ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE CIENCIAS

CARRERA DE INGENIERÍA QUÍMICA

"ANÁLISIS ENERGÉTICO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA A DIFERENTES RELACIONES AIRE-COMBUSTIBLE"

Trabajo de titulación

TIPO: Proyecto Técnico

Presentado para optar el grado académico de:

INGENIERO QUÍMICO

AUTOR:

SEBASTIÁN ALEJANDRO GAVILEMA GONZÁLEZ

Riobamba – Ecuador

202

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE CIENCIAS

CARRERA DE INGENIERÍA QUÍMICA

"ANÁLISIS ENERGÉTICO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA A DIFERENTES RELACIONES AIRE-COMBUSTIBLE"

Trabajo de titulación

TIPO: Proyecto Técnico

Presentado para optar el grado académico de:

INGENIERO QUÍMICO

AUTOR: SEBASTIÁN ALEJANDRO GAVILEMA GONZÁLEZ

DIRECTOR: Ing. PAÚL GUSTAVO PALMAY PAREDES

Riobamba – Ecuador

2021

© 2021, Sebastián Alejandro Gavilema González

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho del Autor.

Yo, Sebastián Alejandro Gavilema González, declaro que el presente trabajo de titulación es de mi autoría y los resultados de este son auténticos. Los textos en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.

Como autor asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación; el patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba, 11 de Agosto de 2021

Sebastián Alejandro Gavilema González
060437616-0

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE CIENCIAS

CARRERA DE INGENIERÍA QUÍMICA

El Tribunal del Trabajo de Titulación certifica que: El trabajo de titulación; tipo proyecto técnico **"ANÁLISIS ENERGÉTICO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA A DIFERENTES RELACIONES AIRE-COMBUSTIBLE"**, realizado por el señor: SEBASTIÁN ALEJANDRO GAVILEMA GONZÁLEZ, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Trabajo de Titulación, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal Autoriza su presentación.

	FIRMA	FECHA
Ing. Raúl Leandro Dávalos Monteiro **PRESIDENTE DEL TRIBUNAL**	Firmado electrónicamente por: RAUL LEANDRO DAVALOS MONTEIRO	2021-08-11
Ing. Paul Gustavo Palmay Paredes **DIRECTOR DE TRABAJO DE TITULACIÓN**	Firmado electrónicamente por: PAUL GUSTAVO PALMAY PAREDES	2021-08-11
Ing. Paul Alejandro Montufar Paz **MIEMBRO DEL TRIBUNAL**	PAUL ALEJANDRO MONTUFAR PAZ Firmado digitalmente por PAUL ALEJANDRO MONTUFAR PAZ Fecha: 2021.08.13 11:15:00 -05'00'	2021-08-11

DEDICATORIA

A mis padres, Nancy y Carlos, por el amor, apoyo y trabajo arduo con el que han sabido construir un buen hogar fomentado en valores morales y éticos que me han permitido crecer como persona y ahora como profesional. A mis hermanos quienes siempre han estado a mi lado y representan un pilar importante en mi vida.

AGRADECIMIENTO

A mis padres, Nancy y Carlos, por todo el esfuerzo y soporte que me han venido brindando desde que esta etapa universitaria empezó, con errores y aciertos, pero siempre acompañado de un amor incondicional.

Agradezco a mi director de tesis, Ing. Paul Palmay, excelente docente y principal colaborador de este proyecto.

TABLA DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS ..... **IX**

ÍNDICE DE FIGURAS ..... **X**

ÍNDICE DE GRÁFICOS ..... **XI**

ÍNDICE DE ANEXOS ..... **XII**

RESUMEN ..... **XIII**

SUMMARY ..... **XIV**

INTRODUCCIÓN **1**

CAPÍTULO I

1 DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA **2**

1.1 Antecedentes **2**

1.2 Beneficiarios directos e indirectos **2**

1.2.1 Beneficiarios directos ***2***

1.2.2 Beneficiarios indirectos ***3***

1.3 Objetivos del proyecto **3**

1.3.1 Objetivo general ***3***

1.3.2 Objetivos específicos ***3***

CAPÍTULO II

2 REVISIÓN DE LITERATURA O FUNDAMENTOS TEÓRICOS **4**

2.1 Antecedentes **4**

2.2 Bases conceptuales y teóricas **5**

2.2.1 Combustión ***5***

2.2.2 Combustión completa e incompleta ***6***

2.2.3 Aire estequiométrico o teórico ***6***

2.2.4 Ley de velocidad ***7***

2.2.5 Reactor flujo pistón y balance de energía ***7***

2.2.6 Motor de combustión interna ***9***

2.2.7 Ciclo termodinámico del motor de Otto ***9***

2.2.8 Relación aire-combustible *11*

2.2.9 Software Engeineering Equation Solver – EES *12*

2.2.9.1 Unit System *12*

2.2.9.2 Fuction info *13*

2.2.9.3 Solve *13*

CAPÍTULO III

3 MARCO METODOLÓGICO **15**

3.1 Planificación del proyecto **15**

3.1.1 Cronograma ***15***

3.1.2 Presupuesto ***15***

3.2 Metodología **16**

3.2.1 Definición de datos iniciales ***16***

3.2.2 Cálculo de flujos de reactivos en la cámara de combustión ***18***

3.2.3 Cálculo de las fracciones molares de los reactivos ***19***

3.2.4 Cálculo de las concentraciones iniciales ***19***

3.2.5 Cálculo de la relación aire-combustible ***20***

3.2.6 Cálculos del balance de energía ***20***

3.2.6.1 Ecuación de la conversión *20*

3.2.6.2 Balance molar diferencial *21*

3.2.7 Ciclo de Otto ***21***

3.2.8 Estequiometria de las reacciones ***23***

CAPÍTULO IV

4 RESULTADOS **24**

4.1 Modelo de combustión **24**

4.2 Consumo de combustible utilizado en el programa **27**

4.3 Análisis dimensional y transformación de la ley de velocidad del octano **27**

4.4 Resultados del motor a diferentes relaciones aire combustible **28**

4.5 Resultados en base a la variación de la relación de compresión **29**

4.6 Coeficiente de aire en la reacción de combustión para cada relación aire combustible 30

4.7 Validación y análisis 31

4.7.1 Validación del ciclo de otto 31

4.7.2 Análisis de la temperatura de llama adiabática 32

4.7.3 Validación del trabajo neto calculado 33

4.7.4 Análisis de la variación de la relación de compresión 35

4.7.5 Análisis de la potencia en función de la A/C 36

CONCLUSIONES 37

RECOMENDACIONES 38

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-2: Compuestos análogos a los combustibles. **6**

Tabla 1-3: Presupuesto del proyecto. **15**

Tabla 2-3: Calores de formación estándar. **17**

Tabla 3-3: Datos iniciales del modelo. **18**

Tabla 4-3: Flujo inicial de reactivos en la cámara de combustión. **18**

Tabla 5-3: Fracción molar de las especies de la reacción. **19**

Tabla 6-3: Concentraciones iniciales de las especies en la cámara de combustión. **19**

Tabla 7-3: Relación aire-combustible. **20**

Tabla 8-3: Ecuación de conversión y sus expresiones. **20**

Tabla 9-3: Velocidad de reacción del octano. **21**

Tabla 10-3: Ecuaciones en los diferentes estados del ciclo de otto. **22**

Tabla 1-4: Modelo de combustión desarrollado. **24**

Tabla 2-4: Consumo de combustible. **27**

Tabla 3-4: Resultados del análisis del motor a diferentes relaciones aire-combustible. **28**

Tabla 4-4: Variación de la relación de compresión. **29**

Tabla 5-4: Coeficiente de aire para cada relación a/c. **30**

Tabla 6-4: Validación de los estados del ciclo planteado. **31**

Tabla 7-4: Validación del trabajo neto producido. **34**

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-2: Ciclos real e ideal en motores de encendido por chispa y sus diagramas p-v..... **10**

Figura 2-2: Unit system. **12**

Figura 3-2: Fuction info..... **13**

Figura 4-2: Resolución de ecuaciones. **14**

Figura 5-2: Solution windows..... **14**

Figura 1-3: Densidad del n-octano – ees. **17**

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1-3: Cronograma del proyecto. **15**

Gráfico 2-3: Metodología del trabajo de titulación. **16**

Gráfico 1-4: Temperatura de combustión en función de λ. **32**

Gráfica 2-4: Variación de la relación de compresión. **35**

Gráfico 3-4: Potencia en función de a/c. **36**

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A. MODELADO DE COMBUSTIÓN

RESUMEN

La finalidad de este proyecto fue estudiar las relaciones que existen entre algunas de las variables y la relación aire combustible (A/C) de un proceso de combustión en un motor de combustión interna. Para esto se desarrolló un modelo del ciclo de Otto en el cual se analizó las variables temperatura y presión máxima del ciclo, lambda, eficiencia termodinámica, trabajo neto y potencia. Mediante revisión bibliográfica y comparación de datos experimentales se determinó los datos de entrada, tomando como referencia una reacción de combustión completa y una determinada velocidad de reacción para el n-octano. Para el cálculo del balance de energía, se calculó las temperaturas de flama adiabáticas, las mismas que sirvieron como dato de conexión con el ciclo de Otto ideal utilizando la metodología de un reactor flujo pistón adiabático. Para la parte termodinámica se tomó los datos geométricos, diámetro y carrera del pistón, número de cilindros y rpm de un motor de relación de compresión 8.6, teniendo así los datos necesarios para el cálculo de las variables de cada uno de los 4 estados del ciclo de Otto. Así como el coeficiente de aire estequiométrico y aire en exceso dado por cada relación aire combustible A/C obtenida. Para una relación A/C de 15.12, la más cercana a la teórica, los valores de mayor temperatura y presión del ciclo fueron: 3023 °C, presión de 9631 KPa, trabajo de 1075 KJ/Kg, 79.77 KJ/s de potencia y el valor de aire estequiométrico de 12.5 para el combustible utilizado C8H18. Se concluyó que los datos más importantes fueron consumo de combustible, flujo de aire, relación de compresión, tipo combustible, presiones y temperaturas en el punto crítico del ciclo de Otto que permitieron estimar el trabajo neto del ciclo y la potencia del motor. Se recomienda ampliar el estudio para casos con deficiencia de aire y optimizar las temperaturas obtenidas en el estado 3 del ciclo.

Palabras clave: <COMBUSTIÓN> <MOTOR DE COMBUSTION INTERNA> <CINÉTICA DE REACCIÓN> <BALANCE DE ENERGIA> <CICLO DE OTTO>

UNIDAD DE PROCESOS TÉCNICOS
DBRA
DIRECCIÓN DE BIBLIOTECAS Y RECURSOS DEL APRENDIZAJE
ESPOCH

firmado electrónicamente por:
PAUL GUSTAVO PALMAY PAREDES

firmado electrónicamente por:
HOLGER GERMAN RAMOS UVIDIA

1341-DBRA-UPT-2021
2021-07-08

SUMMARY

The purpose of this project was to study the relationships between some variables and the air-fuel ratio (A / C) of a combustion process in an internal combustion engine. A model of the Otto cycle was developed, in which the variables temperature and maximum pressure of the cycle, lambda, thermodynamic efficiency, network and power were analyzed. By means of bibliographic review and comparison of experimental data, the input data was determined, taking as reference a complete combustion reaction and a determined reaction rate for n-octane. For the calculation of the energy balance, the adiabatic flame temperatures were calculated, which served as connection data with the ideal Otto cycle using the methodology of an adiabatic plug flow reactor. For the thermodynamic part, the geometric data, diameter and stroke of the piston, number of cylinders and rpm of an engine with a compression ratio of 8.6 were taken thus having the necessary data for the calculation of the variables of each of the 4 states of the Otto cycle. As well as the coefficient of stoichiometric air and excess air given for each airfuel ratio A / C obtained. For an A / C ratio of 15.12, the closest to the theoretical one, the highest temperature and pressure values of the cycle were: 3023 ° C, pressure of 9631 KPa, work of 1075 KJ / Kg, 79.77 KJ / s of power and the stoichiometric air value of 12.5 for the fuel used C8H18. It was concluded that the most important data were fuel consumption, air flow, compression ratio, fuel type, pressures and temperatures at the critical point of the Otto cycle, which allowed estimating the network of the cycle and the power of the engine. It is recommended to extend the study for cases with air deficiency and optimize the temperatures obtained in stage 3 of the cycle.

KEYWORDS: <COMBUSTION> <INTERNAL COMBUSTION ENGINE> <REACTION KINETICS> <ENERGY BALANCE> <OTTO CYCLE>

INTRODUCCIÓN

Desde que el hombre desarrollo los primeros motores hasta la actualidad el análisis, modelado y simulación de los procesos termodinámicos involucrados en el funcionamiento de estas máquinas ha significado un campo amplio de estudio, que a su vez ha permitido determinar diferentes condiciones en las que operan a través del análisis de las diferentes variables relacionadas en la parte termodinámica del motor. Si bien la complejidad del estudio de este tipo de sistemas es elevada, dada la cantidad de variables que involucran, se han desarrollado métodos que se basan en la idealización del ciclo termodinámico del motor haciéndolo de más fácil compresión y estudio.

Para este estudio en una primera instancia se determina la importancia del ciclo termodinámico de un motor de combustión interna (MCI) y los objetivos a alcanzar dentro de esta tesis. De manera seguida se plantean las bases conceptuales las mismas que se rigen al proceso de combustión con sus distintas características y se hace referencia a la relación aire combustible que es una de las variables importantes dentro del estudio de ciclos termodinámicos de MCI. Además de que se propone un análisis basado en el balance de energía y balance molar diferencial de un reactor flujo pistón adiabático.

La parte metodológica evidencia el cronograma acompañado del presupuesto del cual se dispuso para el proyecto. En esta parte también se encuentra la esencia del estudio, ya que es aquí en donde se desarrolla el modelo de combustión pudiendo observar la toma de datos, establecimiento de la ley de velocidad, cálculos relacionados con el balance de energía planteado y acoplamiento del ciclo de Otto. Es así como se llega a los resultados y validación, para finalizar con las conclusiones del proyecto.

CAPÍTULO I

1 DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA

1.1 Antecedentes

El análisis de procesos de combustión en el área de eficiencia energética está vigente en la actualidad, si bien existen un sin número de estudios relacionados con esta temática y que han aportado varios avances no se ha llegado a una conclusión de cuáles son los parámetros que ofrecen el mejor rendimiento de un motor. En general el estudio de este tipo de procesos intentando inmiscuir la mayor cantidad de variables resulta un tanto complejo, es por eso que se recurre a aproximaciones teóricas o ideales.

En el proceso termodinámico, al cual está sujeto un motor de combustión interna, ocurren un sin número de transformaciones químicas y físicas que se presentan por las relaciones existentes entre algunas variables y que afectan de manera significativa en el proceso de combustión del motor. Dado que generalmente no ocurren mezclas perfectas entre el combustible y el comburente es importante analizar la relación aire combustible y su influencia., es así que, el modelado y simulación representan herramientas imprescindibles para el análisis de este tipo de procesos que a su vez permiten resolver problemas de diseño y optimización.

Los motivos para desarrollar este trabajo, basado en el motor de combustión interna, se centran en tres puntos importantes de análisis, el primero está relacionado con el proceso de combustión en donde se ve inmiscuida una reacción química, el segundo el proceso termodinámico del motor de otto y finalmente la relación aire combustible (A/C) que tiene influencia directa en variables como temperaturas, presiones, trabajo y potencia del motor de otto.

Al desarrollar este estudio pretendemos dar a conocer como está funcionando el motor en función de los respectivos análisis de energía y proponer alternativas de mejora o simplemente de diagnóstico.

1.2 Beneficiarios directos e indirectos

1.2.1 Beneficiarios directos

Los beneficiarios directos del desarrollo del proyecto es el grupo de investigación Eficiencia Energética y Gestión Ambiental quienes analizan diferentes tipos de motores y las variables

inmiscuidas en el proceso termodinámico ahora queriéndolo visualizar desde la parte de la ingeniería química.

1.2.2 Beneficiarios indirectos

Dentro de los beneficiarios indirectos esta la comunidad estudiantil en general que necesite del aporte de diferentes investigaciones para el análisis, comparación y desarrollo de proyectos propios.

1.3 Objetivos del proyecto

1.3.1 Objetivo general

Analizar energéticamente un motor de combustión interna a diferentes relaciones aire-combustible.

1.3.2 Objetivos específicos

- Identificar las principales variables de influencia u operación en el proceso de combustión.

- Determinar las relaciones estequiométricas de la reacción de combustión en función de las diferentes relaciones aire-combustible.

- Examinar el ciclo termodinámico con el que trabaja el motor mediante simulación.

CAPÍTULO II

2 REVISIÓN DE LITERATURA O FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 Antecedentes

El presente trabajo se fundamenta en los diferentes estudios relacionados con la temática de eficiencia energética específicamente en el análisis de motores de combustión interna, área que está plenamente vigente en la actualidad.

El estudio "Análisis de las temperaturas y de la eficiencia térmica en el ciclo de Otto" realizado por Malaver, 2003, p.1 analizó la función de la temperatura y la eficiencia térmica del ciclo de Otto a través de un programa informático. Además, también muestra los efectos de la relación de compresión, la temperatura y la eficiencia del ciclo ideal

El estudio "Caracterización del modelo termodinámico Otto y CIMA para la predicción de potencia torque y consumo de un motor de combustión interna S.I con el dinamómetro automotriz para evaluar la precisión de sus resultados" realizado por Montufar (et al.,2017: p.1) tuvo como objetivo analizar la efectividad de estos modelos para predecir parámetros como los siguientes: potencia, par motor y consumo de combustible del MCI. Para ello, se utilizó un dinamómetro de automóvil para probar los parámetros anteriores; además, se realizó una prueba de emisión de gases para obtener la relación aire / combustible producida en el motor.

Llanes-Cedeño (et al., 2018: p.1) considera como caso de estudio un motor de 1.6L. Mediante un balance de energía y exergía evalúa el comportamiento de un motor de combustión interna de ciclo de Otto obteniendo así datos de rendimiento. La una investigación de tipo experimental se basó en observación y medición, incluyendo de métodos de inducción, deducción y síntesis, se concluyó, que el análisis del balance energético y exergético permite conocer el rendimiento real de un motor de combustión interna. Mediante este análisis, se determinó que el motor estudiado presenta un rendimiento energético promedio de 27.57 % para una velocidad de 50 km/h, mientras que el flujo de exergía total del sistema es 22 %, no existiendo diferencia significativa con los resultados de eficiencia a 90 km/h.

Otros autores (Rodríguez y Niño, 2016: p.1) mencionan que la complejidad matemática -termoquímica de los modelos a simular en procesos de combustión efectuados en motores de combustión interna de ciclo de otto, son afectados por múltiples variables, haciéndose importante el modelado mediante herramientas computacionales avanzadas como CEA, GASEQ y STANJAN, pudiendo

así comparar la concentración y composición de las emisiones gaseosas contaminantes y propiedades termodinámicas de los productos de la combustión obtenidas al utilizar varios combustibles. Las relaciones combustible-aire relativa se varió desde 0,8 hasta 1,2 obteniéndose hasta doce especies químicas en las emisiones (CO, CO2, H, H2, H2O, NO, O, OH, O2, N2, N y HC). La precisión de los resultados obtenidos y los de anteriores investigaciones están estrechamente relacionados con un error relativo de 6,4%. Esta investigación muestra la relevancia de simulación de procesos de combustión adiabáticos mediante programas avanzados.

2.2 Bases conceptuales y teóricas

2.2.1 Combustión

Un proceso de combustión transcurre como una reacción química de oxidación muy rápida en donde existe un flujo de calor exotérmico grande y un flujo de sustancias que se consumen, los reactivos, y de sustancias que aparecen, los productos. (Sánchez, 2011, p.25).

Para que la combustión tenga lugar han de coexistir tres factores combustible, comburente y energía de activación. El comburente usualmente utilizado es el oxígeno, por lo que en la práctica se utiliza el aire, ya que está compuesto porcentualmente por 21% de oxígeno y 79% de nitrógeno. La energía de activación es el elemento desencadenante de la reacción de combustión. (Fuentes, 2015, p.7)

$$Combustible + comburente \rightarrow Productos\ de\ la\ combustion + energia$$

La composición generalizada de los combustibles se la asocia principalmente al hidrogeno y carbono es por eso que se los denomina combustibles hidrocarburos y se denotan por la fórmula general CnHm. En la realidad los combustibles hidrocarburos líquidos están formados por mezclas de muchos compuestos como parafinas, aromáticos, etc., por conveniencia suelen considerarse como un solo hidrocarburo. (Cengel, 2014, p.772)

Tabla 1-2: Compuestos análogos a los combustibles.

Análogo	**Compuesto**	**Fórmula**
Gas	Metano	CH_4
GLP	Butano	C_4H_{10}
Gasolina	Octanos	C_8H_{18}
Diesel	Dodecano	$C_{12}H_{26}$
Etanol	Etanol	C_2H_5OH
Biodiesel	Olcato de metilo	$C_{19}H_{36}O_2$

Fuente: Avella, E. 2012, p.40

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

2.2.2 Combustión completa e incompleta

Cuando todo el carbono, todo el hidrogeno y todo el azufre, si es que lo hay, se transforman en CO2, H2O y SO2 respectivamente se dice que ha existido una combustión completa. Es decir, todos los componentes volátiles de un combustible se queman en su totalidad durante un proceso de combustión completa. Caso contrario, se habla de un proceso de combustión incompleto si los productos de combustión contienen algo de combustible o componentes no quemados, como C, H2, CO, o bien, OH. (Cengel, 2014, p.776)

$$CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O;\ combustiom\ completa \qquad \textbf{(Ec.1-2)}$$

$$4CH_4 + 7O_2 \rightarrow 2CO + 2CO_2 + 8H_2O;\ combustiom\ incompleta \qquad \textbf{(Ec. 2-2)}$$

2.2.3 Aire estequiométrico o teórico

Para que la reacción de combustión sea completa se necesita una mínima cantidad de aire, esta mínima cantidad necesaria, recibe el nombre de aire estequiométrico o teórico. De manera que, al quemarse por completo el combustible con aire teórico, no estará presente el oxígeno sin combinar el producto de los gases. También se puede denominar al aire estequiométrico como cantidad de aire químicamente correcta o aire 100 por ciento teórico. Un proceso de combustión con cantidad de aire menor está condenado a ser incompleto. El proceso de combustión ideal o combustión estequiométrica ocurre durante la oxidación completa del combustible con aire teórico. (Cengel, 2014, p.776)

Se tiene excesos de aire cuando se sobrepasa la cantidad estequiométrica. Comúnmente la cantidad de exceso de aire suele medirse en términos del aire estequiométrico como exceso de

aire porcentual o aire teórico porcentual. En el caso contrario, es decir, cantidades de aire menor que la cantidad estequiométrica se denotan como deficiencia de aire, y se expresan a menudo como deficiencia de aire porcentual. (Cengel, 2014, p.777)

2.2.4 Ley de velocidad

El termino para denotar con que rapidez se consume cierta cantidad de moles de una especie química para formar otra especie química es la velocidad de reacción. La velocidad de reacción, $-r_A$ es el número de moles de A que reaccionan por unidad de tiempo por unidad de volumen ($mol/dm^3.s$). La ley de velocidad de una reacción química en esencia es una ecuación algebraica que involucra la concentración. La dependencia de la concentración especifica que la ley de velocidad muestra (es decir, $-r_A=kC_A$ o $-r_A=kC_A^2$ o …) se debe determinar por observación experimental para cualquier reacción. (Fogler, 2008, pp.7-8)

La ley de velocidad es el producto de las concentraciones de las especies individuales reaccionantes, cada una de ellas elevada a una potencia; por ejemplo, (Fogler, 2008, p.83)

$$-r_A = K_A C_A^{\propto} C_B^{\beta}$$

(Ec.3-2)

2.2.5 Reactor flujo pistón y balance de energía

El reactor flujo pistón está diseñado como un tubo cilíndrico que normalmente se opera en estado estacionario. Los reactivos alimentados fluyen continuamente consumiéndose a lo largo del reactor. (Fogler, 2008, p.14)

La cámara de combustión y la expansión dentro del pistón sirven como ejemplo de una situación de volumen variable, es reactores intermitentes en los que el volumen cambia con el tiempo. Al ser recipientes de acero solido se utilizan rara vez, pero es importante su análisis, ya que, se han empleado para la recopilación de datos para reacciones en fase gas. Las concentraciones para este sistema se determinan así;(Fogler, 2008, pp.109-114)

$$C_A = C_{Ao}[\frac{1-x}{1+\varepsilon\, x}]$$

Y ***(Ec.4-2)***

$$C_B = C_{Ao}[\frac{\frac{C_{Bo}}{C_{Ao}} - \frac{b}{a}x}{1 + \varepsilon x}]$$

(Ec.5-2)

En donde:

Concentración final de la especie, C_A

Concentración inicial de la especie, C_{Ao}

Coeficiente estequiométrico, a

Conversión, x

El termino ε es el cambio en el número total de moles para conversión total entre los moles totales alimentados

$$\varepsilon = y_{Ao}\delta$$

(Ec.6-2)

El parámetro δ nos indica el cambio en el número total de moles por mol de A que reaccionan. Es así que para la reacción; (Fogler, 2008, p.102)

$$A + \frac{b}{a}B \rightarrow \frac{c}{a}C + \frac{d}{a}D$$

Se tiene que;

$$\delta = (\frac{d}{a} + \frac{c}{a} - \frac{b}{a} - 1)$$

(Ec.7-2)

En el caso de tener una reacción exotérmica y un reactor adiabático, la temperatura aumenta con la conversión a lo largo del reactor, entonces al ser k (constante de velocidad), función de la temperatura. Esta también variará a lo largo del reactor. Para el balance de energía considerando un sistema en el que no se efectúa trabajo W_s =0, y la operación es adiabática, Q = 0, tenemos: (Fogler, 2008, pp.472-476)

$$x = \frac{\sum \theta i Cpi(T - T_O)}{-[\triangle H^{\circ} Rx + \triangle Cp(T - T_r)]}$$

(Ec. 8-2)

En donde:

Capacidades caloríficas de las especies, $\sum \theta i Cpi$

Calor estándar de reacción, $\triangle H^{\circ} Rx$

Capacidades caloríficas constantes a temperatura ambiente, $\triangle Cp$

Conversión, x

La ecuación ***(Ec. 8-2)*** se puede acoplar con el balance molar diferencial

$$\frac{dx}{dv} = \frac{-r_A}{F_{Ao}}$$

(Ec. 9-2)

En donde:

Diferencial de conversión, dx

Diferencial de volumen, dv

Velocidad de reacción, $-r_A$

Flujo de inicial de la especie A, F_{AO}

2.2.6 Motor de combustión interna

El motor de combustión interna o motor de Otto es un sistema el cual se vale de la energía química de un fluido para producir movimiento o energía mecánica. Mediante un proceso de combustión u oxidación del combustible y aire dentro del motor la energía transcurre de química a térmica y finalmente mecánica, transformando los reactivos en productos de tipo gaseosos en su mayoría, como el dióxido de carbono CO2, Monóxido de carbono CO, agua H2O entre otros. (Taípe, V, 2020, p.7)

2.2.7 Ciclo termodinámico del motor de Otto

Como muestra la **Figura 1-2** para el ciclo de Otto ideal, en donde la absorción de calor se da instantáneamente cuando el pistón está en el punto muerto superior, ocurren cuatro tiempos que son internamente reversibles y en serie. En el proceso 1-2 ocurre una compresión isentrópica del aire, evolucionando el pistón desde el punto muerto inferior hasta el punto muerto superior. Se observa que en el proceso 2-3 una fuente externa proporciona energía al aire a volumen constante. En este punto se da la ignición de la mezcla aire combustible consiguiente del proceso 3-4 correspondiente a una expansión isentrópica (carrera de trabajo). El ciclo se completa con el proceso 4-1 a volumen constante en el cual se da un rechazo de calor mientras el pistón está en el punto muerto inferior

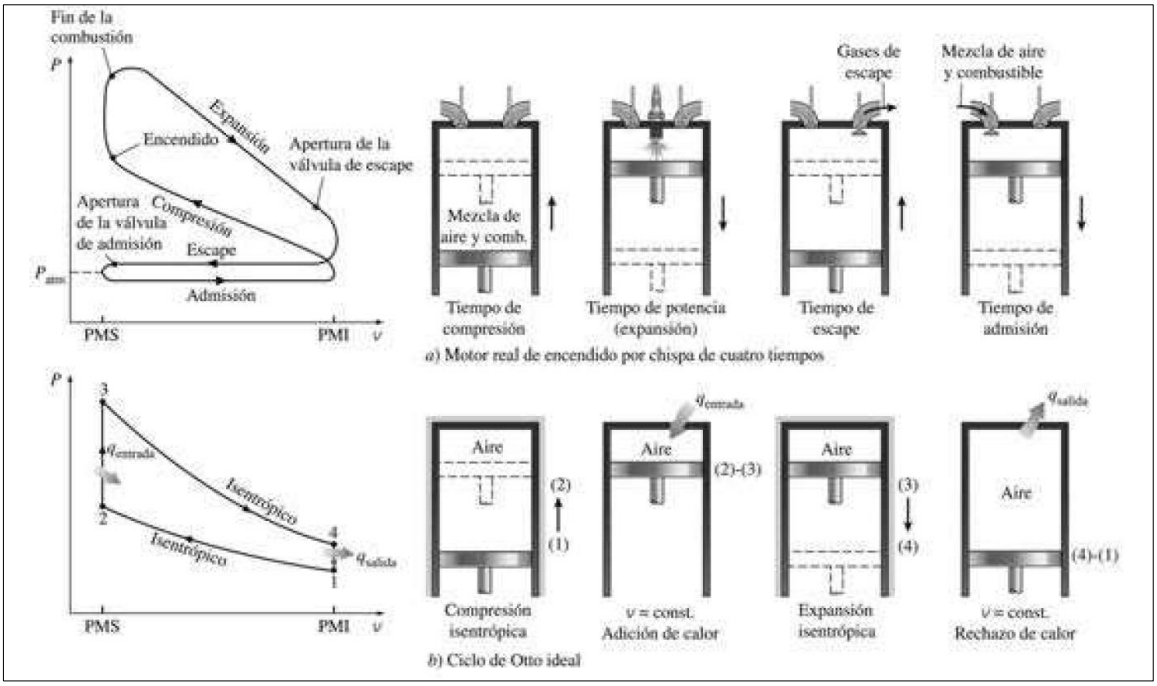


Figura 1-2: Ciclos real e ideal en motores de encendido por chispa y sus diagramas P-V.

Fuente: Cengel, 2014, p.498

El desarrollarse en un sistema cerrado, y despreciando los cambios en las energías cinética y potencial, en el ciclo de Otto el balance de energía para cualquiera de los procesos se expresa, por unidad de masa; (Cengel, 2014, p.500)

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (w_{entrada} - w_{salida}) = \Delta u \quad \textbf{(Ec. 11-2)}$$

Al darse los procesos de transferencia de calor a volumen constante no existe trabajo involucrado. Por lo tanto, la transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo puede expresarse como; (Cengel, 2014, p.500)

$$q_{entrada} = u_3 - u_2 = cv(T_3 - T_2) \quad \textbf{(Ec. 12-.2)}$$

$$q_{salida} = u_4 - u_1 = cv(T_4 - T_1) \quad \textbf{(Ec. 13-2)}$$

Entonces, la eficiencia térmica del ciclo de Otto ideal supuesto para el aire estándar frío es (Cengel, 2014, p.500)

$$\eta_{ter,Otto} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}}$$

(Ec. 14-2)

En el caso de los procesos 1-2 y 3-4 isentrópicos, se tiene; (Cengel, 2014, p.500)

$$\frac{T_1}{T_2} = (\frac{v_2}{v_1})^{k-1} = (\frac{v_3}{v_4})^{k-1} = \frac{T_4}{T_3}$$

(Ec.15-2)

Sustituyendo estas ecuaciones y simplificándolas la eficiencia queda expresada como; (Cengel, 2014, p.500)

$$\eta_{ter,Otto} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$$

(Ec. 16-2)

Donde

$$r = \frac{v_{max}}{v_{min}} = \frac{v_1}{v_2}$$

(Ec. 17-2)

que es la relación de compresión, y k es la relación de calores específicos cp /cv (Cengel, 2014, p.500)

2.2.8 Relación aire-combustible

La relación existente entre masa de aire y la masa de combustible suministrada al proceso de combustión recibe el nombre de la relación aire – combustible, se expresa como:

$$AC = \frac{maire}{mcomb}$$

(Ec. 10-2)

La relación aire-combustible puede expresarse también en una base molar en donde la masa m de una sustancia es igual a NM, es decir, el número de moles de la sustancia por su peso molecular. De esta manera se obtiene la proporción entre el número de moles de aire y el número de moles del combustible (Cengel, 2014, p.775)

Teóricamente la relación aire combustible que necesita un motor de Otto para funcionar es de 14.7:1. Es decir que para la combustión de 1kg de combustible se necesitan 14.7 kg de aire. Un exceso de aire asegura la combustión completa y un consumo de combustible reducido. La mezcla de aire y combustible tiene además una influencia decisiva en la eficacia de los sistemas de tratamiento posterior de gases de escape. En algunas ocasiones el motor requiere una corrección de la mezcla (Dietsche, 2005, p.605).

Para cuantificar la desviación de las mezclas de aire combustible reales con respecto a la razón de masa que se necesita en teoría se ha escogido la proporción de aire ʎ (lambda) que indica la

relación de la masa de aire suministrada con el aire necesitado durante una combustión estequiométrica. En base a lo que menciona Dietsche, 2005, p.605 si la masa suministrada es igual a la masa necesaria teórica se obtendrá un lamda igual a la unidad, en el caso de que este parámetro sea menor a la unidad se está hablando de mezclas ricas, es decir, existe una falta de aire y un exceso de combustible. Las mezclas son pobres cuando ʎ es mayor a la unidad teniendo excesos de aire y registrando consumo reducido de combustible y potencia reducida. Este mismo autor menciona que la potencia máxima para un motor de combustión interna se obtiene en el caso de mezclas ricas con valores de 0.85 a 0.95.

2.2.9 Software Engeineering Equation Solver – EES

El resolutor de ecuaciones de ingeniería tiene como función la solución de un grupo de ecuaciones algebraicas, además, puede resolver ecuaciones diferenciales, optimiza, suministra regresiones lineales y no lineales y genera argumentos de calidad. EES suministra muchas estructuras útiles para el cálculo ingenieril de propiedades termo físicas y matemáticas. Por ejemplo, las tablas de vapor en función de otras dos propiedades, las tablas de aire relacionadas con las funciones psicométricas, las propiedades de transferencias para sustancias, etc.

2.2.9.1 Unit System

Para comenzar a trabajar con el programa se debe elegir cual es el sistema de unidades con el que se resolverá las ecuaciones propuestas de manera que la resolución y resultados sean consistentes.

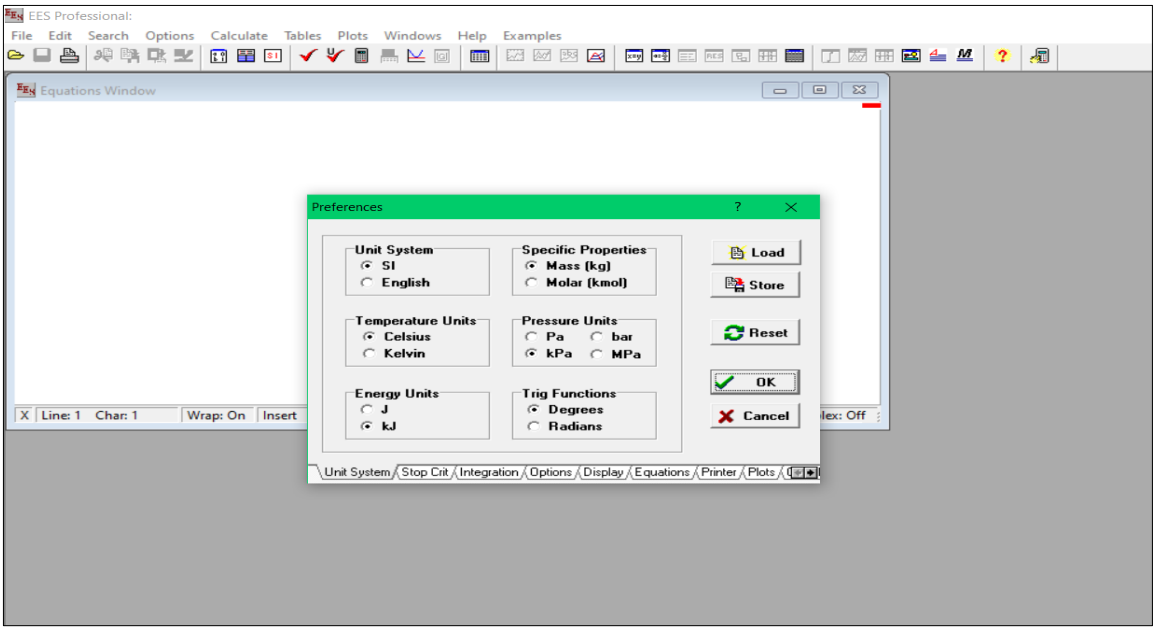


Figura 2-2: Unit System.

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

2.2.9.2 Fuction info

Esta función se encuentra ubica en la herramienta Options, al desplegarse se visualiza varios campos de trabajo entre los cuales están funciones matemáticas, propiedades termo físicas de fluidos. Las propiedades termo físicas de diferentes fluidos con las que cuenta el programa son capacidades caloríficas, densidad, entalpia, entropía, energía interna, presiones, volúmenes entre otras.

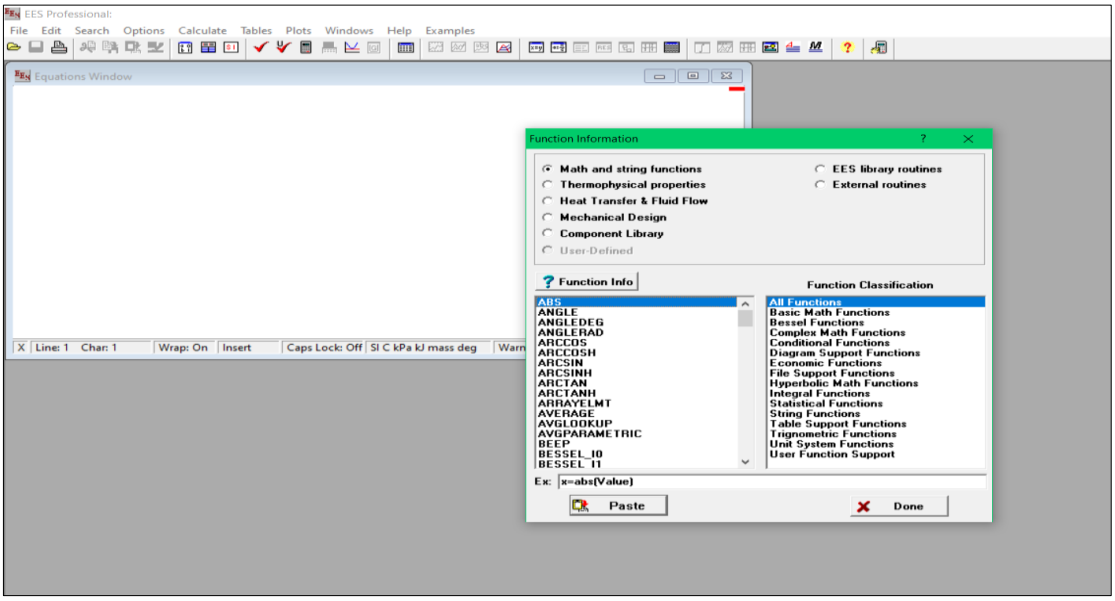


Figura 3-2: Fuction Info.

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

2.2.9.3 Solve

Una vez escrito todo el comando se procede a la herramienta Calculate submenú Solve. Este permita resolver el grupo de ecuaciones y mostrara la ventana de resultados denominada Solution Windows.

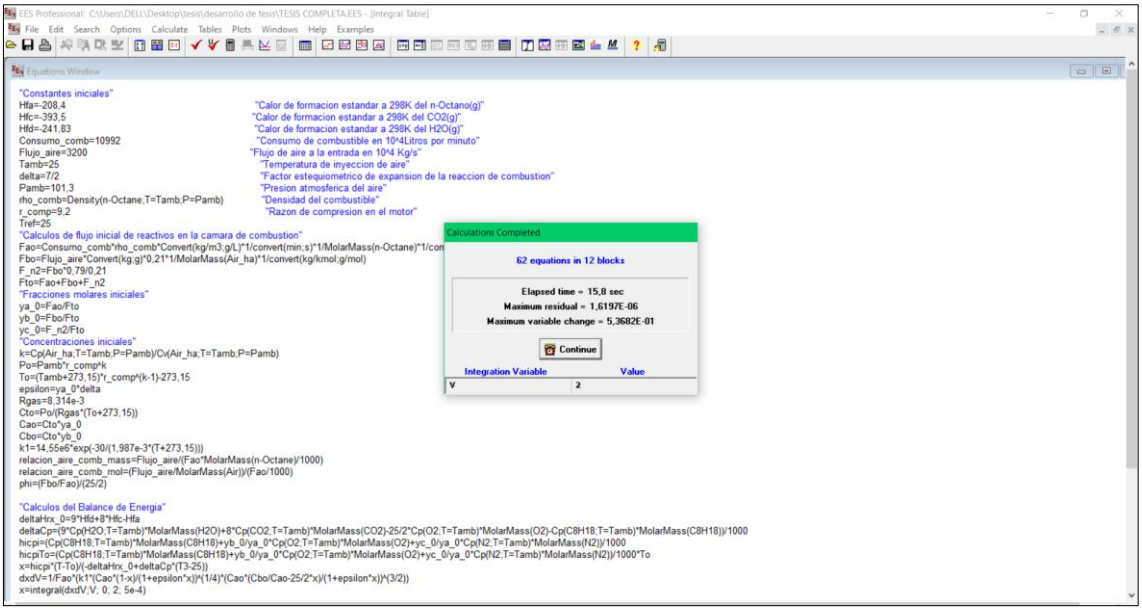


Figura 4-2: Resolución de ecuaciones.

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

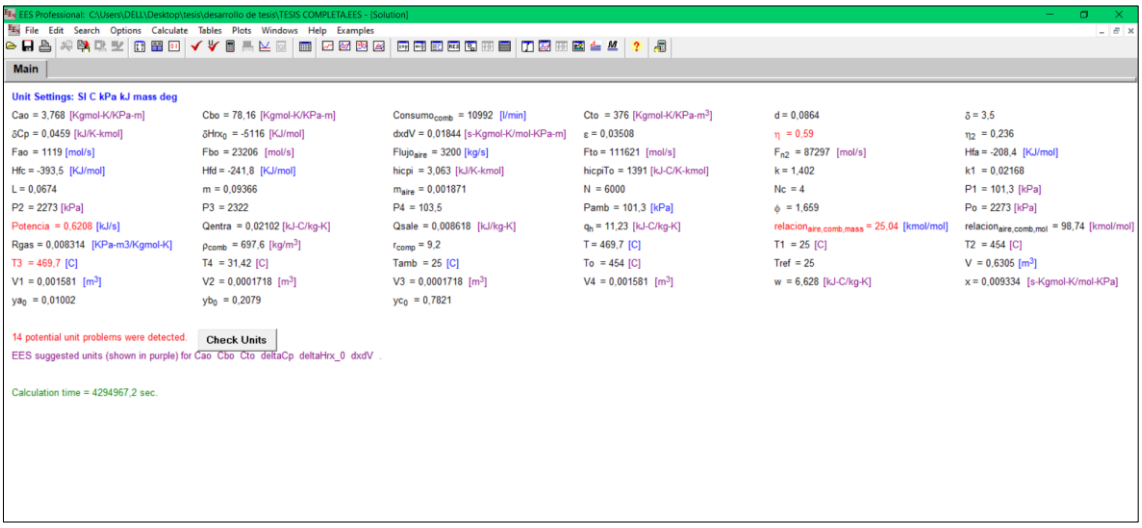


Figura 5-2: Solution Windows.

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

CAPÍTULO III

3 MARCO METODOLÓGICO

3.1 Planificación del proyecto

3.1.1 Cronograma

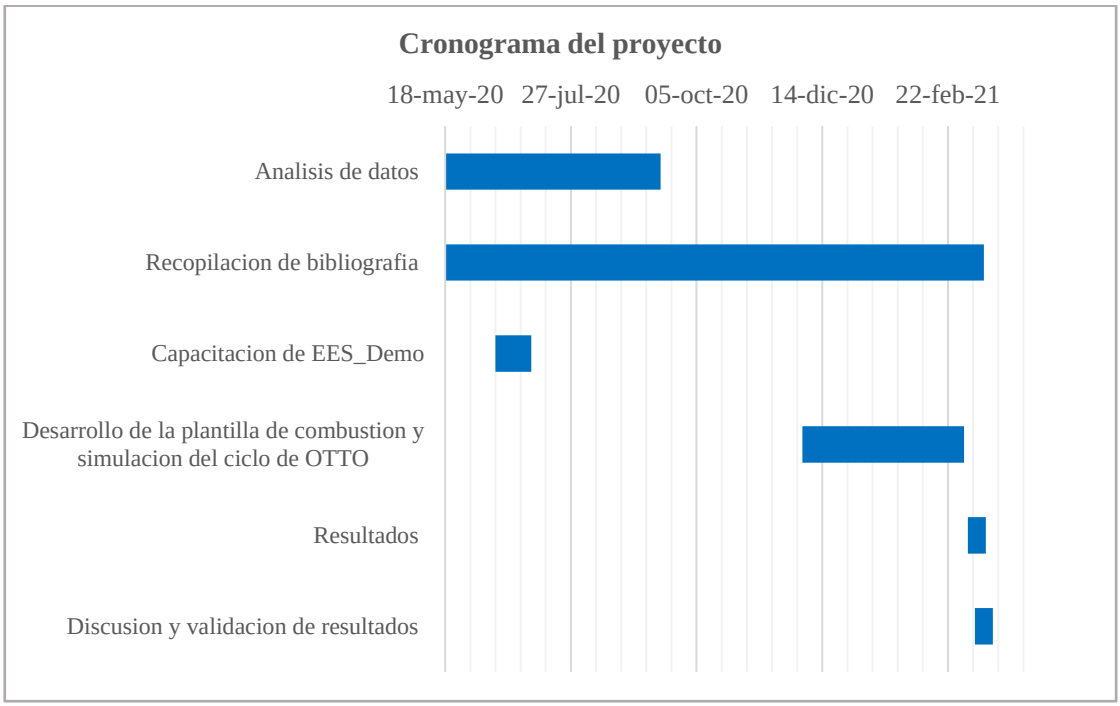


Gráfico 1-3: Cronograma del proyecto.

Realizado por: Gavilema, Sebastian.2021

3.1.2 Presupuesto

Tabla 1-3: Presupuesto del proyecto.

Presupuesto			
Actividad	**Monto**	**Fuente de financiamiento**	
		Interna	Externa
Curso EES	$200	X	
Papel de impresión	$20	X	
Copias e impresiones	$100	X	
Empastados	$60	X	
Imprevistos	$25	X	
Total	$405		

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

3.2 Metodología

La metodología de la investigación aplicada en el proyecto es de tipo cuantitativa ya que se estudia un proceso de combustión haciendo uso de herramientas matemáticas y computacionales para medir las diferentes variables involucradas en el proceso.

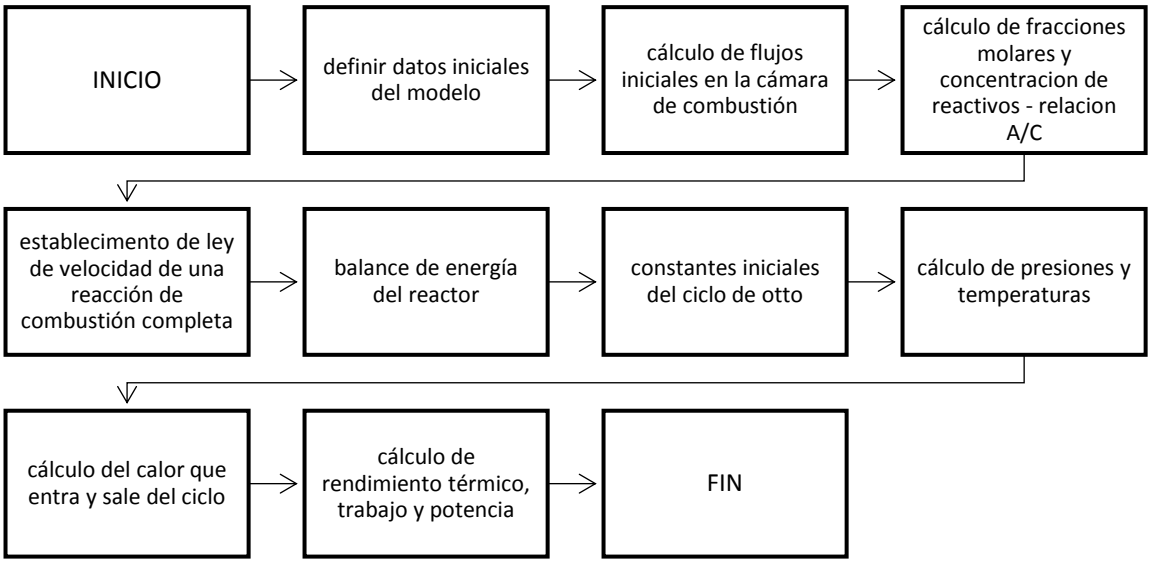


Gráfico 2-3: Metodología del trabajo de titulación.

Realizado por: Gavilema, Sebastian, 2021

Las fuentes bibliográficas utilizadas para el desarrollo de este proyecto son:

- Base datos de un motor de combustión interna tomados de manera experimental
- Papers alto, mediano impacto publicados en revistas indexadas y no indexadas acorde al tema tratado
- Trabajos de titulación
- Páginas web con extractos de los temas inmiscuidos en este trabajo
- Libros de termodinámica, ingeniera de reacción, funcionamientos de motores, etc., relacionados con el tema

3.2.1 Definición de datos iniciales

Al trabajar con una reacción de combustión completa los calores de formación estándar de las especies involucradas fueron determinados a través de bibliografía en condiciones normales de operación es decir 298K y 101.3KPa.

Tabla 2-3: Calores de formación estándar.

Especie química	**Valor, KJ/mol**
Hfa, Calor de formación estándar del n-octano	-208.4
Hfc, Calor de formación estándar del CO_2	-393.5
Hfd, Calor de formación estándar del H_2O	-241.83

Fuente: (Felder, 2004, pp.632-638)

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

La información utilizada para el consumo de combustible (n-octano) se tomó del articulo científico llamado "Evaluación energética y exergética en un motor de combustión interna ciclo de Otto de 1.6L", desarrollado por Llanes, et all., 2018, pp.228-229. En este estudio se registran 5 mediciones de consumo de combustible en unidades de m^3/min; 0.0011, 0.00109, 0.001121, 0.001205 y 0.00098. Los valores experimentales tabulados se transformaron a las unidades requeridas, además, se procedió a escalarlos por un valor de 10^4 y obtener un promedio que es el dato que se utilizó como constante inicial del programa. El factor estequiométrico de expansión de la reacción de combustión completa es de 7/2 calculado como Fogler, 2008, p.102 lo indica.

La densidad del combustible en este caso el n-octano se la obtuvo de la base termo física del programa EES a la temperatura y presión ambiente.

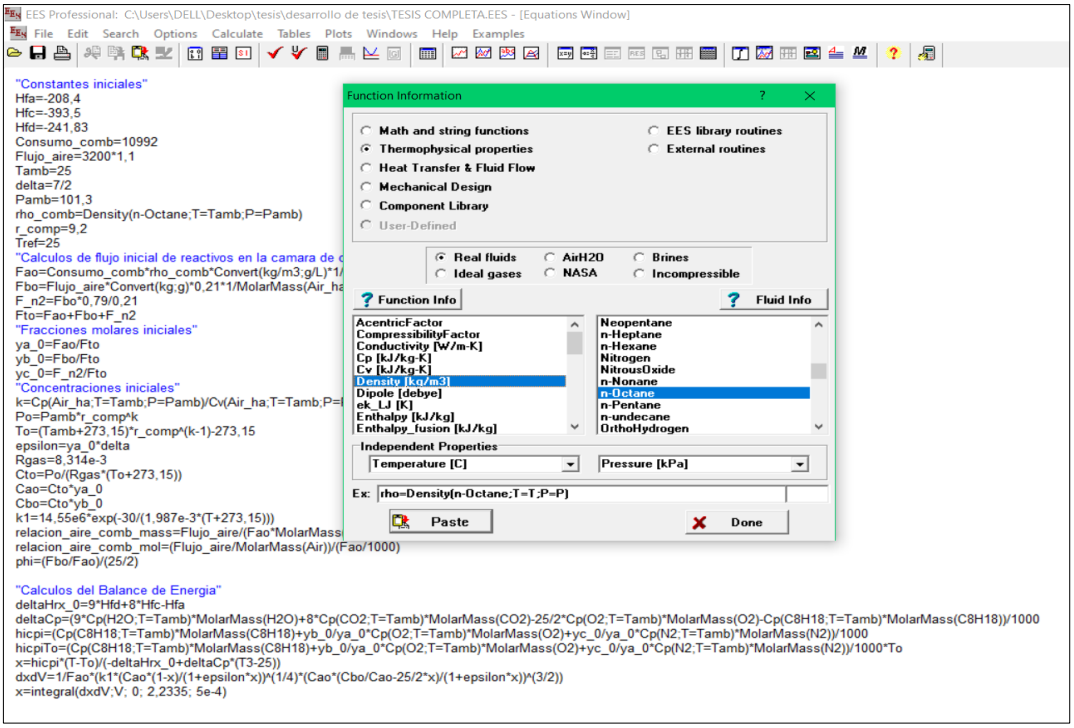


Figura 1-3: Densidad del n-octano – EES.

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

Para la relación de compresión del motor se especificó un valor de 8.6 tomado de un motor a gasolina de 2.5L. Finalmente se tiene dentro de este bloque la constante universal de los gases ideales R, y la relación de calores específicos a presión y volumen constante. Las variables con las que se trabaja son el flujo de aire que ingresa al motor de otto y la relación de compresión. La **Tabla 3-3** recoge todos los datos mencionados.

Tabla 3-3: Datos iniciales del modelo.

Constantes	**Valor**
Hfa, KJ/mol	-208.4
Hfc, KJ/mol	-393.5
Hfd, Kj/mol	-241.83
C_{comb}, L/min	10992
F_{aire}	-
T_{amb}, ºC	25
P_{amb}, Kpa	101.3
Δ	7/2
ρ_{comb} , Kg/m^3	Density(n-Octane;T=Tamb;P=Pamb)
$r_{compresion}$	8.6
R_{gas}, Kpa.m^3/mol.K	0.008314
K	Cp(Air_ha;T=Tamb;P=Pamb)/Cv(Air_ha;T=Tamb;P=Pamb)

Fuente: Engineering Equation Solver, 2021

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

3.2.2 Cálculo de flujos de reactivos en la cámara de combustión

El flujo inicial de reactivos se calculó a partir de las constantes identificadas, en el caso del flujo de oxígeno y nitrógeno se los multiplico los porcentajes en aire seco a nivel del mar, es así que para las especies involucradas en la reacción de combustión completa tenemos:

Tabla 4-3: Flujo inicial de reactivos en la cámara de combustión.

Especie	**Fórmula, mol/s**
n-octano, F_{ao}	$F_{ao} = C_{comb} * \rho_{comb}$
Oxígeno, F_{bo}	$F_{bo} = \frac{Flujo_{aire} * 0.21}{Molarmass_{air}}$

Nitrógeno, F_{n2}	$F_{n2} = F_{bo} * \frac{0.79}{0.21}$
Flujo total, F_{to}	$F_{to} = F_{ao} + F_{bo} + F_{n2}$

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

3.2.3 Cálculo de las fracciones molares de los reactivos

Teniendo los flujos de las especies involucradas se procede con el cálculo de las fracciones molares iniciales de los mismos. Datos necesarios para el balance de energía planteado.

Tabla 5-3: Fracción molar de las especies de la reacción.

Especie	**Fórmula**
n-octano, ya_o	$ya_o = \frac{F_{ao}}{F_{to}}$
Oxígeno, yb_o	$yb_o = \frac{F_{bo}}{F_{to}}$
Nitrógeno, yc_o	$yc_o = \frac{F_{n2}}{F_{to}}$

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

3.2.4 Cálculo de las concentraciones iniciales

Para obtener las concentraciones iniciales de cada especie se calcula una inicial total en base a una ecuación de estado tal como la ley de los gases ideales (Fogler, 2008, p.116). Para establecer relaciones con el ciclo termodinámico la presión y temperatura de la concentración inicial total están en función de la relación de compresión del motor.

Tabla 6-3: Concentraciones iniciales de las especies en la Cámara de combustión.

Especie	**Fórmula, mol/m³**
Concentración inicial total, Ct_o Presión a la entrada de la cámara de combustión, P_o Temperatura a la entrada de la cámara de combustión, T_o	$Ct_o = \frac{P_o}{R_{gas} * [T_o + 273.15]}$ $P_o = P_{amb} * r_{compresion}^{k}$ $T_o = [T_{amb} + 273.15] * r_{compresion}^{[k-1]} - 273.15$
Concentración inicial de combustible, Ca_o	$Ca_o = Ct_o * ya_o$
Concentración inicial de oxígeno, Cb_o	$Cb_o = Ct_o * yb_o$

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

3.2.5 Cálculo de la relación aire-combustible

La relación aire combustible se determina entre el flujo de aire y el flujo inicial del combustible correspondiendo a un valor adimensional. El cálculo de λ es un valor cercano a la unidad y expresa la desviación del aire real en la combustión del teórico.

Tabla 7-3: Relación aire-combustible.

Termino	**Fórmula**
A/C	$A/C = \frac{Flujo_{aire}}{Fa_o * \frac{Molarmass_{octano}}{1000}}$
lambda	$\lambda = \frac{A/C}{14.7}$

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

3.2.6 Cálculos del balance de energía

3.2.6.1 Ecuación de la conversión

En este punto se hace uso de la ecuación de un reactor flujo pistón adiabático que propone Floger, 2008, p. 476. Mediante el cálculo de todos los términos de esta expresión y el cálculo de la conversión en el balance molar diferencial se determina la temperatura T a la que llamamos temperatura de flama adiabática. Esta temperatura calculada se acopla al ciclo de otto como la temperatura del estado 3.

Tabla 8-3: Ecuación de conversión y sus expresiones**.**

Ecuación	
$x = \theta icpi * [\frac{T - T_o}{-\Delta Hrx_o - \Delta Cp * (T - 25)}]$	
Término	**Fórmula**
Capacidades caloríficas de las especies, θicpi, KJ/K-mol	$\theta icpi = Cp_A + \frac{yb_o}{ya_O} Cp_B + \frac{yc_O}{ya_O} Cpc$
Calor estándar de reacción, $\triangle H^{\circ} Rx$, KJ/ mol	$\Delta Hrx_o = \sum n_i (\triangle H^{\circ} f)_{Prod} - \sum n_i (\triangle H^{\circ} f)_{React}$
Capacidades caloríficas constantes a temperatura ambiente, $\triangle Cp$, KJ/K-mol	$\Delta Cp = \sum n_i (Cp)_{Prod} - \sum n_i (Cp)_{React}$

Fuente: (Fogler, 2008, p.476)

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

3.2.6.2 Balance molar diferencial

Para el balance molar diferencial se investigó diferentes velocidades de reacción para el n-octano. La que mejor resultado dio fue la presentada por Westbrook, 2007, p.35 en su artículo denominado "Simplified reaction mechanims for de oxidation of hydrocarbon fuels in flame".

Tabla 9-3: Velocidad de reacción del octano.

Combustible	**K_o**	**Ea**	**Ca**	**Cb**
C_8H_{18}	$4.6x10^{11}$	30	0.25	1.5

Fuente: Westbrook, C. 2007. p.35

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

En base a la **Tabla 9-3** y haciendo uso de la ecuación de Arrhenius que menciona que la constante de velocidad k_1 solo depende de la temperatura se tiene;

$$K_1 = k_o e^{-Ea/RT}$$

En donde:

Factor preexponencial, k_o

Energía de activación, Ea

Constante de los gases, R

Temperatura absoluta, T

Sé procedió a hacer un análisis dimensional de la constante de velocidad con la finalidad de determinar las unidades para transformarlas y que juntamente con todos los términos de la **Tabla 9-3**. pueda ingresar como $-r_A$ en la ecuación de diseño del reactor. Las concentraciones de combustible y oxigeno se las calcula con las ecuaciones para una reacción en fase gas.

$$\frac{dx}{dv} = \frac{-r_A}{Fa_o}$$

$$-r_A = k_1[C_8H_{18}]^{0.25}[O_2]^{1.5}$$

La ecuación diferencial ordinaria se resolvió mediante la herramienta integrar del programa EES teniendo como límites de la integral al volumen. La conversión calculada en este punto se anexa con la ecuación de la conversión antes mencionada.

3.2.7 Ciclo de Otto

Para el desarrollo del ciclo de Otto con sus diferentes variables se tomó como base las ecuaciones descritas en el libro del autor Cengel, Y. 2014, p.500 en su libro Termodinámica. Además, para la

determinación de potencia del motor se hace uso de la ecuación descrita por Bacca, D. 2004, p.16 en su tesis denominada "Relación de la proporción combustible aire y rendimiento de motores de combustión interna"

Tabla 10-3: Ecuaciones en los diferentes estados del ciclo de otto.

Estado del ciclo	**Fórmulas**
Datos iniciales	Nc=4 d=92e-3 L=94,2e-3 N=3000 Vc=Vd/(r_comp-1) Vd=pi/4*(d^2*L)
Punto 1 del ciclo, m^3, kPa, °C	$V_1 = Vd + Vc$ $P_1 = P_{amb}$ $T_1 = T_{amb}$
Punto 2 del ciclo	$V_2 = \frac{V1}{r_{compresion}}$ $P_2 = P_1 * r_{compresion}^{k}$ $T_2 = [T_1 + 273.15] * r_{cmpresion}^{(k-1)} - 273.15$
Punto 3 del ciclo	$V_3 = V_2$ $P_3 = P_2 * \frac{T_3 + 273.15}{T_2 + 273.15}$ $T_3 = T$
Punto 4 del ciclo	$V_4 = V_1$ $P_4 = P_3 * r_{compresion}^{-k}$ $T_4 = [T_3 + 273.15] * r_{cmpresion}^{(1-k)} - 273.15$
Calor que entra y sale del ciclo, KJ	$Q_{entre=}m_{aire} * Cv(T_3 - T_2)$ $Q_{sale=}m_{aire} * Cv(T_4 - T_1)$ $m_{aire} = P_1 * [MolarMass\ Air] * \frac{V_1}{8.314 + [T_1 + 273.15]}$
Rendimiento térmico	$\eta = 1 - \frac{Q_{sale}}{Q_{entra} + 1x10^{-9}}$
$Trabajo_{neto}$, KJ/kg	$W_{neto} = Cv(T_3 - T_2) * \eta$
Potencia del motor, KJ/s	$potencia = m * W_{neto}$

	$m = Nc * \pi * \frac{d^2}{4} * L * \frac{P_1}{8.314 * [T_1 + 273.15]} * \frac{N}{120} * 29$

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

3.2.8 Estequiometria de las reacciones

La igualación de las reacciones de combustión se realiza por estequiometria. Con las diferentes relaciones aire combustible calculadas se puede estimar la cantidad de aire en la reacción de combustión, mediante la siguiente ecuación:

$$A/C \frac{kg\ aire}{Kgcomb} * \frac{1\ n\ aire}{29\ kg\ aire} * \frac{114\ kg\ comb}{1\ n\ comb} = y \frac{n\ aire}{n\ comb}$$

$$A = \frac{y \frac{n\ aire}{n\ comb}}{4.76}$$

En donde:

Relación de aire combustible en base másica, A/C

Relación aire combustible en base molar, y

Coeficiente de aire en la reacción de combustión, A

CAPÍTULO IV

4 RESULTADOS

4.1 Modelo de combustión

Tabla 1-4: Modelo de combustión desarrollado.

Constantes iniciales
Hfa=-208,4 Hfc=-393,5 Hfd=-241,83 Consumo_comb=10992 Flujo_aire=1932 Tamb=25 delta=7/2 Pamb=101,3 rho_comb=Density(n-Octane;T=Tamb;P=Pamb) r_comp=8.6 Tref=25 k=Cp(Air_ha;T=Tamb;P=Pamb)/Cv(Air_ha;T=Tamb;P=Pamb) Rgas=8,314e-3
Cálculos de flujo inicial de reactivos en la cámara de combustión
Fao=Consumo_comb*rho_comb*Convert(kg/m3;g/L)*1/convert(min;s)*1/MolarMass(n-Octane)*1/convert(kg/kmol;g/mol) Fbo=Flujo_aire*Convert(kg;g)*0,21*1/MolarMass(Air_ha)*1/convert(kg/kmol;g/mol) F_n2=Fbo*0,79/0,21 Fto=Fao+Fbo+F_n2
Fracciones molares iniciales
ya_0=Fao/Fto yb_0=Fbo/Fto yc_0=F_n2/Fto
Concentraciones iniciales
Po=Pamb*r_comp^k To=(Tamb+273,15)*r_comp^(k-1)-273,15

```
epsilon=ya_0*delta
Cto=Po/(Rgas*(To+273,15))
Cao=Cto*ya_0
Cbo=Cto*yb_0
```

Cálculo de la Relación aire/combustible

```
relacion_aire_comb_mass=Flujo_aire/(Fao*MolarMass(n-Octane)*Convert(Kg/Kmol;Kg/mol))
relacion_aire_comb_mol=(Flujo_aire/(MolarMass(Air)*Convert(Kg/Kmol;Kg/mol)))/(Fao)
lamda=relacion_aire_comb_mass/14,7
```

Cálculos del Balance de Energía

```
k1=14,55e6*exp(-30/(1,987e-3*(T+273,15)))
deltaHrx_0=9*Hfd+8*Hfc-Hfa
deltaCp=(9*Cp(H2O;T=Tamb)*MolarMass(H2O)+8*Cp(CO2;T=Tamb)*MolarMass(CO2)-25/2*Cp(O2;T=Tamb)*MolarMass(O2)-Cp(C8H18;T=Tamb)*MolarMass(C8H18))/1000
hicpi=(Cp(C8H18;T=Tamb)*MolarMass(C8H18)+yb_0/ya_0*Cp(O2;T=Tamb)*MolarMass(O2)+yc_0/ya_0*Cp(N2;T=Tamb)*MolarMass(N2))/1000
hicpiTo=(Cp(C8H18;T=Tamb)*MolarMass(C8H18)+yb_0/ya_0*Cp(O2;T=Tamb)*MolarMass(O2)+yc_0/ya_0*Cp(N2;T=Tamb)*MolarMass(N2))/1000*To
x=hicpi*(T-To)/(-deltaHrx_0-deltaCp*(T3-25))
dxdV=1/Fao*(k1*(Cao*(1-x)/(1+epsilon*x))^(1/4)*(Cao*(Cbo/Cao-25/2*x)/(1+epsilon*x))^(3/2))
x=integral(dxdV;V; 0; 1,1269; 4e-4)
```

Cálculos del ciclo de Otto

```
Nc=4 "Numero de cilindros"
d=92e-3 "Diametro del piston"
L=94,2e-3 "Carrera del piston"
N=3000 "Numero de revoluciones por minuto"
Vc=Vd/(r_comp-1)
Vd=pi/4*(d^2*L)
```

Cálculo de volúmenes

```
V1=Vd+Vc
V2=V1/r_comp
V3=V2
```

V4=V1
Presiones y Temperaturas del ciclo
P1=Pamb T1=Tamb P2=P1*r_comp^k T2=(T1+273,15)*r_comp^(k-1)-273,15 T3=T P3=P2*(T3+273,15)/(T2+273,15) P4=P3*r_comp^(-k) T4=(T3+273,15)*r_comp^(1-k)-273,15
Cálculo de Calor que entra y sale
m_aire=P1*MolarMass(Air)*V1/(8,314*(T1+273,15)) Qentra=m_aire*Cv(Air;T=Tamb)*(T3-T2) Qsale=m_aire*Cv(Air;T=Tamb)*(T4-T1)
Rendimiento térmico
eta=1-Qsale/(Qentra+1e-9)
Cálculo del trabajo
q_h=Cv(Air;T=Tamb)*(T3-T2) "calor especifico recibido" w=q_h*eta
Estimación de la potencia
m=Nc*pi*d^2/4*L*P1/(8,314*(T1+273,15))*N/120*29 "Flujo de aire en Kg/s" Potencia=m*w

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

4.2 Consumo de combustible utilizado en el programa

Tabla 2-4: Consumo de combustible.

Consumo de combustible, L/min	Consumo de combustible escalado x 10^4
1,1	11000
1,09	10900
1,121	11210
1,205	12050
0,9802	9800
C_{comb}	10992

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

4.3 Análisis dimensional y transformación de la ley de velocidad del octano

$$-r_A = K_1[C_8H_{18}]^{0.25}[O_2]^{1.5}$$

$$\left[\frac{mol}{cm^3 s}\right] = k_1[\frac{mol}{cm^3}]^{0.25}[\frac{mol}{cm^3}]^{1.5}$$

$$k_1 = \left[\frac{mol}{cm^3 s}\right]\left[\frac{cm^{5.25}}{mol^{1.75}}\right]$$

$$k_1 = \frac{cm^{2.25}}{mol^{0.75}s}$$

Transformado a $\frac{m^{2.25}}{mol^{0.75}s}$

$$k_1 = 4{,}6x10^{11}\left[\frac{cm^{2.25}}{mol^{0.75}s}\right]\exp\left(\frac{-30\frac{Kcal}{mol}}{1.987x10^{-3}\frac{Kcal}{mol\,K} * T}\right)$$

$$k_o = 4.6x10^{11}\left[\frac{cm^{2.25}}{mol^{0.75}s}\right]\left[\frac{1m^{2.25}}{100cm^{2.25}}\right]$$

$$k_o = 14.55x10^6\frac{m^{2.25}}{mol^{0.75}s}$$

4.4 Resultados del motor a diferentes relaciones aire combustible

Para obtener las diferentes relaciones aire combustible en ese primer análisis se varió el flujo de aire que ingresa al motor de otto. Se registran todas las variables relacionadas en el ciclo de Otto

Tabla 3-4: Resultados del análisis del motor a diferentes relaciones aire-combustible.

N	$Flujo_{aire}$, Kg/s	A/C	λ	V1=V4, m^3	P1, Kpa	T1, °C	V2=V3, m^3	P2, Kpa	T2, °C	P3, Kpa	T3, °C	P4, Kpa	T4, °C	□	Q_{ent}, KJ	Q_{sal}, KJ
1	1932	15,12	1.03	0,0007086	101,3	25	0,0000824	2068	434.6	9631	3023	471.8	1115	0,5787	1.558	0.6563
2	1962,4	15,36	1.042							9527	2987	466.7	1100		1.537	0.6473
3	1992,1	15,59	1.06							9429	2954	461.9	1086		1.516	0.6388
4	2022,72	15,83	1.08							9331	2920	457	1072		1.496	0.6302
5	2084,7	16,31	1.11							9139	2854	447.6	1044		1.457	0.6136
6	2115,4	16,55	1.13							9047	2823	443.2	1031		1.438	0.6056
7	2145,1	16,78	1.14							8961	2794	438.9	1019		1.42	0.5982
8	2176,2	17,03	1.16							8871	2763	434.5	1006		1.401	0.5904
9	2205,4	17,26	1.17							8792	2736	430.7	994.4		1.385	0.5835
10	2235,71	17,49	1.19							8710	2708	426.6	982.5		1.368	0.5764

Fuente: Engineering Equation solver, 2021

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

4.5 Resultados en base a la variación de la relación de compresión

Se tomo 5 de las relaciones A/C antes calculadas y se varió la relación de compresión con la finalidad de determinar cómo esta afecta a la eficiencia, trabajo neto y potencia.

Tabla 4-4: Variación de la relación de compresión**.**

			A/C 15,12		**A/C 15,59**		**A/C 16,31**		**A/C 16,78**		**A/C 17,26**	
N	r_{comp}	□	w_{neto}, KJ	Potencia, KJ/s	w_{neto}, KJ	P, KJ/s	w_{neto}, KJ	P, KJ/s	w_{neto}, KJ	P, KJ/s	w_{neto}, KJ	P, KJ/s
1	8	0,5663	1052	78,08	1024	75,99	983,5	72,99	958,8	71,16	935,2	69,41
2	8,2	0,5706	1057	78,47	1032	76,56	990,9	73,54	966	71,69	941,7	69,88
3	8,4	0,5747	1068	79,23	1039	77,1	997,7	74,04	972,9	72,21	948,7	70,41
4	8,6	0,5787	1075	79,77	1046	77,65	1005	74,58	979,7	72,71	955,6	70,92
5	8,8	0,5826	1082	80,3	1053	78,16	1011	75,04	986,2	73,19	962,1	71,4
6	9	0,5864	1089	80,82	1060	78,65	1018	75,54	992,5	73,65	966,9	71,76
7	9,2	0,59	1096	81,31	1066	79,14	1024	76,02	998,6	74,11	973,8	72,27

Fuente: Engineering Equation solver, 2021

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

4.6 Coeficiente de aire en la reacción de combustión para cada relación aire combustible

En base a las relaciones A/C obtenidas se calculó el coeficiente de aire en la reacción de combustión.

Tabla 5-4: Coeficiente de aire para cada relación A/C.

N	A/C	Coeficiente de aire en reacción, A
1	15.12	12.5
2	15.36	12.69
3	15.59	12.87
4	15.83	13.07
5	16.31	13.47
6	16.55	13.66
7	16.78	13.85
8	17.03	14.06
9	17.26	14.25
10	17.49	14.44

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

4.7 Validación y análisis

4.7.1 Validación del ciclo de otto

Para validar el modelo se contrasto lo datos obtenidos para la relación A/C más cercana a la teórica con los datos cálculos por González, 2016, p.80 en su tesis "Diseño de una herramienta computacional para estudiar el comportamiento de los motores a pistón". Las unidades son KPa, °C, m^3 y KJ

Tabla 6-4: Validación de los estados del ciclo planteado.

Variables	**Datos del autor indicado**	**Datos calculados**	
Datos de entrada			
Combustible	Iso-octano	n-octano	
r_{comp}	8.6	8.6	
A/C	15	15.12	
Presión 1	100	101.3	
Temperatura 1	60	25	
Parámetros calculados			**% de error**
Volumen 1	0.000709	0.0007086	0.06
Presión 2	2033.75	2068	1.66
Temperatura 2	514.84	434.6	18.46
Volumen 2	0.0000822	0.0000824	0.24
Presión 3	11596	9361	23.87
Temperatura 3	4219.4	3023	39.56
Volumen 3	0.0000822	0.0000824	0.24
Aporte de calor	1.969	1.558	26.37
Presión 4	570.2	471.8	20.85
Temperatura 4	1626	1115	45.83
Volumen 4	0.000709	0.0007086	0.056
Rendimiento térmico	0.577	0.578	0.17

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

En la **Tabla 6-4** se puede observar que los mayores porcentajes de error son los que corresponden a presiones y temperaturas. Esto ocurre por la diferencia de la temperatura 1 en los datos de entrada. Si se hace un análisis en base a las fórmulas utilizadas se llegará a la conclusión que esta temperatura tiene influencia directa en los datos por debajo de la temperatura 3. Se visualiza que la metodología aplicada para calcular la temperatura máxima del ciclo permite menorar la sobreestimación que generalmente ocurre en cálculos de ciclos de otto ideal. Los resultados resultan lógicos.

4.7.2 Análisis de la temperatura de llama adiabática

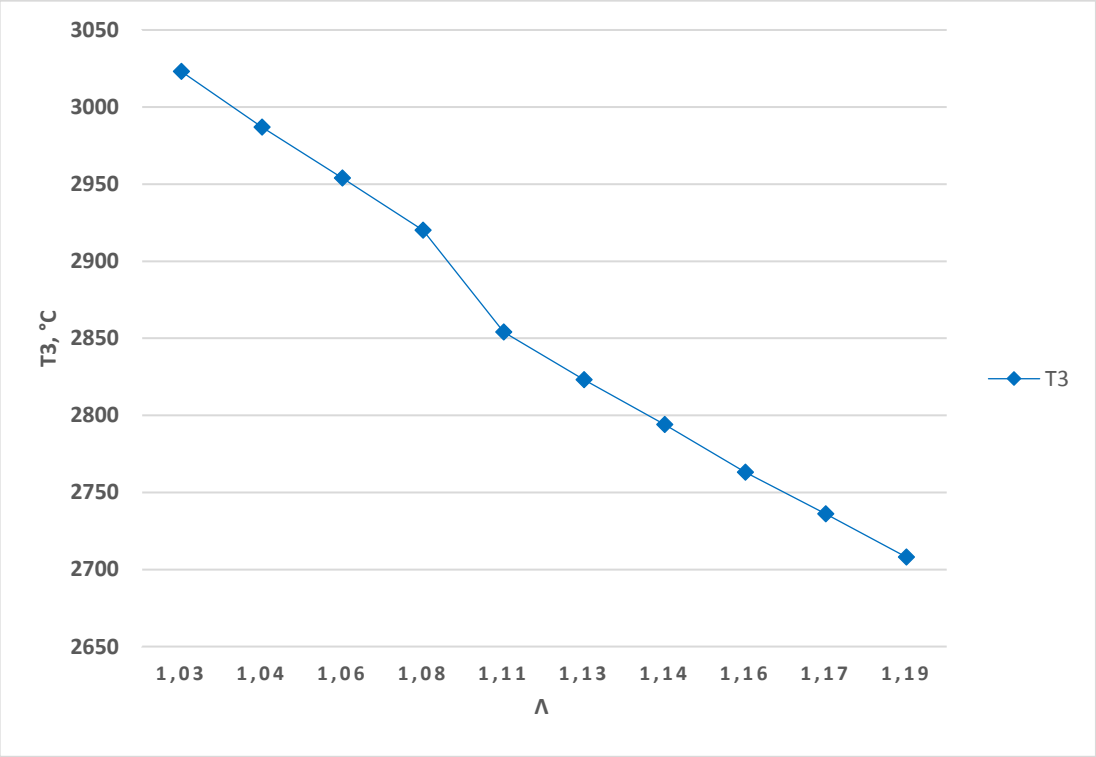


Gráfico 1-4: Temperatura de combustión en función de λ.

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

El **Gráfico 1-4** nos indica que la temperatura de combustión obtenida en base a las diferentes mezclas A/C está dentro del área de mezclas pobres ya que el factor lambda toma valores por encima de la unidad. También se observa que la temperatura máxima de combustión se encuentra en un valor cercano a la estequiometria y conforme aumenta el exceso de aire esta decrece. En función de las bases teóricas se concluye que en esta área existe una mayor cantidad de oxígeno que de combustible. En contraste con lo mencionado los autores Karimi, et all., 2013, p.78 en articulo científico "Effect of fuel and equivalence ratios on the exergy analysis of standard otto cycle" señalan que la temperatura de llama adiabática se ve afectada cuando se proporciona excesos de

aire en el proceso de combustión tendiendo así a la disminución de esta y que para el caso del combustible iso octano la máxima temperatura se obtiene en condiciones estequiométricas.

En función de la relación de equivalencia, dato inverso a lambda, los valores de temperatura registrados en el rango de 0.9 a 0.84 van desde 3023 hasta 2078 °C para el n-octano. Los autores Karimi, et all., 2013 p.78 registran temperaturas en un rango de 1 a 0.8 correspondientes a 2827 hasta 2327 °C. La diferencia entre los datos se da ya que los autores mencionados realizan cálculos de capacidades caloríficas en 2 instantes del ciclo; al inicio del proceso de compresión y durante el proceso de combustión. Sin embargo, la tendencia a la disminución de la temperatura 3 en función de la relación de equivalencia se mantiene.

Es importante aclarar que el ciclo de Otto al ser uno ideal trabaja adiabáticamente, lo que hace que este sistema no tenga interacción con el medio y en el momento en que ocurre la combustión exista un acumulamiento de calor sobreestimando así temperaturas y presiones en ese punto.

4.7.3 Validación del trabajo neto calculado

Para validar el trabajo neto producido en base a las diferentes relaciones de compresión y relaciones de A/C se utiliza la ecuación desarrollada por Ortega y García, 2014: p.10 en su trabajo "Modelo para obtener eficiencia y trabajo en un ciclo de Otto":

$$K_t = 0.141119 + 0.003367r_{ac} + 0.054795r - 0.000056r_{ac}^2 - 0.002033r^2 + 0.000030r_{ac}r$$

En donde;
Trabajo neto, K_t
Relación A/C, r_{ac}
Relación de compresión, r

Tabla 7-4: Validación del trabajo neto producido.

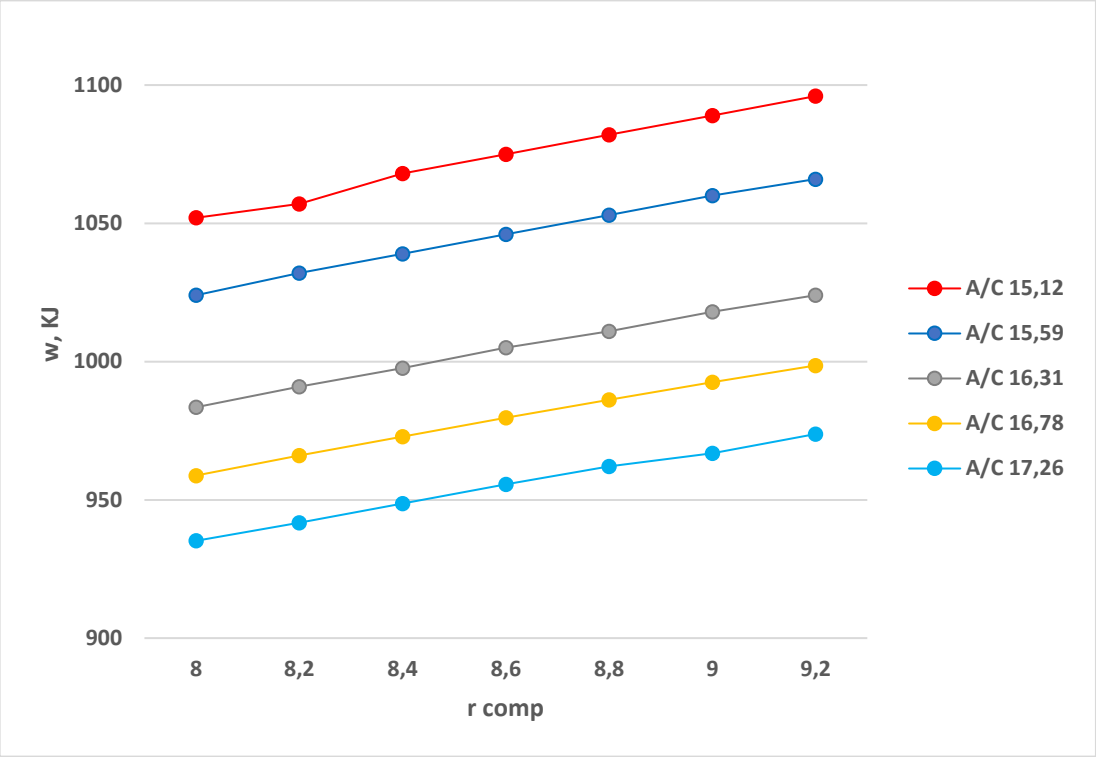
		A/C 15.12			A/C 15,59			A/C 16,31			A/C 16,78			A/C 17,26		
N	r_{comp}	w_{neto} calculado	w_{neto} ecuación	% error	w_{neto} calculado	w_{neto} ecuación	% error	w_{neto} calculado	w_{neto} ecuación	% error	w_{neto} calculado	w_{neto} ecuación	% error	w_{neto} calculado	w_{neto} ecuación	% error
1	8	1052	1005	4,47 %	1024	976,4	4,65 %	983,5	936,6	4,77 %	958,8	912,8	4,80 %	935,2	890,2	4,81 %
2	8,2	1057	1014	4,07 %	1032	985,7	4,49 %	990,9	945,5	4,58 %	966	921,3	4,63 %	941,7	898,5	4,59 %
3	8,4	1068	1023	4,21 %	1039	994,7	4,26 %	997,7	954	4,38 %	972,9	929,5	4,46 %	948,7	906,4	4,46 %
4	8,6	1075	1032	4,00 %	1046	1003	4,11 %	1005	962,1	4,27 %	979,7	937,4	4,32 %	955,6	914	4,35 %
5	8,8	1082	1041	3,79 %	1053	1012	3,89 %	1011	969,9	4,07 %	986,2	944,9	4,19 %	962,1	921,2	4,25 %
6	9	1089	1049	3,67 %	1060	1020	3,77 %	1018	977,4	3,99 %	992,5	952,1	4,07 %	966,9	928,1	4,01 %
7	9,2	1096	1057	3,56 %	1066	1027	3,66 %	1024	984,5	3,86 %	998,6	958,9	3,98 %	973,8	934,6	4,03 %

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

En la **Tabla 7-4** se puede observar que el trabajo calculado con la herramienta desarrollada para las diferentes relaciones A/C y relaciones de compresión son valores cercanos a los calculados por los autores mencionados. El porcentaje de error no supera el 5%. Las unidades son KJ.

4.7.4 Análisis de la variación de la relación de compresión

Ortega y Garcia, 2014: p.10 concluyen que a medida que aumenta la relación de compresión el trabajo neto del ciclo aumenta, además, conforme aumenta la relación de A/C se produce un trabajo neto menor. En base a lo indicado por los autores se procedió a analizar los resultados obtenidos y representarlos en la **Gráfica 2-4** en donde se visualiza que exactamente se dan estas relaciones entre las variables mencionadas.



Gráfica 2-4: Variación de la relación de compresión.

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

4.7.5 Análisis de la potencia en función de la A/C

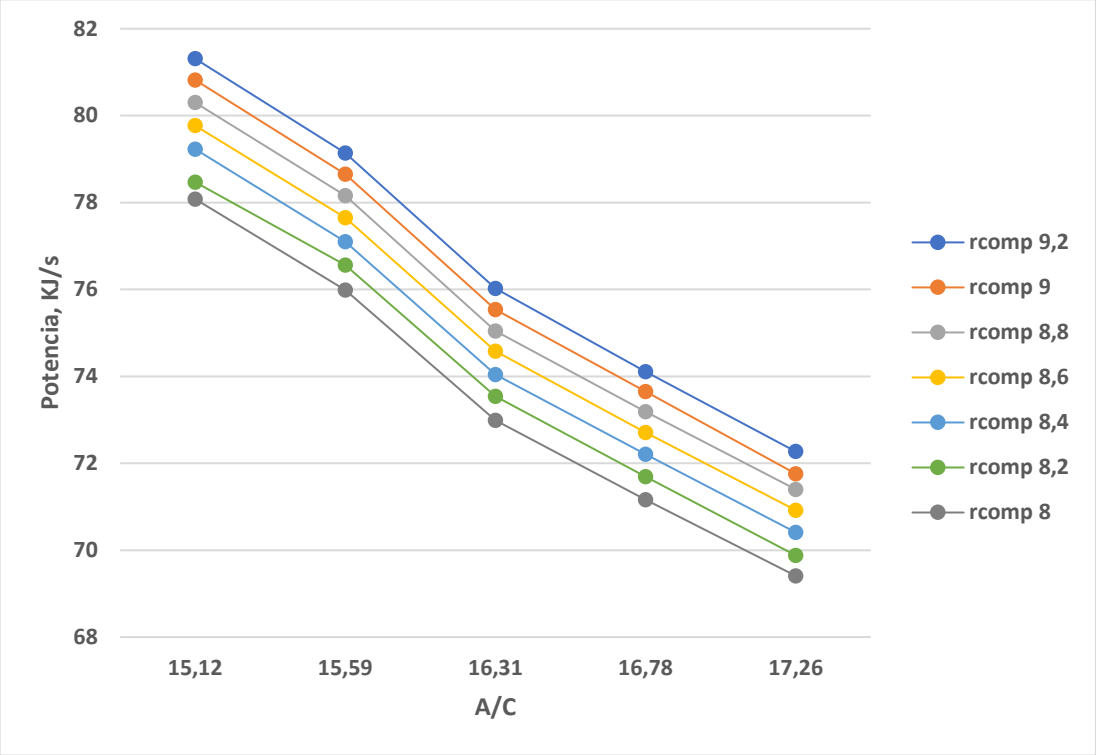


Gráfico 3-4: Potencia en función de A/C.

Realizado por: Gavilema, Sebastian. 2021

El **Gráfico 3-4** recoge los datos estimados de potencia para cada relación de compresión en función de mezclas A/C pobres. Se observa que la potencia disminuye con el aumento de la relación A/C. Los mayores valores de potencia se producen para la relación A/C más cercana a la teórica en todos los casos. Los autores Supriyono. et all., 2019, p.3138 en el artículo "The development of engine control module manipulator module base don Arduino to increase power and torque of motorcycle engine" representan gráficamente la relación entre estas variables, en donde se evidencia que a medida que aumenta la relación A/C y con ella el exceso de aire, la potencia se ve afectada de manera inversa.

CONCLUSIONES

- Se analizó energéticamente un motor de combustión interna desarrollando un modelo de combustión el mismo que permitió establecer una relación entre la parte de la reacción química y la parte termodinámica correspondiente al ciclo de otto, obteniendo resultados en función de la variación de relaciones A/C y relaciones de compresión.

- Se identificó las principales variables de influencia u operación en el proceso de combustión interna cuando se tiene mezclas pobres estas son: consumo de combustible, flujo de aire, relación de compresión, presiones y temperaturas en el punto crítico del ciclo de Otto.

- Se determinó las relaciones estequiométricas de la reacción de combustión a partir de las diferentes relaciones aire combustible obteniendo los valores del aire estequiométrico y en exceso en la reacción de combustión. Se concluye que el coeficiente de oxígeno en la reacción de combustión está vinculado a las relaciones A/C calculadas de manera directa, es decir, que si las relaciones A/C superan la estequiométrica en el proceso predomina el exceso de aire por lo cual se corrobora que en estos rangos se obtienen mezclas pobres.

- Se examinó el ciclo termodinámico de otto que es con el que trabaja un motor de combustión interna para lo cual se estableció una relación entre el proceso de combustión y la parte termodinámica. Gracias a las ecuaciones de balance de energía y balance molar de un reactor flujo pistón adiabático se pudo menorar la sobreestimación de la temperatura máxima del ciclo dada por la combustión en ciclos ideales. Los valores en el punto máximo de temperatura, presión, trabajo y potencia obtenidos para la relación A/C de 15.12 con las condiciones inicialmente descritas son 3023 °C, 9361 kPa, 1075 KJ y 79.77 KJ/s.

RECOMENDACIONES

- Ampliar el estudio a reacciones de combustión con deficiencia de aire.

- Optimizar la metodología en cuanto al balance de energía de este estudio para poder obtener temperaturas más cercanas a la realidad.

- Incluir factores de corrección que permitan obtener gráficas del modelo de un ciclo real de un motor de combustión interna.

BIBLIOGRAFIA

AVELLA, E. “Biocombustibles, promisión o falacia”. Revista de física, 2012. Colombia, No 44. P.40. [consulta: 7 de junio de 2021]. Disponible en: <https://revistas.unal.edu.co/index.php/momento/article/view/38738/40720>

BACCA, D. Relación de la proporción combustible-aire y rendimiento de motores de combustión interna. (Trabajo de titulación) (ingeniería). Universidad de los Andes, Facultad de ingeniería, departamento de ingeniería mecánica. Bogotá. 2004. p.4

CENGEL, Y. *Termodinámica de Cengel*. [en línea]. 8ª Ed. Mexico: McGraw-Hill, 2014. [consulta: 1 abril 2021]. Disponible en: http://librosysolucionarios.net/.

DIETSCHE, K. *Manual de la tecnica automovil.* [en linea]. 4ª Ed. Alemania: Bosch, 2005. [consulta; 20 de febrero de 2021]. Disponible en: https://books.google.com.ec/books?id=lvDitKKl1SAC&pg=PA605&dq=Dietsche+relacion+aire+combustible&hl=es-419&sa=X&ved=2ahUKEwiu2KmQkf_vAhWFMd8KHeyqBasQ6AEwAHoECAEQAg#v=onepage&q=Dietsche%20relacion%20aire%20combustible&f=false

FELDER, R. *Principios elementales de los procesos químicos*. 3ª Ed. Mexico: Limusa, 2004, pp. 632-638

FOGLER, S. *Elementos de ingenieria de las reacciones qímicas*. 4ª Ed. Mexico: Pearson educación, 2008, pp. 14-476

FUENTES, A. Herramienta para el cálculo de la combustión en generadores térmicos: combustibles sólidos, líquidos y gaseosos (trabajo de titulación) (ingeniería de las tecnologias industriales). Universidad de Sevilla, Departamento de ingeniería energética, grupo de maquinas y motores térmicos. España. 2015. p.7

GARCIA, R. *Combustión y combustibles.* [en linea]. 2001. Disponible en: http://www.kimerius.com

GONZALEZ, C. Diseño de una herramienta computacioanl para estudiar el comportamiento de los motores a pistón (trabajo de titulación) (ingeniería en aeronautica). Universidad de San

Buenaventura. Bogotá. 2016. p.80

JUAREZ, M. Análisis de procesos de combustión (a traves de un programa de computo) (trabajo de titulación) (ingeniería). Universidad Autonoma Metropolitana, División de ciencias basicas e ingenieria. México. 2003. p.10

Karimi, M., & Kumar, S. "Effect of fuel and equivalence ratios on the exergy analysis of standard otto cycle". *Researchgate,* 2013, p.78.

LLANES CEDEÑO, E.A.; CARGUACHI-CAIZATOA, J.B.; & ROCHA-HOYOS, J.C. "Evaluación energética y exergética en un motor de combustión interna ciclo Otto de 1.6L". *Enfoque UTE*, vol. 9, no. 4, ISSN 1390-9363. DOI 10.29019/enfoqueute.v9n4.365, 2018, pp. 221-232.

Malaver, M. "Análisis de las temperaturas y de la eficiencia termica en el ciclo de Otto". *Eduacion quimica,* 2003. Venezuela. p.1

MONTÚFAR, P.; AYALA, R.; TORRES, C.; & PADILLA, C. "Caracterización del modelo termodinámico Otto y CIMA para la predicción de potencia torque y consumo de un motor de combustión interna S.I con el dinamómetro automotriz para evaluar la precisión de sus resultados". *Revista de Investigaciones en Energía, Medio Ambiente y Tecnología: RIEMAT ISSN: 2588-0721*, vol. 2, no. 1, DOI 10.33936/riemat.v2i1.935, 2017, pp. 36.

MORAN, M.; & SHAPIRO, H. *Fundamentos de termodinámica técnica.* 2ª Ed. España, Barcelona: Editorial Reverta S.A, 2004. p.430

ORTEGA, F.; & GARCÍA, J. "Modelo para obtener eficiencia y trabajo en un ciclo Otto". Ciencias de la ingeniería y tecnologia, Handbook-ECORFAN, 2014, Guanjuato-Mexico, pp. 1-12.

RESTREPO, A.; TIBAQUIRA, J.; & CARRANZA, Y. "Análisis de la influencia de la relación de equivalencia y el precalentamiento del aire en la composición y propiedades de los productos de combustion en un quemador de ACPM". *Scientia et Technica*, No. 24, 2004, pp. 157-162.

RODRIGUEZ, R.; & NIÑO, Z. "Evaluación de herramientas computacionales gratuitas para la simulación de procesos de combustión en motores de combustión interna". *Revista mexicana de ingeniería química.* Vol 15, No.3(2016) 977-984, p.1

TAIPE, V. Evaluación energética y exergetica de un motor de encendido provocado experimentalmente bajo diferentes gasolinas. (Trabajo de titulación) (Master en ecoeficiencia industrial). Universidad internacional SEK, Quito. 2020. p.7

SANCHEZ, C. *Teoría de la combustión. Madrid:* Universidad nacional de educación a distancia, 200. ISBN: 978-84-362-5510-2, 2011. p.25

SANCHEZ, J. Modelización con el software engineering Equation solver (EES) para la optimización de una central térmica de un ciclo real de turbina de vapor utilizado en la central nuclear de Cofrentes. (Trabajo de titulación) (ingeniería). Universidad politécnica de Cartagena, Cartagena. 2016. p.24

SUPRIYONO. "The development of engine control module manipulator module base on Arduino to increase power and torque of motorcycle engine". *International journal of advance trends incomputer science and enginierin, 2019, p.3138*

WESTBROOK, CH.; & FREDERICK, D. "Simplified Reaction Mechanims for the oxidation of hydrocarbon fuels in flames". Combustión science and technology [en línea],2007, 27:1-2, 31-43, [consulta: 20 de febrero de 2021]. ISSN: 0010-2202. Disponible en: http://dx.doi.org/10.1080/00102208108946970

ANEXOS

Anexo A. Modelado de combustión

```
"Constantes iniciales"
Hfa=-208,4                                  "Calor de formacion estandar a 298K del n-Octano(g)"
Hfc=-393,5                                  "Calor de formacion estandar a 298K del CO2(g)"
Hfd=-241,83                                 "Calor de formacion estandar a 298K del H2O(g)"
Consumo_comb=10992                          "Consumo de combustible en 10^4Litros por minuto"
Flujo_aire=1932                             "Flujo de aire a la entrada en 10^4 Kg/s"
Tamb=25                                     "Temperatura de inyeccion de aire, C"
delta=7/2                                   "Factor estequiometrico de expansion de la reaccion de combustion"
Pamb=101,3                                  "Presion atmosferica del aire, Kpa"
rho_comb=Density(n-Octane;T=Tamb;P=Pamb)    "Densidad del combustible, Kg/m3"
r_comp=9,2                                  "Razon de compresion en el motor"
Tref=25
k=Cp(Air_ha;T=Tamb;P=Pamb)/Cv(Air_ha;T=Tamb;P=Pamb)
Rgas=8,314e-3

"Calculos de flujo inicial de reactivos en la camara de combustion"
Fao=Consumo_comb*rho_comb*Convert(kg/m3;g/L)*1/convert(min;s)*1/MolarMass(n-Octane)*1/convert(kg/kmol;g/mol)
Fbo=Flujo_aire*Convert(kg;g)*0,21*1/MolarMass(Air_ha)*1/convert(kg/kmol;g/mol)
F_n2=Fbo*0,79/0,21
Fto=Fao+Fbo+F_n2

"Fracciones molares iniciales"
ya_0=Fao/Fto
yb_0=Fbo/Fto
yc_0=F_n2/Fto

"Concentraciones iniciales"
Po=Pamb*r_comp^k
To=(Tamb+273,15)*r_comp^(k-1)-273,15
epsilon=ya_0*delta
Cto=Po/(Rgas*(To+273,15))
```

```
Cao=Cto*ya_0
Cbo=Cto*yb_0

"Calculo de la Relacion aire/combustible"
relacion_aire_comb_mass=Flujo_aire/(Fao*MolarMass(n-Octane)*Convert(Kg/Kmol;Kg/mol))
relacion_aire_comb_mol=(Flujo_aire/(MolarMass(Air)*Convert(Kg/Kmol;Kg/mol)))/(Fao)
lamda=relacion_aire_comb_mass/14,7

"Calculos del Balance de Energia"
k1=14,55e6*exp(-30/(1,987e-3*(T+273,15)))
deltaHrx_0=9*Hfd+8*Hfc-Hfa
deltaCp=(9*Cp(H2O;T=Tamb)*MolarMass(H2O)+8*Cp(CO2;T=Tamb)*MolarMass(CO2)-
25/2*Cp(O2;T=Tamb)*MolarMass(O2)-Cp(C8H18;T=Tamb)*MolarMass(C8H18))/1000
hicpi=(Cp(C8H18;T=Tamb)*MolarMass(C8H18)+yb_0/ya_0*Cp(O2;T=Tamb)*MolarMass(O2)+y
c_0/ya_0*Cp(N2;T=Tamb)*MolarMass(N2))/1000
hicpiTo=(Cp(C8H18;T=Tamb)*MolarMass(C8H18)+yb_0/ya_0*Cp(O2;T=Tamb)*MolarMass(O2)
+yc_0/ya_0*Cp(N2;T=Tamb)*MolarMass(N2))/1000*To
x=hicpi*(T-To)/(-deltaHrx_0-deltaCp*(T-25))
dxdV=1/Fao*(k1*(Cao*(1-x)/(1+epsilon*x))^(1/4)*(Cao*(Cbo/Cao-25/2*x)/(1+epsilon*x))^(3/2))
x=integral(dxdV;V; 0; 1,1269; 4e-4)
"Calculos del ciclo de Otto"
"Volumen total"
V1=1,58066e-3
V2=V1/r_comp
V3=V2
V4=V1

"Presiones y Temperaturas del ciclo"
P1=Pamb
T1=Tamb
P2=P1*r_comp^k
T2=(T1+273,15)*r_comp^(k-1)-273,15
T3=T
P3=P2*(T3+273,15)/(T2+273,15)
P4=P3*r_comp^(-k)
T4=(T3+273,15)*r_comp^(1-k)-273,15

"Calculo de Calor que entra y sale"
m_aire=P1*MolarMass(Air)*V1/(8,314*(T1+273,15))
Qentra=m_aire*Cv(Air;T=Tamb)*(T3-T2)
```

```
Qsale=m_aire*Cv(Air;T=Tamb)*(T4-T1)

"Rendimiento termico"
eta=1-Qsale/(Qentra+1e-9)

"Calculo del trabajo"
q_h=Cv(Air;T=Tamb)*(T3-T2) "calor especifico recibido"
w=q_h*eta

"Calculo del flujo masico de aire"
Nc=4 "Numero de cilindros"
d=86,4e-3 "Diametro del piston"
L=67,4e-3 "Carrera del piston"
N=6000 "Numero de revoluciones por minuto"

"Estimacion de la potencia"
m=Nc*pi*d^2/4*L*P1/(8,314*(T1+273,15))*N/120*29 "Flujo de aire en Kg/s"
Potencia=m*w
```

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

DIRECCIÓN DE BIBLIOTECAS Y RECURSOS DEL APRENDIZAJE

UNIDAD DE PROCESOS TÉCNICOS

REVISIÓN DE NORMAS TÉCNICAS, RESUMEN Y BIBLIOGRAFÍA

Fecha de entrega: 22 / 07 / 2021

INFORMACIÓN DEL AUTOR/A (S)
Nombres – Apellidos: SEBASTIÁN ALEJANDRO GAVILEMA GONZÁLEZ
INFORMACIÓN INSTITUCIONAL
Facultad: CIENCIAS
Carrera: INGENIERÍA QUÍMICA
Título a optar: INGENIERO QUÍMICO
f. Analista de Biblioteca responsable: Lcdo. Holger Ramos, MSc.

1341-DBRA-UPT-2021