



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**“DETERMINACIÓN DEL RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO
REAL EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA POR
MEDIO DE UNA INTERFAZ GRÁFICA, ENTRE DOS
MOTORES DE LAS MISMAS CARACTERÍSTICAS CON
DIFERENTES KILOMETRAJES”**

**GAVINO MORETA DANIEL PAÚL
QUIROZ SANTANA DIEGO ANDRÉS**

TRABAJO DE TITULACIÓN

TIPO: PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

**Previo a la obtención del Título de:
INGENIERO AUTOMOTRIZ**

RIOBAMBA – ECUADOR

2019

ESPOCH

Facultad de Mecánica

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DEL TRABAJO
DE TITULACIÓN**

2018-10-23

Yo recomiendo que el trabajo de titulación preparado por:

GAVINO MORETA DANIEL PAÚL

Titulado:

**“DETERMINACIÓN DEL RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO REAL EN
MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA POR MEDIO DE UNA INTERFAZ
GRÁFICA, ENTRE DOS MOTORES DE LAS MISMAS CARACTERÍSTICAS
CON DIFERENTES KILOMETRAJES”**

Sea aceptada como total complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ



Ing. Carlos José Santillán Mariño
DECANO FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:



Ing. Castelo Valdivieso Juan Carlos
DIRECTOR TRABAJO DE TITULACIÓN



Ing. Villagrán Cáceres Wilson Javier
MIEMBRO TRABAJO DE TITULACIÓN

ESPOCH

Facultad de Mecánica

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DEL TRABAJO
DE TITULACIÓN**

2018-10-23

Yo recomiendo que el trabajo de titulación preparado por:

QUIROZ SANTANA DIEGO ANDRÉS

Titulado:

**“DETERMINACIÓN DEL RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO REAL EN
MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA POR MEDIO DE UNA INTERFAZ
GRÁFICA, ENTRE DOS MOTORES DE LAS MISMAS CARACTERÍSTICAS
CON DIFERENTES KILOMETRAJES”**

Sea aceptada como total complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ



Ing. Carlos José Santillán Mariño
DECANO FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:



Ing. Castelo Valdivieso Juan Carlos
DIRECTOR TRABAJO DE TITULACIÓN



Ing. Villagrán Cáceres Wilson Javier
MIEMBRO TRABAJO DE TITULACIÓN

ESPOCH

Facultad de Mecánica

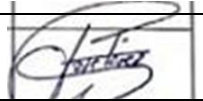
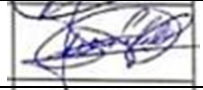

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: GAVINO MORETA DANIEL PAÚL

TÍTULO DEL TRABAJO DE TITULACIÓN: “DETERMINACIÓN DEL RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO REAL EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA POR MEDIO DE UNA INTERFAZ GRÁFICA, ENTRE DOS MOTORES DE LAS MISMAS CARACTERÍSTICAS CON DIFERENTES KILOMETRAJES”

Fecha de Examinación: 2019-04-24

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

| COMITÉ DE EXAMINACIÓN | APRUEBA | NO APRUEBA | FIRMA |
|--|---------|------------|---|
| Ing. José Francisco Pérez Fiallos PRESIDENTE TRIB. DEFENSA | ✓ | |  |
| Ing. Castelo Valdivieso Juan Carlos DIRECTOR | ✓ | |  |
| Ing. Villagrán Cáceres Wilson Javier MIEMBRO | — | |  |

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.



Ing. José Francisco Pérez Fiallos
PRESIDENTE TRIB. DEFENSA

ESPOCH

Facultad de Mecánica


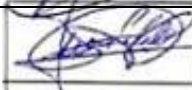

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: QUIROZ SANTANA DIEGO ANDRÉS

TÍTULO DEL TRABAJO DE TITULACIÓN: “DETERMINACIÓN DEL RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO REAL EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA POR MEDIO DE UNA INTERFAZ GRÁFICA, ENTRE DOS MOTORES DE LAS MISMAS CARACTERÍSTICAS CON DIFERENTES KILOMETRAJES”

Fecha de Examinación: 2019-04-24

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

| COMITÉ DE EXAMINACIÓN | APRUEBA | NO APRUEBA | FIRMA |
|--|---------|------------|---|
| Ing. José Francisco Pérez Fiallos PRESIDENTE TRIB. DEFENSA | ✓ | |  |
| Ing. Castelo Valdivieso Juan Carlos DIRECTOR | ✓ | |  |
| Ing. Villagrán Cáceres Wilson Javier MIEMBRO | - | |  |

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.



Ing. José Francisco Pérez Fiallos
PRESIDENTE TRIB. DEFENSA

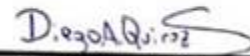
DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de titulación denominado “**DETERMINACIÓN DEL RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO REAL EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA POR MEDIO DE UNA INTERFAZ GRÁFICA, ENTRE DOS MOTORES DE LAS MISMAS CARACTERÍSTICAS CON DIFERENTES KILOMETRAJES**” que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación técnica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.



Gavino Moreta Daniel Paúl

Cédula de Identidad: 060395696-2



Quiroz Santana Diego Andrés

Cédula de Identidad: 131274086-1

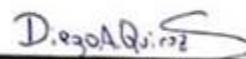
DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Nosotros, Gavino Moreta Daniel Paúl y Quiroz Santana Diego Andrés, declaramos que el presente trabajo presentado es de nuestra autoría y los resultados alcanzados en los diferentes análisis son auténticos y son únicos en cuanto al estudio realizado en el presente trabajo. En la parte investigativa se utilizaron textos y figuras de varios autores los cuales han sido referenciados y citados correctamente. Somos conscientes del hecho de no respetar derechos de autoría y hacer plagio, por lo tanto, asumimos con gran responsabilidad de cualquier irregularidad presentada por el incumplimiento de lo declarado.



Gavino Moreta Daniel Paúl

Cédula de Identidad: 060395696-2



Quiroz Santana Diego Andrés

Cédula de Identidad: 131274086-1

DEDICATORIA

El presente trabajo se lo dedico a mis padres Geovanny y María que, con el sacrificio y disciplina, supieron motivarme y brindarme su apoyo incondicional para lograr este triunfo muy importante en mi vida profesional.

GAVINO MORETA DANIEL PAÚL

Dedico este trabajo a Dios por haberme dado unos padres maravillosos, por ser él guía de mis pasos día a día, por la salud, protección y por permitirme hacer amigos con los cuales contar en las buenas y las malas a lo largo de los estudios en la ciudad de Riobamba.

A mis padres Lorgio Quiroz y Betsy Santana los cuales me dieron su apoyo moral y económico, siempre desde que tengo memoria realizando muchos sacrificios para que pueda tener una excelente educación a lo largo de mi vida, por inculcarme valores para ser un hombre de bien y prepararme para afrontar los retos que nos pone la vida, gracias por creer en mí siempre les estaré eternamente agradecido por haberme ayudado a cumplir mis sueños.

Este título también se lo dedico a mis hermanos, primos y amigos para que sirva de ejemplo de que con un poco de esfuerzo nada es imposible de lograr en esta vida; siempre se cruzaran con obstáculos, personas toxicas que digan que no lo lograrán, solo no se desanimen al contrario tómenlo como un reto o una adulación, eso siempre me daba fuerzas para seguir adelante.

QUIROZ SANTANA DIEGO ANDRÉS

AGRADECIMIENTO

Quiero dar gracias a Dios por haberme brindado toda la sabiduría material para lograr tan anhelado sueño y la fortaleza para lograr mantenerme firme.

A mis padres, a mis tíos, Manuel, Vicente, Enrique y Teresa, a mi primo Francisco que me han apoyado de manera incondicional, que hicieron posible la culminación de esta etapa estudiantil.

GAVINO MORETA DANIEL PAÚL

Le agradezco a Dios por permitirme estar hasta el final de mis estudios, ganando amigos de verdad, y experiencias que nunca olvidare.

A mi padre Lorgio le doy las gracias por haber creído en mí y haberme apoyado a lo largo de mi carrera profesional a pesar de no seguir la tendencia de tener la misma profesión padre e hijo.

A mi madre Betsy por darme el apoyo de estar en una ciudad lejana a la nuestra y el poder prepararme para cumplir mis sueños.

A las personas que me brindaron su apoyo para seguir adelante y nunca rendirme, en especial a mi abuelita Olinda y a mis tíos Geovanny, Levis, Hernán, Faber, Legtali, Lauro Lisseth y Monserrat por el apoyo brindado durante estos años.

Finalmente, mis agradecimientos a los docentes de la Escuela de Ingeniería Automotriz que me impartieron los conocimientos, y me permitieron desarrollar las habilidades, destrezas y aptitudes necesarias para el campo laboral, y de manera especial a mis tutores de tesis el Ing. Juan Carlos Castelo y el Ing. Javier Villagrán quienes con su profesionalismo y experiencia me permitieron culminar con éxito esta etapa de mi vida.

QUIROZ SANTANA DIEGO ANDRÉS

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN

ABSTRACT

INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO I

Página

| | | |
|-----------|---|----------|
| 1. | MARCO REFERENCIAL | 1 |
| 1.1 | Antecedentes..... | 1 |
| 1.2 | Problematización..... | 2 |
| 1.3 | Justificación..... | 2 |
| 1.3.1 | <i>Justificación teórica</i> | 2 |
| 1.3.2 | <i>Justificación práctica</i> | 3 |
| 1.3.3 | <i>Justificación metodológica</i> | 3 |
| 1.4 | Objetivos..... | 3 |
| 1.4.1 | <i>Objetivo general</i> | 3 |
| 1.4.2 | <i>Objetivos específicos</i> | 4 |

CAPÍTULO II

| | | |
|-----------|---------------------------------------|----------|
| 2. | MARCO TEÓRICO | 5 |
| 2.1 | Termodinámica Automotriz..... | 5 |
| 2.1.1 | <i>Conceptos termodinámicos</i> | 5 |
| 2.1.2 | <i>Procesos termodinámicos</i> | 6 |
| 2.1.2.1 | <i>Proceso isométrico</i> | 6 |
| 2.1.2.2 | <i>Proceso isobárico</i> | 6 |
| 2.1.2.3 | <i>Proceso isotérmico</i> | 7 |
| 2.1.2.4 | <i>Proceso isoentrópico</i> | 7 |

| | | |
|---------|---|----|
| 2.2 | Motor de combustión interna..... | 7 |
| 2.2.1 | <i>Ciclos de operación del motor.....</i> | 8 |
| 2.2.2 | <i>Ciclo teórico motor Otto cuatro tiempos.....</i> | 9 |
| 2.2.3 | <i>Ciclos reales de funcionamiento.....</i> | 10 |
| 2.2.3.1 | <i>Factores que influyen un ciclo real.....</i> | 10 |
| 2.2.4 | <i>Ciclo práctico de cuatro tiempos.....</i> | 11 |
| 2.2.4.1 | <i>Primer tiempo: Admisión.....</i> | 11 |
| 2.2.4.2 | <i>Segundo tiempo: Compresión.....</i> | 11 |
| 2.2.4.3 | <i>Tercer tiempo: Expansión.....</i> | 11 |
| 2.2.4.4 | <i>Cuarto tiempo: Escape.....</i> | 12 |
| 2.2.5 | <i>Análisis de procesos.....</i> | 12 |
| 2.2.5.1 | <i>La carga.....</i> | 12 |
| 2.2.5.2 | <i>La compresión</i> | 14 |
| 2.2.5.3 | <i>Ignición, combustión y expansión.....</i> | 15 |
| 2.2.5.4 | <i>La evacuación de los residuos de combustión.....</i> | 16 |
| 2.2.6 | <i>Parámetros geométricos.....</i> | 17 |
| 2.2.6.1 | <i>Diámetro del cilindro.....</i> | 17 |
| 2.2.6.2 | <i>Carrera del pistón.....</i> | 17 |
| 2.2.6.3 | <i>Relación carrera diámetro.....</i> | 18 |
| 2.2.6.4 | <i>Longitud de manivela.....</i> | 18 |
| 2.2.6.5 | <i>Longitud de biela.....</i> | 18 |
| 2.2.6.6 | <i>Sección de pistón.....</i> | 19 |
| 2.2.6.7 | <i>Cilindrada unitaria.....</i> | 19 |
| 2.2.6.8 | <i>Volumen de la cámara de combustión.....</i> | 19 |

| | | |
|----------|---|----|
| 2.2.6.9 | <i>Relación de compresión.....</i> | 19 |
| 2.2.6.10 | <i>Cilindrada total.....</i> | 20 |
| 2.2.7 | <i>Cálculo de parámetros.....</i> | 21 |
| 2.2.7.1 | <i>Cálculo de cámara de compresión.....</i> | 21 |
| 2.2.7.2 | <i>Temperatura de la carga al principio de la compresión.....</i> | 22 |
| 2.2.7.3 | <i>Temperatura de la carga al final de la compresión.....</i> | 23 |
| 2.2.8 | <i>Cálculo de la masa capturada.....</i> | 23 |
| 2.2.8.1 | <i>Gases ideales.....</i> | 23 |
| 2.2.8.2 | <i>Forma molar de gas ideal.....</i> | 24 |
| 2.2.8.3 | <i>Conceptos relevantes y definiciones para gases.....</i> | 25 |
| 2.2.9 | <i>Rendimiento volumétrico.....</i> | 27 |
| 2.2.9.1 | <i>Factores que afectan al rendimiento volumétrico.....</i> | 29 |
| 2.2.10 | <i>Desgaste.....</i> | 31 |
| 2.2.11 | <i>Desgaste en motores de combustión interna.....</i> | 32 |
| 2.2.11.1 | <i>Desgaste de los cilindros.....</i> | 33 |
| 2.2.11.2 | <i>Desgaste de los segmentos y pistones.....</i> | 34 |
| 2.2.11.3 | <i>Desgaste de las válvulas.....</i> | 34 |
| 2.2.12 | <i>Odómetro vehicular.....</i> | 35 |
| 2.2.13 | <i>OBD.....</i> | 35 |

CAPÍTULO III

| | | |
|-----------|---|-----------|
| 3. | DISEÑO METODOLÓGICO..... | 37 |
| 3.1 | Características de equipos..... | 37 |
| 3.1.1 | <i>Tarjeta de adquisición de datos DAQ.....</i> | 37 |
| 3.1.2 | <i>Sensor Bosch de alta presión.....</i> | 39 |

| | | |
|---------|--|----|
| 3.13 | <i>Acople de conexión para sensor de alta presión.....</i> | 41 |
| 3.1.4 | <i>Software LabVIEW.....</i> | 41 |
| 3.15 | <i>ELM 327.....</i> | 42 |
| 3.1.6 | <i>Vehículos para ensayo.....</i> | 44 |
| 3.2 | Variables dependientes e independientes..... | 44 |
| 3.2.1 | <i>Variables independientes.....</i> | 44 |
| 3.2.1.1 | <i>Revoluciones del motor.....</i> | 44 |
| 3.2.2 | <i>Variables dependientes.....</i> | 45 |
| 3.2.2.1 | <i>Presión del cilindro al final de la compresión.....</i> | 45 |
| 3.3 | Tipos y caracterización de ensayos..... | 45 |
| 3.4 | Recolección, organización y procesamiento de datos..... | 46 |
| 3.4.1 | <i>Esquema general.....</i> | 46 |
| 3.4.2 | <i>Desarrollo de algoritmo.....</i> | 47 |
| 3.4.2.1 | <i>Recolección de datos.....</i> | 48 |
| 3.4.2.2 | <i>Lectura de datos.....</i> | 49 |
| 3.4.2.3 | <i>Procesamiento de datos.....</i> | 50 |
| 3.4.3 | <i>Interfaz gráfica.....</i> | 51 |
| 3.5 | Algoritmo de eficiencia volumétrica..... | 52 |
| 3.6 | Diseño metodológico..... | 55 |

CAPÍTULO IV

| | | |
|----------|---|-----------|
| 4 | ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS..... | 56 |
| 4.1 | Análisis e interpretación de resultados..... | 56 |
| 4.1.1 | <i>Gráficas de parámetros.....</i> | 56 |
| 4.2 | Curvas características de ensayos..... | 58 |

| | | |
|-------|--------------------------------------|----|
| 4.2.1 | <i>Ensayos preliminares</i> | 58 |
| 4.2.2 | <i>Ensayos finales</i> | 59 |
| 4.2.3 | <i>Discusión de resultados</i> | 62 |
| | Conclusiones | 65 |
| | Recomendaciones | 66 |
| | Bibliografía | |
| | Anexos | |

ÍNDICE DE TABLAS

| | | |
|-------------------|---|----|
| Tabla 1-2: | Valores habituales de relación de carrera diámetro..... | 18 |
| Tabla 2-2: | Valores habituales de relación de compresión..... | 20 |
| Tabla 1-3: | Especificación de tarjeta DAQ USB 6009..... | 38 |
| Tabla 2-3: | Asignación de terminales analógicos y digitales..... | 39 |
| Tabla 3-3: | Especificaciones técnicas de sensor Bosch alta presión..... | 40 |
| Tabla 4-3: | Comandos AT de la interfaz..... | 43 |
| Tabla 5-3: | Características de los vehículos para ensayo..... | 44 |
| Tabla 1-4: | Incertidumbre vehículo A..... | 60 |
| Tabla 2-4: | Incertidumbre vehículo C..... | 62 |
| Tabla 3-4: | Eficiencia volumétrica promedio a diferente régimen..... | 64 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | | |
|---------------------|--|----|
| Figura 1-2: | Ciclo de funcionamiento de motor Otto 4 tiempos..... | 8 |
| Figura 2-2: | Descripción de parámetros geométricos de motores alternativos..... | 17 |
| Figura 3-2: | Densidad del aire en función de la altitud..... | 26 |
| Figura 4-2: | Apertura de la mariposa de aceleración..... | 30 |
| Figura 5-2: | Sección del pistón y secciones de válvulas..... | 31 |
| Figura 6-2: | Conicidad y ovalización del cilindro..... | 33 |
| Figura 7-2: | Elementos de válvulas..... | 34 |
| Figura 9-2 | Conector OBD II..... | 36 |
| Figura 1-3: | Tarjeta de adquisición de datos DAQ 6008..... | 37 |
| Figura 2-3: | Sensor de presión Bosch..... | 39 |
| Figura 3-3: | Diagrama de terminales del sensor..... | 40 |
| Figura 4-3: | Acople de conexión para sensor de presión..... | 41 |
| Figura 5-3: | ELM 327..... | 42 |
| Figura 6-3: | Esquema general para adquisición de datos..... | 46 |
| Figura 7-3: | Diagrama de bloques de recolección y procesamiento de datos..... | 47 |
| Figura 8-3: | Almacenamiento de datos de voltaje..... | 48 |
| Figura 9-3: | Algoritmo recolección datos régimen de giro..... | 49 |
| Figura 10-3: | Lectura de datos de voltaje del sensor..... | 49 |
| Figura 11-3: | Lectura de datos de régimen de giro..... | 50 |
| Figura 12-3: | Algoritmo cálculo rendimiento volumétrico..... | 50 |
| Figura 13-3: | Interfaz gráfica..... | 51 |
| Figura 1-4: | Pantalla de comando e ingreso de datos..... | 58 |

ÍNDICE DE GRÁFICOS

| | | |
|----------------------|--|----|
| Gráfico 1-2: | Proceso a volumen constante..... | 6 |
| Gráfico 2-2: | Proceso a presión constante..... | 6 |
| Gráfico 3-2: | Proceso a temperatura constante..... | 7 |
| Gráfico 4-2: | Proceso a entropía constante..... | 7 |
| Gráfico 5-2: | Diagrama ciclo teórico motor Otto..... | 10 |
| Gráfico 6-2: | Procesos de motores cuatro tiempos..... | 11 |
| Gráfico 7-2: | Diagrama de distribución de válvulas..... | 12 |
| Gráfico 8-2: | Diagrama de presión del cilindro vs ángulo de manivela..... | 14 |
| Gráfico 9-2: | Diagrama de temperaturas de motor de combustión..... | 16 |
| Gráfico 10-2: | Diagrama de resorte débil para cálculo de V_c | 21 |
| Gráfico 11-2: | Rendimiento volumétrico en función del régimen de giro motor..... | 28 |
| Gráfico 12-2: | Gráfico de rendimiento volumétrico vs revoluciones por minuto..... | 30 |
| Gráfico 13-2: | Odómetro digital..... | 35 |
| Gráfico 1-4: | Voltaje del transductor de presión..... | 56 |
| Gráfico 2-4: | Revoluciones del motor..... | 57 |
| Gráfico 3-4: | Eficiencia volumétrica vs rpm (Aveo Emotion)..... | 57 |
| Gráfico 4-4: | Eficiencia volumétrica vehículo A..... | 59 |
| Gráfico 5-4: | Eficiencia volumétrica vehículo B..... | 60 |
| Gráfico 6-4: | Eficiencia volumétrica vehículo C. | 62 |
| Gráfico 7-4: | Comparación eficiencia volumétrica vehículos A y C..... | 64 |

RESUMEN

En el presente trabajo se realizó un estudio y análisis de la eficiencia volumétrica de los motores de combustión interna, se diseñó y desarrolló una interfaz gráfica. Para el diseño de la interfaz se consideró como referencia el método del transductor de presión piezoeléctrico para medir la presión al interior del cilindro. Este trabajo de investigación comenzó con la revisión literaria y recolección de información, tanto de parámetros de estudio que intervienen y la información de equipos e instrumentos que permitan el desarrollo de los objetivos. Para el análisis del comportamiento de gases dentro del cilindro fueron considerados como gases perfectos y sujetos a la ley de los gases. Los elementos como: el sensor presión Bosch, tarjeta de adquisición de datos DAQ USB 6009 y scanner ELM 327 fueron seleccionados de acuerdo a las necesidades y condiciones de estudio. La recolección y procesamiento de datos se lograron desarrollar con el software LabVIEW, donde en forma gráfica se consiguió visualizar datos en tiempo real y a la vez almacenar información para posterior análisis, además esta interfaz permitió el ingreso de parámetros geométricos para configuración de los motores analizados. Los ensayos se realizaron en motores de idénticas características, pero con diferentes kilometrajes acumulados bajo las mismas condiciones atmosféricas y de funcionamiento. Los resultados obtenidos tuvieron una exactitud hasta del 3% utilizando el método del transductor. La comparación entre los dos motores Theta II 2.0 MPI a 3600 rpm en sus valores máximos de eficiencia volumétrica reveló que hubo una pérdida del 12.67 % en una diferencia de 90627 km acumulados a una altitud de 2674 msnm y 17 grados centígrados, esta pérdida no se puede considerar como un estándar por los diferentes factores existentes como mantenimiento y conducción que pueden modificar este resultado. Se concluyó que existe una directa relación entre la disminución de eficiencia volumétrica y el desgaste por funcionamiento. Los resultados obtenidos en el presente trabajo permiten abrir camino a futuras investigaciones. Se recomienda realizar un estudio comparativo de la eficiencia volumétrica a diferentes altitudes en un mismo vehículo.

PALABRAS CLAVE: <TECNOLOGÍA Y CIENCIAS DE LA INGENIERÍA>
<EFICIENCIA VOLUMÉTRICA>, <TRANSDUCTOR DE PRESIÓN>
<DESGASTE>, <INTERFAZ>, <MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA>



ABSTRACT

The following investigations work a study and analysis of the volumetric efficiency of internal combustion engines was carried out, a graphic interface was designed and developed. For the design of the interface, the piezoelectric pressure transducer method was used as a reference to measure the volumetric efficiency. This research work began with the literature review and collection of information, both of study parameters involved and the information of equipment and instruments that allow the development of the objectives. For the analysis of the behavior of gases inside the cylinder they were considered as perfect gases and subject to the law of gases. The elements such as: Bosch pressure sensor, DAQ USB 6009 data acquisition card, and ELM 327 scanner were selected according to the needs and study conditions. The collection and processing of data were developed with LabVIEW software, where graphically it was possible to visualize data in real time and at the same time store information for further analysis, this interface also allowed the entry of geometric parameters for the configuration of the engines analyzed. The tests were carried out on engines of identical characteristics, but with different mileages accumulated under the same atmospheric and operating conditions. The results obtained had an accuracy of up to 3% using the transducer method. The comparison between the two engines Theta II 2.0 MPI at 3600 rpm in its maximum values of volumetric efficiency revealed that there was a loss of 12.67% in a difference of 90627 km accumulated at an altitude of 2674 m.a.s.l. and 17 degrees Celsius, it is lost cannot be considered as a standard by the different existing factors as maintenance and driving that can modify this result. It was concluded that there is a direct relationship between the decrease in volumetric efficiency and wear due to operation. The results obtained in the present work allow us to open the way to future research. It is recommended to carry out a comparative study of the volumetric efficiency at different altitudes in the same vehicle.

KEYWORDS: <TECHNOLOGY AND ENGINEERING>, <VOLUMETRIC EFFICIENCY>, <PRESSURE TRANSDUCER>, <WEAR>, <INTERFACE>, < INTERNAL COMBUSTION ENGINE>



INTRODUCCIÓN

El desempeño de un motor de combustión interna puede ser evaluado al considerar varios criterios, en el presente trabajo se estudia uno de estos, denominado eficiencia volumétrica. La eficiencia volumétrica de un motor está definida como la relación de la masa de aire suministrada al cilindro durante un ciclo y la masa de aire la cual debería llenarse por el volumen barrido del pistón, a una densidad correspondiente a las condiciones de ingreso.

Las técnicas más empleadas para medir la eficiencia volumétrica son: la cantidad de aire consumido medido con un flujómetro, generalmente ubicado en el colector de admisión después de la mariposa de gases y antes de las válvulas de admisión; y la medición directa de los gases de combustión, donde midiendo la relación de combustible por medio de análisis de gases combinadas con la medida del flujo de combustible, es posible calcular la eficiencia volumétrica. (H. Clarke, et al.,1972, p.137).

La técnica empleada para estimar la eficiencia volumétrica en el presente trabajo involucra la medida directa de presión al final de la compresión en la cámara de combustión de un motor de combustión interna. Esta técnica consiste en obtener la presión en el cilindro por medio de un transductor de presión piezoeléctrico durante un ciclo sin chispa, omitiendo la bujía en los ciclos alternativos. Esta técnica es particularmente conveniente para el uso en los campos de investigación de motores de alto rendimiento. (H. Clarke, et al.,1972, p.137).

Se pretende realizar la comparación de la eficiencia volumétrica entre dos motores de combustión alternativos de idénticas características, pero con diferentes kilometrajes de funcionamiento, esperando obtener resultados que puedan indicar si existe relación alguna con el desgaste por trabajo.

CAPÍTULO I

1. MARCO REFERENCIAL

1.1 Antecedentes

El primer motor de combustión interna fue desarrollado por el francés Étienne Lenoir en 1863. Este motor fue rediseñado por el alemán Nikolaus Otto que, en 1876, desarrolló el primer motor que funcionaba con el ciclo de cuatro tiempos. En su honor este motor de combustión se denomina motor Otto. En la actualidad se sigue usando el motor de combustión interna, pero a diferencia del siglo pasado se aprovecha un poco más el rendimiento del mismo gracias a la electrónica.

En el ámbito automotriz de la región incluyendo nuestro país, no existen estudios acerca del rendimiento volumétrico de los motores de combustión interna aplicados en los automóviles, es un parámetro importante que influye sobre potencia y emisiones contaminantes.

Los valores del rendimiento volumétrico de los motores generalmente no son proporcionados por los fabricantes, simplemente otorgan valores de potencia, torque y consumo; estos valores dependen de este parámetro ya que si este llega a estar lejos de los rangos establecidos la potencia, torque y consumo se verán afectados.

Con la ayuda de los avances tecnológicos, la industria automotriz ha logrado obtener criterios importantes que pueden ser fácilmente interpretados por medio de una interfaz gráfica como las curvas características de los motores de combustión interna.

Para determinar el rendimiento volumétrico se debe tomar en consideración las características del motor en estudio, la altitud, y las variables necesarias para los cálculos; de estos depende la exactitud y confiabilidad de los resultados.

1.2 Problematización

En nuestro país, según la experiencia obtenida en el medio laboral específicamente en el área de mantenimiento automotriz la mayoría de los propietarios de vehículos automotores no toman mayor importancia al estado del motor por lo que involuntariamente podrían estar emitiendo mayores cantidades de gases contaminantes al ambiente, menor rendimiento global y reducción de la vida útil.

La importancia en determinar el rendimiento volumétrico es dada por la relación directa que tiene con la potencia, torque y consumo; cuya importancia dentro de nuestro medio no ha sido tomado en cuenta para anteriores ni presentes investigaciones.

La necesidad de obtener el rendimiento volumétrico real viene dado porque un rendimiento hipotético se obtiene mediante ecuaciones utilizando los parámetros geométricos del motor y no proporciona la información necesaria y precisa; de la misma forma se puede saber la cantidad de masa de aire que ingresa al cilindro y en función de esto se puede reconfigurar un mapa de inyección para reducir emisiones, ya que la eficiencia volumétrica varía con la altitud y disminuye a medida que el motor se desgasta en condiciones de trabajo normales.

1.3 Justificación

1.3.1 Justificación teórica

El presente trabajo de titulación se utilizará conceptos de ingeniería, mediante la utilización de ecuaciones de termodinámica automotriz, inyección electrónica, y programación; con el fin de conocer la capacidad de succión de aire que posee un motor hacia la cámara de combustión que es técnicamente conocido como rendimiento volumétrico.

El trabajo de titulación abre el camino a futuras investigaciones relacionadas con el rendimiento volumétrico.

1.3.2 Justificación práctica

El presente proyecto se enfocará en realizar el estudio y análisis de la eficiencia volumétrica de los motores de combustión interna, para determinar cómo la misma varía en función del desgaste, diseñando una interfaz que nos permita visualizar los cambios que se presentan en cada uno de los casos, con el uso de sensores que nos permitan la adquisición de los datos necesarios.

1.3.3 Justificación metodológica

El trabajo de titulación inicia con la recopilación de información para poder realizar el modelo matemático a utilizar para la adquisición de datos en la interfaz gráfica, posteriormente seleccionar los componentes electrónicos específicos para el estudio, sincronizar el sensor con la tarjeta de adquisición de datos para finalmente definir el estudio y experimentación con la construcción del entorno gráfico.

Debido a que existen pocos métodos e instrumentos que determinen dicha eficiencia volumétrica en los motores de combustión interna es un estudio de tipo experimental con el objeto de recopilar información para la sustentación del presente trabajo, y realizar una comparación mediante el análisis de los datos recolectados en las pruebas.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Determinar la eficiencia volumétrica en función de las revoluciones por minuto de un motor de combustión interna mediante una interfaz gráfica para verificar la variación del mismo mediante una comparación entre dos motores con mismas características y diferentes kilometrajes.

1.4.2 Objetivos específicos

- Seleccionar las variables que intervienen para la obtención del rendimiento volumétrico de un motor de combustión interna de acuerdo a los requerimientos para la realización del estudio.
- Realizar cálculos necesarios mediante los parámetros geométricos del motor para la obtención del rendimiento volumétrico de motores de combustión interna.
- Implementar los sensores comunicando a la cámara de combustión que permitan la adquisición de datos de presión.
- Diseñar la interfaz gráfica por medio de un acople electrónico para visualizar el comportamiento de rendimiento volumétrico.
- Realizar el análisis comparativo de los motores en estudio visualizando los datos obtenidos en la prueba para verificar la variación del rendimiento volumétrico.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Termodinámica automotriz

2.1.1 Conceptos termodinámicos

La termodinámica es una de las ramas de las ciencias físicas, que trata de diversos fenómenos de energía, y las propiedades relacionadas a la materia, así como también las leyes que rigen las transformaciones de calor a otras formas de energía y viceversa (Diaz Rodrigo, 2008: p. 19)

Sistema: Es una región cerrada por fronteras, que pueden ser imaginarias, fijas o móviles.

Entorno: es una parte del universo que no es sistema.

Existen sistemas abiertos y cerrados: los cuales los sistemas abiertos existen un flujo de masa y de energía hacia o desde el sistema, en cambio un sistema cerrado no permite el intercambio de masa a través de sus límites y solo puede fluir energía desde o hacia el sistema.

En termodinámica hay que tener claro lo que es el calor y la temperatura. La temperatura es una propiedad termodinámica que es difícil de definir, se relaciona con la actividad molecular del sistema. El calor es una forma de energía que va de un cuerpo hacia otro como resultado de una diferencia de temperatura (Diaz Rodrigo, 2008: pp.19-20).

Sustancia pura: es aquella que mantiene su estructura molecular sin cambios. Como por ejemplo el oxígeno, agua, aire.

Estado: El estado de una sustancia es aquella que se define por las propiedades intensivas independientes como temperatura, presión, densidad.

Proceso: es cuando una o más propiedades del sistema han cambiado.

- Isométrico: Cuando el volumen es constante, $V=\text{cte}$.
- Isobárico: Cuando la presión es constante, $P=\text{cte}$.
- Isotérmica: Cuando la temperatura es constante, $T=\text{cte}$.

- Isoentrópico: cuando la entropía es constante, $S = \text{cte}$.

Ciclo: es cuando una porción de masa atraviesa una serie de procesos y regresa a su estado inicial por medio de una ruta.

2.1.2 Procesos termodinámicos.

2.1.2.1 Proceso isométrico.

Se realiza a volumen constante, cuando el pistón se encuentra en su punto más alto, permaneciendo cerradas las válvulas y provocándose la combustión de la mezcla aire combustible.

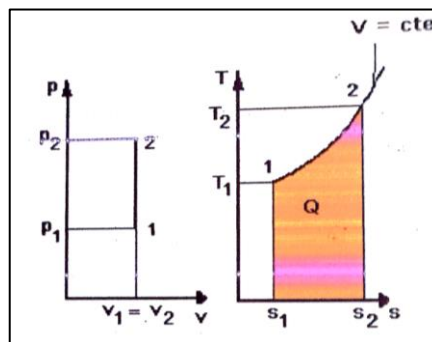


Gráfico 1-2: Proceso a volumen constante

Fuente: Diaz, Rodrigo, 2008, pág. 93

2.1.2.2 Proceso isobárico

Es cuando se realiza un suministro de calor a presión constante, y existe una variación de volumen y una variación de energía interna.

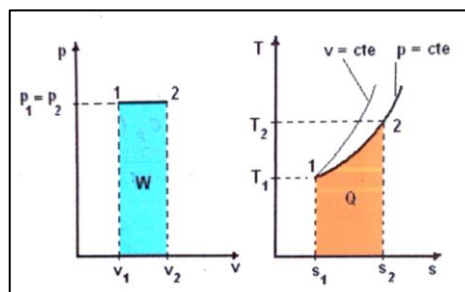


Gráfico 2-2: Proceso a presión constante

Fuente: Diaz Rodrigo, 2008, pág. 97

2.1.2.3 Proceso isotérmico

Es cuando existe un cambio de presión y volumen, pero se mantiene la temperatura constante.

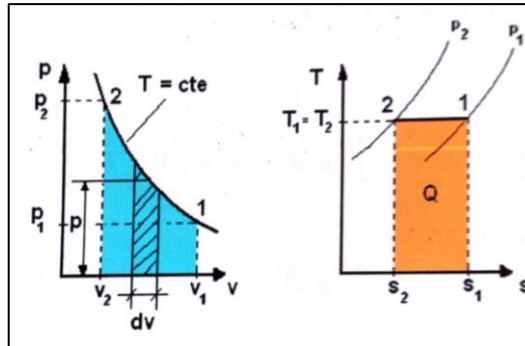


Gráfico 3-2: Proceso a temperatura constante

Fuente: Diaz, Rodrigo, 2008, pág. 101

2.1.2.4 Proceso isentrópico

Se desarrolla durante la compresión de la mezcla o solamente aire, y también está presente en la expansión de los gases

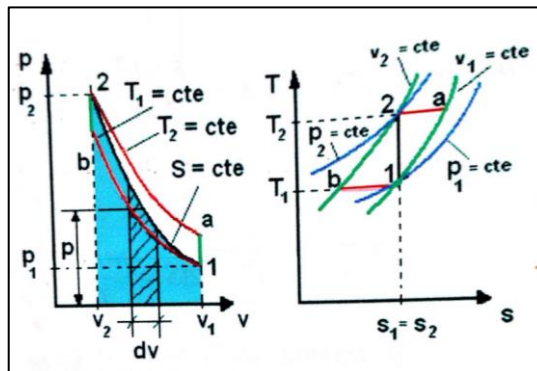


Gráfico 4-2: Proceso a entropía constante

Fuente: Diaz Rodrigo, pág. 106

2.2 Motor de combustión interna.

En general, un motor se puede considerar como un dispositivo que permite transformar cualquier tipo de energía química en energía mecánica. Dentro de ese amplio campo, se encuentra el motor térmico, que se puede definir como el dispositivo que permite obtener

energía mecánica a partir de la energía térmica contenida en un fluido compresible. Cabe la posibilidad de poder disponer directamente de esa energía, como es el caso de la energía geotérmica o la radiación solar, u obtenerla a partir de otros tipos de energía como puede ser la energía química almacenada en la materia. En este último caso se necesitará transformar esa energía química en energía térmica mediante un proceso adicional, como puede ser un proceso de combustión. Se necesitará además disponer de un fluido de trabajo que sea capaz de variar su energía a partir de la energía térmica y de los elementos mecánicos adecuados para que el fluido pueda transformar su energía en energía mecánica.

2.2.1 Ciclos de operación del motor.

Los motores de combustión interna utilizados en los vehículos son motores reciprocantes, donde el pistón se desplaza dentro de un cilindro y transmite la energía por medio de una biela y cigüeñal hacia el volante de inercia. El pistón se mueve desde el punto muerto superior hasta el punto muerto inferior, describiendo el volumen mínimo y el volumen máximo como se muestra en la figura 1-2. (Diaz Rodrigo, 2008: p.167)

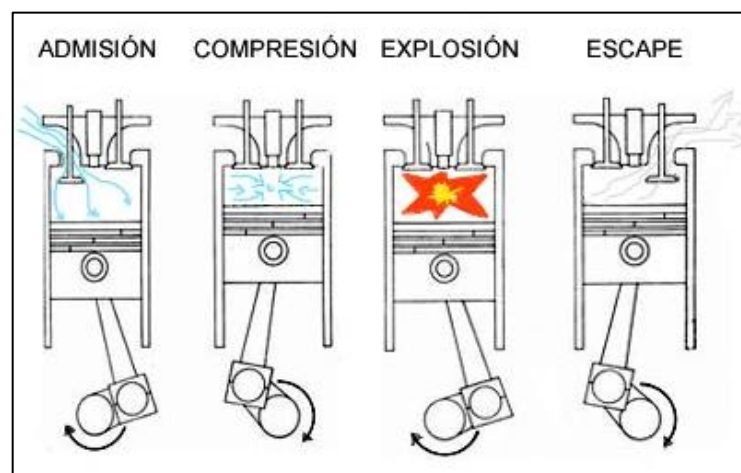


Figura 1-2. Ciclo de funcionamiento de motor Otto 4 tiempos

Fuente: inventos wiki, 2017

La diferencia entre el volumen máximo V_t y el volumen mínimo o volumen de cámara V_c , es igual al volumen desplazado o barrido V_D como se muestra en la figura. La

relación entre el máximo volumen y el mínimo es denominada relación de compresión r_c . Valores comunes para motores de encendido provocado son de 8 a 12 y para motores de encendido por compresión son de 12 a 24.

La mayoría de los motores reciprocantes operan en cuatro tiempos. Cada cilindro requiere de cuatro tiempos o dos vueltas del cigüeñal para completar un ciclo de funcionamiento. Ambos motores de encendido por chispa y encendido por compresión usan el mismo ciclo de funcionamiento que se describe:

1. Tiempo de admisión, el cual comienza cuando el pistón se encuentra en el punto muerto superior y termina en el punto muerto inferior, donde absorbe mezcla fresca dentro del cilindro. Para incrementar la masa de aire inducida, la válvula de admisión se abre ligeramente antes de que el tiempo inicie y se cierra poco después que este termina.
2. Tiempo de compresión, cuando ambas válvulas están cerradas y la mezcla dentro del cilindro es comprimida a una pequeña fracción de su volumen inicial. Al final de la compresión del tiempo de compresión, se comienza la combustión y la presión del cilindro incrementa rápidamente.
3. Tiempo de expansión, o tiempo de trabajo, el cual inicia con el pistón en el punto muerto superior y termina en el punto muerto inferior como la alta presión y alta temperatura, los gases empujan el pistón hacia abajo y fuerza al cigüeñal a girar. Como el pistón alcanza el punto muerto inferior la válvula de escape se abre para iniciar el proceso de escape y se libera la presión del cilindro.
4. Tiempo de escape, donde los gases quemados dentro del cilindro se liberan: como el pistón nuevamente comienza a moverse hacia el punto muerto superior, comienza el barrido de los gases por la válvula de escape que se encuentra abierta. Esta se cierra ligeramente después de que el pistón alcanza su punto más alto para lograr un mejor vaciado

2.2.2 Ciclo teórico motor Otto 4 tiempos

El ciclo teórico comprende de dos procesos isométricos o a volumen constante y de dos procesos adiabáticos isentrópicos. En el gráfico 5-2, se muestra el diagrama de presión versus volumen, donde desde el punto **a** hasta **b** existe un proceso isobárico o presión

constante que se describe como el tiempo de admisión. Se puede mostrar que en la carrera de compresión es un proceso adiabático isentrópico sin intercambio de calor desde el punto **b** hasta el punto **c**. En el tiempo de explosión es un proceso a volumen constante donde la presión aumenta instantáneamente al saltar la chispa en **c** y termina en **d**; cuando termina la explosión se da lugar la expansión que toma desde el punto **d** hasta **e** sin intercambio de calor con el entorno. El tiempo de escape, la apertura de la válvula es tan rápida que se supone un intercambio a volumen constante que empieza en punto **e**, y termina en **b**. (Diaz Rodrigo, 2008: p.168)

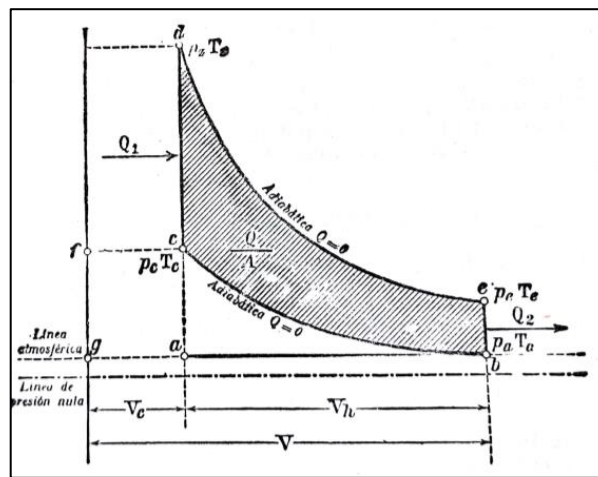


Gráfico 5-2. Diagrama ciclo teórico motor Otto.

Fuente: Serrat J. Schulz H. 1972. Pág. 82

2.2.3 Ciclos reales de funcionamiento de motores

Los ciclos de funcionamiento de los motores de combustión no son ideales debido a que las características se desarrollan dentro de un comportamiento variado, que van directamente relacionados con varios factores como: la variación de la relación de aire combustible, distribución de la mezcla, operación de tiempo de válvulas, fricción, trabajo por bombeo, etc. (Diaz Rodrigo, 2008: p.169)

2.2.3.1 Factores que influyen en un ciclo real.

- Variación de la relación aire combustible: Es imposible tener exactas proporciones de ciclo en ciclo, debido a la variación constante de los parámetros
- Variación de distribución de la mezcla: los cilindros no reciben la misma cantidad de mezcla exacta, debido a disposición, regulación de válvulas, etc.

- Operación y tiempo de válvulas: el tiempo de ingreso y evacuación de gases es un intervalo muy pequeño de tiempo por lo que en este tiempo no es constante durante los diferentes regímenes del motor.
- Trabajo por bombeo: en la aspiración de la mezcla o aire y la evacuación de los residuos, que disminuye como trabajo negativo el rendimiento del motor.
- Fricción: del fluido por medio de los cilindros, múltiples y válvulas.

2.2.4 Ciclo práctico de cuatro tiempos

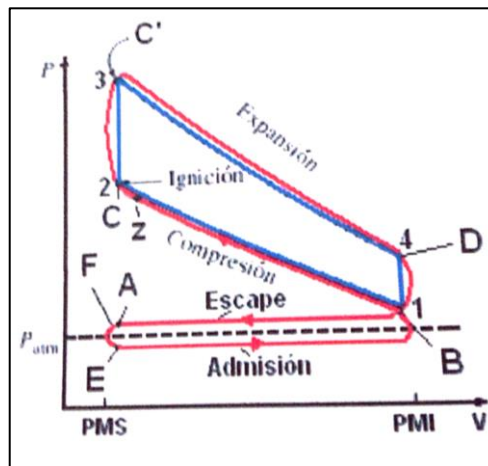


Gráfico 6-2: Procesos de motores cuatro tiempos.

Fuente: Diaz Rodrigo, 2008. Pág. 170

2.2.4.1 Primer tiempo: Admisión.

Se abre la válvula de admisión, el pistón se mueve del PMS al PMI, succionando la mezcla, creando una pequeña depresión. Para asegurar el llenado del cilindro la válvula de admisión se abre antes de que el pistón llegue al PMS en el punto **A**, del gráfico 6-2, que es el avance apertura de válvula de admisión.

2.2.4.2 Segundo tiempo: Compresión.

cuando las válvulas de están cerradas el pistón se mueve del PMI comprimiendo la mezcla hasta cierta presión según el tipo de motor.

2.2.4.3 Tercer tiempo: Expansión

La carga se inflama y puede suponerse que la presión aumenta durante la ignición, mientras el embolo permanece estático en le PMS, después la presión disminuye a medida que el pistón desciende y los gases expanden.

La combustión comienza cuando el pistón se aproxima al PMS y el combustible es atomizado. La chispa salta con un ligero avance en punto **Z** del gráfico 7-2, y va acompañada con una elevación de temperatura y presión, se llama adelanto de salto de chispa es para asegurar la quema del combustible.

2.2.4.4 Cuarto tiempo: Escape

Este comienza cuando el pistón va desde el PMI hasta el PMS, con la apertura de la válvula, la presión cae a casi presión atmosférica. Para lograr un mejor vaciado de los gases residuales, la válvula de escape se abre con un cierto avance antes del PMI en el punto **D**, del gráfico 6-2, y se cierra con un cierto retraso en el PMS en el punto **E** del gráfico 6-2.

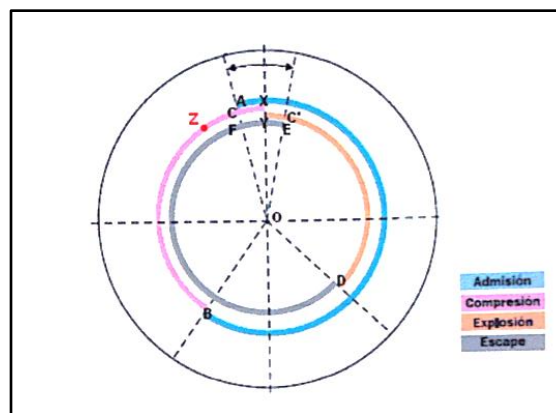


Gráfico 7-2: Diagrama de distribución de válvulas

Fuente: Diaz Rodrigo, 2008, Pág. 171

2.2.5 Análisis de los procesos

2.2.5.1 La Carga

La mezcla aspirada por el pistón se compone de aire y combustible gaseoso. La relación entre la cantidad de aire y la de gas se llama proporción de la mezcla y se designa por **m**.

De estar formada la mezcla, por ejemplo, de ocho partes (medidas en volumen) de aire y una de gas, entonces la proporción de la mezcla será $m=8:1$. Suponiendo que la cantidad de aire y la de gas están referidas a la misma temperatura y presión (Serrat – Schulz, H. 1972. p.76).

La proporción justa de la mezcla tiene una importancia sobre la marcha económica y el grado de regularidad del motor. De ir aumentando cada vez más la parte de aire en la mezcla, entonces se llegará a un límite en que deja de ser inflamable. Por el contrario, debe reducirse cada vez más la parte de la mezcla correspondiente al aire, también en este caso se llegará bien pronto a un límite, en que la ignición de la mezcla no se producirá. Todo gas tiene sus límites máximo y mínimo para su mezcla con aire, dentro de los cuales la ignición es segura.

La proporción de la mezcla tiene gran influencia sobre el curso del proceso de combustión, de tal forma que, si la mezcla contiene mucho aire, la duración de la combustión es más larga y la presión y temperatura de combustión resultan más bajas que cuando la mezcla contiene poco aire. Según las leyes de la termodinámica el mejor aprovechamiento del calor en un motor de gasolina se consigue si se emplea una mezcla con mucho aire, pero a alta compresión. Naturalmente, esta mezcla no puede contener tanto aire que se dificulte la ignición de esta. (Serrat – Schulz, H. 1972. p.77).

Al entrar la mezcla en el cilindro, se calienta, por absorber calor de las paredes calientes del cilindro y por mezclarse con los residuos de gas de las carreras anteriores, Así, pues la carga del cilindro se compone de aire, gas y residuos de gas. Los residuos de gas que impurifican la carga son tanto mayores cuanto menor sea la compresión.

Siendo el grado de compresión

$$\varepsilon = \frac{V}{V_c} \quad (1)$$

V =Volumen total del cilindro

V_c =Volumen de la cámara de compresión.

Entonces el volumen de los residuos de gas será aproximadamente:

$$V_R = \sim \frac{V_s}{\varepsilon} \quad (2)$$

La depresión que sobreviene durante la carga se origina por los rozamientos en la sección de la válvula y el tubo de aspiración. Esta depresión apenas tiene importancia, y el diagrama de indicador obtenido en el motor no se puede apreciar. Debido a esos rozamientos y al calentamiento por los residuos gaseosos, la carga que llega al cilindro es siempre menor que el volumen de cilindrada disponible.

La relación entre el volumen de la carga realmente aspirada y el volumen de cilindrada disponible se llama rendimiento volumétrico que es:

$$n_v = \frac{V_s}{V_h} = \frac{m_s}{m_h} \quad (3)$$

V_s = Volumen de carga aspirada a presión de 1 atm.

V_h = Volumen de cilindrada

De tomarse en consideración el calentamiento de la carga, como sucede en este caso, es decir, si se refiere la carga a las condiciones normales de temperatura y presión (15 C y 735 mm Hg) la relación anterior se denomina también rendimiento gravimétrico (3), aun cuando estos conceptos no se deslindan claramente en las obras técnicas. (Serrat – Schulz, H. 1972.p.74)

Según las aclaraciones anteriores, el rendimiento volumétrico es más favorable cuantas menores sean los rozamientos; en otras palabras, cuantas mayores se dimensionen las secciones de la válvula y tubo de aspiración. También será tanto más favorable cuanto más fría entre la carga en el cilindro y cuanto más exiguos sean los residuos de gas.

A continuación, se puede observar la presión en el cilindro de acuerdo a cada tiempo del ciclo, junto con los ángulos de giro. Se puede facilitar la comprensión del funcionamiento del motor de cuatro tiempos.

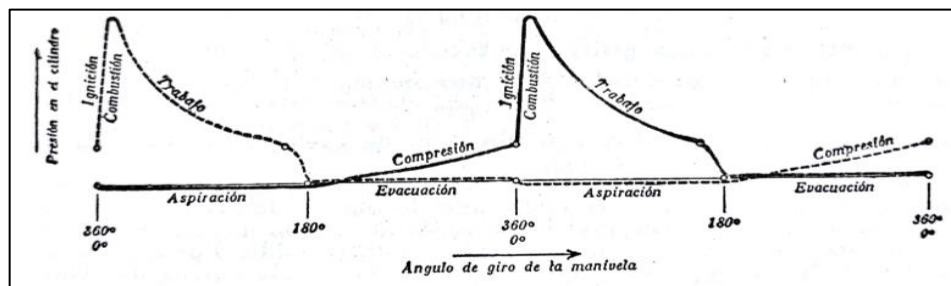


Gráfico 8-2. Diagrama de presión del cilindro vs ángulo de giro de manivela

Fuente: Serrat J. Schulz H. 1972. Pág. 73

2.2.5.2 *La compresión*

La compresión de la mezcla, que Otto fue el primero en realizar, tuvo una importancia extraordinaria para el desarrollo de los motores de combustión interna, ya que permitió aprovechar en ellos económicamente el calor.

Al principio de la compresión, la mezcla aspirada está bajo una presión algo menor que la atmosférica y a una temperatura de unos 350 a 400 abs. Durante la compresión de la mezcla, la temperatura aumenta. Pero el calentamiento de los gases no ha de subir tanto que estos se puedan inflamar por sí mismos. La posibilidad de que ocurra esto es lo que limita el punto máximo de compresión. Pero como, según las leyes de la termodinámica, el rendimiento térmico aumenta a mayor compresión, de aquí que se trate de llegar a la compresión máxima que la mezcla de los gases y la seguridad de la marcha del motor lo permitan. Como en este sentido influye mucho más la potencia calorífica de la mezcla que la del combustible, se deduce que la potencia que puede desarrollar un motor casi no depende de la naturaleza del combustible. Además, hay que tener presente que no se puede aumentar demasiado la cantidad de aire en la mezcla a expensas de la presión media, puesto que entonces no se conseguirá tal ventaja. (Serrat – Schulz, H. 1972.p.75).

Las principales ventajas de la compresión de la mezcla son:

- a) Menor consumo de combustible y con ello mejoramiento del rendimiento térmico.
- b) Mayor presión de combustible y con ello mayor presión media y mayor potencia del motor.
- c) Mejor mezcla del gas con el aire de admisión, de modo que la capacidad de inflamación y la combustión de la mezcla resultan más intensas.

2.2.5.3 *Ignición, combustión y expansión*

Técnicamente y desde el punto de vista térmico, la combustión se realizará en las mejores condiciones cuanto menor y más constante sea el volumen de la cámara de combustión. Esto ocurrirá cuando el émbolo, al llegar a un extremo, cambia su sentido de marcha si la duración de la combustión fuera muy breve. Pero esto no responde a la realidad, ya que, según la pureza, la potencia calorífica, la temperatura, la compresión de la mezcla y la forma de la cámara de combustión, la inflamación y combustión de la mezcla dura más o

menos. La combustión de la carga tiene siempre lugar después de la inflamación. (Serrat – Schulz, H. 1972. p.76).

Asimismo, la presión máxima de combustión no coincide en absoluto con el final de la combustión, ya que esta se prolonga, por lo general, todavía durante la carrera de expansión. A su vez, la máxima temperatura de combustión surge algo después de la presión máxima.

Por las razones expuestas, el encendido de la carga ha de producirse necesariamente antes del punto muerto, al objeto de que la curva de combustión tome la forma que indica la figura. Subidas bruscas y perpendiculares de la curva de combustión producen fácilmente golpes en los órganos de transmisión de la máquina, por cuyo motivo sólo admiten en motores pequeños. . (Serrat – Schulz, H. 1972.p.76).

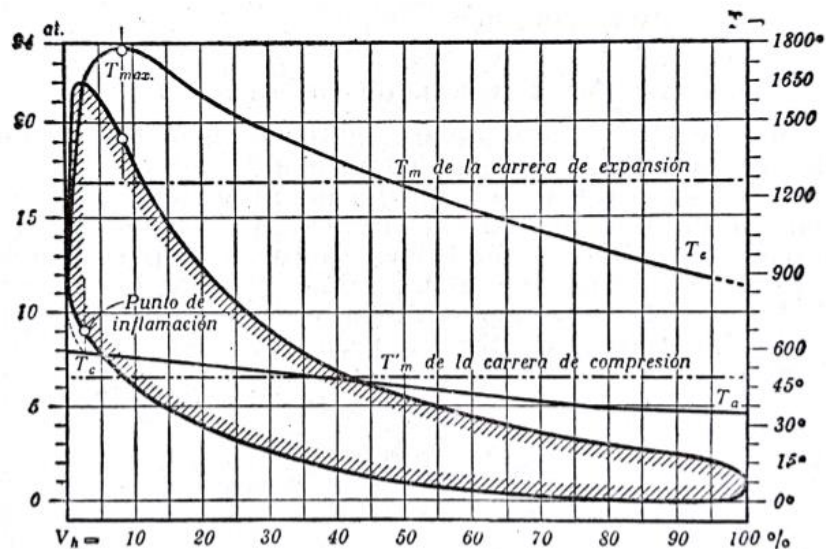


Gráfico 9-2. Diagrama de temperaturas de motor de combustión

Fuente: Serrat J. Schulz H. 1972. Pág. 77

2.2.5.4 La evacuación de los residuos de la combustión

Una vez el embolo ha recorrido aproximadamente 80 a 85% de la carrera de trabajo o de expansión, entonces se abre la válvula de escape. En el cilindro existe todavía una presión considerable (de 2 a 3 at.) y una temperatura muy alta como se muestra en el gráfico 9-2. Por salir los residuos gaseosos a tan alta temperatura, una gran parte (aproximadamente 30 a 35%) del calor producido en el cilindro se desperdicia. En la cuarta carrera del embolo, este empuja al exterior los gases todavía existentes en el cilindro. Al final de esta

aún quedan algunos residuos de gas en la cámara de compresión o de combustión, los que, no pudiéndose expulsar, desde luego, se mezclan con la nueva carga aspirada en la carrera siguiente. (Serrat – Schulz, H. 1972).

2.2.6 Parámetros geométricos

Los parámetros geométricos definen la geometría de un motor de combustión interna. Como se muestra en la figura 2-2.

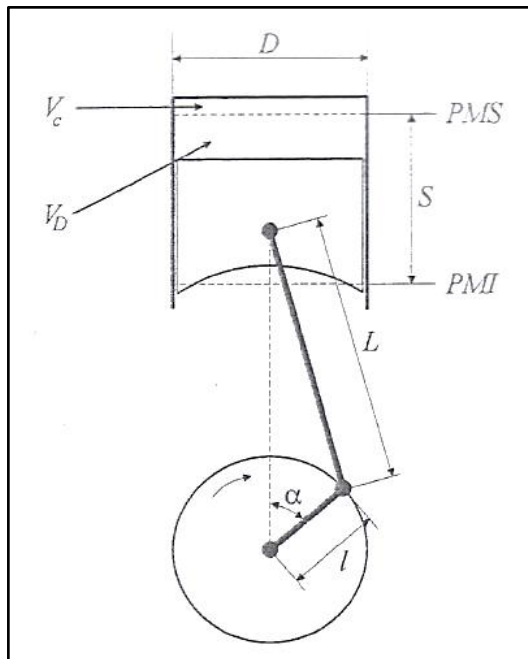


Figura 2-2: Descripción parámetros geométricos de motores alternativos

Fuente: Payri F; Desantes M, 2011. Pág. 45

2.2.6.1 Diámetro del cilindro

Parámetro que mejor caracteriza el tamaño de un motor, se llama también calibre. El diámetro del cilindro, D , de la Figura 2-2, es ligeramente superior al del pistón para permitir el desplazamiento dentro del mismo con una fricción mínima, sin embargo, para la mayoría de los cálculos se toma D como valor representativo de ambos. Así, tanto la cilindrada del motor como la sección del motor se calcularán usando el diámetro del cilindro

2.2.6.2 Carrera del pistón

El pistón se mueve entre dos posiciones extremas, denominadas puntos muertos, el punto muerto próximo a la culata se denomina, punto muerto superior, PMS, y el más alejado punto muerto inferior, PMI. La carrera es la distancia que recorre el pistón entre estas dos posiciones extremas de su desplazamiento alternativo.

$$S = 2l \quad (4)$$

2.2.6.3 Relación carrera-diámetro

Es un parámetro muy descriptivo de la forma del cilindro que permite clasificar a los motores en tres tipos, super cuadrados, cuadrados y alargados, según sea menor igual o mayor a la unidad.

Tabla 1-2: Valores habituales de relación carrera diámetro

| Motor MEP | S/D | Motor MEC | S/D |
|----------------------|------------|---------------------|---------|
| Competición | $\leq 0,6$ | Automóvil | 1,0-1,2 |
| 4T Motocicletas | 0,65-0,9 | Industrial / pesado | 1,1-1,2 |
| Automóvil | 0,9-1,1 | Automóvil | 1,3-1,7 |
| 2T de pequeño tamaño | 1,0-1,1 | 2T de gran tamaño | 1,8-2,8 |

Fuente: Payri F, Desantes M, 2011. Pág. 46

2.2.6.4 Longitud de la manivela

La manivela cuya longitud se denotará con l , es el elemento que permite la conversión del movimiento de traslación y rotación de la biela en una rotación en torno al eje del cigüeñal. La manivela constituye una barra que se articula con la biela en un extremo. (Payri F, Desantes M, 2011. p. 46)

2.2.6.5 Longitud de la biela

La biela es una barra articulada en sus extremos que une el bulón del pistón con la muñequilla del cigüeñal. Suele ser conveniente que la longitud entre sus centros sea

mínima, para reducir la altura del motor, pero ha de evitarse la colisión de la falda del pistón con el cigüeñal en PMI.

2.2.6.6 *Sección del pistón*

La sección transversal del pistón o embolo que desliza en el interior del cilindro se obtiene a partir del diámetro y tiene por expresión:

$$A_p = \frac{\pi D^2}{4} \quad (5)$$

Este parámetro tiene una gran importancia entre otras por las siguientes razones:

- Es la sección disponible sobre la que se ejerce la presión de los gases para obtener trabajo, es por ello que algunos parámetros se suelen referir a esta sección, por ejemplo, la potencia.
- La sección de las válvulas está limitada por la sección del pistón, por lo que también es usual referir el gasto de aire a esta sección.

2.2.6.7 *Cilindrada unitaria*

El volumen desplazado por el émbolo desde el PMS al PMI se denomina cilindrada unitaria y bale:

$$V_D = A_p S \quad (6)$$

2.2.6.8 *Volumen de la cámara de combustión*

Es el volumen en el cilindro cuando el pistón se encuentra en el PMS y por tanto es el volumen mínimo que se alcanza durante la compresión de los gases. Se hará referencia a él como V_c de la figura 2-2.

2.2.6.9 *Relación de compresión*

Al cociente entre el volumen máximo, estando el pistón en el PMI, y el volumen mínimo en el PMS, se le denomina relación de compresión volumétrica:

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_D + V_c}{V_c} \quad (7)$$

Los valores de r están relacionados con el tipo de combustión, en MEP el valor no debe ser excesivo para evitar el autoencendido, mientras que en los MEC tiene que tener un valor suficiente para que se produzca el autoencendido. (Payri F, Desantes M, 2011. p. 48).

Es común en los MCI cerrar la válvula de admisión un cierto ángulo de giro de cigüeñal retrasado respecto al PMI, siendo en ese momento el volumen del cilindro $V_{CA} < V_{max}$ y se puede considerar que la compresión no comienza hasta su cierre. Para tenerlo en cuenta se define una relación de compresión volumétrica efectiva:

Tabla 2-2: Valores habituales para relación de compresión.

| Motor | r | Límite | Tipo | r | Límite |
|--------|--------|--------------------------------------|---------|-------|---------------------------------|
| MEP 4T | 8,0-11 | Autoencendido carga estratificada | MEC DI | 12-21 | Presión máxima |
| | | | | | Arranque en frío |
| | | | | | Pérdida de rendimiento |
| | | | | | Cámara poco compacta |
| | | | | | Toque de válvulas con el pistón |
| MEP 2T | 7,5-11 | Autoencendido | MEC IDI | 18-24 | Igual que MEC DI |

Fuente: Payri F, Desantes M, 2011. Pág. 48

DI: Inyección directa al cilindro

IDI: inyección en precámara

2.2.6.10 Cilindrada total

A partir de la cilindrada unitaria y del número de cilindros se puede calcular la cilindrada total como:

$$V_T = zV_D \quad (8)$$

La cilindrada total del motor es el parámetro que mejor define el tamaño del motor y lógicamente está directamente relacionada con el valor de la potencia del motor, pues define la capacidad de admitir aire por parte del motor.

2.2.7 Cálculo de parámetros

2.2.7.1 Cálculo de la cámara de compresión

Las proporciones de la cámara de compresión dependen de la compresión admisible.

Donde:

p_a = presión absoluta de la carga al principio de la compresión

T_a = temperatura absoluta de carga al principio de la compresión

p_c = presión absoluta de la carga al final de compresión

T_c = temperatura absoluta de la carga al final de la compresión

V = volumen da la carga al principio de la compresión

V_c = volumen de la carga al final de la compresión

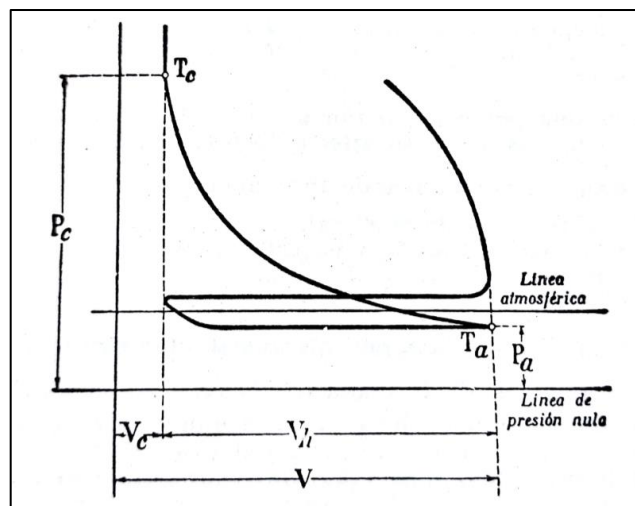


Gráfico 10-2: Diagrama de resorte débil para cálculo de V_c .

Fuente: Serrat J. Schulz H. 1972. Pág. 77

La compresión de la carga puede considerarse como un proceso térmico representado por una línea politrópica y que satisface a la ley

$$p_a V^n = p_c V_c^n \quad (9)$$

Expresión en donde el exponente n oscila entre 1,25 y 1,42. Como valor medio puede admitirse de 1,3 a 1,35.

Además, se verifica:

$$\frac{T_c}{T_a} = \left(\frac{V}{V_c}\right)^{n-1} \quad (10)$$

Por tanto, de estas ecuaciones se obtendrá la tensión al final de la compresión:

$$* p_c = p_a \cdot \left(\frac{V}{V_c}\right)^n \quad (11)$$

La temperatura al final de la compresión:

$$T_c = T_a \cdot \left(\frac{V}{V_c}\right)^{n-1} \quad (12)$$

Y el grado de compresión

$$\epsilon = \left(\frac{p_c}{p_a}\right)^{\frac{1}{n}} = \left(\frac{T_c}{T_a}\right)^{\frac{1}{n-1}} \quad (13)$$

2.2.7.2 Temperatura de la carga al principio de la compresión

Esta es muy difícil de estimar, ya que depende esencialmente del funcionamiento del motor, pues si este trabaja, por ejemplo, a plena carga, la temperatura en cuestión puede estimarse en:

$$T_a = 360 \text{ a } 420 \text{ abs.}$$

Mientras que a poca carga o bien con refrigeración forzada, T_a resulta menor y, en cambio, mayor si la combustión es lenta y prolongada, si algunos encendidos fallan, o bien si la refrigeración es deficiente. En motores con carburador, T_a depende asimismo del calor absorbido por la carburación del combustible. Cuanto menor sea la temperatura al principio de la compresión, tanto mayor puede ser el grado de compresión y, por

consiguiente, tanto más elevado resulta el rendimiento volumétrico, así como mayor la potencia del motor (Serrat – Schulz, H. 1972. p.78).

2.2.7.3 *Temperatura de la carga al final de la compresión*

En todos los motores de explosión que aspiran una mezcla ya hecha compuesta de aire y gas, en evitación del autoencendido de esta, T_c deberá ser menor que la temperatura de inflamación. Esta última temperatura depende de la clase de combustible, de la composición de la mezcla y del estado térmico del motor. También la forma y la estructura de la superficie interior de la cámara de combustión juegan un papel no despreciable. (Serrat – Schulz, H. 1972. P.78)

Para motores de gasolina se tiene que: $T_c = \sim 600 \text{ abs.}$

2.2.8 *Cálculo de masa capturada*

2.2.8.1 *Gases ideales*

Los gases llegan a ser un tanto complicados de describir. Estos se componen de miles de moléculas energéticas que pueden estar colisionando y posiblemente interactuar entre ellas. Debido que es difícil definir la manera exacta de un gas real, se consideró el concepto de gas ideal como una aproximación que nos ayuda a modelar y predecir el comportamiento de los gases no ideales. El concepto de gas ideal se refiere a que es un gas compuesto de moléculas que siguen unas ciertas características:

- Las moléculas del gas ideal no se atraen o repelen entre ellas.
Se supone que las interacciones de las moléculas que componen el gas son las colisiones elásticas entre ellas y con las paredes del recipiente.
- Las moléculas, en sí mismas, no ocupan volumen alguno.

El gas tiene volumen, ya que las moléculas se expanden en una gran región, pero las moléculas de un gas ideal son aproximadas.

En la realidad no existen gases que sean reales, pero existen algunos que, si se comportan casi de una manera ideal, de tal manera que estudiarlos como ideal es muy útil en muchas situaciones.

2.2.8.2 Forma molar de gas ideal.

La presión, la temperatura, y el volumen de un gas se relacionan por una ecuación que se llama ley del gas ideal. Es por la simplicidad de esta relación que se trata a los gases ideales.

$$PV = nRT \quad (14)$$

Donde:

P es la presión absoluta del gas (Pa)

V es el volumen que ocupa (m³)

T es su temperatura (K)

R es la constante de gas ideal

n es el número de moles del gas

Lo más complicado de usar la ley de gas ideal es utilizar las unidades correctas al sustituir en la ecuación. Si se utiliza la constante $R = 8.31 \frac{J}{K * Mol}$, entonces la presión debe estar en pascales, el volumen en metros cúbicos y la temperatura en Kelvin.

En cambio, si se usa la constante $R = 0.082 \frac{L * atm}{K * Mol}$, se debe tener la presión en atmósfera, el volumen en litros y la temperatura en grados Kelvin.

Para el aire, un mol es 28.97 g, entonces se puede hacer una transformación de unidades de moles a kilogramos.

$$R = 8.31 \frac{J}{K * Mol} \times \frac{1 mol}{0.02897 Kg} = \frac{287 J}{kg * K}$$

Esto significa que, para aire, se puede usar el valor $R = \frac{287 J}{kg * K}$

Si se utiliza este valor de R, técnicamente la ecuación debería ser escrita como

$$PV = mRT \quad (15)$$

Donde:

m= representa la masa de aire en Kg (se evitan cálculos con moles)

P= presión absoluta (Pa)

V= volumen del gas contenido (m³)

R= constante del gas en particular (J/Kg*K)

T= temperatura del gas (K)

2.2.8.3 *Conceptos relevantes y definiciones para gases*

La presión está definida como una fuerza aplicada sobre una superficie de un objeto. La

fórmula que define la presión es $p = \frac{F}{A}$

La presión barométrica también es conocida como presión atmosférica, esta es una presión que es aplicada a cualquier objeto que está en la atmósfera sobre la tierra. La presión atmosférica estándar, al nivel del mar a una temperatura de 25 grados centígrados es 101.325 kPa. Presión barométrica es medida con un barómetro, se puede calcular la presión en función de la siguiente ecuación que se expresa en altitud y temperatura ambiente.

$$P = P_o * e^{\frac{-u g h}{R T}} \quad (16)$$

Donde:

P_o= presión atmosférica a nivel del mar

u= masa molar del aire 0.02896 (Kg/mol)

g= gravedad

h= altitud (m)

R= constante aire 8.314 (Nm/mol. K)

T= temperatura (K)

La presión manométrica también es conocida como la presión medida, esta es la presión interna de un sistema, y no incluye la presión barométrica. Presión manométrica es medida con un manómetro. Este valor puede ser negativo.

La cantidad total de presión incluida la presión manométrica y la presión barométrica se denomina presión absoluta.

Presión absoluta= presión barométrica + presión manométrica

Con esta fórmula, es importante tomar en cuenta que la presión absoluta no puede ser negativa, pero la presión manométrica puede serlo, sin embargo, la presión absoluta del sistema es más baja que la presión barométrica. Esto sucede cuando se crea un vacío (vacío parcial) dentro de un sistema.

La temperatura es un concepto menos sencillo que la presión, es una medida de la cantidad de energía térmica que existe en un espacio físico, relativo a un punto cero de energía, el cual se define como cero absoluto. En ciencias, temperatura es usualmente medido en la escala Kelvin, donde los 0 grados Kelvin es el cero absoluto, y 273.15 grados Kelvin es el punto de congelación del agua.

La densidad del aire es la relación de la masa y volumen, es importante señalar que esta disminuye con la altura. De acuerdo a que ascendemos en la atmósfera la temperatura también varía, cambia inversamente proporcional a la altura, de modo que, la temperatura disminuye a medida que nos acercamos al seno de la atmósfera. La temperatura disminuye 6.5 grados centígrados cada mil metros.

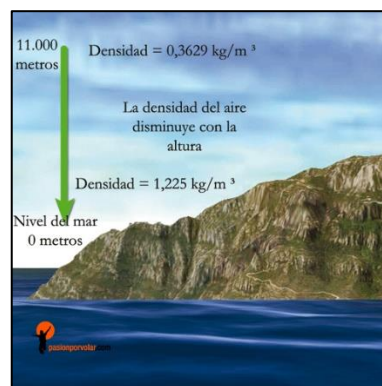


Figura 3-2: Densidad del aire en función de altitud

Fuente: [pasionporvolar.com/densidad del aire](http://pasionporvolar.com/densidad-del-aire)

La densidad es una forma de expresar la masa de aire por cantidad de volumen. Esta densidad en altitudes mayores es más baja y puede ser afectada por la temperatura y humedad. Se puede calcular como se muestra a continuación:

$$PV = mRT \quad (15)$$

$$D = \frac{m}{V} \quad (17)$$

Se sustituye la ecuación en la ecuación

$$D = \frac{P}{R * T} \quad (18)$$

Donde:

P= presión (Pa)

R= constante del gas (J/kg. K) (287.05 aire)

T= temperatura (K)

D= densidad (Kg/m³)

2.2.9 Rendimiento volumétrico

Para un motor térmico, los procesos de combustión dependen de la relación aire combustible dentro del cilindro. Con mayor cantidad de aire que se puede ingresar en la cámara de combustión, mayor combustible podemos quemar.

El aire posee masa e inercia. También, el múltiple de admisión, las válvulas y la mariposa de aceleración son restricciones para que el aire ingrese hacia los cilindros. Por eficiencia volumétrica se mide la capacidad del motor de llenar el volumen geométrico del mismo con aire. Este puede ser una relación entre el volumen de aire aspirado al cilindro (real) y el volumen geométrico del cilindro (teórico)

La mayoría de los motores térmicos usados hoy en día, tienen una capacidad volumétrica fija, definida por la geometría del cilindro y el mecanismo del cigüeñal. Estrictamente hablando, el volumen total de un motor es calculado en función del número total de cilindros y el volumen de cilindro unitario. (Heywood John, 1988: p.55)

El rendimiento volumétrico está relacionado directamente con las revoluciones de giro del motor como se muestra en el gráfico 11-2.

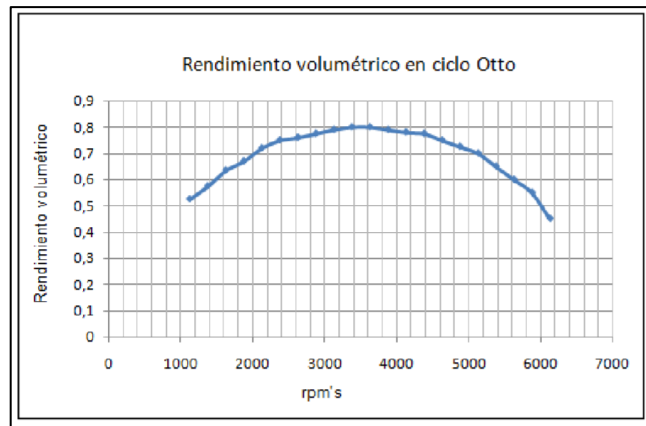


Gráfico 11-2: Rendimiento volumétrico en función del régimen de giro del motor

Fuente: Mago, María; Flores. 2012. Pág. 92

La eficiencia volumétrica n_v este definido como la relación entre el volumen actual (medido) de ingreso de aire al cilindro V_a (m3) y el volumen teórico del motor V_d (m3), durante el tiempo de admisión.

$$n_v = \frac{m_a}{m_d} \quad (3)$$

La eficiencia volumétrica puede ser bien vista también como la eficiencia del motor de combustión interna para llenar los cilindros con aire fresco.

En el caso de motores de inyección indirecta el aire ingresado es mezclado con gasolina. Dado que la cantidad de combustible es relativamente pequeña, en comparación con la cantidad de aire, podemos rechazar la masa de combustible para el cálculo del rendimiento volumétrico. (Heywood John, 1988: p.55)

El volumen de ingreso de aire puede ser calculado en función de la masa de aire m_a [Kg] y la densidad de aire ρ_a [Kg/m3];

$$V_a = \frac{m_a}{\rho_a} \quad (19)$$

Reemplazando las ecuaciones (19) en (3) anteriores tenemos

$$n_v = \frac{m_a}{\rho_a \cdot V_a} \quad (20)$$

Usualmente, en el dinamómetro, flujo de masa de aire es medido en [Kg/s] en lugar de la masa de aire [Kg]. Sin embargo, necesitamos usar el flujo de masa de aire para calcular la eficiencia volumétrica.

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_a \cdot N_e}{n_r} \quad (21)$$

N_e =velocidad del motor

n_r =numero de vueltas de cigüeñal por ciclo

Para la ecuación, puede escribir el ingreso de masa de aire como

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_a \cdot n_r}{N_e} \quad (22)$$

La eficiencia volumétrica es máxima 1 o 100%. A este valor, el motor es capaz de describir todo el volumen teórico de aire hacia el motor. Existen casos especiales en las cuales el motor esta específicamente diseñado para operar en un punto de operación, para la cual la eficiencia volumétrica puede ser ligeramente superior a 100%.

Si la presión de aire de ingreso p_a [Pa] y la temperatura T_a [K] son medidos en el múltiple de admisión, la densidad de aire puede ser calculado como:

$$\rho_a = \frac{p_a}{R_a \cdot T_a} \quad (23)$$

2.2.9.1 Factores que afectan al rendimiento volumétrico

A continuación, se van a enumerar los factores más importantes que afectan al rendimiento volumétrico, y que por lo tanto influyen en el llenado del motor:

Para calcular el rendimiento volumétrico de un motor de ciclo Otto hay que tener en cuenta que la masa de fluido admitida es una mezcla de aire gasolina, pero si se supone que todo es aire se consigue una muy buena aproximación facilitando los cálculos. Por tanto, se puede decir que la formula del rendimiento volumétrico se cumple para los motores diésel, ya que admiten aire, y es prácticamente válida para los de ciclo Otto. (González David, 2018: p.165)

Régimen de giro: el rendimiento volumétrico en función del régimen de giro del motor tiene un punto máximo que coincide con el punto óptimo de funcionamiento del motor,

con el par máximo. En un sistema de distribución fijo, a pocas revoluciones la velocidad del fluido es baja y no tiene el tiempo necesario para el llenado del cilindro. A altas revoluciones, la velocidad del fluido es mucho más alta y por ende aumentan las pérdidas por fricción debido al paso por las válvulas.

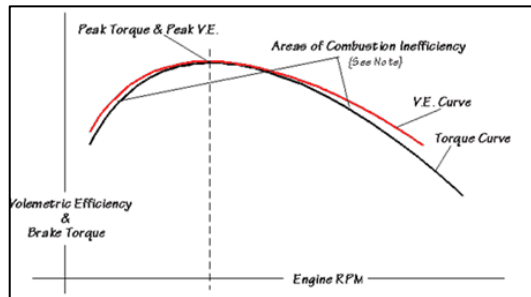


Gráfico 12-2: Gráfica de rendimiento volumétrico vs revoluciones por minuto.

Fuente: Pasión Ford

Proporción de admisión: es la estrangulación que ejerce sobre la corriente de entrante de fluido por medio de la mariposa de aceleración, como se muestra en la figura. Se puede notar que es un factor muy característico de los motores de encendido provocado. Experimentalmente se demuestra que a bajos grados de carga hay una relación proporcional entre la variación del rendimiento volumétrico y la variación de presión antes y después de la mariposa de aceleración. (González David, 2018: p.165)

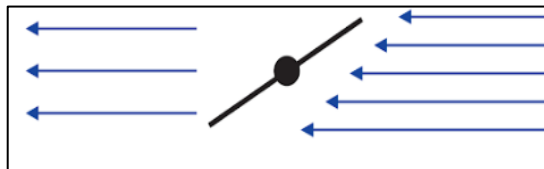


Figura 4-2: Apertura de mariposa de aceleración.

Fuente: González, 2018.pag.165

Forma y secciones de paso de las válvulas: como ya se ha mencionado, las válvulas ofrecen una resistencia al paso del fluido, debido a la existente diferencia entre la sección de paso de las válvulas y la sección del pistón. Esta sección de paso se denomina como área geométrica descubierta y depende del diámetro de la válvula, de su alzado y de su asiento. La válvula de admisión dada su importancia de ingreso de los gases tiene un tamaño mayor a la de escape.

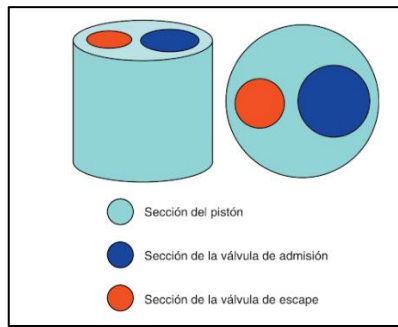


Figura 5-2: Sección del pistón y secciones de válvulas.

Fuente: González, 2018.pag.166

Colector de admisión: la geometría del colector de admisión puede ayudar a aumentar el rendimiento volumétrico que aprovecha dos fenómenos del fluido: la inercia y los efectos pulsatorios. Existen sistemas de admisión variable, que ayudan a ser más efectivos.

Diagrama de distribución: con la explicación de los procesos de renovación de la carga en motores de combustión interna, resulta fácil deducir que el diagrama de distribución juega un papel importante a la hora de mejorar el rendimiento volumétrico. Con los retrasos y avances de los cierres y aperturas de las válvulas ayudan a mejorar el llenado y reducir el trabajo por bombeo, mejorando el comportamiento del motor a diferentes regímenes de giro y de carga. Sin embargo, debido a las exigencias en materia de prestaciones, emisiones contaminantes y de consumo es necesario optimizar el funcionamiento del motor en un amplio rango posible. Por lo tanto, los fabricantes de vehículos han implementado sistemas de distribución variable que ayudan a satisfacer las necesidades ya mencionadas. (González David, 2018: p.166)

2.2.10 Desgaste

El desgaste es la pérdida progresiva del material, debido a un modo de contacto o sin que éste se presente. El modo de contacto es el resultado de la interacción entre dos superficies, se puede considerar que el modo de no contacto se da por la interacción de un elemento corrosivo, cavitación o descargas eléctricas. Cuando se combinan ambos modos se puede tener daños considerables. Se describe a continuación los diferentes tipos de desgaste que se puede presentar en el motor.

Desgaste adhesivo: es cuando dos superficies deslizantes están en contacto directo. Algunas de las causas posibles pueden ser por mala viscosidad de aceite, cargas elevadas, desalineamiento de elementos, bajo nivel de aceite.

Desgaste abrasivo: se presenta cuando existen partículas sólidas en el aceite, puede ser polvo, o desprendimiento de material. Estas producen rayaduras entre los componentes.

Desgaste por cavitación: Es el resultado cuando una burbuja de aire ingresa al aceite, que trae la formación de un chorro de alta presión, que impacta sobre la superficie generando picaduras.

Desgaste corrosivo: se presenta cuando existe un ataque químico sobre la superficie metálica

2.2.11 Desgaste en motores de combustión interna

En todos los motores recíprocos de combustión interna cuando se encuentra en marcha el desgaste del cilindro es inevitable, que cuando excede su estándar, afectará a la potencia del motor, eficiencia y la vida útil. Entonces, se debe conocer la razón del desgaste del cilindro del motor, y su importancia en el correcto funcionamiento del mismo.

El propio funcionamiento del motor de combustión interna produce fricciones entre sus diferentes componentes, la cual se trata de reducir interponiendo una película de aceite entre los componentes móviles y fijos.

El desgaste en los motores aparece progresivamente y se produce por el recorrido continuo de los kilómetros alcanzados, y afectan directamente a los componentes implicados, por lo tanto, junto con un buen mantenimiento y una correcta conducción el desgaste se puede aplazar más no evitar.

La eficacia de la lubricación es determinante para la vida útil del motor de combustión, así como también, periodos de sustitución, calidad de lubricante y uso de motor en fase de calentamiento, etc.

2.2.11.1 Desgaste de los cilindros

El desgaste en los cilindros se produce por el movimiento del pistón dentro de los mismos, provocando que el diámetro del cilindro aumente de manera desigual, llegando adoptar una forma ovalada. El empuje del pistón en dirección lateral es causa de la inclinación de la biela y de aquí que el desgaste del cilindro sea mayor en dirección transversal al motor, que en dirección de su longitud.

Por lo general, por la parte superior del pistón el contacto de este con el cilindro es por intermedio de los segmentos; por la parte inferior, sometida a un esfuerzo menor, el esfuerzo suele ser directo entre el pistón y cilindro por el ensanchamiento que tiene aquel en su falda. (Guadilla Antonio, 1967: p.121)

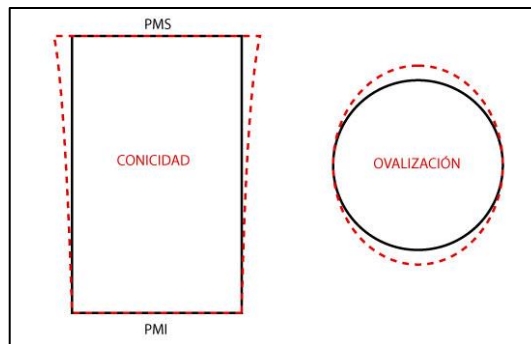


Figura 6-2: Conicidad y ovalización del cilindro

Fuente: BMWFAQCLUB, 2016

Consecuencia de esto es el aumento del diámetro transversal del cilindro en mayor proporción que el del diámetro longitudinal, o lo que es la ovalización del cilindro como se muestra en la figura 6-2. La ovalización de los cilindros, trae como consecuencia la falta de ajuste de los segmentos y por tanto la pérdida de compresión y de potencia, el consumo excesivo de aceite, etc.

El empuje lateral del pistón sobre la pared del cilindro no es uniforme durante cada carrera. En efecto, en los primeros momentos de la explosión, la fuerza aplicada al pistón es mayor y cuando el giro del cigüeñal se aproxima a los 90 grados, o sea un cuadrante, a partir del PMS, la inclinación de la biela es máxima, y por lo tanto también será el empuje.

Consecuencia de todo lo que se acaba de mencionar, es que el desgaste del cilindro es mayor en las partes más altas de este que en las bajas y ello da diferencia de diámetros entre las partes alta y baja del cilindro.

2.2.11.2 *Desgaste de los segmentos y pistones*

El desgaste de los pistones se produce a la vez que el de los segmentos, el desgaste del cilindro aumenta el diámetro y toma forma ovalada, se complementa con el de los segmentos que van reduciendo su diámetro externo. Por lo que se pierde la estanqueidad entre segmentos y cilindro, perdiendo la compresión y así se desplaza el aceite hacia la cámara de combustión. (Guadilla Antonio, 1967: p.122)

2.2.11.3 *Desgaste de las válvulas*

El desgaste de las válvulas afecta de manera directa a otros elementos más que a ellas mismas, como los retenes, guías y asientos. El retén de aceite se encuentra en la parte superior que sirve para evitar el paso del aceite.

En la parte inferior de la válvula, en la cabeza se cierra sobre el asiento de válvula que está en la culata, manteniendo la estanqueidad entre la cámara de combustión y los colectores tanto de admisión como de escape, cuando las válvulas están cerradas.

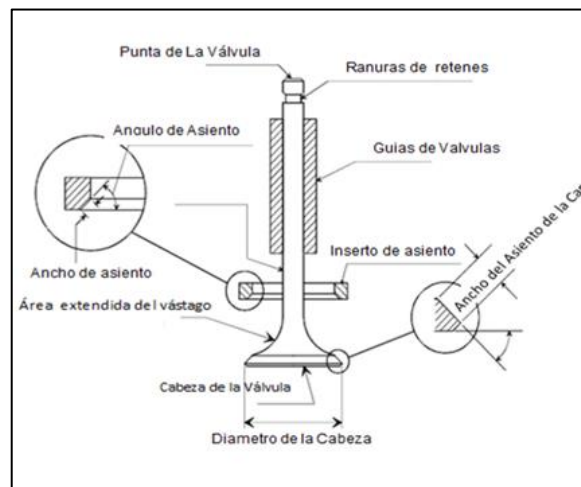


Figura 7-2: Elementos de válvula

Fuente. Tsu Jose.2011. Pág. 8.

Debido al funcionamiento, el desgaste de los retenes pierde la capacidad de sellar el paso de aceite hacia las guías, por lo que aumentan su diámetro interno. Produciendo que el aceite pueda pasar por la holgura de las válvulas de admisión hacia la cámara de combustión. El desgaste de los asientos y las cabezas de válvulas produce una pérdida de estanqueidad entre la cámara de combustión y los colectores.

2.2.12 Odómetro vehicular

El odómetro es aquel dispositivo que sirve para medir distancia recorrida por un vehículo, se denomina también cuenta kilómetros. Existen de dos tipos los mecánicos y los digitales, los mecánicos cuentan con engranajes y cada diente representa un dígito numérico, estos engranajes giran de acuerdo a la rotación de las ruedas a través de un cable. En cambio, los digitales funcionan a través de un sensor que envía señales y las almacena en una computadora y se muestra en una pantalla digital.



Gráfico 13-2: Odómetro digital

Realizado por: Autores

Los kilómetros recorridos de un vehículo es un indicador de cuanto ha sido utilizado, cuanto más se usa más se desgasta y por lo cual más averías pueden aparecer, se puede decir que con el número de kilómetros alcanzados se puede facilitar la determinación de la vida útil de automóvil.

2.2.13 OBD

El OBD o diagnóstico a bordo es un estándar que busca reducir los niveles de contaminación de los vehículos a combustión. La Comisión de Recursos del Aire de California comenzó con la regulación del OBD en el año 1988, donde se controlaban ciertos parámetros como la sonda lambda, sistema EGR y ECM.

En 1996 aumentaron los requerimientos de este sistema, dando lugar a una segunda generación que hoy es conocido como OBD II. Es capaz de facilitar el diagnóstico de

averías y reducir el valor de los contaminantes de los vehículos. La norma OBD II es muy extensa y está relacionada con las normas ISO y SAE.

El conector OBD II, es sujeto a cumplir con las normas ISO 15031-3:2004. Esta normativa estipula que el conector de diagnóstico debe estar ubicado en la cabina de pasajeros cerca del espacio del conductor. Está constituido por 16 pines, no todos ocupados.

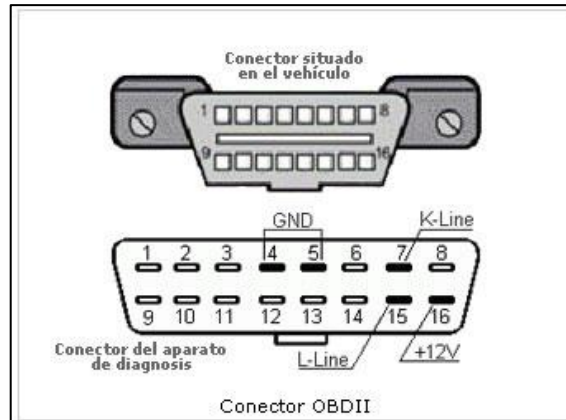


Figura 8-2: Conector OBD II

Fuente: Aficionados a la mecánica

Donde:

- 2 - J1850 (Bus +)
- 4 - Masa del Vehículo
- 5 - Masa de la Señal
- 6 - CAN High (J-2284)
- 7 - ISO 9141-2 "Línea K"
- 10 - J1850 (Bus -)
- 14 - CAN Low (J-2284)
- 15 - ISO 9141-2 "Línea L"
- 16 - Batería +

Para extraer la información de datos del sistema en un vehículo, se requiere de una interfaz de conexiones, que recolecte la información y sea llevada a un software que puede ser un scanner o una PC, con la ayuda de un dispositivo de conexión.

CAPÍTULO III

3. DISEÑO METODOLÓGICO

3.1 Características de equipos

Se describen a continuación los equipos indispensables para lograr con los objetivos previamente planteados, estos son: la tarjeta de adquisición de datos, sensor de presión con adaptación al cilindro, el software LabVIEW y scanner, los cuales permiten el desarrollo del proceso de las señales y la visualización de los resultados a través de gráficos.

3.1.1 Tarjeta de adquisición de datos DAQ.

El National Instruments USB-6009 es un dispositivo multifunción de adquisición de datos. Se utiliza normalmente en prototipos en forma muy versátil a través de software muy amigables con el usuario.



Figura 1-3: Tarjeta de adquisición de datos DAQ 6009.

Realizado por: Autores

La mencionada tarjeta tiene la capacidad de adquirir datos o información mediante sus entradas y la vez de enviar información hacia otro dispositivo por medio de sus conectores de salida. Igualmente tiene la capacidad de enviar datos hacia un ordenador y ser procesado por el mismo a través de un software.

Tabla 1-3: Especificación de tarjeta DAQ USB 6009

| USB 6009 13 DIO USB Multifunción | |
|---|---------------------|
| Entrada analógica | |
| Entradas analógicas | 4 diferencial |
| Resolución de entrada | 12 bits diferencial |
| Salida analógica | |
| Salidas analógicas | 2 |
| Resolución de salida | 12 bits |
| Rango de salida | 0V a +5V |
| Voltaje Externo | |
| Salida | +5V de salida |
| Interfaz de bus | |
| Característica de USB | USB 2.0 |
| Pines de entrada analógicos | 8 |
| Temperatura de operación | 0-55 C |
| Conectores de entrada y salida | Ajuste con tornillo |
| Masa | 84 gr |

Realizado por: Autores

El USB-6009 es un dispositivo DAQ multifunción, ofrece E/S analógicas, E/S digitales y un contador de 32 bits. El USB-6009 brinda funcionalidad básica para aplicaciones como registro de datos simple, medidas portátiles y experimentos académicos de laboratorio. El dispositivo tiene una cubierta mecánica ligera y es energizado por bus para fácil portabilidad. Puede conectar fácilmente sensores y señales al USB-6009 con conectividad de terminal de tornillo. (National Instruments).

Tabla 2-3: Asignación de terminales analógicos y digitales

| | | | | | | | | | | | | | | | |
|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 |
| GND | +AI0- | GND | +AI1- | GND | AI2 | GND | AI3 | GND | AI3 | GND | AO0 | AO1 | GND | | |

| | | | | | | | | | | | | | | | |
|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 32 | 31 | 30 | 29 | 28 | 27 | 26 | 25 | 24 | 23 | 22 | 21 | 20 | 19 | 18 | 17 |
| GND | +5V | 2.5V | PFIO | P1.3 | P1.2 | P1.1 | P1.0 | P0.7 | P0.6 | P0.5 | P0.4 | P0.3 | P0.2 | P0.1 | P0.0 |

Fuente: Nacional Instruments, 2018 (Información adicional)

3.1.2 Sensor Bosch de alta presión.

El sensor de presión del fabricante Bosch, es del tipo piezoeléctrico que puede soportar presiones de entre 0 a 250 bar. Este provee de una señal analógica, entonces el voltaje es directamente proporcional a la presión que está sometido. Este sensor es capaz de funcionar bajo temperaturas desde los -40 grados centígrados hasta los 130 grados centígrados. El tiempo de respuesta del sensor es de 2 milisegundos el cual se ajusta a los requerimientos de estudio esperados.

La medición de la presión resulta de la flexión de un diafragma de acero en el que se ubican los elementos de galga de poli silicio. Estos están conectados en forma de un puente de Wheatstone. Esto permite una alta utilización de la señal y una buena compensación de temperatura. La señal de medición se amplifica en un IC de evaluación y se corrige con respecto al desplazamiento y la sensibilidad. En este punto, nuevamente se realiza la compensación de temperatura, de modo que la unidad calibrada que comprende la celda de medición y el ASIC solo tiene un nivel de dependencia de la temperatura muy bajo.



Figura 2-3: Sensor Presión Bosch

Realizado por: Autores

Tabla 3-3: Especificaciones técnicas sensor Bosch alta presión

| Descripción | Denominación |
|--------------------------------|--------------|
| Conector | PSA |
| Tensión suministro | 5.25 V |
| Presión rotura | 200000 kPa |
| Sobrepresión máxima | 26,00 MPa |
| Tensión alimentación máxima | 5V |
| Corriente de suministro máximo | 15 mA |
| Corriente de suministro mínimo | 12 mA |

Fuente: Catalogo Bosch sensores

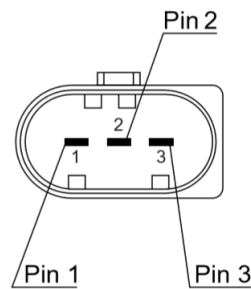


Figura 3-3: Diagrama de terminales del sensor

Fuente: Catalogo Bosch, sensor presión alta 0261545050

Donde:

Pin 1: Masa

Pin 2: Señal VDC

Pin 3: Alimentación 5 VDC+

3.1.3 Acople de conexión para sensor de presión.

Este dispositivo fue construido debido a la necesidad de conectar el sensor de presión con la cámara de combustión. Consiste en la adaptación mecánica de un suplex y conectado al sensor por medio de una tubería de cobre acerada como se muestra en la figura 4-3.

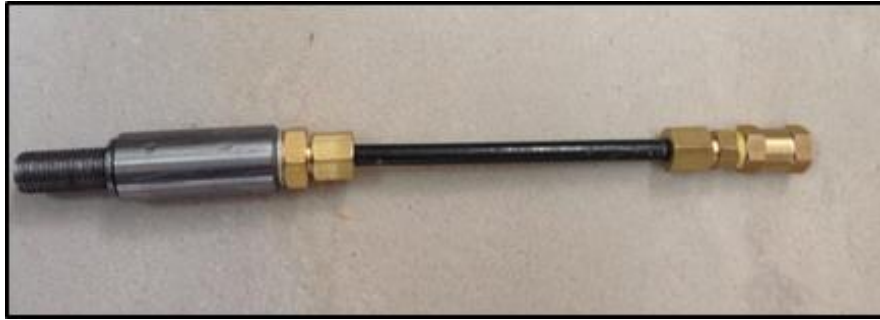


Figura 4-3: Acople de conexión para sensor de presión

Realizado por: Autores

3.1.4 Software LabVIEW

LabVIEW es un software para monitorear, controlar, automatizar y realizar cálculos complejos de señales analógicas y digitales capturadas a través de tarjetas de adquisición de datos, puertos serie y Buses de Intercambio de Propósito General. Se basa en la programación modular, que es capaz de realizar tareas complejas a partir de módulos o submódulos, también, estos módulos pueden ser usados en otras tareas, por lo tanto, se logra una programación más rápida y provechosa.

Existen dos conceptos básicos: el Panel Frontal y el Diagrama de Bloque. El Panel Frontal es la interfaz que el usuario está observando y se parece al instrumento del cual se están recogiendo los datos, de esta manera el usuario sabe de manera precisa cual es el estado actual de dicho instrumento y los valores de las señales que se están midiendo

Totalmente parecido a un instrumento, todos los módulos creados se les llama Instrumento Virtual. Es un sistema abierto, por lo que cualquier fabricante de tarjetas de adquisición de datos o instrumentos en general puede proporcionar el controlador de su producto, y también tiene una parte integral de la instrumentación virtual dado que proporciona un entorno de desarrollo de aplicaciones que es fácil de utilizar y está diseñado específicamente teniendo en mente las necesidades de ingenieros y científicos.

3.1.5 ELM 327

Es un procesador programado, fabricado en ELM Electrónicos para traducir el entorno de diagnóstico a bordo (OBD II) donde la mayoría de los vehículos modernos lo poseen. La comunicación de ELM 327 es una de las interfaces de conexión OBD más populares de PC y dispositivos móviles.



Figura 5-3: ELM 327

Realizado por: Autores

Este dispositivo disocia el protocolo de bajo nivel y posee una interfaz simple, se conecta como una herramienta de mano de diagnóstico conectado por USB, Bluetooth o Wi-Fi. Hoy en día existen una amplia variedad de programas que se conectan con el ELM 327. Posee varias funciones entre las principales tenemos: leer códigos de fallo, eliminar códigos de falla, leer valores en tiempo real de funcionamiento del motor.

Este dispositivo ELM 327 soporta 12 protocolos diferentes que son los siguientes:

- Automático
- SAE J1850 PWM
- SAE J1850 VPW
- ISO 9141-2
- ISO 14230-4 KWP
- ISO 14230-4 KWP (fast init, 10.4 kbaud)
- ISO 15765-4 CAN (11-bit ID, 500 kbaud)
- ISO 15765-4 CAN (29-bit ID, 250 kbaud)
- ISO 15765-4 CAN (11-bit ID, 250 kbaud)
- ISO 15765-4 CAN (29-bit ID, 250 kbaud)

- SAE J1939 CAN
- USER1-2 CAN

El dispositivo ELM 327 reconoce los comandos **AT** o también llamados comandos Hayes, este conjunto de comandos es desarrollado por la compañía Hayes Communications los cuales se convirtieron en un estándar abierto para configurar y parametrizar. Los caracteres AT, tienen el significado de “atención” que dado esta característica se le atribuye el nombre de comandos; que mide la longitud de bits y así determinar la velocidad de transmisión.

La mayor parte de comandos OBD no pasan de un byte o dos bytes, sin embargo, si pueden existir algunos más largos. Los dígitos hexadecimales son utilizados para todos los intercambios de datos con el ELM 327, y es el más usado en datos OBD, también son utilizados para indicar los resultados de las peticiones. La manera de probar la interfaz es por medio de un terminal, puede ser *putty* o *HyperTerminal*, ajustando los parámetros de conexión como el *COM port*.

Tabla 4-3: Comandos AT de la interfaz.

| VALOR | DESCRIPCION |
|-------|-------------------------------|
| AT Z | Reinicia |
| AT @1 | Descripción del dispositivo |
| AT @2 | Identificador del dispositivo |
| AT DP | Descripción del protocolo |
| AT I | Nos muestra la versión ID |

Fuente: Ficha técnica de ELM 327

Como un ejemplo de comando de petición al vehículo, se desea enviar el comando A6 (decimal 166); se teclea A6 y el retorno de carro (*return key*). Los caracteres serán enviados a ELM327 mediante Bluetooth o puerto RS232, después de enviar el comando el scanner escucha al bus en busca de una respuesta. Si la dirección coincide, los bytes recibidos son enviados al usuario por el puerto RS232, mientras los demás mensajes que no coinciden son desechados.

3.1.7 Vehículos para ensayo

En el estudio se requiere dos vehículos con idénticas características en los motores de combustión, pero a la vez de un diferente kilometraje para cumplir con los objetivos planteados; estos vehículos son:

Tabla 5-3: Características de los vehículos para ensayo

| Características | Vehículo A | Vehículo B | Vehículo C |
|------------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| Marca | KIA | KIA | Hyundai |
| Modelo | Sportage R | Sportage R | Tucson ix 35 |
| Motor | Theta II 2.0 MPI | Theta II 2.0 MPI | Theta II 2.0 MPI |
| Año de fabricación | 2018 | 2016 | 2012 |
| Número de cilindros | 4 | 4 | 4 |
| Relación compresión | 10.5:1 | 10.5:1 | 10.5:1 |
| Carrera | 86 (mm) | 86 (mm) | 86 (mm) |
| Diámetro | 86 (mm) | 86 (mm) | 86 (mm) |
| Kilometraje acumulado | 16130 km | 71586 km | 107036 km |

Realizado por: Autores

3.2 Variables dependientes e independientes

3.2.1 Variables independientes

3.2.1.1 Revoluciones del motor

En el estudio del presente trabajo se basa en el comportamiento de la eficiencia volumétrica en función de las revoluciones del motor, por lo tanto, las revoluciones del motor se definen como el número de vueltas que gira sobre su eje en función del tiempo. Esta variable puede ser modificada a conveniencia del usuario con el fin de obtener los resultados deseados.

3.2.2 Variables dependientes

3.2.2.1 Presión del cilindro al final de la compresión

La presión al interior del cilindro no puede ser controlada por el usuario debido a que depende de las revoluciones del motor y los sistemas auxiliares. La presión manométrica del cilindro es la variable que será adquirida para el posterior análisis en la eficiencia volumétrica.

3.3 Tipos y caracterización de ensayos

Los ensayos desarrollados en el presente trabajo son del tipo controlado debido a que se manipula una variable la cual el investigador puede intervenir. Esta variable es el régimen del motor, con la ayuda del pedal conectado a la mariposa de aceleración es posible modificarlo a voluntad.

Se busca analizar la razón de cambio de la variable dependiente que es la presión del cilindro al final de la compresión, por medio de un sensor ubicado en la cámara de combustión.

Estas pruebas se caracterizan por la recolección de datos sincronizados de las dos variables de estudio, que posteriormente serán procesadas con la ayuda de un software, facilitando la visualización para análisis de resultados por medio de una representación gráfica.

El transductor de presión utilizado en este trabajo fue un sensor de alta presión empleado con la ayuda de una tarjeta de adquisición de datos. Los motores objeto de estudio se caracterizan por tener una constitución de cuatro cilindros en línea inyección multipunto y bobina independiente.

El sensor de presión fue calibrado con la ayuda de la ecuación que provee el fabricante como se muestra en el anexo 1. El transductor de presión fue colocado en su acople para poder fijarlo a la cabeza cilindro reemplazando a la bujía solo en un cilindro, lo que quiere decir que el salto de la chispa para este método se ha obviado (H. Clarke, et al.,1972, p.137)

3.4 Recolección, organización y procesamiento de datos

3.4.1 Esquema general

La adquisición y recolección de los datos a través del sensor de presión y la DAQ 6009, consiste en almacenar los valores requeridos durante la fase de compresión donde el pistón alcanza su punto más alto. Las revoluciones del motor son adquiridas mediante el DLC OBD II del vehículo con la ayuda del scanner ELM 327; ambos dispositivos conectados simultáneamente al ordenador, se muestra un esquema general de la conexión.

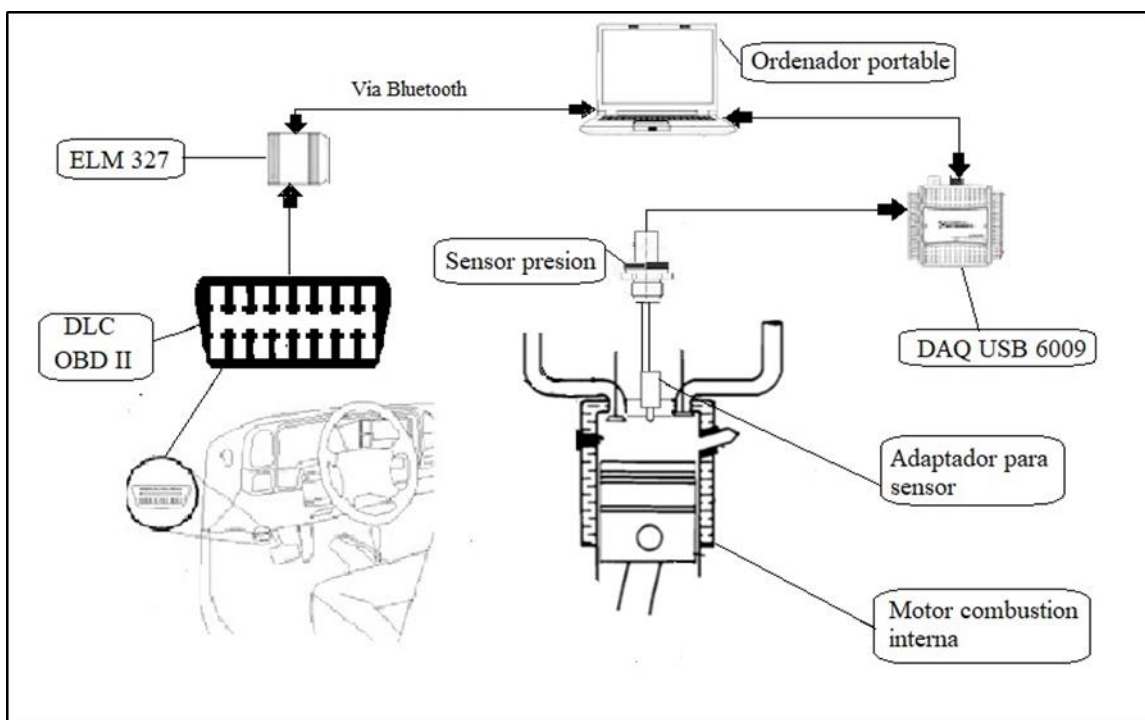


Figura 6-3: Esquema general para adquisición de datos

Realizado por: Autores

En la Figura 6-3, se muestra el esquema general de adquisición y procesamiento de datos donde el sensor de presión es el dispositivo que puede captar la variación de presión dentro del cilindro en el motor de combustión interna, dicha variación en voltaje es captada y procesada por la tarjeta DAQ USB 6009. El ordenador con la ayuda del software LabVIEW recibe la información en donde es posible visualizar y procesar los datos. Para la obtención del régimen de giro del motor se conecta el scanner ELM 327 al DLC del vehículo el cual se conecta vía bluetooth al ordenador que por medio de comandos ingresados en el software se puede obtener la variable deseada.

3.4.2 Desarrollo de algoritmos

Para el análisis de estudio de la eficiencia volumétrica, ha sido necesario realizar la recolección y el procesamiento de datos en manera separada como se muestra en la figura 7-3, el recuadro superior realiza la captura de los datos tanto de voltaje del sensor de presión como el régimen de giro del motor a través del ELM 327. Ambos datos son almacenados en archivos separados y sincronizados a la vez.

En el recuadro inferior de la Figura 7-3, se realiza el procesamiento de ambos datos previamente recolectados para el posterior análisis por medio de representaciones gráficas.

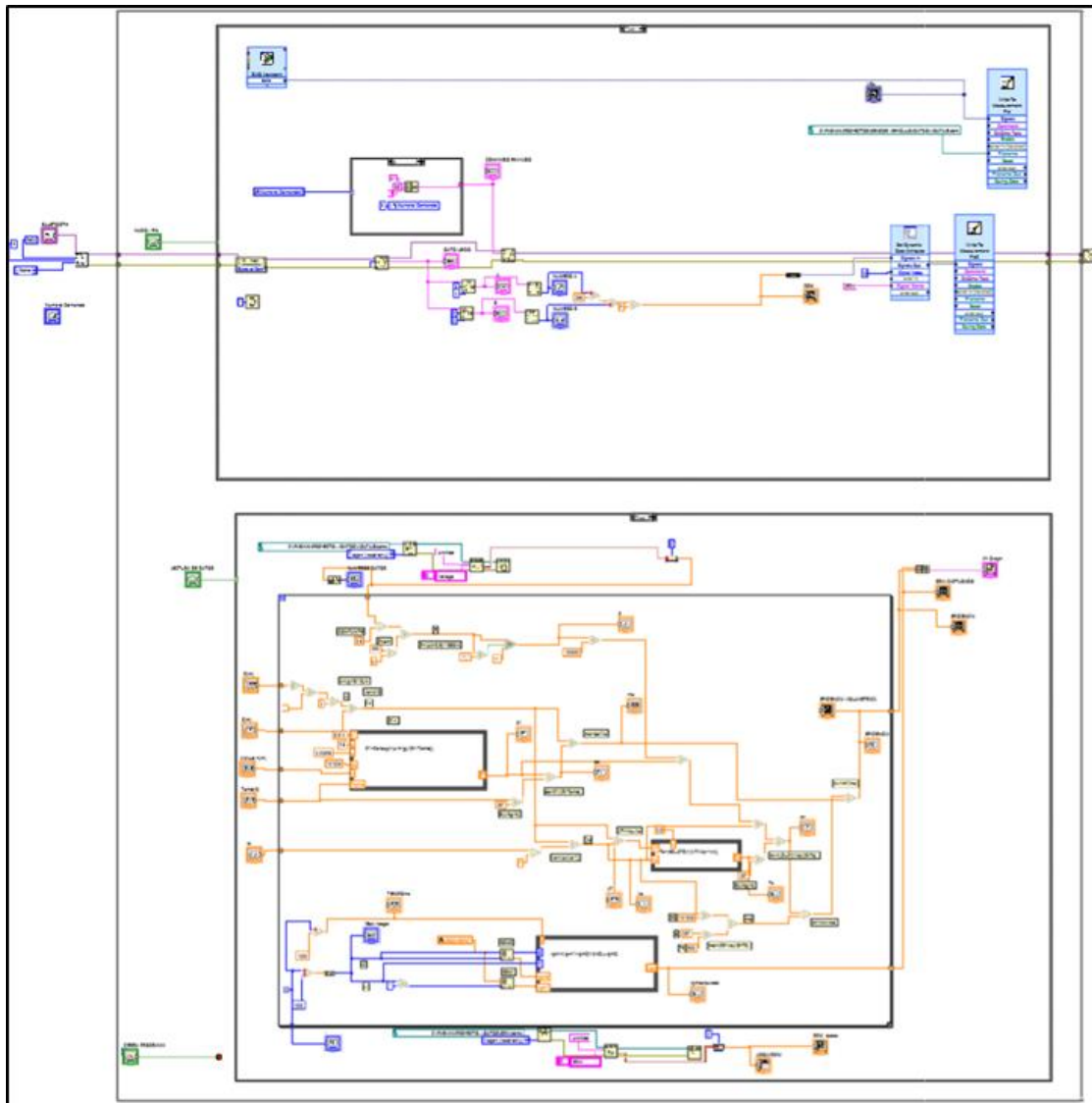


Figura 7-3: Diagrama de bloques de recolección y procesamiento de datos

3.4.2.1 Recolección de datos

En la obtención de los datos de voltaje del sensor de presión se desarrolla un algoritmo en el software LabVIEW, como se muestra en la Figura 8-3. Se ha configurado de tal forma que la obtención de los datos a través de la tarjeta DAQ sea de un milisegundo y sean almacenadas en un archivo en una matriz 2xn.

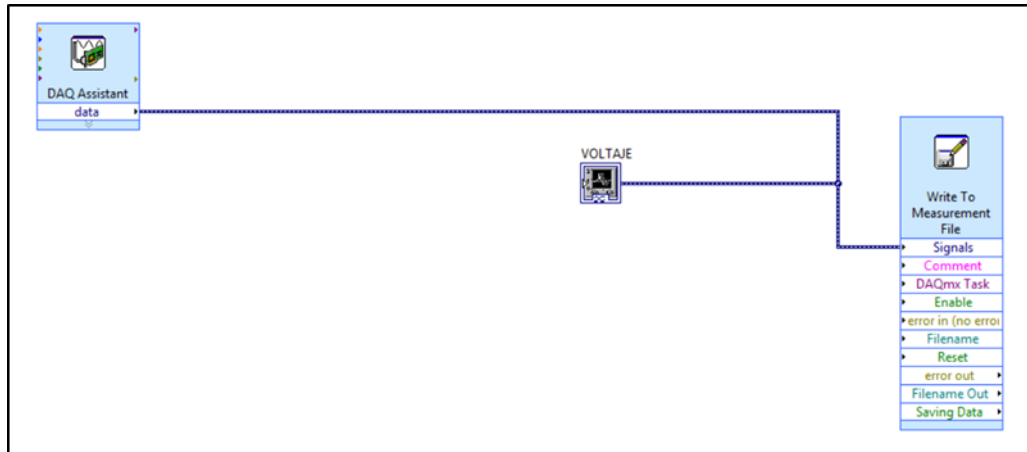


Figura 8-3: Almacenamiento datos de voltaje

Realizado por: Autores

El botón de inicio/fin lo que realiza es ejecutar un while cuando está en 1 se ejecuta todo lo que está dentro del cuadro.

En la Figura 9-3 se muestra el proceso de adquisición de datos de rpm, se activan una serie de comandos que permiten obtener el régimen de giro mediante los siguientes pasos:

1. Ejecuta el comando ATZ con una pausa para reiniciar los comandos previos
2. Ejecuta el comando ATE0 que es otro comando para poder establecer que estándares se están utilizando
3. Ejecuta el comando ATSP0 es de modo automático para seleccionar el estándar del ELM 327.
4. Durante la prueba se selecciona el comando 010C para que envíe las revoluciones por minuto del motor en código hexadecimal.

Con el código hexadecimal por medio del bloque, se desprecian los primeros datos que a partir de los datos válidos se comienza a procesar la información y finalmente, por medio de cálculos (operaciones matriciales) se transforman a revoluciones por minuto.

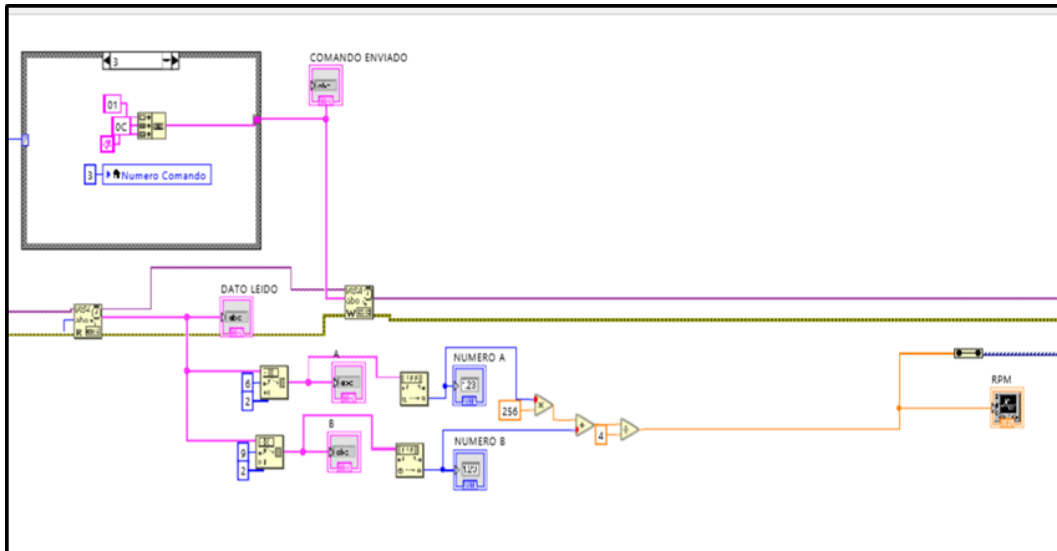


Figura 9-3: Algoritmo recolección datos régimen de giro

Realizado por: Autores

3.4.2.2 Lectura de datos

Los datos guardados son reconocidos por medio de una matriz, la cual se le hace pasar por un bucle (para) para que cada elemento de la matriz sea tomado en cuenta para el estudio, como se muestra en la figura 10-3.

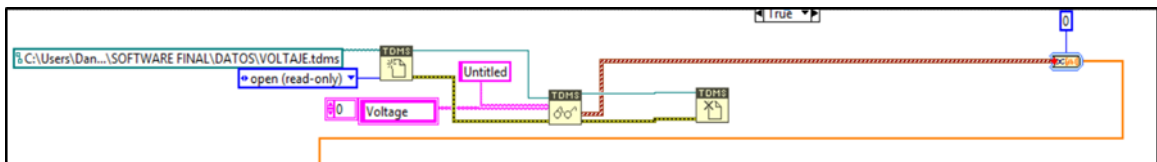


Figura 10-3: Lectura de datos de voltaje del sensor

Realizado por: Autores

Los valores de régimen de motor son igualmente reconocidos como una matriz, que se ubica paralelamente con la otra matriz de los valores de voltaje y así poder sincronizarlas, como se muestra en la figura 11-3.

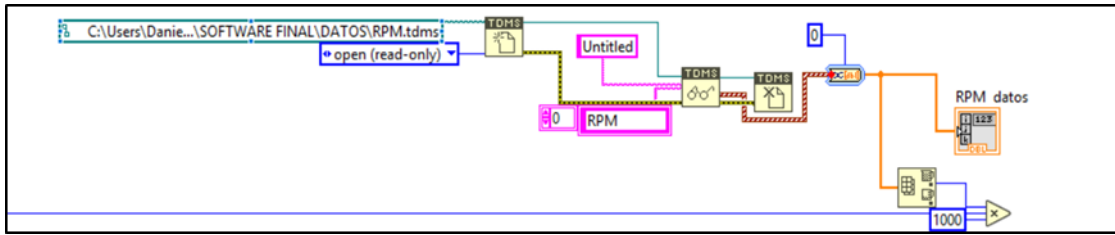


Figura 11-3: Lectura de datos régimen de giro motor

Realizado por: Autores

3.4.2.3 Procesamiento de datos

Una vez recolectados los datos, se los procesa a través del algoritmo previamente establecido para el cálculo del rendimiento volumétrico, como se muestra en la figura 12-3. Recogiendo cada dato almacenado de voltaje del sensor de presión y haciéndolo pasar por el algoritmo de eficiencia volumétrica, sin antes primero transformar el valor de voltaje en presión.

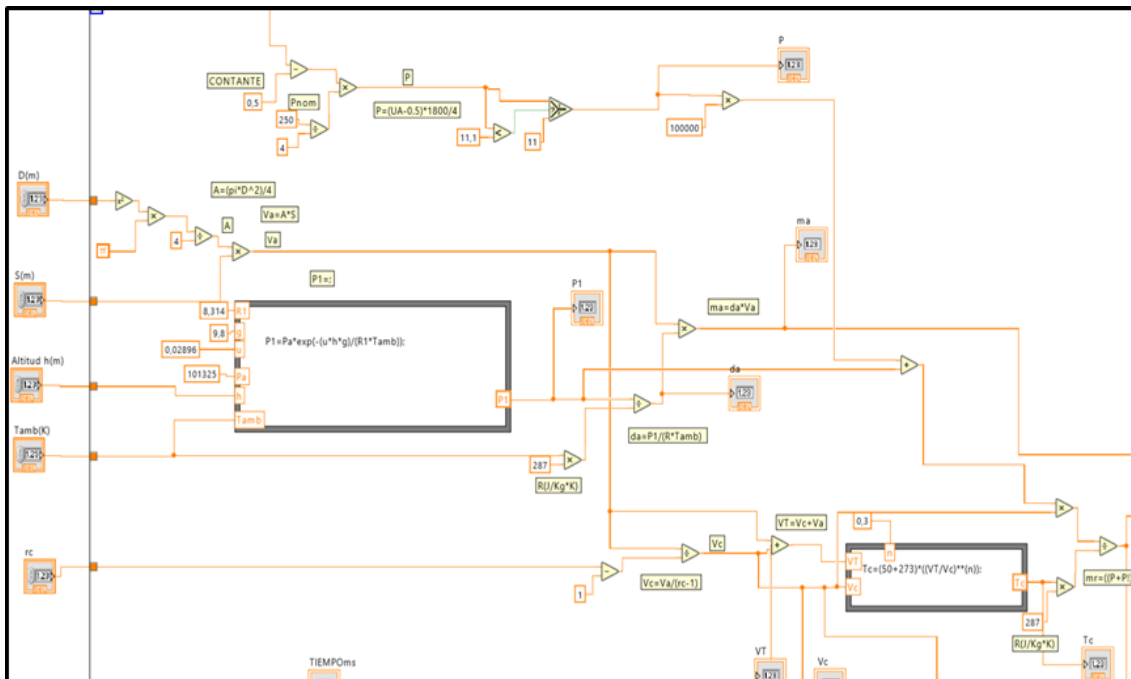


Figura 12-3: Algoritmo cálculo rendimiento volumétrico

Realizado por: Autores

3.4.3 Interfaz gráfica

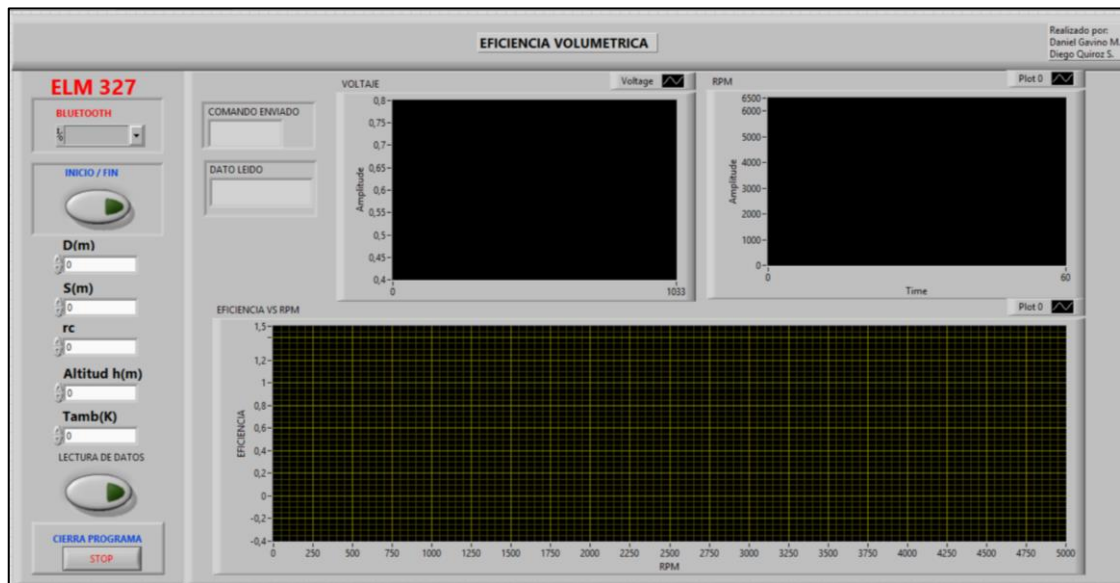


Figura 13-3: Interfaz gráfica

Realizado por: Autores

En la Figura 13-3 se aprecia la interfaz gráfica la cual nos va a permitir visualizar el comportamiento de las variables de estudio. Se puede evaluar el comportamiento del sensor de presión con respecto al tiempo, y las revoluciones por minuto del motor en función del tiempo. Consecuentemente, se puede apreciar la gráfica de interés de estudio del comportamiento de la eficiencia volumétrica en función de rpm.

Esta interfaz permite ingresar manualmente los valores de los parámetros geométricos del motor de estudio junto con las condiciones ambientales que son temperatura y altitud donde se realiza el ensayo. Además, permite visualizar el estado de conexión con el scanner ELM 327, tanto si existe conexión como la adquisición de datos.

Posee dos botones, uno de ellos sirve para la recolección de la información, tanto del transductor de presión como las revoluciones del motor de forma simultánea. El otro botón sirve para procesar los datos recolectados, es decir calcular y graficar la eficiencia volumétrica en función de las revoluciones por minuto.

3.5 Algoritmo de eficiencia volumétrica

Debido al enfoque indirecto involucrado en la medición de la eficiencia volumétrica mediante el método del transductor. Se hicieron las siguientes consideraciones:

- 1) No se produce una transferencia de energía apreciable a la carga desde la válvula de admisión caliente y la pared del cilindro hasta que las válvulas hayan cerrado totalmente.
- 2) El índice de compresión politrópica n es 1.3 y constante durante el proceso.
- 3) La temperatura de los gases de escape al final del ciclo restantes en el volumen de la cámara de compresión es igual a las paredes del cilindro.
- 4) La presión y temperatura de la carga en el ingreso son iguales a la presión inicial y temperatura en el cilindro.
- 5) La temperatura al inicio de la compresión se ha tomado una media de $T_1 \sim 50$ C, dato tomado del sensor de temperatura de aire a través del scanner en condiciones normales de funcionamiento del motor.

Si asumimos que no hay transferencia de calor desde las válvulas de admisión y escape, nos queda el problema de explicar cómo la temperatura de los residuos del escape puede haber bajado de la temperatura del escape a la del refrigerante del motor en el tiempo disponible. El supuesto es meritorio si consideramos el área de metal expuesta al gas durante la carrera de escape. Además, el proceso de barrido que se produce durante el período de superposición de la válvula indudablemente reducirá la temperatura del gas de escape residual a un valor muy cercano al de la camisa de refrigerante. En la práctica, la temperatura elegida para los residuos del escape no es crítica.

La precisión de la medición de la eficiencia volumétrica del transductor depende en gran medida de la precisión del cálculo de la masa de los gases residuales que quedan en el cilindro al final de la carrera de escape que equivale a 1.23% de los gases frescos. (H. Clarke, et al. 1972, p: 140)

Para el cálculo de la masa teórica se tiene en consideración, el aire por ingresar en el cilindro está a condiciones ambientales iniciales a una presión **P1** y **T1**.

Se calcula el área del cilindro y la cilindrada unitaria con las ecuaciones (5) y (6)

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

A= Sección transversal del cilindro [m²]

D= Diámetro de cilindro, dato a ingresar (información del motor). [m]

$$V_a = A * s$$

V_a= Volumen desplazado por la carrera del pistón [m³]

S= Distancia recorrida por el pistón, dato a ingresar (información del motor). [m]

La presión atmosférica en función de la altitud y temperatura ambiente de la ecuación (16):

$$P_1 = P_a \cdot e^{-\frac{u \cdot g \cdot h}{R \cdot T_0}}$$

P₁= Presión atmosférica [Pa]

P_a = Presión atmosférica a nivel del mar 101325 [Pa]

h= altitud medido, dato a ingresar [msnm]

R= constante específica del aire [J/Kg. K]

T₀= Temperatura ambiente, dato a ingresar [K]

La densidad del aire al ingresar al cilindro utilizando la ecuación (18)

$$\delta_a = \frac{P_1}{R * T_1}$$

δ_a= Densidad del aire [Kg/m³]

Cálculo de la masa teórica, se asume que el cilindro está completamente lleno de aire a las condiciones iniciales, utilizando la ecuación (19)

$$m_a = \delta_a * V_a$$

m_a= masa de aire teórica en el cilindro [Kg]

El volumen de la cámara de compresión se puede calcular de la ecuación (7):

$$V_c = \frac{V_a}{rc - 1}$$

V_c= Volumen cámara de compresión [m³]

R_c= relación de compresión, dato a ingresar (información del motor)

El volumen total del cilindro:

$$V_t = V_c + V_a$$

V_t= Volumen total del cilindro [m³]

Si el índice del proceso politrópico se asume constante, entonces se puede definir la compresión de la ecuación (10):

$$T_c = T_1 \left(\frac{V_t}{V_c} \right)^{n-1}$$

T_c= Temperatura absoluta al final de la compresión [K]

T₁= Temperatura del aire al inicio de la compresión [K]

n= índice de compresión (politrópica)

La masa de aire atrapado en el cilindro, aquí se considera el total de masa de aire en el cilindro incluyendo gases residuales de la ecuación (15):

$$P = P_1(P. atm) + P. man. (medido experimentalmente)$$

$$m_t = \frac{P * V_c}{R * T_c}$$

P= Presión absoluta del cilindro al final de la compresión. [Pa]

m_t= masa de aire total capturada en el cilindro [Kg]

La masa de aire residual que permanece en el cilindro usando la ecuación (15).

$$m_d = \frac{P_e * V_c}{R * T_e}$$

m_d= masa de gas residual en el cilindro al final del ciclo [Kg]

P_e= Presión cilindro al final del tiempo de escape [Pa]

T_e= Temperatura al final del tiempo de escape [K]

La masa final de aire fresco, que es de nuestro interés en el estudio.

$$mf = mt - md$$

mf= masa de aire fresco capturado en el cilindro [Kg]

La eficiencia volumétrica se calcula utilizando la ecuación (3):

$$nv = \frac{mf}{ma}$$

nv= rendimiento volumétrico

3.6 Diseño metodológico

Para el desarrollo de la prueba experimental se deben tomar las siguientes consideraciones:

- Los vehículos de ensayo deben poseer las mismas características geométricas e idénticos sistemas.
- El ensayo debe ser realizado a la misma altitud para todos los vehículos.
- Deben alcanzar la misma temperatura de funcionamiento del motor antes de conectar los dispositivos de medida.
- Se omite el salto de chispa en un cilindro conectando a masa.
- Las pruebas son de tipo estáticas, con el vehículo en punto muerto.

Se debe cumplir con el siguiente protocolo para el desarrollo de la prueba.

1. Para comenzar con el ensayo se deben conectar tanto el scanner ELM 327 en su respectivo puerto y el sensor de presión en su respectivo acople que va ubicado en el cilindro del motor.
2. Conectar la DAQ 6009 al sensor y a la PC.
3. Abrir la interfaz en el software
4. Sincronizar vía bluetooth el scanner por medio de la interfaz del software.
5. Encender el motor y mantener en ralentí
6. Recolectar datos simultáneos con ayuda de interfaz
7. Aumentar las revoluciones del motor hasta alcanzar los 5000 rpm de forma progresiva.
8. Detener la captura de datos cuando se alcance el régimen deseado.
9. Procesar los datos recolectado y graficarlos
10. Analizar los resultados obtenidos.

CAPÍTULO IV

4. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1 Análisis e interpretación de resultados

4.1.1 Gráficas de parámetros

En los ensayos realizados se pueden visualizar las gráficas en tiempo real de los valores de voltaje y revoluciones por minuto en función del tiempo como se muestran en los gráficos 1-4 y 2-4. Estos permiten visualizar si la recolección de datos se está llevando a cabo, incluso si el funcionamiento de los dispositivos de medida son los correctos.

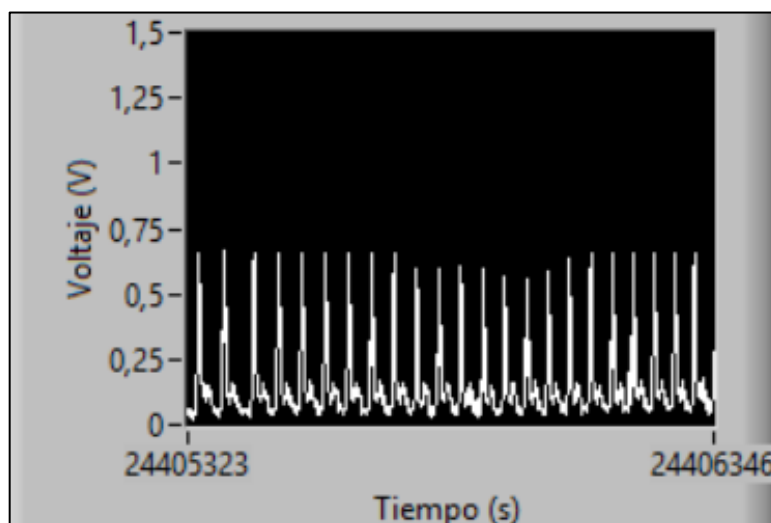


Gráfico 1-4: Voltaje del transductor de presión

Realizado por: Autores

En el gráfico 2-4 se muestra las revoluciones del motor en función del tiempo, donde se puede observar que en los primeros 5 segundos existe un error en la recolección de datos es provocado por la intercomunicación del software y el scanner ELM 327, esto ocurre por la demora de comunicación y estabilizar la conexión.

Este error se omite al momento de realizar el procesamiento de datos, en el algoritmo de programación se ha incluido que se tome en cuenta los datos desde un $t=5$, donde se registran los datos desde ese tiempo.

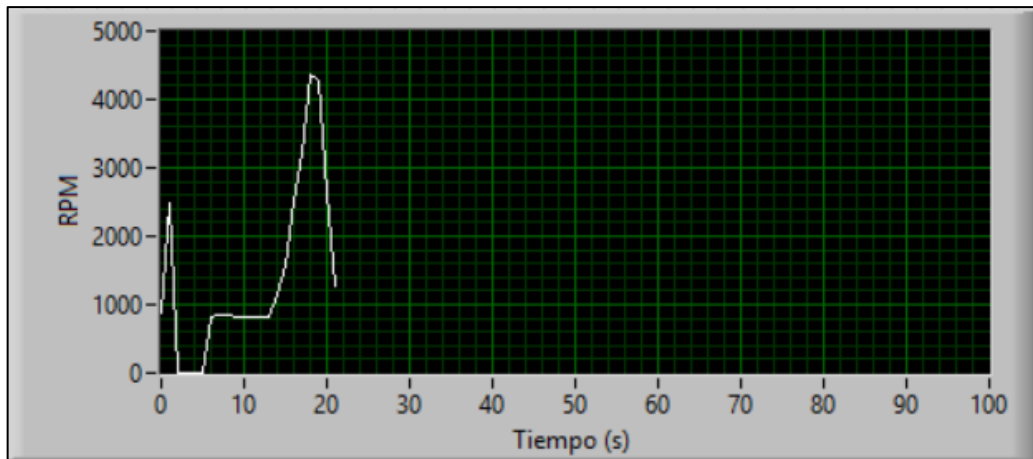


Gráfico 2-4: Revoluciones del motor

Realizado por: Autores

La gráfica objetivo de estudio se muestra en el gráfico 3-4, donde se puede visualizar el parámetro de la eficiencia volumétrica en función de rpm. Cabe señalar que todos los valores de presión han sido tomados en cuenta para el análisis del rendimiento volumétrico, esta gráfica no tiene ajuste, sino que el comportamiento del gas dentro del cilindro y respuesta del sensor se ven reflejados.

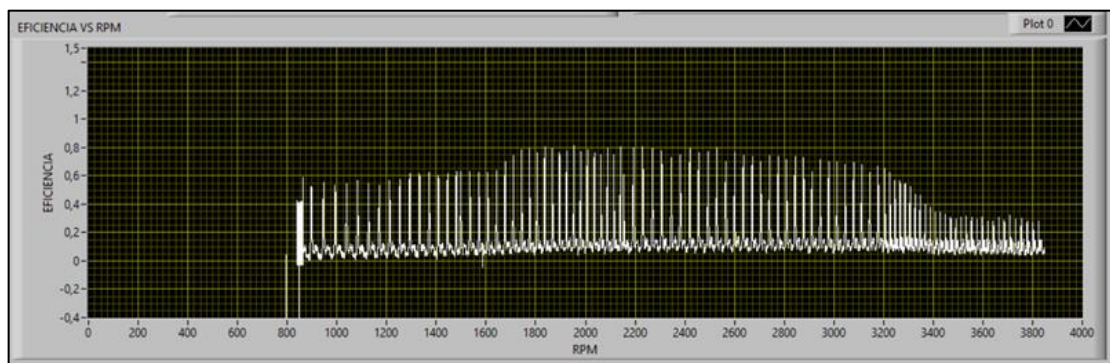


Gráfico 3-4: Eficiencia volumétrica vs rpm (Aveo Emotion).

Realizado por: Autores

Los comandos enviados por el software y los datos ingresados por el usuario se muestran en la figura 1-4. Los datos son llenados en función de las características del motor y las condiciones ambientales del lugar de ensayo tal como altitud y temperatura ambiente. Para la conexión bluetooth se elige la casilla del puerto correspondiente a envío y recolección de datos que en este caso es el COM 8, y junto a ese recuadro se pueden visualizar la intercomunicación del dispositivo y el software. El comando enviado es el

correspondiente a solicitar información de las revoluciones por minuto, y el dato leído es la respuesta al comando que llega en dato cifrado alfanumérico como se muestra en la figura 1-4.



Figura 1-4: Pantalla de comandos e ingreso de datos

Realizado por: Autores

4.2 Curvas características de ensayos

4.2.1 Ensayos preliminares.

Se realizaron ensayos para validación del programa de la eficiencia volumétrica, en un vehículo que no era parte del objetivo de estudio. Este vehículo equipado con motor de 4 cilindros en línea de 1.6 L, inyección multipunto correspondiente a un Aveo Emotion que no posee colector de admisión variable ni sistema de distribución variable dual. El ensayo se realizó a 2764 msnm a una temperatura de 17 grados centígrados, la temperatura del motor a funcionamiento y la aceleración de 800 hasta 4000 rpm, sin carga. Se realizaron 12 ensayos, dando como resultado la trascendencia del gráfico 3-4.

4.2.2 Ensayos finales

Los ensayos realizados a continuación se realizaron en los vehículos A, B y C descritos en la tabla 5-3. Los vehículos fueron sujetos a las mismas condiciones atmosféricas y de funcionamiento del motor, la única característica que los diferencia es la acumulación de kilometraje.

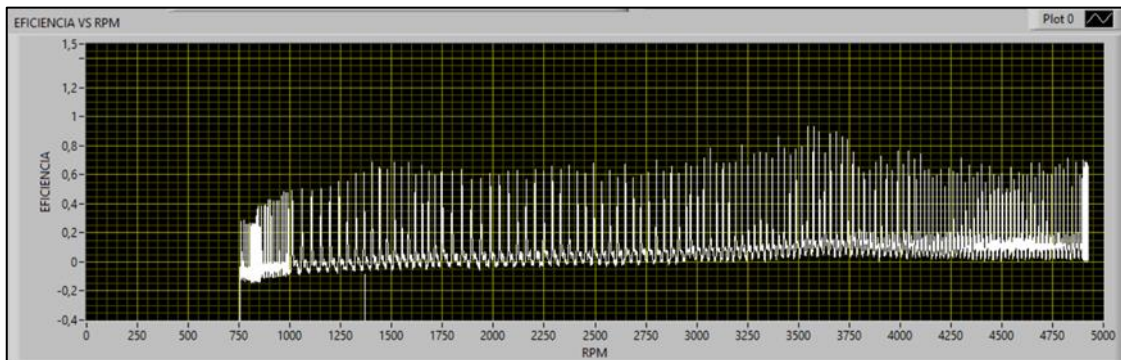


Gráfico 4-4: Eficiencia volumétrica vehículo A

Realizado por: Autores

El vehículo A al igual que B y C tienen la característica de poseer un sistema de distribución variable tanto en las válvulas de admisión como las de escape (CVVT) y también poseen un sistema de colector variable en la admisión (VIS). Esta característica se logra en estos tipos de motores que pueden alcanzar hasta eficiencia volumétrica máxima de 0.95 y promedio de 0.8 según el fabricante del motor Theta II MPI 2.0 L. de Hyundai.

Se puede observar dos cambios en el aumento de la eficiencia volumétrica una al inicio cuando parte de ralentí a 800 rpm hasta 1500 rpm, y se mantiene constante hasta 3500 rpm y el otro incremento en 3750 hasta los 4000 rpm y comienza a descender nuevamente, como se muestra en el gráfico 4-4. Es importante mencionar que los valores de la eficiencia están relacionados con las condiciones iniciales a una presión P_1 y T_1 .

Para cada vehículo se ha realizado un total de $n=7$ repeticiones, solo en casos especiales se recomienda realizar un número de mayor a 10 repeticiones. En este caso puede ser contraproducente realizar un número elevado de repeticiones debido a que el tiempo de ensayo se puede prolongar. Se han seleccionado solo los valores máximos de la eficiencia

volumétrica en cada ensayo, cada una de las repeticiones posee alrededor de 20000 datos a analizar.

Para hallar la incertidumbre en este caso experimental se ha optado por el cálculo de la incertidumbre de tipo A, porque es posible medir reiteradamente los valores de presión y obtener una distribución de probabilidad experimental.

Tabla 1-4: Incertidumbre Vehículo A

| INCERTIDUMBRE TIPO A | | |
|-----------------------------|-------------------------------------|------------------|
| Vehículo A | | |
| Prueba | Eficiencia volumétrica máx.. | (Xi-X) ^2 |
| 1 | 0,8749 | 0,000849639 |
| 2 | 0,9049 | 7,24931E-07 |
| 3 | 0,92215 | 0,000327662 |
| 4 | 0,91804 | 0,00019576 |
| 5 | 0,89316 | 0,000118561 |
| 6 | 0,93319 | 0,000849223 |
| 7 | 0,882 | 0,00048614 |
| | Varianza muestral | 0,002827709 |
| n | 7 | |
| Promedio (X) | 0,904048571 | |
| Incertidumbre | 0,021709097 | |

Realizado por: Autores

La interfaz gráfica permite hallar la curva de la eficiencia volumétrica con respecto a condiciones iniciales diferentes a una presión y temperaturas diferentes. Esto quiere decir que si se desea conocer cuál es el comportamiento con respecto condiciones del nivel del mar es posible, modificando el valor de altitud y temperatura ambiente en la interfaz. Se puede observar un ligero descenso de la eficiencia volumétrica debido al cambio de la densidad del aire.

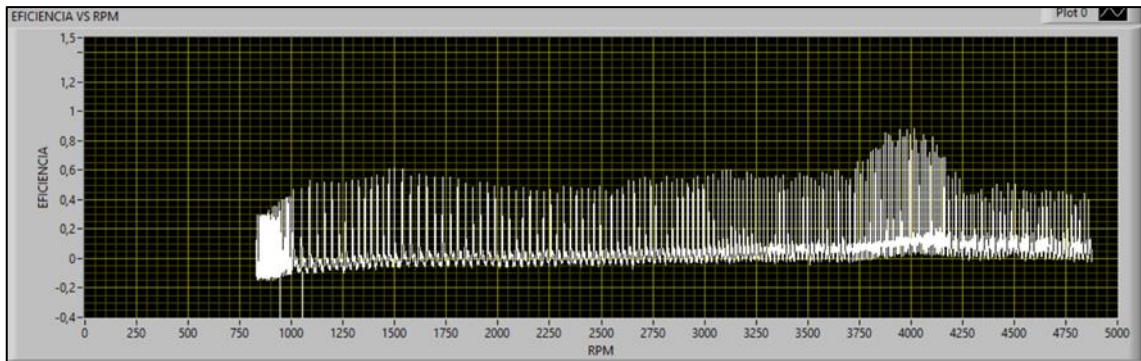


Gráfico 5-4: Eficiencia volumétrica vehículo B

Realizado por: Autores

Para el vehículo B, se realizaron los mismos ensayos, un total de 7. Dando como resultado la curva característica del motor que posee la ayuda CVVT y VIS, dando un ligero cambio casi imperceptible con respecto al vehículo A se muestra en el gráfico 5-4. Considerando la diferencia de aproximadamente de 54000 Km no se puede apreciar un cambio significativo de pérdida de eficiencia volumétrica.

Los dos vehículos en estudio son utilizados únicamente como transporte personal, la mayoría de sus recorridos son dentro de ciudad. Se puede observar el comportamiento de la eficiencia volumétrica en ambos vehículos tiene un mismo patrón de comportamiento debido a los sistemas antes mencionados.

El vehículo C con una cantidad de 107036 km acumulados arrojaron los siguientes resultados como se muestra en el gráfico 6-4, obteniendo la misma tendencia de la gráfica del vehículo A y C.

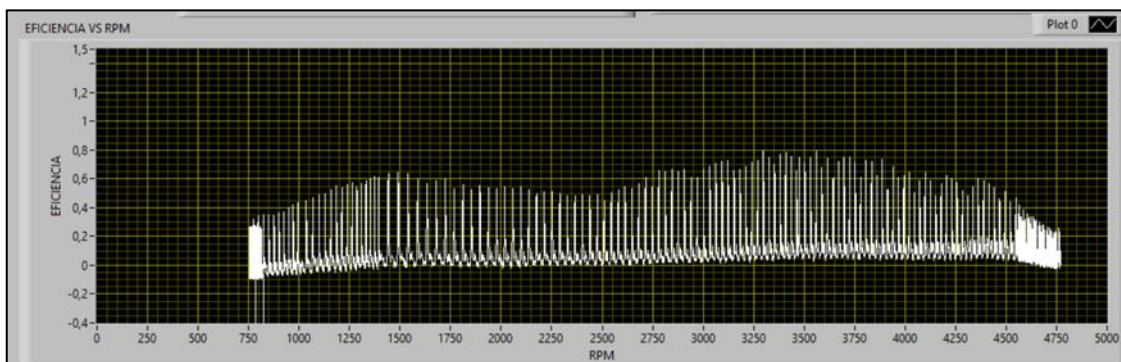


Gráfico 6-4: Eficiencia volumétrica vehículo C

Realizado por: Autores

Tabla 2-4: Incertidumbre vehículo C.

| INCERTIDUMBRE TIPO A | | |
|-----------------------------|-------------------------------------|------------------|
| Vehículo C | | |
| Prueba | Eficiencia volumétrica máx.. | (Xi-X) ^2 |
| 1 | 0,7739 | 0,000176131 |
| 2 | 0,8 | 0,000164572 |
| 3 | 0,7647 | 0,000504965 |
| 4 | 0,7808 | 4,05951E-05 |
| 5 | 0,7854 | 3,13796E-06 |
| 6 | 0,7908 | 1,31665E-05 |
| 7 | 0,8146 | 0,000752327 |
| | Varianza muestral | 0,001654894 |
| n | 7 | |
| Promedio (X) | 0,787171429 | |
| Incertidumbre | 0,0166077 | |

Realizado por: Autores

4.2.3 *Discusión de resultados.*

Las principales variables que afectan la técnica del transductor para mediciones de eficiencia volumétrica son: La transferencia de calor desde la válvula de admisión y el cilindro, a la carga fresca inducida que aumenta la temperatura por encima de la correspondiente a las condiciones de entrada; Los cálculos de eficiencia volumétrica se basan en las condiciones de entrada. La transferencia de calor de la carga a la pared del cilindro durante la compresión varía con la velocidad del motor, lo que altera ligeramente el valor del índice politrópico n . La cantidad y temperatura de los productos residuales que quedan en el cilindro. La temperatura de los gases residuales varía con la velocidad del motor y su masa depende de la presión de escape final y la temperatura, que también dependen de la velocidad del motor.

La precisión de la medición de la eficiencia volumétrica del transductor depende en gran medida de la precisión del cálculo de la masa de los gases residuales que quedan en el cilindro al final de la carrera de escape. La temperatura residual del producto se consideró la misma que la del cilindro. paredes; también se asumió que la presión en el cilindro al

final de la carrera de escape era igual a la presión de entrada al cilindro. Estas dos suposiciones no están completamente justificadas, particularmente a la mayor velocidad del motor. Se podría lograr una mejor precisión usando un termopar para medir la temperatura de los gases de escape.

Los vehículos A, B y C fueron sometidos al mismo ensayo bajo las mismas condiciones atmosféricas y de funcionamiento, que fueron a 2674 msnm y a una temperatura de 17 grados centígrados. La temperatura del refrigerante se encontraba a 85 grados centígrados y la aceleración fue desde ralentí en 800 rpm hasta el corte de inyección que el caso del motor de estudio permitía llegar alcanzar los 5000 rpm con el motor sin carga.

Todos los ensayos fueron de un total de $n=7$ en cada vehículo, para este tipo de estudio no es prudente realizar un número elevado de repeticiones debido a que el tiempo de ensayos aumentaría sin ser necesarios.

El vehículo A con un recorrido de 16130 km acumulados tuvo un valor de eficiencia volumétrica máxima promedio de 0.904 a 3600 rpm, que esta dentro de los valores especificados por el fabricante.

El vehículo B fue electo para realizar una comparación intermedia entre ambos vehículos y verificar si existía alguna diferencia en 50000 km acumulados con respecto al vehículo A, llegando a la conclusión de que no hubo un cambio significativo entre ambos.

En el vehículo C con un recorrido de 107036 km tuvo un valor de eficiencia máxima promedio de 0.787 a 3600 rpm.

A continuación, se muestran los valores de eficiencia volumétrica a diferente velocidad de motor, con el porcentaje de diferencia entre los dos vehículos de interés A y C. La diferencia a su valor máximo a 3600 rpm es del 12.67% lo que significa que con una diferencia de 90000 km entre ambos vehículos se ha perdido dicho porcentaje en eficiencia volumétrica.

Tabla 3-4: Eficiencia volumétrica promedio a diferente régimen

| Velocidad de motor RPM | Eficiencia volumétrica, % | | | |
|---------------------------|------------------------------|--------|-------|--------|
| | Vehículo | | | |
| | A | C | A-C | % |
| 800 | 39,21 | 37,515 | 1,70 | 4,32% |
| 1500 | 67,71 | 64,41 | 3,30 | 4,87% |
| 3600 | 92,185 | 80,415 | 11,77 | 12,67% |
| 4500 | 59,61 | 55,42 | 4,19 | 7,03% |

Realizado por: Autores

El gráfico 7-4 es una representación de los resultados obtenidos del vehículo A y C, una línea suavizada con los valores de la tabla 3-4 donde se puede apreciar detalladamente la pérdida de la eficiencia volumétrica debido al desgaste ocurrido por el funcionamiento entre ambos. Se puede afirmar la relación directa que existe entre ambos criterios.

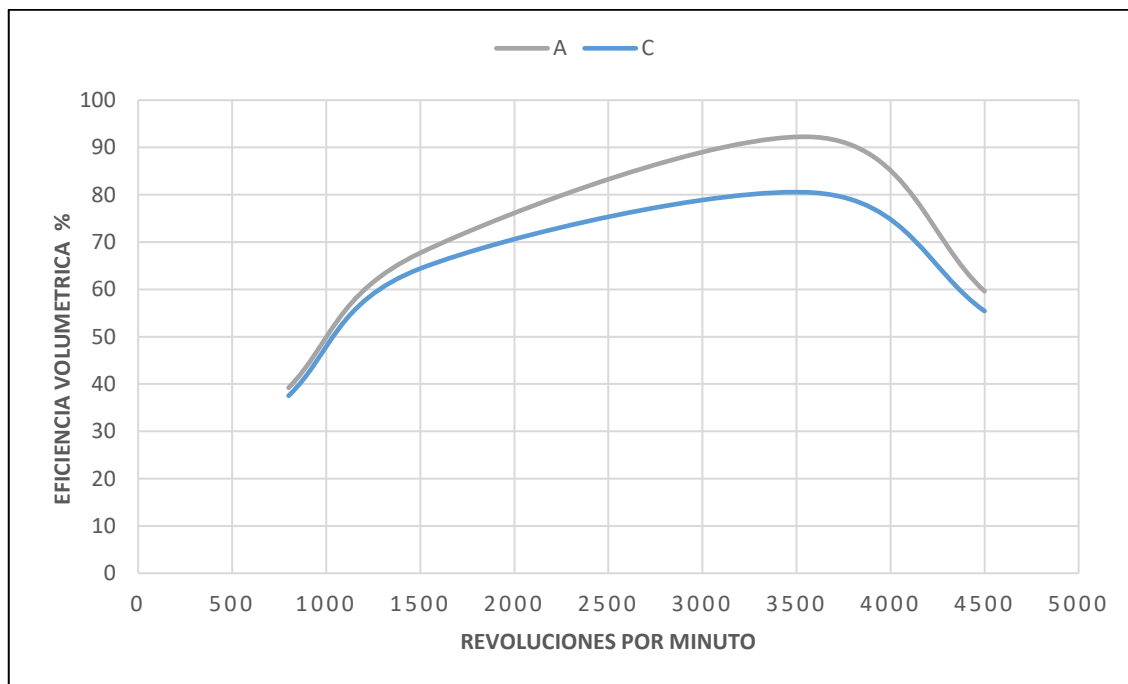


Gráfico 7-4: Comparación eficiencia volumétrica vehículos A y C

Realizado por: Autores

Conclusiones

Para el análisis del comportamiento de gases dentro del cilindro fueron considerados como gases perfectos y sujetos a la ley de los gases, se asumieron estas características por cuestiones de facilidad de estudio, por consiguiente, es posible calcular los diferentes parámetros después de una transformación efectuada en el gas estudiado.

La recolección de los datos tanto de presión dentro del cilindro como el régimen de giro del motor fueron almacenados simultáneamente y lograr una congruencia de información entre las dos variables de estudio. Los valores de presión fueron recolectados a través de un transductor piezoeléctrico con la ayuda de una tarjeta DAQ 6009 a una frecuencia de 1 KHz; los valores de revoluciones por minuto del motor fueron adquiridas mediante el scanner ELM 327.

El procesamiento y visualización de datos se realizó con la ayuda del software LabVIEW, donde se indicaban los valores en tiempo real de voltaje del transductor y valores de régimen de giro. Además de ingresar los valores de condiciones iniciales ambientales y parámetros geométricos del motor para finalmente mostrar la gráfica de eficiencia volumétrica en función de rpm.

El método del transductor de presión para el cálculo de eficiencia volumétrica tiene una exactitud de alrededor del 3% con una desviación estándar muestral promedio de 0.02, obteniendo resultados satisfactorios. La ventaja de este método radica en la obtención precisa del comportamiento de la presión en el interior del cilindro, pero la desventaja en este influye que dicha presión contempla gases residuales y frescos por lo que el criterio de discretizar ambas consideraciones acarrea suposiciones sobre el cálculo de masa residual que no son del todo justificadas por la dificultad de medir a las condiciones de funcionamiento.

La diferencia del valor de eficiencia volumétrica entre ambos vehículos en su valor máximo fue del 12.67 %, cabe recalcar que este valor no es un estándar para todos los motores sino solo en los motores de estudiados Theta II 2.0 MPI. Además, la diferencia puede variar ya que depende de varios factores como condiciones de manejo y el mantenimiento del motor

Recomendaciones

Para el método del transductor de presión en el cálculo de eficiencia volumétrica se requiere que la calibración del sensor sea óptima, una mala calibración arroja resultados erróneos de presión y se verán reflejados en los valores de eficiencia volumétrica. En este estudio el fabricante otorga el diagrama de conexión y ecuación de transformación.

Se recomienda para trabajos posteriores que la ubicación del sensor de presión se encuentre lo más cercano a la cámara de combustión, evitando la creación de una cámara parásita producida por el acople del sensor, habiendo que considerar el volumen aumentado para los cálculos de eficiencia volumétrica.

Para futuras investigaciones es recomendable utilizar un dispositivo que permita la recolección de rpm a la misma velocidad de adquisición de la tarjeta que se ha utilizado para el transductor de presión

En posteriores investigaciones se recomienda realizar una comparación de valor de eficiencia volumétrica a diferentes alturas con respecto al nivel del mar.

Finalmente, es recomendable ser minuciosos con la temperatura de funcionamiento del motor para cada vehículo para evitar inconsistencias en los resultados finales. También es recomendable no excederse con el número de ensayos debido que se le hace funcionar al motor sin un cilindro y puede afectar a terceros componentes.

Bibliografía

Aguiar J; & Delgado J. *Prácticas en el laboratorio docente de Física.* Málaga - España. Open Course Ware, 2011. pp.14-15

Álvarez, Jesús. *Motores Alternativos de Combustión Interna.* Barcelona – España: Lightning Source, 2005. Pp: 78-82

Autastec. *Tecnología del Automóvil* [En línea], 2017. [Consulta: 28 diciembre 2018]. Disponible en: <http://autastec.com/blog/nuevas-tecnologias/desgastes-del-motor/>.

Bosch. *Catalogo Bosch Automotive* [En línea], 2018. [Consulta: 20 diciembre 2018]. Disponible en: <https://www.bosch-automotive-catalog.com/product-detail/-/product/0261545050>

Briceño Gabriela. *Qué es, para qué sirve, partes, cómo funciona, características* [En línea] 2017. [Consulta: 27 diciembre 2018]. Disponible en: <https://www.euston96.com/odometro/>

Diaz, Rodrigo. *Termodinámica automotriz.* Riobamba – Ecuador: Ecopycenter, 2008. pp. 167- 178

Gómez, E. Diseño e implementación de un sistema de captura CAN/OBD II (Trabajo fin de grado) Universidad Politécnica de Cartagena, Cartagena, Colombia, 2016, pp. 30-31 [Consulta: 28 enero 2019]. Disponible en: <repositorio.upct.es/bitstream/handle/10317/6537/tfg-dis-gom.pdf>

González, David. *Motores.* 2ª ed. Madrid-España: Paraninfo S.A, 2018. pp. 165 – 166

Grupo Circuit. *Protocolo OBD II* [En línea], 2010. [Consulta: 20 de diciembre del 2018]. Disponible en: <http://www.aficionadosalamecanica.com/obd2.htm>

Guadilla, Antonio. *Potencia, Par motor y Rendimiento de motores.* Barcelona-España: CEAC, 1967. pp. 120 - 127

Hermann Hiereth, & Peter Prenninger. *Charging the Internal Combustion Engine.* Austria: Springer- Verlag, Wien, 2007. p. 13

Heywood, John. *Internal Combustion Engine Fundamentals.* New York – United States: McGraw-Hill, 1988. p. 53

Khan Academia. *Cuál es la ley del gas ideal* [En línea], 2018. [Consulta: 20 de noviembre de 2018]. Disponible en: <https://es.khanacademy.org/science/physics/thermodynamics/temp-kinetic-theory-ideal-gas-law/a/what-is-the-ideal-gas-law>

Kips manual. *Kia Sportage specifications* [En línea], 2019. [Consulta: 24 febrero de 2019]. Disponible en: <http://www.kispmanual.com/specifications-485.html>

Lázaro, Antonio. *LabVIEW Programación Gráfica para Control de Instrumentación*. Madrid – España: Paraninfo S.A. 2001. p. 22

Mago, María; Flores, Blanca; Tovar, Luis. “Modelación y simulación de un sistema electrógeno funcionado con biogás” Ingeniería UC, Volumen 19. No. 3. (2012), (Venezuela), pp. 92

National Instruments. *DAQ USB 6009 Manual*. [En línea], 2010. [Consulta: 20 de diciembre 2018]. Disponible en: www.ni.com/products/pdf/usb-datasheet.pdf

OBD II- ELM327. *Protocolos de conexión OBD 2*. [En línea], 2017. [Consulta: 15 de diciembre 2018]. Disponible en: <https://obd2-elm327.es/protocolos-conexion-obd2>

Pasión por volar. *Densidad del aire* [En línea], 13 enero 2013. [Consulta: 29 diciembre 2018] Disponible en: <http://www.pasionporvolar.com/la-densidad-del-aire/>

H. Clarke; et al. “The Measurement of Engine Volumetric Efficiency Using a Pressure Transducer”. Transactions of the institute of measurement and control. Vol. 5. No 4. (1972), pp. 137-138

Payri, G; & Desantes, M. *Motores de Combustión Interna Alternativos*. Valencia - España: Reverte, 2011. pp. 45 - 48.

Serrat; & Schulz, H. *Termodinámica Motores de combustión*. Barcelona: Labor, S.A, 1972. pp. 156-158

V. Ganesan. *Internal Combustion Engines*. 2ª ed. New Delhi-India: McGraw-Hill, 2004. p.59

