



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y  
MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**TESIS PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA: MODERNIZACIÓN Y DETERMINACIÓN DE LOS  
PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO EN TIEMPO REAL DE  
LOS BANCOS DE PRUEBAS CICLO OTTO Y DIESEL**

**AUTORES: BAZANTE DEL POZO, PAÚL ESTEBAN  
YANDÚN LAMIÑO, JUAN CARLOS**

**DIRECTOR: ING. GUTIÉRREZ, ROBERTO**

**CODIRECTOR: ING. AYALA, PAÚL**

**SANGOLQUÍ**

**2015**

## CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto **“MODERNIZACIÓN Y DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO EN TIEMPO REAL DE LOS BANCOS DE PRUEBAS CICLO OTTO Y DIESEL”** fue realizado en su totalidad por los señores Paúl Esteban Bazante del Pozo y Juan Carlos Yandún Lamiño, como requerimiento parcial para la obtención del título de ingeniero mecánico.



---

Ing. Roberto Gutiérrez.

DIRECTOR



---

Ing. Paúl Ayala.

CODIRECTOR

Sangolquí, 13 de Enero del 2015.

## AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, **PAÚL ESTEBAN BAZANTE DEL POZO Y JUAN CARLOS YANDÚN LAMIÑO**

### DECLARAMOS QUE:

La tesis y/o proyecto de grado titulado **“MODERNIZACIÓN Y DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO EN TIEMPO REAL DE LOS BANCOS DE PRUEBAS CICLO OTTO Y DIESEL”**, ha sido desarrollado con una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía. Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico de la tesis y/o proyecto de grado en mención.



---

Paúl Bazante.

0201986387



---

Juan Yandún.

1716948763

Sangolquí, 13 de Enero del 2015.

## AUTORIZACIÓN

Nosotros, **PAÚL ESTEBAN BAZANTE DEL POZO Y JUAN CARLOS YANDÚN LAMIÑO**

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas (ESPE) la publicación, en la biblioteca virtual de la institución, el proyecto de grado titulado **“MODERNIZACIÓN Y DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO EN TIEMPO REAL DE LOS BANCOS DE PRUEBAS CICLO OTTO Y DIESEL”**, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.



---

Paúl Bazante.

0201986387



---

Juan Yandún.

1716948763

Sangolquí, 13 de Enero del 2015.

## DEDICATORIA

*Dedico el presente trabajo a mis padres Leopoldo y Ruth, que me han brindado comprensión, amor y apoyo incondicional en todo momento.*

*A mis hermanos que han sido un ejemplo para mí.*

*A mis tías Piedad y Cristina quienes han sido como mi madre.*

*A mi novia Nohelia por ser mi fiel amiga y soporte día a día.*

*A mi compañero y amigo Juan Carlos por el arduo trabajo que realizamos.*

*Paúl Bazante.*

## DEDICATORIA

*Mi tesis la dedico con todo amor y cariño a mis padres:*

*Francisco que fue un apoyo incondicional en toda mi formación universitaria, no solo económicamente sino siempre con palabras de apoyo en el momento indicado.*

*A mi madre Mercedes que es la persona más valiente que conozco, por tomar la decisión de emprender un viaje duro y de mucho sufrimiento enseñándome a nunca dejarme derrumbar ante cualquier adversidad.*

*A mis hermanos Verónica, Francisco y Sebastián por hacerme pasar momentos alegres y con sus palabras siempre me dieron ese empujoncito para no decaer.*

*A Janeth que siempre estuvo apoyándome cuando necesitaba hablar con alguien, aunque hubo diferencias se lograron resolverlas y le considero como parte de mi familia.*

*A Paúl que no solo fue un gran compañero de tesis sino también un excelente amigo.*

*Al amor de mi vida María José, gracias por llenar ese vacío en mi vida, darme momentos de alegría y brindarme respeto y amor incondicional.*

*Juan Carlos Yandún.*

## AGRADECIMIENTO

*Agradecemos a nuestras familias por el apoyo que de una u otra manera nos han brindado en todo momento de nuestras vidas.*

*A la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE por los conocimientos impartidos en el transcurso de nuestra formación.*

*Al Ing. Roberto Gutiérrez y al Ing. Paúl Ayala por brindarnos todo su apoyo, conocimiento y experiencia para la culminación del presente trabajo.*

*A todos los laboratoristas, en especial al Ing. Alberto Naranjo por brindarnos su amistad y todas las facilidades necesarias.*

*Gracias a todas las personas que ayudaron directa e indirectamente en la realización de este proyecto.*

*P. Bazante. – J. Yandún.*

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

<b>CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO .....</b>	<b>i</b>
<b>AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD .....</b>	<b>ii</b>
<b>AUTORIZACIÓN .....</b>	<b>iii</b>
<b>DEDICATORIA .....</b>	<b>iv</b>
<b>DEDICATORIA .....</b>	<b>v</b>
<b>AGRADECIMIENTO .....</b>	<b>vi</b>
<b>ÍNDICE DE CONTENIDOS .....</b>	<b>vii</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS .....</b>	<b>xi</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS .....</b>	<b>xiii</b>
<b>RESUMEN .....</b>	<b>xv</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>xvi</b>
<b>CAPÍTULO 1 .....</b>	<b>1</b>
<b>GENERALIDADES .....</b>	<b>1</b>
1.1 ANTECEDENTES .....	1
1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA .....	3
1.3 OBJETIVOS .....	3
1.3.1 OBJETIVO GENERAL .....	3
1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	3
1.4 ALCANCE .....	4
1.5 JUSTIFICACIÓN .....	4
<b>CAPÍTULO 2 .....</b>	<b>6</b>
<b>MARCO TEÓRICO .....</b>	<b>6</b>
2.1 INTRODUCCIÓN .....	6

2.2	TEORÍA.....	6
2.2.1	OPERACIÓN.....	6
2.2.2	COMPONENTE BÁSICOS.....	7
2.2.3	MOTOR DE CUATRO TIEMPOS A GASOLINA.....	8
2.2.4	MOTOR DE CUATRO TIEMPOS DIESEL.....	10
2.3	FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR IDEAL.....	11
2.4	FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR REAL.....	13
2.4.1	EFICIENCIA VOLUMÉTRICA.....	13
2.4.2	EFICIENCIA TÉRMICA Y EL CICLO IDEAL.....	14
2.4.3	EFICIENCIA MECÁNICA Y TÉRMICA AL FRENO.....	16
2.4.4	CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE.....	17
2.4.5	CORRECCIÓN DE LA POTENCIA DE SALIDA.....	18
2.5	CURVAS DE RENDIMIENTO.....	19
	<b>CAPÍTULO 3.....</b>	<b>21</b>
	<b>DESCRIPCIÓN DE ESTADO ACTUAL, VALORACIÓN Y MANTENIMIENTO</b>	
	.....	21
3.1	DESCRIPCIÓN DE ESTADO ACTUAL.....	21
3.1.1	MOTOR.....	21
3.1.2	ALIMENTACIÓN DE COMBUSTIBLE.....	22
3.1.3	ALIMENTACIÓN DE AIRE.....	22
3.1.4	SISTEMA DE FRENO HIDRÁULICO.....	22
3.1.5	SISTEMA GASES DE ESCAPE.....	23
3.1.6	TABLERO DE CONTROL.....	23
3.2	VALORACIÓN.....	23
3.3	MANTENIMIENTO.....	27

<b>CAPÍTULO 4</b> .....	32
<b>MODERNIZACIÓN</b> .....	32
4.1 FRENO DINAMOMÉTRICO .....	32
4.1.1 DISEÑO .....	32
4.1.2 ACCIONAMIENTO POR CORREA TRAPEZOIDAL .....	38
4.2 SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS.....	39
4.2.1 INSTRUMENTACIÓN .....	39
4.2.2 ACONDICIONAMIENTO DE SEÑALES.....	44
4.2.3 TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS .....	47
4.2.4 MONTAJE Y CONEXIÓN DEL MÓDULO DE ADQUISICIÓN .....	48
4.3 ENSAMBLE TOTAL .....	50
<b>CAPÍTULO 5</b> .....	51
<b>PROGRAMACIÓN</b> .....	51
5.1 CÁLCULOS INTERNOS .....	51
5.1.1 GRÁFICOS PRESIÓN vs VOLUMEN .....	51
5.1.2 CAUDAL.....	57
5.1.3 POTENCIA AL FRENO Y TORQUE .....	59
5.2 PANEL FRONTAL.....	59
5.2.1 VENTANA INDICADORES .....	61
5.2.2 VENTANA DATOS Y CURVAS.....	64
5.3 DIAGRAMA DE BLOQUE .....	65
5.3.1 DIAGRAMA DE BLOQUE 1 .....	66
5.3.2 DIAGRAMA DE BLOQUE 2 .....	67
5.3.3 DIAGRAMA DE BLOQUE 3 .....	68
5.3.4 DIAGRAMA DE BLOQUE 4 .....	68

5.3.5	DIAGRAMA DE BLOQUE 5 .....	69
5.3.6	DIAGRAMA DE BLOQUE 6 .....	69
5.3.7	DIAGRAMA DE BLOQUE 7 .....	70
5.3.8	DIAGRAMA DE BLOQUE 8 .....	71
5.3.9	DIAGRAMA DE BLOQUE 9 .....	72
5.3.10	DIAGRAMA DE BLOQUE 10 .....	73
5.3.11	DIAGRAMA DE BLOQUE 11 .....	74
	<b>CAPÍTULO 6</b> .....	<b>75</b>
	<b>VALIDACIÓN Y RESULTADOS</b> .....	<b>75</b>
6.1	VALIDACIÓN .....	75
6.1.1	OTTO .....	75
6.1.2	DIESEL .....	78
6.2	RESULTADOS .....	80
	<b>CAPÍTULO 7</b> .....	<b>81</b>
	<b>ANÁLISIS ECONÓMICO</b> .....	<b>81</b>
7.1	COSTOS DIRECTOS.....	81
7.2	COSTOS INDIRECTOS .....	81
7.3	COSTOS TOTALES.....	81
	<b>CAPÍTULO 8</b> .....	<b>82</b>
	<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b> .....	<b>82</b>
8.1	CONCLUSIONES.....	82
8.2	RECOMENDACIONES .....	83
8.3	BIBLIOGRAFÍA .....	84

**ÍNDICE DE FIGURAS**

<b>Figura 1</b> Banco Diesel.....	2
<b>Figura 2</b> Banco Otto .....	2
<b>Figura 3</b> Componentes motor de combustión interna .....	7
<b>Figura 4</b> Motor de 4 tiempos Otto.....	9
<b>Figura 5</b> Ciclo Diesel .....	16
<b>Figura 6</b> Limpieza de componentes .....	27
<b>Figura 7</b> Rosca rectificada motor Diesel .....	28
<b>Figura 8</b> Cámara de combustión motor Otto .....	28
<b>Figura 9</b> Cámara de combustión motor Diesel .....	29
<b>Figura 10</b> Válvulas antes de limpieza.....	29
<b>Figura 11</b> Proceso de limpieza.....	30
<b>Figura 12</b> Válvulas después de limpieza .....	30
<b>Figura 13</b> Carbón en el sistema de escape.....	31
<b>Figura 14</b> Compensación termopar.....	41
<b>Figura 15</b> Módulo adquisición de datos.....	49
<b>Figura 16</b> Módulo adquisición etiquetado.....	49
<b>Figura 17</b> Banco de prueba modernizado .....	50
<b>Figura 18</b> Ecuación de presión Otto.....	53
<b>Figura 19</b> Ecuación de presión Diesel.....	53
<b>Figura 20</b> Función ajuste de presión Otto. ....	55
<b>Figura 21</b> Función ajuste de presión Diesel. ....	55
<b>Figura 22</b> Esquema.....	58

<b>Figura 23</b> Ventana indicadores .....	60
<b>Figura 24</b> Ventana datos y curvas.....	60
<b>Figura 25</b> Bloque 1-V1 .....	61
<b>Figura 26</b> Bloque 2-V1 .....	61
<b>Figura 27</b> Bloque 3-V1 .....	62
<b>Figura 28</b> Bloque 4-V1 .....	62
<b>Figura 29</b> Bloque 5-V1 .....	63
<b>Figura 30</b> Bloque 6-V1 .....	63
<b>Figura 31</b> Bloque 7-V1 .....	63
<b>Figura 32</b> Bloque 8-V1 .....	64
<b>Figura 33</b> Bloque 9-V1 .....	64
<b>Figura 34</b> Bloque 1-V2 .....	65
<b>Figura 35</b> Bloque 1-V2 .....	65
<b>Figura 36</b> Diagrama de bloque 1 .....	67
<b>Figura 37</b> Diagrama de bloque 2.....	68
<b>Figura 38</b> Diagrama de bloque 3.....	68
<b>Figura 39</b> Diagrama de bloque 4.....	69
<b>Figura 40</b> Diagrama de bloque 5.....	69
<b>Figura 41</b> Diagrama de bloque 6.....	70
<b>Figura 42</b> Diagrama de bloque 7.....	70
<b>Figura 43</b> Diagrama de bloque 8.....	71
<b>Figura 44</b> Diagrama de bloque 9.....	72
<b>Figura 45</b> Diagrama de bloque 10.....	73
<b>Figura 46</b> Diagrama de bloque 11.....	74

**ÍNDICE DE TABLAS**

<b>Tabla 1</b> Poder calorífico de combustible.....	<b>12</b>
<b>Tabla 2</b> Gravedad específica de combustible.....	<b>17</b>
<b>Tabla 3</b> Especificaciones de los motores .....	<b>21</b>
<b>Tabla 4</b> Valoración del motor.....	<b>24</b>
<b>Tabla 5</b> Valoración de alimentación de combustible.....	<b>24</b>
<b>Tabla 6</b> Valoración de alimentación de aire.....	<b>25</b>
<b>Tabla 7</b> Valoración de sistema de freno hidráulico .....	<b>25</b>
<b>Tabla 8</b> Valoración de sistema de escape .....	<b>25</b>
<b>Tabla 9</b> Valoración del tablero de control .....	<b>26</b>
<b>Tabla 10</b> Valoración total.....	<b>26</b>
<b>Tabla 11</b> Selección de bomba hidráulica.....	<b>33</b>
<b>Tabla 12</b> Velocidades recomendadas de fluido en tubería.....	<b>34</b>
<b>Tabla 13</b> Accesorios .....	<b>36</b>
<b>Tabla 14</b> Beneficios .....	<b>36</b>
<b>Tabla 15</b> Características físicas.....	<b>37</b>
<b>Tabla 16</b> Coeficiente de corrección de la potencia .....	<b>38</b>
<b>Tabla 17</b> Termopar tipo K.....	<b>40</b>
<b>Tabla 18</b> Elementos del transductor .....	<b>42</b>
<b>Tabla 19</b> Tipos de encoders .....	<b>43</b>
<b>Tabla 20</b> Acondicionamiento sensores.....	<b>44</b>
<b>Tabla 21</b> Sistema indicador electrónico de motores .....	<b>51</b>
<b>Tabla 22</b> Validación torque.....	<b>75</b>

<b>Tabla 23</b> Validación temperatura.....	<b>76</b>
<b>Tabla 24</b> Validación potencia al freno a la salida.....	<b>76</b>
<b>Tabla 25</b> Validación consumos.....	<b>77</b>
<b>Tabla 26</b> Validación eficiencias .....	<b>77</b>
<b>Tabla 27</b> Validación torque .....	<b>78</b>
<b>Tabla 28</b> Validación temperatura.....	<b>78</b>
<b>Tabla 29</b> Validación potencia al freno de salida .....	<b>79</b>
<b>Tabla 30</b> Validación consumos.....	<b>79</b>
<b>Tabla 31</b> Validación eficiencias .....	<b>80</b>
<b>Tabla 32</b> Costos directos.....	<b>81</b>
<b>Tabla 33</b> Costos indirectos .....	<b>81</b>
<b>Tabla 34</b> Costos totales.....	<b>81</b>

## RESUMEN

Los bancos de prueba son una plataforma para la experimentación, que permiten realizar evaluaciones previas y mediciones de distintas variables, la Universidad de las Fuerzas Armadas (ESPE) posee bancos de prueba de motores de combustión interna en ciclo Otto y Diesel que son utilizados en las prácticas de la cátedra de termodinámica aplicada, cuyo objetivo primordial es complementar el conocimiento teórico adquirido con el conocimiento práctico para una mejor comprensión de los ciclos de combustión mencionados. Tomando en cuenta los avances tecnológicos y la necesidad de mejorar estos equipos se planteó modernizar y determinar los parámetros de funcionamiento en tiempo real, usando para ello un sistema de adquisición de datos, además proporcionar un mantenimiento previo y la mejora de algunos de sus sistemas. Hoy en día la renovación de equipos es primordial, tomando en cuenta que la ciencia y tecnología se desarrollan a pasos agigantados, siendo necesario el mejoramiento y/o modernización de los equipos con que cuenta la institución y beneficiar a los estudiantes.

### **Palabras Clave:**

- **BANCOS DE PRUEBA**
- **CICLO OTTO**
- **CICLO DIESEL**
- **ADQUISICIÓN DE DATOS**
- **MODERNIZACIÓN**

## **ABSTRACT**

The test engines are a platform for experimentation, which allow previous assessments and measurements of different variables, the Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE has internal combustion test engine in Otto and Diesel cycle these test engines are used in the practices of the department of applied thermodynamics, whose primary objective is to complement the theoretical knowledge gained with the practical for better compression of the combustion cycles mentioned. Taking into account the technological advances and the need to improve these engines was raised modernize and determine the operating parameters in real time, by using a data acquisition system also provide prior maintenance and improvement of some of their systems. Today the renewal of equipment is paramount, considering that science and technology develop quickly, is necessary improvement and modernization of the equipment available in the university and benefit students.

### **Keywords:**

- **TEST ENGINES**
- **OTTO CYCLE**
- **DIESEL CYCLE**
- **DATA ACQUISITION**
- **MODERNIZATION**

## **CAPÍTULO 1** **GENERALIDADES**

### **1.1 ANTECEDENTES**

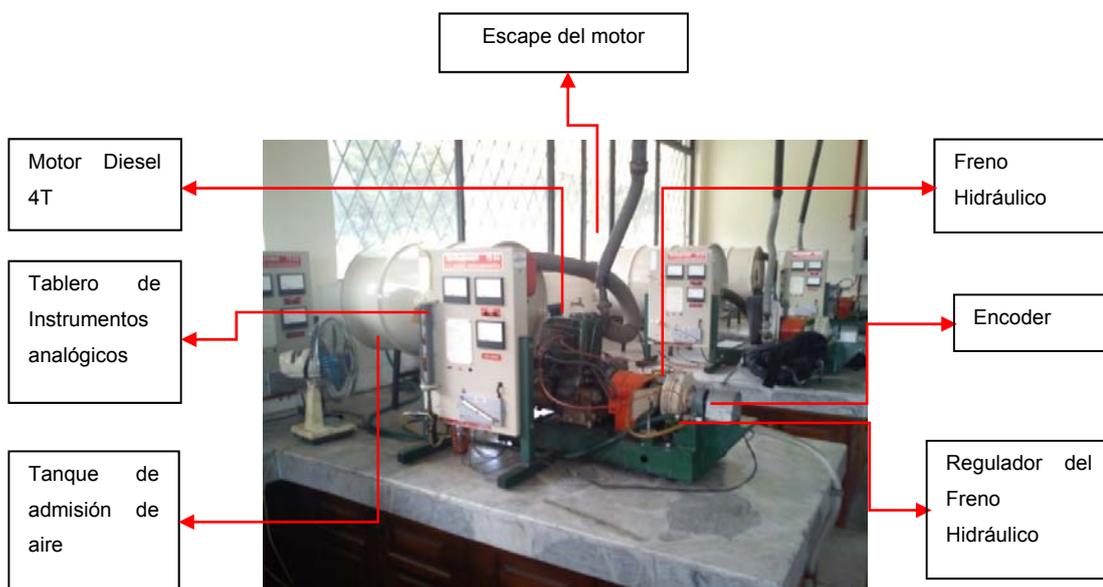
Los bancos de prueba ciclo Otto y Diesel son parte del Departamento de Energía y Mecánica, pertenecen y se encuentran ubicados en el laboratorio de Motores de Combustión Interna, del cual se encuentra actualmente a cargo el Ingeniero Juan Díaz, sin embargo, las prácticas que en estos bancos se realizan son para la cátedra de Termodinámica Aplicada.

Los bancos de prueba que se utilizan en el laboratorio de termodinámica aplicada vienen trabajando 25 años, por el mantenimiento que se les ha proporcionado siguen en funcionamiento.

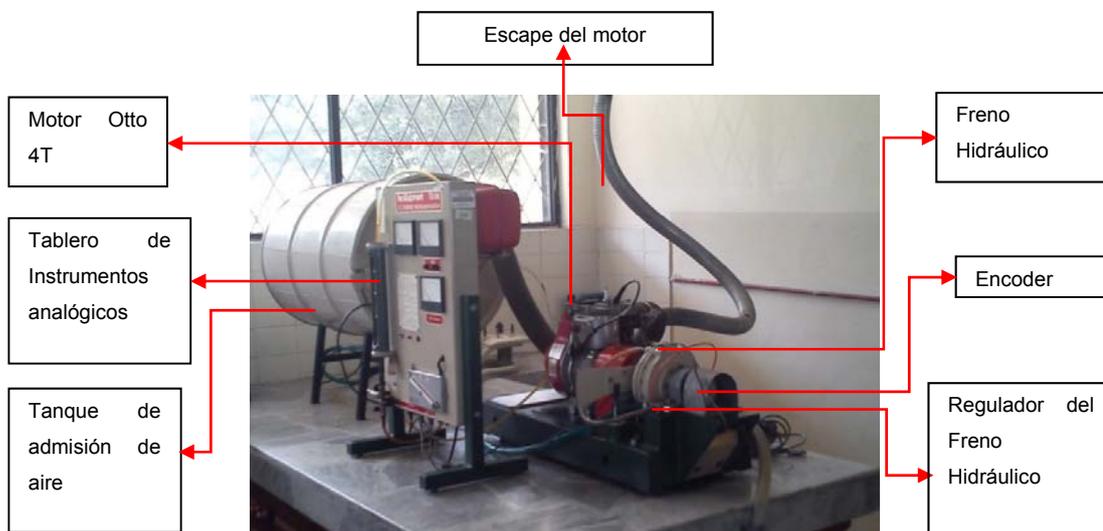
Estos bancos sirven para realizar prácticas y afianzar los conocimientos sobre los ciclos Otto y Diesel, los equipos permiten medir parámetros de funcionamiento manualmente y también con la ayuda de instrumentos analógicos.

Además posee un freno hidráulico que se presume tiene un grado de inestabilidad debido al caudal variable de agua que tiene el sistema de alimentación hidráulico.

Los parámetros que se miden en los bancos son: torque, revoluciones del cigüeñal, temperatura de escape, caudal de aire mediante un sensor placa-orificio, volumen de combustible; y se observaba mediante un osciloscopio la gráfica Presión vs. Volumen. Actualmente el dispositivo encargado de realizar las gráficas está dañado y los estudiantes realizan las prácticas con una foto del diagrama que el osciloscopio solía mostrar.



**Figura 1 Banco Diesel**



**Figura 2 Banco Otto**

## **1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA**

Las anomalías más importantes que se han identificado, según su orden de priorización son:

1.- La utilización de sistemas analógicos en pleno siglo XXI, el mal funcionamiento y/o no funcionamiento de los mismos, conllevan a una errónea realización de prácticas del laboratorio.

2.- Debido al tiempo de uso de los bancos de prueba, el dispositivo generador de funciones ha dejado de funcionar por lo cual no se pueden obtener las gráficas de Presión vs. Volumen.

3.- Otro de los problemas que poseen los bancos de prueba es la inestabilidad en el freno hidráulico, que trabaja con el sistema de la red de alimentación de agua potable, lo cual dificulta la medición de parámetros y puede poner en riesgo la seguridad de los estudiantes.

## **1.3 OBJETIVOS**

### **1.3.1 OBJETIVO GENERAL**

Automatizar los Bancos de Prueba del Ciclo Otto y Diesel utilizados para las prácticas de laboratorio de la cátedra de Termodinámica Aplicada.

### **1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Diseñar e implementar una interfaz humano-máquina (HMI) que permita la adquisición de las variables físicas.
- Obtener los diagramas de indicador y parámetros de funcionamiento en tiempo real.
- Implementar un sistema de freno hidráulico.

#### **1.4 ALCANCE**

Al culminar el presente proyecto se podrán medir todos los parámetros de funcionamiento y obtener los diagramas de indicador en tiempo real, también contará con una interfaz humano-máquina (HMI) la cual será más amigable para el usuario, se dispondrá de un nuevo sistema de frenado obteniendo un mejor control del equipo, y con esto se logrará mejorar el conocimiento que adquieren los estudiantes.

Al contar con un equipo prácticamente nuevo y automatizado realizado por alumnos de nuestra facultad, se afianzará la moral y confianza de docentes y estudiantes, creando un sentido de pertenecía en las aulas y laboratorios, mejorando la imagen institucional, seguridad y conocimiento que se va adquirir.

#### **1.5 JUSTIFICACIÓN**

En la asignatura de Termodinámica Aplicada, se imparten conocimientos sobre los Ciclos Otto y Diesel, se analizan a profundidad los ciclos reales vs ideales, para un mejor aprendizaje de los estudiantes se realizan prácticas de laboratorio, aplicando los conocimientos adquiridos, siendo esta cátedra fundamental para la buena formación de un ingeniero mecánico, por lo cual se propone automatizar dichos bancos de pruebas, de esta manera, aparte de mejorar las instalaciones de nuestra institución, los estudiantes y docentes que operan los equipos se van a identificar más con ellos realizando de mejor manera su labor.

Al poseer equipos antiguos, en los cuales algunos dispositivos han cumplido su vida útil, dejando de funcionar, para la realización de las prácticas se utiliza una fotografía de los diagramas presión vs volumen de hace algunos años atrás, esto atenta a la imagen institucional y a la calidad de la formación académica.

Debido a las dificultades que se presentan al momento de realizar las prácticas de laboratorio, en varias ocasiones no se logra finalizarlas dentro del

tiempo establecido, al modernizar los bancos de prueba se logrará un aprendizaje de los estudiantes en tiempo real y se cumplirán las prácticas en el plazo previsto.

También en vista de la gran necesidad de estabilizar el freno hidráulico para mejorar la medición de parámetros y la seguridad de los practicantes, se justifica el implementar un nuevo sistema de frenado que facilitará la realización de las prácticas de laboratorio, reduciendo de esta manera la contaminación ambiental.

## **CAPÍTULO 2**

### **MARCO TEÓRICO**

#### **2.1 INTRODUCCIÓN**

Los pequeños motores de combustión interna son ampliamente usados como una fuente económica y compacta de energía, algunas de las aplicaciones de estos motores son cortadores de césped, motocultores, bombas, concreteras, motocicletas, etc.

Muchos estudiantes están familiarizados con el funcionamiento de los motores de combustión interna, pero poseen poca o ninguna experiencia en pruebas con los mismos. Los bancos de prueba proveen una buena introducción para comprender mejor la operación y funcionamiento de los ciclos de combustión. Además poseen información de la eficiencia con que el motor convierte la energía química contenida en el combustible en trabajo, familiarizando al estudiante con los datos técnicos presentados por los fabricantes de motores, llevándolos así a tener criterios de selección en base de rendimiento y costo.

#### **2.2 TEORÍA**

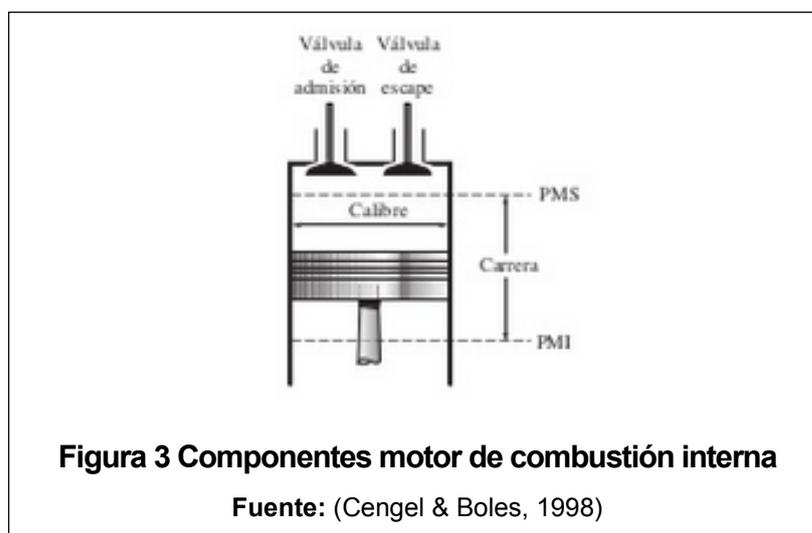
Para interpretar el resultado de las pruebas en un motor, primero es necesario entender su funcionamiento ideal y los factores que afectan el rendimiento. Esto proporciona una base adecuada para introducir varios parámetros utilizados en el rendimiento del motor y para hablar de su importancia.

##### **2.2.1 OPERACIÓN**

Los motores de combustión interna convierten la energía de los combustibles hidrocarbúricos quemando una mezcla de combustible y aire dentro de la cámara de combustión. Todos los motores trabajan idealmente con el mismo principio, aunque existan pequeñas diferencias entre algunos tipos.

### 2.2.2 COMPONENTE BÁSICOS

Los componentes básicos de un motor de combustión interna se muestran en la figura 3.



- Pistón: También conocido como émbolo, es un elemento que se mueve de forma alternativa dentro de un cilindro y se encarga de interactuar con la mezcla.
- Cilindro: Es el lugar donde se desplaza el pistón, su función principal es albergar la mezcla.
- Válvula de admisión: Es un elemento mecánico, que se abre en el momento adecuado permitiendo el ingreso de la mezcla hacia el cilindro.
- Válvula de escape: Al igual que la válvula de admisión, se abre en el momento adecuado para expulsar los gases producidos por la combustión.

El pistón dentro del cilindro fluctúa entre dos posiciones, la primera llamada punto muerto superior (PMS) que es la posición del pistón en la cual se forma el menor volumen dentro del cilindro y punto muerto inferior (PMI) que es la posición del pistón en la cual se forma el mayor volumen dentro del cilindro ( $V_s$ ), llamada

también cilindrada del motor. La relación entre el mayor y el menor volumen se llama relación de compresión  $r$ .

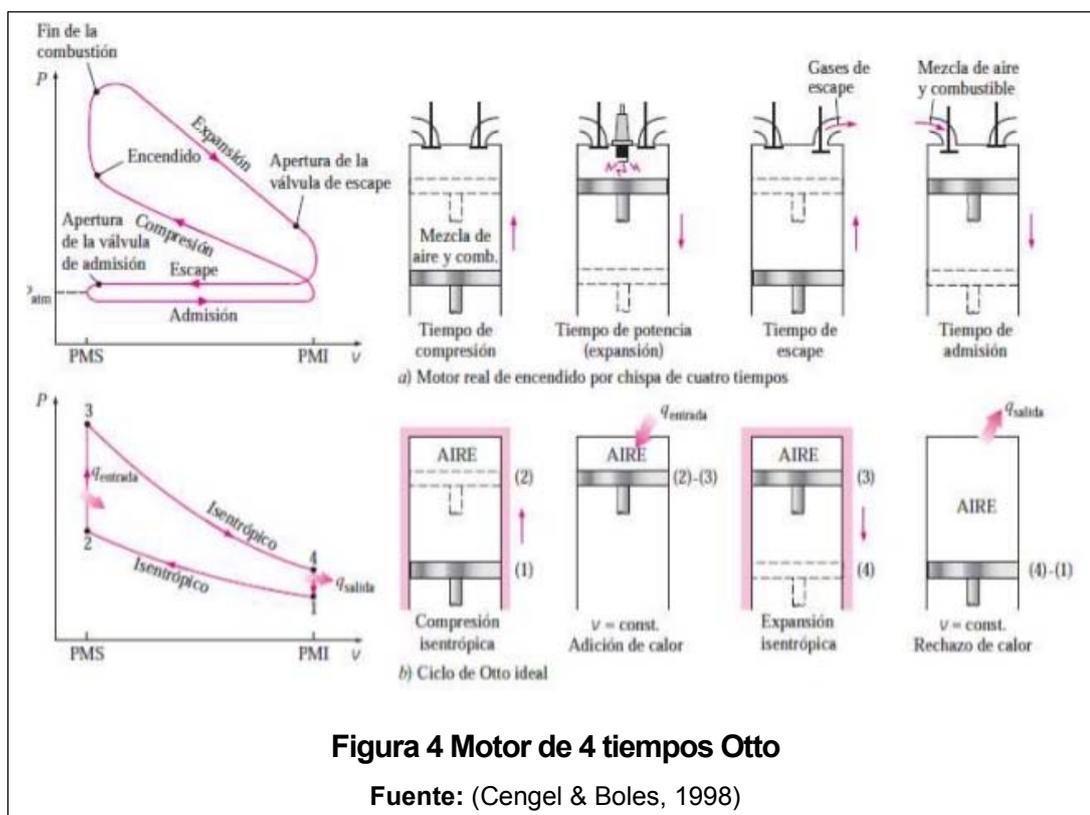
$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} \quad (2.1)$$

### 2.2.3 MOTOR DE CUATRO TIEMPOS A GASOLINA

En un motor a gasolina de cuatro tiempos, el aire es absorbido dentro del carburador en donde se mezcla con el combustible. La velocidad del motor es controlada por la válvula de mariposa en el carburador, la cual regula el flujo de aire. Esta válvula está ligada al control de aceleración del motor. Para cualquier posición del acelerador dado, el carburador controla el flujo de combustible, de tal manera es mezclado con el aire en las proporciones correctas para obtener la combustión. El combustible se evapora en el múltiple de admisión, y el resultado de la mezcla gaseosa de combustible y aire es absorbido dentro del cilindro, comprimido y luego encendido por la chispa eléctrica de una bujía.

Los motores modernos poseen un sistema de inyección electrónica que consta de sensores, una unidad electrónica de control y actuadores. Los sensores obtienen parámetros del motor, como: flujo y temperatura del aire, cantidad de oxígeno en los gases de escape, revoluciones del motor, entre otros. Las señales son procesadas por la unidad electrónica de control, accionando los actuadores que controlan la inyección de combustible en la cámara de combustión donde se realiza la mezcla.

A los motores de cuatro tiempos a gasolina se les denomina motores de encendido por chispa (MECH). Los procesos principales que ocurren durante los cuatro tiempos del pistón se muestran en la figura 4 y se los puede resumir de la siguiente manera:



**Figura 4 Motor de 4 tiempos Otto**

**Fuente:** (Cengel & Boles, 1998)

- Admisión: El ciclo de cuatro tiempos comienza con la mezcla gaseosa combustible-aire que es absorbida en el cilindro a través de la válvula de admisión debido al desplazamiento descendente del pistón. La admisión de mezcla ocurre a una presión ligeramente menor a presión atmosférica.
- Compresión: La válvula de admisión se cierra en el momento justo en que el pistón llega al PMI. La mezcla aire-combustible es comprimida cuando el pistón se desplaza ascendentemente. Justo antes de que el pistón alcance el PMS, la mezcla comprimida es encendida por una chispa generada por la bujía. Generalmente, la relación de compresión de un motor a gasolina se encuentra entre los valores de 6:1, 9:1 y en los motores actuales hasta 11:1.
- Expansión: El calor generado por la combustión aumenta la presión de los gases, los cuales se expanden y empujan el pistón hacia el PMI, la

válvula de escape se abre liberando los gases hasta que la presión disminuye casi alcanzado la atmosférica.

- d) Escape: Como el pistón se mueve nuevamente hacia el PMS, la mayoría de los gases restantes son empujados fuera del cilindro a través de la válvula de escape. Al final de la carrera, la válvula de escape se cierra y la válvula de admisión se abre comenzando el siguiente ciclo de 4 tiempos.

Durante cada carrera la fuerza producida en pistón por los gases, es transmitida por un conjunto mecánico hacia un eje, obteniendo así un par de torsión (Torque) producido en dicho eje.

El torque de un motor es una medida útil de rendimiento, porque es una medida de la fuerza motriz disponible. Sin embargo, el torque no provee información acerca de la velocidad, la cual depende de la potencia de salida del motor, o la velocidad a la que el motor puede realizar un trabajo útil. Para evaluar el rendimiento de un motor es necesario determinar el torque y la potencia de salida en un rango de velocidad dado. Los ensayos de motores son normalmente realizados a máxima aceleración para obtener la máxima potencia del motor que es de particular importancia.

#### **2.2.4 MOTOR DE CUATRO TIEMPOS DIESEL**

El motor a diésel trabaja de una manera muy similar al motor de gasolina descrito anteriormente, excepto que no necesita de un sistema de encendido. Los motores a diésel también son conocidos como motores de encendido por compresión (MEC), por la manera en que el combustible es encendido. Estos motores solo absorben aire en el ciclo de admisión, al contrario de MECH que absorben mezcla aire-combustible, este es comprimido por el pistón mientras sube.

Al comprimir la carga de aire, aumenta su temperatura a un valor mayor que la temperatura de autoencendido del diésel, entonces cuando el diésel se inyecta

en la cámara de combustión justo antes de que el pistón alcance el PMS, el combustible empieza a encenderse inmediatamente. La relación de compresión del MEC es mucho más alta que el MECH, se encuentra entre 11:1 y 26:1 en los motores actuales. Relaciones de compresión menores 11:1 no pueden generar el suficiente aumento de temperatura para permitir que el combustible se quemara. Esto da una restricción en el rango de relación de compresión que se puede utilizar.

### 2.3 FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR IDEAL

Un aspecto de las pruebas en motores es determinar como el torque y la potencia al freno varía con la velocidad del motor. Para interpretar los resultados en un motor real, es necesario establecer el rendimiento máximo que se puede esperar en un motor ideal, el cual convierte toda la energía contenida en el combustible en trabajo mecánico sin pérdidas.

El motor produce un trabajo útil de la energía calórica entregada al quemar el combustible. La potencia de salida depende de la razón a la cual se quema. Para combustión completa, el carburante se debe mezclar con el oxidante en las proporciones químicas correctas, esta cantidad de aire absorbida en el cilindro determina cuanto combustible puede ser quemado durante cada ciclo.

Despreciando el volumen ocupado por el combustible, el volumen de aire dentro del cilindro durante cada ciclo es idealmente igual a la cilindrada  $V_c$ . Si el aire es absorbido de la atmosfera a una densidad  $\rho_a$ , entonces:

$$\text{Masa de aire ideal por ciclo} = \rho_a * V_c \quad (\text{kg}) \quad (2.2)$$

Para un motor de cuatro tiempos que completa un ciclo cada dos revoluciones la ecuación es:

$$\dot{m}_a = \frac{N}{2*60} * \rho_a * V_c \quad (\text{kg/s}) \quad (2.3)$$

Donde N son las revoluciones por minuto.

La razón a la cual el combustible es quemado depende de la relación aire/combustible  $R$ .

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_a}{R} \quad (\text{kg/s}) \quad (2.4)$$

Idealmente,  $R$  tiene un valor estequiométrico adimensional de 14.8.

Asumiendo combustión completa, el calor generado por unidad de masa de combustible es igual al poder calorífico  $H$  (Tabla 1).

<b>Tabla 1</b>	
<b>Poder calorífico de combustible (kJ/kg)</b>	
<b>Gasolina</b>	<b>Diesel</b>
42000	39000
<b>Fuente:</b> (TecQuipment Ltd., 1979)	

La razón,  $Q$ , a la cual el calor es suministrado al motor está dada por:

$$Q = \dot{m}_f * H \quad (W) \quad (2.5)$$

Si toda la energía térmica puede ser convertida en potencia mecánica, la potencia de salida sería:

$$P_S = Q \quad (W) \quad (2.6)$$

Expresando la potencia de salida en términos de las variables de (2.3) y (2.4):

$$P_S = \frac{H}{R} * \frac{N}{2*60} * \rho_a * V_c \quad (W) \quad (2.7)$$

Los valores de  $H$ ,  $\rho_a$ , y  $V_c$  son constantes durante la prueba de un motor dado. La relación de aire combustible es más o menos constante sobre el rango de velocidad del motor, de modo que:

$$P_S = \text{const} * N$$

Por lo tanto la potencia de salida de un motor ideal se incrementa linealmente con la velocidad, en el caso de un motor real la potencia de salida se ve reducida por varias pérdidas, las cuales generalmente son función de la velocidad del motor.

## 2.4 FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR REAL

### 2.4.1 EFICIENCIA VOLUMÉTRICA

La primera asunción fue, que durante cada ciclo un motor puede absorber una masa de aire igual al volumen de la cilindrada multiplicado por densidad de aire ambiental. En la práctica la masa de aire es menor a esto, en parte por la disminución de presión en el sistema de admisión y también debido a los efectos del calor que reduce la densidad del aire mientras ingresa al cilindro. La actual masa de aire absorbida por ciclo puede ser calculada de la tasa de consumo de aire y el número de ciclos por unidad de tiempo.

$$\text{Masa actual por ciclo} = \frac{\dot{m}_a}{60} * \frac{2}{N} \quad (\text{kg}) \quad (2.8)$$

La relación de masa actual con la masa de aire ideal es una medida de “absorción” la cual es una capacidad del motor. De (2.2) y (2.8) esta relación es:

$$n_V = \frac{2 * \dot{m}_a}{60 * N} * \frac{1}{\rho_a * V_c} \quad (2.9)$$

Esta ecuación puede ser reescrita como:

$$n_V = \frac{V_1}{V_c} \quad (2.10)$$

Donde  $V_1$  el volumen de aire absorbido en el cilindro, calculado con la presión y temperatura ambiente apropiada.

$$V_1 = \frac{2 * \dot{m}_a}{60 * N * \rho_a} \quad (\text{cm}^3) \quad (2.11)$$

Nótese que la eficiencia volumétrica es generalmente calculada como una relación de volúmenes de aire definida en (2.10). Por esta razón se conoce como eficiencia volumétrica, en la sección anterior se mostró que la potencia de salida

depende de la cantidad de aire absorbida en el cilindro, entonces cualquier reducción en la eficiencia volumétrica disminuirá la potencia de salida. Por lo tanto la eficiencia volumétrica es un parámetro importante en el funcionamiento del motor.

#### 2.4.2 EFICIENCIA TÉRMICA Y EL CICLO IDEAL

La segunda asunción fue que todo el calor generado por la combustión puede ser completamente convertido en trabajo mecánico. Existen dos razones porque esto no puede ser posible.

- Una parte del calor generado siempre se pierde en los gases de escape.
- Una parte de la energía producida en el pistón debe ser usada para ingresar y expulsar aire en el cilindro, en superar la fricción mecánica, y en el movimiento de los accesorios del motor.

El ciclo ideal en que la mayoría de motores a gasolina están basados es el ciclo Otto. Este ciclo se muestra en el diagrama presión vs volumen de la figura 4. Entre los puntos 1 y 2 el aire es comprimido isentrópicamente mediante la relación de compresión  $r = V_1/V_2$ . Entre los puntos 2 y 3, se añade calor a volumen constante y entre 3 y 4 el aire se expande isentrópicamente a su volumen original. Para operaciones continuas la curva debe ser cerrada y para esto se necesita rechazo del calor a volumen constante entre los puntos 4 y 1. En la práctica este calor es rechazado en los gases de escape.

La eficiencia térmica es definida como el trabajo realizado en el ciclo dividido por el calor de entrada. Analizando el ciclo se puede mostrar que la eficiencia térmica ideal está dada por:

$$n_t = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \quad (2.12)$$

Donde  $r$  es la relación de compresión y  $\gamma$  es la relación del calor específico.

Para aire,  $\gamma = 1,4$ . Más información de esta ecuación se puede encontrar en los libros de termodinámica.

En la práctica, el ciclo real presión vs volumen no sigue al ciclo ideal Otto, como se muestra en la figura 4. Adicionalmente existen pérdidas de calor debido a la conducción en la pared del cilindro, entonces la eficiencia térmica actual es considerablemente menor que el valor ideal.

Un estimado del calor perdido en el escape se lo puede hacer midiendo la diferencia de temperaturas entre el escape y el ambiente, y asumiendo un valor típico de  $1 \frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ K}$  para el calor específico de los gases de escape.

$$\text{Calor perdido en el escape} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) * 1 * \Delta T \quad (2.13)$$

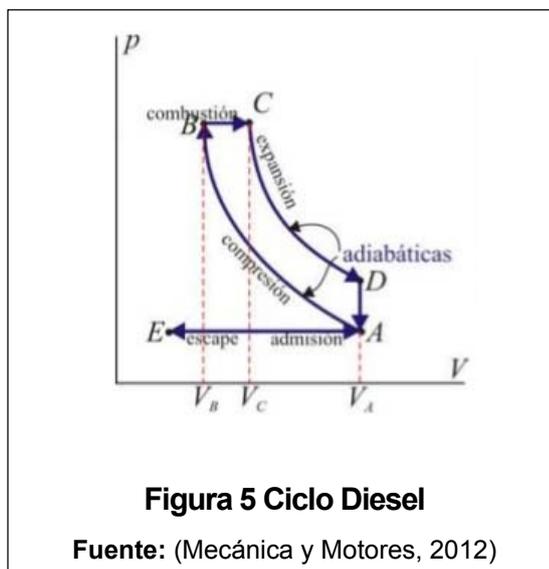
El calor suministrado al motor está dado por (2.5). El calor expulsado por el escape, se expresa como un porcentaje del calor de entrada:

$$\% \text{ Perdida de calor en el escape} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f) * 1 * \Delta T * 100}{\dot{m}_f * H} \quad (2.14)$$

Un motor diésel ideal opera en un ciclo presión vs volumen diferente, donde el calor se genera por la inyección del combustible lo cual ocurre a presión constante en vez de volumen constante. La figura 5 enseña el ciclo diésel ideal. Esto conduce a un resultado diferente para la eficiencia térmica ideal,

$$n_t = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} * \frac{r_c^{\gamma}-1}{\gamma*(r_c-1)} \quad (2.15)$$

Donde  $r$  es la relación de compresión, y  $r_c$  es la relación de corte. Algunos motores a diesel son diseñados para operar en un ciclo en que la combustión se dé en una parte a volumen constante y en otra parte a presión constante. Esto se conoce como el ciclo mixto, y conduce a otro resultado de la eficiencia térmica ideal.



### 2.4.3 EFICIENCIA MECÁNICA Y TÉRMICA AL FRENO

La eficiencia térmica es una medida de la cantidad de calor convertido en energía mecánica en el pistón. Sin embargo, esto no indica la cantidad de trabajo útil disponible en la salida del eje. Para determinarlo es necesario saber la eficiencia mecánica  $n_m$ , definida como:

$$n_m = \frac{\text{Trabajo útil de salida}}{\text{Energía disponible en el pistón}}$$

El trabajo de salida es siempre menor que la energía desarrollada en el pistón, porque algo de esta energía tiene que ser usada para superar pérdidas mecánicas.

Por razones económicas es importante obtener el trabajo máximo de salida de una cantidad de combustible, en otras palabras, para obtener la eficiencia máxima total de la conversión de energía. Esta eficiencia se la conoce como la eficiencia térmica al freno  $n_b$ , definida como:

$$n_b = \frac{\text{Potencia de salida real}}{\text{Tasa de calor de entrada}}$$

La tasa de calor de entrada viene dada por (2.5). Si  $P_B$  es medida en kW y  $\dot{m}_f$  es medida en kg/h,

$$n_b = \frac{P_S}{\dot{m}_f * H} * 3600 \quad (2.16)$$

Desde que la potencia es el valor de realizar trabajo, lo que aclara la discusión anterior que  $n_b$  puede ser expresada como el producto de la eficiencia térmica real y la eficiencia mecánica,

$$n_b = n_t * n_m \quad (2.17)$$

Así que la eficiencia térmica al freno acumula todas las pérdidas ocurridas en el motor. Por esto es una medida importante del funcionamiento del motor y puede ser usada para comparar el rendimiento de diferentes motores del mismo tipo, y para comparar diferentes tipos de motores.

#### 2.4.4 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE

El consumo real de combustible en los bancos de prueba está determinado por el tiempo que toma el motor en consumir 14 ml de combustible. Asumiendo una gravedad específica del agua de 1000 kg/m<sup>3</sup>, la ecuación está dada por:

$$\dot{m}_f = \frac{sg_f * 1000 * 14 * 10^{-6}}{t} \quad (kg/s) \quad (2.18)$$

Es conveniente expresar el consumo de combustible en kg/h por lo que:

$$\dot{m}_f = \frac{50.4 * sg_f}{t} \quad (kg/h) \quad (2.19)$$

**Tabla 2**  
**Valores típicos gravedad específica de combustible**

Gasolina	Diesel
0.74	0.84

Fuente: (TecQuipment Ltd., 1979)

Otra medida de la eficiencia del motor es el consumo específico de combustible, definido como el intervalo del consumo de combustible dividido para la potencia al freno. Por razones prácticas se expresa generalmente en unidades g/kWh,

$$sfc = \frac{m_f}{P_s} * 10^3 \quad \left( \frac{g}{kWh} \right) \quad (2.20)$$

Comparando ésta con (2.16) se puede observar que el consumo específico del combustible es proporcionalmente inverso a la eficiencia térmica del freno. Por lo tanto, se alcanza la eficiencia total máxima cuando el consumo específico de combustible es mínimo.

El consumo específico de combustible es una medida muy usada en el funcionamiento del motor porque se relaciona directamente con la economía del mismo. Esto permite al operador calcular cuánto combustible es necesario para producir cierta potencia de salida en un rango de tiempo específico. El valor calorífico de la mayoría de combustibles son aproximadamente los mismos, entonces el consumo específico de combustible también puede ser usado para comparar el desempeño económico de diferentes tipos de motores.

#### 2.4.5 CORRECCIÓN DE LA POTENCIA DE SALIDA

Todas las medidas tomadas deben ser idealmente corregidas a condiciones atmosféricas estándar. La corrección más significativa es la realizada con la potencia de salida.

$$P_s(\text{corregida}) = P_s(\text{medida}) * \frac{P_e}{P_m} * \frac{273+t_m}{273+t_e} \quad (2.21)$$

Donde el sufijo “e” se refiere a las condiciones estándar y “m” se refiere a las condiciones medidas.

## 2.5 CURVAS DE RENDIMIENTO

Las curvas de rendimiento de un motor se usan generalmente para saber la relación entre potencia, velocidad y consumo de combustible. En motores de velocidad variable, el intervalo de potencia en una cierta velocidad no provee de suficiente información. Bajo esta situación, las curvas de rendimiento ayudan a obtener la información necesaria.

Las curvas de rendimiento son las gráficas de diferentes parámetros en un plano cartesiano, por lo general en el eje de las ordenadas se encuentra la potencia, carga, consumo de combustible, etc., versus la revoluciones del motor. Entre estas curvas tenemos las siguientes:

**Potencia al freno vs RPM:** Esta curva ayuda a determinar si el motor principal está sobrecargado o no. Una carga alta generada a bajas RMP indica que el motor esta sobrecargado.

**Torque vs RPM:** Indica la fuerza en el cigüeñal generada en el pistón, la tendencia mundial es lograr motores con torque más alto posible en todas las revoluciones y principalmente en el arranque.

**Relación aire combustible vs RPM:** Esto indica que tan exacta son las proporciones de la mezcla aire combustible a diferentes revoluciones en el motor.

**Consumo específico de combustible vs RPM:** Esta curva ayuda a comprobar que el motor está consumiendo combustible de manera correcta en cada carga, lo ideal es llegar a un punto medio en las RPM para tener menos consumo específico de combustible.

**Temperatura de escape vs RPM:** Indica la temperatura de los gases de escape, a medida que aumenta las RPM aumenta la temperatura, pero una temperatura muy alta indica la quema de combustible retrasada.

**Eficiencia volumétrica vs RPM:** A mayor RPM la eficiencia volumétrica disminuye ya que no va a poder admitir el mismo volumen que en bajas RPM.

**Presión media efectiva vs Carga:** La presión media efectiva es usada para calcular la potencia, de ahí estos dos valores deben correlacionarse. En caso de que no lo hagan debe existir algún error de cálculo o instrumentación.

**Presión máxima vs Carga:** Esta curva ayuda a saber la condición del equipo de inyección de combustible, tiempo de inyección y la compresión en el cilindro, etc.

### CAPÍTULO 3

#### DESCRIPCIÓN DE ESTADO ACTUAL, VALORACIÓN Y MANTENIMIENTO

#### 3.1 DESCRIPCIÓN DE ESTADO ACTUAL

Para una mejor descripción del estado actual de los bancos de pruebas se va a dividir en sistemas los componentes de los mismos, tomando en cuenta que, tanto para el banco Diesel y Otto son iguales.

##### 3.1.1 MOTOR

Se posee un motor Otto y Diesel con las siguientes especificaciones.

	<b>Otto</b>	<b>Diesel</b>
Marca	Honda	Petter AA1
Posición de válvulas	Laterales	Sobre cabeza
Cilindrada	197 cc	219 cc
Diámetro del pistón	67 mm	70 mm
Carrera del pistón	56 mm	57 mm
Relación de compresión	6.5	17
Máxima potencia al freno	5 hp @ 3600 RPM	3.5 hp @ 3600 RPM
Torque máximo	10.4 Nm @ 2500 RPM	8.2 Nm @ 2700 RPM
Máxima velocidad recomendada	3800 RPM	3600 RPM
Tipo de aceite	SAE10W30 o 10W40	10W30 multigrado
Capacidad Carter	0.71 l	1.9 l
Peso	15 kg	42 kg
Arranque	Manual	Manual

**Fuente:** (TecQuipment Ltd., 1979)

Como equipo adicional se posee un transductor piezoeléctrico que va acoplado directamente en la cámara de combustión para medir la presión de la misma, también existe un encoder absoluto conectado al eje del motor para medir la velocidad.

### **3.1.2 ALIMENTACIÓN DE COMBUSTIBLE**

En los dos bancos de pruebas se posee el mismo sistema de alimentación de combustible, éste se encuentra acoplado en el tablero de control y sus componentes son:

- Tanque de almacenamiento
- Mangueras de conexión
- Válvulas de paso
- Pipeta graduada
- Soporte de pipeta

### **3.1.3 ALIMENTACIÓN DE AIRE**

En este sistema se encuentra acoplado un sensor tipo placa-orificio para la medición de la caída de presión de aire, mediante un manómetro inclinado diferencial colocado en el tablero de control, sus componentes son:

- Tanque
- Placa orificio
- Manómetro inclinado diferencial
- Filtro de aire
- Mangueras de conexión al manómetro
- Manguera de conexión al motor

### **3.1.4 SISTEMA DE FRENO HIDRÁULICO**

Este sistema posee un freno dinamométrico hidráulico conectado a la red de suministro de agua potable, que absorbe la potencia desarrollada por el motor, ofreciendo una resistencia al giro, y está provisto de un dispositivo para medir el torque. Sus componentes son:

- Dinamómetro hidráulico
- Válvula de control de caudal
- Manifold de salida de agua

- Mangueras de conexión
- Sistema de medición de torque

### **3.1.5 SISTEMA GASES DE ESCAPE**

Los gases de escape son conducidos inicialmente a través de una tubería flexible que se conecta a tubería rígida SCH40 (tubería de vapor) y salen directamente al ambiente, además posee un termopar tipo k para la medición de temperatura.

### **3.1.6 TABLERO DE CONTROL**

En el tablero de control se encuentran acoplados, sobre el bastidor del mismo, algunos componentes de los sistemas antes mencionados para que su medición sea más fácil tales como; tanque de combustible, pipeta graduada y el manómetro diferencial, este tablero posee indicadores análogos que muestran los valores de la velocidad del motor (RPM), torque (Nm) y temperatura de los gases de escape ( $^{\circ}\text{C}$ ), para el funcionamiento de estos indicadores el tablero posee una conexión de 110 v a la red de suministro eléctrico, sus componentes son:

- Indicador de velocidad
- Indicador de temperatura
- Indicador de torque
- Cables de conexión a sensor
- Cable de alimentación

## **3.2 VALORACIÓN**

Una vez descritos los componentes de los bancos de prueba y realizado una inspección visual en la cual se observa un deterioro, vemos la necesidad de limpiar, desarmar y realizar un control, clasificando cada uno de los elementos y piezas de los sistemas mencionados. Este análisis se va a realizar para ambos bancos de prueba.

**Tabla 4**  
**Valoración del motor**

	Cantidad	Piezas aptas	Piezas a reparar	Piezas inservibles	Observaciones
Cabezote	2	1	1	0	Motor diesel reparación rosca conexión sensor
Cárter	2	2	0	0	Limpieza
Válvulas	4	0	4	0	Asentamiento
Pistones	2	0	2	0	Descarbonización
Bielas	2	2	0	0	Limpieza
Cigüeñal	2	2	0	0	Limpieza
Empaques y retenedores	10	0	0	10	Reemplazo
Aceite y filtro	2	0	0	2	Reemplazo
Sensor piezoeléctrico	2	0	0	2	Reemplazo
Encoder absoluto	2	2	0	0	Limpieza
<b>Arranque</b>	2	2	0	0	Limpieza
<b>Junta flexible</b>	2	2	0	0	Limpieza

**Tabla 5**  
**Valoración de alimentación de combustible**

	Cantidad	Piezas aptas	Piezas a reparar	Piezas inservibles	Observaciones
Tanque de almacenamiento	2	2	0	0	Limpieza
Mangueras de conexión	6	0	0	6	Reemplazo
Válvulas de paso	6	2	0	4	Reemplazo
Pipeta graduada	2	0	0	2	Reemplazo
Soporte pipeta	2	2	0	0	Limpieza

**Tabla 6**  
**Valoración de alimentación de aire**

	Cantidad	Piezas aptas	Piezas a reparar	Piezas inservibles	Observaciones
Tanque	2	2	0	0	Limpieza
Placa orificio	2	2	0	0	Limpieza
Manómetro diferencial	2	2	0	0	Sustitución de fluido, limpieza
Filtro de aire	2	0	0	2	Reemplazo
Mangueras manómetro	2	0	0	2	Reemplazo
Mangueras motor	2	0	0	2	Reemplazo

**Tabla 7**  
**Valoración del sistema freno hidráulico**

	Cantidad	Piezas aptas	Piezas a reparar	Piezas inservibles	Observaciones
Dinamómetro hidráulico	2	2	0	0	Limpieza y reemplazo de empaques
Válvula de control de caudal	2	0	0	2	Reemplazo
Manifold	2	2	0	0	Limpieza
Mangueras	14	0	0	14	Reemplazo
Sistema medición de torque	2	2	0	0	Limpieza

**Tabla 8**  
**Valoración del sistema de escape**

	Cantidad	Piezas aptas	Piezas a reparar	Piezas inservibles	Observaciones
Tubería flexible	2	0	0	2	Reemplazo
Tubería rígida	2	0	0	2	Reemplazo
Termocupla	2	0	0	2	Reemplazo

**Tabla 9**  
**Valoración del tablero de control**

	Cantidad	Piezas aptas	Piezas a reparar	Piezas inservibles	Observaciones
Indicador de velocidad	2	2	0	0	Limpieza
Indicador de temperatura	2	2	0	0	Limpieza
Indicador de torque	2	2	0	0	Limpieza
Cables de conexión sensor	4	0	0	4	Reemplazo
Cable de alimentación	2	0	0	2	Reemplazo

Sacando un índice de valoración total de las piezas aptas, a reparar y/o inservibles con relación a las piezas totales, se obtuvo los siguientes valores:

**Tabla 10**  
**Valoración total**

	Unidades	%
<b>Piezas aptas</b>	41	39.42 %
<b>Piezas a reparar</b>	7	6.73 %
<b>Piezas inservibles</b>	56	53.85 %
<b>Total de piezas</b>	104	100 %

Como muestran los índices el 39.42% de las piezas se encuentran en buenas condiciones, las piezas a reparar y/o cambiar representan el 60.58% del total, lo cual no quiere decir que el equipo se encuentra en malas condiciones e inoperable, esto indica que necesita un mantenimiento preventivo y correctivo, por lo que se procede a realizarlo.

### 3.3 MANTENIMIENTO

En el mantenimiento preventivo y correctivo se realiza el cuidado y puesta a punto de los equipos con el fin de mantenerlos en condiciones satisfactorias de operación, el objetivo principal es evitar o mitigar la falla del equipo mediante pruebas, mediciones, ajustes y reemplazo de piezas para preservar y restaurar la confiabilidad del mismo.

Con esta definición se procedió con limpieza, lubricación, reemplazo de empaques, retenedores, fluidos y mangueras en los dos bancos de pruebas, además de ajustes y puesta a punto, detallados a continuación:

- **Limpieza General:** Se desengrasó y limpió tanto exterior como interior de todos los componentes de los bancos de prueba.



**Figura 6 Limpieza de componentes**

- **Rectificación de rosca en el cabezote:** Se realizó la rectificación de la rosca para el sensor piezoeléctrico que se encuentra en una pared lateral del cabezote en el motor Diesel.



**Figura 7 Rosca rectificada motor Diesel**

- **Descarbonización de la cámara de combustión:** Para la limpieza dentro de la cámara de combustión se utilizó ablandador DW-40 y lija de agua para la remoción de partículas de carbón adheridas en sus paredes, así como en el pistón.



**Figura 8 Cámara de combustión motor Otto**



**Figura 9** Cámara de combustión motor Diesel

- **Asentamiento de válvulas:** Se realizó el asentamiento de válvulas para desgastar el borde de esta en su propio asiento, para asegurar que todo el contorno selle por lo menos en 3 mm de ancho, con esto se evita fugaz de presión al momento de trabajar. Se utilizó un pulimento elaborado con carburo de silicio untándolo en el área de asentamiento, para posteriormente hacer girar la válvula con un chupón manual obligándola a frotarse contra su asiento, al finalizar se limpia todo residuo de la pasta en la válvula y asiento.



**Figura 10** Válvulas antes de limpieza



**Figura 11 Proceso de limpieza**



**Figura 12 Válvulas después de limpieza**

- **Cambio del sistema de escape:** Debido a la acumulación de carbón en la parte interna del escape se tuvo que reemplazarlo con una junta flexible y un sistema completamente nuevo.



**Figura 13 Carbón en el sistema de escape**

- **Reemplazo general:** Se reemplazaron los siguientes componentes:
  - Empaques del cárter, carburador, admisión, escape y tapa válvulas.
  - Filtros de aire y aceite.
  - Retenedores en el eje del cigüeñal y en el freno hidráulico.
  - Mangueras de agua, aire y combustible, cambio de todas sus abrazaderas.
  - Uniones y acoples para mangueras.
  - Cambio de aceite en los motores.
  - Adición de nuevo combustible posterior a una limpieza del tanque de almacenamiento.
  - Válvula reguladora de caudal de agua para el freno hidráulico.
  - Válvulas de paso para combustible.

## CAPÍTULO 4 MODERNIZACIÓN

### 4.1 FRENO DINAMOMÉTRICO

Los frenos dinamométricos son utilizados para evaluar la potencia de un motor, estos frenos se encuentran acoplados al eje del motor y su principal función es disminuir progresivamente la velocidad, es decir ofrecen una resistencia controlada al giro del motor, pudiendo así medir otros parámetros de importancia.

Existen diferentes tipos de frenos como: hidráulico, eléctricos AC/DC, oleohidráulicos, etc.

Basado en el principio de los frenos dinamométricos, que es generar una resistencia al movimiento, se decidió implementar un sistema de frenado, mediante una bomba hidráulica y una obstrucción variable al paso del fluido (válvula de estrangulamiento), que al cerrarla incrementará la presión entre la bomba y la válvula, al aumentar la presión disminuirá el caudal y viceversa, logrando así igualar y hasta superar la potencia del motor para poder detenerlo.

Este freno además de contar con lo antes señalado poseerá un reservorio para el fluido de trabajo, una válvula de alivio para descargar la sobrepresión hacia el reservorio, un manómetro para calibrar la válvula de alivio, y dos transductores de presión para la automatización, se puede encontrar un diagrama del sistema en el ANEXO A.

El acoplamiento del freno con el motor se lo realizará mediante un sistema de banda, un tensor y poleas descrito en las secciones siguientes.

#### 4.1.1 DISEÑO

- **Bomba hidráulica:** Para el dimensionamiento de la bomba hidráulica de piñones, se utilizaron los parámetros de potencia de los motores de combustión gasolina y diésel, siendo 5 HP el más crítico por ser el de mayor potencia, más información Tabla 3.

La potencia de la bomba se calcula mediante la fórmula:

$$P_p = P * Q_p \quad (W) \quad (4.1)$$

Donde:

$P_p$ : Potencia de la bomba (W)

$P$ : Presión (MPa)

$Q_p$ : Caudal ( $cm^3/s$ )

Mediante (4.1) se evaluó el caudal y la presión para seleccionar la bomba (ver Tabla 11), asumiendo una potencia de la bomba de 6 HP, es decir un 20% de factor de seguridad, mayor que la del motor y manteniendo velocidad constante de 1400 rpm, que es la menor velocidad de operación.

**Tabla 11**  
**Selección de bomba hidráulica**

Modelo 2GG1U-	Desplazamiento ( $cm^3/rev$ )	Caudal ( $cm^3/s$ )	Presión (MPa)	Presión (psi)
05	5	116,666667	38,3502791	5562,23774
07	7	163,333333	27,3930565	3973,02695
08	8,4	196	22,8275471	3310,8558
09	9,5	221,666667	20,1843574	2927,49355
11	11,3	263,666667	16,9691501	2461,16714
14	14	326,666667	13,6965283	1986,51348
16	16	373,333333	11,9844622	1738,19929
18	18	420	10,6528553	1545,06604
20	19,5	455	9,83340491	1426,2148
22	21,5	501,666667	8,91866957	1293,54366

**Nota:** Velocidad: 1400 rpm  
Potencia: 4474.2 W  
Más detalle ANEXO B.

### Ejemplo de cálculo con el modelo 2GG1U-05

$$\text{Caudal} = \text{Desplazamiento} * \text{rpm}$$

$$\text{Caudal} = 5 * 1400 / 60$$

$$\text{Caudal} = 116.67 \text{ (cm}^3 \text{ / s)}$$

$$\text{Presión} = \text{Potencia Bomba} / \text{Caudal}$$

$$\text{Presión} = 4474.2 / 116.67$$

$$\text{Presión} = 38.349 \text{ (MPa)}$$

$$\text{Presión} = 5562.23 \text{ (psi)}$$

Evaluando los parámetros de las bombas disponibles en el mercado, se escogió el modelo 2GG1U-22 debido al valor de presión que se encuentra dentro de un rango aceptable para el posterior dimensionamiento y selección de accesorios, obteniendo de esta manera el caudal y la presión de diseño que son: 501.66 (cm<sup>3</sup>/s) y 1293.54 (psi) respectivamente.

- **Accesorios:** El diámetro de los accesorios se obtuvo mediante (4.2), tomando un valor de velocidad recomendado para fluido en tuberías de la Tabla 12:

Servicio de tubería	Presión de trabajo		
	0 – 25 (bar)	25 – 30 (bar)	100 – 300 (bar)
<b>De presión</b>	0.3 – 3.5 (m/s)	3.5 – 4.5 (m/s)	4.5 – 6 (m/s)
<b>De alimentación</b>		0.5 – 1 (m/s)	
<b>De retorno</b>		1.5 – 2 (m/s)	

**Fuente:** (Coloma Caza & Rivadeneira Burbano, 2006)

$$Q_P = Ve * A \quad (4.2)$$

$$Q_P = \frac{Ve * \pi * \phi^2}{4}$$

$$\phi = \sqrt{\frac{4 * Q_P}{\pi * Ve}} \text{ (m)}$$

$$\phi = 2 * \sqrt{\frac{Q_P}{\pi * Ve}} \text{ (mm)}$$

Donde :

$Q_P$  es caudal de la bomba ( $cm^3/s$ )

$Ve$  es la velocidad del fluido 4(m/s) que se obtuvo de la Tabla 4.2

$$\phi = 2 * \sqrt{\frac{501.66}{\pi * 4}} \text{ (mm)}$$

$$\phi = 12.63 \text{ (mm)}$$

El diámetro de los accesorios determinado por (4.2) es de 12.63 mm, se eligió un diámetro comercial de ½". De la misma manera, otro parámetro fundamental para la selección de los accesorios es la presión de diseño que es 1293.54 (psi), por lo que se eligió accesorios de alta presión y diámetro determinado, detallados en la Tabla 13 mostrada a continuación:

**Tabla 13**  
**Accesorios**

Descripción	Código	Cantidad
ADAPTADOR A 90° MACHO O´RING BOSS – JIC <sup>1</sup>	ID2-1008	1
ADAPTADOR MACHO O´RING BOSS-JIC <sup>1</sup>	IOD-1212	1
ADAPTADOR A 90° MACHO BSPP - MACHO JIC <sup>1</sup>	I2L-1212	1
ADAPTADOR MACHO NPT - HEMBRA G.JIC <sup>1</sup>	IOX-0808	1
ADAPTADOR A 90° HEMBRA NPT – HEMBRA NPT <sup>1</sup>	I2M-0808	1
ADAPTADOR A 90° NPT - JIC <sup>1</sup>	I2A-0808	2
ADAPTADOR MACHO NPT – JIC <sup>1</sup>	IOA-0808	2
UNIÓN MACHO NPT – NPT <sup>1</sup>	I4F-0808	5
TEE HEMBRA NPT – NPT – NPT <sup>1</sup>	I3B-0800	3
BUSHING MACHO NPT – HEMBRA NPT <sup>1</sup>	I4A-0804	3
ESPIGA PRENSABLE HEMBRA G.JIC <sup>1</sup>	IA1-0808	4
ESPIGA PRENSABLE A 90° HEMBRA G.JIC <sup>1</sup>	IA3-1212	2
MANGUERA DE ALTA PRESIÓN <sup>1</sup>	312-12J	15 (cm)
MANGUERA DE ALTA PRESIÓN <sup>1</sup>	312-08J	100 (cm)
VALVULA DE ALIVIO <sup>2</sup>	BHT-04-C-D	1
VÁLVULA DE ESTRANGULAMIENTO <sup>3</sup>	DB-12-P-N-SS	1

**Nota:** Para más información y especificaciones de los accesorios visitar.

1. [www.strobbe.com.pe](http://www.strobbe.com.pe)
2. [www.kompasspain.com](http://www.kompasspain.com)
3. [www.stauffusa.com](http://www.stauffusa.com)

- **Fluido de trabajo:** Como fluido de trabajo se eligió un aceite de transmisión Mobil ATF D-M, por la disponibilidad en el mercado, beneficios y sus características físicas, mostradas a continuación:

**Tabla 14**  
**Beneficios**

- Excelente estabilidad de oxidación.
- Alto índice de viscosidad.
- Prevención de corrosión.
- Resistencia a la espumación.
- Buenas características de lubricación.
- Etc.

**Fuente:** (COPEC S.A., 2014)

<b>Tabla 15</b>	
<b>Características físicas</b>	
Gravedad API	32
Gravedad específica, kg/l @ 15°C	0.8654
Viscosidad, cSt @ 40°C	35.3
Índice de viscosidad	183
Punto mínimo de fluidez, °C (F)	-43 (-45)
Punto de inflamación, °C (F)	180 (356)
Color	Rojo

**Fuente:** (COPEC S.A., 2014)

Además, es importante que el fluido de trabajo no se encuentre en un comportamiento turbulento, ya que esto puede generar variaciones de velocidad en el motor del banco de pruebas, dando como resultado un error en la ejecución de las prácticas. Por ello se comprobó mediante el número de Reynolds, que el fluido se encuentre trabajando en un régimen laminar (es decir estable), con lo que:

$$Re = \frac{\phi * Ve}{\nu} \quad (4.3)$$

Donde :

$\phi$  es el diámetro (m)

$Ve$  es la velocidad (m/s)

$\nu$  es la viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )

$$Re = \frac{0.0127 * 4}{35.3 \times 10^{-6}}$$

$$Re = 1439.09$$

Flujo laminar $Re \leq 2100$
Flujo de transición $2100 < Re \leq 3000$
Flujo turbulento $Re > 3000$

Con esto se demuestra que el fluido va a trabajar en un flujo laminar.

- **Reservorio:** El reservorio del fluido forma parte del bastidor, por motivos de fabricación, se lo realizó en lámina reciclada de acero de 2mm de espesor y tiene una capacidad de 8 litros, con lo cual se asegura el completo llenado de accesorios y mangueras del sistema, además de un nivel de fluido suficiente para el funcionamiento, ver ANEXO C.

- **Bastidor:** De la misma manera se lo fabricó utilizando perfiles y láminas de acero reciclado, el diseño se lo realizó en función de las dimensiones y espacio disponible en los bancos de prueba, para facilitar su montaje e intercambiabilidad de un motor a otro, ver ANEXO C.

También se comprobó su diseño estático mediante software, para ello se utilizó Inventor 2015 (versión de evaluación), más detalles ANEXO D.

#### 4.1.2 ACCIONAMIENTO POR CORREA TRAPEZOIDAL

El acoplamiento freno-motor se realizó mediante un sistema de correas trapezoidales, poleas ranuradas y tensor, con una relación de transmisión 2:1, la polea de diámetro mayor ( $D = 127 \text{ mm}$ ) se encuentra en el eje de la bomba, mientras que la polea de diámetro menor ( $D = 63.5 \text{ mm}$ ) forma parte del eje del motor, esto significa que la velocidad de la polea menor será el doble de la polea mayor; para la transmisión de la potencia las poleas y ejes poseen chaveteras.

Estas correas de sección trapezoidal poseen una gran adherencia debido al efecto de cuña sobre la garganta de la polea, son baratas, ejercen menos presión sobre los soportes, silenciosa, elástica, absorben variaciones bruscas de carga y facilidad de montaje, para el cálculo del coeficiente de corrección de la potencia se utilizó la Tabla 16.

Ángulo abrazado $\alpha$	180°	160°	140°	120°
Factor $f$	1	0.95	0.89	0.83

**Fuente:** (Bombas Ideal S.A., 2012)

El ángulo abrazado  $\alpha$  es el ángulo que se forma con la superficie de contacto banda-polea y puede deducirse de:

$$\alpha = 2 * \cos^{-1} \left( \frac{d*(k-1)}{L} \right) \quad (4.4)$$

Donde :

$d$  es el diámetro de la polea menor (mm)

$k$  es la relación de transmisión de las poleas

$L$  es la longitud entre centros (mm)

$$\alpha = 2 * \cos^{-1} \left( \frac{d*(k-1)}{L} \right)$$

$$\alpha = 2 * \cos^{-1} \left( \frac{63.5*(2-1)}{380} \right)$$

$$\alpha = 170.41^\circ$$

$$P_1 = \frac{P_2}{n*f} \quad (4.5)$$

Donde :

$P_1$  es la potencia de entrada (HP)

$P_2$  es la potencia de salida (HP)

$n$  es el número de poleas

$f$  es el factor de corrección ver tabla 4.6

## 4.2 SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Un sistema de adquisición de datos es un proceso que se encarga de medir, mediante un computador, diferentes tipos de señales eléctricas o físicas como temperatura, presión, velocidad, etc. (National Instruments, 2014). Se compone de los siguientes elementos: instrumentación, acondicionamiento de señales, adquisición de datos y un procesamiento de datos en la computadora.

### 4.2.1 INSTRUMENTACIÓN

Un sistema de instrumentación agrupa varios elementos o herramientas que permiten realizar la medición, conversión, transmisión y control de las variables de un proceso, entre ellos los sensores que son los instrumentos primarios, que

están en contacto directo con el medio. En los bancos de prueba se utilizaron diferentes tipos de sensores para las mediciones de las siguientes variables:

#### 4.2.1.1 TEMPERATURA

Es el grado relativo de calor o frío que tiene un cuerpo, la temperatura constituye una de las medidas más comunes y más importantes que se efectúan en los procesos de la industria en general. (Beltrán Provoste, infoPLC, 2014)

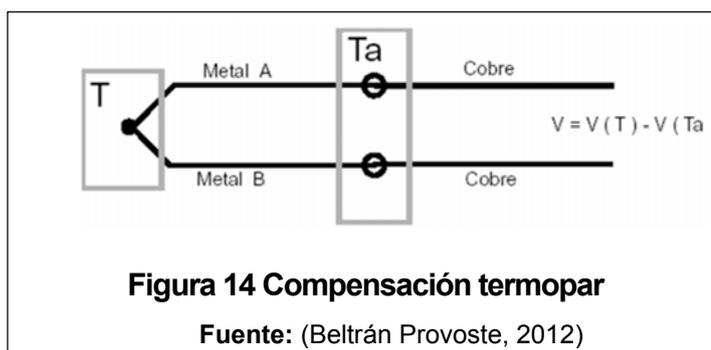
En los bancos de prueba, esta variable se toma en el sistema de escape a la salida de motor de combustión interna, en este punto la temperatura oscila entre la temperatura ambiente y 500 °C, posee una conexión roscada de ¼" de diámetro. Debido a los gases de escape el deterioro del sensor es relativamente rápido, por lo que necesita ser reemplazado frecuentemente y debe ser resistente a la oxidación; por estas razones se decidió utilizar un termopar o termocupla tipo K.

El termopar tipo K es el sensor de temperatura más utilizado industrialmente, un termopar se fabrica con dos conductores de distinto material unidos en un extremo, al aplicar calor en la unión de los metales se genera una diferencia de potencial muy pequeño el cual aumenta de manera proporcional a la temperatura que es censada. En la tabla 17 se presenta las características del termopar K empleado.

<b>Tabla 17</b>	
<b>Termopar tipo K</b>	
<b>Chromel</b>	Níquel (90%) y Cromo (10%)
<b>Alumel</b>	Níquel (95.4%), Manganeso (1.8%), Silicio (1.6%) y Aluminio (1.2%)
<b>Temperatura</b>	-200°C a 1260°C
<b>Aplicaciones</b>	Metalurgia, calefacción, conductos de ventilación, hornos, etc.
<b>Conexión mecánica</b>	Rosca ¼" NPT

Fuente: (Vignoni, 2013)

El principal inconveniente de las termocuplas es su necesidad de “compensación de cero”, esto se debe a que habrá que conectar los cables del termopar con un conductor normal de cobre. En este punto se producirán dos nuevos termopares (termopares parásitos) con el cobre como metal para ambas, generando cada uno, una tensión proporcional a la temperatura ambiente ( $T_a$ ) en el punto de la unión.



Actualmente este problema de compensación y los termopares parásitos se lo soluciona con un circuito integrado que en los instrumentos modernos ya se lo incluye.

#### 4.2.1.2 PRESIÓN

La presión es la fuerza que se ejerce sobre un área determinada, siempre se mide respecto a una referencia, la cuál puede ser el vacío absoluto u otra presión como la atmosférica. (Muller, 2002)

Los sensores de presión se utilizan para el control y vigilancia de muchas aplicaciones, también se pueden usar para medir indirectamente otras variables como el flujo de fluidos, velocidad, nivel, etc. Pueden ser llamados transductores, transmisores, emisores, indicadores, manómetros, entre otros.

Para los bancos de prueba se va utilizar transductores de presión, para medir indirectamente el caudal del fluido de trabajo del freno dinamométrico, ubicados antes y después de la válvula de estrangulamiento, además se va a utilizar un

manómetro como indicador en la línea de presión como medida de seguridad y para calibrar la válvula de alivio.

Los transductores de presión son combinaciones de dispositivos que convierten señales (física, propiedad o condición) en una señal eléctrica usable. Los transductores actuales poseen varios elementos integrados en una sola pieza los cuales se muestran en la Tabla 18.

<b>Elemento</b>	<b>Función</b>
Sensor	Responde directamente a la señal
Transductor	Convertir la señal física en una señal eléctrica
Acondicionamiento	Linearizar y estandarizar la señal eléctrica de salida

**Fuente:** (Universidad Nacional del Sur, 2002)

Basado en la presión de diseño, calculada en los capítulos anteriores, considerando las características de los transductores: tipo de conexión mecánica en los accesorios del freno, factor económico y disponibilidad en el mercado; se propone utilizar un manómetro Bourdon con conexión de 1/4" NPT y dos transductor de presión de marca NEW FLOW PT 3100 (Ver ANEXO E).

#### **4.2.1.3 VELOCIDAD Y ÁNGULO DE GIRO**

Conocer el sentido de giro, la velocidad (número de vueltas en un tiempo) y el ángulo de giro (posición exacta del eje) en un determinado momento es de vital importancia a la hora de tomar decisiones en muchas aplicaciones tal como robótica, lentes fotográficas, aplicaciones militares, etc.

Los codificadores rotatorios (más conocidos como encoders) son mecanismos utilizados para conocer la posición, velocidad y aceleración de un eje. Estos dispositivos también son transductores ya que convierten la variable física (giro) en una señal eléctrica manejable.

Existen diferentes tipos de encoders con sus ventajas y desventajas las cuales se pueden observar en la Tabla 19.

	<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
<b>Incrementales</b>	Disponibilidad en el mercado, bajo costo.	Siempre debe volver a la posición inicial para conocer su posición.
<b>Absolutos</b>	Permite conocer la posición exacta en cualquier momento, guarda la última posición.	Alto costo, poca disponibilidad en el mercado.

**Fuente:** (Carletti, 2014)

En los bancos de prueba es necesario conocer el volumen de la cámara de combustión que es función del ángulo de giro del eje, la posición del eje cuando se para el motor y la velocidad de giro; por lo que se propone utilizar un encoder absoluto marca USDIGITAK, modelo MAE3-A10-250-500-7-1 (ver ANEXO F) el cual cumple los requerimientos y tiene un costo moderado.

#### **4.2.1.4 CAUDAL DE MASA DE AIRE**

El caudal o flujo es la cantidad de fluido (volumen o masa), que circula a través de una sección por unidad de tiempo, siendo una de las variables medidas más importantes en la industria, por lo que se invierte mucho dinero en su medición. (López García & Ramón, 2007)

Las mediciones de flujo de fluidos son usadas en muchas aplicaciones tanto en la industria como en la investigación, las mismas pueden ser expresadas de otras formas: flujo volumétrico, flujo másico y velocidad de flujo

Los medidores de flujo de masa de aire (MAF), utilizados comúnmente en la industria automotriz, son transductores que utilizan un elemento primario de medición ya sea de temperatura o presión, para medir indirectamente el caudal volumétrico o másico de un fluido y entregan la señal eléctrica.

El motor de los bancos de prueba absorbe una cantidad de aire que es necesaria medir, ya que los vehículos usan un MAF para este propósito, se decidió utilizar el mismo elemento, el cual es de marca THOMSON para un Volkswagen Jetta, más especificaciones visitar sitio web del fabricante [www.mte-thomson.com.br](http://www.mte-thomson.com.br).

#### 4.2.2 ACONDICIONAMIENTO DE SEÑALES

La señal que proporcionan los instrumentos (sensores) no siempre se pueden manipular fácilmente, debido a que, la señal es muy débil, la tarjeta de adquisición de datos no puede detectarla, interesa convertir la señal de intensidad a tensión (diferencia de potencial), necesitan ser alimentados por una fuente de tensión o por diversas razones. Es necesario entonces procesar, modificar o corregir la señal entregada para poder ser utilizada.

Para el acondicionamiento de todas las señales se diseñó y fabricó una placa de circuitos electrónicos, en la cual se encuentra una fuente de 12V que alimenta de energía a todos los sensores, además en la placa se encuentran borneras para la entrada y salida acondicionada de señales, para ello se utilizó un software llamado Proteus que sirve para simular los circuitos electrónicos y diseñar la placa de conexiones (ver ANEXO G), con los siguientes requerimientos mostrados en la Tabla 20.

	<b>Acondicionamiento</b>	<b>Alimentación</b>	<b>Señal de salida requerida</b>
<b>Termopar K</b>	Amplificación, compensación y termopares parásitos.	Módulo AD595AQ: +5V a ±15V	0V a 10V
<b>Transductor de presión</b>	Conversión señal de salida	8V a 30V	0V a 5V
<b>Encoder absoluto</b>	Regulador de alimentación	+5V	0V a 5V
<b>MAF</b>	Ninguno	+12V	0V a 5V

#### 4.2.2.1 TERMOPAR K

Para el acondicionamiento del termopar K se utilizó el módulo AD595AQ ([www.analog.com](http://www.analog.com)), el cual amplifica la señal de mV a V, necesita una alimentación de +5V a  $\pm 15V$ , además posee una compensación de junta en frío y elimina los termopares parásitos, entregando una salida acondicionada de 0V a 10V.

En la calibración de la señal de salida se utilizó un termómetro como instrumento patrón, una vez conectada el termopar a la placa, se la sumergió en agua junto con el termómetro, se tomaron datos (ver ANEXO H) de la señal entregada en voltios y se repitió el proceso a diferentes temperaturas, encontrando así la ecuación que indica su comportamiento, definida por:

$$T = 101.77 * V - 12.822 \quad (4.6)$$

Donde:

*T* es la temperatura ( $^{\circ}C$ )

*V* es la señal entregada (V)

#### 4.2.2.2 TRANSDUCTOR DE PRESIÓN PT3100

En el PT3100 se realizó una conversión de la señal de salida de 0 – 20 mA a 0 - 5V usando una resistencia de precisión cuyo valor se encontró con (4.7):

$$V = I * R \quad (4.7)$$

Donde:

*V* es la señal de salida del conversor de señal (V)

*I* es la señal entregada por el PT3100(A)

*R* es la resistencia de precisión ( $\Omega$ )

$$R = \frac{V}{I}$$

$$R = \frac{5}{0.02}$$

$$R = 250\Omega$$

Para obtener una tensión de salida de 0V a 5V, se debe conectar en paralelo a la señal del sensor, la resistencia calculada. Además el sensor necesita una alimentación de 8V a 30V.

Una vez conectado el transductor a la placa de acondicionamiento y utilizando un banco hidráulico de pruebas, variando la presión en varios puntos (ver ANEXO H), se calibró la señal obteniendo:

$$P = (358.61 * V - 342.65) * 0.0689475 \quad (4.8)$$

Donde:

*P* es la presión (bar)

*V* es la señal entregada (V)

#### 4.2.2.3 ENCODER ABSOLUTO MAE3

El encoder absoluto necesita ser alimentado con 5V, los cuales se van a obtener de una fuente de 12V, para esto se usó un regulador de tensión 7805 ([www.datasheetcatalog.net](http://www.datasheetcatalog.net)). La señal que entrega el sensor es de 0V a 5V, la cual indica la posición exacta del eje.

Como el pico mínimo y máximo de tensión del encoder puede variar, hubo la necesidad de calibrarlo para lo cual se empleó un motor DC a una velocidad constante y Labview para determinar estos picos (ver ANEXO H), con el cuál se obtuvo el ángulo de giro con (4.9):

$$\theta = 143.96 * V - 0.2289 \quad (4.9)$$

Donde:

*θ* es el ángulo de giro (grados)

*V* es la señal entregada (V)

#### 4.2.2.4 MAF

Utiliza 12V de alimentación, los cuales son suministrados directamente por la fuente de la placa, entrega una señal de 0V a 5V.

Con la ayuda de una placa orificio como instrumento patrón, que es parte del mismo banco de pruebas, se calibró el MAF variando la velocidad del motor, obteniendo varios puntos (ver ANEXO H) y encontrando (4.9):

$$Qa = 68.396 * V - 93.789 \quad (4.10)$$

Donde:

$Qa$  es el flujo másico de aire (kg/h)

$V$  es la señal entregada (V)

### 4.2.3 TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

El paso final del sistema de adquisición es la elección de la tarjeta de adquisición de datos (DAQ), la cual se encarga de transformar las señales analógicas a digitales y hacer la comunicación con el computador. Existen diferentes tipos de señales a ser medidas, de acuerdo a estas se va a considerar cuál dispositivo DAQ se va usar.

Se necesita una tarjeta de adquisición de datos con un mínimo de 5 entradas analógicas para una termocupla K, dos transductores de presión, un sensor MAF y un encoder absoluto MAE3 con un rango de 0V a 10V y una tasa de muestreo de 5680 S/s, la justificación de la tasa de muestreo mínima se muestra a continuación:

La velocidad máxima a la que se va a trabajar es de 3400 rpm, a este valor se lo transforma a revoluciones por segundo.

$$3400 \frac{rev}{min} * \frac{min}{60 seg} = 56.67 \frac{rev}{seg}$$

Sabiendo que las revoluciones máximas por segundo son 56.67, se calcula el tiempo que se demora en dar una revolución mediante una regla de tres.

$$\begin{array}{l} 56.67 rev \quad \rightarrow \quad 1 seg \\ 1 rev \quad \rightarrow \quad x \\ x = 0.0176 s \end{array}$$

Se quiere tomar 50 muestras por revolución, es decir si una vuelta tiene 360° se va a tomar cada 7.2°, pero basándonos en el Teorema de Nyquist-Shannon donde la frecuencia de muestreo corregida es mayor o igual a dos veces la frecuencia de muestreo real por lo tanto:

$$\text{Frecuencia} * 2 = \text{Frecuencia corregida}$$

$$50 * 2 = 100 \text{muestras}$$

$$\text{Número de muestras} = \frac{100}{0.0176}$$

$$\text{Número de muestras} = 5680 (S / s)$$

Si se desea ser más conservador se puede usar un factor de 10 en lugar de 2, con el que da un muestreo de 28,5 kS/s.

Por las características mencionadas se seleccionó la DAQ-6009 de National Instruments que tiene 8 entradas analógicas de  $\pm 10V$  y una frecuencia de muestreo máximo de 48kS/s, para mayor información visitar [www.ni.com](http://www.ni.com).

#### **4.2.4 MONTAJE Y CONEXIÓN DEL MÓDULO DE ADQUISICIÓN**

Se utilizó una caja de plástico negro para introducir todos los elementos necesarios para alimentar los sensores, recibir la señal, amplificarla y enviarla a la DAQ.

En los exteriores de la caja se colocaron conectores tipo banana para la alimentación y señal de algunos sensores, tipo coaxial para la entrada de la señal del encoder y MAF, un conector para la alimentación de la fuente interna con un interruptor (on/off) y la conexión vía USB hacia el computador.

Todo el módulo de adquisición de datos fue construido de una forma práctica para su uso diario, por lo que, además de ser de pequeñas dimensiones, fue etiquetado para su fácil manejo (ver ANEXO C).



**Figura 15 Módulo adquisición de datos**



**Figura 16 Módulo adquisición etiquetado**

### 4.3 ENSAMBLE TOTAL

Después de haber realizado el diseño y dimensionamiento del freno hidráulico y sistema de adquisición de datos, se va a detallar el ensamble total en los planos del ANEXO C, la ubicación de todos los accesorios, accionamiento, sensores y conexiones.



**Figura 17 Banco de prueba modernizado**

## CAPÍTULO 5 PROGRAMACIÓN

En la programación se utilizó LabVIEW cuya función es desarrollar y diseñar aplicaciones de adquisición, control, análisis y presentación de datos, en él se generan instrumentos virtuales (VIs) llamados así porque su apariencia y funcionamiento imitan los de un instrumento real. Todos los VIs se constituyen de un panel frontal y un diagrama de bloques que modela la lógica de programación, para esto fue necesario realizar algunos cálculos internos explicados a continuación.

### 5.1 CÁLCULOS INTERNOS

#### 5.1.1 GRÁFICOS PRESIÓN vs VOLUMEN

Para determinar las gráficas presión vs volumen de los ciclos Otto y Diesel, se realizó el siguiente procedimiento, en el cual tanto la presión como el volumen se encuentran en función del ángulo de giro.

##### 5.1.1.1 PRESIÓN CÁMARA DE COMBUSTIÓN

Para determinar la presión dentro de la cámara de combustión, se partió de fotos en las cuales se encuentran los diagramas presión vs volumen de los ciclos a diferentes revoluciones, estas imágenes fueron obtenidas de un registro de resultados característicos del fabricante, en las cuales se muestra lo siguiente:

<b>Tabla 21</b>			
<b>Sistema indicador electrónico de motores</b>			
	<b>Osciloscopio</b>	<b>Amplificador</b>	<b>Transductor</b>
<b>Otto</b>	1 (V/cm)	$6 \times 10^{-11}$ (C/V)	$1.18 \times 10^{-11}$ (C/bar)
<b>Diesel</b>	2 (V/cm)	$6 \times 10^{-11}$ (C/V)	$1.18 \times 10^{-11}$ (C/bar)

**Fuente:** (TecQuipment Ltd., 1979)

De la tabla 21 se obtiene la ecuación de la presión en la cámara de combustión ( $P_{cc}$ ) en función de la altura (cm) del eje transversal, la cual es:

$$P_{cc} = \frac{\text{Altura} \cdot \text{Osciloscopio} \cdot \text{Amplificador}}{\text{Transductor}} \quad (\text{bar}) \quad (5.1)$$

Para encontrar la altura de (5.1) se utilizó un método gráfico mediante Autocad, es decir, se midió en la foto mencionada la distancia desde un eje de referencia ( $L_o$ ) ubicado a partir de un eje a presión atmosférica ( $L_{atm}$ ) de la siguiente manera:

$$P_{cc} = \frac{\text{Altura} * \text{Osciloscopio} * \text{Amplificador}}{\text{Transductor}}$$

$$P_{cc} = \text{Altura} * K$$

donde :

$$K_{otto} = 5.08 (\text{bar/cm})$$

$$K_{diesel} = 10.17 (\text{bar/cm})$$

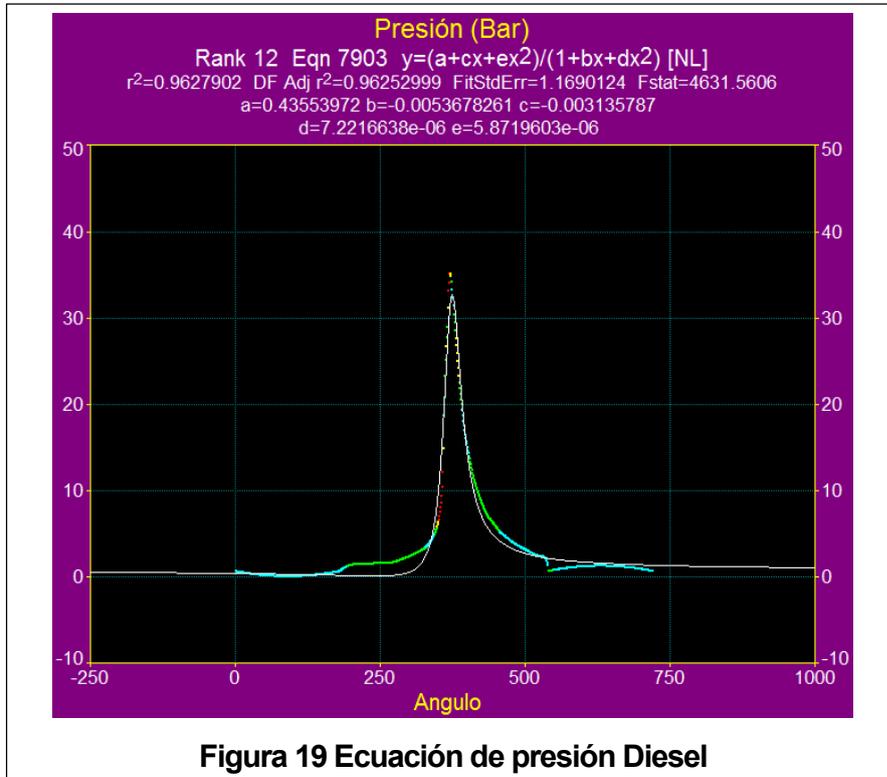
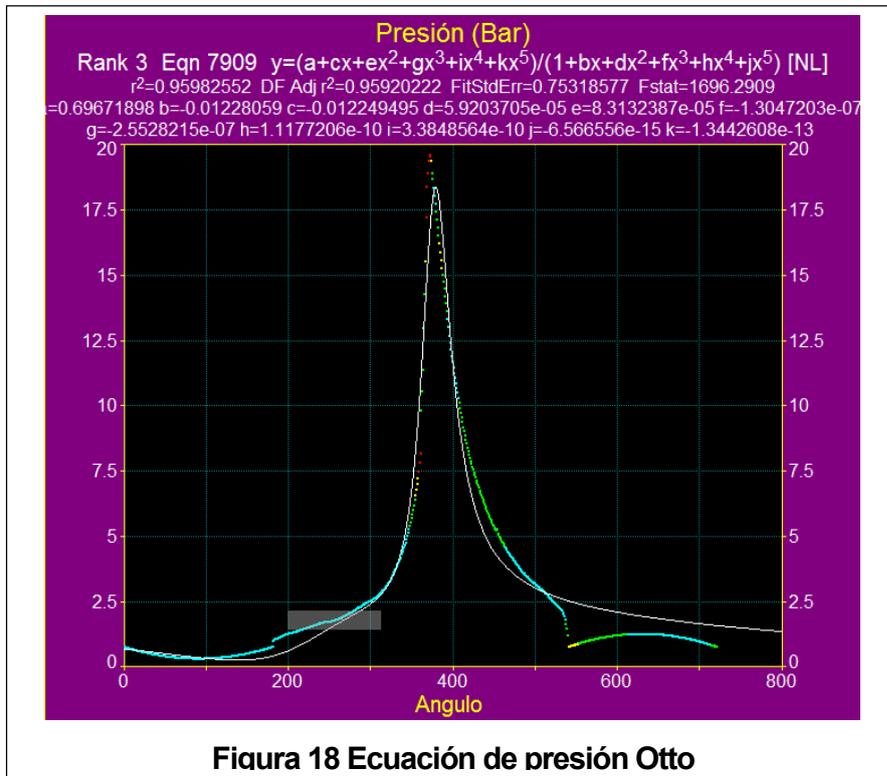
$$\text{Altura} = \frac{0.79 \text{ bar}}{K}$$

$$\text{Altura}_{otto} = 0.155 \text{ cm}$$

$$\text{Altura}_{diesel} = 0.077 \text{ cm}$$

Esto quiere decir que el eje ( $L_o$ ) se ubica a 0.155 cm para Otto y 0.077 cm para Diesel por debajo del eje ( $L_{atm}$ ), una vez ubicado el eje de referencia se puede encontrar la altura de todos los puntos en los cuatro tiempos del ciclo, todas las fotos y el procedimiento para encontrar la altura se encuentran en el ANEXO I.

Con los puntos tabulados (ver ANEXO J) se encontró dos curvas (Otto y Diesel) de ajuste mediante TableCurve2d que es un software especializado, la curva y la ecuación arrojada por dicho programa tanto para los dos ciclos se muestran en la figura 18 y 19.



En las figuras se pueden observar la ecuación de ajuste con su curva (línea blanca) y los puntos encontrados gráficamente, las ecuaciones para Otto y Diesel se encuentran en función del ángulo de giro y son respectivamente:

$$P_{cc} = \frac{a+c*\theta+e*\theta^2+g*\theta^3+i*\theta^4+k*\theta^5}{1+b*\theta+d*\theta^2+f*\theta^3+h*\theta^4+j*\theta^5} \text{ (bar)} \quad (5.2)$$

Donde :

$$a = 0.69671898$$

$$b = -0.01228059$$

$$c = -0.012249495$$

$$d = 5.9203705 \text{ e} - 05$$

$$e = 8.3132387 \text{ e} - 05$$

$$f = -1.3047203 \text{ e} - 07$$

$$g = -2.5528215 \text{ e} - 07$$

$$h = 1.1177206 \text{ e} - 10$$

$$i = 3.3848564 \text{ e} - 10$$

$$j = -6.566556 \text{ e} - 15$$

$$k = -1.3442608 \text{ e} - 13$$

$$P_{cc} = \frac{a+c*\theta+e*\theta^2}{1+b*\theta+d*\theta^2} \text{ (bar)} \quad (5.3)$$

Donde :

$$a = 0.43553972$$

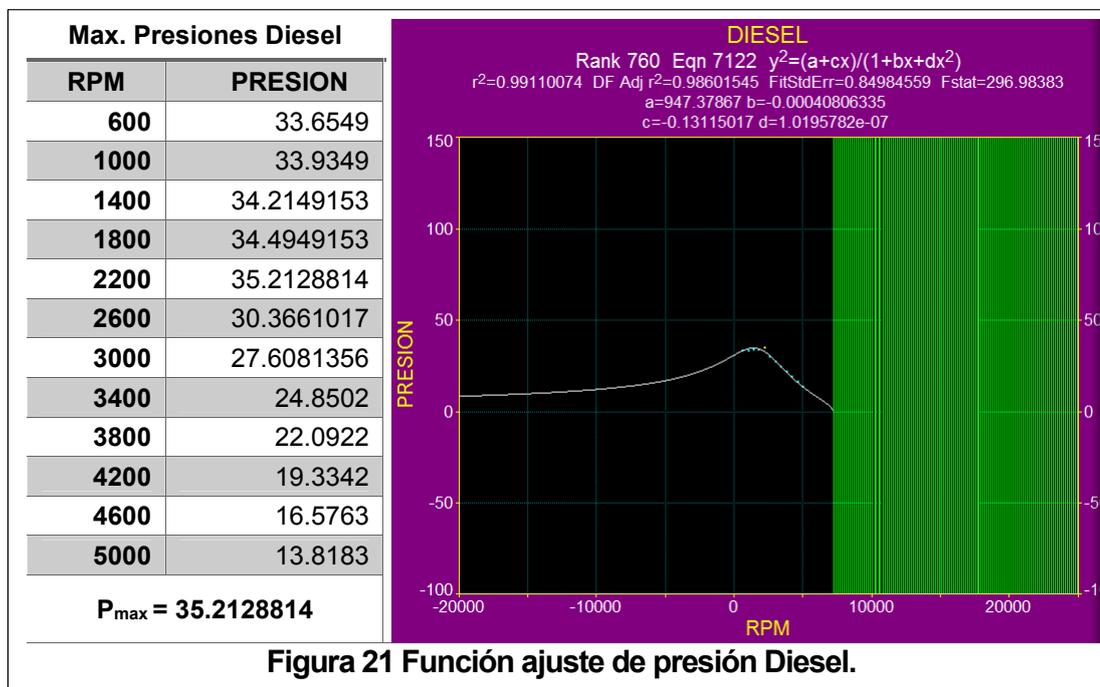
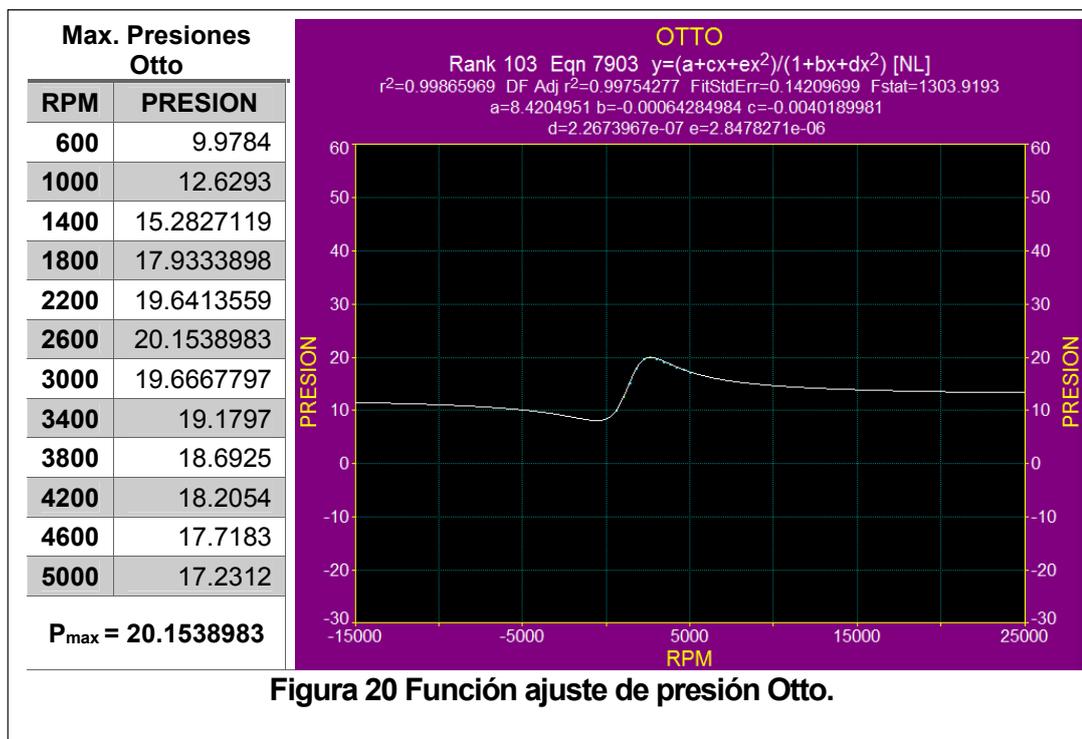
$$b = -0.0053678261$$

$$c = -0.003135787$$

$$d = 7.2216638 \text{ e} - 06$$

$$e = 5.8719603 \text{ e} - 06$$

Estas ecuaciones fueron tomadas a velocidad constante y como se encuentran en función del ángulo de giro que también es constante, es necesario hallar una función de ajuste a velocidad variable. Esta función se determinó con los valores máximos de presión a diferentes velocidades de las imágenes de los resultados característicos del fabricante, por lo que:



La función de ajuste ( $F_{ajt}$ ) para Otto y Diesel es respectivamente:

$$F_{ajt} = \frac{a+c*N+e*N^2}{1+b*N+d*N^2} \quad (bar) \quad (5.4)$$

Donde:

$$a = 8.4204951$$

$$b = -0.00064284984$$

$$c = -0.0040189981$$

$$d = 2.2673967 \cdot 10^{-7}$$

$$e = 2.8478271 \cdot 10^{-6}$$

$$F_{ajt} = \sqrt{\frac{a+c*N}{1+b*N+d*N^2}} \quad (bar) \quad (5.5)$$

Donde:

$$a = 947.37867$$

$$b = -0.0004080633 \cdot 10^{-5}$$

$$c = -0.13115017$$

$$d = 1.0195782 \cdot 10^{-7}$$

Una vez encontrada la función de ajuste se halló un error porcentual dinámico que se ajusta cada vez que varía la velocidad, utilizando el valor máximo de presión (figura 20 y 21):

$$error \% = \frac{P_{max} - F_{ajt}}{P_{max}} * 100 \quad (5.6)$$

Con el error porcentual se puede corregir la  $P_{cc}$  y obtener la presión de la cámara de combustión final ( $P_{cf}$ )

$$P_{cf} = P_{cc} - P_{cc} * \frac{error \%}{100} \quad (bar) \quad (5.7)$$

### 5.1.1.2 VOLUMEN

Antes de encontrar el volumen se debe encontrar la ecuación del desplazamiento del pistón en función del ángulo girado por el cigüeñal para cada uno de los cuatro tiempos del ciclo, la función es:

$$X = \frac{l}{\lambda} * (1 - \cos\theta) + l * (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 * \text{sen}^2\theta}) \quad (5.8)$$

Donde :

$X$  = desplazamiento pistón (cm)

$\theta$  = ángulo de giro (rad)

$l$  = longitud biela (cm)

$\lambda$  = relación biela – manibela (0.33)

**Fuente:** (Universidad de Castilla-La Mancha, 2005)

La longitud de la biela es 8.5 cm para Otto y 8.6 cm para Diesel tomadas de las especificaciones del fabricante. El volumen es el desplazamiento del pistón por el área del cilindro:

$$V_o = \pi * r^2 * X(\text{cm}^3) \quad (5.9)$$

Donde :

$X$  = desplazamiento pistón (cm)

$r$  = radio del cilindro (cm)

El radio del cilindro es 6.7 cm en el motor Otto y 7.0 cm en el motor Diesel obtenidos de las especificaciones del fabricante.

### 5.1.2 CAUDAL

El caudal que se va a calcular es después de la válvula de estrangulamiento para lo cual:

$$Q_p = \frac{RPM * V_d}{1000} \quad (\text{l/min}) \quad (5.10)$$

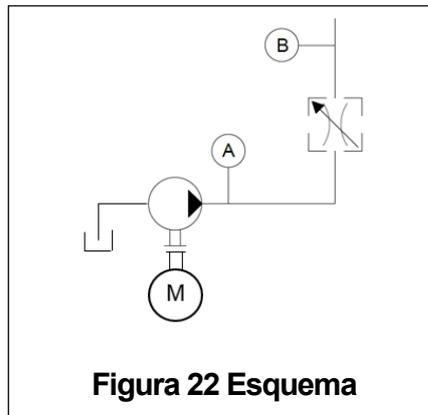
Donde:

$Q_p$  = Caudal a la salida de la bomba

$RPM$  = revoluciones de la bomba

$V_d$  = volumen desplazado ( $\text{cm}^3 / \text{rev}$ )

Utilizando el principio de Bernoulli junto con (5.10) se procede a calcular el caudal en el punto B de la figura 22, que es el requerido.



$$P_A + \frac{1}{2} * \rho * V_A^2 + \rho * g * h_A = P_B + \frac{1}{2} * \rho * V_B^2 + \rho * g * h_B \quad (5.11)$$

$$P_A + \frac{1}{2} * \rho * \left( \frac{Q_A}{A_A} \right)^2 = P_B + \frac{1}{2} * \rho * \left( \frac{Q_B}{A_B} \right)^2 + \rho * g * h_B$$

$$\left( \frac{Q_B}{A_B} \right)^2 = \frac{2 * (P_A - P_B)}{\rho} - 2 * g * h_B + \left( \frac{RPM * Vd}{1000 * A_A} \right)^2$$

$$Q_B = 6e04 * \pi * r^2 * \sqrt{\frac{2e05 * (P_A - P_B)}{\rho} - 2 * g * h_B + \left( \frac{RPM * Vd}{6e07 * \pi * r^2} \right)^2} \quad (5.12)$$

Donde:

$Q_B$  = Caudal punto B (l / min)

RPM = revoluciones de la bomba

Vd = volumendesplazado ( $cm^3 / rev$ )

r = radio interior de la tubería (m)

$\rho$  = densidad aceite ( $kg / m^3$ )

g = gravedad ( $m^3 / s$ )

$h_B$  = altura en el punto B (m)

$P_A$  = presión punto A (bar)

$P_B$  = presión punto B (bar)

El caudal en el punto B a diferentes velocidades de trabajo de la bomba, basándose también en la diferencia de presión del punto A y B obtenida por los transductores, se calcula con (5.12).

### 5.1.3 POTENCIA AL FRENO Y TORQUE

La potencia que entrega la bomba es igual a la potencia al freno de salida del motor por un factor de eficiencia de 0.95 calculado en el accionamiento por correas de la tabla 16, es decir:

$$P_P = 0.95 * P_S \quad (5.13)$$

Reemplazando (4.1) en (5.13) tenemos:

$$P_S = \frac{0.95 * P_B * Q_B * 746}{450 * 1000} \quad (kW) \quad (5.14)$$

Donde:

$Q_B$  = Caudal punto B (l / min)

$P_B$  = presión punto B (bar)

$P_S$  = Potencia al freno de salida (kW)

Y el torque se calcula:

$$T = \frac{P_S * 60000}{2 * \pi * N} \quad (Nm) \quad (5.15)$$

Donde:

$P_S$  = Es la potencia al freno de salida del motor (kW)

$N$  = Revoluciones de la bomba (bar)

## 5.2 PANEL FRONTAL

Es la ventana en donde el usuario puede interactuar con el programa, ingresando, seleccionando y mostrando datos adquiridos o resultados de alguna operación.

El panel frontal se divide en dos, ventana indicadores y ventana datos y curvas de rendimiento, mostradas en las figuras 24 y 25 respectivamente.

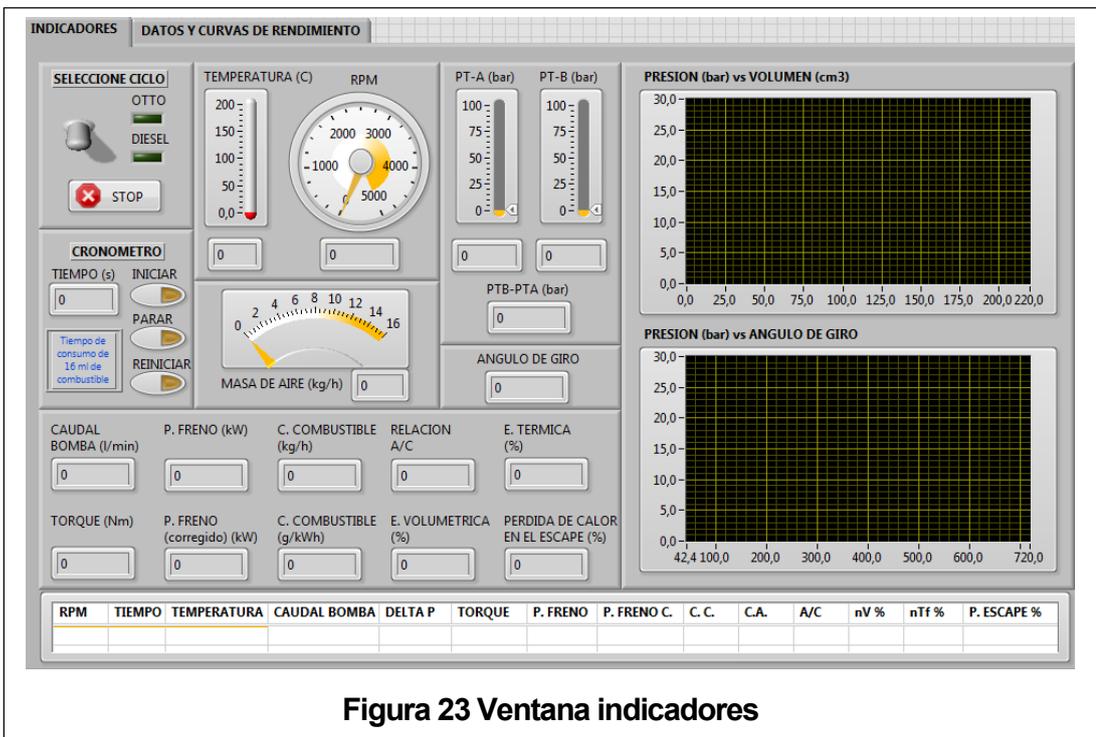


Figura 23 Ventana indicadores

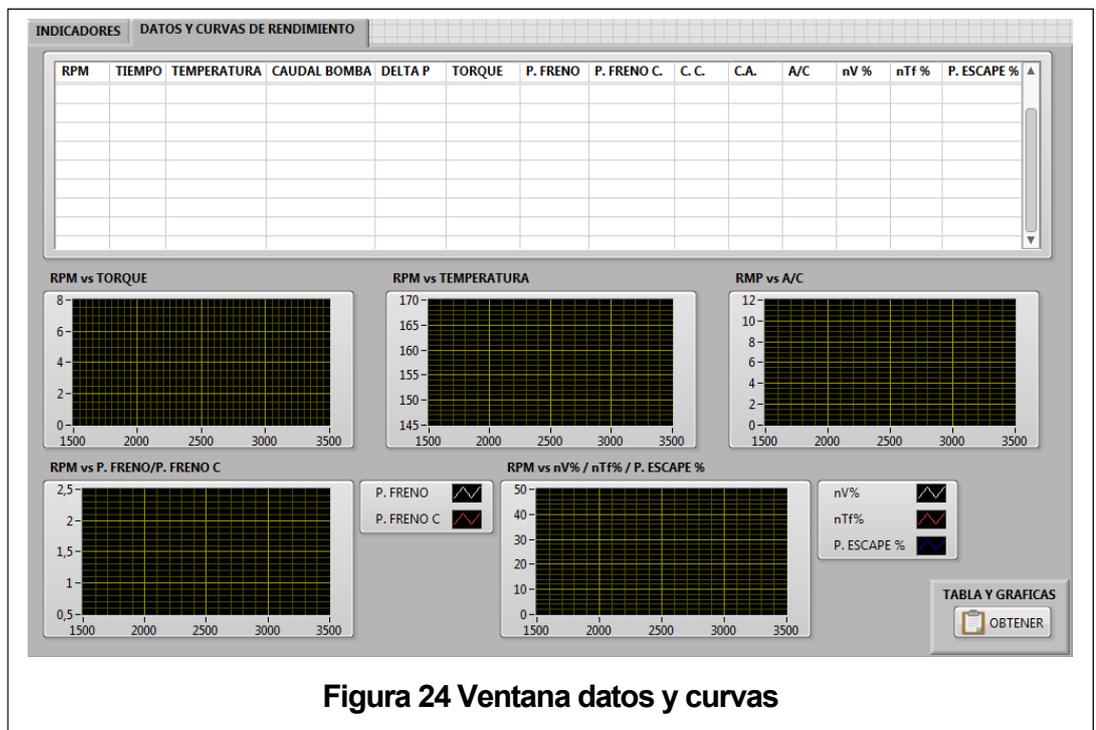


Figura 24 Ventana datos y curvas

### 5.2.1 VENTANA INDICADORES

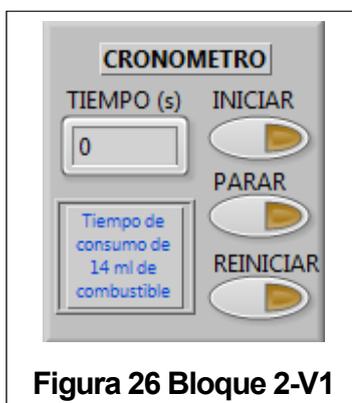
- **Bloque 1-V1:** La funcionalidad de este bloque es escoger entre ciclo Otto o Diesel dependiendo de la práctica a realizar ya que cada uno tiene diferentes ecuaciones y variables, también tiene el botón STOP para detener el programa.



**Figura 25 Bloque 1-V1**

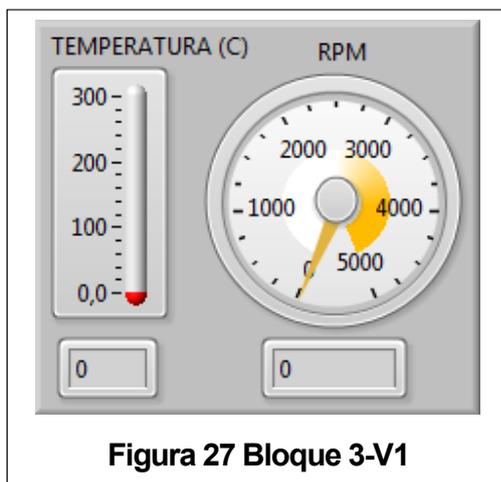
- **Bloque 2-V1:** Contiene tres botones:
  - Iniciar, arranca el cronómetro.
  - Parar, toma el tiempo transcurrido hasta ese momento, genera un reporte en formato pdf y almacena los datos en una tabla.
  - Reiniciar, reinicia el tiempo a cero.

Además posee un indicador en el cuál se muestra el tiempo transcurrido en segundos.

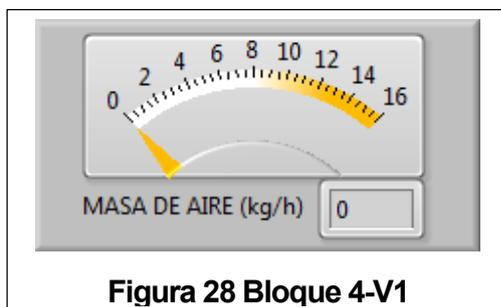


**Figura 26 Bloque 2-V1**

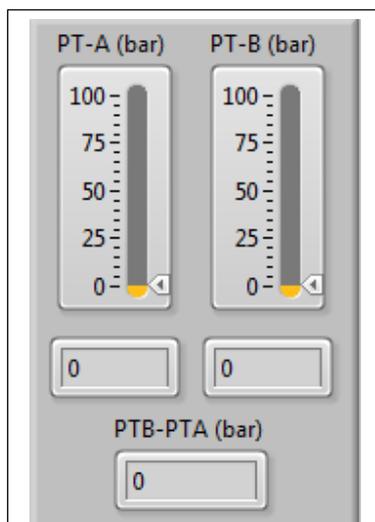
- **Bloque 3-V1:** Indica la temperatura del escape y las revoluciones del motor.



- **Bloque 4-V1:** Muestra la masa de aire absorbida por el motor.



- **Bloque 5-V1:** Enseña los valores en la línea de presión (PT-A), después de la válvula de estrangulamiento (PT-B) y su delta P.



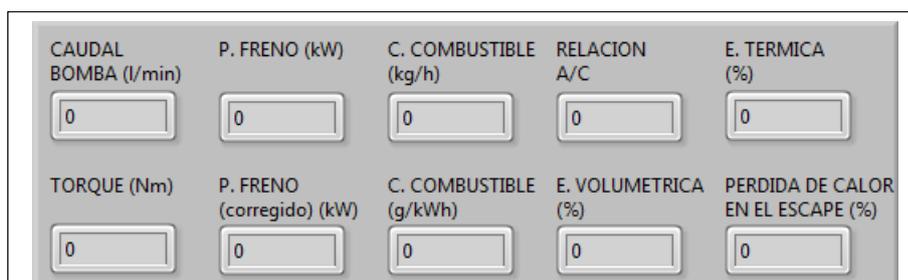
**Figura 29 Bloque 5-V1**

- **Bloque 6-V1:** Da el ángulo de giro del ciclo.



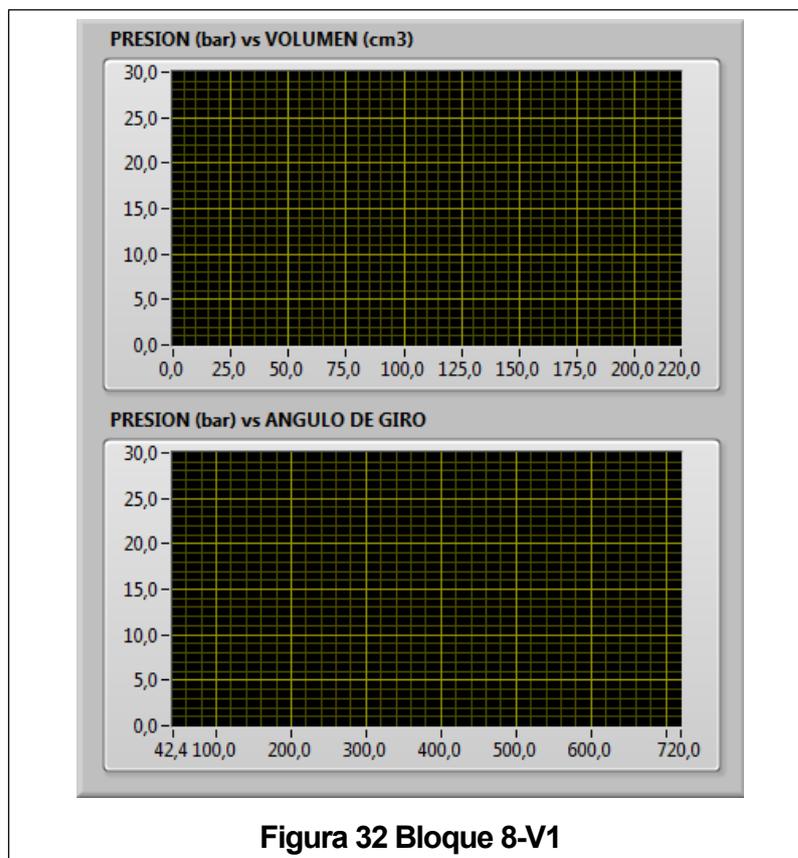
**Figura 30 Bloque 6-V1**

- **Bloque 7-V1:** En él se puede visualizar los parámetros de funcionamiento y rendimiento en tiempo real.



**Figura 31 Bloque 7-V1**

- **Bloque 8-V1:** Proporciona la gráfica de los ciclos de combustión presión vs volumen y presión vs ángulo de giro en tiempo real.



- **Bloque 9-V1:** En esta tabla se guardan los últimos valores de los datos mostrados en los bloques anteriores, al presionar el botón PARAR de la figura 33.

RPM	TIEMPO	TEMPERATURA	CAUDAL BOMBA	DELTA P	TORQUE	P. FRENO	P. FRENO C.	C. C.	C.A.	A/C	nV %	nTf %	P. ESCAPE %

**Figura 33 Bloque 9-V1**

### 5.2.2 VENTANA DATOS Y CURVAS

- **Bloque 1-V2:** Aquí se almacenan todos los datos cuando se presiona el botón PARAR de la figura 26 a diferente revoluciones.



### 5.3.1 DIAGRAMA DE BLOQUE 1

Al arrancar el programa se usa un asistente que adquiere la señal de cada uno de los 5 sensores conectados en la DAQ, las procesa, estas ingresan a un divisor de señal las cuales están en el siguiente orden:

- Primera señal: Corresponde al termopar K, que es filtrada, procesada con (4.6) y entregada en un indicador numérico y gráfico de la figura 27.
- Segunda señal: Pertenece al encoder, de la cual se obtendrá el ángulo de giro con (4.9) en grados y radianes; también se tiene las RPM mediante una medición de la frecuencia, se filtra y se multiplica por 2 para encontrar la velocidad del motor. Además se obtiene el valor máximo de RPM mediante una función max/min para el ajuste de la curva de presión, todos los valores obtenidos se muestran en indicadores de las figuras 27 y 30.
- Tercera señal: Es del MAF, la cual es filtrada e ingresa a (4.10) y muestra en un indicador de la figura 28.
- Cuarta y quinta señal: Obtenidas de los transductores de presión, se filtran y pasan por (4.8) y llega al indicador de la figura 29, ambas señales tienen el mismo proceso.

Todas las señales se almacenan en una variable diferente.

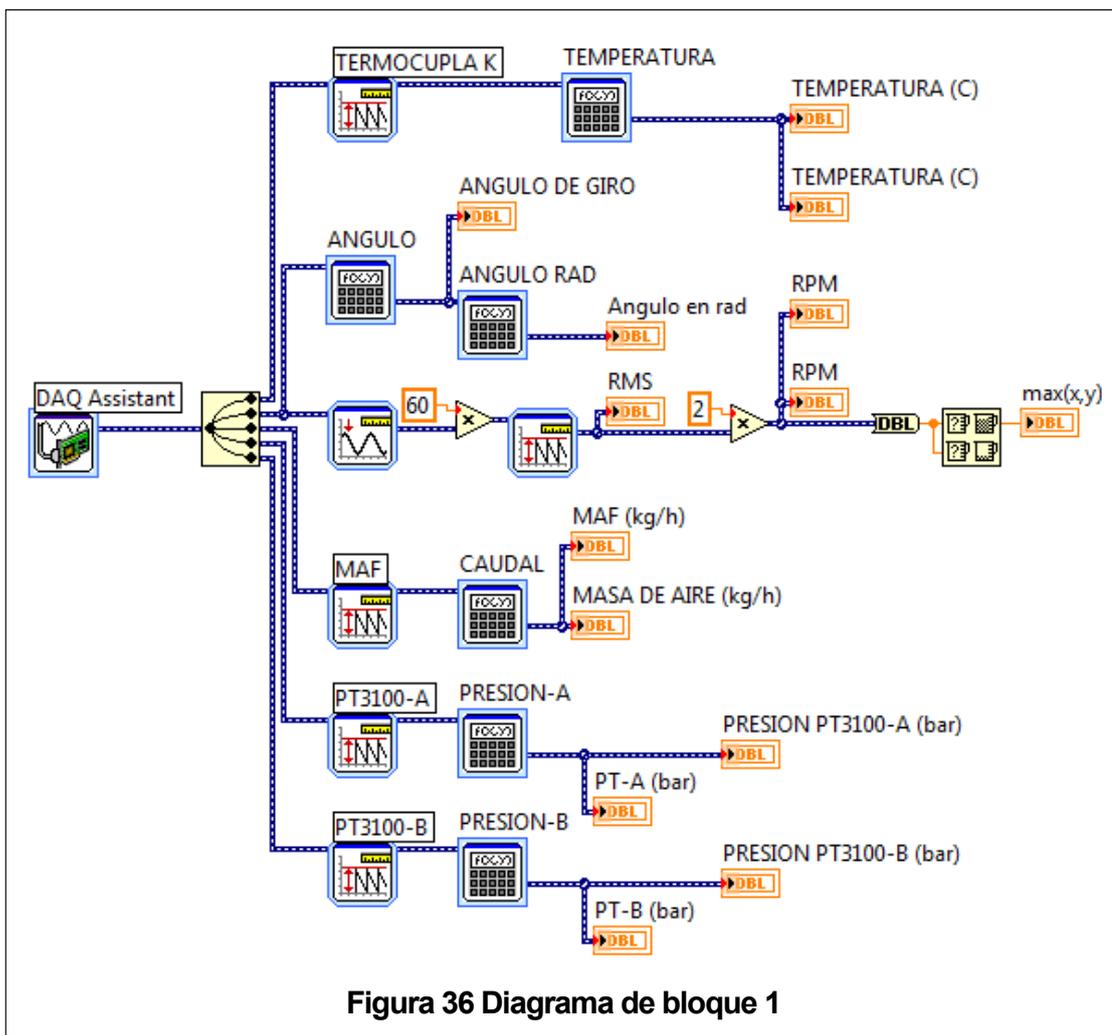
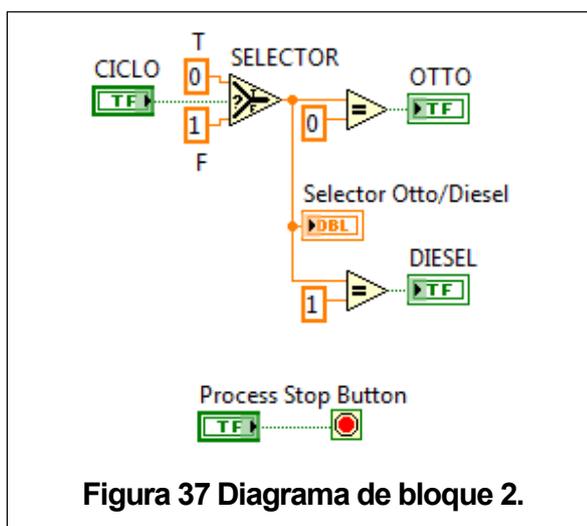


Figura 36 Diagrama de bloque 1

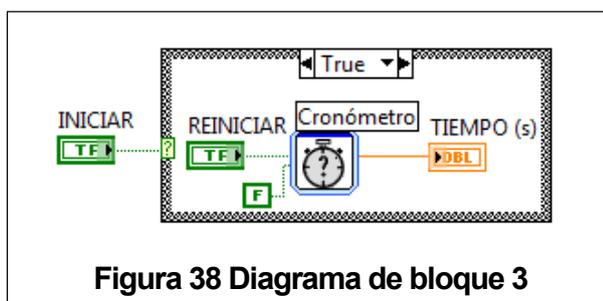
### 5.3.2 DIAGRAMA DE BLOQUE 2

En la programación de este bloque se inició con un interruptor booleano que manda la señal al selector, donde es procesada y nos devuelve un valor verdadero o falso, en caso de ser verdadero entrega una constante = 0, la cual es comparada en la igualdad, si son iguales se encenderá el indicador booleano Otto (figura 25) y la variable local será verdadera. Si la señal es falsa la constante es 1 y activará el indicador booleano Diesel (figura 25), con la variable local en falso, esto servirá para las estructuras case que se utilizaran; El botón STOP solo se lo activa con un interruptor booleano como se ve en la figura 25.



### 5.3.3 DIAGRAMA DE BLOQUE 3

Mediante un interruptor booleano se activa la estructura case que contiene el cronómetro, el cual inicia el tiempo y muestra el tiempo en un indicador de la figura 26, también tiene un interruptor para reiniciar el tiempo, de la misma manera se almacena en una variable local.



### 5.3.4 DIAGRAMA DE BLOQUE 4

Dependiendo del valor de la variable local del diagrama de bloque 2, selecciona en la estructura case Otto o Diesel, según el caso se usa (5.2) o (5.3) para la presión y (5.4) o (5.5) para el factor de ajuste de la misma y para encontrar la presión final se usa (5.6) y (5.7).

Además calcula el volumen de la cámara de combustión mediante (5.8) y (5.9). Tanto la presión como el volumen se almacenan en una variable local.

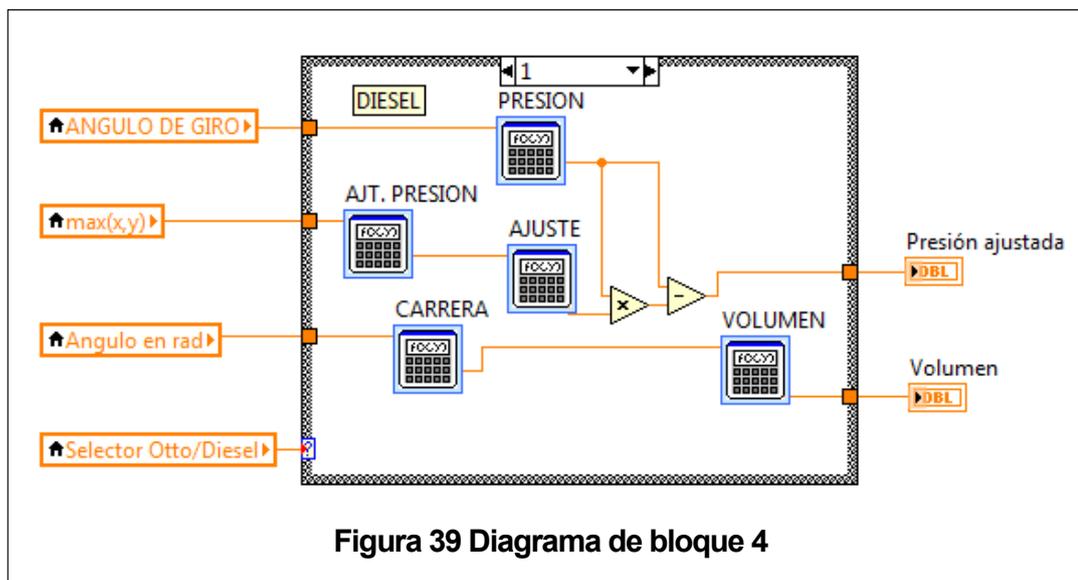


Figura 39 Diagrama de bloque 4

### 5.3.5 DIAGRAMA DE BLOQUE 5

En función del caso de la variable local del diagrama de bloque 2, para hallar la eficiencia volumétrica primero se divide las variables locales MAF y RPM, este valor se usa en (2.9); para el consumo de combustible se usa (2.19), los dos valores se almacenan en variables locales y se muestran en indicadores en la figura 31.

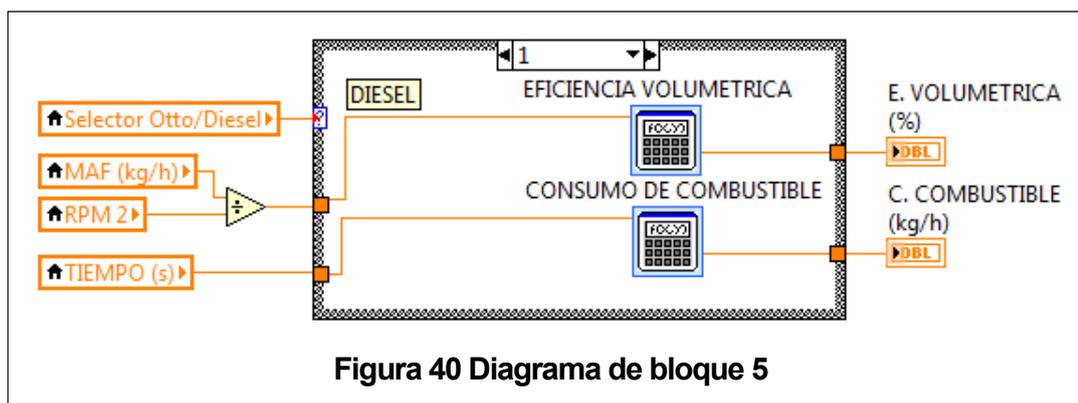
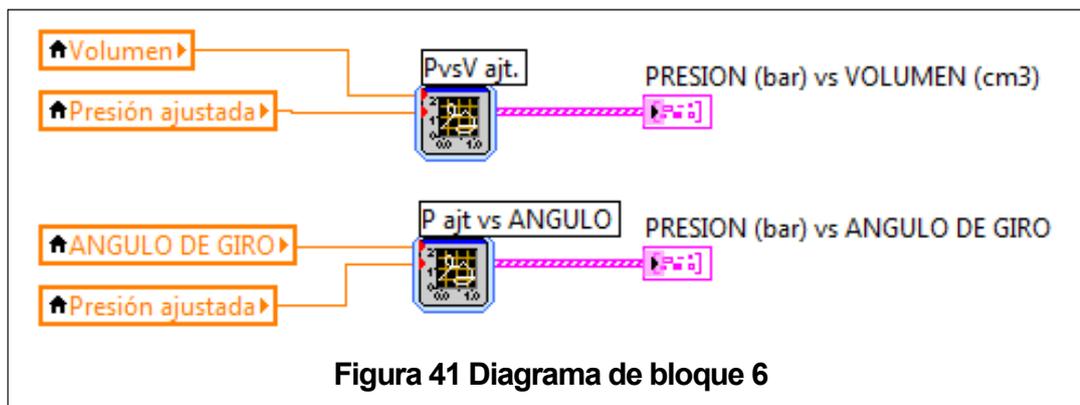


Figura 40 Diagrama de bloque 5

### 5.3.6 DIAGRAMA DE BLOQUE 6

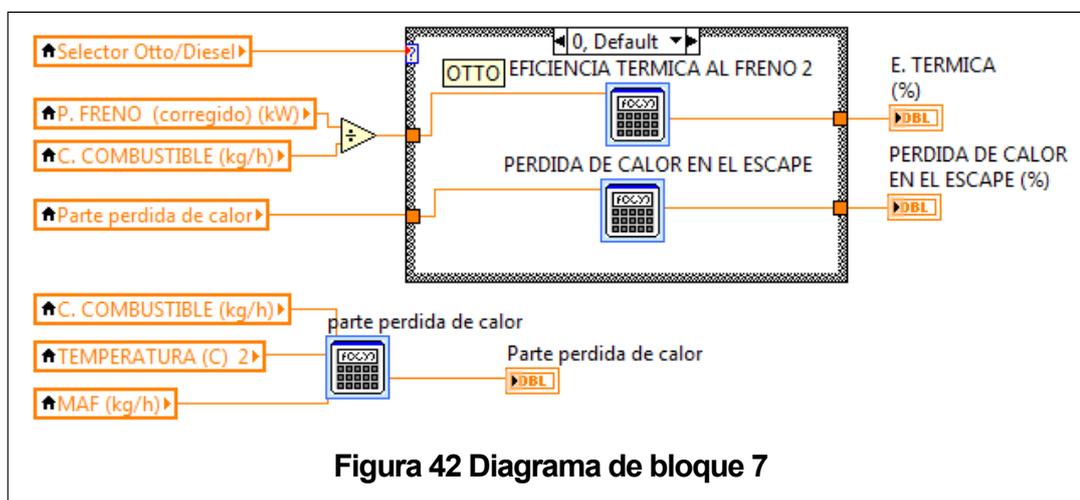
Una vez obtenidas las variables locales de volumen y presión ajustada, ingresan en un asistente para generar una gráfica XY, de la misma manera ocurre

con el ángulo de giro y la presión ajustada y son mostrados en un indicador gráfico (figura 32).



### 5.3.7 DIAGRAMA DE BLOQUE 7

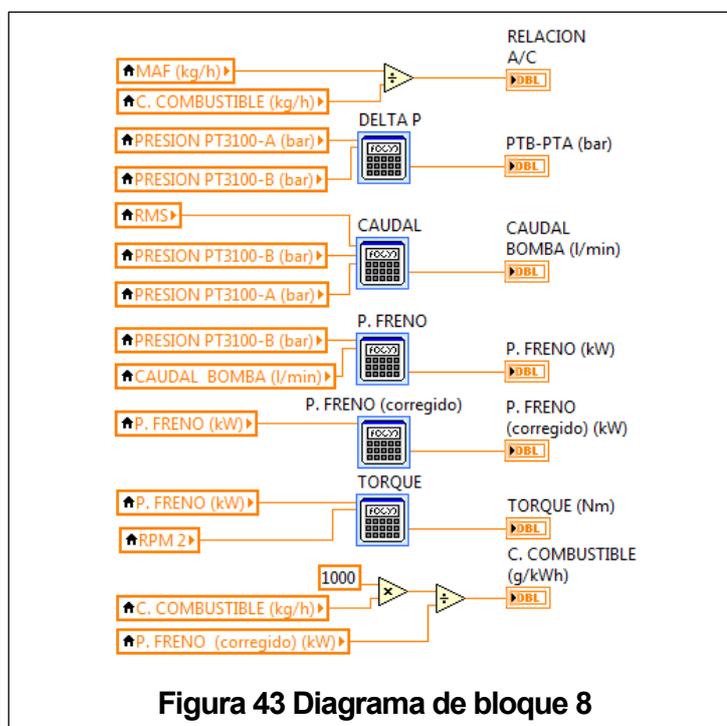
Para hallar la eficiencia térmica al freno y la pérdida de calor en el escape se usó (2.16) y (2.14) respectivamente, estas se encuentran dentro de la estructura case controlada por el selector Otto/Diesel y sus valores se observan en los indicadores de la figura 31 y son almacenados en variables locales.



### 5.3.8 DIAGRAMA DE BLOQUE 8

- Relación A/C: Con (2.4) se encuentra su valor.
- Delta P: Se necesita encontrar una diferencia de presiones entre PTA y PTB.
- Caudal bomba: Ingresando (5.12) se tendrá el caudal de la bomba en (l/min).
- Potencia al freno: Las variables almacenadas ingresan a (5.14) para ser procesadas.
- Potencia corregida: Se corrige la potencia al freno mediante (2.21).
- Torque: Se evaluó las variables necesarias en (5.15).
- Consumo específico de combustible: Procesando (2.20) se encuentra el consumo específico de combustible.

Todos los resultados son almacenados en diferentes variable locales y mostrados en indicadores numéricos de la figura 31.



### 5.3.9 DIAGRAMA DE BLOQUE 9

Al pulsar el interruptor booleano para de la figura 26 cambia el estado de la estructura case del diagrama de bloque 9, generando un archivo en formato pdf con la captura de las gráficas de la figura 32.

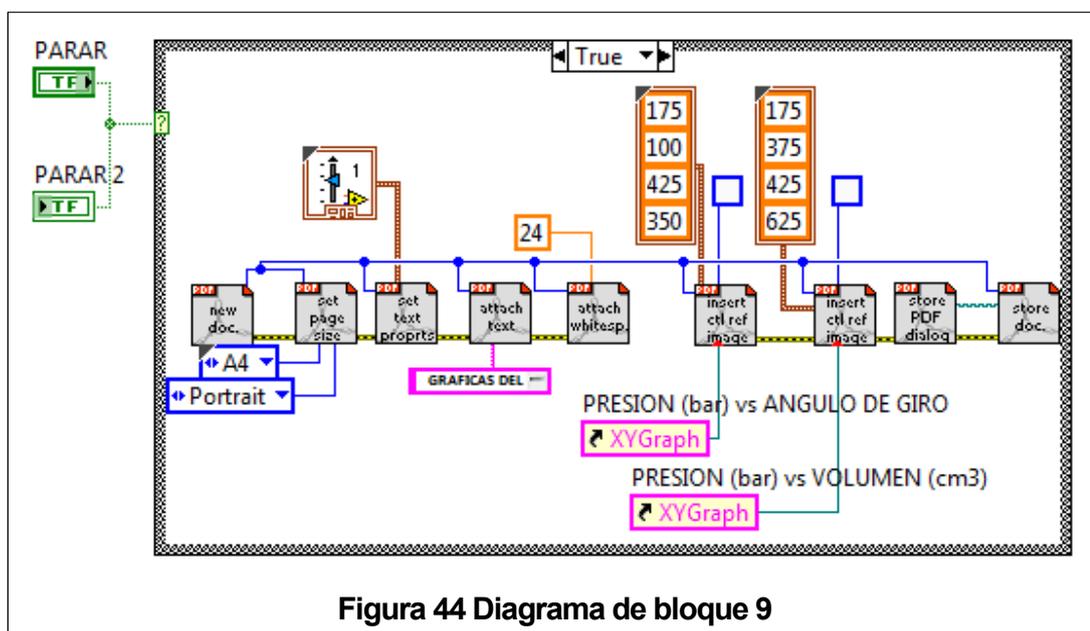


Figura 44 Diagrama de bloque 9

### 5.3.10 DIAGRAMA DE BLOQUE 10

En la estructura case ingresan todas las variables locales, al cambiar de estado el interruptor booleano PARAR de la figura 26. Todas las variables fueron cambiadas a otro tipo de dato que permita ingresarlas en dos arreglos: el primero muestra los datos en una tabla en la figura 33, estos son reemplazados cada vez que se presiona PARAR, el segundo guarda todos los datos cada que se presiona el interruptor y los muestra en la tabla de la figura 34.

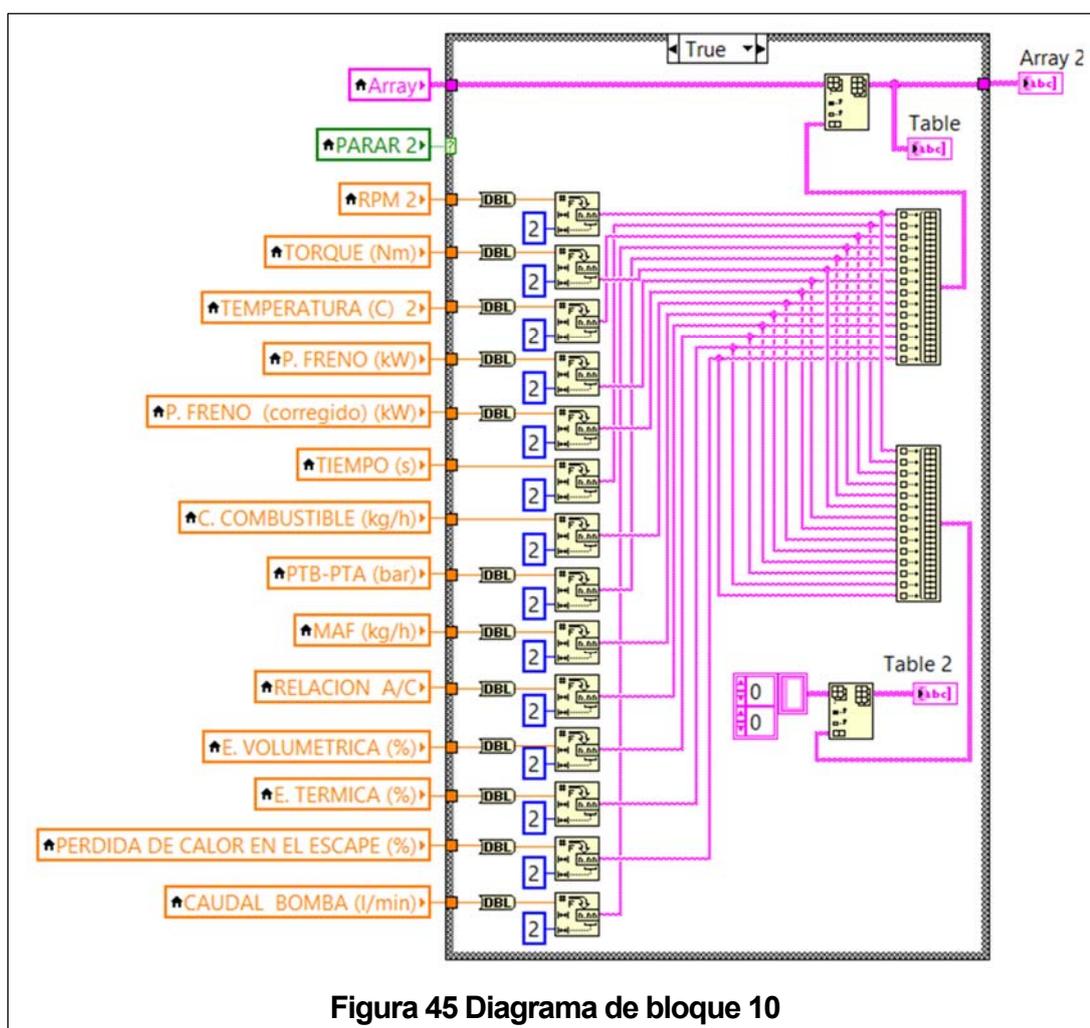


Figura 45 Diagrama de bloque 10

### 5.3.11 DIAGRAMA DE BLOQUE 11

Al cambiar de esta el interruptor booleano OBTENER cambia de estado la estructura case, procesando los datos almacenados en la tabla de la figura 34 y los muestra en gráficas XY de la figura 35. Además genera un reporte en formato pdf en el cual se muestra las gráficas y tablas de la venta datos y curvas.

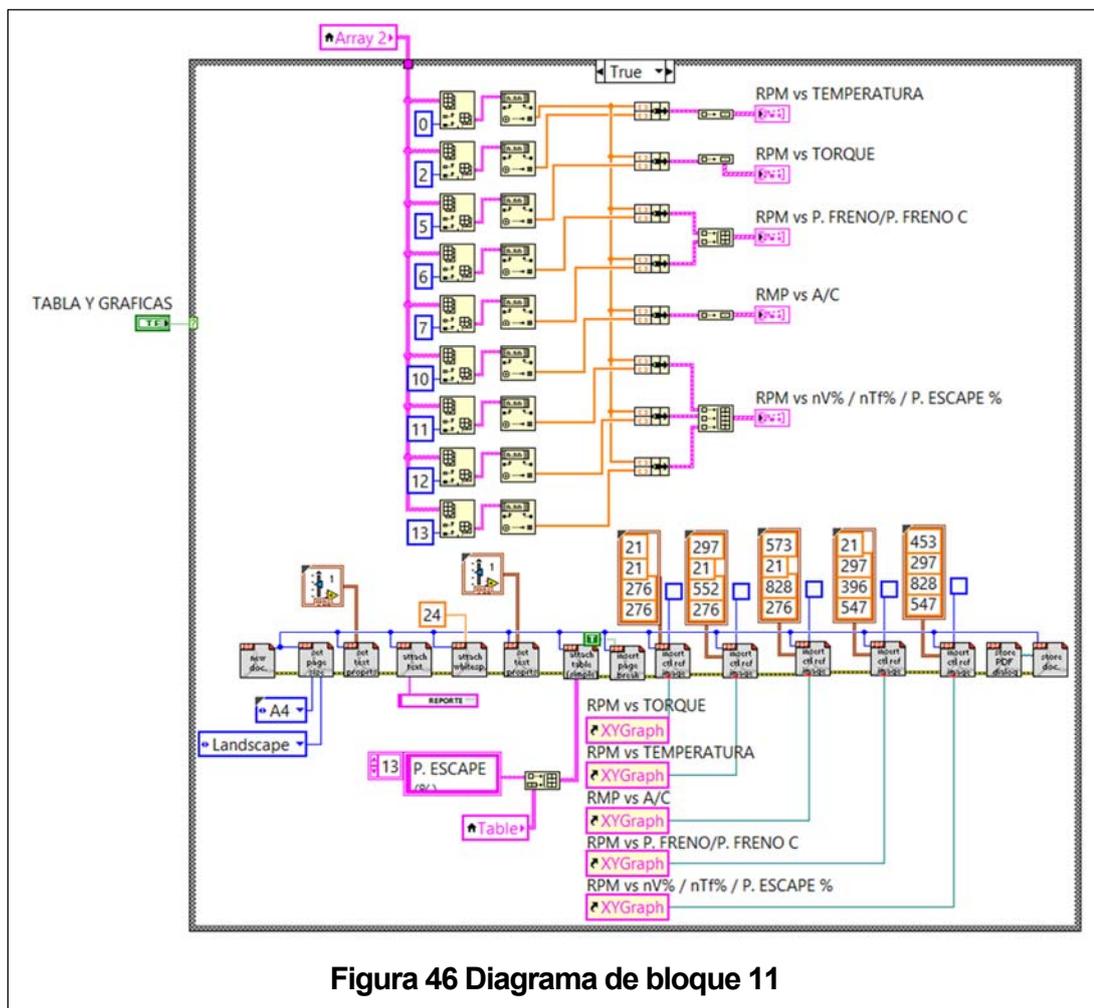


Figura 46 Diagrama de bloque 11

La lógica del programa se encuentra en el ANEXO L.

## CAPÍTULO 6 VALIDACIÓN Y RESULTADOS

### 6.1 VALIDACIÓN

La validación se realizó comparando los datos obtenidos antes (ANEXO M) y después (ANEXO N) de la modernización de los bancos de prueba, esto se realiza principalmente con la intención de verificar que la aplicación cumple con lo esperado, al dar una idea de la variación de los resultados.

#### 6.1.1 OTTO

**Tabla 22**  
**Validación Torque**

<b>RPM</b>	<b>Antes</b>	<b>Después</b>	<b>Error %</b>
<b>1600</b>	4,5	7,48	49,75
<b>1800</b>	5,5	6,78	20,85
<b>2000</b>	5	5,5	9,52
<b>2200</b>	5,5	5,37	2,39
<b>2400</b>	6	4,97	18,78
<b>2600</b>	6	4,57	27,06
<b>2800</b>	6	4,03	39,28
<b>3000</b>	6	3,98	40,48
<b>3200</b>	5,5	3,29	50,28
<b>3400</b>	3,5	2,59	29,89

**Tabla 23**  
**Validación Temperatura**

RPM	Antes	Después	Error %
1600	540	106,85	133,93
1800	580	116,47	133,11
2000	610	141,14	124,84
2200	640	155,08	121,98
2400	670	167,2	120,11
2600	680	168,12	120,71
2800	660	166,63	119,37
3000	680	168,06	120,73
3200	680	170,35	119,87
3400	720	175,7	121,54

**Tabla 24**  
**Validación Potencia al freno a la salida**

RPM	Potencia al freno			Potencia al freno corregida		
	Antes	Después	Error %	Antes	Después	Error %
1600	0,75	1,24	49,25	1,07	1,76	48,76
1800	1,04	1,20	14,29	1,47	1,70	14,51
2000	1,05	1,19	12,50	1,49	1,69	12,58
2200	1,27	1,20	5,67	1,80	1,71	5,13
2400	1,51	1,20	22,88	2,14	1,70	22,92
2600	1,63	1,21	29,58	2,32	1,71	30,27
2800	1,76	1,17	40,27	2,50	1,67	39,81
3000	1,88	1,20	44,16	2,67	1,70	44,39
3200	1,84	1,09	51,19	2,62	1,55	51,32
3400	1,25	0,91	31,48	1,77	1,30	30,62

**Tabla 25**  
**Validación consumos**

RPM	Aire			Combustible		
	Antes	Después	Error %	Antes	Después	Error %
1600	6,64	8,98	29.96	0,22	0,44	66.67
1800	7,42	9,90	28.64	0,23	0,46	66.67
2000	8,13	10,59	26.28	0,30	0,52	53.66
2200	8,13	10,58	26.19	0,34	0,53	43.68
2400	8,13	10,32	23.74	0,37	0,55	39.13
2600	8,13	11,58	35.01	0,41	0,56	30.93
2800	8,78	14,60	49.79	0,44	0,56	24.00
3000	9,39	15,21	47.32	0,44	0,57	25.74
3200	9,39	15,36	48.24	0,47	0,58	20.95
3400	10,49	15,49	38.49	0,45	0,61	30.19

**Tabla 26**  
**Validación eficiencias**

RPM	Volumétrica			Térmica al freno			P. Escape		
	Antes	Después	Error %	Antes	Después	Error %	Antes	Después	Error %
1600	40,61	55,79	31.49	41,74	34,35	19.42	38,56	4,39	159.12
1800	40,36	57,68	35.33	54,43	31,61	53.05	43,96	5,11	158.35
2000	39,79	50,29	23.31	42,43	28,02	40.91	39,37	6,13	146.11
2200	36,18	48,58	29.26	45,55	27,87	48.16	36,88	6,75	138.12
2400	33,16	44,00	28.10	49,91	26,61	60.90	35,72	6,90	135.24
2600	30,61	45,09	38.26	48,48	26,40	58.97	32,68	7,64	124.21
2800	30,70	51,64	50.86	48,19	25,66	61.02	31,60	9,44	107.99
3000	30,63	50,84	49.61	51,63	25,81	66.68	34,73	9,77	112.18
3200	28,72	47,83	49.93	47,33	22,75	70.15	32,66	9,73	108.19
3400	30,22	45,29	39.92	33,42	18,19	59.02	40,18	9,70	122.21

## 6.1.2 DIESEL

**Tabla 27**  
**Validación Torque**

RPM	Antes	Después	Error %
1800	4,5	7,95	55.42
2000	4	7,48	60.63
2200	3,5	6,64	61.93
2400	3	5,63	60.95
2600	2,5	4,87	64.31
2800	2,5	4,11	48.71
3000	1,5	2,97	65.77
3200		1,83	

**Tabla 28**  
**Validación Temperatura**

RPM	Antes	Después	Error %
1800	540	148,22	113,85
2000	560	151,61	114,78
2200	580	161,37	112,93
2400	600	162,87	114,60
2600	620	166,49	115,33
2800	620	168,48	114,53
3000	620	167,63	114,87
3200		159,49	

**Tabla 29**  
**Validación Potencia al freno de salida**

RPM	Potencia al freno			Potencia al freno corregida		
	Antes	Después	Error %	Antes	Después	Error %
1800	0,85	1,51	55,93	1,2	2,14	56,29
2000	0,84	1,56	60,00	1,19	2,21	60,00
2200	0,81	1,52	60,94	1,14	2,16	61,82
2400	0,75	1,4	60,47	1,07	1,99	60,13
2600	0,68	1,3	62,63	0,97	1,85	62,41
2800	0,73	1,18	47,12	1,04	1,67	46,49
3000	0,76	0,93	20,12	1,06	1,32	21,85
3200		0,62			0,88	

**Tabla 30**  
**Validación consumos**

RPM	Aire			Combustible		
	Antes	Después	Error %	Antes	Después	Error %
1800	3,9	1,45	91,59	0,86	0,85	1,17
2000	6,3	2,62	82,51	0,93	0,92	1,08
2200	10,49	3,63	97,17	1,05	1,03	1,92
2400	11	7,28	40,70	1,15	1,14	0,87
2600	11,49	12,68	9,85	1,27	1,25	1,59
2800	11,49	13,05	12,71	1,34	1,37	2,21
3000	12,42	15,89	24,51	1,42	1,51	6,14
3200		12,85			1,63	

**Tabla 31**  
**Validación eficiencias**

RPM	Volumétrica			Térmica al freno			P. Escape		
	Antes	Después	Error %	Antes	Después	Error %	Antes	Después	Error %
1800	20,5	7,11	96,99	12,86	23,30	57,74	16,66	0,87	180,15
2000	32,70	11,68	94,73	11,79	22,14	61,01	16,97	1,29	171,74
2200	42,01	14,67	96,47	10,04	19,32	63,22	15,73	1,63	162,44
2400	40,39	27,10	39,38	8,57	16,03	60,65	15,67	2,68	141,58
2600	38,94	43,94	12,07	7,00	13,71	64,80	15,40	4,17	114,77
2800	36,16	42,27	15,58	7,14	11,28	44,95	14,67	3,99	114,47
3000	36,45	27,02	29,71	7,25	8,06	10,58	14,94	4,33	110,12
3200		35,08			5,00			3,16	

## 6.2 RESULTADOS

Al comparar los datos obtenidos en las prácticas anteriores y actuales se puede observar un error considerable, esto se debe en gran mayoría a errores sistemáticos, producidos en la toma de datos antes de la modernización del equipo, originados por su deterioro, por alguna particularidad del operador o por el proceso de medición.

Uno de los errores sistemáticos más frecuentes es el visual, ya que depende de la apreciación, posición y facultades del operador; como el operador no es siempre el mismo y de igual forma las condiciones en las que se realiza la práctica, este error no es constante.

El mayor error porcentual se da en la medición de los valores de temperatura, siendo este mayor al 100%, la causa principal es el daño de la termocupla con la cual se realizaba dicho proceso. Ésta medición errónea de la temperatura da como resultado una alteración en el valor de porcentaje de pérdidas en el escape.

Modernizando el banco de pruebas se elimina dicho error visual porque la toma de datos es automática e instantánea, el error en la medición de temperatura, así como posibles fallas en otros instrumentos fueron eliminados al ser sustituidos por elementos nuevos y de mayor precisión.

## CAPÍTULO 7 ANÁLISIS ECONÓMICO

### 7.1 COSTOS DIRECTOS

Se tomaron en cuenta todos los recursos empleados físicamente en el proyecto.

Descripción	Cantidad (UN)	Precio unitario (USD)	Total
Freno hidráulico	1	1818.60	1818.60
Módulo adquisición de datos	1	666.80	666.80
Sistema de admisión	1	220.38	220.38
Sistema de escape	1	322.23	322.23
Mantenimiento	1	443.06	443.06
<b>TOTAL</b>			<b>3471.07</b>

### 7.2 COSTOS INDIRECTOS

Son los costos de los elementos que no se incorporaron físicamente en el proyecto.

Descripción	Cantidad (UN)	Precio unitario (USD)	Total
Insumos de limpieza	1	120.96	120.96
Pruebas y calibración	1	72.57	72.57
Insumos de fabricación	1	302.09	302.09
Transporte	1	108.86	108.86
<b>TOTAL</b>			<b>604.48</b>

### 7.3 COSTOS TOTALES

Descripción	Precio total (USD)
<b>Costos directos</b>	3471.07
<b>Costos indirectos</b>	604.48
<b>TOTAL</b>	<b>4075.55</b>

El proyecto fue financiado en su totalidad por los autores de la tesis presente.

## **CAPÍTULO 8**

### **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

#### **8.1 CONCLUSIONES**

- Mediante un mantenimiento correctivo y preventivo se lograron recuperar los bancos de pruebas a un estado óptimo de funcionamiento.
- Se dimensionó, diseñó y fabricó un nuevo sistema de freno hidráulico de aceite el cual permite tener un mejor control de los bancos de pruebas, facilitando la adquisición de datos y la operación de los mismos.
- Al fabricar el nuevo sistema de freno con materiales reciclados y sustituir el freno hidráulico antiguo, se detuvo el desperdicio de agua en cada práctica colaborando así a reducir el impacto ambiental.
- El nuevo sistema de frenado se lo realizó tomando en cuenta que va a ser usado tanto en el banco Otto como Diesel, por ésta razón se optimizó el diseño para ser intercambiable.
- Implementar nuevos instrumentos y un sistema de adquisición de datos, dio como resultado obtener los parámetros de funcionamiento de forma precisa y en tiempo real.
- La interfaz máquina-humano (HMI), ha sido diseñada para un manejo amigable, simple e intuitivo del usuario, permitiendo registrar los datos en un documento pdf.
- Se encontraron las gráficas presión vs volumen y presión vs ángulo de giro del cigüeñal, que brindan información en tiempo real para una mejor comprensión de los ciclos de combustión estudiados.
- Al obtener las curvas de rendimiento en tiempo real de los ciclos permite tener una idea de la eficiencia y rendimiento del motor, e incluso permite hacer una comparación entre motores de varios tipos y tamaños.
- Al no contar con instrumentos especializados para medir directamente la presión en la cámara de combustión, se tuvo que recurrir a la creatividad e ingenio para encontrar la presión basándose en datos y gráficas experimentales históricos.

- A nivel nacional la adquisición de instrumentos para la automatización resulta difícil, costoso y con tiempos de entrega desproporcionados.
- El módulo de adquisición de datos fue diseñado para brindar protección y portabilidad, e incluso se encuentra apto para recibir nuevos sistemas y mejoras.

## **8.2 RECOMENDACIONES**

- Después de realizar todas las prácticas semestrales, es necesario dar un mantenimiento preventivo, garantizando así un óptimo funcionamiento del equipo repotenciado.
- Al tener partes y piezas que se encuentran en movimiento, se debe tomar todas las precauciones del caso antes de operar el equipo.
- Nunca dejar que los motores se apaguen por falta de combustible ya que ingresa aire a sus líneas, dando como resultado un mal funcionamiento del motor e inestabilidad del mismo, llegando incluso a no arrancar.
- Antes de empezar una práctica siempre verificar que se encuentren correctamente conectados los cables de alimentación y señal de los sensores hacia el sistema de adquisición de datos.
- Se recomienda adquirir un transductor piezoeléctrico especializado para medir directamente la variable de presión dentro de la cámara de combustión.
- Comprobar funcionamiento, disponibilidad y requerimiento de instrumentos existentes y nuevos con el objetivo de realizar una planificación previa.
- Al finalizar éste proyecto, se desea que exista una mejora continua del mismo; por lo tanto se recomienda a futuros estudiantes la complementación de los equipos, implementando nuevos sistemas de medición y control.

### 8.3 BIBLIOGRAFÍA

Beltrán Provoste, C. (23 de Marzo de 2012). *infoPLC*. Recuperado el 10 de Diciembre de 2014, de [www.infoplcn.net: http://www.infoplcn.net/files/documentacion/instrumentacion\\_deteccion/infoPLC\\_net\\_MEDICION\\_DE\\_TEMPERATURA.pdf](http://www.infoplcn.net/files/documentacion/instrumentacion_deteccion/infoPLC_net_MEDICION_DE_TEMPERATURA.pdf)

Beltrán Provoste, C. (14 de Febrero de 2014). *infoPLC*. Recuperado el 9 de Diciembre de 2014, de [www.infoplcn.net: http://www.infoplcn.net/files/documentacion/instrumentacion\\_deteccion/infoPLC\\_net\\_medicion\\_DE\\_TEMPERATURA.pdf](http://www.infoplcn.net/files/documentacion/instrumentacion_deteccion/infoPLC_net_medicion_DE_TEMPERATURA.pdf)

Bombas Ideal S.A. (25 de Enero de 2012). *Datos Técnicos de Hidráulica*. Recuperado el 9 de Diciembre de 2014, de [www.bombasideal.com: http://www.bombasideal.com/wp-content/uploads/2014/02/LIBRO-HIDRAULICA-ES-D-171213.pdf](http://www.bombasideal.com/wp-content/uploads/2014/02/LIBRO-HIDRAULICA-ES-D-171213.pdf)

Carletti, E. J. (11 de Mayo de 2014). *Codificadores de posición angular*. Recuperado el 10 de Diciembre de 2014, de [www.robots-argentina.com.ar: http://robots-argentina.com.ar/SensoresAngulares\\_resolver.htm](http://robots-argentina.com.ar/SensoresAngulares_resolver.htm)

Cengel, D. A., & Boles, D. A. (1998). *Termodinámica* (3a ed.). Hightstown, New Jersey, Estados Unidos: McGraw-Hill. Recuperado el 2 de Diciembre de 2014

Coloma Caza, J. R., & Rivadeneira Burbano, E. X. (23 de Agosto de 2006). *Diseño y Construcción de un Banco de Pruebas para Sellos de Cilindros Hidráulicos de Pistón de Doble Efecto de hasta una Longitud de 1.5 metros de Carrera y 0.25 metros de Diámetro de Pistón con Capacidad de hasta 20 MegaPascales para la Empresa GERCASASC*. Sangolquí, Pichincha, Ecuador. Recuperado el 9 de Diciembre de 2014

- COPEC S.A. (1 de Enero de 2014). *Fluidos para transmisiones automáticas*. Recuperado el 09 de 12 de 2014, de [www.copec.cl](http://www.copec.cl): [http://www.mobiltec.cl/manualmobil/ficha\\_prod.php?pid=95](http://www.mobiltec.cl/manualmobil/ficha_prod.php?pid=95)
- López García, M., & Ramón, M. (13 de Agosto de 2007). *Facultad de Ingeniería UNLP*. Recuperado el 11 de Diciembre de 2014, de [www.ing.unlp.edu.ar](http://www.ing.unlp.edu.ar): [http://www.ing.unlp.edu.ar/electrotecnia/procesos/apuntes/Medicion\\_de\\_Caudal.pdf](http://www.ing.unlp.edu.ar/electrotecnia/procesos/apuntes/Medicion_de_Caudal.pdf)
- McCabe, W. L., Smith, J. C., & Harriott, P. (1991). *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química* (4a ed.). Madrid: McGraw-Hill. Recuperado el 9 de Diciembre de 2014
- Mecánica y Motores. (21 de Diciembre de 2012). *Mecánica y Motores*. Recuperado el 4 de Diciembre de 2014, de [www.mecanicaymotores.com](http://www.mecanicaymotores.com): <http://www.mecanicaymotores.com/el-ciclo-diesel.html>
- Muller, E. A. (2002). *Termodinámica Básica* (Segunda ed.). Sevilla, España: Consultora Kemiteknik C.A. Recuperado el 12 de Diciembre de 2014
- National Instruments. (20 de Enero de 2014). *National Instruments*. Recuperado el 10 de Diciembre de 2014, de [www.ni.com](http://www.ni.com): <http://www.ni.com/data-acquisition/what-is/esa/>
- TecQuipment Ltd. (1979). *Electronic Engine Indicating System*. Long Eaton, Nottingham, Inglaterra. Recuperado el 17 de Diciembre de 2014
- TecQuipment Ltd. (1979). *Mini-Engine Test Rigs and Instrumentation*. Long Eaton, Nottingham, Inglaterra. Recuperado el 09 de Diciembre de 2014
- Universidad de Castilla-La Mancha. (28 de Abril de 2005). *Cinemática y dinámica del motor*. Recuperado el 17 de Diciembre de 2014, de [www.uclm.es](http://www.uclm.es): [http://www.uclm.es/profesorado/porrasyoriano/motores/temas/cinematica\\_y\\_dinamica.pdf](http://www.uclm.es/profesorado/porrasyoriano/motores/temas/cinematica_y_dinamica.pdf)

Universidad Nacional del Sur. (14 de Julio de 2002). *Departamento de Ingeniería Eléctrica y de Computadoras*. Recuperado el 10 de Diciembre de 2014, de [www.ingelec.uns.edu.ar](http://www.ingelec.uns.edu.ar):  
<http://www.ingelec.uns.edu.ar/lmeii2774/docs/LME2-NC01-SAD-Ap1-transd.PDF>

Vignoni, I. (12 de Agosto de 2013). *Universidad Nacional de la Plata*. Recuperado el 10 de Diciembre de 2014, de [www.ing.unlp.edu.ar](http://www.ing.unlp.edu.ar):  
[http://www.ing.unlp.edu.ar/electrotecnia/procesos/apuntes/Medicion\\_de\\_Temperatura.pdf](http://www.ing.unlp.edu.ar/electrotecnia/procesos/apuntes/Medicion_de_Temperatura.pdf)