



Universidad de San Carlos de Guatemala
Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Mecánica

**ESTUDIO TERMODINÁMICO DEL FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN
INTERNA CICLO OTTO CON RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE**

Angel Eduardo Pérez Esteban

Asesorado por el Ing. Gilberto Enrique Morales Baiza

Guatemala, julio de 2024

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**ESTUDIO TERMODINÁMICO DEL FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN
INTERNA CICLO OTTO CON RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA
POR

ANGEL EDUARDO PÉREZ ESTEBAN

ASESORADO POR EL ING. GILBERTO ENRIQUE MORALES BAIZA

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

GUATEMALA, JULIO DE 2024

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA



NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANO	Ing. José Francisco Gómez Rivera (a. i.)
VOCAL II	Ing. Mario Renato Escobedo Martínez
VOCAL III	Ing. José Milton de León Bran
VOCAL IV	Ing. Kevin Vladimir Armando Cruz Lorente
VOCAL V	Ing. Fernando José Paz González
SECRETARIO	Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

DECANA	Inga. Aurelia Anabela Cordova Estrada
EXAMINADOR	Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez
EXAMINADOR	Ing. Milton Alexander Fuentes Orozco
EXAMINADOR	Ing. Mynor Roderico Figueroa Fuentes
SECRETARIO	Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

En cumplimiento con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

ESTUDIO TERMODINÁMICO DEL FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA CICLO OTTO CON RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE

Tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica con fecha 3 de agosto de 2021.



Angel Eduardo Pérez Esteban

Guatemala, 19 de febrero 2024

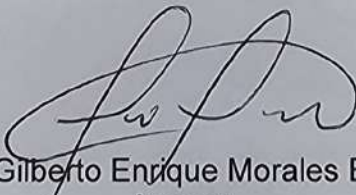
Ingeniero
Gilberto Enrique Morales Baiza
Director de Escuela de ingeniería Mecánica
Facultad de Ingeniería
Universidad de San Carlos de Guatemala

Ingeniero Morales:

Por este medio hago constar que he revisado y aprobado el trabajo de graduación del estudiante **ANGEL EDUARDO PÉREZ ESTEBAN**, con Reg. Académico 201701129 y DPI 2989177260101, el cual lleva como título: "**ESTUDIO TERMODINÁMICO DEL FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA CICLO OTTO CON RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE**"

Con base a lo anterior, hago de su conocimiento esta información a efecto de continuar con el trámite respectivo para su aprobación.

Sin otro particular, me suscribo atentamente.


Ing. Gilberto Enrique Morales Baiza
Asesor
Colegiado 5,190

GILBERTO ENRIQUE MORALES BAIZA
Ingeniero Mecánico
No. colegiado 5,190



USAC
TRICENTENARIA
Universidad de San Carlos de Guatemala

Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Mecánica

En mi calidad de Coordinador del Área Térmica de la Escuela de Ingeniería Mecánica, luego de conocer el dictamen favorable del Asesor y habiendo revisado en su totalidad el trabajo de graduación titulado **“Estudio termodinámico del funcionamiento del motor de combustión interna ciclo Otto con relación de compresión variable”** desarrollado por el estudiante **Angel Eduardo Pérez Esteban**, y considerando que el estudiante realizó las correcciones y completó el material que sustenta el estudio y que tal trabajo está desarrollado bajo la total responsabilidad del estudiante y del asesor, apruebo dicho trabajo y recomiendo se continúe el trámite correspondiente.

ID Y ENSEÑAD A TODOS

Ing. Roberto Guzmán Ortiz
Coordinador Área Térmica



Guatemala, mayo del 2,024

RGO/



SIST.LNG.DIRECTOR.14.EIM.2024

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer el dictamen del Asesor, el visto bueno del Coordinador de área, al trabajo de graduación titulado: **ESTUDIO TERMODINÁMICO DEL FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA CICLO OTTO CON RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE**, presentado por: **Angel Eduardo Perez Esteban**, procedo con el Aval del mismo, ya que cumple con los requisitos normados por la Facultad de Ingeniería.

“ID Y ENSEÑAD A TODOS”

Una firma manuscrita en tinta y un sello circular de la Universidad de San Carlos de Guatemala.

Ingeniero Gilberto Enrique Morales Baiza
Director
Escuela de Ingeniería Mecánica

Guatemala, mayo de 2024



USAC
TRICENTENARIA
Universidad de San Carlos de Guatemala

Decanato
Facultad de Ingeniería

24189101- 24189102

LNG.DECANATO.OIE.337.2024

El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, al Trabajo de Graduación titulado: **ESTUDIO TERMODINÁMICO DEL FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA CICLO OTTO CON RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE**, presentado por: **Angel Eduardo Perez Esteban** después de haber culminado las revisiones previas bajo la responsabilidad de las instancias correspondientes, autoriza la impresión del mismo.

IMPRÍMASE:

Ing. José Francisco Gómez Rivera
Decano a.i.

Guatemala, julio de 2024



Para verificar validez de documento ingrese a <https://www.ingenieria.usac.edu.gt/firma-electronica/consultar-documento>

Tipo de documento: Correlativo para orden de impresión Año: 2024 Correlativo: 337 CUI: 2989177260101

Escuelas: Ingeniería Civil, Ingeniería Mecánica Industrial, Ingeniería Química, Ingeniería Mecánica Eléctrica, - Escuela de Ciencias, Regional de Ingeniería Sanitaria y Recursos Hidráulicos (ERIS). Postgrado Maestría en Sistemas Mención Ingeniería Vial. Carreras: Ingeniería Mecánica, Ingeniería Electrónica, Ingeniería en Ciencias y Sistemas. Licenciatura en Matemática. Licenciatura en Física. Centro de Estudios Superiores de Energía y Minas (CESEM). Guatemala, Ciudad

ACTO QUE DEDICO A:

Dios	Por ser mi guía y acompañarme en el transcurso de este proceso.
Mis padre	Gerónimo Pérez, por su esfuerzo y sacrificio que me ha inspirado y motivado a ser la persona que hoy soy.
Mis madre	Susana Esteban de Pérez, por su ternura y comprensión, siendo un pilar fundamental en mi vida.
Mi hermanos	Mariana, Jairo y Paula Pérez. Su apoyo siempre fue fundamental.
Mi amigos	Cesar Gómez, Milton López y todos los que me acompañaron durante toda la carrera. También a la memoria de mi gran amigo Leonardo Piox.

AGRADECIMIENTOS A:

Universidad de San Carlos de Guatemala	Por ser la casa de estudios que me permitió convertirme en un profesional.
Facultad de Ingeniería	Por formarme íntegramente con conocimientos que me harán competente en la sociedad actual.
Ingenieros	Por transmitirme su conocimiento y experiencia a través de los diferentes cursos que conforman esta maravillosa carrera. Particularmente al Ing. Gilberto Morales por su apoyo con la asesoría de este trabajo de graduación.
Profesores	Norma Torres, Susana Villagrán y todos los profesores y maestros que estuvieron involucrados en mi formación académica desde el inicio, su pasión por la enseñanza me inspiró a continuar esforzándome.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	V
LISTA DE SÍMBOLOS	IX
GLOSARIO	XI
RESUMEN	XV
OBJETIVOS.....	XVII
INTRODUCCIÓN	XIX
1. EXPERIENCIAS DE LA INDUSTRIA EN LA BÚSQUEDA DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA CON RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE	1
1.1. Los primeros motores de combustión interna.....	1
1.2. Tecnologías recientes en motores de combustión interna.....	3
1.2.1. Motores de combustión interna.....	3
1.2.2. Motores de combustión interna con árboles de levas modificados	4
1.2.3. Motores de combustión interna con inyección de gasolina	7
1.3. Experiencias de la industria sobre motores de combustión interna con relación de compresión variable	7
2. FUNDAMENTOS DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA CICLO OTTO	13
2.1. El motor de combustión interna	13
2.1.1. Definición	13
2.1.2. Combustión interna.....	14

2.1.3.	Aplicaciones de los motores de combustión interna	15
2.2.	Ciclo de potencia.....	15
2.2.1.	Ciclo Otto.....	16
2.2.1.1.	Diagrama P-v del ciclo teórico Otto	19
2.2.1.2.	Diagrama P-v del ciclo real Otto.....	21
2.2.1.3.	Comparación entre los diagramas teórico y real ciclo Otto	21
2.3.	Clasificación de los motores de combustión interna	23
2.4.	Partes generales de un motor de combustión interna	29
2.4.1.	Partes fijas.....	30
2.4.2.	Partes móviles.....	32
2.5.	Terminología asociada a los motores de combustión interna	35
2.5.1.	Punto muerto superior	35
2.5.2.	Punto muerto inferior	36
2.5.3.	Carrera	36
2.5.4.	Volumen del cilindro	37
2.5.5.	Cilindrada	37
2.5.6.	Relación de compresión	38
2.5.6.1.	Fundamento	38
2.5.6.2.	Tipos de cámara de combustión	38
2.5.6.3.	Relación de compresión variable	39
2.5.7.	Octanaje del combustible	40
2.6.	Rendimiento de los motores de combustión interna	41
2.6.1.	Rendimiento térmico	41
2.6.2.	Rendimiento mecánico	42
2.6.3.	Rendimiento volumétrico	43
2.7.	Prestaciones de un motor de combustión interna ciclo Otto	44

2.7.1.	Par motor	44
2.7.2.	Potencia.....	45
2.7.3.	Consumo específico de combustible	45
2.7.4.	Presión media efectiva	46
2.8.	Curvas características de un motor de combustión interna ciclo Otto.....	47
3.	EVALUACIÓN TERMODINÁMICA DEL MOTOR CICLO OTTO CON RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE	51
3.1.	El mecanismo que permite variar la relación de compresión	51
3.2.	Eficiencia térmica del ciclo Otto en función de la relación de compresión	53
3.3.	Potencia del motor ciclo Otto en función de la relación de compresión	56
3.4.	Evaluación termodinámica con variables establecidas.....	57
4.	ANÁLISIS DE RESULTADOS EN COMPARACIÓN CON UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA CICLO OTTO CONVENCIONAL	99
4.1.	Datos típicos de consumo de combustible y entrega de potencia de un motor de combustión interna ciclo Otto convencional.....	99
4.2.	Variación de las características del motor cuando se aumenta o disminuye la relación de compresión.....	101
4.3.	Conveniencia en adquisición de un MCI ciclo Otto con relación de compresión variable	106

CONCLUSIONES.....	109
RECOMENDACIONES	113
REFERENCIAS	115
APÉNDICES.....	117
ANEXOS.....	121

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

Figura 1.	Diagrama T-s para el ciclo Otto	17
Figura 2.	Diagrama presión contra volumen ciclo teórico Otto	19
Figura 3.	Diagrama presión-volumen real e ideal del ciclo Otto.....	23
Figura 4.	Motor de cuatro tiempos	28
Figura 5.	Terminología asociada a motores de combustión interna.....	37
Figura 6.	Diferentes tipos de cámara de combustión.....	39
Figura 7.	Rendimiento térmico y RC de compresión en motores Otto	42
Figura 8.	Clasificación mecanismos modificadores de RC	52
Figura 9.	Eficiencia térmica y relación de compresión	54
Figura 10.	Modelado del ciclo Otto con relación de compresión 10.5.....	59
Figura 11.	Compresión adiabática isentrópica $R_c=10.5$	60
Figura 12.	Adición de calor a volumen constante $R_c= 10.5$	60
Figura 13.	Expansión adiabática isentrópica $R_c=10.5$	61
Figura 14.	Rechazo de calor a volumen constante $R_c= 10.5$	61
Figura 15.	Estado 1 ciclo Otto, $R_c= 10.5$	62
Figura 16.	Estado 2 ciclo Otto, $R_c= 10.5$	62
Figura 17.	Estado 3 ciclo Otto, $R_c=10.5$	63
Figura 18.	Estado 4 ciclo Otto, $R_c= 10.5$	63
Figura 19.	Análisis del ciclo realizado en Cyclepad	64
Figura 20.	Diagrama T-s ciclo Otto con relación de compresión 10.5.....	65
Figura 21.	Diagrama P-v ciclo Otto con relación de compresión 10.5	65
Figura 22.	Modelado del ciclo, relación de compresión 8.5	72
Figura 23.	Compresión adiabática isentrópica, $R_c= 8.5$	73

Figura 24.	Adición de calor a volumen constante, $R_c = 8.5$	73
Figura 25.	Expansión adiabática isentrópica, $R_c = 8.5$	74
Figura 26.	Rechazo de calor a volumen constante, $R_c = 8.5$	74
Figura 27.	Estado 1 ciclo Otto, $R_c = 8.5$	75
Figura 28.	Estado 2 ciclo Otto, $R_c = 8.5$	75
Figura 29.	Estado 3 ciclo Otto, $R_c = 8.5$	76
Figura 30.	Estado 4 ciclo Otto, $R_c = 8.5$	76
Figura 31.	Análisis del ciclo Otto en Cyclepad, $R_c = 8.5$	77
Figura 32.	Diagrama T-s ciclo Otto, $R_c = 8.5$	78
Figura 33.	Diagrama P-v ciclo Otto, $R_c = 8.5$	78
Figura 34.	Modelado del ciclo termodinámico Otto, $R_c = 12.5$	85
Figura 35.	Compresión adiabática isentrópica, $R_c = 12.5$	86
Figura 36.	Adición de calor a volumen constante, $R_c = 12.5$	86
Figura 37.	Expansión adiabática isentrópica, $R_c = 12.5$	87
Figura 38.	Rechazo de calor a volumen constante, $R_c = 12.5$	87
Figura 39.	Estado 1 ciclo Otto, $R_c = 12.5$	88
Figura 40.	Estado 2 ciclo Otto, $R_c = 12.5$	88
Figura 41.	Estado 3 ciclo Otto, $R_c = 12.5$	89
Figura 42.	Estado 4 ciclo Otto, $R_c = 12.5$	89
Figura 43.	Análisis del ciclo Otto en Cyclepad, $R_c = 12.5$	90
Figura 44.	Diagrama T-s ciclo Otto, $R_c = 12.5$	91
Figura 45.	Diagrama P-v ciclo Otto, $R_c = 12.5$	91

TABLAS

Tabla 1.	Datos generales	57
Tabla 2.	Datos de Interés para el análisis termodinámico	58
Tabla 3.	Variables del ciclo termodinámico	66
Tabla 4.	Resultados del análisis termodinámico	66

Tabla 5.	Datos de Interés para el análisis termodinámico	72
Tabla 6.	Variables del ciclo termodinámico	79
Tabla 7.	Resultados del análisis termodinámico.....	79
Tabla 8.	Datos de Interés para el análisis termodinámico	85
Tabla 9.	Variables del ciclo termodinámico	92
Tabla 10.	Resultados del análisis termodinámico.....	92
Tabla 11.	Rendimiento.....	99
Tabla 12.	Prestaciones	96
Tabla 13.	Datos base cuando $R_c = 10.5$	100
Tabla 14.	Comparación de variables termodinámicas	102
Tabla 15.	Prestaciones para distintas relaciones de compresión	104

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Significado
atm	Atmósferas
CV	Caballos de vapor
Q, q	Calor
cc	Centímetros cúbicos
Cc	Consumo de combustible
n	Eficiencia
°C	Grados centígrados
K	Grados Kelvin
kg	Kilogramo
kJ	Kilojoule
KPa	Kilopascal
kW	Kilowatt
L	Litro
MPa	Megapascal
m	Metro
mm	Milímetro
%	Porcentaje
P	Presión
PMI	Punto muerto inferior
PMS	Punto muerto superior
k	Relación de calores específicos
Rc	Relación de compresión
rpm	Revoluciones por minuto

rev/s	Revoluciones por segundo
T	Temperatura
W	Trabajo
v	Volumen

GLOSARIO

Aerodinámica	Parte de la mecánica que estudia el movimiento de los gases sobre los cuerpos estacionados y el comportamiento de los cuerpos que se mueven en el aire.
Árbol de levas	Eje rotatorio que mueve una o más levas y se destina a distribuir movimientos que deben estar sincronizados.
Biela	Pieza de una máquina que sirve para transformar el movimiento rectilíneo en movimiento de rotación, o viceversa.
Bloque de cilindros	Elemento formado por una sola pieza, obtenido por fusión, en el interior del cual se alojan los cilindros.
Cámara de combustión	Pieza hueca de un motor donde se mezcla y se quema el combustible a alta presión.
Ciclo de potencia	Los dispositivos o sistemas que se usan para producir una salida neta de potencia se llaman motores o máquinas térmicas, y los ciclos termodinámicos en los que operan se llaman ciclos de potencia.

Ciclo Otto	Es uno de los ciclos termodinámicos más comunes que se pueden encontrar en los motores de automóviles y describe el funcionamiento de un motor de pistón de encendido por chispa típico.
Cigüeñal	Pieza del motor del automóvil y otras máquinas que consiste en un eje con varios codos, en cada uno de los cuales se ajusta una biela, y está destinada a transformar el movimiento rectilíneo de los pistones en rotativo, o viceversa.
Electroimán	Barra de hierro dulce que se imanta artificialmente por la acción de una corriente eléctrica que pasa por un hilo conductor arrollado a la barra.
Empírico	Que está basado en la experiencia y en la observación de los hechos.
Energía mecánica	Es la capacidad de un cuerpo de generar movimiento y de realizar un trabajo mecánico.
Gases de combustión	Aire que sale de un escape después de la combustión en la cámara donde se ventila. Puede incluir óxido de nitrógeno, óxido de carbono, vapor de agua, óxido sulfúrico, partículas y muchos otros contaminantes químicos.
Hidráulico	Que funciona o es movido por la acción del agua o de otro líquido.

Inyección	Se trata de un sistema mecánico que no requiere la gestión de una centralita, pues prepara la mezcla de aire-combustible en la propia admisión.
Mezcla homogénea	Es la combinación de 2 o más elementos o sustancias, que pueden presentarse en cualquier estado de la materia, inidentificables dentro de la solución.
Motor diésel	Motor de combustión interna de alta compresión que funciona con aceites pesados o con gasóleo.
Motor eléctrico	Motor que transforma en movimiento la energía eléctrica.
Motor híbrido	Combina al menos un motor eléctrico con un motor a gasolina para mover el auto, y su sistema recupera energía a través del frenado regenerativo.
Pistón	Pieza del cilindro de un motor que se mueve hacia arriba o hacia abajo impulsando un fluido o bien recibiendo el impulso de él.
Relación de compresión	Es aquella que compara la capacidad del interior del cilindro cuando el pistón va del punto muerto superior al inferior.
Rendimiento	Fruto o utilidad de una cosa en relación con lo que cuesta, con lo que gasta o con lo que en ello se ha invertido.

Termodinámica	Parte de la física que estudia la acción mecánica del calor y las restantes formas de energía.
Turbocompresor	Turbina acoplada a un compresor centrífugo de alta presión y que se destina a la compresión de un fluido.
Velocidad nominal	La velocidad nominal de rotación del motor es la velocidad que indica el fabricante.

RESUMEN

Desde su invención, los motores de combustión interna han tenido muchas mejoras en cuanto a su desempeño, recientemente, una de las más ambiciosas ha sido la posibilidad de variar la relación de compresión mediante mecanismos que permitan reducir o aumentar esta importante característica de los motores.

El siguiente estudio fue realizado con el objetivo de brindar una guía técnica comparativa entre las propiedades de un motor de combustión interna ciclo Otto convencional con uno que permita la variación de la relación de compresión de acuerdo con las condiciones de exigencia que se tengan.

Se abordarán los principios fundamentales del funcionamiento de esta importante máquina térmica y cómo estos pueden ser modificados para obtener distintos valores en las prestaciones que entrega, se evaluará de manera termodinámica las condiciones en las que este opera y cómo a este afecta directamente la relación de compresión a valores bajos como altos.

OBJETIVOS

General

Evaluar termodinámicamente el funcionamiento del motor de combustión interna ciclo Otto con relación de compresión variable.

Específicos

1. Describir las experiencias empíricas de la industria en la búsqueda de un motor con relación de compresión variable.
2. Describir los conceptos fundamentales de los motores de combustión interna ciclo Otto.
3. Examinar termodinámicamente de manera teórica el desempeño de un motor de combustión interna ciclo Otto con relación de compresión variable.
4. Comparar el comportamiento termodinámico de un motor de combustión interna ciclo Otto con relación de compresión fija, con uno que permita aumentar o disminuir esta relación.

INTRODUCCIÓN

Durante la historia reciente, específicamente a partir del siglo XIX, la industria automovilística y el sector industrial productivo en general, han desarrollado y aplicado ampliamente los motores de combustión interna, ya que estos proporcionan una transformación de energía tal que satisface ciertas necesidades humanas como transporte u otra aplicación en general.

Actualmente, nuevas tecnologías como el motor híbrido y el motor eléctrico parecen querer tomar el lugar del motor de combustión interna en la industria, sin embargo, muchos fabricantes y desarrolladores siguen apostando por éste, innovando en nuevos sistemas o mecanismos que prometen aumentar la eficiencia energética y reducir la emisión de contaminantes; por lo que, la utilidad de los motores de combustión interna en la industria y en la vida cotidiana, podría no tener final en el corto plazo.

De esa manera, recientemente ha surgido la idea y fabricación de un motor de combustión interna a gasolina que permita un ahorro significativo de combustible y a su vez una entrega de potencia elevada. Estas prestaciones se logran a través de la variación de la relación de compresión a la que opera el motor de acuerdo con la exigencia de las condiciones. La relación de compresión de un motor de combustión interna ciclo Otto es el número que permite medir la proporción que se comprime la mezcla de aire-combustible al final de la carrera del pistón en el tiempo de compresión.

Por lo que, para efectos de este trabajo, con una metodología netamente analítica y una revisión de investigaciones sobre el motor de combustión interna

con relación de compresión variable existentes, se estudiará el funcionamiento de este concepto, identificando condiciones de operación y variables geométricas que influyen en el sistema por medio de una evaluación termodinámica de lo que ocurre en el motor cuando se modifica la relación de compresión.

1. EXPERIENCIAS DE LA INDUSTRIA EN LA BÚSQUEDA DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA CON RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE

Es importante reconocer que la trayectoria de los motores de combustión interna hasta convertirlos en lo que son, ha sido largo. En ese sentido, muchas mejoras y avances tecnológicos han sido aplicados a estos, sin embargo, para entender lo que son hoy en día, hace falta una revisión de los cambios más importantes y relevantes que han tenido a lo largo de su historia. Muchos de esos cambios surgieron de forma empírica, por personas brillantes que pensaron en formas de mejorar y aumentar las prestaciones de los motores de combustión interna.

1.1. Los primeros motores de combustión interna

Como todos sabemos, el motor de combustión interna es un paso adelante de la máquina de vapor. A diferencia de esta última, que utiliza la presión del vapor, el movimiento se logra encendiendo la mezcla de aire y combustible en su interior.

Varios inventores experimentaron con una máquina que quemaba combustible y aire en un cilindro de pistón, pero el reverendo W. Cecil construyó el primer motor de combustión interna registrado oficialmente en Inglaterra en 1820, el cual era ineficiente, pero levantó cargas pesadas más rápido que las máquinas de vapor.

Sobre la base del trabajo anterior, en Francia, un hombre llamado William Barnett inventó un motor parecido al del sacerdote, en 1838, lo instaló en su carruaje y lo transportó por París. En 1860, el ingeniero belga Etienne Lenoir construyó un motor a gasolina que consumía solo el 3 % de la energía de combustión.

En 1876, el ingeniero alemán Nikolaus Otto mejoró enormemente la eficiencia del motor, convirtiéndolo en el primer motor en utilizar un ciclo de cuatro tiempos. La revolucionaria máquina de Otto, con encendido por chispa y accionamiento por pistón, no podía ser utilizada en un automóvil por su tamaño y peso, pero se empezó a construir para aplicaciones estacionarias. Por otro lado, el primer motor funcional de dos tiempos fue inventado por Scott Dugald Clerk en 1878.

El primer motor de gasolina que salió al mercado fue un motor monocilíndrico de dos tiempos desarrollado por Karl Benz y puesto en producción en 1879. No fue hasta 1885 que el ingeniero Wilhelm Maybach desarrolló el motor de alta velocidad, instalado en vehículos de dos ruedas, a partir del cual comenzó la historia de las motocicletas.

En 1892, Rudolf Diésel construyó un motor de combustible pesado, más tarde conocido como motor diésel. Dichos motores son grandes y lentos, y su objetivo principal es adaptarlos al funcionamiento estático, pero su implementación está asociada con una serie de problemas, incluidos los altos costos de producción, el alto nivel de ruido y la menor aceleración que los motores de gasolina. Estas características se refinaron, creando el primer motor utilizable, pero no fue hasta 1912 que se volvió adecuado para locomotoras y camiones en 1923.

A comienzos del siglo XX, Jacobus y Hendrik-Jan Spijker, revolucionaron la industria de los motores con muchos de sus avances, entre ellos, entre algunos de ellos, construyeron el primer motor de seis cilindros en línea y alto cubicaje, corría el año 1903. En 1957, Felix Wankel fabrica exitosamente un motor de pistón rotativo, actualmente se conoce con su apellido.

1.2. Tecnologías recientes en motores de combustión interna.

La investigación sobre formas de mejorar el rendimiento de los motores continúa hasta lograr la máxima eficiencia energética y, en este sentido, los diseñadores de motores tienen un largo camino por recorrer. Hoy en día, hay ideas revolucionarias que a menudo parecen prometedoras cuando se trata de modificar algunas características del motor, según Pérez (2019) “algunas no pasan de ideas, pero algunas otras rompen ciertas barreras de investigación al permitir que el motor funcione correctamente” (p. 46) y a su vez salga al mercado a mejorar algunos procesos para los que son fabricados.

1.2.1. Motores de combustión interna

El motor HCCI (*Homogeneous Charge Compression Ignition*) puede ser descrito como un híbrido entre el motor Otto, de ignición por chispa, y el motor Diésel o de encendido por compresión. Como en un motor de ignición por chispa, el combustible y el aire se mezclan en una mezcla homogénea, en lugar de utilizar una bujía para encender la mezcla, el encendido se inicia como en un motor de encendido por compresión, donde la temperatura de la mezcla aumenta durante la carrera de compresión y llega a un punto de auto ignición. El autoencendido se logra mediante mezclas homogéneas, lo que significa que toda la mezcla se enciende a la vez.

La gran ventaja del sistema HCCI es que puede funcionar con una cantidad menor de combustible en comparación con el aire, lo que significa que puede funcionar con una relación aire-combustible más alta. El principio de funcionamiento del motor Otto es menos eficiente a carga parcial, mientras que el HCCI es más eficiente.

El rendimiento del motor diésel es similar al del motor de carga homogénea, pero el primero genera partículas de hollín. Los motores HCCI pueden funcionar con diferentes tipos de combustible, pero cada combustible tiene propiedades diferentes y, por lo tanto, tiene un efecto diferente en la autonomía del motor. La combustión por compresión de carga homogénea también da como resultado temperaturas más bajas, lo que reduce la pérdida de calor en las paredes del cilindro.

1.2.2. Motores de combustión interna con árboles de levas modificados

La entrada y salida de aire y gases de combustión, respectivamente, es uno de los puntos clave para lograr el máximo rendimiento del motor, ya que cuando el motor está funcionando a alta velocidad, incluso en milisegundos, es muy importante controlar adecuadamente el proceso. Por este motivo, muchos fabricantes han comercializado diversos métodos de ajuste del árbol de levas.

Entre los más relevantes podemos encontrar el sistema VarioCam de Porsche para variar los tiempos de distribución. Este mecanismo hidráulico es controlado por la unidad electrónica, según el régimen de vueltas del motor, la unidad de control le indica al mecanismo hidráulico que actúe, y este en respuesta a ello, empuja dos patines que abren la cadena que mueve los

árboles de levas, provocando así su desplazamiento y por lo tanto se produce un reajuste de los tiempos de apertura y cierre de las válvulas de admisión. Cuando se reducen las revoluciones del motor, los muelles retraen el mecanismo que empuja la cadena hasta su posición inicial.

Otro sistema bastante innovador es el presentado por la marca BMW, denominado VANOS, que son las siglas de *Variable Nockenwellen Steuerung* (separación variable del árbol de levas). Este es un sistema de distribución variable que consiste en desplazar el árbol de levas utilizando la presión del aceite del sistema de lubricación.

El sistema aumenta el cruce de válvulas cuando el motor gira a altas revoluciones. Adelantar o retrasar el árbol de levas con respecto al cigüeñal dependerá de las condiciones de funcionamiento del motor como: grado de carga, régimen de giro del cigüeñal y temperatura. Utiliza una gestión electrónica del motor con la ayuda de un electroimán, se conecta una válvula distribuidora, esta válvula se trata de un pistón hidráulico el cual admite alternativamente presión del aceite del motor y se mantiene en sus posiciones posibles mediante topes mecánicos.

Uno de los más conocidos, es el sistema VTEC de Honda, por sus siglas en inglés *Valve Timing and Lift Electronic Control System*, este es un sistema para la variación de los tiempos de distribución, por medio de un desajuste del árbol de levas de admisión. Este sistema no solo regula la fase de apertura, sino que también varía el alzado de la válvula. Para número de revoluciones medio, los tiempos de apertura más cortos y una carrera de válvula menor, elevan la velocidad de gas y, por lo tanto, también el llenado y el par motor dentro de este margen.

La forma en que se consigue este efecto requiere para cuatro válvulas por cilindro, seis levas y seis balancines de palanca. Las levas externas, que están asignadas directamente a las válvulas, tienen perfiles suaves y la leva central tiene los tiempos de distribución más largos y la carrera de la leva más grande. En el régimen de revoluciones bajo, solo están activas las levas externas, mientras que la leva central se acciona, pero no tiene efecto sobre las válvulas de los balancines de palanca centrales.

Otro sistema, cuyo nombre se traduce como (válvula libre), facilita controlar completamente y programar de manera independiente la actuación de las válvulas, en función del tipo de conducción, con el objetivo de maximizar las prestaciones y reducir el consumo. Como ya se mencionó, el alzado variable de válvulas es algo que existe desde hace años, pero ningún sistema ofrece las posibilidades de este *Freevalve*. El rasgo principal de este motor es la ausencia del árbol de levas y otros componentes necesarios para el accionamiento de las válvulas, como la conocida correa de distribución, lo que ahorra peso, esto debido a que, con este sistema, cada válvula se opera de manera individual, independientemente del resto de válvulas.

Por supuesto, este sistema tiene varias ventajas con respecto al diseño de un motor de combustión tradicional, entre ellas, se asegura que se puede reducir el consumo entre un 12 % y 17 %, por consiguiente, las emisiones. El principal inconveniente de esta tecnología es que, mientras no se manufacture a gran escala, los costos son superiores que los de un motor convencional. En cualquier caso, el costo añadido de un motor con sistema *Freevalve*, sería inferior a la diferencia de precio entre un motor a gasolina y uno diésel, aun ofreciendo los mismos consumos que éste último y con múltiples ventajas.

1.2.3. Motores de combustión interna con inyección de gasolina

En un motor de gasolina, el objetivo es siempre crear una mezcla aire-combustible de la polaridad ideal, es decir, 14 partes de aire y una parte de combustible, para lograr la máxima eficiencia posible y así reducir las emisiones contaminantes a la atmósfera, principalmente dióxido de carbono. El carburador ha sido el responsable de esta mezcla durante casi un siglo, que consiste en un sistema de inyección de combustible puramente mecánico que funciona por palancas, gargantas y la física del flujo de gas. Sin embargo, como un sistema de baja presión, a menudo tiene que sincronizarse y causa una gran contaminación al arrancar el automóvil cuando el motor se calienta.

A medida que la tecnología informática creció, los sensores y los actuadores inundaron el mercado para reemplazar los carburadores viejos y dieron paso a los sistemas de inyección electrónica, una revolución que permitió la medición precisa del combustible al cambiar el tiempo de inyección de la mezcla en función de la velocidad del motor, las condiciones de carga y los gases producidos durante combustión.

1.3. Experiencias de la industria sobre motores de combustión interna con relación de compresión variable

Desde hace muchos años se ha teorizado sobre un motor de combustión interna que sea capaz de modificar, por si solo de acuerdo con las condiciones, la relación de compresión a la que opera. Aunque la posibilidad de variar esta relación ha sido estudiada empíricamente desde finales del siglo XX y principios del siglo XXI, lo cierto es que pocos han sido los prototipos

funcionales de motores reales que puedan ofrecer diferentes relaciones de compresión, dependiendo de las condiciones de operación del motor.

Una de las experiencias más relevantes en este tema, es la del ingeniero de Saab, Per Gillbrand, que comenzó en los años ochenta a desarrollar un mecanismo que permitiera variar la compresión de los motores, es decir, crear un motor de compresión variable. De esta forma, a principios del siglo XXI presentó un motor cuya compresión podía variar en un rango continuo que iba desde 8 a 1 hasta 13 a 1, con solo bascular parte de la mecánica un máximo de cuatro grados respecto a un eje dado. Sobre el eje ubicado en un lateral del motor a una altura ligeramente superior al cigüeñal, se giraba la parte superior de la mecánica, dejando en la parte inferior, el bloque, los pistones y el cigüeñal.

Teóricamente, para obtener el mayor potencial de un combustible, hay que tener la relación de compresión tan elevada como sea posible, no obstante, el límite de dicha ratio está en la propiedad de autoencendido o detonación, es decir, en inflamación espontánea de la mezcla provocada por un aumento de la temperatura y presión de la cámara de combustión. Después de varias evoluciones sobre la idea de un motor de compresión variable, se logró obtener un motor de cinco cilindros con 1.6 L que, provisto de un compresor mecánico, llegaba proporcionar una potencia de 225 CV. Ese motor, llamado SVC (*Saab Variable Compression*) fue presentado el 28 de febrero del 2000 en el Salón de Ginebra.

En circunstancias de fuerte aceleración o exigencia, el SVC, podía alcanzar una relación de compresión de 8 a 1, mientras que en su relación de compresión de 14 a 1, ofrecía menores consumos. La posibilidad de usar la compresión variable hacía factible que esta tecnología utilizara diferentes tipos

de combustible, pues teóricamente, estaba capacitado para variar su compresión para adaptarse a las condiciones del combustible utilizado. De esa forma, en Saab, consideraban que el SVC era una base de trabajo no solo para los motores de gasolina, sino también para los diéseles.

Las características del motor SVC permitían obtener reducciones de consumo de hasta 30 %, según el fabricante. Se afirmaba que, en el año 2000, las ventajas de este tipo de mecánica solo eran importantes al combinarse con la sobrealimentación, pues en un motor atmosférico sólo se alcanzaban mejoras de entre un 4 % y un 5%. El hecho de utilizar un compresor mecánico en lugar de un turbo se debía a que los turbo no tenían capacidad para ofrecer la presión de sobrealimentación ni la elevada respuesta requeridos por el funcionamiento del SVC.

Según Arciniegas (1996) “el SVC no fue el primer modelo de motor con relación de compresión variable de Saab, los primeros estudios datan de principios de los años ochenta” (p. 51). la primera patente referida a esta ingeniosa solución técnica data de 1990, comenzando los trabajos con un motor de dos litros que probó la teoría, aunque desarrollaba más potencia de la requerida. A mediados de los años noventa, se trabajó con una mecánica de seis cilindros en línea y solo 1.4 L que rendía como un motor de 3 L V6, pero con un consumo un 30 % menor.

Aunque esta tecnología fue probada por la compañía alemana *FEB Motorentechnik*, resultó desechada debido a que no conseguía las prestaciones requeridas por la marca Saab. Otra peculiaridad del SVC residía en la necesidad de una elevada capacidad de gestión de la mecánica, situación que se solucionó con la creación del sistema de gestión *Trionic*, realizado específicamente por Saab. Desafortunadamente, la adquisición de

Saab por parte de General Motors significó el abandono de este proyecto, debido a su elevado costo.

Otro motor con compresión variable es uno que se fabricó a modo de prueba mientras aún estaba en la fase de diseño, el MCE-5 VCRI es un motor de compresión variable que tiene la ventaja de poder aprovechar los avances tecnológicos actuales en alimentación y distribución. El creador del MCE-5 VCRI es Vianney Rabhi, un autodidacta que comenzó a aprender mecánica en su tiempo libre leyendo libros sobre el tema. La primera patente de un motor de compresión variable se concedió en 1991, aunque esa fue solo una idea inicial. No fue hasta 1997 que a Rabhi se le ocurrió la idea original del MCE-5 VCRI.

Según un comunicado de prensa de la empresa propietaria, la idea surgió de la forma en que funcionan las puertas del ascensor, que se basa en colocar un sistema de engranajes entre el pistón y la biela, algo que nunca se había hecho. En el MCE-5, el cigüeñal está desplazado del cilindro, por lo que se mueven hacia adelante y hacia atrás en un lado del cigüeñal. Del otro lado del cigüeñal hay otro cilindro conectado por engranajes, esta vez en el cigüeñal, que permite variar la altura de los pistones según diferentes condiciones para proporcionar una compresión variable de 7:1 a 20:1.

La presentación oficial de este motor tuvo lugar en el 79 Salón Internacional del Automóvil de Ginebra de 2009, cuando Peugeot presentó el 407 con un motor de 4 cilindros y 1.5 L de compresión variable. El prototipo actual del MCE-5 VCRI tiene una cilindrada de 1 453 cc y se puede utilizar para inyección de combustible directa o indirecta.

Otro sistema relacionado es el sistema de compresión variable de Nissan, que busca el ahorro de los motores de aspiración natural con la potencia de los motores sobrealimentados. La marca afirma que su sistema de anclaje múltiple del pistón no solo reemplaza la biela y el cigüeñal tradicionales, sino que también reduce las vibraciones durante el ensamblaje, lo que le da a un motor de 4 cilindros en línea un rendimiento comparable con el motor V6. Se utiliza una relación de compresión más alta para conducir en la ciudad para reducir las emisiones, mientras que cambia a una relación de compresión más baja que utiliza toda la potencia para mejorar drásticamente el rendimiento del motor.

Otros motores de compresión variable presentados y probados con algo de desarrollo y experiencia operativa incluyen motores Ford VCR, motores Volvo Alvar, sistemas de pistones de altura variable o algunas patentes individuales como las que utilizan un actuador para cambiar la altura alcanzada por el pistón, dependiendo de las condiciones de carga de la máquina. Entre ellos se encuentran las patentes pendientes de PSA y Nissan en la actualidad.

2. FUNDAMENTOS DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA CICLO OTTO

Las bases teóricas y científicas que gobiernan el funcionamiento de un motor de combustión interna.

2.1. El motor de combustión interna

Según Martínez (2007), “el motor de combustión interna es el encargado de convertir el calor proporcionado por el combustible en energía mecánica” (p. 25). Estos motores se denominan motores de combustión interna porque funcionan en una cámara cerrada para proporcionar calor a partir de la combustión del combustible. En este caso, la presión de los gases de combustión y el calor provocado en la cámara, ocasionan que un mecanismo se pueda mover.

2.1.1. Definición

Un motor de combustión interna, según Ferriol (2008), se explica que es una máquina térmica en la que el combustible ya en estado gaseoso dentro de la cámara de combustión, ubicada en la parte superior de los cilindros, se enciende mediante el suministro de calor”. Esta combustión controlada genera energía mecánica, generalmente transmitida hacia un eje giratorio que a su vez transmite trabajo. Por combustión u oxidación, la energía química del combustible se convierte primero en calor mezclándose con el aire, este calor aumenta la temperatura y la presión del gas en el cilindro, lo que hace que el gas se expanda y mueva el pistón para generar energía mecánica.

2.1.2. Combustión interna

La combustión interna es el proceso de obtención de energía mecánica mediante la conversión del calor generado por la combustión de ciertos tipos de combustible. Durante este proceso, el combustible se oxida y libera calor, y el oxidante, en el caso específico del oxígeno, actúa rápidamente para provocar una explosión controlada. La combustión se refiere a la reacción química que ocurre entre el combustible y el oxígeno, también conocida como oxidación. Todo este proceso tiene lugar dentro del motor y dentro del propio fluido, conocido como fluido de operación, que, como se mencionó anteriormente, pone en movimiento las partes del motor. Con la excepción de los motores espaciales, los fluidos generalmente consisten en una mezcla de aire y combustible en una forma finamente atomizada. Debido a esta combustión controlada bajo presión, se producen cambios de temperatura y volumen a partir de los cuales se obtiene trabajo.

En comparación con la combustión externa, la combustión interna tiene la ventaja de eliminar el hogar externo, la caldera, los tanques de agua y los correspondientes condensadores. Además, en un motor alternativo de combustión interna, aunque la temperatura máxima es mucho mayor, la temperatura media de los órganos mecánicos puede mantenerse por el sistema de refrigeración mucho más baja que la de combustión externa, a pesar de que las temperaturas llegan hasta unos 1 400 °C en lugar de 400 °C, ya que estos máximos solo se alcanzan durante períodos de tiempo muy cortos. Además, las presiones presentan variación, mientras que en el motor de combustión externa son constantes e iguales a la presión de la caldera, en torno a las 12 atm, en el motor de combustión interna varían considerablemente a lo largo del ciclo del proceso y alcanzan picos superiores, hasta las 80 atm lo que se traduce a mayor eficiencia térmica.

2.1.3. Aplicaciones de los motores de combustión interna

La aplicación típica del motor de combustión interna es en la industria automotriz. Desde sus inicios, la aplicación ha sido principalmente en autos, pero el campo de aplicación del motor de combustión interna es muy amplio. Dependiendo del tipo de motor, su configuración y características, de las cuales se tratarán más adelante, un motor de combustión interna puede ser usado en: motocicletas, propulsión marina (fueraaborda), maquinaria pesada o agrícola, camiones de carga, automóviles de turismo, de competición, comerciales e industriales, propulsión ferroviaria, grupos generadores de energía eléctrica, motobombas, compresores, motores estacionarios.

2.2. Ciclo de potencia

La mayoría de los dispositivos que producen potencia operan en ciclos, y el estudio de estos ciclos de potencia es una parte importante de la termodinámica. Los ciclos que ocurren en dispositivos reales son extremadamente difíciles de analizar debido a la presencia de efectos complejos como la fricción y la falta de tiempo suficiente para establecer condiciones de equilibrio a lo largo del ciclo. Para hacer posible el estudio analítico de un ciclo es necesario mantener estos efectos en un nivel manejable además de algunas idealizaciones. Cuando se eliminan todas las irreversibilidades y complejidades internas del ciclo real, terminamos con un ciclo que se parece mucho al ciclo real pero que está completamente compuesto de procesos internamente reversibles. Una característica clave de los motores de combustión interna es que en cada ciclo se aspira aire fresco, luego se adiciona el combustible y se quema en el interior del motor. Luego los gases quemados son expulsados del sistema y se debe aspirar nueva

mezcla o aire. Por lo tanto, se trata de un ciclo abierto en donde hay entrada y salida de masa.

Para poder seguir el ciclo, hace falta un mecanismo capaz de producir cuatro carreras de pistón para realizar los cuatro procesos de ciclo, el mecanismo biela-manivela utilizado también en la máquina de vapor es el adecuado. En el proceso de expansión es cuando realizamos el trabajo del ciclo, en este instante los gases empujan al pistón hacia abajo, esa fuerza del pistón es transmitida a la biela, que es la pieza encargada de convertir el movimiento rectilíneo del pistón en rotativo. La biela le da la fuerza al cigüeñal, que es la pieza que girará sobre sí mismo, regido a la fuerza que le suministra la biela.

Entre las idealizaciones más importantes que se hacen para el estudio teórico de un ciclo de potencia se pueden mencionar que el ciclo no tiene en cuenta ninguna fricción por lo tanto el fluido no sufre ninguna caída de presión al moverse en tuberías u otro dispositivo. También, los procesos de expansión y compresión se llevan a cabo en cuasi equilibrio. La última idealización importante es que las conexiones a tuberías y otros dispositivos están aisladas por lo tanto la transferencia de calor a través de ellas es insignificante.

2.2.1. Ciclo Otto

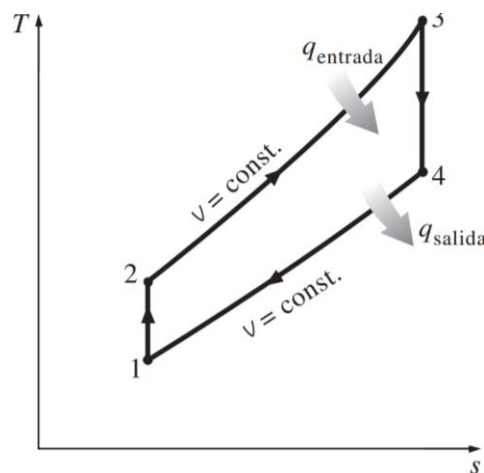
Según Cengel y Bones (2012) “es también llamado el ciclo ideal para las máquinas de encendido por chispa, se explica básicamente como un motor reciprocante” (p. 88). Estos motores admiten una mezcla de combustible y aire, que es comprimida para que esta pueda reaccionar con eficacia a la adición de calor, así que la energía química de la mezcla se pueda transformar en energía térmica, que mediante la expansión de los productos de la combustión

se produzca movimiento, y posteriormente los gases exhaustos de la combustión se expulsan, substituyéndose por una nueva mezcla de combustible y aire.

El análisis termodinámico de los ciclos reales de cuatro antes descritos no es una tarea simple. Sin embargo, el análisis puede simplificarse de manera significativa si se utilizan las suposiciones de aire estándar, ya que el ciclo que resulta y que es parecido a las condiciones de operación reales es el ciclo de Otto ideal, el cual se compone de cuatro procesos reversibles internamente:

Figura 1.

Diagrama T-s para el ciclo Otto



Nota. El gráfico muestra el comportamiento de la temperatura y la entropía en un sistema de combustión ciclo Otto. Obtenido de CENGEL, Yunes A (2019). Termodinámica. Consultado el 15 de diciembre de 2021.

Teniendo entre 1-2 compresión isentrópica. De 2-3, adición de calor a volumen constante. De 3-4, expansión isentrópica. De 4-1, rechazo de calor a volumen constante. El ciclo de Otto se ejecuta en un sistema cerrado, y sin

tomar en cuenta los cambios en las energías cinética y potencial, el balance de energía para cualquiera de los procesos se expresa, por unidad de masa, como:

$$(q_{entrada} - q_{salida}) - (w_{entrada} - w_{salida}) = \Delta u \text{ (kJ/kg)}$$

No hay trabajo involucrado durante los dos procesos de transferencia de calor porque ambos toman lugar a volumen constante. Por lo tanto, la transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo puede expresarse como:

$$q_{entrada} = u_3 - u_2 = cv (T_3 - T_2)$$

$$q_{salida} = u_4 - u_1 = cv (T_4 - T_1)$$

Entonces, la eficiencia térmica del ciclo de Otto ideal supuesto para el aire estándar frío es:

$$n_{ter.Otto} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos, y $v_2 = v_3$ y $v_4 = v_1$. Por lo tanto:

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

Sustituyendo estas ecuaciones en la relación de la eficiencia térmica y simplificando, se obtiene:

$$n_{ter.Otto} = 1 - \frac{1}{Rc^{k-1}}$$

Donde:

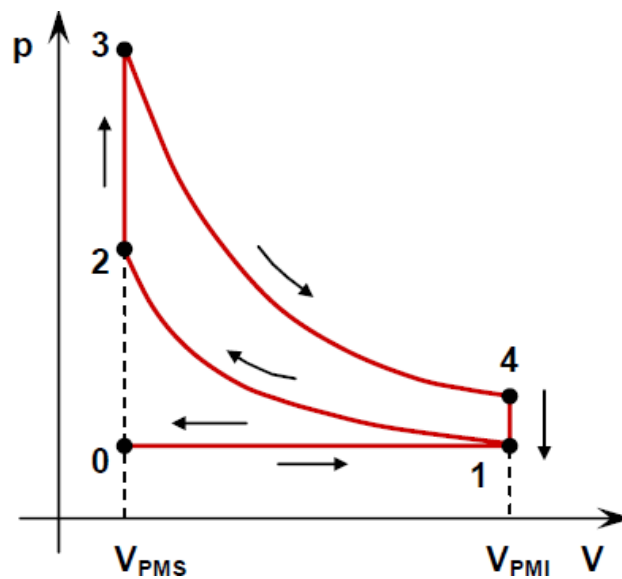
$$Rc = \frac{v_{max}}{v_{min}} = \frac{v_1}{v_2}$$

2.2.1.1. Diagrama P-v del ciclo teórico Otto

Tomadas las suposiciones de aire estándar e idealización de varios aspectos para facilitar el estudio del ciclo termodinámico de potencia, tenemos que el diagrama de presión contra volumen puede ser analizado de la siguiente manera:

Figura 2.

Diagrama presión contra volumen ciclo teórico Otto



Nota. El gráfico muestra el comportamiento de la presión y el volumen en un sistema de combustión ciclo Otto. Obtenido de CENGEL, Yunes A (2019). Termodinámica. Consultado el 15 de diciembre de 2021.

- Primer tiempo (0–1): admisión. El pistón desciende con la válvula de admisión abierta y se aspira la mezcla carburante. El proceso tiene lugar a presión constante.
- Segundo tiempo (1-2): compresión. El pistón sube con las dos válvulas cerradas. Se produce una compresión adiabática ($\Delta Q=0$) de la mezcla. Ésta se calienta.
- Tercer tiempo (2-3 y 3-4): explosión-expansión. Cuando el pistón está en el punto muerto superior, salta la chispa en la bujía y explosiona la mezcla, aumentando bruscamente la presión a volumen constante. Se produce una brusca absorción de calor por los gases de combustión. A continuación, el pistón es lanzado hacia abajo realizando trabajo (el cual viene dado por el área encerrada por el ciclo). Esta expansión se produce tan rápidamente que se puede suponer que no se produce intercambio de calor con el ambiente, por lo que sigue un proceso adiabático. En la expansión aumenta el volumen y descienden la presión y la temperatura.
- Cuarto tiempo (4-1 y 1-0): escape. Se abre la válvula de escape e, idealmente, podemos suponer que se produce un descenso brusco de la presión y de la temperatura a volumen constante (proceso 4-1), produciéndose una brusca cesión de calor al ambiente. A continuación, el pistón sube expulsando los gases quemados fuera del cilindro a presión constante (proceso 1-0).

2.2.1.2. Diagrama P-v del ciclo real Otto

En el ciclo real una parte del calor se transmite a las paredes por cuya causa existe una pérdida de trabajo útil. En el ciclo real la combustión dura cierto tiempo, si el encendido se diera en el PMS la combustión se realizaría mientras baja el pistón con lo que el valor de la presión resultaría inferior al necesario, por lo tanto, más pérdida de trabajo útil. También, la válvula de escape debe abrirse un poco antes de que el pistón alcance el PMI para que la presión descienda y no presente dificultades en su movimiento ascendente posterior.

2.2.1.3. Comparación entre los diagramas teórico y real ciclo Otto

En un ciclo ideal Otto hay muchos supuestos que difieren del ciclo real. En realidad, el ciclo ideal no ocurre y hay muchas pérdidas asociadas con cada proceso. Para un ciclo real, la forma del diagrama Presión-Volumen es similar al ideal, pero el área (trabajo) encerrada en el diagrama siempre es menor que el valor ideal.

La mayor diferencia entre los dos diagramas es la simplificación de las carreras de admisión y escape en el ciclo ideal. En la carrera de escape, el calor de salida se expulsa al medio ambiente, en un motor real, los gases de combustión salen del motor y se sustituye por una nueva mezcla de aire y combustible. Sin embargo, en la versión ideal, se modela como un ciclo cerrado.

Otro aspecto importante, es la adición de calor instantáneo, es decir que idealmente se asume que el calor es adicionado de manera isocórica. En los

motores reales, la adición de calor no es instantánea, por lo tanto, la presión máxima no está en PMS, sino justo después del mismo.

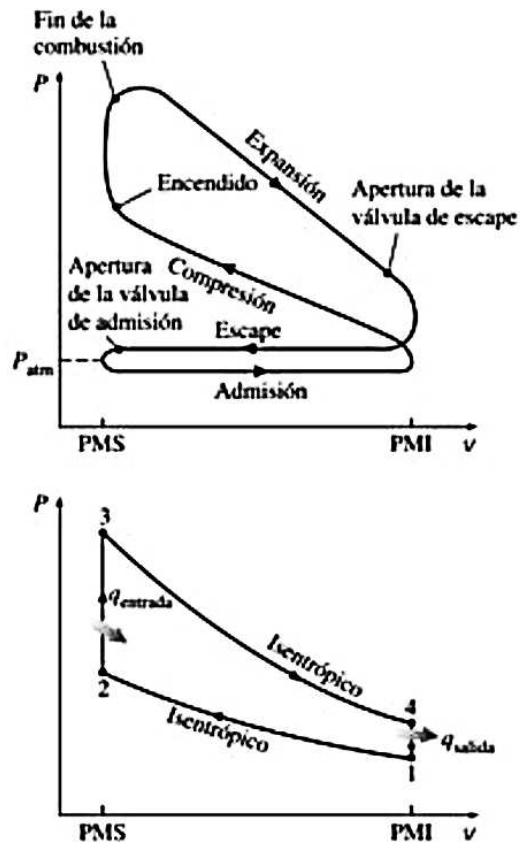
No hay transferencia de calor en los procesos de compresión y expansión, es decir, adiabático. En los motores reales, siempre hay algunas ineficiencias que reducen la eficiencia térmica. Otra diferencia que se asume es la combustión completa de la mezcla de combustible y aire. La pérdida por purga es causada por la apertura temprana de las válvulas de escape.

Esto da como resultado una pérdida de producción de trabajo durante la carrera de expansión. La pérdida por soplado es causada por la fuga de gases comprimidos a través de anillos de pistón y otras grietas.

Estos supuestos y pérdidas simplificadores conducen al hecho de que el área cerrada (trabajo) del diagrama Presión-Volumen para un motor real es significativamente menor que el tamaño del área (trabajo) encerrada en el diagrama del ciclo ideal. En otras palabras, el ciclo ideal del motor sobreestimaré el trabajo neto y, si los motores funcionan a la misma velocidad, una mayor potencia producida por el motor real en aproximadamente un 20%

Figura 3.

Diagrama presión-volumen real e ideal del ciclo Otto



Nota. El gráfico muestra el comportamiento de la presión y el volumen en un sistema de combustión ciclo Otto. Obtenido de CENGEL, Yunes A (2019). Termodinámica. Consultado el 15 de diciembre de 2021.

2.3. Clasificación de los motores de combustión interna

Muchas tecnologías de motores han surgido a lo largo de los años, por esta razón, hoy en día existe gran variedad de categorías en las que se pueden clasificar los motores de combustión interna, a continuación, las más relevantes:

- Según la forma de aportar calor: según esta clasificación, los motores pueden ser encontrados en dos categorías: encendido provocado y encendido por compresión. El motor de encendido provocado es aquel motor en el que al final del proceso de compresión se dispone de una mezcla de aire-combustible homogénea. El combustible y el aire se mezclan en el conducto de admisión y a través de la válvula de admisión entran en el cilindro, donde se mezclan con una pequeña parte de los gases residuales del ciclo anterior y juntos son comprimidos por el pistón. El motor de compresión es un motor térmico que tiene combustión interna alternativa que se produce por la autoignición del combustible debido a altas temperaturas derivadas de la alta relación de compresión que posee.

En ese sentido, los motores de encendido provocado cuentan con una bujía, que es la encargada de aportar el calor por medio de una chispa que ocasiona la combustión de la mezcla. Por otro lado, en los motores encendidos por compresión, El combustible se inyecta en la parte superior de la cámara de compresión a una presión elevada y se mezcla con aire a alta temperatura y presión, dando como resultado, la quema rápida de la mezcla. Al hacer comparaciones entre estos dos tipos de motores se encuentran muchas diferencias, algunas ventajas y desventajas, por mencionar alguna de ellas, el motor de encendido por compresión con respecto al motor de encendido provocado consume menos combustible, el cual además es más barato.

- Según el número y la disposición de los cilindros: hay varias formas de clasificar los motores en esta categoría, la más común, es la de cilindros en línea, en esta distribución, los cilindros van uno a continuación del otro, con esta disposición se logra un buen equilibrio de funcionamiento,

pero si se precisan más cilindros, aumenta demasiado la longitud del motor. Los cilindros en línea disponen de las siguientes numeraciones:

- mono cilíndricos
- 2 cilindros en línea
- 4 cilindros en línea
- 5 cilindros en línea
- 6 cilindros en línea
- 8 cilindros en línea

Con la disposición de cilindros en V, se reduce la longitud del motor, siendo más compacto y fácil de acoplar a la aplicación que se requiera. La particularidad de este tipo de motor es que el número de cilindros se da en números pares, en este caso se encuentran numeraciones como:

- 2 cilindros en V
- 4 cilindros en V
- 8 cilindros en V
- 10 cilindros en V
- 12 cilindros en V
- 16 cilindros en V

Otra disposición de cilindros conocida es la de cilindros opuestos, también llamado motor bóxer, a pesar de que no es tan popular, todavía se puede encontrar en el mercado. En este tipo de mecánica, los cilindros se colocan enfrentados en un ángulo de 180°. Esta disposición, permite que la altura total del bloque se reduzca considerablemente, aunque el ancho sigue siendo notable, y se consigue un centro de gravedad bajo.

Existen también, motores con disposición radial de cilindros, llamados por algunos como motores estrella. En estos bloques, los cilindros van situados de forma radial alrededor del cigüeñal. Por su diseño son más útiles en aviación, donde se utilizan de forma bastante habitual

Luego, existen otras disposiciones, aunque menos conocidas, vale la pena mencionarlas. La disposición de cilindros en W es una especie de evolución del motor con disposición de cilindros en V, se trata de tres o cuatro bancadas de cilindros y un mismo cigüeñal. En este tipo de construcción, el ángulo suele ser menor que en los motores en V por cuestiones de espacio; la ventaja principal es que pueden transmitir una gran cantidad de par motor, con mucha suavidad y poca vibración. Comercialmente no es fácil conseguirlos, pues lógicamente su construcción necesita muchos cilindros.

La disposición de cilindros en H es una rareza, debido a su complejidad. Físicamente es similar a la unión de dos motores bóxer, cada uno con su cigüeñal, compartiendo un mismo eje de transmisión; este, puede ir tanto en vertical como en horizontal, teniendo como ventaja principal sus dimensiones compactas y mejor aerodinámicas, aunque su rendimiento es inferior.

- Según los tiempos operativos: el proceso que tiene lugar dentro del cilindro y se repite una y otra vez sucesivamente, se conoce como ciclo operativo. La duración de este ciclo se mide por el número de carreras del pistón requeridas para completarlo. Así, se dice que los motores giratorios son de cuatro tiempos, cuando se realiza el ciclo completo

con cuatro carreras de pistón, y de dos tiempos, cuando se completa el ciclo con dos carreras de pistón.

Primero nos ocuparemos del motor de cuatro tiempos, como su nombre lo indica, tiene cuatro fases por las que pasar antes de completar el ciclo. El primer tiempo ocurre cuando la válvula de alimentación se abre y el pistón desciende del punto muerto superior (PMS) al punto muerto inferior (PMI), creando así una caída de presión en el cilindro debido al aumento de espacio que el pistón deja al bajar, pasando a llenarse con la mezcla de aire y gasolina, cerrando la válvula de admisión al final de la carrera de descenso del pistón. Mientras tanto, el cigüeñal ha girado media vuelta.

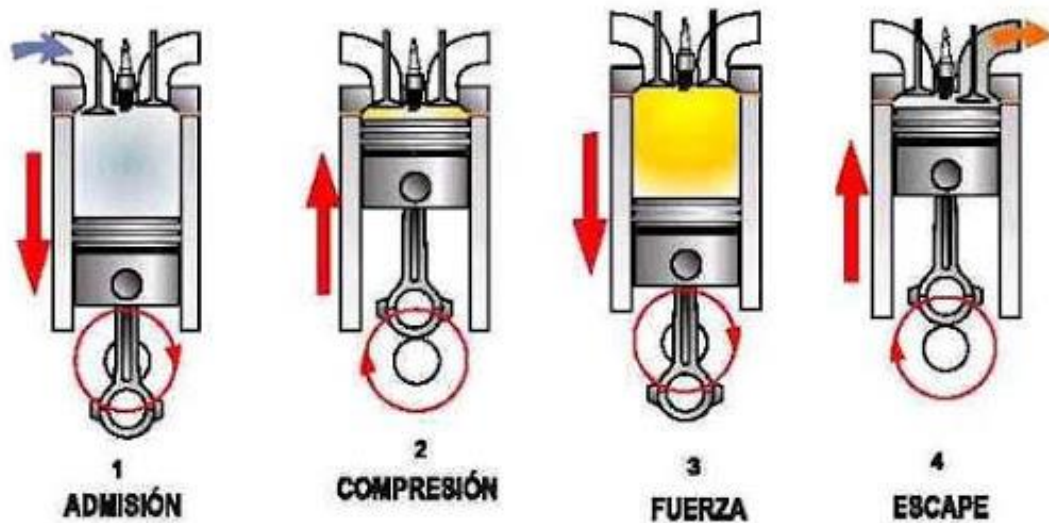
En el segundo tiempo, las válvulas de admisión y escape se cierran, el pistón comienza a subir desde PMI hasta el PMS, comprimiendo gradualmente la mezcla de aire y combustible hasta que el volumen hasta una cámara de combustión; el cigüeñal gira otra media vuelta.

Cuando la mezcla se comprime en la cámara, la chispa generada por la bujía salta, incendiando la mezcla y provocando una explosión. La combustión de la mezcla se produce muy rápidamente, generando una gran cantidad de calor que aumenta la temperatura del gas y hace que la presión suba mucho más que cuando se comprime. Con el pistón en el PMS, este comienza a descender, impulsado por la expansión del gas caliente. A medida que el pistón desciende, aumenta el volumen de los gases, que se enfrían y pierden presión. Es esta carrera descendente, se cumple el tercer tiempo del ciclo, que hace girar el cigüeñal media vuelta más, es aquí donde se proporciona la potencia necesaria para hacer girar el motor.

Cuando el pistón llega PMI, la válvula de escape se abre y a través de ella el pistón, que ya sube, empuja hacia afuera los gases producto de la combustión, completando así el cuarto tiempo y finalizando el ciclo girando el cigüeñal otra media vuelta más, porque cuando el pistón se avanza hacia abajo, se inicia de nuevo el proceso. Con cada ciclo de un motor de gasolina de cuatro tiempos, los pistones realizan cuatro carreras y el cigüeñal gira dos veces.

Figura 4.

Motor de cuatro tiempos



Nota. El gráfico muestra el comportamiento de la presión y el volumen en un sistema de combustión ciclo Otto. Obtenido de CENGEL, Yunes A (2019). Termodinámica. Consultado el 15 de diciembre de 2021.

Un motor de dos tiempos, por otro lado, es un motor que realiza las 4 fases del ciclo en 2 movimientos rectilíneos del pistón, o, en otras palabras, una revolución completa del cigüeñal. En la primera etapa se

realiza la admisión y compresión, durante estas etapas el pistón se mueve hacia arriba desde el PMI, dejando el puerto de admisión abierto en su camino. En la parte inferior, la mezcla de aire y combustible se aspira a través del colector de admisión. En la segunda etapa, explosión y descarga, cuando el pistón llega al PMS, la mezcla de gases combustibles se comprime al máximo y se produce la combustión por la chispa generada por la bujía; Esta explosión crea una expansión de los gases que mueven el pistón hacia abajo, transmitiendo el movimiento al cigüeñal a través de la biela.

En la carrera de descenso, el pistón abre el escape, permitiendo que salgan los gases producto de la combustión. Al mismo tiempo, se abre la lumbrera de admisión, a través de la cual la mezcla aire-combustible ingresa al cilindro, ocupando el vacío creado por la salida de gases.

- Otras formas de clasificar motores de combustión interna: anteriormente se han detallado las clasificaciones más conocidas de los motores de combustión interna, sin embargo, existen otras clasificaciones dignas de mención. Una de las clasificaciones de los motores es según el combustible que queman, de los cuales pueden existir motores de gasolina, motores diésel e incluso hoy en día existen motores de combustión a gas. Además, se pueden clasificar por tipo de refrigeración, por tipo de inyección de combustible, por distribución de válvulas de admisión y escape, entre otros.

2.4. Partes generales de un motor de combustión interna

El motor de combustión interna no es una sola pieza, sino más bien, un conjunto de piezas trabajando armónicamente para entregar el trabajo que se

espera, dicho esto, podemos categorizar las partes de un motor de combustión interna en partes fijas y partes móviles, para una mejor comprensión.

2.4.1. Partes fijas

En general, un motor de combustión interna consta de tres partes fijas principales: culata, bloque motor y cárter. Los colectores de admisión y escape también pueden considerarse piezas fijadas externamente.

- La culata

En algunos motores, consiste en una pieza de hierro fundido o aluminio colocada encima del bloque de cilindros. Su función es sellar la parte superior de los cilindros para evitar la pérdida de compresión y la descarga inadecuada de los gases de escape. Las válvulas de admisión, las válvulas de escape y las bujías se encuentran en la culata. También hay dos canales internos, uno que conecta el colector de admisión y el otro que conecta el colector de escape. También dispone de otros canales de aire que circulan por el agua para su refrigeración. La culata se sujeta al bloque de cilindros mediante pernos. Para garantizar un sellado hermético, se coloca una "junta de culata" (empaquete) entre el bloque y la culata.

- Junta de culata

Hecha de una hoja de asbesto u otro material flexible capaz de soportar las altas temperaturas alcanzadas durante el funcionamiento del motor sin deteriorarse.

- Colector de admisión

Se encarga de proporcionar aire limpio y filtrado a las cámaras de combustión, atrapando en su interior el polvo que puede causar daños al motor. Se fija a la culata con un tornillo, generalmente de aluminio o plástico de alta resistencia. La necesidad de proporcionar aire limpio bajo ciertas condiciones termodinámicas; incluye el diseño e instalación de componentes tales como filtros, compresores, enfriadores, calentadores, limitadores y sistemas de recirculación de gases de escape.

- Colector de escape

Este es el conducto donde los gases producto de la combustión se descargan a la atmósfera. Normalmente, el tubo de escape va conectado a un tubo con silenciador que reduce el ruido generado por la explosión en el interior del motor.

- El bloque: denominado bloque motor, es una pieza de hierro fundido o aluminio; es el cuerpo principal del motor y lo podemos encontrar entre la culata y el cárter. En general, este bloque debe ser extremadamente rígido; porque se encarga de mantener la fuerza generada por la combustión, debe ser resistente a la corrosión además de retener y retirar parte del calor. Tiene varios orificios grandes, llamados cilindros, en los que se mueve los pistones. En el bloque motor encontramos el cigüeñal, los pistones y la biela, a este conjunto se le llama mecanismo alternativo. Este bloque también incluye tuberías, conexiones y otras aberturas que se conectan directamente al bloque.

- El cárter: es el recipiente donde se deposita el aceite lubricante del motor, va unido herméticamente al bloque por medio de pernos en la parte inferior del mismo. A medida que la bomba de aceite distribuye el lubricante entre los diferentes mecanismos, el exceso de lubricante regresa al cárter por gravedad, lo que permite que el ciclo de lubricación continúe sin interrupciones mientras el motor esté funcionando.

2.4.2. Partes móviles

- Conjunto biela-manivela: según Martínez (2007), “es el encargado de realizar la transformación del movimiento rectilíneo y alternativo del émbolo en el movimiento giratorio del cigüeñal” (p. 47). En el interior del cilindro tenemos elementos móviles que realizan este sistema como son el pistón que está unido por la biela al cigüeñal separados por cojinetes que ayudan al movimiento giratorio del cigüeñal. Es un mecanismo que nos permite transformar el movimiento lineal en movimiento circular o viceversa, su funcionamiento se basa en la transformación de la fuerza tangencial aplicada a un disco con eje fijo, dicha fuerza se transforma en movimiento circular gracias a que el eje del disco se encuentra fijo, este mecanismo es básico de funcionamiento del motor de combustión interna.
 - Pistón: el pistón es un tipo de cilindro hueco, generalmente de fundición de aluminio, con un soporte interno. En su exterior, tiene tres ranuras para montar anillos de compresión y un anillo rascador de aceite. Debajo de la zona donde se encuentran los anillos hay dos orificios enfrentados por los que pasan y se sujeta el perno que conecta el pistón con la biela. También es el elemento móvil dentro del cilindro y recibe la fuerza de expansión

de los gases quemados, por lo que debe cumplir funciones como: transmitir la fuerza del gas a la biela y absorber la mayor parte del calor generado durante la combustión. Tiene anillos que deben proporcionar el sellado para evitar el paso de aceite, facilitar la transferencia de calor y deben guiar el pistón, resistir al desgaste, la corrosión y la vibración. Según función, ubicación y material podemos categorizar 3 tipos:

- Anillo de fuego: es un anillo de hierro fundido duro y cromo que actúa como sello frente a la gran presión que se genera en el cilindro. El recubrimiento de cromo sirve para soportar las altas temperaturas. Es el que más cercano se encuentra a la explosión controlada que se da en la cámara de combustión.
- Anillo de compresión: en la posición intermedia generalmente se encuentra este anillo de color negro, el cual debe su color al recubrimiento de fosfato de zinc que lo protege contra la corrosión. La función de este anillo es la de controlar el aceite dentro del cilindro, así como sellarlo.
- Anillo rascador: este anillo mantiene la lubricación del cilindro y el pistón, transfiere parte del aceite a la parte superior del cilindro y elimina el exceso de aceite en la carrera de descenso. Al mismo tiempo, también limpia el lubricante de la parte baja del cilindro de las salpicaduras provocadas por el movimiento del motor.

- Biela: según Coello (2002), “es una pieza metálica de forma alargada que une el pistón con el cigüeñal para convertir el movimiento lineal y alternativo del primero en movimiento giratorio en el segundo” (p.147). La biela tiene en cada uno de sus extremos un punto de rotación: uno para soportar el bulón que la une con el pistón y otro para los cojinetes que la articula con el cigüeñal.
- Bulón: es una pieza de acero que conecta la biela al pistón. Es la parte más resistente dentro del motor debido a los esfuerzos que debe soportar.
- Cigüeñal: el objetivo del eje cigüeñal es convertir, en conjunto con la biela, el movimiento alternativo que hace el pistón dentro del cilindro, en movimiento rotativo. El cigüeñal debe diseñarse dándole las dimensiones necesarias de manera que ofrezca una seguridad máxima en comparación con las otras piezas del motor, pues, los mayores esfuerzos a los que está sometido no solamente son producto de la transmisión de potencia y rozamientos, sino también por las vibraciones. El material que se utiliza en la fabricación de cigüeñales depende principalmente del tamaño del árbol, ya sea de alta o baja velocidad, potencia indicada del motor, número de muñones de bancada y de muñones de bielas.
- Cojinetes: los cojinetes van ubicados en posiciones diferentes como: entre los apoyos del cigüeñal y los alojamientos del bloque, entre las muñequillas del cigüeñal y la cabeza de la biela, entre el extremo menor de la biela y el bulón que une biela y pistón.

- Volante de inercia: es una de las partes móviles externas del motor se constituye como el equilibrio mismo del motor, ya que conserva la energía durante el tiempo que se realiza el impulso y vuelve a restituir el nuevo ciclo, además es una masa que se regulariza de acuerdo con el número de cilindros que tenga el motor, está fabricado de acero o fundición.

2.5. Terminología asociada a los motores de combustión interna

Para efectos de este trabajo de investigación, existen ciertos términos relacionados directamente con los motores de combustión interna que vale la pena conocer, ya que el análisis termodinámico depende en cierta parte de estos términos.

2.5.1. Punto muerto superior

El punto muerto superior (PMS), es el punto más cercano a la culata que alcanza el pistón en su movimiento alternativo dentro del cilindro. Antes de llegar a ese punto, el pistón reduce su velocidad, se detiene, e inicia un nuevo recorrido en sentido contrario en constante aceleración hasta que alcanza su velocidad lineal máxima. Esta velocidad lineal máxima de cada carrera (la velocidad máxima absoluta depende del régimen de giro del motor) se alcanza generalmente un poco después de superar la mitad de la distancia que separa el punto muerto superior del punto muerto inferior. En el recorrido alternativo del pistón, el punto muerto superior es el más alejado del cigüeñal.

2.5.2. Punto muerto inferior

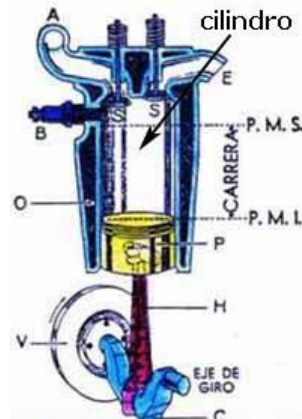
El punto muerto inferior (PMI), es el punto más cercano al cigüeñal que alcanza el pistón en su movimiento alternativo dentro del cilindro. Antes de llegar a ese punto, el pistón reduce su velocidad, se detiene e inicia un nuevo recorrido en sentido contrario en constante aceleración hasta que alcanza su velocidad lineal máxima. Esta velocidad lineal máxima de cada carrera (la velocidad máxima absoluta depende del régimen de giro del motor) se alcanza generalmente un poco después de superar la mitad de la distancia que separa el punto muerto superior del punto muerto inferior.

2.5.3. Carrera

La carrera se refiere a la distancia que recorre el pistón en el cilindro desde el PMI hasta el PMS. Esa distancia es la altura del cilindro que sirve para calcular la cilindrada. Según la relación entre diámetro y carrera de sus cilindros, los motores pueden ser: de carrera larga, cuadrados y de carrera corta o súper cuadrados. En los primeros la carrera es mayor que el diámetro, en los segundos es igual y en los terceros es menor. A igualdad de todos los demás factores, la carrera larga da más par motor, pero dificulta la aceleración y el régimen máximo del motor. Por esta razón, los motores de competición y los que están hechos para dar una potencia alta a un régimen también alto, tienen carrera corta.

Figura 5.

Terminología asociada a motores de combustión interna



Nota. El gráfico muestra la terminología asociada a la relación de compresión. Terminología relación de compresión (www.motorgiga.com) consultado 6 de noviembre de 2020. De dominio público

2.5.4. Volumen del cilindro

Se refiere al volumen útil de un cilindro, o sea, al espacio comprendido en la carrera del pistón.

2.5.5. Cilindrada

Es la suma del volumen útil de todos los cilindros. Suele medirse en centímetros cúbicos, aunque también es usual su equivalencia en litros. La cilindrada nos da una orientación de la capacidad de trabajo del motor, habitualmente es utilizada como referencia para el cálculo de impuestos aplicados a vehículos en algunos países.

2.5.6. Relación de compresión

La relación de compresión es la relación entre el volumen máximo y mínimo del cilindro, que varía según la posición en la que se encuentre el pistón. Este volumen será máximo cuando el pistón esté en su punto muerto inferior, y mínimo cuando se encuentre en su punto muerto superior.

2.5.6.1. Fundamento

La relación de compresión es una medida que se obtiene de dividir el volumen que existe en la cámara de combustión y cilindro con el pistón en el PMI, entre el volumen que existe en esa misma cámara de combustión con el pistón en el PMS. Es decir, es la relación del aire que se comprime cada vez que sube el pistón. Por ejemplo, si con el pistón en el PMI se tiene un volumen de 10 cc, y al subir al PMS se tiene un volumen de 1 cc en la cámara de combustión, en este caso, el aire se ha comprimido en la relación 10:1, esta sería la relación de compresión de este motor.

2.5.6.2. Tipos de cámara de combustión

La relación de compresión y las cámaras de combustión tienen relación directa en el sentido de que esta última puede aumentar o disminuir su tamaño según la relación aumente o disminuya. Es en este espacio donde se produce la reacción química fundamental para el funcionamiento del motor. Cuando el pistón llega al PMS en la carrera de compresión hay un espacio que ocupa el volumen de mezcla, es este espacio el que conocemos como cámara de combustión. Por mencionar algunos de los tipos más comunes de cámaras de combustión tenemos las de forma cilíndrica, en cuña, de bañera y la cámara hemisférica o en forma de cúpula.

Figura 6.

Diferentes tipos de cámara de combustión



Nota. El gráfico muestra los tipos de cámaras de combustión de acuerdo a su construcción. Cámaras de combustión (www.actualidadmotor.com) consultado el 13 de mayo de 2022. De dominio público.

2.5.6.3. Relación de compresión variable

La relación de compresión es un factor de vital importancia en los motores de combustión interna, según Gaitán y Valbuena (2018) “si se la aumenta, crece el rendimiento térmico y como consecuencia disminuye el consumo” (p. 29). Pero no es posible aumentarla sin límites, ya que corre el riesgo de que aparezca la conocida detonación, es decir la combustión espontánea e irregular de la mezcla de aire-combustible, que puede ocasionar graves daños que incluso pueden llegar a la rotura del pistón. Por eso, los motores Diésel, tienen un rendimiento muy alto, debido a que tienen relaciones de compresión muy altas. Cualquier método que busque la relación de

compresión variable de manera directa o indirecta se basa en modificar alguno de estos parámetros.

$$RC = \frac{\frac{\pi}{4} * d^2 * s + V_c}{V_c}$$

La capacidad de variar la relación de compresión permite mejorar de forma considerable la eficiencia y el rendimiento. Un motor equipado con un sistema de compresión variable permite conseguir la relación perfecta, ya sea que se le inyecte gran cantidad de mezcla o se le inyecte poca. En la práctica esto se nota en que el motor con compresión variable consigue más eficiencia, porque ajusta la relación de compresión al máximo posible en cada circunstancia. Al mismo tiempo, también permite llegar a un rendimiento muy alto porque puede ajustarla al mínimo para poder ingresar mucha mezcla dentro de la cámara de combustión.

2.5.7. Octanaje del combustible

El número de octano u octanaje describe la capacidad de la gasolina para ser presurizada antes de detonar espontáneamente. Por lo tanto, algunos motores de alto rendimiento requieren gasolina de alto octanaje o se encenderán espontáneamente y dañarán el motor. Cuanto mayor sea este número, mayor será la presión que el combustible puede soportar sin explotar. Por ejemplo, un motor que utiliza gasolina de 98 octanos se puede optimizar fácilmente con una relación de compresión más alta.

2.6. Rendimiento de los motores de combustión interna

La idea de rendimiento de un motor de combustión interna hace referencia a la proporción que existe entre los medios para obtener algo y el resultado que se consigue, hablando específicamente de motores, nos importa entender el rendimiento térmico, mecánico y volumétrico

2.6.1. Rendimiento térmico

El rendimiento térmico es la eficiencia por la cual el calor de combustión se convierte en rendimiento mecánico. Para determinar la eficiencia térmica, se calcula la cantidad de energía entregada por el combustible y se convierte en una verdadera eficiencia mecánica. El objetivo de los diseñadores de motores es crear un motor que sea 100 % eficiente, pero en la práctica esto no es posible, porque hay muchos factores que reducen la eficiencia, por ejemplo, las pérdidas en forma de calor.

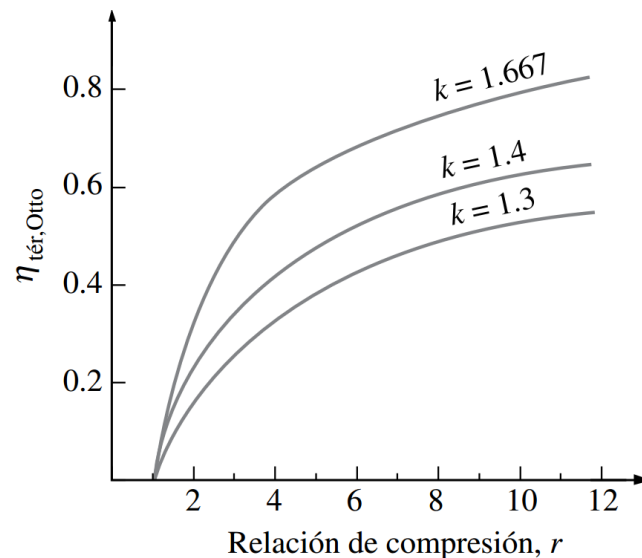
En particular, para el motor de combustión interna de ciclo Otto, la eficiencia máxima del motor convencional es de alrededor del 30 %, es decir, el 70 % de la energía liberada por la gasolina se pierde en forma de calor. En teoría, una relación de compresión variable puede lograr hasta un 40 % de eficiencia térmica, como suele lograrse en los motores de ciclo diésel, pero incluso así las pérdidas de calor siguen siendo altas.

Como establecimos anteriormente, en el análisis del ciclo energético de Otto, la eficiencia térmica se puede reducir a una función de la relación de compresión, de manera que sea directamente proporcional a su valor, es decir, mientras más elevada sea, mejor será el rendimiento térmico del motor. Esta ecuación de eficiencia térmica incluye el factor "k", que es la relación de la

capacidad calorífica específica del gas a temperatura ambiente, cuyo valor es el segundo parámetro que afecta la eficiencia térmica del ciclo de Otto, el cual es variable de acuerdo con el tipo de fluido que ingrese al motor. A continuación, se muestra un gráfico que muestra la conservación de la eficiencia térmica y la relación de compresión de un motor de ciclo Otto a diferentes valores de "k".

Figura 7.

Rendimiento térmico y RC en motores Otto



Nota. El gráfico muestra el rendimiento térmico y la relación de compresión en motores Otto. Obtenido de CENGEL, Yunes A (2019). Termodinámica. Consultado el 15 de diciembre de 2021. p. 501

2.6.2. Rendimiento mecánico

Parte del trabajo bruto indicado por ciclo se utiliza para expulsar los gases de escape e ingresar la carga fresca de nuevo. Se utiliza una porción adicional para superar la fricción de los cojinetes, los pistones y otros

componentes mecánicos del motor y para accionar los accesorios del motor. Todos estos requisitos de potencia se agrupan y se denominan potencia de fricción. Según Heywood (2012) “estos factores son claves en el cálculo del rendimiento mecánico del motor” (p. 123). Puesto que este se define cómo la relación entre la potencia de frenado o útil entregada por el motor y la potencia indicada.

$$n_{mec.otto} = \frac{P_f}{P_i}$$

Dónde P_f es la potencia de frenado y P_i es la potencia indicada. Al tratarse de una relación entre dos cantidades de esta dimensional, el resultado resulta adimensional y con un valor entre cero y uno, el cual al multiplicar por 100 obtenemos un valor en porcentaje.

Dado que la potencia de fricción incluye la potencia requerida para bombear gas hacia adentro y hacia afuera el motor, la eficiencia mecánica depende de la aceleración, así como del diseño y velocidad del motor. Los valores típicos para un motor moderno a máxima aceleración son del 90 por ciento a velocidades por debajo de 30 a 40 rev/s (1 800 a 2 400 rev/min), disminuyendo al 75 % a la aceleración nominal.

2.6.3. Rendimiento volumétrico

El sistema de admisión incluye filtro de aire, carburador, cuerpo del acelerador, colector de admisión y válvulas de admisión; estos limitan la cantidad de aire que el motor puede aspirar en un cilindro dado. El parámetro utilizado para medir la eficiencia de succión de aire al motor es la eficiencia

volumétrica, que se define como el caudal de aire en el sistema de inducción dividido por la velocidad a la que se mueve volumétricamente el pistón.

$$n_{vol.otto} = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_{a.e} * V_{des.} * N}$$

Donde " $\dot{m}$ " es el flujo de masa de aire que ingresa, " $\rho_{a.e}$ " es la densidad del aire de entrada, " $V_{des.}$ " es el volumen desplazado por el pistón y " N " es la velocidad de rotación angular del cigüeñal. La densidad de entrada puede tomarse como la densidad del aire atmosférico. Los valores máximos típicos de " $n_{vol.otto}$ ", para motores de aspiración natural están en el rango de 80 a 90%.

2.7. Prestaciones de un motor de combustión interna ciclo Otto

Estas son las principales prestaciones que ofrece un motor que en próximas secciones nos ayudarán a entender el funcionamiento del motor.

2.7.1. Par motor

La fuerza suministrada al cigüeñal que está en movimiento realiza un trabajo a ese trabajo que realiza el motor por cada revolución que el cigüeñal da lo definimos como par motor. Por tanto, el par motor es proporcional a la fuerza de la explosión, ya que no intervienen las vueltas del cigüeñal por unidad de tiempo. Si intervienen las vueltas del cigüeñal en la potencia desarrollada, que la definimos como la cantidad de trabajo (par motor) por unidad de tiempo.

El par del motor depende de la fuerza explosiva, esta fuerza de explosión no es constante para cada régimen del motor, a un determinado

régimen del motor tenemos un punto de par máximo en el que la fuerza es máxima y por tanto la aceleración del motor es máxima. Por lo tanto, es importante que el par del motor sea lo más alto y constante posible.

$$T = F * d$$

Donde “T” representa el par motor, “F” es la fuerza y “d” es la distancia.

2.7.2. Potencia

La potencia “P” entregada por el motor es el producto de par y velocidad angular:

$$P = 2 * \pi * N * T$$

Dónde “N” es la velocidad de rotación del cigüeñal, el factor de 2 veces pi es simplemente para convertir esa velocidad de rotación en velocidad angular. Es importante recordar que el par es medida de la capacidad del motor para hacer el trabajo; la potencia es la velocidad con la que se realiza este trabajo.

2.7.3. Consumo específico de combustible

El consumo de combustible se mide en caudal o, en otras palabras, flujo másico por unidad de tiempo. Un parámetro más útil es el consumo específico de combustible, que mide el consumo de combustible por unidad de potencia de salida. Mide la eficiencia del motor utilizando el combustible suministrado para funcionar.

$$c_c = \frac{\dot{m}_c}{P}$$

Dónde “ C_c ” es el consumo específico de combustible “ $\dot{m}_c$ ”, es el flujo másico de combustible que ingresa al motor y “ P ” es la potencia de salida.

2.7.4. Presión media efectiva

La presión media efectiva es el valor promedio de todas las presiones instantáneas presentes durante la combustión y la expansión del gas dentro del cilindro. La presión media depende del llenado del cilindro y del consumo de combustible suministrado al motor. Si bien la potencia y el par determinan la capacidad del motor para hacer el trabajo, ambos dependen de la forma y el tamaño del motor. Por tanto, necesitamos un parámetro que nos dé una idea del rendimiento del motor, independientemente de su forma. Una medida estándar de la eficiencia de un motor se obtiene dividiendo el trabajo útil por ciclo por la cantidad de desplazamiento. El desarrollo de motores cada vez más modernos, implica también el aumento de dicho valor. Valores frecuentes para la presión de compresión del motor pueden variar entre 120 y 160 o más lb/pul² para motores nuevos. La presión media efectiva se calcula en modo de potencia máxima y modo de par máximo. Lamentablemente, muchos fabricantes no facilitan este dato, por lo que solo podemos calcular uno que corresponda a la potencia que nos dan. A partir de consideraciones termodinámicas y mecánicas, se calcula de la siguiente manera:

$$pme = n_{ter.otto} * n_{vol.otto} * n_{mec.otto} * \rho_{ad.} * FA * H$$

Dónde “ pme ” es la presión media efectiva, además tenemos las eficiencias térmica, volumétrica y mecánica, además de la densidad del aire de admisión, la relación de aire-combustible y el poder calorífico del combustible. De acuerdo con esta ecuación, la presión media efectiva se mejora aumentando los rendimientos, la densidad del aire, la riqueza de la

mezcla y el poder calorífica del combustible, lo que nos permite establecer estrategias para mejorar estas prestaciones.

2.8. Curvas características de un motor de combustión interna ciclo Otto

Una forma habitual de mostrar las prestaciones, emisiones o parámetro de funcionamiento de interés de un motor es hacerlo de forma gráfica mediante lo que se conoce como curvas características. Según Marín y Toro (2018) “representan uno o varios parámetros de interés en función de las condiciones operativas del motor” (p. 73). Los parámetros más habituales son potencia, par motor el consumo o rendimiento y las emisiones específicas, aunque dependiendo del uso pueden encontrarse curvas características que representan la dosificación, tasa de recirculación de gases de escape, los caudales y temperaturas de fluidos o, en general, cualquier otro parámetro que pueda tener de interés para una determinada aplicación. Las más importantes que son de interés para el análisis del funcionamiento de un motor son:

- Diagrama de presión

El diagrama de presión describe la evolución de la presión en la cámara de combustión frente al ángulo de cigüeñal girado. La presión en cámara está influida por el movimiento del pistón, así pues, se tienen dos curvas de presión; la presión en la cámara sin que exista la combustión, sólo debida al movimiento del pistón; y la presión con combustión, debida al movimiento del pistón y a la combustión. Entonces, se debe considerar que, al comienzo de la admisión, el interior del cilindro tiene una presión un poco más elevada a la que hay en la atmósfera debido a que el escape no ha finalizado.

Cuando el pistón se desplaza hacia el PMI (Punto muerto inferior), aspira cierta cantidad de aire a través de la válvula de aspiración. Durante toda la fase, la presión iguala a la atmosférica y en el resto de la carrera en el interior del cilindro existe una presión menor, debido a la resistencia que encuentra el gas en los conductos. Esto origina la *depresión en la aspiración*, la cual resulta más intensa cuanto mayor es la velocidad del gas.

Cuando el pistón inicia la carrera hacia el PMS (Punto muerto superior), el cilindro todavía se encuentra en depresión, por esto, y a pesar del movimiento del pistón continúa la introducción del fluido hasta que la presión interna y la atmosférica se igualan. En este punto se cierra la válvula de aspiración. La compresión se produce debido al movimiento del pistón hacia el PMS. El fluido, a la presión atmosférica, es comprimido por el pistón, por lo que la presión aumenta. La combustión comienza con la inyección del combustible, que ocasiona una elevación de temperatura y presión hasta su máximo valor durante todo el ciclo.

La combustión finaliza cuando el pistón recorre una parte reducida de la carrera hacia el PMI. Terminada la combustión, debido al incremento de presión, el pistón experimenta un rápido descenso hacia el PMI, pero para facilitar la expulsión de los gases, se interrumpe con la apertura anticipada respecto al PMI de la válvula de escape.

El escape inicia en el momento que comienza la apertura de la válvula correspondiente, como los gases se encuentran a una presión superior a la atmosférica, se descargan de forma rápida al exterior, que la transformación discurre casi a volumen constante. La presión cae con rapidez y debido a la inercia de los gases en los conductos de escape, la presión puede alcanzar un valor inferior a la atmosférica.

- Curva característica de par motor

El par efectivo del motor en función del régimen de giro es uno de los parámetros más importantes ya que con él se generará la curva de potencia efectiva. La curva de par a plena carga, ofrecida por el fabricante en las características técnicas del motor, se generará representado para todo el rango de revoluciones las que puede funcionar el motor.

- Curva característica de potencia

La curva característica de la potencia de un motor de combustión interna, en forma matemática representa el par motor que el motor genera durante su funcionamiento en un período de tiempo determinado, este tipo de curva característica de un motor de combustión interna se obtiene mediante un banco dinamométrico, que son equipos que realizan varias pruebas en un motor a diferentes regímenes de revoluciones a plena carga del motor, es decir para la máxima densidad de admisión en régimen continuo y para la máxima tasa de inyección de combustible.

La característica de este tipo de curva es que a medida que las revoluciones del motor van creciendo, la curva también va creciendo en función de esta hasta que alcanza un límite y la potencia empieza a decaer. Este tipo de gráfica es una de las que mejor describe las prestaciones de un motor de combustión interna.

De las curvas de par y potencia se observa que la máxima potencia no corresponde al máximo par entregado por el motor. En la mayoría de los motores, el par motor máximo está en torno al 70 % de la velocidad nominal, es decir, de aquel al que se produce la máxima potencia.

3. EVALUACIÓN TERMODINÁMICA DEL MOTOR CICLO OTTO CON RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE

El análisis termodinámico de un motor con relación de compresión variable se hará con un enfoque en este parámetro, lo cual quiere decir, aplicar un modelo termodinámico ya existente a una serie de valores de relación de compresión y observar los cambios que se obtienen en cuanto a rendimiento.

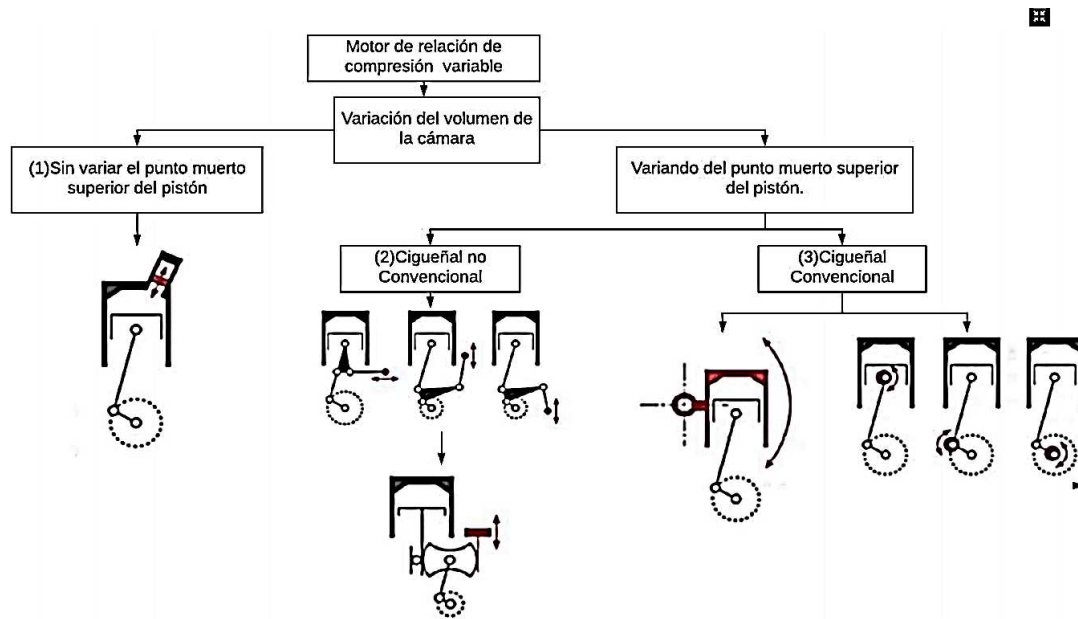
3.1. El mecanismo que permite variar la relación de compresión

En un motor convencional, es decir, con una relación de compresión constante se presentan grandes desventajas debido a que sin importar las condiciones de servicio con las que esté operando el motor, consume la misma cantidad de combustible y expulsa demasiados gases contaminantes.

La solución obvia es variar la relación de compresión. La relación de compresión variable, según Hiyoshi, Aoyama, Takemura, Ushijima, & Sugiyama (2006), puede ser obtenida por medio de diferentes modificaciones sobre el volumen albergado en la cámara de combustión y en la carrera del pistón. Los métodos para hacer esto posible pueden ser divididos según la modificación al mecanismo original de biela-manivela, cada uno de ellos funciona de manera distinta, con un objetivo en común, que es aumentar la eficiencia del motor y disminuir los gases contaminantes generados en el proceso de combustión. Estas configuraciones se podrían llevar a cabo teniendo en cuenta el estado de operación al cual se exija el motor, ya sea cuando necesite potencia o cuando necesite ahorrar combustible para así variar su relación de compresión inmediatamente y mejorar su rendimiento.

Figura 8.

Clasificación mecanismos modificadores de RC



Nota. La figura muestra la clasificación de los mecanismos para modificar la relación de compresión de un motor. Determination of Combustion Process Model Parameters in Diesel Engine with Variable Compression Ratio. p. 2. MilojeviT, Saša. Consultado 17 de enero de 2022.

- Sin variar el punto muerto superior del pistón: es una alternativa para variar la relación de compresión por medio de un pistón secundario ubicado en la parte superior de la cámara de combustión, el cual desarrolla la mitad de la velocidad con respecto al cigüeñal, este mecanismo es conocido como motor Alvar. El principio de este motor se basa en el uso de un bloque de motor convencional con una culata modificada. Esta culata contiene, además del árbol de levas, las válvulas y bujías convencionales, cilindros extra más pequeños con pistones, bielas y un cigüeñal.

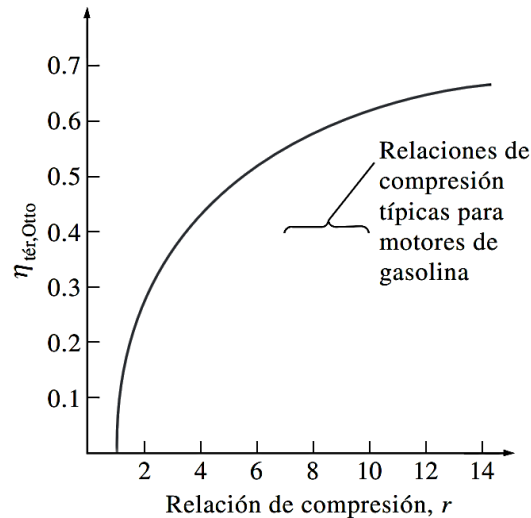
- Cigüeñal no convencional: por medio de un ajuste o balanceo del cigüeñal se modifica la carrera del pistón, en la mayoría de los casos puede estar compuesto por dos o más piezas. Una forma de lograr esto, es con el mecanismo que consiste en dos bielas manipuladas gracias a un circuito electrónico de control auxiliar automático, estas piezas van conectadas a un engranaje que permite su desplazamiento fácilmente.
- Cigüeñal convencional: para esta configuración existen dos posibles alternativas, la primera consiste en variar la distancia entre la cabeza del pistón y el cigüeñal, y la segunda es por la variación dinámica de los puntos de pivote del cigüeñal y la biela, de los cuales ya se trató ampliamente en capítulos pasados.

3.2. Eficiencia térmica del ciclo Otto en función de la relación de compresión

Anteriormente vimos, en la ecuación de eficiencia térmica, que esta depende en reducidas cuentas de la relación de compresión, así como de la relación de calores específicos. La siguiente gráfica muestra la eficiencia térmica contra la relación de compresión para $k=1.4$, el cual es el valor de la relación de calores específicos del aire a temperatura ambiente.

Figura 9.

Eficiencia térmica y relación de compresión



Nota. La figura muestra el comportamiento de la eficiencia de un motor de combustión interna en función de la relación de compresión. CENGEL, Yunes A. Termodinámica. p. 502

Es posible ver que la curva de la eficiencia térmica está más inclinada a relaciones de compresión bajas, pero se nivela a partir de un valor de relación de compresión aproximadamente de 8. Por consiguiente, el aumento en la eficiencia térmica con la relación de compresión no es tan pronunciado en relaciones de compresión elevadas.

Asimismo, cuando se emplean altas relaciones de compresión, la temperatura de la mezcla de aire y combustible se eleva por encima de la temperatura de autoencendido del combustible, la cual es la temperatura a la que el combustible se enciende sin la ayuda de una chispa, con lo que causa un temprano y rápido quemando del combustible en algún punto o puntos delanteros de la frente de la flama, seguido por una combustión casi instantánea del gas remanente. Este encendido prematuro del combustible,

denominado autoencendido, produce un ruido audible que recibe el nombre de golpeteo del motor.

El autoencendido en las máquinas de encendido por chispa no puede tolerarse debido a que perjudica el desempeño y puede dañar la máquina. El requerimiento de que el autoencendido no deba permitirse impone un límite superior en las relaciones de compresión que pueden usarse en los motores de combustión interna de ciclo Otto. La disponibilidad de combustibles de alto octano hizo posible elevar las proporciones de compresión en años recientes. También, gracias a mejoras como la reducción del peso total del motor. Este es un claro ejemplo de cómo los diseños de ingeniería implican compromisos, y la eficiencia es únicamente una de las consideraciones en el diseño final.

Ya se mencionó también, el segundo factor que afecta la eficiencia térmica de un ciclo Otto, la cual es la relación de calores específicos. Para una relación de compresión dada de un ciclo Otto que emplea gas monoatómico como argón o helio, con $k = 1.667$, como fluido de trabajo tendrá la eficiencia térmica más alta. La relación de calores específicos k , y por lo tanto la eficiencia térmica disminuye cuando las moléculas del fluido de trabajo son más grandes. A temperatura ambiente este valor es de 1.4 para el aire, de 1.3 para el dióxido de carbono y de 1.2 para el etano. El fluido de trabajo en los motores reales contiene moléculas más grandes, como dióxido de carbono, y la relación de calores específicos disminuye con la temperatura, la cual es una de las razones por las que los ciclos reales tienen eficiencias térmicas más bajas que el ciclo de Otto ideal. La eficiencia térmica de motores de combustión interna reales de encendido por chispa varía aproximadamente de 25 a 30%.

3.3. Potencia del motor ciclo Otto en función de la relación de compresión

Para iniciar este análisis definimos el término potencia de un motor de combustión interna, el cual anteriormente se definió de una forma y en esta ocasión se planteará de otra manera con el objetivo de facilitar el análisis, sin embargo, ambos planteamientos son valederos:

$$Potencia = \frac{PME * Régimen\ de\ giro * cilindrada}{900}$$

Se ve claramente los tres factores primordiales que afectan al término potencia, estos son la presión media efectiva (PME), el régimen de giro y la cilindrada. El aumento de la potencia mediante el incremento de la cilindrada sería el camino más fácil, pero en muchas ocasiones esto no se puede realizar, como en el caso de los autos de carreras que deben renunciar generalmente a esta posibilidad debido a que los reglamentos deportivos suelen limitar el volumen total del motor. Aceptando esta restricción, quedan otros recursos para obtener mejoras de potencia. Se abordará entonces, un análisis desde la presión media efectiva, mediante el aumento de la relación de compresión.

La virtud de un motor de convertir cierta cantidad de calor en trabajo aumenta a medida que se eleva el índice de compresión. Durante el ciclo de combustión el gas ejerce sobre las paredes del cilindro que lo rodean una determinada presión, la que, naturalmente, afecta también al pistón y es tanto mayor cuanto más alta es la relación de compresión y cuanto más grande es la cantidad de mezcla aspirada. La relación de compresión tiene una influencia nada despreciable sobre la potencia, pues de ella depende el rendimiento térmico del motor.

Dicho coeficiente es malo cuando la compresión es baja y mejora a medida que la compresión aumenta, llegándose en la práctica a escasamente un 60 % de rendimiento térmico con la máxima compresión útil (16:1). Pasado este índice, el rendimiento comienza a declinar nuevamente, ya que las piezas necesarias para soportar semejante presión se vuelven demasiado pesadas y su gran masa neutraliza por completo la mayor potencia obtenible teóricamente.

Tabla 1.

Datos generales

Relación de compresión	Rendimiento térmico (%)	Aumento de potencia con respecto del valor anterior (%)
3:1	29.0	
5:1	37.0	27.5
7:1	42.0	13.5
8:1	45.0	7.0
9:1	47.0	4.5
10:1	49.0	4.1
11:1	51.0	3.8
12:1	52.5	3.0
13:1	53.6	2.0
14:1	54.5	1.8
15:1	55.1	1.2

Nota. Datos de variación del porcentaje de rendimiento térmico y su variación en función de la relación de compresión. Elaboración propia, realizado con Microsoft Excel.

3.4. Evaluación termodinámica con variables establecidas

Para el análisis termodinámico de un motor de combustión interna de ciclo Otto se utilizará un motor de uso convencional de la marca Honda, del cual en los anexos se encontrará toda la información técnica. En este se

aplicarán métodos de termodinámica previamente establecidos, en dónde se observará cómo afecta la relación de compresión a todas las prestaciones que se esperan de un motor.

Tabla 2.

Datos de Interés para el análisis termodinámico

Relación de compresión	10.5
Temperatura inicial	25 °C (Temperatura promedio Ciudad de Guatemala)
Presión inicial	84.5 kPa (Presión atmosférica promedio en Ciudad de Guatemala)
Diámetro del cilindro	81 mm
Recorrido del pistón	87.3 mm
Cilindrada	1798 cm ³
Presión máxima del motor	4.6 MPa

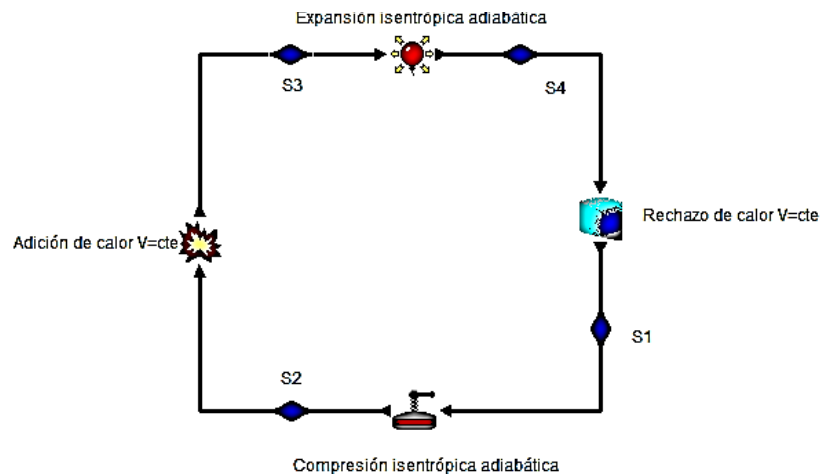
Nota. Datos del motor y condiciones que se toman como referencia para realizar cálculos. Elaboración propia, realizado con Microsoft Excel.

Una vez establecidas las variables necesarias para aplicar las ecuaciones del ciclo Otto ideal, se procede a evaluar termodinámicamente el funcionamiento del motor para una relación de compresión de 10.5, valor que es el original dado por el fabricante. Para esto se utilizó el software *Cyclepad*, el cual es un laboratorio virtual de simulación de ciclos termodinámicos. Un ciclo termodinámico consiste en una colección de componentes conectados entre sí de alguna forma apropiada. *Cyclepad* reconoce los componentes incluidos dentro del programa, como: compresores, turbinas, calderas, enfriadores, bombas, mezcladores, válvulas reguladoras e intercambiadores de calor. *Cyclepad* describe las conexiones en función de las propiedades de la materia en cada conexión, esto es, las propiedades los fluidos que están fluyendo entre los componentes.

Empezamos modelando el ciclo termodinámico Otto ideal, el cual consta de cuatro procesos o etapas, siendo estas: compresión adiabática isentrópica, adición de calor a volumen constante, expansión adiabática isentrópica y finalmente rechazo de calor a volumen constante.

Figura 10.

Modelado del ciclo Otto con relación de compresión 10.5

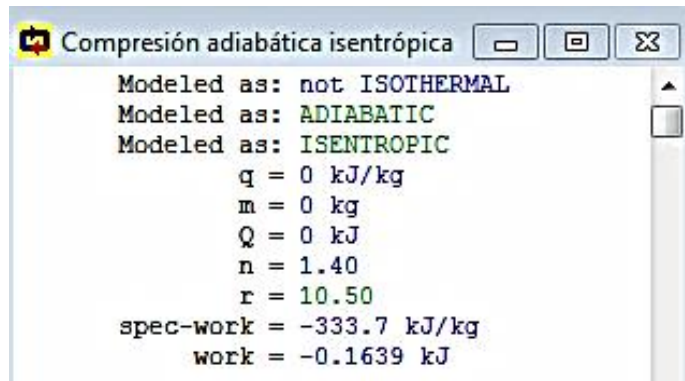


Nota. La figura muestra el diagrama de las etapas de un ciclo Otto con relación de compresión de 10.5 Elaboración propia usando Cyclepad.

Una vez definido el sistema, se procede a definir en el software las especificaciones de cada proceso, la compresión como ya se dijo debe trabajar de manera isentrópica y adiabática, la adición de calor debe ser isocórica o a volumen constante, la expansión debe ser isentrópica y adiabática y por último el rechazo de calor debe ser isométrico.

Figura 11.

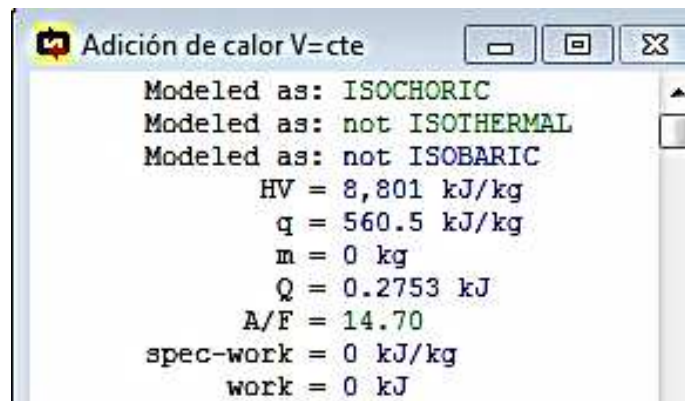
Compresión adiabática isentrópica $R_c=10.5$



Nota. La figura muestra la etapa de compresión adiabática para una relación de compresión de 10.5. Elaboración propia usando Cyclepad.

Figura 12.

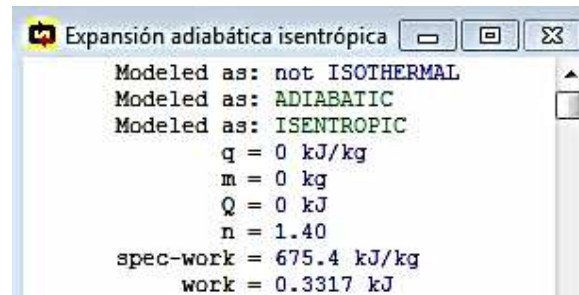
Adición de calor a volumen constante $R_c= 10.5$



Nota. La figura muestra la etapa de adición de calor a volumen constante para una relación de compresión de 10.5. Elaboración propia usando CyclePad.

Figura 13.

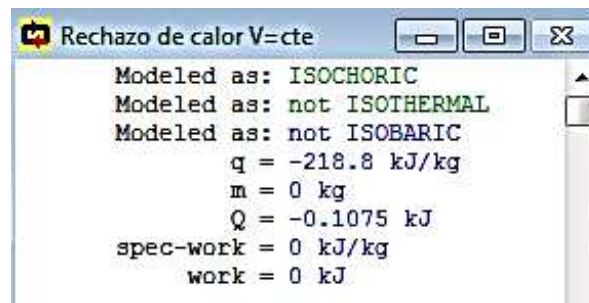
Expansión adiabática isentrópica $R_c=10.5$



Nota. La figura muestra la etapa de expansión adiabática isentrópica para una relación de compresión de 10.5. Elaboración propia usando Cyclepad.

Figura 14.

Rechazo de calor a volumen constante $R_c= 10.5$



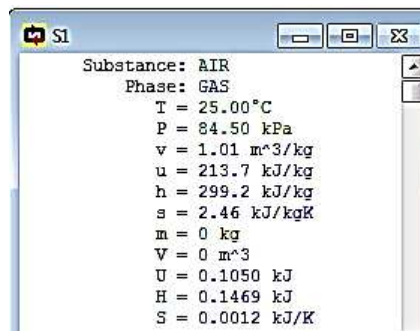
Nota. La figura muestra la etapa de rechazo de calor a volumen constante para una relación de compresión de 10.5. Elaboración propia usando Cyclepad.

Ahora podemos establecer 4 diferentes estados, en los cuales tendremos distintos valores de temperaturas, presiones, volúmenes, entropías, entalpías y energías internas, todo dependiendo de qué proceso se esté llevando en cada estado. Con base en las condiciones iniciales podemos

empezar con el estado 1, asumiendo como ya se mencionó, un ciclo Otto ideal con aire estándar, quedando de la siguiente manera:

Figura 15.

Estado 1 ciclo Otto, $R_c = 10.5$

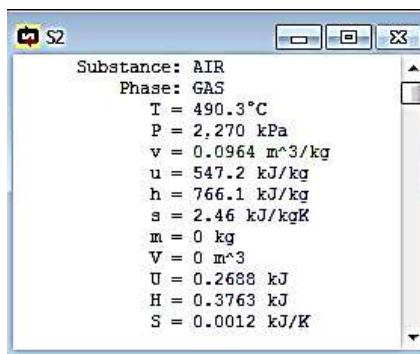


Substance:	AIR
Phase:	GAS
T	= 25.00 °C
P	= 84.50 kPa
v	= 1.01 m³/kg
u	= 213.7 kJ/kg
h	= 299.2 kJ/kg
s	= 2.46 kJ/kgK
m	= 0 kg
V	= 0 m³
U	= 0.1050 kJ
H	= 0.1469 kJ
S	= 0.0012 kJ/K

Nota. La figura muestra los parámetros que se obtienen en la primera etapa para una relación de compresión de 10.5. Elaboración propia usando Cyclepad.

Figura 16.

Estado 2 ciclo Otto, $R_c = 10.5$

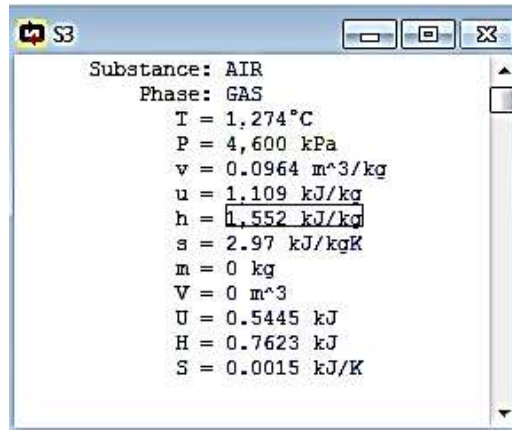


Substance:	AIR
Phase:	GAS
T	= 490.3 °C
P	= 2,270 kPa
v	= 0.0964 m³/kg
u	= 547.2 kJ/kg
h	= 766.1 kJ/kg
s	= 2.46 kJ/kgK
m	= 0 kg
V	= 0 m³
U	= 0.2688 kJ
H	= 0.3763 kJ
S	= 0.0012 kJ/K

Nota. La figura muestra los parámetros que se obtienen en la segunda etapa para una relación de compresión de 10.5. Elaboración propia usando Cyclepad.

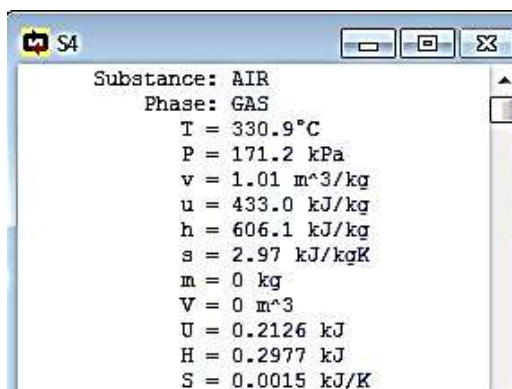
Figura 17.

Estado 3 ciclo Otto, $R_c=10.5$



Nota. La figura muestra los parámetros que se obtienen en la tercera etapa para una relación de compresión de 10.5. Elaboración propia usando Cyclepad.

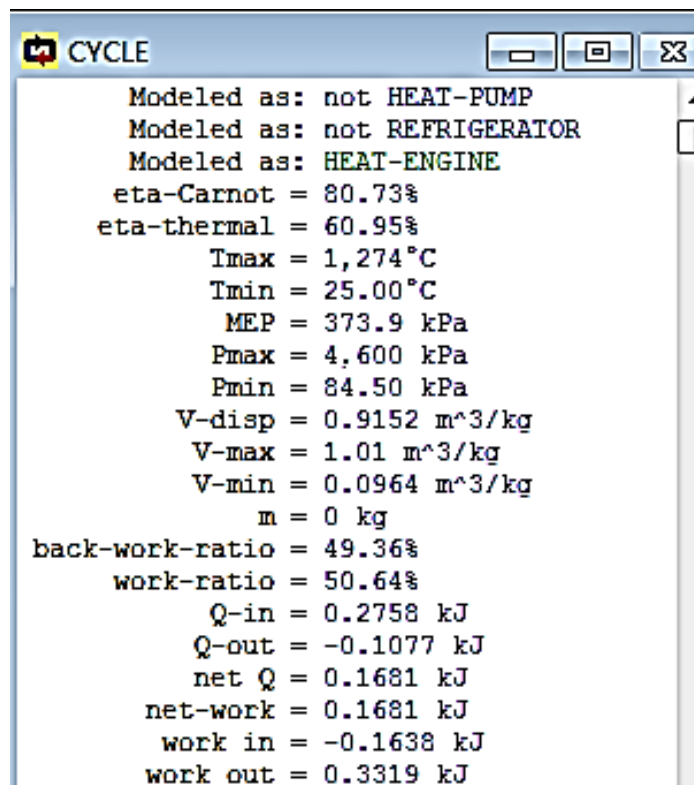
Figura 18. *Estado 4 ciclo Otto, $R_c= 10.5$*



Nota. La figura muestra los parámetros que se obtienen en la tercera etapa para una relación de compresión de 10.5. Elaboración propia usando Cyclepad.

Ya obtuvimos todos los datos de las distintas variables para todos los estados, ahora el software procede a hacer un análisis del ciclo, este arrojará, entre otros datos, la eficiencia térmica y la presión media efectiva, valores de suma importancia en el análisis.

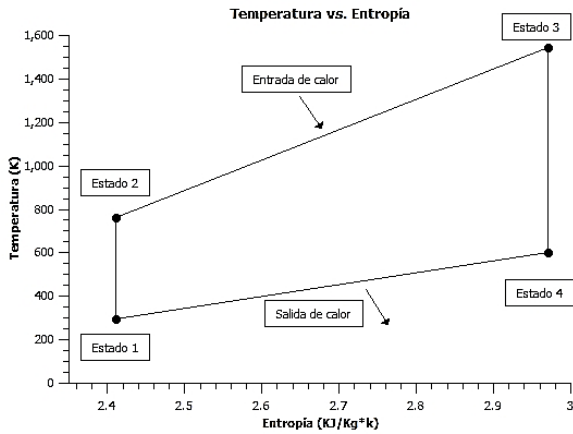
Figura 19. *Análisis del ciclo realizado en Cyclepad*



Nota. La figura muestra el resultado arrojado por el software. Elaboración propia usando Cyclepad.

Figura 20.

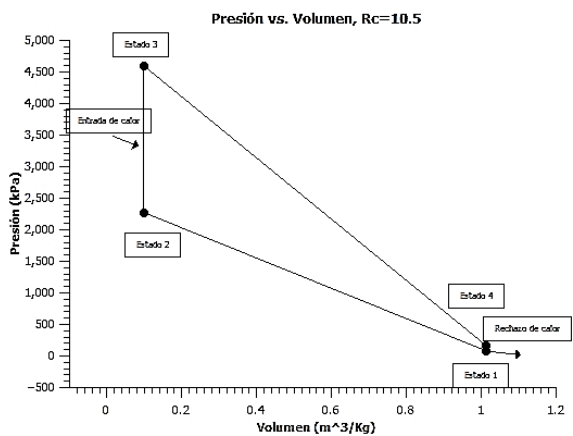
Diagrama T-s ciclo Otto con relación de compresión 10.5



Nota. La figura muestra el diagrama de temperatura contra entropía para una relación de compresión de 10.5. Elaboración propia usando Qtiplot.

Figura 21.

Diagrama P-v ciclo Otto con relación de compresión 10.5



Nota. La figura muestra el diagrama presión contra volumen para una relación de compresión de 10.5. Elaboración propia usando Qtiplot.

Los datos calculados por el software se presentan de manera simplificada a continuación para su análisis:

Tabla 3.

Variables del ciclo termodinámico

Estado	Presión (kPa)	Temperatura (K)	Volumen específico (m ³ /kg)	Entropía (kJ/kg*K)
1	84.50	298.15	1.01159	2.41
2	2 272.59	763.67	0.09640	2.41
3	4 600.00	1 545.76	0.09640	2.97
4	171.03	603.48	1.01159	2.97

Nota. Datos de presión, temperatura, volumen específico para todas las etapas del ciclo. Elaboración propia con base en datos arrojados por Cyclepad, usando Microsoft Excel.

Tabla 4.

Resultados del análisis termodinámico

Volumen 1 = Volumen 4	4.9685*10 ⁻⁴ m ³
Volumen 2 = Volumen 3	4.7350*10 ⁻⁵ m ³
Calor de entrada	561.5405 kJ/kg
Calor de rechazo	-219.2276 kJ/kg
Trabajo neto	342.3128 kJ/kg
Masa por ciclo (1 cilindro)	4.9116*10 ⁻⁴ kg
Eficiencia térmica	60.95 %
Eficiencia térmica de Carnot	80.73%
Potencia teórica (régimen de 5 700 rpm)	243.2 kW
Potencia real	148.23 kW
Eficiencia mecánica	70.42 %
Eficiencia real del motor	42.92 %
Presión media efectiva	373.9 kPa
Consumo Específico de combustible	134.81 g/kW*h

Nota. Resultados del ciclo. Elaboración propia con base en datos arrojados por Cyclepad, usando Microsoft Excel.

A manera de dejar claro que el software funciona correctamente, se presenta la comprobación del ciclo ideal Otto con sus respectivas fórmulas y procedimientos, se utiliza primero una relación de compresión de 10.5:

$$R_c = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = \frac{V_{CILINDRO} + V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}}{V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}}$$

Datos:

$R_c = 10.5$

Diámetro del cilindro = 81 mm = 0.081 m

Recorrido del pistón = 87.3 mm = 0.0873 m

$$R_c = \frac{V_{CILINDRO} + V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}}{V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}}$$

$$10.5 = \frac{\frac{\pi}{4} (0.081 \text{ m})^2 (0.0873 \text{ m}) + V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}}{V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}}$$

$$V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN} = \frac{\frac{\pi}{4} (0.081 \text{ m})^2 (0.0873 \text{ m})}{9.5}$$

$$V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN} = 4.735 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$V_{CILINDRO} = 44.986 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

Sabemos que se trata de un ciclo Otto, por lo que:

$$V_1 = V_4 = V_{CILINDRO} + V_{CAMARA DE COMBUSTION} = 49.721 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$V_2 = V_3 = V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN} = 4.735 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

Datos del ciclo

$$P_1 = 84.5 \text{ kPa}$$

$$V_1 = 49.721 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$T_1 = 298.15 \text{ K}$$

$$r = 10.5$$

$$k = 1.4$$

Compresión adiabática $1 \rightarrow 2$

$$\frac{T_2}{T_1} = r^{k-1}$$

$$T_2 = T_1 * r^{k-1}$$

$$T_2 = 298.15 \text{ K} * (10.5)^{1.4-1}$$

$$T_2 = 763.67 \text{ K}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = r^k$$

$$P_2 = P_1 * r^k$$

$$P_2 = 84.5 \text{ kPa} * (10.5)^{1.4}$$

$$P_2 = 2\,272.59 \text{ kPa}$$

Calentamiento isométrico $2 \rightarrow 3$

$$V_2 = V_3 = 4.735 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$P_2 = 2\,272.59 \text{ kPa}$$

$$P_3 = 4.6 \text{ MPa}$$

$$T_2 = 763.67 \text{ K}$$

$$\frac{P_3 * V_3}{T_3} = \frac{P_2 * V_2}{T_2}$$

$$\frac{P_3}{T_3} = \frac{P_2}{T_2}$$

$$T_3 = T_2 * \frac{P_3}{P_2}$$

$$T_3 = 763.67 \text{ K} * \frac{4\,600 \text{ kPa}}{2\,272.59 \text{ kPa}}$$

$$T_3 = 1\,545.76 \text{ K}$$

Expansión adiabática 3 → 4

$$T_3 = 1\,545.76 \text{ K}$$

$$r = 10.5$$

$$k = 1.4$$

$$\frac{T_4}{T_3} = r^{1-k}$$

$$T_4 = T_3 * r^{1-k}$$

$$T_4 = 1\,545.76 \text{ K} * (10.5)^{1-1.4}$$

$$T_4 = 603.48 \text{ K}$$

Enfriamiento isométrico 4 → 1

$$V_1 = V_4 = 49.721 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$P_1 = 84.5 \text{ kPa}$$

$$T_1 = 298.15 \text{ K}$$

$$T_4 = 603.48 \text{ K}$$

$$\frac{P_4 * V_4}{T_4} = \frac{P_1 * V_1}{T_1}$$

$$\frac{P_4}{T_4} = \frac{P_1}{T_1}$$

$$P_4 = P_1 * \frac{T_4}{T_1}$$

$$P_4 = 84.5 \text{ kPa} * \frac{603.48 \text{ K}}{298.15 \text{ K}}$$

$$P_4 = 171.03 \text{ kPa}$$

Ahora se calcula la adición y el rechazo de calor en los procesos 2→3 y 4→1 respectivamente:

$C_v = 0.718 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ (Valor nominal para efectos de cálculo)

$$Q_{2-3} \text{ (ADICIÓN DE CALOR)} = C_v(T_3 - T_2)$$

$$Q_{2-3} = 0.718 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (1545.76 \text{ K} - 763.67 \text{ K})$$

$$Q_{2-3} = 561.54 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{4-1} \text{ (RECHAZO DE CALOR)} = C_v(T_1 - T_4)$$

$$Q_{4-1} = 0.718 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (298.15 \text{ K} - 603.48 \text{ K})$$

$$Q_{4-1} = -219.23 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

El trabajo aprovechado durante el ciclo queda entonces como:

$$W_{neto} = Q_{4-1} + Q_{2-3}$$

$$W_{neto} = -219.23 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 561.54 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$W_{neto} = 342.31 \frac{kJ}{kg}$$

Eficiencia térmica del ciclo a partir de su definición

$$Eficiencia\ térmica = \frac{W_{neto}}{q_{entrada}}$$

$$Eficiencia\ térmica = \frac{342.31 \frac{kJ}{kg}}{561.54 \frac{kJ}{kg}}$$

$$Eficiencia\ térmica = 0.6095$$

$$Eficiencia\ térmica = 60.95 \%$$

La idea es tomar todos los datos iniciales del motor real y modificar únicamente la relación de compresión, de esta manera podremos observar cómo afecta a los principales parámetros del motor. En este caso se pretende utilizar el método de variación de la carrera del pistón dentro del cilindro. A continuación, los nuevos datos iniciales para realizar la evaluación termodinámica cuando la relación de compresión es 8.5:

Tabla 5.

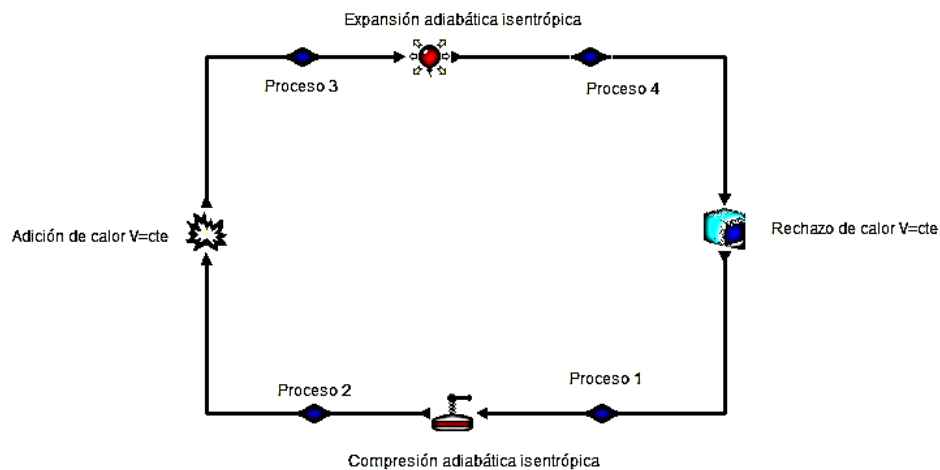
Datos de Interés para el análisis termodinámico

Relación de compresión	8.5
Temperatura inicial	25 °C (Temperatura promedio Ciudad de Guatemala)
Presión inicial	84.5 kPa (Presión atmosférica promedio en Ciudad de Guatemala)
Diámetro del cilindro	81 mm
Carrera del pistón	68.9 mm
Cilindrada	1 420 cm ³
Presión máxima del motor	4.6 MPa

Nota. Datos del motor y condiciones que se toman como referencia para realizar cálculos. Elaboración propia, realizado con Microsoft Excel.

Figura 22.

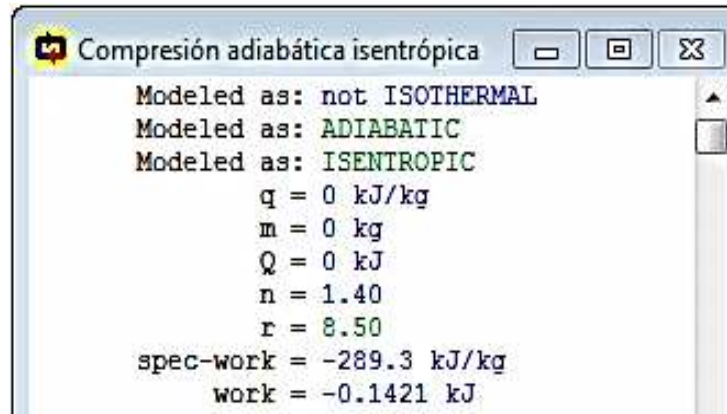
Modelado del ciclo, relación de compresión 8.5



Nota. La figura muestra el diagrama de las etapas de un ciclo Otto con relación de compresión de 8.5. Elaboración propia usando Cyclepad.

Figura 23.

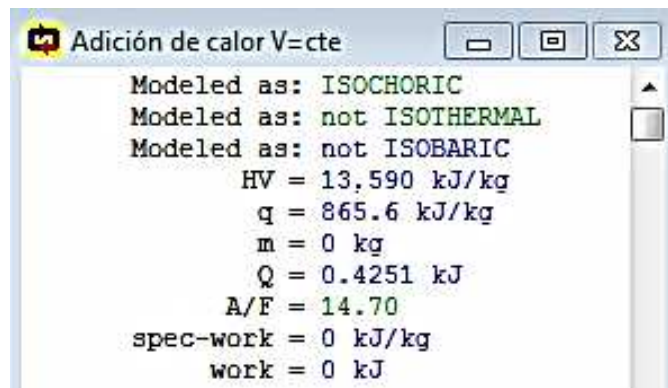
Compresión adiabática isentrópica, $R_c = 8.5$



Nota. La figura muestra la etapa de compresión adiabática para una relación de compresión de 8.5. Elaboración propia usando Cyclepad.

Figura 24.

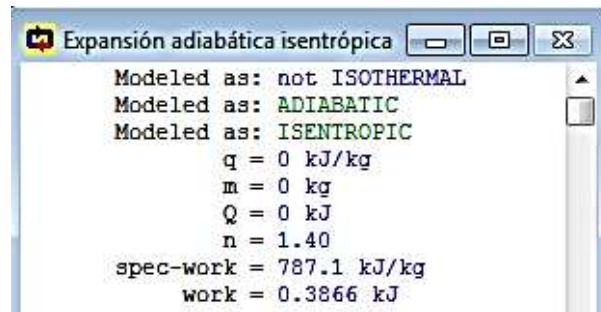
Adición de calor a volumen constante, $R_c = 8.5$



Nota. La figura muestra la etapa de adición de calor a volumen constante para una relación de compresión de 8.5. Elaboración propia usando CyclePad.

Figura 25.

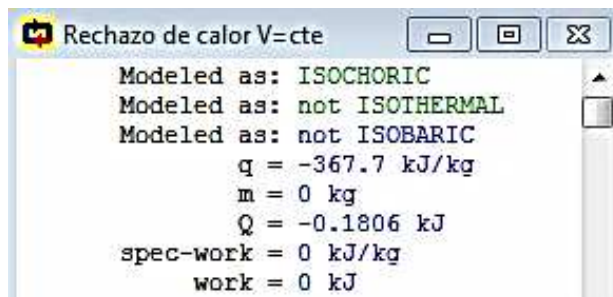
Expansión adiabática isentrópica, $R_c = 8.5$



Nota. La figura muestra la etapa de expansión adiabática isentrópica para una relación de compresión de 8.5. Elaboración propia usando Cyclepad.

Figura 26.

Rechazo de calor a volumen constante, $R_c = 8.5$



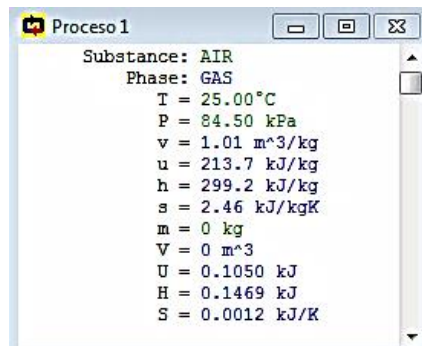
Nota. La figura muestra la etapa de rechazo de calor a volumen constante para una relación de compresión de 8.5. Elaboración propia usando Cyclepad.

Ahora podemos establecer 4 diferentes estados, en los cuales tendremos distintos valores de temperaturas, presiones, volúmenes, entropías, entalpías y energías internas, todo dependiendo de qué proceso se esté llevando en cada estado. Con base en las condiciones iniciales podemos

empezar con el estado 1, asumiendo como ya se mencionó, un ciclo Otto ideal con aire estándar, quedando de la siguiente manera:

Figura 27.

Estado 1 ciclo Otto, $R_c = 8.5$

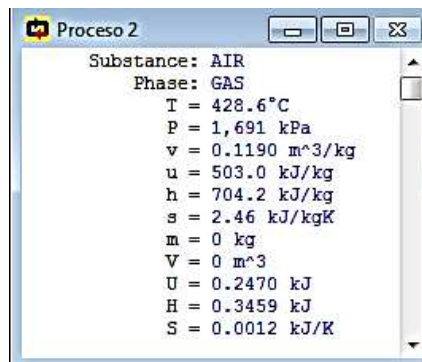


Substance:	AIR
Phase:	GAS
T =	25.00°C
P =	84.50 kPa
v =	1.01 m ³ /kg
u =	213.7 kJ/kg
h =	299.2 kJ/kg
s =	2.46 kJ/kgK
m =	0 kg
V =	0 m ³
U =	0.1050 kJ
H =	0.1469 kJ
S =	0.0012 kJ/K

Nota. La figura muestra los parámetros que se obtienen en la primera etapa para una relación de compresión de 10.5. Elaboración propia usando Cyclepad.

Figura 28.

Estado 2 ciclo Otto, $R_c = 8.5$

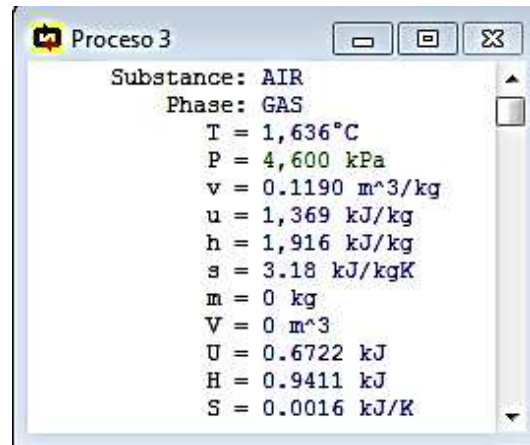


Substance:	AIR
Phase:	GAS
T =	428.6°C
P =	1,691 kPa
v =	0.1190 m ³ /kg
u =	503.0 kJ/kg
h =	704.2 kJ/kg
s =	2.46 kJ/kgK
m =	0 kg
V =	0 m ³
U =	0.2470 kJ
H =	0.3459 kJ
S =	0.0012 kJ/K

Nota. La figura muestra los parámetros que se obtienen en la segunda etapa para una relación de compresión de 10.5. Elaboración propia usando Cyclepad.

Figura 29.

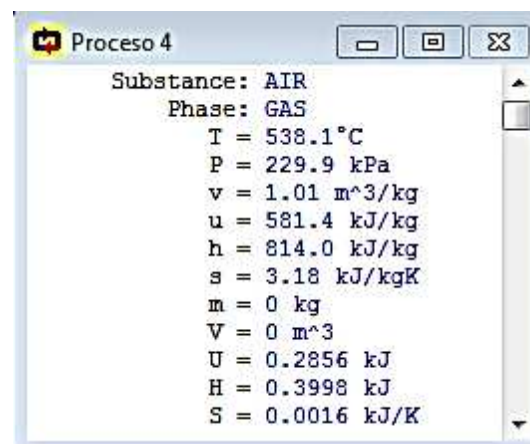
Estado 3 ciclo Otto, $R_c = 8.5$



Nota. La figura muestra los parámetros que se obtienen en la tercera etapa para una relación de compresión de 8.5. Elaboración propia usando Cyclepad

Figura 30.

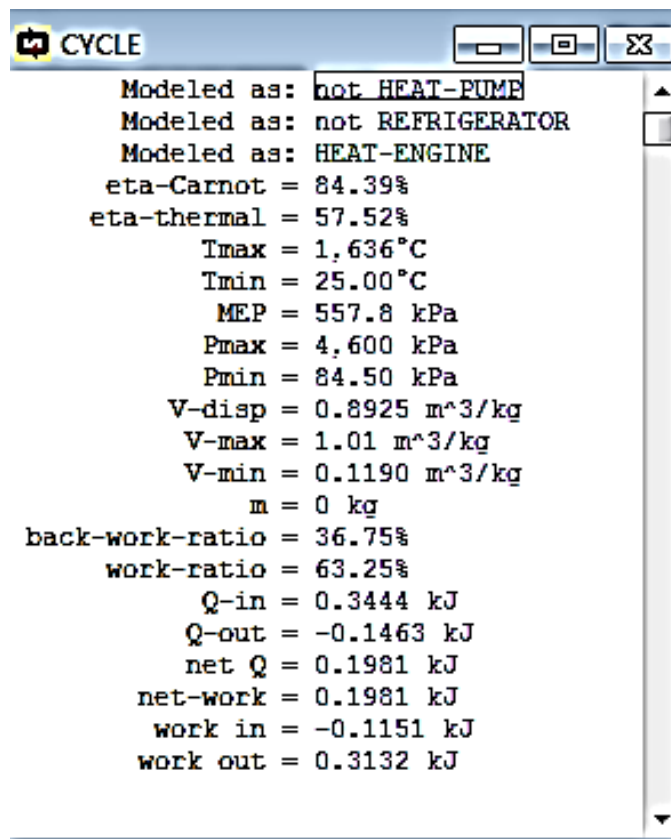
Estado 4 ciclo Otto, $R_c = 8.5$



Nota. La figura muestra los parámetros que se obtienen en la tercera etapa para una relación de compresión de 8.5. Elaboración propia usando Cyclepad.

Ya obtuvimos todos los datos de las distintas variables para todos los estados, ahora el software procede a hacer un análisis del ciclo, este arrojará, entre otros datos, la eficiencia térmica y la presión media efectiva, valores de suma importancia en el análisis.

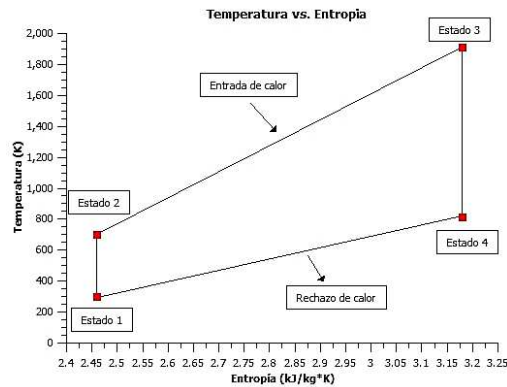
Figura 31. *Análisis del ciclo Otto en Cyclepad, $R_c = 8.5$*



Nota. La figura muestra el resultado arrojado por el software. Elaboración propia usando Cyclepad.

Figura 32.

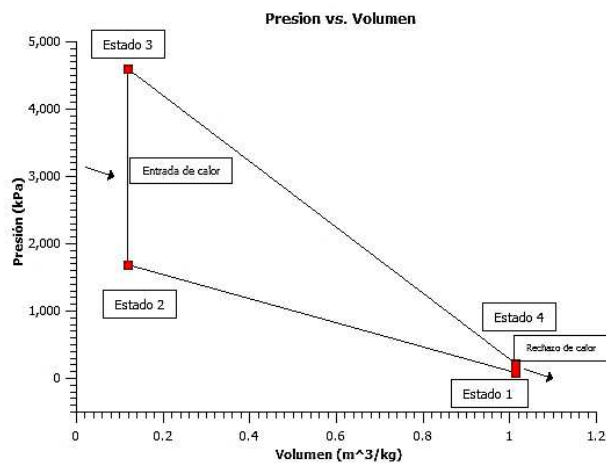
Diagrama T-s ciclo Otto, $R_c= 8.5$



Nota. La figura muestra el diagrama de temperatura contra entropía para una relación de compresión de 8.5. Elaboración propia usando Qtiplot.

Figura 33.

Diagrama P-v ciclo Otto, $R_c= 8.5$



Nota. La figura muestra el diagrama presión contra volumen para una relación de compresión de 10.5. Elaboración propia usando Qtiplot.

A continuación, se presentan de manera simplificada los resultados de la evaluación termodinámica realizada por el software Cyclepad cuando la relación de compresión se modificó de 10.5 a 8.5, variando la longitud de la carrera del pistón:

Tabla 6.

Variables del ciclo termodinámico

Estado	Presión (kPa)	Temperatura (K)	Volumen específico (m ³ /kg)	Entropía (kJ/kg*K)
1	84.50	298.15	1.01159	2.46
2	1 690.65	701.78	0.11901	2.46
3	4 600.00	1 909.48	0.11901	3.18
4	230.20	812.24	1.01159	3.18

Nota. Datos de presión, temperatura, volumen específico para todas las etapas del ciclo. Elaboración propia con base en datos arrojados por Cyclepad, usando Microsoft Excel.

Tabla 7.

Resultados del análisis termodinámico

Volumen 1 = Volumen 4	4.025*10 ⁻⁴ m ³
Volumen 2 = Volumen 3	4.735*10 ⁻⁵ m ³
Calor de entrada	867.12 kJ/kg
Calor de rechazo	-369.17 kJ/kg
Trabajo neto	498.01 kJ/kg
Masa por ciclo (1 cilindro)	3.9787*10 ⁻⁴ kg
Eficiencia térmica	57.52 %
Eficiencia térmica de Carnot	84.39 %
Potencia teórica (régimen de 5 700 rpm)	201.87
Potencia real	115.93
Presión media efectiva	557.8 kPa
Consumo específico de combustible	142.48 g/kW*h

Nota. Resultados del ciclo. Elaboración propia con base en datos arrojados por Cyclepad, usando Microsoft Excel.

De igual forma, a manera de dejar claro que el software Cyclepad funciona correctamente, se presenta la comprobación del ciclo ideal Otto con sus respectivas fórmulas y procedimientos, se utiliza ahora una relación de compresión de 8.5:

$$R_c = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = \frac{V_{CILINDRO} + V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}}{V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}}$$

Datos:

$R_c = 8.5$

Diámetro del cilindro = 81 mm = 0.0810 m

Recorrido del pistón = 68.9 mm = 0.0689 m

$$R_c = \frac{V_{CILINDRO} + V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}}{V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}}$$

$$8.5 = \frac{\frac{\pi}{4}(0.081 \text{ m})^2(0.0689 \text{ m}) + V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}}{V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}}$$

$$V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN} = \frac{\frac{\pi}{4}(0.081 \text{ m})^2(0.0689 \text{ m})}{7.5}$$

$$V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN} = 4.735 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$V_{CILINDRO} = 35.504 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

Sabemos que se trata de un ciclo Otto, por lo que:

$$V_1 = V_4 = V_{CILINDRO} + V_{CAMARA DE COMBUSTION} = 40.248 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$V_2 = V_3 = V_{\text{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}} = 4.735 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Datos del ciclo

$$P_1 = 84.5 \text{ kPa}$$

$$V_1 = 40.248 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$T_1 = 298.15 \text{ K}$$

$$r = 8.5$$

$$k = 1.4$$

Compresión adiabática $1 \rightarrow 2$

$$\frac{T_2}{T_1} = r^{k-1}$$

$$T_2 = T_1 \cdot r^{k-1}$$

$$T_2 = 298.15 \text{ K} \cdot (8.5)^{1.4-1}$$

$$T_2 = 701.780 \text{ K}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = r^k$$

$$P_2 = P_1 \cdot r^k$$

$$P_2 = 84.5 \text{ kPa} \cdot (8.5)^{1.4}$$

$$P_2 = 1\,690.610 \text{ kPa}$$

Calentamiento isométrico $2 \rightarrow 3$

$$V_2 = V_3 = 4.735 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$P_2 = 2\,272.59 \text{ kPa}$$

$$P_3 = 4.6 \text{ MPa}$$

$$T_2 = 701.78 \text{ K}$$

$$\frac{P_3 * V_3}{T_3} = \frac{P_2 * V_2}{T_2}$$

$$\frac{P_3}{T_3} = \frac{P_2}{T_2}$$

$$T_3 = T_2 * \frac{P_3}{P_2}$$

$$T_3 = 701.78 \text{ K} * \frac{4\,600.000 \text{ kPa}}{2\,272.59 \text{ kPa}}$$

$$T_3 = 1\,369.480 \text{ K}$$

Expansión adiabática $3 \rightarrow 4$

$$T_3 = 1\,369.480 \text{ K}$$

$$r = 8.5$$

$$k = 1.4$$

$$\frac{T_4}{T_3} = r^{1-k}$$

$$T_4 = T_3 * r^{1-k}$$

$$T_4 = 1\,369.480 \text{ K} * (8.5)^{1-1.4}$$

$$T_4 = 812.240 \text{ K}$$

Enfriamiento isométrico $4 \rightarrow 1$

$$V_1 = V_4 = 40.248 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$P_1 = 84.5 \text{ kPa}$$

$$T_1 = 298.15 \text{ K}$$

$$T_4 = 812.240 \text{ K}$$

$$\frac{P_4 * V_4}{T_4} = \frac{P_1 * V_1}{T_1}$$

$$\frac{P_4}{T_4} = \frac{P_1}{T_1}$$

$$P_4 = P_1 * \frac{T_4}{T_1}$$

$$P_4 = 84.5 \text{ kPa} * \frac{812.240 \text{ K}}{298.15 \text{ K}}$$

$$P_4 = 230.200 \text{ kPa}$$

Ahora se calcula la adición y el rechazo de calor en los procesos 2→3 y 4→1 respectivamente:

$$C_v = 0.718 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \text{ (Valor nominal para efectos de cálculo)}$$

$$Q_{2-3} \text{ (ADICIÓN DE CALOR)} = C_v(T_3 - T_2)$$

$$Q_{2-3} = 0.718 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (1909.480 \text{ K} - 701.780 \text{ K})$$

$$Q_{2-3} = 867.130 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{4-1} \text{ (RECHAZO DE CALOR)} = C_v(T_1 - T_4)$$

$$Q_{4-1} = 0.718 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (298.15 \text{ K} - 812.240 \text{ K})$$

$$Q_{4-1} = -369.170 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

El trabajo aprovechado durante el ciclo queda entonces como:

$$\begin{aligned}
 W_{neto} &= Q_{4-1} + Q_{2-3} \\
 W_{neto} &= -369.170 \frac{kJ}{kg} + 867.130 \frac{kJ}{kg} \\
 W_{neto} &= 498.010 \frac{kJ}{kg}
 \end{aligned}$$

Eficiencia térmica del ciclo a partir de su definición

$$\begin{aligned}
 \text{Eficiencia térmica} &= \frac{W_{neto}}{q_{entrada}} \\
 \text{Eficiencia térmica} &= \frac{498.010 \frac{kJ}{kg}}{869.130 \frac{kJ}{kg}} \\
 \text{Eficiencia térmica} &= 0.5751 \\
 \text{Eficiencia térmica} &= 57.51 \%
 \end{aligned}$$

El siguiente paso es realizar la misma evaluación termodinámica pero ahora aumentando la relación a 12.5, utilizando de igual forma el método que modifica la carrera del pistón dentro del cilindro, en este caso pasa de 87.3 mm del diseño original a 105.70 mm para lograr la nueva relación de compresión. A continuación, los nuevos datos iniciales para realizar la evaluación termodinámica cuando la relación de compresión es 12.5:

Tabla 8.

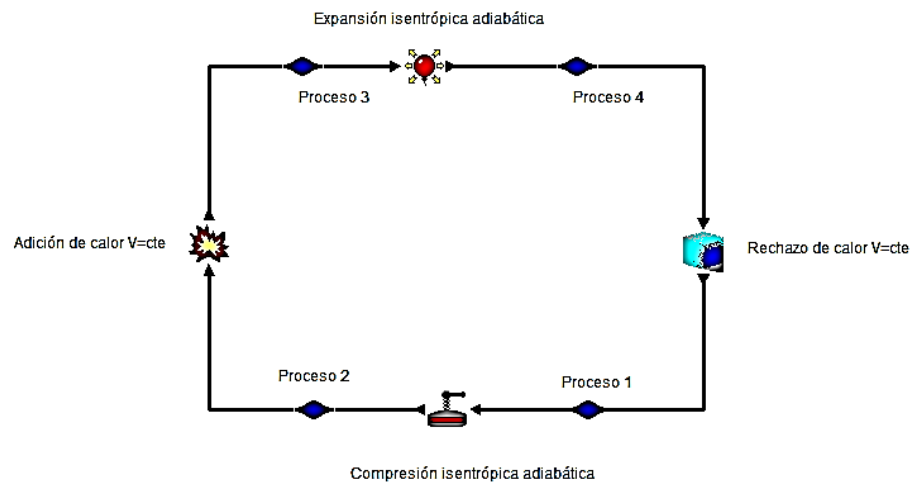
Datos de Interés para el análisis termodinámico

Relación de compresión	12.5
Temperatura inicial	25 °C (Temperatura promedio Ciudad de Guatemala)
Presión inicial	84.5 kPa (Presión atmosférica promedio en Ciudad de Guatemala)
Diámetro del cilindro	81 mm
Recorrido del pistón	105.70 mm
Cilindrada	2 178 cm ³
Presión máxima del motor	4.6 MPa

Nota. Datos del motor y condiciones que se toman como referencia para realizar cálculos.
Elaboración propia, realizado con Microsoft Excel.

Figura 34.

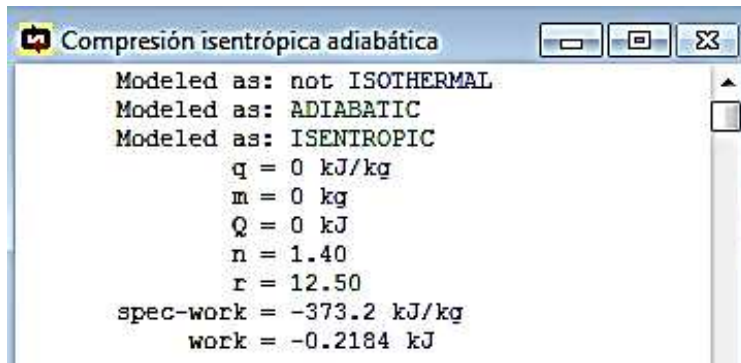
Modelado del ciclo termodinámico Otto, $R_c = 12.5$



Nota. La figura muestra las etapas del ciclo Otto para una relación de compresión de 12.5.
Elaboración propia usando Cyclepad.

Figura 35.

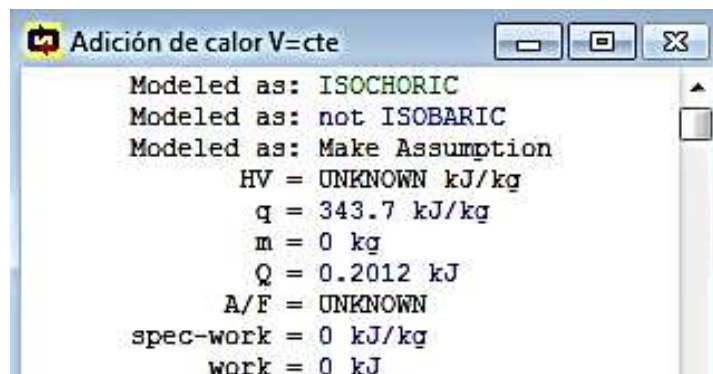
Compresión adiabática isentrópica, $R_c = 12.5$



Nota. La figura muestra la compresión adiabática del ciclo para una relación de compresión de 12.5. Elaboración propia usando Cyclepad.

Figura 36.

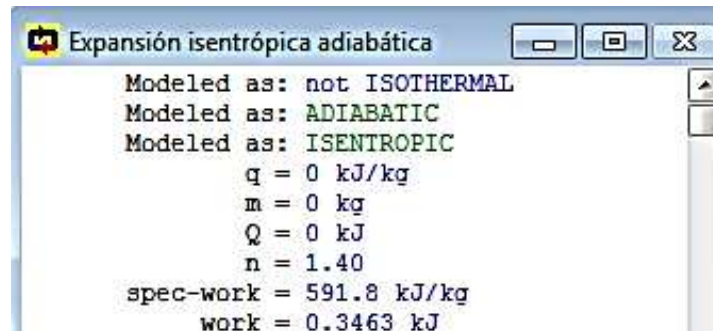
Adición de calor a volumen constante, $R_c = 12.5$



Nota. La figura muestra la adición de calor a volumen constante para una relación de compresión de 12.5. Elaboración propia usando Cyclepad.

Figura 37.

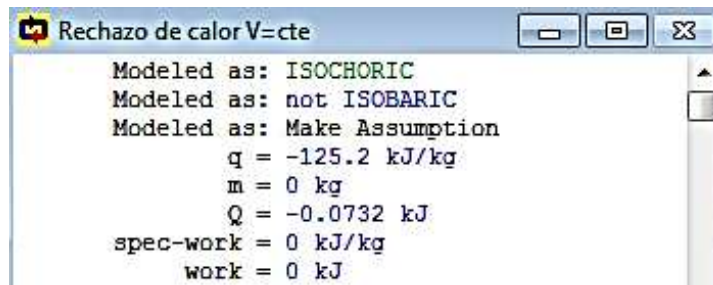
Expansión adiabática isentrópica, $R_c = 12.5$



Nota. La figura muestra la expansión adiabática isentrópica para una relación de compresión de 12.5. Elaboración propia usando Cyclepad.

Figura 38.

Rechazo de calor a volumen constante, $R_c = 12.5$



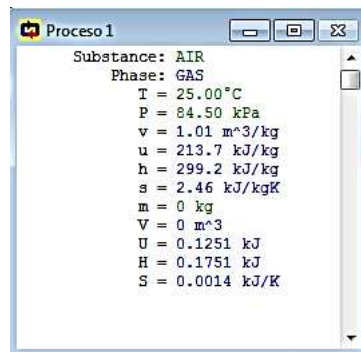
Nota. La figura muestra el rechazo de calor a volumen constante. Elaboración propia usando Cyclepad.

Ahora podemos establecer 4 diferentes estados, en los cuales tendremos distintos valores de temperaturas, presiones, volúmenes, entropías, entalpías y energías internas, todo dependiendo de qué proceso se esté llevando en cada estado. Con base en las condiciones iniciales podemos

empezar con el estado 1, asumiendo como ya se mencionó, un ciclo Otto ideal con aire estándar, quedando de la siguiente manera:

Figura 39.

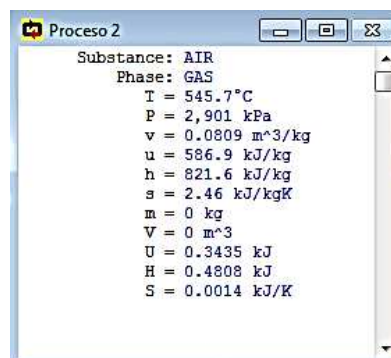
Estado 1 ciclo Otto, $R_c=12.5$



Nota. La figura muestra la primera etapa del ciclo para una relación de compresión de 12.5.
Elaboración propia usando Cyclepad.

Figura 40.

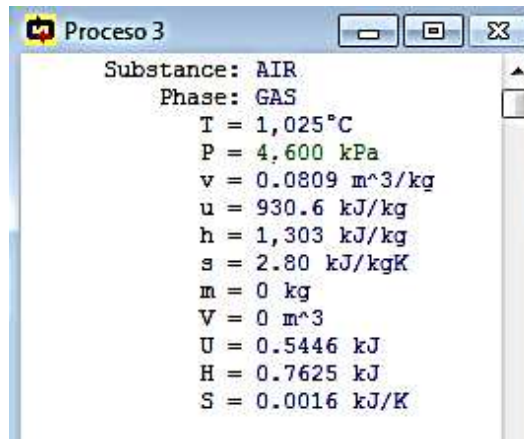
Estado 2 ciclo Otto, $R_c= 12.5$



Nota. La figura muestra la segunda etapa del ciclo para una relación de compresión de 12.5.
Elaboración propia usando Cyclepad.

Figura 41.

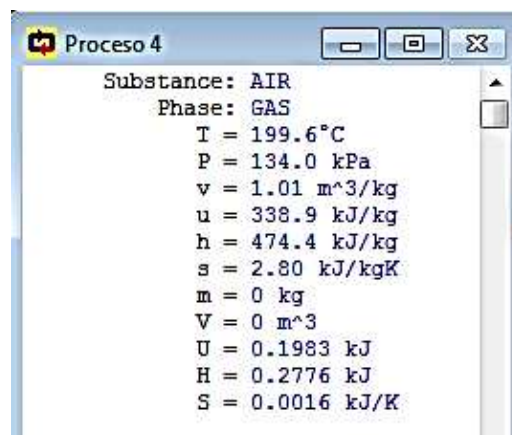
Estado 3 ciclo Otto, $R_c = 12.5$



Nota. La figura muestra la tercera etapa del ciclo para una relación de compresión de 12.5.
Elaboración propia usando Cyclepad

Figura 42.

Estado 4 ciclo Otto, $R_c = 12.5$

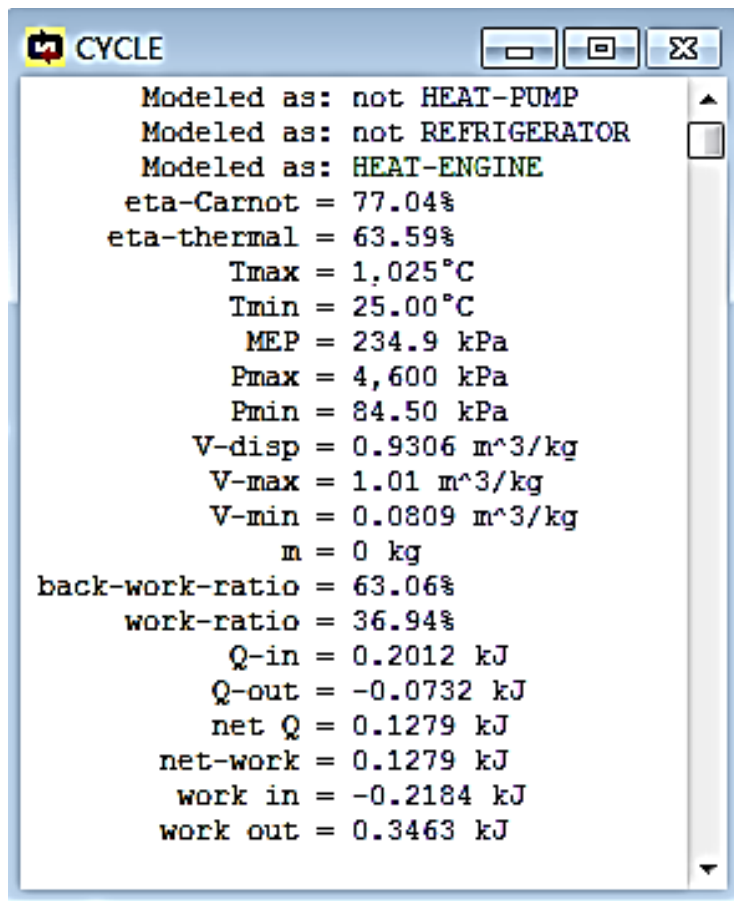


Nota. La figura muestra la cuarta etapa del ciclo para una relación de compresión de 12.5.
Elaboración propia usando Cyclepad.

Ya obtuvimos todos los datos de las distintas variables para todos los estados, ahora el software procede a hacer un análisis del ciclo, este arrojará, entre otros datos, la eficiencia térmica y la presión media efectiva, valores de suma importancia en el análisis.

Figura 43.

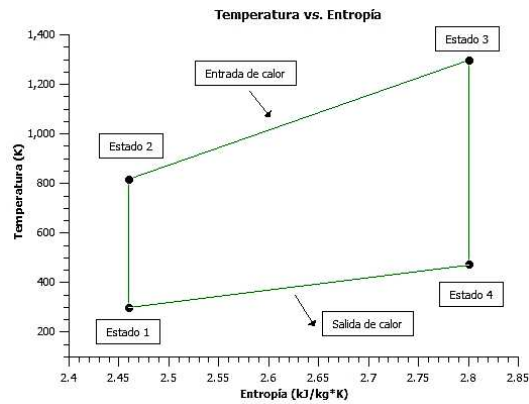
Análisis del ciclo Otto en Cyclepad, $R_c = 12.5$



Nota. La figura muestra los resultados arrojados por el software para el ciclo de una relación de compresión de 12.5. Elaboración propia usando Cyclepad.

Figura 44.

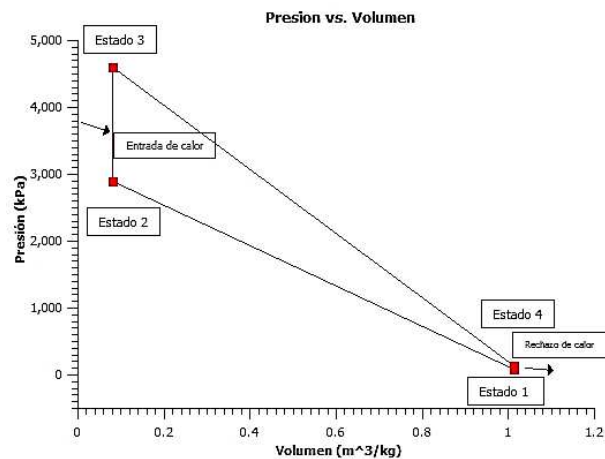
Diagrama T-s ciclo Otto, $R_c = 12.5$



Nota. La figura muestra el diagrama temperatura contra entropía para un ciclo Otto de relación de compresión 12.5. Elaboración propia usando Qtiplot.

Figura 45.

Diagrama P-v ciclo Otto, $R_c = 12.5$



Nota. La figura muestra el diagrama presión contra volumen para un ciclo Otto de relación de compresión 12.5. Elaboración propia usando Qtiplot.

Se presentan los resultados de la evaluación termodinámica realizada por el software Cyclepad cuando la relación de compresión se modificó a 12.5:

Tabla 9.

Variables del ciclo termodinámico

Estado	Presión (kPa)	Temperatura (K)	Volumen específico (m ³ /kg)	Entropía (kJ/kg*K)
1	84.50	298.15	1.01159	2.46
2	2 900.80	818.84	0.08091	2.46
3	4 600.00	1 298.85	0.08091	2.80
4	134.03	472.92	1.01159	2.80

Nota. Datos de presión, temperatura, volumen específico y entropía en un ciclo Otto con relación de compresión 12.5. Elaboración propia con base en datos arrojados por Cyclepad, usando Microsoft Excel.

Tabla 10.

Resultados del análisis termodinámico

Volumen 1 = Volumen 4	5.920*10 ⁻⁴ m ³
Volumen 2 = Volumen 3	4.735*10 ⁻⁵ m ³
Calor de entrada	344.36 kJ/kg
Calor de rechazo	-125.38 kJ/kg
Trabajo neto	218.98 kJ/kg
Masa por ciclo (1 cilindro)	5.852*10 ⁻⁴ kg
Eficiencia térmica	63.59 %
Eficiencia térmica de Carnot	77.04 %
Potencia teórica (régimen de 5 700 rpm)	296.95 kW
Potencia real	190.05 kW
Presión media efectiva	234.9 kPa
Consumo específico de combustible	127.76 g/kW*h

Nota. Resultados del ciclo. Elaboración propia con base en datos arrojados por Cyclepad, usando Microsoft Excel.

De igual forma, a manera de dejar claro que el software Cyclepad funciona correctamente, se presenta la comprobación del ciclo ideal Otto con sus respectivas fórmulas y procedimientos, se utiliza ahora una relación de compresión de 12.5:

$$R_c = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = \frac{V_{CILINDRO} + V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}}{V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}}$$

Datos:

$R_c = 12.5$

Diámetro del cilindro = 81 mm = 0.0810 m

Recorrido del pistón = 105.7 mm = 0.1057 m

$$R_c = \frac{V_{CILINDRO} + V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}}{V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}}$$

$$8.5 = \frac{\frac{\pi}{4}(0.081 \text{ m})^2(0.1057 \text{ m}) + V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}}{V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}}$$

$$V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN} = \frac{\frac{\pi}{4}(0.081 \text{ m})^2(0.1057 \text{ m})}{11.5}$$

$$V_{CÁMARA DE COMBUSTIÓN} = 4.735 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$V_{CILINDRO} = 54.467 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

Sabemos que se trata de un ciclo Otto, por lo que:

$$V_1 = V_4 = V_{CILINDRO} + V_{CAMARA DE COMBUSTION} = 59.202 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$V_2 = V_3 = V_{\text{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}} = 4.735 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Datos del ciclo

$$P_1 = 84.5 \text{ kPa}$$

$$V_1 = 59.202 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$T_1 = 298.15 \text{ K}$$

$$r = 12.5$$

$$k = 1.4$$

Compresión adiabática $1 \rightarrow 2$

$$\frac{T_2}{T_1} = r^{k-1}$$

$$T_2 = T_1 \cdot r^{k-1}$$

$$T_2 = 298.15 \text{ K} \cdot (12.5)^{1.4-1}$$

$$T_2 = 818.840 \text{ K}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = r^k$$

$$P_2 = P_1 \cdot r^k$$

$$P_2 = 84.5 \text{ kPa} \cdot (12.5)^{1.4}$$

$$P_2 = 2\,900.890 \text{ kPa}$$

Calentamiento isométrico $2 \rightarrow 3$

$$V_2 = V_3 = 4.735 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$P_2 = 2\,900.890 \text{ kPa}$$

$$P_3 = 4.6 \text{ MPa}$$

$$T_2 = 818.840 \text{ K}$$

$$\frac{P_3 * V_3}{T_3} = \frac{P_2 * V_2}{T_2}$$

$$\frac{P_3}{T_3} = \frac{P_2}{T_2}$$

$$T_3 = T_2 * \frac{P_3}{P_2}$$

$$T_3 = 818.840 \text{ K} * \frac{4\,600.000 \text{ kPa}}{2\,900.890 \text{ kPa}}$$

$$T_3 = 1\,298.450 \text{ K}$$

Expansión adiabática 3 → 4

$$T_3 = 1\,298.450 \text{ K}$$

$$r = 12.5$$

$$k = 1.4$$

$$\frac{T_4}{T_3} = r^{1-k}$$

$$T_4 = T_3 * r^{1-k}$$

$$T_4 = 1\,298.450 \text{ K} * (12.5)^{1-1.4}$$

$$T_4 = 472.780 \text{ K}$$

Enfriamiento isométrico 4 → 1

$$V_1 = V_4 = 59.202 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$P_1 = 84.5 \text{ kPa}$$

$$T_1 = 298.15 \text{ K}$$

$$T_4 = 472.780 \text{ K}$$

$$\frac{P_4 * V_4}{T_4} = \frac{P_1 * V_1}{T_1}$$

$$\frac{P_4}{T_4} = \frac{P_1}{T_1}$$

$$P_4 = P_1 * \frac{T_4}{T_1}$$

$$P_4 = 84.5 \text{ kPa} * \frac{472.780 \text{ K}}{298.15 \text{ K}}$$

$$P_4 = 133.490 \text{ kPa}$$

Ahora se calcula la adición y el rechazo de calor en los procesos 2→3 y 4→1 respectivamente:

$C_v = 0.718 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ (Valor nominal para efectos de cálculo)

$$Q_{2-3} \text{ (ADICIÓN DE CALOR)} = C_v(T_3 - T_2)$$

$$Q_{2-3} = 0.718 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (1298.450 \text{ K} - 818.840 \text{ K})$$

$$Q_{2-3} = 344.360 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{4-1} \text{ (RECHAZO DE CALOR)} = C_v(T_1 - T_4)$$

$$Q_{4-1} = 0.718 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (298.15 \text{ K} - 472.780 \text{ K})$$

$$Q_{4-1} = -125.380 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

El trabajo aprovechado durante el ciclo queda entonces como:

$$W_{neto} = Q_{4-1} + Q_{2-3}$$

$$W_{neto} = -125.380 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 344.360 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$W_{neto} = 218.98 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Eficiencia térmica del ciclo a partir de su definición

$$Eficiencia\ térmica = \frac{W_{neto}}{q_{entrada}}$$

$$Eficiencia\ térmica = \frac{218.980 \frac{kJ}{kg}}{344.36 \frac{kJ}{kg}}$$

$$Eficiencia\ térmica = 0.6358$$

$$Eficiencia\ térmica = 63.58$$

4. ANÁLISIS DE RESULTADOS EN COMPARACIÓN CON UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA CICLO OTTO CONVENCIONAL

Una vez realizada la evaluación termodinámica, podemos recopilar y analizar la información en función de lo que necesitamos presentar como resultado de la investigación.

4.1. Datos típicos de consumo de combustible y entrega de potencia de un motor de combustión interna ciclo Otto convencional

Como ya se mencionó, el motor que se tomó como base para esta evaluación termodinámica es el motor acondicionado en un vehículo Honda Civic VIII Sedan 1.8i 16V (140 CV) 2 006, del cual se obtuvo la información técnica que proporciona el fabricante:

Tabla 11.

Rendimiento

Consumo de combustible urbano	9.7 l/100 km - 10.31 km/l
Consumo de combustible extraurbano	5.5 l/100 km - 18.18 km/l
Consumo de combustible combinado	6.5 l/100 km - 15.38 km/l
Combustible	Gasolina
Aceleración 0 – 100 km/h	9.2 s
Velocidad máxima	200 km/h
Relación peso/potencia	8.5 kg/CV - 117.3 CV/tonelada
Relación peso/par	6.9 kg/N*m - 144.9 N*m/tonelada

Nota. Datos de rendimiento del motor de referencia. Elaboración propia usando Microsoft Excel.

Tabla 12.*Prestaciones*

Potencia máxima	140 CV @ 5700 rpm
Potencia por litro	77.9 CV/l
Par máximo	173 N*m @ 4300 rpm
Posición del motor	Frontal, transversal
Modelo del motor/código del motor	R18A2
Cilindrada	1798 cm ³

Nota. Datos de prestaciones del motor de referencia. Elaboración propia usando Microsoft Excel.

Toda la información anterior, corresponde al motor en su versión original del fabricante cuando la relación de compresión es de 10.5, a partir de la cual, se pudo hacer la evaluación termodinámica, obteniendo para valores de 10.5:

Tabla 13.*Datos base cuando $R_c = 10.5$*

Eficiencia térmica	60.95 %
Potencia real	148.23 kW
Consumo específico de combustible	134.81 g/kW*h
Presión media efectiva	373.9 kPa

Nota. Resultados cuando la relación de compresión es 10.5. Elaboración propia usando Microsoft Excel.

Los datos anteriores, representan el resultado de la evaluación termodinámica con las condiciones que el fabricante ofrece originalmente a este motor. Para tener una idea de cómo puede afectar la variación de la

relación de compresión a todas estas variables, se procederá entonces a analizar lo que sucede cuando se disminuye o aumenta la ratio de compresión.

4.2. Variación de las características del motor cuando se aumenta o disminuye la relación de compresión

Para lograr una relación de compresión de 8.5, que es el valor que se eligió para realizar la evaluación menor al del fabricante, se modificó la medida de la carrera del pistón dentro del cilindro, la cual corresponde a 87.3 mm pasando a tener una medida de 68.9 mm teniendo en este caso una reducción del 21.07 % respecto a la longitud inicial. En el caso opuesto, cuando la relación de compresión aumentó a 12.5, la medida de la carrera del pistón pasó a ser de 105.7 mm, con un aumento del 21.07 %. A simple vista pareciera que un pequeño cambio como este en las características del motor tendrían poco efecto en todas las prestaciones del motor, sin embargo, esto no es así, ya que como se podrá ver a continuación, estas cambian considerablemente.

Tabla 14.*Comparación de variables termodinámicas*

Variable	Rc= 8.5	Rc= 10.5	Rc= 12.5
P ₁	84.50 kPa	84.50 kPa	84.50 kPa
P ₂	1 690.61 kPa	2 272.59 kPa	2 900.80 kPa
P ₃	4 600.00 kPa	4 600.00 kPa	4 600 kPa
P ₄	230.20 kPa	171.03 kPa	134.03 kPa
T ₁	298.15 K	298.15 K	298.15 K
T ₂	701.78 K	763.67 K	818.84 K
T ₃	1 909.48 K	1 545.76 K	1 298.85 K
T ₄	812.24 K	603.48 K	472.92 K
Q ₂₋₃	867.13 kJ/kg	561.54 kJ/kg	344.36 kJ/kg
Q ₄₋₁	-369.17 kJ/kg	-219.23 kJ/kg	-125.38 kJ/kg
W _{neto}	498.01 kJ/kg	342.31 kJ/kg	218.98 kJ/kg
Eficiencia térmica	57.51%	60.95 %	63.58 %

Nota. Comparación de los resultados para todas las etapas del ciclo. Elaboración propia usando Microsoft Excel.

Siendo, en este caso, la relación de compresión de 10.5 la que representa las variables del motor convencional, y las relaciones de 8.5 y 12.5 las del motor que permite variar esta. Sobresale por su importancia la eficiencia térmica, notando efectivamente cómo esta aumenta a medida que la relación de compresión aumenta.

La eficiencia y el consumo específico de combustible son dos variables clave para evaluar la eficiencia de un motor de combustión interna ciclo Otto y, por lo tanto, son relevantes para justificar o validar la viabilidad de la relación de compresión variable en un motor.

Cómo ya se estableció la eficiencia se refiere a la capacidad de un motor para convertir la energía contenida en el combustible en trabajo

mecánico útil. En el contexto de un motor de combustión interna, una mayor eficiencia implica que se está utilizando una mayor proporción de la energía liberada durante la combustión para generar potencia y menos se desperdicia en forma de calor o emisiones no deseadas. Al ajustar la relación de compresión en un motor, se puede optimizar la eficiencia, ya que la compresión adecuada es crucial para una combustión eficiente. Una relación de compresión variable permite adaptar la compresión a diferentes condiciones de funcionamiento, lo que puede mejorar la eficiencia en una amplia gama de situaciones.

De igual manera con el consumo específico de combustible (CEC) del cuál ya se estableció que es una medida de la cantidad de combustible que un motor consume para generar una cierta cantidad de potencia. Un menor CEC indica una mayor eficiencia en la utilización del combustible. La relación de compresión variable puede influir en el CEC, ya que un ajuste óptimo de la relación de compresión puede reducir el consumo de combustible, especialmente a cargas parciales o en condiciones de carga variable.

Al considerar la relación de compresión variable, se busca equilibrar la eficiencia y el consumo específico de combustible para garantizar un rendimiento óptimo en una variedad de situaciones de funcionamiento. La adaptación de la relación de compresión permite al motor ajustarse a diferentes cargas, velocidades y condiciones ambientales, lo que puede traducirse en una mayor eficiencia y un menor consumo de combustible en comparación con un motor de relación de compresión fija.

En resumen, la eficiencia y el consumo específico de combustible son medidas clave para evaluar el rendimiento de un motor de combustión interna y, por lo tanto, son suficientes para justificar la importancia de una relación de

compresión variable, ya que esta última puede influir significativamente en ambas variables y mejorar la eficiencia general del motor.

Corresponde ahora, comparar las prestaciones que ofrece cada distinto valor de relación de compresión, que es a fin de cuentas lo que nos ofrecerá una mejor perspectiva de lo que obtenemos al modificar esta relación.

Tabla 15.

Prestaciones para distintas relaciones de compresión

Prestación	Rc= 8.5	Rc= 10.5	Rc= 12.5
Trabajo neto	498.01 kJ/kg	342.3128 kJ/kg	218.98 kJ/kg
Masa por ciclo (1 cilindro)	$3.9787 \cdot 10^{-4}$ kg	$4.9116 \cdot 10^{-4}$ kg	$5.852 \cdot 10^{-4}$ kg
Eficiencia térmica	57.52 %	60.95 %	63.59 %
Eficiencia térmica de Carnot	84.39 %	80.73%	77.04 %
Potencia teórica	201.87 kW	243.2 kW	296.95 kW
Potencia real	115.93 kW	148.23 kW	190.05 kW
Presión media efectiva	557.8 kPa	373.9 kPa	234.9 kPa
Consumo específico de combustible	142.48 g/kW*h	134.81 g/kW*h	127.76 g/kW*h

Nota. Prestaciones a distintos valores de relación de compresión. Elaboración propia usando Microsoft Excel.

Los valores bajos de consumo específico de combustible son obviamente deseables, cómo podemos observar para una relación de compresión alta, este parámetro aumenta, por lo que podríamos inclinarnos a operar siempre bajo este régimen, sin embargo, esto también implica condiciones de alta potencia desarrollada por el motor, pero esto no es del todo factible, considerando que hay ciertas condiciones en las que el motor no necesita desarrollar toda la potencia.

La relación de compresión variable en un motor de combustión interna puede ayudar a mitigar el problema de autoencendido que puede ocurrir en

motores con relaciones de compresión elevadas, como 12 o más. Aunque una relación de compresión de 12.5 sería alta para un motor de gasolina con una configuración fija, en un motor con relación de compresión variable, es posible controlar y ajustar la relación de compresión según las condiciones de operación, lo que puede evitar el autoencendido.

El autoencendido es un fenómeno no deseado que ocurre cuando la mezcla de aire y combustible se enciende antes de que la chispa de la bujía lo haga. Esto puede causar daños al motor y reducir su eficiencia. Los motores con una relación de compresión fija alta son más propensos al autoencendido debido a la mayor compresión de la mezcla de aire y combustible, lo que puede generar temperaturas y presiones más elevadas en la cámara de combustión.

En un motor con relación de compresión variable, se puede reducir la relación de compresión cuando sea necesario, como en situaciones de carga parcial o alta temperatura ambiente. Esto disminuye la probabilidad de autoencendido al reducir la presión y la temperatura en la cámara de combustión. Cuando el motor opera a cargas más altas o en condiciones más frescas, la relación de compresión se puede aumentar para mejorar la eficiencia y el rendimiento.

En resumen, la relación de compresión variable permite a los motores ajustar la relación de compresión de manera dinámica para evitar problemas de autoencendido en situaciones en las que una relación de compresión fija alta podría ser un desafío. Esto hace que el motor sea más versátil y eficiente en una variedad de condiciones de operación. Sin embargo, la capacidad de ajustar la relación de compresión variable depende de la tecnología y el diseño específicos del motor.

4.3. Conveniencia en adquisición de un MCI ciclo Otto con relación de compresión variable

La relación de compresión determina la eficiencia del motor. De manera que a mayor relación de compresión menos energía necesitará un vehículo para funcionar. Si este factor tiene cierta flexibilidad, el motor podrá utilizar el valor más alto cuando necesite más combustible y un valor más bajo cuando no tenga tanta necesidad de potencia.

Variar la relación de compresión de un motor supone garantizar dos estados diferentes al anterior mecanismo: uno que optimiza la eficiencia y otro que permite desplegar toda la potencia del motor. El vehículo podrá escoger entre estos dos niveles dependiendo de su funcionamiento en cada momento. Con esta solución se puede ahorrar un 5,6 % del combustible.

Las trabas para el avance en este campo pertenecen a dos ámbitos. Uno es la parte técnica, que aún está por perfilar, y el otro es la vertiente económica. La investigación y el desarrollo de la relación de compresión variable conllevan altos costes, al igual que la producción de este tipo de motores. Marcas como Saab y Peugeot ya lo han intentado, pero sus prototipos no han llegado a buen puerto por esta última razón.

Conviene tener en cuenta que lo que se intenta es aumentar la eficiencia del motor en todo momento. Por lo tanto, si se incrementa la relación de compresión se consigue un menor consumo tanto en altas cargas como en bajas. Por este motivo la relación de compresión variable es la solución más creativa y eficiente respecto a este tema. En cuanto al tema de la potencia, disminuir la relación de compresión de 10.5 a 8.5 implica una disminución del 21.79 %, y en el caso contrario, aumentar la relación de compresión de 10.5 a

12.5 implica un aumento del 28.21 % en este mismo parámetro, pudiendo variar estos valores de acuerdo con las exigencias a las que se someta el motor.

CONCLUSIONES

1. El motor de combustión interna ciclo Otto es uno de los tipos de motores más utilizados en la industria automotriz y su eficiencia energética es crucial para reducir el consumo de combustible y las emisiones de gases contaminantes. La relación de compresión es una variable importante en el rendimiento del motor, ya que afecta directamente la eficiencia y la potencia generada. Por lo tanto, la evaluación termodinámica del motor de combustión interna ciclo Otto con relación de compresión variable es fundamental para entender cómo estos motores funcionan y cómo se puede optimizar su rendimiento. Esta evaluación permitió analizar los procesos de combustión, expansión y compresión que ocurren dentro del motor y cómo estos procesos se ven afectados por la relación de compresión variable. A través de la evaluación termodinámica, fue posible determinar la eficiencia térmica del motor, es decir, la cantidad de energía que se utiliza para producir trabajo útil en comparación con la cantidad de energía contenida en el combustible.
2. La evaluación termodinámica teórica del desempeño de un motor de combustión interna ciclo Otto con relación de compresión variable proporcionó información valiosa sobre su eficiencia y rendimiento. Este tipo de análisis termodinámico se basó en la aplicación de las leyes de la termodinámica a los procesos de combustión, compresión, expansión y escape que ocurren dentro del motor. Los resultados del examen termodinámico teórico pueden utilizarse para optimizar el diseño del motor y mejorar su eficiencia y rendimiento, lo que a su vez puede

conducir a una reducción del consumo de combustible y las emisiones de gases contaminantes. Es importante tener en cuenta que el examen termodinámico teórico proporciona una visión general del desempeño del motor y que los resultados obtenidos pueden variar de los resultados reales obtenidos en la práctica debido a las condiciones de operación y a las imperfecciones en la fabricación del motor. Sin embargo, los resultados teóricos deben ser complementados con pruebas experimentales para obtener una visión más completa del desempeño real del motor.

3. La relación de compresión variable en un motor de combustión interna puede ayudar a mitigar el problema de autoencendido que puede ocurrir en motores con relaciones de compresión elevadas, como 12 o más. Aunque una relación de compresión de 12.5 sería alta para un motor de gasolina con una configuración fija, en un motor con relación de compresión variable, es posible controlar y ajustar la relación de compresión según las condiciones de operación, lo que puede evitar el autoencendido. Es decir, la relación de compresión variable permite a los motores ajustar la relación de compresión de manera dinámica para evitar problemas de autoencendido en situaciones en las que una relación de compresión fija alta podría ser un desafío. Esto hace que el motor sea más versátil y eficiente en una variedad de condiciones de operación.
4. La eficiencia y el consumo específico de combustible son dos variables clave para evaluar la eficacia de un motor de combustión interna ciclo Otto y, por lo tanto, son relevantes para justificar o validar la viabilidad de la relación de compresión variable en un motor. Al considerar la relación de compresión variable, se busca equilibrar la eficiencia y el

consumo específico de combustible para garantizar un rendimiento óptimo en una variedad de situaciones de funcionamiento. La adaptación de la relación de compresión permite al motor ajustarse a diferentes cargas, velocidades y condiciones ambientales, lo que puede traducirse en una mayor eficiencia y un menor consumo de combustible en comparación con un motor de relación de compresión fija. En otras palabras, la eficiencia y el consumo específico de combustible son medidas clave para evaluar el rendimiento de un motor de combustión interna y, por lo tanto, son suficientes para justificar la importancia de una relación de compresión variable, ya que esta última puede influir significativamente en ambas variables y mejorar la eficiencia general del motor.

RECOMENDACIONES

1. Considerar que, aunque los motores de combustión interna han tenido importantes cambios a lo largo de su historia, mejoras como la compresión variable parecen ser un punto cumbre en cuanto a la eficiencia, sin embargo, la investigación no se debe detener hasta lograr la máxima eficiencia, y no solo en el terreno de lo teórico si no llevarlo a lo experimental, lo cual implica utilización de diferentes materiales a diferentes regímenes de rotación y muchas otras pruebas que se deben hacer en el terreno de lo experimental.
2. Notar que en la actualidad se están introduciendo nuevas formas de movilidad, entre ellas los vehículos eléctricos. Sin embargo, aún no se han popularizado del todo debido a varios factores, como los altos costos, la diversidad de modelos y la necesidad de contar con infraestructuras específicas para su carga. Además, en países como Guatemala, donde la tecnología mundial llega con cierto retraso, estos factores pueden tener un impacto aún mayor. Por lo tanto, una alternativa interesante podría ser mejorar el funcionamiento del motor de combustión interna tradicional mediante la variación de la relación de compresión que utiliza los combustibles fósiles disponibles en la región. Esta propuesta podría ser bien recibida, ya que le daría al motor convencional una nueva forma de funcionamiento y aprovecharía los recursos disponibles en la región.
3. Resaltar que, aunque la investigación de los conceptos fundamentales de un motor de combustión está definida, la máxima eficiencia aún no

se ha logrado, conviene, por tanto, mantener activa la investigación al respecto no solo de parte de los fabricantes si no por parte del sector científico, ya que su impacto tiene relación directa con las emisiones contaminantes que los combustibles fósiles generan, y reducir estas emisiones debería ser prioridad en el corto y mediano plazo.

4. Notar que, para este planteamiento específico, a pesar de los desafíos técnicos inherentes a este, los beneficios que estos motores ofrecen, como un mejor rendimiento y, en muchas condiciones, una reducción significativa de las emisiones contaminantes, superan ampliamente los aspectos complicados. Por lo tanto, se debe fomentar la continua investigación y la evolución de esta tecnología para aprovechar plenamente sus ventajas, en línea con la prioridad de reducir las emisiones contaminantes a la que se hace referencia en la anterior recomendación.
5. Considerar que únicamente los aspectos termodinámicos, esta propuesta es factible ya que supondría una mejora considerable a lo que actualmente conocemos, por otro lado, considerando que la infraestructura de carga para vehículos eléctricos que hay actualmente en Guatemala es escasa y de difícil acceso, (especialmente en zonas rurales); se podría seguir utilizando la infraestructura de gasolineras convencionales para utilizar el motor con relación de compresión variable.

REFERENCIAS

- Arciniegas, J. (1996). *Motor Otto didáctico de cuatro tiempos con relación de compresión variable*. [Tesis de pregrado, Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar]. Archivo digital. <https://hdl.handle.net/20.500.12585/1966>
- Cengel, Y. & Boles, M. (2012) *Termodinámica*. McGraw-Hill Interamericana.
- Ferriol, J. (2008). *Motores*. Editorial Síntesis S.A
- Gaitán, H. & Valbuena, Camilo. (2018). *Diseño conceptual del sistema que permite variar la relación de compresión en un motor de combustión interna*. [Tesis de pregrado, Universidad de San Buenaventura]. Archivo digital <https://hdl.handle.net/11059/9008>
- Heywood, J. (2012). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering.
- Hiyoshi, R., Aoyama, S., Takemura, S., Ushijima, K. & Sugiyama, T. (2006). *A Study of a Multiple-link Variable Compression Ratio System for Improving Engine Performance*. [Un estudio del sistema de relación de compresión variable con un enlace múltiple], 115(3), 309-317. <https://www.jstor.org/stable/44687307>
- Marín, M. & Toro, M. (2018). *Caracterización de las curvas de presión, par y potencia de un motor de combustión interna monocilíndrico bajo*

diferentes regímenes de operación. [Tesis de pregrado, Universidad Tecnológica de Pereira]. <https://hdl.handle.net/11059/9463>

Martínez, A. (2007), *Motores De Combustión Interna*. Editorial IES Baix Montseny.

Pérez, A. (2019). *Análisis de motores con tecnologías de relación de compresión variable*. [Tesis de pregrado, Universidad Pontificia ICAI]. <http://hdl.handle.net/11531/27311>.

APÉNDICES

Apéndice 1.

Información General

Marca	Honda
Modelo	Civic
Generación	Civic VII Sedán
Motor	1.8i 16V (140 CV)
Año de producción	2006
Arquitectura de la unidad de potencia	Motor de combustión interna
Tipo de carrocería	Sedán
Número de plazas	5
Número de puertas	4

Nota. Información general de las características del motor de referencia. Elaboración propia, realizado con Microsoft Excel.

Apéndice 2.

Rendimiento

Consumo de combustible urbano	9.7 l/100 km - 10.31 km/l
Consumo de combustible extraurbano	5.5 l/100 km - 18.18 km/l
Consumo de combustible combinado	6.5 l/100 km - 15.38 km/l
Combustible	Gasolina
Aceleración 0 – 100 km/h	9.2 s
Velocidad máxima	200 km/h
Relación peso/potencia	8.5 kg/CV - 117.3 CV/tonelada
Relación peso/par	6.9 kg/N*m - 144.9 N*m/tonelada

Nota. Información general de las características del motor de referencia. Elaboración propia, realizado con Microsoft Excel.

Apéndice 3.

Motor

Potencia máxima	140 CV @ 5700 rpm
Potencia por litro	77.9 CV/l
Par máximo	173 N*m @ 4300 rpm
Posición del motor	Frontal, transversal
Modelo del motor/código del motor	R18A2
Cilindrada	1798 cm ³
Número de cilindros	4
Distribución de los cilindros	En línea
Diámetro del cilindro	81 mm
Recorrido del cilindro	87.3 mm
Ratio de compresión	10.5
Aspiración del motor	Motor atmosférico
Distribución	OHC
Capacidad de aceite del motor	3.7 – 4.5 l

Nota. Información general de las características del motor de referencia. Elaboración propia, realizado con Microsoft Excel.

Apéndice 4.

Volumen y peso

Peso en orden de marcha	1194 kg
Peso máximo admisible	1675 kg
Carga máxima	481 kg

Nota. Información general de las características del motor de referencia. Elaboración propia, realizado con Microsoft Excel.

Apéndice 5.

Medidas

Longitud	4545 mm
Anchura	1750 mm
Altura	1435 mm
Distancia entre ejes	2700 mm
Vía delantera	1500 mm
Vía trasera	1500 mm

Nota. Información general de las características del motor de referencia. Elaboración propia, realizado con Microsoft Excel.

Apéndice 6.

Cadena cinemática, frenos y suspensión

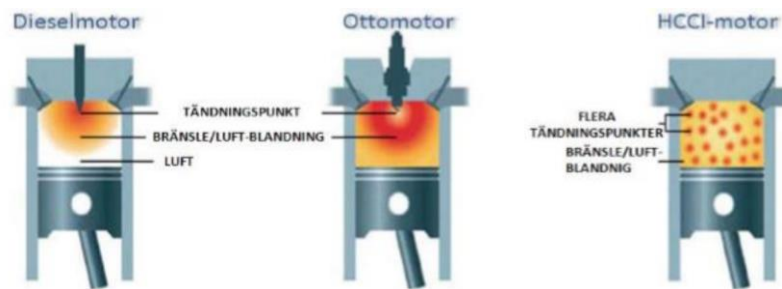
Arquitectura de propulsión	El motor de combustión interna propulsa las ruedas delanteras del vehículo
Tracción	Tracción delantera
Número de velocidades (transmisión manual)	6
Suspensión delantera	Puntual de resorte <i>coilover</i>
Suspensión trasera	Estabilizador transversal
Frenos delanteros	Discos ventilados
Frenos traseros	Discos
Sistema de asistencia	ABS (Sistema antibloqueo de ruedas)
Dirección, tipo	Cremallera de dirección
Dirección asistida	Dirección hidráulica
Tamaño de neumáticos	195/65 R15
Tamaño de llantas	6J x 15

Nota. Información general de las características del motor de referencia. Elaboración propia, realizado con Microsoft Excel.

ANEXOS

Anexo 1.

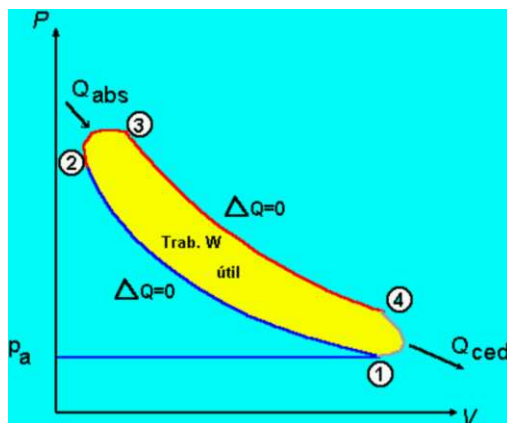
Comparación de los modos de ignición



Nota. Comparación de los modos de ignición según el tipo de motor. Obtenido de El Futuro De Los Motores A Combustión Interna. Consultado el 25 de junio de 2022.

Anexo 2.

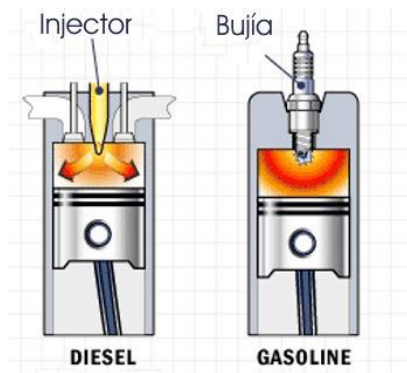
Ciclo genérico de un motor de combustión interna



Nota. Ciclo genérico del motor de combustión interna Otto. Obtenido de Motores De Combustión Interna. Consultado el 25 de junio de 2022.

Anexo 3.

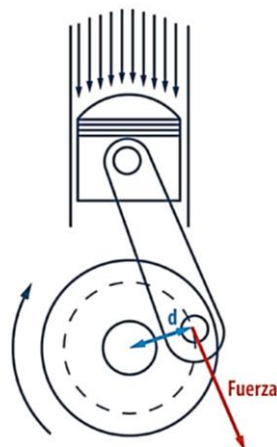
Motor de encendido por compresión y encendido provocado



Nota. Motor encendido por compresión y encendido por bujía. Obtenido de: www.nuevodiario.com.ni Consultado el 5 de noviembre de 2020.

Anexo 4.

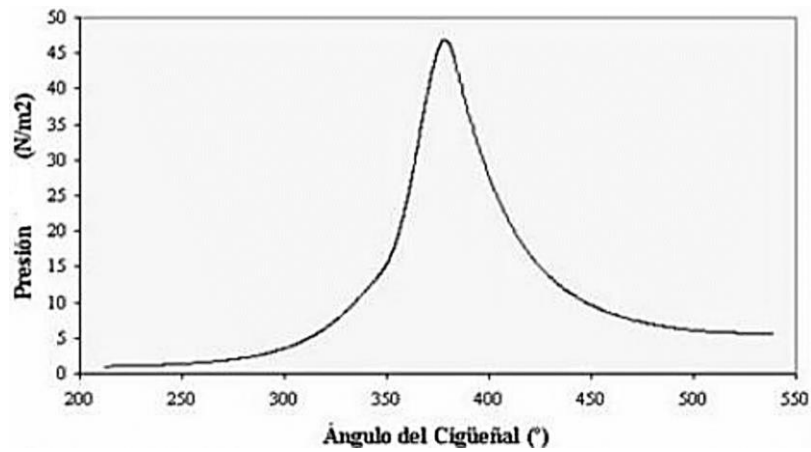
Fuerzas dentro de un motor de combustión interna



Nota. Fuerzas que actúan en el interior del motor. Obtenido de Motores. Consultado el 25 de julio de 2022.

Anexo 5.

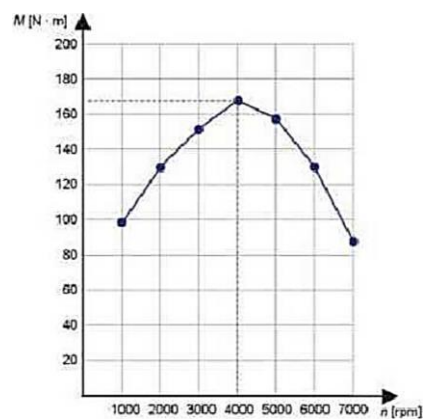
Curva de Presión vs. Ángulo del cigüeñal



Nota. Curva de presión contra el ángulo del cigüeñal. Obtenido de Motores térmicos y sus sistemas auxiliares. Consultado el 25 de julio de 2022.

Anexo 6.

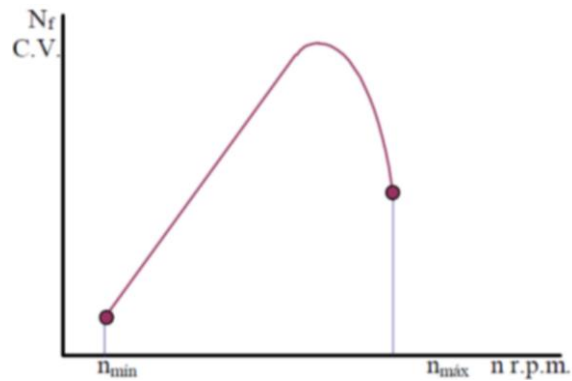
Curva de par a plena carga en función del régimen de giro



Nota. Curva de par contra revoluciones por minuto. Obtenido de Motores térmicos y sus sistemas auxiliares. Consultado el 25 de julio de 2022.

Anexo 7.

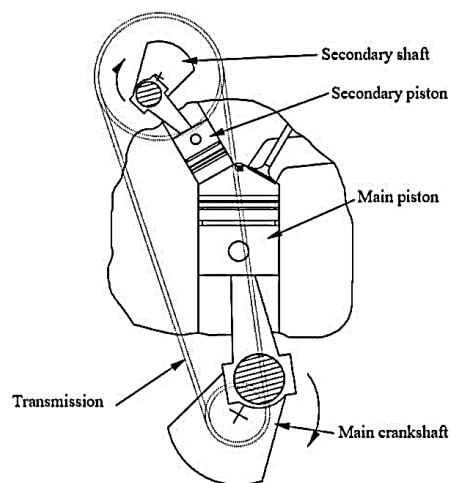
Comportamiento típico de la curva de potencia



Nota. Comportamiento de la curva de potencia. Obtenido de Motores térmicos y sus sistemas auxiliares. Consultado el 25 de julio de 2022.

Anexo 8.

Diagrama del motor Alvar



Nota. Comportamiento de la curva de potencia. Obtenido de Motores térmicos y sus sistemas auxiliares. Consultado el 25 de julio de 2022.