

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA
ELECTRÓNICA Y SISTEMAS
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA**



**“BALANCE TÉRMICO EXPERIMENTAL DE
FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN
INTERNA DIESEL EN EL LABORATORIO DE INGENIERÍA
MECÁNICA DE LA UNIVERSIDAD NACIONAL DEL
ALTIPLANO DE PUNO”**

TESIS

PRESENTADO POR:

HENRY WILBER HUARACCALLO VENTURA

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

PUNO – PERÚ

2017

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO - PUNO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA Y SISTEMAS
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

**“BALANCE TÉRMICO EXPERIMENTAL DE FUNCIONAMIENTO DE UN
MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DIESEL EN EL LABORATORIO DE
INGENIERÍA MECÁNICA DE LA UNIVERSIDAD NACIONAL DEL
ALTIPLANO DE PUNO”**

TESIS PRESENTADO POR:

HENRY WILBER HUARACCALLO VENTURA

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

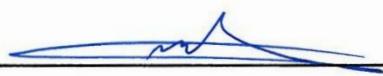
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA



FECHA DE SUSTENTACIÓN: 27-09-2017

APROBADO POR EL JURADO REVISOR CONFORMADO POR:

PRESIDENTE:


M. Sc. WALTER OSWALDO PAREDES PAREJA

PRIMER MIEMBRO:


M. Sc. MARCOS JOSÉ VILLANUEVA CORNEJO

SEGUNDO MIEMBRO:


Ing. OMAR LUIS NEIRA CUTIPA

DIRECTOR / ASESOR:


M. Sc. JOSÉ MANUEL RAMOS CUTIPA

ÁREA : Mecánica.

TEMA: Máquinas térmicas.

DEDICATORIA

A Dios por haberme permitido llegar a esta meta, quien a diario nos da la dicha de compartir su gracia divina y por darme la vida, a mi familia que siempre estuvo conmigo para brindarme su apoyo incondicional.

HENRY WILBER HUARACCALLO VENTURA

AGRADECIMIENTOS

- *Ante todo, agradezco a Dios por darme la vida y permitirme cumplir una meta, por darme valor y fuerza para superar los obstáculos que se presentaron en el desarrollo de esta vida profesional.*
- *A nuestra alma mater Universidad Nacional del Altiplano – Puno.*
- *y a la escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, por cobijarnos y brindarnos la base de nuestra formación profesional.*
- *A los docentes de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, por compartir los conocimientos que forjaron nuestra formación profesional.*
- *A mis queridos padres, y hermanas por innegable apoyo y guía para mi formación como profesional.*

HENRY WILBER HUARACCLLO VENTURA

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	13
ABSTRACT	14
CAPÍTULO I	15
INTRODUCCIÓN	15
1.1. OBJETIVO GENERAL.....	16
1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	16
CAPÍTULO II	18
REVISIÓN DE LITERATURA.....	18
2.1. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN.....	18
2.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.....	20
2.3. JUSTIFICACIÓN.....	21
2.4. MARCO TEÓRICO.....	22
2.4.1 MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.....	22
2.4.1.1 Clasificación de los motores de Combustión Interna.....	23
2.4.1.2 Etapas de funcionamiento del motor de cuatro tiempos.....	32
2.4.1.3 Parámetros del motor. Volumen muerto, volumen de cilindrada y relación de compresión.....	36
2.4.2 COMBUSTIBLE.....	39
2.4.2.1 Comburente.....	39
2.4.3 PROCESOS DE COMBUSTIÓN.....	43
2.4.3.1 Combustión.....	44
2.4.3.2 Conceptos y Definiciones Básicas.....	45
2.4.3.3 Combustión con Aire.....	47
2.4.3.4 Combustión Real.....	49
2.4.4 CICLO TEÓRICO DIESEL.....	52
2.4.4.1 Ciclo termodinámico de los motores Diesel.....	52
2.4.4.2 Transferencia de Calor en Máquinas de Combustión Interna.....	58
2.4.4.3 Modos de Transferencia de Calor en Máquinas de Combustión Interna.....	58
2.4.4.4 Métodos de Medición de Transferencia de Calor en Máquinas de Combustión Interna.....	60
2.4.5 Balance térmico del motor.....	60

CAPÍTULO III	68
MATERIALES Y MÉTODOS	68
3.1. INTRODUCCIÓN.....	68
3.2. PREPARACIÓN DEL ENSAYO DE INGENIERÍA O TÉCNICO.....	69
3.2.1. Adaptación de dispositivos al módulo para el ensayo técnico.	72
3.2.3. Diseño de la metodología para calcular los parámetros de performance del motor Diesel.	75
3.2.3.1. Potencia al freno (BHP).	75
3.2.3.2. Consumo de combustible (lb/S).	77
3.2.3.3. Consumo específico de combustible (lb/h-HP).....	77
3.2.3.4. Calor o energía entregada al motor (HP).....	77
3.2.3.5. Eficiencia térmica total.	77
3.2.4. Diseño de la metodología experimental para realizar el balance térmico del motor.....	77
3.2.4.1. Calor equivalente del trabajo al freno.....	77
3.2.4.2. Calor que se llevan los gases de escape.	78
3.2.4.3. Calor que se lleva el aire de refrigeración.	79
3.2.4.4. Calor perdido por combustión incompleta.	80
3.2.4.5. Calor que se lleva el agua formada en el H ₂ en el combustible.....	81
3.2.4.6. Calor perdido por calentamiento de la humedad del aire.	82
3.2.4.7. Calor perdido por otras pérdidas.....	82
3.2.5. Metodología experimental para el análisis de gases de los productos de la combustión.....	83
3.2.5.1. Ecuación para la combustión incompleta.	83
3.2.5.2. Relación del aire-combustible ($r_{a/c}$).	84
3.2.5.3. Ecuación para la combustión completa o ideal.....	84
3.2.5.4. Cálculo del porcentaje de Exceso de aire en la combustión.	84
3.3. EJECUCIÓN DEL ENSAYO EXPERIMENTAL DE INGENIERÍA O TÉCNICO.	84
3.3.1. Procedimiento para el funcionamiento del motor Diesel y toma de datos experimentales.	84
3.3.2. Datos experimentales.....	85
3.3.3. Cálculo de los parámetros de performance.....	87
3.3.3.1. Potencia al freno (BHP).	87

3.3.3.2. Consumo de combustible (G_C).....	88
3.3.3.3. Consumo específico de Combustible (C_e).....	88
3.3.3.4. Calor o energía entregada al motor por unidad de tiempo (Q_A).....	89
3.3.3.5. Eficiencia térmica total (η_{tt}).....	90
3.3.4. Cálculos para el balance térmico.....	90
3.3.4.1. Calor equivalente del trabajo útil (Q_1).....	90
3.3.4.2. Calor que se llevan los gases de escape (Q_2).....	91
3.3.4.3. Calor que se lleva el aire de refrigeración (Q_3).....	92
3.3.4.4. Calor perdido por combustión incompleta (Q_4).....	94
3.3.4.5. Calor que se lleva el agua formada en el hidrógeno en el combustible.....	94
3.3.4.6. Calor perdido por calentamiento de la humedad del aire.....	95
3.3.4.7. Calor perdido por otras pérdidas no calculadas.....	100
3.3.5. Cálculos para el análisis de gases.....	100
3.3.5.1. Ecuación para la combustión incompleta real.....	100
3.3.5.2. Ecuación para la combustión completa o teórica.....	101
3.3.5.3. Cálculo del exceso de aire.....	102
CAPÍTULO IV.....	103
RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	103
4.1. RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS DE LOS PARÁMETROS DE PERFORMANCE DEL MOTOR.....	103
4.1.1. Potencia al freno (BHP).....	103
4.1.2. Consumo de Combustible (G_C).....	104
4.1.3. Consumo específico de combustible (C_e).....	104
4.1.4. Calor o energía entregada al motor por unidad de tiempo (Q_A).....	104
4.1.5. Eficiencia térmica total (η_{tt}).....	105
4.2. RESULTADOS DE LOS PARÁMETROS CALCULADOS DEL BALANCE TÉRMICO DEL MOTOR.....	105
4.2.1. Calor equivalente del trabajo útil (Q_1).....	105
4.2.2. Calor que se llevan los gases de escape (Q_2).....	105
4.2.3. Calor que se lleva el aire de refrigeración del motor (Q_3).....	106
4.2.4. Calor perdido por Combustión incompleta (Q_4).....	106
4.2.5. Calor que se lleva el agua formada en el hidrógeno en el combustible (Q_5).....	106

4.2.6. Calor perdido por calentamiento de la humedad del aire (Q_6).....	107
4.2.7. Calor perdido por otras pérdidas no calculadas (Q_7).....	107
4.3. DIAGRAMA DE SANKEY.....	108
4.3.1. Cálculo de los calores del balance térmico en porcentaje (%).....	108
4.3.2. Esquema del Diagrama de Sankey para el balance térmico del motor Diesel de 5 HP.....	109
4.4. DISCUSIÓN.....	111
4.4.1. Información técnica experimental de los componentes del balance térmico.....	111
4.4.2. Discusión.....	112
CONCLUSIONES.....	114
RECOMENDACIONES.....	115
REFERENCIAS.....	116
ANEXOS.....	118

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Motor de combustión interna.....	23
Figura 2: Motor de combustión estacionario.	24
Figura 3: Motor de combustión interna de transporte.....	24
Figura 4: Motor de Combustión Interna de émbolo.	25
Figura 5: Motor de Combustión Externa.	26
Figura 6: Motor de Combustión Interna con formación externa de la mezcla. 27	
Figura 7: Motor de Combustión Interna con formación interna de la mezcla. ..	28
Figura 8: Motor de Combustión Interna de encendido por chispa.	29
Figura 9: Motor de Combustión Interna con formación interna de la mezcla. ..	29
Figura 10: Motor de Combustión Interna de refrigeración por líquido.	31
Figura 11: Motor de Combustión Interna de refrigeración por aire.....	32
Figura 12: Etapa de admisión de un motor de cuatro tiempos.	33
Figura 13: Etapa de compresión de un motor de cuatro tiempos.....	34
Figura 14: Etapa de expansión de un motor de cuatro tiempos.	35
Figura 15: Etapa de escape de un motor de cuatro tiempos.....	36
Figura 16: Parámetros de un motor de combustión interna.	38
Figura 17: Esquema de la Combustión.	44
Figura 18: Motor Diesel de cuatro tiempos.	52
Figura 19: Etapa de Admisión en el Motor Diesel.	53
Figura 20: Etapa de Compresión en el Motor Diesel.....	54
Figura 21: Etapa de Trabajo en el Motor Diesel.....	55
Figura 22: Etapa de Escape en el Motor Diesel.	55
Figura 23: Diagrama P-V del ciclo Diesel teórico.	56
Figura 24: Diagrama del balance térmico interno de un motor.	65
Figura 25: Componentes del balance térmico.....	66
Figura 26: Placa de características del motor.	71
Figura 27: Esquema del módulo para medir la potencia al eje.....	71
Figura 28: Módulo con las adaptaciones para el ensayo técnico.	73
Figura 29: Tacómetro.....	73
Figura 30: Psicrómetro.....	74
Figura 31: Termocupla.	74
Figura 32: Analizador de gases.....	75
Figura 33: Esquema del freno prony.	76
Figura 34: Diagrama de Cuerpo Libre de la volante del freno Prony.	86
Figura 35: Fuerzas que actúan en la volante del freno Prony.....	87
Figura 36: Determinación de la Relación de Humedad (ω).	97
Figura 37: Diagrama de Sankey del balance térmico del motor diesel de 5 HP.	110

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Relaciones de compresión de motores de combustión interna.	39
Tabla 2: Clasificación de los combustibles.....	40
Tabla 3: Composición del aire seco.	48
Tabla 4: Componentes del balance térmico (en %).	67
Tabla 5: Calores calculados en el balance térmico.....	107
Tabla 6: Calores calculados en el balance térmico en porcentaje (%).	109
Tabla 7: Componentes del balance térmico.	112
Tabla 8: Comparación de los % de los calores recomendados y los calculados.	112

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A: Guía de laboratorio de ensayo técnico del balance térmico de un motor diesel.....	119
ANEXO B: Material fotográfico de las pruebas de medición en el módulo del motor diesel.....	130

ÍNDICE DE ACRÓNIMOS

- PMS: Punto muerto superior.
- PMI: Punto muerto inferior.
- VC: Volumen de cilindrada.
- VM: Volumen muerto.
- VC_T : Volumen de cilindrada total.
- rc: Relación de compresión.
- $r_{a/c}$: Relación aire combustible.
- ex: Exceso de aire.
- a_t : Aire teórico.
- Q_0 : Cantidad total de calor.
- m_a : Masa de aire.
- m_c : Masa de combustible.
- W/m^2 : Watt / metro cuadrado.
- $^{\circ}C$: grados centígrados.
- Kw: Kilo watt.
- RPM: Revoluciones por minuto.
- MCI: motores de combustión interna.
- cc: Centímetro cúbicos.
- mL: Mili litros.
- T_c : Temperatura del combustible.
- T_g : Temperatura de salida de los gases de escape.
- G_c : Consumo de combustible.
- η_{tt} : Eficiencia total.
- CP_v : Calor específico del vapor.
- T_a : Temperatura ambiente.
- ω : Humedad específica.

RESUMEN

La tesis desarrollada tiene como objetivo realizar el balance térmico experimental de un motor Diesel estacionario de 5 HP en el Laboratorio de Ingeniería Mecánica de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad Nacional del Altiplano Puno, considerando que en la actualidad los motores de combustión interna es una de las principales fuentes de obtención de la energía mecánica para la industria y el transporte y, en su funcionamiento se debe tener en cuenta la eficiencia energética y poner especial atención a la disminución de la toxicidad de los gases de escape que son expulsados al medio ambiente. La metodología experimental o aplicada que se empleó en el desarrollo del balance térmico del motor en función de los diferentes parámetros de funcionamiento se basa en la ecuación del balance térmico, para lo cual se determinó experimentalmente, el calor útil aprovechado por el motor y, los calores perdidos por los gases de escape, por el aire de refrigeración, por radiación y otros factores; la suma de todos estos calores debe ser igual al calor producido por el combustible en el motor en el régimen dado. Los resultados obtenidos en el balance térmico experimental del motor Diesel establecen que el motor tiene un deficiente aprovechamiento del calor útil ($Q_1 = 23,62\%$) necesario para efectuar el trabajo efectivo del motor lo cual se explica a que las pérdidas a través de los gases de escape están con un exceso de 12.14% por lo menos. De igual manera en pérdidas por radiación y otros factores se han incrementado en un 1,28% por lo menos. Finalmente, los resultados del desarrollo de la tesis se usarán para elaborar la guía de laboratorio para realizar el ensayo técnico del balance térmico del motor Diesel.

Palabras clave: Balance térmico, energía, motor Diesel, performance, calor.

ABSTRACT

The developed thesis aims to carry out experimental thermal balance of a Stationary Diesel engine of 5 Hp at the Laboratory of Mechanical Engineering of the Professional School of Electrical Engineering of the National University of the Altiplano, Puno, considering that currently the internal combustion engine is one of the main sources of mechanical power for industry and transport, and in its operation must take into account the energy efficiency and pay particular attention to the reduction of the toxicity of exhaust gases which are expelled to the environment. The experimental methodology that was used or applied in the development of the thermal balance of the engine depending on the various parameters of operation is based on the heat balance equation, for which it was determined experimentally, taking advantage of the useful heat engine and the heat lost by exhaust gases, the cooling air, radiation, and other factors; the sum of all these hot flushes should be the same as the heat produced by the fuel in the engine in the regime. The results obtained in the experimental thermal balance of the Diesel engine requires that the engine has a poor use of heat tool ($Q_1 = 23.62\%$) needed to carry out the effective work of the engine which explained that the losses through the exhaust gases are with an excess of 12.14 per cent at least. In the same way in losses by radiation and other factors have increased by 1.28% at least. Finally the results of the development of the doctoral thesis will be used to produce the guide of the laboratory for the technical testing of the thermal balance of the Diesel engine.

Key Words: Thermal balance, energy, Diesel engine, performance, heat.

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

La energía mecánica, indispensable para poner en funcionamiento diferentes máquinas y producir trabajo, se puede obtener utilizando la energía térmica, hidráulica, solar y eólica. Actualmente se usan diversos tipos de energía como la energía hidráulica pero sus recursos son relativamente limitados. La existencia de energía eólica y con mayor razón la solar, sobrepasan en mucho las necesidades del hombre de nuestra región, pero por ahora su aplicación es relativamente antieconómica y difícil en aplicar. La que más se utiliza es la energía térmica obtenida de los combustibles de naturaleza orgánica y nuclear. En la industria y en el transporte terrestre los motores de combustión interna han alcanzado la mayor difusión y se distinguen por su capacidad, alto rendimiento y durabilidad, utilizándose en todas las esferas de la economía nacional (Jóvaj, 2004).

En la formación académica de un Ingeniero Mecánico Eléctrico los conocimientos teóricos y prácticos sobre motores de combustión interna son muy importantes porque las personas en general suponen que los ingenieros de esta especialidad son expertos en dichos conocimientos.

Considerando que una de las más importantes fuentes convencionales de suministro de energía está dada por los procesos de combustión en los motores de combustión interna, en ese contexto consideré relevante investigar, en el módulo para determinar la potencia al eje de un motor Diesel de 5 HP existente en el Laboratorio de Ingeniería Mecánica, el balance térmico de un motor con la finalidad de establecer si la energía aprovechada y la pérdida están entre los rangos experimentales prefijados para su funcionamiento óptimo y de no ser así, analizar a qué se deben las discrepancias y ver su incidencia en la performance y diagnosticar las fallas del motor. Esta investigación experimental contribuirá a desarrollar proyectos de investigación en la Escuela Profesional, importante para el proceso de acreditación de nuestra Universidad. Por todo lo mencionado anteriormente se planteó los siguientes objetivos.

1.1. OBJETIVO GENERAL.

Realizar el balance térmico experimental del funcionamiento de un motor de combustión interna Diesel de 5 HP estacionario en Puno.

1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- a) Calcular la energía útil y las energías perdidas en función de los diferentes parámetros de funcionamiento del motor.

- b) Hacer el balance térmico o energético del motor diesel y cuantificar sus parámetros de funcionamiento.
- c) Desarrollar una guía de laboratorio para realizar el ensayo técnico del balance térmico del motor.

CAPÍTULO II

REVISIÓN DE LITERATURA

2.1. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN.

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL (2014). Prácticas de Laboratorio de Máquinas Térmicas, IPN-Ecuador, pp. 30-45, información referente a Banco de Pruebas para motores de Combustión Interna Diesel serie CT 400 Gunt Hamburgo con Software, donde refiere que se puede elaborar un balance térmico de un motor Diesel, en el que se puede determinar la potencia suministrada por el combustible, potencia mecánica efectiva, potencia térmica cedida en el radiador, potencia térmica perdida por los gases de escape, potencia térmica perdida por radiación y convección.

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO (2015) Laboratorio de motores de combustión interna, UNAM – México, pp. 5-22, refiere que el balance térmico es el registro de la distribución de energía en una máquina puede registrarse en forma de tablas o gráficas, lo que permite una mejor

visualización de las situaciones. En muchas situaciones las expresiones matemáticas o fórmulas tienen que deducirse para cada caso con la ayuda de los fundamentos de termodinámica y transferencia de calor.

Para que el balance térmico sea válido todos los datos registrados deben tomarse cuando el equipo o instalación se encuentre operando en condiciones de estado estable.

(JÓVAJ, M., 2004) Motores de Automóvil Editorial MIR, Moscú, nos sirvió para definir los objetivos de la tesis, el cual en el capítulo XII, p.p. 260-268 Balance Térmico, establece que para determinar la tendencia del aprovechamiento de calor y las vías de su mejoramiento, así como los datos necesarios para el cálculo del sistema de enfriamiento, se debe establecer en qué se gasta el calor o energía introducida al motor.

La ecuación del balance térmico es:

$$Q_0 = Q_e + Q_{ref} + Q_g + Q_{coi} + Q_l + Q_r \dots \dots \dots \text{(Ec. 1)}$$

Donde Q_0 es la cantidad total del calor introducido con el combustible, Q_e el calor equivalente al trabajo efectivo del motor; Q_{ref} , calor perdido por refrigeración; Q_g el calor que se llevan los gases de escape; Q_{coi} calor perdido por combustión incompleta; Q_l , el calor entregado al lubricante; Q_r calor perdido por otras causas.

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ (2002), Laboratorio de Motores de Combustión Interna, PUCP – Perú, pp. 15-35, cuya información la utilizaré como referencia experimental, porque los laboratorios que se realizan en esa universidad son en módulos de ensayo específicos certificados, como el

que se detalla en la separata para el ensayo: Balance energético del motor y curvas características de un motor Diesel.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA (2007), Ensayo de motores de combustión interna, UNI – Perú, pp. 27-40, separata de Laboratorio de Ingeniería Mecánica III, que detalla los procedimientos experimentales para ensayos en módulos comprados en Alemania y Estados Unidos, como el referente al Ensayo del balance térmico de un motor de combustión interna.

Información bibliográfica experimental que nos motivó a tomar como un reto a nuestro ingenio el tema de tesis a desarrollar, considerando que adaptaremos y diseñaremos el módulo en el que se realizará la tesis.

2.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.

En el área de la Ingeniería Mecánica los motores de combustión interna son una de las principales fuentes para la obtención de energía mecánica, y son más utilizadas por su simple funcionamiento y construcción en los sectores de la industria y en el transporte. El funcionamiento de los MCI consiste en la transformación de energía del combustible en energía mecánica, todo este proceso no es fácil de representar a través de ecuaciones matemáticas puesto que no se considera las pérdidas adicionales que existen dentro del motor. Y considerando los productos de la combustión, podemos afirmar que estas máquinas son los principales causantes del alto grado de contaminación ambiental en el mundo; es en ese sentido que me propuso investigar, porque en el análisis del ciclo del motor solamente se consume una pequeña parte del calor o energía térmica que se obtiene al quemar el combustible para realizar el trabajo efectivo o potencia efectivo y, en qué proporción están las pérdidas de

calor que se llevan los gases de escape, el medio refrigerante, la combustión incompleta, el aire del medio ambiente, la radiación y otros factores externos (Aybar V.,2005) .

En ese contexto me formulé las preguntas de investigación que resumirán y me orientarán en el desarrollo de mi tesis:

- a) ¿Cómo se puede realizar el balance térmico experimental del funcionamiento de un motor diesel en Puno?
- b) ¿Qué ecuación energética nos permitirá calcular la energía útil y las energías perdidas en el funcionamiento del motor con ayuda de la termodinámica y/o transferencia de calor?
- c) ¿Podremos elaborar una guía de laboratorio para realizar el ensayo técnico del balance térmico de un motor diesel de 5 HP?

2.3. JUSTIFICACIÓN.

El tema de tesis a desarrollar es un proyecto de investigación experimental que está inmerso en el área de mecánica y en la línea de investigación máquinas térmicas, aspectos que en la coyuntura actual del calentamiento global de la tierra son importantes y se debe motivar a que se investiguen para mitigar el calentamiento de la tierra puesto que estas máquinas son las principales causantes de alto grado de contaminación ambiental.

En la actualidad en la región Puno y en el país se ha incrementado vertiginosamente la cantidad de motores de combustión interna en la industria y en el parque automotor y, en ese sentido un problema de investigación

importante respecto a la contaminación ambiental actual, para contribuir a este tema de investigación, la tesis es relevante, considerando que el balance térmico del motor nos permitirá cuantificar la distribución de la energía que se libera por la combustión del petróleo que es el origen de las emisiones que contaminan el ambiente, con el objetivo de optimizar la combustión del motor para disminuir la contaminación.

La originalidad del proyecto de tesis se sustenta en los argumentos anteriores y, también en que para realizar el balance térmico se requiere un módulo de banco de motores de combustión interna como el que oferta la GUNT Hamburgo de Alemania, cotizada en 40000 dólares con el que la Universidad no cuenta, por lo que será un reto grande ingeniarlos para desarrollar óptimamente el tema de la tesis, que no ha sido desarrollado en la región por otros investigadores.

Todo el trabajo a desarrollar se justifica, porque como una contribución importante lo aplicaremos en establecer una metodología experimental para realizar los ensayos experimentales de performance y balance térmico de un motor para el Laboratorio de Ingeniería Mecánica III, contribuyendo además con la formación académica de los estudiantes de la Escuela Profesional en el aspecto importante de la iniciación en la investigación científica.

2.4. MARCO TEÓRICO.

2.4.1 MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.

La mayor industria conocida actualmente en el mundo es la de los motores de combustión interna. Estas máquinas dan trabajo en forma directa o

indirecta a más de la mitad de la población de la tierra, por lo que es claro comprender la importancia de los motores de combustión interna en todas las economías. En cuanto a su denominación, ella alude a que la combustión del combustible con el aire se produce en el interior de una cámara comprimida, y aislada del medio exterior.

Los motores de combustión interna son máquinas térmicas cuya función es transformar la energía calorífica de un combustible líquido o gaseoso en energía mecánica o de trabajo útil. Se les llama también endotérmicos, pues el trabajo se origina dentro de una cámara de combustión, en donde, al producirse el encendido y seguidamente la explosión de la mezcla de trabajo, ésta genera la expansión directa de un pistón a lo largo de un cilindro. (Goñi, J, 2009)

2.4.1.1 Clasificación de los motores de Combustión Interna.

Los motores térmicos se pueden clasificar ateniéndose a diversas características, a saber:

Figura 1: Motor de combustión interna.



Fuente:(https://es.wikidia.org/wiki/Motor_de_combusti%C3%B3n).

1. Según el campo de aplicación pueden ser:
 - a) Estacionarios: Que son los utilizados en los grupos electrógenos, en el accionamiento de equipos de bombeo, en los oleoductos y gasoductos, en la agricultura, etc.

Figura 2: Motor de combustión estacionario.



Fuente:(<https://www.google.com.pe/search?q=motores+de+combustion+interna>).

- b) de transporte: Los que se instalan en automóviles, tractores, aviones, barcos, locomotoras y demás máquinas y medios de transporte.

Figura 3: Motor de combustión interna de transporte.



Fuente:(<https://www.taringa.net/posts/ciencia-educacion/10579185/Motores-de-combustion-interna.html>).

2. Según el tipo de Combustible utilizado se dividen en:
 - a) de combustible líquido ligero (gasolina y keroseno).
 - b) de aceite pesado (mazut, aceite solar, diesel y gas-oil).
 - c) de combustible gaseoso (gas de gasógeno, gas natural, gas licuado y otros).
 - d) de combustible mixto; el carburante principal es un gas, pero para el arranque del motor se utiliza un combustible líquido.
 - e) de múltiples combustibles (gasolina, aceite diesel y otros).
3. Según el modo de transformar la energía calorífica en mecánica se clasifican en:
 - a) motores de combustión interna que son los de émbolo (o alternativos) y de pistón rotativo, en los cuales los procesos de la reacción química y la transformación de energía calorífica en trabajo mecánico se realizan dentro del cilindro (en la cavidad ubicada sobre el pistón);

Figura 4: Motor de Combustión Interna de émbolo.



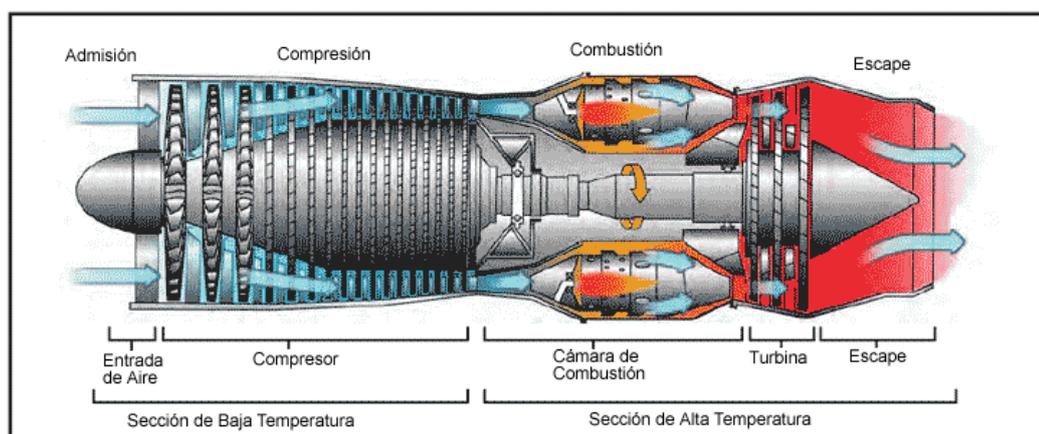
Fuente: (<http://termomotor.blogspot.pe/>).

b) motores de combustión externa. A éstos se refieren:

Las turbinas de gas, en las cuales los procesos de la reacción química se realizan en un hogar aparte (cámara de combustión) y el fluido operante que se forma (productos de la combustión) pasa a los álabes del rotor de la turbina donde efectúa el trabajo; en estos motores el papel de fluido operante lo desempeñan los productos que se forman durante el proceso de combustión de la mezcla en la cámara. Esto permite también considerar que las turbinas de gas son motores de combustión interna.

Los motores donde el calor que se transmite al fluido operante, que circula permanentemente en circuito cerrado, se suministra en un intercambiador de calor, mientras que la energía calorífica se utiliza después en un cilindro de expansión (máquinas a vapor que trabajan siguiendo el ciclo Rankine y los motores que emplean el ciclo Stirling).

Figura 5: Motor de Combustión Externa.



Fuente: (<https://es.wikipedia.org/wiki/Turborreactor>).

- c) motores combinados, en los cuales la combustión se realiza en un motor de pistón, que a su vez es generador de gas, y parte del trabajo mecánico se efectúa en el cilindro de dicho motor, en tanto que otra parte en los álabes del rotor de una turbina de gas (motores de pistones libres, motores alternativos con turbinas de gas y otros).
4. Según el procedimiento de formación de la mezcla los motores de combustión interna se subdividen en:
- a) motores con formación externa de la mezcla, en los cuales la mezcla carburante se prepara fuera del cilindro (motores de carburador y a gas, así como los motores con inyección del combustible en el tubo de admisión).

Figura 6: Motor de Combustión Interna con formación externa de la mezcla.



Fuente: (<https://www.google.com.pe/search?q=motores+de+combsution+interna>).

- b) motores con formación interna de la mezcla, en los cuales durante el proceso de admisión ingresa sólo aire al cilindro y la mezcla operante se forma dentro del cilindro. Por este procedimiento

funcionan los motores Diesel, en los cuales el combustible se suministra a la cámara de combustión cuando el émbolo se encuentra cerca del punto muerto superior (P.M.S.) al final del proceso de compresión; los motores de encendido por chispa e inyección del combustible al cilindro y los motores a gas con inyección del combustible o gas al cilindro al principio del proceso de compresión.

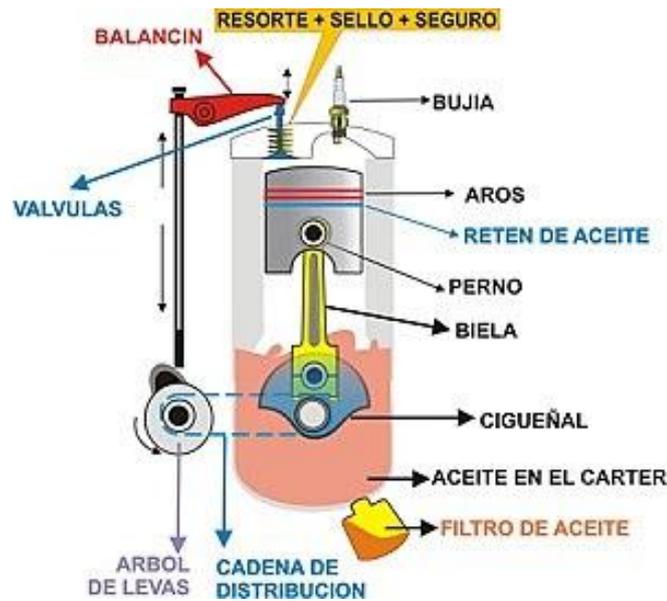
Figura 7: Motor de Combustión Interna con formación interna de la mezcla.



Fuente: (http://proyectofinaldesarrollodeunblog.blogspot.pe/2016/06/motor-gasolina_3.html).

- c) motores de carga estratificada, en los cuales el fluido operante tiene distinta composición en diferentes zonas de la cámara de combustión.
5. Según el procedimiento de encendido del combustible hay:
- a) motores de encendido por chispa eléctrica (ignición por chispa); en los cuales la mezcla aire combustible, se combustiona por el sato de una chispa.

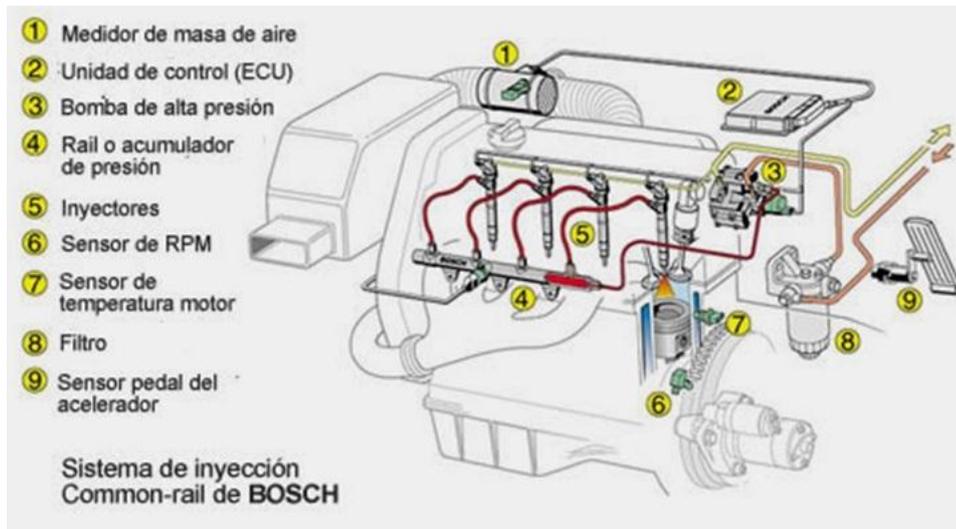
Figura 8: Motor de Combustión Interna de encendido por chispa.



Fuente: (<https://www.google.com.pe/search?q=motores+otto>).

- b) motores de ignición por compresión (Diesel). En los motores diésel la combustión se inicia por la temperatura que se obtiene por la compresión del aire.

Figura 9: Motor de Combustión Interna con formación interna de la mezcla.



Fuente: (<https://www.google.com.pe/search?q=motores+diesel>).

- c) motores de pre combustión, en los cuales la mezcla se enciende por chispa en una cámara de combustión especial (antecámara) de

pequeño volumen y después el proceso de combustión continúa en la cámara principal.

- d) motores con encendido del combustible gaseoso por una pequeña porción de aceite diesel que se inflama por compresión, o sea, un proceso líquido-gaseoso.
6. Según el método de efectuar el ciclo de trabajo los motores de pistón pueden ser:
- a) de cuatro tiempos sin sobrealimentación (con admisión de aire de la atmósfera) y con sobrealimentación (la mezcla ingresa a presión);
 - b) de dos tiempos sin sobrealimentación y con ella.

La sobrealimentación puede obtenerse accionando el compresor por una turbina de gas que emplea los gases de escape (sobrealimentación por turbocompresor); por un compresor movido mecánicamente por el mismo rotor o por dos compresores, uno de los cuales es accionado por la turbina a gas y el otro, por el motor.

7. Según su estructura se clasifican en:
- a) motores de pistón que a su vez se dividen: según la disposición de los cilindros: en verticales en línea, horizontales en línea, en «V», en estrella y con cilindros opuestos.
 - b) según la disposición de los émbolos: en motores de pistón simple (en cada cilindro hay un solo émbolo y una sola cámara de trabajo), motores de pistones enfrentados (la cámara de trabajo se encuentra entre dos émbolos que se mueven, dentro de un mismo cilindro, en

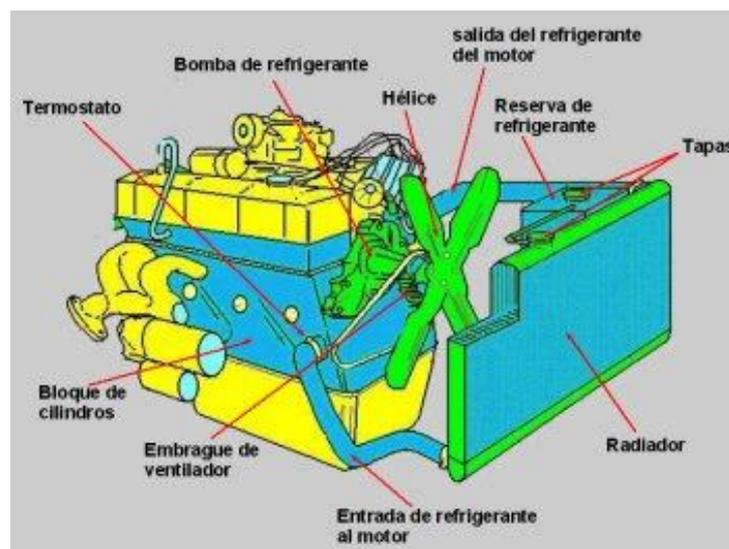
sentidos opuestos), motores con pistones de doble efecto (a ambos lados del émbolo hay cámaras de trabajo).

- c) motores de pistones rotativos, que pueden ser de tres tipos: el rotor (pistón) efectúa un movimiento planetario dentro del bloque; al moverse el rotor entre él y las paredes del bloque se forman cámaras de volumen variable en las cuales se realiza el ciclo. Este es el esquema que mayormente se emplea; el bloque efectúa un movimiento planetario, mientras que el pistón está fijo; tanto el rotor como el bloque realizan movimientos de rotación, estos motores se denominan vi rotativos.

8. Según el método de enfriamiento los motores se subdividen en:

- a) refrigerados por líquido; este tipo de motores usan el agua para poder disipar el calor, es la bomba de agua la que permite que el agua circule por el motor y luego es enfriado por un radiador.

Figura 10: Motor de Combustión Interna de refrigeración por líquido.



Fuente: (<http://www.sabelotodo.org/automovil/sisrefrigeracion.html>).

- b) refrigerados por aire. Estos motores usan el aire del medio ambiente para poder disipar el calor que se genera por el proceso de la combustión el cual se disipa mediante unas aletas con las que cuenta estos motores.

Figura 11: Motor de Combustión Interna de refrigeración por aire.



Fuente:(https://es.wikipedia.org/wiki/Motor_de_combusti%C3%B3n_interna).

2.4.1.2 Etapas de funcionamiento del motor de cuatro tiempos.

Para que el pistón funcione por si solo es necesario que haga cuatro recorridos, carreras, tiempos o etapas: admisión, compresión, expansión y escape.

A diferencia de los motores de dos tiempos, en los motores de cuatro, cada tiempo o carrera corresponde a una etapa de funcionamiento del motor, y cada etapa o carrera representa media vuelta del giro del cigüeñal, es decir, 180° . El ciclo termodinámico completo de dos vueltas será de 0° hasta 720° .

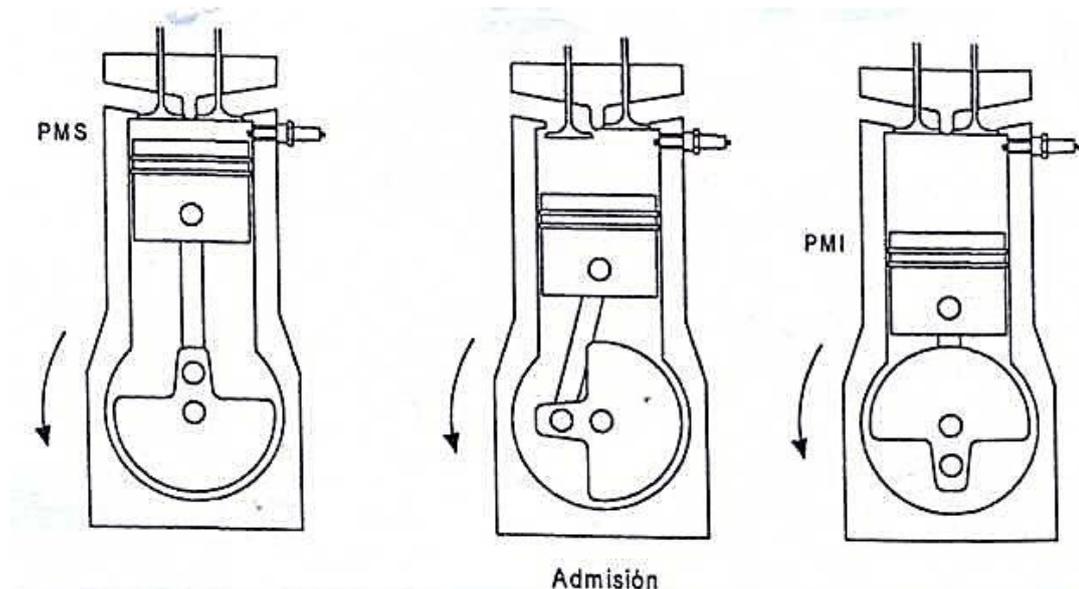
Por razones prácticas, para las dos vueltas del ciclo completo de funcionamiento de 720° se va a considerar partiendo de -360° para la admisión, y terminando en $+360^\circ$ para la etapa de escape, donde se inicia la admisión del siguiente ciclo. (Goñi. J, 2009).

- **Primera etapa: Admisión.**

El pistón está en el punto muerto superior (PMS) y empieza a descender. En ese momento se mantiene abierta la válvula de admisión, y los gases que existen en la tubería de admisión (mezcla de aire y gasolina) son aspirados por el pistón y van llenando el cilindro. Cuando el émbolo llega al punto muerto inferior (PMI), se cierra la válvula.

En la admisión, el pistón ha dado una carrera o barrido y el cigüeñal ha dado media vuelta ($\theta = -360^\circ$ a -180°). (Goñi, 2009).

Figura 12: Etapa de admisión de un motor de cuatro tiempos.



Fuente: (Goñi, 2009).

- **Segunda etapa: Compresión (y salto de chispa).**

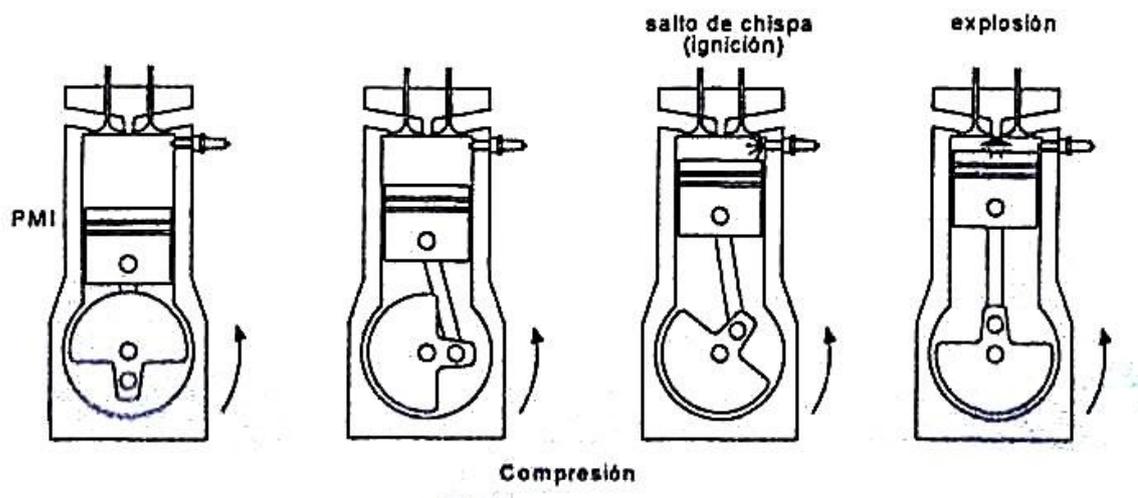
El pistón sube desde el PMI al PMS. Y las dos válvulas están cerradas. Los gases que llenaban el cilindro van ocupando un espacio cada vez más reducido, comprimiéndose hasta llenar

solamente el que queda entre la cara superior del pistón en su punto muerto superior y la culata. Este espacio se llama cámara de combustión o volumen muerto.

Durante la compresión, el pistón ha subido del PMI al PMS y el cigüeñal ha dado otra media vuelta ($\theta = -180^\circ$ a 0°).

Por haberse comprimido la mezcla, cuando ocupa la cámara de combustión se encuentra más caliente que cuando entró al cilindro. El tiempo de compresión ha servido para preparar la mezcla en las mejores condiciones para la explosión que va a realizarse inmediatamente. El *salto de chispa* de la bujía ocurre unos grados antes de que el pistón llegue al PMS, para dar tiempo a que en la mezcla se produzca el frente de llama. Estos grados antes del PMS conforman el *ángulo de adelanto de chispa* (α_{CH}). (Goñi, J, 2009).

Figura 13: Etapa de compresión de un motor de cuatro tiempos.

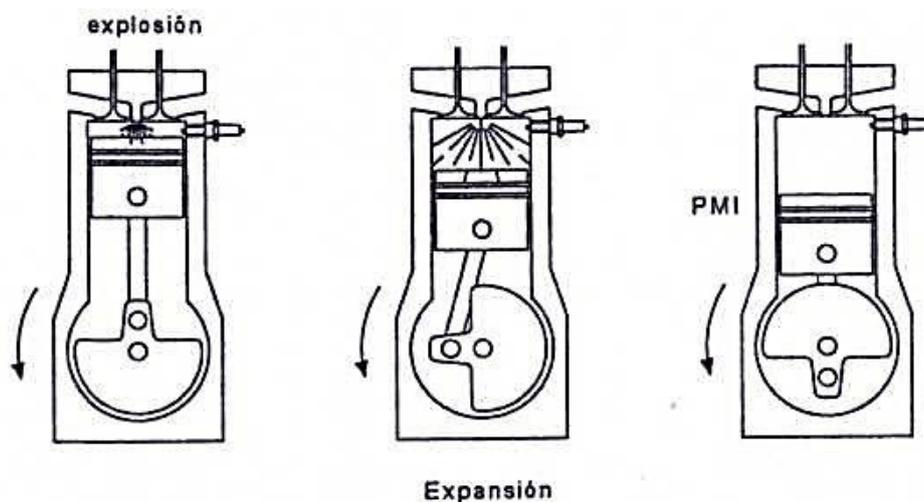


Fuente: (Goñi, 2009).

- **Tercera etapa: Expansión.**

En el momento en que los gases se encuentran fuertemente comprimidos en la cámara de combustión, se produce la explosión, y la fuerza impulsa el pistón del PMS al PMI, transmitiéndose dicha fuerza, a través de la biela, al giro del cigüeñal y, por lo tanto, a la volante que garantizará el torque, el trabajo, la potencia y la inercia de rotación. La expansión contiene la explosión y el trabajo del motor. (Goñi. J, 2009).

Figura 14: Etapa de expansión de un motor de cuatro tiempos.



Fuente: (Goñi, 2009).

Durante la carrera del émbolo en la expansión, las dos válvulas han permanecido cerradas y el cigüeñal efectúa una tercera media vuelta ($0 = 0^\circ$ a 180°). (Goñi, 2009).

- **Cuarta etapa: Escape (o expulsión).**

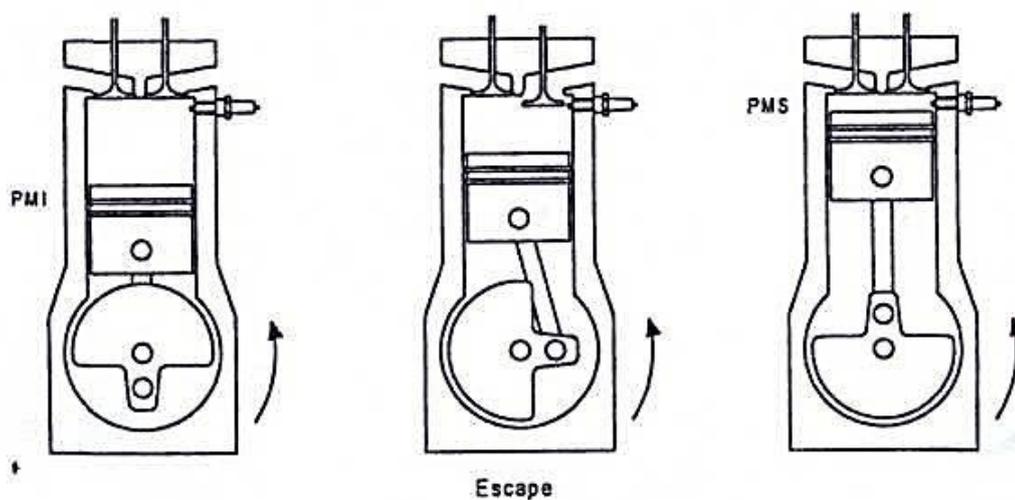
Al iniciarse esta etapa, el pistón está en su PMI, la válvula de escape se abre, y el pistón, al subir, empuja los gases quemados,

expulsándolos al exterior a través del múltiple de escape y la tubería de escape. Cuando el émbolo alcanza el PMS, la válvula de escape se vuelve a cerrar.

En la carrera de escape, del PMI al PMS. El cigüeñal gira otra media vuelta ($\theta = 180^\circ$ a 360° y se parte para el siguiente ciclo con $\theta = -360^\circ$).

De esta manera, se ha completado el ciclo de funcionamiento y todo se inicia de nuevo a partir de la etapa de admisión. (Goñi, 2009).

Figura 15: Etapa de escape de un motor de cuatro tiempos.



Fuente: (Goñi, 2009).

2.4.1.3 Parámetros del motor. Volumen muerto, volumen de cilindrada y relación de compresión.

Los principales parámetros de un motor de combustión interna son el volumen muerto, el volumen de cilindrada y la relación de compresión para la selección del tipo de combustible. Por otro lado, el orden de encendido de un cilindro será muy importante a partir de los motores de dos cilindros o más. (Goñi. J, 2009).

- **Volumen muerto.**

Es el volumen al cual es comprimida la mezcla de aire y combustible cuando el pistón alcanza el punto muerto superior. Este volumen muerto representa la cámara de combustión, limitada por las paredes del cilindro, la culata y el pistón, cuando este se encuentra en su punto muerto superior PMS. (Goñi, 2009).

- **Volumen de cilindrada.**

El volumen de cilindrada de un cilindro es el volumen barrido por el pistón, y se encuentra entre el punto muerto superior e inferior (PMS-PMI) (Goñi, 2009).

El volumen de cilindrada de cada cilindro es:

$$VC = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L \dots\dots\dots (Ec. 2)$$

Donde:

VC: volumen de cilindrada.

D: diámetro de cilindro.

L: carrera de pistón.

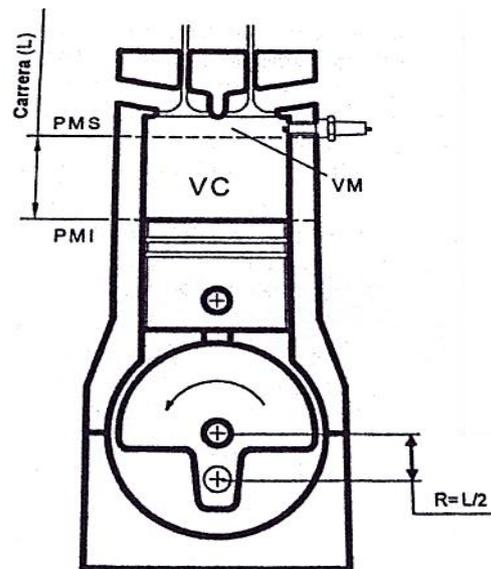
VM: volumen muerto.

R: Radio del cigüeñal.

$L = 2R$.

Nótese que el radio del cigüeñal es la mitad de la carrera de pistón:

Figura 16: Parámetros de un motor de combustión interna.



Fuente: (Goñi, 2009).

- **Volumen de cilindrada total.**

El volumen de cilindrada total será:

$$VC_T = N \cdot VC \dots\dots\dots (Ec. 3)$$

Dónde:

N: Número de cilindros.

VC: Volumen de cilindrada de cada cilindro.

- **Relación de compresión.**

Es la relación que existe entre el volumen de cilindrada y el volumen muerto. Se calcula utilizando la siguiente fórmula.

$$r_c = \frac{VC + VM}{VM} \quad \text{O} \quad r_c = 1 + \frac{VC}{VM} \dots\dots\dots (Ec. 4)$$

Dónde:

rc: Relación de compresión.

VC: Volumen de cilindrada.

VM: Volumen muerto.

Este parámetro sirve para determinar el octanaje del combustible que se utilizará. En la tabla mostrada a continuación, se dan valores de referencia del octanaje en función de la relación de compresión (Goñi, 2009).

Tabla 1: Relaciones de compresión de motores de combustión interna.

Relación de compresión	Gasolina
5,0 - 8,5	84 octanos
8,0 - 9,5	90 octanos
9,0 - 10,5	95 octanos
9,5 - 11,0	97 octanos
10,0 - 11,0	98 octanos

Fuente: (Goñi, 2009).

2.4.2 COMBUSTIBLE.

Se denomina así a una sustancia o mezcla de sustancias, de características particulares, que contiene elementos oxidables y cuya reacción de oxidación es altamente exotérmica. Ejm. hidrógeno, carbón, petróleo, alcohol, leña, bagazo, etc. (Postigo J, 2012).

2.4.2.1 Comburente.

Es la sustancia que provoca la combustión o la activa. Ejm, oxígeno Para que se inicie o se realice una combustión se requiere de:

- a) Combustible.
- b) Comburente.

- c) La temperatura necesaria para que se inicie la combustión denominada temperatura de ignición.

Los combustibles utilizados para el consumo de energía en el campo Industrial, en transportes y uso doméstico, se clasifican en: sólidos, líquidos y gaseosos.

Tabla 2: Clasificación de los combustibles.

Sólidos	Minerales	Carbón, hulla, coque, antracita, grafito, lignito, turba, asfaltita
	Vegetales	Leña, carbón de leña, bagazo.
Líquidos	Petróleo y derivados	Gasolina, kerosene, petróleo, diesel, aeronafta, etc.
	Alcoholes	de madera de cereales de caña
Gaseosos	Gas licuado de petróleo (G.LP.) Gas natural Gas artificial Gas asociado Bio-gas	

Elaboración: Propia.

Carbón mineral o carbón de piedra:

Es una sustancia dura, de origen mineral, de color oscuro o casi negro que resulta de la descomposición lenta de la materia leñosa de los bosques de la era carbonífera, a gran presión y alta temperatura. El carbón extraído de los yacimientos viene combinado con hidrógeno, nitrógeno, oxígeno, azufre, agua y cenizas. Arde con dificultad en comparación con el carbón de leña, pero tiene mayor poder calorífico que éste. (Postigo J, 2012).

Petróleo:

Es un líquido aceitoso, menos denso que el agua, de color oscuro y olor fuerte, que se encuentra formando manantiales en el interior de la tierra. Esta sustancia proviene de la fosilización de animales y vegetales entre las rocas sedimentarias principalmente en los mares sumergidos, formando los hidrocarburos.

El petróleo es una mezcla de hidrocarburos, cuya fórmula es de la forma $C_x H_y$ y que pueden ser saturados, no saturados, parafínicos, etilénicos, benzénicos. Cada uno de ellos se puede obtener o separar por el proceso de destilación en el que los hidrocarburos más volátiles vaporizan primero al calentar una muestra de petróleo.

Con frecuencia el petróleo viene mezclado con azufre, nitrógeno, oxígeno, agua y ceniza; en proporciones pequeñas. De ellos el más nocivo es el azufre.

Como fuente de energía, el petróleo cubre algo más del 50% de la energía que se consume en el mundo. En el Perú, el 54% de la energía consumida proviene del petróleo, el 14% del carbón y el 32% de plantas hidroeléctricas.

Los hidrocarburos pueden obtenerse por procedimientos sintéticos, pero su obtención es complicada y su costo es mayor que el que se extrae de yacimientos. (Postigo J, 2012).

Gas natural.

Yace en depósitos en el interior de la tierra por lo general en los yacimientos petrolíferos. Es una mezcla de hidrocarburos cuyo origen está unido

al del petróleo y casi siempre se encuentra junto a él facilitando su extracción.
(Postigo J, 2012).

Él Gas artificial.

Se produce a partir del combustibles sólidos y líquidos, como el gas pobre (monóxido de carbono) obtenido por combustión incompleta de cualquier combustible sólido; gas de altos hornos; gas de agua, obtenido rociando agua al carbón en combustión. (Postigo J, 2012).

El Gas licuado de Petróleo (G.LP.).

Obtenido como consecuencia de la explotación del petróleo y es el que se usa a nivel doméstico. Está constituido por 70% de C_3H_8 y 30% de C_4H_{10} .
(Postigo J, 2012).

Alcoholes.

Son hidratos de carbono, cuya fórmula química es de la forma $C_x H_y OH$. Son sustancias provenientes de los cereales, madera y caña principalmente. Se pueden obtener también a partir de los hidrocarburos al sustituir un átomo de hidrógeno por un radical OH. Su uso como combustible es limitado por su alto costo relativo. Tiene un poder calorífico menor que el de la gasolina,
(Postigo J, 2012).

Bagazo.

Es el residuo de la caña de azúcar, después de extraerle el jugo. De cada tonelada de caña se puede obtener alrededor de 500 kg. De bagazo. El poder calorífico de este combustible varía entre 5,000 y 12,000 kj/kg.

Su utilización como combustible está restringida a los ingenios azucareros; impero, por ser rico en celulosa, constituye una materia prima cada vez más empleada en la elaboración de papel y madera prensada. (Postigo J, 2012).

Leña.

La constituyen partes de árboles y matas que cortadas en trozos y secadas se utilizan como fuente de energía al quemarse. (Postigo J, 2012).

Carbón de leña.

Resulta de la combustión incompleta de la leña, resultando trozos de materia negra y liviana. Tanto el carbón de leña como la leña misma son de uso doméstico. (Postigo J, 2012).

2.4.3 PROCESOS DE COMBUSTIÓN.

Una de las más importantes fuentes convencionales de suministro de energía está dada por los procesos de combustión que en la práctica de la Ingeniería tienen por propósito la entrega de los productos de la combustión, en la fase gas y a, relativamente, alta temperatura. Estos productos, posteriormente serán usados como sustancia de trabajo o como fuente de transferencia de calor.

El análisis termodinámico de estos procesos tiene por objeto suministrar los elementos necesarios para efectuar los balances de masas y balances de energía, Inherentes a los mismos. (Postigo J, 2012).

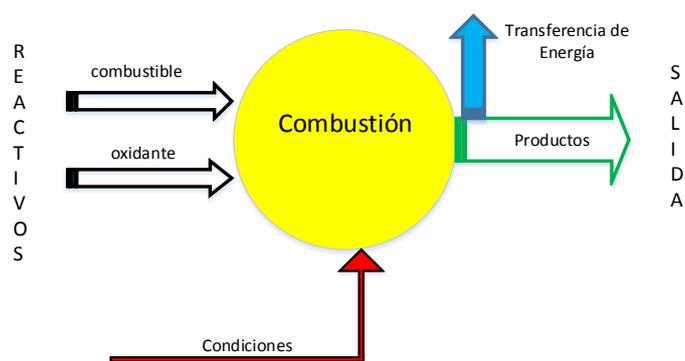
2.4.3.1 Combustión.

Se denomina proceso de combustión a un proceso de oxidación brusca o violenta de los elementos oxidables de una sustancia de características particulares, denominada combustible, mediante el cual la energía química del combustible se transforma en energía interna de los productos del proceso.

La presencia del oxígeno ya sea puro o como constituyente del aire y el combustible no son garantía de que el proceso de combustión se efectúe; además de la presencia de ellos se requiere de un conjunto de condiciones, sin las cuales, a un nivel adecuado, puede no haber combustión o ésta efectuarse sólo parcialmente.

La combustión va también acompañada de emisión de la, que depende de la temperatura alcanzada en la reacción. Por ser éste un fenómeno complejo, se establece sólo los principios básicos para su aplicación en las máquinas de combustión interna, plantas térmicas a vapor, hornos, etc. (Postigo, 2012).

Figura 17: Esquema de la Combustión.



Elaboración: Propia.

2.4.3.2 Conceptos y Definiciones Básicas.

Antes de entrar al análisis de los procesos de combustión, es necesario familiarizarse con algunos conceptos y definiciones básicas.

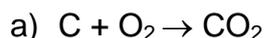
Ecuación de reacción.

Es la expresión cuantitativa de las sustancias y de las proporciones en las que éstas intervienen en el proceso de combustión.

Una ecuación de reacción describe un proceso de combustión dado en la medida en que mantenga las proporciones en que están presentes las sustancias participantes.

Todos los cálculos efectuados a partir de una ecuación de reacción, correspondiente a un proceso particular de combustión, están referidos a una base de proporcionalidad asumida arbitrariamente, como son por kmol de combustible, por kg. De combustible, por kg. De productos, por 100 moles de productos, etc (Postigo, 2012).

El balance de las ecuaciones de reacción se basa en el principio de conservación de la masa, tanto a nivel de los átomos de cada elemento participante, como a nivel de la masa total de reactivos y masa total de productos. (Postigo, 2012).



Reactivos.

Son las sustancias que ingresan a la combustión, como el combustible y el comburente.

Productos.

Son las sustancias que resultan del proceso de combustión.

Combustión completa.

Es aquella en la que todos los elementos oxidables del combustible se oxidan completamente, esto es el C se oxida hasta CO_2 y el H hasta H_2O , etc.

Combustión ideal.

Es aquella combustión completa en la que el oxígeno suministrado es el mínimo indispensable. Se entiende que todas las condiciones para que tal cosa suceda, se dan durante el proceso. (Postigo, 2012).

Combustión incompleta.

Es aquella tal que en sus productos hay elementos o sustancias combustibles como CO o “combustible vivo”. La mayoría de los procesos reales de combustión tienen un cierto grado de incompletitud. (Postigo, 2012).

Aire estequiométrico.

Se le denomina también aire teórico (at). Es la cantidad de aire que proporciona el oxígeno estrictamente necesario para la oxidación completa de los elementos oxidables del combustible. (Postigo, 2012).

Mezcla estequiométrica.

Es aquella que guarda las proporciones correspondientes al aire estequiométrico.

El que una mezcla sea estequiométrica, no indica que la combustión sea necesariamente completa.

Relación aire-combustible.

Es el cociente entre la masa de aire y la masa de combustible utilizados en la combustión. Se expresa en kg. De aire por kg. De combustible.

$$r_{a/c} = \frac{ma}{mc} \dots\dots\dots (Ec. 5)$$

2.4.3.3 Combustión con Aire.

Los procesos de combustión en la práctica no se realizan con oxígeno puro, sino que se utiliza el aire atmosférico que contiene oxígeno.

La combustión con oxígeno puro se reserva para los ensayos de laboratorio. Ej.: determinación del poder calorífico de un combustible. Otro caso en el que la combustión con oxígeno puro es requerida, es el del soplete oxiacetilénico por cuanto para corte o soldadura se requiere que la temperatura de la llama adiabática sea alta. (Postigo, 2012).

Composición del aire atmosférico.

El aire atmosférico es una mezcla de oxígeno, nitrógeno, argón, bióxido de carbono, neón, hidrógeno, helio y vapor de agua (éste último en

proporciones que varían con las condiciones atmosféricas). La imposición volumétrica promedio es la siguiente:

Nitrógeno:	78%
Oxígeno:	21%
Otros gases:	1%

En las aplicaciones prácticas, es suficiente considerar al aire compuesto por 79% de nitrógeno y 21% de oxígeno en volumen. La composición gravimétrica puede considerarse en 77% de nitrógeno y 23% de oxígeno.

La composición del aire es invariable hasta una altura promedio de 20 km. sobre el nivel del mar. A partir de dicha altura, la proporción de oxígeno disminuye en un 0.3% por cada km. de altura. (Postigo, 2012).

Tabla 3: Composición del aire seco.

	Vol	Mol	Mol	Masa	Masa
Aire seco	100	100	4.75	100	4.29
Oxígeno	21	21	1.00	23.3	1.00
Nitrógeno	79	79	3.76	76.7	3.30

Elaboración: Propia.

Combustión ideal con aire.

Para la combustión ideal con aire consideraremos que el H_2 se oxida hasta formar H_2O y el C se oxida hasta formar CO_2 . Si existiera azufre, éste se oxida hasta formar SO_2 (puede reaccionar también hasta formar SO_3 ; el cual en presencia del H_2O líquido, dará ácido sulfúrico, compuesto altamente corrosivo).

Sea la combustión de un hidrocarburo de la forma $C_x H_y$, la ecuación de la reacción será de la forma:



2.4.3.4 Combustión Real.

En la práctica se nos presentarán procesos de combustión que no son ideales ni completos; es decir, serán incompletas a pesar de tener aire en exceso.

Factores que influyen en la combustión: Entre los factores más importantes que influyen en el proceso de combustión se cuentan:

- Combustible.
- relación aire-combustible.
- Geometría de la cámara.
- temperatura de la combustión.
- forma de alimentación del combustible.
- turbulencia en la cámara.
- velocidad de salida de gases.

La combustión real resulta incompleta, tanto cuando se utiliza aire teórico como cuando se utiliza exceso de aire.

Con el exceso de aire logramos que se forme la menor cantidad posible de CO en la combustión. En muchos casos puede considerarse despreciable.

El exceso de aire a utilizar depende de cada caso. En motores de combustión interna, por ejemplo, el exceso de aire es reducido para alcanzar la mejor eficiencia. En cambio, en turbinas a gas se requiere de un gran exceso

de aire para mantener la temperatura de los productos lo suficientemente baja para que no se malogre la máquina. Por otra parte, utilizar un gran exceso de aire tiene la desventaja de que se pierde cada vez más energía en los productos, que se descargan al ambiente exterior.

Combustión Ideal con exceso de aire: Si en la combustión se utilizará únicamente la cantidad teórica de aire, el combustible no se quemará completamente, pues algunas moléculas del combustible no se encontrarán con el oxígeno. Para la oxidación completa del combustible, se necesitará exceso de aire. Para todas las reacciones con exceso de aire se define:

Aire real (ar). Es la cantidad de aire que ingresa a un proceso de combustión.

Exceso de aire (ex). Se define por:

$$\%ex = \frac{a_r - a_t}{a_t} \dots\dots\dots (Ec. 7)$$

Porcentaje de aire teórico. Se define por:

$$\%a_t = \frac{a_r}{a_t} \times 100 \dots\dots\dots (Ec. 8)$$

Mezcla rica. Es la que contiene una cantidad de aire menor que la estequiométrica (aire en defecto).

Mezcla pobre. Es aquella que contiene una cantidad de aire; mayor que la estequiométrica o que, en términos relativos es pobre en combustible.

Combustión con deficiencia de aire: En estos procesos el carbono reacciona formando CO y CO₂ en proporciones que dependen de la deficiencia de aire y se determina balanceando la ecuación de reacción.

La deficiencia de aire puede ser tanta que puede quedar combustible sin quemar durante la reacción, el cuál aparecerá en los productos. Este tipo de combustiones se da en la práctica, por ejemplo, en los motores de combustión interna, cuando se quema mezcla rica.

La importancia de qué la combustión sea completa: La combustión es un proceso que se realiza para utilizar la energía química liberada tanto por la reacción del H_2 hacia el H_2O , como por la reacción del C hacia CO_2 . El H_2 por su gran afinidad con el O_2 reacciona totalmente hacia H_2O ; en cambio, el C reacciona hacia CO_2 y CO.

Cuando un kmol de C reacciona totalmente hacia CO_2 , libera 3.5 veces más energía que cuando el kmol de C reacciona totalmente hacia CO. Esto justifica la tendencia a reducir al mínimo la formación del CO para lograr la combustión completa.

La combustión incompleta deja en los productos combustible sin quemar, en las formas de: “combustible vivo”, monóxido de carbono o carbono elemental; este combustible sin quemar representa una inversión no utilizada y por lo tanto mayores costos de producción. (Postigo, 2012).

Combustión real con exceso de aire.

La ecuación de la reacción es de la forma:

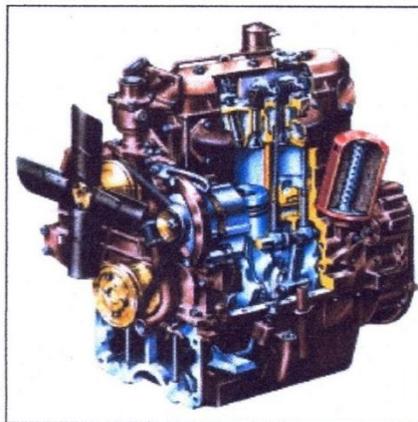


Los coeficientes i, j, e, f y g deben ser determinados para la combustión real a partir de la información que se obtiene, por algunos de los métodos existentes para el análisis de los productos.

2.4.4 CICLO TEÓRICO DIESEL.

El motor Diesel de cuatro tiempos tiene una estructura semejante a los motores de explosión, salvo ciertas características particulares. El pistón desarrolla cuatro carreras alternativas mientras el cigüeñal gira 720° . Como el motor de ciclo Otto realiza el llenado y evacuación de gases a través de dos válvulas situadas en la culata, cuyo movimiento de apertura y cierre está sincronizado con el cigüeñal a través del sistema de distribución por el árbol de levas. (Castro M, 2015).

Figura 18: Motor Diesel de cuatro tiempos.



Fuente: (Castro M, 2015).

2.4.4.1 Ciclo termodinámico de los motores Diesel.

El funcionamiento de este motor durante su ciclo es el siguiente:

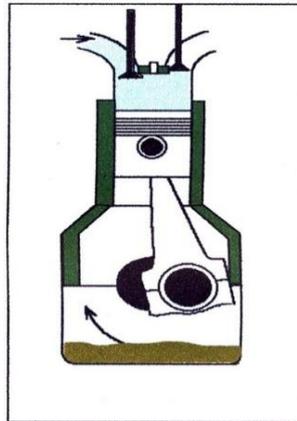
2.5 Primer tiempo: *Admisión.*

En este primer tiempo el pistón efectúa su primera carrera o desplazamiento desde el **PMS** al **PMI**, aspirando sólo aire de la atmósfera, debidamente purificado a través del filtro. El aire pasa por el colector y la válvula de admisión, que se supone se abre instantáneamente y que permanece abierta, con objeto de llenar todo el volumen del cilindro. Durante este tiempo, la muñequilla del cigüeñal gira 180° .

Al llegar al **PMI** se supone que la válvula de admisión se cierra instantáneamente.

(Castro M, 2015).

Figura 19: Etapa de Admisión en el Motor Diesel.



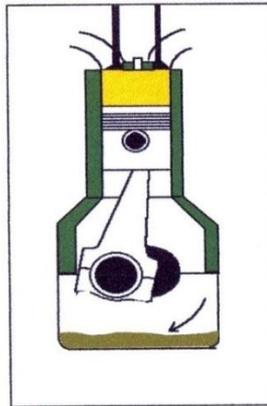
Fuente: (Castro, 2015).

2.6 Segundo tiempo: **Compresión**

En este segundo tiempo y con las dos válvulas completamente cerradas el pistón comprime el aire a gran presión, quedando sólo aire alojado en la cámara de combustión. La muñequilla del cigüeñal gira otros 180° y completa la primera vuelta del árbol motor.

La presión alcanzada en el interior de la cámara de combustión mantiene la temperatura del aire por encima de los 600 °C, superior al punto de inflamación del combustible, para lo cual la relación de compresión tiene que ser del orden de 22.
(Castro M, 2015).

Figura 20: Etapa de Compresión en el Motor Diesel.



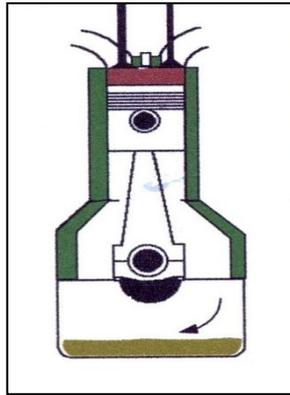
Fuente: (Castro, 2015).

2.7 Tercer tiempo: Trabajo

Al final de la compresión con el pistón en el **PMS** se inyecta el combustible en el interior del cilindro, en una cantidad que es regulada por la bomba de inyección. Como la presión en el interior del cilindro es muy elevada, para que el combustible pueda entrar la inyección debe realizarse a una presión muy superior, entre 150 y 300 atmósferas.

El combustible, que debido a la alta presión de inyección sale finalmente pulverizado, se inflama en contacto con el aire caliente, produciéndose la combustión del mismo. Se eleva entonces la temperatura interna, la presión mientras dura la inyección o aportación de calor se supone constante y, a continuación, se realiza la expansión y desplazamiento del pistón hacia el **PMI**. Durante este tiempo, o carrera de trabajo, el pistón efectúa su tercer recorrido y la muñequilla del cigüeñal gira otros 180°. (Castro M, 2015).

Figura 21: Etapa de Trabajo en el Motor Diesel.



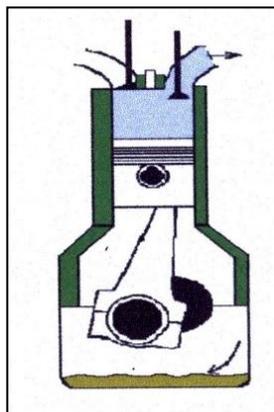
Fuente: (Castro, 2015).

2.8 Cuarto tiempo: *Escape*:

Durante este cuarto tiempo se supone que la válvula de escape se abre instantáneamente permanece abierta. El pistón, durante su recorrido ascendente, expulsa a la atmósfera los gases remanentes que no han salido, efectuando el barrido de gases quemados lanzándolos al exterior.

La muñequilla del cigüeñal efectúa otro giro de 180° , completando las dos vueltas del árbol motor que corresponde al ciclo completo de trabajo. El diagrama de distribución correspondiente a esta carrera se presenta en la siguiente figura:

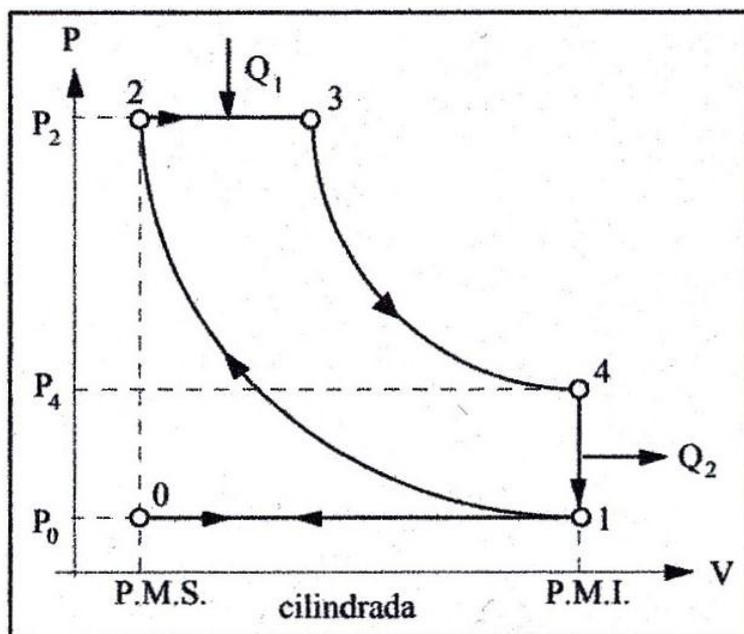
Figura 22: Etapa de Escape en el Motor Diesel.



Fuente: (Castro, 2015).

Representando en un sistema de ejes coordenados **P-V** el funcionamiento teórico queda determinado por el diagrama de la siguiente figura: (Castro M, 2015).

Figura 23: Diagrama P-V del ciclo Diesel teórico.



Fuente: (Castro, 2015).

0-1.- Admisión (Isóbara): Durante la admisión se supone que el cilindro se llena totalmente de aire que circula sin rozamiento por los conductos de admisión, por lo que se puede considerar que la presión se mantiene constante e igual a la presión atmosférica. Es por lo que esta carrera puede ser representada por una *transformación isóbara*. ($P = K$).

1-2.- Compresión (Adiabática): Durante esta carrera el aire es comprimido hasta ocupar el volumen correspondiente a la cámara de combustión y alcanza en el punto (2) presiones del orden de 50 kp/cm^2 . Se supone que por hacerse muy rápidamente no hay que considerar pérdidas de calor, por lo que esta transformación puede considerarse *adiabática*. La temperatura alcanzada al finalizar la compresión supera los $600 \text{ }^\circ\text{C}$, que es la temperatura necesaria para producir la auto inflamación del combustible sin necesidad de chispa eléctrica.

2-3.- Inyección y combustión (Isóbara): Durante el tiempo que dura la inyección, el pistón inicia su descenso, pero la presión del interior del cilindro se

supone que se mantiene constante, *transformación isóbara*, debido a que el combustible que entra se quema progresivamente a medida que entra en el cilindro, compensando el aumento de volumen que genera el desplazamiento del pistón. Esto se conoce como *retraso de combustión*.

3-4.- Terminada la inyección se produce una expansión (**3-4**), la cual cómo la compresión se supone que se realiza sin intercambio de calor con el medio exterior, por lo que se considera una *transformación adiabática*. La presión interna desciende a medida que el cilindro aumenta de volumen.

4-1.- Primera fase del escape (*Isocora*): 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 isocora. La presión en el cilindro baja hasta la presión atmosférica y una cantidad de calor **Q₂** no transformado en trabajo es cedido a la atmósfera.

1-0.- Segunda fase del escape (*Isóbara*): Los gases residuales que quedan en el interior del cilindro son expulsados al exterior por el pistón durante su recorrido (**1-0**) 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, la transformación (1-0) puede ser considerada como *isóbara*.

Como se puede observar, este ciclo difiere del ciclo Otto en que la aportación de calor se realiza a presión constante, con una carrera de trabajo menos efectiva debido al retraso de la combustión (Castro, 2015).

2.4.4.2 Transferencia de Calor en Máquinas de Combustión Interna.

La temperatura pico de los gases de combustión en el cilindro de una máquina de combustión interna es del orden de los 2500 K de manera instantánea. La temperatura máxima a la que pueden operar los componentes del motor es mucho menor, de aquí la importancia de proveer un enfriamiento a la cabeza, los cilindros y pistones. Mediante estos sistemas es posible alcanzar tasas de transferencia de calor a través de las paredes de estos componentes de hasta 10 MW/m^2 durante el ciclo de combustión. Las zonas que están en contacto directo con los gases de la combustión deben mantenerse por debajo del límite de fatiga térmica del material, en el caso de las aleaciones de aluminio esta temperatura no debe exceder los 300°C . La temperatura de la pared interna del cilindro debe mantenerse por debajo de los 180°C para evitar la degradación de la película de lubricante. Las bujías y las válvulas deben mantenerse frías también para evitar problemas de pre-ignición y “cascabeleo”. Resolver esta situación es obviamente un problema mayor de diseño. Por otro lado, la transferencia de calor afecta de manera directa el desempeño, eficiencia y las emisiones de un motor. (Cengel, 2011).

2.4.4.3 Modos de Transferencia de Calor en Máquinas de Combustión Interna.

Conducción: El calor se transfiere por movimiento molecular en sólidos y líquidos en reposo debido a una diferencia de temperatura. Este es el mecanismo predominante en la transferencia a través de la cabeza, las paredes de los cilindros y el pistón, de los anillos de este último al mono bloque y a los múltiples de escape.

Convección: En este mecanismo, el calor se transmite a través de los fluidos en movimiento y entre un fluido y una superficie sólida con movimiento relativo. Cuando este movimiento se produce por una fuerza distinta a la gravedad, se utiliza el término convección forzada. Cabe mencionar que, en los motores, todos los fluidos se mueven de manera turbulenta.

El calor se transfiere por convección forzada entre los gases en la cámara de combustión y la cabeza del motor, válvulas, paredes del cilindro y pistón durante los ciclos de inducción, compresión, expansión y durante la salida de los mismos por los ductos de escape. Este calor se transfiere por convección forzada a los fluidos refrigerantes (que pueden ser un líquido o un gas), y de los pistones al lubricante. Por último, este calor es transferido también por convección del motor al ambiente.

Radiación: La transferencia de calor por radiación ocurre a través de la emisión y absorción de ondas electromagnéticas. Las longitudes de onda a las cuales la energía es transformada en energía térmica son el rango visible (0.4 a 0.7 μm) y el infrarrojo (0.7 a 40 μm). La transferencia de calor por radiación ocurre desde los gases de combustión a alta temperatura y la región de la flama hacia las paredes de la cámara de combustión, sin embargo la magnitud de la transferencia por radiación es, en comparación con la convección, insignificante. (Sólo se vuelve importante en los motores diesel). Por el solo hecho de estar caliente, el motor emite calor por radiación al ambiente. (Cengel, 2011).

2.4.4.4 Métodos de Medición de Transferencia de Calor en Máquinas de Combustión Interna.

Una vez entendida la importancia de la medición de la tasa de transferencia de calor en las máquinas de combustión interna, se necesitan desarrollar técnicas para poder medirlas. La mayoría de los proyectos de investigación a este respecto, se enfocan a la medición de la temperatura de los gases de combustión por medio de un método conocido como “Coherent Anti-Stokes Raman Scattering” o CARS usando termopares. La medición por medio de termopares implica un bajo ancho de banda y errores muy grandes.

Técnicas experimentales avanzadas, utilizadas en medición de temperatura de gases en sistemas de turbinas de gas, están utilizando termómetros de resistencia que consisten en láminas delgadas de platino. Por este método ha sido posible obtener la tasa de transferencia de calor, desde la superficie de la lapa del pistón y la cabeza de motor expuestas a los gases de combustión. La velocidad de respuesta de los termómetros de platino es de 100kHz, que ha probado ser adecuado para detectar los rápidos cambios en la temperatura interna de los componentes.

Otro método involucra una relación entre la tasa de transferencia de calor y la presión interna del cilindro. Se instalan sensores de presión dentro de la cámara de combustión, añadiendo sensores de temperatura es posible obtener la relación mencionada bajo ciertas consideraciones. (Cengel, 2011).

2.4.5 Balance térmico del motor.

Del análisis del ciclo del motor se desprende que para realizar el trabajo efectivo se consume solamente una pequeña parte del calor que se obtiene al

quemar el combustible.

Para determinar la tendencia del aprovechamiento de calor y las vías de su mejoramiento, así como los datos necesarios para el cálculo del sistema de enfriamiento, se debe establecer en qué se gasta el calor introducido al motor. Con este fin al investigar el motor se determinan las componentes separadas del balance térmico en función de los diferentes parámetros que caracterizan las condiciones de explotación (carga, frecuencia de rotación, composición de la mezcla, etc. (Jóvaj, 2012).

La ecuación del balance térmico (la cantidad de calor está referida a la unidad de tiempo) es:

$$Q_0 = Q_e + Q_{ref} + Q_g + Q_{c.1} + Q_1 + Q_r, \dots \dots \dots \text{(Ec. 10)}$$

Dónde Q_0 es cantidad total de calor introducida con el combustible al motor en el régimen dado; Q_e , el calor equivalente al trabajo efectivo del motor; Q_{ref} , el calor cedido al medio refrigerante; Q_g , el calor que se llevan del motor los gases de escape; $Q_{c.1}$, la parte del calor del combustible que se pierde debido a su combustión incompleta; Q_1 , el calor entregado al lubricante; Q_r , el término independiente que determina las pérdidas no incluidas en las demás componentes del balance térmico (Jóvaj, 2012).

El balance térmico puede determinarse en porcentaje de la cantidad total de calor introducido. Entonces:

$$q_e = Q_e/Q_0 \cdot 100; q_{ref} = Q_{ref}/Q_0 \cdot 100; q_g = Q_g/Q_0 \cdot 100$$

$$q_{c.1} = Q_{c.1}/Q_0 \cdot 100; q_1 = Q_1/Q_0 \cdot 100; q_r = Q_r/Q_0 \cdot 100$$

Es evidente que:

$$q_e + q_{ref} + q_g + q_{c.1} + q_1 + q_r = 100\% \dots\dots\dots (Ec.11)$$

La cantidad total de calor consumida en 1 s es:

$$Q_0 = H_u G_c \dots\dots\dots (Ec. 12)$$

Dónde:

G_c = consumo de combustible en kg/s.

H_u = Poder calorífico inferior en J/kg.

El calor (en J/s) equivalente a la potencia efectiva (en W) es:

$$Q_e = N_e \dots\dots\dots (Ec. 13)$$

El calor transmitido al medio refrigerante a través de las paredes del cilindro, culata, pistón y de sus segmentos puede determinarse recurriendo a la ecuación:

$$Q_{ref} = G_{ref} c_{ref} (t_{sal} - t_{ent}) \dots\dots\dots (Ec. 14)$$

Dónde G_{ref} es la cantidad del agente refrigerante que pasa por el motor, en kg/s; c_{ref} , el calor específico del mismo (para el agua $c_a = 4186$ J/kg); t_{sal} , la temperatura del agente refrigerante a la salida del motor, en °C; t_{ent} , lo mismo, pero a la entrada del motor, en °C (Jóvaj, 2012).

El calor que arrastran los gases de escape es:

$$Q_g = G_c [M_2 (\mu C_p) t_g - M_1 (\mu C_p) t_0] \dots\dots\dots (Ec. 15)$$

Dónde $G_C M_2 (\mu C_p) t_g$ es la cantidad de calor evacuado del cilindro con los gases de escape, en J/s; $G_C M_1 (\mu C_p) t_0$, la cantidad de calor introducida al cilindro del motor con la carga fresca, J/s [μC_p y μC_p son los calores específicos molares a presión constante respectivamente de los productos de combustión y de la carga fresca, en J/(kmol*°C)]; t_g , la temperatura de los gases quemados, medida detrás del colector de escape, en °C; t_0 , la temperatura de la carga fresca que entra en el cilindro del motor, en °C. (Jóvaj, 2012).

El calor se determina midiendo la cantidad de calor cedida por el lubricante al agua en el enfriador de aceite.

El valor de $Q_{c.1}$ cuando $\alpha \geq 1$, (α = coeficiente de exceso de aire) generalmente no se calcula aisladamente, sino que se incluye en el término Q_r , que se puede calcular por la diferencia (Jóvaj, 2012):

Dónde:

$\alpha < 1$ = Insuficiencia del oxígeno (mezcla rica).

$\alpha > 1$ = Exceso de oxígeno (mezcla pobre).

$$Q_r = Q_0 - (Q_e + Q_{ref} + Q_g + Q_1) \dots \dots \dots \text{(Ec. 16)}$$

Si las pruebas se realizan a $\alpha < 1$, entonces el calor desaprovechado debido a la combustión incompleta se calcula acorde con la expresión:

$$Q_{c.1} = (\Delta H_u)_{quim} G_c \dots \dots \dots \text{(Ec. 17)}$$

Dónde:

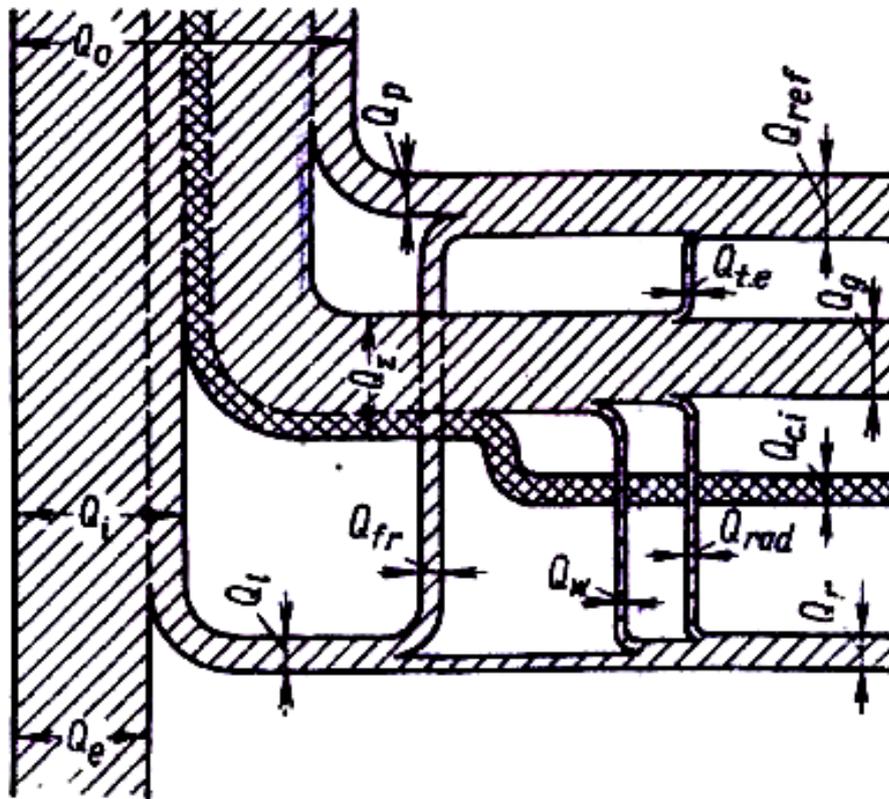
$(\Delta H_u)_{quim}$: se expresa en J/Kg.

$Q_{c.1}$: se expresa en J/s.

En la fig. 24 vienen representadas las componentes del balance térmico interno del motor cuando éste funciona sin sobrealimentación. Los valores aproximados de los componentes del balance térmico se dan en la (tabla 4.) (Jóvaj, 2012).

La fig. 25, a) muestra las componentes del balance térmico en función de la frecuencia de rotación del motor de carburador GAZ-53. Aumentando la frecuencia de rotación se eleva el calor utilizado con eficacia desde el 20 hasta el 24%. La cantidad de calor Q_{ref} disminuye, al elevar la frecuencia de rotación, desde el 30 hasta el 20% con un considerable incremento del calor Q_g . El calor $Q_{c.1}$ obtiene su máximo valor a $n = 1200 \dots 1600$ rpm. El calor Q_1 , conjuntamente con Q_r , constituye, a una frecuencia de rotación intermedia, cerca del 10%, incrementándose al «levar y disminuir la frecuencia. (Jóvaj, 2012).

Figura 24: Diagrama del balance térmico interno de un motor.



Fuente: (Jóvaj, 2012).

Q_0 : calor obtenido durante la combustión del combustible suministrado al motor;

Q_i : calor equivalente al trabajo indicado del motor;

Q_e : calor equivalente al trabajo efectivo del motor;

Q_{ic} : calor que se transmite a las paredes internas del cilindro;

Q_{ref} : calor entregado al medio refrigerante;

Q_{Σ} : calor total contenido en los gases de escape;

$Q_{w,aux}$: calor equivalente al trabajo consumido en la fricción y en el accionamiento de los mecanismos auxiliares;

Q_{fr} : calor transmitido al medio refrigerante debido a la fricción del pistón y los aros;

$Q_{c.1}$: parte del calor del combustible que se pierde por combustión químicamente incompleta;

Q_r : calor residual;

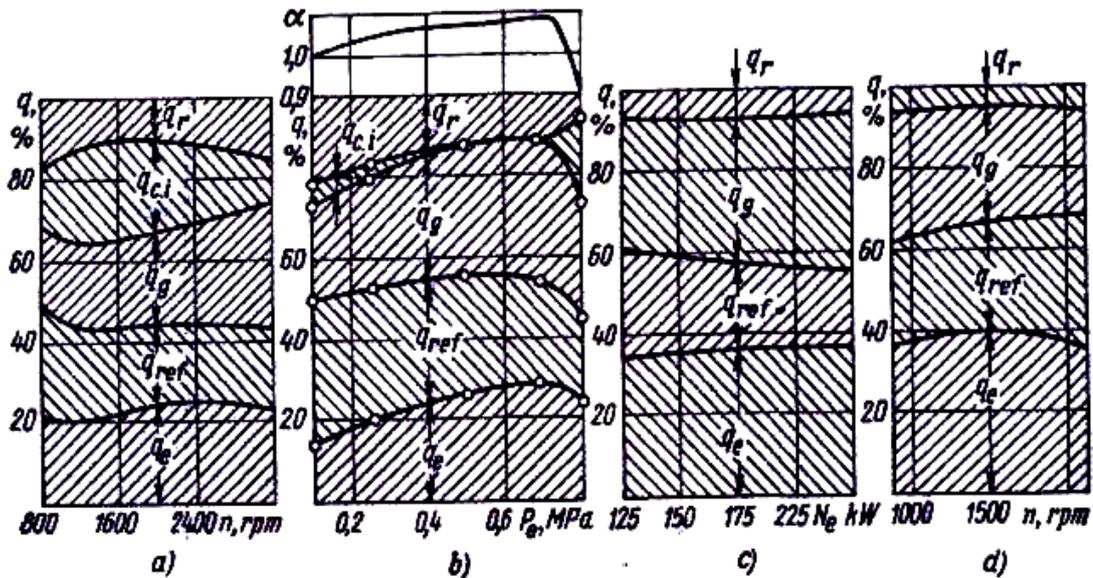
Q_w : calor correspondiente a la energía cinética de los gases quemados;

Q_{rad} : calor perdido por radiación;

$Q_{t.e}$: calor entregado por los gases de escape al medio refrigerante a través del tubo de escape;

Q_g : calor que se llevan los gases de escape.

Figura 25: Componentes del balance térmico.



Fuente: (Jóvaj, 2012).

En la fig. 25, **b)** se representa la característica de carga del motor GAZ-53. En la parte superior de la figura se ilustra la variación del coeficiente α en función de la carga.

La variación de las componentes del balance térmico en función de la carga en el motor Diesel YaMZ-238N sobrealimentado para $n = 2100$ rpm se muestra en la fig. 25, **c)** El calor utilizado con eficacia constituye el 36%.

Al cambiar la carga desde la total hasta el 50%, el rendimiento efectivo, definido por la magnitud q_e , varía solamente en un 2% de su máximo valor alcanzado cuando $N_e = 0,88N_{e\text{ máx}}$. Al medio refrigerante se transmite calor desde el 17% en caso de plena carga, hasta el 23% siendo $N_e = 0,5 N_{e\text{ máx}}$; con los gases de escape se van respectivamente desde el 39% hasta el 33%, El

carácter de variación de las componentes del balance térmico siguiendo la característica de velocidad del motor Diesel se ilustra en la fig. 25, d).

Tabla 4: Componentes del balance térmico (en %).

Motor	$q_e = \eta_e$	q_{ref}	q_g	$q_{c.i}$	q_r
De encendido por chispa	21-28	12-27	30-55	0-45	3-10
Diesel:					
sin sobrealimentación	29-42	15-35	25-45	0-5	2-5
sobrealimentado	35-45	10-25	25-40	0-5	2-5

Fuente: (Jóvaj, 2012).

CAPÍTULO III

MATERIALES Y MÉTODOS

3.1. INTRODUCCIÓN.

Considerando que el tipo de investigación que se desarrolló es experimental o aplicativo de los conocimientos aprendidos en la Escuela Profesional sobre los motores de combustión interna referidos a los motores encendidos por compresión denominados petroleros o Diesel; para cumplir con el objetivo de la tesis que fue realizar el balance térmico experimental de un motor Diesel de 5 HP en el Laboratorio de Ingeniería Mecánica, se realizó un ensayo técnico para la toma de datos experimentales; para satisfacer con los objetivos de nuestra tesis se toma dos puntos importantes.

Primero se determina los parámetros de performance cuyos resultados podrán reflejar la energía útil y las energías perdidas en el motor, esto se reflejara con los datos obtenidos de los ensayos técnicos.

Segundo con los datos del ensayo y de los parámetros de performance se procederá a desarrollar el balance térmico las cuales permitirán satisfacer

nuestro segundo objetivo propuesto pues estos resultados permitirán saber cuánto de la energía del combustible se transforma en energía útil y estimar las pérdidas, una vez concluida los cálculos se desarrollará una guía de laboratorio para realizar el ensayo técnico.

Tal vez la parte más importante de un ensayo técnico o de ingeniería es su preparación. Esto involucró una decisión en cuanto al tiempo de ensayo que se realizó, el número de variables que se midieron, cómo se midieron esas variables, y la selección e instalación de los diversos instrumentos que eran necesarios. Fue esencial que como futuro ingeniero asegure que la preparación del ensayo se hizo correctamente.

En la ejecución del ensayo se tomó las debidas precauciones, para que en una serie de ensayos de prueba, no solo se obtuvieron los datos experimentales correctos, sino todos los datos necesarios.

3.2. PREPARACIÓN DEL ENSAYO DE INGENIERÍA O TÉCNICO.

El tipo de ensayo que se realizó para determinar las relaciones que existen entre las variables dadas del funcionamiento del motor de combustión interna Diesel de 5 HP, este tipo de ensayo de ingeniería adquiere el carácter de un trabajo de investigación.

Para la realización del ensayo se adaptó el módulo para la determinación de la potencia al eje de un motor Diesel de 5 HP del laboratorio de Ingeniería Mecánica de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica.

El modulo para la medición de la potencia al eje cuenta con un motor diesel estacionario de fabricación CHINA, el único uso que ha tenido desde su

fabricación fue en el módulo diseñado para medir la potencia al eje, esto indica que tiene pocas horas de trabajo, el uso que se le da con las características que cuenta son en varios sectores como en la agricultura, minería, construcción, ganadería, etc. Vale decir que sirve para accionar maquinas como molinos, bombas de agua, chancadoras, trilladoras, ventiladores, etc.

Cuyas características técnicas son:

- Motor Diesel:

Marca: JIANG DONG (China)

Modelo: TP178F

- Potencia:

3,7 Kw (5 HP) a 3000 RPM

- Diámetro del cilindro: 78 mm
- Carrera : 62 mm
- Cilindrada : 296 cc
- Velocidad media pistón : 6,2 m/S
- Presión media efectiva : 497 KPa
- Consumo específico de combustible: 292 g/Kw-h

Equipo adicional:

- Freno Prony
- Superficie de fricción Volante : 168 mm diámetro exterior.

Figura 26: Placa de características del motor.



Elaboración: Propia.

Se muestra a continuación un esquema del módulo para medir la potencia al eje:

Figura 27: Esquema del módulo para medir la potencia al eje.



Elaboración: propia.

3.2.1. Adaptación de dispositivos al módulo para el ensayo técnico.

Los dispositivos necesarios que se adaptaron al módulo para el ensayo de ingeniería o técnico, el cual fue previamente fijado en el lugar adecuado del laboratorio, mediante pernos al suelo; fueron:

- Probeta: Se acondicionó una probeta de 200 mL como depósito del combustible (petróleo), necesario para la medición del consumo de combustible.
- Ducto para gases de escape: Considerando que durante los ensayos de prueba el motor Diesel expulsaba considerable cantidad de gases de escape; se instaló un ducto para expulsar los gases fuera del laboratorio por una de las ventanas.
- Se acondicionó y centró adecuadamente el dinamómetro de 50 Lbf (romana) al soporte estructural del módulo.
- A la correa de frenado del freno Prony (suncho) se lea acondicionó cuero en la superficie de contacto con el volante, para que el frenado sea eficiente.

Las adaptaciones se observan en la siguiente figura.

Figura 28: Módulo con las adaptaciones para el ensayo técnico.



Elaboración: Propia.

3.2.2. instrumentos utilizados.

Tacómetro: Microtest L2S 0-3600 RMP

Figura 29: Tacómetro.



Elaboración: Propia.

Psicrómetro: WL202 – Gunt Hamburg

Figura 30: Psicrómetro.



Elaboración: Propia

Termocupla: Yokogawa – 2459 – $T_{\text{máx}} = 500^{\circ}\text{C}$

Figura 31: Termocupla.



Elaboracion: Propia.

Analizador de Gases: Maha – Modelo: MET 6.1

Figura 32: Analizador de gases.



Elaboración: Propia.

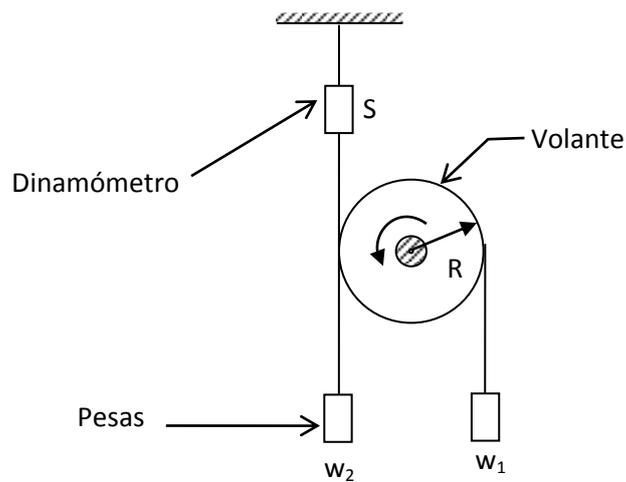
3.2.3. Diseño de la metodología para calcular los parámetros de performance del motor Diesel.

La palabra performance de un motor tiene varios significados, y en algunos casos se le utiliza para establecer la relación entre la potencia, velocidad y suavidad de marcha; sin embargo, lo uso en el sentido más usual y es para designar la relación que existe entre la potencia, velocidad y consumo de combustible.

3.2.3.1. Potencia al freno (BHP).

Potencia que el motor nos entrega en el eje.

Figura 33: Esquema del freno prony.



Elaboración: Propia.

$$BHP = \frac{T \cdot \omega}{cte.} \quad (\text{Hp}) \dots\dots\dots (\text{Ec. 18})$$

Dónde:

T = Torque

$$T = R(W_1 + S - W_2)$$

S; W₁; W₂ : (lbf)

R : radio de la volante (Pie)

ω = Velocidad angular.

$$\omega = 2\pi(\text{RPM})$$

RPM = revoluciones por minuto.

$$Cte. = 33000 \left(\frac{\text{lbf_pie}}{\text{min}} \right)$$

BHP = potencia al freno o al eje (HP)

3.2.3.2. Consumo de combustible (lb/S).

$$G_C = \frac{\text{Volumen}}{\text{tiempo}} \times \rho_{\text{combustible}} \text{ (lb/s)} \dots\dots\dots \text{(Ec. 19)}$$

$\rho_{\text{Diesel } N^{\circ}2}$ = Densidad del combustible (54,8 lb/pie³)

3.2.3.3. Consumo específico de combustible (lb/h-HP).

Es el consumo de combustible por unidad de potencia efectiva:

$$C_e = \frac{G_c}{BHP} \text{ (lb/Hp-h)} \dots\dots\dots \text{(Ec. 20)}$$

3.2.3.4. Calor o energía entregada al motor (HP).

$$Q_A = G_c \times p_c \text{ (Hp)} \dots\dots\dots \text{(Ec. 21)}$$

P_c ; Poder calorífico alto del combustible.

3.2.3.5. Eficiencia térmica total.

$$\eta_{tt} = \frac{BHP}{Q_A} \dots\dots\dots \text{(Ec. 22)}$$

3.2.4. Diseño de la metodología experimental para realizar el balance térmico del motor.

3.2.4.1. Calor equivalente del trabajo al freno.

$$Q_1 = \frac{BHP}{m_c} \times cte \dots\dots\dots \text{(Ec. 23)}$$

Dónde:

BHP : potencia al freno (HP).

m_c : Flujo de masa de combustible (lb/h).

$$\text{cte} : 2,545 \frac{\text{BTU}}{\text{HP-h}}$$

3.2.4.2. Calor que se llevan los gases de escape.

$$Q_2 = m_g \cdot C_{Pg} \cdot (T_g - T_a) \dots\dots\dots (\text{Ec. 24})$$

Dónde:

$$m_g : \text{Flujo de masa de gases} \left(\frac{\text{Lb}_{\text{gases}}}{\text{Lb}_{\text{combustible}}} \right)$$

$$C_{pg} : \text{Calor específico de los gases} \left(0,24 \frac{\text{BTU}}{\text{lb-}^\circ\text{F}} \right)$$

T_g : Temperatura de salida de los gases.

T_a : Temperatura ambiente.

Determinación de flujo de masa de gases (m_g): Del analizador de gases.

$$\text{lb}_{\text{carbón quemado}}/\text{lb}_{\text{combustible}} = C - C' \dots\dots\dots (\text{I})$$

Donde:

C : Fracción de carbón en el combustible.

C' : lb de carbón no quemado por libra de combustible.

$$\text{lb}_{\text{carbón}}/\text{mol de gases secos} = \frac{(\text{CO}_2 + \text{CO})12}{100} \dots\dots\dots (\text{II})$$

CO₂ : % de CO₂ análisis.

CO : % de CO análisis de gases.

Dividiendo (I) ÷ (II) y despreciando C'

$$\frac{\text{mol de gases secos}}{\text{lb de combustible}} (\text{lb de gases secos}) \dots\dots\dots (\text{III})$$

Entonces: la ecuación (III) quedara.

$$mg = \frac{100 C (44CO_2 + 32O_2 + 28CO + 28N_2)}{12(CO_2 + CO) 100}$$

Si: $28N_2 = 28 (100 + CO_2 - O_2 - CO)$

Reemplazando: en la ecuación (III).

$$mg = \frac{100 C (16CO_2 + 4O_2 + 2800)}{12(CO_2 + CO) 100}$$

Simplificando: la ecuación (III) obtenemos la ecuación (25).

$$mg = \frac{4CO_2+O_2+700}{3(CO_2+CO) 100} * C \left(\frac{lb \text{ de gases}}{lb \text{ de combustible}} \right) \dots\dots\dots (Ec.25)$$

Dónde:

CO₂ : % CO₂ en el analizador de gases.

O₂ : % O₂ en el analizador de gases.

CO : % CO en el analizador de gases.

C : Fracción de carbón en el combustible.

3.2.4.3. Calor que se lleva el aire de refrigeración.

$$Q_3 = \frac{q_c + q_r}{G_c} \dots\dots\dots (Ec. 26)$$

Dónde:

q_c = calor perdido por convección.

q_r = calor perdido por radiación.

G_c = consumo de combustible: lb/S.

- Calor perdido por convección.

$$q_c = \bar{h}A(T_s - T_a) \dots\dots\dots (Ec.27)$$

Dónde:

\bar{h} = Coeficiente transferencia por convección (aletas):

$$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

A = Superficie de disipación de calor (aletas): m²

T_s = Temperatura de superficie de disipación del calor: °C

T_a = Temperatura del ambiente: °C

- calor perdido por radiación:

$$q_r = \sigma A \varepsilon (T_s^4 - T_a^4) \dots\dots\dots (Ec. 28)$$

Dónde:

σ = constante Stefan-Boltzman: 5,67×10⁻⁸ W/m².°K⁴

A = Superficie disipación del calor (aletas): m²

ε = Emisividad para aletas:

T_s = Temperatura de superficie de disipación del calor: °K

T_a = temperatura del ambiente: °K

3.2.4.4. Calor perdido por combustión incompleta.

$$Q_4 = \frac{\%CO}{(\%CO_2 + \%CO)} \cdot 0,85(14150 - 3960) \left(\frac{BTU}{lb \text{ combustible}} \right) \dots (Ec.29)$$

Dónde:

$\frac{\%CO}{\%CO_2 + \%CO}$ = Cantidad de CO formado en la combustión por carbón total en el combustible (CO₂ + CO).

$(14150 - 3960)$ = Cantidad de calor en BTU/lb al dejar de formarse CO_2 y haber obtenido CO en su lugar.

$C = 0,85$ = Fracción en peso de carbón $\frac{\text{lb carbón}}{\text{lb combustible}}$

3.2.4.5. Calor que se lleva el agua formada en el H_2 en el combustible.

$$Q_5 = 9H[CP_{\text{agua}}(212 - T_c) + 970,3 + CP_{\text{vapor}}(T_g - 212)] \left(\frac{\text{BTU}}{\text{lb combustible}} \right) \dots (\text{Ec. 30})$$

Dónde:

H = Fracción hidrógeno en peso $\left(\frac{\text{lb H}_2}{\text{lb comb.}} = 0,15 \right)$

$9H$ = Cantidad de un peso formado considerando que 1 lb de H_2 es capaz de formar 9 libras de agua.

$1(212 - T_c)$ = Calor para llevar el agua a 212°F .

CP_{agua} = calor específico del agua = $1 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$

212 = Temperatura de ebullición del agua.

T_c = Temperatura del combustible.

970,3 = Calor latente de vaporización del agua.

$0,46 (T_g - 212)$ = Calor para llevar el vapor de agua a la temperatura de salida de los gases.

CP_{vapor} = Calor específico del vapor de agua = $0,46 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$

T_g = Temperatura de salida de los gases de escape.

3.2.4.6. Calor perdido por calentamiento de la humedad del aire.

$$Q_6 = M_v \cdot C_{p_v} (T_g - T_a) \left(\frac{\text{BTU}}{\text{lb comb.}} \right) \dots\dots\dots (\text{Ec. 31})$$

Donde:

$$M_v = \text{Masa del vapor de agua en el aire} \left(\frac{\text{lb vapor}}{\text{lb comb.}} \right)$$

$$M_v = W \frac{\text{lb humedal}}{\text{lb aire}} \cdot r_{a/c} \frac{\text{lb aire}}{\text{lb comb.}}$$

$$C_{p_v} = \text{Calos específico del vapor} = 0,46 \frac{\text{BTU}}{\text{lb-}^\circ\text{F}}$$

T_g = Temperatura de salida de gases ($^\circ\text{F}$)

T_a = Temperatura ambiental ($^\circ\text{F}$)

Para la masa de vapor de agua (M_v):

$r_{a/c}$ = Relación aire/combustible real se calcula a través del análisis de gases de los productos de la combustión.

W = Humedad específica ($\text{lb}_{\text{agua}}/\text{lb}_{\text{aire-seco}}$), se obtiene con las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo en la carta psicométrica, medidas con el psicrómetro.

3.2.4.7. Calor perdido por otras pérdidas.

$$Q_7 = P_c - \sum_{i=1}^6 Q_i \dots\dots\dots (\text{Ec. 32})$$

Dónde:

$$P_c = \text{Poder calorífico alto} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{lb comb.}} \right)$$

3.2.5. Metodología experimental para el análisis de gases de los productos de la combustión.

Para efectuar el análisis experimental de los productos de la combustión es necesario los datos del analizador de gases: CO₂; %O₂ y %CO.

En base a estos datos experimentales determinados.

3.2.5.1. Ecuación para la combustión incompleta.

La ecuación real de la combustión a balancear es:



Para el balanceo, los coeficientes c, d, e y f son los porcentajes determinados experimentalmente del CO₂, CO, O₂ y N₂.

Además se considerará que la composición volumétrica del aire es:

$$N_2 = 79\% \text{ y } O_2 = 20,99\%$$

Entonces en la ecuación:

$$\frac{b}{a} = \frac{79}{20,99} = 3,76 \dots\dots\dots (Ec. 34)$$

Como se conoce b = f, entonces en el balance se podrá determinar:

$$a = \frac{b}{3,76} \dots\dots\dots (Ec.35)$$

Coficiente que nos permitirán completar el balanceo de la ecuación de la combustión real.

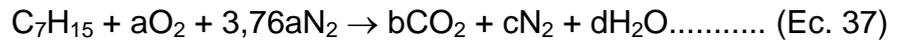
3.2.5.2. Relación del aire-combustible ($r_{a/c}$).

Balanceada la ecuación de la combustión real, la determinación de la relación aire-combustible real e ideal se determinará a través de la siguiente expresión:

$$r_{a/c} = \frac{32 \frac{\text{lb}}{\text{mol O}_2} \left(\text{N}^\circ \text{ moles de O}_2 \right) + 28 \frac{\text{lb}}{\text{mol N}_2} \left(\text{N}^\circ \text{ moles de N}_2 \right)}{12 \frac{\text{lb}}{\text{mol C}} \left(\text{N}^\circ \text{ moles de C} \right) + 1 \frac{\text{lb}}{\text{mol H}} \left(\text{N}^\circ \text{ moles de H} \right)} \dots\dots\dots (\text{Ec. 36})$$

3.2.5.3. Ecuación para la combustión completa o ideal.

Para la determinación de la relación aire-combustible, la ecuación de combustión es:



Se balanceará y se determinará la relación aire-combustible empleando la misma expresión que para $r_{a/c}$ real.

3.2.5.4. Cálculo del porcentaje de Exceso de aire en la combustión.

$$\% \text{ Exceso aire} = \frac{r_{a/c \text{ real}}}{r_{a/c \text{ teórico}}} \times 100 - 100 \dots\dots\dots (\text{Ec. 38})$$

3.3. EJECUCIÓN DEL ENSAYO EXPERIMENTAL DE INGENIERÍA O TÉCNICO.

3.3.1. Procedimiento para el funcionamiento del motor Diesel y toma de datos experimentales.

- a) Instalar el analizador de gases en el tubo de escape.

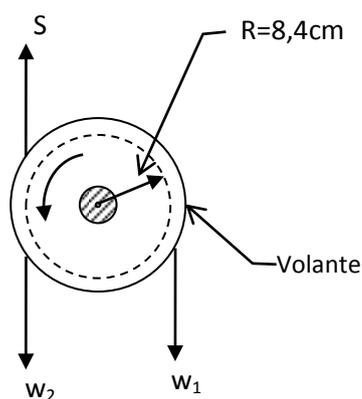
- b) Arrancar el motor y aceleran hasta alcanzar una velocidad de 1815 RPM haciéndolo funcionar 10 minutos hasta que alcance la temperatura de funcionamiento.
- c) Se mide la temperatura de los gases de escape.
- d) Se mide el tiempo de consumo del combustible.
- e) Se miden las lecturas del analizador de gases.
- f) Se toma la lectura del dinamómetro (romana) y las fuerzas actuantes en el freno Prony.
- g) Después de haber realizado las operaciones anteriores se va desacelerando para finalmente apagar el motor cerrando la válvula de combustible.
- h) Con estos datos experimentales obtenidos se procede a realizar los cálculos correspondientes de tal manera que podamos calcular los parámetros de performance y realizar el balance térmico.

3.3.2. Datos experimentales.

En el ensayo experimental de ingeniería o técnico se obtuvieron los siguientes resultados:

- Velocidad: 1815 RPM
- Freno Prony:
 - $w_2 = 14 \text{ lb}$
 - $w_1 = 17 \text{ lb}$
 - $S = 22 \text{ lb}$ (dinamómetro).
 - $R = 8,4 \text{ cm}$ (radio).

Figura 34: Diagrama de Cuerpo Libre de la volante del freno Prony.



Elaboración: Propia.

- Consumo de combustible:

$$V_c = 20 \text{ mL}$$

$$t_c = 105 \text{ S}$$

- Temperatura de salida de gases de escape:

$$T_g = 196 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Temperatura del combustible:

$$T_c = 15 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Análisis de gases:

$$\%CO_2 = 3,19$$

$$\%O_2 = 15,20$$

$$\%CO = 1,94$$

- Temperatura de bulbo seco y húmedo:

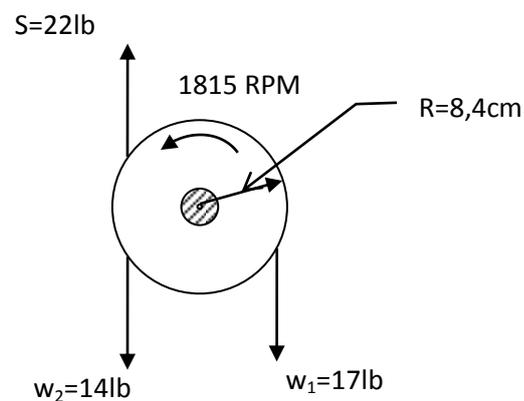
$$TBS = 12^\circ\text{C}$$

$$TBH = 9^{\circ}\text{C}$$

3.3.3. Cálculo de los parámetros de performance.

3.3.3.1. Potencia al freno (BHP).

Figura 35: Fuerzas que actúan en la volante del freno Prony.



Elaboración: Propia.

En la ecuación (17) reemplazamos los valores obtenidos en el freno prony.

$$\text{BHP} = T \cdot \omega$$

$$\text{BHP} = R \cdot (w_1 + S - w_2) \cdot 2\pi N$$

$$\text{BHP} = 8,4 \text{ cm} \left(\frac{1 \text{ pie}}{30,48 \text{ cm}} \right) (17 + 22 - 14) \text{ lb} \left(2\pi \cdot 1815 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \right)$$

$$\text{BHP} = 78570,7375 \frac{\text{lbf-pie}}{\text{min}}$$

$$\text{Pero: } 1 \text{ HP} = 33000 \frac{\text{lbf-pie}}{\text{min}}$$

Entonces: obtenemos la potencia al freno.

$$\text{BHP} = 78570,7375 \frac{\text{lb}\cdot\text{pie}}{\text{min}} \left(\frac{1 \text{ HP}}{33000 \frac{\text{lb}\cdot\text{pie}}{\text{min}}} \right)$$

$$\text{BHP} = 2,38 \text{ HP}$$

3.3.3.2. Consumo de combustible (G_c).

En la ecuación (18) reemplazamos:

$$G_c = \frac{V_c}{t_c} \cdot \rho_{\text{comb}}$$

Reemplazando los datos experimentales:

$$G_c = \frac{20 \text{ mL}}{105 \text{ S}} \cdot 54,8 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}$$

Como: $1 \text{ mL} = 1 \text{ cm}^3$ y $1 \text{ pie} = 30,48 \text{ cm}$

$$G_c = \frac{20 \text{ mL}}{105 \text{ S}} \cdot 54,8 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \left(\frac{1 \text{ pie}}{30,48 \text{ cm}} \right)^3$$

$$G_c = 3,69 \times 10^{-4} \frac{\text{lb}}{\text{S}}$$

3.3.3.3. Consumo específico de Combustible (C_e).

En la ecuación (19) reemplazamos los datos obtenidos.

$$C_e = \frac{G_c}{\text{BHP}}$$

Donde:

$$G_C = 3,69 \times 10^{-4} \frac{\text{lb}}{\text{S}}$$

$$\text{BHP} = 2,38 \text{ HP}$$

Reemplazando: los datos en la ecuación (19).

$$C_e = \frac{3,69 \times 10^{-4} \frac{\text{lb}}{\text{S}} \cdot \left(\frac{3600 \text{S}}{1 \text{h}} \right)}{2,38 \text{ HP}}$$

$$C_e = 0,56 \frac{\text{lb}}{\text{HP-h}}$$

3.3.3.4. Calor o energía entregada al motor por unidad de tiempo (Q_A).

En la ecuación (20) reemplazamos los datos obtenidos.

$$Q_A = G_C \cdot P_{\text{Calto}}$$

Dónde: $G_C = 3,69 \times 10^{-4} \text{ lb/S}$

$$P_{\text{Calto}} = 19\,300 \text{ BTU/lb}$$

Reemplazando: En la ecuación (20)

$$Q_A = 3,69 \times 10^{-4} \frac{\text{lb}}{\text{S}} \times 19300 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$Q_A = 7,12 \frac{\text{BTU}}{\text{S}}$$

Pero: $1 \text{ HP} = 0,71 \frac{\text{BTU}}{\text{S}}$

Entonces: convertimos las unidades.

$$Q_A = 7,12 \frac{\text{BTU}}{\text{S}} \left(\frac{1 \text{ HP}}{0,71 \frac{\text{BTU}}{\text{S}}} \right)$$

$$Q_A = 10,03 \text{ HP}$$

3.3.3.5. Eficiencia térmica total (η_{tt}).

En la ecuación (21).

$$\eta_{tt} = \frac{\text{BHP}}{Q_A}$$

Dónde: BHP = 2,38 HP

$$Q_A = 10,03 \text{ HP}$$

Entonces: reemplazamos los datos a la ecuación (21).

$$\eta_{tt} = \frac{2,38 \text{ HP}}{10,03 \text{ HP}}$$

$$\eta_{tt} = 0,2373$$

$$\eta_{tt} = 23,73\%$$

3.3.4. Cálculos para el balance térmico.

3.3.4.1. Calor equivalente del trabajo útil (Q_1).

De la ecuación (22).

$$Q_1 = \frac{\text{BHP}}{G_C}$$

Dónde: BHP = 2,38 HP

$$G_C = 3,69 \times 10^{-4} \text{ lb/S}$$

$$Q_1 = \frac{2,38 \text{ HP}}{3,69 \times 10^{-4} \frac{\text{lb}}{\text{S}} \cdot \left(\frac{3600 \text{ S}}{1 \text{ h}} \right)}$$

$$Q_1 = 1,7916 \frac{\text{HP-h}}{\text{lb}_{\text{comb}}}$$

Pero: 1 HP-h = 2545 BTU

Entonces: convertimos las unidades.

$$Q_1 = 1,7916 \frac{\text{HP-h}}{\text{lb}_{\text{comb}}} \left(\frac{2545 \text{ BTU}}{1 \text{ HP-h}} \right)$$

$$Q_1 = 4559,62 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}_{\text{comb}}}$$

3.3.4.2. Calor que se llevan los gases de escape (Q_2).

De la ecuación (23).

$$Q_2 = m_g C_{Pg} (T_g - T_a)$$

Donde:

De la ecuación (24).

$$m_g = \text{Flujo de masa de gases} \left(\frac{\text{lb}_{\text{gases}}}{\text{lb}_{\text{comb}}} \right)$$

$$m_g = \frac{4\text{CO}_2 + \text{O}_2 + 700}{3(\text{CO}_2 + \text{CO})} \times C$$

Donde, el análisis de gases:

$$\text{CO}_2 = \% \text{CO}_2 = 3,19$$

$$\text{O}_2 = \% \text{O}_2 = 15,20$$

$$\text{CO} = \% \text{CO} = 1,94$$

C = Fracción del carbón en el combustible

$$C = 0,85$$

Reemplazando: en la ecuación (24).

$$m_g = \frac{4(3,19) + 15,20 + 700}{3(3,19 + 1,94)} \times 0,85$$

$$m_g = 40,21 \frac{\text{lb}_{\text{gases}}}{\text{lb}_{\text{comb}}}$$

$$C_{Pg} = \text{calor específico de los gases} = 0,24 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$T_g = \text{temperatura de salida de gases} = 196^\circ\text{C} = 384,8^\circ\text{F}$$

$$T_a = \text{Temperatura del ambiente } ^\circ\text{F} = 12^\circ\text{C} = 53,6^\circ\text{F}$$

Reemplazando: En la ecuación (23).

$$Q_2 = 40,21 \frac{\text{lb}_{\text{gases}}}{\text{lb}_{\text{comb}}} \cdot 0,24 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}} (384,8 - 53,6)^\circ\text{F}$$

$$Q_2 = 3196,21 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}_{\text{comb}}}$$

3.3.4.3. Calor que se lleva el aire de refrigeración (Q_3).

De la ecuación (25).

$$Q_3 = \frac{q_c + q_r}{G_c}$$

Dónde:

q_c = calor perdido por convección de la ecuación (26):

$$q_c = \bar{h}A(T_s - T_a)$$

$$\bar{h} = \text{Coeficiente transferencia por convección (aletas): } 25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

A = Superficie de disipación de calor (aletas): $0,75 \text{ m}^2$

T_s = Temperatura de superficie de disipación del calor: 111°C

T_a = Temperatura del ambiente: 12°C

$$q_c = 25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}} \cdot 0,75 \text{m}^2 [(111 + 273) - (12 + 273)] ^\circ\text{K}$$

$$q_c = 1856,25 \text{ W} = 1,7594 \text{ BTU/S}$$

q_r = calor perdido por radiación de la ecuación (27):

$$q_r = \sigma A \varepsilon (T_s^4 - T_a^4)$$

σ = constante Stefan-Boltzman: $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}^4$

A = Superficie disipación del calor (aletas): $0,75 \text{ m}^2$

ε = Emisividad para aletas: $0,15$

$T_s = 111^\circ\text{C} = 384^\circ\text{K}$

$T_a = 12^\circ\text{C} = 285^\circ\text{K}$

$$q_r = 5,67 \times 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}^4} \times 0,75 \text{m}^2 (0,15) [384^4 - 285^4] ^\circ\text{K}^4$$

$$q_r = 96,61 \text{ W} = 0,0916 \text{ BTU/S}$$

G_c = consumo de combustible: $3,69 \times 10^{-4} \text{ lb/S}$

Entonces: Reemplazamos en la ecuación (25).

$$Q_3 = \frac{(1,7594 + 0,0916) \text{ BTU/S}}{3,69 \times 10^{-4} \text{ lb/S}}$$

$$Q_3 = 5016,26 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}_{\text{comb}}}$$

3.3.4.4. Calor perdido por combustión incompleta (Q_4).

De la ecuación (28).

$$Q_4 = \frac{\%CO}{\%CO_2 + \%CO} \times C(14150 - 3960) \frac{\text{BTU}}{\text{lb}_{\text{comb}}}$$

Dónde, del análisis de gases:

$$\%CO = 1,94\%$$

$$\%CO_2 = 3,19\%$$

C = Fracción de carbono del combustible (0,85).

Reemplazando: En la ecuación (28).

$$Q_4 = \frac{1,94}{3,19 + 1,94} \times 0,85(14150 - 3960) \frac{\text{BTU}}{\text{lb}_{\text{comb}}}$$

$$Q_4 = 3275,50 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}_{\text{comb}}}$$

3.3.4.5. Calor que se lleva el agua formada en el hidrógeno en el combustible.

De la ecuación (29).

$$Q_5 = 9H \left[C_{p_a} (212 - T_c) + 970,3 + C_{p_v} (T_g - 212) \right] \frac{\text{BTU}}{\text{lb}_{\text{com}}}$$

Dónde:

$H =$ fracción del hidrógeno en el combustible $= 0,15$

$C_{p_a} =$ calor específico del agua $= 1 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$

$T_C =$ temperatura del combustible $= 15^\circ\text{C} = 59^\circ\text{F}$

$C_{p_v} =$ calor específico del vapor de agua $= 0,46 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$

$T_g =$ Temperatura de los gases $= 196^\circ\text{C} = 384,8^\circ\text{F}$

Reemplazando: En la ecuación (29).

$$Q_5 = 9(0,15) [1(212 - 59) + 970,3 + 0,46(384,8 - 212)]$$

$$Q_5 = 1623,76 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}_{\text{comb}}}$$

3.3.4.6. Calor perdido por calentamiento de la humedad del aire.

De la ecuación (30).

$$Q_6 = M_v \cdot C_{p_v} (T_g - T_a) \left(\frac{\text{BTU}}{\text{lb}_{\text{comb}}} \right)$$

Dónde:

$$M_v = \omega \frac{\text{lb}_{\text{humedad}}}{\text{lb}_{\text{aire}}} \times r_{a/c} \frac{\text{lb}_{\text{aire}}}{\text{lb}_{\text{comb}}}$$

Dónde:

$\omega =$ Relación de humedad.

Se determina con la temperatura de bulbo seco (TBS) y la temperatura de bulbo húmedo (TBH) medidos con el psicrómetro, en la Estación Meteorológica del SENAMHI, situada al frente de la Universidad en la Av. Floral S/N.

$$TBS = 12^{\circ}\text{C}$$

$$TBH = 9^{\circ}\text{C}$$

Con estas temperaturas y con ayuda de la Carta Psicrométrica determinamos

la relación de humedad (ω) en $\frac{\text{lb}_{\text{humedad}}}{\text{Lb}_{\text{aire}}}$

En la Carta Psicrométrica, Fig. 35; se determinó la relación de humedad (ω):

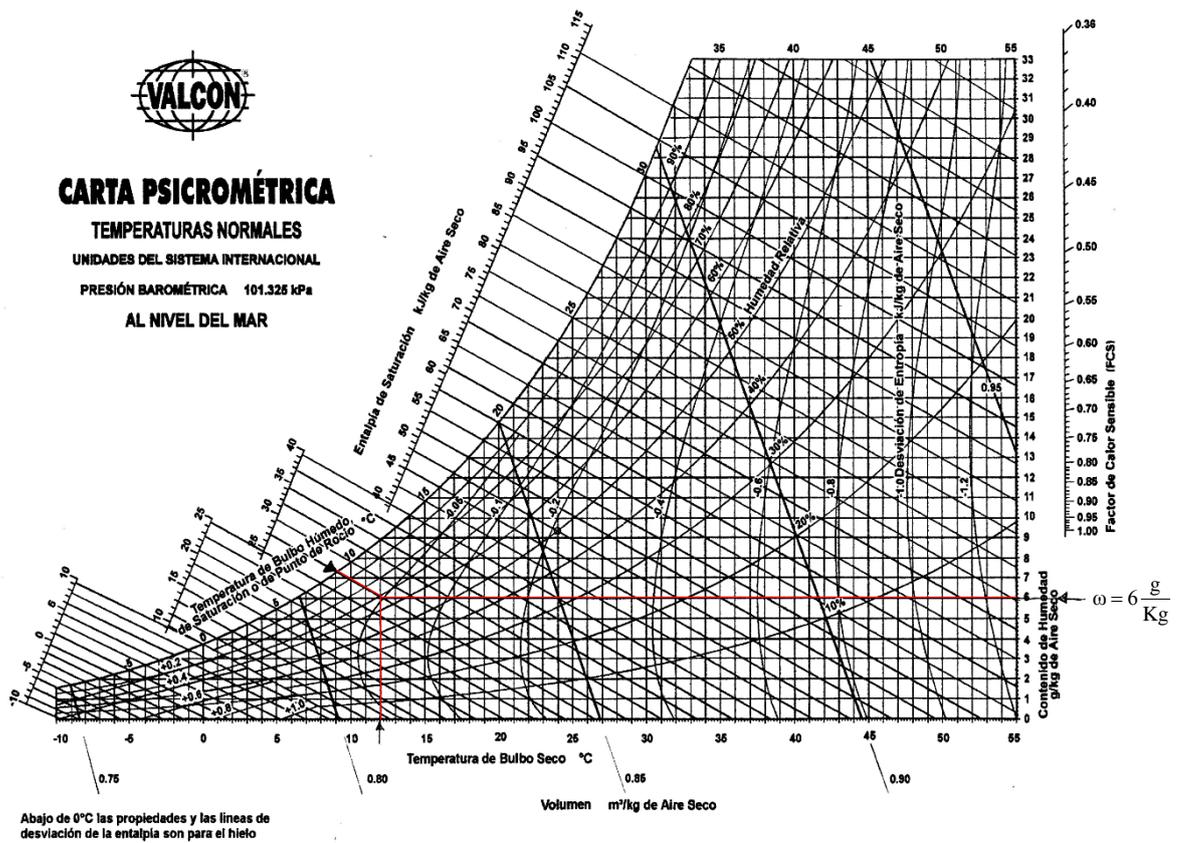
$$\omega = 6 \frac{\text{g}_{\text{humedad}}}{\text{Kg}_{\text{aire}}}$$

$$\text{Entonces: } \omega = 6 \frac{\text{g}}{\text{Kg}} \left(\frac{1 \text{Kg}}{1000 \text{g}} \right) = 0,006 \frac{\text{Kg}_{\text{humedad}}}{\text{Kg}_{\text{aire}}}$$

Por consiguiente:

$$\omega = 0,006 \frac{\text{lb}_{\text{humedad}}}{\text{lb}_{\text{aire}}}$$

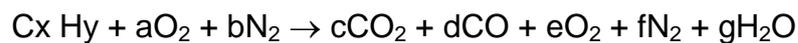
Figura 36: Determinación de la Relación de Humedad (ω).



Fuente: (Publicaciones Técnicas Valcon).

La relación aire-combustible real ($r_{a/c}$).

Lo calculamos balanceando la ecuación (32) de la combustión real:



Del análisis de gases: obtuvimos los siguientes datos.

$$\%CO_2 = 3,19; \%O_2 = 15,20; \%CO = 1,94.$$

Considerando el porcentaje de nitrógeno como:

$$\%N_2 = 79,67$$

Por consiguiente, los valores de los coeficientes de la ecuación son:

$$c = 3,19; d = 1,94; e = 15,20; f = b = 79,67$$

Considerando la composición volumétrica del aire:

$$N_2 = 79\% \quad y \quad O_2 = 20,99\%$$

Entonces en la ecuación (33):

$$\frac{b}{a} = \frac{79}{20,99} = 3,76$$

$$\therefore a = \frac{b}{3,76} = \frac{79,67}{3,76}$$

$$a = 21,19$$

Balanceando la ecuación:

$$C : x = c + d = 3,19 + 1,94$$

$$x = 5,13$$

$$O : 2a = 2c + d + 2e + g$$

$$2(21,19) = 2(3,19) + 1,94 + 2(15,20) + g$$

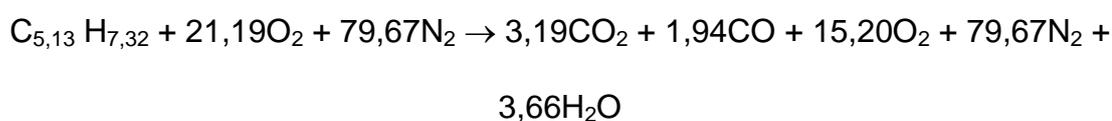
$$42,38 = 38,72 + g$$

$$g = 3,66$$

$$H : y = 2g = 2(3,66)$$

$$y = 7,32$$

La ecuación balanceada:



Los valores obtenidos emprazamos en la ecuación (35).

$$\text{Como: } r_{a/c} = \frac{32 \frac{\text{lb}}{\text{mol O}_2} \left(\text{N}^\circ \text{ moles de O}_2 \right) + 28 \frac{\text{lb}}{\text{mol N}_2} \left(\text{N}^\circ \text{ moles de N}_2 \right)}{12 \frac{\text{lb}}{\text{mol C}} \left(\text{N}^\circ \text{ moles de C} \right) + 1 \frac{\text{lb}}{\text{mol H}} \left(\text{N}^\circ \text{ moles de H} \right)}$$

Entonces: Reemplazando los valores obteneos.

$$r_{a/c} = \frac{32(21,19) + 28(79,67)}{12(5,13) + 1(7,32)}$$

$$r_{a/c} = 42,23 \frac{\text{lb}_{\text{aire}}}{\text{lb}_{\text{comb}}}$$

Por consiguiente: La masa de vapor de agua en el aire será.

$$M_v = 0,006 \frac{\text{lb}_{\text{humedad}}}{\text{lb}_{\text{aire}}} \times 42,23 \frac{\text{lb}_{\text{aire}}}{\text{lb}_{\text{comb}}}$$

$$M_v = 0,25 \frac{\text{lb}_{\text{humedad}}}{\text{lb}_{\text{comb}}}$$

C_{p_v} = calor específico del vapor de agua.

$$C_{p_v} = 0,46 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$$

T_g = Temperatura de los gases = 384,8 °F.

T_a = temperatura del ambiente = TBS = 53,6 °F.

Entonces: Reemplazamos en la ecuación (30).

$$Q_6 = 0,25 \left(\frac{\text{lb}_{\text{humedad}}}{\text{lb}_{\text{comb}}} \right) \cdot 0,46 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}} (384,8 - 53,6) ^\circ\text{F}$$

$$Q_6 = 38,09 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}_{\text{comb}}}$$

3.3.4.7. Calor perdido por otras pérdidas no calculadas.

De la ecuación (31) tenemos.

$$Q_7 = P_{c_{\text{alto}}} - \sum_{i=1}^6 Q_i$$

Donde:

$$P_{c_{\text{alto}}} = \text{Poder calorífico alto del Diesel dos} = 19300 \text{ BTU/lb}_{\text{comb}}$$

$$Q_7 = 19300 - (4559,62 + 3196,21 + 5010 + 3275,50 + 1623,76 + 38,09)$$

$$Q_7 = 19300 - 17703,18$$

$$Q_7 = 1596,82 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}_{\text{comb}}}$$

3.3.5. Cálculos para el análisis de gases.

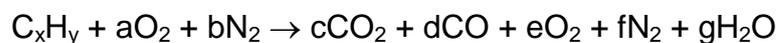
Con el analizador de gases se midieron los porcentajes de los gases de los productos de la combustión:

$$\text{CO}_2 = 3,19\%; \quad \text{O}_2 = 15,20\%; \quad \text{CO} = 1,94\%.$$

La suma de los porcentajes de: $\text{CO}_2 + \text{O}_2 + \text{CO} + \text{N}_2 = 100\%$

Por consiguiente: $\text{N}_2 = 79,67\%$

3.3.5.1. Ecuación para la combustión incompleta real.



En el acápite 3.3.4.6, se balanceó la ecuación y se calculó la $r_{a/c}$ real, a través de la siguiente expresión:

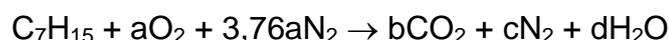
$$r_{a/c} = \frac{32 \frac{\text{lb}}{\text{mol O}_2} \left(\text{N}^\circ \text{ moles de O}_2 \right) + 28 \frac{\text{lb}}{\text{mol N}_2} \left(\text{N}^\circ \text{ moles de N}_2 \right)}{12 \frac{\text{lb}}{\text{mol C}} \left(\text{N}^\circ \text{ moles de C} \right) + 1 \frac{\text{lb}}{\text{mol H}} \left(\text{N}^\circ \text{ moles de H} \right)}$$

Obteniéndose: La relación aire combustible.

$$r_{a/c} = 42,23 \frac{\text{lb}_{\text{aire}}}{\text{lb}_{\text{comb}}}$$

3.3.5.2. Ecuación para la combustión completa o teórica.

Para la determinación de la relación aire-combustible la ecuación de combustión es:



Balanceando: En la ecuación de combustión ideal.

$$\text{C} : 7 = b$$

$$\text{H} : 15 = 2d \rightarrow d = 7,5$$

$$\text{O} : 2a = 2b + d$$

$$2a = 2(7) + 7,5$$

$$a = 10,75$$

Entonces: Reemplazamos los datos obtenidos del balance de la ecuación.

$$r_{a/c \text{ teórica}} = \frac{32(10,75) + 28(3,76)(10,75)}{12(7) + 1(15)}$$

$$r_{a/c \text{ teórica}} = 14,91 \frac{\text{lb}_{\text{aire}}}{\text{lb}_{\text{comb}}}$$

3.3.5.3. Cálculo del exceso de aire.

De la ecuación (37).

$$\% \text{ Exceso aire} = \frac{r_{a/c \text{ real}}}{r_{a/c \text{ teórico}}} \times 100 - 100$$

$$\% \text{ Exceso aire} = \frac{42,23}{14,91} \times 100 - 100$$

$$\% \text{ Exceso aire} = 183,23\%$$

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Los resultados obtenidos en el ensayo experimental de ingeniería o técnico fueron los parámetros de performance del motor Diesel de 5 HP estacionario que sirven para designar la relación que existe entre la potencia, velocidad y consumo de combustible y, además la determinación cuantitativa del balance térmico cuyos parámetros nos permitirán establecer si la energía aprovechada y la pérdida están entre los rangos técnicos prefijados para su funcionamiento óptimo del motor.

4.1. RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS DE LOS PARÁMETROS DE PERFORMANCE DEL MOTOR.

4.1.1. Potencia al freno (BHP).

Los resultados usando la ecuación (17) son:

$$\text{BHP} = 2,38 \text{ HP}$$

Es la potencia efectiva, útil o al eje que el motor generó a una velocidad de 1815 RPM y que puede ser utilizada para diferentes trabajos mecánicos.

4.1.2. Consumo de Combustible (G_c).

Los resultados usando la ecuación (18) son:

$$G_c = 3,69 \times 10^{-4} \frac{\text{lb}}{\text{S}}$$

Es el consumo de petróleo o diesel 2 en lb/S que el motor consume para generar potencia.

4.1.3. Consumo específico de combustible (C_e).

Los resultados usando la ecuación (19) son:

$$C_e = 0,56 \frac{\text{lb}}{\text{HP-h}}$$

Parámetro que nos define la cantidad de lb/h de combustible para generar 1 HP.

4.1.4. Calor o energía entregada al motor por unidad de tiempo (Q_A).

Los resultados usando la ecuación (20) son:

$$Q_A = 10,03 \text{ HP}$$

Este parámetro nos define la cantidad de energía por unidad de tiempo que tiene el combustible teóricamente un instante antes de la explosión en el cilindro del motor.

4.1.5. Eficiencia térmica total (η_{tt}).

Los resultados usando la ecuación (21) son:

$$\eta_{tt} = 23,73\%$$

Este parámetro expresa que solo el 23,73% de la energía que tiene el combustible ha sido transformado en el motor en energía mecánica.

4.2. RESULTADOS DE LOS PARÁMETROS CALCULADOS DEL BALANCE TÉRMICO DEL MOTOR.

Todos los calores calculados en el balance térmico están en función del calor o energía que posee una libra de combustible (lb_{comb}) del Diesel 2 que es de 19300 BTU/ lb_{comb} y que corresponde a su poder calorífico alto.

4.2.1. Calor equivalente del trabajo útil (Q_1).

Los resultados usando la ecuación (22) son:

$$Q_1 = 4559,62 \frac{BTU}{lb_{comb}}$$

Es la única energía útil que utiliza el motor para realizar el trabajo útil y que por unidad de tiempo genera la potencia al eje o útil.

4.2.2. Calor que se llevan los gases de escape (Q_2).

Los resultados usando la ecuación (23, 24) son:

$$Q_2 = 3196,21 \frac{BTU}{lb_{comb}}$$

Es el calor o energía perdida por el motor y que se llevan los gases de escape de la combustión del motor al medio ambiente.

4.2.3. Calor que se lleva el aire de refrigeración del motor (Q_3).

Los resultados usando la ecuación (25, 26, 27) son:

$$Q_3 = 5016,26 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}_{\text{comb}}}$$

Siendo el motor Diesel refrigerado por aire, se determinó que el calor perdido por transferencia de calor por las aletas de refrigeración del motor y se deben a pérdidas por convección y radiación, considerando que la superficie de disipación de calor de las aletas es aproximadamente de $0,75 \text{ m}^2$.

4.2.4. Calor perdido por Combustión incompleta (Q_4).

Los resultados usando la ecuación (28) son:

$$Q_4 = 3275,50 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}_{\text{comb}}}$$

Es el calor o energía perdida y que está en proporción a la generación del monóxido de carbono en la combustión.

4.2.5. Calor que se lleva el agua formada en el hidrógeno en el combustible (Q_5).

Los resultados usando la ecuación (29) son:

$$Q_5 = 1623,76 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}_{\text{comb}}}$$

Es la energía o calor perdido para evaporar el agua líquida que se forma en la combustión con el hidrógeno del combustible.

4.2.6. Calor perdido por calentamiento de la humedad del aire (Q_6).

Los resultados usando la ecuación (30, 32, 33, 34, 35) son:

$$Q_6 = 38,09 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}_{\text{comb}}}$$

Es la energía que se pierde necesariamente para calentar el agua presente en el aire del ambiente hasta la temperatura de salida de los gases de escape.

4.2.7. Calor perdido por otras pérdidas no calculadas (Q_7).

Los resultados usando la ecuación (31) son:

$$Q_7 = 1596,82 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}_{\text{comb}}}$$

Estos calores calculados y que son los resultados del balance térmico del motor Diesel los tabularemos.

Tabla 5: Calores calculados en el balance térmico.

Calores calculados	BTU/lb
Q_1	4559,62
Q_2	3196,21
Q_3	5016,26
Q_4	3275,50
Q_5	1623,76
Q_6	38,09
Q_7	1590,56
TOTAL	19300,00

Elaboración: Propia.

4.3. DIAGRAMA DE SANKEY.

El diagrama de Sankey lleva el nombre del capitán irlandés Matthew Henry Phineas Riall Sankey, quien utilizó este tipo de diagrama en 1898 en una publicación sobre la eficiencia energética de la máquina de vapor.

Los diagramas de Sankey se suelen utilizar para visualizar las transferencias de energía, material o coste entre procesos a través de flechas que muestran la pérdida o dispersión por transferencia, el grosor de las flechas es proporcional a su valor cuantitativo.

4.3.1. Cálculo de los calores del balance térmico en porcentaje (%).

En los cálculos del balance térmico del motor Diesel realizado, el diagrama de Sankey es un resumen energético de los cálculos de energías útiles y pérdidas por el motor; para lo cual los calores calculados en el balance térmico los expresaremos en porcentaje (%); considerando que todos los calores los calculamos en BTU por libra de combustible, por consiguiente sabemos que una libra (lb) de combustible de petróleo o Diesel 2 tiene como energía 19300 BTU, entonces el proceso para expresar los calores en porcentajes, se realiza de la siguiente manera para el calor Q_1 , y de igual manera para los demás:

$$19300 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \longrightarrow 100\%$$

$$Q_1 = 4559,62 \longrightarrow X\%$$

$$X(\%) = \frac{4559,62 \times 100}{19300}$$

$$X(\%) = 23,62\%$$

Entonces: $Q_1 = 23,62\%$

Análogamente se realizarán los cálculos para los demás calores, los cuales se tabulan en la siguiente tabla.

Tabla 6: Calores calculados en el balance térmico en porcentaje (%).

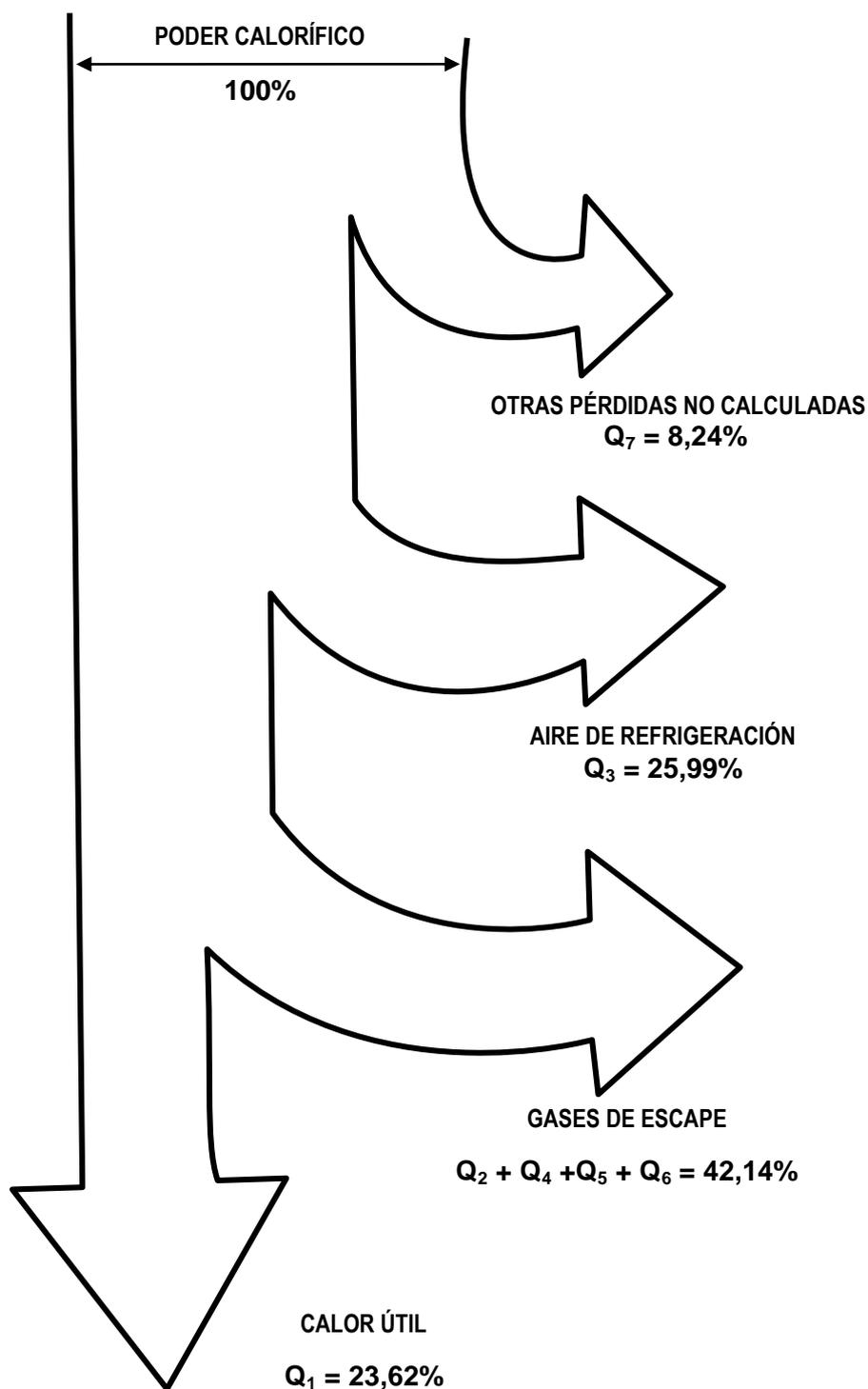
Calores calculados	BTU/lb	%
Q ₁	4559,62	23,62
Q ₂	3196,21	16,56
Q ₃	5016,26	25,99
Q ₄	3275,50	16,97
Q ₅	1623,76	8,41
Q ₆	38,09	0,20
Q ₇	1590,56	8,24
TOTAL	19300,00	100,00

Elaboración: Propia.

4.3.2. Esquema del Diagrama de Sankey para el balance térmico del motor Diesel de 5 HP.

La síntesis del balance térmico se muestra en la siguiente figura:

Figura 37: Diagrama de Sankey del balance térmico del motor diesel de 5 HP.



Elaboración: Propia.

4.4. DISCUSIÓN.

Se ha realizado el balance térmico del motor Diesel de 5 HP para los cual se ha diseñado una metodología teórica experimental, a través de la cual se realizarán cálculos para determinar el calor útil aprovechado efectivamente por el motor y las pérdidas de los calores que no son aprovechados por el motor. Y a su vez estos cálculos se expresaron en porcentajes (%) respecto al poder calorífico del combustible Diesel 2 (petróleo) y; finalmente los resultados del balance térmico se pudieron graficar en el diagrama de Sankey.

Todo este proceso arduo de cálculo aplicando los conocimientos de la ingeniería mecánica no tendrían razón de ser si no lo aplicamos para hacer un análisis ingenieril que nos permita hacer un diagnóstico del funcionamiento del motor respecto a la utilización de la energía calorífica proporcionada por el combustible. Para lo cual es necesario contar con información técnica experimental que nos proporcione los rangos en porcentaje, del calor útil y los calores perdidos para los cuales el motor está funcionando eficientemente.

4.4.1. Información técnica experimental de los componentes del balance térmico.

Según el balance térmico propuesto en forma general de los motores Diesel de Malev en base a investigaciones experimentales, los componentes del balance térmico del motor deben estar entre los siguientes rangos porcentuales para un funcionamiento eficiente.

Tabla 7: Componentes del balance térmico.

COMPONENTES DEL BALANCE TÉRMICO		DIESEL %
Calor útil	Q_1	32 - 40
Calor cedido a los gases de escape	$Q_2 + Q_4 + Q_5 + Q_6$	23 - 30
Calor cedido al aire refrigerante	Q_3	30 - 33
Calor perdido por radiación y otros.	Q_7	5 - 7

Fuente: Malev, V. (2010). *Laboratorio de Motores de Combustión interna*. Lima. Editorial UNI.

En base a esta información técnica, comparemos los porcentajes de los calores determinados en el balance térmico del motor Diesel de 5HP en el Laboratorio de Ingeniería Mecánica:

Tabla 8: Comparación de los % de los calores recomendados y los calculados.

	% Calores Recomendados	Calores Calculados
Calor útil	32 - 40	23,62
Gases de escape	23 - 30	42,14
Calor de refrigerante	30 - 33	25,99
Radiación y otros.	5 - 7	8,24

Elaboración: Propia.

4.4.2. Discusión.

En base al análisis termodinámico de la información técnica y experimental de la tabla 8, y según el balance térmico propuesto para los motores Diesel por Malev se puede apreciar que el motor ensayado presenta un deficiente aprovechamiento de calor útil, que en base a un análisis se debe a los motivos:

- 1) La energía o calor perdido a través de los gases de escape está en un exceso de 12,14% (42,14 - 30) por lo menos.

- 2) El deficiente aprovechamiento del calor útil se debe también a que las pérdidas de calor o energía por radiación y otras causas se han incrementado en un orden de 1,24% (8,24 - 7) por lo menos.
- 3) El calor perdido por refrigeración está en un defecto de 4.01% (30 - 25,99) por lo menos.

La explicación de estos sucesos en el funcionamiento del motor Diesel se debe, analizando los otros calores del balance térmico a estas causas:

- 1) El sistema de refrigeración del motor está constituido por aletas de refrigeración para que el aire de ambiente extraiga el calor refrigerante el motor, analizando la tabla 8, el aire de refrigeración se debe llevar más calor por lo menos en el orden de 4,01% (30 - 25,99), porque esta pérdida de calor debe estar en el rango de 30 - 33% y el motor tiene una pérdida de calor de 25,99% y; al no hacerlo en el % óptimo de refrigeración las pérdidas por gases de escape y por radiación se incrementan.
- 2) En el rubro de pérdidas por radiación y otras causas dentro de las cuales una importante es la fricción; se puede inducir del análisis de la tabla 8, que el incremento de calor perdido por esta causa está en un % de pérdida admisible en la ingeniería.
- 3) El calor perdido por refrigeración al aire ambiental resultó en defecto en un orden de 4,01%, lo cual tiene en su explicación en que el motor disminuye su refrigeración por estar funcionando en altura donde es menor la densidad del aire con respecto al nivel del mar.

CONCLUSIONES

PRIMERO: Cuando el motor Diesel viene operando en puno sobre los 3827 m.s.n.m. y girando a 1815 RP, y en condiciones de estado estable proporciona una energía mecánica útil de 23,73% de los (10,03 Hp) de energía que se le entrega al motor por unidad de tiempo. Por lo que se concluye que (2,38 Hp) de potencia son disponibles en el eje del motor.

SEGUNDO: De los resultados obtenidos del balance térmico se graficó y cuantifico porcentualmente en el diagrama de SANKEY, de cuyo análisis se puede concluir que el motor, del calor o energía suministrado, presenta un deficiente aprovechamiento en calor útil, y los calores cedidos al aire refrigerante también están en defecto, y los calores cedidos a los gases de escape y las pérdidas de calor no calculadas son mayores. Por lo que se concluye que estas pérdidas de energía en el motor se manifiestan por el aumento de la altura, la presión atmosférica es menor con lo cual el aire es menos denso, ósea que hay menor oxígeno en el mismo volumen de aire, esto afecta notablemente en su rendimiento.

TERCERO: Se desarrolló la Guía de Laboratorio para el ensayo técnico del Balance Térmico de un motor de Combustión Interna, en base a la metodología experimental validada en la Tesis. Esta Guía es una contribución importante para que los alumnos de la Escuela Profesional experimenten e investiguen este aspecto de la Ingeniería Mecánica fundamental en su formación académica. Y además se le agregó al módulo del laboratorio los accesorios necesarios para dejarlo expedito para la realización del ensayo técnico.

RECOMENDACIONES

PRIMERO: Considerando el desarrollo de la tesis y habiéndose cumplido los objetivos eficientemente se recomienda proseguir el tema materia de la investigación referente a motores y, tomando como marco referencial la metodología experimental de la tesis se investigue el balance térmico de un motor encendido por chispa o gasolinero para poder obtener información importante al comparar el balance térmico del motor Diesel y gasolinero.

SEGUNDO: Se recomienda que para realizar el balance térmico del motor diesel óptimamente de acuerdo con el avance de la tecnología, se acondicione el módulo de ensayo empleado con sensores, que por ejemplo nos informen las RPM del motor, temperaturas del motor y gases de escape, etc.; como una aplicación de los conocimientos de controles automáticos, que son los que imperan actualmente.

TERCERO: Se recomienda también, investigar la influencia de la refrigeración por aire en la altura en el funcionamiento eficiente de un motor de combustión interna.

REFERENCIAS

- ✓ Aybar V. (2005). Modelación Matemática de un Motor de Encendido por Chispa que Utiliza Gas Natural Como Combustible. Tesis de grado. Ingeniería Mecánica. Universidad Nacional de Ingeniería.
- ✓ Cengel, Y. & Ghajar, A. (2011). Transferencia de calor y masa (Cuarta Edición, pp. 630 – 663). México. Editorial McGraw Hill.
- ✓ Crouse, W. (2012). Mecánica del automóvil (segunda edición pp. 53-64). España. Editorial Marcombo, S.A.
- ✓ De Castro, M. (2015). El Motor Diesel en el Automóvil. (pp. 53-65). Barcelona. Ediciones CBAC, SA.
- ✓ Estrada A. (27 de Abril 2013) Motores de combustión
<http://termomotor.blogspot.pe/>
- ✓ Figliola, R. (2013). Mediciones Mecánicas, teoría y diseño (Tercera edición, pp. 506-545). México. Editorial Alfa omega.
- ✓ García J. (2015) Terminologías aeronáuticas
<https://es.wikipedia.org/wiki/Turborreactor>
- ✓ Giacosa D. (2012) Motores de combustión interna.
https://es.wikipedia.org/wiki/Motor_de_combusti%C3%B3n_interna
- ✓ Goñi, J. (2012). Máquinas Hidráulicas y Térmicas (Primera Edición, pp. 181-192). Perú. Fondo Editorial Universidad de Lima.
- ✓ Gutiérrez R., Cruz J., Gálvez J., Elmer C. R. (2010) El motor de combustión interna y su impacto ambiental. <http://www.monografias.com/trabajos14/impacto-ambiental/impacto-ambiental.shtml#ixzz4vKV6MCRQ>
- ✓ Hernández, R. & Fernández, C. (2014). Metodología de la Investigación (Quinta edición, pp. 34-115). México. Editorial McGraw Hill.
- ✓ Jovac. M. (2011). Motores de Automóvil. (Tercera Edición, pp. 260-270). Rusia, Editorial MIR, Moscú.

- ✓ Levenspiel, O. (2012). Fundamentos de Termodinámica (Quinta edición, pp. 256-280). México, Editorial Prentice Hall Hispanoamericana, S.A.
- ✓ Malev, V. (2010). Laboratorio de Motores de Combustión interna. Lima. Editorial UNI.
- ✓ Pontificia Universidad Católica del Perú. (2009). Laboratorio de Motores de Combustión Interna, Lima, Editorial PUCP, Perú.
- ✓ Postigo, J. – Cruz, J. (2012). Termodinámica Aplicada. (pp. 8-15). Editorial W.H. Editores Lima Perú.
- ✓ Universidad Nacional de Ingeniería de Lima. (2006). Laboratorio de Ingeniería Mecánica III, Lima, Editorial UNI, Perú.

ANEXOS

ANEXO A: GUÍA DE LABORATORIO DE ENSAYO TÉCNICO DEL BALANCE TÉRMICO DE UN MOTOR DIESEL.



Elaboración: Propia.

1. OBJETIVO.

Realizar el balance térmico de un motor diesel de 5 HP y determinar parámetros de su performance.

2. TEORÍA.

El ensayo técnico del balance térmico de un motor diesel de 5 HP en el laboratorio de ingeniería mecánica de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, se fundamenta y está basado en la teoría de los cursos de:

- Motores de Combustión Interna.
- Termodinámica.

- Física.
- Laboratorio de Ingeniería Mecánica.
- Transferencia de Calor.

3. EQUIPOS E INSTRUMENTOS.

El equipo a utilizar para desarrollar el ensayo técnico, es el módulo de ensayo para determinar la potencia al eje del laboratorio de Ingeniería Mecánica, al cual se le hizo adaptaciones para que en él se pueda realizar el ensayo técnico del Balance Térmico del motor Diesel y calcular sus parámetros de performance. El módulo se muestra a continuación.

Los instrumentos a utilizar son:

- Tacómetro.
- Termocupla.
- Psicrómetro.
- Cronómetro.
- Freno Prony y accesorios.
- Analizador de gases.

4. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL MOTOR DIESEL A ENSAYAR.

- Motor Diesel:

Marca: JIANG DONG (China)

Modelo: TP178F

- Potencia:

3,7 Kw (5 HP)

a 3000 RPM
- Diámetro del cilindro: 78 mm
- Carrera : 62 mm
- Cilindrada : 296 cc
- Velocidad media pistón : 6,2 m/S
- Presión media efectiva : 497 KPa
- Consumo específico de combustible: 292 g/Kw-h

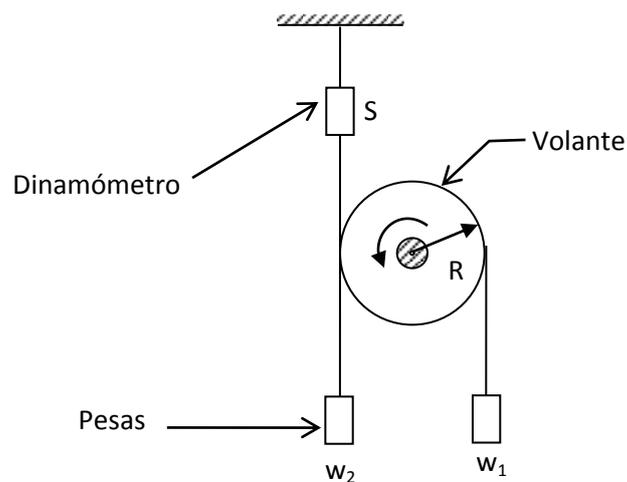
5. PROCEDIMIENTO.

- 1) Instalar el analizador de gases en el tubo de escape.
- 2) Arrancar el motor y acelerar hasta alcanzar una velocidad de 1700 RPM haciéndolo funcionar 5 minutos hasta que alcance la temperatura de funcionamiento.
- 3) Se toman los siguientes datos:
 - a) Se toma el tiempo para el consumo de 20 cm³ de combustible.
 - b) Se toman lecturas del analizador de gases.
 - c) Se toman las temperaturas de los gases de escape.
 - d) Se toman las temperaturas del psicrómetro (TBS y TBH).
 - e) Se mide la temperatura superficial del motor en la superficie de enfriamiento por aire.

- f) Se toman las lecturas del dinamómetro y las fuerzas actuantes en el freno Prony.
- 4) Se desacelera el motor lentamente para finalmente apagar el motor.
- 5) Con estos datos obtenidos se procede a realizar los cálculos correspondientes y realizar el balance térmico.
- 6) Procedimiento para los cálculos de los parámetros de performance del motor.

a) Potencia al freno (BHP).

Potencia que el motor nos entrega en el eje.



Elaboración: Propia.

$$BHP = \frac{R(W_1 + S - W_2) \cdot 2\pi(RPM)}{33\,000}$$

S; W₁; W₂ : lbf

R: radio de la volante (Pie)

RPM = revoluciones por minuto

BHP = potencia al freno o al eje (HP)

b) Consumo de combustible (lb/S).

$$G_c = \frac{\text{Volumen}}{\text{tiempo}} \times \rho_{\text{combustible}}$$

$$\rho_{\text{Diesel N}^\circ 2} = 54,8 \text{ lb/pie}^3$$

c) Consumo específico de combustible (lb/h-HP).

Es el consumo de combustible por unidad de potencia efectiva:

$$C_e = \frac{G_c}{BHP}$$

d) Calor o energía entregada al motor (HP).

$$Q_A = G_c \times p_a$$

P_c ; Poder calorífico alto del combustible.

e) Eficiencia térmica total.

$$\eta_t = \frac{BHP}{Q_A}$$

7) Procedimiento para los cálculos del balance térmico del motor Diesel:

a) Calor equivalente del trabajo al freno.

$$Q_1 = \frac{BHP}{m_c} \times cte$$

BHP: potencia al freno (HP).

m_c : Flujo de masa de combustible (lbm/h).

$$\text{cte} : 2,545 \frac{\text{BTU}}{\text{HP-h}}$$

b) Calor que se llevan los gases de escape.

$$Q_2 = mg \cdot C_{Pg} \cdot (T_g - T_a)$$

$$mg: \text{Flujo de masa de gases} \left(\frac{\text{Lb}_{\text{gases}}}{\text{Lb}_{\text{combustible}}} \right)$$

$$C_{pg}: \text{Calor específico de los gases} \left(0,24 \frac{\text{BTU}}{\text{lb-}^\circ\text{F}} \right)$$

T_g : Temperatura de salida de los gases.

T_a : Temperatura ambiente.

Determinación de mg:

Del analizador de gases:

$$\text{lb}_{\text{carbón quemado}}/\text{lb}_{\text{combustible}} = C - C' \dots \quad (I)$$

Dónde:

C: Fracción de carbón en el combustible.

C': lb de carbón no quemado por libra de combustible.

$$\text{lb}_{\text{carbón}}/\text{mol de gases secos} = \frac{(\text{CO}_2 + \text{CO})12}{100} \dots \quad (II)$$

CO₂: % de CO₂ análisis.

CO: % de CO análisis de gases.

Dividiendo (I) ÷ (II) y despreciando C'.

$$\frac{\text{mol de gases secos}}{\text{lb de combustible}} (\text{lb de gases secos}) \dots \quad (III)$$

Entonces: En la ecuación (III) queda.

$$mg = \frac{100 C (44\text{CO}_2 + 32\text{O}_2 + 28\text{CO} + 28\text{N}_2)}{12(\text{CO}_2 + \text{CO}) 100}$$

$$\text{Si: } 28N_2 = 28 (100 + CO_2 - O_2 - CO)$$

Reemplazando: En la ecuación (III).

$$mg = \frac{100 C (16CO_2 + 4O_2 + 2800)}{12(CO_2 + CO) 100}$$

Simplificando:

$$mg = \frac{4CO_2 + O_2 + 700}{3(CO_2 + CO) 100} * C \left(\frac{\text{lb de gases}}{\text{lb de combustible}} \right)$$

CO₂: % CO₂ en el analizador de gases.

O₂: % O₂ en el analizador de gases.

CO: % CO en el analizador de gases.

C: Fracción de carbón en el combustible.

c) Calor perdido por combustión incompleta.

$$\frac{\%CO}{\%CO_2 + \%CO} = \text{Cantidad de CO formado en la combustión por carbón total en el combustible (CO}_2 + \text{CO).}$$

$$(14150 - 3960) = \text{Cantidad de calor en BTU/lb al dejar de formarse CO}_2 \text{ y haber obtenido CO en su lugar.}$$

$$C = 0,85 = \text{Fracción en peso de carbón } \frac{\text{lb carbón}}{\text{lb combustible}}$$

$$Q_4 = \frac{\%CO}{(\%CO_2 + \%CO)} \cdot 0,85(14150 - 3960)$$

$$Q_4 = \frac{\%CO}{(\%CO_2 + \%CO)} \cdot C \cdot 10190 \left(\frac{\text{BTU}}{\text{lb combustible}} \right)$$

d) Calor que se lleva el agua formada en el H₂ en el combustible.

$$Q_5 = 9H[CP_{agua}(212 - T_c) + 970,3 + CP_{vapor}(T_g - 212)] \left(\frac{BTU}{lb \text{ combustible}} \right)$$

Dónde:

H = Fracción hidrógeno en peso.

$$\frac{lb \text{ H}_2}{lb \text{ comb.}} = 0,15$$

9H = Cantidad de un peso formado considerando que 1 lb de H₂ es capaz de formar 9 libras de agua.

1(212 - T_c) = Calor para llevar el agua a 212°F.

$$Cp_{agua} = \text{calor específico del agua} = 1 \frac{BTU}{lb \cdot ^\circ F}$$

212 = Temperatura de ebullición del agua

T_c = Temperatura del combustible

970,3 = Calor latente de vaporización del agua

0,46 (T_g - 212) = Calor para llevar el vapor de agua a la temperatura de salida de los gases.

$$Cp_{vapor} = \text{Calor específico del vapor de agua} = 0,46 \frac{BTU}{lb \cdot ^\circ F}$$

T_g = Temperatura de salida de los gases de escape.

e) Calor perdido por calentamiento de la humedad del aire.

$$Q_6 = M_v \cdot Cp_v (T_g - T_a) \left(\frac{BTU}{lb \text{ comb.}} \right)$$

Dónde:

$$M_v = \text{Masa del vapor de agua en el aire} \left(\frac{lb \text{ vapor}}{lb \text{ comb.}} \right)$$

$$M_v = W \frac{\text{lb humedal}}{\text{lb aire}} \cdot r_{a/c} \frac{\text{lb aire}}{\text{lb comb.}}$$

$$C_{p_v} = \text{Calos específico del vapor} = 0,46 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$$

T_g = Temperatura de salida de gases ($^\circ\text{F}$)

T_a = Temperatura ambiental ($^\circ\text{F}$)

Para la masa de vapor de agua (M_v):

$r_{a/c}$ = Relación aire/combustible real se calcula a través del análisis de gases de los productos de la combustión.

W = Humedad específica ($\text{lb}_{\text{agua}}/\text{lb}_{\text{aire-seco}}$), se obtiene con las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo en la carta psicrométrica, medidas con el psicrómetro.

f) Calor perdido por otras pérdidas.

$$Q_7 = P_c - \sum_{i=1}^6 Q_i$$

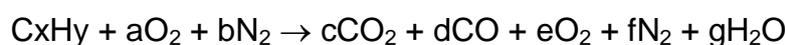
Dónde:

$$P_c = \text{Poder calorífico alto} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{lb comb.}} \right)$$

8) Procedimiento para los cálculos del análisis de gases de los productos de la combustión:

a) Ecuación para la combustión incompleta.

La ecuación real de la combustión a balancear es:



Para el balanceo, los coeficientes c, d, e y f son los porcentajes determinados experimentalmente del CO₂, CO, O₂ y N₂.

Además se considerará que la composición volumétrica del aire es:

$$N_2 = 79\% \text{ y } O_2 = 20,99\%$$

Dónde:

$$\frac{b}{a} = \frac{79}{20,99} = 3,76$$

Como se conoce b = f, entonces en el balance se podrá determinar:

$$a = \frac{b}{3,76}$$

Coeficiente que nos permitirán completar el balanceo de la ecuación de la combustión real.

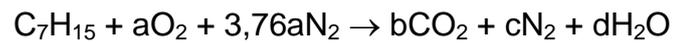
b) Relación del aire-combustible (ra/c).

Balanceada la ecuación de la combustión real, la determinación de la relación aire-combustible real e ideal se determinará a través de la siguiente expresión:

$$r_{a/c} = \frac{32 \frac{\text{lb}}{\text{mol } O_2} \left(\begin{array}{c} \text{N}^\circ \text{ moles} \\ \text{de } O_2 \end{array} \right) + 28 \frac{\text{lb}}{\text{mol } N_2} \left(\begin{array}{c} \text{N}^\circ \text{ moles} \\ \text{de } N_2 \end{array} \right)}{12 \frac{\text{lb}}{\text{mol } C} \left(\begin{array}{c} \text{N}^\circ \text{ moles} \\ \text{de } C \end{array} \right) + 1 \frac{\text{lb}}{\text{mol } H} \left(\begin{array}{c} \text{N}^\circ \text{ moles} \\ \text{de } H \end{array} \right)}$$

c) Ecuación para la combustión completa o ideal.

Para la determinación de la relación aire-combustible, la ecuación de combustión es:



Se balanceará y se determinará la relación aire-combustible empleando la misma expresión que para $r_{a/c}$ real.

d) Cálculo del porcentaje de Exceso de aire en la combustión.

$$\% \text{ Exceso aire} = \frac{r_{a/c \text{ real}}}{r_{a/c \text{ teórico}}} \times 100 - 100$$

**ANEXO B: MATERIAL FOTOGRÁFICO DE LAS PRUEBAS DE MEDICIÓN
EN EL MÓDULO DEL MOTOR DIESEL.**

Módulo de motor diesel.



Elaboración: propia.

Encendido del motor diesel.



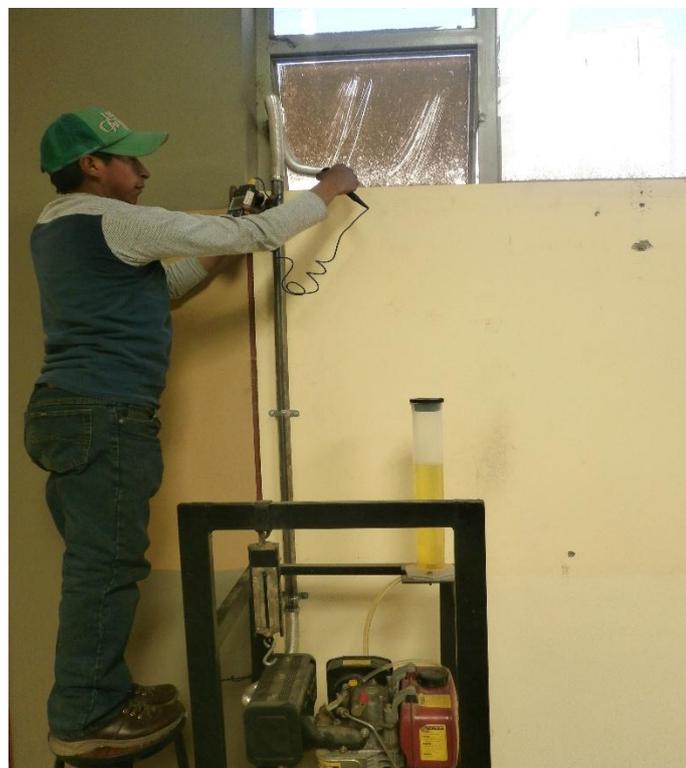
Elaboración: propia.

Lectura las RPM del motor.



Elaboración: propia.

Lectura de los gases de escape.



Elaboración: propia.

Lectura del consumo de combustible.



Elaboración: propia.

Lectura del dinamómetro.



Elaboración: propia.

Alumnos de laboratorio participando en las pruebas.



Elaboración: propia.