

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DETERMINACIÓN DEL TORQUE Y POTENCIA DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA A GASOLINA MEDIANTE EL USO DE BUJÍA CON SENSOR DE PRESIÓN ADAPTADO Y APLICACIÓN DE UN MODELO MATEMÁTICO

**TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL GRADO DE MÁSTER (MSc) EN
SISTEMAS AUTOMOTRICES**

JAIRO DARÍO CASTILLO CALDERÓN

jairodc911@hotmail.com

EDGAR VICENTE ROJAS REINOSO

evrr_1989@hotmail.com

DIRECTOR: ING. JORGE ENRIQUE MARTÍNEZ CORAL MSc.

jmartinezcoral@gmail.com

Quito, Noviembre 2015

DECLARACIÓN

Nosotros, Jairo Darío Castillo Calderón y Edgar Vicente Rojas Reinoso, declaramos que el trabajo aquí descrito ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía; consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría y nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

La Escuela Politécnica Nacional, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual y regido por su normativa institucional vigente.

Ing. Jairo Darío Castillo C.

Ing. Edgar Vicente Rojas R.

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por: Jairo Darío Castillo Calderón y Edgar Vicente Rojas Reinoso bajo mi supervisión.

**Ing. Jorge Enrique Martínez Coral MSc.
DIRECTOR DEL PROYECTO**

**Ing. Iván Zambrano MSc.
CO-DIRECTOR DEL PROYECTO**

AGRADECIMIENTO

A Dios, razón de mi existencia; a mi Familia, razón de mi progreso; a Soledad, mi razón de amar y a mis Hijos, razón de mi felicidad.

Jairo Castillo C.

El agradecimiento primordial es a la vida, que gracias a las adversidades y buenas experiencias han generado una mayor aptitud en mi persona para seguir adelante.

Sin menos, agradezco a mis padres que son los principales formadores de quien me hace la persona íntegra el día de hoy, gracias por su apoyo incondicional constituyendo en la epitome de mi vida.

Quisiera también agradecer a mis amigos incondicionales, que supieron impulsarme con sus experiencias, vivencias, entre otras anécdotas, logrando así entender y discernir más sobre las historias y personas que puedo conocer.

Agradecer a la institución en la cual culmino otra fase más de mi vida y a todas aquellas que estuvieron antes, fomentando así el desarrollo intelectual y profesional en la actualidad.

Y para culminar quiero agradecer a los docentes y compañeros de estudio por ser promotores y motivadores de este tema, permitiendo mediante su apoyo la culminación de este proyecto.

“La Duda provoca grandes pérdidas, y la Suposición es y siempre será el origen del fracaso. Por lo cual nunca debemos dudar de nuestras capacidades, ni suponer sin tener un fundamento claro y lógico.”

Vicente Rojas R.

DEDICATORIA

A José Daniel y Joaquín Alejandro. Mi porvenir reposa en la esperanza de nuestro encuentro. El amor de un Padre a sus Hijos rebasa el tiempo y espacio, enlaza cuerpos y almas.

Jairo Castillo C.

DEDICATORIA

Este presente trabajo se lo dedico a todas aquellas personas que fomentaron y fomentan mi desarrollo personal, social, profesional y laboral; con el objeto de llegar a ser la mejor versión de mí.

VICENTE ROJAS

ÍNDICE DE CONTENIDO

| | |
|---|-----|
| DECLARACIÓN | ii |
| CERTIFICACIÓN | iii |
| AGRADECIMIENTO | iv |
| DEDICATORIA | v |
| ÍNDICE DE CONTENIDO | VII |
| ÍNDICE DE TABLAS | XI |
| ÍNDICE DE FIGURAS | XII |
| RESUMEN | XV |
| CAPÍTULO I | 1 |
| MARCO TEÓRICO | 1 |
| 1.1 MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA A GASOLINA DE CUATRO TIEMPOS. | 1 |
| 1.1.1 DESCRIPCIÓN Y CONSIDERACIONES TEÓRICAS ELEMENTALES..... | 1 |
| 1.1.2 BALANCE ENERGÉTICO..... | 3 |
| 1.1.3 PAR MOTOR Y POTENCIA..... | 6 |
| 1.1.3.1 Par Motor..... | 6 |
| 1.1.3.1.1 Curva característica..... | 8 |
| 1.1.3.2 Potencia..... | 10 |
| 1.1.3.2.1 Curva característica..... | 10 |
| 1.1.3.3 Interpretación simultánea de las curvas de par motor y potencia..... | 11 |
| 1.1.3.4 Medición del par motor y potencia..... | 13 |
| 1.1.4 FACTORES QUE AFECTAN EL RENDIMIENTO TÉRMICO DEL MOTOR DE CICLO OTTO..... | 14 |
| 1.1.4.1 Pérdidas de calor..... | 14 |
| 1.1.4.2 Tiempo de Apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape..... | 15 |
| 1.1.4.3 Combustión no instantánea..... | 15 |
| 1.1.4.4 Pérdidas por Bombeo..... | 16 |
| 1.2 SENSORES Y PARÁMETROS DEL MOTOR REQUERIDOS PARA CALCULAR EL TORQUE Y POTENCIA..... | 17 |
| 1.2.1 PRESIÓN MEDIA EFECTIVA (P.M.E)..... | 17 |
| 1.3 DISPOSITIVOS DE DISEÑO ESENCIALES..... | 19 |

| | | |
|-----------|---|-----------|
| 1.3.1 | TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS (DAQ)..... | 19 |
| 1.3.1.1 | Descripción..... | 19 |
| 1.3.1.2 | Especificaciones técnicas..... | 20 |
| 1.3.1.3 | Diagrama y partes de la tarjeta electrónica..... | 21 |
| 1.3.2 | VEHÍCULOS DE PRUEBA..... | 22 |
| 1.3.2.1 | Características..... | 22 |
| 1.3.3 | ADAPTACIÓN A LA BUJÍA DE ENCENDIDO..... | 23 |
| 1.3.4 | SOFTWARE LABVIEW..... | 25 |
| 1.3.4.1 | Descripción y navegación..... | 25 |
| 1.3.5 | EQUIPOS DE DIAGNÓSTICO..... | 26 |
| 1.3.5.1 | Multímetro automotriz..... | 26 |
| 1.3.5.2 | Escáner automotriz..... | 27 |
| 1.3.5.3 | Manómetro de presión..... | 28 |
| | CAPÍTULO II..... | 29 |
| | ADQUISICIÓN Y PROCESAMIENTO DE SEÑALES..... | 29 |
| 2.1 | METODOLOGÍA APLICADA..... | 29 |
| 2.2 | ADQUISICIÓN DE SEÑALES..... | 31 |
| 2.2.1 | ESQUEMA GENERAL..... | 31 |
| 2.2.2 | DESARROLLO DEL ALGORITMO..... | 33 |
| 2.2.3 | PRUEBAS PARA LA ADQUISICIÓN DE DATOS..... | 34 |
| 2.2.3.1 | Pruebas Preliminares..... | 35 |
| 2.2.3.1.1 | Pruebas estáticas..... | 35 |
| 2.2.3.2 | Pruebas Definitivas..... | 37 |
| 2.2.3.2.1 | Pruebas dinámicas..... | 37 |
| 2.3 | PROCESAMIENTO DE SEÑALES..... | 41 |
| 2.3.1 | FILTRADO DE LA SEÑAL DE PRESIÓN..... | 47 |
| | CAPÍTULO III..... | 49 |
| | DESARROLLO DEL ALGORITMO PARA EL CÁLCULO DEL TORQUE Y POTENCIA EN UN SOFTWARE COMERCIAL..... | 49 |
| 3.1 | ANÁLISIS ESTADÍSTICO DE VARIABLE..... | 49 |
| 3.2 | CÁLCULO DEL TORQUE..... | 53 |
| 3.3 | DIAGRAMA DEL TORQUE..... | 55 |
| 3.4 | CÁLCULO DE LA POTENCIA..... | 56 |
| 3.5 | DIAGRAMA DE LA POTENCIA..... | 57 |

| | | |
|--|---|-----------|
| 3.6 | PRESENTACIÓN DEL ALGORITMO GENERAL PARA EL CÁLCULO DEL TORQUE Y POTENCIA | 59 |
| 3.7 | SÍNTESIS DE LAS VARIABLES QUE INTERVIENEN EN EL PROCESO..... | 64 |
| CAPÍTULO IV | | 65 |
| RESULTADOS Y DISCUSIÓN..... | | 65 |
| 4.1 | MODO DE USO DEL MODELO MATEMÁTICO DISEÑADO. | 65 |
| 4.1.1 | TIPOS DE USO. | 65 |
| 4.1.1.1 | Protocolo de uso para las ecuaciones generales de par motor y potencia. | 66 |
| 4.1.1.2 | Protocolo de uso para las gráficas generales de par motor y potencia. | 67 |
| 4.1.1.2.1 | <i>Cálculo del factor de corrección torque y potencia a diferentes alturas.</i> | 71 |
| 4.2 | COMPROBACIÓN DE LOS DATOS DE TORQUE Y POTENCIA EN EL BANCO DINAMOMÉTRICO. | 75 |
| 4.3 | PRUEBAS EN CARRETERA EN DISTINTAS CONDICIONES DE MANEJO. | 77 |
| 4.3.1 | INTRODUCCIÓN. | 77 |
| 4.3.2 | PRUEBAS EN VÍA DE ASFALTO. | 78 |
| 4.3.2.1 | Prueba inclinación 10 grados. | 79 |
| 4.3.2.1.1 | <i>Prueba a 60 km/h.....</i> | 79 |
| 4.3.2.1.2 | <i>Prueba a 70 km/h.....</i> | 80 |
| 4.3.2.2 | Prueba inclinación 12 grados. | 81 |
| 4.3.2.2.1 | <i>Prueba a 50 km/h.....</i> | 81 |
| 4.3.2.2.2 | <i>Prueba a 70 km/h.....</i> | 82 |
| 4.3.3 | PRUEBAS EN VÍA DE HORMIGÓN. | 82 |
| 4.3.3.1 | Prueba inclinación 10 grados. | 83 |
| 4.3.3.1.1 | <i>Prueba a 50 km/h.....</i> | 83 |
| 4.3.3.1.2 | <i>Prueba a 60 km/h.....</i> | 84 |
| 4.3.3.2 | Prueba inclinación 13 grados. | 84 |
| 4.3.3.2.1 | <i>Prueba a 50 km/h.....</i> | 85 |
| 4.3.4 | ANÁLISIS DE LAS PRUEBAS..... | 85 |
| CONCLUSIONES..... | | 90 |
| RECOMENDACIONES | | 94 |
| REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS..... | | 95 |
| ANEXOS..... | | 98 |
| Anexo 1 | | 99 |
| Hoja de datos técnica sensor piezoeléctrico..... | | 99 |

| | |
|---|-----|
| Anexo 2 | 102 |
| Cálculo, simulación y plano del disipador de calor | 102 |
| Anexo 3 | 116 |
| Norma INEN 960..... | 116 |
| Anexo 4 | 124 |
| Capturas de Potencia, Fuerza de arrastre y RPM otorgadas por el Banco Dinamométrico | 124 |
| Anexo 5 | 130 |
| Resultados del Análisis Estadístico de Variables | 130 |
| Anexo 6 | 135 |
| Análisis estadístico y gráficas de comportamiento individuales..... | 135 |
| Anexo 7 | 150 |
| Análisis estadístico de las ecuaciones generales | 150 |
| Anexo 8 | 154 |
| Diagramas de Torque y Potencia con carga máxima a diferentes alturas..... | 154 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|----|
| Tabla 1. 1 Pérdidas de energía calorífica en el motor térmico | 4 |
| Tabla 1. 2 Especificaciones técnicas de la tarjeta DAQ USB-6008..... | 20 |
| Tabla 1. 3 Características de los vehículos de pruebas..... | 22 |
| | |
| Tabla 2. 1 Revoluciones del motor en las distintas pruebas estáticas. | 36 |
| Tabla 2. 2 Velocidades del vehículo en las distintas pruebas dinámicas. | 37 |
| Tabla 2. 3 Valores de voltaje y presión del sensor..... | 45 |
| Tabla 2. 4 Configuración del filtro. | 48 |
| | |
| Tabla 4. 1 Variación de la densidad del aire con respecto a la altura. | 71 |
| Tabla 4. 2 Valores para el cálculo del factor de corrección a 2500 msnm..... | 72 |
| Tabla 4. 3 Resumen de resultados de pruebas en carretera | 86 |
| Tabla 4. 4 Coeficientes de rozamiento dinámico. | 89 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1. 1 Fases de funcionamiento del motor a gasolina..... | 2 |
| Figura 1. 2 Ejemplo del comportamiento de la presión del cilindro en función del volumen | 3 |
| Figura 1. 3 Esquema del balance energético del motor..... | 5 |
| Figura 1. 4 Mecanismo biela-manivela del motor de combustión. | 6 |
| Figura 1. 5 Esquema de la obtención del par motor | 7 |
| Figura 1. 6 Ejemplo de curvas características: par motor y consumo específico. | 9 |
| Figura 1. 7 Curva característica de la potencia. | 11 |
| Figura 1. 8 Curvas características: par motor y potencia..... | 13 |
| Figura 1. 9 Banco dinamométrico de rodillos..... | 14 |
| Figura 1. 10 Pérdidas de trabajo útil del ciclo real del motor otto..... | 17 |
| Figura 1. 11 Representación de la potencia de la señal. | 18 |
| Figura 1. 12 Diagrama de los terminales del sensor piezoeléctrico. | 19 |
| Figura 1. 13 Diagrama y partes de la DAQ USB-6008. | 22 |
| Figura 1. 14 Bujía con sensor de presión adaptado | 23 |
| Figura 1. 15 Sistema de refrigeración | 25 |
| Figura 1. 16 Entorno de trabajo del software labview. | 26 |
| Figura 1. 17 Multímetro automotriz..... | 27 |
| Figura 1. 18 Escáner automotriz. | 28 |
| Figura 1. 19 Manómetro de presión | 29 |
| | |
| Figura 2. 1 Ciclo de investigación científica de Salkind. | 30 |
| Figura 2. 2 Ciclo aplicado a la presente investigación. | 31 |
| Figura 2. 3 Esquema general de adquisición de señales | 32 |
| Figura 2. 4 Algoritmo para la adquisición de la señal de voltaje. | 33 |
| Figura 2. 5 Sensor de presión acoplado al vehículo. | 34 |
| Figura 2. 6 Vehículos utilizados. | 35 |
| Figura 2. 7 Presión del cilindro en pruebas estacionarias. | 36 |
| Figura 2. 8 Monitorización de la temperatura del refrigerante del motor. | 38 |
| Figura 2. 9 Medición de la temperatura de la banda de rodadura..... | 38 |
| Figura 2. 10 Exportación de datos a excel. | 39 |
| Figura 2. 11 Variables otorgadas por el banco dinamométrico. | 40 |
| Figura 2. 12 Ciclo de prueba dinámica: velocidad en función del tiempo..... | 41 |
| Figura 2. 13 Sensor instalado en un banco de inyección de Riel Común (CRDi). | 42 |
| Figura 2. 14 Medición de presión con el manómetro y sensor..... | 42 |
| Figura 2. 15 Declaración de variables del sensor de presión en el command window.... | 46 |
| Figura 2. 16 Gráfica presión-voltaje del sensor. | 46 |
| Figura 2. 17 Algoritmo para el cálculo de la presión..... | 47 |
| Figura 2. 18 Presión sin filtro..... | 47 |
| Figura 2. 19 Presión con filtro. | 48 |

| | | |
|---------------------|--|----|
| Figura 3. 1 | Regresión múltiple para la media de voltaje medido por el sensor. | 51 |
| Figura 3. 2 | Histograma del voltaje medido con asimetría derecha. | 52 |
| Figura 3. 3 | Histograma de la presión del cilindro con asimetría derecha. | 52 |
| Figura 3. 4 | Regresión múltiple para el par motor del chevrolet aveo. | 54 |
| Figura 3. 5 | Ecuación del par motor para el chevrolet aveo. | 54 |
| Figura 3. 6 | Comportamiento real en conducción del torque para el chevrolet aveo. | 55 |
| Figura 3. 7 | Comportamiento en prueba del torque para el chevrolet aveo. | 56 |
| Figura 3. 8 | Regresión múltiple para la potencia del motor del chevrolet aveo. | 56 |
| Figura 3. 9 | Ecuación de la potencia del motor para el chevrolet aveo. | 57 |
| Figura 3. 10 | Comportamiento real en conducción de la potencia para el chevrolet aveo. | 58 |
| Figura 3. 11 | Comportamiento en prueba de la potencia para el chevrolet aveo. | 58 |
| Figura 3. 12 | Regresión múltiple para el torque de vehículos de 1.4 a 2.4 l. | 60 |
| Figura 3. 13 | Ecuación general del par motor. | 60 |
| Figura 3. 14 | Regresión múltiple para la potencia de vehículos de 1.4 a 2.4 l. | 61 |
| Figura 3. 15 | Ecuación general de la potencia del motor. | 61 |
| Figura 3. 16 | Comportamiento real en conducción del torque del chevrolet aveo regido por la ecuación general. | 62 |
| Figura 3. 17 | Comportamiento en prueba del torque del chevrolet aveo regido por la ecuación general. | 62 |
| Figura 3. 18 | Comportamiento real en conducción de la potencia del chevrolet aveo regida por la ecuación general. | 63 |
| Figura 3. 19 | Comportamiento en prueba de la potencia del chevrolet aveo regido por la ecuación general. | 63 |
| Figura 3. 20 | Flujo de las variables que intervienen en el modelo matemático. | 64 |
| | | |
| Figura 4. 1 | Gráfica general del torque con carga máxima a diferentes cilindradas: 2500 msnm. | 69 |
| Figura 4. 2 | Gráfica general de la potencia con carga máxima diferentes cilindradas: 2500 msnm. | 70 |
| Figura 4. 3 | Gráfica general del torque con carga máxima a diferentes cilindradas: nivel del mar. | 73 |
| Figura 4. 4 | Gráfica general de la potencia con carga máxima a diferentes cilindradas: nivel del mar. | 74 |
| Figura 4. 5 | Comparación gráficas de par motor en función del número de pruebas. | 75 |
| Figura 4. 6 | Comparación de las gráficas de par motor en función de la velocidad. | 75 |
| Figura 4. 7 | Comparación gráficas de potencia en función del número de pruebas. | 76 |
| Figura 4. 8 | Comparación de las gráficas de potencia en función de la velocidad. | 76 |
| Figura 4. 9 | Vehículo de pruebas de carretera. | 78 |
| Figura 4. 10 | Prueba vía de asfalto. | 78 |
| Figura 4. 11 | Medición de pendiente: 10°. | 79 |
| Figura 4. 12 | Ubicación de la vía de prueba de 10°. | 79 |
| Figura 4. 13 | Medición de pendiente: 12°. | 81 |
| Figura 4. 14 | Ubicación de la vía de prueba de 12°. | 81 |
| Figura 4. 15 | Prueba en vía de hormigón. | 82 |
| Figura 4. 16 | Medición de pendiente: 10°. | 83 |

| | |
|--|----|
| Figura 4. 17 Ubicación de la vía de prueba de 10°..... | 83 |
| Figura 4. 18 Medición de pendiente: 13°..... | 84 |
| Figura 4. 19 Ubicación de la vía de prueba de 13°..... | 85 |
| Figura 4. 20 Disminución del torque a 70 km/h en vía de asfalto..... | 87 |
| Figura 4. 21 Disminución de la potencia a 70 km/h en vía de asfalto. | 87 |
| Figura 4. 22 Aumento del torque a 50 km/h en vía de hormigón. | 88 |
| Figura 4. 23 Aumento de la potencia a 50 km/h en vía de hormigón. | 88 |

RESUMEN

A pesar del incremento paulatino del parque automotor en las carreteras del país, la sociedad técnica y los usuarios en general no tienen una alternativa diferente para determinar el torque y potencia de un vehículo. En la actualidad la manera más usual de hacerlo es mediante un banco dinamométrico, al cual no se tiene acceso fácilmente debido a su precio elevado; en consecuencia, los costos de investigación en éste ámbito para las universidades y centros de desarrollo tecnológico resultan económicamente inviables, de la misma manera los talleres automotrices se ven aquejados ya que si consideraran el análisis de estos dos parámetros, obtendrían una mejor evaluación de las condiciones de funcionamiento del motor y una precisa aplicación del respectivo mantenimiento posteriormente.

Para solucionar esta necesidad, con la presente investigación se plantea una manera alternativa de determinar el torque y potencia de un motor de encendido provocado. Para tal propósito, se hace uso de una bujía con un sensor piezoeléctrico adaptado y un modelo matemático. En la primera etapa del trabajo se desarrolla una base teórica que fundamenta la investigación propuesta, además, se establecen los dispositivos y parámetros esenciales para determinar el torque y potencia, incluido el diseño y construcción de un sistema de refrigeración que protege al sensor de presión de las elevadas temperaturas a las que está sometido. A continuación, mediante un protocolo establecido, se realiza la adquisición y procesamiento de señales efectuando diversas pruebas en el banco dinamométrico a tres vehículos de diferente categoría que son los más vendidos en el país; además, los mismos están en condiciones idóneas de funcionamiento. Para esto se usa la tarjeta de adquisición de datos DAQ USB 6008 y la programación en un software comercial.

Posteriormente se efectúa un análisis estadístico en el software Minitab 14 para determinar que variables representan una incidencia directa para el cálculo, llegando así a determinar que la cilindrada, velocidad del vehículo, potencia de la señal (equivalente a la presión media efectiva) y la presión media de lectura del

sensor adaptado a la bujía son las variables altamente significativas. Con esta información se crearon dos ecuaciones que rigen el comportamiento del torque y potencia respectivamente para vehículos comprendidos en una cilindrada de 1.4 a 2.4 litros que según la AEADE (Asociación de Empresas Automotrices del Ecuador) son los más usados en el país. Además, se presentan los diagramas de torque y potencia con carga máxima respecto a la velocidad del vehículo a diferentes alturas sobre el nivel del mar. Finalmente se realizan varias pruebas en carretera a distintas condiciones de manejo para comprobar la veracidad de los resultados obtenidos de torque y potencia, comparándolos también con los medidos por un banco dinamométrico, obteniendo un IC (intervalo de confianza) del 92% que demuestra que los mismos no exhiben una diferencia estadística altamente significativa y validan la presente propuesta.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

1.1 MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA A GASOLINA DE CUATRO TIEMPOS.

1.1.1 DESCRIPCIÓN Y CONSIDERACIONES TEÓRICAS ELEMENTALES.

Es un conjunto de elementos mecánicos que mediante un movimiento alternativo permite obtener energía mecánica a partir de la energía calorífica que brinda el combustible (gasolina) al ser quemado dentro de la cámara de combustión por acción de una chispa eléctrica. La obtención de energía mecánica implica la realización previa de cuatro fases o tiempos, durante las cuales el pistón efectúa cuatro carreras o desplazamientos lineales en el interior del cilindro. Este movimiento lineal es convertido por el cigüeñal, al cual los pistones están conectados mediante las bielas, en movimiento rotatorio. El cigüeñal efectúa dos vueltas completas en cada ciclo de funcionamiento. En la figura 1.1 se puede apreciar claramente cada una de las fases de funcionamiento.

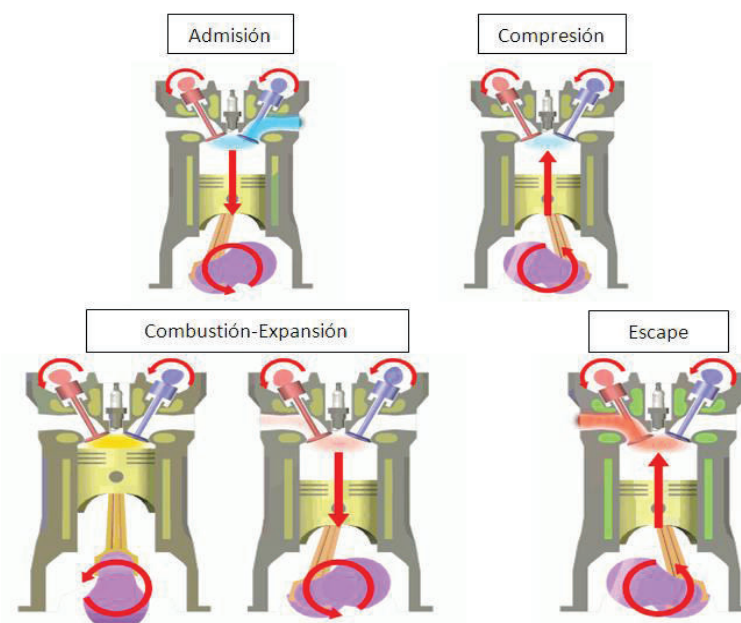


Figura 1. 1 Fases de funcionamiento del motor a gasolina.

El motor no puede funcionar solo con su volumen de trabajo, debe interactuar con el medio externo para renovar la fuente de energía (inyección de combustible y admisión de aire fresco), asegurar el encendido del fluido de trabajo, evacuar los productos de la combustión, asegurar mediante un sistema adecuado de refrigeración los límites de temperatura seguros para la operación de sus componentes y garantizar el mínimo de pérdidas mecánicas y desgaste de los elementos que lo conforman con la ayuda de un sistema de lubricación. La integración de estos subsistemas debe garantizar la funcionalidad continua del motor en cualquier condición de trabajo y permitir que la combustión sea eficiente y ambientalmente aceptable.

En sus inicios, el motor de encendido provocado resultaba ser sumamente ineficiente en comparación a su ciclo teórico debido principalmente al tiempo que tardaba la mezcla en combustionarse, además de la deficiencia en el llenado y evacuación de los gases quemados, ocasionando que disminuya tanto la cantidad de mezcla fresca que debería ingresar al cilindro como también la presión en la fase de admisión; esto generaba perjuicios directamente en la presión media efectiva del ciclo, por lo tanto en el par y potencia desarrollados por el motor. Con el avance de la tecnología, la introducción de la electrónica en lo que respecta al control del motor, se solventó en gran parte estos problemas, actuando por ejemplo en la distribución, es decir en el adelanto o retraso de la apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape.

Los puntos del reglaje de la distribución tienen una gran influencia directamente sobre el rendimiento del motor, sobre la optimización del combustible que ocasiona menos contaminación pero deben ser previamente calculadas de acuerdo al diseño del motor para lograr un máximo de eficacia sin pérdidas de la mezcla fresca que debe ingresar en los cilindros. El comportamiento de la presión del cilindro y el volumen desplazado por el pistón durante el recorrido de su carrera, ambas en función del tiempo se observan en la figura 1.2.

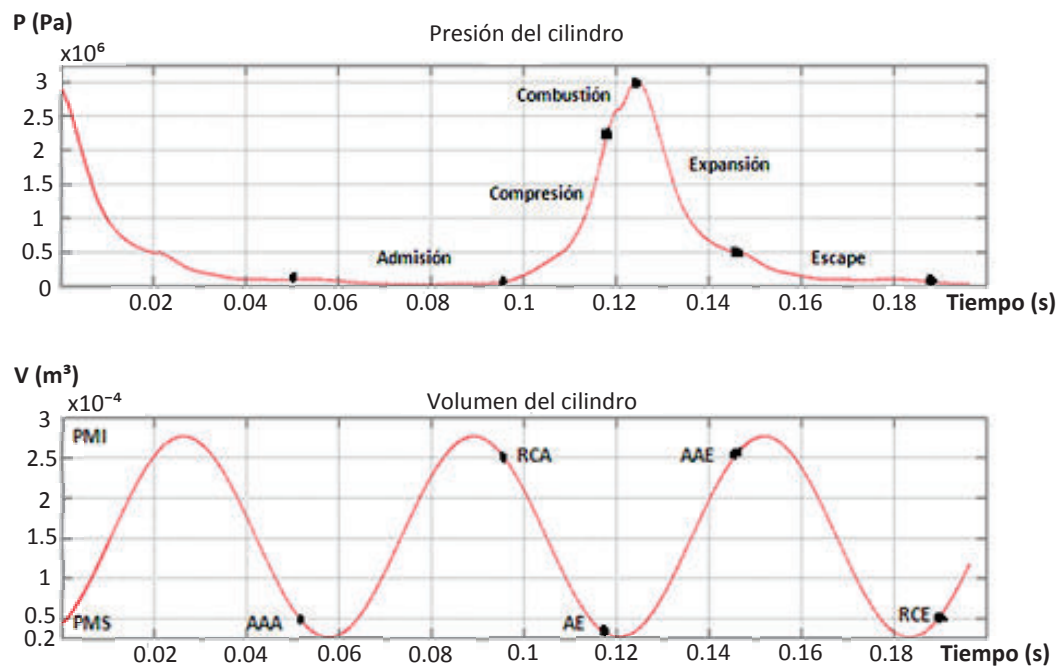


Figura 1. 2 Ejemplo del comportamiento de la presión del cilindro en función del volumen¹

1.1.2 BALANCE ENERGÉTICO.

En los motores alternativos la energía calorífica aportada al ciclo con la combustión del combustible se descompone casi en partes iguales entre el trabajo útil (energía mecánica desarrollada), el calor disipado con el refrigerante, el calor evacuado con los gases de escape que son expulsados a altas temperaturas y por lo tanto llevan asociada una gran cantidad de energía y en menor proporción las pérdidas de calor por radiación térmica o calorífica emitida por los elementos calientes del motor, siendo su intensidad dependiente de su temperatura. Las proporciones varían mucho en función de la aplicación del motor, de su tecnología y también de la potencia del mismo.

¹ Castillo, J; Palacio, I. Diseño e implementación de un modelo matemático para el cálculo del ciclo Otto del motor Armfield Volkswagen CM11-306. Universidad Politécnica Salesiana. Tesis de Grado. 2013. Ecuador.

En la siguiente tabla se muestra una descomposición porcentual de la aproximación de las pérdidas de energía calorífica en el motor térmico:

Tabla 1. 1 Pérdidas de energía calorífica en el motor térmico²

| Descripción | Porcentaje |
|-----------------------------------|------------|
| Pérdidas por gases de escape | ± 20-25% |
| Pérdidas por refrigeración | ± 20-25% |
| Pérdidas por radiación calorífica | ± 15-25% |

Los motores de combustión interna alternativos a gasolina son ineficientes, su rendimiento térmico es relativamente pobre, entre el 20 y el 30% en el mejor de los casos de la energía calorífica que disponen la transforman en movimiento y la otra parte la disipan al ambiente.³ Además se debe tener en consideración que no todos los motores desperdician igual cantidad de energía calorífica durante su funcionamiento, es decir, existen diversos factores asociados en la pérdida del rendimiento térmico, por ejemplo si un motor está siendo refrigerado en exceso, éste trabajará a temperaturas menores y su fuerza motriz decaerá.

La Figura 1.3 representa el equivalente mecánico en diagrama de bloques del balance energético del motor térmico. En ella se ha introducido el término de pérdidas misceláneas que abarcan no sólo las pérdidas por fugas de gases sino también de otras pérdidas propias del motor como las disipadas al ambiente a través de su superficie externa (radiación calorífica) y la energía almacenada en la masa estructural del motor y en las masas de los fluidos. También debe citarse que las pérdidas mecánicas (fricción) si están presentes e incluidas en la energía del refrigerante. Las sustancias de entrada y salida descritas en la gráfica son transportadoras de energía.

² De Felipe, J. Potencia, rendimientos y balance térmico. Departamento de máquinas y motores térmicos. Universidad Politécnica de Cataluña. España. Disponible en: <http://www-eupm.upc.es/~mmt/motors4.pdf>

³ Ibáñez, P. El motor de combustión es el más eficiente hoy: Falso. Motor Pasión Futuro [En línea]. Disponible en: <http://www.motorpasionfuturo.com/mecanica-eficiente/el-motor-de-combustion-es-el-mas-eficiente-hoy-falso>

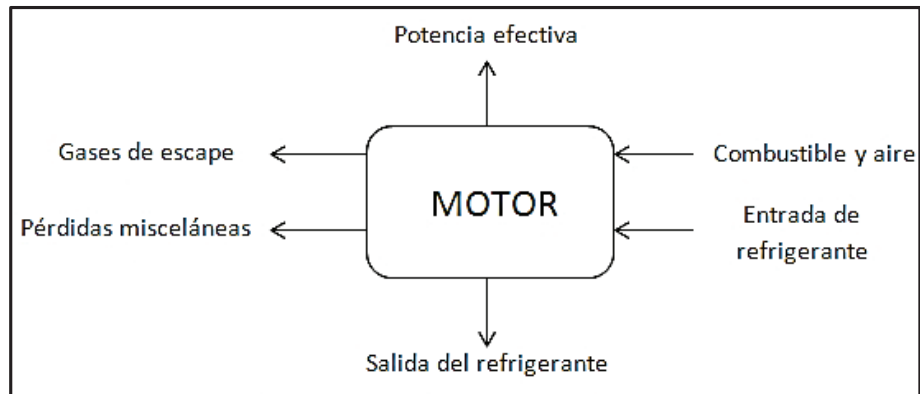


Figura 1. 3 Esquema del balance energético del motor⁴

En base al esquema de la figura 1.3, el balance energético del motor puede ser calculado como se plantea en la ecuación 1.1:⁵

$$m_{comb}H_{i,comb}\eta_{comb} + m_{air}h_{air} = Q_{equiv} + m_{air}h_{air} = N_e + Q_{refr} + Q_{misc} + Q_{esc} \quad (1.1)$$

Donde:

m_{comb} : Flujo másico de combustible.

m_{air} : Flujo másico de aire.

h : Entalpía

Q_{equiv} : Energía desprendida por la combustión del combustible.

$H_{i,comb}$: Poder calorífico del combustible.

N_e : Potencia media efectiva.

Q_{refr} : Calor disipado al refrigerante.

Q_{esc} : Calor que se evacua con los gases de escape.

⁴ Romero, C. Contribución al conocimiento del comportamiento térmico y la gestión térmica de los motores de combustión interna alternativos. Universidad Politécnica de Valencia. Tesis Doctoral. 2009. España.

⁵ *Ibíd.*, p. 111.

Q_{misc} : Calor disipado por convección y por radiación al ambiente que rodea el motor y también el calor almacenado en las masas del mismo.

1.1.3 PAR MOTOR Y POTENCIA.

1.1.3.1 Par Motor.

La combustión de la mezcla aire-combustible genera un aumento de la presión y temperatura en el interior de los cilindros del motor. Esta presión interior produce a su vez una fuerza \vec{F} de empuje sobre el pistón que lo desplaza generando el clásico mecanismo de biela-manivela (figura 1.4) de los motores de combustión interna alternativo, donde el movimiento de traslación del pistón en el interior del bloque motor se transforma en un movimiento rotatorio del cigüeñal. La fuerza que actúa sobre el pistón es proporcional a la presión media efectiva durante la carrera de expansión.⁶

El valor de esta presión media depende del grado de llenado de los cilindros, de la relación de compresión, de la cilindrada y de la eficacia con que se desarrolla la combustión.

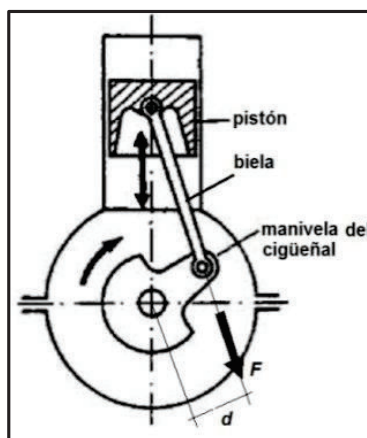


Figura 1. 4 Mecanismo biela-manivela del motor de combustión.

⁶ Campo, L. El motor: características de funcionamiento. Master. D [En línea]. Disponible en: <http://es.slideshare.net/grupomasterd/caracteristicas-del-motor-la-potencia-por-masterd>

Como se aprecia en la figura 1.5 (a), la fuerza (F) que actúa sobre el pistón se descompone en las fuerzas F_b que actúa sobre la biela y la F_n que produce un empuje lateral sobre las paredes del cilindro. Por lo tanto, el par motor o torque es el producto de la fuerza F_b por la distancia d al eje geométrico de giro del árbol del cigüeñal, o dicho con otras palabras, el producto de la $F_t = F_b * \text{sen}(\theta + \beta)$ por el radio (r) de la manivela. Así tenemos:

$$T = F_b * r \quad (1.2)$$

La figura 1.5 (b) muestra un diagrama que indica la variación del par motor en función del ángulo de giro de la manivela (θ). La línea amarilla representa el valor medio del par motor durante un ciclo de trabajo.

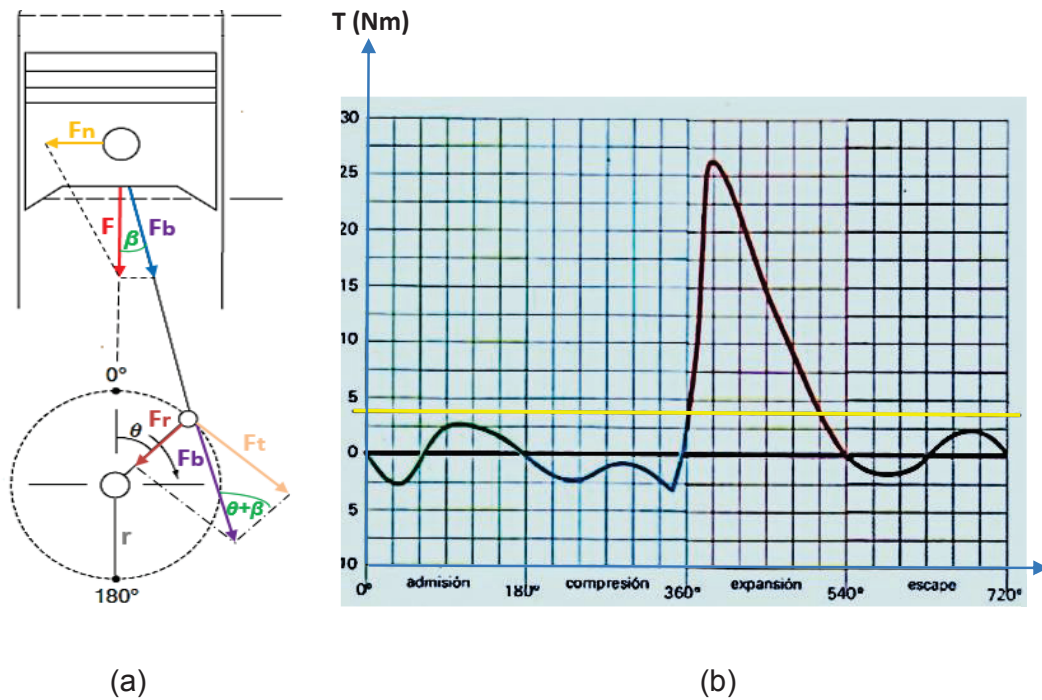


Figura 1. 5 Esquema de la obtención del par motor⁷

⁷ Núñez, C. Curvas características de motores y vehículos. Disponible en: <http://docplayer.es/872764-2-curvas-caracteristicas-de-motores-y-vehiculos-por-carlos-nunez-carlosn.html>

1.1.3.1.1 *Curva característica.*

La fuerza (F) que produce el torque del motor es una fuerza variable, que en un motor de 4 tiempos es máxima en el momento que se produce en la fase de combustión y su posterior expansión en el cilindro, siendo negativo dicho par motor en las demás fases.

Dentro de la fase donde se genera par motor (fase de combustión), el rendimiento del motor no es igual, depende del régimen de giro, y por tal de la fuerza (F) de empuje que se genera.

El número de revoluciones limita el llenado correcto de los cilindros y, por tanto, el rendimiento volumétrico; así, a bajas revoluciones la combustión de la mezcla no resulta óptima debido a la escasa inercia que poseen los gases, que provoca que el llenado del cilindro no sea el óptimo, al igual que su vaciado.

Y por otro lado, si el motor funciona a un elevado régimen, tampoco el llenado de los cilindros es completo, y ello es debido al escaso tiempo que dispone el gas para ocupar todo el espacio disponible.

En consecuencia, la curva de par (T), que teóricamente debería ser una recta horizontal, se convierte en una curva, con un tramo central casi recto que proporciona el máximo par, y las zonas extremas donde el par motor decrece según lo comentado anteriormente.

A continuación, se adjunta la gráfica con la curva del par motor frente a las revoluciones de giro del motor (rpm).

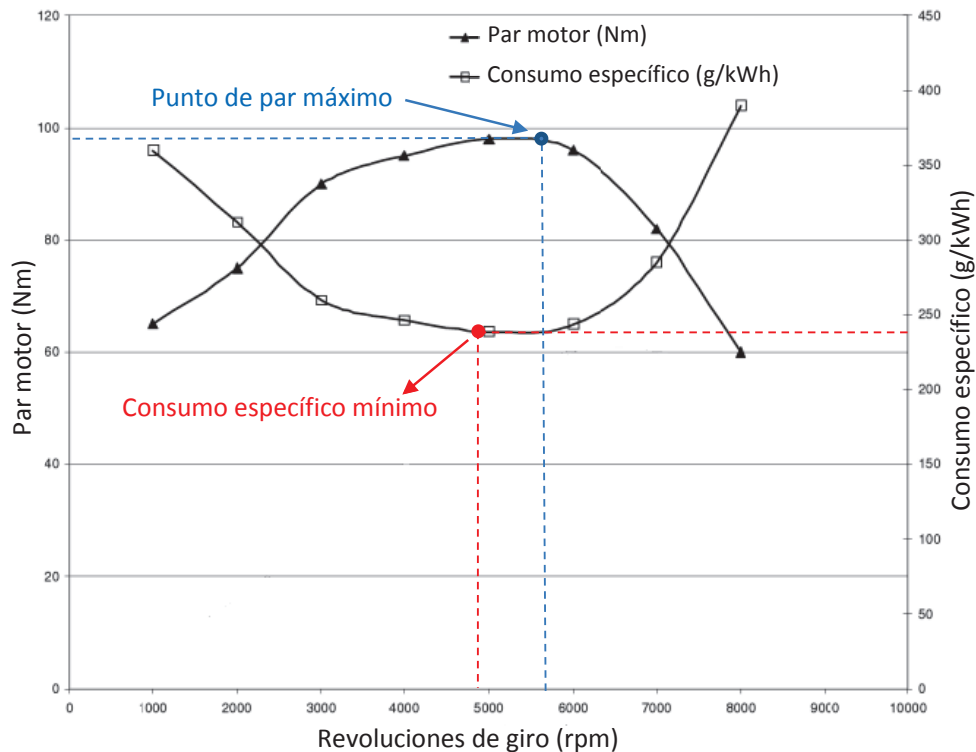


Figura 1. 6 Ejemplo de curvas características: par motor y consumo específico.⁸

A partir del punto óptimo de revoluciones del motor empiezan a aparecer dificultades, como ya se han comentado anteriormente algunas, y que están relacionadas fundamentalmente con los siguientes factores:

- Inadecuada evacuación de gases quemados conforme aumenta las revoluciones del motor.
- Insuficiente llenado de aire en cada ciclo.
- Baja eficiencia en la combustión
- La fracción de tiempo para cada fase de combustión se reduce.
- La mezcla de aire-combustible no se acaba de completar.
- El avance a la inyección no es suficiente.

En consecuencia, aunque quememos más combustible acelerando el motor y consiguiendo que la potencia todavía aumente más, el par desciende. De ahí que

⁸ Álvarez, J; Callejón, I; et. Al. Máquinas térmicas motoras, 1st ed. Ed. Universidad Politécnica de Cataluña. España, 2012, pp. 215-216.

los consumos específicos óptimos estén en valores próximos a la zona de par máximo, aumentando el consumo del motor conforme se aleja de este rango como se observa en la figura 1.6.

1.1.3.2 Potencia.

El concepto de potencia, tiene en cuenta no solo el concepto de par, sino cuantas veces está disponible ese par en el tiempo, es decir, con qué velocidad podemos disponer del par.

Teniendo así que la potencia desarrollada por el motor es el producto del torque (T) por la velocidad angular de giro (ω) del eje de transmisión o eje del cigüeñal:

$$Potencia = T * \omega \quad (1.3)$$

La potencia desarrollada por un motor depende de la relación de compresión y de la cilindrada, ya que a mayores valores de estas le corresponde mayor explosión y más fuerza aplicada al pistón; también dependen íntimamente de las revoluciones por minuto a las que gira el motor.

En ocasiones es interesante conocer la potencia en función de las revoluciones por minutos (rpm) a la que gira el motor en vez de la velocidad angular. En efecto, si (n) representa las revoluciones por minuto a la que gira el motor, entonces la potencia se expresa así:

$$Potencia = T * \omega = \frac{T * n}{\frac{60}{2\pi}} \quad (1.4)$$

1.1.3.2.1 Curva característica.

Como se observa en la figura 1.7, la potencia que puede ofrecer un motor de combustión interna aumenta proporcionalmente de acuerdo al régimen de giro del mismo, hasta un máximo representado por P_3 que se alcanza cuando gira a n_3 .

En estas condiciones, aunque se acelere más la velocidad del motor, éste no es capaz de entregar más potencia dado que la curva entra en su tramo descendente.

Esto se debe a que el sistema de inyección de combustible tiene un límite operativo, superado el mismo, no tiene precisión suficiente para inyectar el combustible eficazmente; en segundo lugar el sistema de distribución no es capaz de abrir y cerrar las válvulas con la suficiente velocidad para que los gases de escape y de admisión fluyan adecuadamente. El límite máximo de revoluciones a la que puede girar el motor lo marca n_4 , establecido por las propias limitaciones de los elementos mecánicos que lo constituyen.

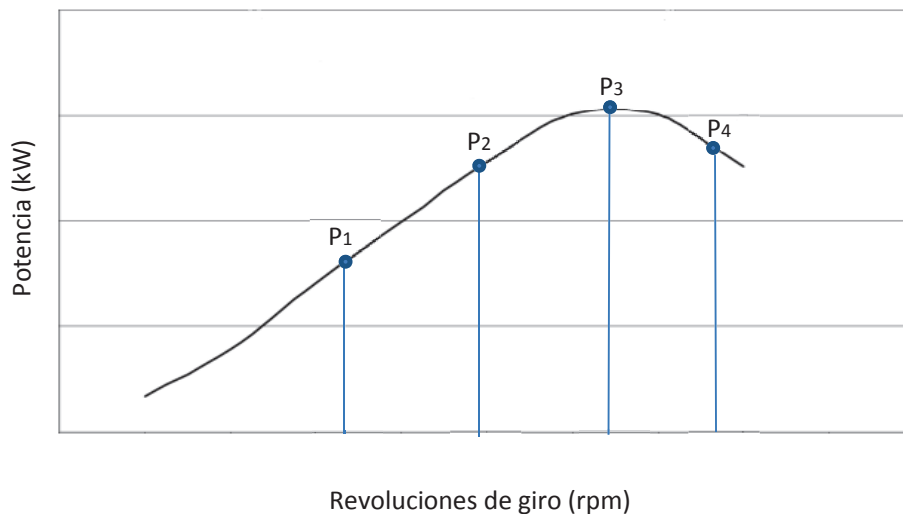


Figura 1. 7 Curva característica de la potencia.

1.1.3.3 Interpretación simultánea de las curvas de par motor y potencia.

Observando la figura 1.8 se puede deducir que el valor máximo de potencia no coincide con las mismas revoluciones del par motor máximo, ya que este último va en aumento a medida que lo hace el número de revoluciones, llega un momento en que al crecer la velocidad de rotación del motor, los cilindros se llenan de menor cantidad de mezcla, como consecuencia del menor tiempo que

está abierta la válvula de admisión, por lo tanto, la explosión es menor y el par va disminuyendo a partir de un cierto régimen. Sin embargo, con la potencia no ocurre exactamente igual, ya que al aumentar el número de revoluciones hasta un cierto valor, aunque las explosiones sean menores, se producen en mayor cantidad al girar el motor con más revoluciones y en consecuencia aumenta la potencia hasta un límite de régimen del motor más alto que en el par motor. La potencia es el producto del par motor por el número de vueltas, y aunque se alcance el punto donde se comienza ligeramente a disminuir el par que ofrece el motor, este efecto se compensa por el aumento que proporcionalmente es mayor del régimen de giro del motor, y por ello la potencia sigue incrementándose.

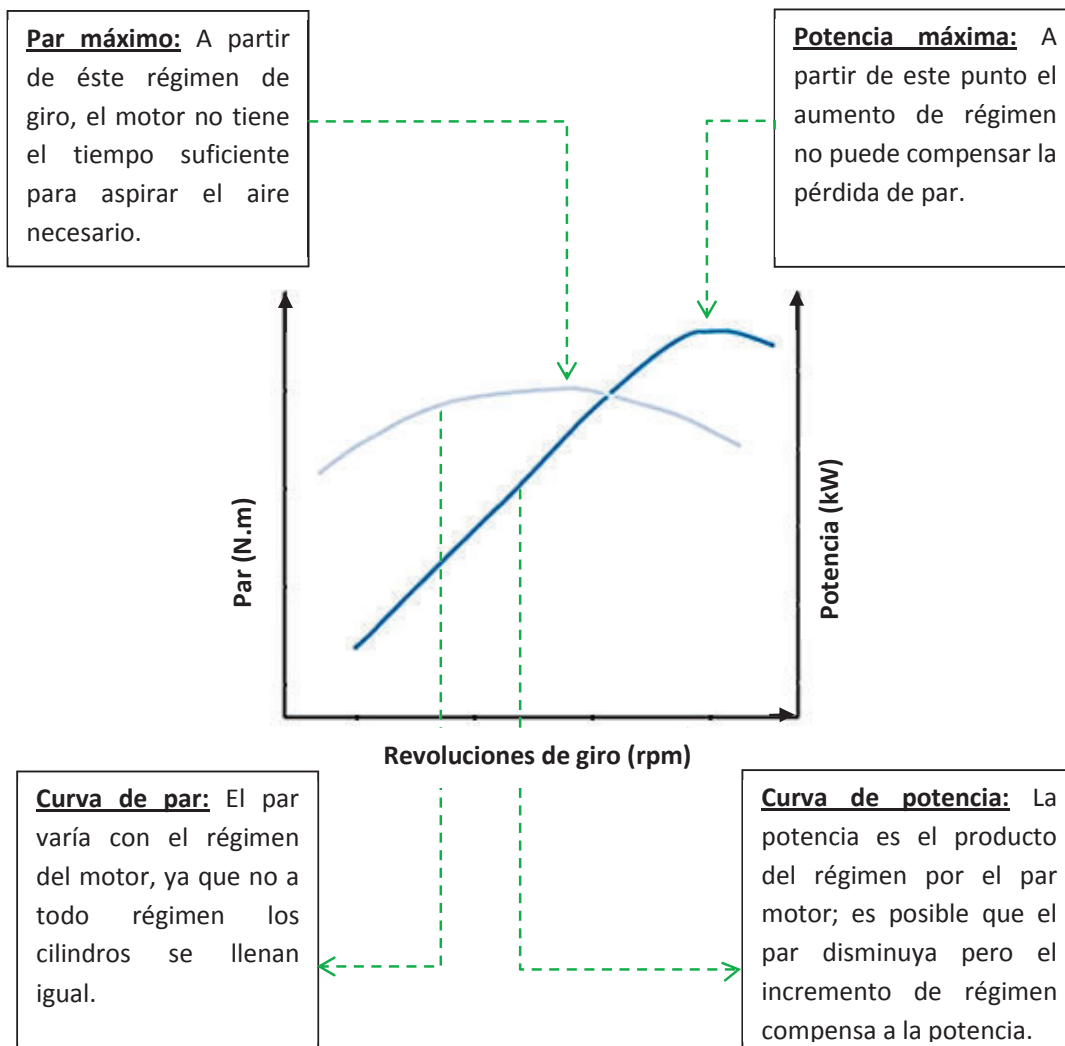


Figura 1. 8 Curvas características: Par motor y potencia ⁹

1.1.3.4 Medición del par motor y potencia.

Las curvas características de par y potencia pueden obtenerse experimentalmente mediante métodos en carga continua (estacionarios) realizándolos de dos formas:

- Directamente sobre el motor: se aplica un par conocido opuesto (par antagonista) al generado por el motor; el par conocido se aplica directamente a la salida del motor mediante un dispositivo frenante (freno dinamométrico). Este par aplicable que se traduce en carga para el motor debe ser variable, de éste modo se ensayarán las distintas condiciones operativas del motor y se obtendrá los diferentes puntos de la curva de par. Cuando el sistema está en equilibrio dinámico, se mide el par resistente en el dispositivo que se opone al giro del motor. Siendo en el equilibrio el par resistente igual al par motor, con lo que se obtiene este parámetro fundamental que define el comportamiento del motor. Una vez establecida la curva de par, la de potencia se calcula inmediatamente con la fórmula, es decir introduciendo el régimen de giro del motor.
- Sobre el vehículo: utiliza el mismo principio pero la diferencia radica en que se aplica el par antagonista en las ruedas motrices del automóvil mediante un banco dinamométrico con rodillos, lo que da en realidad la curva de par en rueda. Para obtener la curva de par motor se mide el rozamiento producido por la transmisión, que sumado al de par en rueda nos otorga el par motor.

Aunque en ambos casos el principio es el mismo, el banco dinamométrico de rodillos es el más usado por su capacidad de reproducir las condiciones de marcha reales del vehículo en carretera sin riesgo y de forma objetiva; dentro de estas facultades está la posibilidad de simular los efectos del rozamiento, peso,

⁹ Núñez, C. Curvas características de motores y vehículos. Disponible en: <http://docplayer.es/872764-2-curvas-caracteristicas-de-motores-y-vehiculos-por-carlos-nunez-carlosn.html>

pendiente y resistencia aerodinámica; en la figura 1.9 se puede apreciar un banco dinamométrico de rodillos.



Figura 1. 9 Banco dinamométrico de rodillos.

1.1.4 FACTORES QUE AFECTAN EL RENDIMIENTO TÉRMICO DEL MOTOR DE CICLO OTTO.¹⁰

El funcionamiento real del motor de ciclo Otto en comparación al funcionamiento teórico se ve limitado y perjudicado por diversos factores que acarrearán no solo una disminución del rendimiento térmico, sino también del par y potencia desarrollados por el motor. A continuación se describen los mismos.

1.1.4.1 Pérdidas de calor.

¹⁰ Porras, A; Soriano, M. Motores alternativos Otto y Diésel: Ciclo real de funcionamiento [En línea]. Universidad de Castilla-La Mancha. Disponible en: https://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/motores/temas/ciclo_real.pdf

En el ciclo teórico son nulas pero bastante considerables en el ciclo real. Al estar los cilindros refrigerados para garantizar el correcto funcionamiento de los pistones, una cierta parte de calor del fluido de trabajo se transfiere a las paredes de los cilindros. Por consiguiente, las fases de compresión y expansión no son adiabáticas como se da en el ciclo teórico, sino politrópicas (existe intercambio de energía con el exterior). Al experimentar la mezcla una pérdida de energía en forma de calor se tiene por tanto también una pérdida de trabajo útil (figura 1.10: área A).

1.1.4.2 Tiempo de Apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape.

En el ciclo teórico la válvula de admisión y la de escape se abren y se cierran súbitamente. Sin embargo, en el ciclo real esto es físicamente imposible, ocasionando una pérdida del rendimiento volumétrico. Como habíamos expuesto antes, para solucionar este problema y mejorar así el llenado y vaciado del cilindro, las válvulas de admisión y escape se abren con anticipación (menos carrera de expansión) causando una pérdida de trabajo útil (figura 1.10: área C). Sin embargo, esta pérdida es menor que la que se obtendría si no existiera el adelanto de la apertura de las válvulas.

1.1.4.3 Combustión no instantánea.

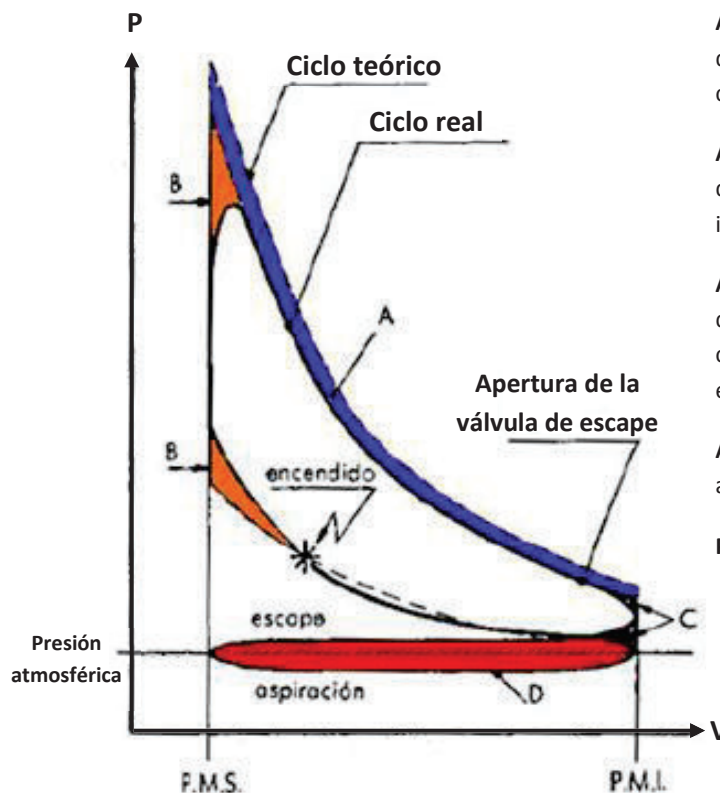
La combustión es instantánea y se desarrolla a volumen constante en el ciclo teórico mientras que en el ciclo real la combustión dura un lapso tiempo. Para este caso, si el encendido tuviese lugar precisamente en el punto muerto superior (P.M.S), la combustión ocurriría mientras el pistón se aleja de dicho punto (mayor volumen), y el valor de la presión y temperatura serían inferiores, acarreado una pérdida de trabajo útil. Por lo cual motivo es conveniente anticipar el encendido de tal forma que la combustión pueda tener lugar, mayoritariamente cuando el pistón se encuentre próximo al P.M.S. Esta introducción de calor a menor presión ocasiona una pérdida de trabajo útil (figura 1.10: área B). Sin embargo, esta pérdida es menor que la que se tendría sin adelantar el encendido.

1.1.4.4 Pérdidas por Bombeo.

El ingreso de los gases desde la atmosfera se efectúa sin rozamiento en el ciclo teórico, con lo que no existen pérdidas de carga y presión dentro del cilindro en la fase de admisión es igual a la atmosférica y se mantiene constante.

En el ciclo real, por existir estrangulamiento al paso del aire durante la carrera de admisión, se obtiene una pérdida de carga manifestada con una presión de admisión menor a la presión atmosférica mientras que durante la carrera de escape la presión es superior. Esta pérdida de carga ocasiona una notable pérdida energética (figura 1.10: área D). El esfuerzo efectuado por el motor para realizar la aspiración y el escape se llama trabajo de bombeo y está determinado generalmente por el trabajo perdido por rozamientos.

En la figura 1.10 se puede observar el diagrama presión-volumen del ciclo de funcionamiento teórico y real del motor Otto diferenciado por el trabajo útil perdido por causa de los factores mencionados.



Área A: Pérdida de trabajo útil debido a las pérdidas de calor del ciclo.

Área B: Pérdida de trabajo útil debido a la combustión no instantánea.

Área C: Pérdida de trabajo útil debido al tiempo de apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape.

Área D: Pérdida energética debido al trabajo de bombeo.

P.M.S: Punto muerto superior.

Figura 1. 10 Pérdidas de trabajo útil del ciclo real del motor Otto.¹¹

1.2 SENSORES Y PARÁMETROS DEL MOTOR REQUERIDOS PARA CALCULAR EL TORQUE Y POTENCIA.

A continuación se describen los distintos parámetros indispensables para calcular el par motor y potencia, tomando en consideración los conceptos previamente citados.

1.2.1 PRESIÓN MEDIA EFECTIVA (P.M.E)

Es aquella presión promedio por encima de la atmosférica que ejercen los gases sobre el émbolo durante la carrera de expansión del motor al ser quemados por acción de la chispa eléctrica. Se trata, por tanto, de un parámetro fundamental para valorar las prestaciones del motor, pues multiplicando la P.M.E por el área de la cabeza del pistón, se obtiene la fuerza media que cada pistón desarrolla en la manivela del cigüeñal para generar el movimiento del mismo. La P.M.E es proporcional al par motor y para un régimen de rotación determinado, también a la potencia suministrada. Se mide por lo general en kilo-Pascales (kPa), bares o psi.

El cálculo de la presión media efectiva se traduce en determinar la presión en el interior del cilindro durante el ciclo de trabajo del motor, lo que es similar a determinar la potencia de la señal; para esto se utilizará un sensor piezoeléctrico que se adapta a la bujía de encendido para brindar mediciones en tiempo real de dicha presión interna.

En términos de procesamiento de señales, la energía de la señal es una medida que denota la intensidad o tamaño de la misma. La función de energía de una señal representa la energía disipada por una resistencia de 1 ohm cuando se

¹¹ DeMotor. Diferencia entre los ciclos Otto real y teórico [En línea]. Disponible en: http://demotor.net/ciclos_reales/diferencia_entre_los_ciclos_otto_real_y_teorico.html

aplica un voltaje X_n equivalente a la señal de presión del cilindro. En dominio discreto, la energía de la señal viene dada por la ecuación 1.5.¹²

$$E = \sum_{n=n_1}^{n_2} x_n^2 \quad (1.5)$$

La potencia de la señal se define como la cantidad de energía de la señal consumida por unidad de tiempo en un intervalo (número total de muestras), es decir la señal vista como una función del tiempo. En dominio discreto, la potencia de la señal viene dada por la ecuación 1.6.¹³

$$P = \frac{1}{n_2 - n_1 + 1} \sum_{n=n_1}^{n_2} x_n^2 \quad (1.6)$$

Por consiguiente, la potencia de la señal está definida por el manejo finito de los datos absolutos de presión representados por el área bajo la curva de la señal mostrada en la figura 1.11.

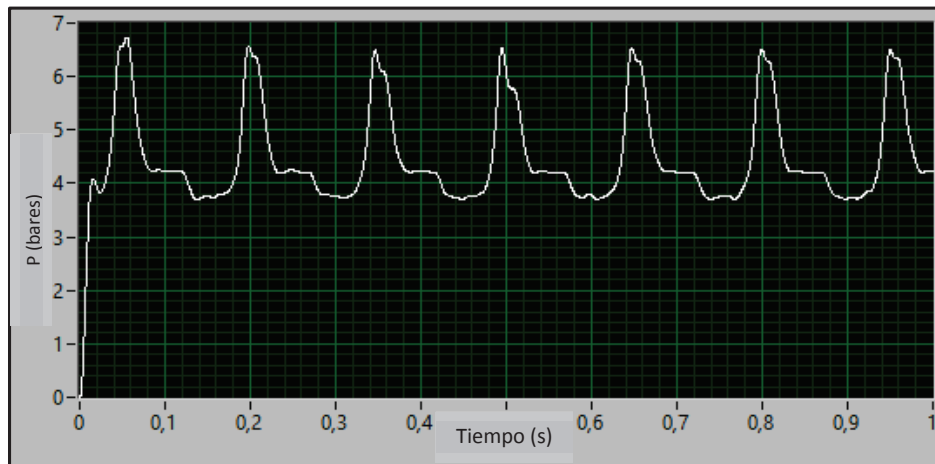


Figura 1. 11 Representación de la potencia de la señal.

El sensor piezoeléctrico a utilizar es de la marca BOSCH y abarca un rango de presiones de 0 a 140 bares. Proporciona una señal analógica, cuyo voltaje es

¹² Oppenheim, A; Willsky, A; Nawab, H. Señales y Sistemas. 2nd ed. Ed. Prentice Hall Hispanoamericana. México, 1998.

¹³ Ibíd., p. 6.

proporcional a la presión que detecta. Además, trabaja en un rango de temperatura de -40°C hasta 130°C ; el anexo 1 muestra la hoja de datos técnica del sensor. En la figura 1.12 se aprecia un diagrama del mismo con sus respectivos terminales.

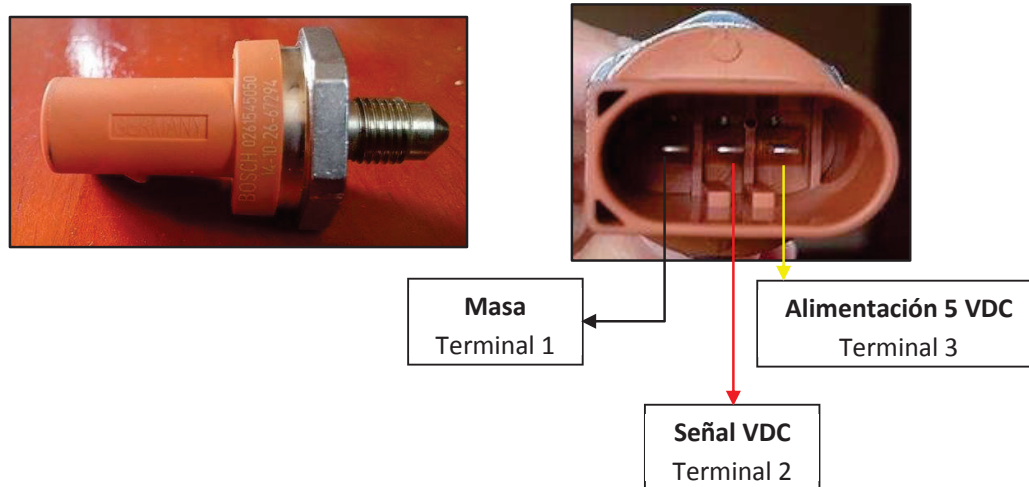


Figura 1. 12 Diagrama de los terminales del sensor piezoeléctrico.

1.3 DISPOSITIVOS DE DISEÑO ESENCIALES.

A continuación se describen cada uno de los recursos materiales indispensables para realizar con éxito la investigación; estos recursos hacen referencia a la tarjeta electrónica para adquisición de datos, el software Labview necesario para el procesamiento y manejo de señales, los vehículos de prueba a utilizar, la adaptación a la bujía de encendido y los equipos de diagnóstico tales como el manómetro de presión, el multímetro y escáner automotriz.

1.3.1 TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS (DAQ).

1.3.1.1 Descripción.

Para la presente investigación se utilizará la tarjeta electrónica DAQ USB-6008 de la marca NI (National Instruments). Ésta es utilizada para el diseño y comando de prototipos, entornos y sistemas reales de una manera versátil y rápida mediante el empleo de software y hardware flexibles.

La tarjeta electrónica está en la capacidad de tomar información del entorno mediante sus pines de entrada de toda una gama de sensores y puede controlar actuadores mediante sus pines de salida. Además, es posible realizar la transferencia de datos de ésta al ordenador gracias a la capacidad que tiene de ser totalmente programable por medio de diferentes tipos de software como el Labview permitiendo desarrollar códigos en tiempo real mediante USB.

1.3.1.2 Especificaciones técnicas.

Las principales especificaciones técnicas de la tarjeta electrónica se muestran en la tabla 1.2:

Tabla 1. 2 Especificaciones técnicas de la tarjeta DAQ USB-6008.¹⁴

| Especificaciones | |
|---|------------------------------|
| Voltaje de alimentación | 4.10-5.25 VDC (Mediante USB) |
| Pines de entrada analógicos de un solo terminal | 8 |
| Pines de entrada analógicos diferenciales | 4 |
| Pines de salida analógicos | 2 |
| Pines de entrada/salida digitales | 12 |
| Temperatura ambiental de operación | 0-55°C |
| Porcentaje de humedad relativa | 10-90% |
| Peso | 84 g |
| Dimensiones | 8.51 x 8.18 x 2.31 cm |
| Velocidad del bus USB | 12 Mb/s |
| Tipo de conector de entradas y salidas | Terminales de tornillo |

¹⁴ Guía y especificaciones de National Instruments USB-6008 para el usuario. Disponible en: <http://www.ni.com/pdf/manuals/375295a.pdf>

1.3.1.3 Diagrama y partes de la tarjeta electrónica.

La figura 1.13 muestra un diagrama de la tarjeta y sus principales partes.

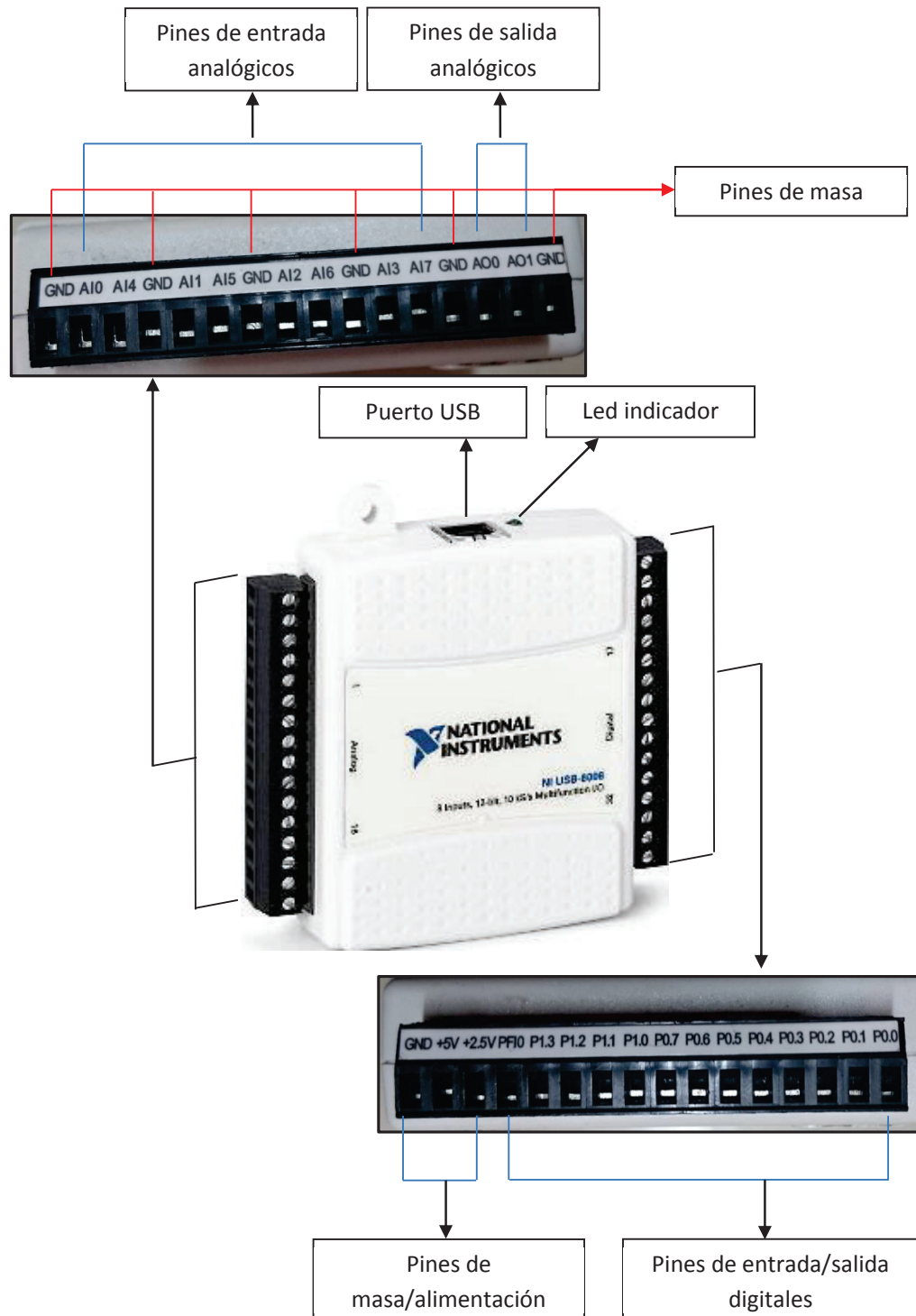


Figura 1. 13 Diagrama y partes de la DAQ USB-6008.

1.3.2 VEHÍCULOS DE PRUEBA.

1.3.2.1 Características.

Los vehículos utilizados en la presente investigación presentan las siguientes características mostradas en la tabla 1.3.

Tabla 1. 3 Características de los vehículos de pruebas.¹⁵

| Características | | | |
|-------------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| Marca | Chevrolet | Chevrolet | Chevrolet |
| Modelo | Aveo | Grand Vitara | Luv D-max 4x2 |
| Año de fabricación | 2009 | 2011 | 2010 |
| Cilindrada total | 1400 cm ³ | 2000 cm ³ | 2400 cm ³ |
| Número de cilindros | 4 en línea | 4 en línea | 4 en línea |
| Compresión del motor | 9.5:1 | 9.3:1 | 9.6:1 |
| Carrera del pistón | 73.4 mm | 90 mm | 100 mm |
| Diámetro interno del cilindro | 77.9 mm | 84 mm | 87.5 mm |
| Tipo de combustible utilizado | Gasolina súper | Gasolina súper | Gasolina súper |
| Válvulas por cilindro | 4 | 4 | 8 |
| Inyección electrónica | Multipunto secuencial | Multipunto secuencial | Multipunto secuencial |
| Potencia máxima | 68,66 KW a 6200 rpm | 94 KW a 6000 rpm | 92.50 KW a 4800 rpm |
| Torque máximo | 130 Nm a 3400 | 174 Nm a 4300 | 195 Nm a 3600 |

¹⁵ Manual del fabricante del vehículo.

| | | | |
|----------|-----------|-----------|-----------|
| | rpm | rpm | rpm |
| Tracción | Delantera | Posterior | Posterior |

1.3.3 ADAPTACIÓN A LA BUJÍA DE ENCENDIDO.

Para efectos de monitoreo de la presión en el interior del cilindro es necesario realizar una adaptación a la bujía de encendido. Esta adaptación consiste en acoplar un tubo metálico a la bujía para que los gases sean guiados desde el interior del cilindro hasta el sensor de presión que será acoplado en el extremo de la misma. Para esto se hace uso de un súplex y de un tubo delgado. Cabe indicar que la adaptación realizada no perjudica el funcionamiento correcto del cilindro analizado y del motor en general. El acople terminado puede observarse en la siguiente figura.

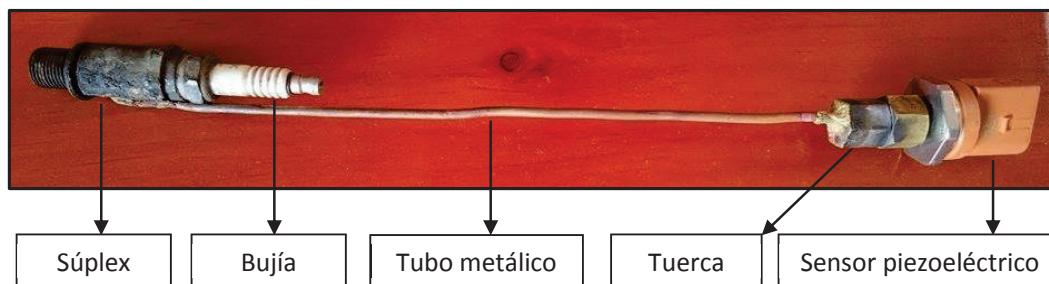


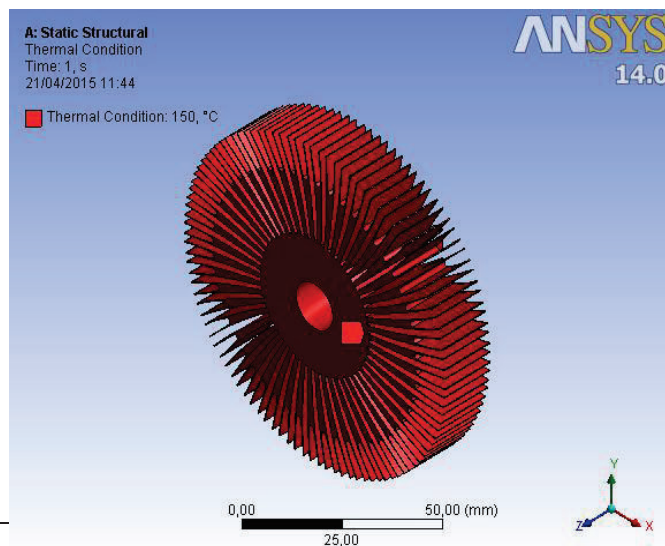
Figura 1. 14 Bujía con sensor de presión adaptado

Además, por las elevadas temperaturas a las que va a estar sujeto el sensor piezoeléctrico, es necesario disponer de un sistema de refrigeración para prevenir daños al efectuar los distintos ensayos experimentales. El sistema de refrigeración está compuesto de un ventilador y un disipador de calor; para la construcción de éste último, fue preciso desarrollar previamente un análisis de su diseño mediante el software ANSYS, el cual se muestra detalladamente en el Anexo 2. Según los cálculos obtenidos mediante la simulación realizada, el disipador garantizará la evacuación de calor necesaria para que el sensor experimente una temperatura de trabajo adecuada a las distintas condiciones de

operación a las que esté expuesto. La construcción del disipador de calor se realiza por fundición en un molde de arena y contempla las siguientes etapas:¹⁶

- El primer paso es el diseño de la pieza que se desea construir. El plano del disipador se muestra en el anexo 2.
- Elección del material con el cual se fundirá la pieza. En este caso se eligió el aluminio puro por su disponibilidad, costo, ligereza y por las buenas propiedades de transferencia de calor que presenta.
- Construcción del molde permanente de arena en base a las medidas geométricas del plano del disipador.
- Vertido en el molde del aluminio líquido que oscila en una temperatura de 650°C. En este paso, la pieza se solidifica a temperatura ambiente.
- Desmolde de la pieza; la arena se hace vibrar hasta que se libera la fundición.
- Se coloca la pieza en un lugar libre de contaminación.
- Limpieza y proceso de acabado superficial de la pieza: para este caso implica el pulido.

En la figura 1.15 (a) se observa el disipador de calor simulado en el software ANSYS y el sistema completo de refrigeración construido se muestra en la figura 1.15 (b).



¹⁶ Cursos de procesos
Ingeniería. Disponible en: http://www.escuelaing.edu.co/uploads/laboratorios/9627_fundicion.pdf

(a)



(b)

Figura 1. 15 Sistema de refrigeración

1.3.4 SOFTWARE LABVIEW.

1.3.4.1 Descripción y navegación.

Labview es una plataforma o entorno interactivo con lenguaje de programación visual gráfico. El lenguaje usado para programar se denomina lenguaje G, donde la G simboliza que es lenguaje de tipo gráfico; por lo tanto los programas no se escriben, sino que se dibujan, una labor facilitada gracias a que Labview consta de una gran cantidad de bibliotecas con bloques prediseñados.

Labview concentra en un solo programa un gran número de posibilidades de cálculo científico, procesamiento de señales, simulación, control y diseño de sistemas en tiempo real de manera precisa y rápida así como el análisis avanzando y visualización de datos por lo que es uno de los entornos de trabajo más empleados en distintos campos de la ingeniería. Además esta plataforma

ofrece una integración con varios hardware como la DAQ USB-6008 la cual se hace uso en la presente investigación. El entorno de trabajo se divide en dos partes bien diferenciadas, una llamada “Panel Frontal”, y otra “Diagrama de Bloques”.

- Panel Frontal: es la interfaz con el usuario, se lo utiliza para interactuar con el usuario cuando el programa se está ejecutando. En esta interfaz se definen los controles (entradas) que pueden ser botones, marcadores, etc., y los indicadores (salidas) que pueden ser gráficas, tablas de resultados, etc.

- Diagrama de Bloques: es el programa propiamente dicho, donde se define su funcionalidad, aquí se colocan y se interconectan íconos y bloques prediseñados para formar algoritmos que realizan una determinada función.

En la figura 1.16 se puede observar tanto el panel frontal (izquierda) como el diagrama de bloques (derecha) del software Labview.

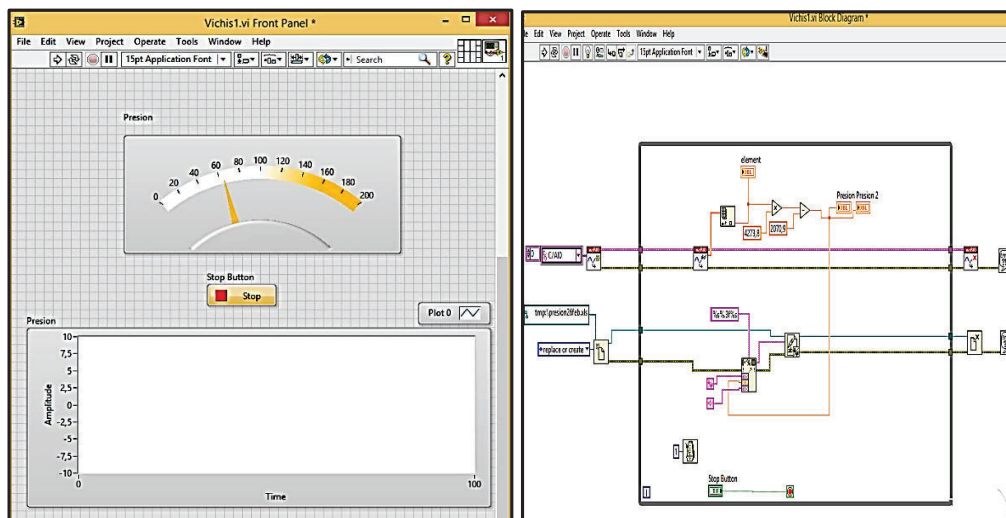


Figura 1. 16 Entorno de trabajo del Software Labview.

1.3.5 EQUIPOS DE DIAGNÓSTICO.

1.3.5.1 Multímetro automotriz.

Es un instrumento cuya función es medir magnitudes eléctricas y electrónicas en diferentes escalas; entre las principales se pueden citar: intensidad de corriente, resistencia eléctrica, voltaje continuo y alterno, etc. Además tiene la facultad de medir magnitudes relacionadas directamente con el vehículo como son: ángulo dwell, ancho de pulso, ciclo de trabajo, etc. El multímetro a utilizar en la presente investigación es de la marca UNI-T y se observa en la figura 1.17.



Figura 1. 17 Multímetro Automotriz.

1.3.5.2 Escáner automotriz.

Es una herramienta electrónica de diagnóstico que brinda varias funciones; dependiendo del modelo ofrecen las siguientes:

- Lectura y borrado de códigos de falla almacenadas en la computadora del vehículo.
- Lectura del flujo de datos del sistema.
- Simular señales.
- Test de actuación.
- Permite realizar un autodiagnóstico sobre el sistema global del vehículo.

El escáner que se usó para esta investigación es de la marca Nextech modelo Carman Scan Lite y se lo puede observar en la figura 1.18.



Figura 1. 18 Escáner automotriz.

1.3.5.3 Manómetro de presión.

Es un instrumento que mide la presión manométrica de fluidos contenidos en recipientes cerrados; es decir mide la diferencia entre la presión real o absoluta y la presión atmosférica que toma siempre de referencia. La presión manométrica puede expresarse bien por encima o por debajo de la presión atmosférica como ocurre en el motor de un vehículo cuando el pistón provoca un efecto de succión o vacío al descender durante la carrera de admisión arrastrando aire tras él. El manómetro a utilizar en la presente investigación se observa en la figura 1.19.

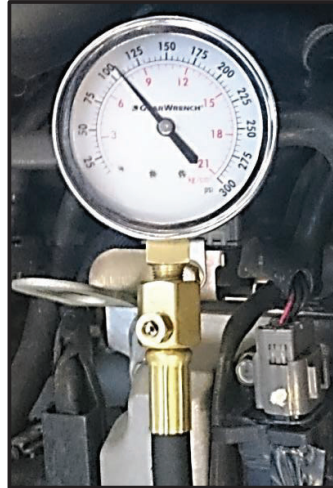


Figura 1. 19 Manómetro de presión

CAPÍTULO II

ADQUISICIÓN Y PROCESAMIENTO DE SEÑALES

2.1 METODOLOGÍA APLICADA.

Se aborda el presente estudio con un método experimental que se deriva del método empírico-analítico, mediante el cual se trabajará bajo condiciones controladas (protocolos, lógica empírica y decisiones fundamentadas), interviniendo en ciertas variables que permitan revelar sus características y su influencia directa en el cálculo del torque y potencia, buscando solventar así la problemática de no disponer de una manera alternativa para determinar estos parámetros del motor. En la figura 2.1 se observa el ciclo de investigación científica planteado por Neil J. Salkind en su libro “Métodos de Investigación”, que representa una formulación de pasos a seguir a la hora de aplicar el método empírico-analítico o sus derivados. Por otro lado, en la figura 2.2 se ajusta el ciclo al presente trabajo de investigación.

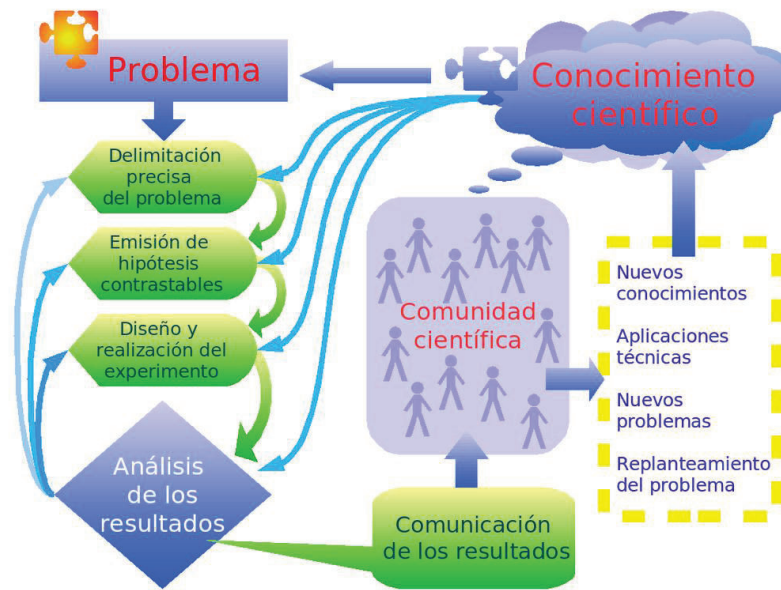


Figura 2. 1 Ciclo de Investigación científica de Salkind.¹⁷

¹⁷ Salkind, N. Ciclo de la investigación científica. Disponible en:
https://es.wikipedia.org/wiki/Ciclo_de_la_investigaci%C3%B3n_cient%C3%ADfica

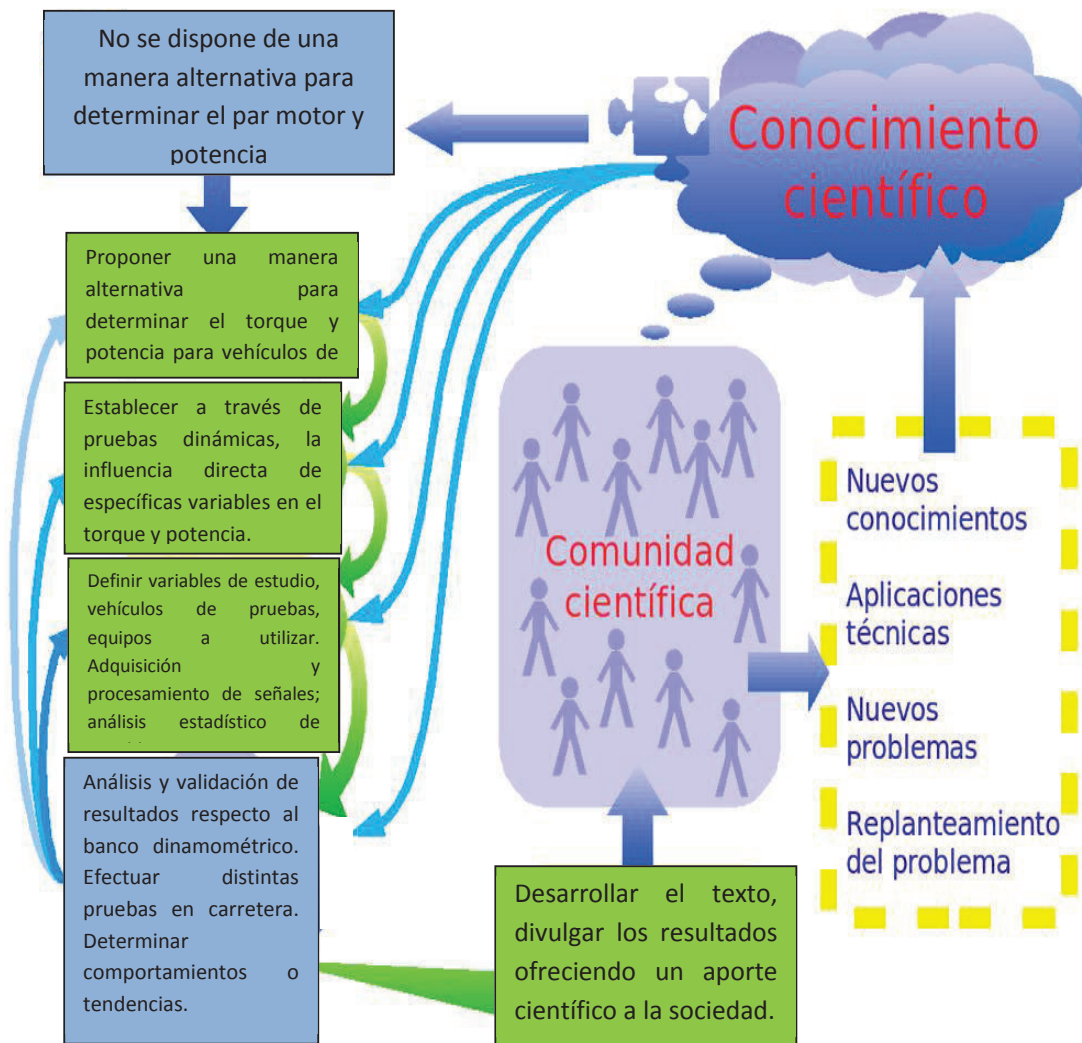


Figura 2. 2 Ciclo aplicado a la presente investigación.

2.2 ADQUISICIÓN DE SEÑALES.

2.2.1 ESQUEMA GENERAL.

La adquisición de señales o datos mediante la DAQ es el proceso de recibir y captar los datos generados durante las fases de combustión, para lo cual se necesita de diferentes hardware con un ordenador que interprete los fenómenos eléctricos (voltaje, corriente, etc.) o físico (presión, temperatura, etc.). El sistema DAQ utiliza una combinación de sensores, hardware y un computador con

software programable.¹⁸ Aunque cada sistema de adquisición de datos está definido por la aplicación específica a realizar, está básicamente conformado por los elementos citados; para la investigación en curso, el esquema general de adquisición de señales se observa en la figura 2.3.

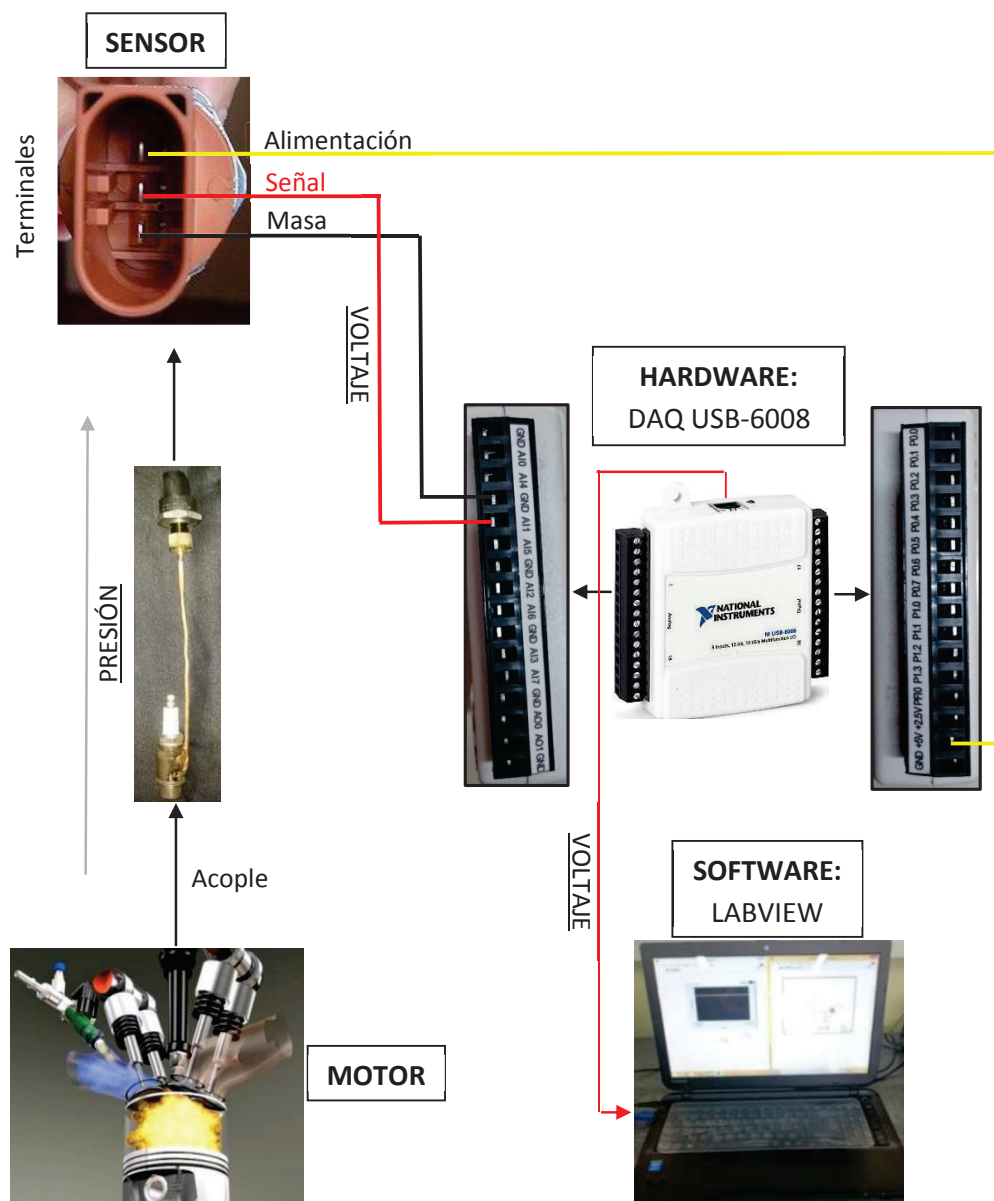


Figura 2. 3 Esquema general de adquisición de señales

¹⁸ National Instruments. Adquisición de Datos (DAQ) [En línea]. Disponible en: <http://www.ni.com/data-acquisition/what-is/esa/>

2.2.2 DESARROLLO DEL ALGORITMO.

Para obtener el voltaje del sensor de presión en tiempo real del motor, se desarrolla un algoritmo en el software Labview, el cual se puede observar en la figura 2.4. El canal de la tarjeta de adquisición de datos es configurado de tal manera que se obtengan 2500 datos de voltaje por cada segundo, esto debido a que el pistón trabaja a grandes velocidades dentro del cilindro y es preciso obtener varios valores que demuestren el comportamiento exacto de la presión en las distintas fases de funcionamiento del motor.

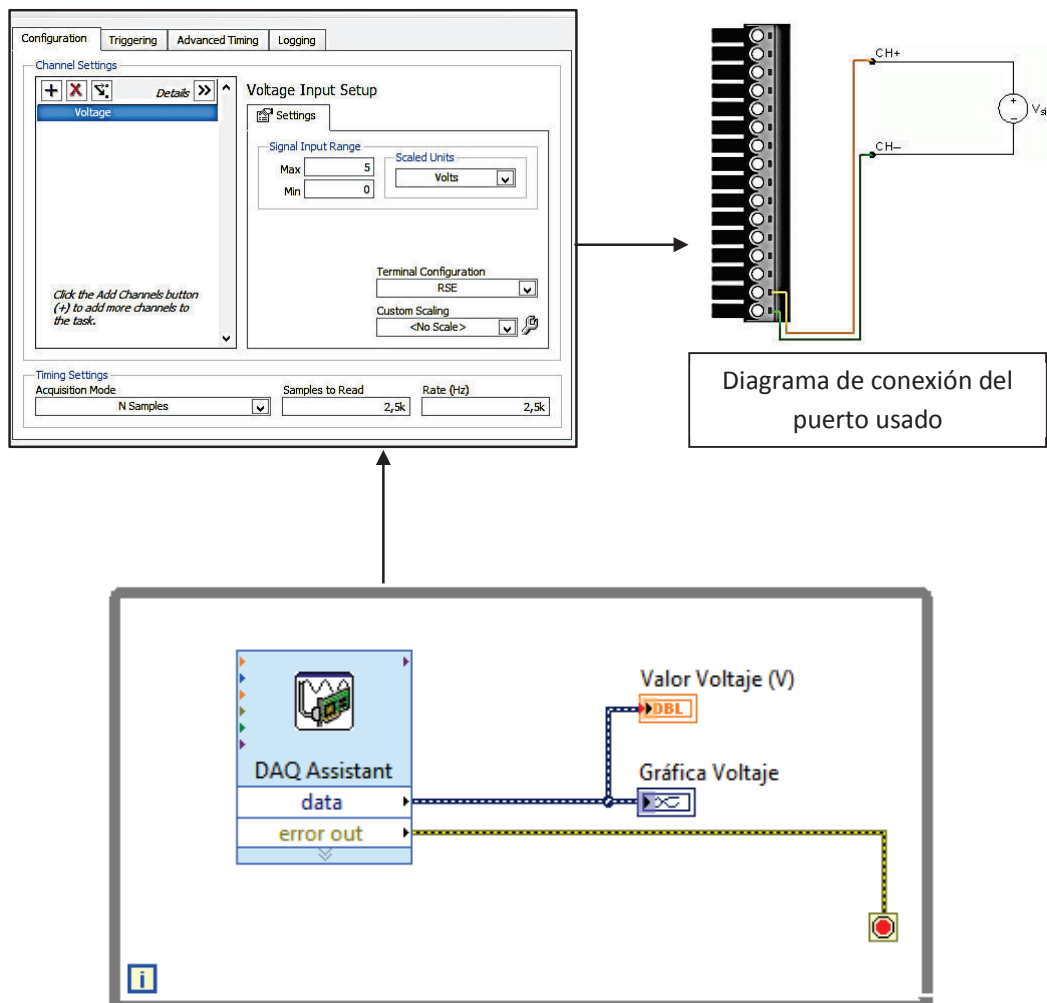


Figura 2. 4 Algoritmo para la adquisición de la señal de voltaje.

2.2.3 PRUEBAS PARA LA ADQUISICIÓN DE DATOS.

Antes de efectuar las distintas pruebas, se instala al vehículo de manera firme tanto el acople con el sensor de presión como el sistema de refrigeración, cuyo ventilador se alimenta directamente de la batería del vehículo. El sistema completo antes de ser acoplado al vehículo se observa en la figura 2.5 (a); por otro lado en la figura 2.5 (b) se muestra el sistema instalado en el vehículo.

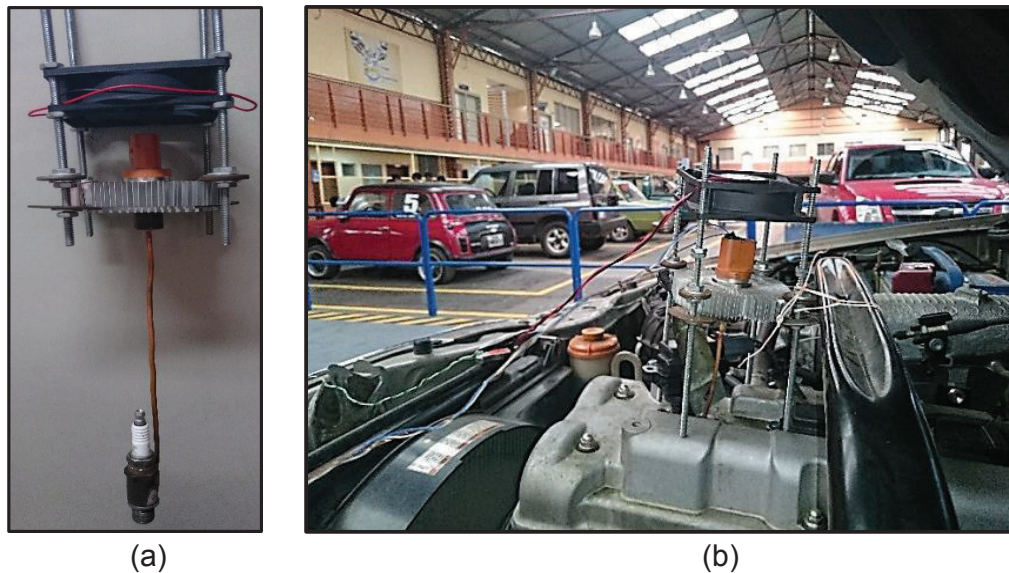
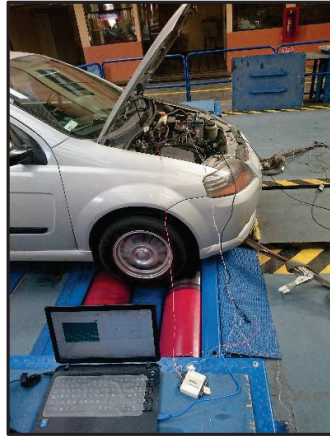


Figura 2. 5 Sensor de presión acoplado al vehículo.

Luego de comparar el torque y potencia, pruebas realizadas en el banco dinamométrico, así como los voltajes del sensor de presión en los distintos vehículos sometidos a prueba, se verificó la repetitividad, encadenamiento de resultados y se determinó qué vehículos eran los más idóneos para la realización de la investigación. Es así que se dispuso de 3 vehículos como se observan en la figura 2.6; éstos están en condiciones idóneas de funcionamiento, es decir, no presentan problemas mecánicos o eléctricos que pudiesen afectar el torque y potencia de los mismos durante las pruebas. Además, estos vehículos que

corresponden a la misma marca, en sus distintas categorías son los más vendidos en el país.¹⁹



Automóvil: Chevrolet Aveo



SUV: Chevrolet Grand Vitara



Camioneta: Chevrolet Luv D-max

Figura 2. 6 Vehículos utilizados.

2.2.3.1 Pruebas Preliminares.

2.2.3.1.1 Pruebas estáticas.

Se realizan 5 pruebas aleatorias estacionarias que consisten en revolucionar el motor del vehículo, es decir, acelerarlo mientras está estacionado con el objeto de analizar el comportamiento de la presión generada en el cilindro durante las fases de trabajo del mismo. Se pudo verificar que las condiciones de carga del motor

¹⁹ PRO ECUADOR- Instituto de Promoción de Exportaciones e Inversiones. Análisis del Sector Automotriz, 2013.

son demasiado bajas a pesar incluso de las revoluciones de giro variables. Por lo tanto, resultan deficientes para obtener curvas de presión sustanciales para el análisis de la potencia de la señal y por consiguiente de la presión media efectiva que predomina para el cálculo del torque y potencia del motor. La tabla 2.1 muestra las distintas revoluciones por minuto a las que se efectúan las pruebas con el vehículo estático.

Tabla 2. 1 Revoluciones del motor en las distintas pruebas estáticas.

| Nro. prueba | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|------------------------------|------|------|------|------|------|
| Revoluciones del motor (rpm) | 1000 | 2000 | 3000 | 4000 | 5000 |

Finalizadas las pruebas estáticas se pudo apreciar que sin importar las aceleraciones generadas al motor, los datos recibidos no son sustanciales para el cálculo del torque y potencia del motor ya que varían de manera insignificante para un correcto estudio de los mismos como se muestra en la figura 2.7, motivo por el cual dichas pruebas se descartan debido a que se debe aplicar una carga física al vehículo, generando un esfuerzo al motor aumentando las presiones de trabajo, procediendo así a utilizar el banco dinamométrico, es decir, realizar las pruebas dinámicas.

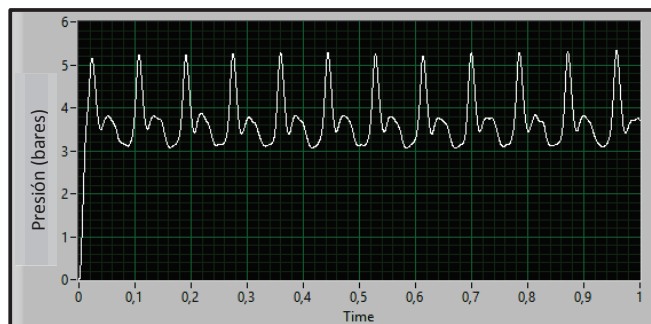


Figura 2. 7 Presión del cilindro en pruebas estacionarias.

2.2.3.2 Pruebas Definitivas.

2.2.3.2.1 Pruebas dinámicas.

Para la realización de las pruebas dinámicas, que implica brindar carga al motor, se procede a generar un protocolo de pruebas que se efectúa en base a la norma INEN 960, la cual se cita en el anexo 3. Dicha norma establece el método general de ensayo para motores de vehículos automotores, para evaluación de su rendimiento, con el propósito de la elaboración posterior de curvas de potencia y consumo específico de combustible a carga completa, como funciones de la velocidad de la máquina²⁰; para lo que se puede utilizar cualquier equipo que permita verificar las condiciones de eficiencia del motor, en este caso será el banco dinamométrico de rodillos, ya que ofrece control y precisión en el desarrollo de todas las pruebas.

Se realizan 17 pruebas, que corresponden a velocidades de circulación promedio para cada vehículo en el dinamómetro, obteniendo 2500 voltajes por cada una de ellas. En la tabla 2.2 se detallan las velocidades del vehículo para las pruebas efectuadas.

Tabla 2. 2 Velocidades del vehículo en las distintas pruebas dinámicas.

| Nro. prueba | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 |
|---------------------------|----|----|-----|----|----|-----|----|----|-----|----|----|----|----|-----|----|----|-----|
| Velocidad vehículo (km/h) | 50 | 75 | 100 | 75 | 50 | 100 | 50 | 75 | 120 | 60 | 80 | 85 | 60 | 110 | 90 | 85 | 110 |

Como se mencionó, para cada una de las pruebas hay un protocolo establecido que se cumplió de manera estricta con el objeto de obtener datos concretos y veraces, es decir se realizan tanto bajo las mismas condiciones de funcionamiento como ambientales.

El protocolo para la realización de las pruebas dinámicas contempla:

- Uso de gasolina súper (92 octanos).

²⁰ NTE INEN 960. Vehículos Automotores. Determinación de la potencia neta del motor. Año 1984.

- Altura relativa de 2500 msnm, por lo tanto presión barométrica ≈ 0.77 bar.
- Correcta y similar temperatura del aire de admisión al motor monitoreada por la IAT (sensor de temperatura del aire de admisión) $\approx 23^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$.
- En el caso del Chevrolet Aveo, se ejecutó la prueba cuando el ventilador no estaba funcionando ya que éste resta eficiencia al ciclo por el consumo energético. En el resto de vehículos, el ventilador funcionaba constantemente.
- Temperatura idónea del refrigerante, en un rango de 85 a 90°C , monitoreada por un escáner automatizado.

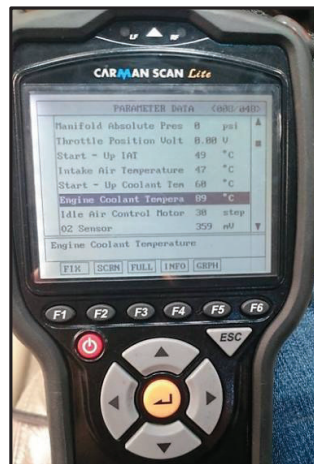


Figura 2. 8 Monitorización de la temperatura del refrigerante del motor.

- Temperatura de la banda de rodadura entre 30 y 35°C , medida por medio de un pirómetro. Además un buen estado de la banda de rodadura, es decir sin excesivo desgaste.



Figura 2. 9 Medición de la temperatura de la banda de rodadura.

- No se deben tomar datos, a menos que la velocidad haya sido mantenida constante por lo menos durante un minuto y en cuarta marcha, ya que representa la relación de transmisión directa. Además, el pedal del acelerador es pisado a fondo.
- La velocidad del motor durante una prueba o lectura, no debe desviarse de la velocidad seleccionada, en más de $\pm 1\%$ o en ± 10 rev/min.
- Los 2500 datos de voltajes que se obtienen en un segundo en cada prueba mediante la DAQ, son exportados a Excel para su posterior análisis como se observa en la figura 2.10.

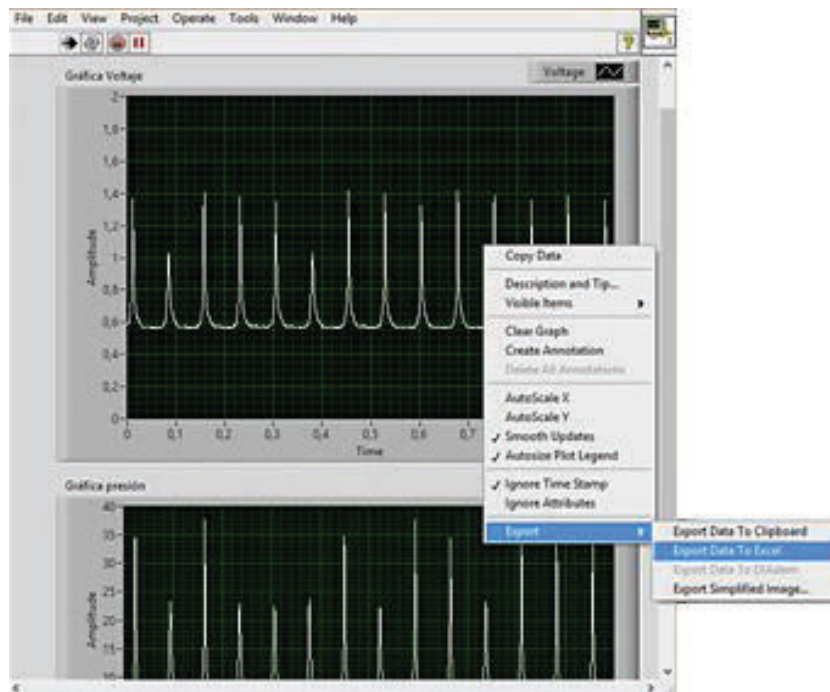


Figura 2. 10 Exportación de datos a Excel.

Además de obtener los voltajes medidos por el sensor de presión durante las diversas pruebas, es necesario también recopilar los valores de potencia, fuerza de arrastre y rpm en las distintas velocidades constantes del vehículo que brinda el banco dinamométrico, tal y como se observa en la figura 2.11. Estas variables son sometidas a un análisis estadístico posteriormente para comprobar su incidencia en los resultados que se pretenden obtener con la presente

investigación. La figura muestra las variables obtenidas del Chevrolet Aveo sometido a una prueba en el banco dinamométrico a 75 km/h constantes. En el anexo 4 se presentan las capturas de las variables brindadas por el banco dinamométrico para cada una de las pruebas de los vehículos usados.



Figura 2. 11 Variables otorgadas por el banco dinamométrico.

La norma INEN 960 no presenta gráficamente un ciclo que rijan los pasos para la realización de las pruebas dinámicas; sin embargo, indica el protocolo para llevar a cabo dichas pruebas y es justamente el que se acaba de citar. Como especifica la norma, los motores deben arrancarse de acuerdo a las recomendaciones del fabricante, pero lo realmente importante es alcanzar y mantener constante la velocidad de la prueba durante un minuto, lo cual se consigue exitosamente gracias al freno dinamométrico que regula la velocidad del vehículo con los rodillos. Por tal razón, se plantea el ciclo gráfico para llevar a cabo las pruebas dinámicas siguiendo el protocolo citado que se ampara por la norma INEN 960. El ciclo se puede representar por ejemplo con una de las pruebas realizadas, como se muestra en la figura 2.12. En él, se observa que la velocidad del vehículo asciende paulatinamente hasta llegar en cuarta marcha a 75 km/h con el pedal del acelerador pisado a fondo, esto en un lapso de tiempo de 10 segundos. Se mantiene esta velocidad constante durante un minuto y al final de aquel periodo se procede a tomar los datos con la DAQ, cuya actividad es instantánea ya que se

realiza en 1 segundo. Posteriormente, se desciende la velocidad del vehículo gradualmente, para esto se emplea otros 10 segundos, finalizando la prueba. Se repite el mismo procedimiento para cada una de las 17 pruebas, considerando la pausa necesaria entre ellas para que se cumplan nuevamente las exigencias del protocolo descritas anteriormente. Es importante recalcar que se justifica el uso de esta norma ya que brinda las pautas para evaluar el rendimiento del motor en función de la velocidad del vehículo; es decir, en el caso puntual de la presente investigación, para la obtención de los valores de par motor y potencia a diferentes velocidades del vehículo.

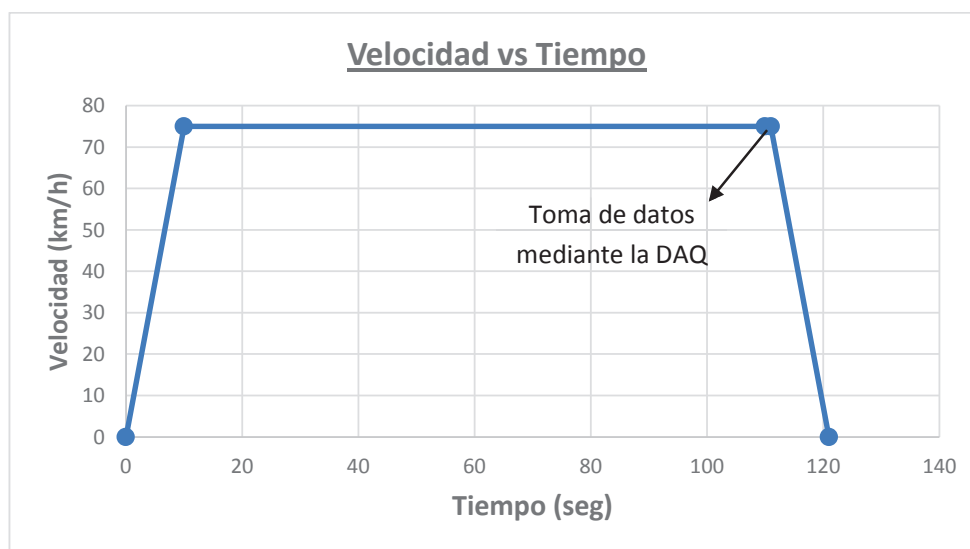
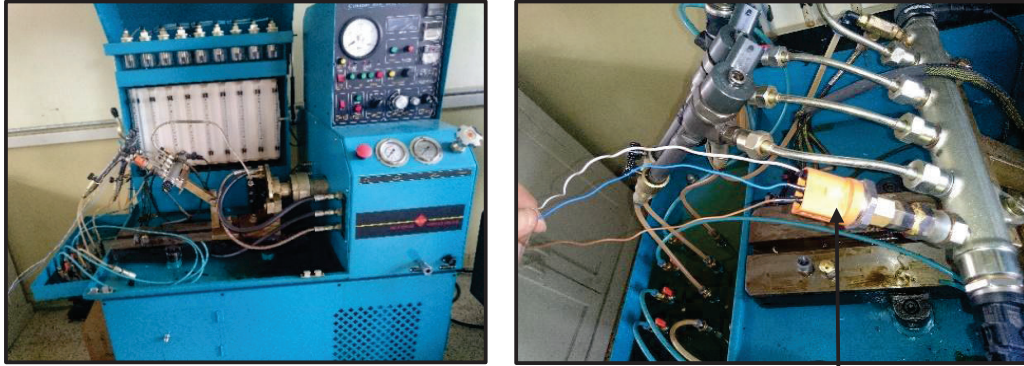


Figura 2. 12 Ciclo de prueba dinámica: velocidad en función del tiempo.

2.3 PROCESAMIENTO DE SEÑALES.

Para obtener la presión (magnitud física) en tiempo real medida por el sensor piezoeléctrico en el interior del cilindro, es necesaria la creación de una función en la cual la presión dependa del voltaje (magnitud eléctrica) del mismo. Para esto se coloca el sensor en un banco de inyección de Riel Común (CRDi) como se observa en la figura 2.13; este banco presenta la capacidad de variar y fijar de manera constante la presión en el riel de combustible, por lo que se puede medir mediante un multímetro automotriz o mediante la DAQ los distintos voltajes que brinda el sensor.



Sensor de presión

Figura 2. 13 Sensor instalado en un banco de inyección de Riel Común (CRDi).

Además, ya que el banco de inyección es incapaz de ofrecer valores de voltajes precisos cuando las presiones medidas por el sensor son bastante bajas, es necesario hacer uso de un manómetro el cual es instalado junto con el sensor en un cilindro del motor como se observa en la figura 2.14.



Figura 2. 14 Medición de presión con el manómetro y sensor.

Con el objeto de crear una función que rija debidamente el comportamiento del sensor en todas las condiciones, se obtienen nuevos puntos de presión y voltaje al efectuar las siguientes interpolaciones lineales, partiendo del conocimiento del conjunto discreto de datos proporcionados por el manómetro y el banco de inyección de Riel Común (CRDi).

- Para $x = 0.63 V$:

| Voltaje (V) | Presión (Psi) |
|----------------|----------------|
| $x_1 = 0.6031$ | $y_1 = 100$ |
| $x = 0.63$ | y |
| $x_3 = 1.75$ | $y_3 = 725.19$ |

$$y = \frac{(x - x_1)}{(x_3 - x_1)} \cdot y_3 - y_1 + y_1 \quad (2.1)$$

$$y = \frac{(0.63 - 0.6031)}{(1.75 - 0.6031)} \cdot 725.19 - 100 + 100 = 114.6635 \text{ Psi}$$

- Para $x = 0.68 V$:

| Voltaje (V) | Presión (Psi) |
|--------------|------------------|
| $x_1 = 0.63$ | $y_1 = 114.6635$ |
| $x = 0.68$ | y |
| $x_3 = 1.75$ | $y_3 = 725.19$ |

$$y = \frac{0.68 - 0.63}{1.75 - 0.63} \cdot 725.19 - 114.6635 + 114.6635 = 141.9191 \text{ Psi}$$

- Para $x = 0.72 V$:

| Voltaje (V) | Presión (Psi) |
|--------------|------------------|
| $x_1 = 0.68$ | $y_1 = 141.9191$ |
| $x = 0.72$ | y |
| $x_3 = 1.75$ | $y_3 = 725.19$ |

$$y = \frac{(0.72 - 0.68)}{(1.75 - 0.68)} \cdot 725.19 - 141.9191 + 141.9191 = 163.7217 \text{ Psi}$$

- Para $x = 0.86 V$:

| Voltaje (V) | Presión (Psi) |
|--------------|------------------|
| $x_1 = 0.72$ | $y_1 = 163.7217$ |
| $x = 0.86$ | y |
| $x_3 = 1.75$ | $y_3 = 725.19$ |

$$y = \frac{(0.86 - 0.72)}{(1.75 - 0.72)} \cdot 725.19 - 163.7217 + 163.7217 = 240.0377 \text{ Psi}$$

- Para $x = 1.2 V$:

| Voltaje (V) | Presión (Psi) |
|--------------|------------------|
| $x_1 = 0.86$ | $y_1 = 240.0377$ |
| $x = 1.2$ | y |
| $x_3 = 1.75$ | $y_3 = 725.19$ |

$$y = \frac{(1.2 - 0.86)}{(1.75 - 0.86)} \cdot 725.19 - 240.0377 + 240.0377 = 425.3767 \text{ Psi}$$

De ésta manera, los valores de la función que rige el comportamiento del sensor de presión respecto a su voltaje, se muestran en la tabla 2.3.

Tabla 2. 3 Valores de voltaje y presión del sensor.

| Voltaje | Presión | Presión |
|----------------|----------------|----------------|
| V | Bar | Psi |
| 0.5109 | 0 | 0 |
| 0.5189 | 3.7921 | 55 |
| 0.5221 | 5.1710 | 75 |
| 0.5723 | 6.2052 | 90 |
| 0.6031 | 6.8947 | 100 |
| 0.63 | 7.9057 | 114.6635 |
| 0.68 | 9.7849 | 141.9191 |
| 0.72 | 11.2881 | 163.7217 |
| 0.86 | 16.5499 | 240.0377 |
| 1.2 | 29.3286 | 425.3767 |
| 1.75 | 50 | 725.19 |
| 2.05 | 60 | 870.2264 |
| 2.16 | 70 | 1015.2641 |
| 2.27 | 75 | 1087.7830 |
| 2.44 | 80 | 1160.3019 |
| 2.62 | 90 | 1305.3396 |
| 2.87 | 100 | 1450.3773 |
| 3.07 | 110 | 1595.4151 |
| 3.18 | 120 | 1740.4528 |
| 3.39 | 125 | 1812.9717 |
| 3.62 | 130 | 1885.4905 |

En la ventana de comandos del software Matlab se ingresa en forma de vectores, los valores de voltaje y presión obtenidos anteriormente y se los grafica mediante el comando `cftool`. La figura 2.15 muestra lo citado.

```

Adrián Documents MATLAB
Command Window
>> %Ingresamos los datos obtenidos para encontrar la función del sensor de presión.
>> Voltaje=[0.5109, 0.5189, 0.5221, 0.5723, 0.6031, 0.63, 0.68, 0.72, 0.86, 1.2, 1.75, 2.05, 2.16, 2.27, 2.44, 2.62, 2.87, 3.07, 3.18, 3.39, 3.62];
>> Presion=[0, 3.7921, 5.1710, 6.2052, 6.8947, 7.9057, 9.7849, 11.2881, 16.5499, 29.3286, 50, 60, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 125, 130];
>> cftool(Voltaje,Presion)
ft >>

```

Figura 2. 15 Declaración de variables del sensor de presión en el Command Window.

En la figura 2.16 se observa la gráfica en dos dimensiones de los vectores ingresados.

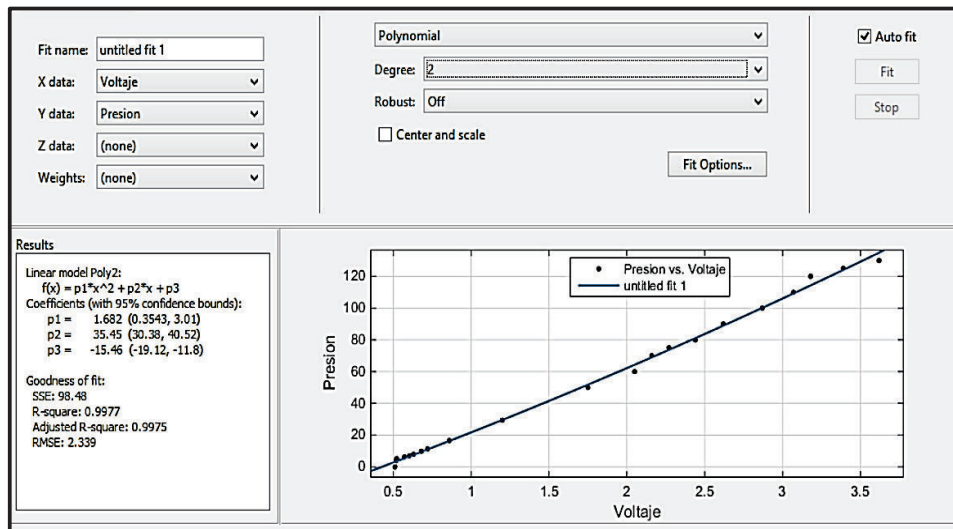


Figura 2. 16 Gráfica presión-voltaje del sensor.

El polinomio de grado 2 que rige la presión en función del voltaje es:

$$Presión = 1.682x^2 + 35.45x - 15.46 \quad (2.2)$$

Se incluye en el algoritmo para la adquisición de voltajes desarrollado anteriormente la función del sensor que permitirá la conversión de la señal de voltaje a presión como se observa en la figura 2.17.

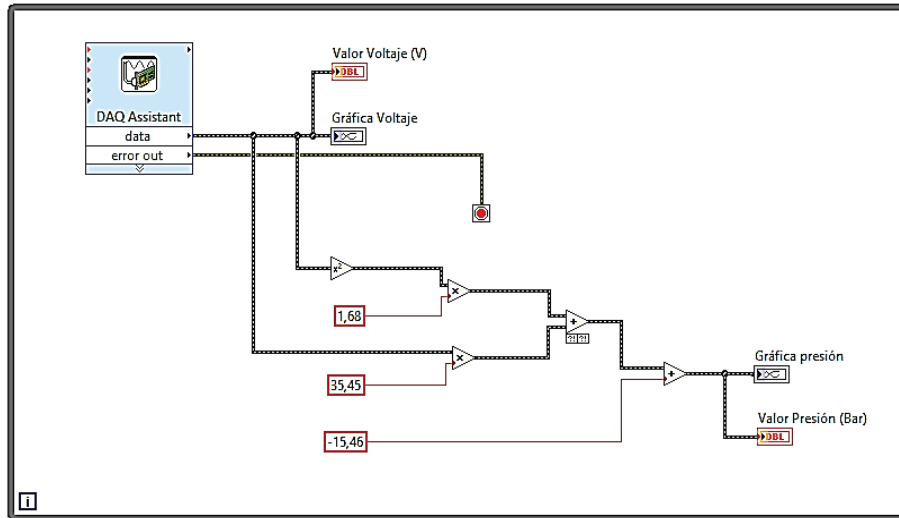


Figura 2. 17 Algoritmo para el cálculo de la presión.

2.3.1 FILTRADO DE LA SEÑAL DE PRESIÓN.

Cabe destacar que para desarrollar el modelo matemático se han utilizado las muestras de voltaje y posteriormente conversión en presión, ambas magnitudes en bruto proporcionadas por el sensor; es decir, no se ha implementado ningún tipo de filtro ya que es necesario considerar el comportamiento exacto y real de la señal monitoreada en el tiempo bajo las distintas condiciones de funcionamiento del motor con el objetivo de incluir y no descartar valores de voltaje que pueden ocasionar la imprecisión del modelo desarrollado. La presión del interior del cilindro sin filtro se observa en la figura 2.18.

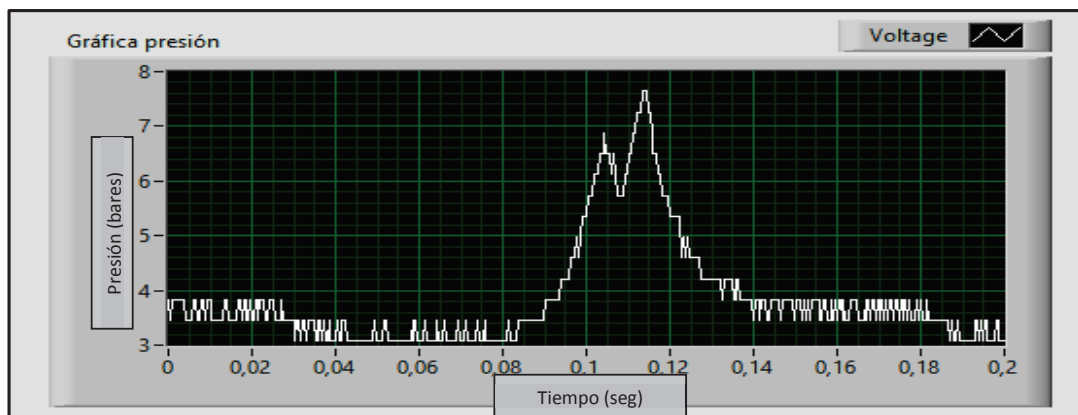


Figura 2. 18 Presión sin filtro.

Sin embargo, únicamente para fines visuales y para una mejor interpretación de la presión dentro del cilindro, se ha sometido la señal a un filtro paso bajo cuya configuración se denota en la tabla 2.4. Claramente se observa en la figura 2.19 respecto a la figura 2.18, la supresión de las interferencias de la señal al permitir la naturaleza del filtro usado, el paso de las frecuencias más bajas y la atenuación de las frecuencias más altas. Además, se distinguen notoriamente las fases del ciclo en la curva de presión.

Tabla 2. 4 Configuración del filtro.

| Especificaciones del filtro usado | |
|-----------------------------------|-------------|
| Tipo de filtrado | Pasa bajo |
| Frecuencia de corte (Hz) | 60 |
| Topología | Butterworth |
| Orden | 3 |

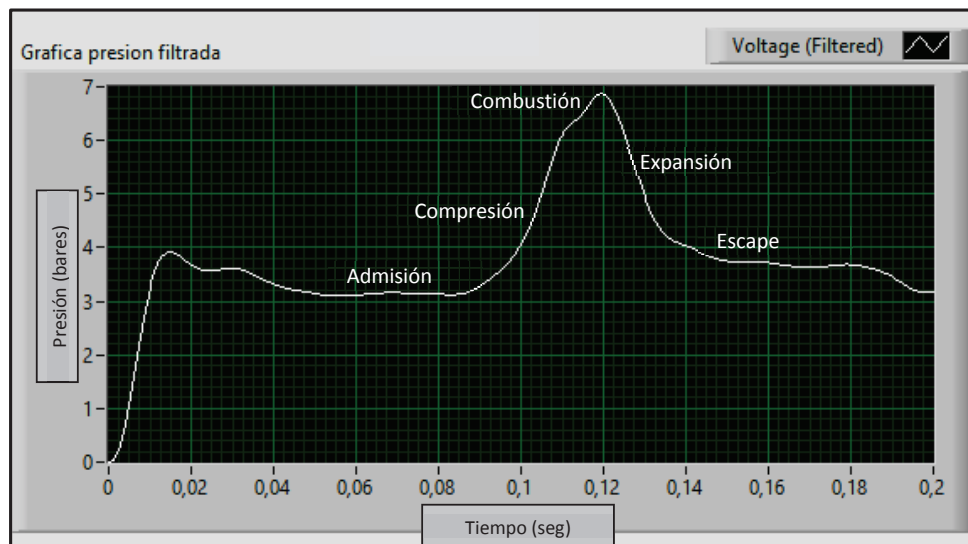


Figura 2. 19 Presión con filtro.

CAPÍTULO III

DESARROLLO DEL ALGORITMO PARA EL CÁLCULO DEL TORQUE Y POTENCIA EN UN SOFTWARE COMERCIAL

3.1 ANÁLISIS ESTADÍSTICO DE VARIABLE.²¹

En este apartado el estudio va dirigido en determinar las variables estadísticas altamente significativas que influyen de manera directa en el comportamiento de la presión monitoreada en el interior del cilindro. Las variables resultantes brindarán una idea concreta de qué parámetros se deben considerar en lo posterior para el cálculo del par motor y potencia.

Es así que en primera instancia, el voltaje medido por el sensor y consecuentemente la presión del cilindro son sometidos a un análisis estadístico en el software Minitab, en el cual, las variables descriptivas analizadas son:

- Media
- Error estándar de la media
- Desviación estándar
- Varianza
- Coeficiente de varianza
- Mínimo
- Q1
- Q3
- Máximo
- Rango
- IQR
- Moda
- Curtosis
- Mediana

A continuación se define brevemente cada una de ellas.

- *Media*: es la media aritmética (promedio) de los valores de una variable; es decir, la suma de los valores dividido para el tamaño muestral. Es muy susceptible a los valores extremos.

²¹ Rubio, A. Estadística Descriptiva. Disponible en: <http://tarwi.lamolina.edu.pe/~arrubio/Parte%202.pdf>

- *Error estándar de la media*: también conocido como la desviación estándar de la media, ayuda a determinar las diferencias entre más de una muestra de la información.
- *Mediana*: es el valor que divide al conjunto ordenado de datos, en dos subconjuntos con la misma cantidad de elementos (percentil 50). La mitad de los datos son menores que la mediana y la otra mitad son mayores. Es decir, es el valor intermedio de todos los datos cuando estos se ordenan.
- *Moda*: es el valor del universo de datos que se repite con mayor frecuencia.
- *Curtosis*: determina el mayor o menor grado de elevación de la curva de distribución de frecuencias. Una curva con distribución normal (curtosis=0) es el patrón en el que se compara la curtosis de otras curvas.
- *Rango*: es la diferencia entre el mayor y el menor de los valores del universo de datos. Mide la amplitud de la muestra.
- *Varianza*: es el promedio de las diferencias cuadráticas de los valores con respecto a la media. Es decir, mide la distancia existente entre los valores de la muestra y la media.
- *Desviación estándar*: es la raíz cuadrada de la varianza. Nos permite determinar, con un buen grado de precisión, la dispersión de la distribución de datos y se expresa en las mismas unidades que la varianza.
- *Coefficiente de varianza*: es una medida relativa de dispersión que expresa a la desviación estándar como un porcentaje de la media.
- *Q1 y Q3*: denominados cuartiles son medidas de posición que dividen a la distribución de datos en cuatro partes iguales. Q1 corresponde al 25% y Q3 al 75%. Su función es informar el valor de la variable que ocupa esa posición.
- *IQR (rango intercuartil)*: es la diferencia entre el tercer y el primer cuartil. Mediante esta medida se eliminan los valores extremadamente alejados.
- *Máximo*: Corresponde el mayor valor del rango.
- *Mínimo*: Representa el menor valor del rango.

Los resultados de las variables citadas para cada una de las pruebas se muestran en el anexo 5.

Posteriormente, a los valores obtenidos de las variables se los somete a una regresión múltiple respecto a la media de voltaje medido por el sensor para determinar su influencia en la misma. Del análisis efectuado, la figura 3.1 muestra que las variables más significativas son la mediana, curtosis, los máximos y mínimos. Estos últimos representan medidas de dispersión que denuncian el coherente recorrido o la amplitud del voltaje bajo las distintas pruebas efectuadas.

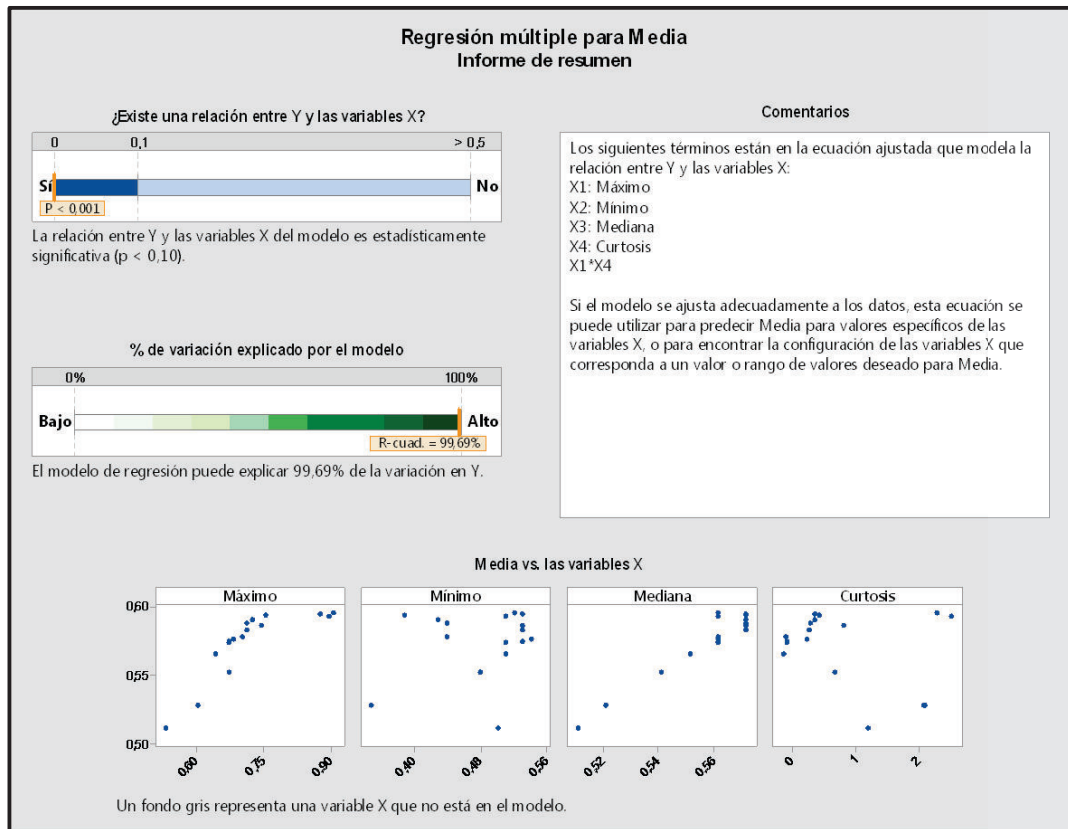


Figura 3. 1 Regresión múltiple para la media de voltaje medido por el sensor.

La figura 3.2 y 3.3 describen los histogramas de voltaje y presión del cilindro respectivamente para el Chevrolet Aveo. La distribución de los datos corresponde a la prueba 3 citada en la tabla 2.2. Al ser equivalente la presión del cilindro con el voltaje medido, ambos histogramas muestran distribuciones similares tenuemente asimétricas, donde la desviación estándar, que representa la distancia promedio de los datos a la media muestral, indica que la dispersión es relativamente pequeña. Además, se aprecia mayor concentración de datos que corresponden a

voltajes y presiones bajas. Esta última afirmación se argumenta por la presencia de dos picos claramente marcados que representan la moda, es decir los datos que se repiten con mayor frecuencia en el conjunto, siendo 0.54 y 0.55 V para el primer histograma y, 4.2 y 4.6 bares para el segundo.

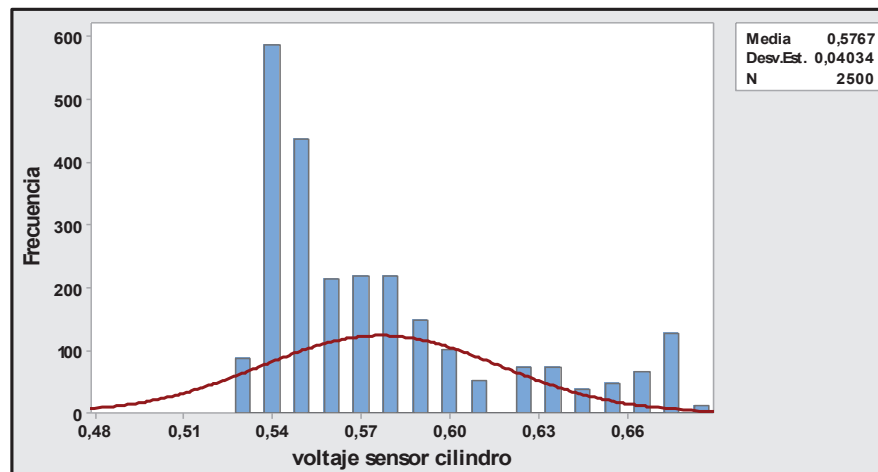


Figura 3. 2 Histograma del voltaje medido con asimetría derecha.

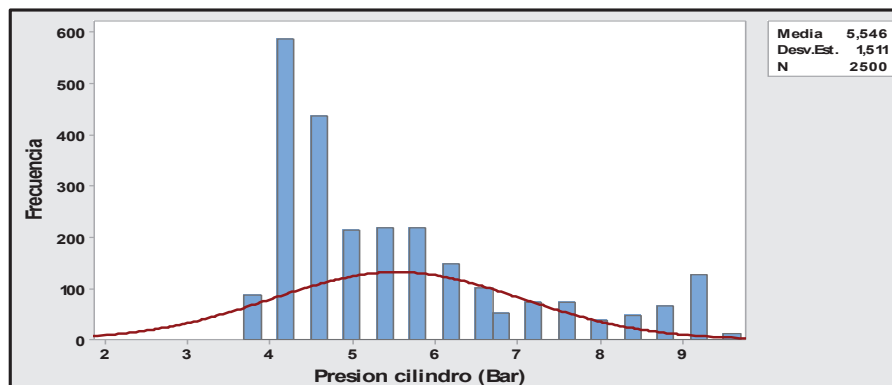


Figura 3. 3 Histograma de la presión del cilindro con asimetría derecha.

A pesar de que se evidencia con el análisis estadístico de variable que la presión en el interior del cilindro se comporta coherentemente bajo las distintas condiciones de funcionamiento del motor por lo justificado con las variables máximos y mínimos, resulta deficiente para el cálculo del par motor y potencia la no dependencia de las otras variables analizadas. Por tal motivo, en el siguiente

apartado se procede a analizar variables físicas que se extrajeron de las pruebas del capítulo anterior.

3.2 CÁLCULO DEL TORQUE.

Para el cálculo del par motor se procede a analizar la velocidad de vehículo, que fue proporcionada por el banco dinamométrico cuando se realizó la adquisición de señales. Además de esta variable física que se muestra para las diferentes pruebas en el anexo 4, se utiliza también la media de la presión del cilindro medida por el sensor y la potencia de la señal. Esta última, calculada con la ecuación 1.6 en el software Matlab. Cabe destacar que también se analizó la fuerza tractora del neumático, sin embargo no mostró una influencia coherente con el torque. De los 2500 datos por prueba realizada, se dividió aún más el conjunto de muestras a 500 datos para cada análisis; es decir, en lugar de tener 17 pruebas con 2500 datos cada una, se analiza 85 pruebas con 500 datos para cada una. Esto con el fin de generar un algoritmo matemático más preciso en base a un análisis estadístico con un mayor número de muestras. Es así que con las tres variables citadas se realiza una regresión múltiple afirmando su influencia directa con el torque como se muestra en la figura 3.4 De éste análisis se desprende en la figura 3.5 la ecuación para el torque en el software Minitab.

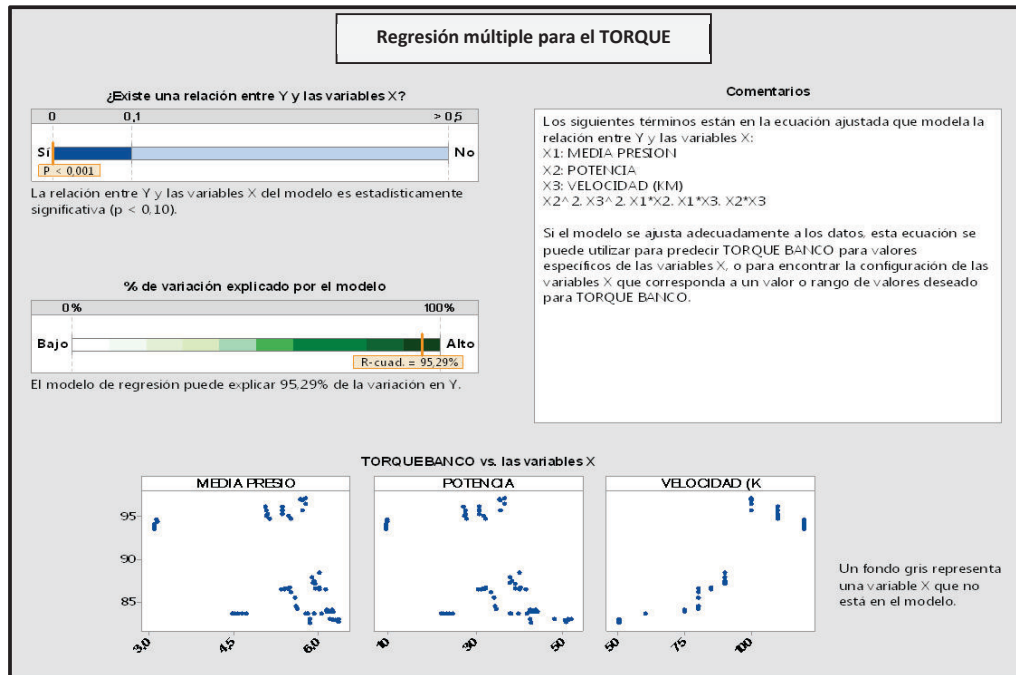


Figura 3. 4 Regresión múltiple para el par motor del Chevrolet Aveo.

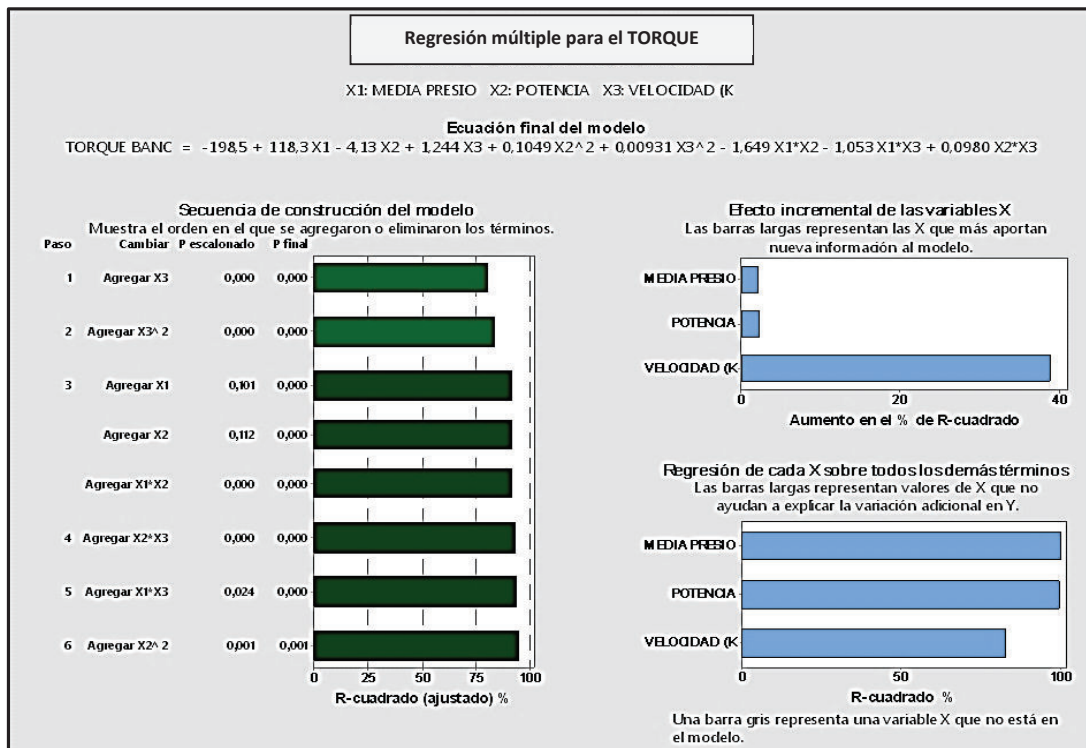


Figura 3. 5 Ecuación del par motor para el Chevrolet Aveo.

3.3 DIAGRAMA DEL TORQUE.

Para obtener el diagrama de comportamiento del torque del motor se procede a graficar la ecuación generada en el software Minitab, incluyendo todos los valores de las variables obtenidas en las pruebas de adquisición de datos, tales como: velocidad del vehículo, potencia de la señal y la media de la presión del cilindro. La figura 3.6 muestra el comportamiento real en conducción del torque del motor a diferentes regímenes de funcionamiento, éste último mostrado de acuerdo al orden de prueba realizada. En el diagrama, se observa claramente el incremento del par motor a mayores velocidades del vehículo y luego el descenso del mismo al disminuir de igual manera la velocidad. Por otro lado, la figura 3.7 muestra el ascenso paulatino del torque desde una velocidad del vehículo de 50 km/h hasta un máximo de 110 km/h. En éste punto se dá el máximo par motor para las pruebas realizadas, luego desciende el mismo como se observa para una velocidad de 120 km/h.

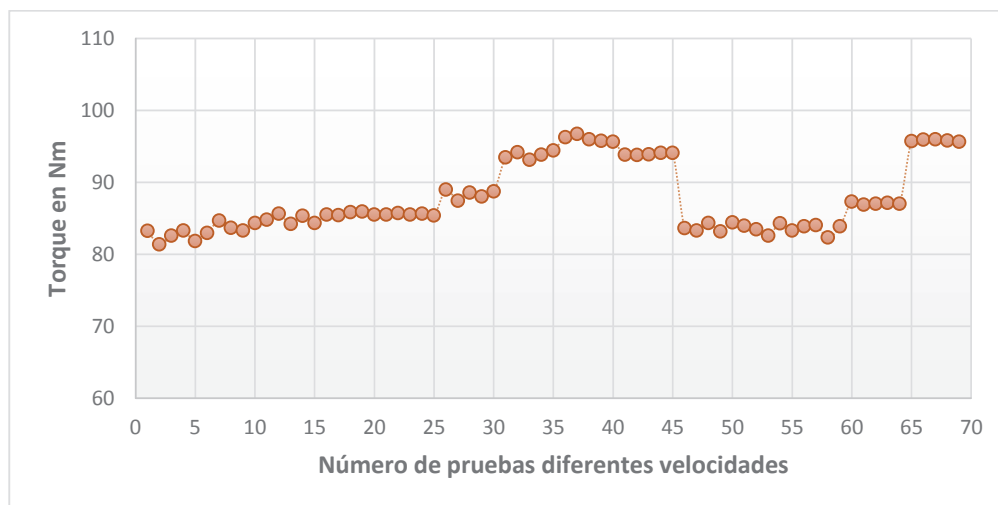


Figura 3. 6 Comportamiento real en conducción del torque para el Chevrolet Aveo.

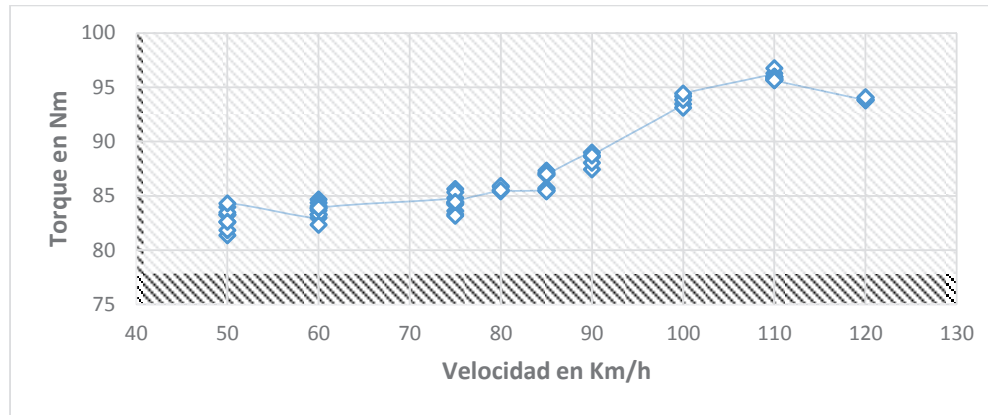


Figura 3. 7 Comportamiento en prueba del torque para el Chevrolet Aveo.

3.4 CÁLCULO DE LA POTENCIA.

La regresión múltiple mostrada en la figura 3.8 atestigua la influencia de las variables: velocidad del vehículo y la media de la presión del cilindro en la potencia del motor. De éste análisis estadístico se obtiene en la figura 3.9 la ecuación para el cálculo del mismo.

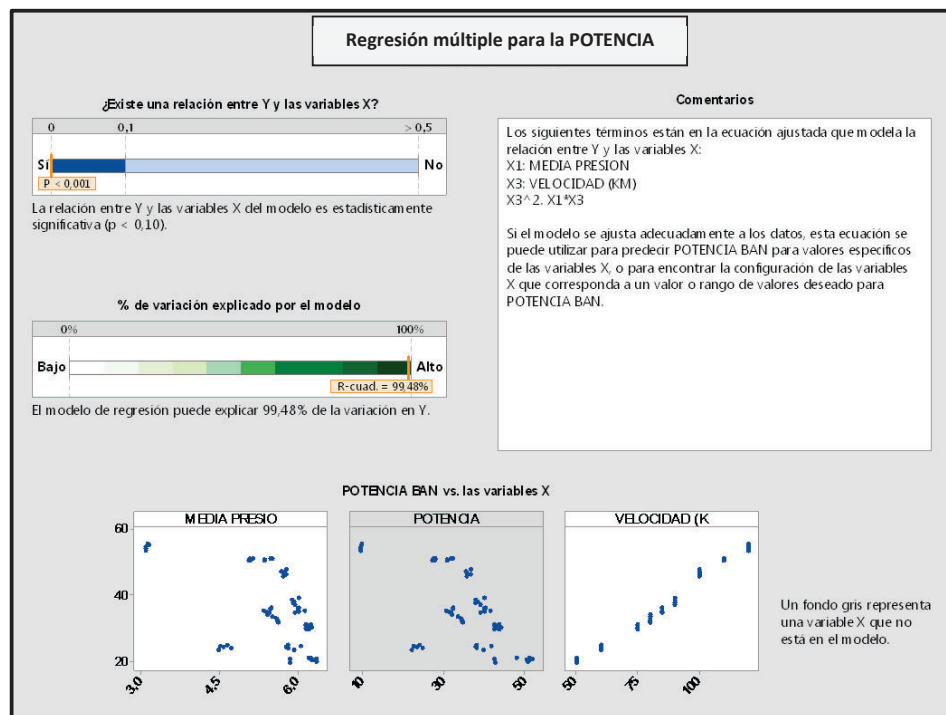


Figura 3. 8 Regresión múltiple para la potencia del motor del Chevrolet Aveo.

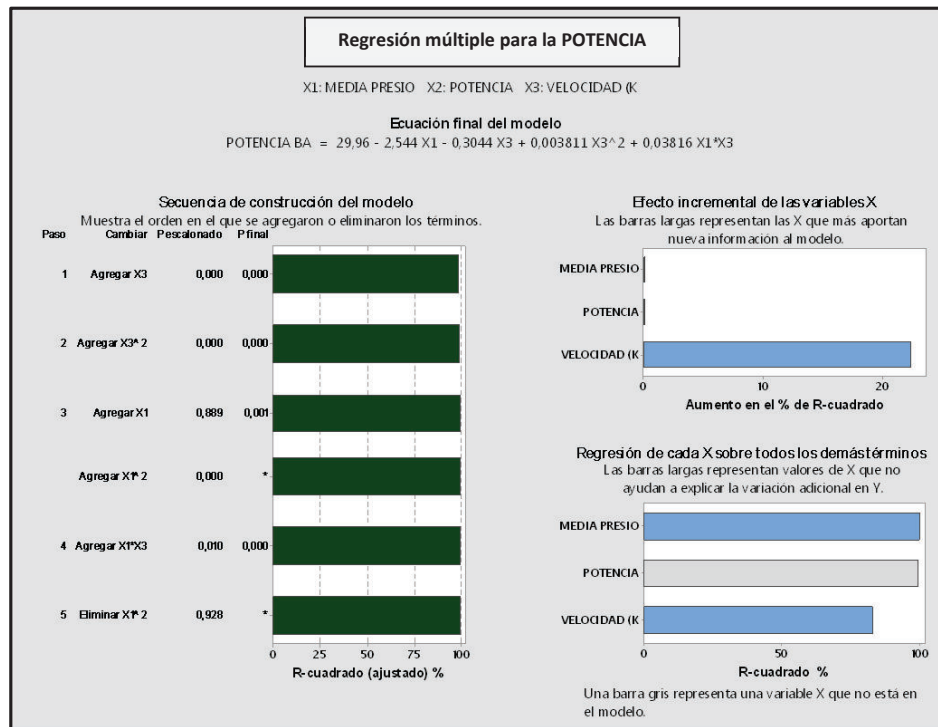


Figura 3. 9 Ecuación de la potencia del motor para el Chevrolet Aveo.

3.5 DIAGRAMA DE LA POTENCIA.

De similar manera que en el torque, para obtener el diagrama de comportamiento de la potencia del motor se procede a graficar la ecuación generada en el software Minitab, incluyendo todos los valores de las variables obtenidas en las pruebas de adquisición de datos.

La figura 3.10 muestra el comportamiento real en conducción de la potencia del motor a diferentes regímenes de funcionamiento, éste último mostrado de acuerdo al orden de prueba realizada. En el diagrama, se observa que el incremento y descenso de la potencia del motor, es proporcional a la velocidad del vehículo. Por otro lado, la figura 3.11 muestra el ascenso continuo de la potencia desde una velocidad del vehículo de 50 km/h hasta un máximo de 120 km/h. En éste punto se dá la máxima potencia del motor para las pruebas efectuadas.

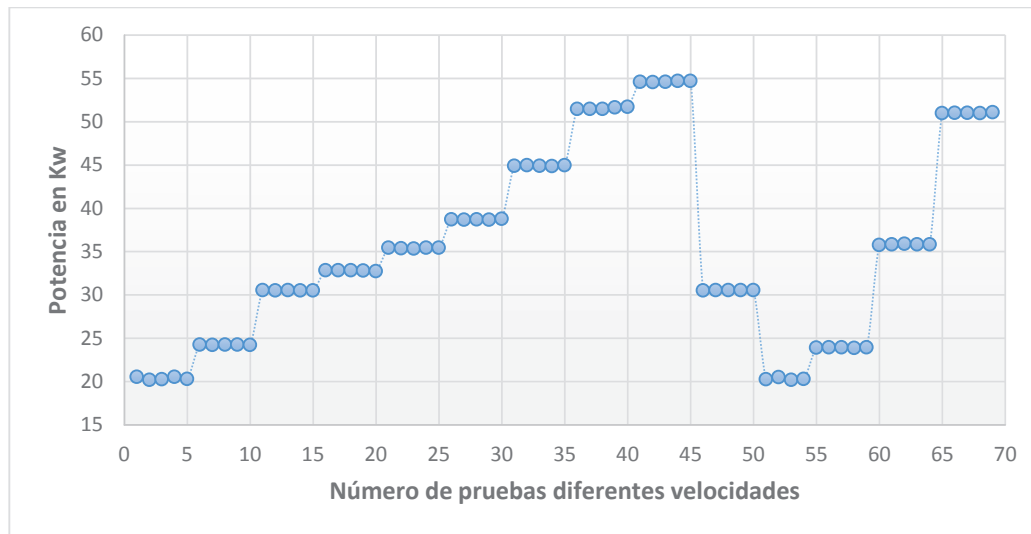


Figura 3. 10 Comportamiento real en conducción de la potencia para el Chevrolet Aveo.

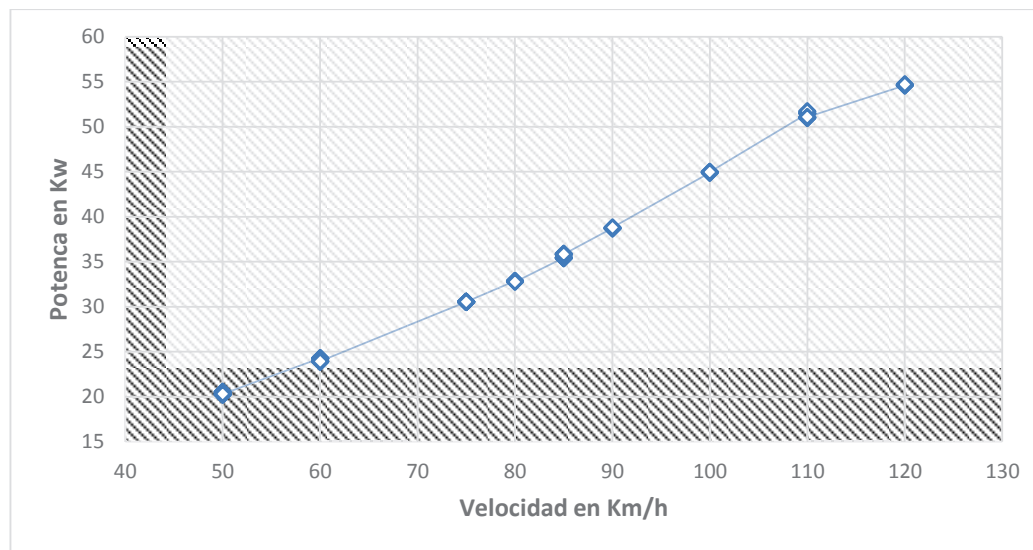


Figura 3. 11 Comportamiento en prueba de la potencia para el Chevrolet Aveo.

El análisis estadístico completo del vehículo citado así como el comportamiento del par motor y potencia para el Chevrolet Grand Vitara y Luv D-max se muestran en el anexo 6.

3.6 PRESENTACIÓN DEL ALGORITMO GENERAL PARA EL CÁLCULO DEL TORQUE Y POTENCIA.

Para el desarrollo del algoritmo general para el cálculo del par motor y potencia, se procede a realizar las pruebas de adquisición de datos y el análisis estadístico a los tres vehículos que obedecen a cilindrajes diferentes, cuyos valores no son tan cercanos. Esto con la finalidad de obtener una ecuación general que rijan el comportamiento del torque y potencia dentro del rango de cilindraje establecido y bajo cualquier condición de funcionamiento del motor.

Los datos analizados para obtener el modelo matemático general está basado en las mismas variables mencionadas en los apartados anteriores, la diferencia radica en que se introduce una nueva variable, indispensable, que es el cilindraje en litros del motor; además de que ahora no se requiere hipotéticamente la variable: "media de la presión del cilindro", pero, la misma no es eliminada por completo ya que en base a esta se obtiene la potencia de la señal que es equivalente a la presión media efectiva. En la figura 3.12 y 3.13 se observa respectivamente la regresión múltiple y ecuación para el par motor de vehículos comprendidos en una cilindrada de 1.4 a 2.4 L.

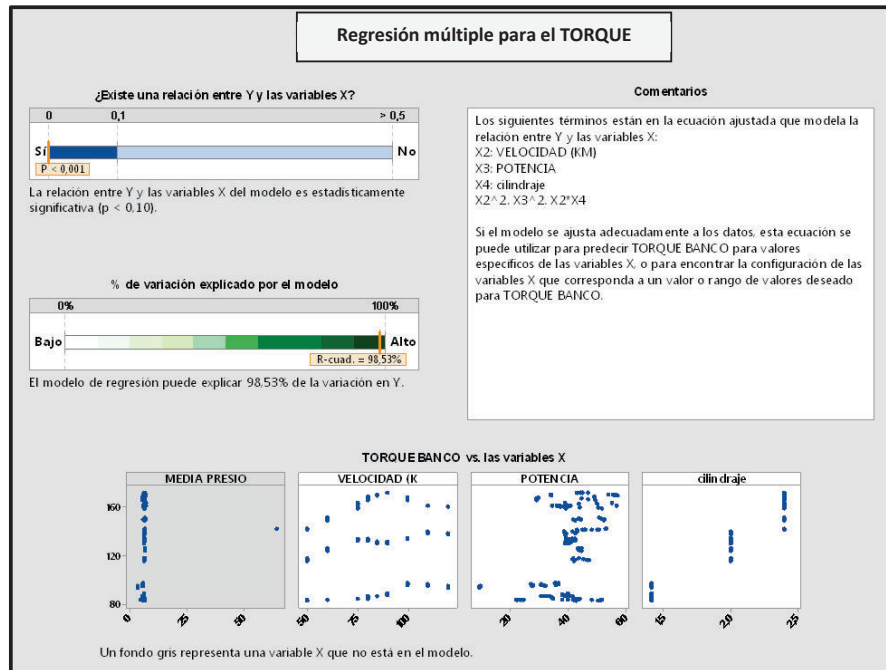


Figura 3. 12 Regresión múltiple para el torque de vehículos de 1.4 a 2.4 L.

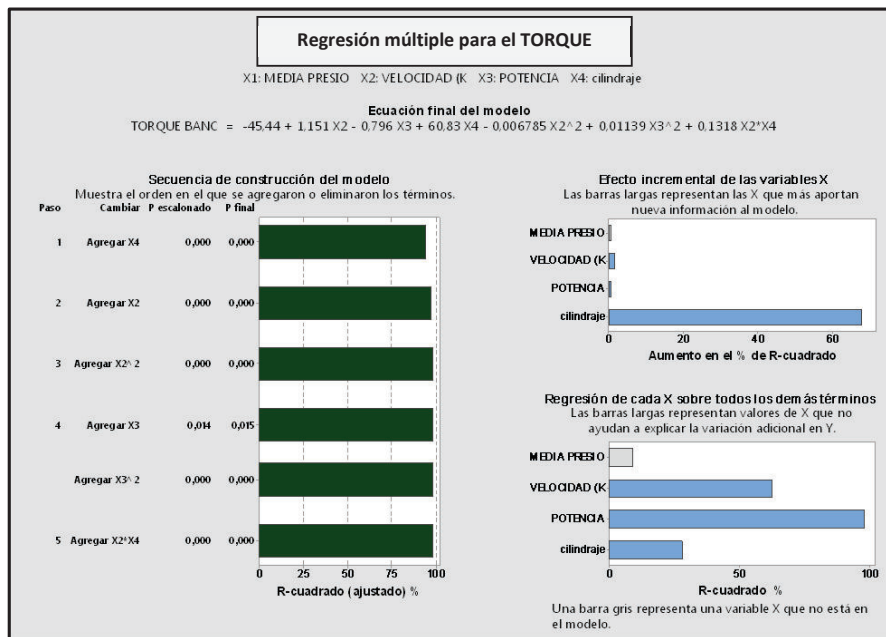


Figura 3. 13 Ecuación general del par motor.

En la figura 3.14 y 3.15 se observan los resultados del análisis estadístico de la potencia del motor para vehículos comprendidos en el rango de cilindrada citado.

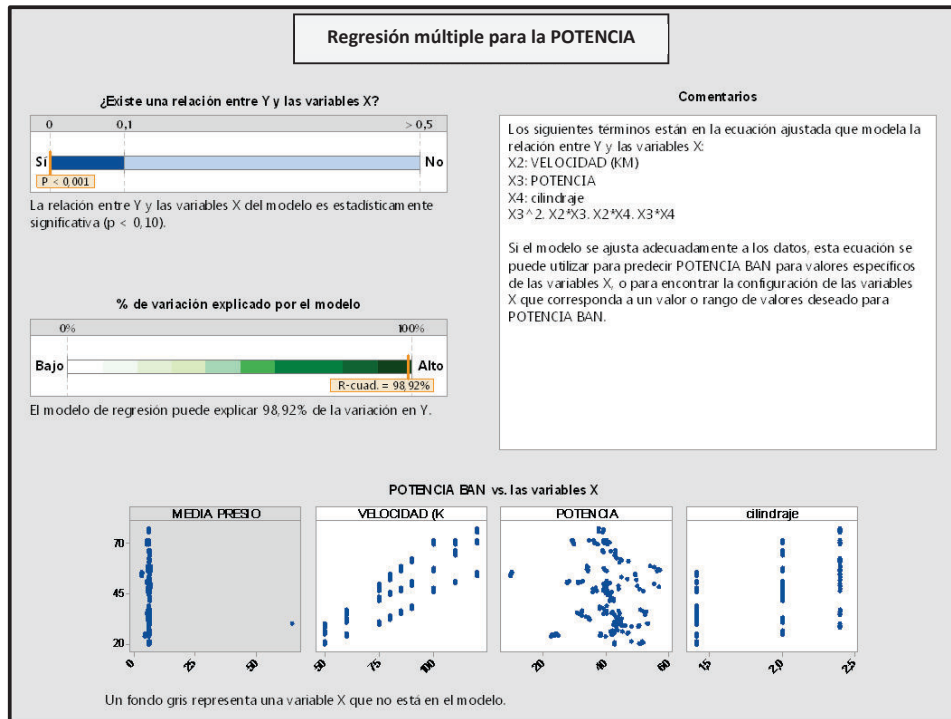


Figura 3. 14 Regresión múltiple para la potencia de vehículos de 1.4 a 2.4 L.

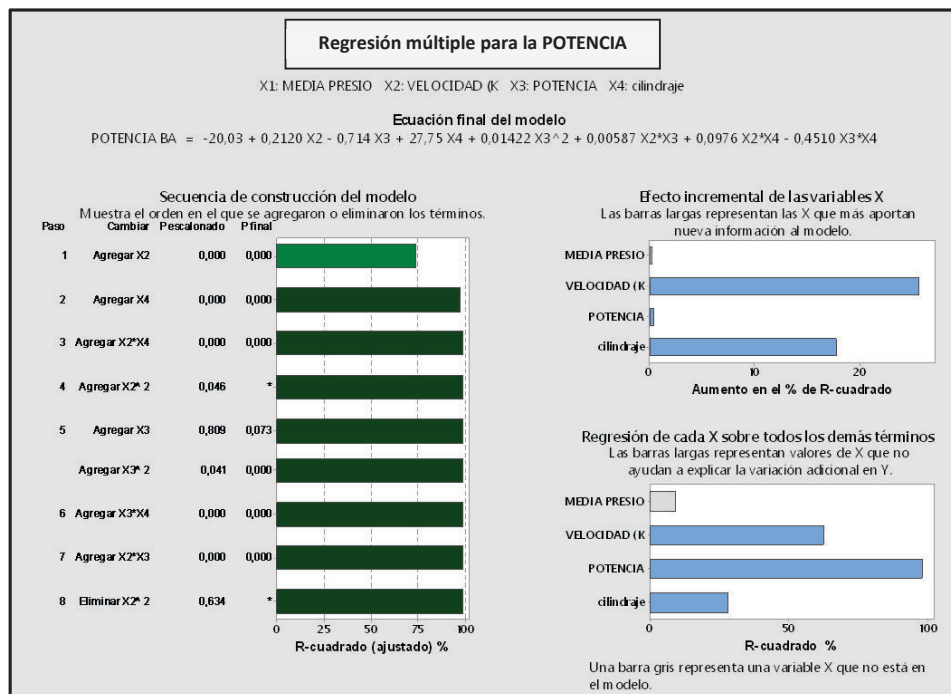


Figura 3. 15 Ecuación general de la potencia del motor.

El análisis estadístico completo para obtener la ecuación general del torque y potencia se cita en el anexo 7.

Para obtener el diagrama de comportamiento del par motor del Chevrolet Aveo, dentro de la ecuación general mostrada en la figura 3.13, se incluye todos los valores de las variables dependientes (velocidad del vehículo, potencia de la señal y cilindraje) del vehículo analizado. En la figura 3.16, se observa una distribución más homogénea del torque respecto a la figura 3.6; esto se debe al comportamiento más lineal de la ecuación general respecto a la individual. De la misma manera el par motor se incrementa a mayores velocidades del vehículo y luego desciende conjuntamente con la velocidad. La figura 3.17 muestra el incremento progresivo del torque desde una velocidad del vehículo de 50 km/h hasta un máximo de 120 km/h. En éste punto se dá el máximo par motor del vehículo para las pruebas realizadas en función de la ecuación general.

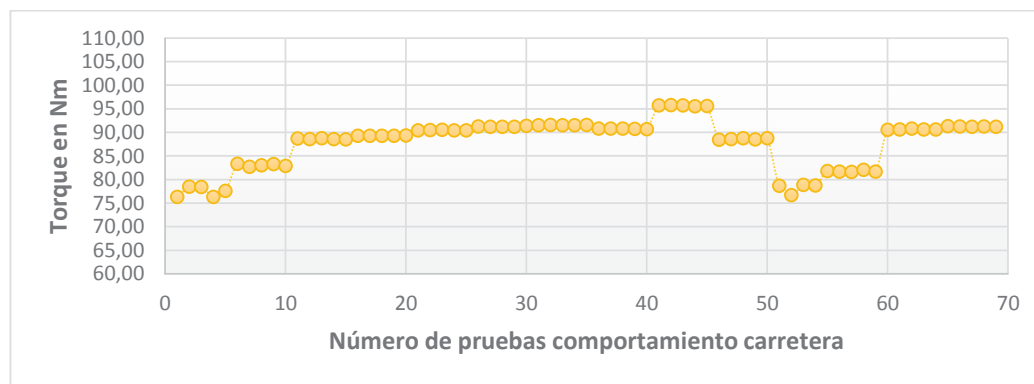


Figura 3. 16 Comportamiento real en conducción del torque del Chevrolet Aveo regido por la ecuación general.

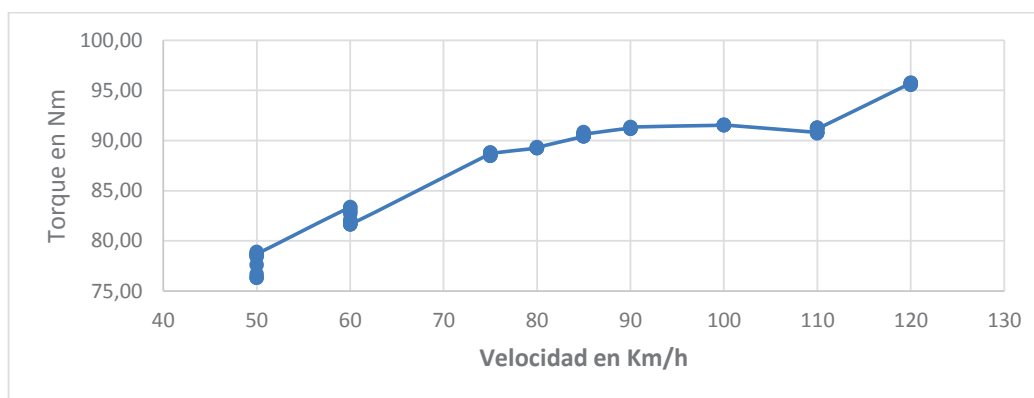


Figura 3. 17 Comportamiento en prueba del torque del Chevrolet Aveo regido por la ecuación general.

De similar manera, para obtener el diagrama de comportamiento de la potencia del motor del Chevrolet Aveo, dentro de la ecuación general mostrada en la figura

3.15, se incluye todos los valores de las variables dependientes (velocidad del vehículo, potencia de la señal y cilindraje) del vehículo analizado. En la figura 3.18, se observa una distribución con menor ajuste de los valores de potencia respecto a la figura 3.10, debido al mismo principio del cálculo general del torque. La potencia del motor se incrementa y decrece de manera directamente proporcional a la velocidad del vehículo. La figura 3.19 muestra el incremento progresivo de la potencia desde una velocidad del vehículo de 50 km/h hasta un máximo de 120 km/h. En éste punto se dá la máxima potencia del vehículo para las pruebas realizadas en función de la ecuación general.

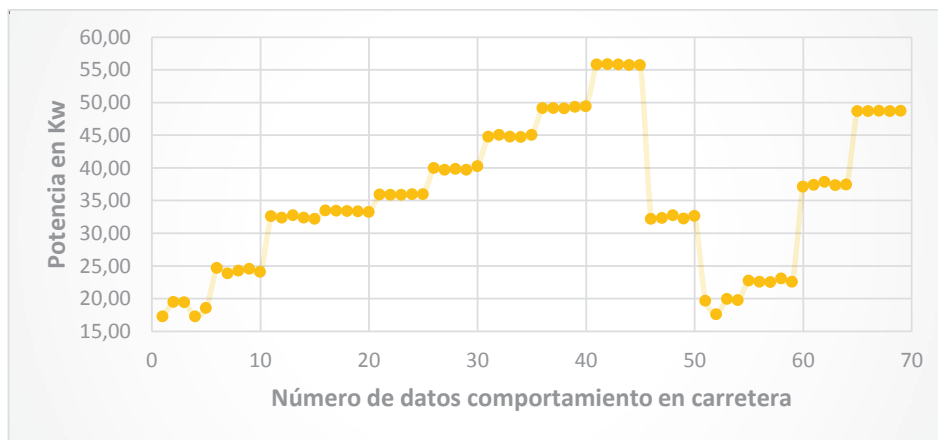


Figura 3. 18 Comportamiento real en conducción de la potencia del Chevrolet Aveo regida por la ecuación general.

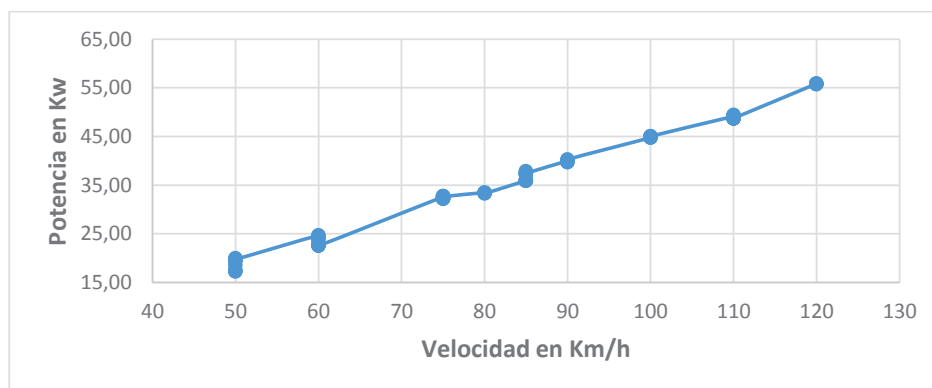


Figura 3. 19 Comportamiento en prueba de la potencia del Chevrolet Aveo regido por la ecuación general.

3.7 SÍNTESIS DE LAS VARIABLES QUE INTERVIENEN EN EL PROCESO.

Terminados los procesos de adquisición y procesamiento de señales, así como también el algoritmo matemático, se presenta a continuación un diagrama de bloques que permite identificar claramente las variables que intervienen en el proceso secuencial desde la recepción de los valores captados por el sensor hasta el punto de la obtención de los resultados finales.

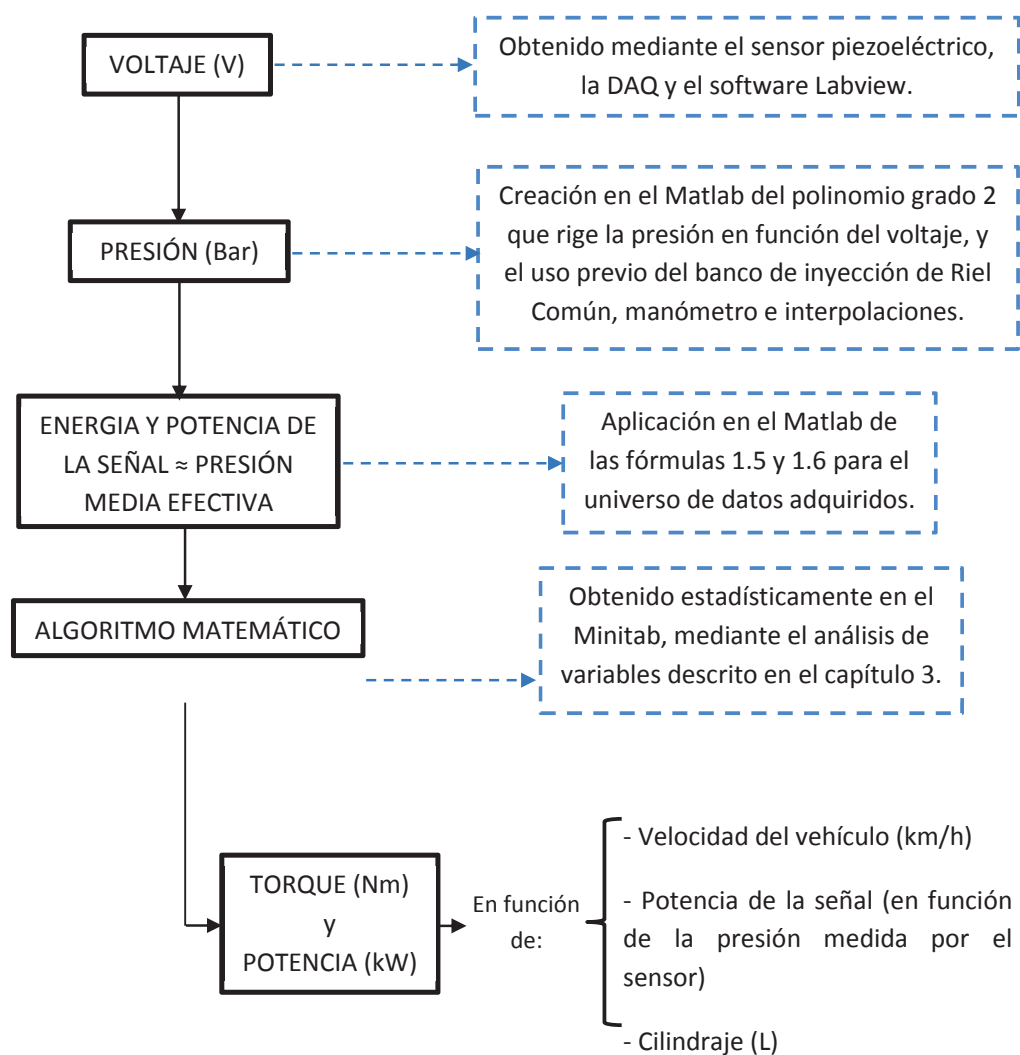


Figura 3. 20 Flujo de las variables que intervienen en el modelo matemático.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1 MODO DE USO DEL MODELO MATEMÁTICO DISEÑADO.

La ecuación matemática dispuesta tanto para el par motor como la potencia se deben mantener con los parámetros establecidos durante todo el proceso de pruebas indicadas en los capítulos anteriores, esto con la finalidad de generar resultados confiables y veraces para cualquier tipo de vehículo, cuya cilindrada varíe de 1.4 a 2.4 L. El modelo matemático generado junto con las gráficas presentadas en el transcurso de este capítulo, demuestran el comportamiento del torque y potencia, considerando las variables: velocidad del vehículo, potencia de la señal y el cilindraje del motor en litros.

4.1.1 TIPOS DE USO.

La forma de uso puede darse de dos maneras: utilizando las ecuaciones generales y haciendo uso de las gráficas generales diagramadas mediante el modelo matemático desarrollado y que permiten ver el comportamiento para los vehículos con las cilindradas más comunes del país; permitiendo con esto que cualquier persona con interés en el tema y cuyo vehículo cumpla con los parámetros indicados, consiga saber en tiempo real cual es el torque y potencia del motor, siguiendo los protocolos establecidos en los siguientes apartados dependiendo de la forma en que se desee tomar o realizar el cálculo.

4.1.1.1 Protocolo de uso para las ecuaciones generales de par motor y potencia.

Para hacer uso de las ecuaciones 4.1 y 4.2 mostradas a continuación, es necesario que el usuario calcule la potencia de la señal (similar a la presión media efectiva) y tomar el dato de la velocidad del vehículo, ambas en función de un tiempo específico, siguiendo el protocolo descrito a continuación:

- Retirar el capot del vehículo.
- Acoplar la sonda con la bujía en cualquiera de los cilindros.
- Colocar el sensor de presión y conectarlo a la DAQ.
- Colocar el disipador de calor.
- Instalar el ventilador regulando la altura del mismo.
- Conectar el cable de encendido de la bujía.
- Alimentar el ventilador directamente desde la batería del vehículo.
- Encender el motor y mantenerlo así hasta que alcance la temperatura normal de funcionamiento (90°C).
- Conectar la DAQ al ordenador portátil para la adquisición de señales del sensor de presión en tiempo real.
- Revisar la temperatura de la banda de rodadura de los neumáticos (usar un pirómetro) la cual debe estar a temperatura normal de trabajo (30°C-35°C), o proceder a rodar las mismas hasta que alcancen la temperatura establecida.
- Verificar que el ventilador del vehículo este apagado (aplica para vehículos cuyo ventilador no funciona constantemente), caso contrario no se puede dar inicio a la toma de datos.
- Una vez alcanzada la velocidad del vehículo deseada, mantenerla constante por 5 a 6 segundos y luego proceder a capturar los datos de voltaje del sensor mediante el ordenador.
- Exportar los datos de voltaje a excel para su conversión a presión y posterior cálculo de la potencia de la señal.

En este protocolo de uso no es necesario las condiciones de carga en que se encuentre el motor del vehículo, ni el correcto estado del mismo, ya que los resultados de las variables son en tiempo real, y dependerán netamente del

medio en donde se realicen las mismas y de cumplir a cabalidad con el protocolo citado. Con las variables potencia de la señal, velocidad del vehículo y conociendo la cilindrada del vehículo se pueden obtener el par motor y potencia:

$$\boxed{} \quad (4.1)$$

$$\boxed{} \quad (4.2)$$

Donde:

$$\begin{aligned} x_2 &= \text{Potencia de la señal} \\ x_3 &= \text{Velocidad del vehículo (km/h)} \\ x_4 &= \text{Cilindraje en litros} \end{aligned}$$

4.1.1.2 Protocolo de uso para las gráficas generales de par motor y potencia.

En las siguientes gráficas esquemáticas se puede apreciar el comportamiento del torque y potencia de vehículos según el tipo de cilindraje indicado a 2500 msnm (Cuenca). Cabe recalcar que para el uso de las mismas, el motor debe estar en condiciones idóneas de funcionamiento, sin presentar ningún problema mecánico, eléctrico o electrónico. Además, bastará con conocer la velocidad de circulación promedio y cilindrada del vehículo para obtener el par motor y potencia a la altura descrita. En todas las pruebas que se realicen el motor debe estar siempre sometido a plena carga y es preciso seguir el protocolo indicado a continuación.

- Encender el motor y mantenerlo así hasta que alcance la temperatura normal de funcionamiento (90°C).
- Revisar la temperatura de la banda de rodadura de los neumáticos (usar un pirometro) la cual debe estar a temperatura normal de trabajo (30°C-35°C), o proceder a rodar las mismas hasta que alcancen la temperatura establecida.

- Verificar que el ventilador del vehículo este apagado (aplica para vehículos cuyo ventilador no funciona constantemente), caso contrario no se puede dar inicio a la prueba.
- Someter de manera constante el vehículo a plena carga y a la velocidad deseada durante 3-4 segundos. (Realizar prueba en pendiente para obtener la carga máxima del vehículo).
- Reemplazar los valores de las variables en los diagramas citados a continuación para obtener el par motor y potencia. Tomar en consideración la altura a la que se efectúe la prueba.

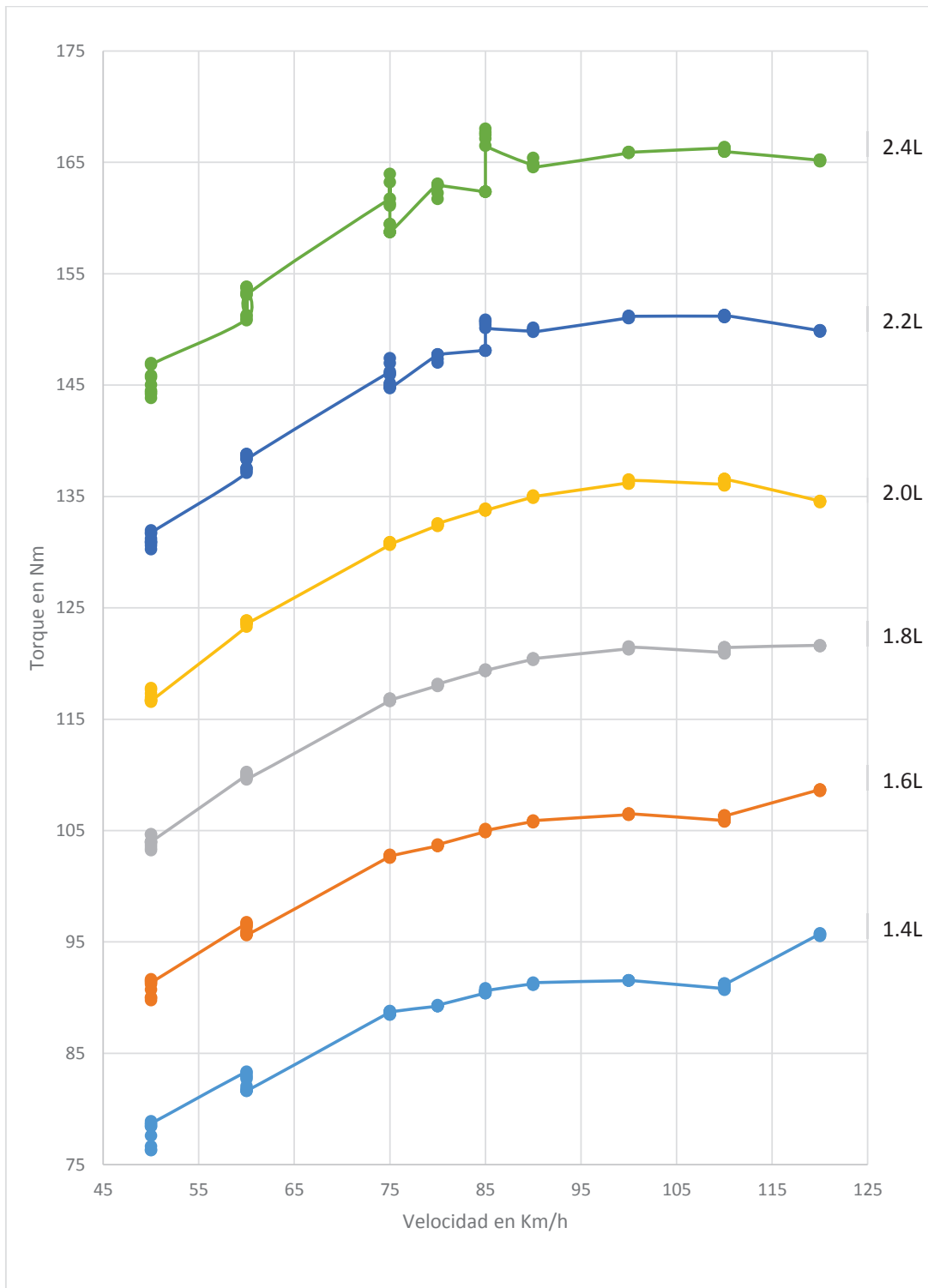


Figura 4. 1 Gráfica general del torque con carga máxima a diferentes cilindradas: 2500 msnm.

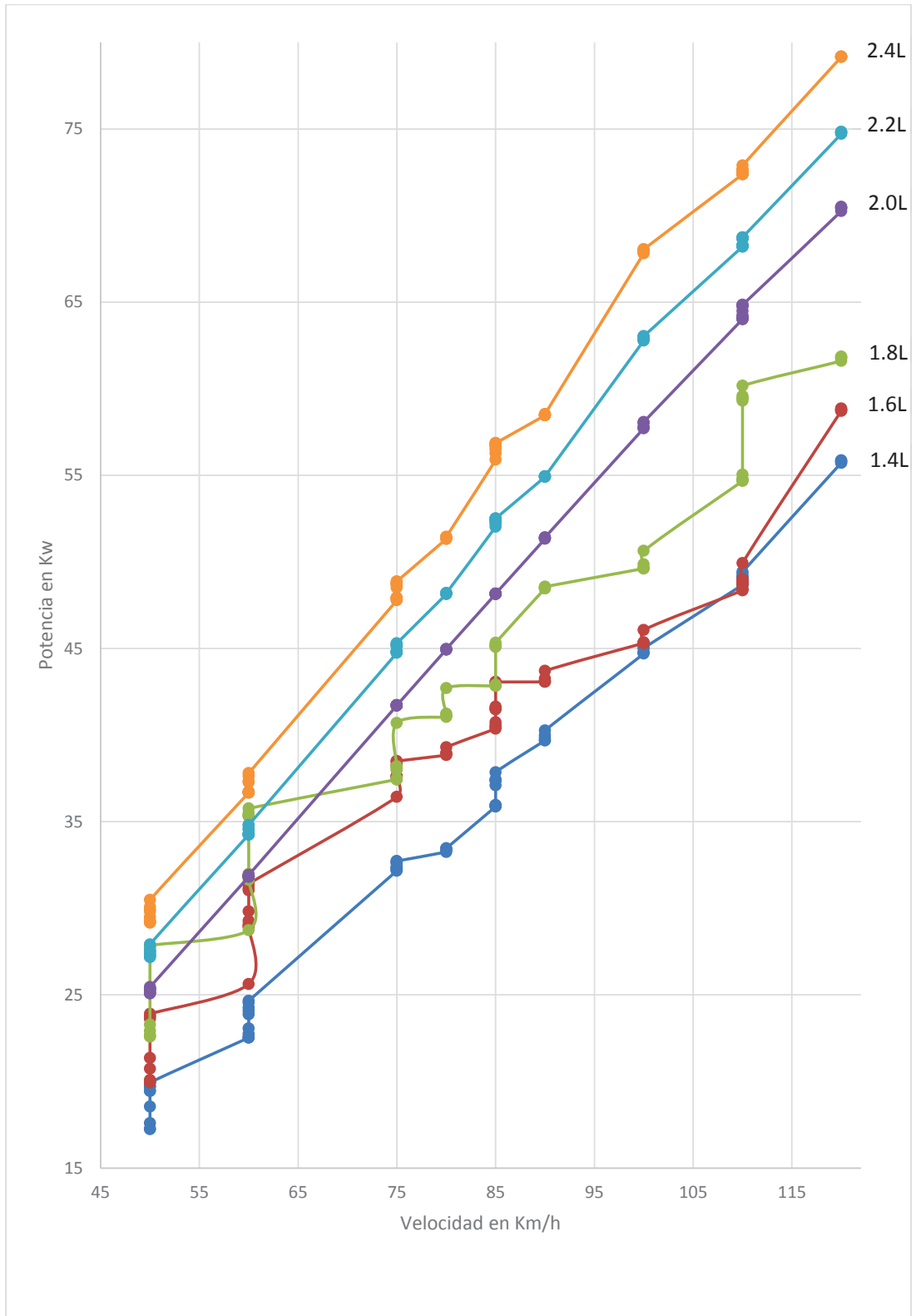


Figura 4. 2 Gráfica general de la potencia con carga máxima diferentes cilindradas: 2500 msnm.

4.1.1.2.1 Cálculo del factor de corrección del torque y potencia a diferentes alturas.²²

En los motores de encendido provocado las pérdidas de potencia y torque es notoria a diferentes alturas y condiciones climáticas; por lo tanto la densidad, temperatura y presión atmosférica del aire varían según la altura como se detalla en la tabla 4.1. Estas variaciones afectan el ciclo de trabajo útil original del motor, para lo cual se debe determinar un factor de corrección que permita el cálculo de la potencia y el torque a una altura superior a la del mar.

Tabla 4. 1 Variación de la densidad del aire con respecto a la altura.

| Altura (m) | Temperatura (°K) | Presión (Bar) | Densidad (kg/m³) |
|------------|------------------|---------------|------------------|
| 0 | 288 | 1.013 | 1.225 |
| 200 | 286.8 | 0.989 | 1.202 |
| 400 | 285.4 | 0.966 | 1.179 |
| 600 | 284.4 | 0.942 | 1.156 |
| 800 | 282.9 | 0.920 | 1.134 |
| 1000 | 281.6 | 0.898 | 1.112 |
| 1200 | 280.3 | 0.877 | 1.090 |
| 1400 | 279 | 0.856 | 1.070 |
| 1600 | 277.7 | 0.834 | 1.048 |
| 1800 | 276.4 | 0.814 | 1.027 |
| 2000 | 275.1 | 0.794 | 1.007 |
| 2200 | 273.8 | 0.776 | 0.987 |
| 2400 | 272.5 | 0.756 | 0.967 |
| 2600 | 271.2 | 0.737 | 0.947 |
| 2800 | 269.9 | 0.718 | 0.928 |
| 3000 | 268.6 | 0.701 | 0.909 |

Con el objeto de hacer comparables los datos de potencia y torque obtenidos a 2500 msnm, se ha establecido referirlos a una presión de 1.013 bares y 288°K que corresponden a una altura de cero metros como se observa en la tabla 4.1. La fórmula adoptada es la siguiente:

$$\text{Factor de corrección altura} = \frac{p_o}{p_A} \frac{T_A}{T_o} \quad (4.3)$$

²² Giacosa, D. Motores Endotérmicos. 3rd ed. Ed. Dossat, S.A. Italia, 1989. p. 180.

²³ Ibíd., p. 181.

Donde:

p_A = Presión atmosférica obtenida a diferente altura.

p_o = Presión atmosférica a nivel del mar.

T_A = Temperatura absoluta a diferente altura.

T_o = Temperatura absoluta a nivel del mar.

Reemplazando los datos en la ecuación 4.3 en base a los valores de la tabla 4.2, se obtiene el factor de corrección a 2500 msnm.

Tabla 4. 2 Valores para el cálculo del factor de corrección a 2500 msnm.

| | AL NIVEL DEL MAR | CUENCA |
|--|------------------|--------|
| Altitud (m) | 0 | 2500 |
| Temperatura (°K) | 288 | 271.85 |
| Presión (bar) | 1.013 | 0.746 |
| Densidad del Aire (kg/m ³) | 1.225 | 0.957 |

$$\text{Factor de corrección altura} = \frac{1.013}{0.746} \frac{271.85}{288}$$

$$\text{Factor de corrección altura} = 1.319$$

Además, basado en el mismo principio de la densidad del aire, se puede encontrar el factor de corrección a nivel del mar en función del factor de corrección de altura, con la siguiente ecuación:

$$\text{Factor de corrección nivel del mar} = 1 - \frac{1}{\text{Factor de corrección altura}}^{24} \quad (4.4)$$

Reemplazando el valor obtenido, se tiene:

$$\text{Factor de corrección nivel del mar} = 1 - \frac{1}{1.319}$$

$$\text{Factor de corrección nivel del mar} = 0.2421 * 100 = 24.21\%$$

²⁴ *Ibíd.*, p. 181.

Se tiene un valor aproximado de pérdida de torque y potencia del 24.21% a 2500msnm. En líneas generales se puede admitir que la pérdida de estos dos parámetros debida a la altura, es aproximadamente el 10% por cada 1000 msnm.²⁵ Por consiguiente, al multiplicar 1.2421 con los valores de par motor y potencia de las figuras 4.1 y 4.2, se obtienen las gráficas generales a nivel del mar, mostradas en las figuras 4.3 y 4.4. La diferencia del 24.21% se justifica porque existe menor presión atmosférica en la ciudad de Cuenca, respecto al nivel del mar; es decir, la presión atmosférica es inversamente proporcional a la altura. Al tener menor presión atmosférica, menor también será la cantidad de oxígeno disponible para el motor, por tal motivo, el rendimiento del mismo se ve claramente afectado y se puede constatar en los parámetros de torque y potencia.

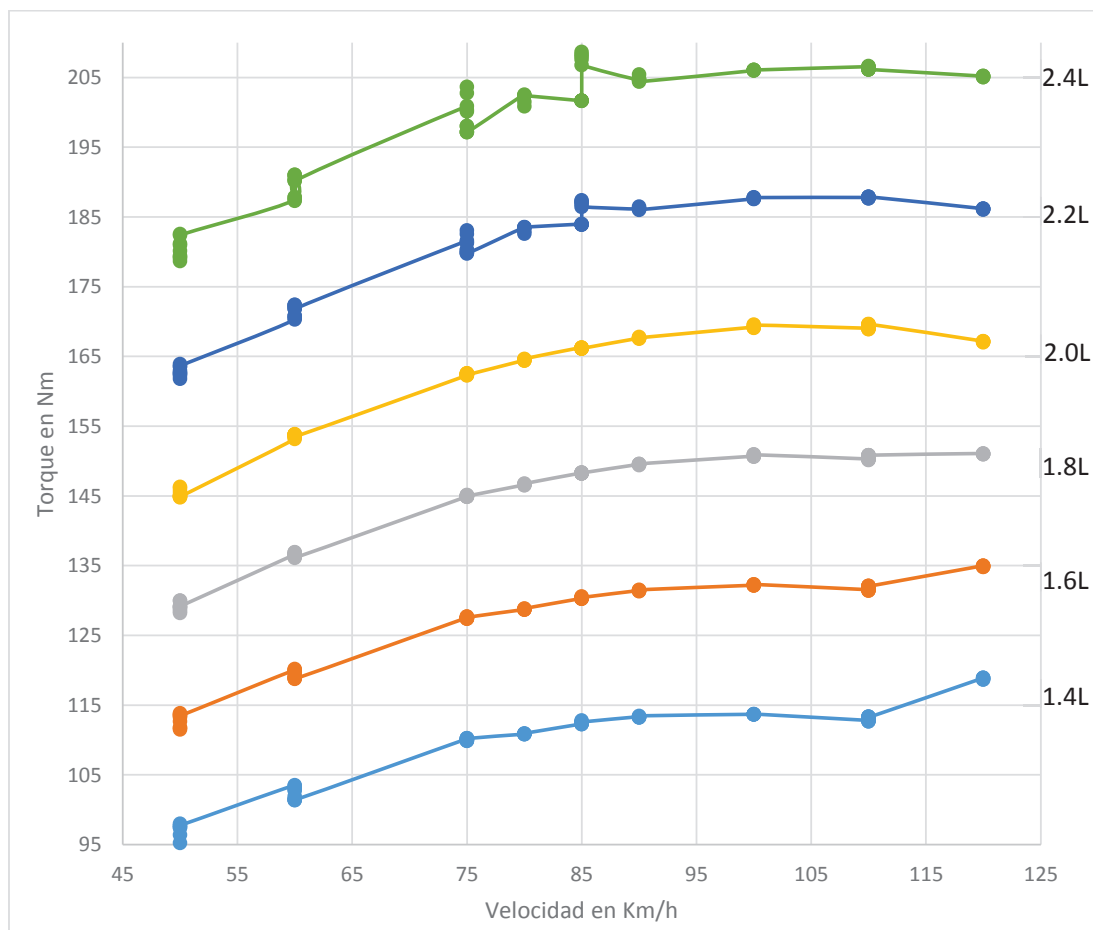


Figura 4. 3 Gráfica general del torque con carga máxima a diferentes cilindradas: nivel del mar.

²⁵ *Ibíd.*, p. 182.

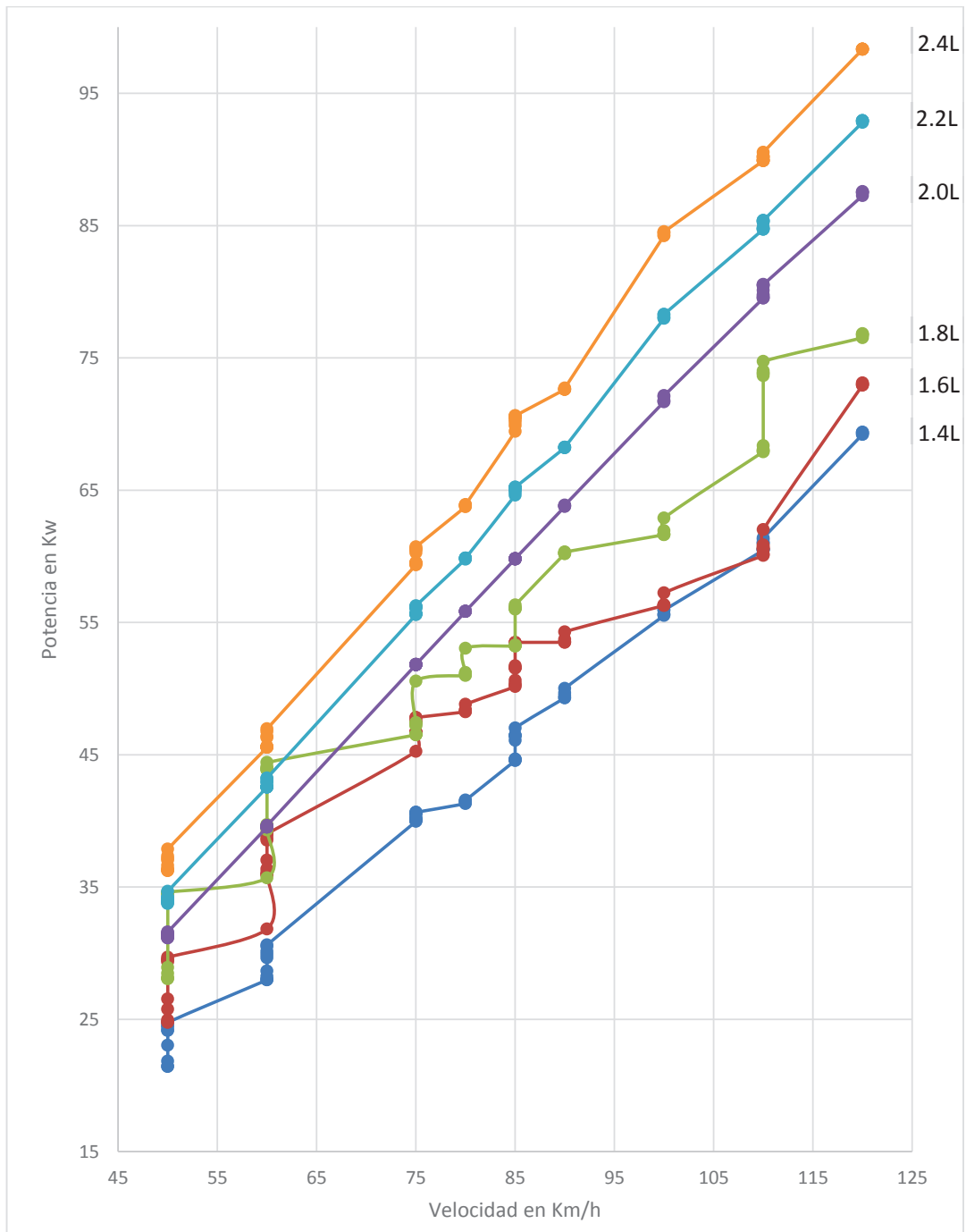


Figura 4. 4 Gráfica general de la potencia con carga máxima a diferentes cilindradas: nivel del mar.

En el anexo 8 se presentan las gráficas generales de torque y potencia con carga máxima a diferentes alturas concernientes a varias ciudades del país. Esto con la finalidad de que los resultados de la investigación sean utilizables en un mayor rango de cobertura por la sociedad interesada.

4.2 COMPROBACIÓN DE LOS DATOS DE TORQUE Y POTENCIA EN EL BANCO DINAMOMÉTRICO.

En el siguiente apartado se puede observar las similitudes en comparación del diagrama de la ecuación individual calculada para cada vehículo, el diagrama obtenido por el banco dinamométrico para cada vehículo y el diagrama de la ecuación general que cubre el rango de cilindrada especificado, todas estas gráficas tanto para el torque como la potencia.

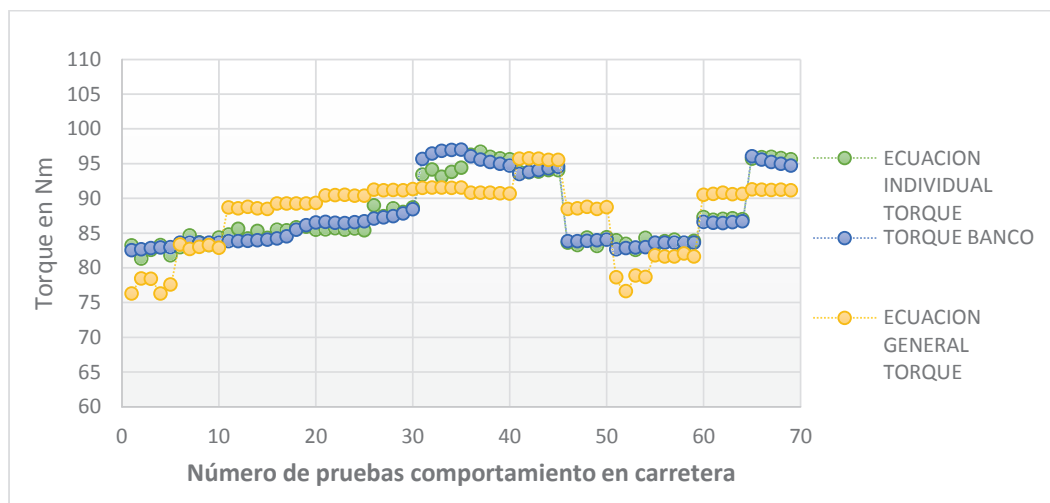


Figura 4. 5 Comparación de las gráficas de par motor en función del número de pruebas.

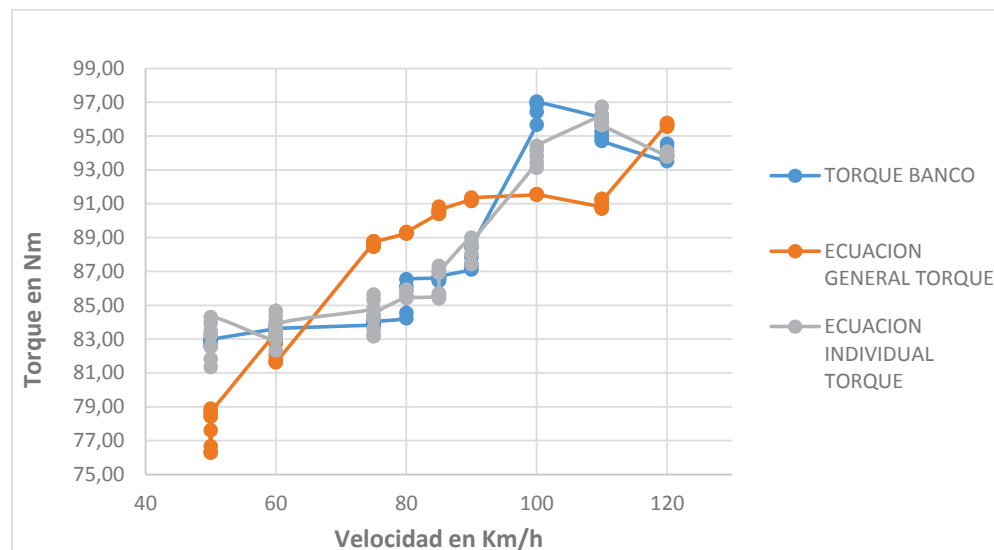


Figura 4. 6 Comparación de las gráficas de par motor en función de la velocidad.

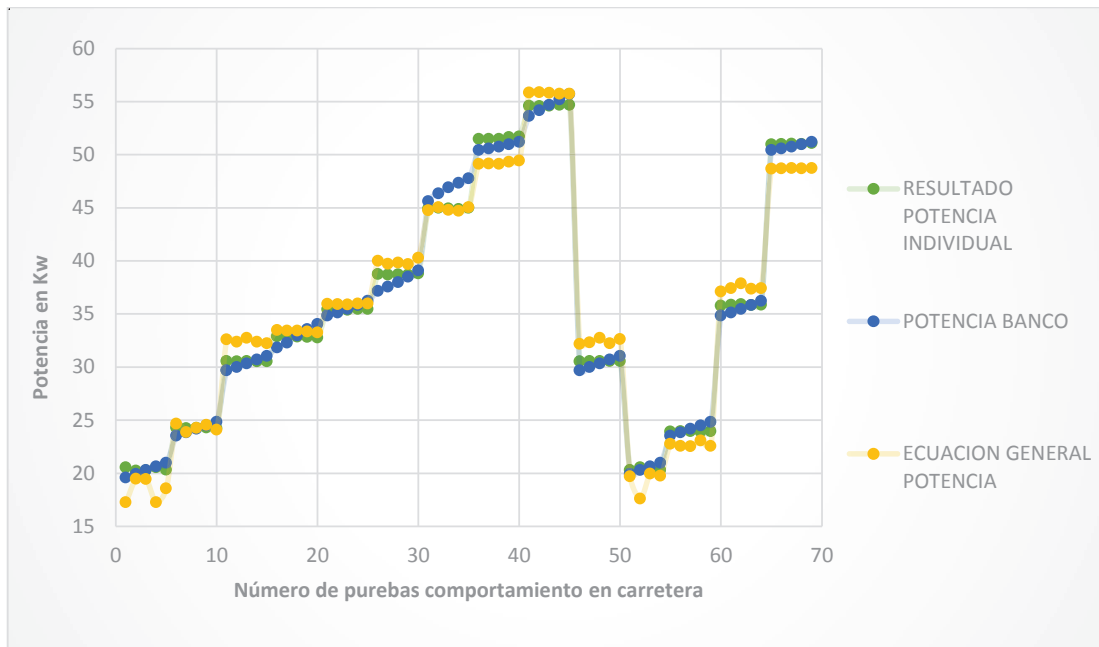


Figura 4. 7 Comparación de las gráficas de potencia en función del número de pruebas.

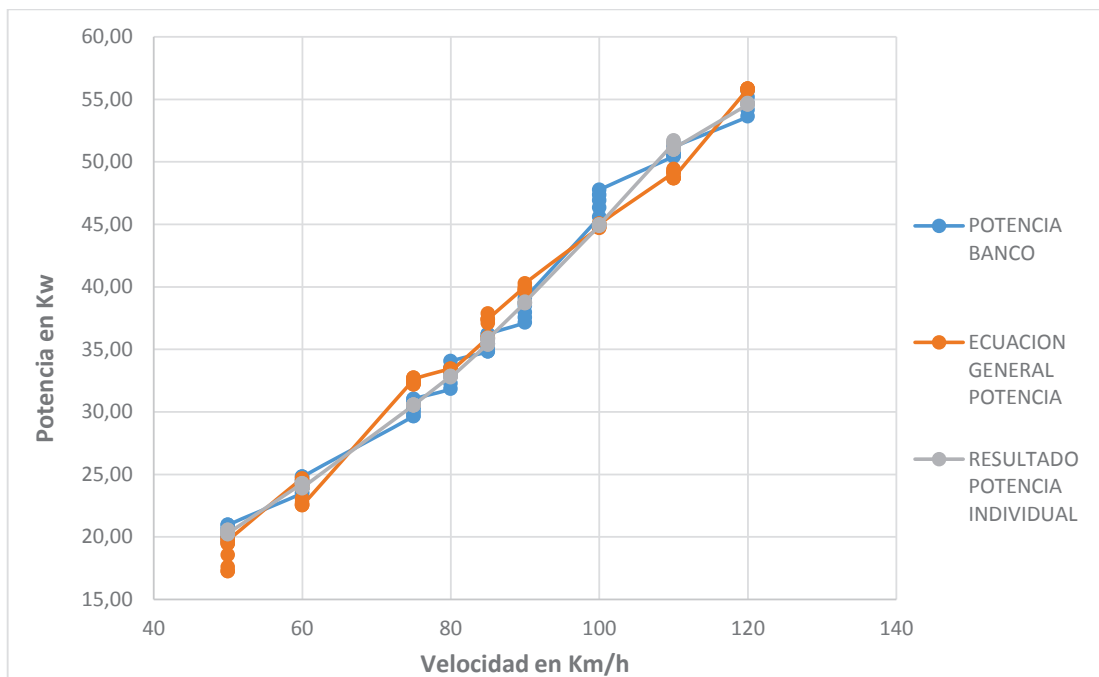


Figura 4. 8 Comparación de las gráficas de potencia en función de la velocidad.

Para la ecuación individual se obtiene factores de error con una media del 0.8% con respecto a los resultados del banco dinamométrico; además alcanza un error máximo de 4.5% en bajos regímenes y 0.005% en altos regímenes de funcionamiento. En lo que respecta a la ecuación general, se obtiene factores de error con una media del 8% con respecto a los resultados del banco dinamométrico; además alcanza un error máximo de 17% en bajos regímenes y 0.005% en altos regímenes de funcionamiento. Todo esto aplica tanto para el torque como la potencia. Es importante destacar que el porcentaje de error es mayor en bajos regímenes debido al principio de funcionamiento del banco (análisis y trabajo).

4.3 PRUEBAS EN CARRETERA EN DISTINTAS CONDICIONES DE MANEJO.

4.3.1 INTRODUCCIÓN.

Este apartado muestra diversas pruebas realizadas en carretera tanto en vía con asfalto y hormigón a diferentes pendientes y velocidades. Todas las pruebas se efectúan en cuarta marcha debido a que representa la relación de transmisión directa y en vía seca por seguridad. La prueba consiste en extraer durante 1 segundo los 2500 voltajes mediante la DAQ, los mismos que posteriormente serán transformados a presión y se calculará la potencia de la señal. Para cada prueba el vehículo se somete a carga con el fin de obtener resultados lo más cercanos a la realidad. Para las pruebas se utiliza el vehículo mazda allegro 1.6 litros, el mismo que se observa en la figura 4.9.



Figura 4. 9 Vehículo de pruebas de carretera

4.3.2 PRUEBAS EN VÍA DE ASFALTO.



Figura 4. 10 Prueba vía de asfalto.

4.3.2.1 Prueba inclinación 10 grados.

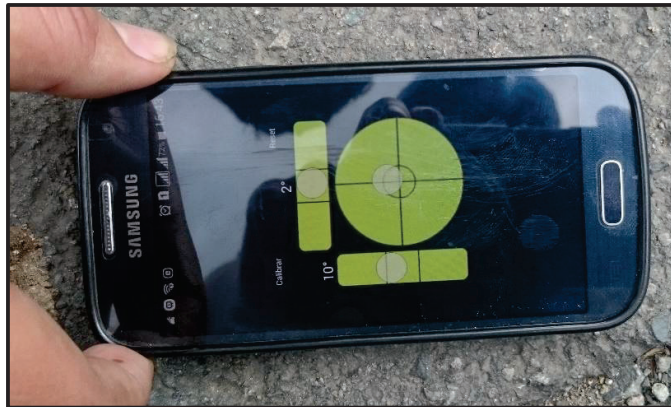


Figura 4. 11 Medición de pendiente: 10°.



Figura 4. 12 Ubicación de la vía de prueba de 10°.

4.3.2.1.1 Prueba a 60 km/h.

$$\begin{aligned} \text{Torque} = & -45.44 + 1.151x_2 - 0.796x_3 + 60.83x_4 - 0.006785(x_2)^2 + 0.01139(x_3)^2 \\ & + 0.1318 x_2 * (x_4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{Torque} = & -45.44 + 1.151 * 69.3338 - 0.796 * 60 + 60.83 * 1.6 \\ & - 0.006785 * 69,338^2 + 0.01139 * 60^2 + 0.1318 * 69,3338 * (1.6) \end{aligned}$$

$$\mathbf{Torque} = 106.939 \text{ Nm}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{Potencia} = & -20.03 + 0.2120x_2 - 0.714x_3 + 27.75x_4 + 0.01422(x_3)^2 + 0.00587 \\ & * x_2 * (x_3) + 0.0976x_2 * x_4 - 0.4510x_3 * x_4 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{Potencia} = & -20.03 + 0.2120 * 69,3338 - 0.714 * 60 + 27.75 * 1.6 \\ & + 0.01422 * 60^2 + 0.00587 * 69,3338 * 60 + 0.0976 * 69,3338 \\ & * 1.6 - 0.4510 * 60 * (1.6) \end{aligned}$$

$$\mathbf{Potencia} = 39.371 \text{ Kw}$$

4.3.2.1.2 Prueba a 70 km/h.

$$\begin{aligned} \mathbf{Torque} = & -45,44 + 1,151 * (89,9447) - 0,796 * (70) + 60,83 * (1,6) - 0,006785 \\ & * (89,9447^2) + 0,01139 * (70^2) + 0,1318 * (89,9447) * (1,6) \end{aligned}$$

$$\mathbf{Torque} = 119.581 \text{ Nm}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{Potencia} = & -20,03 + 0,212 * (89,9447) - 0,714 * (70) + 27,75 * (1,6) \\ & + 0,01422 * (70^2) + 0,00587 * (89,9447) * (70) + 0,0976 \\ & * (89,9447) * (1,6) - 0,451 * (70) * (1,6) \end{aligned}$$

$$\mathbf{Potencia} = 63.628 \text{ Kw}$$

4.3.2.2 Prueba inclinación 12 grados.

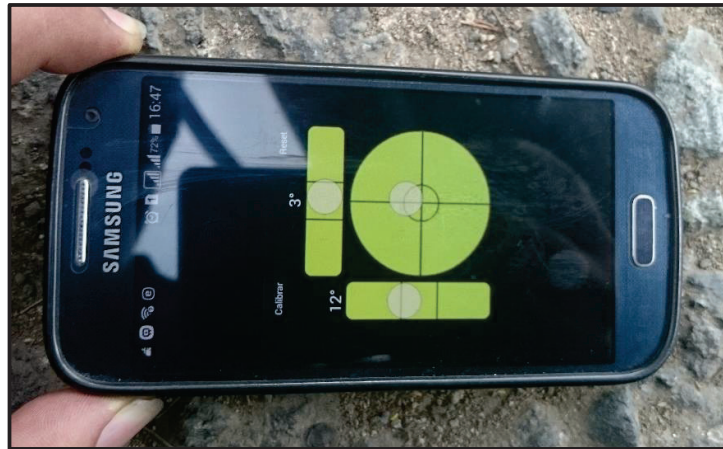


Figura 4. 13 Medición de pendiente: 12°.



Figura 4. 14 Ubicación de la vía de prueba de 12°.

4.3.2.2.1 Prueba a 50 km/h.

$$\begin{aligned} \text{Torque} = & -45,44 + 1,151 * (75,0126) - 0,796 * (50) + 60,83 * (1,6) \\ & - 0,006785 * (75,0126^2) + 0,01139 * (50^2) + 0,1318 \\ & * (75,0126) * (1,6) \end{aligned}$$

$$\text{Torque} = 104.542 \text{ Nm}$$

$$\begin{aligned} \text{Potencia} = & -20,03 + 0,212 * (75,0126) - 0,714 * (50) + 27,75 * (1,6) \\ & + 0,01422 * (50^2) + 0,00587 * (75,0126) * (50) + 0,0976 \\ & * (75,0126) * (1,6) - 0,451 * (50) * (1,6) \end{aligned}$$

$$\text{Potencia} = 37.772 \text{ Kw}$$

4.3.2.2.2 Prueba a 70 km/h.

$$\begin{aligned} \text{Torque} = & -45,44 + 1,151 * (80,9957) - 0,796 * (70) + 60,83 * (1,6) \\ & - 0,006785 * (80,9957^2) + 0,01139 * (70^2) + 0,1318 \\ & * (80,9957) * (1,6) \end{aligned}$$

$$\text{Torque} = 117.773 \text{ Nm}$$

Potencia

$$\begin{aligned} = & -20,03 + 0,212 * (80,9957) - 0,714 * (70) + 27,75 * (1,6) \\ & + 0,01422 * (70^2) + 0,00587 * (80,9957) * (70) + 0,0976 \\ & * (80,9957) * (1,6) - 0,451 * (70) * (1,6) \end{aligned}$$

$$\text{Potencia} = 56.656 \text{ Kw}$$

4.3.3 PRUEBAS EN VÍA DE HORMIGÓN.



Figura 4. 15 Prueba en vía de hormigón.

4.3.3.1 Prueba inclinación 10 grados.

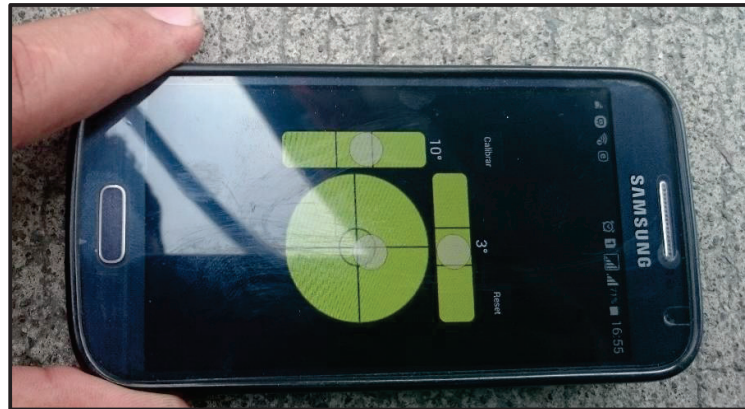


Figura 4. 16 Medición de pendiente: 10°.



Figura 4. 17 Ubicación de la vía de prueba de 10°.

4.3.3.1.1 Prueba a 50 km/h.

$$\begin{aligned} \text{Torque} = & -45,44 + 1,151 * (47,8188) - 0,796 * (50) + 60,83 * (1,6) \\ & - 0,006785 * (47,8188 ^2) + 0,01139 * (50^2) + 0,1318 \\ & * (47,8188) * (1,6) \end{aligned}$$

$$\text{Torque} = 90.171 \text{ Nm}$$

Potencia

$$= -20,03 + 0,212 * (47,8188) - 0,714 * (50) + 27,75 * (1,6) \\ + 0,01422 * (50^2) + 0,00587 * (47,8188) * (50) + 0,0976 \\ * (47,8188) * (1,6) - 0,451 * (50) * (1,6)$$

$$\mathbf{Potencia = 19.779 Kw}$$

4.3.3.1.2 Prueba a 60 km/h.

$$\mathbf{Torque} = -45,44 + 1,151 * (76,7863) - 0,796 * (60) + 60,83 * (1,6) \\ - 0,006785 * (76,7863^2) + 0,01139 * (60^2) + 0,1318 \\ * (76,7863) * (1,6)$$

$$\mathbf{Torque = 109.700 Nm}$$

Potencia

$$= -20,03 + 0,212 * (76,7863) - 0,714 * (60) + 27,75 * (1,6) \\ + 0,01422 * (60^2) + 0,00587 * (76,7863) * (60) + 0,0976 \\ * (76,7863) * (1,6) - 0,451 * (60) * (1,6)$$

$$\mathbf{Potencia = 44.739 Kw}$$

4.3.3.2 Prueba inclinación 13 grados.

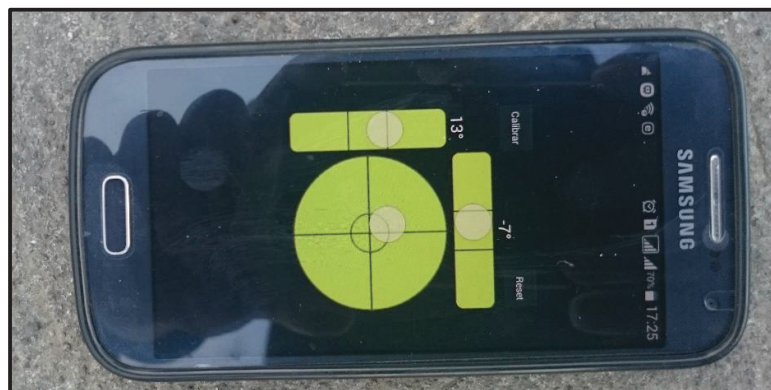


Figura 4. 18 Medición de pendiente: 13°.



Figura 4. 19 Ubicación de la vía de prueba de 13°.

4.3.3.2.1 Prueba a 50 km/h.

$$\begin{aligned} \text{Torque} = & -45,44 + 1,151 * (63,513) - 0,796 * (50) + 60,83 * (1,6) \\ & - 0,006785 * (63,513 ^2) + 0,01139 * (50^2) + 0,1318 \\ & * (63,513) * (1,6) \end{aligned}$$

$$\text{Torque} = 99.690 \text{ Nm}$$

Potencia

$$\begin{aligned} = & - 20,03 + 0,212 * (63,513) - 0,714 * (50) + 27,75 * (1,6) \\ & + 0,01422 * (50^2) + 0,00587 * (63,513) * (50) + 0,0976 \\ & * (63,513) * (1,6) - 0,451 * (50) * (1,6) \end{aligned}$$

$$\text{Potencia} = 30.164 \text{ Kw}$$

4.3.4 ANÁLISIS DE LAS PRUEBAS.

La tabla 4.3 muestra una síntesis de los resultados de las pruebas realizadas en carretera. En la vía con asfalto como en la de hormigón, se puede observar que

se obtiene un mayor torque y potencia con el incremento de la velocidad, tanto a una pendiente de 10° como a 12°. Por consiguiente, se confirma la influencia directamente proporcional que tiene la velocidad del vehículo con estos dos parámetros del motor.

Tabla 4. 3 Resumen de resultados de pruebas en carretera

| Pruebas en carretera | | | | |
|----------------------|-----------|-------------------------------|-------------|---------------|
| Vía | Pendiente | Velocidad del vehículo (km/h) | Torque (Nm) | Potencia (Kw) |
| Asfalto | 10° | 60 | 106.939 | 39.371 |
| | | 70 | 119.581 | 63.628 |
| | 12° | 50 | 104.542 | 37.772 |
| | | 70 | 117.773 | 56.656 |
| Hormigón | 10° | 50 | 90.171 | 19.779 |
| | | 60 | 109.700 | 44.739 |
| | 13° | 50 | 99.690 | 30.164 |

La elasticidad de un motor se puede comprobar especialmente cuando se conduce en pendientes. Al analizar las pruebas en vía de asfalto, ambas a una velocidad de 70 km/h, se puede observar que tanto el par motor como la potencia disminuyen al aumentar la pendiente de 10° a 12° como se observa en las figuras 4.20 y 4.21 respectivamente. Esto es debido a que la pendiente aumenta la resistencia a la traslación que el vehículo tiene que vencer, ocasionando que la velocidad y el número de revoluciones disminuyan en un menor lapso de tiempo y, a su vez, decrezca el rendimiento del motor. Es decir, para el caso puntual, el vehículo ya no está trabajando en su régimen útil de revoluciones, ya ha llegado a su máximo régimen de funcionamiento y ha comenzado a decaer.

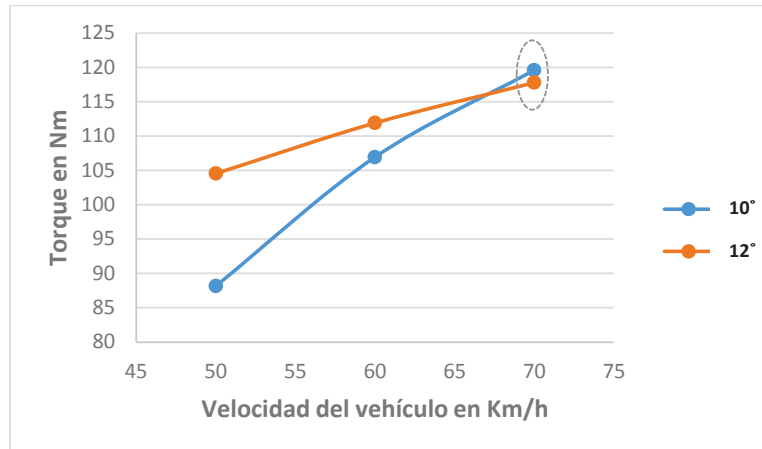


Figura 4. 20 Disminución del torque a 70 km/h en vía de asfalto.

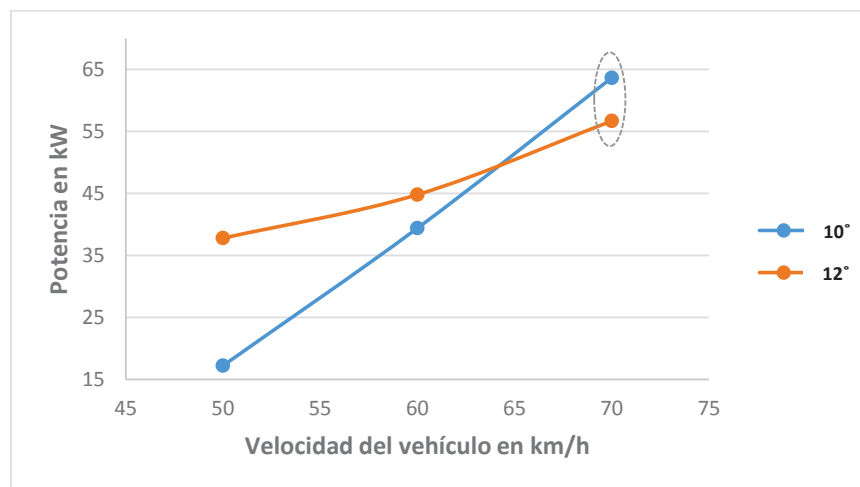


Figura 4. 21 Disminución de la potencia a 70 km/h en vía de asfalto.

Un diferente resultado se puede apreciar en las pruebas en vía de hormigón, ambas a una velocidad de 50 km/h; en este caso el par motor y la potencia se incrementan al pasar de una pendiente de 10° a 13° como se muestra en las figuras 4.22 y 4.23 respectivamente. Esto se debe a que el vehículo aún está trabajando en su régimen útil de revoluciones, es decir, aún no ha llegado a su máximo régimen de funcionamiento antes de decaer.

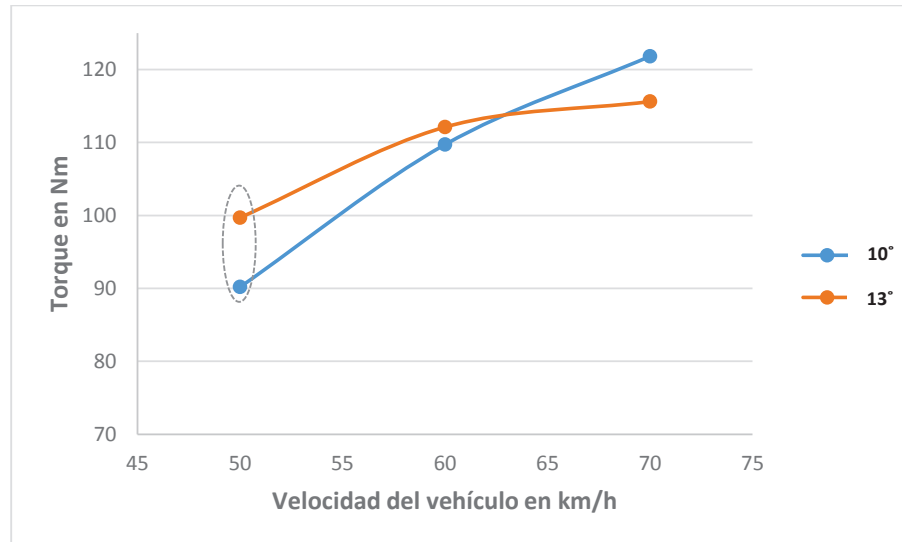


Figura 4. 22 Aumento del torque a 50 km/h en vía de hormigón.

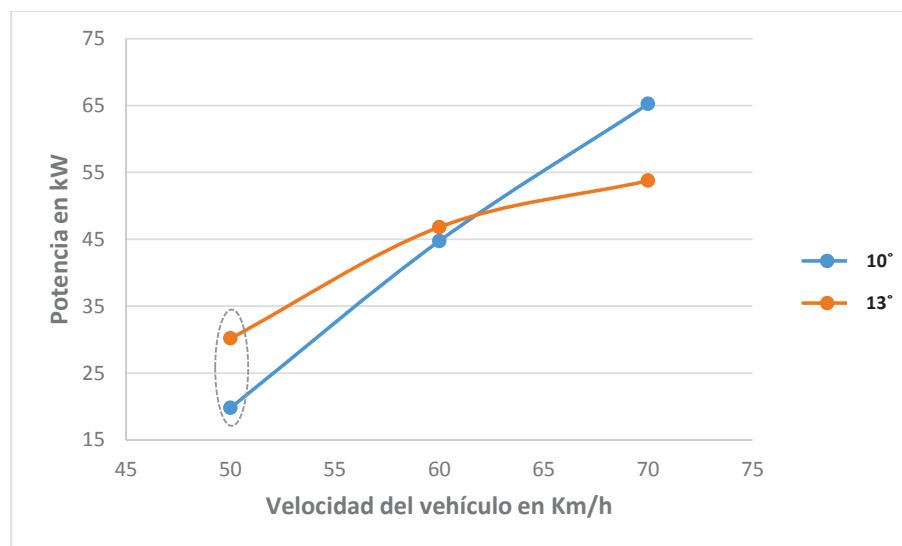


Figura 4. 23 Aumento de la potencia a 50 km/h en vía de hormigón.

A un régimen de revoluciones bajas, la potencia del motor también es relativamente baja, esto justifica los valores pequeños obtenidos de éste parámetro para las pruebas realizadas a 50 km/h, que por supuesto se compensa por ser efectuada en pendiente; además en el resto de pruebas mejora ya que se aplican mayores velocidades al vehículo como se puede observar en la tabla 4.3.

En lo que concierne al tipo de pavimento, el coeficiente de rozamiento o fricción tiene mucho que ver, ya que las interacciones entre las dos superficies están ligadas por la naturaleza de las partículas microscópicas. Además, este coeficiente depende de muchos factores como la temperatura, el acabado de las superficies, la velocidad relativa entre las superficies, etc. Como se observa en la tabla 4.4, se tiene un mayor coeficiente de rozamiento dinámico del neumático sobre el concreto seco respecto al asfalto seco, cuya diferencia es mínima. Sin embargo esto influye para tener una mayor adherencia con la superficie. Por consiguiente, al tener mayor adherencia, que se traduce en tener mayor agarre del neumático con la calzada, se obtiene un mayor par motor y potencia como lo indica la prueba a 60 km/h en hormigón con respecto a la de asfalto o alquitrán.

Tabla 4. 4 Coeficientes de rozamiento dinámico.^{26 27}

| Valores de coeficiente de fricción dinámicos | |
|--|------------|
| Neumático sobre asfalto seco | 0.5-0.8 |
| Neumático sobre asfalto mojado | 0.25-0.075 |
| Neumático sobre concreto seco | 0.6-0.85 |
| Neumático sobre concreto mojado | 0.45-0.75 |

²⁶ Engineer's handbook. Reference Tables-Coefficient of Friction. Disponible en: <http://www.engineershandbook.com/Tables/frictioncoefficients.htm>

²⁷ López L. Coeficientes especiales de adherencia. Causa directa: Investigación y Reconstrucción de Accidentes de Tráfico [En línea]. Disponible en: <http://www.causadirecta.com/especial/calculo-de-velocidades/tablas/coeficientes-especiales-de-adherencia>

CONCLUSIONES

Mediante la presente investigación fue posible la determinación del par motor y potencia de una manera alternativa, aplicada a los vehículos a gasolina cuyo cilindraje de 1.4 a 2.4 litros son los más usados en el país.

Se valida la presente tesis ya que los resultados experimentales del modelo matemático planteado para el torque y potencia no exhiben una diferencia estadística altamente significativa respecto a los medidos por el banco dinamométrico; se obtuvo un intervalo de confianza (IC) del 92%, alcanzando un error máximo de 17% a bajas velocidades del vehículo y 0.005% a altas velocidades del mismo.

El modelo matemático propuesto brinda dos alternativas diferentes de medir el par motor y potencia de un vehículo de encendido provocado comprendido en una cilindrada de 1.4 a 2.4 L. La primera manera de hacerlo es utilizando las ecuaciones generales 4.1 y 4.2, las cuales otorgan resultados más exactos; además para hacer uso de estas no es necesario que el vehículo esté en condiciones idóneas de funcionamiento y las condiciones de carga máxima no son necesarias. La segunda opción es hacer uso de los diagramas de torque y

potencia propuestos; estos exigen que el vehículo esté funcionando correctamente sin presentar problemas mecánicos, eléctricos o electrónicos. Además es preciso que la prueba se ejecute a carga máxima. Ambas alternativas deben llevarse a cabo siguiendo sus respectivos protocolos citados anteriormente.

El cálculo del par motor y potencia propuesto se rige por variables tales como la velocidad del vehículo, el cilindraje y la potencia de la señal; estando implícita dentro de ésta última, la media de la presión medida por el sensor.

En análisis estadístico, el mayor número de muestras disponibles, otorgan mejores resultados que se ajustan con mayor certeza al comportamiento real del fenómeno o variable en estudio. Tal es el caso en la presente investigación, en la cual se obtuvo un algoritmo matemático más preciso con un mayor número de muestras; es decir al realizar 85 pruebas dinámicas en lugar de 17 como se hizo en primera instancia.

La adquisición de señales se cumplió con éxito debido a que en cada prueba se respetó el protocolo establecido por la norma, dentro del cual las condiciones más relevantes que se contemplaron fueron medir la temperatura de la banda de rodadura, observando que presente un desgaste homogéneo y que su espesor mínimo sea idóneo; además, que el motor alcance su temperatura normal de funcionamiento, el uso de un mismo combustible para todas las pruebas y que se efectúen a una altura relativa de 2500 msnm. La captura de datos a una velocidad del vehículo estable fue una exigencia fundamental a considerar.

Para las pruebas se utilizaron vehículos que estuvieron en condiciones de funcionamiento óptimas tanto en la parte mecánica, eléctrica y electrónica, asegurando de esta manera que los resultados obtenidos con el modelo matemático sean confiables.

El sistema de refrigeración diseñado y construido permitió que el sensor piezoeléctrico trabaje dentro de su temperatura media de funcionamiento que es de 50°C, evitando así que se queme y permitiendo una captación de datos precisa.

El canal de la tarjeta de adquisición de datos se configuró de tal manera que se obtuvieron 2500 datos de voltaje por cada segundo, esto debido a que el pistón trabaja a grandes velocidades dentro del cilindro y es preciso obtener varios valores que demuestren el comportamiento exacto de la presión en las distintas fases de funcionamiento del motor.

En las pruebas estáticas se constató que las variaciones del voltaje medido por el sensor piezoeléctrico eran insignificantes; a pesar de las aceleraciones efectuadas al motor, los datos recibidos no eran sustanciales para el cálculo del torque y potencia del motor. En consecuencia, se las descartaron y se introdujeron las pruebas dinámicas que consistían en generar carga al motor mediante el banco dinamométrico.

La potencia de la señal está definida por el manejo finito de los datos absolutos de presión representados por el área bajo la curva de la señal analógica monitoreada por el sensor durante el ciclo de funcionamiento del motor. Por consiguiente ésta es similar a la presión que acaece en el interior del cilindro.

Al estar el vehículo sometido a carga, por ejemplo al transitar por una pendiente, se obtiene un mayor torque y potencia con el incremento de la velocidad, siempre y cuando el vehículo aún este trabajando en su régimen útil de revoluciones, es decir, que aún no haya llegado a su máximo régimen de funcionamiento.

El pavimento de hormigón presenta un mayor coeficiente de rozamiento dinámico del neumático respecto al pavimento de asfalto; esto ocasionará que el neumático se adhiera más a la superficie de contacto. En consecuencia, al tener mayor adherencia, que se traduce en tener mayor agarre del neumático con la calzada, se obtiene un mayor par motor y potencia.

RECOMENDACIONES

Se recomienda aplicar la presente investigación en talleres automotrices o afines para evaluar motores defectuosos, facilitando de esta manera la posterior selección del mantenimiento a utilizar en los mismos.

Se recomienda la realización de futuras investigaciones a partir del presente estudio, incursionando por ejemplo en la determinación del porcentaje de desgaste del cilindro en un motor de encendido provocado.

Se recomienda el uso de las ecuaciones generales propuestas antes que los diagramas, ya que las mismas brindan valores más exactos que se ajustan al estado real del motor. Esto se debe a que en las ecuaciones interviene la potencia de la señal que es semejante a la presión en el interior del cilindro.

Para hacer uso de los diagramas de torque y potencia propuestos, se recomienda que el vehículo esté en condiciones idóneas de funcionamiento y que la prueba se realice a plena carga, de lo contrario el resultado obtenido no sería el real.

Para la reproducción de la investigación propuesta, es necesario el uso de un sensor piezoeléctrico cuyo rango de medición no sea mayor a los 140 bares y un tiempo de respuesta de 2ms, ofreciendo el monitoreo exacto de bajas presiones, las mismas que se dan en el interior del cilindro del motor a gasolina.

Es recomendable el uso de un sistema de refrigeración para el sensor piezoeléctrico, ya que las temperaturas de los gases que se desprenden de la combustión son muy elevadas para ser soportadas directamente por el sensor cuyo rango de trabajo es de -40°C a 130°C .

Es recomendable que los centros de investigación y talleres automotrices utilicen el modelo propuesto como una alternativa diferente y confiable para calcular el par motor y potencia, reduciendo costos y tiempo para tales propósitos. Además, es necesario cumplir con exigencia los protocolos citados para obtener datos más exactos.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

REFERIDAS

1. Castillo, J; Palacio, I. Diseño e implementación de un modelo matemático para el cálculo del ciclo Otto del motor Armfield Volkswagen CM11-306. Universidad Politécnica Salesiana. Tesis de Grado. 2013. Ecuador.
2. De Felipe, J. Potencia, rendimientos y balance térmico. Departamento de máquinas y motores térmicos. Universidad Politécnica de Cataluña. España. Disponible en: <http://www-eupm.upc.es/~mmt/motors4.pdf> (febrero 2015).
3. Ibáñez, P. El motor de combustión es el más eficiente hoy: Falso. Motor Pasión Futuro [En línea]. Disponible en: <http://www.motorpasionfuturo.com/mecanica-eficiente/el-motor-de-combustion-es-el-mas-eficiente-hoy-falso> (marzo 2015).
4. Romero, C. Contribución al conocimiento del comportamiento térmico y la gestión térmica de los motores de combustión interna alternativos. Universidad Politécnica de Valencia. Tesis Doctoral. 2009. España.
5. Campo, L. El motor: características de funcionamiento. Master. D [En línea]. Disponible en: <http://es.slideshare.net/grupomasterd/caracteristicas-del-motor-la-potencia-por-masterd> (marzo 2015).
6. Núñez, C. Curvas características de motores y vehículos. Disponible en: <http://docplayer.es/872764-2-curvas-caracteristicas-de-motores-y-vehiculos-por-carlos-nunez-carlosn.html> (marzo 2015).
7. Álvarez, J; Callejón, I; et. Al. Máquinas térmicas motoras. 1st ed. Ed. Universidad Politécnica de Cataluña. España, 2012, pp. 215-216.
8. Porras, A; Soriano, M. Motores alternativos Otto y Diésel: Ciclo real de funcionamiento. Universidad de Castilla - La Mancha. Disponible en: https://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/motores/temas/ciclo_real.pdf (marzo 2015).
9. DeMotor. Diferencia de los ciclos Otto real y teórico [En línea]. Disponible en: http://demotor.net/ciclos_reales/diferencia_entre_los_ciclos_otto_real_y_teorico.html (marzo 2015).

10. Oppenheim, A; Willsky, A; Nawab, H. Señales y Sistemas. 2nd ed. Ed. Prentice Hall Hispanoamericana. México, 1998, pp. 5-6.
11. Guía y especificaciones de National Instruments USB-6008 para el usuario. Disponible en: <http://www.ni.com/pdf/manuals/375295a.pdf> (abril 2015).
12. Manual del fabricante Chevrolet Aveo, (2009).
13. Manual del fabricante Chevrolet Grand Vitara, (2011).
14. Manual del fabricante Chevrolet Luv D-max , (2010).
15. Cursos de procesos de manufactura: Fundación. Facultad de Ingeniería Industrial. Escuela Colombiana de Ingeniería. Disponible en: http://www.escuelaing.edu.co/uploads/laboratorios/9627_fundicion.pdf (octubre 2015).
16. Salkind, N. Ciclo de la investigación científica. Disponible en: https://es.wikipedia.org/wiki/Ciclo_de_la_investigaci%C3%B3n_cient%C3%ADfica (agosto 2015).
17. National Instruments. Adquisición de Datos (DAQ) [En línea]. Disponible en: <http://www.ni.com/data-acquisition/what-is/esa/> (abril 2015).
18. PRO ECUADOR- Instituto de Promoción de Exportaciones e Inversiones. Análisis del Sector Automotriz, 2013.
19. NTE INEN 960. Vehículos Automotores. Determinación de la potencia neta del motor. Año 1984.
20. Rubio, A. Estadística Descriptiva. Disponible en: <http://tarwi.lamolina.edu.pe/~arrubio/Parte%202.pdf> (septiembre 2015).
21. Giacosa, D. Motores Endotérmicos. 3rd ed. Ed. Dossat, S.A. Italia, 1989, pp. 180-182.
22. Engineer's handbook. Reference Tables-Coefficient of Friction. Disponible en: <http://www.engineershandbook.com/Tables/frictioncoefficients.htm> (agosto 2015).
23. López L. Coeficientes especiales de adherencia. Causa directa: Investigación y Reconstrucción de Accidentes de Tráfico [En línea]. Disponible en: <http://www.causadirecta.com/especial/calculo-de-velocidades/tablas/coeficientes-especiales-de-adherencia> (agosto 2015).

CONSULTADAS

- Genta G; Morello L; et. Al. (2014). The Motor Car: Past, Present and Future. Primera Edición. Editorial Springer Netherlands.
- Cengel, Y. (2012). Termodinámica. Séptima Edición. España: Editorial McGraw-Hill.
- Salkind, N. (1999). Métodos de Investigación. Tercera Edición. México: Editorial Prentice Hall Hispanoamericana S.A.
- Fan, Q; Bian J; et. Al. Effect of the fuel injection strategy on first-cycle firing and combustion characteristics during cold start in a TSDI gasoline engine. International Journal of Automotive Technology. 2011. Volumen 13, no. 4, páginas 523 a 531.
- Payri, F; Desantes, J. (2011). Motores de Combustión Interna Alternativos. Barcelona, España: Editorial Reverté.
- Arnau, J; Broatch, A; et. Al. (2010). Ejercicios resueltos de máquinas térmicas. Primera Edición. España: Editorial Universidad Politécnica de Valencia.
- Uhrmann, H; Kolm, R; et. Al. (2014). Analog Filters in Nanometer CMOS. Primera edición. Editorial Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Cintas, P; Almagro LI; et. Al. (2012). Industrial Statistics with Minitab. Primera Edición. Barcelona, España: Editorial John Wiley & Sons.

ANEXOS

Anexo 1

Hoja de datos técnica sensor piezoeléctrico

High-pressure sensors

Measurement up to 14 MPa

- Ratiometric signal evaluation (relative to supply voltage)
- Self-monitoring offset and sensitivity.
- Excellent media resistance as the medium only comes into contact with stainless steel.
- Resistant to brake fluids, mineral oils, fuel, water and air.
- Protection against reverse polarity, overvoltage and short circuit of the output to supply voltage or ground.



Application

Pressure sensors of this type are used in motor vehicles to measure the pressure in a braking system or in the fuel rail of direct-injection gasoline engines or common-rail system diesel engines.

Design and operation

Use is made of polysilicon metal thin-film strain gauge elements. These are connected to form a Wheatstone bridge. This permits good signal utilisation and temperature compensation. The measurement signal is amplified in an evaluation IC and corrected with regard to offset and sensitivity. Further temperature compensation is then implemented, so that the calibrated measurement cell and ASIC unit exhibits only a low degree of dependence on temperature. The evaluation IC also incorporates a diagnosis function for detection of the following possible faults: - Break in bonding wire to measurement cell. - Break in any signal wire at any point. - Break in supply and ground wire at any point. Only for 0 265 005 303 The following additional diagnosis function distinguishes this sensor from conventional sensors: The comparison of two signal paths in the sensor permits detection of - Offset error - Amplification error.

Storage conditions

Temperature range: -30...+60 °C
Rel. humidity: 0...80 % rF
Maximum storage time: 5 years
The specified storage conditions do not cause any change in function.
The sensors are no longer to be used once the maximum storage time has expired.

Robert Bosch GmbH
Automotive Aftermarket
Postfach 410960
76225 Karlsruhe
Germany

www.bosch-sensoren.de

Explanation of characteristic quantities

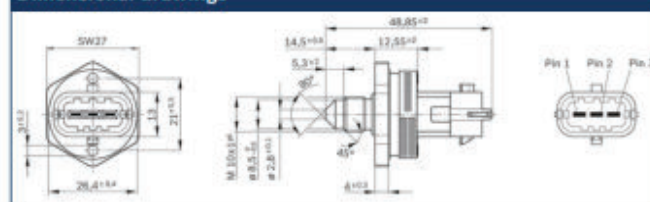
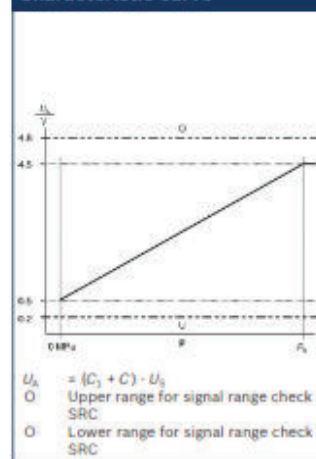
U_s Output voltage
 U_v Supply voltage
bar Pressure
 U_i Input voltage
p Pressure [MPa]
 C_1 0.1
 C_2 $0.8 \cdot p / P_r$ Rated pressure [MPa]
For 0 265 005 303:
 C_1 0.75
 C_2 $0.12 \cdot p / P_r$



BOSCH
Invented for life

Part number
0 261 545 053

| Technical data | | |
|-----------------------------------|----------------|---------------|
| Pressure range 140 (14) | P_N | bar (MPa) |
| Pressure-sensor type | | KV4.2 |
| Thread | | M 10 x 1 |
| Connector | | Compact 1.1 |
| Application/medium | | Unleaded fuel |
| Max. feed voltage 16 | U_N | V |
| Supply voltage $5 \pm 0,25$ | U_V | V |
| Supply current 12...15 | I_V | mA |
| Load capacitance to ground 13 | | nF |
| Temperature range 40 ... + 130 | | °C |
| Max. overpressure 1800 | P_{max} | bar |
| Rupture pressure >1500 | P_{burst} | bar |
| Response time 2 | $\tau_{10/90}$ | ms |

Dimensional drawings

Characteristic curve

Measurement circuit


Anexo 2

Cálculo, simulación y plano del disipador de calor

Disipadores de calor.

Los disipadores de calor son unos elementos complementarios que se usan para aumentar la evacuación de calor del componente al que se le coloque hacia el aire que lo rodea. Esto trae como consecuencia que se reduce la temperatura de trabajo del componente ya que la cantidad de calor que se acumula en él es menor que sin disipador. Un cálculo estricto de los disipadores puede ser complejo. En este apartado se tratará un sistema de cálculo aproximado, que sin embargo proporciona buenos resultados y está muy difundido. Este sistema se basa en una analogía entre circuitos de flujo de calor y circuitos eléctricos resistivos.

El método que se usa para extraer el calor del componente no es el de radiación, sino el de convección. Por tanto, al ser el término disipador (que disipa o extrae el calor) más genérico que el de radiador (que extrae el calor por radiación), el primero es el más adecuado.

Se establece la analogía: la Ley de Ohm térmica.

Al igual que en los circuitos eléctricos, se puede definir una Ley de Ohm en los circuitos de flujo de calor. Pero antes se debe identificar los elementos térmicos equivalentes a sus eléctricos. Así, el papel de la fuente de tensión eléctrica (por ejemplo una batería) lo cumple el componente que genera el calor que se desea evacuar. El papel de masa de un circuito eléctrico lo tiene el aire, que se supone a una temperatura de unos 25°C. La diferencia de tensión eléctrica encuentra su homólogo en la diferencia de temperatura. La potencia generada en forma de calor en el componente tiene su equivalente en la corriente eléctrica entregada por la fuente de tensión. Por último, la resistencia eléctrica tiene su reflejo en la resistencia térmica medida en °C/W. Con estos elementos se puede ya formular la Ley de Ohm térmica:

$$T_j - T_a = P \cdot R_{th t}$$

T_j : temperatura máxima de la unión del elemento semiconductor.

T_a : temperatura ambiente.

P : potencia consumida por el componente.

$R_{th t}$: resistencia térmica total entre la unión y el aire ambiente.

¿Qué disipador se necesita colocar?

Se supone que se tiene cierto componente de tipo semiconductor y se quiere saber si necesitará o no un disipador. Pues bien, se debe empezar por buscar en su hoja de características (datasheet) algunos datos como:

Temperatura máxima de la unión (o las uniones), T_j ; resistencia térmica entre la unión y el aire circundante, $R_{th\ j-amb}$ (o en su defecto la resistencia térmica entre la unión y la cápsula del componente, $R_{th\ j-c}$).

Conocidos estos parámetros, se necesita saber también la potencia que va a estar disipando el componente, P , y la temperatura ambiente de trabajo que se estime oportuna, T_a (20 o 35°C).

Pues bien, si se conoce $R_{th\ j-amb}$ se puede estimar la temperatura que alcanza la unión (o uniones) del componente, T_j estimada, de la siguiente forma:

$$T_j \text{ estimada} - T_a = P \cdot R_{th\ j-amb} \implies T_j \text{ estimada} = P \cdot R_{th\ j-amb} + T_a$$

Así, si $T_j \text{ estimada} > T_j$ o $T_j \text{ estimada} = T_j$ o $T_j \text{ estimada} < T_j$ pero está peligrosamente cerca de esta última, debe de colocarse un disipador que ayude al componente a evacuar el calor.

¿Qué ocurre si el fabricante proporciona $R_{th\ j-c}$ en lugar de $R_{th\ j-amb}$ en el datasheet? En ese caso el fabricante proporcionará también la potencia máxima disipable por el componente, normalmente a 25°C.

Entonces $R_{th\ j-amb}$ se puede hallar mediante un simple cálculo:

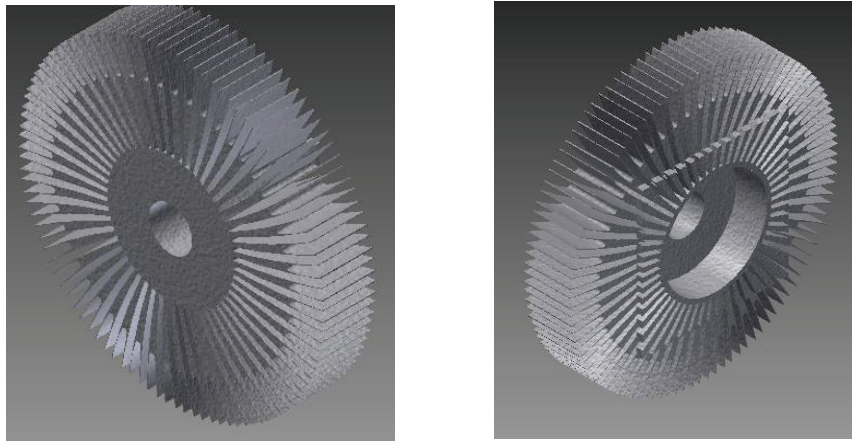
$$T_j - T_a = P_{\text{máx}} (R_{th\ j-c} + R_{th\ c-amb}) \implies R_{th\ c-amb} = \frac{T_j - T_a}{P_{\text{máx}}} - R_{th\ j-c}$$

Donde T_a es en este caso la temperatura para la que el fabricante especifica la potencia máxima, $P_{m\acute{a}x}$. Entonces, $R_{th\ j-amb}$ se obtendra de la siguiente forma:

$$R_{th\ j-amb} = R_{th\ j-c} + R_{th\ c-amb}$$

Si se llega a la conclusión de que el disipador es necesario, se tiene que realizar un cálculo que nos oriente sobre el disipador que debemos usar.

El diagrama del montaje componente-disipador podra ser el siguiente:



Este montaje tiene el siguiente circuito térmico, o de flujo de calor, asociado:

- T_j : temperatura de la unión semiconductor.
- T_a : temperatura del aire circundante.
- T_c : temperatura de la cápsula del transistor.
- T_d : temperatura del disipador.
- $R_{th\ j-c}$: resistencia térmica entre la unión y la cápsula.
- $R_{th\ c-d}$: resistencia térmica entre la cápsula y el disipador
- $R_{th\ d-amb}$: resistencia térmica entre el disipador y el aire
- P : potencia disipada en forma de calor por el transistor.

Por la similitud con los circuitos eléctricos se puede ver que:

$$R_{th\ t} = R_{th\ j-c} + R_{th\ c-d} + R_{th\ d-amb}$$

Con lo que la Ley de Ohm térmica podra expresarse así:

$$T_j - T_a = P (R_{th\ j-c} + R_{th\ c-d} + R_{th\ d-amb})$$

Lo que se pretende hallar es $R_{th\ d-amb}$, debiendo ser conocidos el resto de parámetros (por el datasheet del componente y por un cálculo de la potencia que deba disipar dicho componente). Así, despejando de la Ley de Ohm térmica el valor de $R_{th\ d-amb}$ se tiene que:

$$R_{th\ d-amb} = \frac{T_j - T_a}{P} - (R_{th\ j-c} + R_{th\ c-d})$$

$R_{th\ c-d}$ se puede tomar entre 0.5 a 1C/W siempre y cuando la unión que se haga entre el componente y el disipador sea directa.

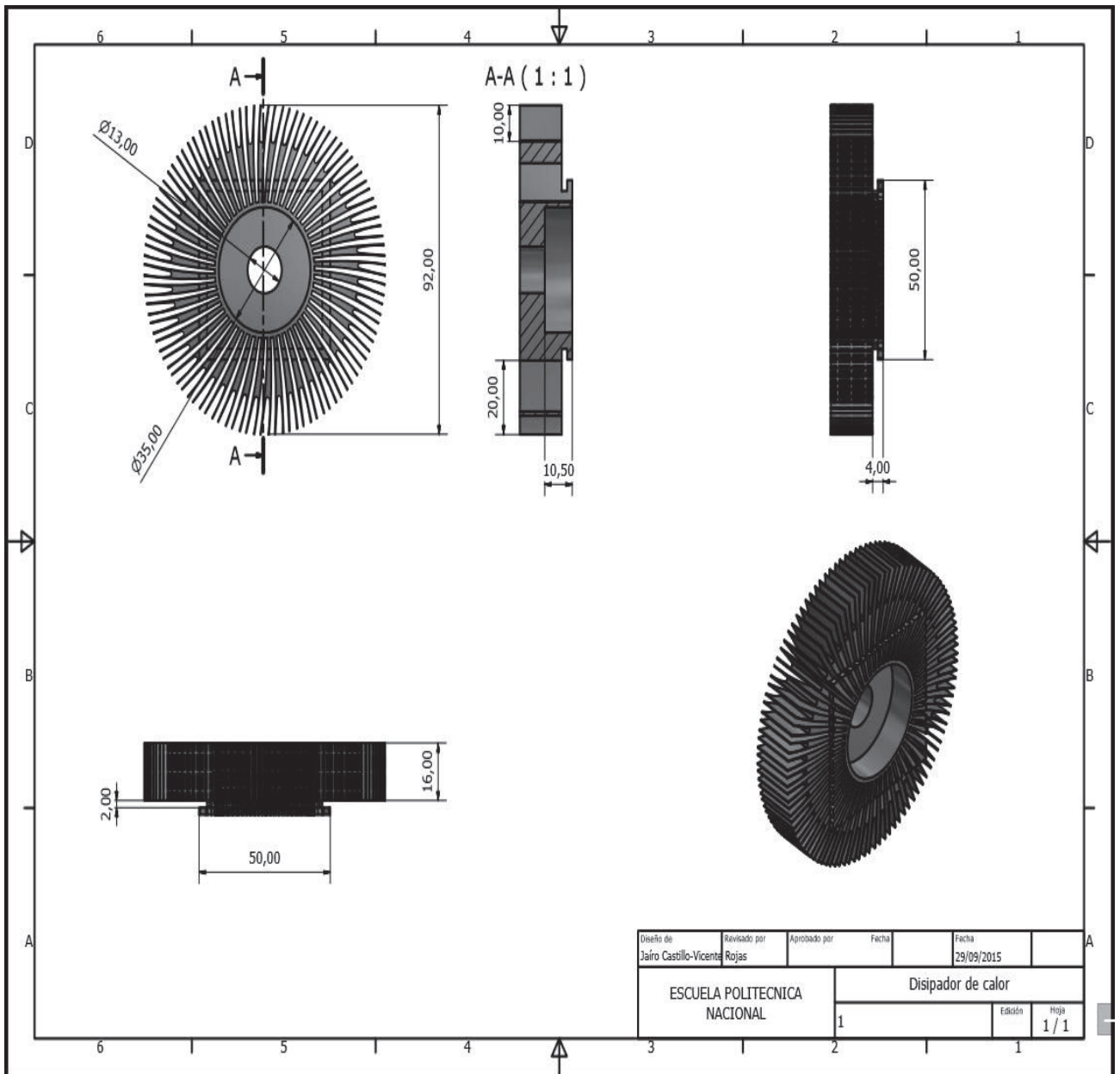
Se necesita calcular el disipador que debe colocarse a un sensor que trabajará disipando una potencia de 20W. Considerando la temperatura ambiente de trabajo igual a 22C .

Por el datasheet del sensor Bosch utilizado en la presente investigación se sabe que $R_{th\ j-c}$ es de $0,75\text{C/W}$. Además, su temperatura máxima de la unión, T_j , es de 130C . Como la unión con el disipador será directa se supone $R_{th\ c-d}$ de $0,75\text{C/W}$. Con estos datos ya se puede calcular $R_{th\ d-amb}$:

$$R_{th\ d-amb} = (T_j - T_a) / P - (R_{th\ j-c} + R_{th\ c-d}) = (130 - 22) / 20 - (0,75 + 0,75) = 3,9\text{C/W}$$

Por tanto, el disipador que se le coloque al transistor deberá tener una resistencia térmica de $3,9\text{C/W}$ como máximo. La elección del modelo concreto sería el indicado anteriormente, pero adicionando un ventilador para la extracción del calor del sensor, para este caso uno de 12V de corriente continua de iguales medidas que el disipador.

PLANO DEL DISIPADOR DE CALOR

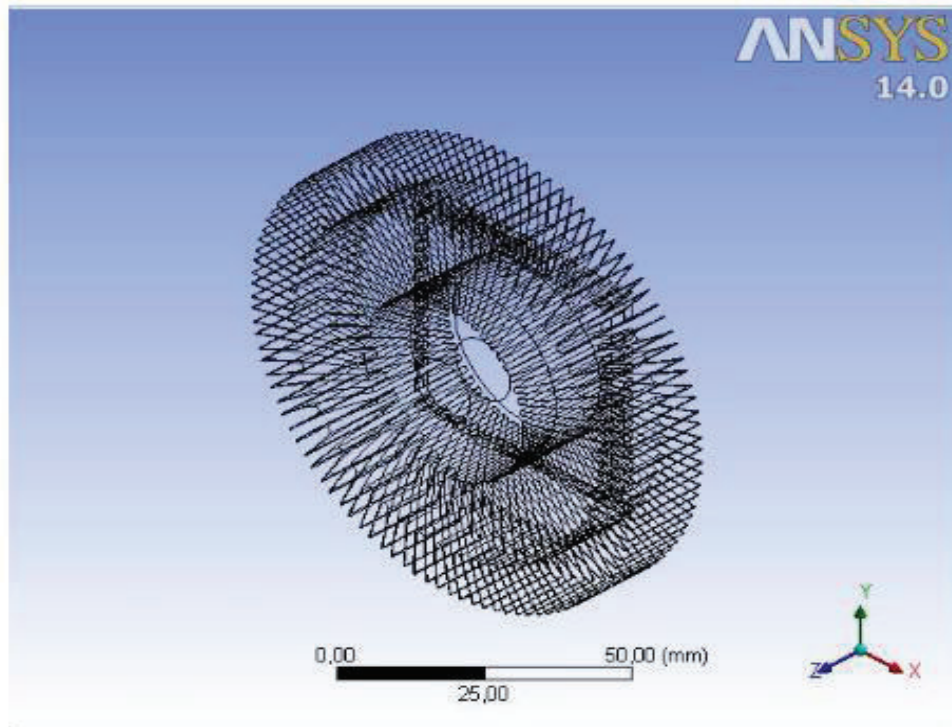


| | | | | | |
|------------------------------|--------------|--------------|--------------------|------------|--|
| Diseño de | Revisado por | Aprobado por | Fecha | Fecha | |
| Jairo Castillo-Vicente | Rojas | | | 29/09/2015 | |
| ESCUELA POLITECNICA NACIONAL | | | Disipador de calor | | |
| 1 | | | Edición | Hoja | |
| | | | | 1 / 1 | |



Project

| | |
|------------------------------|-------------------------|
| First Saved | Tuesday, April 21, 2015 |
| Last Saved | Tuesday, April 21, 2015 |
| Product Version | 14.0 Release |
| Save Project Before Solution | No |
| Save Project After Solution | No |



| | |
|-----------------------------------|-------------------------------------|
| Mesh Metric | None |
| Basic Geometry Options | |
| Solid Bodies | Yes |
| Surface Bodies | Yes |
| Line Bodies | No |
| Parameters | Yes |
| Parameter Key | DS |
| Attributes | No |
| Named Selections | No |
| Material Properties | No |
| Advanced Geometry Options | |
| Use Associativity | Yes |
| Coordinate Systems | No |
| Reader Mode Saves Updated File | No |
| Use Instances | Yes |
| Smart CAD Update | No |
| Attach File Via Temp File | Yes |
| Temporary Directory | C:\Users\VICHI 1\AppData\Local\Temp |
| Analysis Type | 3-D |
| Mixed Import Resolution | None |
| Decompose Disjoint Faces | Yes |
| Enclosure and Symmetry Processing | Yes |

TABLE 3
Model (A4) > Geometry > Parts

| | |
|----------------------------|---------------------------|
| Object Name | <i>disipador.ipt</i> |
| State | Meshed |
| Graphics Properties | |
| Visible | Yes |
| Transparency | 1 |
| Definition | |
| Suppressed | No |
| Stiffness Behavior | Flexible |
| Coordinate System | Default Coordinate System |
| Reference Temperature | By Environment |
| Material | |
| Assignment | Structural Steel |
| Nonlinear Effects | Yes |
| Thermal Strain Effects | Yes |
| Bounding Box | |
| Length X | 91,721 mm |
| Length Y | 91,721 mm |
| Length Z | 20, mm |
| Properties | |
| Volume | 42497 mm ³ |
| Mass | 0,3336 kg |
| Centroid X | -1,5867 mm |
| Centroid Y | -11,639 mm |
| Centroid Z | 32,865 mm |
| Moment of Inertia Ip1 | 130,71 kg·mm ² |
| Moment of Inertia Ip2 | 130,71 kg·mm ² |
| Moment of Inertia Ip3 | 243,55 kg·mm ² |
| Statistics | |
| Nodes | 53517 |

| | |
|-------------|-------|
| Elements | 24191 |
| Mesh Metric | None |

Coordinate Systems

TABLE 4
Model (A4) > Coordinate Systems > Coordinate System

| | |
|----------------------------|--------------------------|
| Object Name | Global Coordinate System |
| State | Fully Defined |
| Definition | |
| Type | Cartesian |
| Coordinate System ID | 0. |
| Origin | |
| Origin X | 0, mm |
| Origin Y | 0, mm |
| Origin Z | 0, mm |
| Directional Vectors | |
| X Axis Data | [1, 0, 0.] |
| Y Axis Data | [0, 1, 0.] |
| Z Axis Data | [0, 0, 1.] |

Mesh

TABLE 5
Model (A4) > Mesh

| | |
|---------------------------------|-----------------------|
| Object Name | Mesh |
| State | Solved |
| Defaults | |
| Physics Preference | Mechanical |
| Relevance | 0 |
| Sizing | |
| Use Advanced Size Function | Off |
| Relevance Center | Coarse |
| Element Size | Default |
| Initial Size Seed | Active Assembly |
| Smoothing | Medium |
| Transition | Fast |
| Span Angle Center | Coarse |
| Minimum Edge Length | 0.175730 mm |
| Inflation | |
| Use Automatic Inflation | None |
| Inflation Option | Smooth Transition |
| Transition Ratio | 0.272 |
| Maximum Layers | 5 |
| Growth Rate | 1.2 |
| Inflation Algorithm | Pre |
| View Advanced Options | No |
| Patch Conforming Options | |
| Triangle Surface Mesher | Program Controlled |
| Advanced | |
| Shape Checking | Standard Mechanical |
| Element Midside Nodes | Program Controlled |
| Straight Sided Elements | No |
| Number of Retries | Default (4) |
| Extra Retries For Assembly | Yes |
| Rigid Body Behavior | Dimensionally Reduced |

| | |
|----------------------------------|---------------|
| Mesh Morphing | Disabled |
| Defeaturing | |
| Pinch Tolerance | Please Define |
| Generate Pinch on Refresh | No |
| Automatic Mesh Based Defeaturing | On |
| Defeaturing Tolerance | Default |
| Statistics | |
| Nodes | 53517 |
| Elements | 24191 |
| Mesh Metric | None |

Static Structural (A5)

TABLE 6
Model (A4) > Analysis

| | |
|-------------------------|------------------------|
| Object Name | Static Structural (A5) |
| State | Solved |
| Definition | |
| Physics Type | Structural |
| Analysis Type | Static Structural |
| Solver Target | Mechanical APDL |
| Options | |
| Environment Temperature | 22, °C |
| Generate Input Only | No |

TABLE 7
Model (A4) > Static Structural (A5) > Analysis Settings

| | |
|-------------------------------|--------------------|
| Object Name | Analysis Settings |
| State | Fully Defined |
| Step Controls | |
| Number Of Steps | 1, |
| Current Step Number | 1, |
| Step End Time | 1, s |
| Auto Time Stepping | Program Controlled |
| Solver Controls | |
| Solver Type | Program Controlled |
| Weak Springs | Program Controlled |
| Large Deflection | Off |
| Inertia Relief | Off |
| Restart Controls | |
| Generate Restart Points | Program Controlled |
| Retain Files After Full Solve | No |
| Nonlinear Controls | |
| Force Convergence | Program Controlled |
| Moment Convergence | Program Controlled |
| Displacement Convergence | Program Controlled |
| Rotation Convergence | Program Controlled |
| Line Search | Program Controlled |
| Stabilization | Off |
| Output Controls | |
| Stress | Yes |
| Strain | Yes |
| Nodal Forces | No |
| Contact Miscellaneous | No |

| | |
|---------------------------------|---|
| General Miscellaneous | No |
| Calculate Results At | All Time Points |
| Max Number of Result Sets | Program Controlled |
| Analysis Data Management | |
| Solver Files Directory | C:\Users\VICHI 1\AppData\Local\Temp\WB_VICHI_3576_2 \unsaved_project_files\dp0\SYS\MECH\ |
| Future Analysis | None |
| Scratch Solver Files Directory | |
| Save MAPDL db | No |
| Delete Unneeded Files | Yes |
| Nonlinear Solution | No |
| Solver Units | Active System |
| Solver Unit System | nmm |

TABLE 8
Model (A4) > Static Structural (A5) > Loads

| Object Name | <i>Thermal Condition</i> | <i>Force</i> |
|-------------------|--------------------------|--------------|
| State | Fully Defined | |
| Scope | | |
| Scoping Method | Geometry Selection | |
| Geometry | 1 Body | 3 Faces |
| Definition | | |
| Type | Thermal Condition | Force |
| Magnitude | 150, °C (ramped) | |
| Suppressed | No | |
| Define By | Components | |
| Coordinate System | Global Coordinate System | |
| X Component | 1, N (ramped) | |
| Y Component | 1, N (ramped) | |
| Z Component | 0, N (ramped) | |

FIGURE 1
Model (A4) > Static Structural (A5) > Thermal Condition

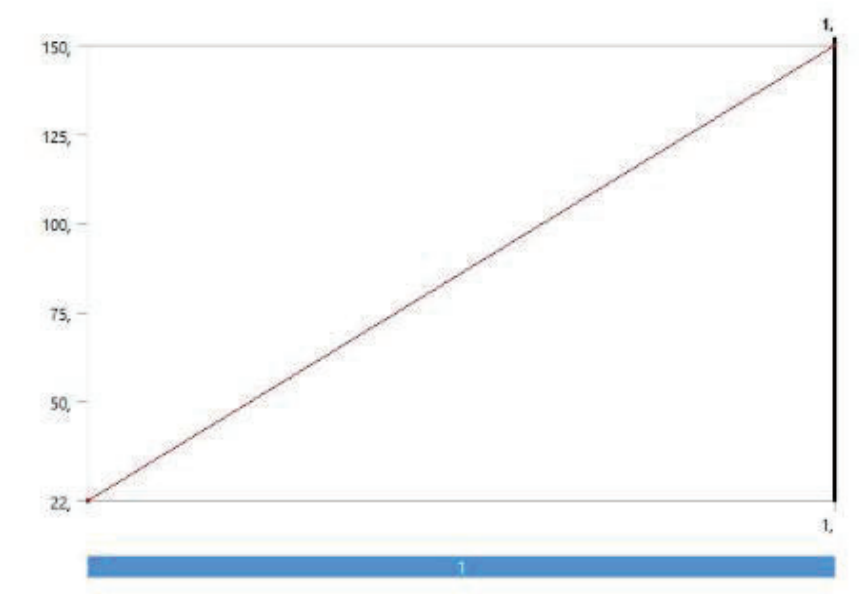
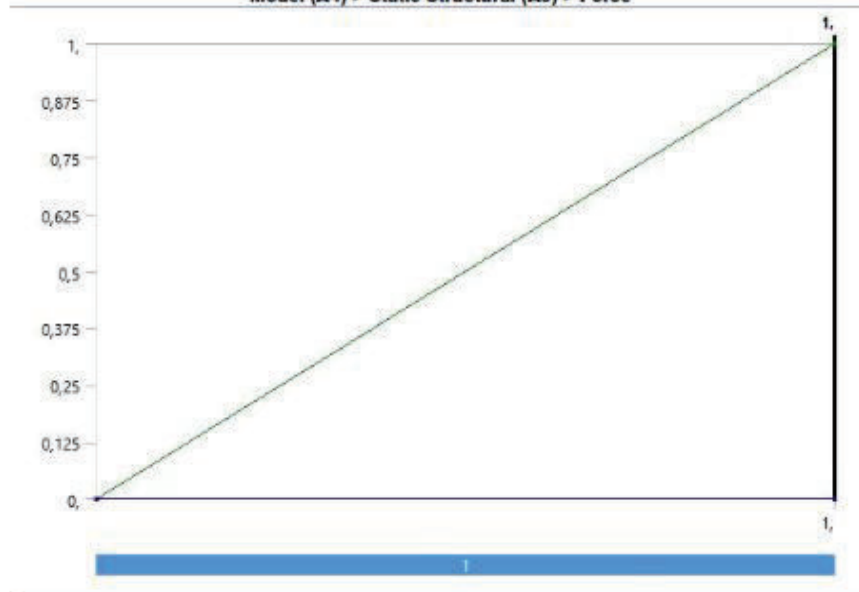


FIGURE 2
Model (A4) > Static Structural (A5) > Force



Solution (A6)

TABLE 9
Model (A4) > Static Structural (A5) > Solution

| Object Name | Solution (A6) |
|-------------|---------------|
| State | Solved |

| Adaptive Mesh Refinement | |
|---------------------------------|------|
| Max Refinement Loops | 1, |
| Refinement Depth | 2, |
| Information | |
| Status | Done |

TABLE 10

Model (A4) > Static Structural (A5) > Solution (A6) > Solution Information

| Object Name | <i>Solution Information</i> |
|---------------------------------|-----------------------------|
| State | Solved |
| Solution Information | |
| Solution Output | Solver Output |
| Newton-Raphson Residuals | 0 |
| Update Interval | 2,5 s |
| Display Points | All |
| FE Connection Visibility | |
| Activate Visibility | Yes |
| Display | All FE Connectors |
| Draw Connections Attached To | All Nodes |
| Line Color | Connection Type |
| Visible on Results | No |
| Line Thickness | Single |
| Display Type | Lines |

Material Data

Structural Steel

TABLE 11

Structural Steel > Constants

| | |
|----------------------------------|---|
| Density | 7,85e-006 kg mm ⁻³ |
| Coefficient of Thermal Expansion | 1,2e-005 C ⁻¹ |
| Specific Heat | 4,34e+005 mJ kg ⁻¹ C ⁻¹ |
| Thermal Conductivity | 6,05e-002 W mm ⁻¹ C ⁻¹ |
| Resistivity | 1,7e-004 ohm mm |

TABLE 12

Structural Steel > Compressive Ultimate Strength

| | |
|-----------------------------------|----|
| Compressive Ultimate Strength MPa | 0, |
|-----------------------------------|----|

TABLE 13

Structural Steel > Compressive Yield Strength

| | |
|--------------------------------|------|
| Compressive Yield Strength MPa | 250, |
|--------------------------------|------|

TABLE 14

Structural Steel > Tensile Yield Strength

| | |
|----------------------------|------|
| Tensile Yield Strength MPa | 250, |
|----------------------------|------|

TABLE 15

Structural Steel > Tensile Ultimate Strength

| | |
|-------------------------------|------|
| Tensile Ultimate Strength MPa | 460, |
|-------------------------------|------|

TABLE 16
Structural Steel > Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion

| |
|-------------------------|
| Reference Temperature C |
| 22, |

TABLE 17
Structural Steel > Alternating Stress Mean Stress

| Alternating Stress MPa | Cycles | Mean Stress MPa |
|------------------------|---------|-----------------|
| 3999, | 10, | 0, |
| 2827, | 20, | 0, |
| 1896, | 50, | 0, |
| 1413, | 100, | 0, |
| 1069, | 200, | 0, |
| 441, | 2000, | 0, |
| 262, | 10000 | 0, |
| 214, | 20000 | 0, |
| 138, | 1,e+005 | 0, |
| 114, | 2,e+005 | 0, |
| 86,2 | 1,e+006 | 0, |

TABLE 18
Structural Steel > Strain-Life Parameters

| Strength Coefficient MPa | Strength Exponent | Ductility Coefficient | Ductility Exponent | Cyclic Strength Coefficient MPa | Cyclic Strain Hardening Exponent |
|--------------------------|-------------------|-----------------------|--------------------|---------------------------------|----------------------------------|
| 920, | -0,106 | 0,213 | -0,47 | 1000, | 0,2 |

TABLE 19
Structural Steel > Isotropic Elasticity

| Temperature C | Young's Modulus MPa | Poisson's Ratio | Bulk Modulus MPa | Shear Modulus MPa |
|---------------|---------------------|-----------------|------------------|-------------------|
| | 2,e+005 | 0,3 | 1,6667e+005 | 76923 |

TABLE 20
Structural Steel > Isotropic Relative Permeability

| |
|-----------------------|
| Relative Permeability |
| 10000 |

Anexo 3

NORMA INEN 960

| | | |
|---|--|---------------------|
| Norma Técnica Ecuatoriana | VEHICULOS AUTOMOTORES. DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA NETA DEL MOTOR | INEN 960 1983-04 |
| <p style="text-align: center;">1. OBJETO</p> <p>1.1 Esta norma establece el método general de ensayo para motores de vehículos automotores, para evaluación de su rendimiento, con el propósito de la elaboración posterior de curvas de potencia y consumo específico de combustible a carga completa, como funciones de la velocidad de la máquina.</p> <p style="text-align: center;">2. ALCANCE</p> <p>2.1 Esta norma se aplica a máquinas de combustión interna usadas en vehículos automotores (excluyendo motocicletas y tractores) que trafican usualmente las calles y/o carreteras, que estén incluidos dentro de las categorías siguientes:</p> <ul style="list-style-type: none"> - motores de combustión interna a pistón de movimiento alternativo (encendido por bujías o por inyección de combustible), excluyendo los de pistón libre; - motores de émbolo rotativo. <p>Estos motores podrán estar provistos de un dispositivo de sobrecarga mecánica o de turbo alimentadores.</p> <p style="text-align: center;">3. DEFINICIONES</p> <p>3.1 Potencia neta. La potencia obtenida en el eje motor o en su equivalente, a la velocidad especificada por el fabricante, estando el motor equipado con los dispositivos auxiliares necesarios para su correcto funcionamiento en su aplicación particular.</p> <p>3.2 Dispositivos auxiliares. Los equipos y dispositivos enunciados en la Tabla 1.</p> <p>3.3 Equipo standard de producción. Cualquier equipo que es provisto normalmente por el fabricante, para aplicación particular del motor.</p> <p style="text-align: center;">4. DISPOSICIONES GENERALES</p> <p>4.1 Exactitud de las mediciones</p> <p>4.1.1 <i>Momento.</i> El diámetro debe ser tal, que el primer cuadrante de la escala no se use. Debe tener una exactitud dentro de $\pm 0,05\%$ del valor máximo de la escala.</p> <p>4.1.2 <i>Velocidad.</i> La velocidad del motor debe ser leída de preferencia con un cuenta - revoluciones y con un cronómetro sincronizado automáticamente. La exactitud de los valores medidos debe ser de $\pm 0,05\%$.</p> <p style="text-align: right;"><i>(Continúa)</i></p> | | |

TABLA 1. Dispositivos Auxiliares

| | DISPOSITIVOS | NOTAS |
|---|---|---|
| 1 | Sistema de admisión Múltiple de admisión Filtro de aire Silenciador de admisión Sistema de control de emisiones Sistema de limitación de velocidad | |
| 2 | Sistema de calefacción del múltiple de admisión | Colocado en la posición más favorable posible |
| 3 | Sistema de escape: Purificador Múltiple de escape Toberas Silenciador Tubo de escape Freno de escape | Si es posible armar el sistema de escape para el ensayo, se debe reemplazar por otro equivalente en restricciones con la aprobación del fabricante Si existe un freno de escape, la válvula puede ser retirada o colocada en posición de abierta totalmente |
| 4 | Bomba de combustible | La presión de alimentación del combustible puede ser ajustada, en caso de necesidad, para producir circunstancias especiales de aplicación del motor. |
| 5 | Carburador | |
| 6 | Equipo de inspección (diesel) Primer filtro Segundo filtro Bomba Cañería de alta presión Inyector Válvula de admisión de aire Regulador | La válvula de admisión de aire es el control neumático de la bomba de inyección |
| 7 | Equipo de enfriamiento del líquido refrigerante Tapa del motor Radiador | El radiador, el ventilador, la bomba de agua y el termostato, deben colocarse en el banco de pruebas en las mismas posiciones relativas que ocupan en el vehículo. La circulación de agua debe ser activada solamente por la bomba. El enfriamiento puede ser producido por el radiador o por circuito externo, siempre que la pérdida de la presión en este circuito permanezca sustranciamente la misma que la del motor |

(Continúa)

Continuación de la tabla 1

| | | |
|----|--|---|
| 7 | <p>Ventilador Tapa del ventilador</p> <p>Tapa del ventilador Bomba de agua Termostato</p> | <p>Si hay un ventilador desconectado, la potencia neta debe determinarse primeramente con el ventilador desconectado y luego conectado</p> <p>Cuando el ventilador no se puede instalar en el cambo de pruebas, la potencia absorbida por el ventilador debe determinarse por las mismas velocidades utilizadas para las mediciones del motor. Esta potencia debe restarse de la potencia corregida, para obtener la potencia neta.</p> |
| 8 | <p>Equipo de enfriamiento de aire Tapa del ventilador Ventilador</p> <p>Ventilador auxiliar del banco de pruebas Dispositivo de regulación de temperatura</p> | <p>(Las notas del numero 7 aplicables al ventilador, se aplican también para enfriamiento por aire)</p> <p>Si fuese necesario</p> |
| 9 | Equipo electrico | <p>La potencia del generador debe limitarse a la necesaria para el funcionamiento de accesorios que son indispensables para el motor. No debe cargarse la batería durante el ensayo.</p> |
| 10 | <p>Equipo de sobrealimentación. Compresor movido por motor, o por gases de escape</p> <p>Intercambiador del calor</p> <p>Bomba o ventilador de refrigeración Regulación del flujo de refrigerante Ventilador auxiliar del banco de pruebas</p> | <p>La temperatura de aire en el múltiple de admisión debe ser la especificada por el fabricante, en el caso de haberla.</p> <p>Si fuese necesario</p> |
| 11 | Dispositivo anti- contaminantes | |

(Continúa)

4.1.3 Consumo de combustible. Exactitud de $\pm 1\%$

4.1.4 Temperatura del aire de admisión. Exactitud de $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

4.1.5 Presión barométrica. $\pm 70\text{ Pa}$ (0,70 mbar).

4.1.6 Presión en el ducto de escape. $\pm 25\text{ Pa}$ (0,25 mbar).

4.2 Ensayos

4.2.1 Dispositivos auxiliares

4.2.1.1 Durante el ensayo, los dispositivos auxiliares especificados en la Tabla 1 deben instalarse en lo posible en la misma posición que en la aplicación en el motor. Deberán retirarse los equipos auxiliares del vehículo que no son necesarios para el funcionamiento del motor, como por ejemplo:

- Compresor de aire para frenos,
- Compresor de suspensión
- Sistema de aire acondicionado

En los casos en que se deban retirar accesorios, la potencia absorbida por los mismos, deberá determinarse y añadirse a la potencia medida del motor.

4.2.2 Dispositivos auxiliares para arranque de motores a diesel

4.2.2.1 Tratándose de motores a diesel, deben considerarse los dos casos siguientes:

- a) *Arranque eléctrico.* El generador está instalado y suministra, cuando sea necesario, la energía para los auxiliares indispensables para el funcionamiento del motor.
- b) *Arranque no eléctrico.* Si existe cualquier otro dispositivo auxiliar eléctricamente movido, indispensable para el funcionamiento del motor, se instalará el generador para suministrar la energía de estos accesorios. De lo contrario, deberán retirarse. En cualquier caso, el sistema para producir y acumular la energía necesaria para el arranque, debe estar instalado y funcionar cuando no se aplica al motor.

4.3 Condiciones de ajuste

4.3.1 Las condiciones de ajuste durante el ensayo, para la determinación de la potencia neta, se indican en la Tabla 2.

TABLA 2. Condiciones de ajuste

| | | |
|---|---|---|
| 1 | Ajuste al carburador | De acuerdo a las especificaciones del fabricante, utilizados sin ninguna alteración posterior para la aplicación particular |
| 2 | Ajuste al sistema de inyección a la bomba | |
| 3 | Inyección o regulador de la inyección | |
| 4 | Ajuste del regulador | |

(Continua)

4.4 Condiciones de ensayo

4.4.1 El ensayo de potencia neta consistirá en marcha a plena admisión para motores de bujías, y a plena carga de la bomba de inyección para motores a diesel. El motor estará equipado según la Tabla 1.

4.4.2 Los datos de rendimiento deben obtenerse bajo condiciones estables de funcionamiento, con un adecuado suministro de aire fresco. Los motores deberán arrancarse de acuerdo a las recomendaciones del fabricante. Las cámaras de combustión de motores a bujías podrán contener depósitos, pero en cantidades limitadas. Las condiciones de ensayo, tales como la temperatura en la tobera de admisión, deberán seleccionarse lo más aproximadamente a las condiciones de referencia, para minimizar la magnitud del factor de corrección.

4.4.3 La temperatura del aire de admisión al motor (aire ambiental) debe medirse dentro de 0,15 m máximo en la entrada al filtro de aire y, si esto no existe, dentro de 0,15 m de la tobera de admisión. El termómetro o la cupla - térmica debe protegerse de radiación del calor y debe localizarse directamente en el torrente de aire. Debe también protegerse de gotas de combustible. Una cantidad suficiente de medidas en sitios distintos, deberá ser un promedio representativo de la temperatura.

4.4.4 No se deben tomar datos, a menos que el momento, velocidad y temperatura, hayan sido mantenidos constantes por lo menos durante un minuto.

4.4.5 La velocidad del motor durante una prueba o lectura, no debe desviarse de la velocidad seleccionada, en más de $\pm 1\%$ o en ± 10 rev/min.

4.4.6 La fuerza de frenado observada, consumo de combustible y temperatura de aire de admisión, deben anotarse simultáneamente y, en cada caso, deben ser los promedios de dos valores estables que no varían más del 2% por la fuerza de frenado y consumo de combustible.

4.4.7 Para la medición del consumo de combustible con un contador automático de tiempo, el tiempo mínimo de medición no debe ser inferior a 30 s; para medición manual, no menor a 60 s.

4.4.8 La temperatura de salida del refrigerante en motores enfriados por líquidos, debe controlarse y mantenerse a $80 \pm 5^\circ\text{C}$, a menos que el fabricante especifique otra cosa. Para motores refrigerados por aire, la temperatura debe mantenerse con tolerancia de 20°C respecto al valor indicado por el fabricante.

4.4.9 La temperatura del combustible en la entrada de la bomba o en el carburador, debe mantenerse dentro de los límites especificados por el fabricante.

4.4.10 La temperatura del aceite lubricante medida en el (carburador) depósito de aceite o en la salida del sistema de enfriamiento de aceite, de existir, debe mantenerse dentro de los límites especificados por el fabricante.

4.4.11 La temperatura del gas de escape debe medirse en un punto del tubo de escape adyacente al final del múltiple de escape. Esta temperatura debe mantenerse entre los límites establecidos por el fabricante.

(Continua)

4.4.12 Para motores a diesel, el combustible utilizado no debe contener aditivos para la suspensión del humo. En caso de disputa, el ensayo deberá hacerse con combustible clasificado bajo la sigla CEC - RF - 03-T-69.

5. FACTORES DE CORRECCION

5.1 Definición del factor K_a

5.1.1 Es el factor por el cual debe multiplicarse la potencia observada, para determinar la potencia del motor bajo las condiciones atmosféricas de referencia.

5.2 Condiciones atmosféricas de referencia

5.2.1 *Temperatura.* 25°C (298 K).

5.2.2 *Presión total.* 100 KPa (1 000 mbar). Siendo la humedad despreciable. (Ver nota 1).

5.3 Limitaciones en el uso de la fórmula de corrección

5.3.1 La fórmula de corrección es sólo aplicable donde el factor de corrección está entre 0,96 y 1,04. Si se exceden estos límites, debe darse el valor corregido, y las condiciones de ensayo (temperatura y presión) deben establecerse en forma precisa en el reporte de ensayo.

5.4 Determinación de factores de corrección

5.4.1 *Motores de ignición por bujías (carburador o inyección) factor K_a .* Dentro de los límites definidos en 7.3, el factor de corrección se obtiene aplicando la fórmula:

$$K_a = \left(\frac{100}{p} \right) \left(\frac{T}{298} \right) \dots\dots\dots (1)$$

Donde:

T - Temperatura absoluta, en grados kelvin en la entrada de aire.

P - presión atmosférica total, en kilopascales

Esta fórmula es aplicada a la potencia de frenado observada, sin tomar en cuenta la eficiencia mecánica del motor.

5.4.2 Motores a diesel - factor K_d

5.4.2.1 Factor de corrección para motores a diesel de cuatro tiempos de aspiración natural y para motores a diesel de dos tiempos. El factor de corrección, que se aplica sólo a suministro constante de combustible, se calcula por medio de la fórmula:

NOTA 1. Dentro del intervalo 10 a 35°C, los efectos de la humedad en el factor de corrección pueden ser despreciados

(Continua)

$$k_d = \left(\frac{100}{\rho}\right)^{0,65} \left(\frac{T}{298}\right)^{0,5} \dots\dots\dots(2)$$

La siguiente fórmula, que es aproximadamente equivalente, también puede utilizarse:

$$k_d = 1 + \frac{A}{100}$$

Donde:

$$A = 0,65 (100 - \rho) + 0,17 (T - 298)$$

Si el factor de corrección excede 1,04 o es menor que 0,96, o si el suministro de combustible, medido durante el funcionamiento del motor, es menor que 50 mm³ por litro de volúmenes de barrido, o más que 75 mm³, la corrección puede hacerse aplicando el factor de corrección K_d, por el valor de éste coeficiente; las condiciones de temperatura y presión durante el ensayo y el suministro específico de combustible en mm³ por litro, deben hacerse constar en el reporte.

5.4.2.2 Factor de corrección para motores a diesel cargados a presión

5.4.2.2.1 Motor con sobre - alimentación por turbina de escape. Un factor de corrección que es igual a 1 se aplicará cuando la densidad del aire ambiental no varíe más de ± 5% de la densidad bajo las condiciones de referencia. Cuando la densidad del aire esté fuera de estos límites, no se aplicará corrección alguna, pero se reportarán las condiciones de ensayo.

5.4.2.3 Motores con sobrealimentación mecánica. Para el factor de corrección de motores de sobrecarga mecánica, se aplicará la fórmula para motores de aspiración natural, previa comprobación de que la relación está entre los límites especificados para esos motores.

$$relación = \frac{\text{suministro de combustible}}{\text{Volumen de barrido} \left(\frac{p^2}{p^1}\right) \left(\frac{T1}{T2}\right)}$$

Donde:

p1 - Presión ambiental.

p2 - Presión en el múltiple de admisión.

T1 - Temperatura ambiental en K.

T2 - Temperatura en la entrada del múltiple de admisión.

Anexo 4

**Capturas de Potencia, Fuerza de arrastre y RPM otorgadas
por el Banco Dinamométrico**

Pruebas Chevrolet Aveo 1.4L:





Pruebas Chevrolet Grand Vitara 2.0L:





Pruebas Chevrolet Luv D-max 2.4L:





Anexo 5

Resultados del Análisis Estadístico de Variables

Vehículo: Chevrolet Aveo 1.4L

| Nro. Prueba | Media Presión cilindro (Bar) | Media Voltaje (V) | Error Estándar de la media | Desviación estándar | Varianza | Coef. Var | Mínimo |
|-------------|------------------------------|-------------------|----------------------------|---------------------|----------|-----------|---------|
| 1 (50 km) | 3,73 | 0,52812 | 0,00048 | 0,02399 | 0,000576 | 4,54 | 0,34747 |
| 2 (75 km) | 3,7394 | 0,52832 | 0,000428 | 0,02142 | 0,000459 | 4,05 | 0,34747 |
| 3 (100 km) | 5,546 | 0,5767 | 0,000807 | 0,04034 | 0,00163 | 6,99 | 0,54092 |
| 4 (75 km) | 6,2062 | 0,59426 | 0,00115 | 0,05766 | 0,00332 | 9,7 | 0,38824 |
| 5 (50 km) | 6,1625 | 0,59295 | 0,00162 | 0,08107 | 0,00657 | 13,67 | 0,51054 |
| 6 (100 km) | 5,7808 | 0,58295 | 0,000929 | 0,04645 | 0,00216 | 7,97 | 0,53092 |
| 7 (50 km) | 6,2624 | 0,59558 | 0,00174 | 0,08682 | 0,00754 | 14,58 | 0,52073 |
| 8 (75 km) | 6,2356 | 0,59505 | 0,00116 | 0,05817 | 0,00338 | 9,78 | 0,53092 |
| 9 (120 km) | 3,1022 | 0,51121 | 0,000101 | 0,00504 | 0,000025 | 0,99 | 0,50035 |
| 10 (60km) | 4,6226 | 0,55197 | 0,000806 | 0,04028 | 0,00162 | 7,3 | 0,47996 |
| 11(80km) | 5,5938 | 0,57796 | 0,000899 | 0,04494 | 0,00202 | 7,78 | 0,4392 |
| 12(85km) | 5,4751 | 0,57481 | 0,000754 | 0,03768 | 0,00142 | 6,56 | 0,53092 |
| 13(60km) | 5,9218 | 0,58668 | 0,00108 | 0,0539 | 0,00291 | 9,19 | 0,53092 |
| 14(110km) | 5,4341 | 0,57371 | 0,000748 | 0,03741 | 0,0014 | 6,52 | 0,51054 |
| 15(90km) | 5,9867 | 0,58845 | 0,000955 | 0,04776 | 0,00228 | 8,12 | 0,4392 |
| 16(85km) | 6,0724 | 0,59073 | 0,000977 | 0,04885 | 0,00239 | 8,27 | 0,42901 |
| 17(110km) | 5,1295 | 0,56558 | 0,000629 | 0,03147 | 0,00099 | 5,56 | 0,51054 |

Vehículo: Chevrolet Aveo 1.4L

| Nro. Prueba | Q1 | Mediana | Q3 | Máximo | Rango | IQR | Modo | N para moda | Curtosis |
|-------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|----------|-------------|----------|
| 1 (50 km) | 0,51054 | 0,52073 | 0,54111 | 0,60226 | 0,25479 | 0,03057 | 0,510538 | 1058 | 2,08 |
| 2 (75 km) | 0,51 | 0,52073 | 0,54111 | 0,60226 | 0,25479 | 0,03057 | 0,510538 | 941 | 2,1 |
| 3 (100 km) | 0,54111 | 0,56149 | 0,59207 | 0,68379 | 0,15287 | 0,05096 | 0,541112 | 588 | 0,23 |
| 4 (75 km) | 0,5513 | 0,57169 | 0,62264 | 0,75513 | 0,36689 | 0,07134 | 0,541112 | 480 | 0,42 |
| 5 (50 km) | 0,54111 | 0,56149 | 0,62264 | 0,89781 | 0,38727 | 0,08153 | 0,530921 | 464 | 2,53 |
| 6 (100 km) | 0,5513 | 0,57169 | 0,60226 | 0,71437 | 0,18345 | 0,05096 | 0,541112 | 556 | 0,26 |
| 7 (50 km) | 0,54111 | 0,56149 | 0,62264 | 0,908 | 0,38727 | 0,08153 | 0,530921 | 558 | 2,3 |
| 8 (75 km) | 0,5513 | 0,57169 | 0,62264 | 0,87743 | 0,34651 | 0,07134 | 0,541112 | 504 | 0,35 |
| 9 (120 km) | 0,51054 | 0,51054 | 0,51054 | 0,53092 | 0,03057 | 0 | 0,510538 | 1887 | 1,19 |
| 10 (60km) | 0,52073 | 0,54111 | 0,57169 | 0,6736 | 0,19364 | 0,05096 | 0,52073 | 782 | 0,66 |
| 11(80km) | 0,54111 | 0,56149 | 0,60226 | 0,70418 | 0,26498 | 0,06115 | 0,541112 | 517 | -0,12 |
| 12(85km) | 0,54111 | 0,56149 | 0,59207 | 0,6736 | 0,14268 | 0,05096 | 0,541112 | 599 | -0,09 |
| 13(60km) | 0,54111 | 0,57169 | 0,61245 | 0,74494 | 0,21402 | 0,07134 | 0,541112 | 613 | 0,8 |
| 14(110km) | 0,54111 | 0,56149 | 0,59207 | 0,6736 | 0,16306 | 0,05096 | 0,541112 | 573 | -0,1 |
| 15(90km) | 0,5513 | 0,57169 | 0,61245 | 0,71437 | 0,27517 | 0,06115 | 0,551304 | 488 | 0,27 |
| 16(85km) | 0,5513 | 0,57169 | 0,61245 | 0,72456 | 0,29555 | 0,06115 | 0,551304 | 516 | 0,34 |
| 17(110km) | 0,54111 | 0,5513 | 0,58188 | 0,64303 | 0,13249 | 0,04077 | 0,541112 | 642 | -0,15 |

Vehículo: Chevrolet Luv D-max 4x2 2.4L

| Nro. Prueba | Media Presión cilindro (Bar) | Media voltaje (V) | Error Estándar de la media | Desviación estándar | Varianza | Coef. Var | Mínimo |
|-------------|------------------------------|-------------------|----------------------------|---------------------|----------|-----------|---------|
| 1 (50 km) | 5,2135 | 0,56737 | 0,00212 | 0,10621 | 0,01128 | 18,72 | 0,46977 |
| 2 (75 km) | 5,5603 | 0,57703 | 0,00103 | 0,05147 | 0,00265 | 8,92 | 0,52073 |
| 3 (100 km) | 5,7254 | 0,58147 | 0,000941 | 0,04706 | 0,00221 | 8,09 | 0,51054 |
| 4 (75 km) | 6,0309 | 0,58958 | 0,00116 | 0,05779 | 0,00334 | 9,8 | 0,53092 |
| 5 (50 km) | 6,1103 | 0,59154 | 0,00166 | 0,0828 | 0,00686 | 14 | 0,52073 |
| 6 (100 km) | 5,2673 | 0,56926 | 0,000683 | 0,03415 | 0,00117 | 6 | 0,51054 |
| 7 (50 km) | 6,1183 | 0,59167 | 0,00188 | 0,09412 | 0,00886 | 15,91 | 0,52073 |
| 8 (75 km) | 6,5807 | 0,60411 | 0,00164 | 0,08192 | 0,00671 | 13,56 | 0,54111 |
| 9 (120 km) | 5,9288 | 0,5869 | 0,000968 | 0,04838 | 0,00234 | 8,24 | 0,53092 |
| 10 (60km) | 6,1681 | 0,59308 | 0,00166 | 0,08297 | 0,00688 | 13,99 | 0,51054 |
| 11(80km) | 6,3589 | 0,59825 | 0,00146 | 0,07292 | 0,00532 | 12,19 | 0,51054 |
| 12(85km) | 5,5324 | 0,57629 | 0,000993 | 0,04966 | 0,00247 | 8,62 | 0,52073 |
| 13(60km) | 6,2074 | 0,59412 | 0,0017 | 0,08495 | 0,00722 | 14,3 | 0,52073 |
| 14(110km) | 6,0106 | 0,58906 | 0,00106 | 0,05283 | 0,00279 | 8,97 | 0,53092 |
| 15(90km) | 6,2568 | 0,59558 | 0,00127 | 0,06334 | 0,00401 | 10,64 | 0,53092 |
| 16(85km) | 6,768 | 0,60909 | 0,00168 | 0,08417 | 0,00708 | 13,82 | 0,51054 |
| 17(110km) | 5,7834 | 0,58303 | 0,000871 | 0,04357 | 0,0019 | 7,47 | 0,53092 |

Vehículo: Chevrolet Luv D-max 4x2 2.4L

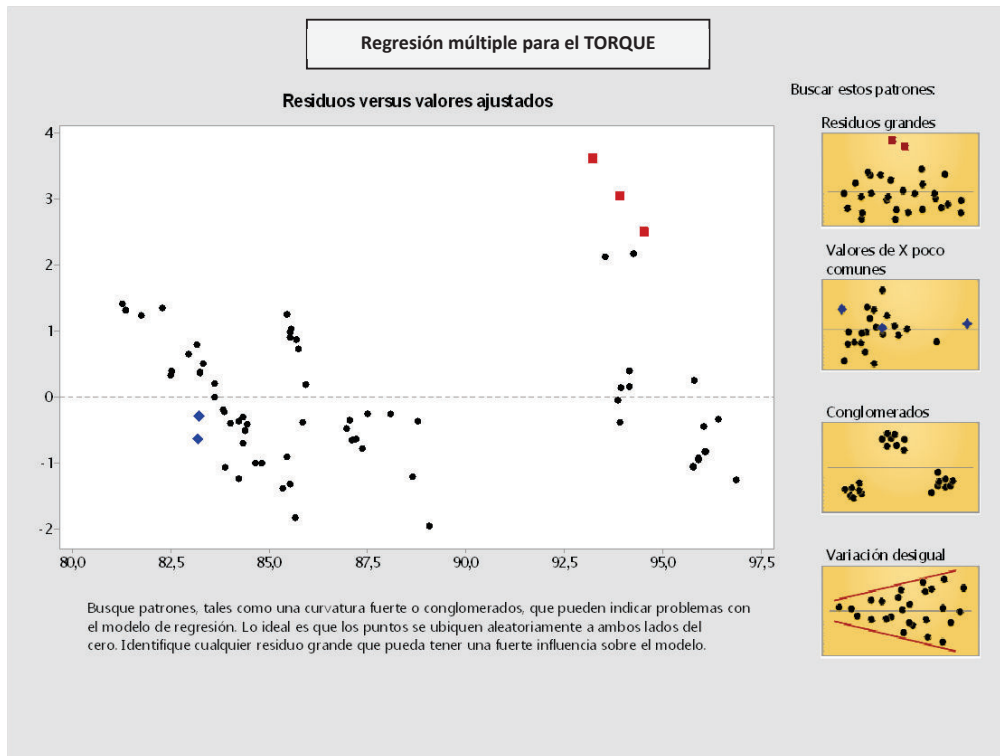
| Nro. Prueba | Q1 | Mediana | Q3 | Máximo | Rango | IQR | Modo | N para moda | Curtosis |
|-------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|----------|-------------|----------|
| 1 (50 km) | 0,49016 | 0,52073 | 0,60226 | 0,94877 | 0,479 | 0,11211 | 0,490155 | 582 | 2,3 |
| 2 (75 km) | 0,54111 | 0,5513 | 0,60226 | 0,72456 | 0,20383 | 0,06115 | 0,541112 | 528 | 0,71 |
| 3 (100 km) | 0,54111 | 0,56149 | 0,60226 | 0,70418 | 0,19364 | 0,06115 | 0,541112 | 619 | 0,18 |
| 4 (75 km) | 0,54111 | 0,57169 | 0,61245 | 0,82647 | 0,29555 | 0,07134 | 0,541112 | 633 | 1,51 |
| 5 (50 km) | 0,54111 | 0,5513 | 0,61245 | 0,97935 | 0,45861 | 0,07134 | 0,541112 | 566 | 3,57 |
| 6 (100 km) | 0,54111 | 0,56149 | 0,59207 | 0,65322 | 0,14268 | 0,05096 | 0,541112 | 621 | -0,04 |
| 7 (50 km) | 0,53092 | 0,5513 | 0,61245 | 0,98954 | 0,46881 | 0,08153 | 0,530921 | 606 | 3,25 |
| 8 (75 km) | 0,5513 | 0,57169 | 0,63284 | 0,88762 | 0,34651 | 0,08153 | 0,551304 | 508 | 2,31 |
| 9 (120 km) | 0,5513 | 0,57169 | 0,61245 | 0,75513 | 0,22421 | 0,06115 | 0,541112 | 507 | 0,22 |
| 10 (60km) | 0,54111 | 0,5513 | 0,61245 | 0,908 | 0,39747 | 0,07134 | 0,541112 | 777 | 3,21 |
| 11(80km) | 0,54111 | 0,57169 | 0,62264 | 0,85705 | 0,34651 | 0,08153 | 0,541112 | 654 | 1,68 |
| 12(85km) | 0,54111 | 0,5513 | 0,60226 | 0,71437 | 0,19364 | 0,06115 | 0,541112 | 497 | 0,37 |
| 13(60km) | 0,54111 | 0,5513 | 0,62264 | 0,908 | 0,38727 | 0,08153 | 0,530921 | 528 | 2,57 |
| 14(110km) | 0,54366 | 0,57169 | 0,62264 | 0,72456 | 0,19364 | 0,07898 | 0,541112 | 559 | 0,04 |
| 15(90km) | 0,54111 | 0,57169 | 0,63284 | 0,83666 | 0,30574 | 0,09172 | 0,541112 | 505 | 0,66 |
| 16(85km) | 0,5513 | 0,57169 | 0,63284 | 0,89781 | 0,38727 | 0,08153 | 0,551304 | 475 | 1,66 |
| 17(110km) | 0,5513 | 0,57169 | 0,60226 | 0,70418 | 0,17326 | 0,05096 | 0,541112 | 509 | 0,21 |

Anexo 6

Análisis estadístico y gráficas de comportamiento individuales

Chevrolet Aveo

RESULTADOS REGRESION TORQUE



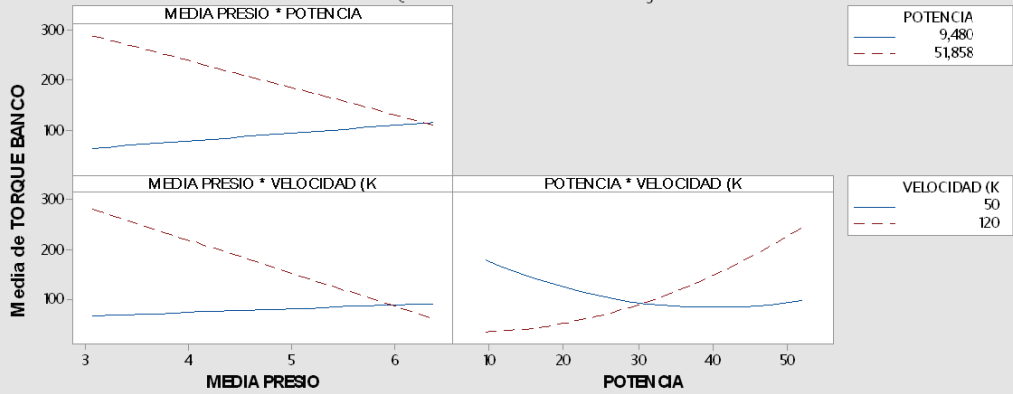
Regresión múltiple para el TORQUE

| Verificar | Estado | Descripción |
|--------------------|--------|--|
| Cantidad de datos | | Su muestra es lo suficientemente grande (n = 69) para obtener una estimación precisa de la fuerza de la relación. |
| Datos poco comunes | | <ul style="list-style-type: none"> • Residuos grandes: 3 puntos de los datos tienen residuos grandes y no son ajustados adecuadamente por la ecuación. Estos puntos aparecen marcados en rojo en el Informe de diagnóstico. • Valores de X poco comunes: 2 puntos de datos tienen valores de X poco comunes, que pueden influir fuertemente en la ecuación del modelo. Estos puntos aparecen marcados en azul en el Informe de diagnóstico. Usted puede colocarse sobre un punto o utilizar la función de destacado de Minitab para identificar las filas de la hoja de trabajo. Puesto que los datos poco comunes pueden tener una influencia fuerte en los resultados, trate de identificar la causa de su naturaleza poco común. Corrija cualquier error de ingreso de datos o de medición. Considere eliminar los datos asociados a causas especiales y volver a realizar el análisis. |
| Normalidad | | Debido a que usted tiene por lo menos 15 puntos de datos, la normalidad no representa un problema. Si el número de puntos de los datos es pequeño y los residuos no están normalmente distribuidos, el valor p utilizado para determinar si existe una relación significativa entre las X y Y pudiera no ser exacto. |

Regresión múltiple para el TORQUE

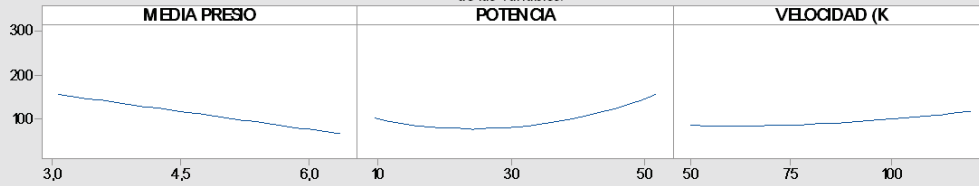
Gráficas de interacción para TORQUE BANCO

Describe cómo cambia TORQUE BANCO si usted cambia la configuración de dos variables X.



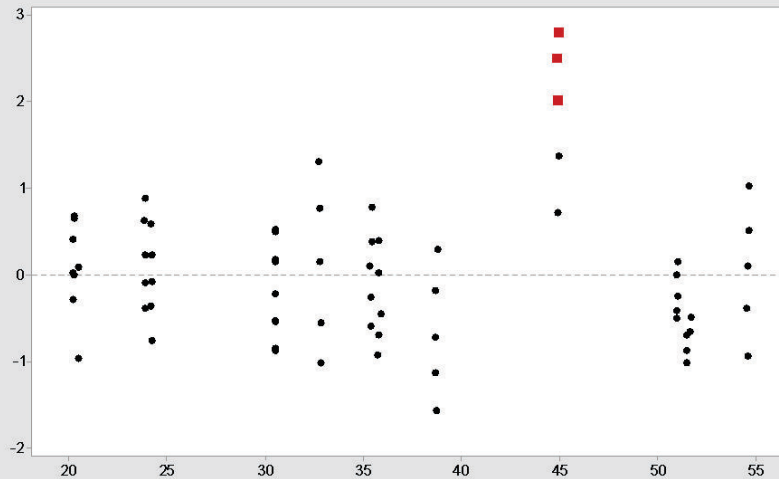
Gráficas de efectos principales para TORQUE BANCO

Describe cómo cambia TORQUE BANCO si usted cambia la configuración de una variable X. Si existe una interacción entre las variables X, utilice las gráficas de interacción para determinar la mejor configuración de las variables.



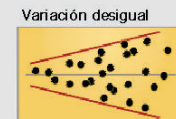
Regresión múltiple para la POTENCIA

Residuos versus valores ajustados





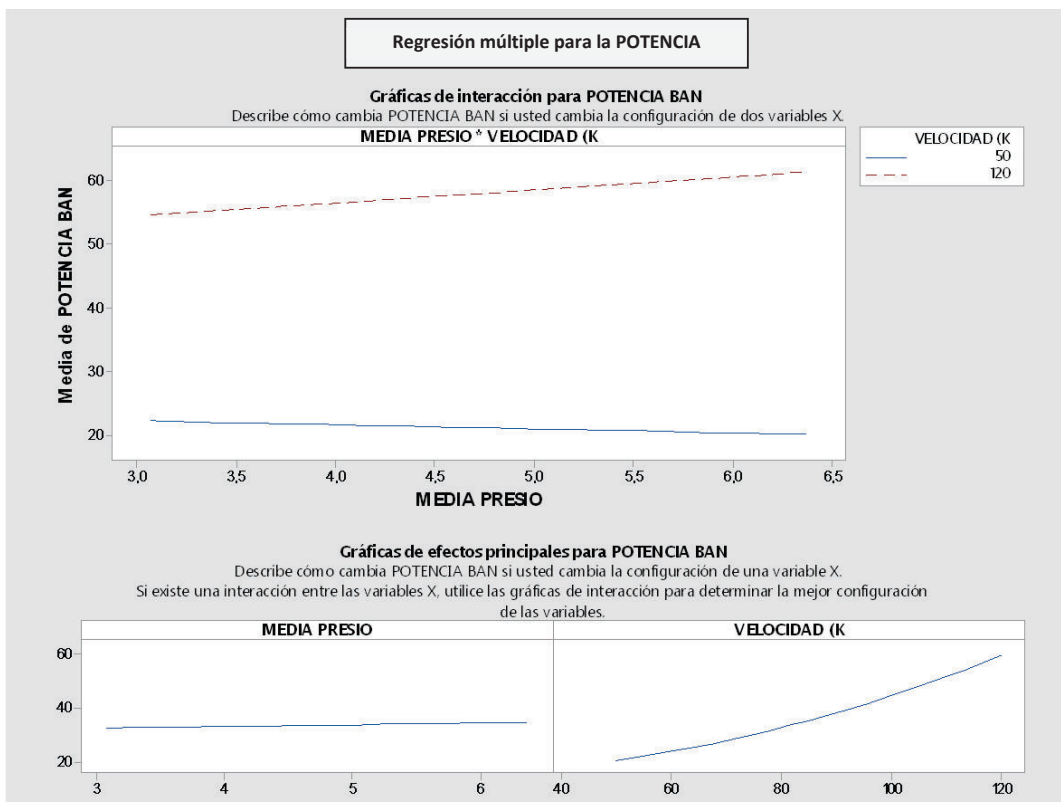
Busque patrones, tales como una curvatura fuerte o conglomerados, que pueden indicar problemas con el modelo de regresión. Lo ideal es que los puntos se ubiquen aleatoriamente a ambos lados del cero. Identifique cualquier residuo grande que pueda tener una fuerte influencia sobre el modelo.

Buscar estos patrones:



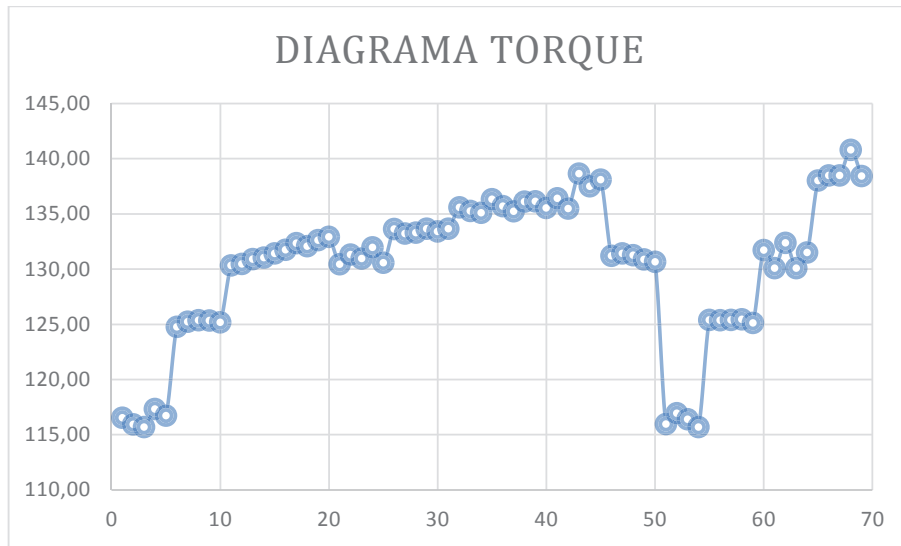
RESULTADOS REGRESIÓN POTENCIA

| Regresión múltiple para la POTENCIA | | |
|-------------------------------------|---|---|
| Verificar | Estado | Descripción |
| Cantidad de datos |  | Su muestra es lo suficientemente grande (n = 69) para obtener una estimación precisa de la fuerza de la relación. |
| Datos poco comunes |  | 3 puntos de los datos tienen residuos grandes y no son ajustados adecuadamente por la ecuación. Estos puntos aparecen marcados en rojo en el Informe de diagnóstico. Usted puede colocarse sobre un punto o utilizar la función de destacado de Minitab para identificar las filas de la hoja de trabajo. Puesto que los datos poco comunes pueden tener una influencia fuerte en los resultados, trate de identificar la causa de su naturaleza poco común. Corrija cualquier error de ingreso de datos o de medición. Considere eliminar los datos asociados a causas especiales y volver a realizar el análisis. |
| Normalidad |  | Debido a que usted tiene por lo menos 15 puntos de datos, la normalidad no representa un problema. Si el número de puntos de los datos es pequeño y los residuos no están normalmente distribuidos, el valor p utilizado para determinar si existe una relación significativa entre las X y Y pudiera no ser exacto. |



Chevrolet Grand Vitara

RESULTADOS REGRESION TORQUE



Regresión múltiple para el TORQUE

¿Existe una relación entre Y y las variables X?

0 0,1 > 0,5

Si **No**

P < 0,001

La relación entre Y y las variables X del modelo es estadísticamente significativa (p < 0,10).

Comentarios

Los siguientes términos están en la ecuación ajustada que modela la relación entre Y y las variables X:

X1: MEDIA PRESION
 X2: VELOCIDAD (KM)
 X3: POTENCIA
 X1*X2. X2*X3

Si el modelo se ajusta adecuadamente a los datos, esta ecuación se puede utilizar para predecir TORQUE BANCO para valores específicos de las variables X, o para encontrar la configuración de las variables X que corresponda a un valor o rango de valores deseado para TORQUE BANCO.

% de variación explicado por el modelo

0% 100%

Bajo **Alto**

R-cuad = 94,46%

El modelo de regresión puede explicar 94,46% de la variación en Y.

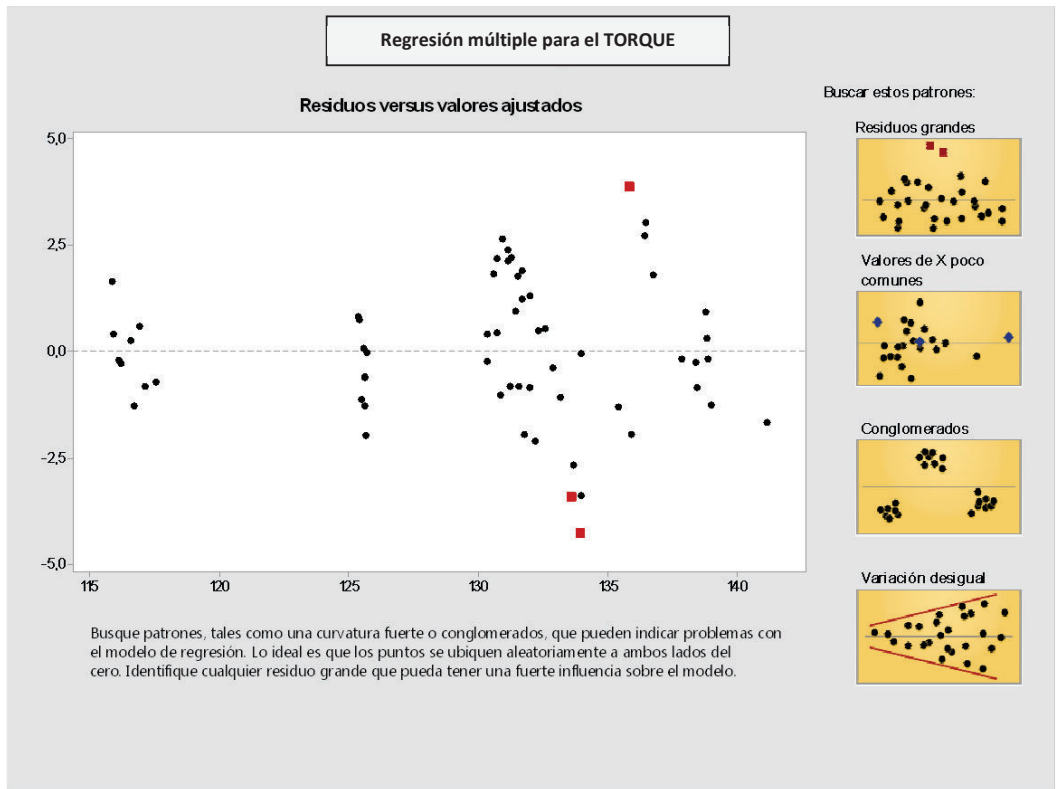
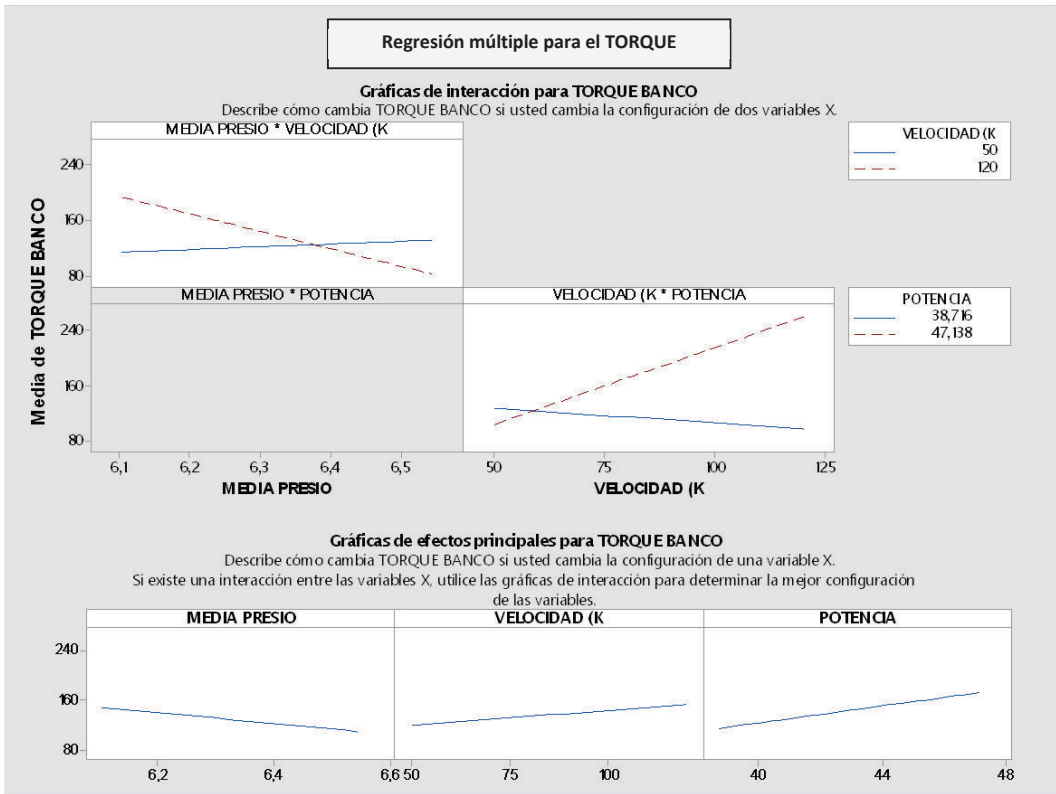
TORQUEBANCO vs. las variables X

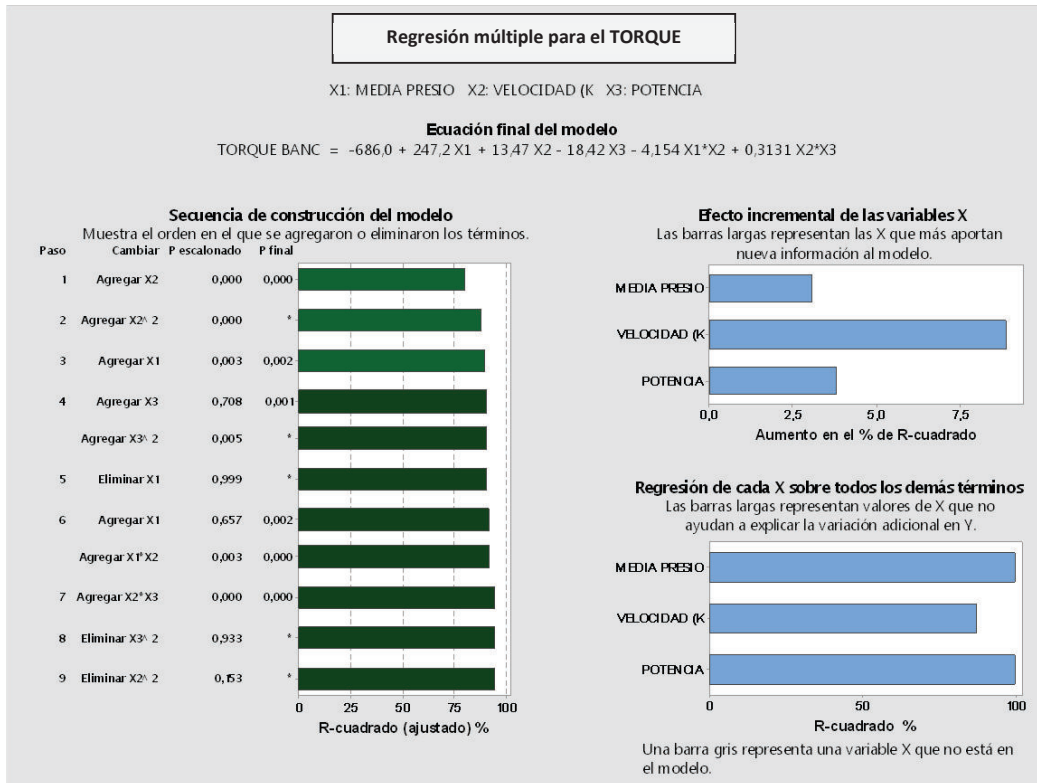
MEDIA PRESIO

VELOCIDAD (K)

POTENCIA

Un fondo gris representa una variable X que no está en el modelo.

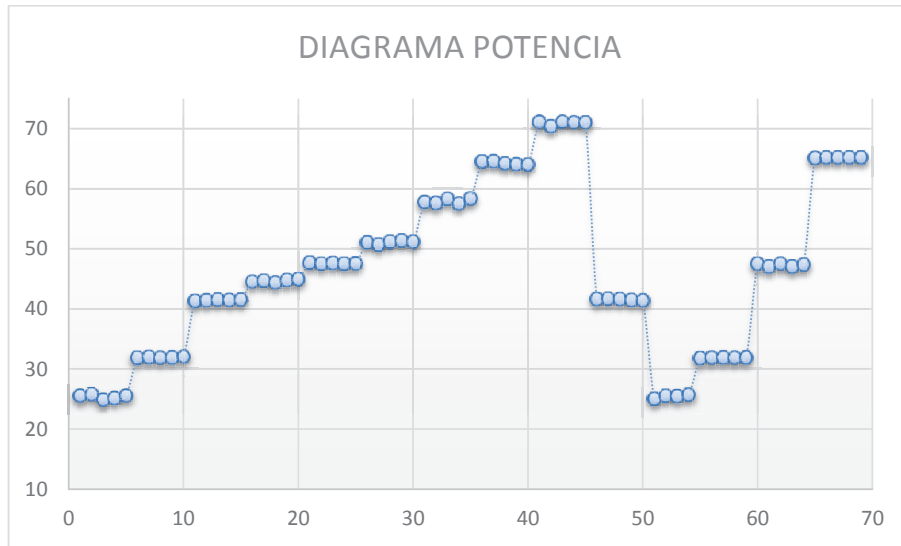




Regresión múltiple para el TORQUE

| Verificar | Estado | Descripción |
|--------------------|--------|---|
| Cantidad de datos | | Su muestra es lo suficientemente grande (n = 61) para obtener una estimación precisa de la fuerza de la relación. |
| Datos poco comunes | | 3 puntos de los datos tienen residuos grandes y no son ajustados adecuadamente por la ecuación. Estos puntos aparecen marcados en rojo en el Informe de diagnóstico. Usted puede colocarse sobre un punto o utilizar la función de destacado de Minitab para identificar las filas de la hoja de trabajo. Puesto que los datos poco comunes pueden tener una influencia fuerte en los resultados, trate de identificar la causa de su naturaleza poco común. Corrija cualquier error de ingreso de datos o de medición. Considere eliminar los datos asociados a causas especiales y volver a realizar el análisis. |
| Normalidad | | Debido a que usted tiene por lo menos 15 puntos de datos, la normalidad no representa un problema. Si el número de puntos de los datos es pequeño y los residuos no están normalmente distribuidos, el valor p utilizado para determinar si existe una relación significativa entre las X y Y pudiera no ser exacto. |

RESULTADOS REGRESIÓN POTENCIA



Regresión múltiple para la POTENCIA

¿Existe una relación entre Y y las variables X?

0 0,1 > 0,5

Si **No**

P < 0,001

La relación entre Y y las variables X del modelo es estadísticamente significativa (p < 0,10).

Comentarios

Los siguientes términos están en la ecuación ajustada que modela la relación entre Y y las variables X:

- X1: MEDIA PRESION
- X2: VELOCIDAD (KM)
- X3: POTENCIA
- X3^2

Si el modelo se ajusta adecuadamente a los datos, esta ecuación se puede utilizar para predecir POTENCIA BAN para valores específicos de las variables X, o para encontrar la configuración de las variables X que corresponda a un valor o rango de valores deseado para POTENCIA BAN.

% de variación explicado por el modelo

0% 100%

Bajo **Alto**

R-cuad. = 99,51%

El modelo de regresión puede explicar 99,51% de la variación en Y.

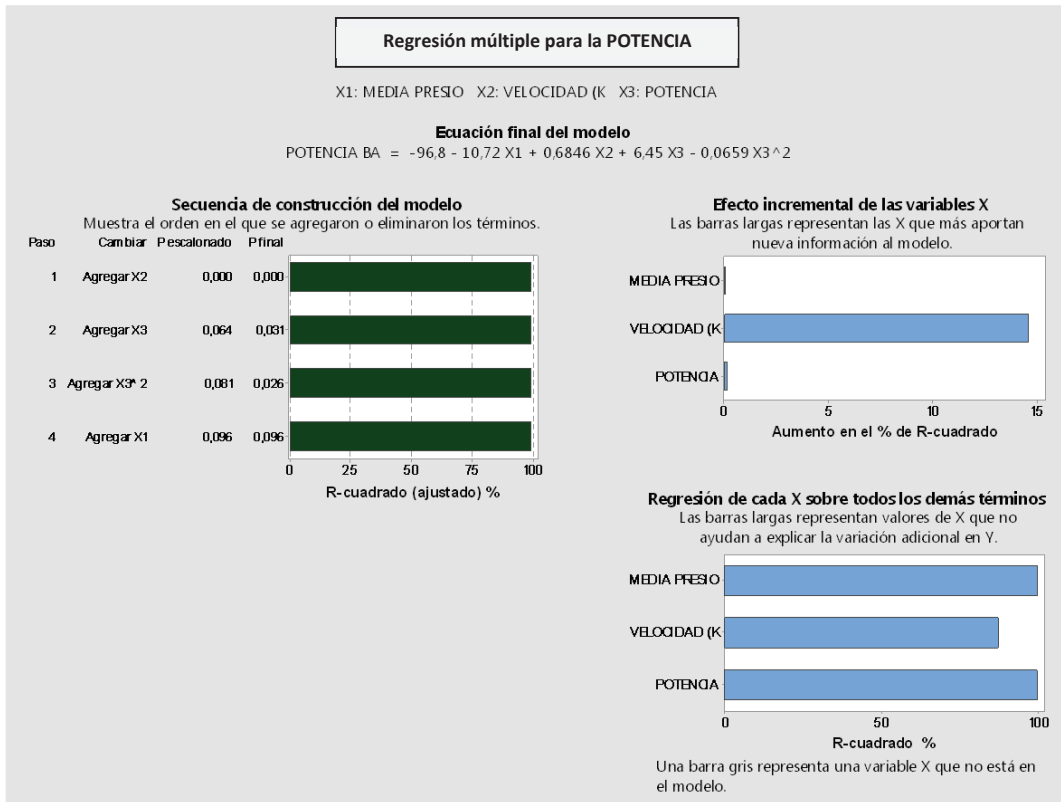
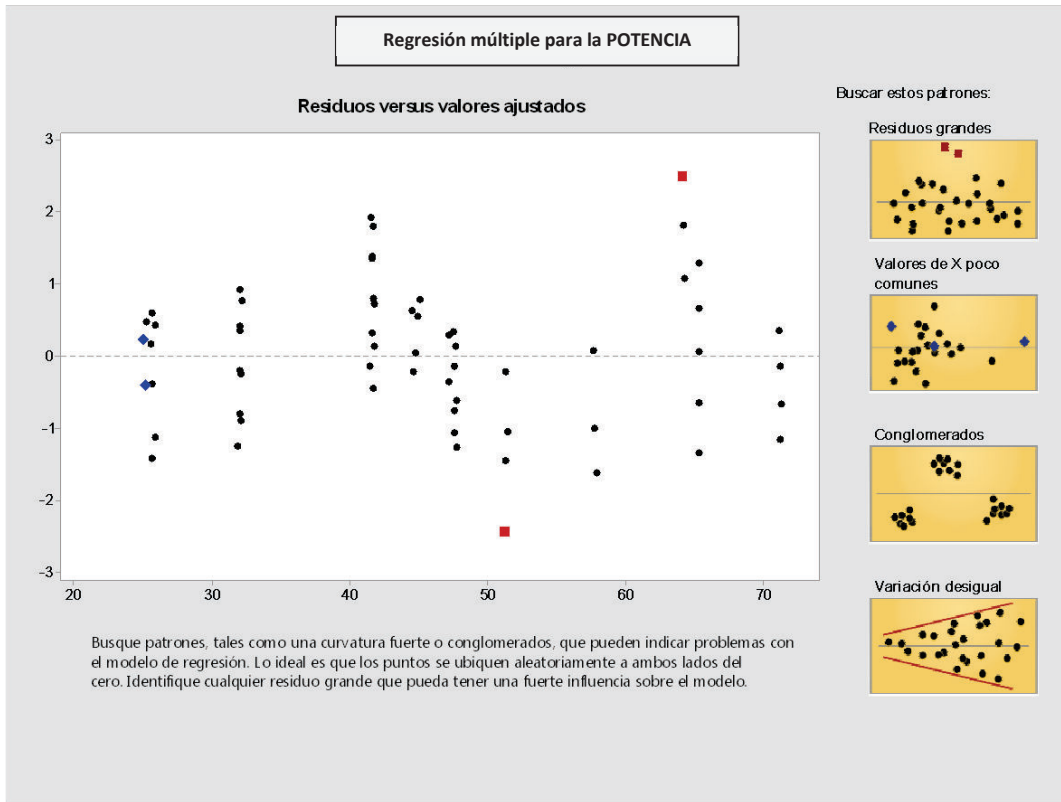
POTENCIA BAN vs. las variables X

MEDIA PRESIO




VELOCIDAD (K)

POTENCIA

Un fondo gris representa una variable X que no está en el modelo.

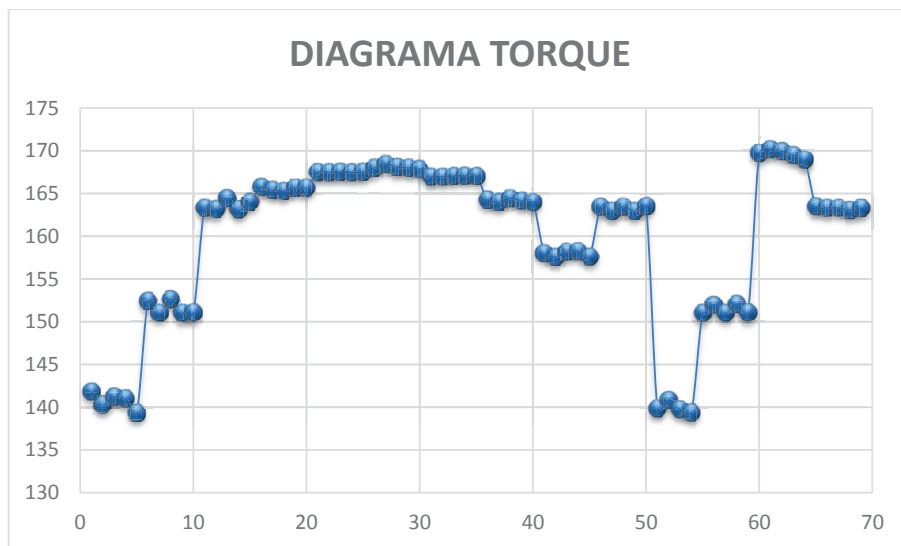


Regresión múltiple para la POTENCIA

| Verificar | Estado | Descripción |
|--------------------|---|--|
| Cantidad de datos |  | Su muestra es lo suficientemente grande ($n = 61$) para obtener una estimación precisa de la fuerza de la relación. |
| Datos poco comunes |  | <ul style="list-style-type: none"> Residuos grandes: 2 puntos de los datos tienen residuos grandes y no son ajustados adecuadamente por la ecuación. Estos puntos aparecen marcados en rojo en el Informe de diagnóstico. Valores de X poco comunes: 2 puntos de datos tienen valores de X poco comunes, que pueden influir fuertemente en la ecuación del modelo. Estos puntos aparecen marcados en azul en el Informe de diagnóstico. Usted puede colocarse sobre un punto o utilizar la función de destacado de Minitab para identificar las filas de la hoja de trabajo. Puesto que los datos poco comunes pueden tener una influencia fuerte en los resultados, trate de identificar la causa de su naturaleza poco común. Corrija cualquier error de ingreso de datos o de medición. Considere eliminar los datos asociados a causas especiales y volver a realizar el análisis. |
| Normalidad |  | Debido a que usted tiene por lo menos 15 puntos de datos, la normalidad no representa un problema. Si el número de puntos de los datos es pequeño y los residuos no están normalmente distribuidos, el valor p utilizado para determinar si existe una relación significativa entre las X y Y pudiera no ser exacto. |

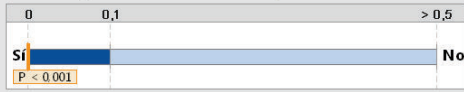
Chevrolet Luv D-max

RESULTADOS REGRESION TORQUE



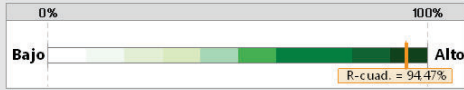
Regresión múltiple para el TORQUE

¿Existe una relación entre Y y las variables X?



La relación entre Y y las variables X del modelo es estadísticamente significativa ($p < 0,10$).

% de variación explicado por el modelo



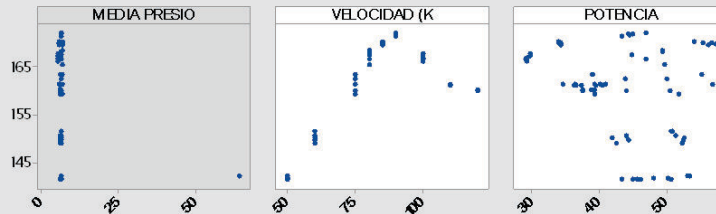
El modelo de regresión puede explicar 94,47% de la variación en Y.

Comentarios

Los siguientes términos están en la ecuación ajustada que modela la relación entre Y y las variables X:
 X2: VELOCIDAD (KM)
 X3: POTENCIA
 $X2^2, X3^2, X2 \times X3$

Si el modelo se ajusta adecuadamente a los datos, esta ecuación se puede utilizar para predecir TORQUE BANCO para valores específicos de las variables X, o para encontrar la configuración de las variables X que corresponda a un valor o rango de valores deseado para TORQUE BANCO.

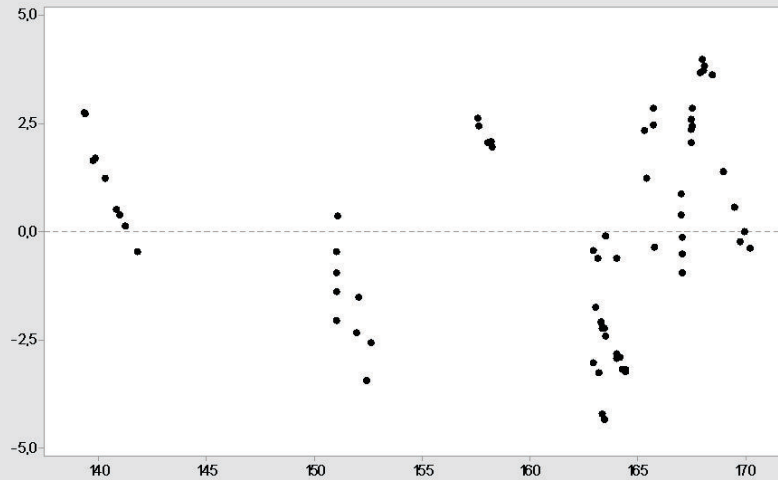
TORQUEBANCO vs. las variables X



Un fondo gris representa una variable X que no está en el modelo.

Regresión múltiple para el TORQUE

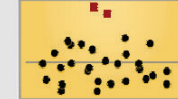
Residuos versus valores ajustados



Busque patrones, tales como una curvatura fuerte o conglomerados, que pueden indicar problemas con el modelo de regresión. Lo ideal es que los puntos se ubiquen aleatoriamente a ambos lados del cero. Identifique cualquier residuo grande que pueda tener una fuerte influencia sobre el modelo.

Buscar estos patrones:

Residuos grandes



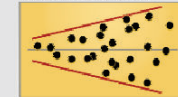
Valores de X poco comunes

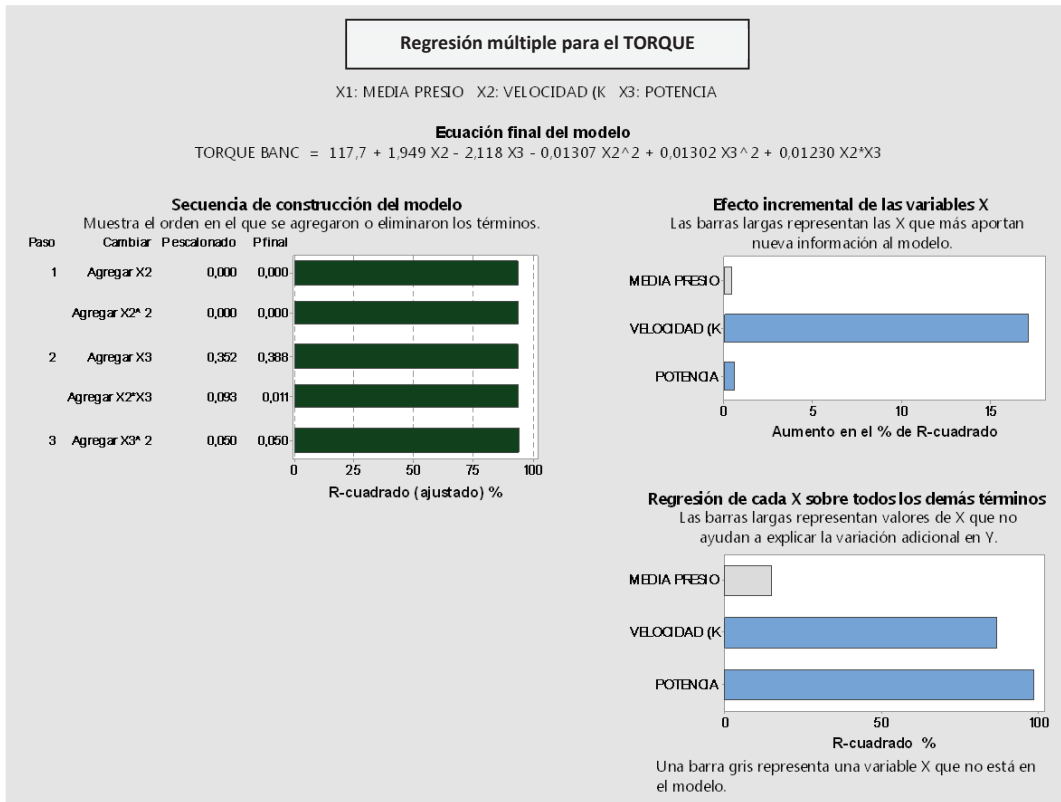
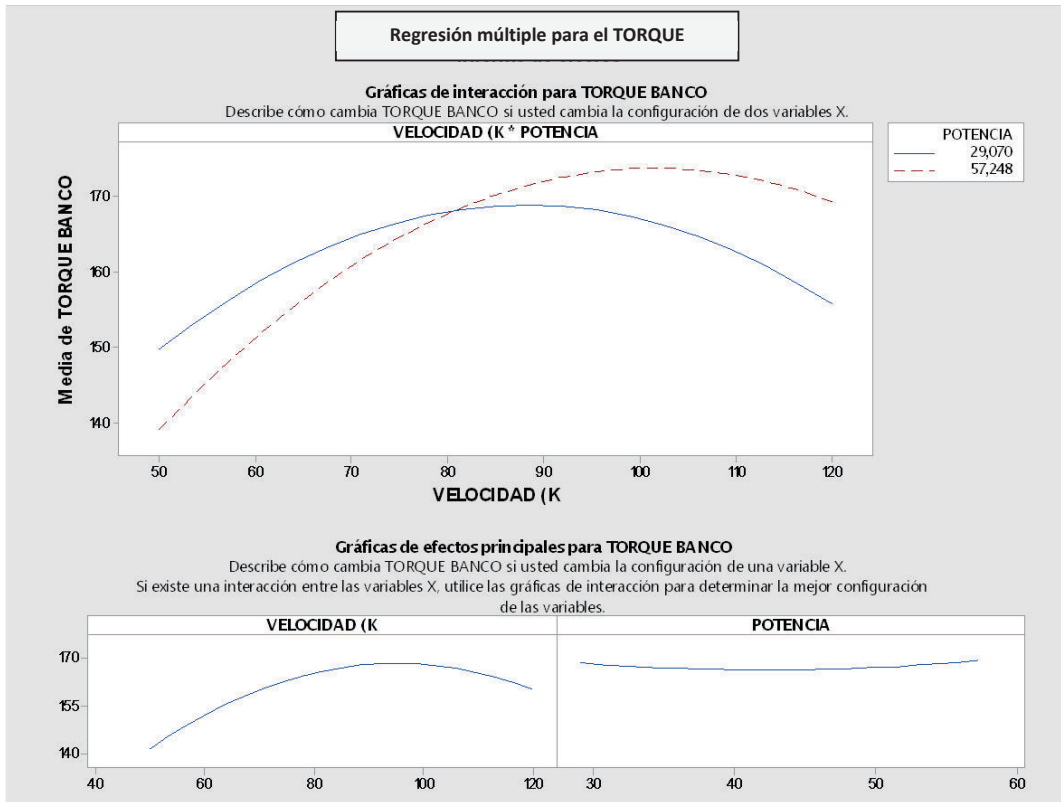


Conglomerados






Variación desigual

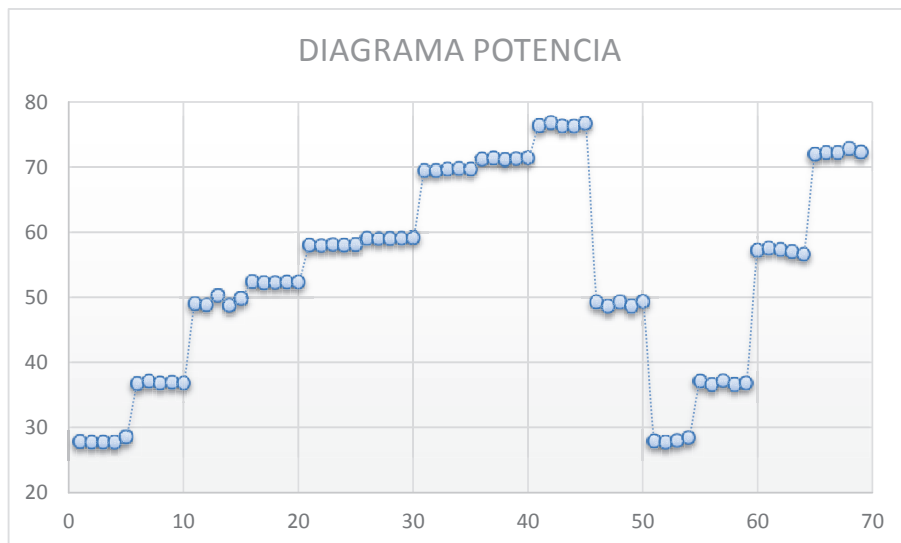


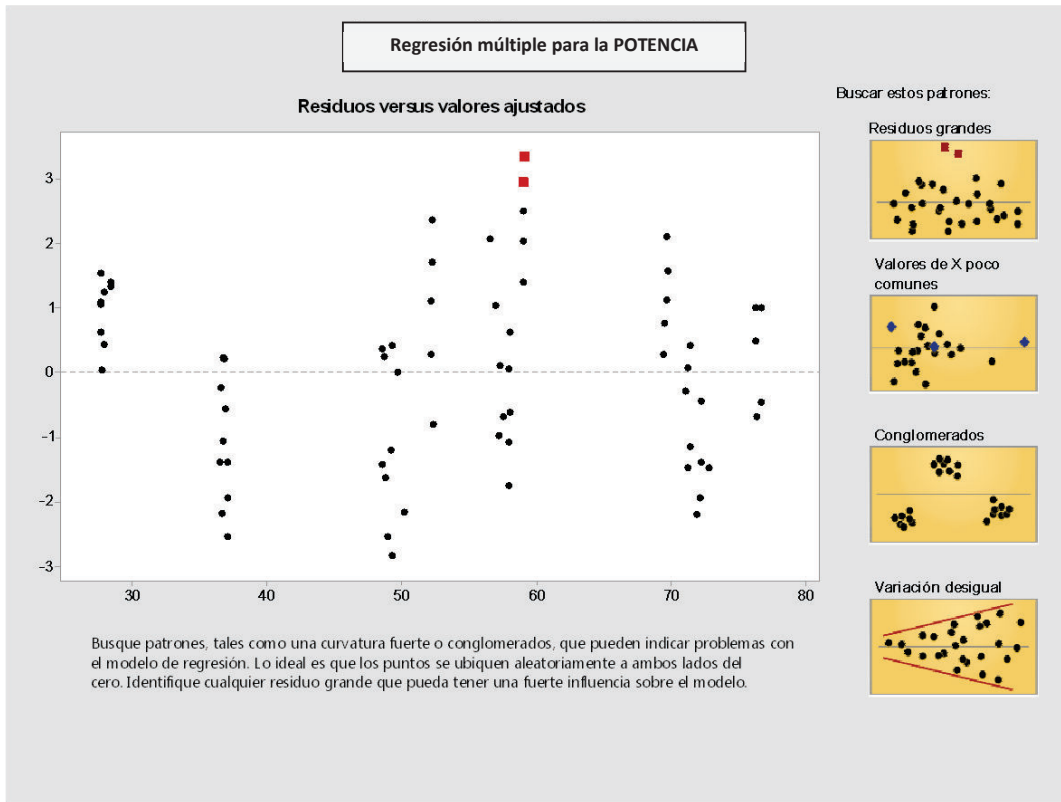
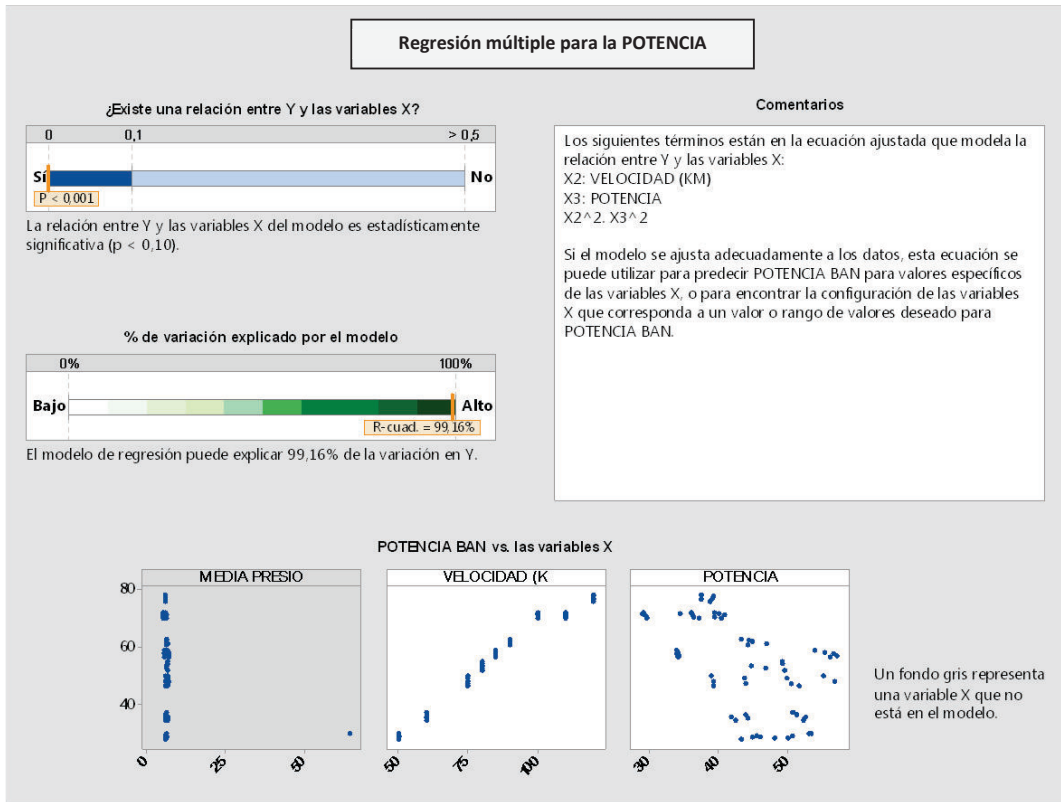


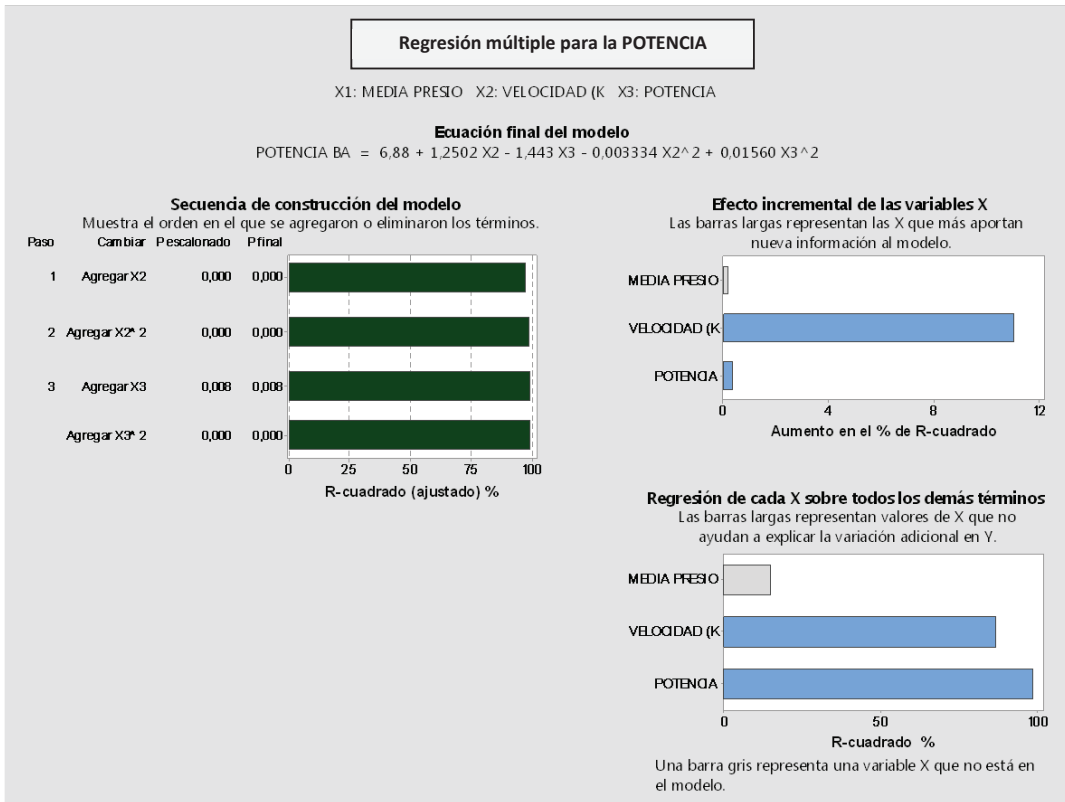
Regresión múltiple para el TORQUE

| Verificar | Estado | Descripción |
|--------------------|---|--|
| Cantidad de datos |  | Su muestra es lo suficientemente grande ($n = 69$) para obtener una estimación precisa de la fuerza de la relación. |
| Datos poco comunes |  | No hay puntos de datos poco comunes. Los puntos de datos poco comunes pueden tener una fuerte influencia sobre los resultados. |
| Normalidad |  | Debido a que usted tiene por lo menos 15 puntos de datos, la normalidad no representa un problema. Si el número de puntos de los datos es pequeño y los residuos no están normalmente distribuidos, el valor p utilizado para determinar si existe una relación significativa entre las X y Y pudiera no ser exacto. |

RESULTADOS REGRESIÓN POTENCIA







Regresión múltiple para la POTENCIA

| Verificar | Estado | Descripción |
|--------------------|--------|---|
| Cantidad de datos | | Su muestra es lo suficientemente grande (n = 69) para obtener una estimación precisa de la fuerza de la relación. |
| Datos poco comunes | | 2 puntos de los datos tienen residuos grandes y no son ajustados adecuadamente por la ecuación. Estos puntos aparecen marcados en rojo en el Informe de diagnóstico. Usted puede colocarse sobre un punto o utilizar la función de destacado de Minitab para identificar las filas de la hoja de trabajo. Puesto que los datos poco comunes pueden tener una influencia fuerte en los resultados, trate de identificar la causa de su naturaleza poco común. Corrija cualquier error de ingreso de datos o de medición. Considere eliminar los datos asociados a causas especiales y volver a realizar el análisis. |
| Normalidad | | Debido a que usted tiene por lo menos 15 puntos de datos, la normalidad no representa un problema. Si el número de puntos de los datos es pequeño y los residuos no están normalmente distribuidos, el valor p utilizado para determinar si existe una relación significativa entre las X y Y pudiera no ser exacto. |

Anexo 7

Análisis estadístico de las ecuaciones generales

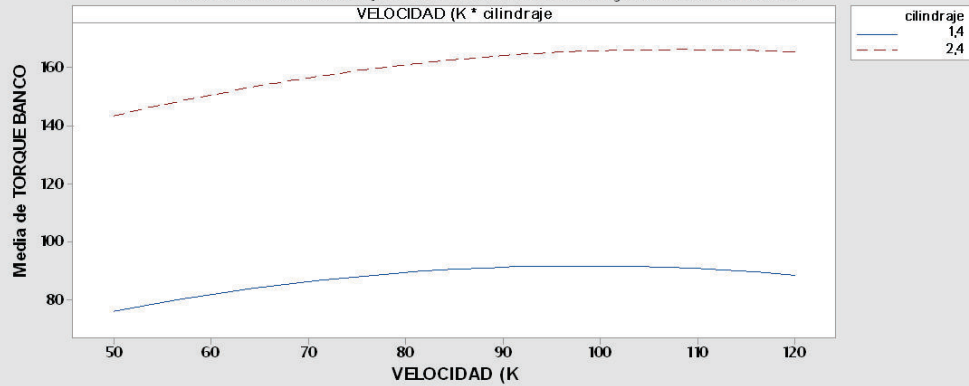
PAR MOTOR

RESULTADOS REGRESIÓN

Regresión múltiple para el TORQUE

Gráficas de interacción para TORQUEBANCO

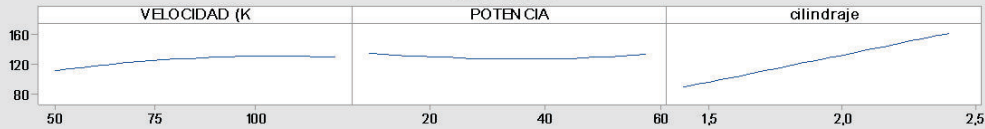
Describe cómo cambia TORQUEBANCO si usted cambia la configuración de dos variables X.



Gráficas de efectos principales para TORQUEBANCO

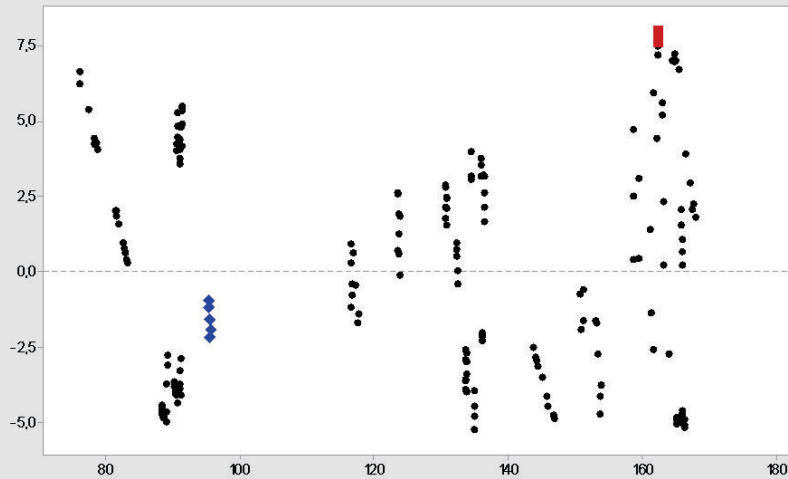
Describe cómo cambia TORQUEBANCO si usted cambia la configuración de una variable X.

Si existe una interacción entre las variables X, utilice las gráficas de interacción para determinar la mejor configuración de las variables.



Regresión múltiple para el TORQUE

Residuos versus valores ajustados



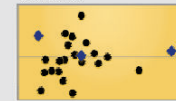
Busque patrones, tales como una curvatura fuerte o conglomerados, que pueden indicar problemas con el modelo de regresión. Lo ideal es que los puntos se ubiquen aleatoriamente a ambos lados del cero. Identifique cualquier residuo grande que pueda tener una fuerte influencia sobre el modelo.

Buscar estos patrones:

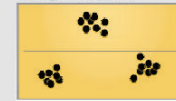
Residuos grandes



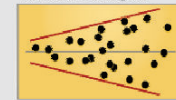
Valores de X poco comunes






Conglomerados



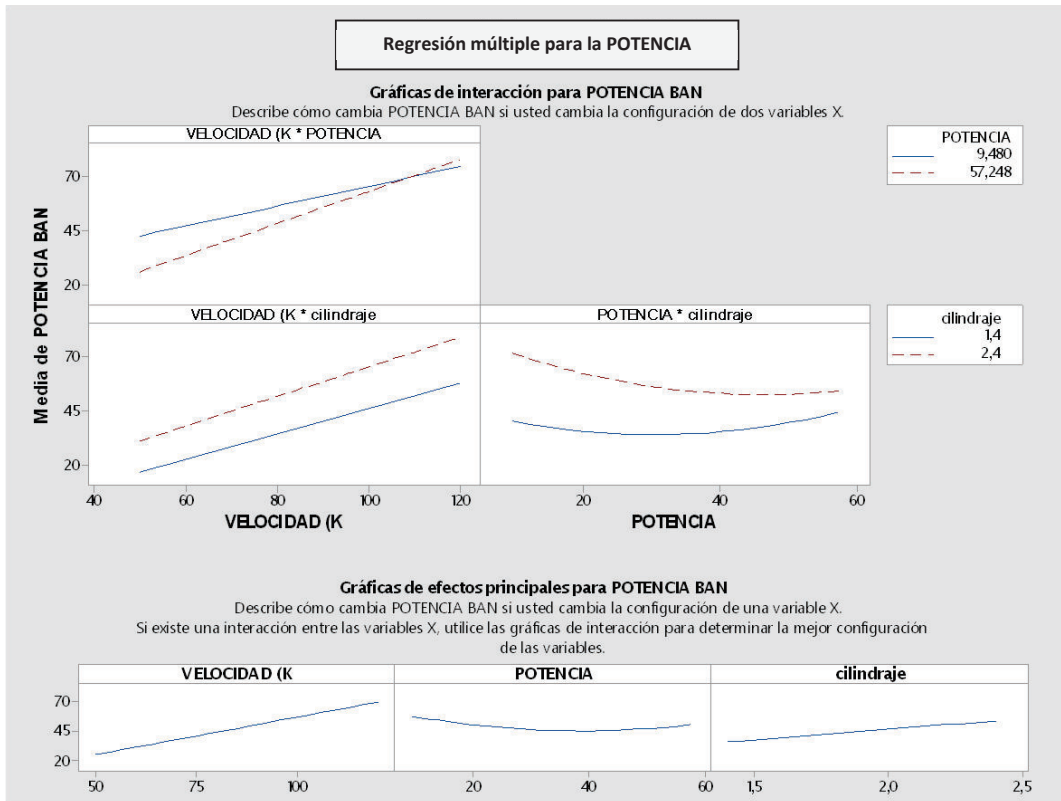
Variación desigual

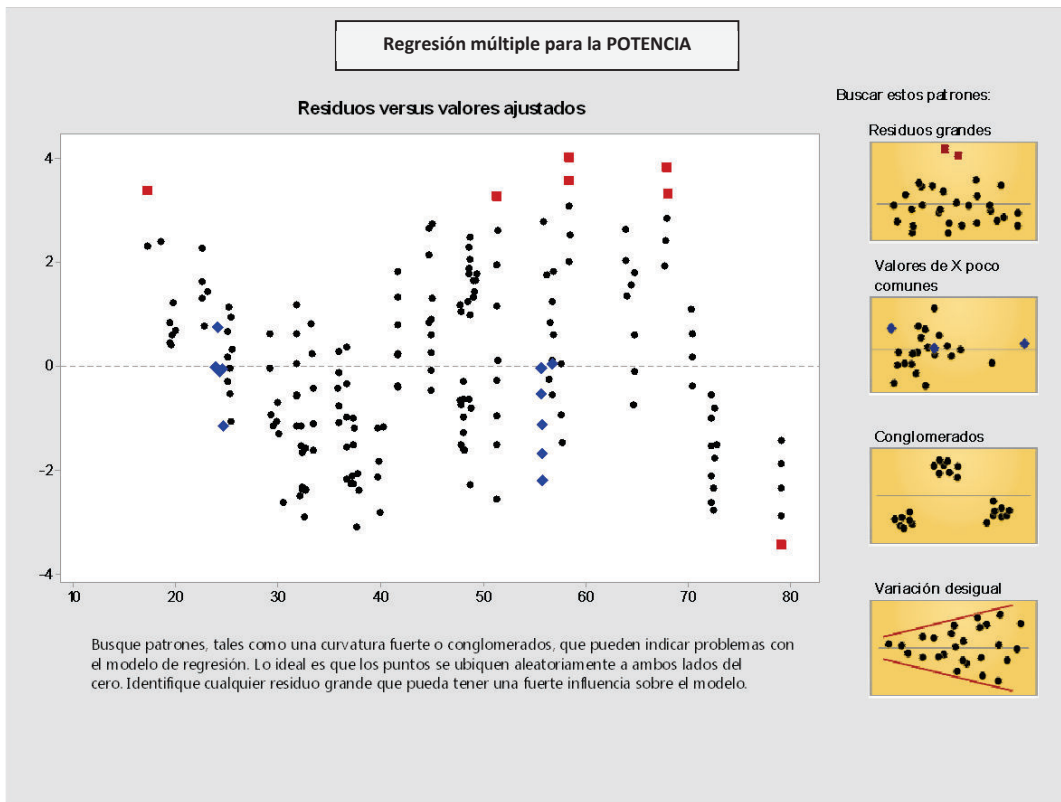


| Regresión múltiple para el TORQUE | | |
|-----------------------------------|---|--|
| Verificar | Estado | Descripción |
| Cantidad de datos |  | Su muestra es lo suficientemente grande (n = 199) para obtener una estimación precisa de la fuerza de la relación. |
| Datos poco comunes |  | <ul style="list-style-type: none"> Residuos grandes: 3 puntos de los datos tienen residuos grandes y no son ajustados adecuadamente por la ecuación. Estos puntos aparecen marcados en rojo en el Informe de diagnóstico. Valores de X poco comunes: 5 puntos de datos tienen valores de X poco comunes, que pueden influir fuertemente en la ecuación del modelo. Estos puntos aparecen marcados en azul en el Informe de diagnóstico. Usted puede colocarse sobre un punto o utilizar la función de destacado de Minitab para identificar las filas de la hoja de trabajo. Puesto que los datos poco comunes pueden tener una influencia fuerte en los resultados, trate de identificar la causa de su naturaleza poco común. Corrija cualquier error de ingreso de datos o de medición. Considere eliminar los datos asociados a causas especiales y volver a realizar el análisis. |
| Normalidad |  | Debido a que usted tiene por lo menos 15 puntos de datos, la normalidad no representa un problema. Si el número de puntos de los datos es pequeño y los residuos no están normalmente distribuidos, el valor p utilizado para determinar si existe una relación significativa entre las X y Y pudiera no ser exacto. |

POTENCIA

RESULTADOS REGRESIÓN





Regresión múltiple para la POTENCIA

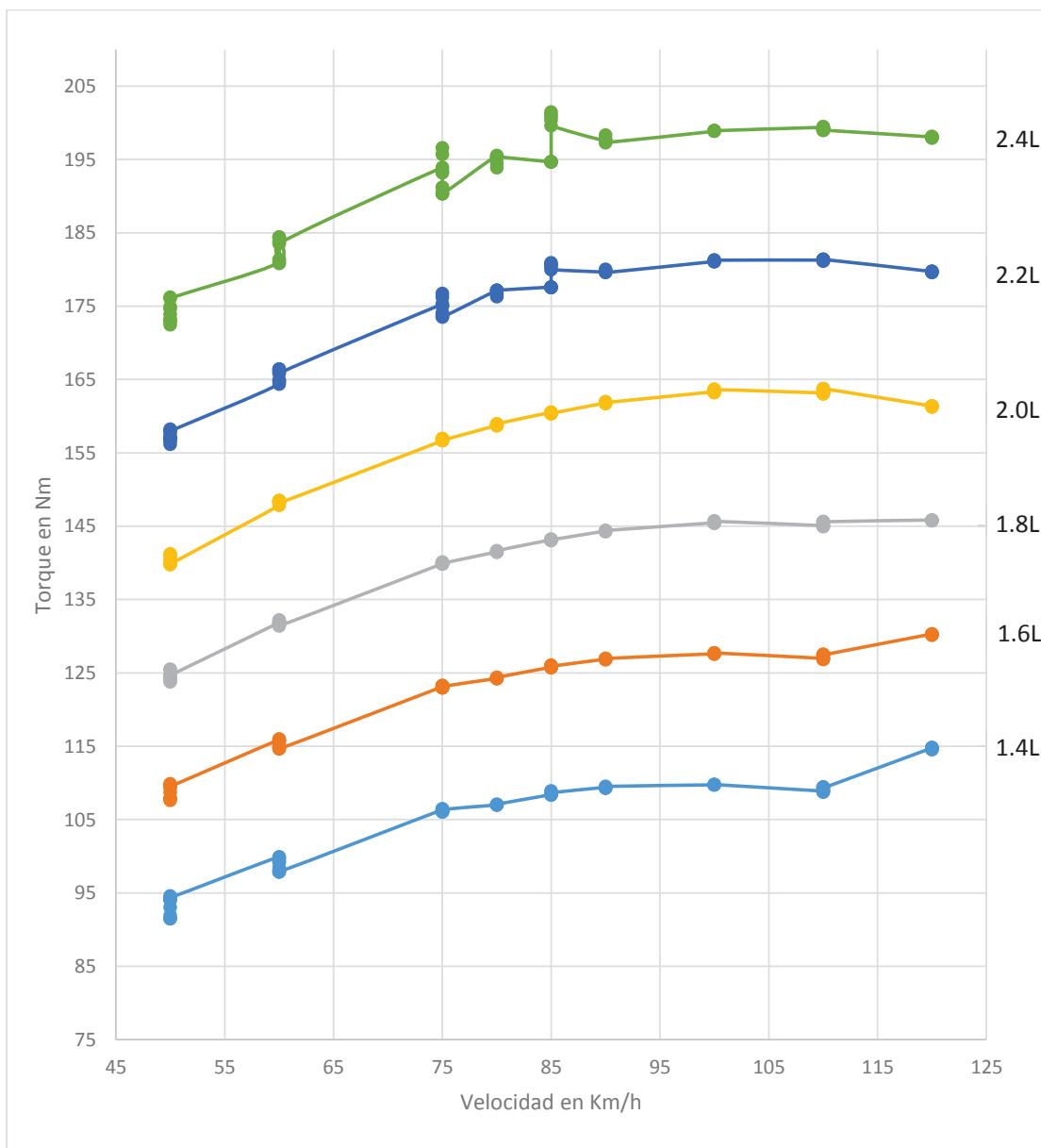
| Verificar | Estado | Descripción |
|--------------------|--------|---|
| Cantidad de datos | | Su muestra es lo suficientemente grande ($n = 199$) para obtener una estimación precisa de la fuerza de la relación. |
| Datos poco comunes | | <ul style="list-style-type: none"> • Residuos grandes: 7 puntos de los datos tienen residuos grandes y no son ajustados adecuadamente por la ecuación. Estos puntos aparecen marcados en rojo en el Informe de diagnóstico. • Valores de X poco comunes: 11 puntos de datos tienen valores de X poco comunes, que pueden influir fuertemente en la ecuación del modelo. Estos puntos aparecen marcados en azul en el Informe de diagnóstico. Usted puede colocarse sobre un punto o utilizar la función de destacado de Minitab para identificar las filas de la hoja de trabajo. Puesto que los datos poco comunes pueden tener una influencia fuerte en los resultados, trate de identificar la causa de su naturaleza poco común. Corrija cualquier error de ingreso de datos o de medición. Considere eliminar los datos asociados a causas especiales y volver a realizar el análisis. |
| Normalidad | | Debido a que usted tiene por lo menos 15 puntos de datos, la normalidad no representa un problema. Si el número de puntos de los datos es pequeño y los residuos no están normalmente distribuidos, el valor p utilizado para determinar si existe una relación significativa entre las X y Y pudiera no ser exacto. |

Anexo 8

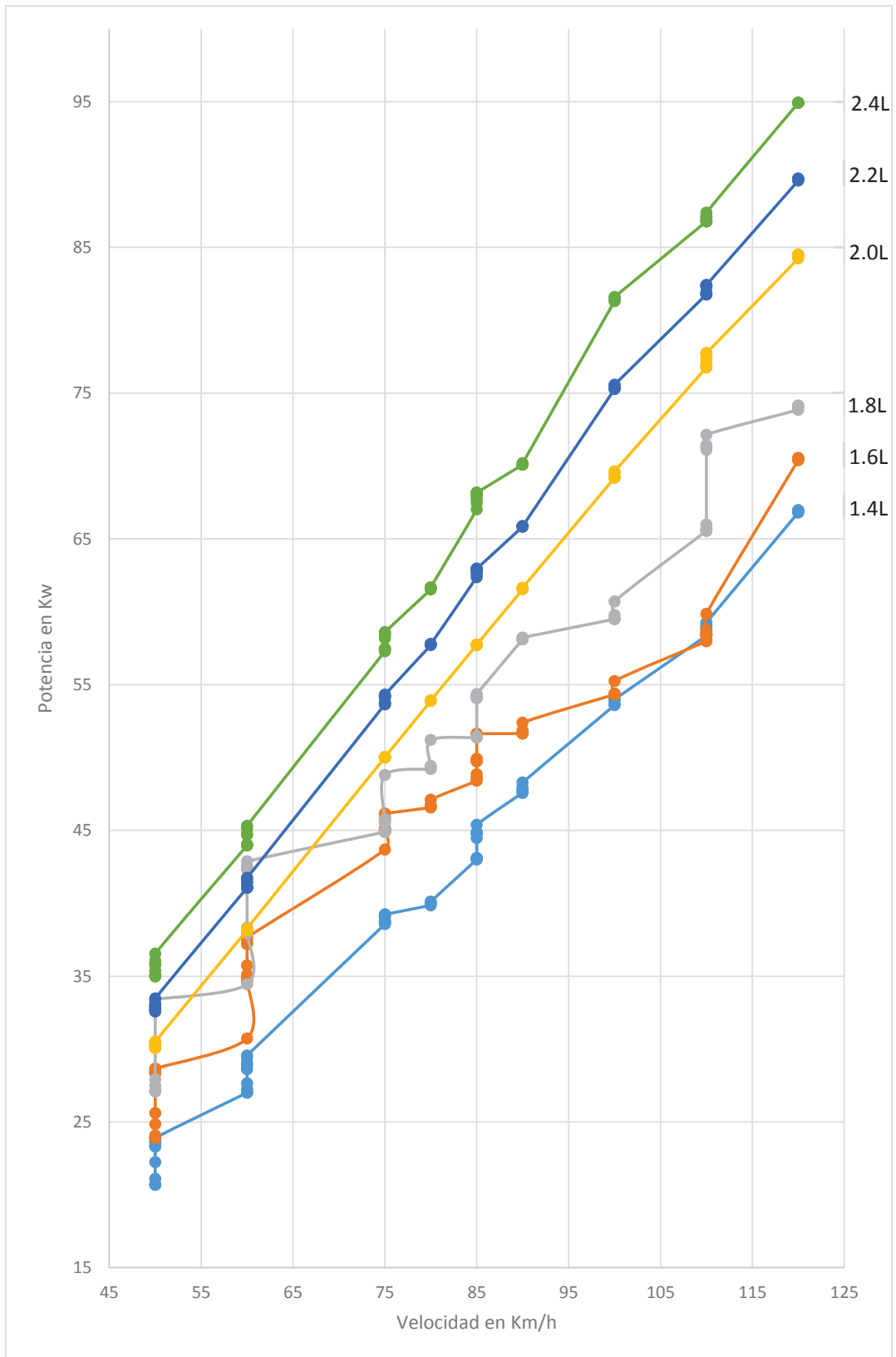
Diagramas de Torque y Potencia con carga máxima a diferentes alturas

En el presente apartado, se disponen de los diagramas de torque y potencia con carga máxima a diferentes alturas concernientes a varias ciudades del país que obedecen a la altitud citada. Cabe recalcar que los diagramas presentados en el capítulo 4 a 2500 msnm son utilizables no sólo para la ciudad de Cuenca sino también para Ambato y todos los lugares afines a dicha altura. De similar manera los diagramas mostrados a nivel del mar son utilizables por ejemplo para ciudades como Guayaquil, Machala y Manta.

Diagramas a 500 msnm (factor de corrección: 1.199). Aplican ciudades y cantones del país como Tena y Lago Agrio.

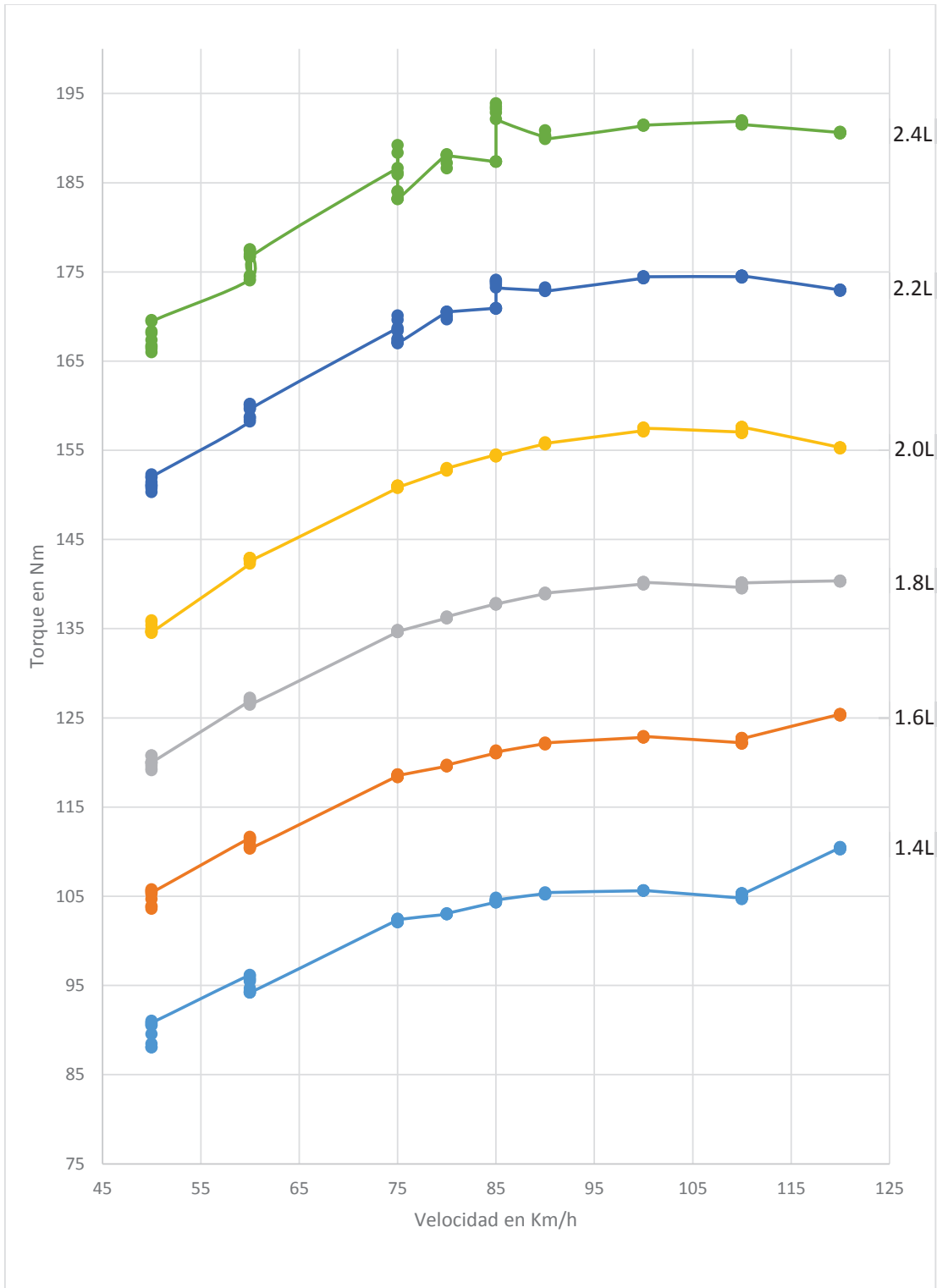


Gráfica general del torque con carga máxima a diferentes cilindradas: 500 msnm.

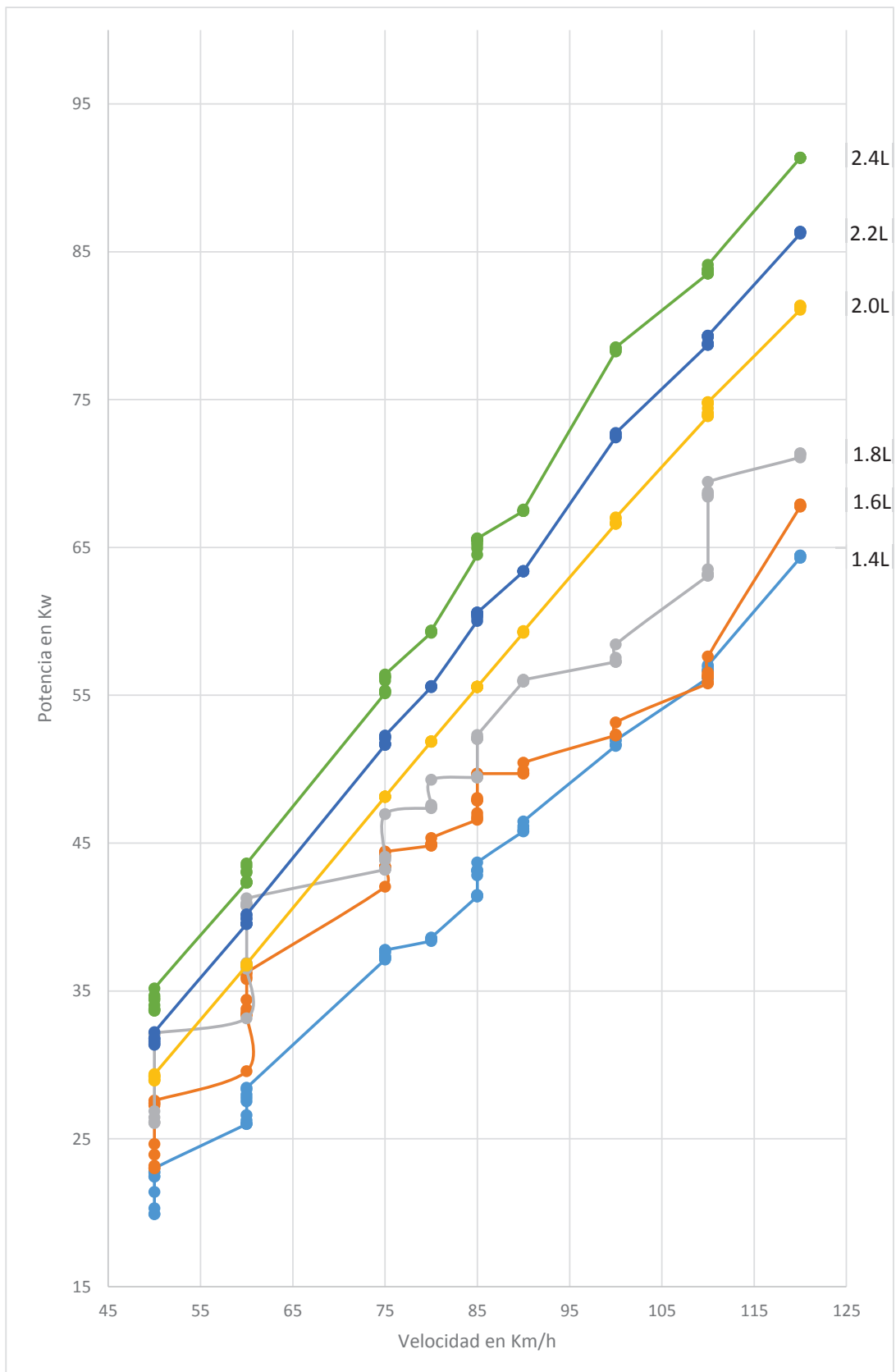


Gráfica general de la potencia con carga máxima a diferentes cilindradas: 500 msnm.

Diagramas a 1000 msnm (factor de corrección: 1.154). Aplican ciudades del país como Macas, Zamora y Puyo.

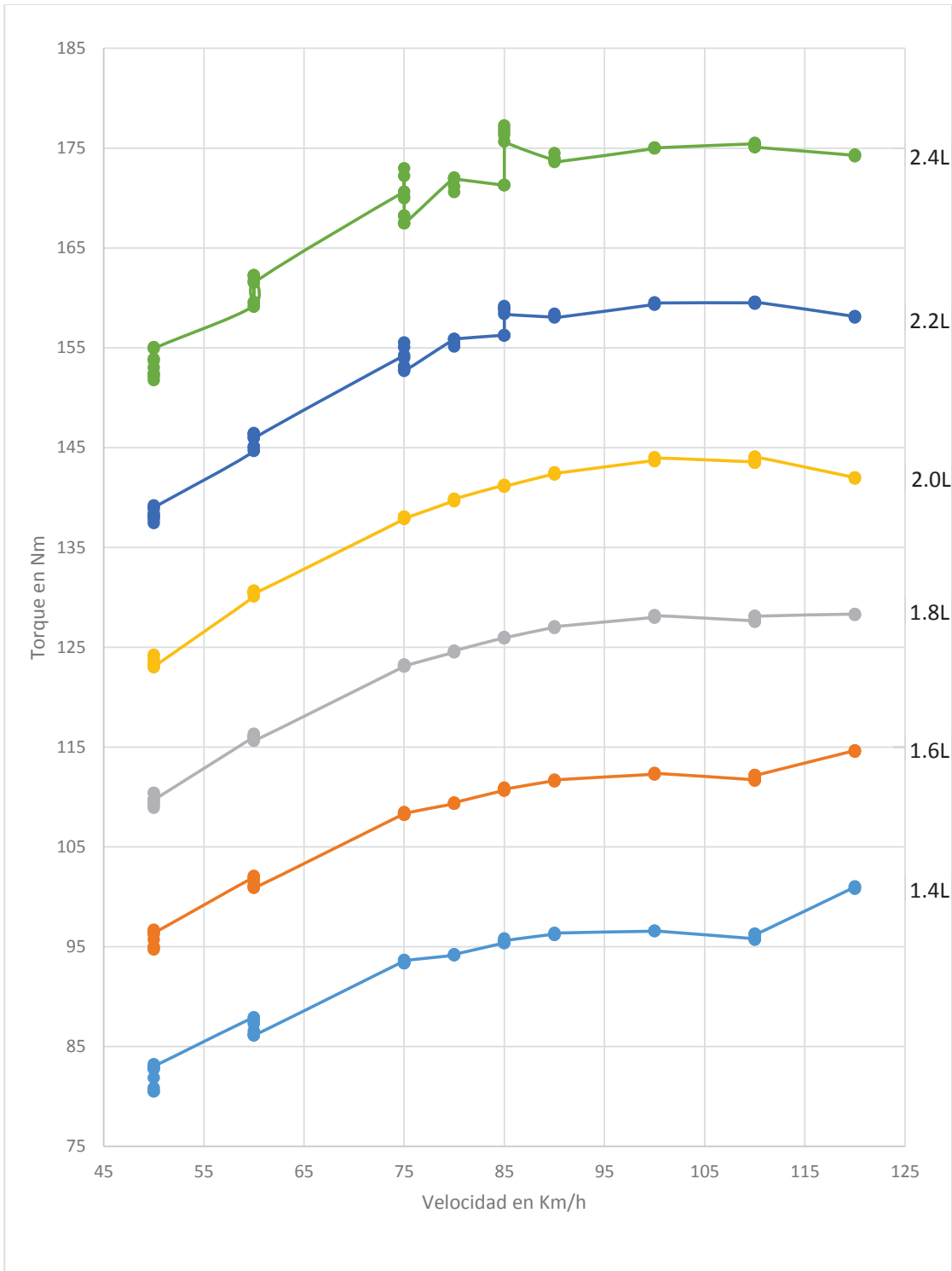


Gráfica general del torque con carga máxima a diferentes cilindradas: 1000 msnm.

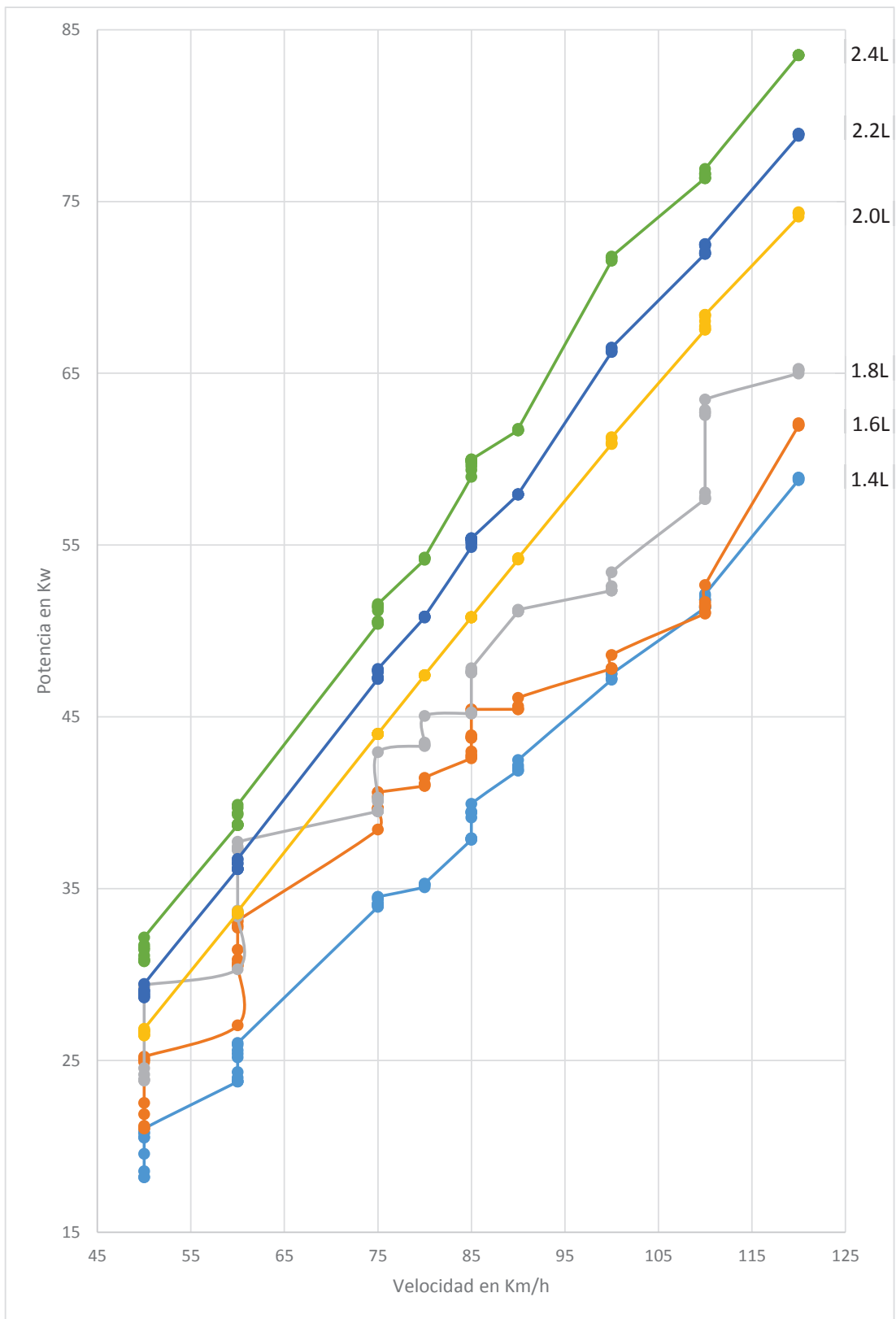


Gráfica general de la potencia con carga máxima a diferentes cilindradas: 1000 msnm.

Diagramas a 2000 msnm (factor de corrección: 1.055). Aplican ciudades del país como Loja.

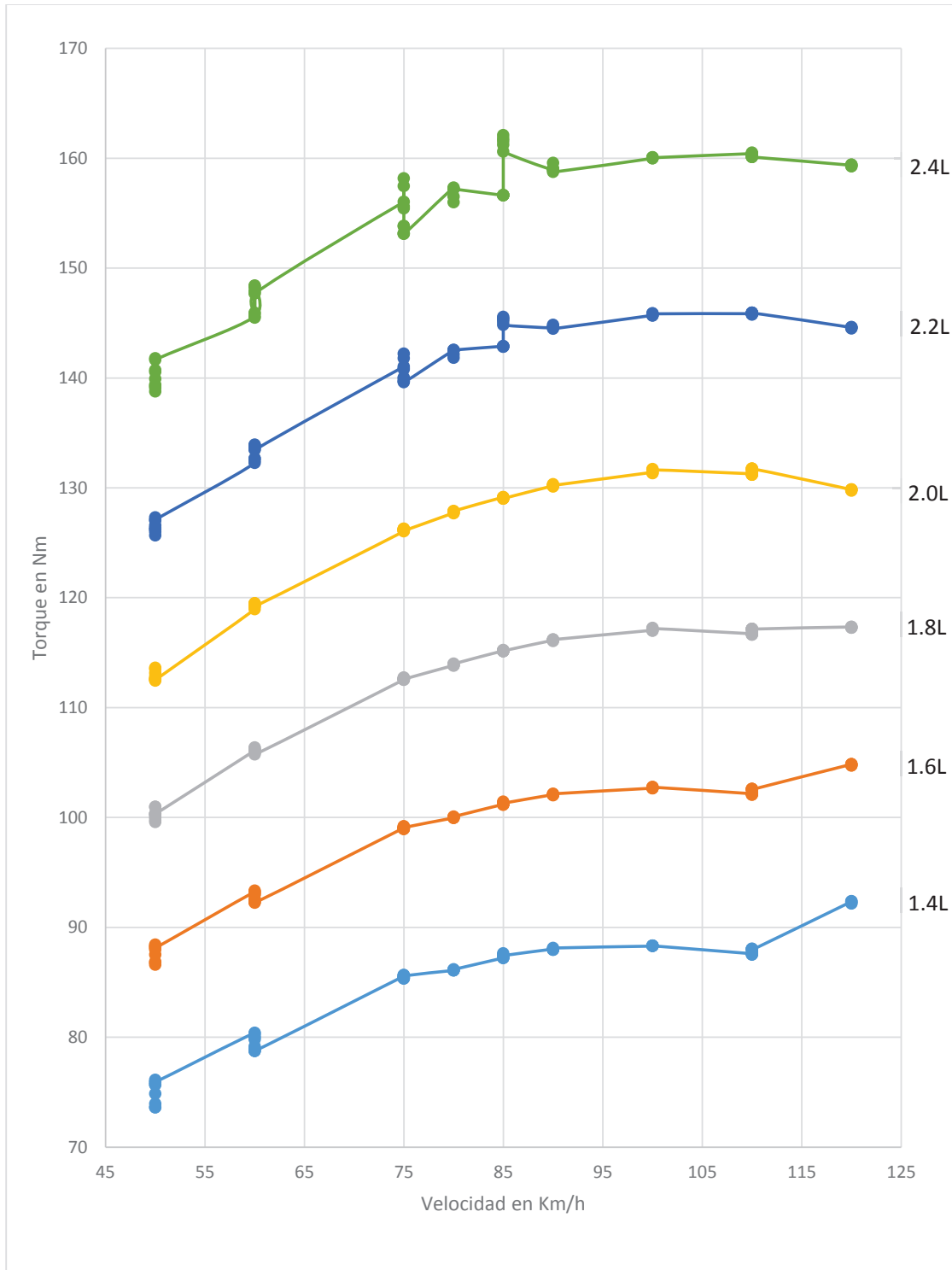


Gráfica general del torque con carga máxima a diferentes cilindradas: 2000 msnm.

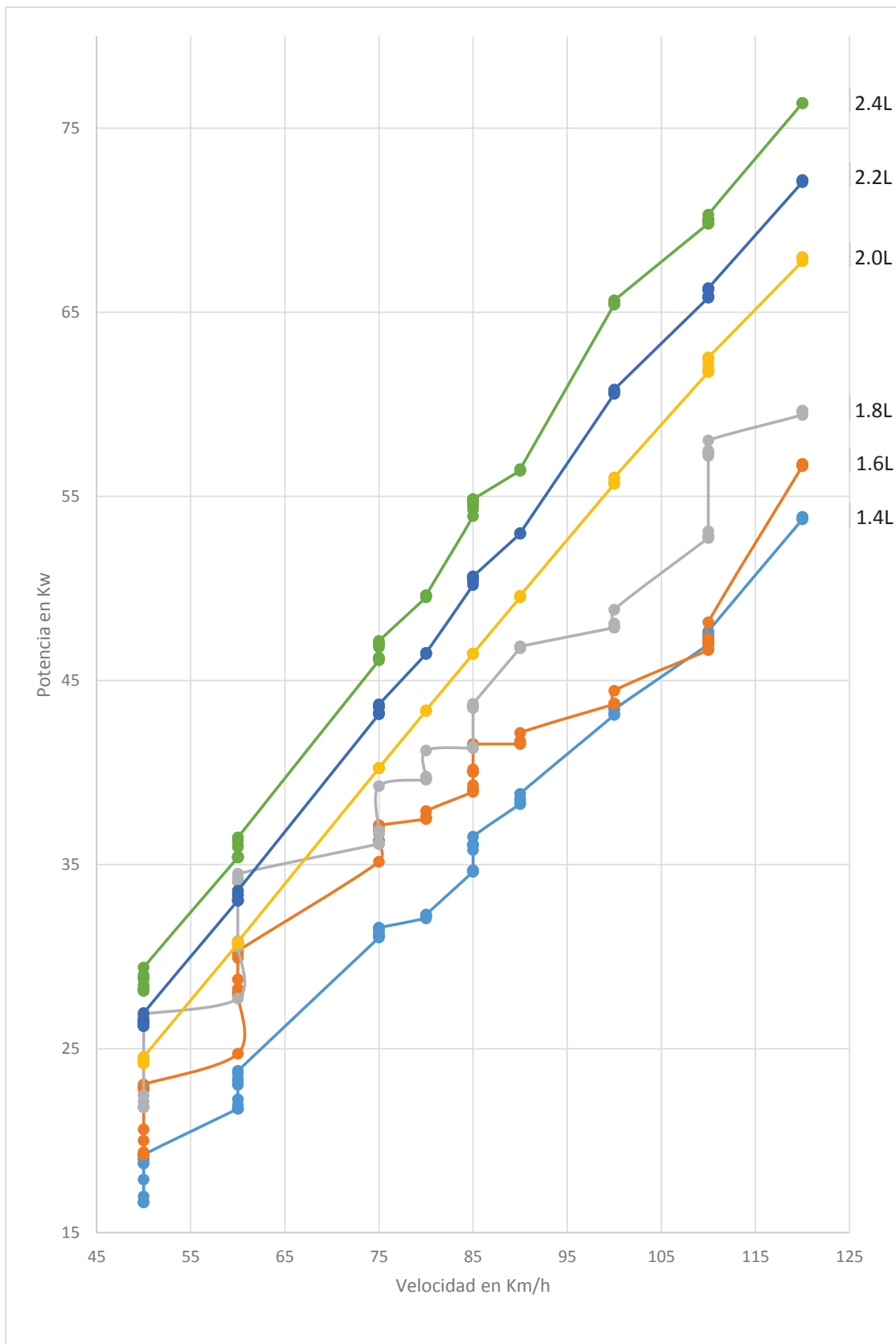


Gráfica general de la potencia con carga máxima a diferentes cilindradas: 2000 msnm.

Diagramas a 2800 msnm (factor de corrección: 0.9647). Aplican ciudades del país como Quito.



Gráfica general del torque con carga máxima a diferentes cilindradas: 2800 msnm.



Gráfica general de la potencia con carga máxima a diferentes cilindradas: 2800 msnm.