



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Efectos de la temperatura de
pared del cilindro en la formación
de contaminantes dentro de la
cámara de combustión interna**

TESIS

Que para obtener el título de
Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A

Daniel Flores Flores

DIRECTOR DE TESIS

Dr. William Vicente y Rodríguez



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2022

AGRADECIMIENTOS

A mis padres que me apoyaron hasta el final de todo este proceso y por siempre creer en mí.

A mis hermanos, por ser una fuente muy importante de inspiración para salir adelante.

A mis amigos, por hacer este ciclo de los mejores que he tenido en mi vida.

A mi tutor de esta tesis, por darme la oportunidad de escribir este trabajo en conjunto con él y por tenerme una enorme paciencia.

A la UNAM, mi alma mater, por darme todas las herramientas para seguir con mi vida profesional.

A la DGAPA-PAPIME, por ser un gran apoyo para la realización de este trabajo.

Tabla de contenido

Resumen	9
Objetivo.....	11
Objetivos específicos	11
1. Introducción	13
1.1 Antecedentes.....	13
1.1 Primera Ley de la termodinámica	15
1.2 Segunda ley de la termodinámica.....	16
1.3 Fuentes de contaminación Atmosférica.....	21
1.4 Escala termodinámica de Temperatura	22
2. Marco teórico	24
2.1 Motores de combustión interna.....	24
2.4 Relación que existe entre la temperatura y los gases contaminantes:	26
3. Modelos matemáticos para un motor de combustión interna	32
3.1 Geometría del pistón.	32
3.2 Modelo matemático para determinar las propiedades termodinámicas.....	36
3.3 Balance químico dentro de la etapa de combustión.	37
3.4 Balance químico durante la etapa de compresión	37
3.5 Balance químico durante la etapa de combustión	39
3.6 Balance químico en la expansión.....	41
3.7 Diagrama de flujo del programa utilizado en la tesis.....	43
3.8 Modelado numérico a través del software Mathematica.....	43
4. Verificación del modelo utilizado.	44
5. Resultados y análisis	48

5.1 Gráficos variando el coeficiente de transferencia de calor por convección.	54
5.2 Gráficos variando la temperatura de la pared del cilindro.	58
6.0 Conclusiones.....	62
7.0 REFERENCIAS	64

Figuras

1.1 Dibujo de la patente Gasmotor presentada en Estados Unidos

1.2 Primeros Motores Diesel

1.1.1 Proceso termodinámico 1-2

1.1.2 Proceso Termodinámico 2-3

1.1.3 Proceso termodinámico 3-4

1.1.4 Proceso termodinámico 4-1

1.1.5 Diagrama P-V de un ciclo de Carnot

2.1 PMI y PMS en un pistón

2.2 Diagrama Presión Volumen de ciclo Otto de 4 tiempos

2.3 Ubicación de los termistores del Pistón

2.4 Esquema del flujo de calor en el motor cuando los chorros refrigerantes están activos.

2.5 Circuitos refrigerantes para el block del motor y para la cabeza del motor.

2.6 Ubicación de los termopares dentro del pistón

3.1 Parámetros geométricos de un cilindro

3.2 Cámara de combustión con parámetros

3.3 Función de Wiebe

4.1 Comparación de resultados del modelo propuesto vs datos experimentales de Rakopoulos.

4.2 Comparativa de datos obtenidos del modelo propuesto vs datos de Ferguson

4.3 Resultados de Ferguson de gases quemados

4.4 Resultados obtenidos de gases quemados con el modelo propuesto

4.5 Comparativa de la temperatura de los gases quemados obtenidos

5.1 Diagrama Presión -Volumen del proceso de combustión

5.2 Temperatura de Gases quemados a $T_w=300\text{k}$ y $h=500\text{ W/m}^2\text{K}$

5.3 Presión en función del ángulo del cigüeñal a $T_w=300\text{K}$ y $h=500\text{ W/m}^2\text{K}$

5.4 Trabajo realizado en función del ángulo del cigüeñal a $T_w=300\text{K}$ y $h=500\text{ W/m}^2\text{K}$

5.5 Emisiones de CO_2 , con respecto al ángulo del cigüeñal a $T_w=300\text{K}$ y $h=500\text{ W/m}^2\text{K}$

5.6 Emisiones de CO , con respecto al ángulo del cigüeñal a $T_w=300\text{K}$ y $h=500\text{ W/m}^2\text{K}$

5.7 Emisiones de NO en función del ángulo del cigüeñal a $T_w=300\text{K}$ y $h=500\text{ W/m}^2\text{K}$

5.8 Comparativa de la Presión con respecto al ángulo del cigüeñal con T_w constante.

5.9 Comparativa de la temperatura de los quemados con respecto al ángulo del cigüeñal con T_w constante.

5.10 Comparativa del trabajo con respecto al ángulo del cigüeñal con T_w constante.

5.11 Comparativa de emisiones de CO_2 con respecto al ángulo del cigüeñal con T_w constante.

5.12 Comparativa de emisiones de CO con respecto al ángulo del cigüeñal con T_w constante.

5.13 Comparativa de emisiones de NO con respecto al ángulo del cigüeñal con T_w constante.

5.14 Comparativa Presión con respecto al ángulo del cigüeñal con h constante.

5.15 Comparativa de temperatura de los quemados con respecto al ángulo del cigüeñal con T_w constante.

5.16 Comparativa de trabajo realizado con respecto al ángulo del cigüeñal con T_w constante.

5.17 Comparativa de emisiones de CO_2 con respecto al ángulo del cigüeñal con T_w constante.

5.18 Comparativa de emisiones de CO con respecto al ángulo del cigüeñal con T_w constante.

5.19 Comparativa de emisiones de NO con respecto al ángulo del cigüeñal con T_w constante.

Tablas

Tabla 2.1 Detalles del motor Diesel usado para pruebas de Ladommatos.

Tabla 3.4 Valores de n dependiendo el tipo de mezcla.

Tabla 3.4.2 Coeficientes de equilibrio de Olikara y Borman.

Tabla 4.1 Datos utilizados por Rakopoulus para validación de modelo.

Tabla 4.2 Datos obtenidos de Ferguson.

Tabla 5.1 Condiciones iniciales a introducir en el modelo propuesto en la tesis.

Tabla 5.2 Variables con sus valores iniciales.

Resumen

En este trabajo de tesis, se utilizó un programa hecho con el Software Mathematica, para simular la emisión de gases contaminantes variando algunos parámetros de un motor de combustión interna, en específico de un motor de 4 tiempos de encendido por chispa. Este modelo propuesto se somete a una comparación con datos experimentales y numéricos para verificar que dicho modelo es confiable. Los resultados obtenidos en esta tesis son comparados para analizar el efecto que tienen algunos parámetros en la formación de contaminantes.

Objetivo

Determinar la relación que existe entre la temperatura de la pared del pistón con la emisión de los gases contaminantes a través de un modelo matemático cero dimensional.

Objetivos específicos

- Analizar los fenómenos fisicoquímicos que se presentan en la cámara de un motor de combustión interna.
- Programar un modelo matemático que represente el flujo dentro de la cámara de un motor de combustión interna de encendido provocado.
- Validar el modelo matemático con datos experimentales y numéricos de la literatura abierta.
- Analizar la relación que existe entre la temperatura de la pared del pistón y los gases contaminantes emitidos por al medio ambiente.
- Determinar los parámetros de emisiones contaminantes con base en la temperatura de la pared del cilindro.

1. Introducción

1.1 Antecedentes

La historia de los motores de combustión interna (MCI) utilizados en la industria automotriz tienen su inicio desde un poco más de 100 años. El primer recuento se dio en 1876, cuando el ingeniero alemán Nicolaus Otto solicitó la patente llamada *Gasmotor*. Payri (2011) refiere que, si bien, Otto no fue el primero en utilizar y estudiar los motores de combustión, pero sí fue uno de los más importantes precursores de nuevas investigaciones que sirvieron para el desarrollo de futuros motores de combustión interna., debido a que sus hallazgos fueron la base para el accionamiento de vehículos, trenes, barcos y aviones.

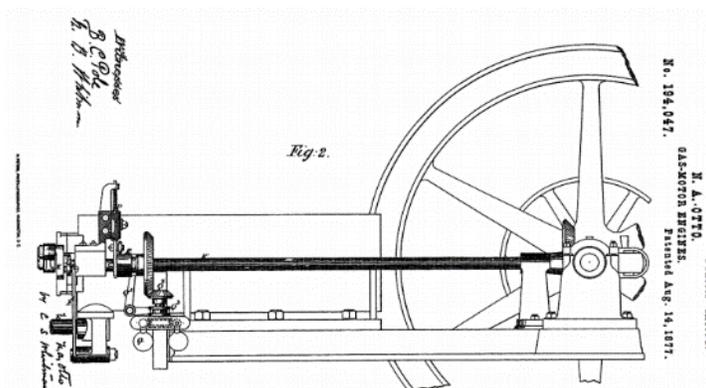


Figura 1.1. Dibujo de la patente *Gasmotor* presentada en Estados Unidos. Fuente: (Payri, 2011. Motores de combustión interna alternativos)

Cabe mencionar que uno de los antecedentes directos y más importantes de los motores de combustión Interna fue la máquina de Vapor. Leonardo da Vinci, en 1482, ideó un prototipo de vehículo que podía moverse con ayuda de un sistema de muelles y con la fuerza de dos personas. Este vehículo, apenas podía desplazarse unos cuantos metros. Gracias a la idea anterior, en 1770, Joseph Cugnot construyó el primer vehículo con motor de vapor en la historia: el *fardier*, el cual tenía como límite de velocidad 4km/h que eran suficientes para derribar una pared ya que este vehículo carecía de un sistema de frenos.

En 1862, Beau de Rochas presentó en Francia la solicitud de patente FR 52593 en la cual estableció la importancia de comprimir la carga del cilindro antes de la combustión. En su documento establece lo siguiente:

[...] Para un mismo lado del cilindro, se llega naturalmente a ejecutar las siguientes operaciones, en un periodo de cuatro carreras consecutivas: 1. Aspiración durante una carrera completa del pistón; 2.

Compresión durante la carrera siguiente; 3. Inflamación en el punto muerto y expansión durante la tercera carrera; 4. Expulsión del gas quemado fuera del cilindro en el cuarto y último retorno.”

La cita mencionada corresponde a lo que actualmente se conoce como ciclo teórico de volumen constante de cuatro tiempos. Beau de Rochas, proponía una compresión sin combustión hasta el punto muerto superior y una autoinflamación de la mezcla, similar a lo que Diesel propondría para su motor tiempo después.

Como se mencionó al principio de este capítulo, los trabajos más destacados en cuanto a propuestas de motores de combustión interna fue la de Otto. La información termodinámica contenida en las patentes de Otto dice: *“4. Establecer la acción del pistón de un motor de gas de llave, de modo que a cada dos vueltas de la llave se presenta de un solo lado del pistón los fenómenos siguientes: a) aspiración de los gases en el cilindro, b) su compresión, c) su combustión y su efecto y d) su evacuación fuera del cilindro”.*

Nikolaus Otto perfeccionó entonces el motor mediante los conocimientos de Beau de Rochas, el cual llegó a superar en eficiencia al motor de combustión externa de Watt. Entre los colaboradores de Otto, se encontraba Gottlieb Daimler, quien sería el encargado de sustituir el motor de gas por un motor alimentado por gasolina. En 1883, Daimler, junto con Maybach, empezó a realizar pruebas con los primeros motores a gasolina, los cuales eran tan compactos que resultaron adecuados para la construcción de vehículos ligeros.

En 1885, uno de los motores de Daimler fue montado en una bicicleta de madera y posteriormente a un carruaje con cuatro ruedas. Daimler, no era el único que se encontraba haciendo pruebas con motores de combustión interna pequeños; Karl Benz, en 1885, patentó un automóvil con un motor de cuatro tiempos con una estructura de tubos. Dicha construcción, en cuestión de peso, era lo más conveniente tomando la capacidad del motor que se tenía en ese entonces.

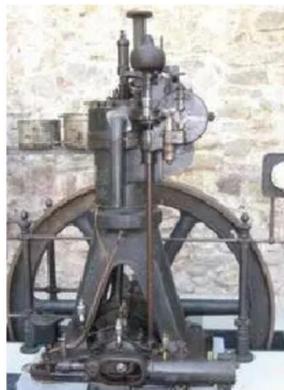


Figura 1.2. Primeros motores Diesel.

Fuente: Pérez, J. 2018. Uso Pedagógico de los motores de combustión

Los motores diseñados por Daimler y Benz llamaron la atención del ingeniero Rudolf Diesel, quién en 1892 patentó el motor de combustión interna por compresión y cuyo funcionamiento sería, obviamente,

diferente al del motor de encendido por chispa. Cabe destacar que el primer motor que Rudolf Diesel construyó explotó la primera etapa de prueba, afortunadamente, Diesel sobrevivió y años más tarde, consiguió diseñar un motor cuya eficiencia fuera mucho mayor que la del motor Otto.

1.1 Primera Ley de la termodinámica

Para abordar el tema de los motores de combustión interna, es necesario saber las leyes, principios y términos de la física por las que se rigen éstos. Dos de los términos que se abordarán en todo momento durante esta investigación son los de Calor y Trabajo. Çengel (2015) define al calor como: *la forma de energía que se transfiere entre dos sistemas debido a una diferencia de temperatura*. Esto quiere decir, que siempre tiene que haber dos sistemas con diferentes temperaturas cada uno para que exista calor. En ocasiones se debe establecer la tasa de transferencia de calor durante un intervalo de tiempo, la cual es expresada como indica la expresión (1.1.1):

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q} dt \quad (1.1.1)$$

Por otro lado, el trabajo se define como la transferencia de energía relacionada con una fuerza que actúa a lo largo de una distancia. El trabajo realizado por unidad de tiempo se denomina potencia y se expresa en unidades como kJ/s o kW.

Tanto el calor como el trabajo son cantidades direccionales, por lo que necesitan de magnitud y dirección y por ello se ha adoptado un convenio de signos, *tal que la transferencia de calor hacia un sistema y el trabajo hecho por un sistema son positivos; la transferencia de calor desde un sistema y el trabajo hecho sobre un sistema son negativos*. Se tiene que considerar que tanto el trabajo como el calor son funciones de trayectoria, por lo que su magnitud depende de la trayectoria seguida durante un proceso.

Una vez definido estas propiedades hay que tratar al trabajo W , el calor Q y a la energía E en un sistema, para ello está la primera ley de la termodinámica, también llamada principio de conservación de la termodinámica el cual establece que *la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; sólo puede cambiar de forma* (Çengel 2015).

Una consecuencia de la primera ley de la termodinámica es el nuevo término energía E , además de calor y trabajo. La primera ley no hace referencia al valor de la energía total de un sistema cerrado en un estado, tan sólo establece que el cambio de energía total durante un proceso adiabático debe ser igual al trabajo realizado (Çengel 2015). De acuerdo con lo anterior, el principio de conservación de la energía se expresa como el cambio neto de la energía total del sistema durante un proceso es igual a la energía que entra menos la energía que sale del sistema durante un proceso.

$$E_{entrada} - E_{salida} = \Delta E_{sistema} \quad (1.1.2)$$

Como anteriormente se comentó, la energía se puede transferir hacia o desde un sistema, según sea el caso. Para ello, existen tres formas de transferencia de energía. La primera es la transferencia de energía por calor, la cual incrementa la energía de las moléculas y por lo tanto del sistema. La segunda forma es la transferencia de trabajo la cual no es causada por un gradiente de temperatura; la transferencia de trabajo hacia un sistema incrementa la energía de éste, mientras que la transferencia de trabajo a otro sistema la disminuye. Finalmente, la tercera forma de transferencia de energía es la de flujo másico, la cual está relacionado con la masa que entra y sale del sistema.

Como la energía puede ser transferida en las formas de calor, trabajo y masa, el balance de energía quedaría como en la expresión (1.1.3)

$$E_{entrada} - E_{salida} = (Q_{entrada} - Q_{salida}) + (W_{entrada} - W_{salida}) + (E_{entrada} - E_{salida}) = \Delta E_{sistema} \quad (1.1.3)$$

Si se tiene un sistema adiabático, la transferencia de calor es 0; si no interacciones de trabajo, éste es 0 y para sistemas sin un flujo de masa, el transporte de energía sería 0.

1.2 Segunda ley de la termodinámica

La primera ley de la termodinámica establece la relación que hay entre la energía total del sistema, el calor y el trabajo, sin embargo, nunca se menciona una restricción del flujo de energía. Un ejemplo que menciona Çengel acerca de la segunda ley es el de una taza de café. Si se pone una taza de café caliente en un cuarto, en donde abunda aire a temperatura ambiente, lo que ocurre siempre es que el café se enfriará y paulatinamente alcanzará la temperatura del aire. Viéndolo desde esa perspectiva, se cumple con la primera ley de la termodinámica, pero también se cumpliría con el caso opuesto: el aire a temperatura ambiente se enfría para calentar la taza de café. Esta situación nunca puede ocurrir sin embargo no hay alguna restricción por parte de la primera ley que diga que es imposible. Basándose del ejemplo anterior, se puede decir que algunos procesos van siempre en una dirección y no en la dirección opuesta. Pues bueno, para eso está la segunda ley de la termodinámica.

Uno de los primeros enunciados que sirven como base para la segunda ley de la termodinámica es el enunciado de Clausius, el cual dice que *“es imposible que haya un proceso que tenga como único resultado el paso de calor de un foco frío a un foco caliente”* (Çengel). Aunado a este enunciado, se menciona uno que fortalece la idea de Clausius, el cual es el enunciado de Kelvin-Planck: *“Es imposible que un dispositivo que opera en un ciclo ceda calor de un solo depósito y produzca una cantidad neta de trabajo”* (Çengel). Este enunciado también puede expresarse como: *“Ninguna máquina térmica puede tener una eficiencia de 100 por ciento”*. Es importante destacar que no es debido a las pérdidas por fricción o a otros efectos disipativos los que interactúan en este enunciado. Relacionando los enunciados de Kelvin-Planck y el de

Clausius, se concluye que cualquier dispositivo que viole un enunciado, estaría violando automáticamente el otro enunciado, y viceversa, también se concluye que no hay ninguna máquina que tenga el 100% de eficiencia, solo de manera idealizada, los cuales son las máquinas de movimiento perpetuo. Una máquina de movimiento perpetuo que no cumpla con la segunda ley de la termodinámica se le denomina de segunda clase.

Si bien es obvio que no hay ninguna máquina que proporcione el 100% de calor en trabajo útil, y también se sabe que ningún proceso, una vez hecho, no puede volver a su estado inicial sin dejar huella en sus alrededores. A este tipo de proceso se le llama irreversible y es un proceso idealizado, se pueden aproximar con dispositivos reales, pero nunca lograr. Todo proceso tiene sus irreversibilidades, como es la fricción, la expansión libre o la transferencia de calor de una diferencia de temperaturas finitas. La presencia de estos efectos hace a un proceso irreversible.

Con todo lo anterior, se sustenta que no hay ningún dispositivo que tenga el 100% de eficiencia, pero entonces ¿Cuál es la máxima eficiencia que podría alcanzar un dispositivo? Para esta respuesta, se necesita tener en cuenta que la máquina depende mucho de los procesos que describan al dispositivo y, en gran medida se busca que estos procesos requieran lo mínimo de trabajo para producir lo más posible que se pueda. Este tipo de proceso es conocido como reversible, los cuales no son posibles en la vida real, pero son un punto de partida para los ciclos reales ya que éstos últimos tienen un desempeño menor que los ciclos reversibles.

El ciclo reversible más conocido hasta la actualidad es el propuesto por Sadi Carnot, el cual consta de cuatro procesos: dos isotérmicos y dos adiabáticos. Sadi Carnot propuso un sistema cerrado conformado por un gas contenido en un dispositivo cilindro-émbolo adiabático, como se muestra en la siguiente figura. Los procesos que conforman al ciclo de Carnot son de la siguiente manera:

1-2. Expansión isotérmica reversible (figura1-1).

Inicialmente la temperatura del gas y la cabeza del cilindro están a una temperatura T_H la cual proviene de una fuente externa. Se permite que el gas se expanda lentamente dentro del cilindro. Si nos apegáramos a la realidad, al momento de la expansión del gas, su temperatura tendría que disminuir no obstante se transfiere calor del depósito a la pared del cilindro y, a su vez este la transfiere al gas haciendo que el gas se mantenga a la temperatura T_H , por lo que se dice que es un proceso isotérmico. La expansión continúa hasta llegar a la posición 2.

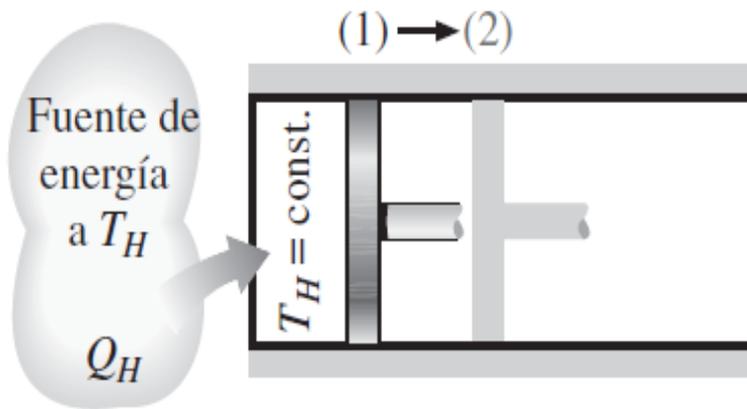


Figura 1.1.1 Proceso 1-2
Fuente: (Cengel 2015. Termodinámica)

2-3 Expansión adiabática reversible (figura 1.2).

Una vez alcanzado el estado 2, se elimina la fuente que suministraba calor a la cabeza del cilindro y se sustituye por un aislamiento para que el sistema sea adiabático, es decir, no cede calor al medio, sin embargo, el gas se continúa expandiendo, efectuando trabajo a sus alrededores hasta alcanzar la temperatura T_L . Para considerar este proceso totalmente reversible, se considera que no hay pérdidas por fricción y el proceso está en cuasi equilibrio.

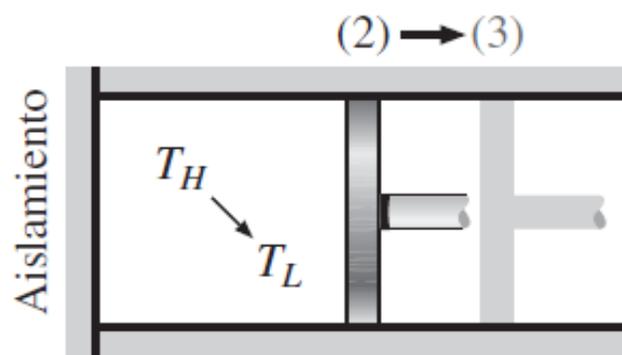


Figura 1.1.2 Proceso 2-3. Fuente:
(Cengel 2015. Termodinámica).

3-4 Compresión isotérmica reversible (figura 1.3).

En el estado 3 la cabeza del cilindro ya no es adiabática y se pone ahora en contacto con el sumidero, el cual tiene una temperatura T_L . Una vez hecha la consideración anterior, una fuerza exterior empuja al cilindro hacia el interior, de modo que se realiza trabajo sobre el gas. A medida que el gas se comprime su temperatura tiende a aumentar, pero así como aumenta una cantidad infinitesimal dT , el calor se transfiere desde el gas hacia el sumidero, lo que causa que el gas esté a una temperatura T_L , y así es como la temperatura del gas se mantiene constante. Como a diferencia de temperaturas entre el gas y el sumidero nunca excede dT , este tipo de proceso de transferencia de calor reversible.

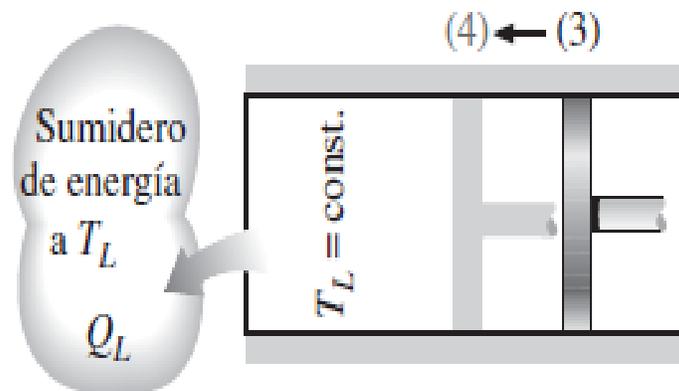


Figura 1.1.3 Proceso 3-4. Fuente: (Cengel 2015. Termodinámica).

4-1 Compresión adiabática reversible (figura 1.4)

En el estado 4 se vuelve a colocar un aislamiento en la cabeza del pistón y se comprime el gas de manera reversible, para que éste vuelva a su estado inicial, el estado 1, por lo que la temperatura sube de T_L a T_H durante este proceso de compresión adiabático reversible.

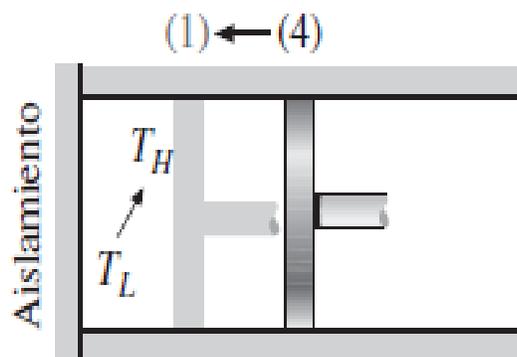


Figura 1.1.4 Proceso 4-1. Fuente: (Cengel 2015. Termodinámica).

Con estos cuatro procesos se obtiene el ciclo de Carnot, el cual se puede expresar en un diagrama P-V (figura 1.5). Se puede observar en la figura que el área bajo la curva 1-2-3 es el trabajo realizado por el gas durante la parte de la expansión de ciclo, mientras que el área bajo de la curva 3-4-1 representa el trabajo que se realiza sobre el gas durante la parte de la compresión del ciclo. El área total del ciclo, delimitada por 1-2-3-4-1) representa la diferencia entre la compresión y expansión y representa el trabajo neto total hecho durante el ciclo.

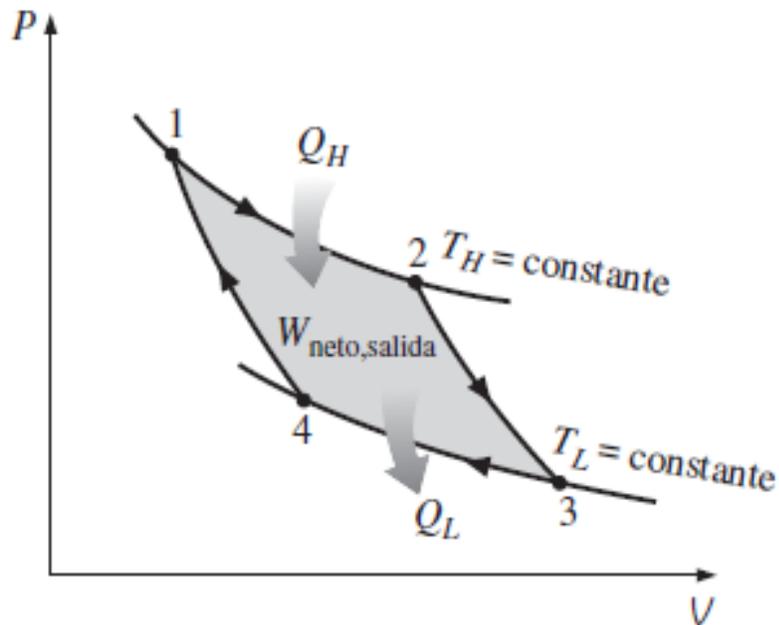


Figura 1.1.5 Diagrama P-V de un ciclo de Carnot Fuente: (Cengel, 2015. Termodinámica)

De acuerdo con este ciclo, el balance neto de calor es igual al trabajo neto realizado por el sistema, lo que se expresa en la ecuación 1.2.1:

$$Q_1 - Q_2 = W_{neto} \quad (1.2.1)$$

Y la eficiencia térmica se expresa:

$$\eta = \frac{W_{neto}}{Q_1} = \frac{\oint p dV}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \quad (1.2.2)$$

Cabe recordar que como este ciclo es reversible, es el más eficiente que opera entre dos límites de temperatura especificados. Aun cuando el ciclo de Carnot no se puede lograr en la realidad, es la base para mejorar a los ciclos reales y maximizar su eficiencia, de tal manera que se acerquen a la eficiencia del ciclo de Carnot.

La segunda ley de la termodinámica restringe la operación de dispositivos cíclicos según se expresa mediante los enunciados de Kelvin-Planck y Clausius, de los cuales se obtienen los siguientes puntos importantes acerca de la eficiencia térmica de las máquinas reversibles e irreversibles:

1. La eficiencia de una máquina térmica irreversible es siempre menor que la eficiencia de una máquina reversible que opera entre los depósitos
2. Las eficiencias de las máquinas térmicas reversibles que operan entre los mismos dos depósitos son las mismas.

Los enunciados anteriores se conocen como los principios de Carnot, y se comprueba que al momento de violar cualquiera de estos principios, da como resultado la violación de la segunda ley de la termodinámica.

1.3 Fuentes de contaminación Atmosférica

La mayoría de las actividades que se realizan día con día traen consigo un porcentaje de contaminantes, y estos pueden afectar al aire, al agua, a la tierra o a todas juntas. La SEMARNAT (2018) considera que toda actividad, proceso u operación capaz de producir contaminación es una fuente de contaminación, la cual tiene varias variantes según algunas de sus características. Los grupos más comunes de fuentes de contaminación más comunes son:

- Fuentes puntuales: Son caracterizadas por ser estacionarias o estar en un punto fijo como las plantas de energía, refinerías de petróleo y fábricas.
- Fuentes móviles: Abarcan todas las formas de transporte y los vehículos automotores
- Fuentes de área: Todas aquellas actividades que en conjunto afectan la calidad del aire, como el uso de madera, imprentas, tintorerías, etc.
- Fuentes naturales: Son resultados de la vida animal y vegetal, así como de las emisiones producidas por los volcanes, por la erosión del suelo y por los océanos.

En este documento, se hará énfasis en las fuentes de contaminación móviles, específicamente en las que son propulsadas por motores de combustión interna de encendido por chispa. Dichas fuentes producen, según datos de SEMARNAT (2005), tres tipos de emisiones contaminantes: a) emisiones evaporativas, b) emisiones de escape y c) emisiones producidas por el desgaste de los frenos y de las llantas.

Las emisiones emitidas por el escape del vehículo automotor son producto de la quema del combustible y comprenden a una serie de contaminantes entre los que destacan: el monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), hidrocarburos y óxidos de nitrógeno (NO_x) y Vapor de Agua.

1.4 Escala termodinámica de Temperatura

Una escala de temperatura que es independiente de las propiedades de las sustancias utilizadas para medir la temperatura se denomina escala termodinámica de temperatura (Çengel, 2015). Una escala termodinámica de temperatura ofrece varias ventajas en los cálculos termodinámicos.

El segundo principio de Carnot establece que la eficiencia de una máquina reversible es independiente del fluido del trabajo que se utiliza, así como de las propiedades de dicho fluido, así como del tipo de máquina o de ciclo usados. Esto quiere decir que la eficiencia térmica de una máquina reversible está en función solamente de las temperaturas del depósito:

$$\frac{Q_H}{Q_L} = f(T_H, T_L) \quad (1.4.1)$$

Donde T_H es la temperatura de alta temperatura y T_L es la temperatura del depósito de baja temperatura.

El calor que se suministra al sistema puede ser calculado mediante la expresión 1.4.2:

$$Q_1 - W_1 = \Delta U_1 = 0 \quad (1.4.2)$$

Teniendo en cuenta que:

$$W_1 = \oint p dV \quad (1.4.3)$$

Y despejando Q_1 se obtiene:

$$Q_1 = \oint p dV = RT_1 \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (1.4.4)$$

El mismo procedimiento aplica para el calor cedido al sistema Q_2 :

$$Q_2 = \oint p dV = RT_2 \ln \frac{V_4}{V_3} < 0 \quad (1.4.5)$$

Sustituyendo las expresiones de Q_1 y Q_2 en la ecuación de la eficiencia, se tiene:

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{RT_2 \ln \frac{V_4}{V_3}}{RT_1 \ln \frac{V_2}{V_1}} \quad (1.4.6)$$

Con base en el ciclo de Carnot, se observa que los procesos 2-3 y 4-1 son adiabáticos reversibles, por lo que aplican las siguientes expresiones:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_2}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_2}\right)^{k-1} = \frac{T_1}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_1}\right)^{k-1} \quad (1.4.7)$$

Simplificando la expresión anterior:

$$\frac{V_3}{V_4} = \frac{V_2}{V_1} \quad (1.4.8)$$

Al sustituirlas en la ecuación de la eficiencia:

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (1.4.9)$$

La ecuación anterior demuestra que, en efecto, la eficiencia de una máquina reversible es dependiente solamente de las temperaturas (Ecuación

Con base en las expresiones de eficiencia, se tiene la ecuación 1.4.10:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{Q_2}{Q_1} \quad (1.4.10)$$

La ecuación anterior indica que la relación entre dos temperaturas cualesquiera tiene que ser igual al cociente de los calores transferidos de una máquina térmica reversible. Para que la escala de gas ideal fuera consistente con la escala termodinámica de temperatura absoluta, se asignó el valor de 273.16 al punto triple del agua:

$$T = 273.16 \frac{Q}{Q_{pt}} \quad (1.4.11)$$

Donde Q es el calor liberado de una fuente a una temperatura desconocida y Q_{pt} es el calor liberado hacia la región de baja temperatura que se encuentra a 273.16K

2. Marco teórico

2.1 Motores de combustión interna

Payri (2011) [1] Menciona que los motores pueden ser considerados como dispositivos que permiten transformar cualquier tipo de energía en energía mecánica. Dentro de ese ramo se encuentra el motor térmico, el cual define como un dispositivo que permite obtener energía mecánica a partir de la energía térmica contenida en un fluido compresible. Dependiendo de las condiciones en las que se produzca el proceso de combustión, los motores se pueden clasificar en:

1. Motores de combustión externa, si el proceso de combustión tiene lugar en forma externa al fluido de trabajo.
2. Motores de combustión interna, si el proceso de combustión tiene lugar en el propio fluido de trabajo, siendo esta mezcla de aire y combustible. Una máquina de combustión interna básicamente es un dispositivo reciprocante, el cual está compuesto de un cilindro-émbolo, y se alterna entre dos posiciones fijas: punto muerto superior (cuándo en el cilindro está el menor volumen posible) y el punto muerto inferior (posición cuando se forma el volumen más grande en el cilindro). La distancia entre estos dos puntos recibe el nombre de carrera.

El volumen mínimo formado en el cilindro cuando el émbolo está en el PMS se denomina volumen de espacio libre y el volumen desplazado por el émbolo cuando se mueve entre el PMS y el PMI se le conoce como volumen de desplazamiento. La relación entre estos volúmenes se le denomina relación de compresión r :

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} \quad (2.3.1)$$

Otro término importante en este tipo de dispositivos es la presión media efectiva (PME), la cual es ficticia, y que, si actuara sobre el émbolo durante toda la carrera de potencia, produciría la misma cantidad de trabajo neto que el producido durante el ciclo normal:

$$W_{neto} = PME \times \text{área del émbolo} \times \text{carrera} = PME \times \text{volumen de desplazamiento}$$

$$W_{neto} = \frac{W_{neto}}{V_{max} - V_{min}} \quad (2.3.2)$$

Dentro de los motores de combustión interna se encuentran dos tipos de motores: De encendido por chispa y encendido por compresión. En el caso de este documento, se trabajará con los motores de encendido por chispa, en el que la mezcla de aire y combustible se quema gracias a la chispa que emite una bujía. En la mayoría de este tipo de motores, la combustión se maneja en cuatro tiempos. En un principio, tanto la válvula de admisión como la de escape están cerradas, el émbolo se encuentra en el PMI. Durante la carrera de compresión, el émbolo se mueve hacia arriba y comprime la mezcla. Un poco antes de que el émbolo alcance su PMS, la bujía produce una chispa y la mezcla se enciende, con lo cual se incrementa la presión y la temperatura de sistema. Cuando se produce dicha chispa, los gases a alta presión mueven el émbolo hacia abajo, obligando al cigüeñal a rotar lo que produce una salida de trabajo útil.

Al final de esta carrera, el émbolo se encuentra en su posición más baja (PMI) y el cilindro contiene todos los gases producto de la combustión. Después el émbolo se mueve hacia arriba y la válvula de escape se abre, ocasionando que se liberen dichos gases.

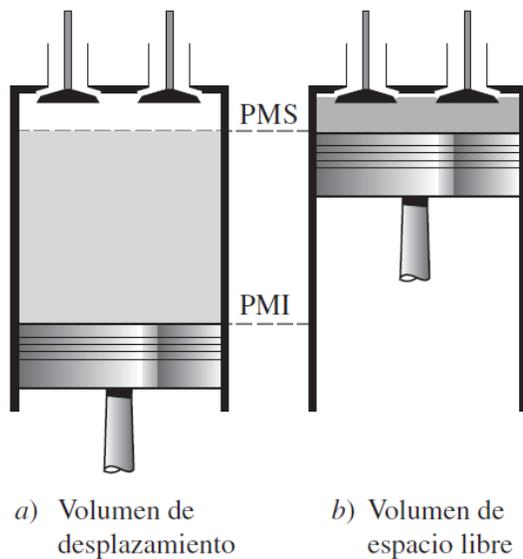


Figura 2.1 PMI Y PMS en un pistón.

Fuente: (Cengel, 2015.Termodinámica)

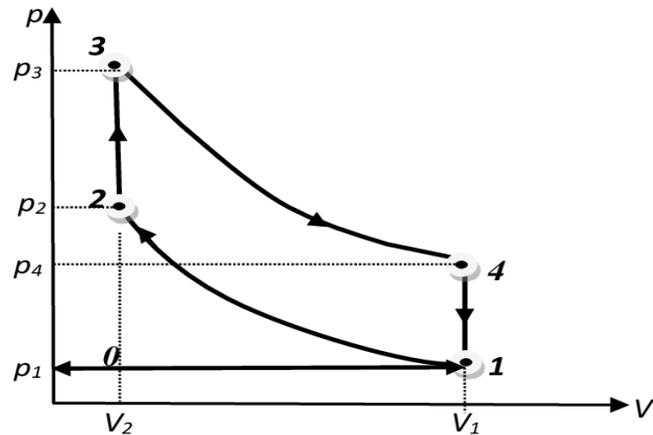


Imagen 2.2 Diagrama Presión Volumen de ciclo Otto de 4 tiempo

- En el proceso 1-2 se lleva a cabo la compresión del gas de manera adiabática
- En el proceso 2-3 se le suministra calor al fluido de trabajo y esto se realiza a volumen constante
- En el proceso 3-4 se lleva a cabo una expansión adiabática
- En el proceso 4-1 se cede calor a volumen constante

La eficiencia térmica de este ciclo se obtiene mediante 2.3.3:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad (2.3.3)$$

Donde r es la relación de compresión entre volúmenes se expresa en 2.3.4:

$$r = \frac{V_1}{V_2} \quad (2.3.4)$$

2.4 Relación que existe entre la temperatura y los gases contaminantes:

Una vez mencionado el funcionamiento en general de los motores de combustión interna, es hora de relacionar la temperatura de los componentes internos del motor con el producto de las emisiones contaminantes que un motor llegase a liberar al medio ambiente.

Diversos autores han hecho estudios acerca de este fenómeno, sin embargo, el enfoque en la mayoría de ellos ha sido en los motores Diesel. Tal es el caso de Luff (2012) quien menciona que, al controlar los chorros de aceite para disminuir la temperatura del pistón, en un motor Diesel 2.4L, 115PS, con inyección directa, turbo cargado. Los pistones poseen una galería de aceite interna alimentado por un chorro directo de aceite refrigerante en un orificio de entrada ubicada en la superficie interior del pistón. El aceite es suministrado desde la galería principal del aceite a unas boquillas montadas en el cárter, en el fondo de cada cilindro.

El motor se modificó en dos zonas, la primera para suministrar las boquillas de aceite a través de diferentes tuberías con una válvula solenoide, permitiendo habilitar o deshabilitar los chorros refrigerantes en cualquier momento; la segunda modificación fue para instrumentar los pistones para así tener los registros de la temperatura. La posición de los sensores de temperatura se muestra en la figura 2.3. En el trabajo de Luff se instrumentaron 2 pistones con 3 termistores cada uno cubriendo 6 zonas en total.

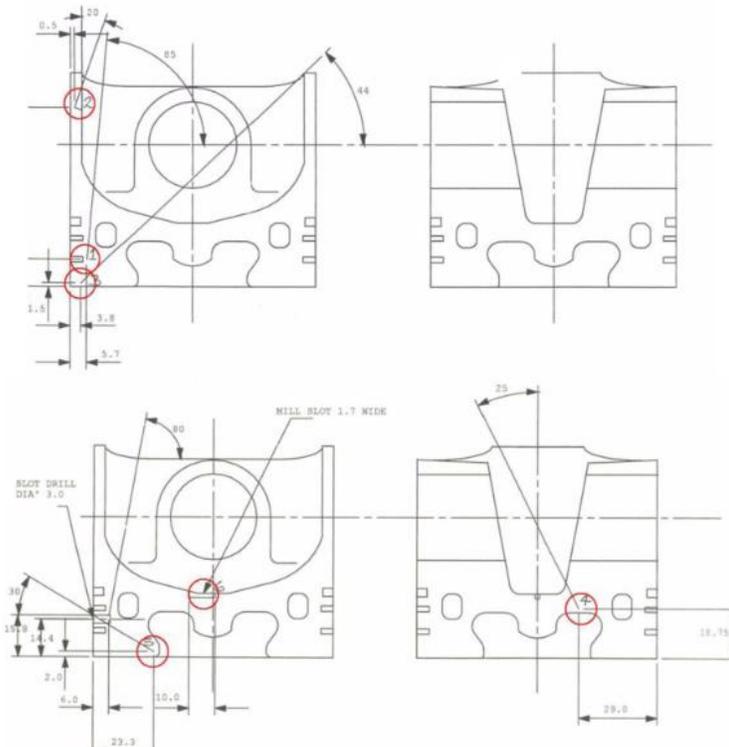


Figura 2.3 Ubicación de los termistores en el pistón.

Fuente: (Luff, D. 2012 The Effect of Piston Cooling Jets on Diesel Engine Piston Temperatures, Emissions and Fuel Consumption)

La temperatura de los pistones en estado estacionario se encuentra en la siguiente tabla. Estos resultados fueron con las siguientes condiciones: Motor totalmente caliente, desde 800 a 4000 Rpm y carga de frenado de 0 a 1400kPa BMEP. Cabe destacar que se descartaron los datos donde la temperatura no llegaba a los 100°C, debido a baja carga de frenado y bajas velocidades del motor.

A grandes cargas y en cualquier valor para la velocidad del motor, la limitante fue la carga de frenado. A 2000 Rpm con los chorros refrigerantes desactivados, la temperatura en la parte inferior del pistón alcanzó los 350°C antes de que la carga de frenado alcanzara el valor de 1400kPa, por lo que dicha configuración fue omitida. Con los chorros refrigerantes, la zona con la temperatura más alta registrada fue la zona más cercana a la cámara de combustión, mientras que la de la ranura del anillo superior fue la más baja.

La ubicación más afectada por la presencia de los chorros refrigerantes fue la que se ubica debajo de la cámara de combustión. En dicho punto, el activar los chorros refrigerantes redujo la temperatura del metal alrededor de unos 88° con una alta carga de frenado.

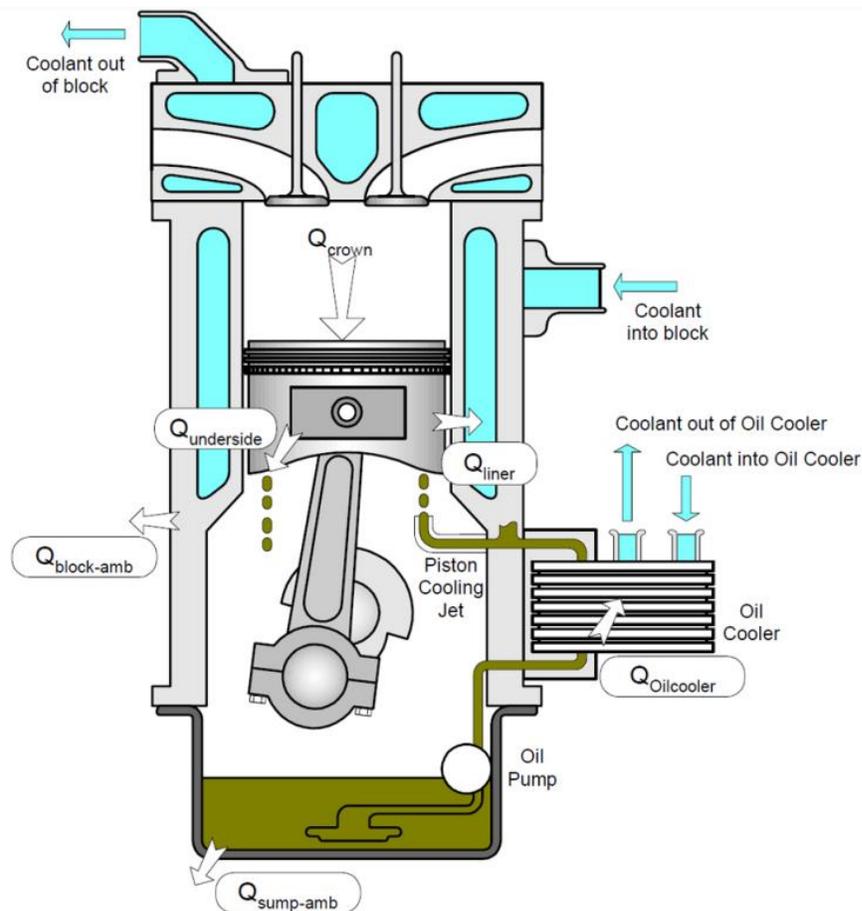


Figura 2.4. Esquema del flujo de calor en el motor cuando los chorros refrigerantes están activos.

Fuente: (Luff, D. 2012 The Effect of Piston Cooling Jets on Diesel Engine Piston Temperatures,

Para el análisis de las emisiones de los gases de escape (CO_2 , CO , NO_x y HC), se utilizó el analizador de gases de escape Horiba MEXA-7000. Los gases de escape fueron mapeados tanto con los chorros refrigerantes activos y no activos, con velocidades del motor alrededor de 4000RPMs y una carga de frenado de 100kPa, donde el motor estaba totalmente caliente.

En los resultados reportados por Luff, se logra reducir dicho valor en 80°C obteniendo una reducción de CO en un 5.7% y un incremento de 1.2% de NO_x . Esto quiere decir que, además de obtener una reducción en la temperatura de los componentes, se puede obtener una mejora en algunos gases contaminantes, aunque con una penalización en otro tipo de gases.

La investigación anterior se enfoca claramente en la reducción de la temperatura del pistón para buscar un impacto positivo en las emisiones contaminantes. Sin embargo, sería interesante analizar los resultados si fuera el caso contrario. Ladommatos (2004) realizó un estudio aumentando la temperatura del pistón de manera controlada de 189°C a 227°C. El motor con el que se apoyó para hacer las pruebas fue acoplado a un dinamómetro hidráulico, lo que permitió el control independiente de la carga y la velocidad. Uno de los retos que se presentó en el proyecto fue poder aislar el efecto de la temperatura de la superficie del pistón. Para hacer lo comentado, se utilizó el circuito de la figura 2.5; uno corresponde al del block del motor y el otro al de la cabeza del motor. El motor Diesel utilizado para esta prueba tiene

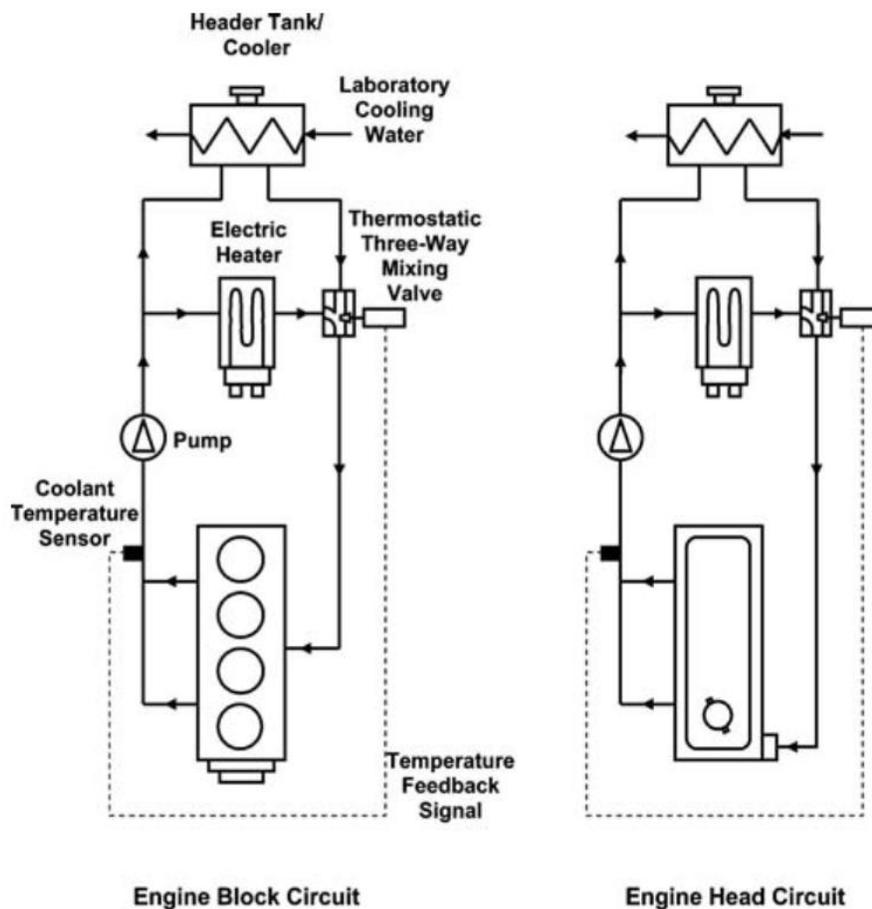


Figura 2.5 Circuitos refrigerantes para el block del motor y para la cabeza del motor.
Fuente: (Ladommatos, 2014. The effect of piston bowl temperature on diesel exhaust emissions)

una configuración de 4 cilindros, en línea, inyección directa, turbo cargado. El diámetro del pistón es de 93.67 mm, la carrera del pistón es de 90.54 mm, con una cilindrada de 2.5. En la tabla 2.1 se muestran todos los detalles del motor.

Engine type:
 Four-cylinder, in-line, overhead valve, direct injection,
 turbocharged
 Injection system:
 Rotary fuel pump with electronic injection timing control

Bore (mm)	93.67
Stroke (mm)	90.54
Displacement (litres)	2.5
Maximum power output (kW)	52 at 4000 r/min
Maximum torque (N m)	145
Compression ratio	19:1

Proc. IMechE. Vol. 219 Part D: I. Automobile Engineering

Tabla 2.1. Detalles del motor Diesel usado para las pruebas.

Fuente: (Ladommatos, 2014 The effect of piston bowl temperature on diesel exhaust emissions)

La temperatura del pistón fue medida mientras el motor estaba operando. Fue posible relacionar directamente los niveles de las emisiones del motor. Para este proyecto descrito en esta prueba, un sistema articulado fue usado para transferir la señal de la temperatura de los 15 termopares. En la Figura 2.6 se muestra la ubicación de estos 15 termopares. Los termopares enumerados 1,5,6,12 y 14 fueron distribuidos alrededor del cuenco del cuenco del pistón en los cinco puntos

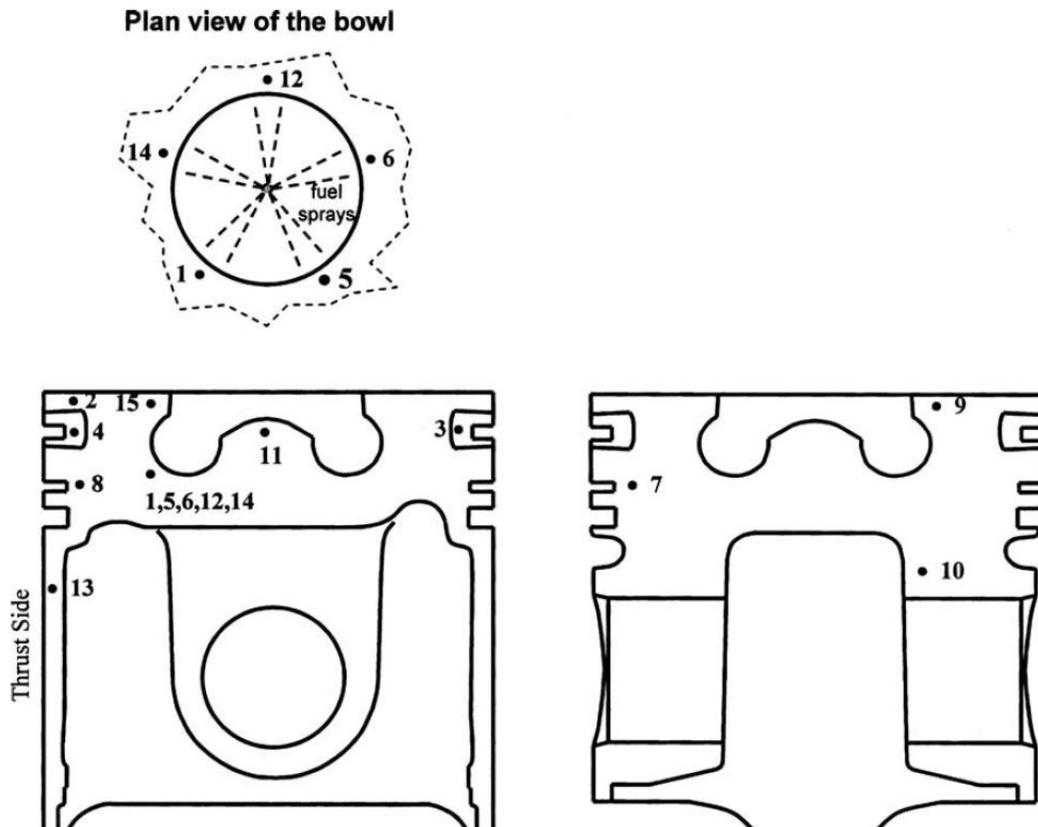


Figura 2.6 Ubicación de los termopares dentro del pistón

Fuente: (Ladommatos, 2014 The effect of piston bowl temperature on diesel exhaust emissions)

Los resultados obtenidos al incrementar la temperatura del pistón muestran que al aumentar la temperatura del pistón y adelantando el tiempo de inyección 1 CA, se obtiene una reducción de Hidrocarburos en un 27%. Hablando de NOx (Óxidos de Nitrógeno), no se tuvo un efecto significativo al momento del incremento de la temperatura. En cuanto a las emisiones de los humos, se notó un aumento bastante significativo, ya que al aumentar la temperatura del pistón en un 38% (de 189°C a 227°C), se observa un aumento en los humos de un 25%. Con el experimento de Ladommatos, se puede ver que para gases contaminantes es más conveniente aumentar la temperatura del pistón en vez de bajarla, con el único inconveniente del aumento de las emisiones de humos contaminantes.

Las investigaciones anteriores fueron hechas en motores Diesel y variando la temperatura del pistón, cada una de manera diferente (una disminuyendo la temperatura y la otra aumentándola). Frank y Heywood (1991) hicieron la misma prueba de variar la temperatura del pistón con la diferencia en que el motor usado para la experimentación fue uno Otto. Como primeros resultados, se obtuvo que la temperatura del aceite no tenía un efecto significativo en la temperatura del pistón, por lo que se podría despreciar dicho parámetro para el resultado de los gases contaminantes.

Álvarez y Callejón (2005) señalan que la temperatura dentro de la cámara del pistón puede llegar a valores de 2000 K a 2500 K durante pequeños intervalos de tiempos y después de esto, habrá transferencia de calor hacia las paredes de la cámara como parte del mecanismo de refrigeración.

El mecanismo de transferencia de calor de la cámara de combustión hacia las paredes del cilindro se da por convección, ya que la mezcla, al realizarse la combustión, ésta aumenta de temperatura y es necesario transferir una parte del calor generado hacia las paredes del cilindro del pistón. El coeficiente de transferencia de calor por convección, entre los gases quemados y la pared del cilindro es calculado de acuerdo con la expresión 2.4.1:

$$h = \frac{q}{(A(T_1 - T_2))} \quad (2.4.1)$$

Donde

- q es la potencia producida por los gases de escape
- A es el área de la pared
- T1 es la temperatura de la pared
- T2 es la temperatura de los gases de combustión

3. Modelos matemáticos para un motor de combustión interna

3.1 Geometría del pistón.

Para cualquier tipo de cilindro modelado, el cigüeñal, la biela y el pistón pueden ser representados por el mecanismo que describe Ferguson. Los parámetros geométricos para considerar son los siguientes: el ancho de la cabeza del pistón (b), la longitud de la biela (l), el radio de la manivela (a); la carrera del pistón (s) y el ángulo del cigüeñal (θ).

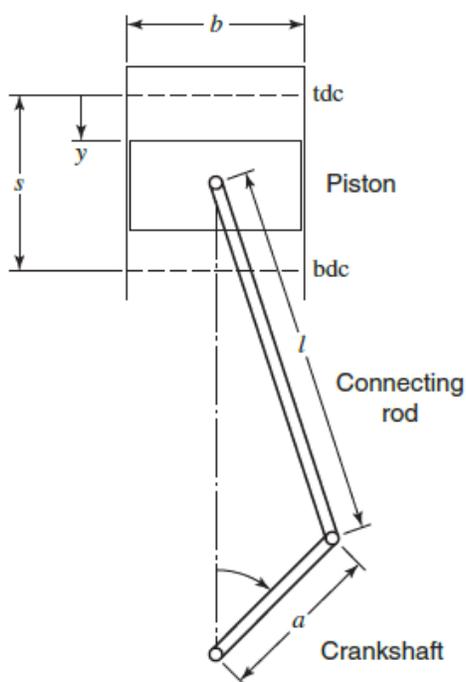


Figura 3.1 Parámetros geométricos de un cilindro.

Fuente: (Ferguson, 2015 Internal Combustion

El ángulo del cigüeñal es equivalente a la mitad de la carrera. El punto muerto superior (tdc) de un motor se refiere a la posición del cigüeñal cuando $\theta=0^\circ$. El volumen del cilindro en esta posición es el mínimo (V_c). El punto muerto inferior (bdc) se refiere cuando el ángulo del cigüeñal se encuentra a un valor $\theta=180^\circ$. El volumen del cilindro en esta posición es el máximo (V_1).

El radio de compresión se puede definir como:

$$r = \frac{V_{bdc}}{V_{tdc}} = \frac{V_1}{V_c} \quad (3.1.1)$$

El volumen desplazado V_d , es la diferencia entre el volumen máximo y el volumen mínimo; por lo que para un solo cilindro se tiene:

$$V_d = V_1 - V_C = \frac{\pi}{4} b^c s \quad (3.1.2)$$

La velocidad media del pistón \overline{U}_p es un importante valor en cuando al diseño de motores. Como el pistón viaja una distancia de dos veces la carrera por revolución, se tiene:

$$\overline{U}_p = 2Ns \quad (3.1.3)$$

Donde N es la velocidad del motor y es expresada en revoluciones por minuto.

Para calcular la propagación de la flama se hacen las siguientes suposiciones: La cámara de combustión es cilíndrica, la tapa del cilindro es plana y la propagación de la flama es esférica, siendo el centro de la ubicación de la bujía. En la figura 3.2 se aprecia la cámara de combustión.

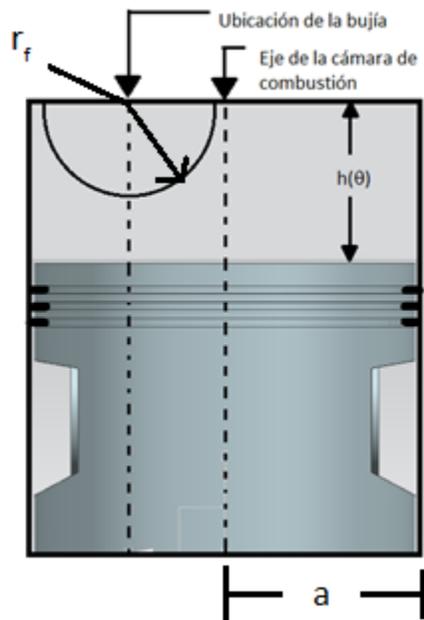


Figura 3.2 Cámara de combustión con parámetros.

Fuente: (Ferguson, 2015. Internal Combustion Engines. Applied Thermosciences)

De la figura se pueden observar los parámetros: a) radio de la cámara de combustión (a), el radio de la flama (r_f) y la distancia de la cabeza del pistón a la tapa de la cámara de combustión ($h(\theta)$). Otro parámetro que se puede conocer es la separación de la bujía al eje del pistón (S_b).

Las variables que se deben conocer en todo momento durante la combustión son las siguientes:

- El volumen al final de la combustión

$$(V_{FC} = V_C(1 + \frac{r-1}{2}(1 - \cos(\theta_s + \theta_b)) + \frac{1}{r_{cr}}[1 - \sqrt{(1 - r_{cr}^2 \sin(\theta_s + \theta_b)^2}]) \quad (3.1.4)$$

- La distancia entre la cabeza del pistón y la tapa del cilindro al final de la combustión (h_{FC}):

$$h_{FC} = \frac{V_{FC}}{\pi \cdot (a)^2} \quad (3.1.5)$$

- La velocidad de la flama (Vel_{flama})

$$(Vel_{flama} = \frac{D_{flama}}{\frac{seg}{grados} \cdot \theta_b}) \quad (3.1.6)$$

Donde la relación $\frac{seg}{grados}$ es la relación que existe entre el tiempo que transcurre por cada grado que avanza el cigüeñal.

Y D_{flama} de la flama es la distancia máxima que recorre la flama al radio máximo y se calcula de acuerdo con la expresión 3.1.7:

$$D_{flama} = \sqrt{(a + Sb)^2 + h_{FC}^2} \quad (3.1.7)$$

- El radio de la flama se calcula:

$$r_f = (\theta - \theta_s) * \frac{seg}{grado} * v_{flama} \quad (3.1.8)$$

El volumen instantáneo dentro de la cámara de combustión depende del valor que tome el ángulo del cigüeñal, y se calcula de la siguiente manera:

$$V(\theta) = Vc(1 + \frac{r-1}{2} (1 - \cos(\theta) + \frac{1}{r_{cr}} [1 - \sqrt{(1 - r_{cr}^2 \sin(\theta)^2}]]) \quad (3.1.9)$$

Donde Vc representa el volumen dentro del cilindro cuando el pistón se encuentra en punto muerto inferior, r es la relación de compresión y r_{cr} es la mitad de la relación de longitud de la carrera L_s a la longitud de la biela L_{cr} .

El área dentro de la cámara de combustión se calcula de acuerdo con la ecuación 3.1.10:

$$A(\theta) = 2\pi a^2 + 2\pi a h(\theta) \quad (3.1.10)$$

donde a es el radio de la cámara de combustión y $h(\theta)$ la altura instantánea, la cual se obtiene de la expresión 3.1.11:

$$h(\theta) = \frac{V(\theta)}{\pi a^2} \quad (3.1.11)$$

Para el cálculo de los volúmenes y áreas de las zonas quemadas y quemadas, quedan conforme a 3.1.12 y 3.1.13:

$$A(\theta) = A_b(\theta) + A_u(\theta) \quad (3.1.12)$$

$$V(\theta) = V_b(\theta) + V_u(\theta) \quad (3.1.13)$$

Para ambos casos, solo se requiere conocer la parte quemada (parte de la mezcla que aún no ha hecho combustión) o la no quemada debido a que el área y volumen instantáneos se conocen con cada ángulo que recorre el cigüeñal.

Para conocer la fracción de masa quemada durante el ciclo, se requiere utilizar la función de Wiebe:

$$x_b(\theta) = \frac{1}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi(\theta - \theta_s)}{\theta_d} \right) \right] \quad (3.1.14)$$

Existen tres casos para esta función:

$$\text{Si } \theta < \theta_s, \text{ entonces } x_b(\theta) = 0 \quad (3.1.15)$$

$$\text{Si } \theta_s \leq \theta \leq \theta_s + \theta_d \text{ entonces } x_b(\theta) = \frac{1}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi(\theta - \theta_s)}{\theta_d} \right) \right] \quad (3.1.16)$$

$$\text{Si } \theta > \theta_s + \theta_d, \text{ entonces } x_b(\theta) = 1 \quad (3.1.17)$$

Donde $x_b(\theta)$ es la fracción de masa quemada, θ_s es el ángulo en donde se inicia la combustión y θ_d indica el ángulo que dura la combustión y θ es el ángulo instantáneo del cigüeñal. Gráficamente, la función de Wiebe se expresa como en la figura 3.3:

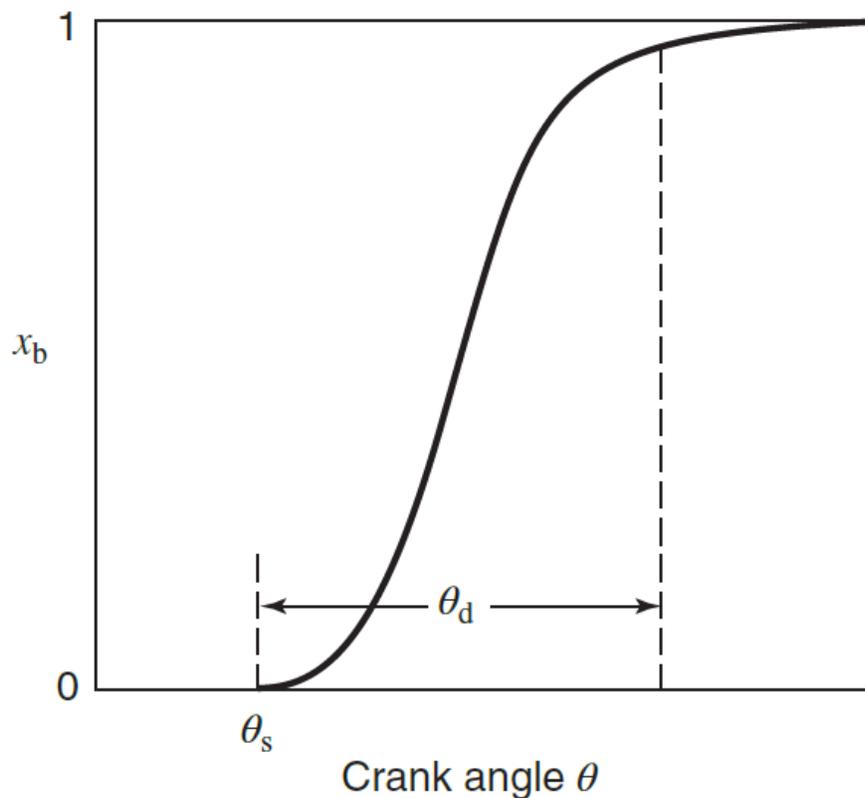


Figura 3.3 Función de Wiebe

Fuente: (Ferguson, 2015. Internal Combustion Engines. Applied Thermosciences)

3.2 Modelo matemático para determinar las propiedades termodinámicas

El modelo matemático utilizado para el análisis de las propiedades termodinámicas de un motor de combustión interna está basado en el que expone Ferguson, en el cual se trabajó con un fluido considerado como gas ideal:

$$\Delta U = Q - W \quad (3.2.1)$$

Donde U es la energía interna, Q es el calor, W es el trabajo.

Considerando que la incógnita que se variará en este modelo será el ángulo del cigüeñal, se tiene la expresión 3.2.2:

$$Q = \frac{dQ}{d\theta}, W = P \frac{dV}{d\theta} \text{ y } U = m \frac{du}{d\theta} + u \frac{dm}{d\theta} \quad (3.2.2)$$

Entonces la ecuación quedaría de acuerdo con la ecuación 3.2.3:

$$m \frac{du}{d\theta} + u \frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} \quad (3.2.3)$$

Donde m es la masa, P es la presión, V es el volumen instantáneo y θ es el ángulo del cigüeñal. Los cambios en las propiedades termodinámicas se determinan a partir de las siguientes ecuaciones.

Se introducen estos términos:

$$A_{pr} = \frac{1}{m} \left(\frac{dV}{d\theta} + \frac{VC}{\omega} \right) \quad (3.2.4)$$

$$B = \frac{hA_b}{\omega m c_{pb}} \frac{v_b}{\partial \ln v_b} \left(1 - \frac{T_w}{T_b} \right) + \frac{hA_u}{\omega m c_{pu}} \frac{v_u}{\partial \ln v_u} \left(1 - \frac{T_w}{T_u} \right) \quad (3.2.5)$$

$$C_{pr} = -(v_b - v_u) \frac{dx}{d\theta} - v_b \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \frac{h_u - h_b}{c_{pb} T_b} \left[\frac{dx}{d\theta} - \left(\frac{x - x^2}{\omega} \right) C \right] \quad (3.2.6)$$

$$D = x \left[\frac{v_b^2}{c_{pb} T_b} \left(\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right)^2 + \frac{v_b}{P} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P} \right] \quad (3.2.7)$$

$$E = (1 - x) \left[\frac{v_u^2}{c_{pu} T_u} \left(\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right)^2 + \frac{v_u}{P} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P} \right] \quad (3.2.8)$$

Para colocarlas en la expresión 3.2.9:

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{A_{pr} + B + C_{pr}}{D + E} \quad (3.2.9)$$

Para las ecuaciones anteriores el subíndice u indican que las variables corresponden a los no quemados, mientras que el subíndice b se refiere a los términos de la mezcla quemada. El término ω se refiere a la velocidad angular del cigüeñal, C_p es el calor específico de la mezcla, v es el volumen específico de la mezcla, T es la temperatura de la mezcla y h es la entalpía de la mezcla. Adicionalmente, el término h sin subíndice representa el coeficiente de transferencia de calor, T_w es la temperatura de la pared del

cilindro, A_b y A_u son el área que cubren los gases quemados y no quemados dentro del cilindro, respectivamente.

Las ecuaciones descritas anteriormente son consecuencia de introducir el término de la entropía de gases no quemados en el análisis. Se trata al gas no quemado como un sistema abierto perdiendo masa a partir de fugas y combustión.

Las ecuaciones para calcular las temperaturas de la mezcla son (3.2.10 y 3.2.11):

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{-hA_b(T_b - T_w)}{\omega * m * Cp_b * x} + \frac{v_b}{Cp_b} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \frac{dP}{d\theta} + \frac{h_u - h_b}{Cp_b} \left[\frac{dx}{d\theta} - \left((1-x) \frac{Cm}{\omega} \right) \right] \quad (3.2.10)$$

$$\frac{dT_u}{d\theta} = \frac{-hA_u(1-x^{\frac{1}{2}})(T_u - T_w)}{\omega * m * Cp_u * (1-x)} + \frac{v_u}{Cp_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \frac{dP}{d\theta} \quad (3.2.11)$$

El trabajo, las pérdidas de calor y entalpía durante el ciclo de un MCI son mostradas a continuación:

$$\frac{dW}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} \quad (3.2.12)$$

$$\frac{dQ_l}{d\theta} = \frac{1}{\omega} [hA_b(T_b - T_u) + hA_u(T_u - T_w)] \quad (3.2.13)$$

$$\frac{dH_l}{d\theta} = \frac{C * m}{\omega} [(1-x^2)h_u + x^2h_b] \quad (3.2.14)$$

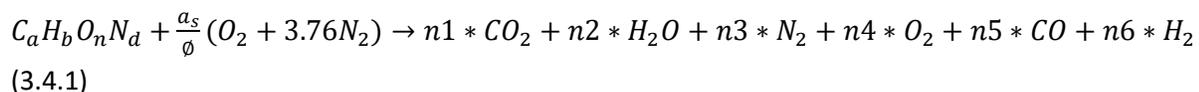
El término C de las ecuaciones representa las pérdidas de masa en el cilindro al exterior. Estas pérdidas, para este escrito, se considerarán como cero.

3.3 Balance químico dentro de la etapa de combustión.

El balance químico es necesario realizarlo para cada etapa del proceso de combustión (compresión, combustión, expansión), con el fin de calcular las funciones termodinámicas específicas en cada etapa del proceso. Los balances químicos descritos a continuación son tomados de Ferguson.

3.4 Balance químico a bajas temperaturas

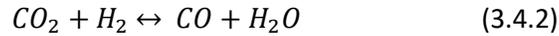
El modelo se considera como de baja temperatura ($T < 1000K$) y la relación de Carbono-Oxígeno menor que cero, la reacción de combustión se describe de acuerdo con la expresión 3.4.1:



En esta ecuación se asume la disociación de los reactivos es despreciable. Para la relación de los reactivos C/O mayores a uno, se añade Carbono sólido y otros elementos.

Para una mezcla pobre ($\phi < 1$) en un modelo a baja temperatura, se asume que no hay producto de CO ni H_2 lo que significa que $n5=n6=0$. En cambio, para una mezcla rica ($\phi > 1$), se tiene que no hay producto de

O₂ por lo que n₄=0. En este caso, se tienen 5 incógnitas, por lo que se necesita una ecuación adicional para complementar la ecuación del balance, por lo que se introduce la ecuación 3.4.2:



Y con la constante de equilibrio K(T) para la reacción de cambio de agua a gas, lo que arroja la ecuación 3.4.3:

$$K(T) = \frac{n_2 \cdot n_5}{n_1 \cdot n_6} \quad (3.4.3)$$

La constante de equilibrio es una curva que se obtiene de las tablas JANAF para 400<T<3200

$$\ln K(T) = 2.743 - \frac{1.761}{t} - \frac{1.611}{t^2} - \frac{0.2803}{t^3} \quad (3.4.4)$$

Donde t=T/1000

Por lo tanto, para el caso de una mezcla rica, el número de moles de CO, n₅, se calcula con la solución cuadrática 3.4.5:

$$n_5 = \frac{-b_1 \pm \sqrt{b_1^2 - 4a_1c_1}}{2a_1} \quad (3.4.5)$$

Las soluciones para el caso de la mezcla pobre y rica se encuentran en la siguiente tabla 3.4:

Species	n_i	$\phi \leq 1$	$\phi > 1$
CO ₂	n_1	a	$a - n_5$
H ₂ O	n_2	$b/2$	$b/2 - d_1 + n_5$
N ₂	n_3	$d/2 + 3.76a_s/\phi$	$d/2 + 3.76a_s/\phi$
O ₂	n_4	$a_s(1/\phi - 1)$	0
CO	n_5	0	n_5
H ₂	n_6	0	$d_1 - n_5$

Tabla 3.4 Valores de n_i dependiendo el tipo de mezcla. (Fuente: Feguson, 2015 *Internal Combustion Engines. Applied Thermosciences*)

Relacionando los valores de la tabla con la fórmula para calcular el factor n_5 , se tiene que:

$$a_1 = 1 - K \quad (3.4.6)$$

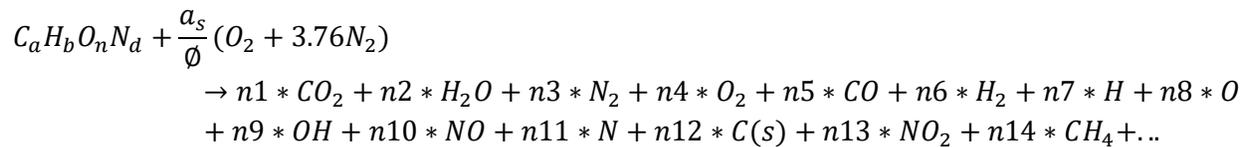
$$b_1 = b/2 + Ka - d_1(1 - K) \quad (3.4.7)$$

$$c_1 = -ad_1K \quad (3.4.8)$$

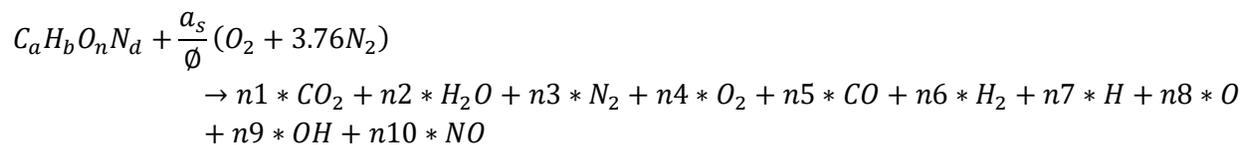
$$d_1 = 2a_s(1 - 1/\phi) \quad (3.4.9)$$

3.5 Balance químico durante la etapa de combustión

Para el balance químico durante esta etapa se requiere un modelo más complejo que el mencionado anteriormente. En este balance se considera un modelo combinado ya que es en esta etapa en donde los gases comienzan a quemarse. Es por ello por lo que se utiliza el balance químico del modelo a bajas temperaturas, en conjunto con el siguiente (3.4.10):



Sin embargo, este modelo se puede simplificar usando constantes de equilibrio, basados en el modelo aplicado por Olikara y Broman (1975) para solución de los productos en la fase gaseosa y de la combustión del combustible. El empleo de las constantes también se basa en la mínima energía libre de Gibbs de una mezcla de gases. Entonces, la expresión se puede simplificar a esta otra (3.4.11):



El balance de los átomos C,H,O,N queda de la siguiente manera:

$$C: a = (y_1 + y_5)N \quad (3.4.12)$$

$$H: a = (2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9)N \quad (3.4.13)$$

$$O: c + 2a_s/\phi = (2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10})N \quad (3.4.14)$$

$$N: d + 7.52a_s/\phi = (2y_3 + y_{10})N \quad (3.4.15)$$

Y donde N es el número total de moles. Por definición, la fracción molar suma 1:

$$\sum_{i=1}^{10} y_i = 1 \quad (3.4.16)$$

De esas ecuaciones, se definen 3 constantes:

$$d_1 = b/a \quad (3.4.17)$$

$$d_2 = c/a + 2a_s/\phi a \quad (3.4.18)$$

$$d_3 = d/a + 7.52a_s/\phi a \quad (3.4.19)$$

Por sustitución, en las ecuaciones de balance de los átomos C, H, O, N:

$$(2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9 + d_1y_1 - d_1y_5) = 0 \quad (3.4.20)$$

$$(2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10} - d_2y_1 - d_2y_5) = 0 \quad (3.4.21)$$

$$(2y_3 + y_{10} - d_3y_1 - d_3y_5) = 0 \quad (3.4.22)$$

$$\sum y_i = 1 \quad (3.4.23)$$

Para resolver el sistema es necesario introducir constantes de equilibrio, las cuales permiten maximizar la entropía del gas.

Las constantes de equilibrio se pueden aproximar mediante la curva que Olikara y Borman desarrollaron para resolver la composición, la ecuación es:

$$\log K_p = A \ln \left(\frac{T}{1000} \right) + \frac{B}{T} + C + DT + ET^2 \quad (3.4.24)$$

Y los coeficientes son los que aparecen en la table 3.4.2:

	A	B	C	D	E
K ₁	0.432168	-11246.4	2.67269	-7.45744E-05	2.42484E-09
K ₂	0.310805	-12954	3.21779	-7.38336E-05	3.44645E-09
K ₃	-0.141784	-2133.08	0.853461	3.55015E-05	-3.10227E-09
K ₄	0.0150879	-4709.59	0.646096	2.72805E-06	-1.54444E-09
K ₅	-0.752364	12421	-2.60286	0.000259556	-1.62687E-08
K ₆	-0.00415302	14862.7	-4.75746	0.000124699	-9.00227E-09

Tabla 3.4.2 coeficientes de equilibrio de Olikara y Borman

Se pueden reacomodar las expresiones de las constantes de equilibrio con la finalidad de obtener las fracciones morales del N_2 , O_2 , CO y H_2 (y_3 , y_4 , y_5 y y_6 respectivamente):

$$y_7 = C_1 y_6^{1/2} \quad C_1 = \frac{K_1}{P^{1/2}} \quad (3.4.25)$$

$$y_8 = C_2 y_4^{1/2} \quad C_2 = \frac{K_2}{P^{1/2}} \quad (3.4.26)$$

$$y_9 = C_3 y_4^{1/2} y_6^{1/2} \quad C_3 = K_3 \quad (3.4.27)$$

$$y_{10} = C_4 y_4^{1/2} y_3^{1/2} \quad C_4 = K_4 \quad (3.4.28)$$

$$y_2 = C_5 y_4^{1/2} y_6 \quad C_5 = K_5 P^{1/2} \quad (3.4.29)$$

$$y_1 = C_6 y_4^{1/2} y_5 \quad C_6 = K_6 P^{1/2} \quad (3.4.30)$$

Para eliminar el número de moles de las ecuaciones (3.4.25) a (3.4.30), se pueden dividir entre (3.4.12) y se obtiene:

$$2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9 - \frac{\beta}{\alpha}(y_1 + y_5) = 0 \quad (3.4.31)$$

$$2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10} - \left[\left(\gamma + \frac{2(0.21+0.79\%0)}{\varepsilon_0} \right) \frac{1}{\alpha}(y_1 + y_5) \right] = 0 \quad (3.4.32)$$

$$2y_3 + y_{10} - \left[\left(\delta + \frac{0.79(1-\%0)}{\varepsilon_0} \right) \frac{1}{\alpha}(y_1 + y_5) \right] = 0 \quad (3.4.33)$$

Las ecuaciones (3.4.25) a (3.4.30) se pueden sustituir en (3.14.12) a (3.14.14) y resulta un sistema de ecuaciones de 3x4 (3 ecuaciones y 4 incógnitas), para cerrar el sistema se hace uso de la siguiente ecuación:

$$\sum_{i=1}^{10} y_i - 1 = 0 \quad (3.4.34)$$

Este sistema no se puede resolver de manera analítica por lo que se recurre a métodos numéricos, para este caso se utiliza el método de Newton-Raphson

3.6 Balance químico en la expansión.

En el balance químico que se utiliza durante esta etapa está basado en el propuesto por Gordon y McBride y que, al igual que en el balance utilizado en la etapa de compresión, las funciones termodinámicas se calculan de acuerdo con un polinomio de coeficientes de mínimos cuadrados, al igual que el de Ferguson. Una vez que se conocen los gases derivados de la combustión, se calculan las funciones termodinámicas:

$$\frac{c_p}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \quad (3.5.1)$$

$$\frac{h}{RT} = a_1 + a_2 \frac{T}{2} + a_3 \frac{T^2}{3} + a_4 \frac{T^3}{4} + a_5 \frac{T^4}{5} + \frac{a_6}{T} \quad (3.5.2)$$

$$\frac{s}{R} = a_1 \ln[T] + a_2 T + a_3 \frac{T^2}{2} + a_4 \frac{T^3}{3} + a_5 \frac{T^4}{4} + a_7 \quad (3.5.3)$$

Dichas funciones termodinámicas son adimensionales y representan la capacidad térmica específica, la entalpía y la entropía respectivamente. Los coeficientes a_n están tabulados en las tablas JANAF, T se refiere a la temperatura de los gases, R es la constante particular de la mezcla. Con este polinomio se puede conocer la función termodinámica adimensional de cada especie de la mezcla y para conocer la propiedad termodinámica específica de la mezcla se requiere realizar la suma de cada especie:

$$c_p = \sum_{i=1}^n \left(\frac{c_p}{R}\right)_i y_i R \quad (3.5.4)$$

3.7 Diagrama de flujo del programa utilizado en la tesis.

El programa utilizado en la tesis empieza cuando se introducen los datos iniciales, como datos del motor, datos del medio ambiente, datos termodinámicos, tipo de combustible, etc.). A continuación, se enlistan brevemente los pasos que realiza el programa para poder calcular los datos finales.

- 1) Se introducen las condiciones del motor, así como las condiciones del ambiente.
- 2) A partir de los datos introducidos anteriormente, se calcula el ángulo instantáneo, el volumen instantáneo, área de los gases quemados y no quemados, así como el volumen de los gases quemados y no quemados.
- 3) A partir del punto 1) y 2), se determina si se da la combustión o no. En ambos casos, se realiza el balance energético correspondiente a cada uno de los casos.
- 4) Se resuelven las ecuaciones correspondientes para calcular las temperaturas de la mezcla, el trabajo, las pérdidas de calor y entalpía. Se grafican las soluciones a las ecuaciones anteriores en función del ángulo del cigüeñal
- 5) Se resuelven las ecuaciones correspondientes a la disponibilidad y se grafican los resultados en función del ángulo del cigüeñal.

3.8 Modelado numérico a través del software Mathematica.

Las ecuaciones que se describen en este documento se programaron en el software Mathematica para ser resueltas de manera simultánea. Mathematica es un software utilizado en la investigación y desarrollo de ingeniería, ciencia de datos y hasta en la biotecnología y la medicina para acelerar la innovación, acceder y analizar fácilmente datos.

El programa utilizado consta de las siguientes secciones:

1) Gráficas

En esta sección se ha establecido una función que permite graficar los resultados obtenidos al finalizar el programa. Los parámetros para las gráficas que se mostraran en la pantalla, tamaño de letra, escala, colores de las gráficas, tamaño de línea y el mallado, los cuales permiten tener un formato de gráfica adecuado para ser visualizado.

2) Volumen y función de Wiebe

Se calcula el volumen instantáneo dentro de la cámara de combustión y la fracción quemada de la mezcla de acuerdo con la función de Wiebe.

3) Funciones para evaluar la integral

Esta sección entrega una función que requiere la sección Integral; la función que se entrega será la requerida de acuerdo con las condiciones dadas en el Apéndice1 (propagación de la flama).

4) Integral

Se programó el método de integración de Simpson 1/3, se apoya de la sección anterior la cual proporciona la función a integrar.

5) Propagación de la flama

Resuelve las áreas y volúmenes de los gases quemados y no quemados requeridos.

6) Propiedades de los gases quemados

Calcula las funciones termodinámicas de los gases quemados en el proceso de combustión y al final de ésta.

7) Composición de los gases quemados

Se programa el método de Runge-kutta de cuarto orden para conocer las fracciones molares de los gases quemados productos de la combustión.

8) Ecuaciones diferenciales primera ley

En esta sección se resuelven las ecuaciones diferenciales de la Primera Ley de la Termodinámica, para ello se deben introducir las condiciones iniciales de operación del ciclo y se hace uso de la función NDSolve para su resolución simultánea.

9) Combustión Temperaturas Bajas

Se resuelve el balance químico en la etapa de compresión requerido para conocer las funciones termodinámicas que deben ser sustituidas en la sección de Ecuaciones Diferenciales.

10) Combustión Temperaturas Altas

Resuelve el balance químico presentado en la etapa de combustión, permite conocer las funciones termodinámicas de los gases producto de la combustión que, al igual que en la sección anterior, se requieren para resolver las ecuaciones diferenciales.

11) Ciclo Completo de las 3 etapas

En esta sección se introducen las condiciones iniciales de operación del ciclo termodinámico y permite realizar la simulación numérica completa para la Primera Ley de la Termodinámica.

12) Graficas

Se presentan las gráficas que representan el ciclo termodinámico, temperaturas de los gases quemados, temperaturas de los gases no quemados, volumen dentro de la cámara de combustión, presión, trabajo; cada una de estas variables esta graficada contra el ángulo del cigüeñal.

4. Verificación del modelo utilizado.

Es necesario que el modelo propuesto en este documento reproduzca de manera adecuada y precisa los procesos dentro de la cámara de combustión de un motor de combustión interna, por lo que se procedió a comparar el modelo de este trabajo con resultados que ya han sido publicados.

La primera comparación que se realizó fue con el trabajo publicado de Rakopoulos, *Evaluation of a spark ignition Engine cycle using first and second law análisis techniques*, en 1993. En dicho trabajo de realizaron trabajos experimentales y de simulación numérica. Las condiciones con las que se realizó la validación del programa propuesto en la tesis con el de Rakopoulos fueron las de la tabla 4.1:

r	D[cm]	Ls[cm]	Lr[cm]	RPM	ϕ	F	θ_s
7	7.62	11	24.13	2500	1	0.1	-30

Tabla 4.1. Datos utilizados por Rakopoulos para la validación del modelo propuesto. Fuente: (Rakopoulos, 1993. *Evaluation of a spark ignition Engine cycle using first and second law análisis techniques*)

De la tabla anterior, r representa la relación de compresión, D el diámetro en centímetros, Ls la longitud de la carrera en centímetros, Lr la longitud de la biela en centímetros, RPM la velocidad del motor, ϕ es la razón de equivalencia, F la fracción residual y θ_s representa el ángulo donde inicial la combustión.

En la figura se muestra la comparación entre el modelo utilizado en la presente tesis y el modelo experimental realizado por Rakopoulos en 1993. La diferencia más significativa se da justamente durante en la etapa de combustión, ya que el modelo químico utilizado en el programa de mathematica es sencillo, sin embargo, se puede ver un resultado bastante aceptable en la figura 4.1.

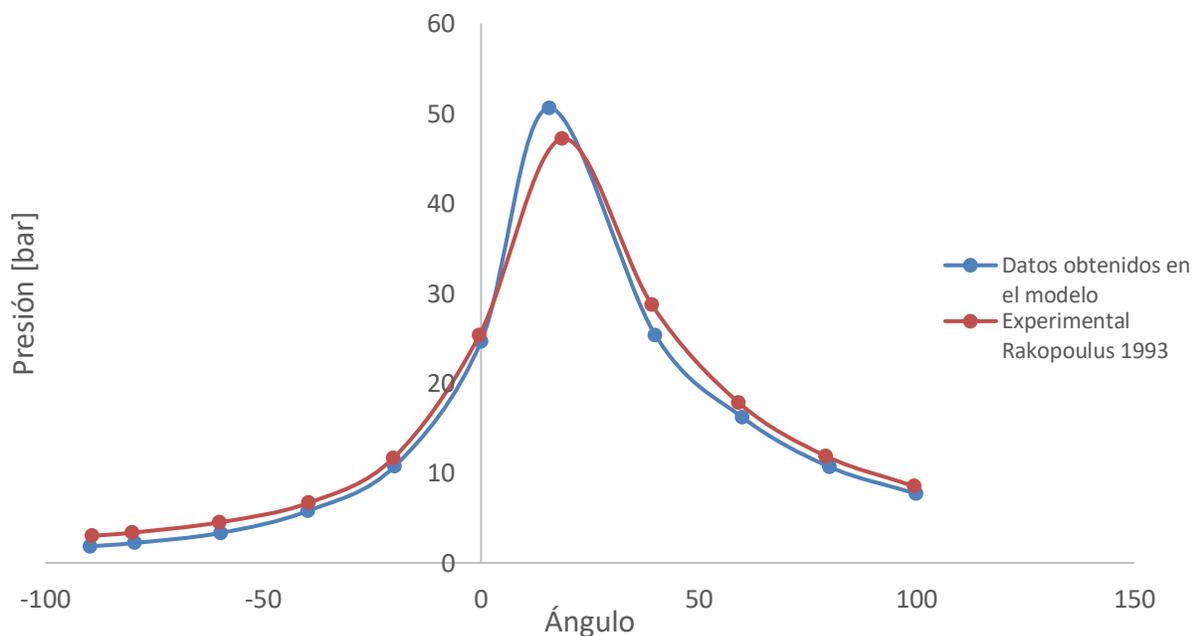


Figura 4.1 Comparación de resultados del modelo propuesto vs los datos experimentales de Rakopoulos.

Debido a que diversos artículos referentes al modelado de la combustión están basados en el modelo presentado por Ferguson para resolver varias ecuaciones incluidas en modelo presentado en este documento. En el trabajo de Ferguson se presentan diferentes casos con condiciones iniciales que sirven como referencia para este trabajo. En este documento se introdujeron los datos de la tabla 4.2 para la simulación:

r	D[cm]	Ls[cm]	Lr[cm]	RPM	ϕ	F	θ_s	θ_b	h[w/m ² K]	Tw[K]
10	10	8	22.86	2000	0.8	0.05	-35	60	500	420

Tabla 4.2 Datos obtenidos de Ferguson. (Fuente: Ferguson, 2015. Internal Combustión Engines)

En las figuras 4.2 y 4.3 se representa por separado cada uno de los valores obtenidos tanto en el modelo propuesto en esta tesis como en los datos obtenidos a partir del modelo de Ferguson. Ahora, en la figura 4.4 se muestra una comparación más detallada de las dos curvas:

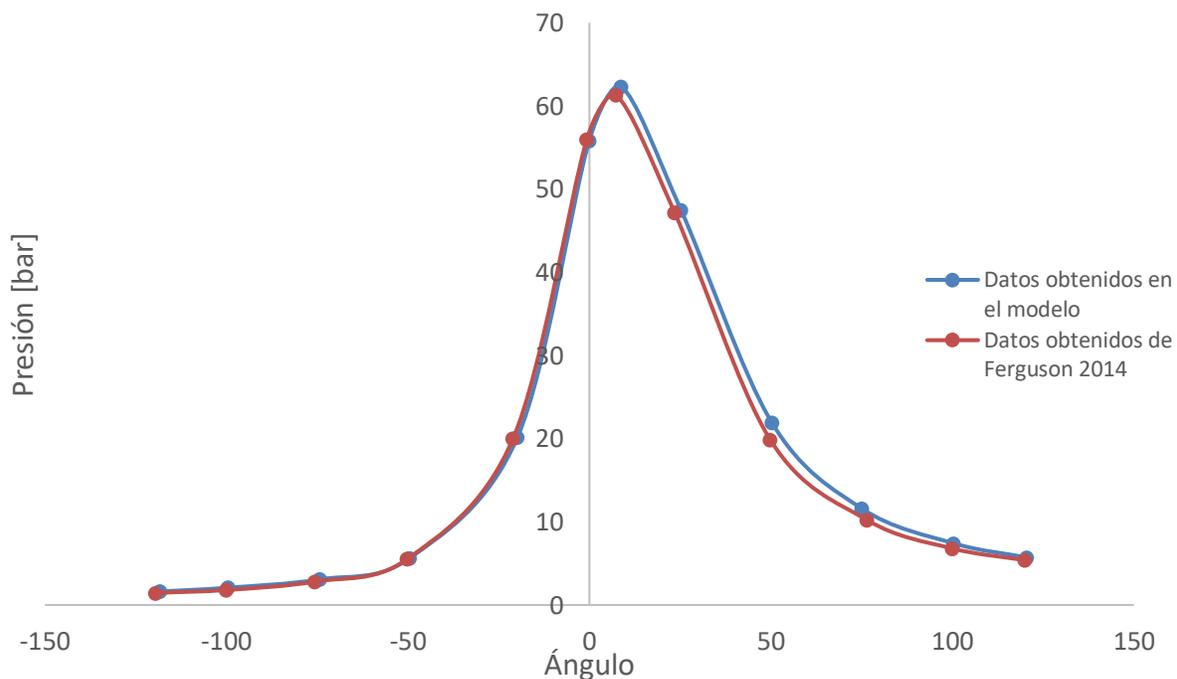


Figura 4.2 Comparativa de datos obtenidos con el modelo propuesto vs datos de Ferguson (2015).

Cómo se observa en la figura, los valores son muy similares en esta comparación, incluso se ve en el punto más alto de la gráfica como no hay una diferencia tan marcada como en la comparación anterior.

Otro dato para comparar es la temperatura de los gases quemados, en la que se obtuvieron estas dos curvas:

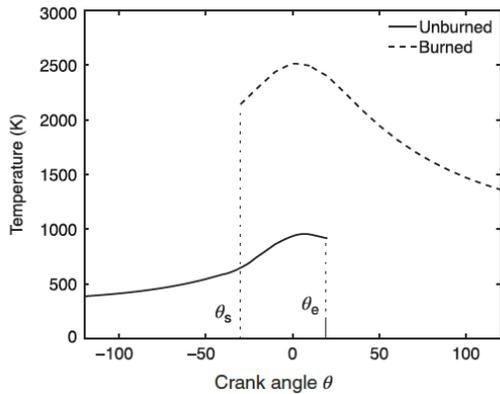


Figura 4.3 Resultados de Ferguson de gases quemados. (Fuente: Ferguson, 2015. Internal Combustion Engines)

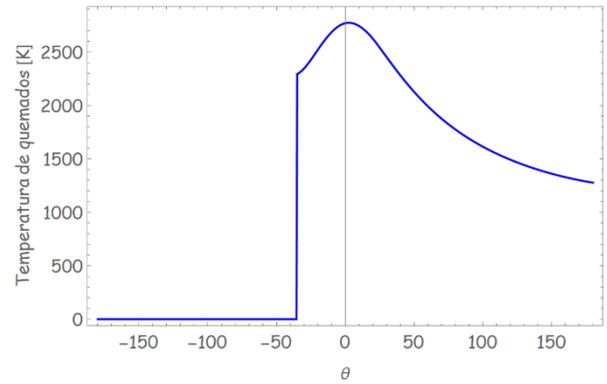


Figura 4.4 Resultados obtenidos de gases quemados con el modelo propuesto.

Para poder observar mejor la comparación entre estos dos gráficos, se capturan los valores y se colocan en un solo gráfico, obteniendo la figura 4.8:

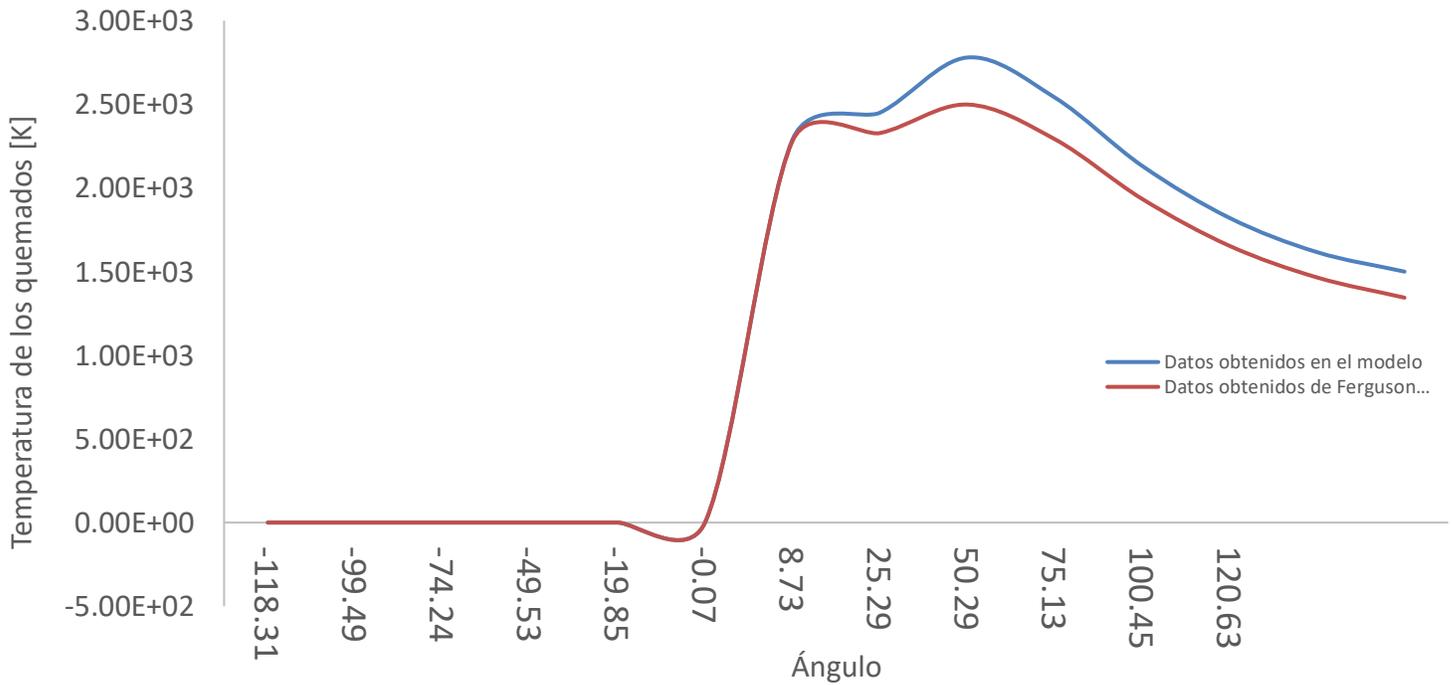


Figura 4.5 Comparativa de la temperatura de los gases quemados obtenidos con el modelo propuesto vs datos de Ferguson.

En este caso, se puede observar cómo los valores difieren una vez que empieza la combustión, teniendo un error promedio de 10% entre los valores obtenidos del modelo y los valores obtenidos de Ferguson.

5. Resultados y análisis

Una vez comprobada la fiabilidad del modelo, en este apartado del documento se muestran las predicciones que se obtienen al realizar un análisis de la variación de la temperatura de la pared y del efecto en las emisiones de contaminantes, así como en las propiedades de Presión y temperatura del sistema, una vez que se haya dado la combustión.

Las condiciones iniciales de la simulación se muestran en la siguiente tabla. De igual manera, estos datos son propuestos en Ferguson debido a la similitud del modelado presentado en este documento con el de Ferguson. Las condiciones son las descritas en la tabla 5.1:

r	D[cm]	Ls[cm]	Lr[cm]	F	P[bar]	θ_s	RPM
10	8.25	11.43	22.86	0.05	1	-35	2500

Tabla 5.1 Condiciones iniciales a introducir en el modelo propuesto en la tesis.

Las condiciones que se variarán serán el coeficiente de calor por convección [h] y la temperatura de la pared del pistón [Tw]. Es necesario establecer un caso base con valores de h y Tw iniciales, del cual será punto de partida para describir las principales diferencias que se mostrarán ante la variación de los valores del coeficiente de transferencia de calor por convección y de la temperatura de la pared del cilindro. Dicho lo anterior, los valores iniciales serán los que se muestran en la tabla 5.2:

Tw [K]	h[W/m ² K]
300	500

Tabla 5.2 Variables con sus valores iniciales

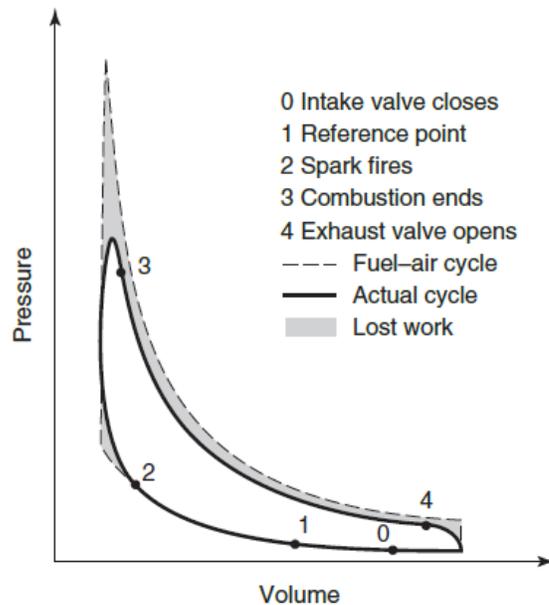


Figura 5.1 diagrama Presión-Volumen del proceso de combustión. (Fuente: Ferguson, 2015. Internal Combustión Engines).

En la figura 5.1 (Diagrama Presión-Volumen) se muestran los estados termodinámicos por los que estará sometido el ciclo en las condiciones iniciales

A partir del diagrama P-V, Ferguson (2015) y con ayuda de algunos datos obtenidos de Taylor (1985), llegó a las siguientes conclusiones:

1. Presión media indicada se maximiza con una estequiometría ligeramente rica, e incrementa al aumentar el radio de compresión.
2. La relación de la actual eficiencia con respecto al equivalente ciclo Otto Combustible-aire está en el orden de 0.85.
3. La duración de la combustión, está dentro del orden de 35° , y ésta disminuye al aumentar la relación de compresión.
4. IMEP incrementa a la par que la velocidad angular del motor, mientras que la BMEP disminuye.

A partir del gráfico y de las observaciones hechas por Ferguson, El punto 0 representa el momento en el que la válvula de admisión se cierra. Después, pasa al punto número 1, en el que se representan las condiciones iniciales de $T_1=350\text{ K}$ y $P_1= 100\text{ kPa}$. Se puede observar que, como la válvula de admisión se cierra, se ve un incremento en la Presión y una pequeña compresión de la mezcla. Después, en el punto número 2, es en el momento en el que empieza la combustión y este punto es representado por el θ heat release.

Debido a la energía liberada por los gases producto de la combustión, vemos un alza considerable en cuanto a presión y consigo un aumento en el volumen de la mezcla. Conforme avanza el ángulo del cigüeñal durante la combustión, se llega al punto en el que en la mezcla ya no hay fracción de gases no quemados y por ende ya no puede haber más calor liberado. Este punto descrito es el número 3.

Al tener el 100% de mezcla quemada, se procede a abrir la válvula de escape lo que traerá consigo una disminución en la presión y un aumento de volumen, esta etapa está descrita en el gráfico como el punto número 4 y es el momento en el que los gases quemados salen de la cámara de combustión.

Ahora, en la figura 5.2, se mostrarán de forma más específica lo que pasa con la temperatura de la mezcla, cuando la mezcla no se quema, cuando está en proceso de combustión y cuando toda la mezcla está completamente quemada.

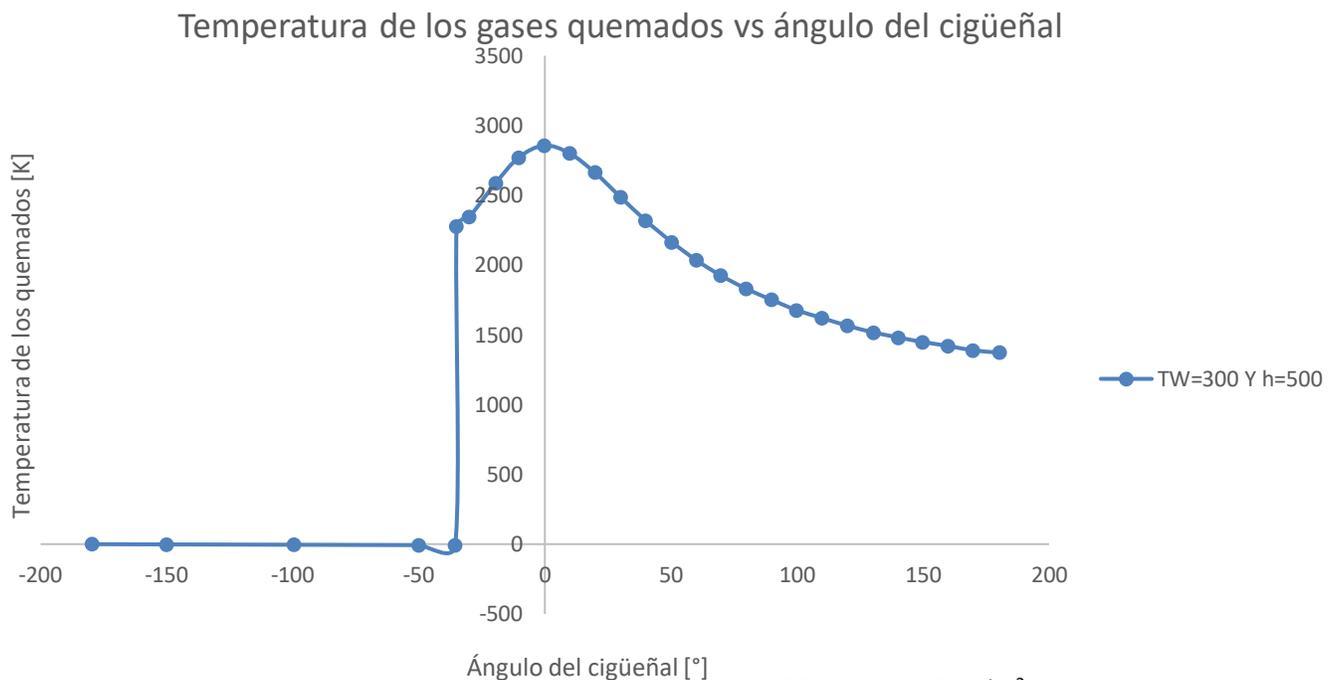


Figura 5.2 Temperatura de los gases quemados a $T_w=300K$ y $h= 500 W/m^2 K$

Cómo se tiene -35° el ángulo en el que inicia la combustión es en este preciso momento en el que se empezará a observar una fracción de gases quemados x .

Como se observa en la imagen, se muestran dos gráficas debido a que una muestra la temperatura de los componentes no quemados y la otra muestra la temperatura de los quemados. También se aprecia como en la curva de los componentes no quemados se termina cuando no queda ninguna fracción disponible para reaccionar y hacer combustión. Sin embargo, se observa que llega un momento en el que las dos gráficas comparten valores de ángulo del cigüeñal. En el intervalo entre Θ_s y Θ_θ es cuando la fracción de

gases quemados es mayor que cero, pero es menor que uno. Esto quiere decir que la combustión ha iniciado, pero no se ha completado totalmente.

Se puede observar que la temperatura máxima que alcanza la mezcla no quemada es de aproximadamente 1000K, mientras que la temperatura máxima de los gases quemados es de 2500K. La temperatura mínima que alcanzan los gases quemados es de aproximadamente 1500K.

En términos de la presión con respecto al ángulo del cigüeñal, se tiene el siguiente comportamiento (figura 5.3): se observa que la presión máxima alcanzada se da aproximadamente a los 15°, cifra que es muy cercana al valor en el que termina la combustión (25°) Y si nos remontamos a la figura (Diagrama P-V) se corrobora el comportamiento de la presión conforme a los resultados obtenidos en este gráfico. Asimismo, se puede verificar que la presión en antes y después de la combustión no es la misma, ya que después de la combustión y al abrir la válvula de escape.

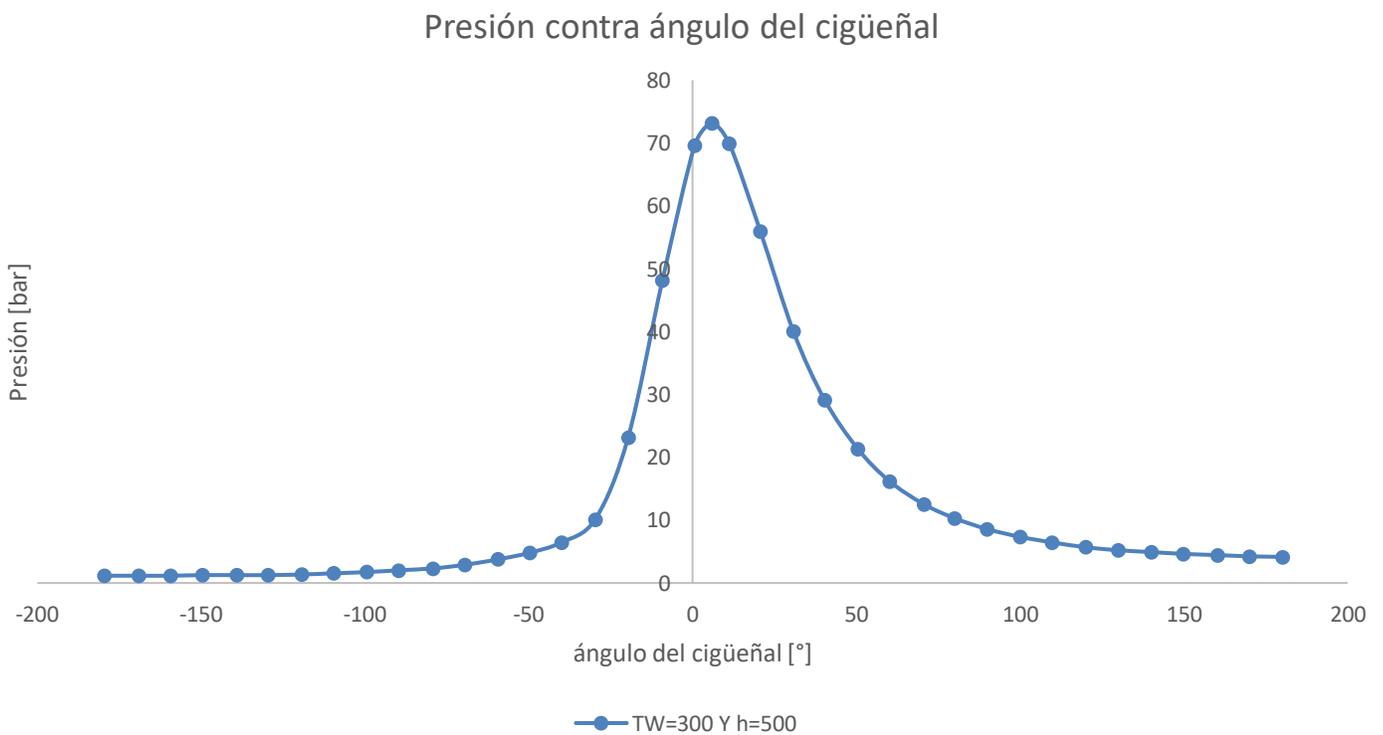


Figura 5.3 Presión en función del ángulo del cigüeñal a $T_w=300\text{K}$ y $h= 500\text{ W/m}^2\text{ K}$

En cuanto al trabajo acumulado, se puede observar en la figura 5.4 que, en un principio, este valor es negativo ya que el sistema se encuentra en la etapa de compresión y aún no se obtiene como tal trabajo del sistema. En cambio, cuando el sistema alcanza su punto muerto superior, es decir 0° , se obtienen valores de presión y temperatura altos lo que ocasiona que el pistón empiece a desplazarse hacia el punto muerto inferior. A medida que el ángulo va tomando valores mayores a cero, se puede ver cómo el trabajo realizado por el sistema ahora es positivo, lo cual significa que se obtiene una ganancia de trabajo.

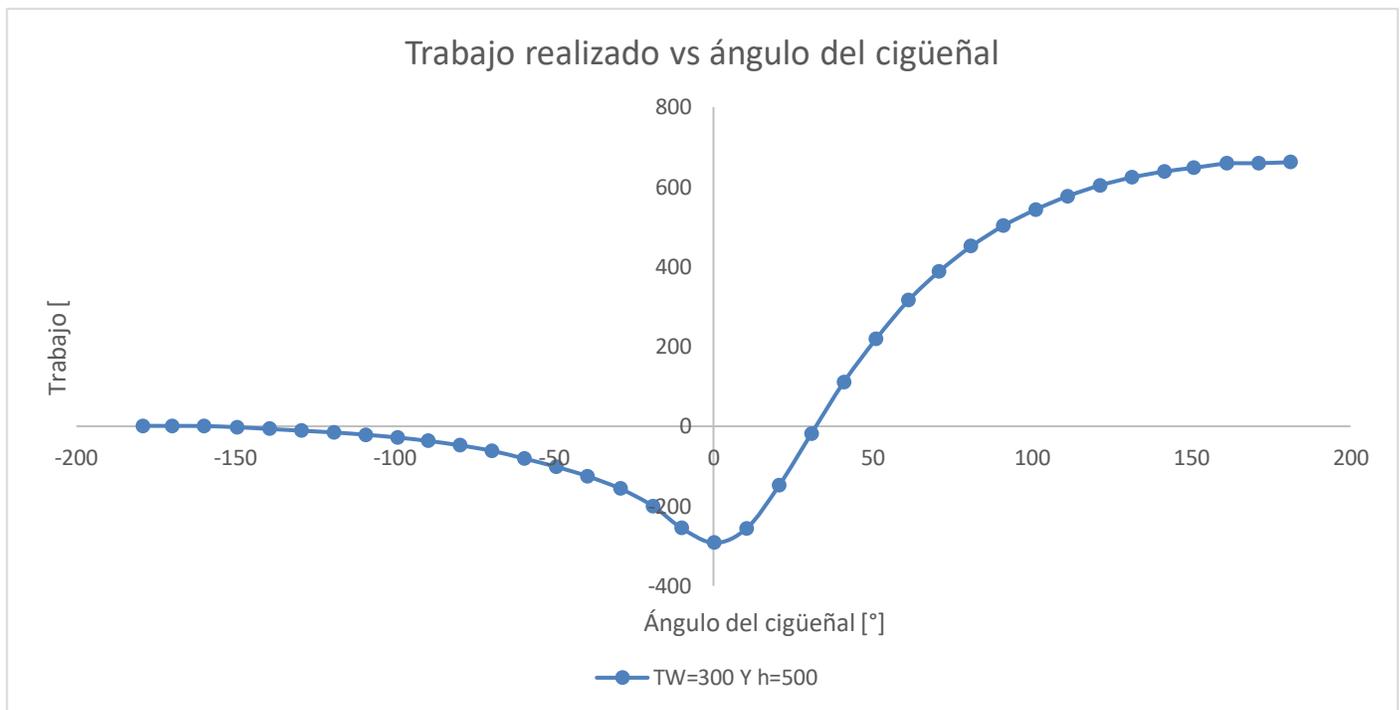


Figura 5.4 Trabajo realizado en función del ángulo del cigüeñal a $T_w=300K$ y $h= 500 W/m^2 K$

En cuanto a las emisiones contaminantes, en primer lugar, se tiene las emisiones de CO_2 , cuyo comportamiento se muestra en la figura 5.5. A primera vista es muy similar a la curva de la gráfica de los gases quemados, puesto que al empezar a haber gases quemados es cuando se empiezan a liberar los gases contaminantes. Se puede apreciar cómo justamente a -35° es cuando los valores de CO_2 empiezan a ser mayores que cero, alcanzando su máximo valor una vez que termina el proceso de combustión.

Al finalizar el proceso de combustión, como ya se ha quemado toda la mezcla el valor de las emisiones de CO_2 se mantiene constante. Este resultado se ve de manera similar en las emisiones de CO (figura 5.6) y NO (figura 5.7)

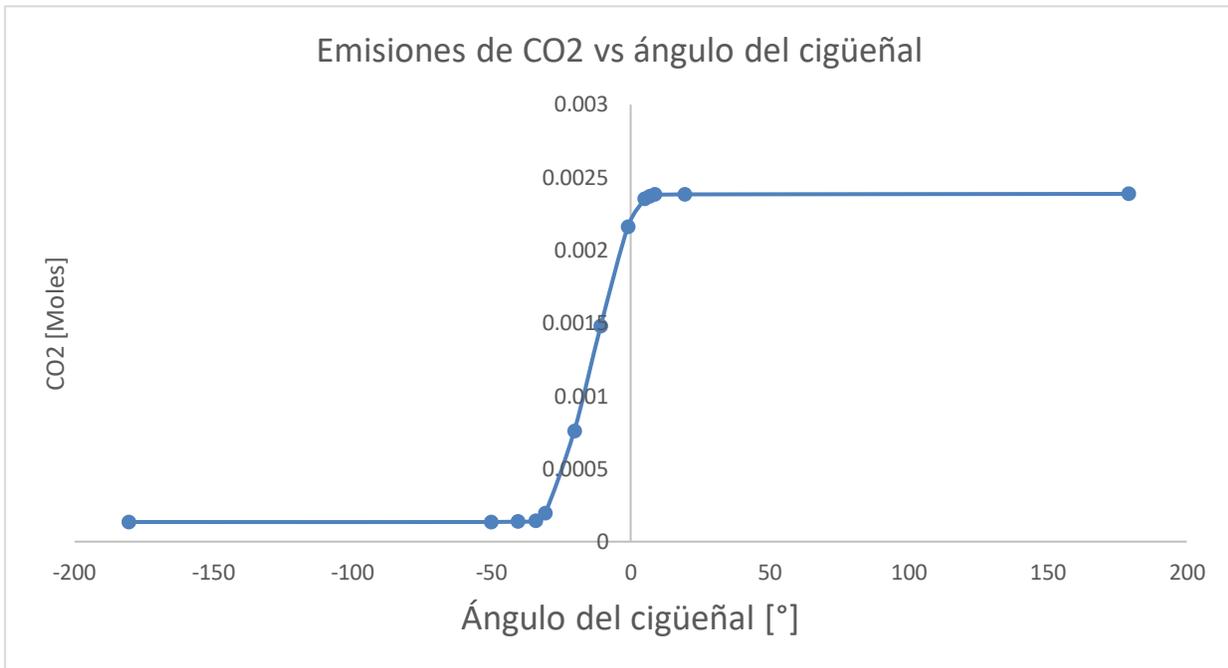


Figura 5.5. Emisiones de CO2, con respecto al ángulo del cigüeñal a $T_w=300K$ y $h= 500 W/m^2 K$

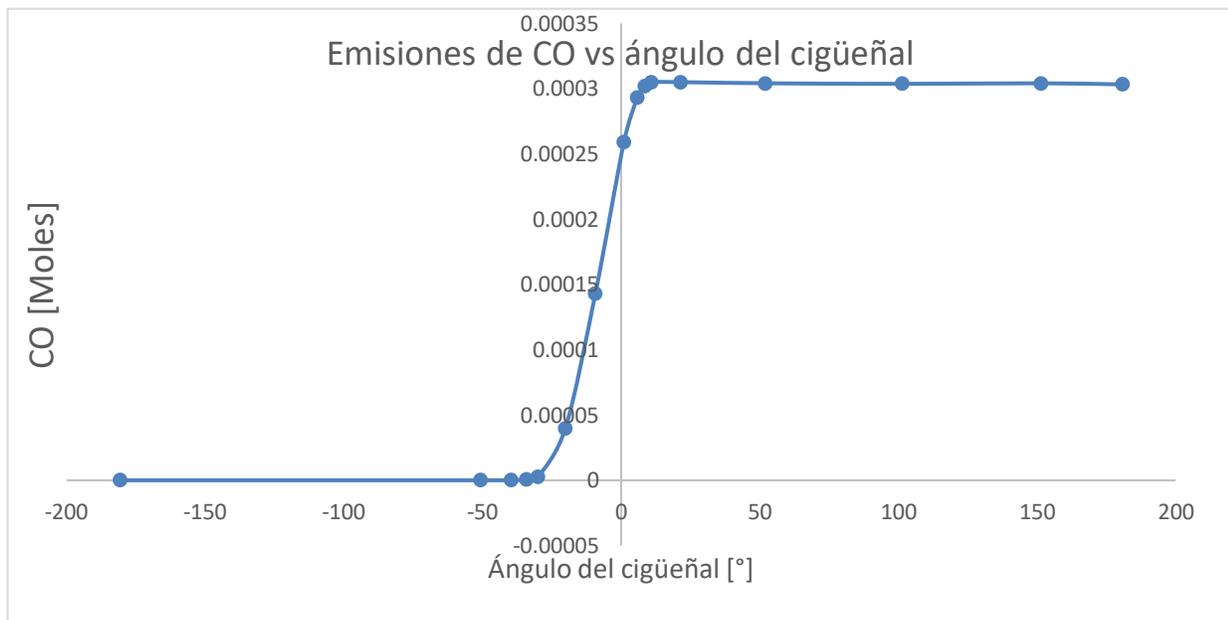


Figura 5.6. Emisiones de CO, con respecto al ángulo del cigüeñal a $T_w=300K$ y $h= 500 W/m^2 K$

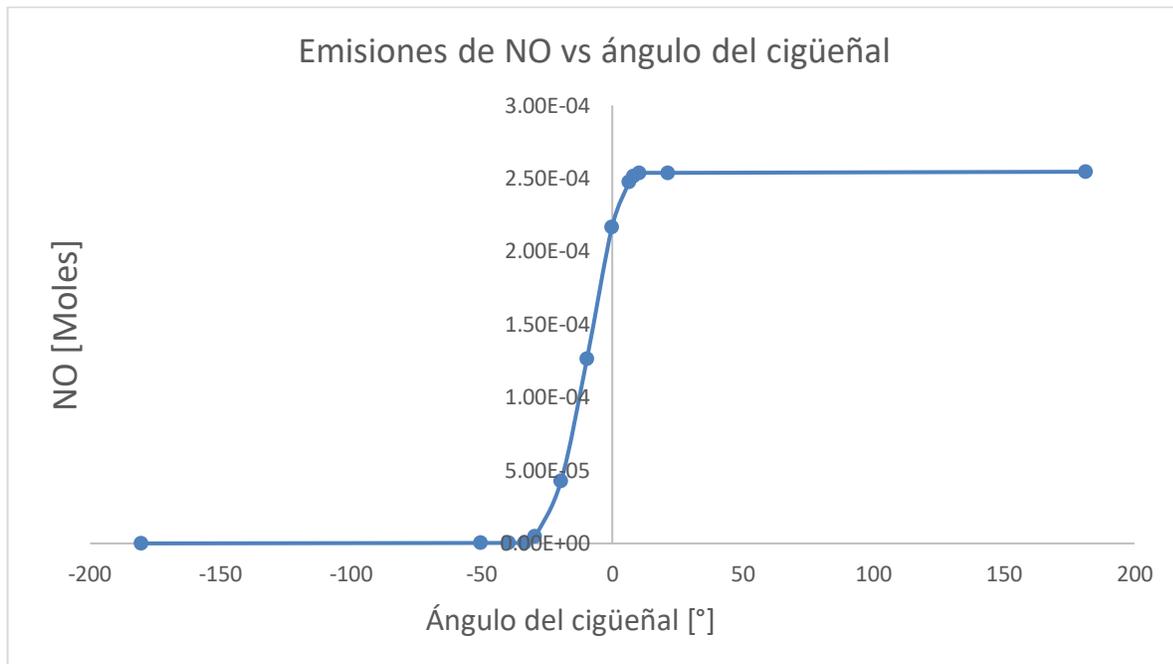


Imagen 5.7 Emisiones de NO en función del ángulo del cigüeñal a $T_w=300K$ y $h= 500 W/m^2 K$

5.1 Gráficos variando el coeficiente de transferencia de calor por convección.

Una vez planteadas los resultados de las condiciones iniciales que se tienen en la simulación de la combustión, ahora se pretende variar el coeficiente de transferencia de calor por convección, dejando constante la temperatura de la pared del cilindro.

En cuanto a la presión, la cual corresponde a la figura 5.8 se observa que no hay ningún efecto al variar el coeficiente de transferencia de calor por convección de 350 a 700, por lo que se puede descartar algún efecto tanto positivo como negativo en la presión.

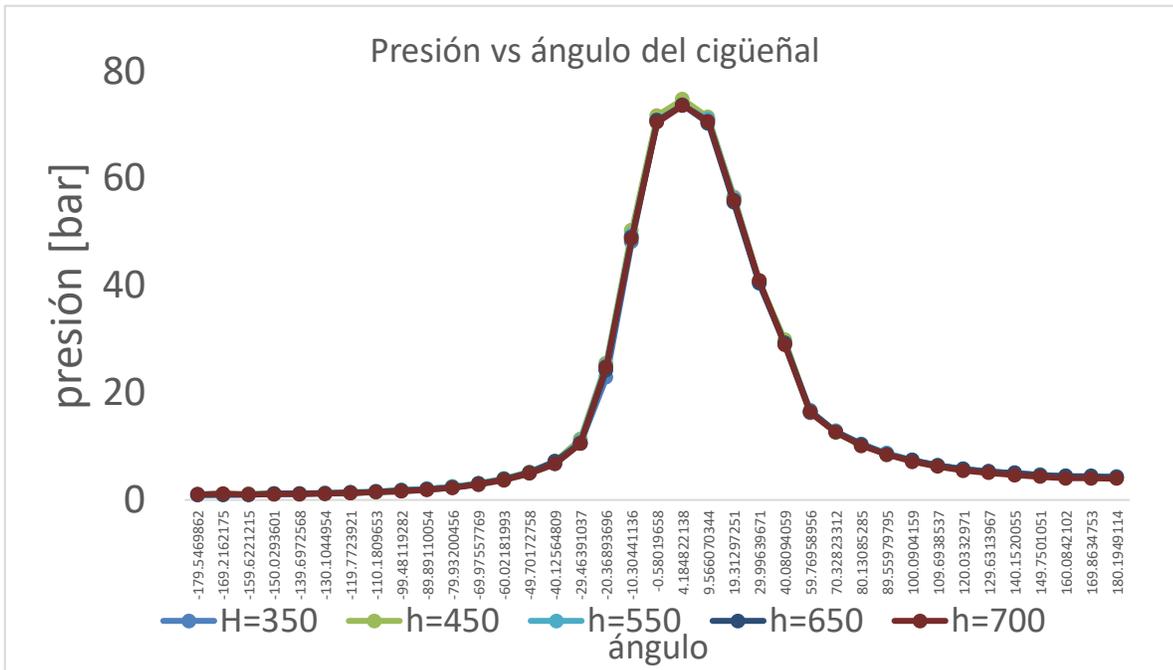


Figura 5.8 Comparativa de la Presión con respecto al ángulo del cigüeñal con T_w constante.

En el caso de la temperatura de los gases quemados, como se muestra en la figura 5.9, se tiene un comportamiento indiferente al variar el coeficiente de convección. Antes de que empiece la combustión, se observa cómo no hay ninguna diferencia entre las curvas con diferentes coeficientes de transferencia de calor. Después de que se ha completado la combustión se puede ver una pequeña diferencia en la temperatura de los quemados. Se puede observar que cuando existe un mayor coeficiente de transferencia de calor por convección, disminuirá la temperatura de los gases de escape. Caso contrario con el coeficiente de transferencia de calor por convección menor; la temperatura de los gases de escape es mayor.

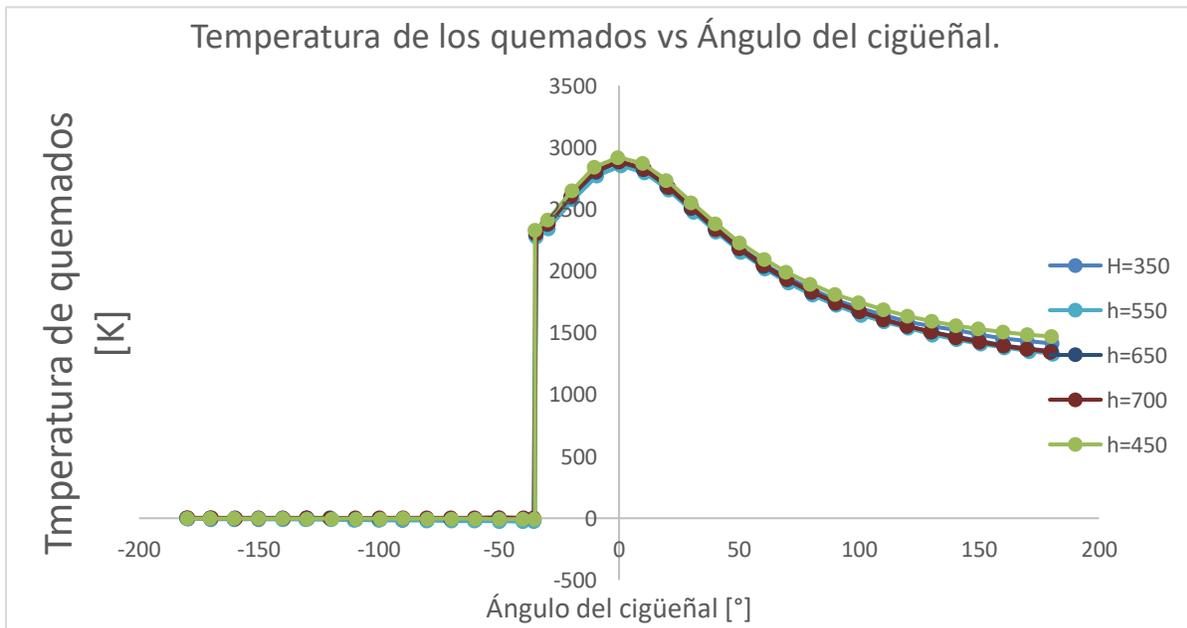


Figura 5.9 Comparativa de la temperatura de los quemados con respecto al ángulo del cigüeñal con T_w constante.

En cuanto al trabajo acumulado, se observa en el siguiente gráfico que el trabajo acumulativo es independiente del valor del coeficiente de transferencia de calor por convección (figura 5.10)

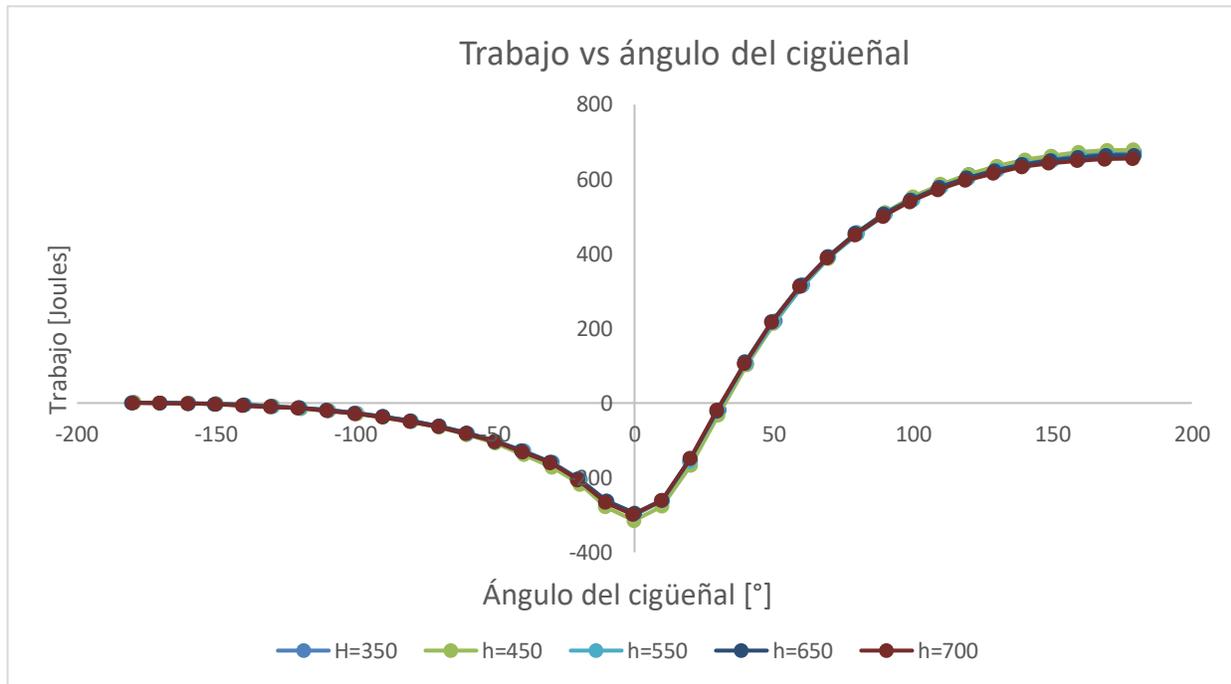


Figura 5.10 Comparativa del trabajo con respecto al ángulo del cigüeñal con T_w constante.

En cuanto a las emisiones contaminantes, se observa en la figura 5.11, cómo las emisiones de CO2 son casi las mismas al variar h. Se concluye que el valor de CO2 es independiente del valor de h.

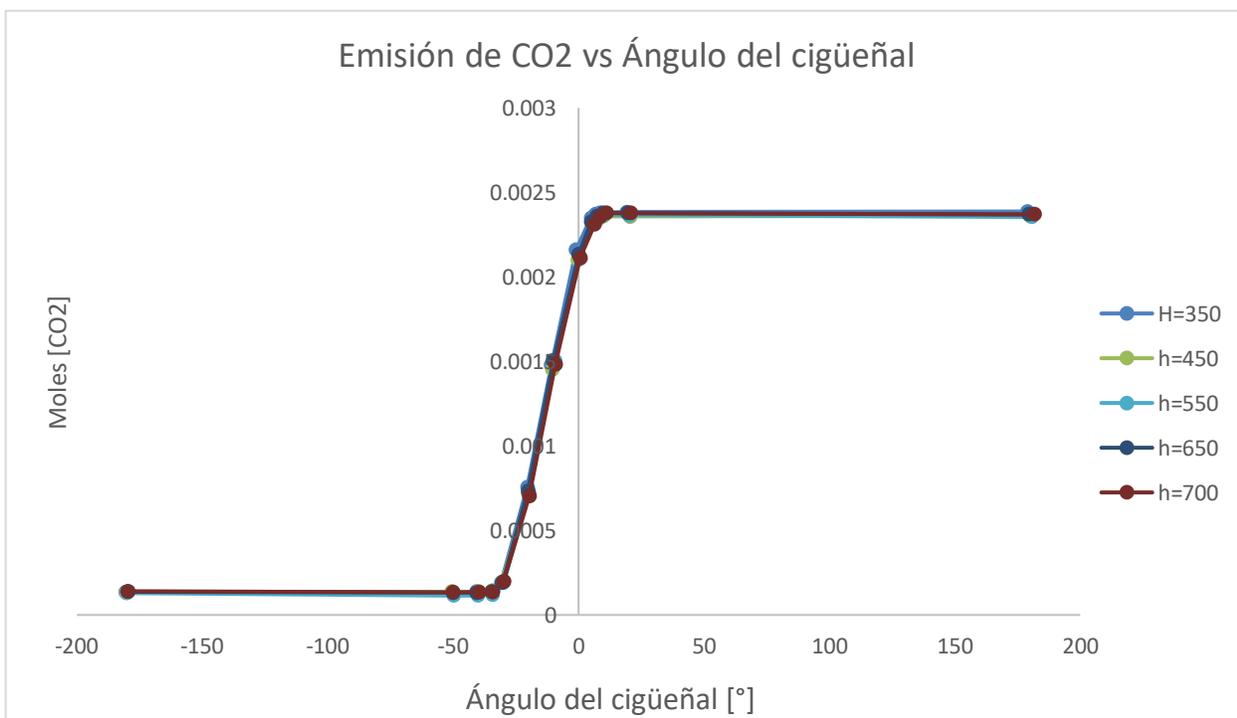


Figura 5.11 Comparativa de emisiones de CO2 con respecto al ángulo del cigüeñal con T_w constante.

En cuanto a las emisiones de CO, se muestra en la figura 5.12 cómo en casi todos los casos no afecta el valor de h, sin embargo, se aprecia cómo al proporcionar un valor h=450, después de quemar toda la mezcla, la concentración de CO para dicho valor de h es más elevado que en los demás ejercicios.

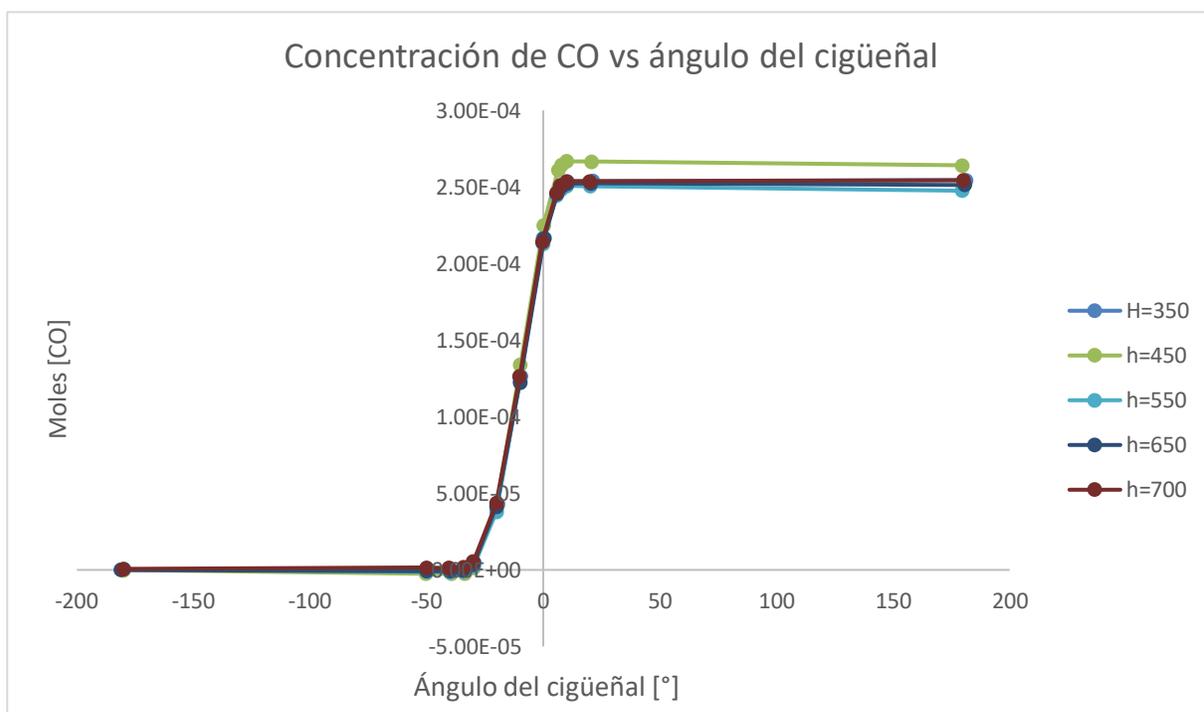


Figura 5.12 Comparativa de emisiones de CO con respecto al ángulo del cigüeñal con Tw constante.

Similar a lo que ocurre con las emisiones de CO, las de NO (figura 5.13) se comportan de una manera similar: la curva que representa los valores con un h=450 tienden a ser los más altos.

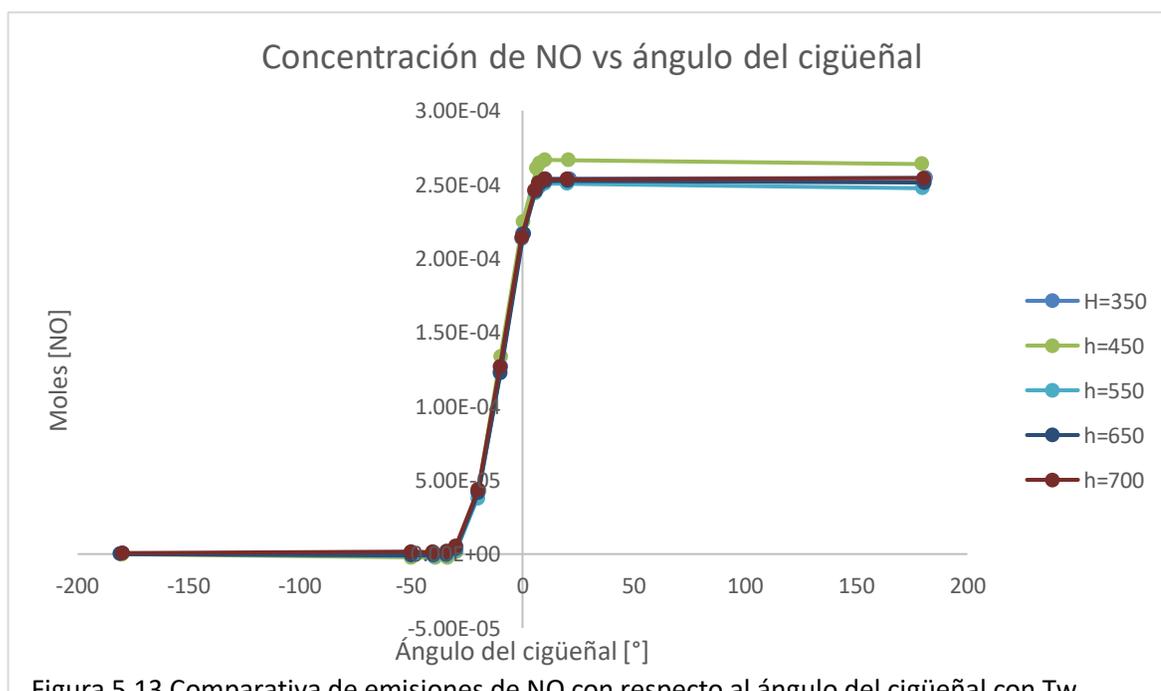


Figura 5.13 Comparativa de emisiones de NO con respecto al ángulo del cigüeñal con Tw constante.

5.2 Gráficos variando la temperatura de la pared del cilindro.

Ahora se obtendrán las mismas gráficas anteriormente (presión, temperatura, trabajo, emisiones de CO, CO₂ y NO) con la diferencia de que el valor del coeficiente de coeficiente de calor por convección se quedará constante ($h=500$) y la temperatura de la pared del cilindro se variará desde los 350 K hasta los 700 K.

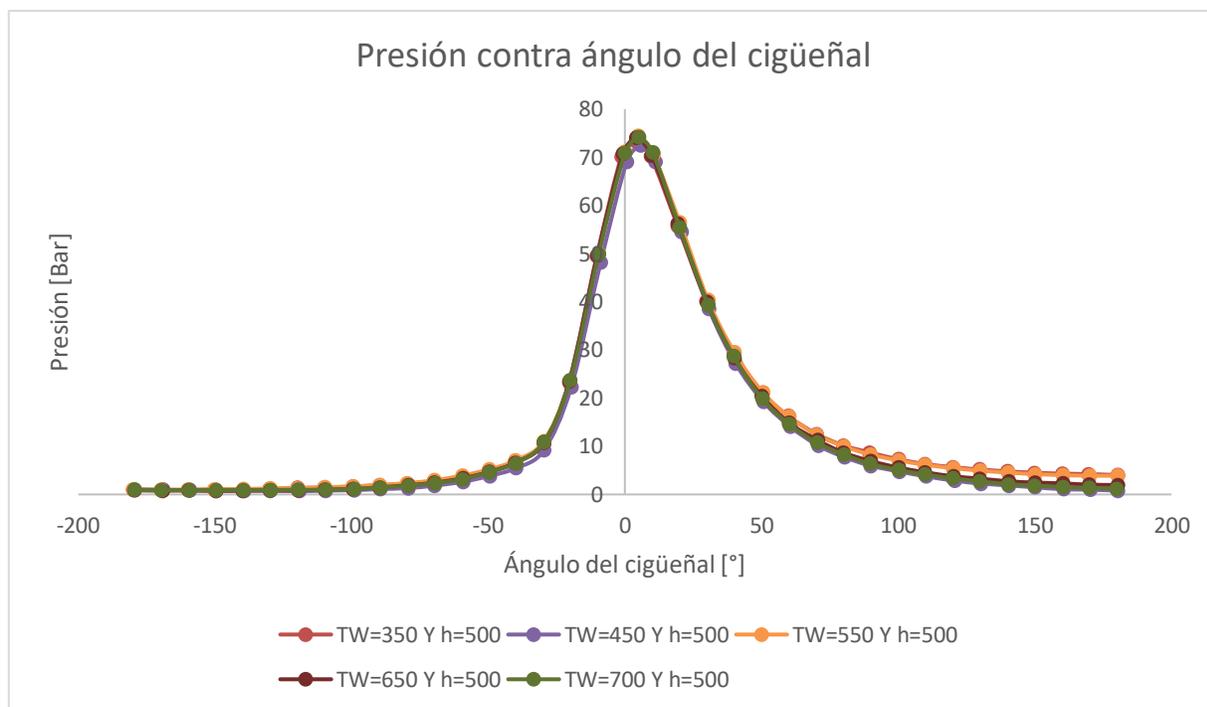


Figura 5.14. Comparativa Presión con respecto al ángulo del cigüeñal con h constante.

En primer lugar, se muestra el gráfico 5.14, comparando la presión con respecto al ángulo del cigüeñal. Podemos ver que las curvas correspondientes a las diferentes temperaturas de la pared son muy similares, a excepción de la curva TW= 550 K, la cual presenta una ligera desviación con respecto a las demás curvas cuando el ángulo de combustión es mayor a 100 °.

El gráfico 5.15 muestra los resultados de la temperatura de los gases de escape vs el ángulo del cigüeñal cuando la temperatura varía desde los 350 K hasta los 700 K, manteniendo un coeficiente de transferencia de calor constante. Se observa cómo de manera similar al gráfico de la presión, la temperatura se mantiene constante independientemente de la temperatura de la pared de la cámara de combustión.

Se observa que en todos los casos la temperatura máxima alcanzada es aproximadamente de 2920 K, sin superar el límite de los 3000 K en ningún momento. También se observa que, al finalizar el ciclo, 180° en el ángulo del cigüeñal, se tiene una temperatura de aproximadamente 1418K. Como se comentó en las gráficas del caso descrito por Ferguson (2015), hay valores mayores de cero cuando el ángulo del cigüeñal es mayor a 35°, debido a que es en este valor cuando empieza la combustión, y por ende hay una fracción de quemados.

En la figura 5.15, se describe el caso del trabajo acumulativo. En dicho gráfico se puede ver como todas las curvas tienen un comportamiento muy similar, por lo que se puede concluir que la temperatura de la pared del cilindro es independiente del Trabajo acumulativo liberado ya que lo que se monitorea no es el trabajo sobre el cilindro sino el trabajo que genera la combustión de la mezcla.

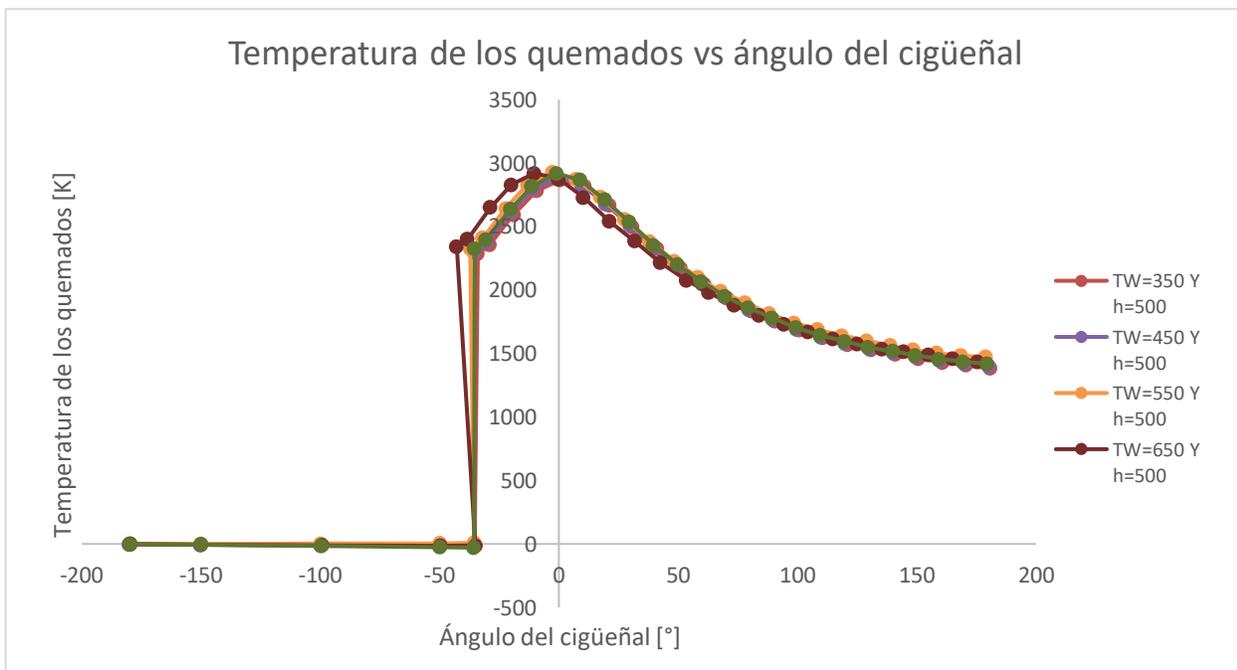


Figura 5.15 Comparativa de temperatura de los quemados con respecto al ángulo del cigüeñal con Tw constante.

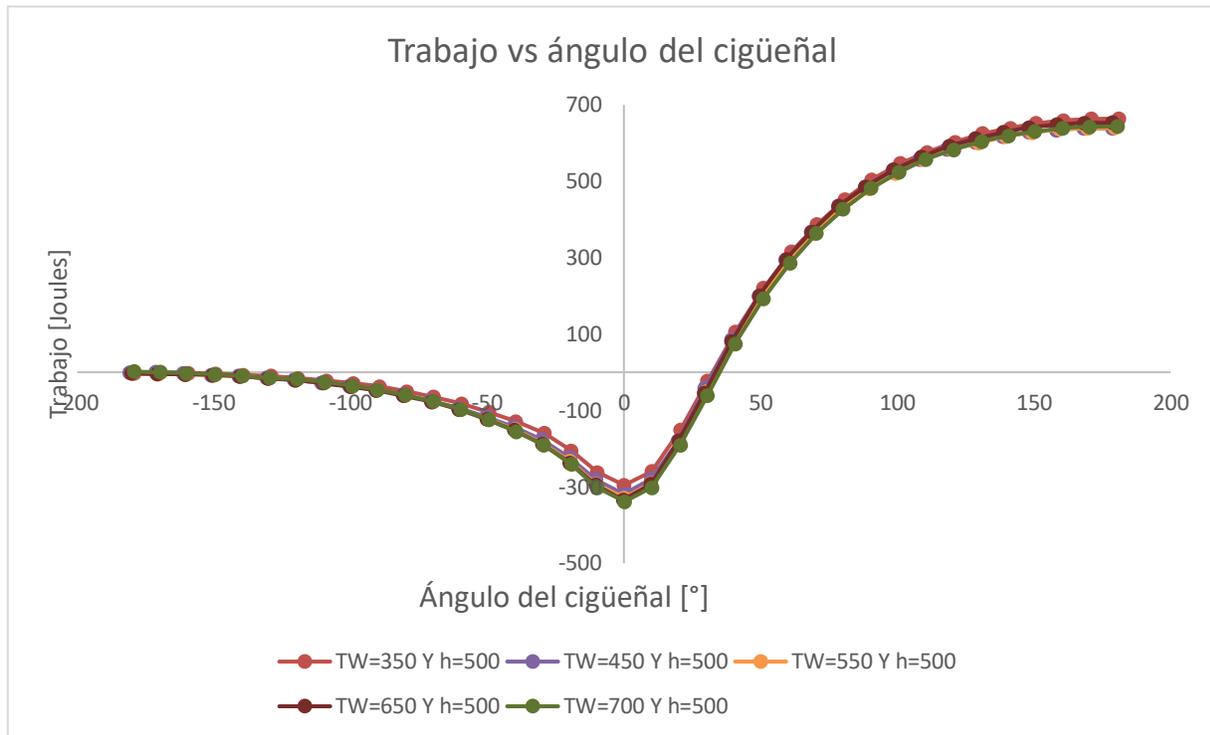


Figura 5.16 Comparativa de trabajo realizado con respecto al ángulo del cigüeñal con Tw constante.

El gráfico 5.17 describe el comportamiento de las emisiones de CO₂; se puede observar como la temperatura de la pared sí tiene un efecto en la concentración de CO₂. Se puede observar que a partir de que el ángulo del cigüeñal es positivo, las curvas con un menor valor de CO₂ son las correspondientes a TW= 650 K y TW=700 K con una concentración promedio de CO₂ igual a .00228933, mientras que la curva con los valores más grandes de CO₂ se obtienen con TW= 350 K con un valor promedio de .0023659.

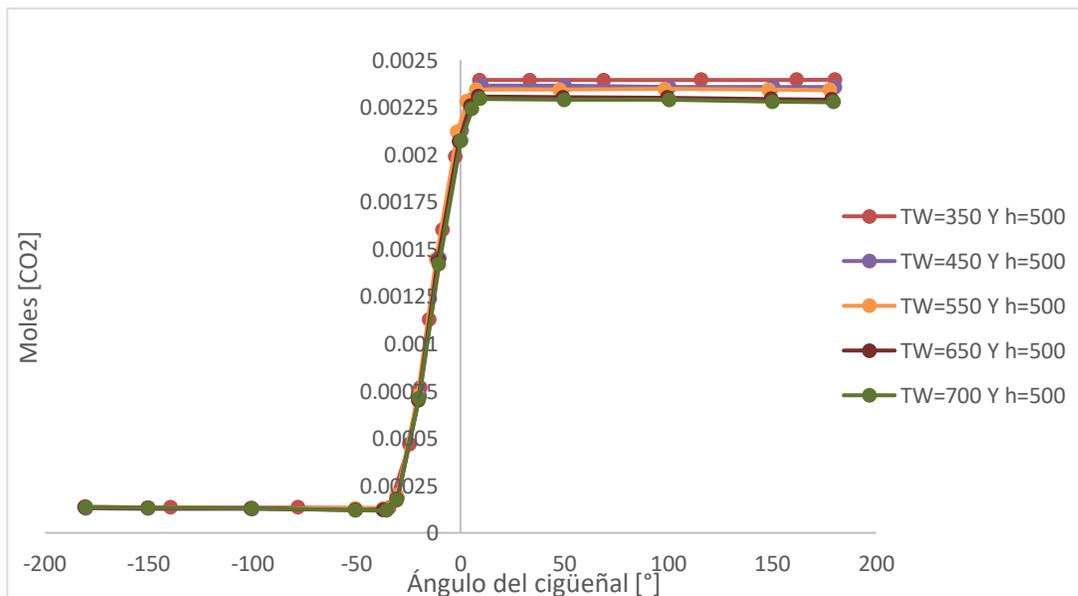


Figura 5.17 Comparativa de emisiones de CO₂ con respecto al ángulo del cigüeñal con Tw constante.

Un cambio más radical se puede observar en el gráfico 5.18, en las emisiones de CO, en el cual se puede observar que en el mismo segmento de la gráfica (ángulo del cigüeñal mayor a cero grados). Se observa como los valores más bajos de CO se obtienen con una temperatura de la pared TW= 350 (2.88×10^{-4}), mientras que los valores más altos se obtienen con la curva TW= 650 y TW= 700. (3.55×10^{-4}). Se obtiene una diferencia de un 23% entre los valores de TW, lo cual ya es una cifra considerable.

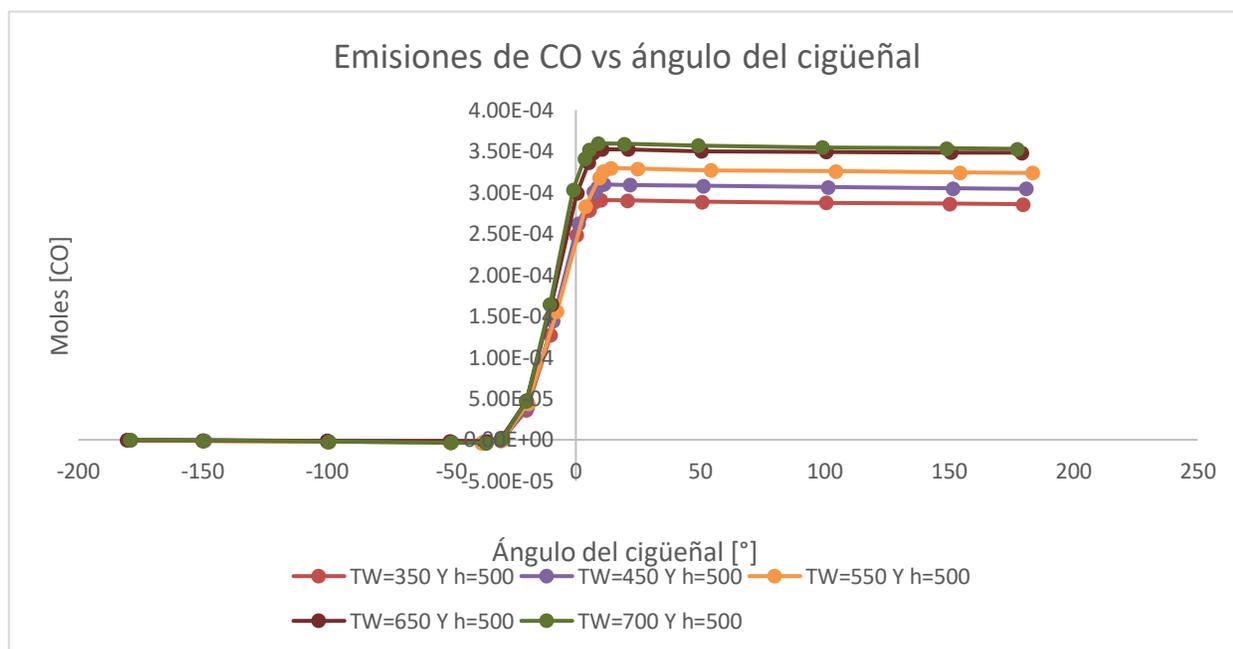


Figura 5.18 Comparativa de emisiones de CO con respecto al ángulo del cigüeñal con Tw constante.

En el gráfico 5.19, referente a las emisiones de NO, se puede encontrar un comportamiento similar al del gráfico de CO. En el cual se puede apreciar que la curva de TW= 350 K tiene valores más pequeños que la curva de TW= 700. Al importante a destacar es que el comportamiento de las gráficas de CO y NO es similar entre ellas, sin embargo, el comportamiento de éstas no es el mismo que con la gráfica de CO₂, ya que, al tener un valor mayor de TW, se obtienen valores más elevados de CO₂.

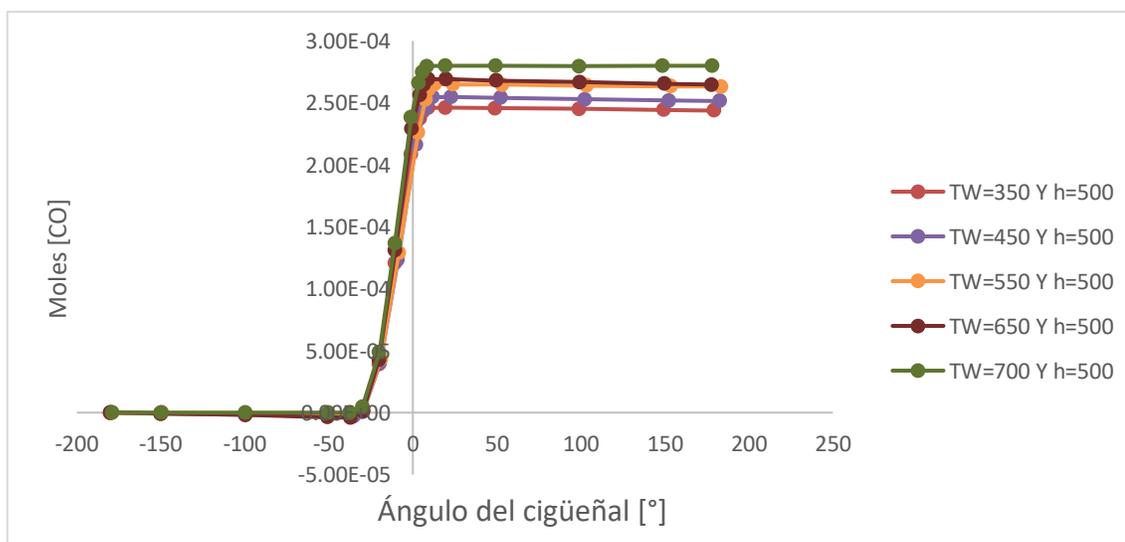


Figura 5.19 Comparativa de emisiones de NO con respecto al ángulo del cigüeñal con Tw constante.

6.0 Conclusiones

El tener un modelo matemático para la simulación de un motor de combustión interna para predecir algunos parámetros que son de interés en la experimentación y dada a su complejidad o costo para reproducir ciertas condiciones modeladas es muy difícil. Un ejemplo de esto es lo que se desarrolló en esta tesis, ya que se quiso demostrar el efecto de la temperatura de la pared del cilindro en la combustión, así como en los gases producto de la combustión, así como el efecto del coeficiente de transferencia de calor por convección en la combustión.

Gracias al software “Mathematica”, el cual se usó como base para poder obtener resultados referentes a la combustión, se realizó un modelo termodinámico de dos zonas (fracción quemada y fracción no quemada). En este modelo se calculan las propiedades termodinámicas de las dos zonas. Con las ecuaciones expuestas en el capítulo 3 y con las condiciones iniciales propuestas se pudo determinar un caso base y a partir de este, ir variando los parámetros de temperatura de la pared del cilindro, así como la del coeficiente de transferencia de calor por convección. Al hacer dicho ejercicio, se llegó a los siguientes puntos:

- Las condiciones iniciales a las que fue sometido el modelo matemático muestran que éste es fiable; ya que al ejecutar la simulación con los datos obtenidos de Rakoupulus (figura 4.1), se pudo observar una variación promedio aceptable, ya que solo en los valores más altos de presión, se presentó la diferencia más considerable de toda la curva. En cuanto a los datos obtenidos del Ferguson (Figura 4.4), en los datos de presión, se observa cómo son demasiado similares, por lo que el modelo es bastante confiable. Finalmente, para la validación del modelo en el apartado de la temperatura de los gases quemados (figura 4.8), justamente después de que concluye el proceso de combustión, los valores muestran un error tan solo de un 9.8%, por lo que nuevamente se comprueba la fiabilidad del modelo.
- En el caso de la presión dentro de la cámara de combustión, se observa que, al variar el coeficiente de transferencia de calor, el efecto obtenido sobre la presión es casi imperceptible. De igual manera, al variar la temperatura de la pared del pistón, su efecto en la presión no es notorio.
- En el caso de la temperatura de los gases quemados, al variar el coeficiente de transferencia de calor, se puede ver cómo hay una ligera variación de la temperatura de los quemados una vez terminada el proceso de combustión. En cambio, cuando se varía la temperatura de la pared del cilindro, al obtener los resultados de la temperatura de los quemados, se tiene una notable variación únicamente cuando la temperatura de la pared del cilindro es el mayor (650K).
- Hablando del trabajo realizado, en ambos casos (al variar el coeficiente de convección y la temperatura de la pared del cilindro) no se tiene un efecto tan representativo.
- En cuanto a los valores de las emisiones de los gases producto de la combustión se tienen los siguientes resultados:

- En cuanto a las emisiones de CO₂, se puede observar cómo al variar el coeficiente de convección no se tiene una diferencia significativa en ninguno de los casos. En cambio, al variar la temperatura de la pared, se puede apreciar como entre más alto sea el valor de la temperatura de la pared, menor será el valor de las emisiones de CO₂.
- Hablando de las emisiones de CO, se puede ver que solamente en los valores bajos del coeficiente de convección ($h=350$ y $h=450$) es donde se tienen los valores más altos de emisiones de CO; dicha diferencia se puede apreciar una vez que se concluye la combustión. Para el caso de los valores obtenidos al variar la temperatura de la pared se tiene una diferencia bastante considerable para cada valor de T_w propuesto. Se observa como a menos temperatura de la pared, se obtiene un menor valor en las emisiones de CO, mientras que, al aumentar el valor de T_w , también se aumentan las emisiones de CO.
- Por último, se obtiene la comparación entre los valores obtenidos de las emisiones de NO con respecto a la variación del coeficiente de convección y a la temperatura de la pared. En cuanto a la variación del coeficiente de convección se tiene el mismo comportamiento que en los valores de CO. Solamente en los valores más bajos propuestos se obtienen los valores más altos de emisiones de NO. Al variar la temperatura de la pared, se obtiene de igual manera una diferencia bastante considerable entre cada curva de Emisiones de NO. A menos temperatura en la pared, menor será el valor de las emisiones de NO, mientras que, si se eleva esta temperatura, también se incrementarán las emisiones de CO.

Este modelo permite saber, a través de la simulación, cuáles son las condiciones óptimas en un motor de combustión interna, para que las emisiones contaminantes se reduzcan sin tener una afectación considerable en los demás parámetros del motor de combustión interna.

Como trabajo a futuro, se plantea el utilizar esta misma variación de parámetros, pero ahora utilizado a un motor cuyo funcionamiento sea con biocombustible y observar si las emisiones contaminantes que se presentan son similares o varían drásticamente con respecto a las de un motor de combustión interna.

De igual manera, se puede realizar este trabajo en un modelo matemático más realista, en donde se considere todo tipo de pérdidas para así tener un modelo lo más realista posible.

7.0 REFERENCIAS

Bautista, Luis. (2019). *Modelado numérico de la generación de entropía en un motor de combustión interna*. (21-33). Ciudad de México, México.

Bilgin, A. (2002). *Geometric features of the flame propagation process for an SI engine having dual-ignition system*. En *International Journal of Energy Research* (Vol. 26). <https://doi.org/10.1002/er.832>

Brace CJ, Hawley G, Akehurst S, Piddock M. (2007). *Cooling system improvements – assessing the effects on emissions and fuel economy*. *IMEchE*, 222, 13. Marzo de 2021, De sagepub Base de datos.

Cengel. (2015). *Termodinámica*. México: Mc Graw Hill.

Ferguson C, Kirkpatrick A.. (2016). *Internal Combustion Engines. Applied Thermosciences*. UK: Wiley.

Frank R, Heyood J. (1991). *The Effect of Piston Temperature on Hydrocarbon Emissions from a Spark-Ignited Direct-Injection Engine*. *SAE International*, 910558, 11. marzo 2021, De SAE Technical paper series Base de datos.

Ibarra, R. (2020). *Simulación numérica de la transferencia de calor en un motor expuesto de combustión interna con aletas*. UNAM.

JANAF. (1970) *Thermochemical Tables*, National Bureau of Standards

Ladommatos N, Xiao Z. (1 de Septiembre de 2014). *The effect of piston bowl temperature on diesel exhaust emissions*. *IMEchE*, 219, 18. Marzo de 2021.

Luff D, Law T, Shayler P. (2012). *The Effect of Piston Cooling Jets on Diesel Engine Piston Temperatures, Emissions and Fuel Consumption*. SAE International, 5, 13. marzo 2021, De JSTOR Base de datos.

MARTINEZ, A . (2007). Motores de combustión Interna. Universidad de San Andrés.
Payri. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. Valencia, España: Reverté.

Olikara, C., & Borman, G. L. (2010). *A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C. Engines*. SAE Technical Paper Series. <https://doi.org/10.4271/750468>

Pérez, J. (2018). *Uso pedagógico de los motores interna alternativos en la del ciclo formativo de grado medio, especialidad Marítimo Pesquera*. Universidad de Cantabria.

Rakopoulos, C. D. (1993). *Evaluation of a spark ignition engine cycle using first and second law analysis techniques*. Energy Conversion and Management, 34(12), 1299–1314. [https://doi.org/10.1016/0196-8904\(93\)90126-U](https://doi.org/10.1016/0196-8904(93)90126-U)

SEMARNAT. (2018). *Fuentes de contaminación Atmosférica. 10 de junio de 2021, de Gobierno de México* Sitio web: <https://www.gob.mx/semarnat/articulos/fuentes-de-contaminacion-atmosferica>

SEMARNAT. (2009). *Guía metodológica para la estimación de emisiones vehiculares en ciudades mexicanas*. México.

SEMARNAT. (2018). Informe del Medio Ambiente en México. México. [Informe del Medio Ambiente \(semarnat.gob.mx\)](https://www.semarnat.gob.mx/informe-del-medio-ambiente)

Sezer, İ., & Bilgin, A. (2008). *Exergy analysis of SI engines*. En *International Journal of Exergy* (Vol. 5). <https://doi.org/10.1504/IJEX.2008.016676>

Tauzia X, Maiboom A, Karaky H,Chesse P.. (2018). *Experimental analysis of the influence of coolant and oil temperature on combustion and emissions in an automotive diesel engine*. IMechE, 14, 14. marzo 2021, De Sagepub Base de datos.