



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

CARRERA DE INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ

TEMA:

“ANÁLISIS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA DEL CICLO DIÉSEL”

PLAN DE TRABAJO DE GRADO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
DE INGENIERO EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ.

AUTOR:

RAMÍREZ ANTE DARWIN JAVIER

DIRECTOR:

ING. JORGE LUIS MELO

IBARRA, 2018



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

La Universidad Técnica del Norte dentro del proyecto Repositorio Digital Institucional, determinó la necesidad de disponer de textos completos en formato digital con la finalidad de apoyar los procesos de investigación, docencia y extensión de la Universidad.

Por medio del presente documento dejo sentada mi voluntad de participar en este proyecto, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	0401944004		
APELLIDOS Y NOMBRES:	RAMÍREZ ANTE DARWIN JAVIER		
DIRECCIÓN:	TULCÁN-CIUDADELA KENEDY		
EMAIL:	lissen.15@hotmail.com		
TELÉFONO FIJO:	062986-433	TELÉFONO MÓVIL:	0988342534

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	"ANÁLISIS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA DEL CICLO DIÉSEL"
AUTOR:	RAMÍREZ ANTE DARWIN JAVIER
FECHA: AAAAMDD	2018/03/13
SOLO PARA TRABAJOS DE GRADO	
PROGRAMA:	<input checked="" type="checkbox"/> PREGRADO <input type="checkbox"/> POSGRADO
TÍTULO POR EL QUE OPTA:	INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ
ASESOR /DIRECTOR:	ING. JORGE LUIS MELO

2. AUTORIZACIÓN DE USO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD

Yo, **DARWIN JAVIER RAMÍREZ ANTE**, con cédula de identidad Nro. **0401944004**, en calidad de autor y titular de los derechos patrimoniales de la obra o trabajo de grado descrito anteriormente, hago entrega del ejemplar respectivo en formato digital y autorizo a la Universidad Técnica del Norte, la publicación de la obra en el Repositorio Digital Institucional y uso del archivo digital en la Biblioteca de la Universidad con fines académicos, para ampliar la disponibilidad del material y como apoyo a la educación, investigación y extensión; en concordancia con la Ley de Educación Superior Artículo 144.

3. CONSTANCIAS.

Los autores manifiestan que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto la obra es original y que es el titular de los derechos patrimoniales, por lo que asume la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 13 días del mes de Marzo del 2018.

AUTOR:

Firma: 

Nombre: Darwin Javier Ramirez Ante

Cédula: 040194400-4



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE GRADO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

Yo, **DARWIN JAVIER RAMÍREZ ANTE**, con cédula de identidad Nro. **0401944004**, manifiesto la voluntad de ceder a la Universidad Técnica del Norte los derechos patrimoniales consagrados en la Ley de Propiedad Intelectual del Ecuador, artículos 4, 5 y 6, en calidad de autor de la obra o trabajo de grado denominado: **“ANÁLISIS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA DEL CICLO DIÉSEL”**, que ha sido desarrollado para optar por el título de: **INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ** en la Universidad Técnica del Norte, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente. En mi condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Técnica del Norte.

Ibarra, a los 13 días del mes de Marzo del 2018.

Firma: 

Nombre: Darwin Javier Ramírez Ante

Cédula: 040194400-4

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente proyecto fue realizado en su totalidad por el señor:
Darwin Javier Ramírez Ante, como requerimiento para la obtención del título de
Ingeniería en Mantenimiento Automotriz.

Atentamente,



Ing. Jorge Luis Melo.
DIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mi Dios por haberme guiado con sabiduría a cumplir una meta más.

A la Universidad Técnica del Norte por haberme transmitido sus conocimientos durante toda la carrera.

A mi familia e hijos por estar conmigo en todo momento apoyándome y dándome fuerzas para seguir adelante en todas mis metas.

Al Ing. Jorge Luis Melo. Director del Proyecto, quien con su orientación me guio para realizar mi trabajo de grado.

Darwin Javier R.

DEDICATORIA

El presente Trabajo de Grado se lo dedico a mis padres, Efrén Ramírez y Martha Ante, que gracias a su sacrificio me han ayudado a concluir con una meta tan anhelada, que siempre me brindaron ese apoyo incondicional a lo largo de mi carrera.

A mi familia, mis hermanos, a mi pareja que, gracias a su amor, comprensión, sus consejos y su constante motivación me han permitido ser una mejor persona, para el cumplimiento cada uno de mis objetivos propuestos.

A mis hijos por ser parte de mi inspiración y así esforzarme cada día más a lo largo de mi vida para ofrecerle un mejor futuro.

Darwin Javier R.

ÍNDICE DE CONTENIDO

RESUMEN	xv
ABSTRAC	xvi
INTRODUCCIÓN	xvii
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	1
1.1 Antecedentes	1
1.2 Planteamiento del problema	2
1.3 Formulación del problema	3
1.4 Delimitación	3
1.4.1 Temporal	3
1.4.2 Espacial	3
1.5 Objetivos	4
1.5.1 Objetivo General	4
1.5.2 Objetivos Específicos	4
1.6 Justificación	4
2. MARCO TEÓRICO	6
2.1 Consideraciones básicas para el análisis de ciclos de potencia.	6
2.2 Aire estándar.	7
2.3 Panorama de las máquinas reciprocantes.	9
2.3.1 Principales Características y Componentes.	14
2.3.2 Ventajas y desventajas operativas del motor diésel	18
2.4 Ciclo ideal para las máquinas de encendido por compresión	20
2.4.1 Descripción del ciclo diésel	20
2.5 Balance de energía	23
3. PROPUESTA	26
3.1 Análisis de gases de combustión	26
3.1.1 Monitoreo de emisiones para motores diésel	26
3.1.2 Medición de emisiones	27
3.2 El proceso de combustión	29
3.2.1 Características generales	29
3.2.2 Combustión	29
3.2.3 Combustible	30
3.2.4 El comburente u oxidante	31

3.2.5	Productos de combustión	31
3.3	Estequiometria del proceso de combustión	32
3.3.1	Volumen de aire que ingresa a los cilindros	32
3.4.	Evaluación del ciclo diésel teórico	35
3.4.1	Estado 1	36
3.4.2	Fase 1-2	38
3.4.3	Fase 2-3	40
3.4.4	Fase 3-4	43
3.4.5	Fase 4-1	44
3.4.6	Estado 1-0	45
3.4.7	Cálculo de la eficiencia térmica teórica	46
3.5	Evaluación del ciclo diésel real	47
3.5.1	Estado 1	50
3.5.2	Fase 1-2	53
3.5.3	Fase 2-3	55
3.5.4	Fase 3-4	57
3.5.5	Fase 4-1	59
3.5.6	Cálculo de la eficiencia térmica real	60
4	ANÁLISIS Y RESULTADOS	62
4.1	Análisis de la eficiencia térmica teórica del motor diésel de la Mazda BT50	62
4.2	Análisis de la eficiencia térmica real del motor diésel de la Mazda BT50	63
4.3	Análisis del proceso de transformación de energía	64
4.4	Análisis del mantenimiento automotriz para mejorar la eficiencia en la transformación de energía en un motor de ciclo diésel.	66
5.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	68
5.1	CONCLUSIONES	68
5.2	RECOMENDACIONES	69
	BIBLIOGRAFÍA	70
	ANEXOS	72

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA NÚMERO	DESCRIPCIÓN	PÁG.
2-1:	Esquema de funcionamiento de un motor de combustión interna representado mediante bloques de entrada (input) y salida (output).	10
2-2:	Componentes internos de un motor de combustión interna.	11
2-3:	Dimensiones básicas de un cilindro de un motor de combustión interna.	12
2-4:	Volumen máximo y mínimo al interior de un cilindro de las maquinas reciprocantes.	13
2-5:	Partes de un pistón de motor de combustión interna.	14
2-6:	Partes de una biela de motor de combustión interna.	15
2-7:	Partes integrantes de un cigüeñal de maquina reciprocante.	15
2-8:	Componentes de un bock de motor a diésel.	16
2-9:	Componentes de la culata de un motor a diésel.	16
2-10:	El árbol de levas y sus partes constitutivas.	17
2-11:	Bomba de inyección de aceite combustible diésel.	17
2-12:	El inyector diésel y sus componentes principales.	18
2-13:	Diagramas presión vs. Volumen y temperatura vs. Entropía para un ciclo ideal diésel.	21
2-14:	Máquina térmica que opera entre una fuente de alta temperatura TH y una fuente de baja temperatura TL o sumidero.	24
3-1:	Motor diésel Mazda BT50	28
3-2:	Diagrama P-v de un ciclo diésel.	36
3-3:	Diagrama T-s de un ciclo diésel.	36
3-4:	Diagrama P-v para un ciclo diésel teórico.	45
3-5:	Análisis de gases en motor Mazda BT50	47
3-6:	Diagrama indicado para un ciclo diésel real.	50
3-7:	Diagrama P-V para un ciclo diésel real con los datos adquiridos.	60
4.1:	Diagrama de Sankey	64
4-2:	Mantenimiento preventivo de los filtros de aceite.	66

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA NÚMERO	DESCRIPCIÓN	PÁG.
3.1:	Especificaciones técnicas del motor diésel Mazda BT 50	28
3.2:	Características del diésel 2 utilizado en el motor diésel Mazda BT50	30
3.3:	Resultados de análisis de gases en motor Mazda BT50	48
4-1:	Propiedades termodinámicas del fluido de trabajo para el proceso teórico del ciclo diésel	62
4-2:	Propiedades termodinámicas del fluido de trabajo para el proceso real del ciclo diésel	63
4-3:	Diferencia del rendimiento térmico teórico con el real.	65

ÍNDICE DE ECUACIONES

ECUACIÓN NÚMERO	DESCRIPCIÓN	PÁG.
[2-1]	Eficiencia térmica	6
[2-2]	Relación de compresión	13
[2-3]	Trabajo neto	13
[2-4]	Presión media efectiva	14
[2-5]	Calor de entrada	22
[2-6]	Calor de salida	22
[2-7]	Eficiencia térmica bajo las suposiciones de aire frío	23
[2-8]	Relación de corte de admisión	23
[2-9]	Relación de eficiencia térmica	23
[2-10]	Balance de masa y energía	25
[2-11]	Cantidad de energía	25
[2-12]	Trabajo máximo	25
[3-1]	Reacción de combustión	29
[3-2]	Volumen de aire que ingresa a los cilindros	32
[3-3]	Volumen de aire total	33
[3-4]	Volumen ocupado por las cámaras de combustión	34
[3-5]	Volumen total de las cámaras de combustión	34
[3-6]	Volumen total de aire teórico	34
[3-7]	Interpolación de entalpía	37
[3-8]	Cálculo del volumen en función de la relación de compresión	38
[3-9]	Cálculo de temperatura en función de $k=1.4$	39
[3-10]	Cálculo de la presión P_2	39
[3-11]	Cálculo del volumen V_3 mediante la relación de corte de admisión	40
[3-12]	Cálculo de la temperatura T_3	41
[3-13]	Energía entregada	41
[3-14]	Masa de aire que ingresa al cilindro en el proceso de admisión	42
[3-15]	Cálculo de la temperatura T_4	43
[3-16]	Cálculo de la presión P_4	43
[3-17]	Calor de salida	45
[3-18]	Eficiencia térmica teórica	46

[3-19] Igualación de ecuación química	48
[3-20] Ecuación estequiométrica	49
[3-21] Masa de aire	51
[3-22] Volumen de aire que ingresa a los cilindros	52
[3-23] Interpolacion de entalpía	54
[3-24] Calor de entrada real	55
[3-25] Calor de salida real	59

ANEXOS

ANEXO NÚMERO	DESCRIPCIÓN	PÁG.
1:	Tablas de propiedades termodinámicas (unidades SI)	73
2:	Medición de gases de escape del motor diésel Mazda BT50	73

RESUMEN

La eficiencia energética de un ciclo diésel es crítico por las pérdidas de energía que se generan dentro del motor, principalmente por el calor disipado el cual no es aprovechado en su totalidad por las diferentes transformaciones de las leyes de la termodinámica.

En el motor diésel se estudia sus componentes y su respectivo funcionamiento de los mismos, formulando así los principios termodinámicos necesarios para el análisis del ciclo diésel, como son la primera y segunda ley de la termodinámica. En el presente proyecto se realiza un análisis de eficiencia tanto teórico como real en el ciclo diésel, llegando a una comparación de los dos, logrando así determinar el porcentaje de energía aprovechada y así mismo la energía perdida. La eficiencia teórica se la calculo por medio de una ficha técnica citada en el documento, la cual oscila en un 67% con una pérdida de energía del 33%, mientras que la eficiencia real es de 48%, dato obtenido por medio de las mediciones de gases realizadas en esta investigación en un motor didáctico de marca Mazda BT50, que se encuentra en el taller de la Universidad Técnica del Norte, llegando a determinar una pérdida de energía en este ciclo es de alrededor del 52%.

En el ciclo diésel el mantenimiento preventivo se lo realiza para brindar un mayor beneficio al momento de operar un motor con altos estándares de eficiencia energética, esto depende del tipo y antigüedad del motor, supervisando de una manera periódica los diferentes tipos de filtros como son: aceite, combustible y aire.

ABSTRAC

The energy efficiency of a diesel cycle is critical due to the energy losses that are generated inside the engine, mainly due to the dissipated heat, which is not fully exploited by the different transformations of the laws of thermodynamics.

In the engine, the components and their respective operation will be studied, formulating the thermodynamic principles necessary for the analysis of the diesel cycle.

In the present project an analysis of both theoretical and real efficiency in the diesel cycle will be carried out, arriving at a comparison of the two, thus being able to determine the percentage of energy used and also the energy lost.

The theoretical efficiency is reduced to 67% with an energy loss of 33%, while the real efficiency is 48%, obtained by means of the measurements. of gases made in this research in a didactic engine brand Mazda BT50, which is in the workshop of the Technical University of the North, reaching to determine a loss of energy in this cycle is about 52%.

In the cycle, the preventive maintenance is performed to provide a greater benefit when operating an engine with high energy efficiency standards, this depends on the type and age of the engine, periodically monitoring the different types of filters such as: oil, fuel and air.

INTRODUCCIÓN

En este Proyecto de Grado titulado “ANÁLISIS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA DEL CICLO DIÉSEL” se realizará un análisis termodinámico del motor diésel Mazda BT50 de propiedad de la Universidad Técnica del Norte para lo cual a través de un método inverso, es decir, conociendo el porcentaje de composición de los gases de escape se obtienen los reactivos y así poder conocer las cantidades de combustible y aire que intervienen en el proceso de combustión analizado.

En este marco se obtienen valores de temperatura, presión, entalpía, volumen y energía interna para cada estado del ciclo diésel tanto teórico como real, lo cual permite calcular las respectivas eficiencias del ciclo. Estas eficiencias calculadas son comparadas entre si y luego comparadas con la estándar para determinar en qué estado de funcionamiento se encuentra el motor en estudio.

En primer lugar se realiza el planteamiento del problema, para lo cual se trazan un objetivo general y otros específicos que conllevarán a la solución del problema.

Posteriormente se hace las consideraciones básicas para el análisis de los ciclos de potencia, se analiza en forma general el funcionamiento del motor diésel y de sus principales componentes y se formula los principios termodinámicos necesarios para el análisis del ciclo diésel.

A continuación se realiza el análisis tanto teórico como real del ciclo diésel del motor Mazda BT50, para lo cual se analiza el proceso de combustión a través de la ecuación estequiométrica, lo cual ayuda a cuantificar los valores de eficiencia térmica real y teórica.

Para finalizar se realiza el análisis de las eficiencias obtenidas comparándolas entre sí y con el estándar, se hace también un análisis de los porcentajes de los gases de combustión y se da unas recomendaciones de buenas prácticas energéticas en motores diésel. Finalmente en el capítulo V se realiza las conclusiones y recomendaciones más relevantes del trabajo de grado.

CAPÍTULO I

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Antecedentes

El uso, transformación y consumo racional de la energía es un elemento fundamental en el desarrollo y crecimiento de la economía mundial. Sin embargo, no es la energía en sí misma la que tiene valor para las personas sino los servicios que presta. Los servicios energéticos cubren una demanda amplia y variada: iluminación, confort (calefacción, aire acondicionado), refrigeración, comunicación, tecnologías de la información, producción de bienes y servicios y por supuesto el sector del transporte sea terrestre o marítimo en donde el uso de motores de combustión interna representan un importante consumo de combustibles fósiles (RAMIREZ C.A, 2014, pág. 16).

Debido a que la energía desempeña un papel fundamental en el desarrollo de todos los sectores productivos su utilización debería realizarse con altas tasas de eficiencia, con un consumo racional, bajo impacto medio ambiental y al menor costo posible.

El Ecuador es un país en desarrollo que con la explotación petrolera empezó la modernización del estado, moviéndose a un mayor crecimiento económico y consumo energético. Como resultado de ello, ha tenido una demanda de energía creciente en donde los combustibles fósiles constituyen la principal fuente de energía para el país, representando el 84% de la matriz energética del Estado (INE, 2010, pág. 8).

En este sentido, el uso de motores de combustión interna consume el 50% de la energía final que se utiliza en el país, esto básicamente debido a los subsidios de los derivados del petróleo, experimentando un crecimiento mayor que el resto de los países andinos en su demanda de energía y a la gran cantidad de vehículos que representan el parque automotor nacional. Todo esto conlleva a implicaciones en términos de consumo energético y emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) de un sector del uso de motores Diésel dominado por el petróleo, apuntan a que la reducción del combustible utilizado en este sector

sea (y debe ser) una de las más altas prioridades para el país (ENERGÍA, 2011, pág. 10).

Además, el uso de máquinas térmicas es responsable de una cuarta parte de las emisiones de gases de efecto invernadero relacionadas con la energía, Sin medidas radicales que les pongan freno, cabe esperar que las emisiones por transporte asciendan de 7,7 Gigatoneladas (Gt) a alrededor de 15 Gt para el 2050 (RAMIREZ C.A, 2014, pág. 19).

Debido a lo anterior, el tema de la eficiencia energética es tan crítico puesto que del total de energía primaria demandada, apenas el 37% se transforma en energía útil que es consumida por usuarios finales. Esto significa que dos tercios de la energía se pierden en procesos de transformación. Por lo tanto, la eficiencia energética es una de las estrategias para reducir la explosiva demanda creciente de energía y es el mecanismo más costo efectivo para conseguir reducción de emisiones de GEI y también menores costos de producción (ENERGÍA, 2011, pág. 11).

1.2 Planteamiento del problema

La eficiencia en el consumo, uso y transformación racional de la energía química almacenada en los combustibles fósiles a energía mecánica o de movimiento en el motor asociada a los motores diésel se encuentra entre un 30 y 45% en el mejor de los casos, es decir, que más del 50% de la energía que entra al motor se pierde en el proceso de transformación (INE, 2010, pág. 12).

Los factores que afectan el proceso de transformación de la energía pueden deberse a: rozamiento entre piezas en movimiento lo cual provoca que parte de la energía tiene que ser empleada en vencer el movimiento de las piezas transformándose en calor el cual no es aprovechado, tipos y periodos de mantenimiento del motor, sistema de refrigeración, desempeño mecánico, ambiental y termodinámico del sistema térmico como tal, por las condiciones medio ambientales en que opera, por el desempeño mecánico de las piezas del motor, por el tipo y calidad de combustible que utiliza.

Desde este enfoque, y particularmente para el caso del sector del uso de motores de combustión interna, se conoce el efecto directo que este sector de la economía tiene sobre la productividad y competitividad del país, sobre sus impactos ambientales y sociales, sobre la intensidad de consumo energético nacional, sobre las emisiones de material particulado y de gases de efecto invernadero (GEI).

En términos de eficiencia energética, uso racional de la energía, emisiones de GEI, emisiones de impacto local (material particulado, NO_x, SO_x, etc.) existe una clara necesidad de reducir el consumo de combustibles fósiles en general y si hay que seleccionar por dónde empezar, el uso de motores ciclo Diésel es uno de los sectores más estratégicos con un potencial muy significativo de mejora a nivel local, nacional y porque no decirlo a nivel mundial (HUANG, 2008, pág. 35).

1.3 Formulación del problema

¿Cómo se puede mejorar y cuáles son los principales parámetros que influyen en la eficiencia energética en los motores que operan bajo un ciclo diésel?

1.4 Delimitación

1.4.1 Temporal

El estudio del presente trabajo de grado se realizará entre los meses de Marzo del 2017 a Febrero del 2018.

1.4.2 Espacial

El desarrollo del presente trabajo de grado se llevara a cabo en los laboratorios de la Carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz de la Universidad Técnica del Norte de la ciudad de Ibarra en la Provincia de Imbabura.

1.5 Objetivos

1.5.1 Objetivo General

- Determinar el valor de la eficiencia energética para el motor ciclo diésel con el fin de poder comparar el valor real y así poder determinar si se encuentra dentro del rango aceptable.

1.5.2 Objetivos Específicos

- Determinar el valor teórico y real de la eficiencia energética del motor ciclo Diésel para ser comparados entre sí.
- Establecer dentro del proceso de transformación de energía en donde se producen las mayores pérdidas energéticas para mantener y mejorar el uso y consumo de la energía.
- Deducir la importancia del mantenimiento automotriz para mejorar la eficiencia en la transformación de energía en un motor ciclo diésel.

1.6 Justificación

A lo largo de las líneas anteriores se ha mencionada la importancia de una adecuada gestión del uso, consumo y transformación de la energía. Lo cual trae un sin número de ventajas no solo medio ambientales sino también económicas en casi todos los aspectos de la vida diaria.

El uso racional y un eficiente proceso de transformación de la energía traen consigo varios beneficios:

- En primer beneficio es que las emisiones de gases efecto invernadero (GEI) se ven reducir al disminuir el consumo de combustibles fósiles.

- Este primer aspecto trae consigo un ahorro económico al dejar de comprar combustibles ya que se realizará el mismo trabajo con un menor consumo de energía.
- Si unimos los dos beneficios anteriores de la implementación de programas de la eficiencia energética, podremos conseguir procesos más sostenibles, lo cual facilita a que toda la gente tenga condiciones de vida dignas y saludables, sacando el mayor partido posible a la energía.

Sin embargo aún en la mayoría de países no se cuenta con verdaderos programas que pongan en desarrollo e implementan sendas alternativas para el uso racional de la energía, debido básicamente a que se piensa que siempre la alternativa que posee un mayor rendimiento en consumo de energía es la más costosa, sin antes analizar el costo beneficio de estas alternativas. Muchas de las cuales son incluso de aspecto meramente conductual.

Es por todo esto que se mencionado hasta aquí, que el presente proyecto de grado abarca el estudio de la eficiencia de los motores ciclo Diésel, los cuales son muy utilizados en muchas aplicaciones de la industria, transporte tanto terrestre como marítimo, en sistemas de bombeos, en sistemas electrógenos entre otros.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Consideraciones básicas para el análisis de ciclos de potencia.

La mayor parte de los dispositivos que producen potencia operan en ciclos. Los ciclos que se llevan a cabo en los dispositivos reales son difíciles de analizar debido a la presencia de efectos complicados, como la fricción y la falta de tiempo suficiente para establecer las condiciones de equilibrio durante el ciclo. Para que sea factible el estudio analítico de un ciclo es necesario mantener estas complejidades en un nivel manejable y utilizar algunas idealizaciones. Cuando al ciclo real se le eliminan todas las irreversibilidades y complejidades internas, se consigue finalmente un ciclo que se parece en gran medida al real pero que está formado en su totalidad de procesos internamente reversibles. Tal ciclo es llamado el ciclo ideal y permite estudiar los efectos de los principales parámetros que gobiernan al ciclo sin detenerse en los detalles (CENGEL Y., 2012).

Las máquinas térmicas se diseñan con el propósito de convertir energía térmica en trabajo y su desempeño se expresa en términos de la eficiencia energética neta, que es la relación entre el trabajo neto producido por la máquina y la entrada de calor total:

$$\eta_{ter} = \frac{W_{neto} \text{ KJ}}{Q_{entrada} \text{ KJ}} \quad \text{o} \quad \eta_{ter} = \frac{w_{neto} \text{ KJ/Kg}}{q_{entrada} \text{ KJ/Kg}}$$

[2-1]

Donde:

η = Eficiencia térmica

W = Trabajo neto

Q = Energía de entrada

Los ciclos ideales son internamente reversibles y de la misma manera se pueden incluir reversibilidades externas al sistema como la transferencia de calor debido a una diferencia de temperatura finita. Entonces, la eficiencia térmica de un ciclo ideal, en general, es menor que la de un ciclo totalmente reversible que opera entre los mismos límites de temperatura. Sin embargo, incluso es considerablemente más alta que la eficiencia térmica de un ciclo real debido a las idealizaciones utilizadas (HUANG, 2008, pág. 41).

Las idealizaciones y simplificaciones empleadas comúnmente en los análisis de ciclo de potencia, pueden resumirse del siguiente modo:

- El ciclo no implica ninguna fricción. Por lo tanto el fluido de trabajo no experimenta ninguna caída de presión cuando fluye en tuberías o dispositivos como los intercambiadores de calor.
- Todos los procesos de expansión y compresión ocurren en la forma de cuasiequilibrio.
- Las tuberías que conectan a los diferentes componentes de un sistema están muy bien aislado y la transferencia de calor a través de ellas es insignificante.
- Los cambios en la energía cinética y potencial del fluido de trabajo es otra simplificación comúnmente empleada en el análisis de ciclos de potencia. Esto es posible que ya en estos dispositivos los términos de energía cinética y potencial son usualmente muy pequeños respecto a los otros términos de la ecuación de la energía.

2.2 Aire estándar.

En los ciclos de potencia de gas, el fluido de trabajo permanece como gas durante todo el ciclo. Los motores diésel son ejemplos comunes de dispositivos que operan en un ciclo de gas. En los motores diésel la energía se suministra al quemar un combustible dentro de las fronteras del sistema, es decir, son máquinas de combustión interna. Debido a este proceso de combustión la

composición del fluido de trabajo cambia durante el curso del ciclo de aire y combustible a productos de la combustión.

Sin embargo, si se considera que en el aire predomina el nitrógeno, el cual es sometido a diversas reacciones químicas en la cámara de combustión, todo el tiempo el fluido de trabajo se parece mucho al aire (CENGEL Y., 2012, pág. 53). Aunque las máquinas de combustión interna operan en un ciclo mecánico (el embolo regresa a su posición de inicio cuando finaliza cada revolución), el fluido de trabajo no se somete a un ciclo termodinámico completo; es lanzado (como gases de escape) fuera de la máquina en algún momento del ciclo en lugar de regresarlo al estado inicial. Trabajar en un ciclo abierto es la característica de todas las máquinas de combustión interna (ARTÉS, 2012, pág. 20).

Los ciclos de potencia de gases reales son bastante complejos. Para reducir el análisis a un nivel manejable, se utilizan las siguientes aproximaciones, conocidas comúnmente como suposiciones de aire estándar:

- El fluido de trabajo es aire que circula de modo continuo en un circuito cerrado y siempre se comporta como un gas ideal.
- Todos los procesos que integran el ciclo son internamente reversibles.
- El proceso de combustión es sustituido por un proceso de adición de calor desde una fuente externa.
- El proceso de escape es sustituido por un proceso de rechazo de calor que regresa al fluido de trabajo a su estado inicial.
- El aire tiene calores específicos constantes cuyos valores determinan a temperatura ambiente (25°C o 77 °F). Cuando se utiliza esta suposición, las del aire estándar son llamadas suposiciones de aire frío estándar (CENGEL Y., 2012, pág. 68).

2.3 Panorama de las máquinas reciprocantes.

Los motores de combustión interna, endotérmicos alternativos o máquinas reciprocantes (básicamente un dispositivo de cilindro-embolo) son máquinas que tienen por objeto transformar la energía química obtenida de la combustión de combustibles líquidos en energía mecánica o de movimiento, la cual es directamente utilizable para la realización de un trabajo.

La energía química transformada es proveniente de una combustión que se lleva cabo en el interior de la máquina, la cual es producida por el fluido activo, que consiste en la mezcla de un combustible, en este caso diésel, con el aire o comburente.

El movimiento de los elementos componentes de los motores endotérmicos alternativos se efectúa siempre a partir del efecto producido por el fluido activo, es decir, el movimiento se origina a partir de la reacción química violenta del mismo, al existir una combustión. Para hacer posible la producción de éste fluido activo, el combustible es suministrado directamente a un depósito el cual la maquina transporta consigo, mientras que el comburente, aire proveniente de la atmósfera, entra en la cámara interna para efectuar la combustión; así mismo, el aire absorbe gran parte del calor propagado por la misma y después se desecha al exterior conjuntamente con los gases de escape a una temperatura menor. Razón por la cual, el llamado fluido activo también funciona como compuesto por el cual se da una transferencia de calor ya que lo proporciona, o bien, lo descarga en distintos puntos del ciclo operativo del motor (CENGEL Y., 2012, pág. 82).

El arranque de los motores de combustión se lleva a cabo en su cámara interna, en donde se forma el fluido activo, y sucede al momento de ser incendiado; la misma cámara interna forma parte de un cilindro dentro del cual se mueve un pistón de forma rectilínea. Dicho pistón forma parte de un mecanismo pistón-biela-cigüeñal, donde el último constituye un eje rotativo.

Como consecuencia de la ignición, el pistón recibe tal excitación poniéndose en movimiento y éste, a su vez, transmite el movimiento a la biela, conectada al eje del cigüeñal, lo que resulta en el movimiento de la biela rotativa, en este caso eje cigüeñal.

Expresando el concepto del motor mediante un diagrama de bloques de entrada y salidas se puede tener como entrada el fluido activo y como salida una energía mecánica directamente utilizable.

Como se puede observar en la figura 2.1 es esencial la existencia de los sistemas auxiliares para el óptimo y correcto funcionamiento del motor. Estos consisten en: sistema de lubricación, refrigeración, sistema eléctrico, de arranque, de alimentación de combustible.

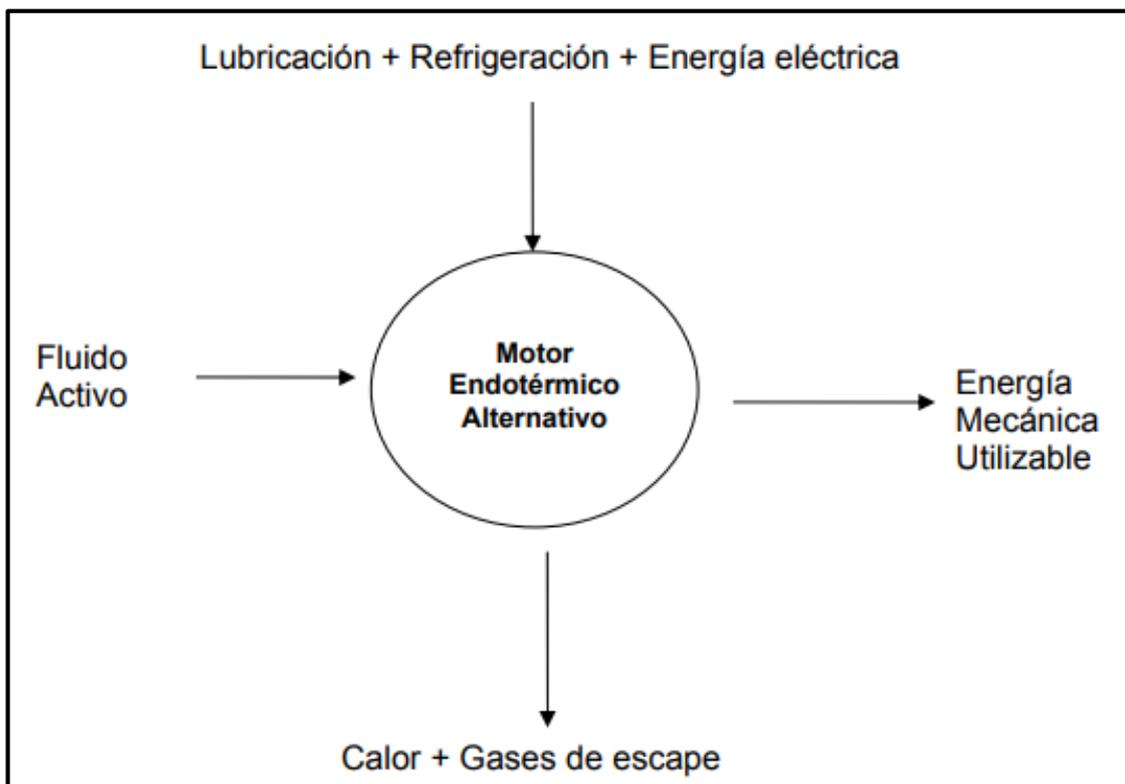


Figura 2-1: Esquema de funcionamiento de un motor de combustión interna representado mediante bloques de entrada (input) y salida (output).
(BERNAOLA, 2013, pág. 15).

El sistema de lubricación, mantiene lubricados todos los mecanismos móviles, igualmente sirve como refrigerante al absorber el calor disipado y reduce el trabajo perdido mediante el movimiento de los elementos que presenten fricción con respecto a otros. Su principal función radica en la aplicación de un manto superficial de aceite recubriendo así a los elementos móviles, lo anterior con la finalidad de evitar el contacto directo entre materiales metálicos y evitar el agarrotamiento o la tendencia a soldarse; de enfriar las partes con altas

temperaturas mediante una transferencia de calor y ayudar al estancamiento del pistón (BERNAOLA, 2013, pág. 16).

El sistema refrigerante es aquel que mantiene una temperatura constante del motor durante el funcionamiento y lo logra mediante la eliminación del exceso de calor que se pudiera generar en el funcionamiento.

El sistema eléctrico es el encargado de poner en funcionamiento los dispositivos tales como bombas hidráulicas, de agua o de refrigerante y de combustible; las cuales provocan un flujo que hace posible la circulación de los fluidos a los largo de tuberías y cañerías.

En la figura 2.2 se puede apreciar los componentes internos de un motor endotérmico alternativo.

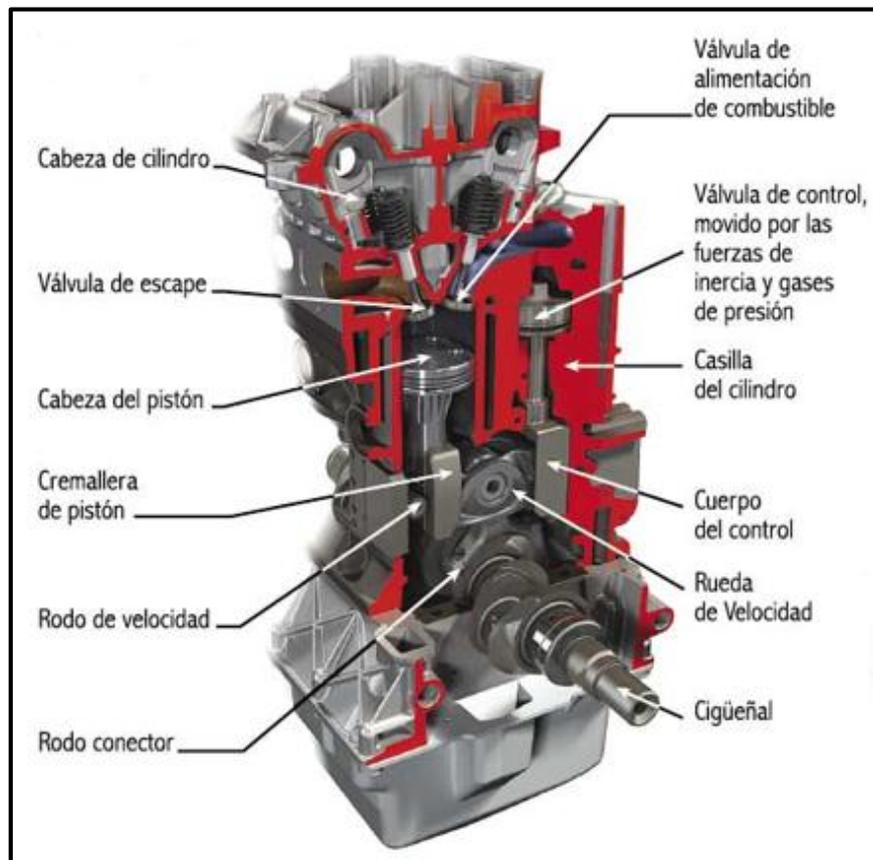


Figura 2-2: Componentes internos de un motor de combustión interna.
(ARIAS PAZ, 2004, pág. 15).

El cilindro es el contenedor en el cual se mueve el pistón con movimiento rectilíneo alternativo. El cilindro es parte del bloque de cilindros o block, Este a su vez forma parte de la bancada que podemos considerar como la estructura principal del motor. En muchos casos el bloque de cilindros está separada de la

bancada, a la cual va unido por medio de bulones. La parte superior de los cilindros está encerrada por la culata.

El volumen comprendido en el cilindro entre la culata y el pistón representa la cámara de combustión, en la cual se quema la mezcla de aire y combustible, es decir el fluido activo.

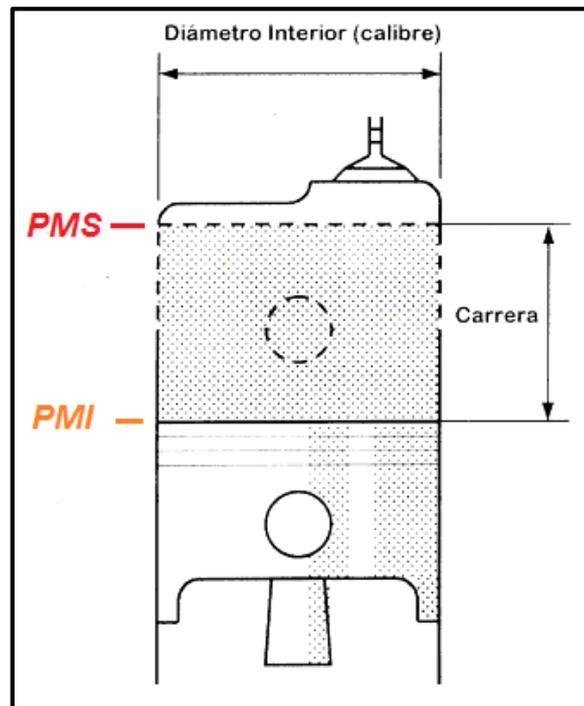


Figura 2-3: Dimensiones básicas de un cilindro de un motor de combustión interna.
(ARIAS PAZ, 2004, pág. 18).

En la figura 2.3 se puede evidenciar el Punto Muerto Superior (PMS), que es la posición del pistón más próxima a la culata. El Punto Muerto Inferior (PMI) que es la posición del pistón más alejada de la culata. Se evidencia además, el diámetro interior del cilindro o calibre que se expresa en milímetros (mm). La carrera comprende la distancia que recorre el pistón entre el PMS y el PMI y es igual salvo raras excepciones al doble del radio de la manivela del eje de cigüeñales. Se expresa generalmente en mm.

El volumen total del cilindro V_{max} es el espacio comprendido entre la culata y el pistón cuando este se halla en el PMI. Viene expresado por lo general en cm^3 . El Volumen de la cámara de combustión " V_{min} " o volumen de espacio libre está comprendido entre la culata y el pistón cuando este se halla en el PMS y suele expresarse en cm^3 .

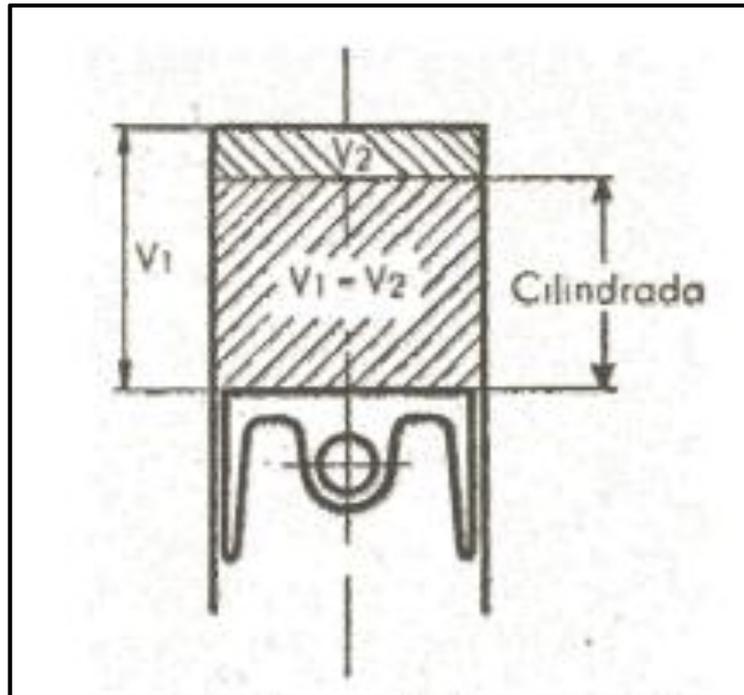


Figura 2-4: Volumen máximo y mínimo al interior de un cilindro de las máquinas reciprocantes.
(ARIAS PAZ, 2004, pág. 19).

A la diferencia del $(V_{max} - V_{min})$ se le conoce como volumen desalojado por el pistón, carrera del motor o cilindrada y es el generado por el pistón en su movimiento alternativo desde el PMS hasta el PMI y también se expresa en cm^3 . La relación entre el máximo volumen formado en el cilindro y el volumen mínimo (espacio libre) recibe el nombre de relación volumétrica de compresión o relación de compresión r_c del motor:

$$r_c = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}}$$

[2-2]

Otro término empleado en las máquinas reciprocantes es la presión media efectiva PME que es una presión ficticia que, si actuará sobre el émbolo durante toda la carrera de potencia, produciría la misma cantidad de trabajo neto que el producido durante el ciclo ideal. Es decir:

$$W_{neto} = PME \times area\ embolo \times carrera = PME \times volum.\ desplazamiento$$

[2-3]

$$PME = \frac{W_{neto}}{V_{max} - V_{min}} = \frac{w_{neto}}{v_{max} - v_{min}} \quad [KPa]$$

[2-4]

La presión media efectiva puede ser usada como parámetro para comparar el desempeño de máquinas reciprocantes de igual tamaño. La máquina que tiene un valor mayor de PME entregará más trabajo neto por ciclo y por lo tanto se desempeñara mejor.

2.3.1 Principales Características y Componentes.

En esta sección se abordara los principales componentes que integran un motor de combustión interna a Diésel. Los componentes encargados de realizar el funcionamiento sincronizado del motor son los siguientes.

Pistón.- La función principal del pistón es la de recibir las fuerzas causadas en la combustión a través de la biela y transmitirla al cigüeñal como fuerza de torsión (Figura 2.5). Otra función que cumple el pistón es la de cerrar y obturar la cámara de combustión interna con respecto al cárter o caja de cigüeñal. Genera la Compresión del aire para elevar su presión, temperatura y producir el autoencendido. Transmite el calor producido por los gases de combustión hacia las paredes del cilindro para que sean refrigeradas por el lubricante. Un pistón se divide en la cabeza, la zona de arcos, los vástagos y los cubos del perno. Por lo general se fabrica en aleaciones de aluminio (ARIAS PAZ, 2004, pág. 28).



Figura 2-5: Partes de un pistón de motor de combustión interna.
(ARIAS PAZ, 2004, pág. 28).

Biela.- Permite el acople del pistón al cigüeñal y la transformación del movimiento alternativo del pistón en movimiento rotativo a la salida del cigüeñal, por lo general se construye de aleaciones de aluminio. La biela y sus partes se detallan en la figura 2.6 (ARIAS PAZ, 2004, pág. 30).

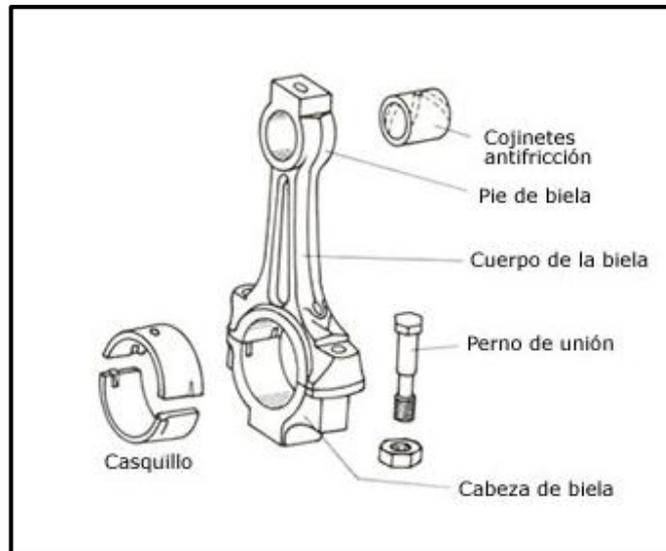


Figura 2-6: Partes de una biela de motor de combustión interna.
(ARIAS PAZ, 2004, pág. 30).

Cigüeñal.- La función principal del cigüeñal (figura 2.7) es la de transformar el movimiento alternativo del pistón en movimiento rotativo a la salida del cigüeñal, creando un momento de giro el cual se transmite al embrague principalmente. Su forma depende de la constitución del motor, como es el número de cilindros, el número de apoyos, la longitud de carrera y del orden de encendido. El cigüeñal es fabricado en acero forjado (ARIAS PAZ, 2004, pág. 38).

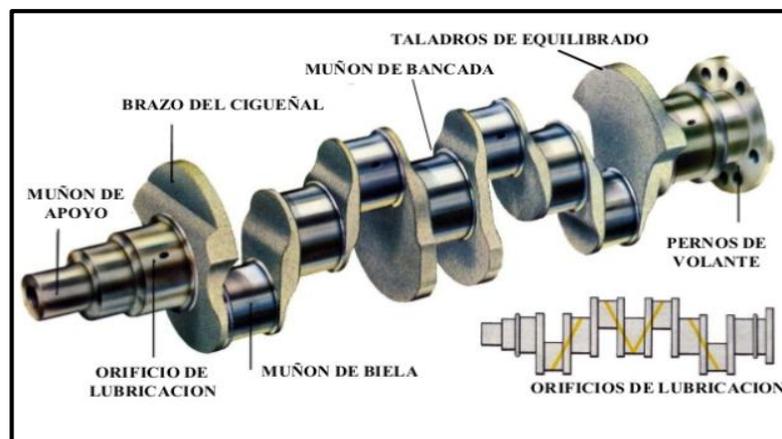


Figura 2-7: Partes integrantes de un cigüeñal de máquina reciprocante.
(ARIAS PAZ, 2004, pág. 38).

Block.- El block o bloque de cilindros que se detalla en la figura 2.8, alberga en su interior al pistón, bielas, apoyos del cigüeñal y circuitos de lubricación. La principal misión del bloque de cilindros es la de resistir todos los esfuerzos generados por la combustión, conducir el calor generado, conducir el aceite y refrigerante por su interior, generalmente está fabricado de aleaciones de aluminio o de fundición en la mayoría de los casos (DRAGHI L., 2015, pág. 25).

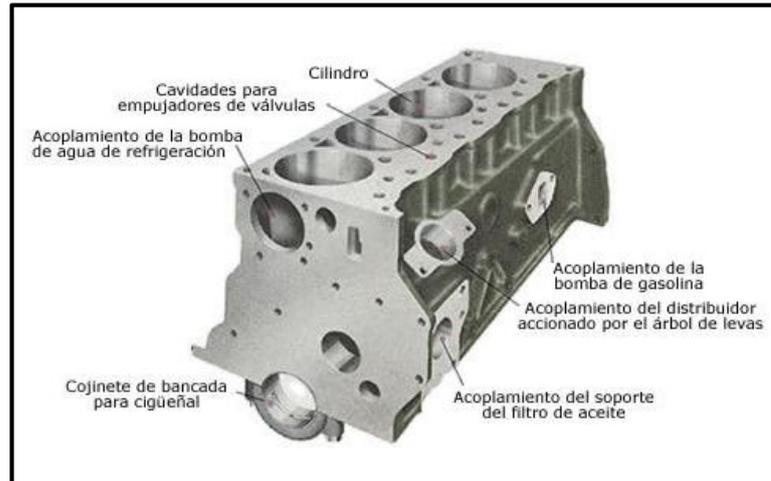


Figura 2-8: Componentes de un bock de motor a diésel.
(DRAGHI L., 2015, pág. 25).

Culata.- La culata (Figura 2.9) permite el acople con los múltiples de admisión y escape, las bujías de precalentamiento, inyectores, etc. La culata lleva alojado a las válvulas, cámaras de combustión, árbol de levas y los mecanismos empleados para la distribución. Está fabricada de aleaciones por lo general (DRAGHI L., 2015, pág. 30).

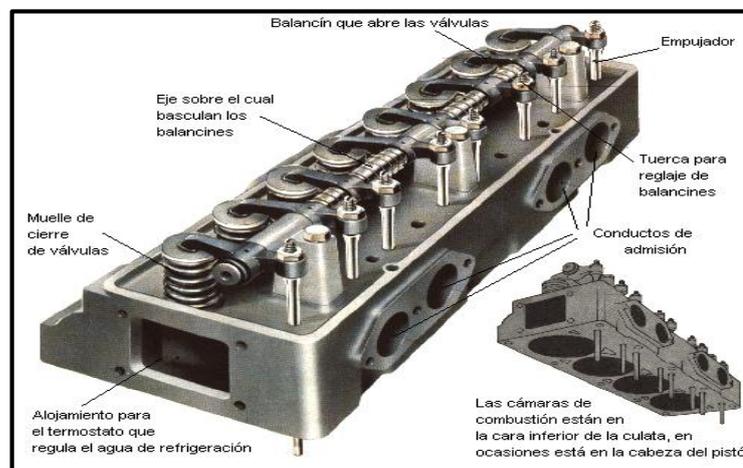


Figura 2-9: Componentes de la culata de un motor a diésel.
(DRAGHI L., 2015, pág. 30).

Árbol de levas.- El árbol de levas que se indica en la figura 2.10 cumple la función de apertura o cerrar las válvulas de admisión y escape, teniendo una relación de transmisión de 1:2 con respecto al cigüeñal. Por lo general es fabricada en fundición gris o aleada (ARIAS PAZ, 2004, pág. 40).

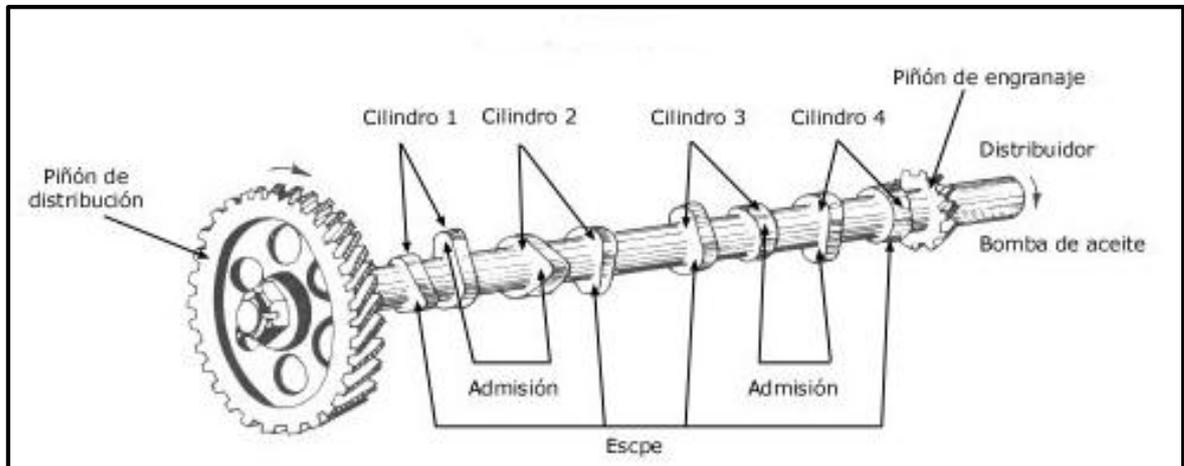


Figura 2-10: El árbol de levas y sus partes constitutivas.
(ARIAS PAZ, 2004, pág. 40).

Bomba de inyección.- La misión principal es la de conducir el aceite combustible desde el depósito hacia los inyectores. Genera el tiempo de adelanto en la combustión del fluido activo y regula la distribución exacta del combustible en cada uno de los cilindros. Permite el aumento del régimen del motor o la disminución del mismo. Una bomba de inyección típica es la mostrada en la figura 2.11 (DRAGHI L., 2015, pág. 35).

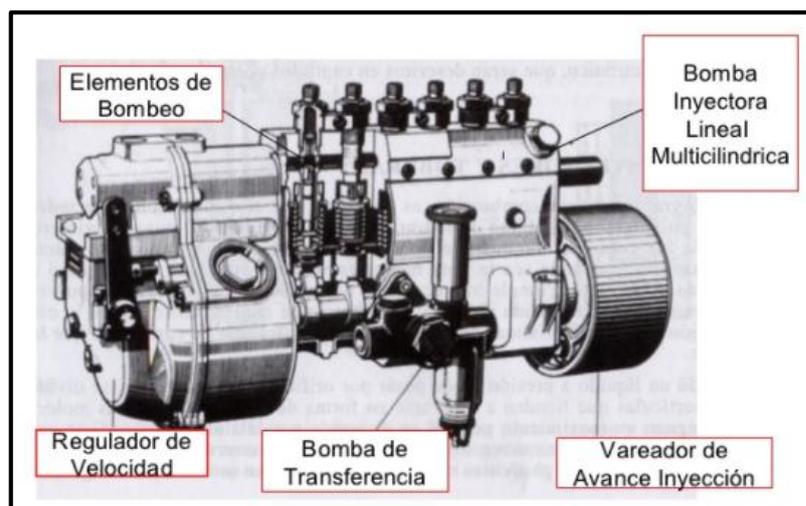


Figura 2-11: Bomba de inyección de aceite combustible diésel.
(DRAGHI L., 2015, pág. 35).

Inyectores.- Los inyectores (figura 2.12) son los encargados de pulverizar y de mezclar de forma adecuada el aceite combustible en el interior de las cámaras de combustión (DRAGHI L., 2015, pág. 38).

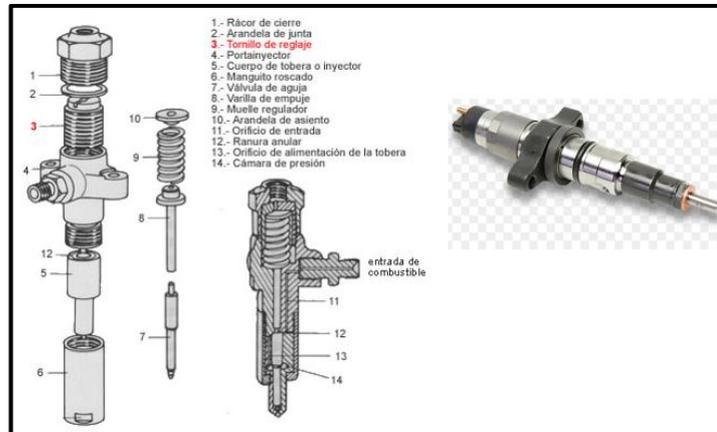


Figura 2-12: El inyector diésel y sus componentes principales. (DRAGHI L., 2015, pág. 38).

2.3.2 Ventajas y desventajas operativas del motor diésel

Con los avances tecnológicos de los últimos tiempos, los motores diésel cambiaron para dejar de ser aquel lento, contaminante y ruidoso motor que se conocía antiguamente, para pasar a hacer el principal competidor del motor a gasolina. Pero como toda máquina tiene sus ventajas y desventajas que a continuación se mencionan, (OBERT, 2007, pág. 23):

Ventajas

- Durabilidad y larga vida.- Probablemente esta sea la característica más importante y es debido a que el proceso de combustión de un motor Diésel es por compresión de aire, mientras que el de gasolina necesita una mezcla de aire y gasolina para generar la explosión que ocurre dentro de los pistones. Esto al final se traduce en mucho menos desgaste de sus partes y más aguante de millas en comparación a su par de gasolina.
- Fiabilidad.- Desde que se inventó el motor Diésel lo han adaptado a casi todas las equipos de trabajo duro y pesado que se pueda imaginar,

ganándose así su merecida fama, pero en realidad lo que hace que este tipo de motores sean realmente fiables, es su sencillez; No hay bujías, cables, rotores, distribuidores, etc.

- **Economía.**- El motor diésel permite rodar más del doble de la distancia que un motor a gasolina, con la misma cantidad de combustible. Esto se debe a que el diésel tiene mayor densidad que la gasolina y como consecuencia ahorra un 30% su consumo.
- **Capacidad de arrastre.**- Estos motores generan mucho torque como resultado de las bajas revoluciones que genera, lo que se traduce en un aumento de su efectividad y capacidad para cargar o arrastrar, es que es mucho mayor en comparación a la de un motor de gasolina.

Desventajas

- **Peso.**- Un motor diésel es mucha más pesado que un motor de gasolina, pero debido a su relación peso potencia no se le da tanta importancia.
- **Velocidad.**- Son motores más, lentos, aunque los desarrollos tecnológicos de hoy en día han hecho que estos puedan generar velocidades similares a las de un motor a gasolina.
- **Reparaciones.**- la mano de obra, así como el costo de partes/repuestos, es más costoso aun cuando también es menos probable que sea necesario hacer cambios de piezas, pues su tecnología, durabilidad y la frecuencia de mantenimiento contribuyen en reducir el riesgo.
- **Ruido.**- Con todo y los avances de hoy en día, los motores diésel siguen siendo más ruidosos que los de gasolina.

2.4 Ciclo ideal para las máquinas de encendido por compresión

El ciclo diésel es el ciclo ideal para las máquinas reciprocantes de encendido por compresión. En los motores de encendido por compresión o motores diésel el aire se comprime hasta una temperatura que es superior a la temperatura de autoencendido del combustible, y la combustión inicia al contacto, cuando el combustible se inyecta dentro de este aire caliente. Por lo tanto, en los motores diésel la bujía y el carburador son sustituidos por un inyector de combustible.

En los motores a diésel, el aire se comprime durante la carrera de compresión, eliminando la posibilidad de autoencendido. Por lo tanto, los motores Diésel pueden ser diseñados para operar en relaciones de compresión mucho más altas, generalmente entre 12 y 24. No tener el problema del autoencendido conlleva otro beneficio: muchos de los exigentes requerimientos impuestos a la gasolina pueden ser eliminados, de manera que los combustibles menos refinados (y por lo tanto más costosos) pueden utilizarse en los motores diésel (OBERT, 2007, pág. 199).

2.4.1 Descripción del ciclo diésel

El Ciclo diésel es un modelo simplificado de lo que ocurre en un motor diésel. El proceso de inyección del aceite combustible en los motores diésel empieza cuando el pistón se aproxima al PMS y continúa durante la primera parte de la carrera de potencia. Por lo tanto, en estos motores el proceso de combustión sucede durante un periodo más largo. Debido a esta mayor duración, el proceso de combustión en el ciclo diésel ideal se obtiene como un proceso de adición de calor a presión constante.

El periodo de combustión se toma como proceso a presión constante, la salida de los gases de escape se hace como proceso a volumen específico constante (OBERT, 2007, pág. 203).

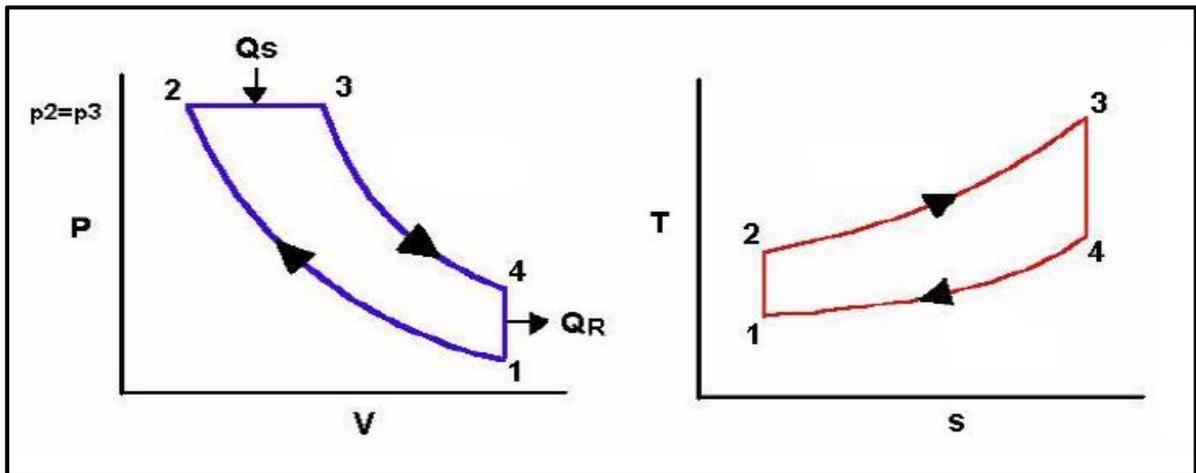


Figura 2-13: Diagramas presión vs. Volumen y temperatura vs. Entropía para un ciclo ideal diésel.
(OBERT, 2007, pág. 203).

Los procesos del ciclo diésel se pueden representar en los diagramas Temperatura vs Entropía (T-S) y presión vs. Volumen específico (P-V), los cuales se indican en la figura 2.13, para el ciclo diésel ideal, que a continuación se describen:

Compresión 1-2.- El proceso que se lleva a cabo entre los estados 1 y 2 es una compresión isentrópica, es decir, sin intercambio de calor con el exterior y representa la compresión de la masa de aire fresca que ingresa al cilindro del motor diésel con las válvulas de admisión y escape cerradas. El pistón en el PMI empieza su carrera de ascenso, comprimiendo al aire hasta llegar al PMS modificando sus propiedades termodinámicas, al elevar su presión, temperatura y disminuyendo el volumen específico, por efecto del principio adiabático.

Combustión 2-3.- En esta fase del ciclo se efectúa la adición de calor " Q_e " como un proceso isobárico (a presión constante). Si bien es cierto el ciclo real de la combustión diésel es complejo, ya que poco antes de que el pistón alcance el PMS, con las válvulas de admisión y escape cerradas, el inyector pulveriza el combustible dentro de la cámara que la ponerse en contacto con el aire caliente comienza a evaporarse antes de que haya comenzado la inyección de todo el combustible en el interior del cilindro, un 20% de las gotas de combustible inyectado se auto inflaman y da comienzo a una primera combustión caracterizada por ser muy turbulenta e imperfecta por no tener el tiempo suficiente para homogeneizarse la mezcla de aire y combustible (CENGEL Y., 2012, pág. 500).

El 80% de aire restante que no ha sido quemado se da en una segunda combustión pausada y perfecta, que es la que se idealiza para ser simplificada por un proceso isobárico. Como consecuencia de la combustión se eleva la temperatura del fluido activo, debido a la energía química liberada por el proceso de combustión y que el ciclo ideal se ha considerado como una adición de calor que el aire a recibido de una fuente externa como un proceso isobárico reversible.

Expansión 3-4.- Este proceso se efectúa entre los estados 3 y 4 y se lo ha idealizado como una expansión isentrópica del aire estándar, con las válvulas de admisión y escape cerradas, debido a la elevación de la temperatura de los gases como consecuencia del proceso de combustión que empujan el pistón desde el PMS hasta el PMI, produciendo un movimiento rotativo a través del cigüeñal y generando trabajo (CENGEL Y., 2012, pág. 751).

Escape 4-1.- En esta fase se idealiza como un proceso isocórico desde la presión final del proceso hasta la inicial del proceso de compresión (estados 1-2). Permaneciendo las válvulas de admisión y escape cerradas, el pistón se encuentra en el PMI en el cual el aire cede calor hacia el exterior debido a la idealización antes planteada. El calor es cedido hasta retornar el aire hasta las condiciones termodinámicas iniciales, por lo que se cierra el ciclo de trabajo.

La cantidad de calor añadida al fluido de trabajo a presión constante y rechazada por este a volumen constante puede expresarse como (CENGEL Y., 2012, pág. 752):

$$q_{entrada} = P_2(v_3 - v_2) + (u_3 - u_2) = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad [2-5]$$

$$q_{salida} = (u_4 - u_1) = c_v(T_4 - T_1) \quad [2-6]$$

Donde:

P = Presión

v = Volumen

u = Energía interna

h = Entalpía

c_p = Calor específico a presión constante

c_v = calor específico a volumen constante

T = Temperatura

Entonces la eficiencia térmica de un ciclo diésel ideal bajo las suposiciones de aire frío estándar se vuelve.

$$\eta_{ter} = \frac{W_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)}$$

[2-7]

Al definir una nueva cantidad, la relación de corte de admisión r_i , como la relación de volúmenes del cilindro antes y después del proceso de combustión:

$$r_i = \frac{V_3}{V_2}$$

[2-8]

Al usar esta definición y las relaciones de gas isentrópicas para los procesos 1-2 y 3-4, la relación de la eficiencia térmica se reduce a:

$$\eta_{ter} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right]$$

[2-9]

Donde $k = 1.4$ es la constante de la relación de compresión y del cierre de admisión. Las eficiencias térmicas de los motores diésel varían entre el 35 y 45%.

2.5 Balance de energía

El principio de conservación de la energía expresado por la primera ley de la termodinámica es un concepto que hace hincapié en que durante un proceso, la energía no se crea ni se destruye, solo cambia de una forma a otra. La segunda ley de la termodinámica afirma que los procesos ocurren en cierta dirección y que la energía tiene calidad así como cantidad. Conservar la energía

es una cuestión importante y la segunda ley provee los medios necesarios para determinarla, el grado de degradación que sufre la energía durante un proceso. Por lo tanto, lo que se entiende por conservación de la energía es la conservación de la calidad de la energía, no la cantidad, (CENGEL Y., 2012, pág. 173).

Entonces, debido a que la energía no se crea ni se destruye, solo cambia de forma, cada cantidad de energía por pequeña que sea debe justificarse durante un proceso. Además, esta energía posee una calidad la cual debe cuidarse que en los procesos reales no disminuya a valores indeseables.

En este sentido, el balance de energía considera la aplicación de la primera y segunda ley de la termodinámica para ciclos o procesos termodinámicos en donde la sustancia permanece constante (sistemas cerrados, masas fijas) o fluye a través de los volúmenes de control (sistema abierto, flujo másico) con el objetivo de evaluar tanto en calidad como en cantidad, la energía utilizada en dicho proceso.

Ahora bien, los equipos que operan bajo un ciclo termodinámico se llaman máquinas térmicas figura 2.14 y convierten el calor en trabajo usando dispositivos especiales, de la siguiente forma:

- Reciben calor Q_H de una fuente de alta temperatura T_H .
- Convierten parte de ese calor en un trabajo neto.
- Rechazan el calor de desecho (Q_L) en un sumidero a baja temperatura (T_L).

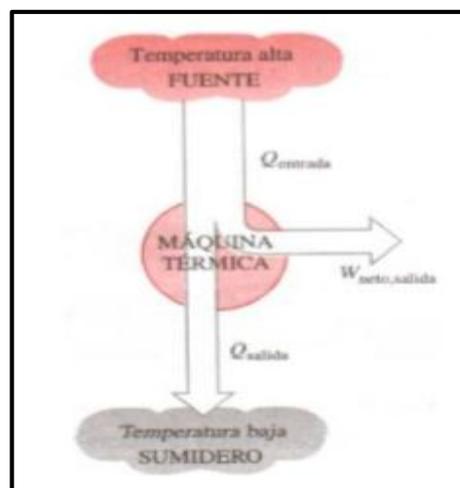


Figura 2-14: Máquina térmica que opera entre una fuente de alta temperatura T_H y una fuente de baja temperatura T_L o sumidero. (CENGEL Y., 2012, pág. 305).

En esencia la primera ley es una expresión de la conservación de la energía, conocida también como balance de energía. El balance de masa y energía generales para un sistema que experimente cualquier proceso se puede expresar como:

$$\frac{E_{ENTRDA} - E_{SALIDA}}{\text{Transferencia neta de energía por calor, trabajo y masa}} = \frac{\Delta E_{SISTEMA}}{\text{Transferencia neta de energía por calor, trabajo y masa}} \quad [KJ]$$

[2-10]

(CENGEL Y., 2012, pág. 173). Durante un proceso de flujo estable, el contenido de energía total de un volumen de control permanece constante ($E_{vc}=\text{constante}$); por lo tanto, el cambio de la energía total del volumen es cero ($\Delta E_{vc}=0$). En consecuencia la cantidad de energía, que entra a un volumen de control en todas las formas (calor, trabajo y masa) debe ser igual a la cantidad de energía que sale. Entonces la ecuación 2.12 se reduce para un proceso de flujo estable a:

$$\frac{E_{ENTRDA} - E_{SALIDA}}{\text{Transferencia neta de energía por calor, trabajo y masa}} = 0 \quad [KJ]$$

[2-11]

En general, se acepta la exergía como medida de la calidad de la energía, su capacidad para producir trabajo, es decir, su potencial para transformarse en otros tipos de energía y por consiguiente la exergía puede aplicarse al estudio de procesos tecnológicos además de plantas de energía, ciclos termodinámicos y máquinas térmicas. Debido a que este tipo de máquinas operan entre una fuente de alta temperatura (T_H) y el ambiente (T_0) la disponibilidad o exergía del ciclo es el trabajo máximo, expresado como:

$$W_{max} = n_{termica} \times Q_H = Q_H \times \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)$$

[2-12]

CAPÍTULO III

3. PROPUESTA

3.1 Análisis de gases de combustión

Para poder realizar un análisis energético a través del cálculo de la eficiencia térmica del motor diésel Mazda BT50 y dado que el funcionamiento de este tipo de motores es muy compleja, además que no cuenta con la instrumentación necesaria y confiable para poder determinar el gran número de parámetros requeridos para encontrar la eficiencia del motor diésel, es decir para realizar un análisis termodinámico más exhaustivo, se ha recurrido a un método indirecto que consiste en analizar la composición química de los productos de combustión o gases de escape. Esto se hace fundamentalmente con la ayuda de analizadores de datos de gases combustión, los cuales arrojan datos de la composición de los gases, productos de la combustión. Esto nos ayuda para poder plantear una reacción inversa para encontrar los reactivos conociendo los productos, a través de la estequiometría de la combustión.

3.1.1 Monitoreo de emisiones para motores diésel

Como resultado del proceso de combustión en los motores diésel se obtienen diversos gases y productos, entre ellos los más importantes son: Monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO_2), oxígeno (O_2), hidrocarburos no quemados (HC), nitrógeno, agua y bajo ciertas condiciones óxidos de nitrógeno (NO_x) y material particulado, (OBERT, 2007, pág. 385).

Un correcto análisis de las proporciones de los gases puede dar lugar a diagnósticos muy importante del funcionamiento del motor. El analizador de gases de escape analiza la química de estos gases y nos dice en que proporciones se encuentran los mismos. Además, la medición de los gases de las emisiones de escape es importante para la sintonía del motor, optimización

de su performance, seguridad y probar que las emisiones cumplan con las regulaciones medio ambientales.

En este sentido, la nivelación de los niveles de O_2 y CO inmediatamente después de que los gases de escape dejen el motor, antes de cualquier cartucho catalítico, provee una excelente indicación de cuan rica o pobre es la combustión del motor y puede ser utilizada para su afinamiento y así alcanzar una óptima performance, fuera del consecuente ahorro económico. Niveles significativos de Hidrocarburos combustibles $CxHy$ por encima o debajo de los valores recomendados por el fabricante del motor, con una indicación de combustible indeseado y no quemado. Ajustes adicionales en la combustión o en el mantenimiento del motor pueden ser requeridos para resolver este potencial peligro de seguridad.

Las emisiones de altas concentraciones de CO , NO_x e hidrocarburos en los gases de escape pueden ser peligrosos para la seguridad y salud y en la mayoría de los casos, están reguladas por las autoridades relacionadas al cuidado del medio ambiente.

3.1.2 Medición de emisiones

El monitoreo de emisiones en cumplimiento a la legislación es efectuada a la salida del escape. Esta regulación normalmente requiere la medición de contaminantes incluyendo CO , NO_x e hidrocarburos. Mediciones del nivel de O_2 de los gases de escape son también requeridas desde que la mayoría de emisiones deben ser hechas para un nivel de O_2 de referencia conocido. El nivel de referencia típico de O_2 para motores es de 11% y 15% y está regulado en las normas nacionales. Las emisiones de los motores son reportadas mayormente en unidades de partes por millón (ppm) y porcentaje (OBERT, 2007, pág. 391). Para la presente investigación se analizarán los gases de combustión en el motor diésel de una Mazda BT50, para determinar la eficiencia energética teórica que esta posee, a través de los datos técnicos que se especifican en la tabla 3.1:

Tabla 3.1 Especificaciones técnicas del motor diésel Mazda BT 50

Marca	MAZDA
Motor Tipo	BT50
Numero de cilindros	4 en línea, DOHC
Diámetro interior cilindro	93 mm
Carrera	92 mm
Cilindrada	2499 cm ³
Relación de compresión	18x1
Luz de válvulas (Admisión)	(F) 0,40 mm
Luz de válvulas (Escape)	(F) 0,40 mm
Relación de corte de admisión	2
Aspiración	Turbo- intercooler
Inyección	Electrónica de riel común CRDI
Potencia máxima	140,9 KW a 3500 rpm (157,30 HP)
Torque máximo	363 Nm a 1800 rpm
Orden de encendido	1-3-4-2
Revoluciones máximas	2850
Ralentí	750 – 790 rpm
Tipo de recubrimiento del cilindro	Tipo seco, cilindro de acero inoxidable cromado.
Sistema de distribución	Por banda
Compresión del motor	441 psi (3040,59 KPa)
Lubricación	Aceite 15W40 SAE con grado API
Método de lubricación	Circulación a presión
Filtro de aceite	Cartucho desechable con componente de papel filtrante.
Filtro de combustible	Cartucho desechable con componente de papel filtrante y separador de agua.
Filtro de aire	Elemento desechable con componente de papel seco.
Voltaje nominal	12 V

(Manual del motor BT 50, pág. 1)

Los anteriores datos fueron sacados del motor Mazda BT50 que se encuentra en las instalaciones del colegio universitario de la ciudad de Ibarra al cual realizaremos el estudio de análisis de eficiencia energética.



Figura 3-1: Motor diésel Mazda BT50

3.2 El proceso de combustión

3.2.1 Características generales

La gran mayoría de los procesos de generación de energía, implican la utilización de una fuente de energía, que al combustionarse produce una reacción química. Todo proceso de combustión implica necesariamente un cambio en la composición de las sustancias que intervienen en estos procesos por cuanto se trata de reacciones químicas, (OBERT, 2007, pág. 119).

En este sentido, el proceso de combustión se define como la reacción química exotérmica auto mantenida, que implica la oxidación de los componentes de los combustibles, los cuales tiene la capacidad de ser oxidados, lo que nos permite poder expresar a través de una ecuación química o ecuación de reacción.

La combustión (quemar algo) es un proceso tan fácil de realizar porque genera mucha entropía y por tanto su viabilidad (tendencia a reaccionar) es muy alta; mucha energía ordenada en los enlaces químicos pasa bruscamente a energía térmica (desordenada) de las partículas producidas.

3.2.2 Combustión

Es un proceso mediante el cual las sustancias (combustibles) capaces de reaccionar con el oxígeno (oxidante), interactúan con este generando calor. Entre las sustancias más comunes tenemos a los hidrocarburos, los cuales a través de la combustión son capaces de generar energía. La reacción de combustión se puede resumir de la siguiente manera:



[3-1]

3.2.3 Combustible

Son todas las sustancias conocidas como hidrocarburos, que tienen fundamentalmente en su composición carbono, hidrógeno y cantidades variables de oxígeno, nitrógeno y azufre. Los cuales pueden ser líquidos como el diésel y la gasolina o gaseosos como el GLP.

Las propiedades más relevantes de los combustibles son: la composición y contenidos de impurezas, la entalpía estándar de reacción (también llamada poder calorífico), la densidad, la viscosidad y coeficiente de dilatación (para el almacenamiento y transporte), la entalpía de vaporización (conviene que sea baja), la presión de vapor (conviene que sea alta para que no haya que gasificar artificialmente), los límites de ignición (por chispa), auto inflamación y extinción, la toxicidad y la compatibilidad con otros materiales (tubos, juntas, válvulas, bombas) (OBERT, 2007, pág. 271).

En la tabla 3.2 se especifican las características promedio del combustible (diésel 2) utilizado en el motor MAZDA BT50 y el cual es producido en la refinería de Esmeraldas.

Tabla 3.2 : Características del diésel 2 utilizado en el motor diésel Mazda BT50

NOMBRE COMERCIAL	Diésel 2	
EMPRESA PRODUCTORA	Refinería de Esmeraldas	
EMPRESA DISTRIBUIDORA	-----	
GRADOS API	15	
GRAVEDAD ESPECIFICA	0,966	
DENSIDAD	lb/gal	8,312
	Kg/gal	3.7703
PODER CALORIFICO SUPERIOR (PCS)	BTU/lb	18840
	BTU/gal	156 598, 08
	KJ/Kg	42000
	KJ/gal	165 221,48
	KWh/gal	45,89

(PETROECUADOR, 2015, pág. 5).

Como ya se ha dicho, la mayor parte de los combustibles hidrocarburos líquidos son una mezcla de numerosos hidrocarburos, cuya composición del combustible en particular depende de la fuente de petróleo crudo, así como de su refinación.

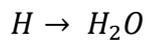
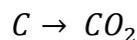
Pero, por conveniencia se suele considerar como un solo hidrocarburo. Por ejemplo, la gasolina se trata como cetano $C_{18}H_{38}$ y el diésel como dodecano $C_{12}H_{26}$.

3.2.4 El comburente u oxidante

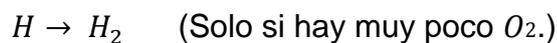
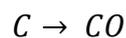
El comburente más habitual es el oxígeno del aire, aunque en aplicaciones especiales puede ser necesario emplear aire enriquecido o incluso oxígeno puro. El aire puede suponerse que tiene una composición molecular de $0,21O_2 + 0,79N_2$, es decir, 3.76 moles de N_2 por cada mol de O_2 , o bien, 3,3 Kilos de N_2 por cada Kilo de O_2 (CENGEL Y., 2012, pág. 753).

3.2.5 Productos de combustión

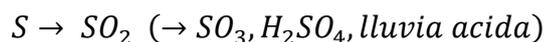
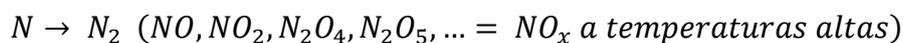
Los productos mayoritarios de combustión son:



Para procesos de combustión incompleta:



Otros elementos:



Una característica principal de estas reacciones es que la masa de cada elemento debe permanecer constante en todo el proceso, por lo que al aplicar un balance de masa se debe cumplir que:

Las masas antes y despues de la reaccion deben permanecer constantes.

Las reacciones de combustión pueden ser:

- Reacción de combustión completa.- Este tipo de combustión tiene lugar cuando todo el carbono se ha transformado u oxidado en dióxido de carbono y todo el hidrogeno en agua.
- Reacción de combustión incompleta.- Es cuando no se ha transformado u oxidado todo el carbono o el hidrogeno, formándose el monóxido de carbono (CO) como principal indicador.

3.3 Estequiometria del proceso de combustión

Durante el proceso de combustión se producen muchas transformaciones y reacciones químicas, dependiendo de la composición del combustible utilizado y de las condiciones en que se realiza la combustión. Básicamente, cuando se quema un hidrocarburo, el hidrogeno contenido en este se combina con el oxígeno del aire para producir agua, el carbón de combinar con el oxígeno del aire para formar dióxido de carbono y además se libera energía en forma de calor, (OBERT, 2007, pág. 235).

3.3.1 Volumen de aire que ingresa a los cilindros

Para calcular el volumen de aire que ingresa a los cilindros, por ciclo de trabajo, se comienza determinando la cilindrada del motor. A través de la siguiente fórmula:

$$V_{cil} = L \times \pi \times \left(\frac{D}{2}\right)^2 \quad cm^3$$

[3-2]

Donde:

- L = Longitud de la carrera en mm.
- D = Diámetro interno del cilindro o calibre en mm.
- V_{cil} = Volumen del cilindro en mm^3 o cm^3 .

$$V_{cil} = 92 \text{ mm} \times 3.14159 \times \left(\frac{93 \text{ mm}}{2}\right)^2$$

$$V_{cil} = 624\,947.60 \text{ mm}^3$$

$$V_{cil} = \mathbf{624.94 \text{ cm}^3}$$

Si bien es cierto, el " V_{cil} " calculado con anterioridad representa el volumen de cada cilindro (sin tomar en cuenta la cámara de combustión) del motor, esta cantidad también representa la cantidad de aire teórica ingresada en cada uno de los cilindros del motor, Ahora bien para calcular la cantidad de aire total que ingresa a los cilindros sin tomar en cuenta el volumen de la cámara de combustión, al valor anterior se le debe multiplicar por el número de cilindros " θ ", así:

$$V_{Total} = V_{cil} \times \theta \quad \text{cm}^3$$

[3-3]

$$V_{TOTAL} = 624.94 \text{ cm}^3 \times 4$$

$$V_{TOTAL} = \mathbf{2\,499.76 \text{ cm}^3}$$

La cilindrada total del motor dada por el fabricante es de 2499 cm^3 , la cual se asemeja al valor calculado anteriormente para el volumen de los cilindros. Sin embargo este valor no toma en cuenta el volumen ocupado por las cámaras de combustión del motor, el cual por su forma compleja es muy difícil de determinar. En este sentido, el volumen ocupado por las cámaras de combustión " V_{cc} " de cada uno de los cilindros del motor se calcula considerando la relación de

compresión " r_c " del motor dado por el fabricante que es de 18:1 y el volumen del cilindro " V_{cil} ", resultando la siguiente ecuación:

$$V_{cc} = \frac{V_{cil}}{r_c} \quad cm^3$$

[3-4]

$$V_{cc} = \frac{624.94 \text{ cm}^3}{18}$$

$$V_{cc} = \mathbf{34.71 \text{ cm}^3}$$

Para conocer el volumen total de las cámaras de combustión, se debe multiplicar por el número de cilindros que posee el motor.

$$V_{TCC} = V_{cc} \times \theta$$

[3-5]

$$V_{TCC} = 34.71 \text{ cm}^3 \times 4$$

$$V_{TCC} = \mathbf{138.84 \text{ cm}^3}$$

Posteriormente al sumar con el volumen total se obtiene el valor de aire teórico ingresado en un ciclo de funcionamiento del motor:

$$V = V_{TOTAL} + V_{TCC} \quad cm^3$$

[3-6]

$$V = V_{TOTAL} + V_{TCC} \quad cm^3$$

$$V = 2\,499.76 + 138.84 \text{ cm}^3$$

$$V = \mathbf{2638.60 \text{ cm}^3}$$

De lo anterior se obtiene que el V_1 el cual es igual a:

$$V_1 = 2638.60 \text{ cm}^3$$

3.4. Evaluación del ciclo diésel teórico

Para poder calcular la eficiencia térmica teórica del ciclo diésel para el motor MAZDA BT50, que luego será comparada con la eficiencia térmica real del ciclo del mismo motor, se debe tener en cuenta ciertas idealizaciones que ayuden a determinar en qué estado se encuentra nuestro motor desde un punto de vista termodinámico, (CENGEL Y., 2012, pág. 756).

En este sentido se debe tomar en cuenta las idealizaciones consideradas anteriormente, que no son otra cosa que simplificaciones que facilitan la comprensión básica del comportamiento del ciclo. Entre las idealizaciones que se adoptan para la evaluación del ciclo tenemos las siguientes:

- Se considera que el fluido es aire puro, que se comporta como un gas perfecto.
- El análisis se lo realizará sobre un motor de cuatro tiempos, el cual necesita dar dos vueltas del cigüeñal para realizar un ciclo completo (cuatro carreras).

Por lo tanto, el principio de funcionamiento de los motores diésel consiste en: Admitir la mayor cantidad de aire como sea posible, comprimirlo suficientemente como para generar una presión y temperatura tales que al introducir combustible finamente pulverizado, se combustione rápidamente y producto de la misma se genere trabajo mecánico sostenido en el tiempo. (OBERT, 2007, pág. 203).

Para ello es necesario que ocurran una serie de transformaciones termodinámicas del fluido, que en el caso del ciclo diésel se las puede representar en los diagramas P-V y T-S que se detallan en las figuras 3.2 y 3.3:

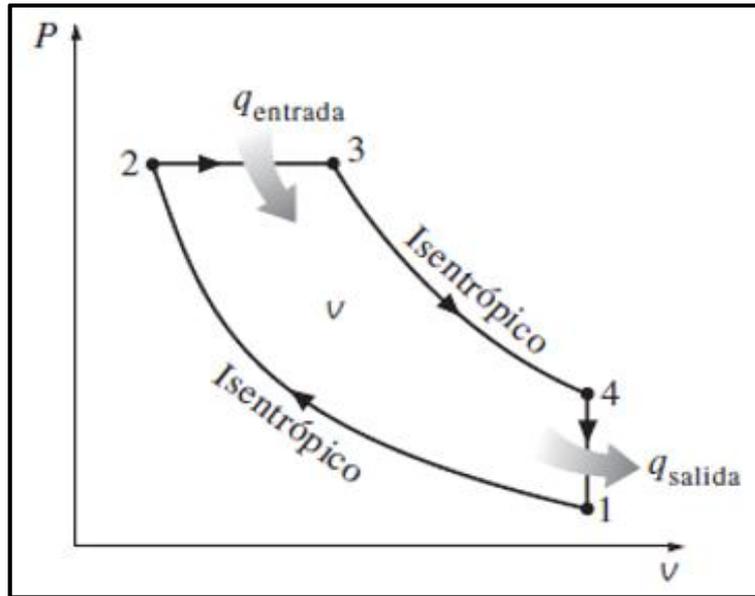


Figura 3-2: Diagrama P-v de un ciclo diésel.
(CENGEL Y., 2012, pág. 500).

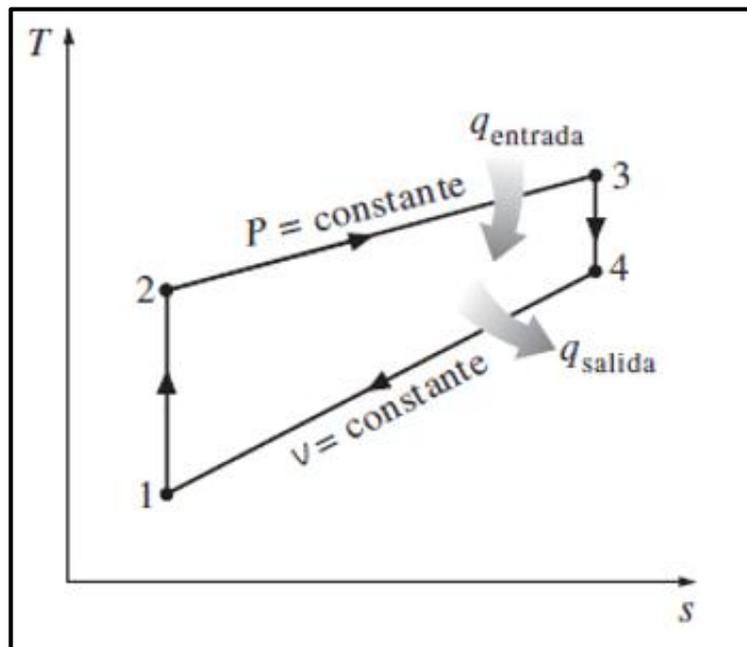


Figura 3-3: Diagrama T-s de un ciclo diésel.
(CENGEL Y., 2012, pág. 500).

3.4.1 Estado 1

Como se analizó anteriormente el fluido de trabajo ingresará al interior de los cilindros del motor a una presión más baja que la atmosférica, pero debido a que esta variación es muy pequeña, se tomarán las condiciones de aire frío estándar es decir a 273 °K y una atmósfera de presión (esto a nivel del mar), (CENGEL

Y., 2012, pág. 508). Debido a que el motor analizado se encuentra funcionando en la ciudad de Ibarra la cual se encuentra aproximadamente a unos 2220 msnm, con una presión de 77.55 KPa (ya que a mayor altura la presión atmosférica decrece). Por lo tanto la temperatura y presión de entrada del fluido de trabajo en el estado 1 son:

$$T_1 = 273 \text{ K}$$

$$P_1 = 77.55 \text{ KPa}$$

Con el dato de temperatura “ T_1 ” se ingresa en las tablas de propiedades termodinámicas del anexo 1, encontramos directamente los valores de entalpía (h), energía interna (u), y entropía (s) para el estado 1:

$$T_1 = 273 \text{ K}$$

$$P_1 = 77.55 \text{ KPa.}$$

$$V_1 = 2638.60 \text{ cm}^3$$

Datos

x	x₀	x	x₁
T	270	273	280
h	270.11	-----	280.13
y	y₀	y	y₁

$$y = y_0 + \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} (x - x_0)$$

[3-7]

$$y = 270.11 + \frac{280.13 - 270.11}{280 - 270} (273 - 270)$$

$$y = 273.11 = h_1$$

$$h_1 = 273.11 \frac{KJ}{Kg}$$

$$u_1 = 194.74 \frac{KJ}{Kg}$$

$$s_1 = 1.6072 \frac{KJ}{Kg K}$$

3.4.2 Fase 1-2

En la fase de compresión (Adiabática), una vez que el pistón llega al PMI se cierra la válvula de admisión y comienza nuevamente el ascenso del pistón. Durante esta carrera el aire es comprimido hasta ocupar el volumen correspondiente a la cámara de combustión. Esta transformación es adiabática, es decir sin intercambio de calor con el medio externo, por realizarse en un medio muy corto.

La temperatura alcanzada al finalizar la compresión supera los 600 °C debido a que el volumen de aire que entra se reduce significativamente alcanzándose la temperatura necesaria para producir la auto inflamación del combustible sin necesidad de chispa eléctrica (CENGEL Y., 2012, pág. 503).

El aire se comprime desde un Volumen V_1 , que incluye la cilindrada y la cámara de combustión, hasta un volumen V_2 , que sólo expresa la cámara de combustión, según lo que se denomina relación de compresión " r_c ". por lo tanto el V_2 es igual al volumen total de las cámaras de combustión, quedando así:

$$V_2 = \frac{V_1}{r_c} \text{ cm}^3$$

[3-8]

$$V_2 = \frac{2638.60}{18} \text{ cm}^3$$

$$V_2 = 146.58 \text{ cm}^3$$

Ahora bien, debido a las idealizaciones que se considera para este tipo de ciclos, se establece que los calores específicos del aire no cambiarán y se mantendrán constantes, por lo que es factible encontrar el valor de T_2 en función de la relación de compresión y del cierre de admisión con $k=1.4$, obteniendo k como una función de las relaciones de compresión y cierre de la admisión, el cual es el valor establecido para los motores diésel, la ecuación queda así (CENGEL Y., 2012, pág. 501):

$$T_2 = T_1 \times \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \quad ^\circ K$$

[3-9]

$$T_2 = 273 \text{ K} \times \left(\frac{2638.60 \text{ cm}^3}{146.58 \text{ cm}^3} \right)^{1.4-1}$$

$$T_2 = 867.52 \text{ K}$$

La presión en el punto 2 se calcula con la siguiente ecuación:

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k \quad \text{KPa}$$

[3-10]

$$P_2 = 77.55 \text{ KPa} \times \left(\frac{2638.60 \text{ cm}^3}{146.58 \text{ cm}^3} \right)^{1.4}$$

$$P_2 = 4436.08 \text{ KPa}$$

Con el valor de la temperatura " T_2 " ingresamos en las tablas de las propiedades termodinámicas y mediante un proceso de interpolación se encuentran los valores de la entalpía para el estado 2, así:

$$h_2 = 896.61 \frac{KJ}{Kg}$$

Entonces, para el estado 2 tenemos las siguientes propiedades termodinámicas:

$$T_2 = 867.52K$$

$$P_2 = 4436.08 KPa.$$

$$V_2 = 146.58 cm^3$$

$$h_2 = 896.61 \frac{KJ}{Kg}$$

3.4.3 Fase 2-3

En la fase de inyección y combustión (Isobárica), la inyección del combustible se hace a muy alta presión y pulverizado, lo cual se produce cuando el pistón alcanza el PMS. El poder calorífico del combustible aporta el calor de entrada Q_{ENT} y la combustión se mantiene a presión constante. El punto V_3 es donde comienza la verdadera expansión de los gases, con marcada caída de la presión y gran aumento de volumen, ya que el pistón desciende hasta el PMI.

La Relación entre V_3/V_2 es lo que se llama relación de inyección “ R_i ” o relación de corte de admisión.

$$R_i = \frac{V_3}{V_2}$$

[3-11]

$$\therefore V_3 = R_i \times V_2$$

$$V_3 = 2 \times 146.58 cm^3$$

$$V_3 = 293.16 cm^3$$

Para calcular la temperatura en el estado 3, " T_3 " se procede de la siguiente forma:

$$T_3 = T_2 \times \left(\frac{V_3}{V_2} \right) \text{ cm}^3$$

[3-12]

$$T_3 = 867.52 \times \left(\frac{293.16 \text{ cm}^3}{146.58 \text{ cm}^3} \right)$$

$$T_3 = 1734.98 \text{ K}$$

Con el valor de la temperatura T_3 se ingresa en las tablas de las propiedades termodinámicas y mediante un proceso de interpolación se encuentran el valor de la entalpía para el punto 3, como se realizó en la ecuación [3-7], así:

$$h_3 = 1923.12 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Entonces, para el estado 3 tenemos las siguientes propiedades termodinámicas:

$$T_3 = 1734.98 \text{ K}$$

$$P_3 = P_2 = 4436.08 \text{ KPa.}$$

$$V_3 = 293.16 \text{ cm}^3$$

$$h_3 = 1923.12 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Debido a que la fase 2-3 es un proceso de adición de calor a presión constante, la energía entregada a través de Q_{ENT} puede calcularse mediante:

$$Q_{ENT} = m_{AIRE} \times (h_3 - h_2)$$

[3-13]

La masa de aire que ingresa al cilindro en el proceso de admisión se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$m_{AIRE} = \frac{P_1 \times V_1}{R \times T_1}$$

[3-14]

$$m_{AIRE} = \frac{77.55 \text{ KPa} \times 2638.60 \text{ cm}^3}{0.2870 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg K}} \times 273 \text{ }^\circ\text{K}}$$

$$m_{AIRE} = \frac{204\,623.43 \text{ KPa cm}^3 \times \frac{(1 \text{ m})^3}{(100 \text{ cm})^3}}{78.35 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \times \frac{\text{KPa m}^3}{\text{KJ}}}$$

$$m_{AIRE} = \frac{0.20462}{78.35} \text{ Kg}$$

$$m_{AIRE} = 2.611 \times 10^{-3} \text{ Kg}$$

Entonces el " Q_{ENT} " será igual a:

$$Q_{ENT} = m_{AIRE} \times (h_3 - h_2)$$

$$Q_{ENT} = 2.611 \times 10^{-3} \text{ Kg} \times (1923.12 - 896.11) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$Q_{ENT} = 2.681 \text{ KJ}$$

3.4.4 Fase 3-4

Terminada la combustión, el pistón desciende hacia el PMI y la presión alcanzada actúa sobre la superficie del pistón generando la fuerza necesaria para producir trabajo. La expansión 3-4 es el único tiempo activo del motor. Al igual que la compresión, se supone que se realiza sin intercambio de calor con el medio exterior (muy rápida), por lo que se considera una transformación adiabática. La presión interna desciende a medida que el cilindro aumenta de volumen. Para esta transformación adiabática de expansión se tiene que:

$$T_4 = T_3 \times \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} \quad K \quad \text{ya que } V_3=V_4$$

[3-15]

$$T_4 = 1734.98 \, K \times \left(\frac{293.16}{2638.60}\right)^{1.4-1}$$

$$\mathbf{T_4 = 720.42 \, K}$$

Para determinar la presión en el punto cuatro se procede:

$$P_4 = P_3 \times \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^k \quad KPa$$

[3-16]

$$P_4 = 4436.08 \, KPa \times \left(\frac{293.16}{2638.60}\right)^{1.4}$$

$$\mathbf{P_4 = 205.95 \, KPa}$$

Con el valor de la temperatura T_4 ingresamos en las tablas de las propiedades termodinámicas y mediante un proceso de interpolación se encuentran los valores de la entalpía y energía interna para el punto 4, así:

$$h_4 = 735.18 \frac{KJ}{Kg}$$

$$u_4 = 528.14 \frac{KJ}{Kg}$$

Entonces, para el estado 4 tenemos las siguientes propiedades termodinámicas:

$$T_4 = 475.31 K$$

$$P_4 = 205.95 KPa.$$

$$V_4 = V_1 = 2638.60 cm^3$$

$$h_4 = 735.18 \frac{KJ}{Kg}$$

$$u_4 = 528.14 \frac{KJ}{Kg}$$

3.4.5 Fase 4-1

El estado 4-1 corresponde a la primera fase del escape (Isócara). En el punto 4 se supone que se abre instantáneamente la válvula de escape y se supone que los gases quemados salen tan rápidamente al exterior, que el pistón no se mueve, por lo que se puede considerar que la transformación que experimentan es una isócara. La presión en el cilindro baja hasta la presión atmosférica y una cantidad de calor " Q_{SALE} " no transformada en trabajo es cedido a la atmósfera.

Como la sustracción de calor " Q_{SAL} " se realiza a volumen constante, se puede expresar que:

$$Q_{SALE} = m_{AIRE} \times (u_4 - u_1)$$

[3-17]

$$Q_{SALE} = 2.611 \times 10^{-3} \text{ Kg} \times (528,14 - 194,74) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$Q_{SALE} = 0.870 \text{ KJ}$$

3.4.6 Estado 1-0

El estado 1-0 corresponde a la segunda fase del escape (Isóbara). En esta fase los gases residuales que quedan en el interior del cilindro son expulsados al exterior por el pistón durante su recorrido hasta el PMS. Al llegar a él se supone que de forma instantánea se cierra la válvula de escape y se abre la de admisión para iniciar un nuevo ciclo. Como se supone que no hay pérdida de carga debida al rozamiento de los gases quemados al circular por los conductos de escape, el estado 1-0 puede ser considerado como isóbara.

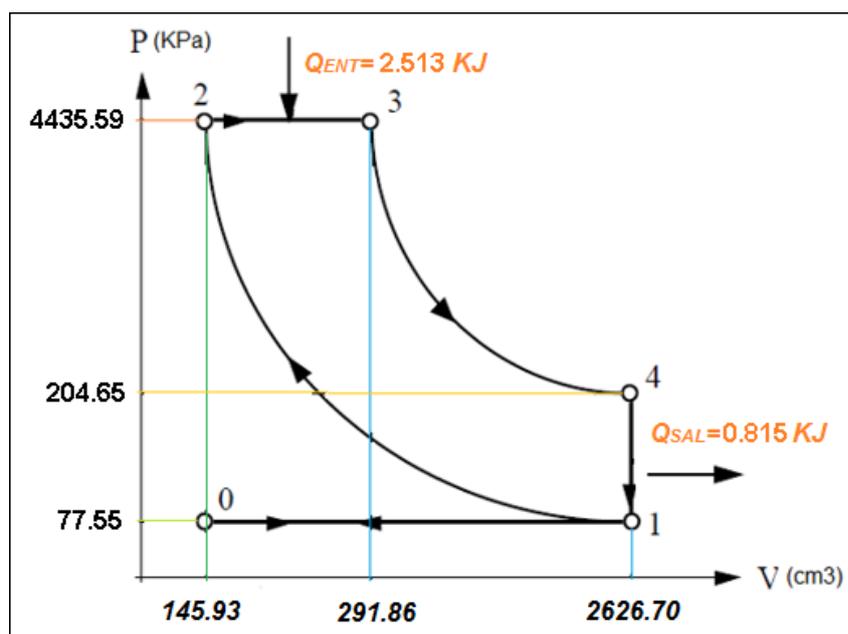


Figura 3-4 Diagrama P-v para un ciclo diésel teórico.

Una vez que se ha obtenido todos los parámetros del ciclo teórico para el motor diésel MAZDA BT50, se los puede graficar en el diagrama P-v para una mejor comprensión del ciclo. Esto se detalla en la figura 3.4.

3.4.7 Cálculo de la eficiencia térmica teórica

Una vez que se tiene calculado en calor que entra y calor que sale, se puede determinar la eficiencia teórica del ciclo para el motor diésel MAZDA BT50. En este sentido, la segunda ley de la termodinámica expresa que ninguna maquina térmica es capaz de convertir en trabajo mecánico todo el calor aportado. Por ello, solo una parte de la energía química aportada por el combustible es transformada en trabajo y esta proporción representa el rendimiento térmico del motor. Así puede definirse como la razón entre el trabajo generado en el ciclo ideal y el equivalente en trabajo del calor gastado para generarlo, (CENGEL Y., 2012, pág. 756).

Por lo tanto, la eficiencia térmica teórica para este ciclo diésel bajo suposiciones de aire estándar frío puede determinarse a través de la ecuación:

$$\eta_{TEORICA} = \frac{\text{Calor Entregado} - \text{Calor Expulsado}}{\text{Calor Entregado}}$$

[3-18]

$$\eta_{TEORICA} = 1 - \frac{Q_{SAL}}{Q_{ENT}}$$

$$\eta_{TEORICA} = 1 - 0.870/2.681$$

$$\eta_{TEORICA} = 1 - 0.33$$

$$\eta_{TEORICA} = 0.67$$

$$\eta_{TEORICA} = 67\%$$

3.5 Evaluación del ciclo diésel real

Con el objeto de analizar el ciclo diésel desde un punto de vista real y así poder calcular la eficiencia térmica real del ciclo diésel que luego será comparada con la eficiencia térmica teórica del mismo, se debe tomar en cuenta que para poder realizar un análisis más acertado de las complejas transformaciones que ocurren en el interior de una máquina térmica que convierte la energía química del combustible en trabajo útil, es necesario realizarlo por medio de un análisis de gases.

Un proceso de combustión real se basa en que la combustión es incompleta. Un proceso de combustión es incompleto si los productos de combustión contienen algo de combustible o componentes no quemados como: Carbono (C), Hidrogeno (H), Monóxido de carbono (CO). El oxígeno insuficiente es una reacción obvia para la combustión incompleta, otra causa es la disociación la cual se vuelve importante a temperaturas elevadas. Para analizar este proceso real de combustión es necesario conocer la composición de los gases, por medio de los estudio realizados por el testo 350 analizador de gases por combustión.



Figura 3-5: Análisis de gases en motor Mazda BT50

El informe de resultados de caracterizaciones gaseosas se encuentra en el anexo 2, de donde se extrae la información que se detalla en la tabla 3.3:

Tabla 3.3: Resultados de análisis de gases en motor Mazda BT50

Parámetros que se miden							
T _{GAS} °C	% O ₂	% CO ₂	% CO	Ppm SO ₂	Ppm NO _x	Numero de humo	Material particulado mg/m ³
104,4	1.738	2.40	1.60	35	63	3	0,017

Anexo 2. Certificado de prueba de gases de escape del motor diésel BT50.

En este sentido, se tiene como dato la composición de los productos de combustión, pero no se conoce cuanto combustible o aire (mol) se usa durante el proceso de combustión. No obstante, estas incógnitas pueden determinarse a partir de una ecuación de balance de moles (igualación de ecuación química) que se realizará a continuación:

- $O_2 \rightarrow \text{Peso Molar} = 32 \rightarrow 1.738\%$
- $CO_2 \rightarrow \text{Peso Molar} = 44 \rightarrow 2.40\%$
- $CO \rightarrow \text{Peso Molar} = 28 \rightarrow 1.60\%$

$$\text{Acumulación} = \text{Entrada} - \text{Salida} + \text{Generación} - \text{Consumo}$$

[3-19]

$$CO_2 \quad 0 = \frac{100(0.024)}{44} - \#CO_2 + \frac{100(0.016)}{28} - 0$$

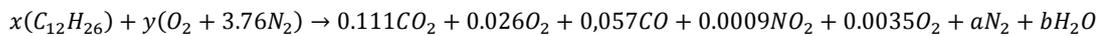
$$O_2 \quad 0 = \frac{100(0.01738)}{32} - \#O_2 + 0 - \frac{1}{2} \left[\frac{100(0.016)}{28} \right]$$

Despejando de la ecuación la salida de los gases en moles se obtiene:

$$CO_2 = 0.054 + 0.057 = \mathbf{0.111 \text{ mol}}$$

$$O_2 = 0.054 - 0.028 = \mathbf{0.026 \text{ mol}}$$

Por lo tanto la ecuación estequiométrica con los datos del análisis de gases realizados para esta investigación quedará de la siguiente manera:



[3-20]

Donde:

Las variables desconocidas en la reacción química anterior, se los encuentra por medio del balance de masa de los diversos elementos:

$$C: \quad 12x = 0.111 + 0.057$$

$$H_2: \quad 26x = 2b$$

$$O_2: \quad y = 0.026$$

$$N_2: \quad 2(3.76) = 0.0009 + 2a$$

Resolviendo el sistema anterior se obtiene los siguientes resultados:

$$\begin{cases} x = 0.014 \text{ mol} \\ y = 0.026 \text{ mol} \\ a = 3.75 \text{ mol} \\ b = 0.182 \text{ mol} \end{cases}$$

Por lo tanto, para el cálculo de la eficiencia térmica real del motor MAZDA BT50 se tomará en cuenta los siguientes datos:

- Masa real de combustible que interviene en el proceso de combustión.
- Masa real de aire que interviene en el proceso de combustión.

- Relación de compresión dada por el fabricante, la cual ha sido obtenida del manual del motor MAZDA BT50.
- Datos de poder calorífico superior del combustible diésel 2 producido en la refinería estatal de Esmeraldas.
- Composición de gases de combustión obtenidas a través de la medición de los mismos.

Dado que el ciclo real es el que refleja con mayor exactitud las condiciones efectivas de funcionamiento de un motor, es necesario también al igual que el ciclo teórico representarlo en un diagrama P-v, que se denomina diagrama indicado y el cual se detalla en la figura 3.6:

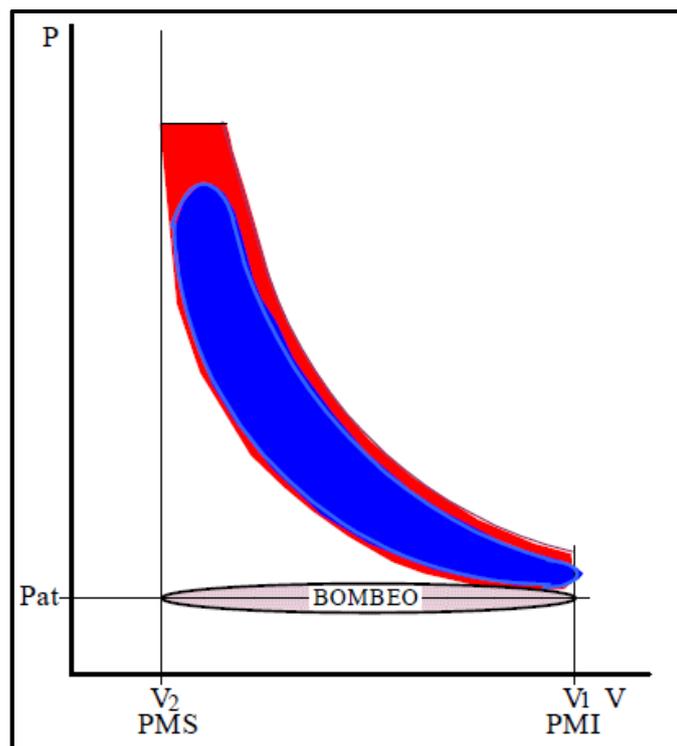


Figura 3-6: Diagrama indicado para un ciclo diésel real.

3.5.1 Estado 1

Debido a que el motor analizado se encuentra funcionando en la ciudad de Ibarra la cual se encuentra aproximadamente a unos 2220 msnm, esto hace que la

temperatura promedio de en esta localidad sea de 17°C lo que quiere decir 290°K a una presión de 77.55. Por lo tanto la temperatura y presión de entrada del fluido de trabajo en el estado 1 son:

$$T_1 = 290 \text{ K}$$

$$P_1 = 77.55 \text{ KPa}$$

Con estos datos en las tablas de propiedades termodinámicas que se encuentra en el anexo 1, se obtiene el dato de entalpía, energía interna y entropía, a estas condiciones:

$$h_1 = 290.16 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$u_1 = 206.91 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$s_1 = 1.6608 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg K}}$$

Para calcular el volumen de aire que ingresa a los cilindros, por ciclo de trabajo, se comienza determinando la masa de aire " m_{aire} ", a través de la siguiente formula:

$$m_{aire} = \#Moles_{AIRE} \times M_{AIRE}$$

[3-21]

Donde:

$\#Moles_{AIRE}$ = Número de moles de aire, dato que se obtiene de la ecuación estequiométrica real del proceso de combustión en Kmol.

M_{AIRE} = Masa molar del aire en Kg/Kmol

Por lo tanto la masa de aire será igual a:

$$O_2 = 0.026 \text{ mol} = 2.6 \times 10^{-5} \text{Kmol}$$

3.76 = moles de N_2 existen en una mol de O_2

$$m_{aire} = [(2.6 \times 10^{-5} \times 3.76)] \text{Kmol} \times 28.97 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}$$

$$m_{aire} = 2.83 \times 10^{-3} \text{ Kg}$$

Con este dato obtenemos el volumen de aire que ingresa al cilindro. A través de la siguiente formula:

$$V_1 = \frac{m_{aire}}{d_{aire}}$$

[3-22]

Donde:

ρ_{aire} = Densidad del aire en Kg/cm^3

$$V_1 = \frac{2.83 \times 10^{-3} \text{ Kg}}{1.2 \times 10^{-6} \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^3}}$$

$$V_1 = 2360 \text{ cm}^3$$

Este será la cantidad de aire que ingresará a la cámara de combustión en el motor Mazda BT50, con los valores obtenidos a través de las mediciones de gases.

Entonces, para el estado 1 se tiene los siguientes datos:

$$T_1 = 290 \text{ K}$$

$$P_1 = 77.55 \text{ KPa.}$$

$$V_1 = 2360 \text{ cm}^3$$

Los siguientes valores fueron sacados de la tabla del anexo 1 de acuerdo a la temperatura de 290 k

$$h_1 = 290.16 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$u_1 = 206.91 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$s_1 = 1.6608 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg K}}$$

3.5.2 Fase 1-2

El aire se comprime desde un Volumen V_1 , hasta un volumen V_2 , que sólo expresa la cámara de combustión, según lo que se denomina relación de compresión " r_c ". por lo tanto el V_2 es igual al volumen total de las cámaras de combustión, quedando así:

$$V_2 = \frac{V_1}{r_c} \text{ cm}^3$$

$$V_2 = \frac{2360}{18} \text{ cm}^3$$

$$V_2 = 131.11 \text{ cm}^3$$

Ahora bien, debido a las idealizaciones que se considera para este tipo de ciclos, se establece que los calores específicos del aire no cambiarán y se mantendrán constantes, por lo que podemos encontrar el valor de T_2 en función de la relación de compresión y del cierre de admisión con $k=1.4$, obteniendo k como una

función de las relaciones de compresión y cierre de la admisión, el cual es el valor establecido para los motores diésel, la ecuación queda así:

$$T_2 = T_1 \times \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} \quad K$$

$$T_2 = 290 \text{ K} \times \left(\frac{2360 \text{ cm}^3}{131.11 \text{ cm}^3}\right)^{1.4-1}$$

$$\mathbf{T_2 = 921.52 \text{ }^\circ\text{K}}$$

La presión en el punto 2 se calcula con la siguiente ecuación:

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k \quad KPa$$

$$P_2 = 77.55 \text{ KPa} \times \left(\frac{2360 \text{ cm}^3}{131.11 \text{ cm}^3}\right)^{1.4}$$

$$\mathbf{P_2 = 4435.71 \text{ KPa}}$$

Con los datos encontrados y con ayuda de las propiedades termodinámicas encontradas en tablas, se procede a calcular el valor de la entalpía en el punto 2:

Datos

x	x₀	x	x₁
T	920	921.52	940
h	955.38	-----	977.92
y	y₀	y	y₁

$$y = y_0 + \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} (x - x_0)$$

[3-23]

$$y = 955.38 + \frac{977.22 - 955.38}{940 - 920} (921.52 - 920)$$

$$y = 957.09h_2$$

$$h_2 = 957.09 \frac{KJ}{Kg}$$

Entonces, para el estado 2 tenemos las siguientes propiedades termodinámicas:

$$T_2 = 921.52 K$$

$$P_2 = 4435.72 KPa.$$

$$V_2 = 131.11 cm^3$$

$$h_2 = 957.09 \frac{KJ}{Kg}$$

3.5.3 Fase 2-3

Como ya se ha mencionada en éste estado el proceso de combustión se realiza a presión constante por lo que $P_2=P_3$. Aquí se tiene que el combustible ingresa a la cámara de combustión como un aporte calorífico al quemarse, que se lo determina con la siguiente ecuación:

$$Q_{ENT.} = Combustible\ consumido \times PCS_{DIESEL} \quad KJ$$

[3-24]

Donde:

- $PCS_{DIESEL} \rightarrow$ Poder calorífico del diésel.

Para encontrar Q_{ENT} es necesario calcular la cantidad de combustible consumido y multiplicarla por el poder calorífico de diésel. De acuerdo con un estudio realizado en la ciudad de Ibarra por el Ing. David Enríquez ex alumno de la Universidad Técnica del Norte de la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz, el consumo de combustible en un segundo para camionetas a diésel es de aproximadamente $620 \frac{mgr}{s}$.

Es decir:

$$620 \frac{mgr}{s} \left| 60 s \right| \left| \frac{1 Kgr}{1000000 mgr} \right| = 3.7 \times 10^{-2} Kgr$$

Por lo tanto el Q_{ENT} es igual a:

$$Q_{ENT.} = 3.7 \times 10^{-2} Kgr \times 42000 \frac{KJ}{Kg}$$

$$\mathbf{Q_{ENT.} = 1554 KJ}$$

Para calcular la temperatura en el estado 3 "T₃" se procede de la siguiente forma; se sabe que en los motores diésel el calor de entrada, es una transformación a presión constante, el cual se calcula mediante la variación de entalpía del fluido operante, considerado como gas perfecto, por lo que se tiene que:

Para calcular el volumen en el estado 3 "V₃" se tiene:

$$R_i = \frac{V_3}{V_2}$$

$$V_3 = R_i \times V_2$$

$$\mathbf{V_3 = 261.22 cm^3}$$

Para calcular la temperatura en el estado 3 "T₃" se procede de la siguiente manera:

$$T_3 = T_2 \times \left(\frac{261.22}{131.11} \right) \quad cm^3$$

$$T_3 = 921.52 \times \left(\frac{261.22}{131.11} \right)$$

$$T_3 = 1836 \text{ }^\circ\text{K}$$

Con los datos encontrados y con ayuda las tablas de las propiedades termodinámicas encontramos el valor de la entalpia y entropía en el punto 3, así:

$$h_3 = 2071,629 \frac{KJ}{Kg}$$

Entonces, para el estado 3 tenemos los siguientes datos:

$$T_3 = 1836 \text{ }^\circ\text{k}$$

$$P_3 = P_2 = 4435,71 \text{ KPa.}$$

$$V_3 = 261.22 \text{ cm}^3$$

$$h_3 = 2071,629 \frac{KJ}{Kg}$$

3.5.4 Fase 3-4

Terminada la combustión, el pistón desciende hacia el PMI y la presión alcanzada actúa sobre la superficie del pistón generando la fuerza necesaria para producir trabajo. La expansión 3-4 es el único tiempo activo del motor. Al igual que la compresión, se supone que se realiza sin intercambio de calor con el medio exterior (muy rápida), por lo que se considera una transformación adiabática. La presión interna desciende a medida que el cilindro aumenta de volumen.

Para esta transformación adiabática de expansión se tiene que:

$$T_4 = T_3 \times \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} \quad K \quad \text{Ya que } V_1=V_4$$

$$T_4 = 1836K \times \left(\frac{261.22 \text{ cm}^3}{2360 \text{ cm}^3}\right)^{1.4-1}$$

$$\mathbf{T_4 = 761.22 \text{ }^\circ K}$$

Para determinar la presión en el punto cuatro se procede:

$$P_4 = P_3 \times \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^k \quad KPa$$

$$P_4 = 4435.72 \text{ KPa} \times \left(\frac{261.22 \text{ cm}^3}{2360 \text{ cm}^3}\right)^{1.4}$$

$$\mathbf{P_4 = 203.56 \text{ KPa}}$$

Con los datos encontrados y con ayuda las tablas de las propiedades termodinámicas encontramos el valor de la entalpia y energía interna en el punto 4, así:

$$h_4 = 790.105 \frac{KJ}{Kg}$$

$$u_4 = 708.08 \frac{KJ}{Kg}$$

Entonces, para el estado 4 tenemos las siguientes propiedades termodinámicas:

$$T_4 = 761.22 \text{ }^\circ K$$

$$P_4 = 203.56 \text{ KPa.}$$

$$V_4 = V_1 = 2360 \text{ cm}^3$$

$$h_4 = 790.105 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

3.5.5 Fase 4-1

El estado 4-1 corresponde a la primera fase del escape (Isócara), la presión en el cilindro baja hasta la presión atmosférica y una cantidad de calor “Q_{SALE}” no transformada en trabaja es cedido a la atmosfera.

Como la sustracción de calor “Q_{SAL}” se realiza a volumen constante, se puede expresar que:

$$Q_{SALE} = m_{AIRE} \times C_v \times (T_4 - T_1)$$

[3-25]

$$Q_{SALE} = 2.38 \text{ g} \times 0.718 \frac{\text{KJ}}{\text{g K}} \times (761.22 - 290) \text{ K}$$

$$Q_{SALE} = 805.30 \text{ KJ}$$

Una vez que se ha obtenido todos los parámetros del ciclo real para el motor diésel Mazda BT50, se los puede graficar en el diagrama P-V para una mejor comprensión del ciclo. Esto se detalla en la figura 3.7:

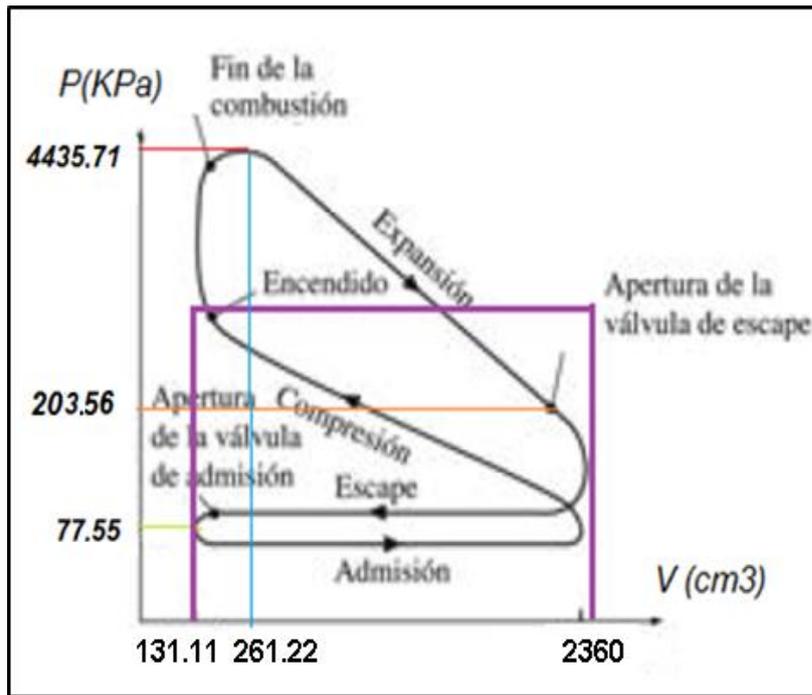


Figura 3-7: Diagrama P-V para un ciclo diésel real con los datos adquiridos.

3.5.6 Cálculo de la eficiencia térmica real

Una vez que se tiene calculado en calor que entra y calor que sale, se puede determinar la eficiencia teórica del ciclo para el motor MAZDA BT50. En este sentido, la segunda ley de la termodinámica expresa que ninguna máquina térmica es capaz de convertir en trabajo mecánico todo el calor aportado. Por ello, solo una parte de la energía química aportada por el combustible es transformada en trabajo y esta proporción representa el rendimiento térmico del motor. Así puede definirse como la razón entre el trabajo generado en el ciclo ideal y el equivalente en trabajo del calor gastado para generarlo.

Por lo tanto, la eficiencia térmica real para este ciclo diésel bajo suposiciones de aire estándar frío puede determinarse a través de la ecuación:

$$\eta_{REAL} = \frac{\text{Calor Entregado} - \text{Calor Expulsado}}{\text{Calor Entregado}}$$

$$\eta_{REAL} = 1 - \frac{Q_{SAL}}{Q_{ENT}}$$

$$\eta_{REAL} = 1 - \frac{805.30 \text{ KJ}}{1554 \text{ KJ}}$$

$$\eta_{REAL} = 1 - 0.52$$

$$\eta_{REAL} = \mathbf{48 \%}$$

CAPÍTULO IV

4 ANÁLISIS Y RESULTADOS

4.1 Análisis de la eficiencia térmica teórica del motor diésel de la Mazda BT50

Ningún motor diésel puede tener una eficiencia del cien por cien (eficiencia perfecta), ya que esto equivaldría a decir que todo el trabajo realizado por el motor diésel (generación de movimiento) es igual a la energía química del combustible utilizado para producirlo. Por otro lado, cuando el trabajo realizado es menor que la energía química consumida, la pérdida o la diferencia entre ambos valores se transforma en calor, que se puede considerar como energía útil y por lo tanto perdida.

En el caso del motor diésel Mazda BT50 de combustión interna y a partir de los datos propuestos, se puede considerar una temperatura mínima de (273 K) y una máxima de (1735 K). Esta combinación de temperaturas nos da un rendimiento teórico máximo insuperable del 67%, valor que fue calculado en el capítulo III de este trabajo de grado y cuyos datos se detallan en la tabla 4.1:

Tabla 4-1: Propiedades termodinámicas del fluido de trabajo para el proceso teórico del ciclo diésel

ESTADO	1	2	3	4
T (K)	273	867.49	1734.98	720.44
P (KPa)	77.55	4435.59	4435.59	204.65
V (cm ³)	2638.60	146.58	293.16	2638.60
h (KJ/KJ)	273.11	896.61	1923.12	735.18
U (KJ/Kg)	194.74	-----	-----	528.14
Rendimiento teórico del motor Mazda BT50				67%

Del dato de la temperatura máxima (1735 K) se puede decir, que es difícil hallar un dato preciso de temperatura máxima alcanzada en la cámara de combustión. Esto debido a que los hidrocarburos arden a temperaturas cercanas a los 2000 C (2273 K) y ya parece bastante optimista considerar unos 1561 K como la temperatura media de toda la cámara de combustión. Por lo tanto la eficiencia del 67% se puede considerar un cálculo razonable.

Por lo tanto, con el valor teórico de la eficiencia térmica del 67% se concluye que el motor pierde al menos un 33% de la energía que entra a la máquina, la cual se disipa por todo el motor como calor.

4.2 Análisis de la eficiencia térmica real del motor diésel de la Mazda BT50

Tomando en cuenta los datos encontrados en el análisis de gases y llevando adelante el cálculo con datos reales del motor, y cuyos valores se dan en la tabla 4.2, con una temperatura mínima de 290 °K y una máxima de 1836 °K. Se pudo hallar un rendimiento térmico del 48 % que en perspectiva es menor al valor teórico y que se acerca un poco más a lo que pasa realmente en las máquinas térmicas. Se puede decir que la pérdida de energía se encuentra alrededor del 52 %, como consecuencia directa de los principios de la termodinámica y de las problemáticas antes mencionadas.

Tabla 4-2: Propiedades termodinámicas del fluido de trabajo para el proceso real del ciclo diésel

ESTADO	1	2	3	4
T (K)	290	921.52	1836	761.22
P (KPa)	77.55	4435.71	4435.71	203.56
V (cm ³)	2360	131.11	261.22	2360
h (KJ/KJ)	290.16	957.09	2071.63	790.10
u (KJ/Kg)	206.91	-----	-----	708.8
Rendimiento real del motor diésel Mazda BT50				48 %

Los rendimientos térmicos expuestos anteriormente, son inferiores al máximo absoluto de Carnot, corresponden a motores ideales, lo que implica ausencia de rozamientos, pérdidas nulas por bombeo, procesos instantáneos de combustión, apertura y cierre de válvulas en tiempo cero, procesos muy lentos de compresión y expansión y un aislamiento térmico sin pérdidas de energía.

Por medio de los valores obtenidos en el cálculo del ciclo real se puede concluir, que el calor generado en un motor diésel convencional pierde al menos el 52% de la energía química del combustible. Todo esto sin tomar en cuenta todavía los efectos de resistencia a la rodadura, resistencia aerodinámica y todas las pérdidas por transmisión hasta poner un vehículo en funcionamiento. Todo lo

anterior implica, que la eficiencia térmica de un motor diésel se encuentra alrededor del 40% al 50% en el mejor de los casos.

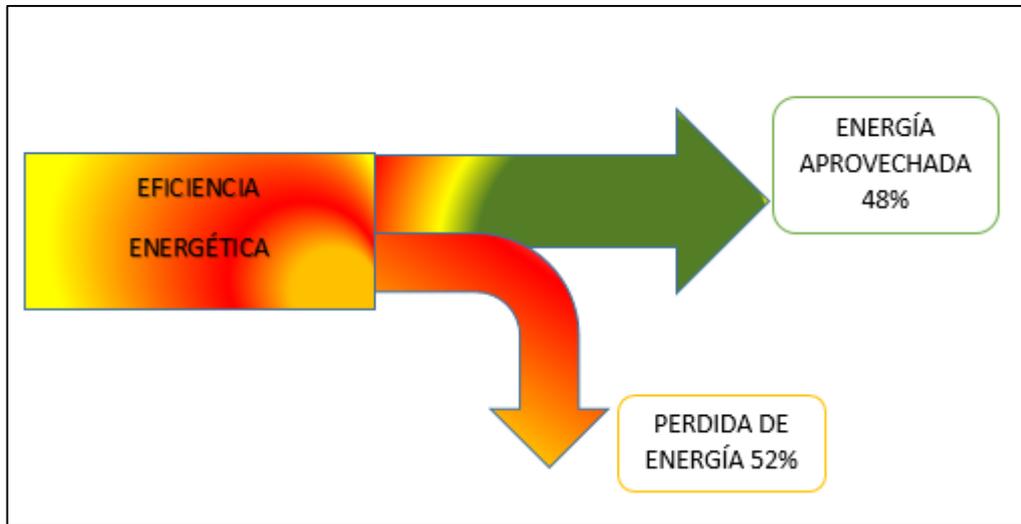


Figura 4.1: Diagrama de Sankey

4.3 Análisis del proceso de transformación de energía

El valor de la eficiencia teórica para el motor diésel Mazda BT50 calculada en el capítulo III, es de 67% lo cual obviamente es menor a la eficiencia dada por el ciclo de Carnot, operando en los mismo límites de temperatura. Este porcentaje encontrado nos indica que la cantidad de energía contenida en el combustible que se pierde, bordea el 33%.

El valor de la eficiencia real para el motor diésel Mazda BT50 calculada en el capítulo III, es de 48% lo cual obviamente es menor en primer lugar a la eficiencia térmica teórica y en segundo lugar mucho menor a la eficiencia dada por el ciclo de Carnot, operando en los mismo límites de temperatura. Este porcentaje encontrado nos indica que la cantidad de energía contenida en el combustible que se pierde, bordea el 52%, lo cual es un valor más real tomando en cuenta que los cálculos se hicieron bajo condiciones idealizadas.

A continuación se puede apreciar que existe una diferencia del 19% entre el rendimiento teórico con respecto al rendimiento real, demostrando que la pérdida de la eficiencia energética producida principalmente por el calor sigue siendo un problema al momento de la combustión.

Tabla 4-3: Diferencia del rendimiento térmico teórico con el real.

Rendimiento teórico del motor diésel Mazda BT50	Rendimiento real del motor diésel Mazda BT50
67%	48 %
19%	

Del cálculo de las eficiencias térmicas tanto real como teórico, expuestas con anterioridad. Se puede concluir que casi la mitad de la energía contenida en el combustible se pierde inevitablemente en forma de calor antes de empezar el movimiento del vehículo. Al margen de las mejoras tecnológicas que indudablemente se pueden hacer, los motores diésel por definición, un despilfarro energético de primera magnitud y no podrán dejar de serlo. La primera y la segunda ley de la termodinámica lo impiden de un modo absoluto. Sin embargo, pese a que la tecnología se encuentra en constante evolución y ha dado pasos agigantados tan solo ha podido disminuir en algunos puntos porcentuales, la cantidad de energía que se desperdician en las máquinas térmicas en su funcionamiento. Esto debido básicamente a que los motores diésel están limitados de forma absoluta por las leyes termodinámicas en las que basan su funcionamiento, como es la primera y segunda ley de la termodinámica. Cabe recalcar que las emisiones de los motores diésel son muchos más visibles que la de los motores de gasolina, ya que contienen más hollín o material particulado, con menos CO pero con más NO_x, SO₂ o aldehídos. Además las partículas de hollín pueden alcanzar hasta un 60 a 80% del total emitido, tienen sustancias orgánicas absorbidas en su superficie y variará según el combustible utilizado, tipo de motor y grado de mantenimiento.

En cuanto a los resultados obtenidos en las emisiones de HC, CO₂ y CO se puede observar que en el intervalo de 1800 rpm en adelante, las mediciones que se registran corresponden a un régimen transitorio de operación. Debido a que la operación del motor no tiene un tiempo de estabilización, por este motivo la combustión es incompleta. Específicamente en este caso, la combustión de los carbonos presentes en el combustible no es apropiada.

4.4 Análisis del mantenimiento automotriz para mejorar la eficiencia en la transformación de energía en un motor de ciclo diésel.

La gestión del mantenimiento es indispensable para tratar de alcanzar niveles de eficiencia energética en el desempeño del motor diésel Mazda BT50. En este proyecto es de suma importancia que se revisen estado de filtros de aire, aceite y combustible. Seleccionar el tipo de lubricante para nuestro motor beneficiará no solo en el mejor desempeño de éste sino también en el ahorro de combustible. El mantenimiento preventivo de motores diésel debe conllevar a tener máquinas térmicas con alta confiabilidad, disponibilidad, seguridad y performance. Todo esto conllevará a tener consumos de combustibles razonables, a tener lugares de trabajo menos contaminados y condiciones ambientales de operación dentro de lo estipulado por las normativas nacionales y/o internacionales (en el supuesto caso de no existir una norma nacional). Si operamos los motores aplicando estos parámetros, estamos en pos de una mejor eficiencia energética en el desempeño de las llamadas máquinas térmicas y en este caso específico del motor diésel Mazda BT50.



Figura 4-2: Mantenimiento preventivo de los filtros de aceite.

Los sistemas de inyección de combustible diésel dependen de ductos de flujo pequeños y de espacios libres muy reducidos. Ellos no pueden tolerar impurezas en el combustible. Esto significa que los filtros de combustible deben recibir mantenimiento de acuerdo a la programación publicada por los fabricantes, o más frecuentemente si las condiciones del inventario de combustible lo exigen.

Todos los filtros deben ser como mínimo de la misma calidad de los originales del equipo. Ellos actúan como trampa para retener los abrasivos antes de que puedan entrar en las cámaras de combustión del motor. La falta de un filtrado de aire apropiado causará el rápido desgaste de anillos, pistones, y revestimientos. Cambie los filtros de aire por lo menos con la misma frecuencia con que lo recomienda el fabricante, y use un filtro de reemplazo como mínimo de la misma calidad de los originales del equipo. Si está expuesto a condiciones extraordinariamente polvorientas, puede requerirse una más frecuente limpieza o cambio de los filtros de aire.

CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- En el análisis de eficiencia energética en un ciclo diésel real se tiene que la energía aprovechada es de un 23% y que las pérdidas se encuentran en un 77% de acuerdo al cálculo realizado anteriormente.
- Se concluye que el proceso de transformación de energía es muy importante ya que por medio de este se calculó el porcentaje de pérdidas de energía que tiene un ciclo diésel.
- El motor diésel es el motor térmico más eficiente de los usados normalmente en automoción, gracias a su elevada relación de compresión 18:1, siendo los más eficientes aquellos cuya velocidad de funcionamiento sea lo más lenta posible.
- Se observó que las pérdidas de energía en un ciclo diésel son más aun elevadas cuando no hay un mantenimiento preventivo de filtros y lubricantes lo cual ha hecho que así mismo tenga un mayor consumo y no sea aprovechado en su totalidad.

5.2 RECOMENDACIONES

- Para un mejor análisis del comportamiento termodinámico del motor diésel MAZDA BT50 se debería contar con datos de los diferentes parámetros que gobiernan el ciclo, a diferentes condiciones y/o regímenes de trabajo, esto permitiría tener una mejor idea de su estado termodinámico y mecánico.
- Se recomienda implementar un banco de prueba y un software en la universidad, que permitan registrar los parámetros y obtener curvas en tiempo real, para que los estudiantes realicen las pruebas dentro del mismo y adquieran un mayor conocimiento.
- También se recomienda que las pruebas de la toma de datos se la realice una vez que el motor adquiera su temperatura óptima, para logra valores más exactos para realizar el análisis de la eficiencia energética.
- Es recomendable que el mantenimiento de los filtros de aceite, combustible y aire en los motores diésel, se los realice en un periodo de tiempo determinado por el fabricante, para no tener un consumo de combustible excesivo y por ende un correcto mantenimiento del mismo.

BIBLIOGRAFÍA

1. SONTAG R. y VAN WYLEN G, Introducción a la Termodinámica Clásica y Estadística, traducida del inglés por Francisco Paniagua, 6ª edición, México, Editorial Limusa, 1991, 480 pp.
2. CENGEL Y, y BOLES M, Termodinámica, traducido del inglés por Virgilio Gonzáles, 7ª Edición, México, Mc Graw Hill, 2012, 1011 pp.
3. OBERT E.F, Motores de combustión interna (Análisis y aplicaciones), traducida del inglés por Cristóbal Monsiváis Lara, Vigésima Tercera edición, México, Editorial Continental S.A, 1997, 760 pp.
4. HUANG, F, Ingeniería Termodinámica: Fundamento y aplicación, traducido del inglés por Jaime Cervantes, 2ª edición, México, Editorial continental, 1997, 550 pp.
5. INSTITUTO NACIONAL DE ENERGÍA (INE) – COMISIÓN DE COMUNIDADES EUROPEAS (CCE), Tecnología de la combustión: Programa de Capacitación en Gerencia de la Energía en la Industria, Quito-Ecuador, pp 65.
6. JONES, J.B. y DUGAN. R.E, Engineering Thermodynamics, 3ª edición United States of America, Editorial Prentice Hall, 1996, 940 pp.
7. MINISTERIO DE INDUSTRIA Y ENERGÍA – INSTITUTO PARA LA DIVERSIFICACIÓN Y AHORRO DE LA ENERGÍA, Manuales Técnicos y de Instrucción para Conservación de la Energía, Madrid-España, 200 pp.
8. AOSCIACION PARA LA INVESTIGACIÓN Y DIAGNOSIS DE LA ENERGIA, Manual de Auditorías Energéticas, 1ª edición, Madrid-España, 2003, 222 pp.
9. BORROTO N.A, Gestión Energética en Sistemas Térmicos, Ecuador, 2007.

10. VILLALOBOS J, CEPAL, Boletín, Eficiencia energética en el transporte de carga por carretera, Edición N° 281 – Numero 01 / 2010, 8 pp.
11. VILLALOBOS J. y WILMSMEIER G, CEPAL, Boletín, Estrategias y herramientas para la eficiencia energética y la sostenibilidad del transporte de carga por carretera, Edición N° 349 – Numero 05 / 2016, 12 pp.
12. BERNAOLA M, La emisión de aerosoles de partículas y gases en motores diésel, Centro nacional de Nuevas tecnologías (INSHT), Seguridad y salud en el Trabajo, Edición N° 73, España, 2013, 13 pp.
13. REYES J. y VALCÁRCEL R, Monitoreo de temperatura de gases de escape del motor de combustión interna utilizando microcontrolador (PIC) y asistido por PC, Perú, 2008, 102 pp.
14. DRAGHI L. y FILGUEIRA R, Motores Diésel: Ciclo ideal y diagrama indicado, Argentina, 2015, 10 pp.
15. ARTÈS D, Los límites de la eficiencia térmica en motores gasolina y diésel, España, 2012, 17 pp.
16. RAMÍREZ C.A. y REIBÀN J.M, Análisis del balance energético e implementación de un banco didáctico con visualización de datos en tiempo real en un motor Toyota 2B diésel para el laboratorio de ingeniería automotriz, Tesis Ing. Mec. Automotriz, Cuenca, Universidad Politécnica Salesiana, Carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz, 2014, pp. 28–60.
17. VILLACIS L.F., Auditoría Exergética en el área de estampación y en las calderas del área de tintorería de la empresa textil Ecuador S.A, Tesis Ing. Mec. Sangolquí, Escuela Politécnica del Ejército, Facultad de Ingeniería Mecánica, 2006, pp 154-166.

ANEXOS

Anexo 1: Tablas de propiedades termodinámicas (unidades SI)

Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico						
Sustancia	Fórmula	Masa molar, <i>M</i> kg/kmol	Constante de gas, <i>R</i> kJ/kg · K*	Propiedades del punto crítico		
				Temperatura, K	Presión, MPa	Volumen, m ³ /kmol
Agua	H ₂ O	18.015	0.4615	647.1	22.06	0.0560
Aire	—	28.97	0.2870	132.5	3.77	0.0883
Alcohol etílico	C ₂ H ₅ OH	46.07	0.1805	516	6.38	0.1673
Alcohol metílico	CH ₃ OH	32.042	0.2595	513.2	7.95	0.1180
Amoniaco	NH ₃	17.03	0.4882	405.5	11.28	0.0724
Argón	Ar	39.948	0.2081	151	4.86	0.0749
Benceno	C ₆ H ₆	78.115	0.1064	562	4.92	0.2603
Bromo	Br ₂	159.808	0.0520	584	10.34	0.1355
<i>n</i> -Butano	C ₄ H ₁₀	58.124	0.1430	425.2	3.80	0.2547
Cloro	Cl ₂	70.906	0.1173	417	7.71	0.1242
Cloroformo	CHCl ₃	119.38	0.06964	536.6	5.47	0.2403
Cloruro metílico	CH ₃ Cl	50.488	0.1647	416.3	6.68	0.1430
Criptón	Kr	83.80	0.09921	209.4	5.50	0.0924
Diclorodifluorometano (R-12)	CCl ₂ F ₂	120.91	0.06876	384.7	4.01	0.2179
Diclorofluorometano (R-21)	CHCl ₂ F	102.92	0.08078	451.7	5.17	0.1973
Dióxido de carbono	CO ₂	44.01	0.1889	304.2	7.39	0.0943
Dióxido de sulfuro	SO ₂	64.063	0.1298	430.7	7.88	0.1217
Etano	C ₂ H ₆	30.070	0.2765	305.5	4.48	0.1480
Etileno	C ₂ H ₄	28.054	0.2964	282.4	5.12	0.1242
Helio	He	4.003	2.0769	5.3	0.23	0.0578
<i>n</i> -Hexano	C ₆ H ₁₄	86.179	0.09647	507.9	3.03	0.3677
Hidrógeno (normal)	H ₂	2.016	4.1240	33.3	1.30	0.0649
Metano	CH ₄	16.043	0.5182	191.1	4.64	0.0993
Monóxido de carbono	CO	28.011	0.2968	133	3.50	0.0930
Neón	Ne	20.183	0.4119	44.5	2.73	0.0417
Nitrógeno	N ₂	28.013	0.2968	126.2	3.39	0.0899
Óxido nitroso	N ₂ O	44.013	0.1889	309.7	7.27	0.0961
Oxígeno	O ₂	31.999	0.2598	154.8	5.08	0.0780
Propano	C ₃ H ₈	44.097	0.1885	370	4.26	0.1998
Propileno	C ₃ H ₆	42.081	0.1976	365	4.62	0.1810
Tetracloruro de carbono	CCl ₄	153.82	0.05405	556.4	4.56	0.2759
Tetrafluoroetano (R-134a)	CF ₃ CH ₂ F	102.03	0.08149	374.2	4.059	0.1993
Triclorofluorometano (R-11)	CCl ₃ F	137.37	0.06052	471.2	4.38	0.2478
Xenón	Xe	131.30	0.06332	289.8	5.88	0.1186

*La unidad en kJ/kg · K es equivalente a kPa · m³/kg · K. La constante de gas se calcula de $R = R_u/M$, donde $R_u = 8.31447$ kJ/kmol · K y M es la masa molar.

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes						
a) A 300 K						
Gas	Fórmula	Constante de gas, <i>R</i> kJ/kg · K	<i>c_p</i> kJ/kg · K	<i>c_v</i> kJ/kg · K	<i>k</i>	
Aire	—	0.2870	1.005	0.718	1.400	
Argón	Ar	0.2081	0.5203	0.3122	1.667	
Butano	C ₄ H ₁₀	0.1433	1.7164	1.5734	1.091	
Dióxido de carbono	CO ₂	0.1889	0.846	0.657	1.289	
Etano	C ₂ H ₆	0.2765	1.7662	1.4897	1.186	
Etileno	C ₂ H ₄	0.2964	1.5482	1.2518	1.237	
Helio	He	2.0769	5.1926	3.1156	1.667	
Hidrógeno	H ₂	4.1240	14.307	10.183	1.405	
Metano	CH ₄	0.5182	2.2537	1.7354	1.299	
Monóxido de carbono	CO	0.2968	1.040	0.744	1.400	
Neón	Ne	0.4119	1.0299	0.6179	1.667	
Nitrógeno	N ₂	0.2968	1.039	0.743	1.400	
Octano	C ₈ H ₁₈	0.0729	1.7113	1.6385	1.044	
Oxígeno	O ₂	0.2598	0.918	0.658	1.395	
Propano	C ₃ H ₈	0.1885	1.6794	1.4909	1.126	
Vapor	H ₂ O	0.4615	1.8723	1.4108	1.327	

Nota: La unidad kJ/kg · K es equivalente a kJ/kg · °C.
Fuente: *Chemical and Process Thermodynamics* 3a. ed., por Kyle, B.G., © 2000. Adaptado con permiso de Pearson Education, Inc., Upper Saddle River, Nueva Jersey.

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes (continuación)

b) A diversas temperaturas

Temperatura, K	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k
	<i>Aire</i>			<i>Dióxido de carbono, CO₂</i>			<i>Monóxido de carbono, CO</i>		
250	1.003	0.716	1.401	0.791	0.602	1.314	1.039	0.743	1.400
300	1.005	0.718	1.400	0.846	0.657	1.288	1.040	0.744	1.399
350	1.008	0.721	1.398	0.895	0.706	1.268	1.043	0.746	1.398
400	1.013	0.726	1.395	0.939	0.750	1.252	1.047	0.751	1.395
450	1.020	0.733	1.391	0.978	0.790	1.239	1.054	0.757	1.392
500	1.029	0.742	1.387	1.014	0.825	1.229	1.063	0.767	1.387
550	1.040	0.753	1.381	1.046	0.857	1.220	1.075	0.778	1.382
600	1.051	0.764	1.376	1.075	0.886	1.213	1.087	0.790	1.376
650	1.063	0.776	1.370	1.102	0.913	1.207	1.100	0.803	1.370
700	1.075	0.788	1.364	1.126	0.937	1.202	1.113	0.816	1.364
750	1.087	0.800	1.359	1.148	0.959	1.197	1.126	0.829	1.358
800	1.099	0.812	1.354	1.169	0.980	1.193	1.139	0.842	1.353
900	1.121	0.834	1.344	1.204	1.015	1.186	1.163	0.866	1.343
1000	1.142	0.855	1.336	1.234	1.045	1.181	1.185	0.888	1.335
	<i>Hidrógeno, H₂</i>			<i>Nitrógeno, N₂</i>			<i>Oxígeno, O₂</i>		
250	14.051	9.927	1.416	1.039	0.742	1.400	0.913	0.653	1.398
300	14.307	10.183	1.405	1.039	0.743	1.400	0.918	0.658	1.395
350	14.427	10.302	1.400	1.041	0.744	1.399	0.928	0.668	1.389
400	14.476	10.352	1.398	1.044	0.747	1.397	0.941	0.681	1.382
450	14.501	10.377	1.398	1.049	0.752	1.395	0.956	0.696	1.373
500	14.513	10.389	1.397	1.056	0.759	1.391	0.972	0.712	1.365
550	14.530	10.405	1.396	1.065	0.768	1.387	0.988	0.728	1.358
600	14.546	10.422	1.396	1.075	0.778	1.382	1.003	0.743	1.350
650	14.571	10.447	1.395	1.086	0.789	1.376	1.017	0.758	1.343
700	14.604	10.480	1.394	1.098	0.801	1.371	1.031	0.771	1.337
750	14.645	10.521	1.392	1.110	0.813	1.365	1.043	0.783	1.332
800	14.695	10.570	1.390	1.121	0.825	1.360	1.054	0.794	1.327
900	14.822	10.698	1.385	1.145	0.849	1.349	1.074	0.814	1.319
1000	14.983	10.859	1.380	1.167	0.870	1.341	1.090	0.830	1.313

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., Nueva York, McGraw-Hill, 1983, p. 783, Tabla A-4M. Publicada originalmente en *Tables of Thermal Properties of Gases*, NBS Circular 564, 1955.

Propiedades de gas ideal del aire

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29559	580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.37348
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.34444	590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.39140
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.39105	600	607.02	16.28	434.78	105.8	2.40902
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.43557	610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.42644
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.47824	620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.44356
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.51917	630	638.63	19.84	457.78	92.84	2.46048
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848	640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.47716
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634	650	659.84	21.86	473.25	85.34	2.49364
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279	660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.50985
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055	670	681.14	24.46	488.81	78.61	2.52589
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802	680	691.82	25.85	496.62	75.50	2.54175
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515	690	702.52	27.29	504.45	72.56	2.55731
298	298.18	1.3543	212.64	631.9	1.69528	700	713.27	28.80	512.33	69.76	2.57277
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203	710	724.04	30.38	520.23	67.07	2.58810
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865	720	734.82	32.02	528.14	64.53	2.60319
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.73498	730	745.62	33.72	536.07	62.13	2.61803
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106	740	756.44	35.50	544.02	59.82	2.63280
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.76690	750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.64737
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.78249	760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.79783	780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013
340	340.42	2.149	242.82	454.1	1.82790	800	821.95	47.75	592.30	48.08	2.71787
350	350.49	2.379	250.02	422.2	1.85708	820	843.98	52.59	608.59	44.84	2.74504
360	360.58	2.626	257.24	393.4	1.88543	840	866.08	57.60	624.95	41.85	2.77170
370	370.67	2.892	264.46	367.2	1.91313	860	888.27	63.09	641.40	39.12	2.79783
380	380.77	3.176	271.69	343.4	1.94001	880	910.56	68.98	657.95	36.61	2.82344
390	390.88	3.481	278.93	321.5	1.96633	900	932.93	75.29	674.58	34.31	2.84856
400	400.98	3.806	286.16	301.6	1.99194	920	955.38	82.05	691.28	32.18	2.87324
410	411.12	4.153	293.43	283.3	2.01699	940	977.92	89.28	708.08	30.22	2.89748
420	421.26	4.522	300.69	266.6	2.04142	960	1000.55	97.00	725.02	28.40	2.92128
430	431.43	4.915	307.99	251.1	2.06533	980	1023.25	105.2	741.98	26.73	2.94468
440	441.61	5.332	315.30	236.8	2.08870	1000	1046.04	114.0	758.94	25.17	2.96770
450	451.80	5.775	322.62	223.6	2.11161	1020	1068.89	123.4	776.10	23.72	2.99034
460	462.02	6.245	329.97	211.4	2.13407	1040	1091.85	133.3	793.36	22.29	3.01260
470	472.24	6.742	337.32	200.1	2.15604	1060	1114.86	143.9	810.62	21.14	3.03449
480	482.49	7.268	344.70	189.5	2.17760	1080	1137.89	155.2	827.88	19.98	3.05608
490	492.74	7.824	352.08	179.7	2.19876	1100	1161.07	167.1	845.33	18.896	3.07732
500	503.02	8.411	359.49	170.6	2.21952	1120	1184.28	179.7	862.79	17.886	3.09825
510	513.32	9.031	366.92	162.1	2.23993	1140	1207.57	193.1	880.35	16.946	3.11883
520	523.63	9.684	374.36	154.1	2.25997	1160	1230.92	207.2	897.91	16.064	3.13916
530	533.98	10.37	381.84	146.7	2.27967	1180	1254.34	222.2	915.57	15.241	3.15916
540	544.35	11.10	389.34	139.7	2.29906	1200	1277.79	238.0	933.33	14.470	3.17888
550	555.74	11.86	396.86	133.1	2.31809	1220	1301.31	254.7	951.09	13.747	3.19834
560	565.17	12.66	404.42	127.0	2.33685	1240	1324.93	272.3	968.95	13.069	3.21751
570	575.59	13.50	411.97	121.2	2.35531						

Propiedades de gas ideal del aire (conclusión)											
T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K
1260	1348.55	290.8	986.90	12.435	3.23638	1600	1757.57	791.2	1298.30	5.804	3.52364
1280	1372.24	310.4	1004.76	11.835	3.25510	1620	1782.00	834.1	1316.96	5.574	3.53879
1300	1395.97	330.9	1022.82	11.275	3.27345	1640	1806.46	878.9	1335.72	5.355	3.55381
1320	1419.76	352.5	1040.88	10.747	3.29160	1660	1830.96	925.6	1354.48	5.147	3.56867
1340	1443.60	375.3	1058.94	10.247	3.30959	1680	1855.50	974.2	1373.24	4.949	3.58335
1360	1467.49	399.1	1077.10	9.780	3.32724	1700	1880.1	1025	1392.7	4.761	3.5979
1380	1491.44	424.2	1095.26	9.337	3.34474	1750	1941.6	1161	1439.8	4.328	3.6336
1400	1515.42	450.5	1113.52	8.919	3.36200	1800	2003.3	1310	1487.2	3.994	3.6684
1420	1539.44	478.0	1131.77	8.526	3.37901	1850	2065.3	1475	1534.9	3.601	3.7023
1440	1563.51	506.9	1150.13	8.153	3.39586	1900	2127.4	1655	1582.6	3.295	3.7354
1460	1587.63	537.1	1168.49	7.801	3.41247	1950	2189.7	1852	1630.6	3.022	3.7677
1480	1611.79	568.8	1186.95	7.468	3.42892	2000	2252.1	2068	1678.7	2.776	3.7994
1500	1635.97	601.9	1205.41	7.152	3.44516	2050	2314.6	2303	1726.8	2.555	3.8303
1520	1660.23	636.5	1223.87	6.854	3.46120	2100	2377.7	2559	1775.3	2.356	3.8605
1540	1684.51	672.8	1242.43	6.569	3.47712	2150	2440.3	2837	1823.8	2.175	3.8901
1560	1708.82	710.5	1260.99	6.301	3.49276	2200	2503.2	3138	1872.4	2.012	3.9191
1580	1733.17	750.0	1279.65	6.046	3.50829	2250	2566.4	3464	1921.3	1.864	3.9474

Nota: Las propiedades P_r (presión relativa) y v_r (volumen específico relativo) son cantidades adimensionales utilizadas en el análisis de procesos isentrópicos y se deben confundirse con las propiedades de presión y volumen específico.

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, cuarta edición, Nueva York, McGraw-Hill, 1983, pp. 785-786, Tabla A-5. Publicada originalmente en J. H. Keenan y J. Keyes, *Gas Tables*, Nueva York, John Wiley & Sons, 1948.

Anexo 2: Certificado de medición de gases de escape del motor diésel Mazda BT50

			
INFORME RESULTADOS DE CARACTERIZACIONES GASEOSAS			
DATOS GENERALES			
EMPRESA:	UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE		
SOLICITADO POR:	Darwin Ramirez	EQUIPO	MOTOR MAZDA
DIRECCIÓN:	Ibarra, Ciudadela Universitaria Av. 17 de Julio 5-21 y General Jose Maria Cordova	FUENTE FIJA	Motor de Combustión Interna
TELÉFONO:	06-2997800	CAPACIDAD TEORICA	5000 RPM
CÓDIGO DE INFORME:	MOTOR MAZDA BT50-01	CARGA DE OPERACIÓN	2500 RPM
FECHA DE MONITOREO:	09/01/2018	COMBUSTIBLE	Diesel
FECHA DE INFORME:	19/01/2018	SERIE / MARCA/AÑO	MAZDA BT50WL-C 2,5 CRDI
MONITOREADO POR:	Xavier Crespo	MONITOREO Nº	1
ELABORADO POR:	Dr. Luis Soto	COORDENADAS GPS	17N 0820773 ; 0040267

CARACTERIZACIONES						
Parámetro	Unidad	U	LC	Método	Monitoreos	
					1ro	29/09/2017
Flujo de gas seco*	m ³ /h	—	—	USEPA M1, M2B	98,5	
Temperatura*	°C	—	—	PEE04	104,4	
Oxígeno	%	10	5,0-23	PEE04	1,738	
CO ₂ *	%	—	—	PEE04	2,40	
CO	%	15	20-1525	PEE04	1,60	
SO ₂	ppm	25	20-1550	PEE04	35	
NO _x *	ppm	—	—	PEE04	63	
NO	ppm	27	20-1520	PEE04	55	
NO ₂	ppm	10	9,0-100	PEE04	<9	
MP	g/m ³ gas seco	14	0,017-0,8	PEE18	<0,017	
NH ₃ *	#	—	—	ASTM D 2156-83T	3	

CONDICIONES AMBIENTALES	
T (°C)	29
HR (%)	45

CARGAS CONTAMINANTES CALCULADAS A:	
1015	mbar
0	°C
16	% O ₂

U = Incertidumbre LC = Límites de Cuantificación PEE = Procedimiento Específico de Ensayo
 EPA=Environmental Protection Agency ASTM= American Society for Testing and Materials

CARGAS CONTAMINANTES		
Parámetro	Unidad	Monitoreo
		1ro
CO	mg / m ³ N	7665
SO ₂	mg / m ³ N	68
NO _x	mg / m ³ N	216
MP	mg / m ³ N	NM

ND = No Detectable NM = No Medido

* Los ensayos marcados con (*) NO están incluidos en el alcance de acreditación del SAE
 ** Referencia de la norma Acuerdo Ministerial No. 097-A Anexos del Libro VI del Texto Unificado de la Legislación Secundaria Tulumá; Anexo 3 Norma de Emisiones al aire desde fuentes fijas Tabla 4.
 (Las opiniones e interpretaciones que se indican a continuación, están fuera del alcance de la acreditación del SAE)

NOTA:
 - Prohibida la reproducción parcial, por cualquier medio sin el permiso escrito del laboratorio
 - El informe solo afecta a las muestras sometidas a ensayo

Dr. Luis Soto
 Responsable Técnico
 MC22.02
 Revisión 6