones de O₂ para Biogás simulados.



En la figura 30 y 31 se muestra el comportamiento del O₂ con respecto a la variación de equivalencia de combustible simulado y se puede notar que el contenido de O₂ en los gases de escape es inversamente proporcional a la relación de equivalencia teniendo en cuenta que, a mayor relación de equivalencia la mezcla es más rica en combustible, lo cual todo el O₂ se quema casi por completo, por esta razón cuando la relación de equivalencia es mayor a uno el porcentaje de oxígeno tiende a cero. Si el comportamiento es inverso con una mezcla pobre en combustible, parte del O₂ no reacciona y por la ley de la conservación de la masa este saldría por los gases de escape.

Las figuras 30 y 31 permiten concluir que el comportamiento simulado y el teórico es aproximadamente igual a pesar de que se está variando la concentración del biogás bajo las mismas condiciones de trabajo.

7.2.5 Perdidas mecánicas. En el ANEXO C se encuentran las pruebas y el procedimiento realizados, en un motor de combustión interna, el cual se llevaron a cabo en la universidad Pontificia Bolivariana ubicada en la ciudad de Bucaramanga (Colombia) en el mes de diciembre de 2018, bajo condiciones ambientales (26 °C, 101 Kpa, 65 HR). Las características del motor de combustión interna en el cual se realizaron las pruebas se pueden observar en la tabla 16.

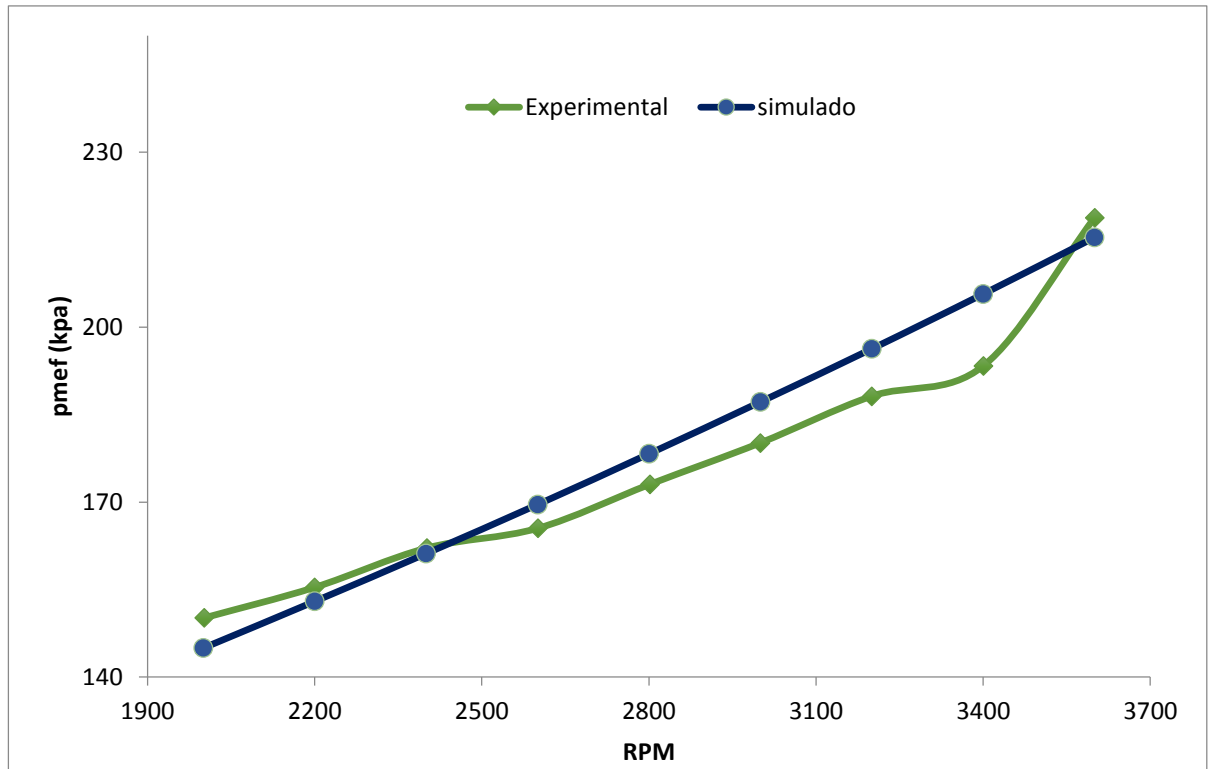
En la tabla 23 se observan los resultados obtenidos experimentalmente y los obtenidos en la simulación de la presión media efectiva por fricción, al variar la velocidad del motor en un rango de 2000 y 3600 revoluciones por minuto.

Tabla 23. Resultados de pruebas experimentales y simulados

EXPERIMENTAL		SIMULADO		Error
RPM	fmep (kpa)	RPM	fmep(kpa)	%
3600	218,7763	3600	215,4	1,567476
3400	193,3676	3400	205,7	5,995331
3200	188,1601	3200	196,3	4,146683
3000	180,154	3000	187,2	3,763879
2800	173,0434	2800	178,3	2,948202
2600	165,5176	2600	169,6	2,407079
2400	162,1305	2400	161,2	0,577253
2200	155,3835	2200	153	1,557862
2000	150,1522	2000	145	3,553234

En la figura 32 se puede observar que las perdidas por fricción simulado son mayores a las perdidas experimentales, debido a que la simulación no tiene en cuenta el estado funcional de algunos elementos del motor (rodamientos, válvulas, anillos, pasadores y entre otros elementos). Teniendo en cuenta que estos cambian con el tiempo de trabajo, ocasionando el aumento o disminución de la fricción.

Figura 32. Comportamiento de fmep vs velocidad de rotación



Un aspecto importante al analizar la figura 32 se debe a que la viscosidad del aceite no se mantiene constante, cambia relativamente con la temperatura y a los cambios de velocidad del motor. Por disponibilidad de los equipos no se pudo medir la presión en el colector de admisión al igual que la viscosidad del aceite por este motivo, se tomaron los datos en el modelo de FERGUSON y KIRKPATRICK⁴². Todas estas discrepancias llevan a errores en la comparación de los resultados obtenidos. Por último, se puede observar que a lo largo de la validación el software es una buena aproximación de predicción del comportamiento de un motor de combustión interna.

⁴² FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines: Applied thermosciences. Third edition. Colorado: John Wiley & Sons, 2016.

8. CONCLUSIONES

De los modelos descritos por FERGUSON y KIRTPATRICK se revisaron 4 modelos cero dimensionales de primera ley y segunda ley: El modelo de adición de calor a volumen constante, modelo termodinámico del ciclo de un motor de 4T con base a la relación aire-combustible, modelo de ciclo Otto de 4T con pérdidas de masa y calor, modelo para la combustión y 3 modelos cero dimensionales: Modelo de liberación de calor finito, temperatura de llama adiabática y el modelo de perdidas mecánicas. El modelo de para la combustión al igual que, el modelo de pérdidas mecánicas se modificó para ser adaptados a combustibles gaseosos (gas natural y biogás).

Los modelos termodinámicos estudiados por Ferguson y Kirkpatrick se lograron implementar en la interfaz gráfica “Simula motor de 4T 1.0”, convirtiéndose en una herramienta muy importante para el análisis y comportamiento de motores 4T de combustión interna de ignición por chispa con resultados rápidos y confiables. El manejo de este software es bastante pedagógico y fue realizado en idioma inglés para contribuir a la motivación del aprendizaje de un segundo idioma.

Los modelos termodinámicos descritos por Ferguson y Kirkpatrick, adaptados a combustibles gaseosos es bastante confiable teniendo en cuenta que el comportamiento y el porcentaje de error con respecto a la literatura existentes son aceptables. En la validación del modelo de perdidas mecánicas se pudo observar un porcentaje de error de 0,5% a 6%, también se logró demostrar en la validación del modelo del ciclo real Otto que la potencia indicada es muy cercana a la real con las pruebas experimentales realizadas por DASHTI, Mehrnoosh en donde se evidencio un porcentaje de error del 10 al 14%.

9. RECOMENDACIONES

El software está diseñado a ciertas concentraciones de dióxido de carbono en el biogás, se recomienda modificar este programa a diversas concentraciones ya que, dependiendo del tipo de biodigestor, condiciones ambientales, cantidad y tipo de desechos biodegradables utilizados el biogás cambia su concentración.

Diseñar y construir un banco de pruebas para calcular la presión de entrada al colector al igual obtener equipos confiables para medir el comportamiento de la viscosidad del aceite, temperatura con relación a la velocidad del motor y tiempo de trabajo instantáneo del motor. Estos resultados serían más confiables a la hora de la validación de los modelos matemáticos utilizados.

10. APORTES

Con esta investigación se contribuye a la predicción del desempeño, funcionamiento y la emisión de gases de los motores de combustión interna utilizados en la agroindustria. Con los modelos diseñados se puede tener un punto de referencia para el diseño de un sistema, si el motor y la concentración de CO₂ en el biocombustible utilizado, cumplen con las exigencias y parámetros mínimos que necesita el sistema para realizar el trabajo requerido.

BIBLIOGRAFÍA

AGUSTIN. Combustibles líquidos. [En línea]. Ecología hoy. 2011. (Recuperado en 28 octubre 2018). Disponible en: <https://www.ecologiahoy.com/combustibles-liquidos>

ALLER, Diana. El motor de 4 tiempos. [En línea]. Blogspot. 2015. (Recuperado en 25 de septiembre 2018). Disponible en: <http://lo-dice-diana-aller.blogspot.com/2015/10/el-motor-de-4-tiempos.html>

ARANGO, Jorge edwardo; SIERRA, Favio Emiro; SILVA, Vladimir. Análisis exploratorio de investigaciones sobre los motores de combustión interna que trabajan con biogás. En: Revisión. Enero-marzo, 2014. vol.18, no.3,. P. 152-156.

ARIAS, Ramón. VELAZQUEZ, Gerardo. Motores alternativos. Madrid: Grupo editorial Garceta, 2014.p. 62-63.(ciclos reales)

CASTAÑEDA, Luisamnys., et al. Análisis de criticidad en motores generadores de combustión interna. [En línea]. Universidad Nororiental privada Gran Mariscal de Ayacucho. Facultad de ingeniería, 2015. (Recuperado en 15 septiembre 2018). Disponible en: <http://mot0resdecombustioninterna.blogspot.com.co/2015/06/analisis-de-criticidad-en-motores.html>

CERCOS,Nevot. Fundamentos del control de mezcla. [En línea]. (Recuperado en 29 octubre 2018). Disponible en: <https://www.tdx.cat/bitstream/handle>.

ECOPETROL. ¿Qué es gas natural? [En línea]. Ecopetrol. 2014. (Recuperado en 1 noviembre 2018). Disponible en : https://www.ecopetrol.com.co/wps/portal/es/ecopetrol-web/productos-y-servicios/productos/gas-natural/Informaci%C3%B3n%20General/que-es-el-gasnatural/%21ut/p/z0/04_Sj9CPykssy0xPLMnMz0vMAfljo8ziLQIMHd09DQy9DZwt3QwcjTwsQxw9g4I8nlz0C7ldFQEONbdQ/

ENERGÍA ESTRATEGICA. Irena confirma que el crecimiento de las renovables en el mundo es imparable. [En línea]. Energía estratégica. 2018. (Recuperado en 30 septiembre 2018). Disponible en: <http://www.energiaestrategica.com/irena-confirma-que-el-crecimiento-de-las-renovables-en-el-mundo-es-imparable/>

ESCOBEDO, Carrera; et al. Modelo termodinámico de una zona con relaciones para el proceso de combustión en motores alimentados con biogás. Revista mexicana de ingeniería química. 2013. P.649-660.

FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines: Applied thermosciences. Third edition. Colorado: John Wiley & Sons, 2016.

FIGUEROA, S., SIMON, J., y ARAQUE M. Problemas de motores de combustión interna. Mérida, 2003. Universidad de los Andes. Escuela de Ingeniería mecánica.

GASOPEDIA. Composición química del gas natural. (Recuperado en 30 octubre 2018). Disponible en: <https://www.gasopedia.net/2018/04/composicion-quimica-del-gas-natural.html>

GONZÁLEZ, Caridad., GARZA, Rosario., PÉREZ, Eduardo. Enfoque híbrido simulación-proceso analítico jerárquico: caso de estudio del rediseño de un restaurante. [Base de datos en línea]. Junio de 2014. Revista de métodos

cuantitativos para la economía y la empresa. (Recuperado en 20 junio 2018). Disponible en: <http://www.upo.es/RevMetCuant/art.php?id=87>

GREEN, Stay. Various Facts About Fossil Fuels. [En línea]. Conserve Energy Future.2018. (Recuperado en 30 septiembre 2018). Disponible en: <https://www.conserve-energy-future.com/various-fossil-fuels-facts.php>

Jennifert. Comparación de un ciclo ideal y un ciclo real. [En línea]. Wordpress. (Recuperado en 15 de octubre 2018). Disponible en: <https://jennifert1015.wordpress.com/comparacion-de-un-ciclo-ideal-y-un-ciclo-real/>

MADRIÑAN, Santiago. Estudio de la eficiencia del ciclo de un motor de encendido Por chispa de 5 tiempos. Trabajo de grado Magister en Ingeniería Mecánica. Bogotá D.C.: Universidad Nacional de Colombia. Facultad de Ingeniería Mecánica, 2015. 222 pp.

PAYRI, F y DESANTES, J. Motores de combustión interna alternativos. Barcelona: Editorial Reverte, 2011. p. 21-89, 746-747.

PEÑA, Carlos. Características y ciclos de los motores de combustión. [En línea]. Slideshare. 2015. (Recuperado en 23 octubre 2018) <https://es.slideshare.net/cargaspemu/caractersticas-y-ciclos-de-motores-de-combustin>

QUIROGA MARTINEZ, Borja. La electricidad frente al combustible: principales problemas del uso de combustibles fósiles. [Base de datos en línea]. Septiembre 9 de 2017. Revista Twenergy sobre eficiencia energética y el desarrollo sostenible. (Recuperado en 10 junio 2018). Disponible en: <https://twenergy.com/a/la-electricidad-frente-al-combustible-2734>

RAFAEL, M y HERNANDEZ, A. Caracterización de un motor de combustión interna con dos tipos de combustible. Querétaro: Instituto mexicano de transporte, 2014. p. 20-21.

RAJPUT, R K. Ingeniería termodinámica. México: Cengage learning, 2011. p. 955

RIESCO AVILA, José Manuel; MARTINEZ MARTINEZ, Simón. Análisis de modelos para motores de combustión interna. Memorias del XIX congreso internacional anual de la somim [en línea]. México: 2013. P. 2. Consultado el 17 de septiembre de 2018, 4:45 p.m. Disponible en internet: <http://somim.org.mx/memorias/memorias2013/pdfs/A5/A5_316.pdf>

THE GUARDIAN. Good news about renewables: but the heat is still on to cut fossil fuel use. [Base de datos en línea]. Septiembre 25 de 2018. Revista the guardian of business leader. (Recuperado en 15 junio 2018). Disponible en: <https://www.theguardian.com/environment/2018/mar/25/renewables-good-news-heat-on-cut-fossil-fuel-use>

VASCO, Oscar; RAMIREZ, Margarita; GÓMEZ, Julián. Aplicación de modelos matemáticos en curvas de ruptura de contaminantes del biogás. EN: Biotecnología. Enero, 2016. Vol.29, no. 1,. P. 82-85.

ANEXOS

ANEXO A. Ecuaciones y constantes de perdidas por fricción.

Coeficientes de fricción	Descripción
ccb	Cojinetes de cigüeñal
ccs	Sellos del cigüeñal
cpb	Cojinetes del pistón
cps	Sellos del pistón
cpr	Paquete de anillos del pistón
cvb	Rodamientos del árbol de levas
cvh	Hidrodinámica oscilante
cvm	Mezclado oscilante
cvs	Focas
cvf	Seguidor de la leva plana
cvr	Seguidor de la leva de rodillo
c1o,c2o,c3o	Bombeo de aceite
c1w, c2w,c3w	Bombeo de agua
c1f, c2f,c3f	Inyección de combustible
civ	Válvula de entrada ($kp.s^2/m^2$)
cev	Válvula de salida ($kp.s^2/m^2$)

Fmep en el cigüeñal

Se tiene que:

$$Up = \frac{2.N.s}{60} \left(\frac{mm}{s} \right) \quad (1)$$

$$nb = nc + 1 \quad (2)$$

$$nv = (niv + nev).nc \quad (3)$$

Donde:

Up es la velocidad del pistón

nv numero de cojinetes del cigüeñal principal

nv es el número de válvulas totales

$$fmep_{cojinetes(c)} = \frac{ccb.nb.N^{0.6}db^3lb}{cn.b^2s} \quad (4)$$

$$fmep_{sellos(c)} = \frac{ccs.db}{cn.b^2s} \quad (5)$$

$$fmep_{cigüeñal} = fmep_{cojinetes} + fmep_{sellos} \quad (6)$$

Fmep el conjunto pistón

$$fmep_{cojinetes(p)} = \frac{cpb.nb.N^{0.6}db^3lb}{cn.b^2s} \quad (7)$$

$$fmep_{sellos(p)} = \frac{cps.Up^{0.5}}{b} \quad (8)$$

$$fmep_{anillos(p)} = \frac{cpr.Up^{0.5}}{b^2} \quad (9)$$

$$fmep_{piston} = fmep_{cojinetes(p)} + fmep_{sellos(p)} \quad (10)$$

Fmep en el tren de válvulas

$$fmep_{cojinetes(v)} = \frac{cvb.nb.N^{0.6}}{cn.b^2s} \quad (11)$$

$$fmep_{hidro-oscil(v)} = \frac{cvh.nv.lv^{1.5}N^{0.5}}{cn.b^2s} \quad (12)$$

$$fmep_{seguidor-oscila(v)} = cvm \left(2 + \frac{10}{5+mu*N} \right) \frac{lv.nv}{nc.s} \quad (13)$$

$$fmep_{sellos(v)} = cv \quad (14)$$

La presión media efectiva por fricción en el tren de válvulas se obtiene de la suma de las ecuaciones de la (77) a la (80)

Fmep de bombeo

La caída de presión entre la entrada y el colector se define como:

$$\Delta p_{is} = p_a - p_{in} \quad (19)$$

La caída de presión a través de las válvulas de admisión está dada por:

$$\Delta p_{iv} = c_{iv} \left(\frac{p_{in}}{p_a} \frac{U_p \cdot b^2}{n_{iv} \cdot d_{iv}^2 \cdot 1000} \right)^2 \quad (20)$$

La caída de presión a través de la válvula de escape está dada por:

$$\Delta p_{ev} = c_{iv} \left(\frac{p_{in}}{p_a} \frac{U_p \cdot b^2}{n_{ev} \cdot d_{ev}^2 \cdot 1000} \right)^2 \quad (21)$$

A diferencia de presiones en el sistema de escape se deduce de la siguiente manera.

$$\Delta p_{es} = c_{iv} \left(\frac{p_{in}}{p_a} \frac{U_p \cdot b^2}{1000} \right)^2 \quad (22)$$

$$f_{mep_{bombeo}} = \Delta p_{is} + \Delta p_{iv} + \Delta p_{ev} + \Delta p_{es} \quad (23)$$

La presión media efectiva por fricción total es la suma de todas las presiones antes calculadas teniendo en cuenta los diferentes sistemas y elementos del motor de combustión interna

ANEXO B. Pruebas fueron realizadas variando la velocidad de rotación en un rango de [2000 rpm a 3600 rpm].

GASOLINA						
N	Potencia Indicada	Potencia de fricción	Potencia efectiva		Flujo de combustible	Consumo específico efectivo
RPM	Kw	Kw	Kw	HP	kg/s	g/Kw*h
2000	4,9464	0,4252	4,5212	3,3728	2,44E-04	194,1329865
2200	5,4410	0,4988	4,9422	3,6869	2,68E-04	195,355105
2400	5,9357	0,5791	5,3566	3,9960	2,93E-04	196,6269649
2600	6,4303	0,6663	5,7640	4,2999	3,17E-04	197,9562804
2800	6,9249	0,7608	6,1641	4,5984	3,41E-04	199,3517302
3000	7,4196	0,8629	6,5567	4,8913	3,66E-04	200,8010127
3200	7,9142	0,9729	6,9413	5,1782	3,90E-04	202,3194502
3400	8,4089	1,0913	7,3176	5,4589	4,14E-04	203,9094785
3600	8,9035	1,2182	7,6853	5,7332	4,39E-04	205,5737577

GAS NATURAL						
N	Potencia Indicada	Potencia de fricción	Potencia efectiva		Flujo de combustible	Consumo específico efectivo
RPM	Kw	Kw	Kw	HP	kg/s	g/Kw*h
2000	4,4623	0,4252	4,0371	3,0117	1,98E-04	176,9632237
2200	4,9085	0,4988	4,4097	3,2896	2,18E-04	178,2162052
2400	5,3547	0,5791	4,7756	3,5626	2,38E-04	179,5175475
2600	5,8009	0,6663	5,1346	3,8304	2,58E-04	180,8834184
2800	6,2472	0,7608	5,4864	4,0929	2,78E-04	182,3031496
3000	6,6934	0,8629	5,8305	4,3496	2,98E-04	183,8003602
3200	7,1396	0,9729	6,1667	4,6004	3,18E-04	185,3620251
3400	7,5858	1,0913	6,4945	4,8449	3,37E-04	187,0093156
3600	8,0321	1,2182	6,8139	5,0832	3,57E-04	188,7253996

BIOGAS 65%						
N	Potencia Indicada	Potencia de fricción	Potencia efectiva		Flujo de combustible	Consumo específico efectivo
RPM	kW	kW	kW	HP	kg/s	g/Kw*h
2000	4,1981	0,4252	3,7729	2,8146	2,70E-03	2576,260764
2200	4,6180	0,4988	4,1192	3,0729	3,00E-03	2621,868324
2400	5,0378	0,5791	4,4587	3,3262	3,20E-03	2583,712741
2600	5,4576	0,6663	4,7913	3,5743	3,50E-03	2629,766452
2800	5,8774	0,7608	5,1166	3,8170	3,80E-03	2673,650471
3000	6,2972	0,8629	5,4343	4,0540	4,00E-03	2649,835305
3200	6,7170	0,9729	5,7441	4,2851	4,30E-03	2694,939155
3400	7,1368	1,0913	6,0455	4,5099	4,60E-03	2739,227525
3600	7,5567	1,2182	6,3385	4,7285	4,80E-03	2726,19705

ANEXO C. Montaje experimental de pérdidas de fricción por ventilación

La fricción en un motor se divide en tres componentes principales: fricción mecánica, trabajo de bombeo, trabajo de accesorios y el trabajo de sistemas auxiliares. La fricción mecánica incluye las partes móviles internas (cigüeñal pistón anillos y tren de válvulas). El trabajo de bombeo la energía que se gasta para introducir la mezcla aire combustible en la carrera de admisión y expulsar los gases producto de la combustión durante la carrera de escape y el trabajo de accesorios es la energía consumida por la bomba de aceite, agua y combustible, el alternador y un ventilador.

Para la medición de las perdidas por fricción se puede medir analíticamente utilizando coeficientes de fricción que fueron calculados de muchos experimentos para los elementos involucrados en la fricción del motor, como lo recomienda FERGUSON⁴³; haciendo pruebas experimentales con un motor de combustión interna acoplado a un motor de corriente alterna.

En la figura 33 se evidencia las mediciones de los elementos móviles involucrados con la pérdida de potencia por fricción en un motor de combustión interna como rodamientos, pistón, válvulas, levantamiento de válvulas y entre otros elementos. En la medición se utilizó un calibrador Pie de rey marca Mitutoyo y un indicador de Cuadrante de 0.01 mm X 10 mm marca Mitutoyo para medir el levantamiento de las válvulas. Estos equipos están previamente calibrados según la norma de la Comisión Europea.

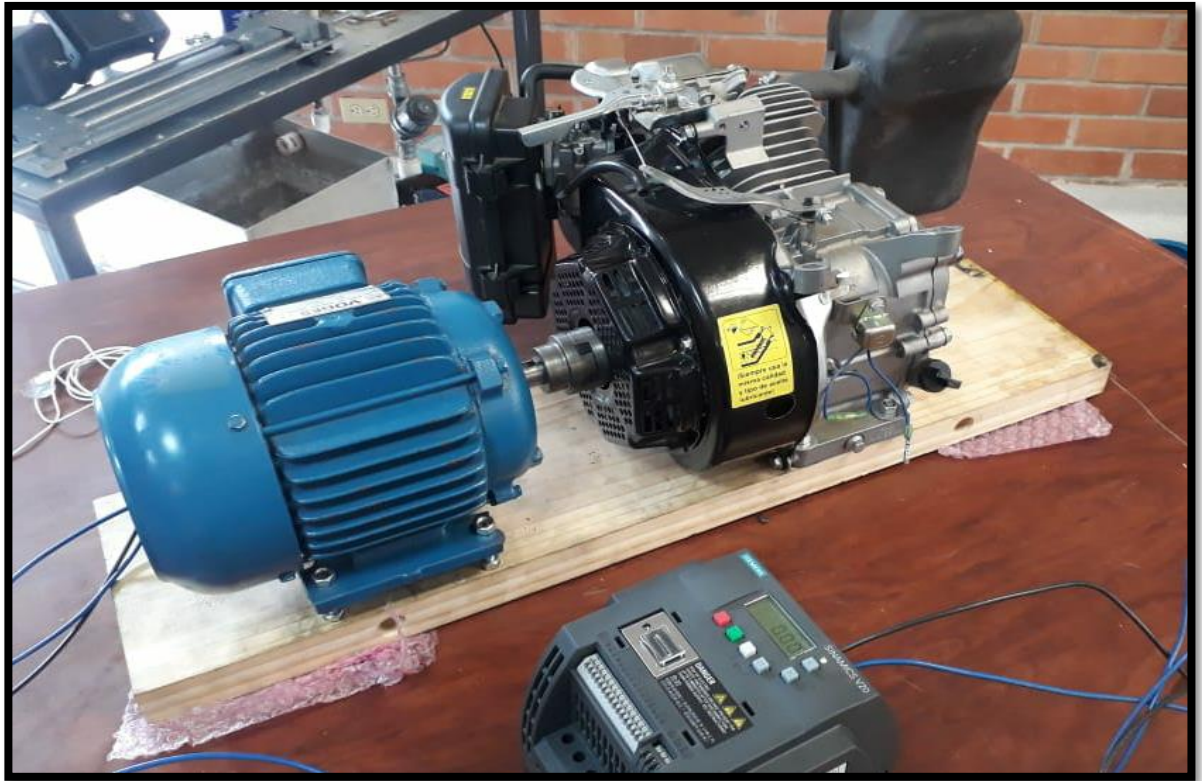
⁴³ FERGUSON, Colin y KIRKPATRICK, Allan. Internal Combustion Engines: Applied thermosciences. Third edition. Colorado: John Wiley & Sons, 2016.

Figura 33. Mediciones de las partes del motor



Posteriormente en la figura 34 se puede observar el montaje experimental de la prueba de fricción en donde se encuentra acoplado el motor eléctrico de inducción trifásico a el motor de combustión interna de ignición por chispa, previamente el motor eléctrico está conectado al variador de velocidad que es alimentado por una fuente de corriente alterna a 220 V.

Figura 34. Montaje experimental utilizado en la prueba de fricción



Después de tener el montaje se operó el motor eléctrico, sin carga en el eje, para determinar la potencia consumida por el variador de velocidad y las pérdidas por ventilación y fricción propias del motor eléctrico. Seguidamente, se acopló al motor de combustión y el variador de frecuencia permite ajustar la velocidad del motor eléctrico, a valores fijos de velocidad, teniendo en cuenta que la velocidad de rotación cambia a diferentes cargas en el eje. También se utilizó un medidor de potencia Eastrom SDM230 el cual registra el voltaje, la corriente y la potencia activa,

La fricción del motor se determina calculando la diferencia entre la potencia Activa consumida por el sistema con el motor acoplado vs la potencia consumida por el motor accionado con el eje libre.

En la figura 35 se muestra la medición de las lecturas de temperatura de operación del aceite al igual que la temperatura ambiente y la humedad relativa utilizando un Termo higrómetro digital de sonda HTC-2A previamente calibrado según la norma de la Comisión Europea.

Figura 35. Medición de la temperatura del aceite lubricante.



En la figura 36 se muestra la medición de la velocidad del motor eléctrico utilizando un tacómetro digital laser marca Steren calibrado según la comisión europea. Por medio del variador de velocidad se ajusta la frecuencia eléctrica para obtener la velocidad correspondiente para cierto rango de valores.

Figura 36. Medición de velocidad del motor eléctrico.



Se llevó el equipo de medición a condiciones de operación estables a 3600 rpm, temperatura de trabajo del aceite a 57 °C al igual que los valores de corriente y voltaje se estabilizarán.

Descripción de equipos utilizados.

- Variador de frecuencia.

El motor eléctrico de inducción trifásico se considera una maquina eléctrica ya que genera un par mecánico por medio de un par electromagnético que se logra a partir de la interacción de los conductores en el que circula la corriente eléctrica y se encuentran inmersos a un campo magnético rotatorio. Este motor tiene la

característica el poder modificarle la velocidad de rotación variando la frecuencia de alimentación en el estator.⁴⁴

La potencia eléctrica en una carga dada está relacionada con el factor de potencia del motor que involucra la potencia activa, reactiva y la potencia aparente es la suma fasorial de estas dos. La potencia reactiva es la energía que se disipa en cargas inductivas y capacitivas y la potencia promedio o activa es la energía consumida en las cargas mecánicas y la energía útil disponible en el eje del motor.⁴⁵

Motor de inducción Trifásico. Marca VOGES

Marca SIEMENS.
Modelo SINAMICS V20
Entrada: 1 ϕ (Monofásico), AC 200-240V +/- 10%, 19.7A 50/60Hz.
Salida: 0-Voltaje de entrada, 7.8A, 0-550hz.
Potencia 2hp(1.5kW)
220Vac / 5,4 Amp
3445 rpm 60hz
Eficiencia:81%.
Cos ϕ 0.88

Medidor tacómetro laser de foto digital de mano (RPM).

Display de 5 dígitos grandes
Rango 2.5 – 99999 RPM
Resolución 0.1 RPM (2.5 – 99,999 RPM)
Precisión +/- 0.05%

⁴⁴PONCE, Pedro; SAMPE, Javier. Maquinas eléctricas y técnicas de control. México: Alfaomega, 2008. 222 p. ISBN 970-15-1312-5.

⁴⁵CHARLES, Alexander. Circuitos eléctricos. México: MCGRAW-HILL, 2002. 986 p. ISBN 970-10-3457-0.

Medidor de potencia Eastrom SDM230 .

Consumo < 2W

Corriente 100A

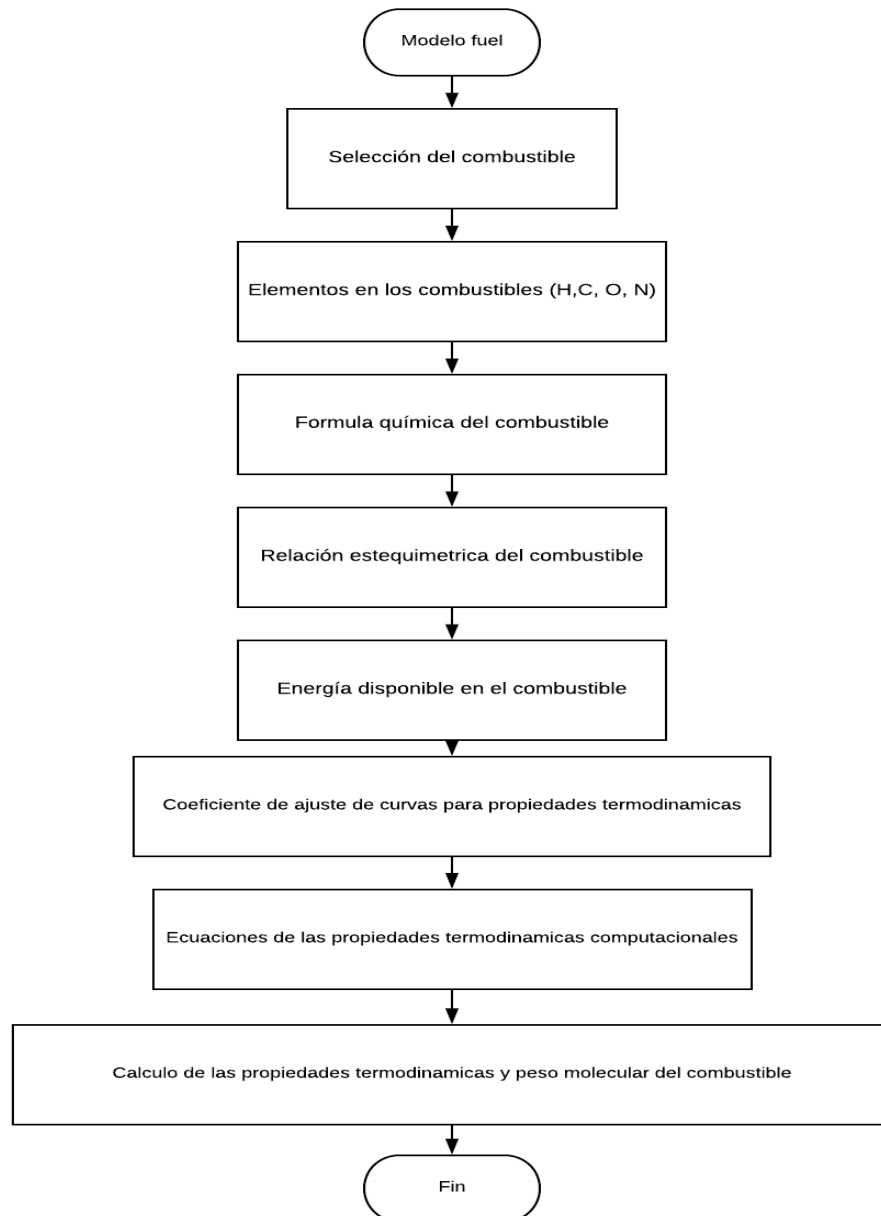
Pantalla retroiluminada y 2 botones (scroll, set)

2 salidas de pulsos (Pulse1 es configurable)

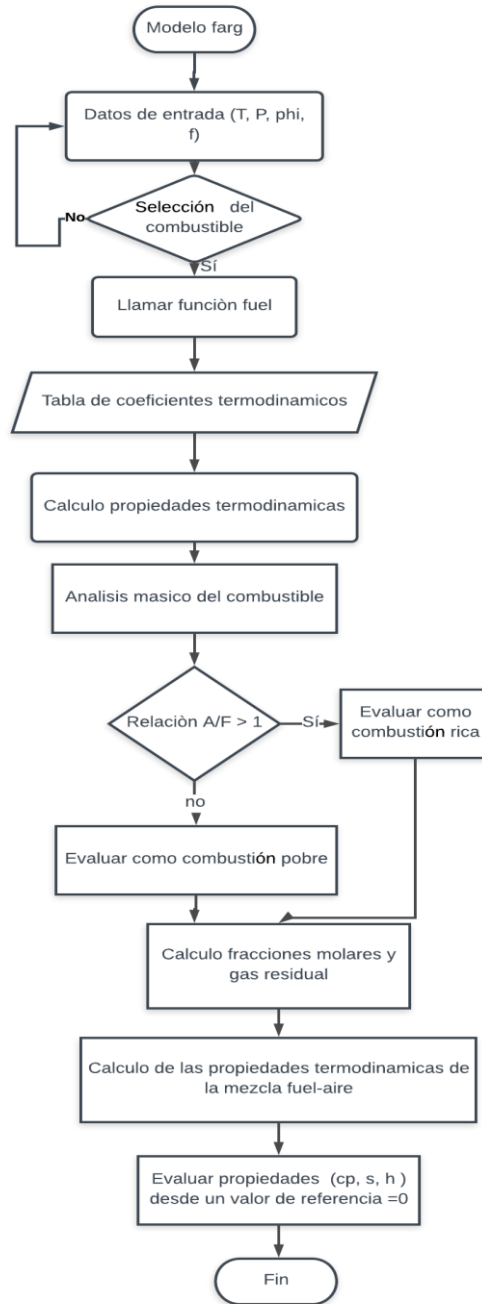
Medidas de kWh, kVAh, VA, VAr (totales/importación/exportación/reseteables)

Medidas W, A, V, PF, Hz

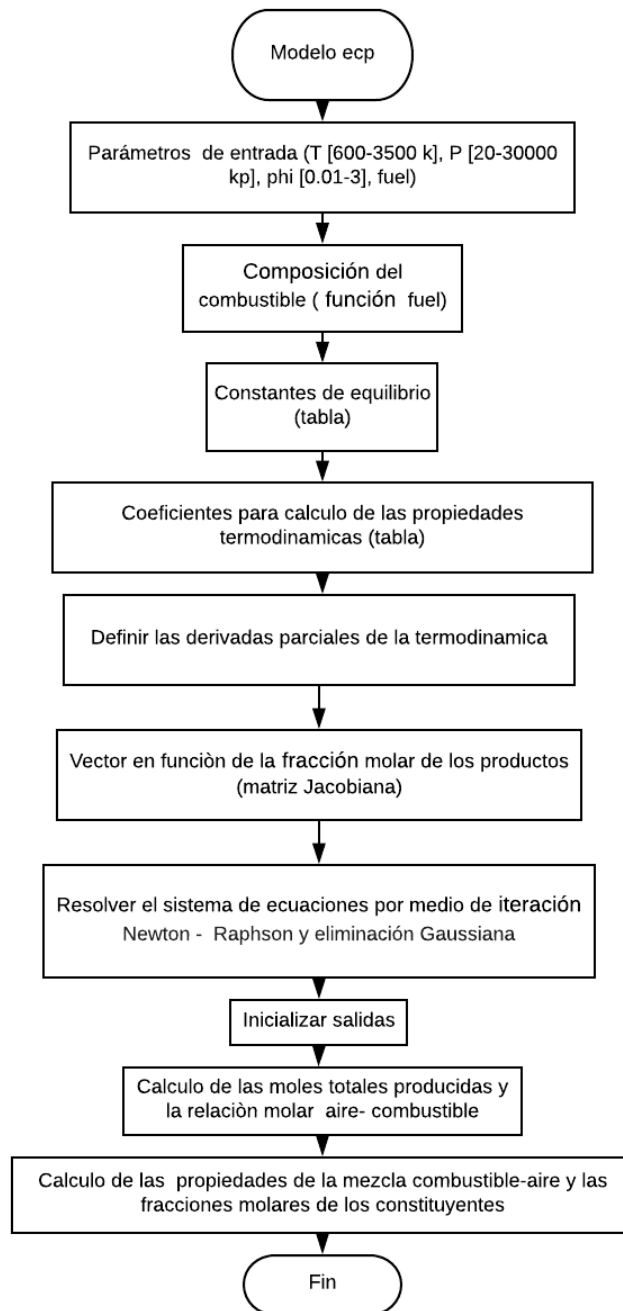
ANEXO D. Diagrama de flujo de la simulación del modelo del combustible.



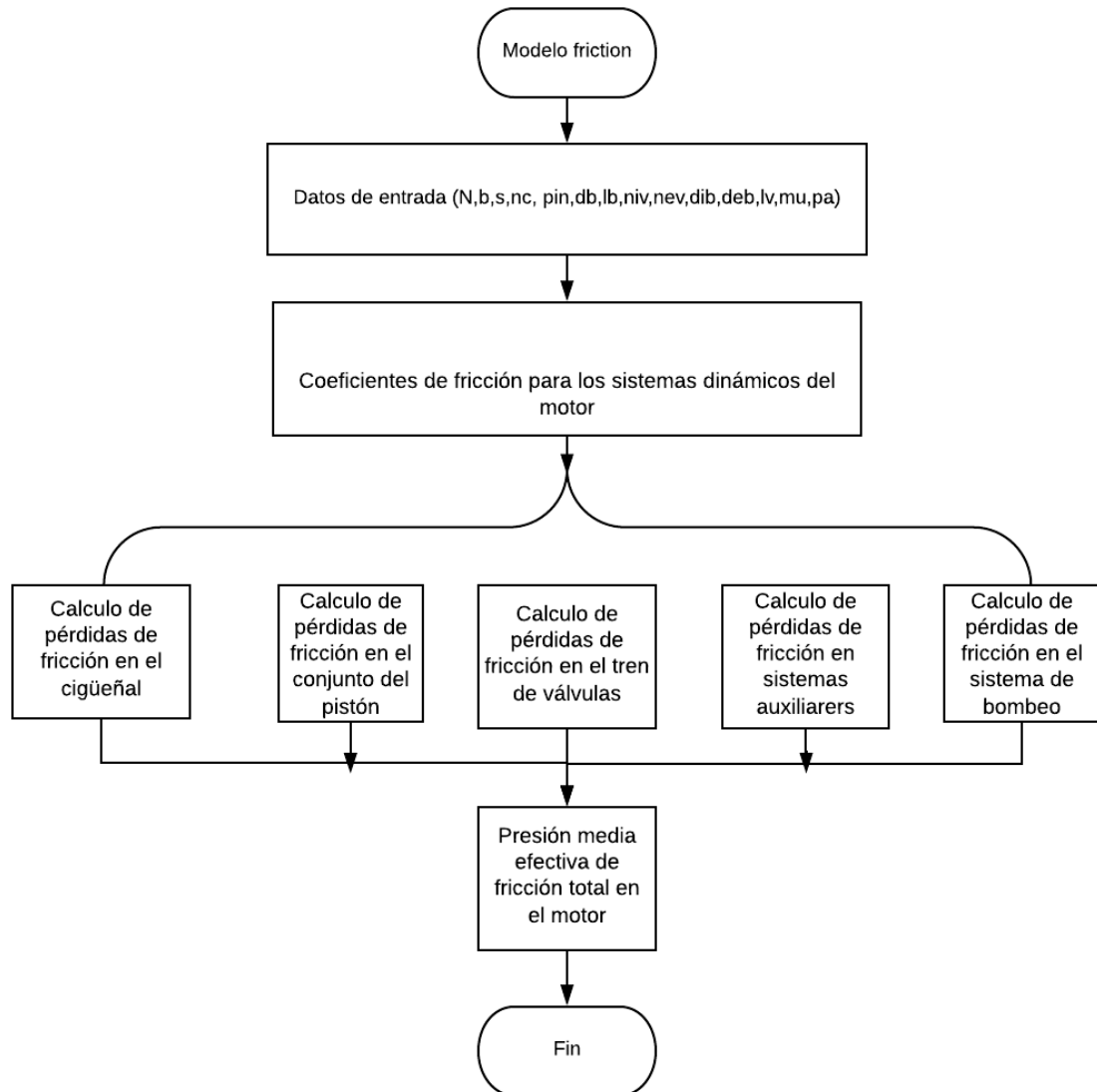
ANEXO E. Diagrama de flujo de la simulación del cálculo de las propiedades termodinámicas.



ANEXO F. Diagrama de flujo de la simulación del modelo de ecp.



ANEXO G. Diagrama de flujo de la simulación del modelo de fricción.



ANEXO H. Catalogo de generador eléctrico BAUKER

BauKer.®

Modelo	GG2800 220V / 50Hz
Tipo de alternador	Alternador de escobillas con AVR
Frecuencia (Hz)	50
Voltaje salida AC (V)	220
Voltaje salida DC (V)	12
Potencia nominal de salida AC (W)	2000
Máximo salida AC (W)	2200
Corriente nominal (A)	9
Corriente máxima (A)	9.5
Protector automático	Si
Factor de potencia	1.0
Tipo de generador	4 tiempos, enfriado por aire, gasolina
Diámetro y recorrido del pistón (mm)	68 x 54
Desplazamiento (cc)	163
Sistema de arranque	Manual
Incluye baterías	No
Tipo de combustible	Gasolina
Lubricante	SAE#30
Capacidad del tanque	15
Salida máx. (Hp)	5.5
Continuidad de trabajo	11
Dimensiones (cm)	67.3 x 59.9 x 58.5
Peso neto	47
Nº de enchufes	2
Nº de enchufes	1