

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

*Trabajo de titulación previo
a la obtención del título de
Ingeniero Mecánico Automotriz*

PROYECTO TÉCNICO:

**“ANÁLISIS COMPARATIVO DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA ENTRE
LOS MOTORES MB OM-502 Y MB OM-460 CONSIDERANDO LA
VARIABLE DE ALTURA”**

AUTOR:

JEYSON FABIÁN NARVÁEZ CALLE

TUTOR:

ING. RAFAEL WILMER CONTRERAS URGILÉS, MSc.

CUENCA - ECUADOR

2021

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Yo, Jeyson Fabián Narváez Calle con documento de identificación N° 0302702345, manifiesto mi voluntad y cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales, en virtud de que soy autor del trabajo de titulación: **“ANÁLISIS COMPARATIVO DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA ENTRE LOS MOTORES MB OM-502 Y MB OM-460 CONSIDERANDO LA VARIABLE DE ALTURA”**, mismo que ha sido desarrollado para optar el título de: *Ingeniero Mecánico Automotriz*, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determina a la Ley de Propiedad Intelectual, en mi condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato digital a la biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, agosto de 2021.



Jeyson Fabián Narváez Calle

C.I. 0302702345

CERTIFICACIÓN

Yo, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: **“ANÁLISIS COMPARATIVO DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA ENTRE LOS MOTORES MB OM-502 Y MB OM-460 CONSIDERANDO LA VARIABLE DE ALTURA”**, realizado por Jeyson Fabián Narvárez Calle, obteniendo el *Proyecto Técnico* que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, agosto de 2021.

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Rafael Wilmer Contreras Urgilés', is written over a large, light blue oval scribble.

Ing. Rafael Wilmer Contreras Urgilés, MSc.

C.I. 0104463328

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD

Yo, Jeyson Fabián Narvárez Calle con documentación de identificación N° 0302702345, autor del trabajo de titulación: **“ANALISIS COMPARATIVO DE LA EFICIENCIA ENERGETICA ENTRE LOS MOTORES MB OM-502 Y MB OM-460 CONSIDERANDO LA VARIABLE DE ALTURA”**, certifico que el total contenido del *Proyecto Técnico*, es de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Cuenca, agosto de 2021.

A handwritten signature in blue ink, consisting of several overlapping loops and lines, positioned above the printed name.

Jeyson Fabián Narvárez Calle

C.I. 0302702345

AGRADECIMIENTO

Quiero agradecer primeramente a Dios por ser mi guía durante mi vida, por ayudarme en mi carrera universitaria, por permitirme ser una persona fuerte, responsable, honesta, respetuosa y alcanzar mis metas propuestas superando las dificultades y obstáculos presentados.

Quiero también expresar mi más sincero agradecimiento al cuerpo docente que integra la facultad de Ingeniería Mecánica Automotriz por brindarme sus conocimientos, su apoyo técnico, sus experiencias además de sus gratificantes enseñanzas.

Al Ing. Wilmer Contreras por aceptar ser mi tutor y dirigir el presente proyecto, agradezco el apoyo recibido de su parte.

Mi sincero agradecimiento a la empresa Autolíder Mercedes Benz y en su nombre al gerente David Vélez por su colaboración con la prestación de los vehículos para el desarrollo del presente trabajo de titulación.

Jeyson

DEDICATORIA

Quiero dedicar este trabajo a mis queridos padres Ramiro e Inés por su apoyo y sacrificio durante este arduo trayecto, gracias por sus consejos, por sus ánimos cuando más lo necesite, por su amor y cariño incondicional.

A mi hijo Nicolás por ser el motor fundamental en mi vida, por motivarme cada día a ser mejor persona, mejor padre, con esta pequeña dedicatoria quiero demostrarle el amor y cariño inmenso que siento.

A mi esposa Paola gracias por apoyarme incondicionalmente, por amarme, valorarme impulsarme a seguir mis metas y cuidar de nuestro pequeño y nuestro hogar.

A mis queridos abuelitos Matilde y Ricardo por cuidarme desde niño, apoyarme y guiarme a ser una buena persona.

A mi hermana Digna, mi cuñado José y mis sobrinos José Ricardo y Rocío por brindarme su amor, su ayuda siempre que la necesite, sus sugerencias.

A mi gran amigo y querido Don Benigno que desde el cielo debe estar orgulloso de haber concluido una de mis metas le dedico por ser mi ejemplo, por guiarme, por enseñarme en este campo de la mecánica automotriz.

Jeyson

ABREVIATURAS

MEC: motor de encendido por compresión

ANOVA: análisis de varianza

PLD: sistema de bomba unitaria

rpm: revoluciones por minuto

kW: kilowatt

HP: caballo de fuerza

SAE: sociedad de ingenieros automotrices

INEN: instituto ecuatoriano de normalización

PMS: punto muerto superior

PMI: punto muerto inferior

kPa: kilo Pascal

mmHg: milímetro de mercurio

RESUMEN

El rendimiento de un motor se ve afectado por las variaciones en los parámetros de torque y potencia por diferentes factores principalmente atmosféricos como presión, temperatura y altura sobre el nivel del mar.

El presente estudio se basa en el análisis comparativo de la eficiencia energética de dos motores de la casa comercial Mercedes Benz, estos son el OM502-LA y OM460-LA de los vehículos Actros 3353- S y New Actros 2645-S respectivamente.

Para el desarrollo del proyecto se empleó una metodología analítica, descriptiva y experimental donde se detallan las características técnicas del vehículo, luego el análisis e identificación de las variables y posteriormente se estableció una comparación de estas entre los dos motores.

Se realizaron varias pruebas de campo como la medición de torque y potencia utilizando un banco dinamométrico, este equipo al momento de la prueba no se encontraba funcional para estos vehículos por lo tanto se adaptó un tren propulsor y se consideró el bloqueo diferencial intermedio con respecto al piso.

Otro ensayo fue la determinación del valor de lambda o AFR total utilizando el analizador de gases MAHA MGT5, los vehículos fueron expuestos a una potencia máxima con el acelerador al 100% y luego para obtener el valor mínimo se aplicó la fuerza de frenado. También se determinó la presión atmosférica y de carga, así como la temperatura ambiente y de carga con el instrumento Xentry Diagnosis.

Posterior a los ensayos se desarrolló el análisis del ciclo termodinámico dual y con estos valores mediante el análisis estadístico Anova se realizó la determinación de diferencias significativas.

Luego del análisis de resultados y como conclusión se tiene que el vehículo que presenta mejor eficiencia energética es el Actros 3353-S con el motor OM502-LA ya que el otro presenta una desventaja del 26.22% tanto en torque como en potencia por lo tanto en su rendimiento.

Palabras clave: Actros, New Actros, MEC, diésel, altura, presión atmosférica, temperatura.

ABSTRACT

The performance of an engine is affected by variations in the parameters of torque and power due to different factors, mainly atmospheric, such as pressure, temperature and height above the sea.

This study is based on the comparative analysis of the energy efficiency of two engines from Mercedes Benz, these are the OM502-LA and OM460-LA of the Actros 3353-S and New Actros 2645-S vehicles respectively.

For the development of the project, an analytical, descriptive and experimental methodology was used where the technical characteristics of the vehicle are detailed, then the analysis and identification of the variables and later a comparison of these between the two engines was established.

Several field tests were carried out such as the measurement of torque and power using a dynamometric bench, this equipment at the time of the test was not functional for these vehicles therefore a powertrain was adapted, and the intermediate differential lock was considered with respect to the floor.

Another test was the determination of the total lambda or AFR value using the MAHA MGT5 gas analyzer, the vehicles were exposed to a maximum power with the accelerator at 100% and then to obtain the minimum value the braking force was applied. The atmospheric and load pressure, as well as the ambient and load temperature were also determined with the Xentry Diagnosis instrument.

After the tests, the analysis of the dual thermodynamic cycle was developed and with these values, through the Anova statistical analysis, the determination of significant differences was carried out.

After the analysis of the results and as a conclusion, it is found that the vehicle that presents the best energy efficiency is the Actros 3353-S with the OM502-LA engine since the other presents a disadvantage of 26.22% in both torque and power for the fuel in your performance.

Key words: Actros, New Actros, MEC, diesel, altitude, atmospheric pressure, temperature.

ÍNDICE

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR	I
CERTIFICACIÓN	II
DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD	III
AGRADECIMIENTO	IV
DEDICATORIA	V
ABREVIATURAS.....	VI
RESUMEN	VII
ABSTRACT	VIII
ÍNDICE.....	IX
ÍNDICE DE FIGURAS	XII
ÍNDICE DE TABLAS	XVI
1. INTRODUCCIÓN	1
2. PROBLEMA	3
2.1. Antecedentes	3
2.2. Importancia	3
2.3. Alcance	3
2.4. Delimitación	3
3. OBJETIVOS	4
3.1. OBJETIVO GENERAL:.....	4
3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS:.....	4
4. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.....	5
5. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA	11
5.1. Principio de funcionamiento del Motor Diesel	12
5.1.1. Motor de encendido por compresión alternativa (MEC).....	14
5.1.2. Factores atmosféricos que influyen en la eficiencia energética de un MEC.....	16
5.2. Ciclo termodinámico diésel dual	17

5.2.1. Fases del ciclo termodinámico dual	17
5.2.2. Sobrealimentación	19
5.2.3. Turbocompresores	20
5.2.4. Sistema de sobrealimentación Mercedes Benz	23
5.3. Sistema de alimentación diésel.....	24
5.3.1. Inyección PLD	26
5.3.2. Esquema de las posiciones de la unidad inyectora PLD.....	26
5.4. Gestión electrónica MEC.....	29
5.4.1. Gestión electrónica Mercedes Benz.....	29
5.5. Sistema de Trasmisión.....	34
5.5.1. Trasmisiones ZF MERCEDES BENZ.....	35
5.6. Sistema OBD Xentry Diagnosis Mercedes Benz	36
a) Ordenador de diagnóstico.....	37
b) Multiplexor	37
5.7. Banco Dinamométrico MAHA LPS 3000.....	38
5.8. Análisis estadístico	38
6. MARCO METODOLÓGICO.....	40
6.1. Universo y muestra de estudio	40
6.2. Estimación de las Características técnicas de los vehículos.....	40
6.2.1. ACTROS 3353S.....	40
6.2.2. NEW ACTROS 2645 S.....	42
6.3. Identificación de las variables de estudio	43
6.3.1. Procedimiento.....	44
6.3.2. Determinación de torque y potencia.....	44
6.3.3. Determinación del valor Lambda AFR total	49
6.3.4. Determinación de Presión atmosférica y presión de carga	52
6.3.5. Determinación de temperatura ambiente y la temperatura de carga	53
6.4. Torque por perdidas mecánicas.....	54

6.5. Tabla Comparativa de valores.....	55
6.6. Desarrollo del ciclo termodinámico dual	57
6.7. Curvas características.....	67
6.7.1. Curvas de potencias OM-460 LA	68
6.7.2. Comparación de potencias OM 460-LA	70
6.7.3. Curvas de torque motor OM 460-LA.....	72
6.7.4. Comparación de torques OM 460-LA.....	75
6.7.5. Curvas de potencia OM 502-LA.....	77
6.7.6. Comparación de potencias OM 502-LA	80
6.7.7. Curvas de torque OM 502 LA	82
6.7.8. Comparación de Torques OM 502-LA	85
7. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	87
7.1. Análisis de variables que influyen en su cambio energético.....	87
7.2. Análisis de motor más eficiente	94
7.3. Análisis de la eficiencia energética con respecto a la trasmisión	99
8. CONCLUSIONES	104
9. RECOMENDACIONES	105
10. BIBLIOGRAFIA	106
11. ANEXOS	112
Anexo 1 Vehículos de prueba.....	112
Anexo 2 Ficha técnica Mercedes Benz New Actros 2645- S.....	116
Anexo 3 Ficha técnica Mercedes Benz Actros 3353-S.....	117
Anexo 4 Microsoft Excel para análisis estadístico.....	118
Anexo 5 Variables que influyen en el muestreo de potencia	119
Anexo 6 Variables que influyen en el muestreo de torque	126

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Esquema de ventas Auto líder Mercedes Benz sucursal Cuenca. Fuente: (Autor, 2021)	1
Figura 2: Tiempo de admisión. Fuente: (Alonso, 1998)	12
Figura 3: Tiempo de compresión. Fuente: (Alonso, 1998)	13
Figura 4: Tiempo de combustión. Fuente: (Alonso, 1998)	13
Figura 5: Tiempo de explosión. Fuente: (Alonso, 1998).....	13
Figura 6: Clasificación de motores de encendido por compresión. Fuente: (Alonso, 1998).....	14
Figura 7: Rudolf Diesel. Fuente: (Gonzalez, 2012).....	15
Figura 8: Aplicaciones MEC. Fuente: (Motor.es, 2012)	16
Figura 9: Ciclo termodinámico dual. Fuente: (Gordon, 1998).....	17
Figura 10: Proceso de sobrealimentación. Fuente: (Guardiola, 2013)	20
Figura 11: Diferencia de presión de carga. Fuente: (Gonzalez, 2012)	21
Figura 12: Turbocompresor sin regulación. Fuente: (Chrysler AG, 2005)	23
Figura 13: Turbo con válvula de descarga Wastegate. Fuente: (Gonzalez, 2012; Chrysler AG, 2005)	24
Figura 14: Sistemas de alimentación Diesel. Fuente: (Dominguez & Ferrer, 2008).....	25
Figura 15: Sistema de Inyección PLD. Fuente: (Chrysler AG, 2005).....	26
Figura 16: Posiciones de la unidad inyectora PLD. Fuente: (Chrysler AG, 2005)	27
Figura 17: Carrera previa. Fuente: (Chrysler AG, 2005)	28
Figura 18: Carrera de alimentación. Fuente: (Chrysler AG, 2005).....	28
Figura 19: Carrera residual. Fuente: (Chrysler AG, 2005).....	29
Figura 20: Sistema de gestión electrónica del motor. Fuente: (Chrysler AG, 2005)	29
Figura 21: Regulación de la inyección con el módulo motor Fuente: (Chrysler AG, 2005).....	30
Figura 22: Sensor de temperatura. Fuente: (Chrysler AG, 2005).....	30
Figura 23: Sensor de presión y temperatura del aire. Fuente: (Chrysler AG, 2005).....	31
Figura 24: Sensor de presión atmosférica. Fuente: (Chrysler AG, 2005)	32
Figura 25: Sensor de posición del Pedal. Fuente: (Chrysler AG, 2005)	33
Figura 26: Sensor de posición del cigüeñal. Fuente: (Chrysler AG, 2005).....	34
Figura 27: Partes de la transmisión. Fuente: (Shoyas, 2009)	35
Figura 28: Transmisión ZF. Fuente: (Shoyas, 2009).....	36

Figura 29: Funciones Xentry diagnosis. Fuente: (Chrysler AG, 2005).....	37
Figura 30: Ordenador de diagnóstico. Fuente: (Chrysler AG, 2005)	37
Figura 31: Multiplexor. Fuente: (Chrysler AG, 2005)	38
Figura 32: Banco de Dinamométrico MAHA LPS 3000. Fuente: (Autor, 2021)	38
Figura 33: Procedimiento para la determinación de torque y potencia. Fuente: (Autor, 2021).....	44
Figura 34: Limitación 90km/h. Fuente: (Autor, 2021).....	45
Figura 35: Seguridad del Actos2645 2645.Fuente: (Autor, 2021)	46
Figura 36: Sistema ABS. Fuente: (Chrysler AG, 2005)	46
Figura 37: Potencia medida en el banco dinamométrico. Fuente: (Autor, 2021).....	46
Figura 38: Seguridad del Actos 3353-s. Fuente: (Autor, 2021)	47
Figura 39: Potencia medida en el banco dinamométrico. Fuente: (Autor, 2021).....	48
Figura 40: Recolección de datos de potencia. Fuente: (Autor, 2021).	49
Figura 41: Procedimiento para la determinación del valor lambda. Fuente: (Autor, 2021)	49
Figura 42: Medición de Lambda. Fuente: (Autor, 2021)	50
Figura 43: Medición de lambda Actros 3353-s. Fuente: (Autor, 2021).	50
Figura 44: Medición de lambda Actros 3353-s. Fuente: (Autor, 2021).	51
Figura 45: Procedimiento para la determinación de presión atmosférica y presión de carga. Fuente: (Autor, 2021).....	52
Figura 46: Determinación de presión atmosférica y de carga en el vehículo New Actros 2645-S. Fuente: (Autor, 2021).....	52
Figura 47: Determinación de presión atmosférica y presión de carga en el vehículo Actros 3353 -S. Fuente: (Autor, 2021)	53
Figura 48: Acople de los piñones. Fuente: (Autor, 2021)	54
Figura 49: Torque por perdidas mecánicas en el motor OM-460-LA. Fuente: (Autor, 2021).....	55
Figura 50: Torque `por perdidas mecánicas en el motor OM-502-LA. Fuente: (Autor, 2021).....	55
Figura 51: Curvas de potencias del motor OM-460 LA. Fuente: (Autor, 2021).....	70
Figura 52: Diferencia entre potencias en porcentaje. Autor: (Autor, 2021).....	71
Figura 53: Agrupación de medias para la determinación de potencias con más similitud. Fuente: (Autor, 2021)	72
Figura 54: Curvas de torque motor OM-460 LA. Fuente: (Autor, 2021).....	75

Figura 55: Diferencia de torques expresado en porcentaje. Fuente: (Autor, 2021).....	76
Figura 56: Agrupación de medias para la determinación de torque con más similitud. Fuente: (Autor, 2021)	77
Figura 57: Curvas de potencias motor OM-502 LA. Fuente: (Autor, 2021).....	80
Figura 58: Diferencias de potencias motor OM-502 LA. Fuente: (Autor, 2021).....	81
Figura 59: Agrupación de medias para la determinación de potencias con más similitud. Fuente: (Autor, 2021)	82
Figura 60: Curvas de torque motor OM-502 LA. Fuente: (Autor, 2021).....	85
Figura 61: Diferencia de torques. Fuente: (Autor, 2021)	86
Figura 62: Agrupación de medias para la determinación de torque con más similitud. Fuente: (Autor, 2021)	86
Figura 63: Análisis estadístico de las variables peso kg, presión atmosférica y numero de cilindros. Fuente: (Autor, 2021)	88
Figura 64: Análisis estadístico de las variables peso kg, presión atmosférica, numero de cilindros. Fuente: (Autor, 2021)	89
Figura 65: Análisis estadístico de las variables poder calorífico peso kg y cilindrada. Fuente: (Autor, 2021)	90
Figura 66: Análisis estadístico de las variables carrera de cilindro, presión atmosférica, cilindrada. Fuente: (Autor, 2021)	91
Figura 67: Informe de regresión múltiple para el torque. Fuente: (Autor, 2021).....	91
Figura 68: Análisis estadístico de las variables carrera de cilindro, presión atmosférica, cilindrada. Fuente: (Autor, 2021)	92
Figura 69: Análisis estadísticos de construcción. Fuente: (Autor, 2021).....	93
Figura 70: Análisis estadísticos de informe de efectos de torque. Fuente: (Autor, 2021).	93
Figura 71:Potencias totales. Fuente: (Autor, 2021).....	94
Figura 72: Potencias finales de los motores estudio. Fuente: (Autor, 2021).....	96
Figura 73:Torques Totales. Fuente: (Autor, 2021).....	97
Figura 74: Torques finales de los motores estudio. Fuente: (Autor, 2021).....	99
Figura 75: Caja de cambios G-240. Fuente: (Chrysler AG, 2005).....	100
Figura 76: Caja de cambios-260. Fuente: (Chrysler AG, 2005).....	102
Figura 77: Anexo 1, vehículo de prueba. Fuente: (Autor, 2021)	113
Figura 78: Anexo 1, vehículo de prueba. Fuente: (Autor, 2021)	115
Figura 79: Anexo 2, ficha técnica New Actros 2645-S. Fuente: (Autor, 2021).....	116

Figura 80: Anexo 3, ficha técnica New Actros 3353-S. Fuente: (Autor, 2021).....	117
Figura 81: Programa estadístico para el análisis termodinámico. Fuente: (Autor, 2021)	118
Figura 82: Programa estadístico para el análisis termodinámico. Fuente: (Autor, 2021)	118
Figura 83: Variables que influyen en el muestreo de potencia. Fuente: (Autor, 2021)	119
Figura 84: Variables que influyen en el muestreo de potencia. Fuente: (Autor, 2021)	120
Figura 85: Variables que influyen en el muestreo de potencia. Fuente: (Autor, 2021)	121
Figura 86: Variables que influyen en el muestreo de potencia Fuente: (Autor, 2021).	122
Figura 87: Variables que influyen en el muestreo de potencia. Fuente: (Autor, 2021)	123
Figura 88: Variables que influyen en el muestreo de potencia. Fuente: (Autor, 2021)	124
Figura 89: Variables que influyen en el muestreo de potencia. Fuente: (Autor, 2021)	125
Figura 90: Variables que influyen en el muestreo de torque. Fuente: (Autor, 2021)...	126
Figura 91: Variables que influyen en el muestreo de torque. Fuente: (Autor, 2021)...	127
Figura 92: Variables que influyen en el muestreo de torque. Fuente: (Autor, 2021)...	128
Figura 93: Variables que influyen en el muestreo de torque. Fuente: (Autor, 2021)...	129
Figura 94: Regresión múltiple para torque. Fuente: (Autor, 2021).....	130
Figura 95: Regresión múltiple para torque. Fuente: (Autor, 2021).....	131
Figura 96: Regresión múltiple para torque. Fuente: (Autor, 2021).....	132
Figura 97: Regresión múltiple para torque. Fuente: (Autor, 2021).....	133
Figura 98: Regresión múltiple para torque. Fuente: (Autor, 2021).....	134
Figura 99: Regresión múltiple para torque. Fuente: (Autor, 2021).....	135
Figura 100: Regresión múltiple para torque. Fuente: (Autor, 2021).....	136

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Características de torque y potencia de un motor diésel alimentado con biodiesel y aceite de palmiste (PKO). Fuente: (Oguntola & Colaboradores, 2009)	6
Tabla 2: Variabilidad de presión atmosférica y concentración de PAO2. Fuente: (Jordan, 2012).....	17
Tabla 3: Componentes de un turbocompresor de geometría fija. Fuente: (Barone & Colaboradores, 2011)	21
Tabla 4: Ventajas y desventajas de un turbocompresor de geometría fija. Fuente: (Barone & Colaboradores, 2011).....	22
Tabla 5: Componentes de un turbocompresor de geometría variable. Fuente: (Barone & Colaboradores, 2011)	22
Tabla 6: Ventajas y desventajas de un turbocompresor de geometría variable. Fuente: (Barone & Colaboradores, 2011).....	23
Tabla 7: Ventajas y desventajas del sistema de alimentación Diesel. Fuente: (Oñate, 2015).....	25
Tabla 8: Ventajas y desventajas del sistema PLD. Fuente: (Chrysler AG, 2005).....	26
Tabla 9: Posiciones de la unidad inyectora PLD. Fuente: (Chrysler AG, 2005).....	27
Tabla 10: Rango de trabajo del sensor de temperatura. Fuente: (Chrysler AG, 2005) ..	31
Tabla 11: Rango de temperatura y presión de aire de sobrealimentación. Fuente: (Chrysler AG, 2005).....	31
Tabla 12: Valores de presión de sobrealimentación. Fuente: (Chrysler AG, 2005).....	32
Tabla 13: Rango de trabajo del sensor de presión atmosférica. Autor: (Chrysler AG, 2005).....	32
Tabla 14: Rango de trabajo del sensor de posición del pedal. Autor: (Chrysler AG, 2005).....	33
Tabla 15: Rango de trabajo de sensor en posición de cigüeñal. Autor: (Chrysler AG, 2005).....	34
Tabla 16: Funciones del Sistema HPS. Fuente: (Chrysler AG, 2005)	36
Tabla 17: Vehículo Actros 3353 S. Fuente: (Chrysler AG, 2005)	41
Tabla 18: Características y especificaciones del vehículo Actros 3353-S. Fuente: (Chrysler AG, 2005).....	41
Tabla 19: Vehículo New Actros con motor OM 460-LA. Fuente: (Chrysler AG, 2005)	42

Tabla 20: Características y especificaciones del vehículo New Actros 2645-S. Autor: (Chrysler AG, 2005).....	43
Tabla 21: Identificación de las variables de análisis del estudio. Fuente: (RP ENERGIE LEXIKON, 2021).....	44
Tabla 22: Bloqueo diferencial intermedio. Fuente (Autor;Chrysler AG, 2005)	45
Tabla 23: Bloqueo diferencial intermedio. Fuente (Autor;Chrysler AG, 2005)	47
Tabla 24: Prueba de potencia Actros 3353-S. Fuente: (Autor, 2021)	48
Tabla 25: Recolección de datos experimentales de AFR total. Fuente: (Autor, 2021)..	51
Tabla 26: Recolección de datos de presión atmosférica. Fuente: (Autor, 2021).....	53
Tabla 27: Determinación de temperatura ambiente y temperatura de carga. Fuente: (Autor, 2021)	53
Tabla 28: Torque por perdidas mecánicas. Fuente: (Autor, 2021).....	55
Tabla 29: Tabla comparativa de valores. Fuente: (Autor, 2021).....	55
Tabla 30: Desarrollo del ciclo termodinámico. Fuente: (Gordon, 1998).	57
Tabla 31: Formula de potencia. Fuente: (Gordon, 1998)	67
Tabla 32: Formula para cálculo de torque. Fuente: (Chrysler AG, 2005).....	67
Tabla 33: Curvas de potencia OM 460-LA. Fuente: (Autor, 2021)	69
Tabla 34: Datos de potencias motor OM460-LA. Fuente: (Autor, 2021).....	71
Tabla 35: Curvas de torque OM 460-LA. Fuente: (Autor, 2021).....	74
Tabla 36: Datos de torque motor OM460-LA. Fuente: (Autor, 2021).....	76
Tabla 37: Curvas de potencia OM 5020- La. Fuente: (Autor, 2021)	79
Tabla 38: Datos de potencia del motor OM 502 LA. Fuente: Autor.....	81
Tabla 39: Curvas de torque OM 502-LA. Fuente: (Autor, 2021).....	84
Tabla 40: Datos de torque motor OM-502-LA. Fuente: (Autor, 2021).....	85
Tabla 41: Comparación de variables sobre las potencias y torques. Fuente: (Autor, 2021).....	87
Tabla 42: Comparación de potencias de fábrica. Fuente: (Autor, 2021).....	95
Tabla 43: Comparaciones de potencias calculada. Fuente: (Autor, 2021)	95
Tabla 44: Comparación de potencia medidas. Fuente: (Autor, 2021).....	95
Tabla 45: Comparación de Torque de fábrica de fábrica. Fuente: (Autor, 2021)	97
Tabla 46: Comparaciones de torque calculada. Fuente: (Autor, 2021).	98
Tabla 47: Comparación de potencia medidas. Fuente: (Autor, 2021).....	98
Tabla 48: Velocidades angulares Split Low G-240. Fuente: (Chrysler AG, 2005).....	100
Tabla 49: Velocidades angulares Split High G-240. Fuente: (Chrysler AG, 2005).....	100

Tabla 50: Velocidades angulares Split Low G-260. Fuente: (Chrysler AG, 2005)..... 102

Tabla 51: Velocidades angulares Split High G-260. Fuente: (Chrysler AG, 2005)..... 103

1.INTRODUCCIÓN

Actualmente el sector automotriz es considerado uno de los más importantes de nuestra era moderna a nivel del Ecuador porque tiene un fuerte impacto social y económico que ha permitido grandes innovaciones como la generación de nuevas tecnologías, la movilización, el transporte de medicamentos, de alimentos, de productos para la industria metalúrgica entre otros; en los últimos años la importación de vehículos se ha incrementado notablemente, es por esto que los vehículos utilizados en este estudio de la casa comercial Mercedes Benz ubicada en la ciudad de Cuenca han mostrado un aumento en ventas durante los dos últimos años información que se puede visualizar en la figura 1.

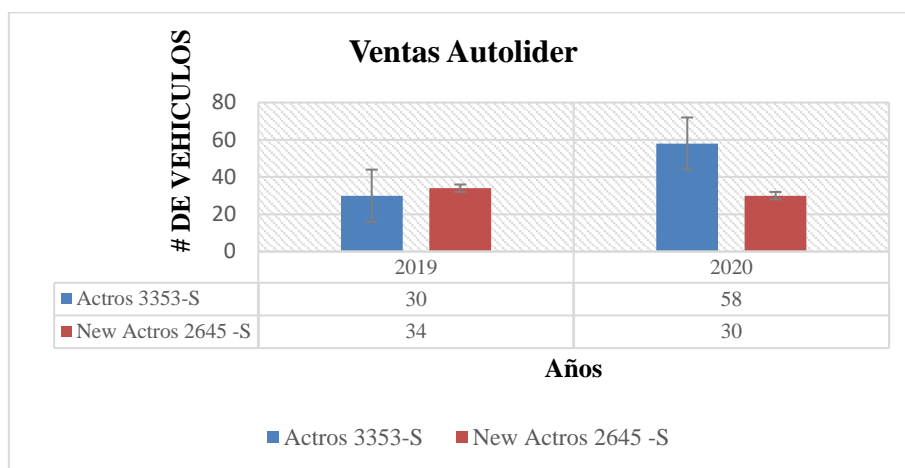


Figura 1: Esquema de ventas Auto líder Mercedes Benz sucursal Cuenca. **Fuente:** (Autor, 2021)

La selección de un vehículo de carga pesada se basa en el rendimiento que esté presente, se consideran los factores de torque, potencia y nivel de emisión de gases contaminantes. Es importante mencionar que la eficiencia energética del motor varía de su especificación técnica con respecto a las condiciones utilizadas, la altura sobre el nivel del mar, la presión atmosférica y la temperatura ambiente (Cisneros, 2018).

Se estima que, al existir mayor altura sobre el nivel del mar, ingresa menos oxígeno a la cámara por ende el proceso de combustión baja decrece la potencia y par del vehículo y como consecuencia su rendimiento, razón por la cual se optan por algunas opciones como es repotenciar un vehículo o el uso de la sobrealimentación (Cisneros, 2018).

Con lo expuesto anteriormente el presente proyecto tiene como objetivo establecer una comparación analítica de la eficiencia energética o rendimiento de dos motores de la casa

comercial Mercedes Benz al utilizar como variable la altura sobre el nivel del mar que es de 2542 m.s.n.m y 75 Kpa de presión atmosférica.

Los motores utilizados fueron OM 460-LA del vehículo New Actros 2645-S y OM 502-LA del vehículo Actros 3353-S.

Los valores de torque y potencia para el primero según su ficha técnica son: 330 KW a 1600 rpm y 2200 Nm a 1100 rpm; mientras que del otro son: 390 KW a 1800 rpm y 2400 Nm a 1080 rpm.

La capacidad de carga de estos vehículos es de 32 toneladas, sin embargo, NEW ACTROSS 2645 S es más liviano con un peso de 9.604 kg con respecto a su versión anterior Actros 3353 S que posee un peso 10.162kg por su estructura más pesada. Por otro lado, el motor del New Actros es más pequeño que el de Actros por lo tanto tiene menos potencia.

2. PROBLEMA

2.1. Antecedentes

Hoy en día en el Ecuador los vehículos ACTROS3353S con motor MB OM-502 y el NEW ACTROS 2645-S con motor MB OM-460 son ampliamente utilizados en diferentes áreas de trabajo, sin embargo, luego de una revisión minuciosa no se han encontrado fuentes o bases bibliográficas de estudios relacionados al caso o información reproducible de acuerdo a las pruebas empleadas en el lugar de fabricación dentro del país, esto con la finalidad de conocer y mejorar la eficiencia energética de los motores de encendido por compresión (MEC) que ofrece la industria automotriz.

2.2. Importancia

Es por ello por lo que en el presente estudio se consideran que estos vehículos fueron desarrollados con estudios a nivel del mar en su fábrica matriz en Alemania.

Sin embargo, la determinación de la eficiencia de un motor (MEC) se ve reducida de acuerdo con la altura de funcionamiento la presión atmosférica y temperatura ambiente en ciudades de altura, después de la investigación previa se determinó que existe la carencia de este tipo de estudios con lo cual se vuelve necesario realizar estos análisis en la ciudad Cuenca.

2.3. Alcance

Con el desarrollo de este estudio es posible fortalecer el conocimiento para futuras investigaciones por ellos va dirigido a docentes, estudiantes, así como público en general que se interesen por conocer que factores afectan el rendimiento general de un motor, cual es la diferencia con los parámetros dados por fábrica y cuáles son las posibles situaciones o correcciones que se pueden realizar.

2.4. Delimitación

Este proyecto se realiza en la ciudad de Cuenca, provincia del Azuay el cual limita al Este con las provincias de Morona Santiago y Zamora Chinchipe y al Oeste con Guayas y el Oro. A una altitud de 2.550 m.s.n.m, esta ciudad se encuentra en el centro sur Ecuador en el valle interandino, conocida como Santa Ana de los Ríos.

3. OBJETIVOS

3.1. OBJETIVO GENERAL:

- Realizar un análisis comparativo entre los motores MB OM-502 y MB OM-460 a través de un banco de rodillos para determinar su eficiencia energética considerando la variable de altura.

3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- Realizar una investigación bibliográfica utilizando fuentes fiables con la finalidad de establecer y sentar bases teóricas sobre la determinación de la eficiencia energética en motores de encendido por compresión MEC en ciudades de altura.
- Adquirir los datos y establecer una matriz general de resultados mediante el desarrollo de pruebas experimentales en el banco de rodillos “MAHA LPS 3000”.
- Analizar la matriz general de datos mediante las herramientas de estadística inferencial como ANOVA para determinar las variables más influyentes.
- Identificar el motor más eficiente a través de la comparación de las variables y determinar su cambio energético con respecto a la altura.

4. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

A continuación, se realiza una revisión bibliográfica minuciosa y resumida de información relacionada con el tema de investigación:

* El artículo denominado “*estudio del efecto de la altitud sobre el proceso de combustión de motores diésel*” realizado en el año 2005 efectúa un análisis del efecto de la altura como variable sobre el proceso de combustión, también considera factores que influyen en este proceso como la presión atmosférica, la temperatura ambiente y la composición del aire, por ello cuando existe una disminución de presión y temperatura la densidad del aire cambia lo que provoca una disminución en el rendimiento del motor y un cambio abrupto en la composición de los gases emitidos (Magin Lapuerta; Colaboradores, 2015).

Para el desarrollo de este estudio dentro del proceso se recopilaron varias fuentes bibliográficas para determinar la influencia de la altitud sobre los procesos de mezcla aire-combustible y la producción de elementos contaminantes, se estudia la relación combustible-aire, la temperatura adiabática, el oxígeno disponible en la llama, el tiempo de retraso y tiempo aparente de combustión, la longitud de llama y lift-off (Magin Lapuerta; Colaboradores, 2015).

Como conclusión se tiene que es importante conocer la variación de presión y temperatura sobre el transcurso de la combustión y la creación de contaminantes, pero también es necesario entender la constitución del aire porque afecta directamente a la relación estequiométrica combustible-aire y modifica las condiciones necesarias para la combustión en la cámara. Por otro lado, es también fundamental mencionar que con la altitud existe una disminución en la emisión de óxidos de nitrógeno por la baja de la temperatura adiabática de la llama (Magin Lapuerta; Colaboradores, 2015).

* El estudio “*Análisis de las temperaturas, la eficiencia térmica y el trabajo neto en un ciclo dual*” del año 2008 se refiere al análisis de varios de factores como la relación de compresión, relación de las presiones, relación del cierre de admisión y temperaturas sobre la eficiencia y el trabajo neto en un ciclo dual en un motor de compresión (Malaver, 2008).

En el procedimiento se utilizaron las suposiciones de aire estándar que permiten estudiar los ciclos de potencia de gases, al analizar los factores antes mencionados se tiene que las relaciones de compresión utilizaron una variación entre 2 a 14 con valores de temperatura máxima comprendidos entre 2000 y 3000 ° K; además se trabajó con una temperatura

inicial de 290°K para el inicio de compresión en el ciclo dual porque las capacidades caloríficas son constantes y se determinan a temperatura ambiente. Con las condiciones detalladas se tiene como resultado que tanto el motor de encendido por chispa y el de compresión no realizan la combustión de la mezcla aire- combustible a volumen ni temperatura constante por lo tanto se deduce que el proceso es isométrico, el estudio y análisis de las ecuaciones tienen como objetivo incrementar el trabajo neto y la eficiencia del ciclo estudiado (Malaver, 2008).

* El trabajo ``*características de torque y potencia de un motor diésel alimentado con biodiesel de aceite de palmiste (PKO)*`` fue desarrollado en el año 2009 y con él se buscó determinar el rendimiento de un motor utilizando diésel y biodiesel, este último sintetizado a partir del proceso de transesterificación para establecer una comparación sistemática con datos verídicos que demuestren con cuál de los dos tipos de combustible empleados los valores de torque y potencia son más altos (Oguntola & Colaboradores, 2009).

El estudio tiene como antecedentes que el consumo de combustible proveniente de fuentes petroleras con el tiempo se escasea y es un recurso no renovable, por lo tanto, se buscan nuevas alternativas como el uso de biocombustibles obtenidos de productos y energías renovables como el aceite de palma, la caña de azúcar o la esterificación de aceites (Oguntola & Colaboradores, 2009).

Para el proceso se empleó un período de prueba correspondiente a 24 horas a diferentes revoluciones: 1300, 1500, 1700, 2000, 2250 y 2500 (Oguntola & Colaboradores, 2009).

Los resultados obtenidos fueron:

Tabla 1: Características de torque y potencia de un motor diésel alimentado con biodiesel y aceite de palmiste (PKO). **Fuente:** (Oguntola & Colaboradores, 2009)

RPM	Diésel		Biodiesel	
	Torque kW	Potencia kW	Torque kW	Potencia kW
1300	37	280	39	290
1500	45	288	48	300
1700	52	288	55	305
2000	57.5	270	62	290
2250	58	245	64	260
2500	60	230	65	240

Al concluir este estudio y en base a los resultados detallados en la tabla 1, se tiene que el rendimiento es más efectivo con el combustible diésel que con el biocombustible (Oguntola & Colaboradores, 2009).

* El estudio ``motor diésel para vehículos pesados, evaluación de la eficiencia y auditoria energética`` realizado en el año 2014 busco entender la eficiencia del motor, sus pérdidas energéticas y los posibles criterios de mejora para vehículos con motor a diésel utilizados para carga pesada y carga mediana (Thiruvengadam & Colaboradores,2014).

Para el proceso se contó con un motor de servicio pesado con capacidad de 12.8 litros modelo 2011 motor tracto camión clase 8 y otro modelo de servicio mediano con capacidad de 6.7 litro año 2013 (Thiruvengadam & Colaboradores,2014).

Para el vehículo pesado se utilizó un dinamómetro de 800 HP con velocidades del motor de hasta 2500 rpm y para el vehículo de motor mediano un dinamómetro de 400 HP con una velocidad del motor de hasta 2900 rpm; además se usó datos de las fichas técnicas de cada motor para validar los datos de eficiencia (Thiruvengadam & Colaboradores,2014).

Los resultados principales de este estudio fueron la caracterización de los mapas de los motores y un análisis de auditoria energética a diferentes condiciones del motor (Thiruvengadam & Colaboradores,2014).

El motor de servicio pesado convirtió el 39.1 % de su energía de combustible en potencia de frenado con un 35.5% de pérdida como calor de escape, 10.6% de pérdida por transferencia de calor al refrigerante, 6% calor rechazado del enfriador de aire de carga, 3.4% como calor del aire al ambiente, 2.3% por pérdida de fricción, 1.7% por bombeo del motor y 1.3% pérdida por accesorios del motor. Por otro lado, el motor de servicio mediano convirtió el 29.2% de su energía de combustible en potencia de frenado

perdiéndose así el 31,4 % a través de gases del escape, 18.4% por fricción, 10% se rechazó a través del circuito del refrigerante, 5% por el calor rechazado del aire de carga, 3.6% transferencia del calor al aire y 2.4 % consumida por accesorios del vehículo. La auditoría energética y la previsión tecnológica fueron empleadas para investigar tecnologías emergentes para reducir el consumo de combustible, de esto se obtuvo que se pueden utilizar tecnologías avanzadas que incluyen aumento en la relación de compresión, controles optimizados, mejoras en la recirculación de gases de escape, lubricantes de baja fricción, reducción de la fricción del motor, reducción de la carga parásita del motor, es decir, de muchos accesorios innecesarios (Thiruvengadam & Colaboradores,2014).

Finalmente, con la medición de la potencia y los resultados obtenidos sirven para las mejoras adicionales que se puede realizar para reducir el consumo de combustible y evitar pérdidas energéticas por diferentes factores (Thiruvengadam & Colaboradores,2014).

* En el trabajo de titulación del año 2014 “*Estudio termodinámico del motor Toyota turbo diésel modelo 2KD-FTV, mediante la implementación de un intercambiador de calor al sistema de admisión*” se realizan pruebas de potencia y consumo de combustible, además trata la simulación del sistema a través de la introducción de un software computacional para estudiar el comportamiento termodinámico del aire de admisión al cruzar por el intercambiador de calor (Arcentales & Paladines, 2014).

Para la determinación de la temperatura del aire de admisión se midió la temperatura antes y después del intercooler mediante el uso de un ML35 y un circuito electrónico que indica las temperaturas del aire mientras el vehículo se encuentra en movimiento, luego se procedió a la determinación de la potencia mediante la implementación del sistema y finalmente se realizó la prueba de consumo de combustible (Arcentales & Paladines, 2014).

Los resultados obtenidos muestran que al implementar un intercooler se incrementa la potencia en un valor de 101 a 123 kW correspondiente a un 17 % y una reducción de consumo de combustible del 8%, por lo tanto, se concluye que con la implementación del sistema el resultado obtenido es positivo mejora la potencia y reduciendo el consumo de combustible (Arcentales & Paladines, 2014).

* El artículo “*Determinación de torque y potencia de un motor de combustión interna utilizando mezclas parciales de biodiesel*” aprobado en el año 2016 determina torque y

potencia en vehículos con motor de combustión interna empleando como variable la altura de 2800 m.s.n.m basándose en la normativa SAE J1 349 y INEN RTE 017 para establecer una comparación entre el gasoil común y biocombustible de este último se utilizan mezclas B5, B10 Y B30; el diésel utilizado fue de origen colombiano y ecuatoriano ya que comparten características fisicoquímicas similares y además por las condiciones de altura, en tanto que el biodiesel obtenido del aceite de palma fue de origen ecuatoriano de la empresa Fabril. Para el proceso se realizó las mezclas en las concentraciones antes mencionadas se tomó como referencia la letra B para biodiesel y los números el porcentaje de cada uno, para conocer los valores de torque y potencia se utilizó un dinamómetro; al finalizar el estudio se tiene que el valor más alto de potencia y par es para el diésel ecuatoriano, seguido del combustible colombiano; en cuanto a biocombustibles el de menor torque y potencia fue el B10 y el de mayor valor el B5, seguido por el B30. En cuanto las pruebas de opacidad se tienen que el diésel ecuatoriano es el que presenta mayor índice de opacidad en un 8,39 % debido al procesamiento de este; como observación en el estudio se tiene que el uso de biocombustible aumenta en climas fríos por ende el consumo se incrementa en relación con el diésel común, una ventaja del uso de biocombustible es que disminuye notablemente los niveles de opacidad (Reyes, Colaboradores 2016).

* Con el estudio “*Análisis de las curvas características y la opacidad de un motor JO5ETC16173 con la implementación de un turbocargador*” desarrollado en el 2017 se determinó la potencia de las ruedas, potencia del motor, potencia normal, torque y opacidad con y sin turbocargador, para lo cual se usaron las variables de: altura a 2850 m.s.n.m, una presión atmosférica de 73900 Pa y una temperatura de 22.78 °C, para el procedimiento se efectuaron las pruebas con el uso de un banco dinamométrico para torque y potencia y para la opacidad equipos medidores de opacidad de flujo parcial en un vehículo camión Hino año 2012 con turbocargador. Primero se realizó los ensayos prácticos sin retirar el turbocargador y posteriormente se procedió al retiro de este para efectuar iguales ensayos y ejecutar una comparación de los valores obtenidos. Como conclusión se tiene que el valor de torque es mayor con turbocargador este fue 304,69 lfb/ft en relación a 170,7 lfb/ ft sin turbocargador a 1500 rpm; la potencia de las ruedas es igual mayor con turbocargador con un valor de 122,44 hp en relación a 28,43 sin turbocargador a 2500 rpm; la potencia del motor con turbocargador fue de 151,29 hp frente a 60,06 hp sin turbocargador a 2500 rpm; la potencia normal del vehículo con

turbocargador es también mayor con un valor de 65,57 hp en relación a 160,35 hp sin turbocargador. Finalmente se comprueba que con el uso de un turbocargador la opacidad es menor siendo este valor de 67% en relación con un motor con turbocargador que produce un índice de 93% de opacidad (Puente & Remache, 2017).

* El trabajo de titulación denominado “*Repotenciación de un motor de combustión interna Diésel*” realizado en el año 2018 permite conocer si la potencia de un motor es igual durante el proceso de combustión o difiere en cuanto a los datos establecidos en la ficha técnica de su lugar de fabricación, para ello considera la variable de altura con un valor de 2500 m.s.n.m. (Cisneros, 2018).

El vehículo utilizado para el desarrollo de este trabajo fue un modelo d4bb de origen coreano con 2607 caballos de fuerza y con una potencia referencial de 79 hp (Cisneros, 2018).

Para el procedimiento de repotenciación se adaptó un turbo compresor con sistema intercooler, con este paso hubo un incremento estable en 30 caballos de fuerza más a lo que tenía sin la modificación; como resultado se obtuvo que existe una pérdida de potencia de alrededor del 53% sin la repotenciación, en tanto que con la modificación se obtuvo una disminución en cuanto a la pérdida de potencia de un 18% siendo este un valor permisible dentro de los rangos y características descritas en la ficha técnica (Cisneros, 2018).

* Este estudio desarrollado en el año 2018 “*metodología del desarrollo de un software para el análisis de los ciclos termodinámicos: otto, diésel y dual*” se refiere a la elaboración de un programa software basado en un modelo matemático y algoritmos para permitir el estudio de los diferentes ciclos termodinámicos con esto facilita una formación activa, rápida y confiable, además faculta el conocimiento paso a paso para la solución de un problema (Nava & Colaboradores, 2018).

Al finalizar el desarrollo de este modelo posibilita al usuario el aprendizaje eficaz y una comprensión completa de los problemas y su solución, es de acceso al público en general, pero es de uso factible para aquellos que dedican su estudio a los ciclos termodinámicos (Nava & Colaboradores, 2018).

* El trabajo “*Análisis comparativo de torque y potencia en motores de encendido por compresión con el uso de diésel convencional y biocombustibles con mezclas B10 y B15*”

realizado en el año 2021 trata sobre la comparación entre mezclas de biodiésel y diésel tradicional para establecer la variabilidad existente de torque, potencia y porcentaje de opacidad de gases en motores de combustión interna; para el desarrollo de este estudio se procedió a la comparación entre dos mezclas B10 y B15, que se trata de un biocombustible sintetizado a partir del aceite de palma, al utilizar estas concentraciones se concluye que existe una disminución en potencia en relación con el diésel común con un porcentaje de 0,68% para B10 y 1.53 para B15, en cuanto al torque con B10 se incrementa en 0.32 %, mientras que con B15 existe disminución en 0.22%, en cuanto a la opacidad las dos mezclas reducen en 25.9% y 29.6% respectivamente. Para la recopilación de datos también se empleó un aditivo catalizador de combustible sin embargo con el uso de este no se obtiene ningún efecto positivo porque reduce notablemente los valores de torque, potencia y también la opacidad, por lo tanto, el uso de este no factible (Paredes & Villamarin, 2021).

5. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

En este capítulo se detalla la información, ideas y antecedentes relacionados con el estudio que permiten una mejor comprensión del tema en estudio.

5.1. Principio de funcionamiento del Motor Diesel

Es un motor térmico en el cual las transformaciones se realizan mediante un ciclo cerrado, donde la energía se obtiene por la combustión del combustible “*diésel*” en el aire comprimido (Payri & Desantes, 2011).

El funcionamiento de este tipo de motor presenta las siguientes etapas:

1. *Tiempo de admisión:* en esta fase figura 2, ingresa el aire del ambiente al cilindro y el pistón es empujado hacia la parte más baja o punto muerto inferior (PMI) (Transporte informativo, 2011; Payri & Desantes, 2011).

En esta etapa la presión en el cilindro es equivalente a la presión atmosférica (Payri & Desantes, 2011).

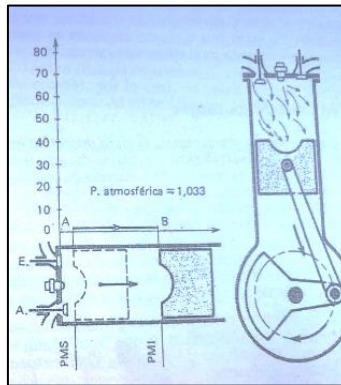


Figura 2: Tiempo de admisión. **Fuente:** (Alonso, 1998)

2. *Tiempo de compresión:* en esta fase figura 3, el pistón comprime el aire en el punto muerto superior (PMS) y se produce un aumento de la temperatura en un máximo de 700° C (Transporte informativo, 2011).

En esta etapa se incrementa la presión por la reducción del volumen del cilindro y la elevación de temperatura del aire (Transporte informativo, 2011).

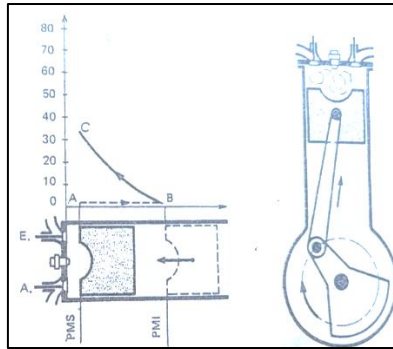


Figura 3: Tiempo de compresión. **Fuente:** (Alonso, 1998)

3. *Tiempo de combustión:* En esta fase figura 4, el pistón es expulsado desde el punto muerto superior (PMS) al inferior (PMI), porque el combustible es pulverizado liberando los diferentes productos de combustión y genera fuerza como (Transporte informativo, 2011).

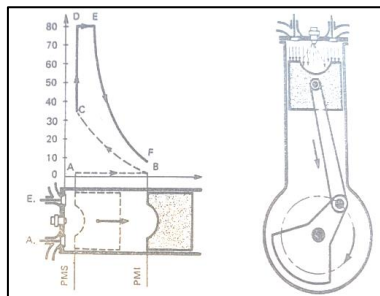


Figura 4: Tiempo de combustión. **Fuente:** (Alonso, 1998)

4. *Tiempo de explosión:* En esta fase figura 5, nuevamente el pistón se mueve desde la posición más baja hacia la parte más alta expulsando los gases (Tranporte informativo, 2011; Algarra, 2010).

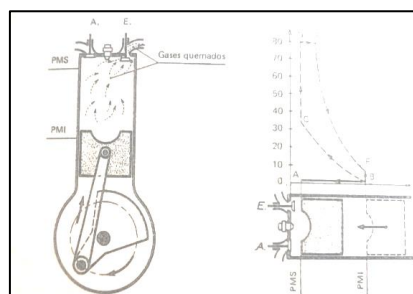


Figura 5: Tiempo de explosión. **Fuente:** (Alonso, 1998)

Los motores de encendido por compresión generalmente son aplicados en procesos donde la relación entre el peso y la potencia tienen gran consideración, así como en el funcionamiento por largas etapas de duración (Morales & Guzman, 2014; Ciatti, 2015).

En la figura 6, se muestra la clasificación de los motores de encendido por compresión que presentan diferentes características y disposición (Alonso, 1998).

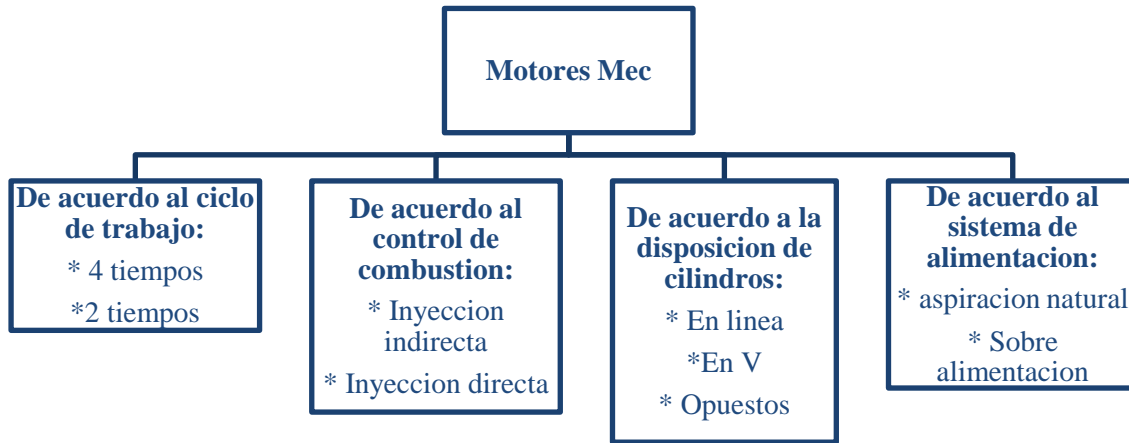


Figura 6: Clasificación de motores de encendido por compresión. **Fuente:** (Alonso, 1998)

5.1.1. Motor de encendido por compresión alternativa (MEC)

Son motores térmicos en los que como producto de la combustión impulsan un émbolo adentro de un cilindro que permiten el giro de un cigüeñal y generan movimiento de rotación (Leucona, 2016).

Presentan ciertas características tales como:

- Usan combustibles en estado líquido o gaseoso que hayan sido refinados (Leucona, 2016).
- Permiten medir la regulación de la carga se introduce únicamente el combustible necesario para obtener el rendimiento deseado (Payri & Desantes, 2011).

El motor MEC es uno de los inventos más importantes en la industria automotriz, su inventor fue Rudolf Christian Karl Diesel figura 7, quién nació el 18 de marzo de 1858 en Paris, en el año de 1890 en Berlín inició el desarrollo del motor de combustión interna, posteriormente en 1893 publicó su trabajo titulado *“Teoría y construcción de un motor térmico racional”* donde describe el desarrollo y la función del motor (Payri & Desantes, 2011; Algarra, 2010).

Durante su tiempo libre desarrollo un motor eficiente que permite el encendido se lleve a cabo en el interior, al detener el aire internamente en el cilindro y al calentar el combustible, que se pone en contacto con el aire antes del período de compresión, se encendiera por sí mismo (Inmesol, 2013).

En el año de 1898 Diesel presento el motor con las características antes expuestas que pertenece a un motor 4 tiempos que utiliza como combustible el gasoil y que es refrigerado por agua el cual fue expuesto en Paris en 1900 al obtener un gran éxito (Algarra, 2010).



Figura 7: Rudolf Diesel. **Fuente:** (Gonzalez, 2012)

Las ventajas de un motor MEC son: mayor rendimiento térmico, menor consumo de combustible; mayor duración, mayor eficiencia energética (CONSUEGRA, 2007).

Las aplicaciones de los motores MEC son muy importantes, a lo largo del desarrollo de este a traído un sin número de aplicaciones como se puede apreciar en la figura 8.

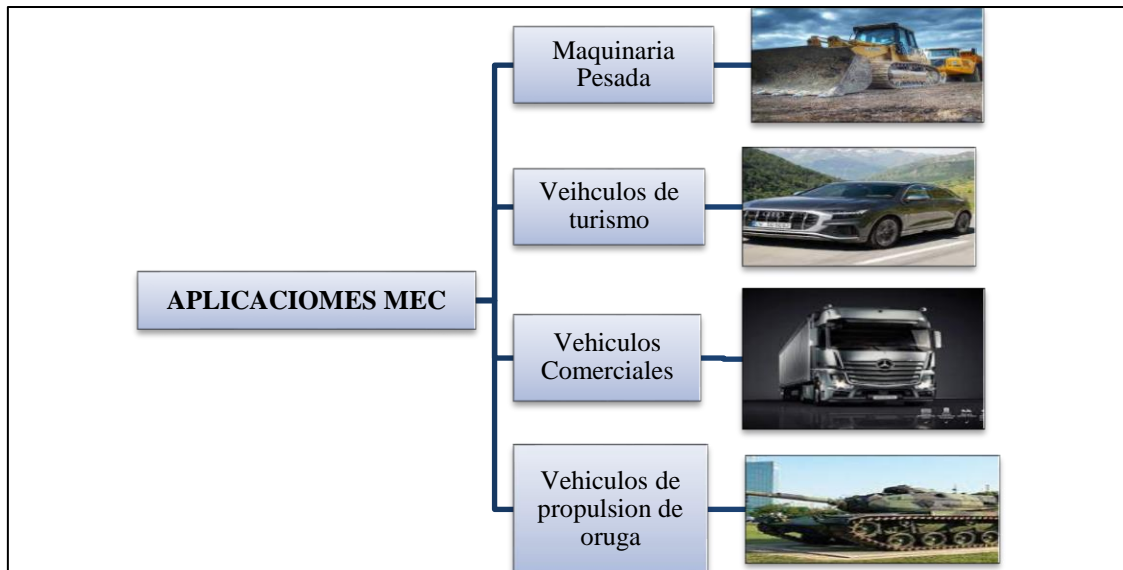


Figura 8: Aplicaciones MEC. **Fuente:** (Motor.es, 2012)

5.1.2. Factores atmosféricos que influyen en la eficiencia energética de un MEC

Los principales factores que afectan la eficiencia energética de un motor MEC, son las variaciones de la densidad del aire, temperatura y concentración de oxígeno que alteran el rendimiento de los motores tabla 2, dado que estos tienen los sistemas de alimentación volumétricos, generan el descenso de la presión en el cilindro a lo largo de todo el ciclo termodinámico en consecuencia el rendimiento indicado (Lapuerta, 2015).

El rendimiento del motor MEC también se ve afectado por pérdidas mecánicas que se reduce levemente con la altitud a causa de pérdidas de bombeo y la de fricción se reducen por la disminución de la contrapresión de escape y de la presión en el cilindro, este decrecimiento es mucho menos relevante que la potencia indicada. (Lapuerta, 2015).

Tabla 2: Variabilidad de presión atmosférica y concentración de PAO2. **Fuente:** (Jordan, 2012)

ALTURA (m)	PRESION (Kpa)	PAO2(mmHg)
0	101.32	149
1000	89.16	131
2000	79.03	115
3000	69.91	100
4000	61.80	92
5000	53.70	87
6000	46.60	75
7000	40.53	55
8000	35.46	46

5.2.Ciclo termodinámico diésel dual

Para comprender el comportamiento real en un motor MEC se trabaja con el ciclo diésel dual figura 9, un ciclo de presión limitada, que mezcla el ciclo Otto y el ciclo Diesel. Una característica particular de este es que la combustión se produce a volumen y a presión constante (Thermal engineering , 2020).

Tiene como ventaja permitir que el combustible se quemé por completo (Thermal engineering , 2020).

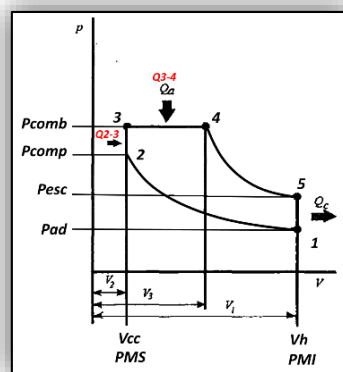


Figura 9: Ciclo termodinámico dual. **Fuente:** (Gordon, 1998)

5.2.1. Fases del ciclo termodinámico dual

Fase: 1-2 Compresión adiabática reversible.

Carrera de compresión o compresión isentrópica: esta fase corresponde al proceso de compresión del gas partiendo del punto 1 al 2, mientras el émbolo presenta movimiento

desde el cierre de la válvula de admisión hasta el punto muerto superior (Thermal engineering , 2020).

En esta etapa se presentan algunas características como:

- Incremento de la energía interior.
- No hay modificaciones en la entropía.
- La relación de compresión se refiere los cambios de los volúmenes y su relación $RC = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)$
- La relación de compresión es inferior a la de expansión (Thermal engineering , 2020).

Fase 2: 2-3 Adición de calor isométrica reversible.

Comprensión isocórica o fase de encendido: esta etapa se da entre los puntos 2 y 3, permitiendo la transferencia de calor sin cambios en el volumen mientras el embolo está en reposo en el punto muerto superior (Thermal engineering , 2020).

Las características en esta etapa son:

- Muestra el proceso de encendido del combustible con el aire introducido en la cámara.
- Permite conocer la combustión rápida.
- Hay un incremento en la presión.
- La relación de explosión se expresa como $\left(\frac{P_3}{P_2}\right)$ (Thermal engineering , 2020).

Fase 3:3-4 Adición de calor isobárica reversible.

Golpe de potencia: esta etapa se desarrolla entre los puntos 3 y 4 que permite una transferencia de calor a presión sin modificación, en tanto que el pistón presenta un movimiento hacia V4 (Thermal engineering , 2020).

La característica particular de esta etapa es que entra energía al sistema, se añade calor, y una porción del desarrollo del trabajo se ejecuta a través del movimiento del pistón (Thermal engineering , 2020).

Fase 4:4-5 Expansión adiabática reversible o isentrópica.

Golpe de potencia: en esta etapa se produce la expansión del gas del punto 4 al 5, durante el movimiento del émbolo desde V_3 hasta el punto muerto inferior (Thermal engineering , 2020).

La característica dentro de esta fase es que no se presentan cambios en la entropía (Thermal engineering , 2020).

Fase 5:5-1 Rechazo de calor isométrico reversible o descompresión isocórica

En esta fase finalmente se termina el ciclo, el émbolo se encuentra en el punto muerto inferior, la presión del gas baja del punto 5 al 1, además en esta fase se conoce que en el punto 5 se abre la válvula de escape entonces los gases son lanzados al exterior, se reinicia el ciclo (Thermal engineering , 2020).

5.2.2. Sobrealimentación

A lo largo de la historia se han descrito 2 maneras de efectuar la sobrealimentación de los motores, compresores accionados por el motor “*Daimler 1885 Renault 1902*” ya que hace referencia a un compresor que se mueve por la acción de una turbina de los gases de escape del motor “*Buchí 1905*” conocido como turboalimentado. Es importante mencionar que el primer motor sobrealimentado fue expuesto por Mercedes en el “*Berlín Motor Show del año 1921*”. (Payri & Desantes, 2011).

El proceso de sobrealimentación se define como el incremento en la concentración de aire en el interior del colector de admisión figura 10, por lo tanto, existe aumento en la presión media efectiva que permite aumentar el torque y potencia del vehículo sin cambiar la cilindrada (Alonso, 1998; Guardiola, 2013; Payri & Desantes, 2011).

Cuando se incrementa la densidad existe un aumento del gasto del aire y también del combustible (Payri & Desantes, 2011).

Es posible considerar que cuando un vehículo sufre el proceso de sobrealimentación la potencia puede llegar a incrementarse en un 40 % (Cisneros, 2018).

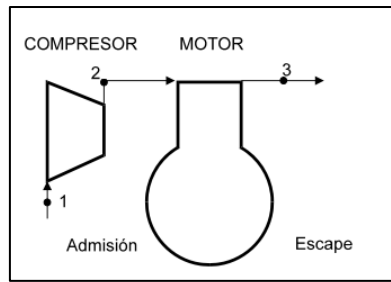


Figura 10: Proceso de sobrealimentación. **Fuente:** (Guardiola, 2013)

Los efectos que produce el proceso de sobrealimentación son:

- Mejora el rendimiento del motor porque incrementa la potencia (Guardiola, 2013).
- Dentro del proceso de combustión: cuando hay aumento de la presión y la temperatura facilita el autoencendido; mientras que cuando solo existe aumento de presión apoya a la mezcla del aire con el combustible (Guardiola, 2013).
- Como desventaja produce un aumento en las tensiones térmicas y mecánicas (Payri & Desantes, 2011).

Se clasifican: por el método de accionamiento del compresor, tipo de compresor, transferencia de potencia entre el motor y el sistema de sobrealimentación, tipo de motor (Payri & Desantes, 2011).

5.2.3. Turbocompresores

Este elemento es indispensable y eficaz en un proceso de sobrealimentación, se encuentra constituido por una turbina y un compresor los cuales presentan su ubicación en el mismo eje. La turbina recibe los gases de escape a temperatura elevada, para la refrigeración utilizan el aire que la turbina succiona desde el ambiente, la diferencia de presión de carga de un motor con turbocompresor y un motor atmosférico figura 11 (Gonzalez, 2012).

Se caracterizan particularmente por su tipo de estructura en forma de centrífuga.

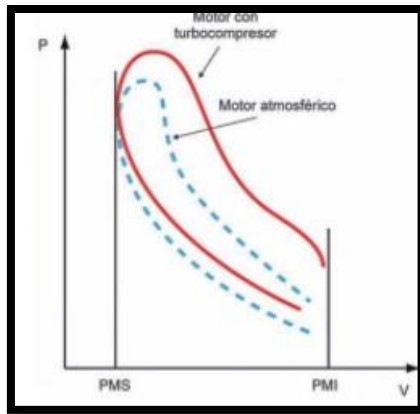


Figura 11: Diferencia de presión de carga. **Fuente:** (Gonzalez, 2012)

Los turbocompresores se dividen en dos grupos que son los de geometría fija y variable (Barone & Colaboradores, 2011).

5.2.3.1 Turbocompresor de geometría fija

Se encuentra constituido por una turbina y un compresor tabla 3, colocados en dirección opuesta, pero sobre el mismo eje, presentan ciertas características como: generan retraso porque demanda mayor cantidad de gas de escape para generar el movimiento en la turbina y la potencia también presenta un valor límite en cuanto a revoluciones por minuto (Barone & Colaboradores, 2011).

Tabla 3: Componentes de un turbocompresor de geometría fija. **Fuente:** (Barone & Colaboradores, 2011)

Componentes	Imagen
1.-Compresor	
2.-Turbina	
3.-Eje común	
4.-Válvula Wastegate	

- **Ventajas y desventajas de un turbocompresor de geometría fija**

En la tabla 4, se detallan las ventajas y desventajas de los turbocompresores que presentan geometría fija.

Tabla 4: Ventajas y desventajas de un turbocompresor de geometría fija. **Fuente:** (Barone & Colaboradores, 2011)

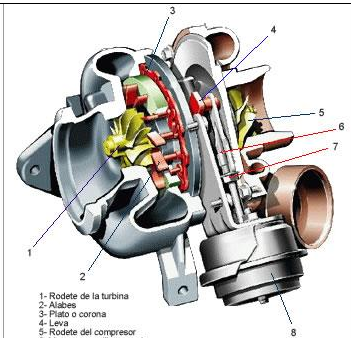
VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> • Aumentan el rendimiento del motor. 	<ul style="list-style-type: none"> • Retraso en el proceso de accionar.
<ul style="list-style-type: none"> • Disminución en el consumo de combustible. 	<ul style="list-style-type: none"> • Fragilidad
<ul style="list-style-type: none"> • Funcionalidad a elevada altura 	<ul style="list-style-type: none"> • No tiene una buena capacidad de respuesta cuando se presentan cargas bajas.
	<ul style="list-style-type: none"> • Requiere un mayor costo de cuidado y por ende de mantenimiento.

5.2.3.2 Turbocompresor de geometría variable

En contraste con los de geometría fija tienen alta respuesta cuando se presentan cargas bajas, se presenta un tamaño más grande porque sufre una implementación de álabes modificando su ubicación (Barone & Colaboradores, 2011).

Los componentes de este tipo de turbocompresores se encuentran detallados en la tabla 5.

Tabla 5: Componentes de un turbocompresor de geometría variable. **Fuente:** (Barone & Colaboradores, 2011)

Componentes	Imagen
1.-Rodete de la turbina	 <p>1.- Rodete de la turbina 2.- Alabes 3.- Plato o corona 4.- Leva 5.- Rodete del compresor 6.- Vástago o varilla roscada 8.- Capsula neumática</p>
2.-Alabes	
3.-Plato o corona	
4.-leva	
5.-Rodete del compresor	
6.-Vastago o varilla roscada	
8.-Capsula neumática	

- **Ventajas y desventajas de un turbocompresor de geometría variable**

En la tabla 6, se presentan las ventajas y desventajas de un turbocompresor de geometría variable.

Tabla 6: Ventajas y desventajas de un turbocompresor de geometría variable. **Fuente:** (Barone & Colaboradores, 2011)

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> • Permite el funcionamiento adecuado de los motores sobrealimentados. 	<ul style="list-style-type: none"> • Sistema complejo
<ul style="list-style-type: none"> • Comportamiento del motor más suave. 	<ul style="list-style-type: none"> • Elevado precio de comercialización
<ul style="list-style-type: none"> • Mayor torque 	<ul style="list-style-type: none"> • Elevado costo de mantenimiento

5.2.4. Sistema de sobrealimentación Mercedes Benz

A continuación, se realiza el estudio del sistema de sobrealimentación de los motores Mercedes Benz.

- **Turbocompresor sin regulación**

No este acoplado a ningún tipo de sistema de regulación de la velocidad porque se auto limita por el balance energético de la turbina y el compresor (Alonso, 1998).

Este tipo de tecnología es utilizada en el motor Mercedes Benz 502LA camión Actros 3353-S figura 12. En este turbocompresor la carcasa de carga de aire se encuentra aislada elásticamente de las culatas por medio de las juntas elastómeras. Dado que este motor es V8 dispone de dos turbocompresores de tal forma que el par motor se va a desarrollar ya desde el régimen bajo del motor. (Chrysler AG, 2005).

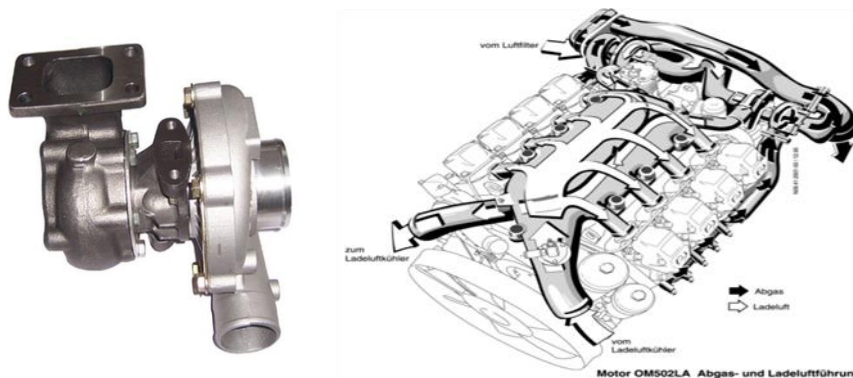


Figura 12: Turbocompresor sin regulación. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

- **Turbo compresor con la válvula de descarga Wastegate**

Este tipo es utilizado cuando se alcanza la sobrealimentación necesaria y es indispensable poner un límite en el régimen de giro del turbocompresor, para esto se usa la válvula de descarga Wastegate, figura 13 (Gonzalez, 2012).

Este tipo de tecnología es utilizada en el motor Mercedes Benz 460 del camión New Actros 2645-S. Dado que en este motor dispone de un solo elemento turbocompresor, se obtiene un elevado par motor en revoluciones medias e inferiores, el número de revoluciones envasa y con la respectiva carga, se limita mediante a válvula (Chrysler AG, 2005).

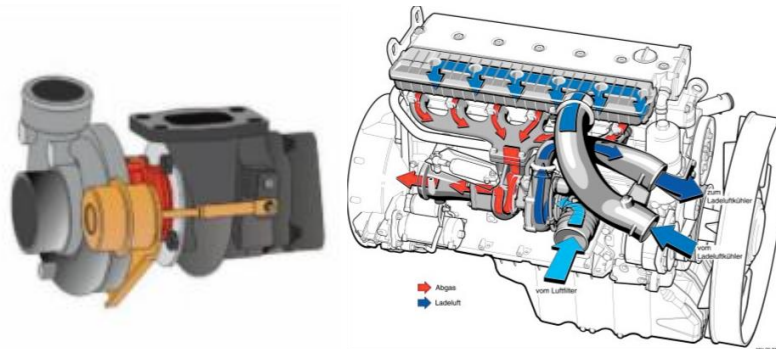


Figura 13: Turbo con válvula de descarga Wastegate. **Fuente:** (Gonzalez, 2012; Chrysler AG, 2005)

5.3. Sistema de alimentación diésel

Este sistema es el encargado de proveer el combustible al motor para el funcionamiento adecuado (Oñate, 2015).

Proporciona una mezcla correcta de combustible con el aire y es usado para para aquellos combustibles en estado líquido (Oñate, 2015).

El sistema de alimentación diésel se encuentra constituido por la bomba de inyección, una porta inyector, un inyector y líneas de combustible. (Oñate, 2015).

El sistema se encuentra dividido en dos grupos:

- Sistema de baja presión: En este sistema la bomba de transferencia tiene como función provisionar el combustible, aquí se produce una limpieza de las impurezas presentes en el combustible gracias a un filtro. Por otro lado, si existiera sobrante de combustible este retorna (Dominguez & Ferrer, 2008).
- Sistema de alta presión: En este sistema el combustible es comprimido por la bomba de alta presión, posteriormente es enviada hacia la rampa de alta presión. Para el proceso de inyección la unidad de control activa los inyectores eléctricos los cuales son los responsables de determinar el momento adecuado y la cantidad de inyección (Dominguez & Ferrer, 2008).

En la figura 15 se observa un diagrama del sistema de alimentación diésel

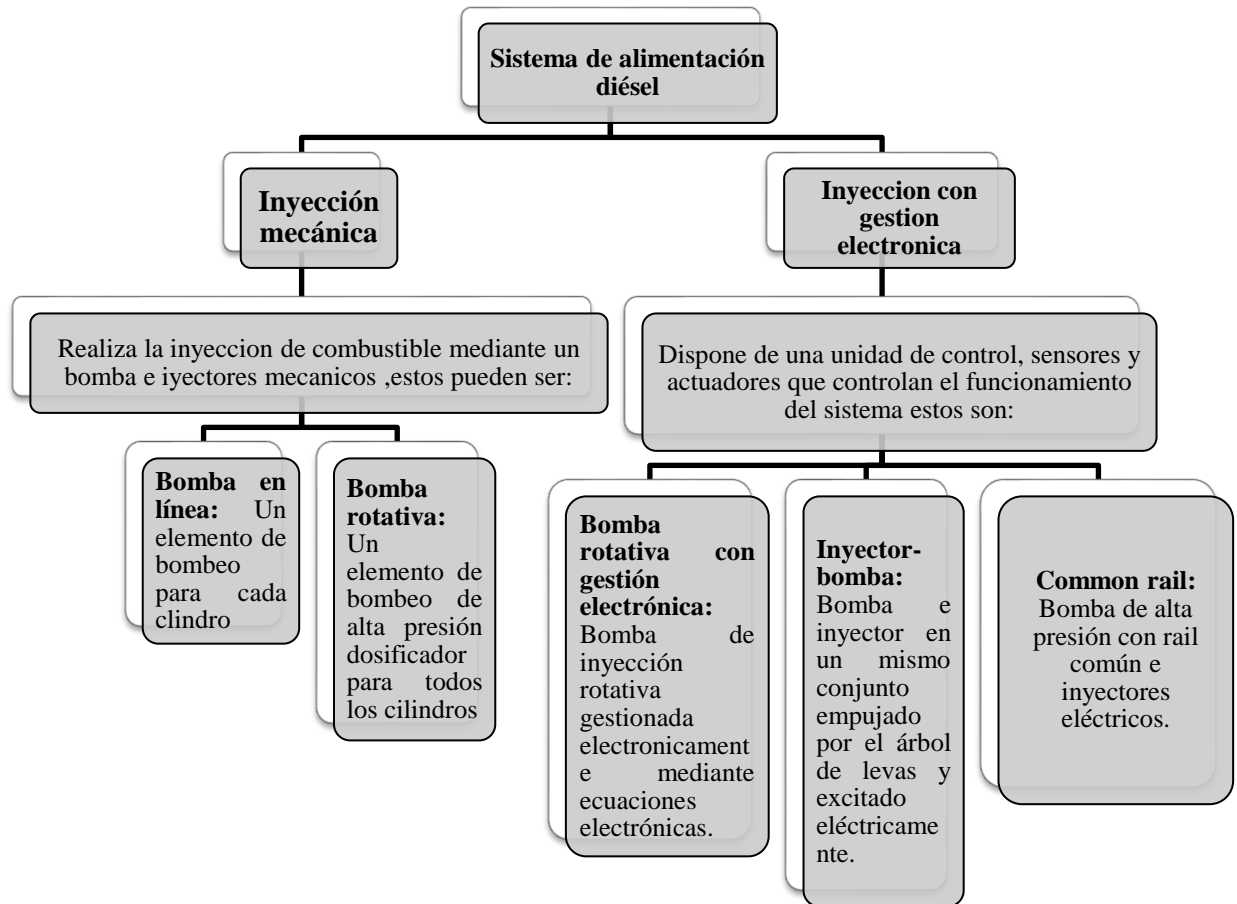


Figura 14: Sistemas de alimentación Diesel. **Fuente:** (Dominguez & Ferrer, 2008)

A continuación, en la tabla 7, se presentan las ventajas y desventajas del sistema de alimentación diésel.

Tabla 7: Ventajas y desventajas del sistema de alimentación Diesel. **Fuente:** (Oñate, 2015)

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> • Mayor duración 	<ul style="list-style-type: none"> • Costo elevado
<ul style="list-style-type: none"> • 30% más de eficacia 	<ul style="list-style-type: none"> • Emite más ruido
<ul style="list-style-type: none"> • Disminuye la evaporación del combustible 	<ul style="list-style-type: none"> • Genera un espacio mayor por el peso y el tamaño
<ul style="list-style-type: none"> • Permite un mejor uso del combustible 	
<ul style="list-style-type: none"> • Mejora en el torque a bajas revoluciones por minuto 	
<ul style="list-style-type: none"> • Menor coste en cuidados y mantenimiento 	

5.3.1. Inyección PLD

Este sistema es utilizado por su capacidad de incrementar las presiones durante el proceso de inyección. El sistema bomba de tubería inyector PLD o UNIT PUM SYSTEM UPS trabaja de forma electrónica, se encuentra ubicado en el bloque motor donde realiza la activación el comienzo y el fin de la inyección por una electroválvula incorporada en cada bomba solidaria (Chrysler AG, 2005).

Este sistema de inyección electrónica es utilizado en los motores Mercedes Benz 460-LA Y 502 -LA que son utilizados para en los ensayos, figura 15 (Chrysler AG, 2005).

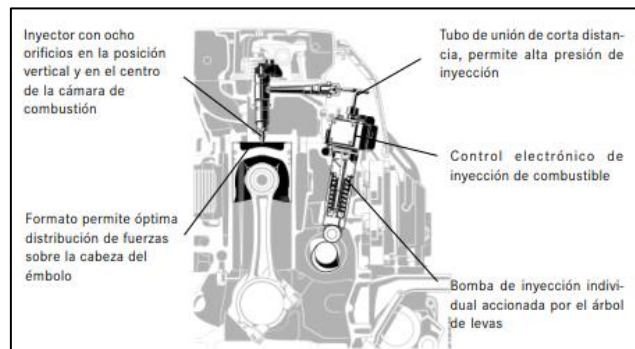


Figura 15: Sistema de Inyección PLD. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

- **Ventajas y desventajas del sistema PLD**

En la tabla 8 se mencionan algunas ventajas y desventajas que presenta el sistema PLD

Tabla 8: Ventajas y desventajas del sistema PLD. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> • Es posible la regulación por bomba individual. 	<ul style="list-style-type: none"> • Mas lentas
<ul style="list-style-type: none"> • Reduce el tiempo de inyección y aumenta la pulverización gracias al beneficio de la alta presión. 	<ul style="list-style-type: none"> • Consumen mayor potencia
<ul style="list-style-type: none"> • Por inyector con más orificios y con diámetros reducidos tiene mejor pulverización del combustible 	<ul style="list-style-type: none"> • No existe protección ante transiciones lógicas

5.3.2. Esquema de las posiciones de la unidad inyectora PLD

En la tabla 9 se presentan las partes de unidad inyectora PLD con las respectivas fases de trabajo.

Tabla 9: Posiciones de la unidad inyectora PLD. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

NOMBRE DE LOS COMPONENTES	
#	Nombre
1	Resalto
2	Cámara de descarga
3	Canal de retorno en el cilindro
4	Porta inyector con inyector
5	Tubería de inyección
6	Válvula
7	Electroimán
8	Canal de alimentación en el bloque motor
9	Cámara de alta presión
10	Elemento de la bomba

Figura 16: Posiciones de la unidad inyectora PLD. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

- Carrera de admisión

En la parte 10, figura 16, de la bomba solidaria se desplaza hacia la parte inferior por la presión ejercida del combustible aproximadamente de 6 bar, la alimentación del cilindro de alta presión es alimentado por el canal de alimentación “8” (Chrysler AG, 2005).

- Carrera previa

En esta fase figura 17, se observa que el elemento “10” se mueve hacia la parte superior debido a que la bomba aún no se encuentra cerrada, el combustible se traslada hacia la cámara de descarga 2 y después se dirige hacia el conducto de retorno (Chrysler AG, 2005).

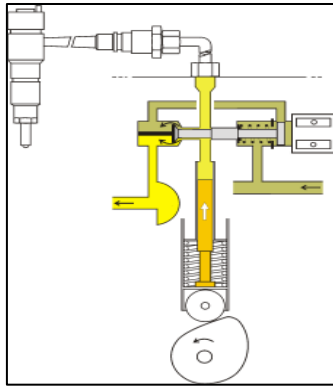


Figura 17: Carrera previa. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

- Carrera de alimentación

En esta fase, la válvula 6 se encuentra cerrada, el elemento de la bomba 10 se traslada hacia parte superior, es decir la unidad inyectora se encuentra en la carrera de alimentación. Aquí se produce la inyección, donde la presión aumenta en la cámara de alta presión 9 en 1600 a 1650 bares, se puede apreciar en la figura 18 (Chrysler AG, 2005).

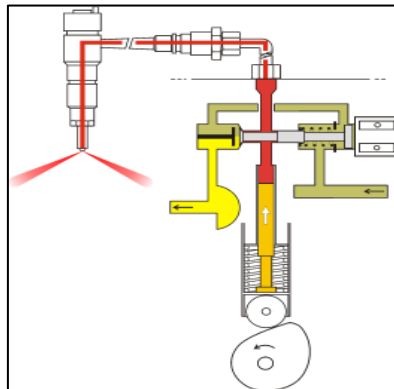


Figura 18: Carrera de alimentación. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

- Carrera residual

En esta fase de la carrera residual, cuando se encuentra al final de la alimentación luego de abrir la válvula 6, la presión del combustible disminuye en la cámara de alta presión, el combustible no utilizado por las bombas hasta el punto máximo de resalto de la unidad inyectora 1 es nuevamente utilizado que se dirige a la cámara de descarga 2 y hacia el conducto del retorno 3, se observa en la figura 19 (Chrysler AG, 2005).

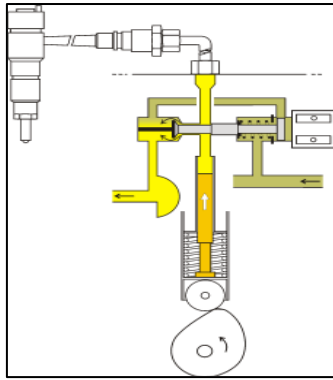


Figura 19: Carrera residual. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

5.4. Gestión electrónica MEC

Este sistema tiene como objetivo gestionar y controlar el funcionamiento del motor, con la recopilación de información de los sensores electrónicos ubicados en el motor. En el caso de los motores Mercedes Benz este sistema es fabricado en colaboración con las empresas VDO Y Temic, se puede observar en la figura 20 (Chrysler AG, 2005).

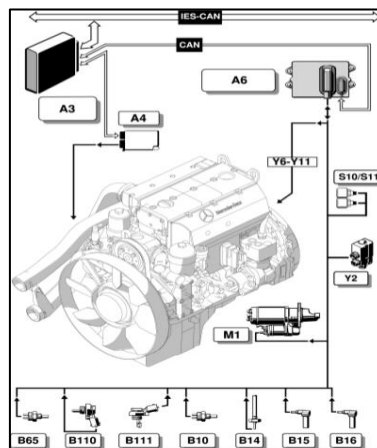


Figura 20: Sistema de gestión electrónica del motor. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

Ventajas de motores con sistema control electrónico MEC

- Aumentan el control en el tiempo de inyección.
- Permiten la detección de los estados operativos de las bombas unitarias.
- Acceden a la lectura de magnitudes potencia, consumo, temperaturas, etc. (Chrysler AG, 2005).

5.4.1. Gestión electrónica Mercedes Benz

Con este sistema se cumplen las funciones que son: recepción de las señales enviadas por los sensores localizados en el motor del vehículo, identificación del régimen de operación

del vehículo, determinación de las necesidades instantáneas de combustible y control del tiempo de inyección en las unidades inyectoras atendiendo a las solicitudes del operador y las exigencias de seguridad y emisiones de poluentes, esta regulación se puede observar en la figura 21 (Chrysler AG, 2005).

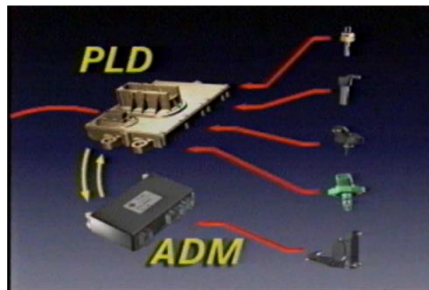


Figura 21: Regulación de la inyección con el módulo motor **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

Para la regulación del motor del sistema de inyección PLD este debe contener la información de los siguientes sensores:

- **Sensor de temperatura del líquido refrigerante**

Es un aparato utilizado por el sistema de preparación de la mezcla para reconocer la temperatura de funcionamiento del motor, se encuentra ubicado junto a los termostatos, este se puede observar en la figura 22 (Chrysler AG, 2005).

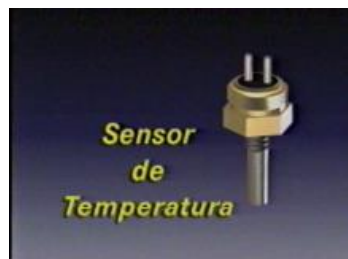


Figura 22: Sensor de temperatura. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

Tiene como función indicar al módulo de motor, la temperatura del líquido refrigerante. Con la información procesada se procede a realizar diferentes controles de rotaciones que son:

- Regulación de cantidad de combustible en la partida.
- Inicio de inyección.
- Cálculo del torque nominal y protección contra sobrecalentamientos (Chrysler AG, 2005).

Su rango de trabajo se puede apreciar en la tabla 10:

Tabla 10: Rango de trabajo del sensor de temperatura. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

Temperatura (°C)	Resistencia (KΩ)	Tensión (V)
20	1.90 a 2.1	2.7 a 3.0
80	2.80 a 3.20	1.0 a 1.2

- **Sensor de temperatura y presión de aire de sobrealimentación.**

Es un instrumento encargado de la conversión de las variaciones de presión y temperatura en el colector de admisión después de pasar por el sistema de sobrecarga en variaciones de tensión. Estas señales eléctricas enviadas por los sensores son captadas por el módulo de motor, este sensor se puede observar en la figura 23 (Chrysler AG, 2005).



Figura 23: Sensor de presión y temperatura del aire. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

Su rango de trabajo esta descrito en la tabla 11:

Tabla 11: Rango de temperatura y presión de aire de sobrealimentación. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

Temperatura (°C)	Resistencia (KΩ)	Tensión (V)
20	1.50 a 1.75	2.20 a 2.35
80	5.00 a 6.20	0.6 a 1.1

Presión de sobrealimentación: Los valores de presión de sobrealimentación están detallados en la tabla 12.

Tabla 12: Valores de presión de sobrealimentación. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

Presión (Bar)	Tensión (V)
0.6	0.4 a 0.6
2.1	2.3 a 2.5
2.9	3.5 a 3.8

- **Sensor de presión atmosférica.**

Este sensor es un aparato que permite medir la presión atmosférica del aire, se encuentra ubicado en el módulo motor (Chrysler AG, 2005).

La señal emitida por este sensor permite al módulo de motor controlar la cantidad de combustible inyectado en regiones de presión atmosférica variable y permite regular el torque del motor con lo que baja el consumo excesivo de combustible y de emisiones, otra de sus funciones es servir con dato comparativo para controlar el sensor de presión de sobrealimentación (Chrysler AG, 2005).

Este sensor se puede apreciar en la figura 24:



Figura 24: Sensor de presión atmosférica. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

El rango de trabajo de este tipo de sensores se encuentra en la tabla 13:

Tabla 13: Rango de trabajo del sensor de presión atmosférica. **Autor:** (Chrysler AG, 2005)

Presión (Bar)	Resistencia (KΩ)	Tensión (V)
0.50	1.90 a 2.1	0.75
3.00	280 a 320	4.5

- **Sensor de posición del pedal.**

El pedal del acelerador se encuentra equipado con un sensor que muestra la posición instantánea del pedal solicitada por el operador (Chrysler AG, 2005).

El módulo “BASE” pasa esta información al módulo motor y permite controlar el torque del motor, priorizando la seguridad y el control de emisiones figura 25 (Chrysler AG, 2005).



Figura 25: Sensor de posición del Pedal. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

El rango de trabajo del sensor de posición del pedal se encuentra en la tabla 14:

Tabla 14: Rango de trabajo del sensor de posición del pedal. **Autor:** (Chrysler AG, 2005)

Porcentaje (%)	Tensión (V)
10	0.3 V
50	2.6 V
100	4.8 V

- **Sensor de posición del cigüeñal.**

Este sensor es un instrumento que se encuentra ubicado en forma perpendicular al volante figura 26. Cuando los orificios pasan por el elemento sensor genera un pulso de tensión. La frecuencia de esos pulsos determina la rotación del motor. Un orificio auxiliar permite al módulo identificar la posición del émbolo del primer cilindro (Chrysler AG, 2005).

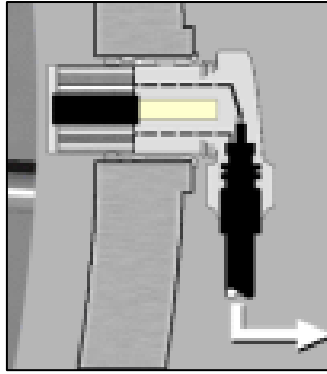


Figura 26: Sensor de posición del cigüeñal. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

Su rango de trabajo se muestra en la tabla 15:

Tabla 15: Rango de trabajo de sensor en posición de cigüeñal. **Autor:** (Chrysler AG, 2005)

Angulo	Tensión (V)
120	0.3
240	2.6
360	4.8

5.5. Sistema de Trasmisión

Se aborda el tema de los sistemas de trasmisión, al existir variaciones de relación de trasmisión con respecto a la eficiencia energética. Todos los vehículos disponen de una caja de cambios que permite la conducción segura sin pérdidas de potencia, donde el conductor puede realizar su acople de marchas cuando el vehículo lo amerite. En la actualidad tenemos dos calcificaciones de caja cambios que son: caja de cambios mecánicas o síncronas y caja de cambios automáticas o hidrománticas (Chrysler AG, 2005).

- **Funcionamiento**

Dado la disposición de motor y de las ruedas motrices, la transmisión manual figura 27, para los vehículos de tracción trasera tienen la misma configuración general. A continuación, se tiene la función.

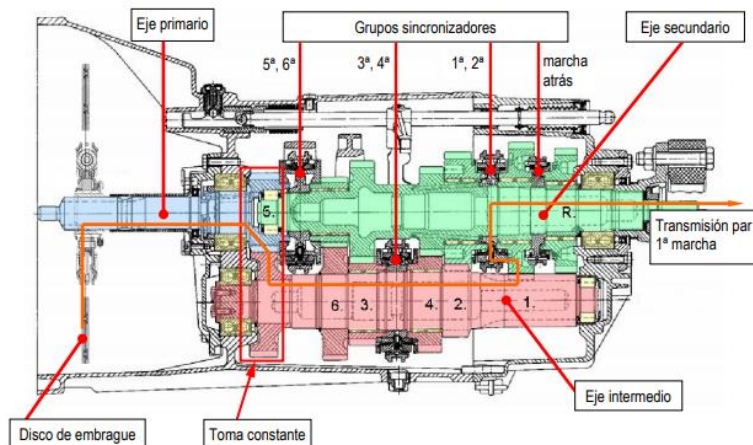


Figura 27: Partes de la transmisión. **Fuente:** (Shoyas, 2009)

- Eje principal: el par que viene del motor se trasmite al eje principal de color azul (Shoyas, 2009).
- Eje intermedio: es el elemento que se encarga de transmitir el movimiento hasta el eje piloto (Shoyas, 2009).
- Eje secundario: trasmite el par de los engranajes a cada una de las marchas seleccionadas del eje secundario de color verde (Shoyas, 2009).
- Rodamiento: lo de amarillo son los diferentes rodamientos de la transmisión (Shoyas, 2009).

5.5.1. Trasmisiones ZF MERCEDES BENZ


La transmisión ZF Mercedes son las más utilizadas a nivel mundial por su duración, rendimiento y fiabilidad. La gama de camiones Mercedes Benz ACTROS viene equipado con el sistema HPS o cambio con matillo. A continuación, se presentan las partes de una caja ZF Mercedes Benz (Chrysler AG, 2005).

- **Mando de marchas HPS Sistema hidráulico neumático**

Este sistema es de acoplamiento mecánico de marchas el control de estas se realiza en forma de H con 8 marchas hacia adelante y 1 de reversa (Chrysler AG, 2005).

En la tabla 16, se observan las funciones del sistema HPS

Tabla 16: Funciones del Sistema HPS. Fuente: (Chrysler AG, 2005)

Mando HPS	ACOPLE DE MARCHAS	Función	
	1	Pedal del embrague	Con el acople del interruptor 3 se da a la opción de elegir acople y desacople del multiplicador. Para realizar el cambio de grupo la palanca tendrá que sobrepasar el punto de presión de 4ta a 5ta.
	2	Palanca de cambio	
	3	Pedal del embrague	

- **Funcionamiento de la ZF Mercedes Benz**

El funcionamiento de la caja ZF Mercedes Benz, en su cambio básico tiene cuatro pares de piñones. El cuarto piñón es de reversa y los demás son para las marchas delanteras primera a tercera, la cuarta marcha también pertenece al cambio básico, se extrae ocho marchas de la selección del grupo reductor de la caja de cambios posterior con la selección del grupo divisor se multiplican por 2 consiguiendo 16 marchas, figura 28 (Chrysler AG, 2005).

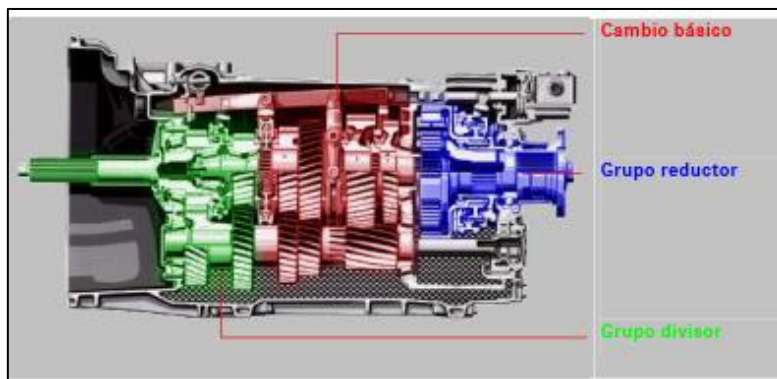


Figura 28: Transmisión ZF. Fuente: (Shoyas, 2009)

5.6. Sistema OBD Xentry Diagnosis Mercedes Benz

Este equipo es utilizado para las pruebas de campo de los vehículos de ensayo, permite obtener la medición de las variables como: presión atmosférica, presión de carga, velocidad, par nominal, par real, revoluciones por minuto y temperatura ambiente (Autor, 2021).

Este equipo fue fabricado por Daimler Chrysler Mercedes Benz se trata de un elemento con una interfaz de paso que permite la comunicación entre Xentry diagnosis y el vehículo (Chrysler AG, 2005).

Las funciones que este sistema cumple se pueden apreciar en la figura 29.

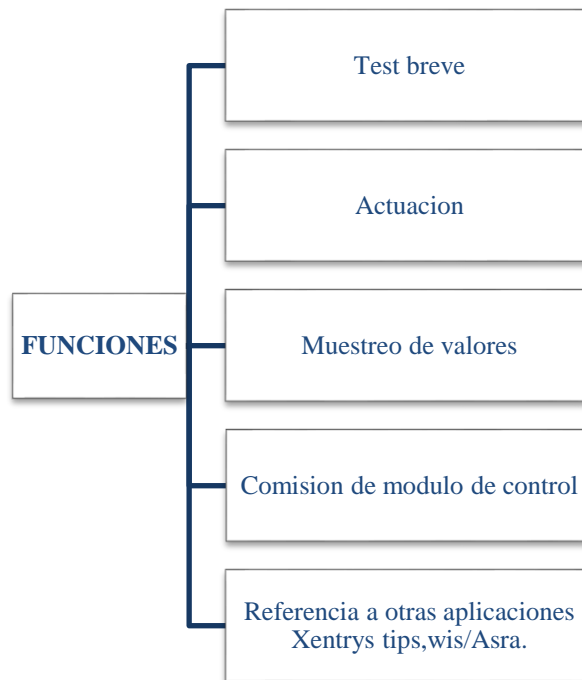


Figura 29: Funciones Xentry diagnosis. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

Componentes:

a) Ordenador de diagnóstico

Tiene como opción el software instalado y sus respectivas herramientas de operación como se aprecia en la figura 30 (Chrysler AG, 2005).

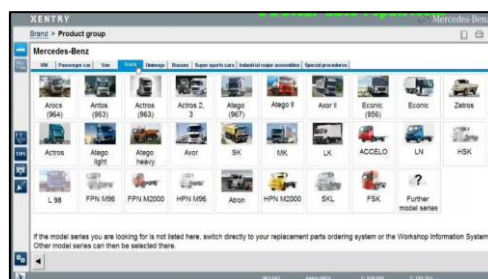


Figura 30: Ordenador de diagnóstico. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

b) Multiplexor

El elemento de la figura 31, sirve como enlace entre el vehículo y el ordenador de diagnóstico, este compuesto por el *Cable OBD* y *cable USB* (Chrysler AG, 2005).



Figura 31: Multiplexor. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

5.7. Banco Dinamométrico MAHA LPS 3000

El instrumento de pruebas “MAHA LPS 3000 LKW” figura 32, tiene como función obtener las curvas de potencia y torque mediante ensayos dinámicos, este banco usa un juego de rodillos autoportante y un freno de corrientes parasitas. Puede llegar a medir 400 kW a 650 kW y realiza la medición máxima a una velocidad de 250 km/h (Heredia & Chalan, 2020).



Figura 32: Banco de Dinamométrico MAHA LPS 3000. **Fuente:** (Autor, 2021)

Este banco dinamométrico está configurado para vehículos livianos y pesados de solo un eje (Heredia & Chalan, 2020).

Elementos que componen el banco dinamométrico: se encuentra constituido por un computador, control remoto, dos juegos de rodillos, un ventilador y bajas de seguridad para anclaje (Autor, 2021).

5.8. Análisis estadístico

Anova: análisis de Varianza o conocido también como análisis factorial, es un análisis estadístico que engloba una serie de técnicas de gran beneficio para el estudio sobre la

media de una variable continua y es de uso frecuente en la comparación de dos o más grupos (Danigno, 2014).

Es utilizado para conocer si existe variación estadísticamente significativa cuando se comparan varias medias a través del estudio de la varianza. En la mayoría de los estudios se conoce que ANOVA parte de una hipótesis nula en la que la media de la variable estudiada es la misma en los diferentes grupos contrarrestando la teoría de la hipótesis alternativa en la que por lo menos una de las poblaciones difiere de las otras (Danigno, 2014).

Anova funciona mediante el cálculo de las medias de cada uno de los diferentes grupos y posteriormente establece una comparación sistemática con la varianza promedio de esos grupos (Danigno, 2014).

Anova relaciona dos variables una dependiente o cuantitativa y una independiente o categórica, en este análisis la distribución es o se aproxima a la normalidad (Danigno, 2014).

Existen dos tipos de modelos:

Modelo I: conocido como de efectos fijos, se refiere a condiciones en las cuales el grupo o elementos analizados han sido sometidos a varios factores y cada uno de ellos afecta únicamente a la media (Danigno, 2014).

Modelo II: conocido como de efectos aleatorios, son utilizados generalmente para describir condiciones en las cuales suceden variaciones incomparables dentro del grupo de estudio (Danigno, 2014).

6. MARCO METODOLÓGICO

En este apartado se describen los ensayos prácticos realizados, se esquematiza el procedimiento, se indican los cálculos matemáticos y se determinan los factores que influyen en el rendimiento del vehículo.

6.1. Universo y muestra de estudio

Universo: para este trabajo se consideró vehículos de carga pesada.

Muestra: de los vehículos pesados elegidos se toma en consideración para la muestra de estudio lo siguiente:

Vehículo 1: Actros 3353-S con motor OM 502-LA (**Anexo 1**)

Vehículo 2: New Actros 2645- S con motor OM 460-LA (**Anexo 1**)

Después de haber determinado el universo y la muestra de estudio se procede a la estimación de las características técnicas de los vehículos en estudio.

6.2. Estimación de las Características técnicas de los vehículos

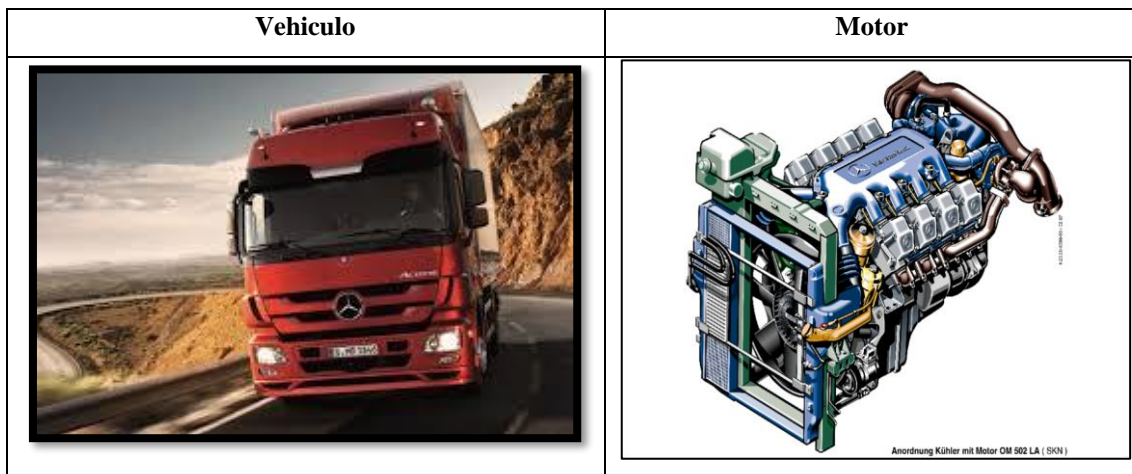
En el Ecuador y generalmente en el austro es de uso frecuente dos tipos de camiones que son el Actros 3353-S con un motor OM 502 LA y el de nueva generación New Actros 2645-S con un motor OM 460 estos pertenecen a la patente Mercedes Benz, de fabricación alemana (Autor, 2021).

Estos motores van a ser sometidos a lo diferentes ensayos para la determinación de torque y potencia considerando las condiciones atmosféricas de la ciudad de Cuenca y analizando la ficha técnica del lugar de fabricación de cada motor (Autor, 2021).

6.2.1. ACTROS 3353S

Este vehículo como se observa en la tabla 17, viene diseñado con un motor V8, el mismo que se encuentra sobrealimentado con 2 turbocompresores con intercambiador de calor.

Tabla 17: Vehículo Actros 3353 S. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)



En la tabla 18, se detallan las características y especificaciones del camión Actros 3353-S con motor OM-502.


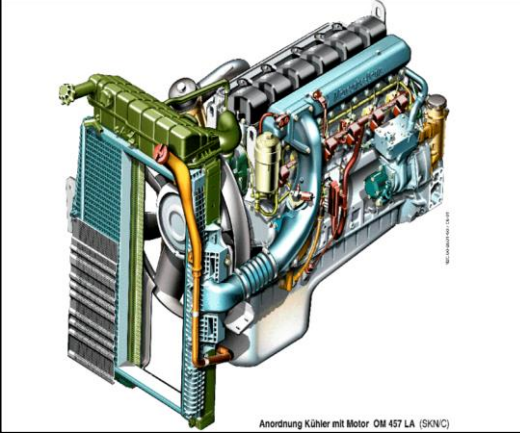
Tabla 18: Características y especificaciones del vehículo Actros 3353-S. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

CARACTERISTICAS FABRICA	
Características del vehículo 3353S	
Motor OM 502-LA	
Cilindrada	15.928 cm ³
Tipo de motor	EURO II
Numero de cilindros	V8
Potencia máxima	390kw o (530CV) @ 1.800 rpm
Par máximo	2.400 Nm @ 1.080 rpm.
Relación de compresión	1:17.75
Diámetro x Carrera	130 x 165mm.
Sistema de alimentación	Inyección PLD
Consumo de combustible	
Consumo por g/kwh	206 g/kwh@800 rpm
Desempeño del vehículo	
Velocidad máxima (km/h)	Velocidad máxima (km/h)-a rpm de potencia máxima. 90 km/h
Capacidad de arrastre	
Toneladas de carga	32 toneladas

6.2.2. NEW ACTROS 2645 S

Este vehículo viene diseñado con un motor MB 460-LA en línea de fabricación alemana esta sobrealimentado con un turbocompresor con intercambiador de calor se muestra en la tabla 19.

Tabla 19: Vehículo New Actros con motor OM 460-LA. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

Vehículo	Motor
	 <p data-bbox="1123 972 1318 987">Anordnung Kühler mit Motor OM 457 LA (SKINC)</p>

En la tabla 20, se detallan las características y especificaciones del camión New Actros 2645-S con motor OM 460-LA.

Tabla 20: Características y especificaciones del vehículo New Actros 2645-S. **Autor:** (Chrysler AG, 2005)

CARACTERISTICAS FABRICA	
Características del vehículo 2645-S	
Motor OM 460-LA	
Cilindrada	12.816 cm ³
Tipo de motor	EURO III
Numero de cilindros	6 LINEA
Potencia máxima	330kw o (449 CV) @ 1.600 rpm
Par máximo	2.000 Nm @ 1.100 rpm.
Relación de compresión	1:18
Diámetro x Carrera	128 x 166mm.
Sistema de alimentación	Inyección PLD
Consumo de combustible	
Consumo por g/kwh	196 g/kwh@800 rpm
Desempeño del vehículo	
Velocidad máxima (km/h)	Velocidad máxima (km/h)- con limitador. 90 km/h
Capacidad de arrastre	
Toneladas de carga	32 toneladas

Posterior a la revisión de las características de los vehículos se procede a la identificación de las variables.

6.3. Identificación de las variables de estudio

En esta etapa se desarrolla la identificación de las variables, las cuales en su mayoría son cuantitativas o medibles, se consideran las condiciones de estudio de la fábrica matriz descritas en la ficha técnica de cada vehículo y también las que corresponden a la ciudad de estudio.

En la tabla 21, se enumeran las variables utilizadas para los motores OM 460-LA y OM 502-LA.

Tabla 21: Identificación de las variables de análisis del estudio. **Fuente:** (RP ENERGIE LEXIKON, 2021)

Variables	Cuenca -Ecuador	Wörth –Alemania
1. Presión atmosférica	0.75 Bar	1.01Bar
2. Temperatura ambiente	25° C	20°C
3. Poder calorífico del diésel	41.800 kJ/kg	42.500 a 45.400 KJ/Kg
4. Altura sobre nivel del mar	2542 m.s.n.m	103 m.s.n.m

Luego de la identificación de las variables se presenta al procedimiento de cada prueba para la obtención de los datos experimentales.

6.3.1. Procedimiento

A continuación, se detalla el proceso para la obtención de los datos experimentales que posteriormente van a ser utilizados para alcanzar los resultados reales esperados.

6.3.2. Determinación de torque y potencia

Para la determinación de los parámetros de torque y potencia se utilizó como instrumento un banco dinamométrico MAHA LPS 3000, el procedimiento se detalla en la figura 33.

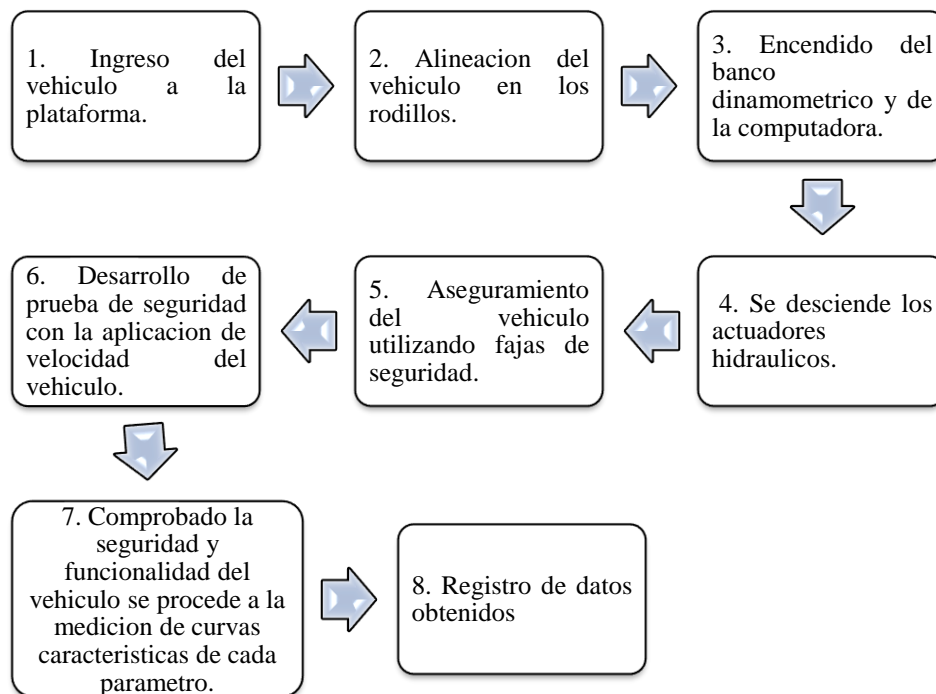


Figura 33: Procedimiento para la determinación de torque y potencia. **Fuente:** (Autor, 2021)

Para este proceso los dos vehículos se encuentran limitados por fabrica a 90 km/h como se muestra en la figura 34.



Figura 34:Limitación 90km/h. **Fuente:** (Autor, 2021).

a) Medición en el vehículo Actros 2645-S

El vehículo se dispone en la marcha 7 séptima con dual alto o 14 decimocuarta con dual, donde la relación es de 1:1 para esta serie. Para constancia se identifica la tabla de relación transmisión de la caja G 260 (Chrysler AG, 2005).

El banco dinamométrico no estaba adaptado para su uso en camiones de tres ejes por lo tanto para la medición de potencia se realizó la adaptación del tren propulsor que se muestra en la tabla 22. Para el proceso se realizó el bloqueo transversal diferencial intermedio con respecto al piso.

Tabla 22: Bloqueo diferencial intermedio. **Fuente** (Autor;Chrysler AG, 2005)

BLOQUEO DIFERENCIAL	
Bloqueo transversal	Aplicación

En la figura 35, se presenta el aseguramiento del vehículo en el banco dinamométrico con fajas de alta resistencia, para que el tren intermedio se encuentre bloqueado y así permitir el paso de toda la potencia hacia el tren propulsor. También el sistema ABS figura 36, de este vehículo fue desactivado para el procedimiento (Autor, 2021).



Figura 35: Seguridad del Actos2645 2645. Fuente: (Autor, 2021)



Figura 36: Sistema ABS. Fuente: (Chrysler AG, 2005)

En la figura 37, se observa el resultado de la potencia medida.

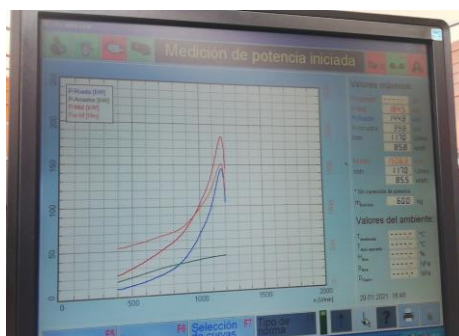


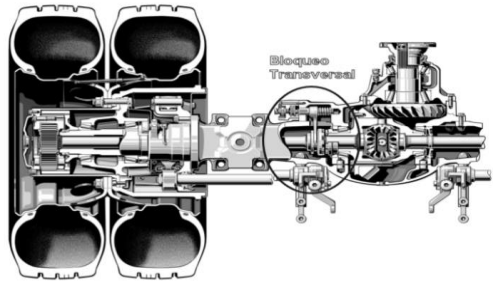

Figura 37: Potencia medida en el banco dinamométrico. Fuente: (Autor, 2021)

b) Medición en el vehículo Actros 3353-S

Para este vehículo la medición se realizó en la marcha 7 séptima con dual alto o 14 decimocuarta con dual, donde la relación es de 1:1. Para constancia se identifica la tabla de relación transmisión de la caja G 240.

Se realizó la adaptación al banco dinamométrico del tren propulsor, para el proceso de adaptación del camión se realizó el bloqueo diferencial intermedio con respecto al piso (Autor, 2021).

Tabla 23: Bloqueo diferencial intermedio. **Fuente** (Autor;Chrysler AG, 2005)

BLOQUEO DIFERENCIAL	
Bloqueo transversal	Aplicación
	

En la figura 38, se observa el proceso de aseguramiento del vehículo en el banco dinamométrico con fajas de alta resistencia, para que el tren intermedio se encuentre bloqueado y facilitar el paso de la potencia sin dificultad hacia el tren propulsor.

El sistema ABS en este vehículo no puede ser desactivado para el proceso de medición porque tiende a frenarse al momento que el banco aplica fuerza con los actuadores y además se da la activación del sistema ASR.



Figura 38: Seguridad del Actros 3353-s. Fuente: (Autor, 2021)

En la figura 39, se presenta el resultado de la medición de potencia en donde hubo dificultades durante las pruebas.

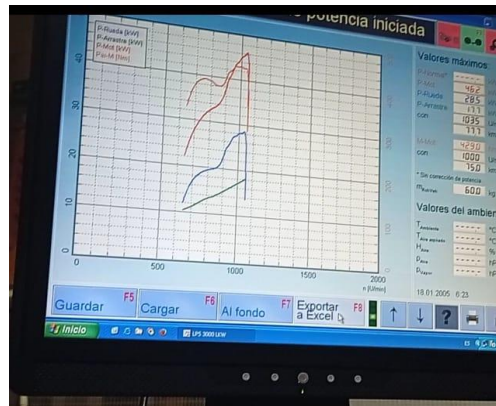


Figura 39: Potencia medida en el banco dinamométrico. **Fuente:** (Autor, 2021)

Después de analizar la problemática de la medición de este vehículo, recurrimos al escáner Xentry diagnosis y se planteó la prueba de ruta de Nulti-Cuenca tabla 24, bajo la misma metodología descrita para obtener los datos torque y posterior de potencia.

Tabla 24: Prueba de potencia Actros 3353-S. **Fuente:** (Autor, 2021)

Prueba de potencia	
Prueba de ruta	Vehículo de prueba

En la figura 40, se observa la recolección de datos de potencia obtenidos en el escáner.

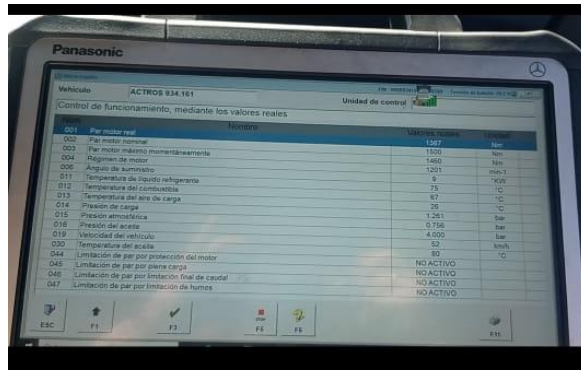


Figura 40: Recolección de datos de potencia. **Fuente:** (Autor, 2021).

6.3.3. Determinación del valor Lambda AFR total

Para la determinación del valor lambda se utilizó como herramienta un analizador de gases MAHA MGT5, el proceso se detalla en la figura 41.

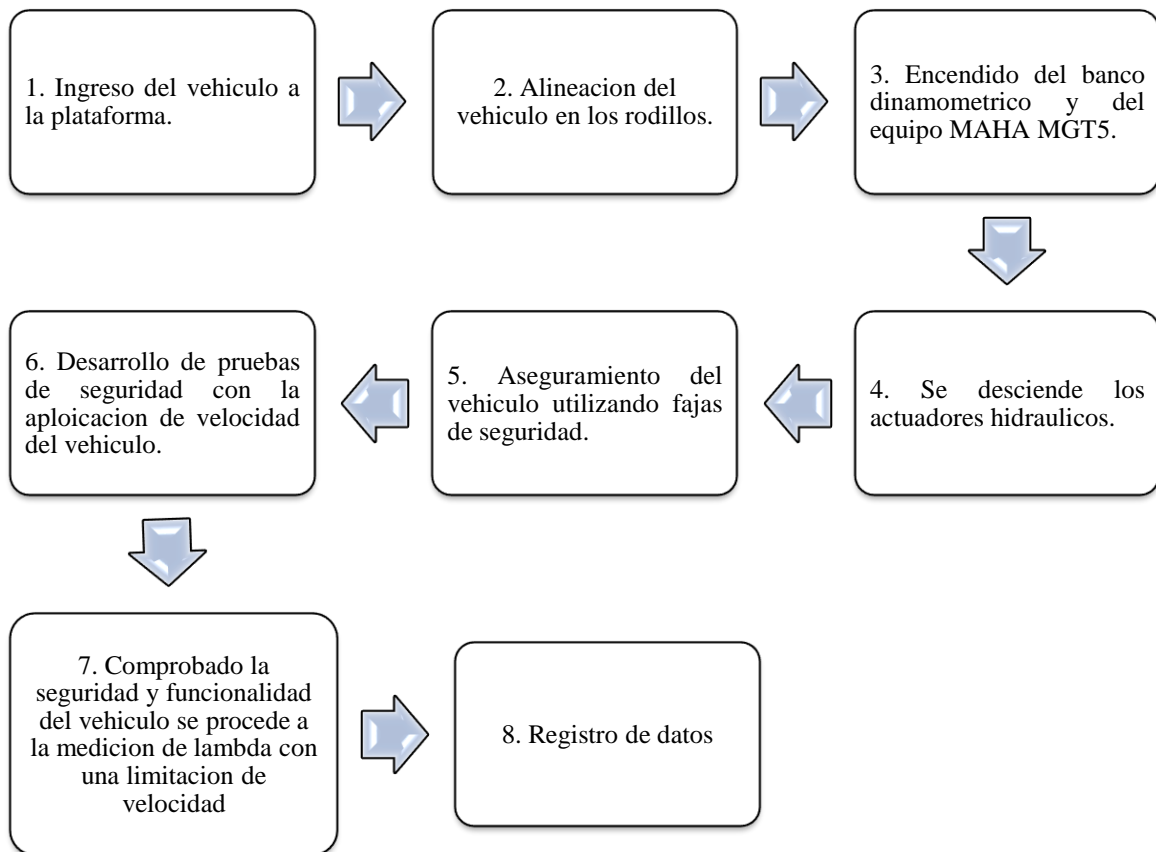


Figura 41: Procedimiento para la determinación del valor lambda. **Fuente:** (Autor, 2021)

En la figura 42, se puede apreciar la medición lambda en el equipo MAHA MGT5.



Figura 42: Medición de Lambda. **Fuente:** (Autor, 2021)

Es importante mencionar que en este proceso los vehículos estuvieron expuestos a una potencia máxima, con el acelerador al 100%, luego se aplicó la limitación de velocidad para obtener el valor mínimo de lambda (Autor, 2021).

6.3.3.1 Medición de lambda Actros 3353-S, motor OM 502-LA

Para la medición del segundo vehículo mostrado en la figura 43, se consideró el procedimiento detallado en la figura 41.

La medición se realizó a 1.435 rpm con el acelerador accionado al 100% para obtener el valor de lambda.



Figura 43: Medición de lambda Actros 3353-s. **Fuente:** (Autor, 2021).

En la tabla 25, se detalla los datos experimentales obtenidos del proceso de medición para AFR total.

6.3.3.2 Medición de lambda Actros 2645S-S, motor OM-460-LA

Para la medición del segundo vehículo mostrado en la figura 44, se consideró el procedimiento detallado en la figura 41.

La medición se realizó a 1.250 rpm con el acelerador accionado al 100% para obtener el valor de lambda.



Figura 44: Medición de lambda Actros 3353-s. Fuente: (Autor, 2021).

En la tabla 25, se detalla los datos experimentales obtenidos del proceso de medición para AFR total.

Tabla 25: Recolección de datos experimentales de AFR total. Fuente: (Autor, 2021)

RECOLECIÓN EXPERIMENTAL DE DATOS DEL AFR TOTAL		
% acelerador	Lambda OM-460-LA	Lambda OM-502-LA
0%	0	0
25%	1.80	2.22
50%	1.60	1.80
75%	1.30	1.70
100%	1.26	1.64

--	--

6.3.4. Determinación de Presión atmosférica y presión de carga

Para la adquisición de los datos de presiones atmosférica y de carga del turbo, del New Actros 2645-S y el Actros 3353-S en la ciudad de Cuenca sector Nulti, se utilizó un instrumento de diagnóstico Xentry Diagnosis.

El procedimiento para esta medición se detalla en la figura 45.

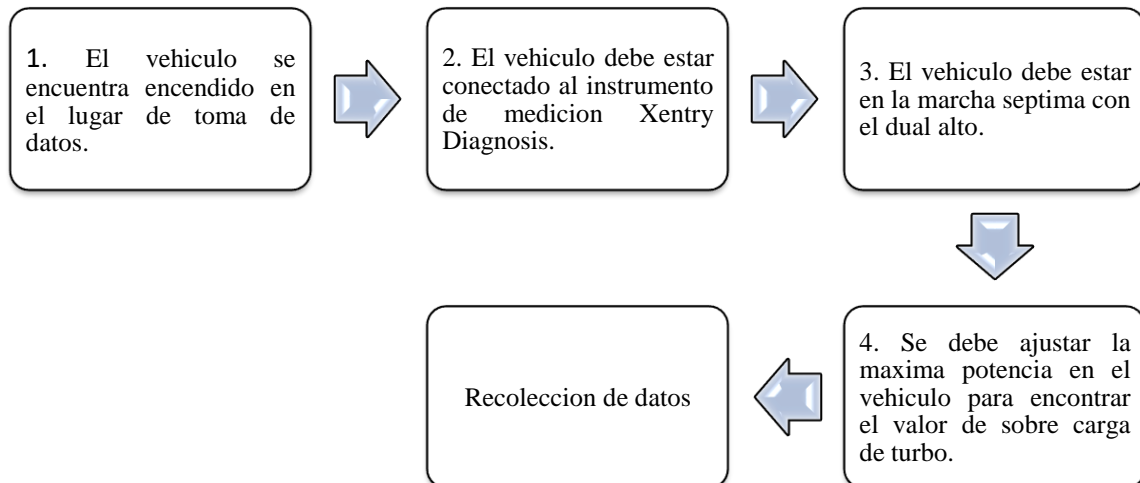


Figura 45: Procedimiento para la determinación de presión atmosférica y presión de carga. **Fuente:** (Autor, 2021)

En el vehículo New Actros 2645-S figura 46, se utilizó la máxima revolución a 1200 rpm con la marcha séptima con dual, donde se aprovecha toda la energía que proviene del motor.



Figura 46: Determinación de presión atmosférica y de carga en el vehículo New Actros 2645-S. **Fuente:** (Autor, 2021)

Para el vehículo Actros 3353S figura 47, la medición se desarrolló a la revolución máxima 1435 rpm con la marcha séptima con dual, donde se aprovechó toda la energía del motor.



Figura 47: Determinación de presión atmosférica y presión de carga en el vehículo Actros 3353 -S.

Fuente: (Autor, 2021)

A continuación, en la tabla 26, se aprecian los datos experimentales:

Tabla 26: Recolección de datos de presión atmosférica. **Fuente:** (Autor, 2021)

RECOLECCIÓN EXPERIMENTAL DE DATOS DE LA PRESIÓN ATMOSFÉRICA Y CARGA		
OM-460-LA		OM-502-LA
Presión atmosférica	0.75 Bar@556 rpm	0.75 Bar@560rpm
Presión de carga	1.20 Bar @1200rpm	1.40 Bar@1435rpm

6.3.5. Determinación de temperatura ambiente y la temperatura de carga

La temperatura ambiente y la temperatura de carga fueron determinadas con el mismo instrumento de diagnóstico de la anterior prueba. Para ello se establecieron las rutas con la marcha séptima con dual.

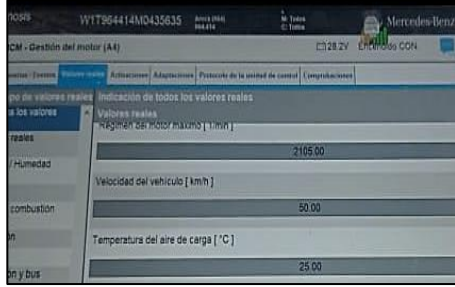
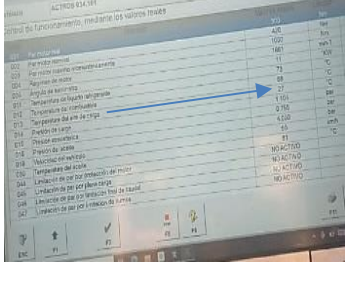
Para el New Actros 2645-S figura 46, se realizó a 1.200 rpm.

Para el Actros 3353-S figura 47, se realizó a máxima revolución, es decir a 1.435 rpm.

En la tabla 27, se tiene la recolección de datos de los vehículos.

Tabla 27: Determinación de temperatura ambiente y temperatura de carga. **Fuente:** (Autor, 2021)

RECOLECCIÓN EXPERIMENTAL DE DATOS TEMPERATURA AMBIENTE Y CARGA
--

	OM-460-LA	OM-502-LA
Temperatura ambiente	25°C	24°C
Temperatura de carga	25° CBar@1200rpm	27°C @1435rpm
Valores de adquisición		

Después de haber realizado la recolección de datos procedentes de las diferentes mediciones se tiene cuantificación del torque por perdidas mecánicas.

6.4. Torque por perdidas mecánicas

El rendimiento del motor MEC también se ve afectado por perdidas mecánicas que se reducen levemente con la altitud a causa de pérdidas de bombeo y de la fricción produciendo disminución de la contrapresión de escape y de la presión en el cilindro, (Lapuerta, 2015).

A continuación, se describe el proceso de medición de torque por perdidas mecánicas.



Se realizó un acople de dos piñones cada uno de 9 dientes figura 48, para luego aplicar una fuerza y mover el volante motor de 160 dientes. Con las mediciones de torque se realiza el cálculo para obtener el resultado final de torque por perdidas mecánicas final.



Figura 48: Acople de los piñones. **Fuente:** (Autor, 2021)

En la tabla 28, se aprecian los datos de torque por perdidas mecánicas.

Tabla 28: Torque por perdidas mecánicas. **Fuente:** (Autor, 2021)

Datos de torque por perdidas mecánicas		
	OM-460-LA	OM-502-LA
Aplicación de fuerza.	 <p>Figura 49: Torque por perdidas mecánicas en el motor OM-460-LA. Fuente: (Autor, 2021)</p>	 <p>Figura 50: Torque por perdidas mecánicas en el motor OM-502-LA. Fuente: (Autor, 2021)</p>
Piñón 1	F1=9 dientes T1=15 Nm	F1=9 dientes T1=18.5 Nm
Piñón2 Volante	F2=160 dientes	F2=160 dientes
Relación de transmisión	$Rt = \frac{9}{160} = 0.056: 1= 9$ Veces $T_{ppm}=T1* 9$ $=15*9=135Nm$	$Rt = \frac{9}{160} = 0.056: 1= 9$ Veces $T_{ppm}=T1* 9$ $=18.5*9=166.5Nm$

6.5. Tabla Comparativa de valores

Luego de la determinación e identificación de las variables, se procede a la comparación, estas se encuentran detalladas en la tabla 29, para el proceso de desarrollo del ciclo termodinámico.

Tabla 29: Tabla comparativa de valores. **Fuente:** (Autor, 2021)

Comparación de valores		
	OM 460-LA	OM 502-LA
Diámetro del pistón	128 mm	130 mm
Carrera del pistón	166 mm	165 mm
Numero de cilindros	6	8
Presión atmosférica	0.75 Bar	0.75 Bar
Rpm máximos	1150	1435
Temperatura de admisión	25 °C	27 °C

Lambda	1.26	1.64
Cilindrada	12.816 cc	15.928 cc
Rpm	1319 rpm	1435 rpm
Tppm	135 Nm	165 Nm
Constante de los gases [R]	287J/kg*°k	287J/kg*°k
Calor especifico a volumen constante	718J/kg*°k	718J/kg*°k
Calor especifico a presión constante	1001 J/kg*°k	1001 J/kg*°k
Poder calorífico del diésel [PCI]	43500 KJ/kg*°k	43500 KJ/kg*°k
Densidad del diésel	832.5kg/cm3	832.5kg/cm3

6.6. Desarrollo del ciclo termodinámico dual

En la tabla 30, se presenta el proceso para el análisis matemático del ciclo dual diésel.

Tabla 30: Desarrollo del ciclo termodinámico. **Fuente:** (Gordon, 1998).

Desarrollo del ciclo termodinámico dual			
Variable	Ecuación [Unidad]		Descripción de variables [Unidad]
Volumen Unitario [Vh] Es el espacio que se genera entre el PMS al PMI, por lo tanto, se encuentra en función del diámetro y la carrera.	$Vh = \frac{\pi}{4} D^2 * L$		Vh= Volumen unitario [m ³] ≈[cm ³]
OM-460 -LA	OM-502LA		D=diámetro del cilindro[m]≈[mm]
$Vh = \frac{\pi}{4} 128^2 * 166$ $Vh = 0.002136 m^3 \approx 2136.08 cm^3$	$Vh = \frac{\pi}{4} 130^2 * 150$ $Vh = 0.00199m^3 \approx 1990 cm^3$		L=carrera [m]≈[mm]
Volumen Total [Vt] Es la volumen o cilindrada total que proporciona el motor con todos los cilindros que dispone.	$Vt = Vh * z$		Vt= Volumen total [m ³] ≈[cm ³]
	$Vt = 2136.08 cc * 6$ $Vt = 0.01281649 m^3$ $\approx 12816.49 cm^3$	$Vt = 1990 cc * 8$ $Vt = 0.0159279 m^3$ $\approx 15927.9 cm^3$	Vh= Volumen unitario [m ³] ≈[cm ³]
			z = # de cilindros del motor
Relación de compresión [RC]			

Es la diferencia del volumen que existe entre el PMI con respecto al volumen del cilindro.	$R_c = \frac{Vh + Vcc}{Vcc}$	Rc =relación de compresión
$R_c = \frac{Vh + Vcc}{Vcc}$ $= \frac{2136.08 \text{ cc} + 125.65 \text{ cc}}{125.65 \text{ cc}}$ $R_c = 18$	$R_c = \frac{Vh + Vcc}{Vcc}$ $= \frac{1990.98 \text{ cc} + 118.86 \text{ cc}}{118.86 \text{ cc}}$ $R_c = 17.75$	Vh= Volumen unitario [m ³] ≈[cm ³] VH= Volumen total [m ³] ≈[cm ³]
Volumen de la cámara de compresión [VCC] Es el espacio comprendido entre la culata y el pistón cuando está ubicado en el PMS.	$V_{cc} = \frac{Vh}{R_c - 1}$	Vcc=Volumen de la cámara de compresión [m ³] ≈[cm ³]
$V_{cc} = \frac{2136.08}{18 - 1}$ $V_{cc} = 0.000125 \text{ m}^3 \approx 0125.65 \text{ cm}^3$	$V_{cc} = \frac{1990.98 \text{ cc}}{17.75 - 1}$ $V_{cc} = 0.000118 \text{ m}^3 \approx 118.86 \text{ cm}^3$	Vh= Volumen unitario [m ³] ≈[cm ³] Rc =relación de compresión
ANALISIS TERMODINAMICO		
Masa de aire de entrada en el cilindro. [m₁] Es la proporción de masa aire que ingresa al cilindro.	$m_1 = \frac{P1 * V1}{R * T1}$	m1 =masa de entrada en el cilindro[kg]
OM-460 -LA	OM-502LA	P1= presión 1[Pa] ≈ [kpa]
$m_1 = \frac{120 \text{ kpa} * 2136.082 \text{ cc}}{287 \frac{\text{J}}{\text{kg} * \text{k}} * 298.18^\circ \text{k}}$	$m_1 = \frac{140 \text{ kpa} * 1990.984 \text{ cc}}{287 \frac{\text{J}}{\text{kg} * \text{k}} * 297.18^\circ \text{k}}$	V1=volumen 1 unitario [m ³] ≈[cm ³] R=constante de los gases [J/kg*k]

$m_1 = 3.00 \times 10^{-3} \text{ kg}$	$m_1 = 3.24 \times 10^{-3} \text{ kg}$	T1= temperatura 1[°k]
Cantidad de combustible[mt] Es la proporción de combustible que ingresa en el cilindro.	$m_t = \frac{m_1}{AFR}$	mt=cantidad de combustible [kg]
$m_t = \frac{3.00 \times 10^{-3}}{18.522}$ $m_t = 1.62 \times 10^{-4} \text{ kg}$	$m_t = \frac{3.24 \times 10^{-3}}{4.108}$ $m_t = 1.34 \times 10^{-4} \text{ kg}$	m1 =masa de entrada en el cilindro [kg] AFR=valor de lambda medido
Energía de combustible diésel [QR] Es la proporción de energía generada por el combustible en el ciclo.	$QR = n_c * m_t * C_{fl}$	QR=Energía del combustible[J]
$QR = n_c * m_t * C_{fl}$ $= 1.0 * 1.62 \times 10^{-4} \text{ kg} * 41.800 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ $QR = 6759.70 \text{ J}$	$QR = n_c * m_t * C_{fl}$ $= 1.0 * 1.34 \times 10^{-4} \text{ kg} * 41.800 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ $QR = 5609.80 \text{ J}$	n_c =eficiencia de combustión mt=cantidad de combustible [kg] C_{fl} =poder calorífico del diésel [$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$]
Energía de combustible 10% a volumen constante [Q_2^3] Es la proporción de energía del 10% que genera el combustible en el proceso 2-3.	$Q_2^3 = k_{cv} * QR$	[Q_2^3]=Energía de combustible 10% a volumen constante[J] Kcv=proporción de volumen constante 0.1[%]
	$Q_2^3 = k_{cv} * QR$	
	$Q_2^3 = k_{cv} * QR$	

	$Q_2^3 = 0.1 * 6759.70 J$ $Q_2^3 = 675.97 J$	$Q_2^3 = 0.1 * 5609.80 J$ $Q_2^3 = 560.98 J$	QR=Energía del combustible[J]
Energía de combustible 90% a volumen constante Es la proporción de energía del 90% que genera el combustible en el proceso 3-4. [Q_3^4]	$Q_3^4 = (1 - k_{cv}) * Q_R$		Q_3^4 = Energía de combustible 90% a volumen constante[J]
$Q_3^4 = (1 - 0.9) * 675.97J$ $Q_3^4 = 6083.73J$	$Q_3^4 = (1 - 0.9) * 560.98J$ $Q_3^4 = 5048.82J$		Kcv= proporción a volumen constante 0.9 [%] QR=Energía del combustible[J]
Proceso 1-2: Compresión adiabática isotrópica			
Presión 2 [p_2] El fluido es comprimido aun cierta presión, insuficiente de generar una combustión.	$p_2 = p_1 \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{-\gamma}$ $p_2 = p_1 * RC^\gamma$		P2=presión 2 [Pa] ≈ [Bar]
$p_2 = (120 kpa * 1000) * 18^{1.4}$ $p_2 = 6863770 Pa \approx 68.637 Bar$	$p_2 = (140 kpa * 1000) * 17.75^{1.4}$ $p_2 = 7852460 Pa \approx 78.52460 Bar$		P1=presión1 [Pa] ≈ [kpa] Rc=relación de compresión Y=contante de combustión1.4
Temperatura final de compresión [T2] El fluido al haber llegar a la presión deseado, se realiza el intercambio de calor hasta llegar a una cierta temperatura.	$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{1-\gamma}$ $T_2 = T_1 * (RC)^{\gamma-1}$		T2=temperatura 2[°k]

$T_2 = 298.18^\circ k * (18)^{0.4-1}$ $T_2 = 946.94^\circ k$	$T_2 = 297.18^\circ k * (17.75)^{0.4-1}$ $T_2 = 947.938^\circ k$	T1=temperatura 1[°k]
		Rc=relación de compresión
		Y=constante de combustión
Trabajo de compresión 2 a 1 de compresión de aire [W₁²] El trabajo realizado de 2 a 1 es negativo porque el proceso no genera ningún trabajo sobre el pistón.	$W_1^2 = -m_1 * C_v(T_2 - T_1)$	W ₁ ² =trabajo de compresión 2a1
$= -3.00 \times 10^{-3} * 718 \frac{J}{kg * k} (946.94^\circ k - 298.18^\circ k)$ $W_1^2 = -1394.63 J$	$= -3.24 \times 10^{-3} * 718 \frac{J}{kg * k} (947.938^\circ k - 297.18^\circ k)$ $W_1^2 = -1505.29 J$	m1 =masa de entrada en el cilindro[kg]
		C _v = Capacidad calorífica a volumen constante
		T1=temperatura 1[°k]
		T2=temperatura 2[°k]
Proceso 2-3		
Combustión a volumen constante [T3] En donde se realiza una transferencia de calor a volumen constante, el pistón se encuentra en el PMS.	$T_3 = T_2 + \frac{Q_2^3}{m_1 C_v}$	T3=temperatura 3[°k]
$T_3 = 946.94^\circ k + \frac{738.63 J}{3.00 \times 10^{-3} kg * 718 \frac{J}{kg * k}}$ $T_3 = 1261.26^\circ k$	$T_3 = 947.938^\circ k + \frac{560.98 J}{3.24 \times 10^{-3} kg * 718 \frac{J}{kg * k}}$ $T_3 = 1189.47^\circ k$	T2=temperatura 2[°k]
		Q ₂ ³ = Energía de combustible 10% a volumen constante[J]
		m1 =masa de entrada en el cilindro[kg]

		$C_v =$ Capacidad calorífica a volumen constante
Presión[P3] La presión aumenta en el punto 3, aumentando la relación de explosión.	$P_3 = P_2 * \frac{V_2}{V_3} * \frac{T_3}{T_2}$ $P_3 = P_2 * \frac{T_3}{T_2}$	P3=presión 3[Pa]
$P_3 = 6863770Pa * \frac{1261.26^{\circ}k}{946.94^{\circ}k}$ $P_3 = 9142020.84Pa \approx 91.422020 \text{ Bar}$	$P_3 = 7852460Pa * \frac{1189.47^{\circ}k}{947.938^{\circ}k}$ $P_3 = 9852763.09Pa \approx 98.52 \text{ Bar}$	P2=presión 3[Pa] T3=temperatura 3[°k] T2=temperatura 2[°k]
Proceso 3-4		
Combustión a presión constante Existe una elevación de temperatura por la transferencia de calor de presión a volumen constante.	$T_4 = T_3 + \frac{Q_3^4}{m_1 C_p}$	T4=temperatura 4[°k]
$T_4 = 1261.26^{\circ}k + \frac{6083.73 J}{3.00 \times 10^{-3} kg * 1001 \frac{J}{kg * k}}$ $T_4 = 3290.33^{\circ}k$	$T_4 = 1189.47^{\circ}k + \frac{5048.82 J}{3.24 \times 10^{-3} kg * 1001 \frac{J}{kg * k}}$ $T_4 = 2748.39^{\circ}k$	T3=temperatura 3[°k] $Q_3^4 =$ Energía de combustible 10% a volumen constante Cp.=Capacidad calorífica a presión constante $\frac{J}{kg * k}$ m1 =masa de entrada en el cilindro[kg]
Presión 4[P4] La presión se mantiene en consideración es constante.	$P_4 = P_3$	P4=presión 4[Pa]

$P_4 = 9142020.84 \text{ Pa} \approx 91.42020 \text{ Bar}$	$P_4 = 9852763.09 \text{ Pa} \approx 98.52 \text{ Bar}$	P3=presión 3[Pa]
Volumen 4[V₄]	$V_4 = V_3 * \frac{T_4}{T_3}$	V4=Volumen 4[cc]
		V3=Volumen 3[cc]
$V_4 = 125.65 \text{ cc} * \frac{3290.33^\circ \text{K}}{1261.26^\circ \text{K}}$ $V_4 = 327.796 \text{ cc}$	$V_4 = 118.865 \text{ cc} * \frac{2748.39^\circ \text{K}}{1189.47^\circ \text{K}}$ $V_4 = 274.649 \text{ cc}$	T4=temperatura 4[°K]
		T3=temperatura 3[°K]
Trabajo 3-4 [W₃⁴] Trabajo total de 3-4 en esta fase.	$W_3^4 = m1 * R(T4 - T3)$	Trabajo 3-4 [W ₃ ⁴] [J]
		T4=temperatura
		T3=temperatura
OM 460-LA	$= 3.00 \times 10^{-3} * 287 \frac{\text{J}}{\text{Kg} * \text{kg}} (3290.33^\circ \text{K} - 1261.26^\circ \text{K})$ $W_3^4 = 1744.285 \text{ J}$	R=constante de los gases 287 J/kg*k
OM 502-LA	$= 3.24 \times 10^{-3} * 287 \frac{\text{J}}{\text{Kg} * \text{kg}} (2748.39^\circ \text{K} - 1189.47^\circ \text{K})$ $W_3^4 = 1447.56 \text{ J}$	m1 =masa de entrada en el cilindro [kg]
Proceso 4-5 Expansión adiabática e isotrópica		
Temperatura 5 [T5]	$T5 = \frac{T5}{T4} * \left(\frac{V5}{V4}\right)^{1-\gamma}$ $T5 = T4 * \left(\frac{V5}{V4}\right)^{-0.4}$	T5=Temperatura 5 [k°]
		V5=Vh, volumen [m ³] ≈[cm ³]
$T5 = 3290.33^\circ \text{K} * \left(\frac{2136.0819 \text{ cc}}{327.796 \text{ cc}}\right)^{-0.4}$	$T5 = 2748.39^\circ \text{K} * \left(\frac{1990.98 \text{ cc}}{274.643 \text{ cc}}\right)^{-0.4}$	T4=temperatura[k°]

$T5 = 1554.65^{\circ}k$	$T5 = 1244.76^{\circ}k$	V4= Volumen 4[m ³] ≈[cm ³]
Presión 5[P5]	$P5 = P4 * \left(\frac{V4}{V5}\right)^{\gamma}$	P5=Presión 5[Pa]
		V5=Vh, volumen 5[m ³] ≈[cm ³]
$= 9353222.27Pa * \left(\frac{327.796cc}{2136.082cc}\right)^{1.4}$ $P662860.6Pa$	$= 9852763.09Pa * \left(\frac{274.649cc}{1990.98cc}\right)^{1.4}$ $P5 = 615393Pa$	V4=Volumen 4[m ³] ≈[cm ³]
		P4=presión4 [Pa]
Trabajo 4-5 [W₄⁵] El trabajo total 4-5 final del ciclo	$W_4^5 = -m1 * R(T5 - T4)$	[W ₄ ⁵]=Trabajo 4-5[J]
OM 460-LA	$= - 3.00x10^{-3} * 287 \frac{J}{Kg * kg} (1554.65^{\circ}k - 3290.33^{\circ}k)$ $W_4^5 = 3732.775J$	T4=temperatura[k°]
		T5=Temperatura 5 [k°]
OM 502-LA	$= - 3.24x10^{-3} * 287 \frac{J}{Kg * kg} (1244.76^{\circ}k - 2748.39^{\circ}k)$ $W_4^5 = 3493.81J$	CV=constante de 718 J/kg*k
		m1 =masa de entrada en el cilindro
Trabajo neto del ciclo [Wneto] Es el trabajo total del ciclo termodinámico.	$W_{net} = W_1^2 + W_3^4 + W_4^5$	

$W_1^2 = -1395.63 J$ $W_3^4 = 1744.285 J$ $W_4^5 = 3732.775 J$ $W_{net} = -1395.63 J + 1744.285 J + 3732.775 J$ $W_{net} = 4081.425 J$	$W_1^2 = -1505.29 J$ $W_3^4 = 1447.56 J$ $W_4^5 = 3493.81 J$ $W_{net} = -1505 J + 1447 J + 3493.81 J$ $W_{net} = 3436.08 J$	W_{net} = Trabajo neto total [J]	
		W_1^2 = trabajo de compresión 2a1	
		[W_4^5] = Trabajo 4-5 [J]	
Redimiendo térmico [nt] Es la porción de energía agregada al motor que no incluye en forma de trabajo.	$nt = \frac{W_{net}}{QR}$		Trabajo 3-4 [W_3^4] [J]
	$nt = \frac{4081.425 J}{6759.70 J}$ $nt = 0.60\%$	$nt = \frac{3436.08 J}{5609.80 J}$ $nt = 0.61\%$	W_{net} = Trabajo neto total [J]
			QR = Energía del combustible [J]
Presión media indicada [Pmi] La presión media indicada se corresponde con aquella presión constante que durante un ciclo es capaz de producir un trabajo equivalente al trabajo indicado	$Pmi = \frac{W_{net}}{Vh}$		Pmi = Presión media [Pa]
	$Pmi = \frac{4081.425 J}{2136.082 cc}$ $Pmi = 1910706 Pa$	$Pmi = \frac{3436.08 J}{1990.984 cc}$ $Pmi = 1725820.76 Pa$	Vh = volumen [m ³] $\approx [cm^3]$
Potencia de salida de un cilindro [W·] Es la potencia generada por cada cilindro.	$W\cdot = W_{net} * \frac{rpm}{120}$		
	$W\cdot = 4430.503 J * \frac{1150}{120}$	$W\cdot = 3436.08 J * \frac{1444}{120}$	Wneto = Trabajo neto [J]

	$W = 42458.99 W$ $\approx 42.4589 kw$	$W = 41347.52 W$ $\approx 41.34 kw$	
Potencia térmica total Es la potencia de salida por cilindro multiplicada por todos cilindros del motor.	$Nitot = W \cdot z$		z=número de cilindros totales
	$Nitot = 42.4589 \cdot 6$ $=254.75kw$	$Nitot = 41.347 \cdot 8$ $=330.780171kw$	
Potencia efectiva total "Neft tot" Es la potencia efectiva total tomando en consideración el torque por perdidas mecánicas.	$Neft\ tot = Nitot \cdot Z$		z=número de cilindros totales
	$Neftot = 37.37 \cdot 6$ $Neftot = 225.68$	$Neftot = 37.37 \cdot 8$ $Neftot = 299.01 kW$	

Después de haber desarrollado ciclo termodinámico dual, se presentan las fórmulas para la determinación de potencia y torque.

- Potencia

Para el cálculo de la potencia se utiliza la fórmula descrita en la tabla 31, se usan los valores del cálculo termodinámico descrito en la tabla 30.

Tabla 31:Formula de potencia. **Fuente:** (Gordon, 1998)

Formula de potencia	
	Formula
<i>Pot_o</i> =Potencia térmica máxima <i>n</i> = Revoluciones máxima <i>n_o</i> =Revoluciones	$Pot = Pot_o \left(\frac{n}{n_o}\right) \left[0,81 + 1,19 \left(\frac{n}{n_o}\right) - \left(\frac{n}{n_o}\right)^2\right]$

- Torque

En la tabla 32, se detalla la fórmula para la determinación del Torque, también se emplean los valores termodinámicos presentados en la tabla 30.

Tabla 32: Formula para cálculo de torque. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

Formula de Torque	
	Formula
<i>Pot</i> =potencia [kW] <i>n</i> = Revoluciones máxima	$M = \frac{9550Pot}{n}$

Luego de conocer las respectivas formulas se procede a la determinación de las curvas características que presentan.

6.7. Curvas características

En este espacio se procede a la obtención de los valores necesarios para las gráficas de torque, potencia los cuales se encuentran descritos en el manual del fabricante y también los valores calculados y medidos bajo las condiciones atmosféricas de la ciudad de Cuenca.

6.7.1. Curvas de potencias OM-460 LA

Para este motor se realiza los gráficos y el análisis de las curvas de potencia de fábrica, potencia medida y calculada para luego establecer una comparación y determinar si existen diferencias significativas por diferentes factores.

- **Curva de potencia de fabrica**

Para esta curva se considera la tabla 31, el régimen de ralentí es de 130 kW @ 556 rpm en este el proceso de potencia es absorbido por las pérdidas mecánicas y el funcionamiento del motor es irregular. En el régimen de 1.600 rpm la potencia máxima es de 330 kW donde la masa del fluido o presión de sobrecarga llega a su punto máximo y aumenta el número de ciclos. En el régimen máximo de 1.700 rpm la potencia es de 310 kW aquí la potencia comienza a decrecer y no puede ser sobrepasado por las caídas de potencia lo que indica la limitación del motor, esta curva se observa en la tabla 33.

- **Curva de potencia calculada**

La curva de potencia calculada de este motor valora las diferentes condiciones atmosféricas detalladas en la tabla 21, además de la limitación que existe en la unidad figura 24, el régimen de ralentí es de 550 rpm y la potencia es de 110.47 kW, el valor de potencia máxima es de 239.3 kW a 1.250 rpm lo que indica que el motor ha alcanzado el máximo régimen de giro.

Por otro lado, el punto de caída representa un valor de 223.4 kW a 1.400 rpm.

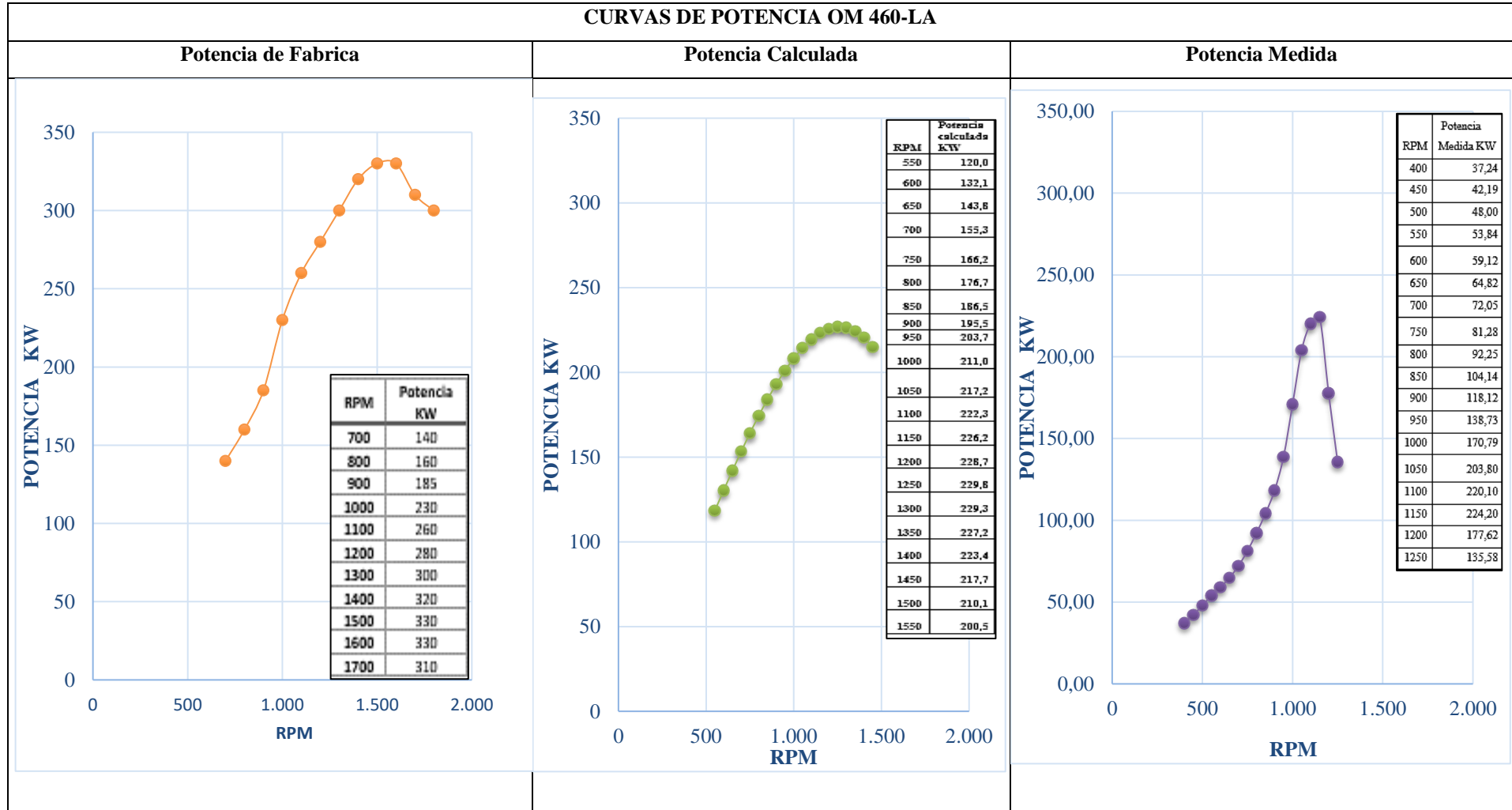
Esta curva se aprecia en la tabla 33.

- **Curva de potencia medida**

Para la gráfica de esta curva se consideran las condiciones descritas en la tabla 21, y la limitación de velocidad a 90 km como se muestra en la figura 24. El régimen de ralentí es de 550 rpm y una potencia de 53.84 kW. La potencia máxima alcanzada es de 224.20 kW a 1150 rpm.

Finalmente, el punto de caída se da a 1250 rpm con una potencia de 135.58 kW, estos valores indican la limitación del motor en la ciudad de Cuenca. Esta curva se aprecia en la tabla 33.

Tabla 33: Curvas de potencia OM 460-LA. Fuente: (Autor, 2021)



Posterior al análisis de curvas de potencia se procede a la comparación.

6.7.2. Comparación de potencias OM 460-LA

En la figura 51, se realiza la comparación de las potencias para el análisis de su comportamiento, además se detallan los valores más relevantes.

En esta figura se observa la diferencia significativa entre la potencia descrita en la ficha del fabricante versus la calculada y la medida. Mediante la comparación se puede deducir que el vehículo alcanza un valor máximo de 224.20 kW con relación al valor de 330 kW descrito en la ficha técnica este valor muestra una disminución del 30 % figura 52, este análisis permite conocer las variaciones que pueden existir al modificar las condiciones detalladas por el fabricante, es importante mencionar que estos datos facilitan el conocimiento al momento de estudiar la información dada. La diferencia existente entre la potencia medida y la detallada por el fabricante es del 32% que representa un valor de pérdida alto.

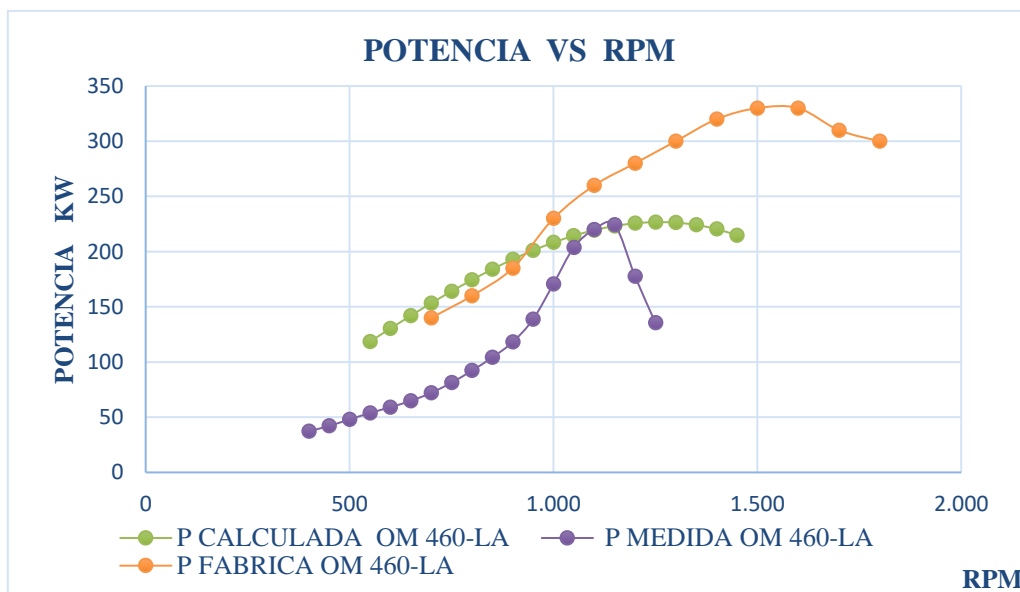


Figura 51: Curvas de potencias del motor OM-460 LA. Fuente: (Autor, 2021)

En la figura 52 se observa la diferencia en porcentaje para las potencias del motor OM-460LA

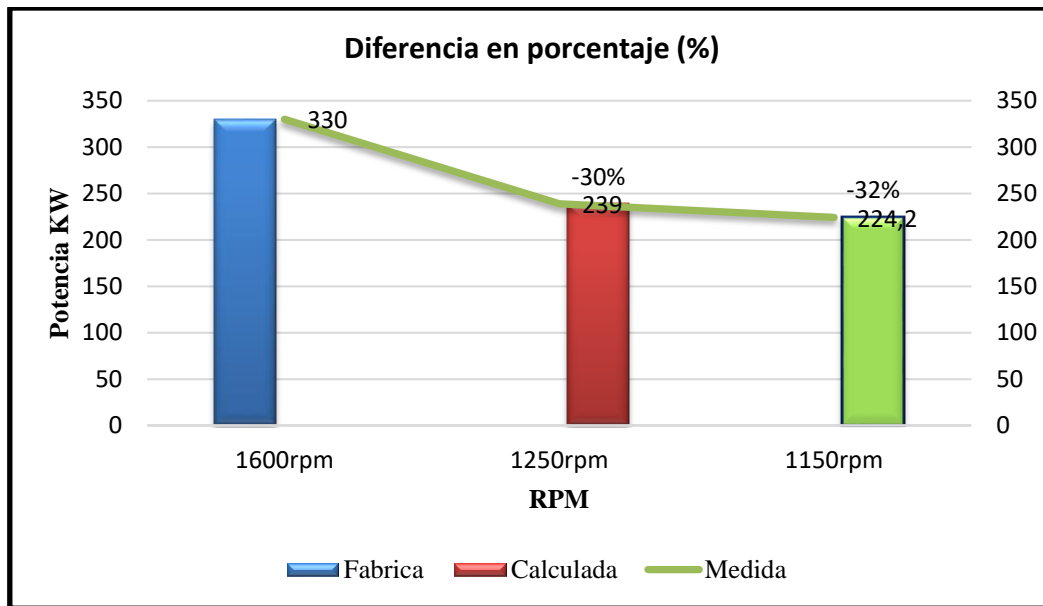


Figura 52: Diferencia entre potencias en porcentaje. **Autor:** (Autor, 2021)

En la tabla 34, se detallan los valores más altos de las potencias, así como los valores de revoluciones por minuto empleados y la variable de altura en cada caso.

Tabla 34: Datos de potencias motor OM460-LA. **Fuente:** (Autor, 2021)

Potencias del motor OM-460LA			
Potencia	kW	RPM	Altura
Potencia Fabrica	330 kW	@ 1600 rpm.	103 m.s.n.m
Potencia calculada	239.3 kW	@1250 rpm	2542 m.s.n.m
Potencia Medida	224,20 kW	@1150 rpm	2542 m.s.n.m

A continuación, se utiliza el método de Anova de un solo factor, que permite analizar la similitud entre los datos adquiridos en pruebas y cálculos.

Se puede observar en la figura 53, las medias de las tres pruebas de potencias motor OM 460-LA, indica que la potencia de fábrica (PF) y calculada (PC) comparten el mismo régimen, la potencia medida (PM) no comparte ninguna similitud es significativamente diferente.

Agrupar información utilizando el método de Tukey y una confianza de 95%

RPM N Media Agrupación

PF	21	220,1	A
PC	21	189,11	A
PM	21	127,1	B

Las medias que no comparten una letra son significativamente diferentes.

Figura 53: Agrupación de medias para la determinación de potencias con más similitud. **Fuente:** (Autor, 2021)

Mediante este análisis se ha podido determinar las causas relacionadas con la disminución de la potencia las cuales son:

- 1) La limitación del vehículo designado por fabrica: a nivel nacional como decreto para este tipo de vehículos se ha dispuesto por seguridad una velocidad máxima de 90 Km/h.
- 2) Temperatura ambiente y presión atmosférica: la concentración de oxígeno tabla 2, en el aire es directamente proporcional a la presión atmosférica, es así que en climas fríos existe una disminución de la presión, por lo tanto, el oxígeno ingresa en menor cantidad a la cámara de combustión que permite una reducción en la potencia; por otro lado la temperatura ambiente también afecta al rendimiento del motor, cuando existe un clima con temperaturas muy altas existe una pérdida de potencia de hasta de un 15% porque el motor necesita mayor cantidad de aire para su funcionamiento y mientras existe más calor hay menor cantidad de oxígeno (SPG TALLERES, 2020).
- 3) Existe un valor de 135 Nm por rozamiento debido a perdidas mecánicas, por esto se debe tomar en consideración si la medición de fabrica fue realizada con la normativa SAE o el sistema DIN este último considera los sistemas auxiliares y el otro no (Alonso, 1998).

A continuación, se realiza el análisis de los puntos más representativos en las curvas de torque.

6.7.3. Curvas de torque motor OM 460-LA

Para realizar la caracterización de las curvas de torque se utilizan las condiciones del lugar de fabricación y de la ciudad de Cuenca.

- **Curva de torque de fabrica**

Las condiciones de trabajo se encuentran descritas en la tabla 21 de acuerdo con el fabricante.

Esta curva se aprecia en la tabla 35, donde el punto de inicio es de 1800 Nm a 800 rpm, el punto máximo de par se encuentra entre 1000 y 1150 rpm que alcanza un valor de 2200 Nm. A partir de 1200 rpm el motor empieza a descender el torque hasta 1580 Nm.

- **Curva de torque calculado**

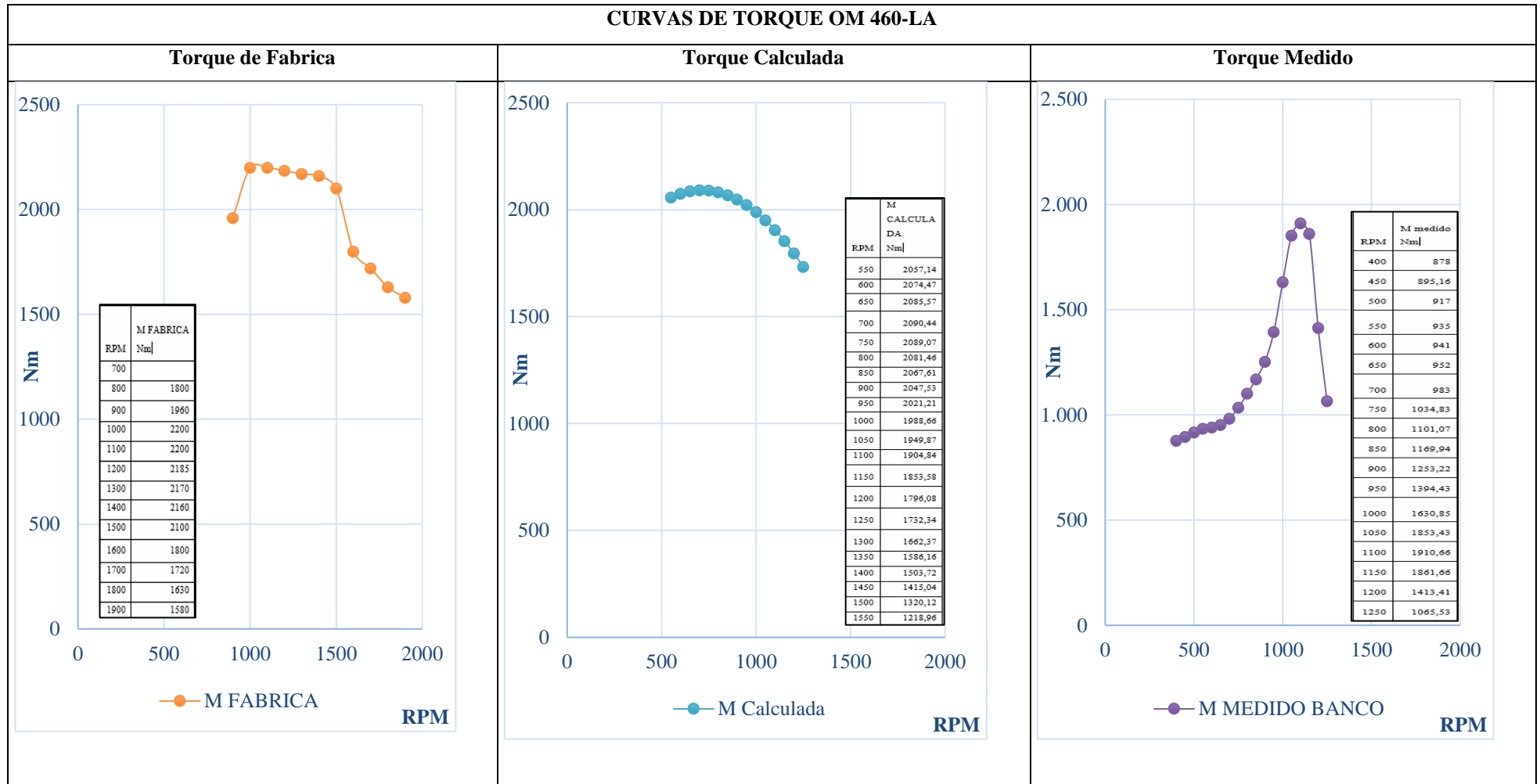
Las condiciones de trabajo se encuentran descritas en la tabla 21, de acuerdo con la ciudad de Cuenca y la fórmula para el cálculo se detalla en la tabla 32.

Esta curva presentada en la tabla 35, tiene un punto de arranque de 2057.14 Nm a 550 rpm; entre una revolución de 600 a 700 llega al punto máximo de par con un valor correspondiente a 2090.44 Nm y finalmente a partir del incremento de revoluciones por minuto hasta llegar a 1550 rpm descendiendo el torque a 1218.95 Nm.

- **Curva de torque medido**

En la tabla 35, se observa la gráfica curva de torque medido cuyo valor de ralentí es de 878 Nm a 400 rpm, el valor máximo de torque se encuentra a 1100 rpm con un par de 1910.66. El punto de caída inicia superados los 1150 rpm llegando a descender hasta 1065.63 N.

Tabla 35: Curvas de torque OM 460-LA. Fuente: (Autor, 2021)



6.7.4. Comparación de torques OM 460-LA

Posterior al análisis de cada una de las curvas, detalladas para torque se realiza la comparación sistemática de estas con la finalidad de determinar el cambio energético que presentan con respecto a la altura, figura 54.

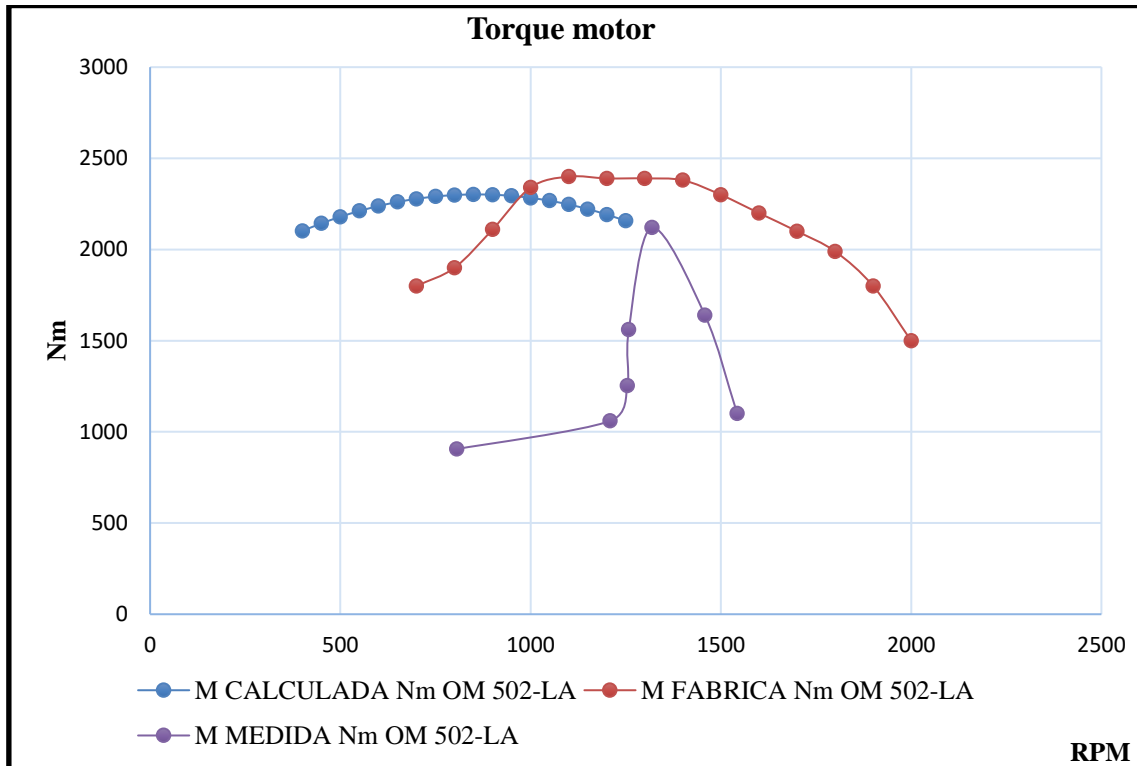


Figura 54: Curvas de torque motor OM-460 LA. Fuente: (Autor, 2021)

En la figura 55, se observa que el torque medido en fabrica como punto máximo presenta un valor de 2.200 Nm frente al torque calculado que es de 2.090.44 Nm, donde se muestra una diferencia del 5 %; con relación al torque medido de igual manera que con el anterior presenta una diferencia significativa disminuyendo el par en un 13.195 % alcanzando un valor de 1.910.66 Nm.

En la tabla 36, se presentan los valores más altos de torque, según las diferentes rpm y la variable de altura.

Tabla 36: Datos de torque motor OM460-LA. Fuente: (Autor, 2021)

Torque del motor OM-460LA			
Torque	Nm	RPM	Altura
Torque Fabrica	2200 Nm	@1100 rpm	103 m.s.n.m
Torque calculado	2090.44 Nm	@700 rpm.	2542 m.s.n.m
Torque Medido	1910.66 Nm	@1100 rpm	2542 m.s.n.m

A continuación, en la figura 55, se presenta la diferencia expresada en porcentaje resultado de la comparación del torque de fábrica, torque medido y calculado.

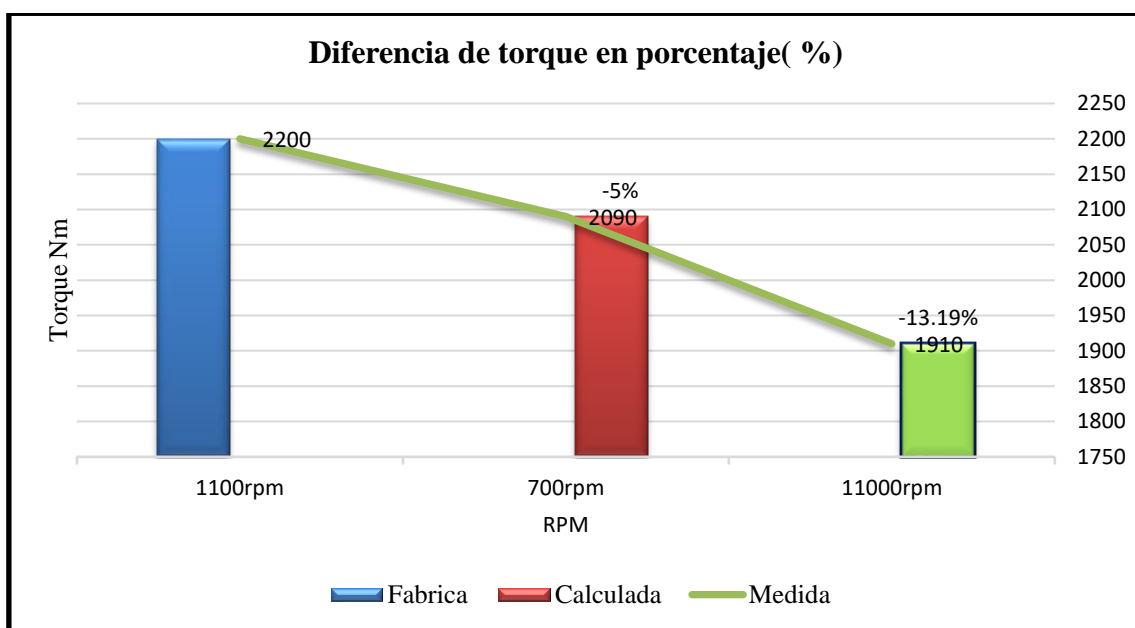


Figura 55: Diferencia de torques expresado en porcentaje. Fuente: (Autor, 2021)

Se puede observar en la figura 56, las medias de las tres pruebas de torque motor OM 460-LA, indica que el torque de fábrica (TF) y calculada (TC) comparten el mismo régimen, el torque medida (TM) no comparte ninguna similitud es significativamente diferente.

Agrupar información utilizando el método de Tukey y una confianza de 95%

RPM N Media Agrupación

TC	12	2038,2	A
TF	12	1960,4	A
TM	13	1355,7	B

Las medias que no comparten una letra son significativamente diferentes.

Figura 56: Agrupación de medias para la determinación de torque con más similitud. **Fuente:** (Autor, 2021)

Luego del análisis comparativo de torque y establecido su respectivo porcentaje se procede a determinar cuáles son las causas principales de la disminución de torque calculado y medido frente al expresado según la ficha técnica del fabricante.

Entre las causas del decrecimiento de las curvas torque están:

1. Altura: al incrementarse este factor provoca una disminución de la concentración de aire por lo tanto disminuye el ingreso de oxígeno a la cámara de combustión generando una disminución en el par del motor.
2. Existe una pérdida por fricción de 135 NW debido a que tiene que arrastrar peso como bomba de agua, bomba de aceite fricción de las poleas, piñones.

6.7.5. Curvas de potencia OM 502-LA

Al igual que para el otro motor se realiza los gráficos y el análisis de las curvas de potencia de fábrica, potencia medida y calculada para luego establecer una comparación y determinar si existen diferencias significativas por diferentes factores.

- **Curva de potencia de fabrica**

Para esta curva se consideran las condiciones de fabrica detalladas en la tabla 21. El ralentí se presenta a 700 rpm con un valor de 100 kW. El punto máximo de potencia esta dado entre 1700 a 1800 rpm con un valor de 360 kW donde indica el mejor rendimiento energético.

Se observa en la tabla 37, que el punto de caída se presenta superado los 2000 rpm alcanzando una potencia de 320 kW donde el motor es más irregular.

- **Curva de potencia calculada**

De igual manera que para la anterior se utilizan las condiciones de estudio de la tabla 21, además de la limitación de fábrica figura 24, adicional la fórmula descrita en la tabla 31.

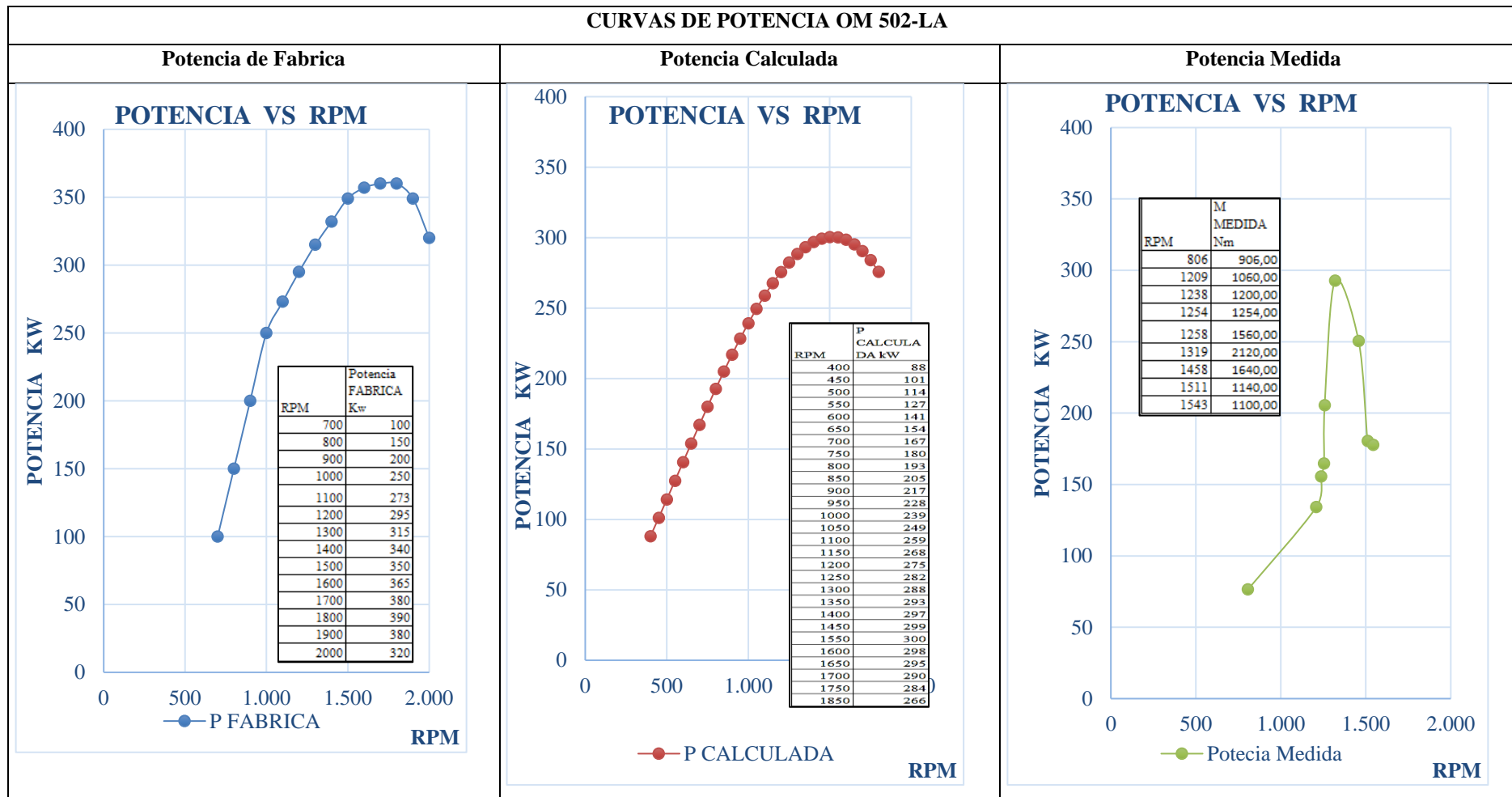
El análisis de esta de esta curva tabla 37, ralenti en esta curva inicia a 400 rpm y alcanza 88 kW de potencia, el punto máximo presentado se encuentra entre los 1500 a 1550 rpm con un valor de 300.4 kW. Finalmente, al llegar a 1800 rpm tiene su punto de caída con un valor de 275.6 kW.

- **Curva de potencia medida**

Para el análisis de esta curva tabla 37, se utilizaron las condiciones atmosféricas de la ciudad de Cuenca que se encuentran descritas en la tabla 29 y la limitación vehicular en la figura 34.

El ralenti en esta curva inicia a 806 rpm con un valor de 76.41 kW, el valor máximo alcanzado se presenta al llegar a 1319 rpm con 292.63 kW y el punto de caída se encuentra en 1543 rpm descendiendo el valor de la potencia hasta 117.74 kW.

Tabla 37: Curvas de potencia OM 5020- La. **Fuente:** (Autor, 2021)



6.7.6. Comparación de potencias OM 502-LA

Posterior al análisis figura 57, de cada curva de potencia se realiza la comparación de las tres curvas medidas para determinar su cambio energético con respecto a la altura.

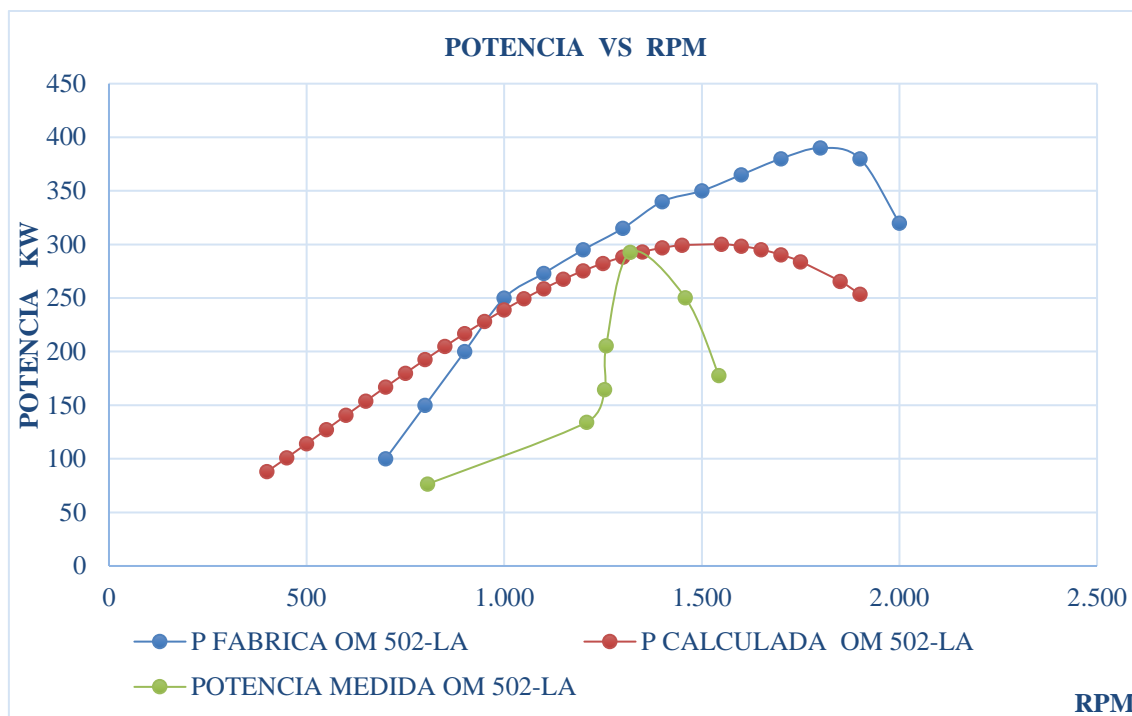


Figura 57: Curvas de potencias motor OM-502 LA. Fuente: (Autor, 2021)

En la figura 58, se observa la diferencia significativa entre la potencia descrita en la ficha del fabricante versus la calculada y la medida. Mediante la comparación se puede deducir que el vehículo alcanza un valor máximo de 300 kW con relación al valor de 390 kW descrito en la ficha técnica este valor muestra una disminución del 24.84 %, este análisis nos permite conocer las variaciones que pueden existir al modificar las condiciones detalladas por el fabricante, es importante mencionar que estos datos facilitan el conocimiento al momento de estudiar la información dada por el fabricante.

La diferencia existente entre la potencia medida y la detallada por el fabricante es del 26.13% que representa un valor de pérdida alto.

En la tabla 38, se indican los valores de potencia más representativos para cada caso.

Tabla 38: Datos de potencia del motor OM 502 LA. **Fuente:** Autor.

Potencias del motor OM-502LA			
Potencia	KW-CV	RPM	Altura
Potencia Fabrica	390 KW	@ 1800 rpm.	103 m.s.n.m
Potencia calculada	300 KW	@ 1500 rpm	2542 m.s.n.m
Potencia medida	292.83 KW	@ 1435 rpm	2542 m.s.n.m

En la figura 58, se aprecia la diferencia de las curvas del motor OM 502-LA, cuyos valores se encuentran expresados en porcentajes.

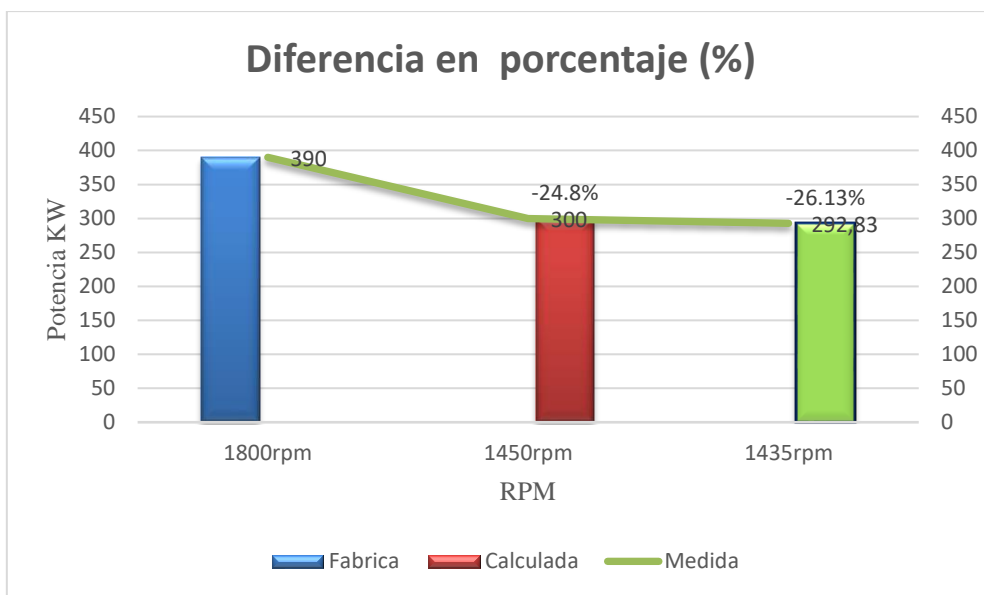


Figura 58: Diferencias de potencias motor OM-502 LA. **Fuente:** (Autor, 2021)

Se puede observar en la figura 59, las medias de las tres pruebas de potencias motor OM 502-LA, indica que la potencia de fábrica (PF) y calculada (PC) comparten el mismo régimen, la potencia medida (PM) no comparte ninguna similitud es significativamente diferente.

Agrupar información utilizando el método de Tukey y una confianza de 95%

RPM N Media Agrupación

PF	14	293,4	A
PC	14	285,37	A
PM	14	167,3	B

Las medias que no comparten una letra son significativamente diferentes.

Figura 59: Agrupación de medias para la determinación de potencias con más similitud. **Fuente:** (Autor, 2021)

Mediante este análisis hemos podido determinar las causas relacionadas con la disminución de la potencia medida, las cuales son las mismas detalladas para el anterior vehículo:

- 1) La limitación del vehículo designado por fabrica.
- 2) Temperatura ambiente y presión atmosférica.
- 3) Existe un valor de 165 Nm por rozamiento debido a perdidas mecánicas al disponer un motor V8, mayor peso además de los sistemas auxiliares, esto se debe tomar en consideración si la medición de fabrica fue realizada con la normativa SAE o el sistema DIN este último considera los sistemas auxiliares y el otro no (Alonso, 1998).

6.7.7. Curvas de torque OM 502 LA

Se analizan los parámetros del torque bajo las condiciones atmosféricas del lugar de origen y de la ciudad de Cuenca.

- **Torque medida por el fabricante**

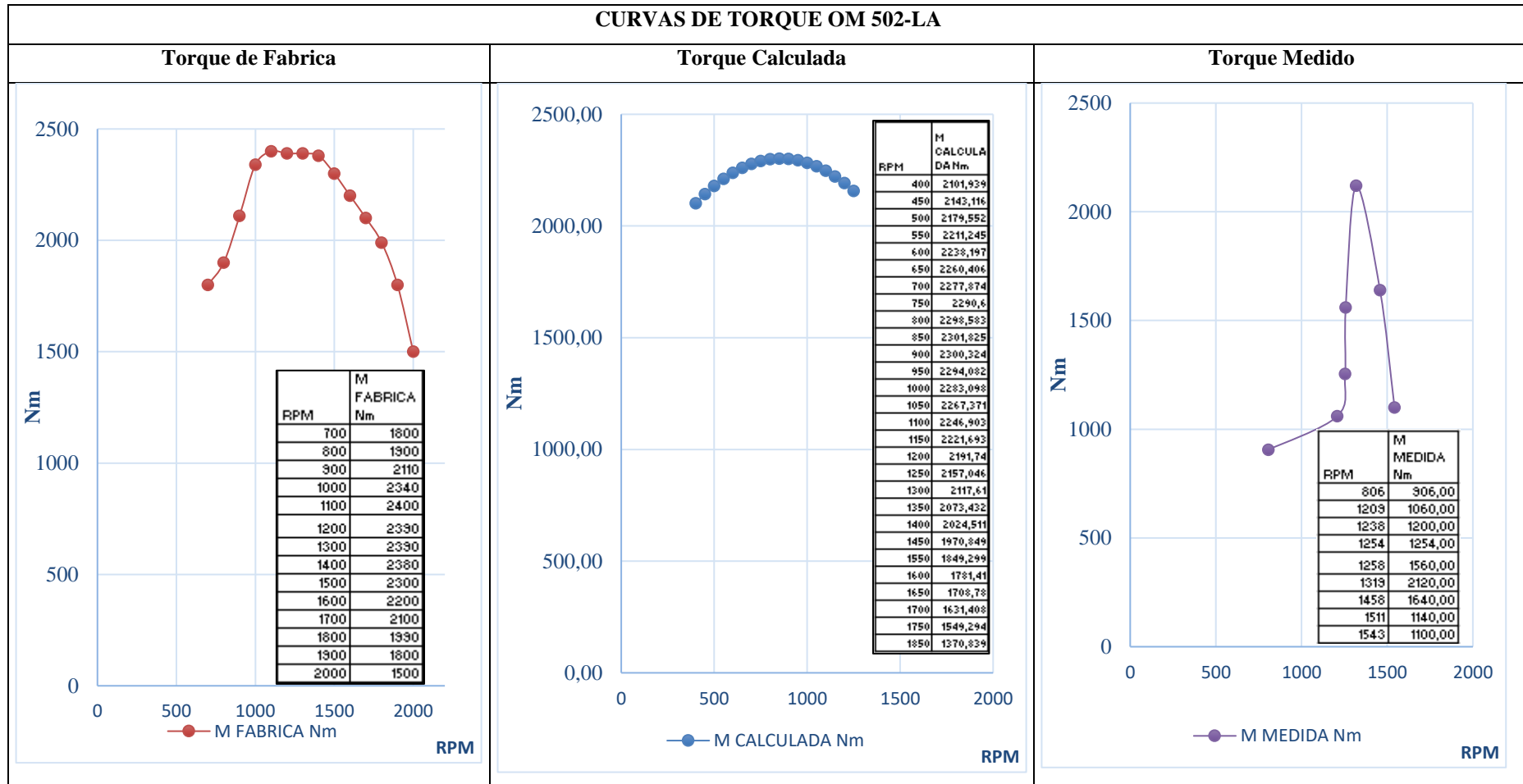
Las condiciones de trabajo se encuentran descritas en la tabla 21, de acuerdo con el fabricante. Esta curva se aprecia en la tabla 39, donde el punto de inicio es de 2.211 Nm a 550 rpm, el punto máximo de par se encuentra entre 800 y 900 rpm alcanzando un valor de 2.400 Nm. A partir de 1.200 rpm el motor empieza a descender el torque hasta 2.191Nm.

- **Torque calculado**

Las condiciones de trabajo se encuentran descritas en la tabla 21, de acuerdo con la ciudad de Cuenca y la fórmula para el cálculo se detalla en la tabla 32.

Esta curva presentada en la tabla 39, tiene un punto de inicio de 906 Nm a 806 rpm; entre una revolución de 1.319 llega al punto máximo de par con un valor correspondiente a 2.120 Nm y finalmente a partir del incremento de revoluciones por minuto hasta llegar a 1458 rpm desciende el torque a 1.640 Nm.

Tabla 39: Curvas de torque OM 502-LA. **Fuente:** (Autor, 2021)



6.7.8. Comparación de Torques OM 502-LA

A continuación, en la figura 59, se realiza la comparación de las tres medidas para determinar su cambio energético con respecto a la altura.

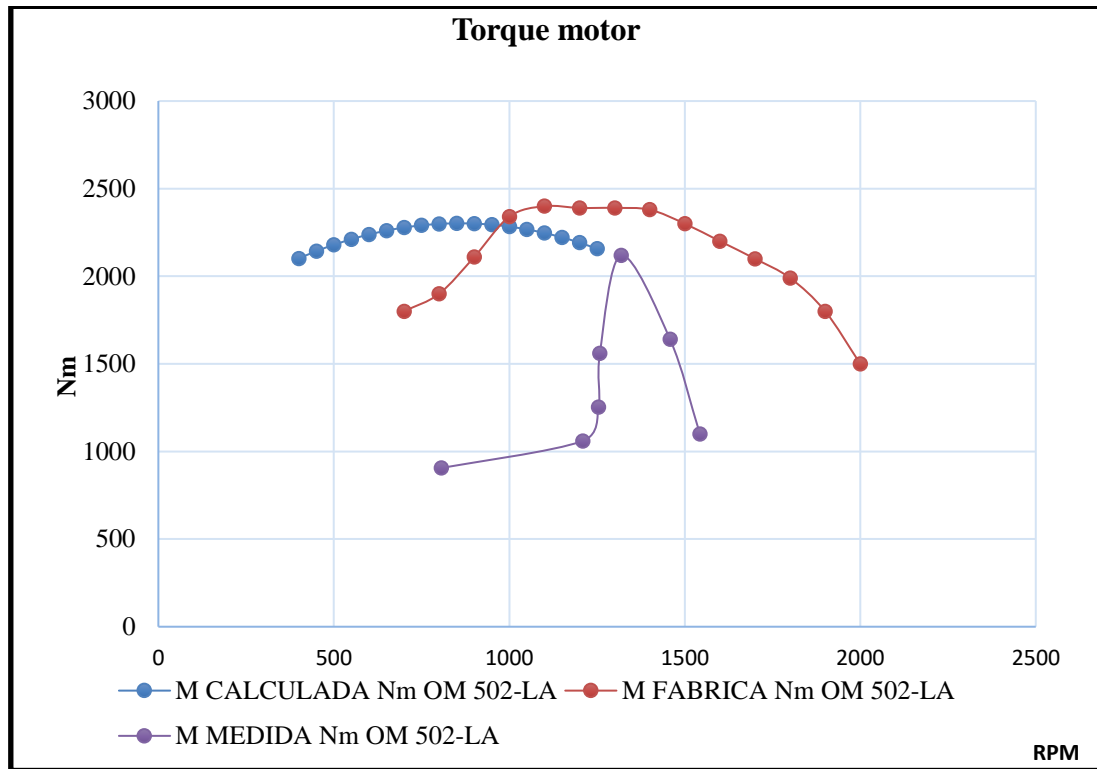


Figura 60: Curvas de torque motor OM-502 LA. **Fuente:** (Autor, 2021)

En la tabla 40, se tienen los puntos de torque más altos con respecto a la altura sobre el nivel del mar.

Tabla 40: Datos de torque motor OM-502-LA. **Fuente:** (Autor, 2021)

Torques del motor OM 502-LA			
Torque	Nm	RPM	Altura
Torque Fabrica	2400 Nm	@1080 rpm	103 m.s.n.m
Torque Calculada	2301.82 Nm	@850 rpm.	2542 m.s.n.m
Torque Mediada	2120 Nm	@ 1319 rpm	2542 m.s.n.m

En la figura 60, se observa que el torque medido en fabrica como punto máximo presenta un valor de 2.400 Nm frente al torque calculado que es de 2.301.82 Nm, donde se muestra una diferencia del 5 % figura 61; con relación al torque medido de igual manera que con el anterior presenta una diferencia significativa disminuyendo el par en un 13.195 % alcanzando un valor de 2.010 Nm.

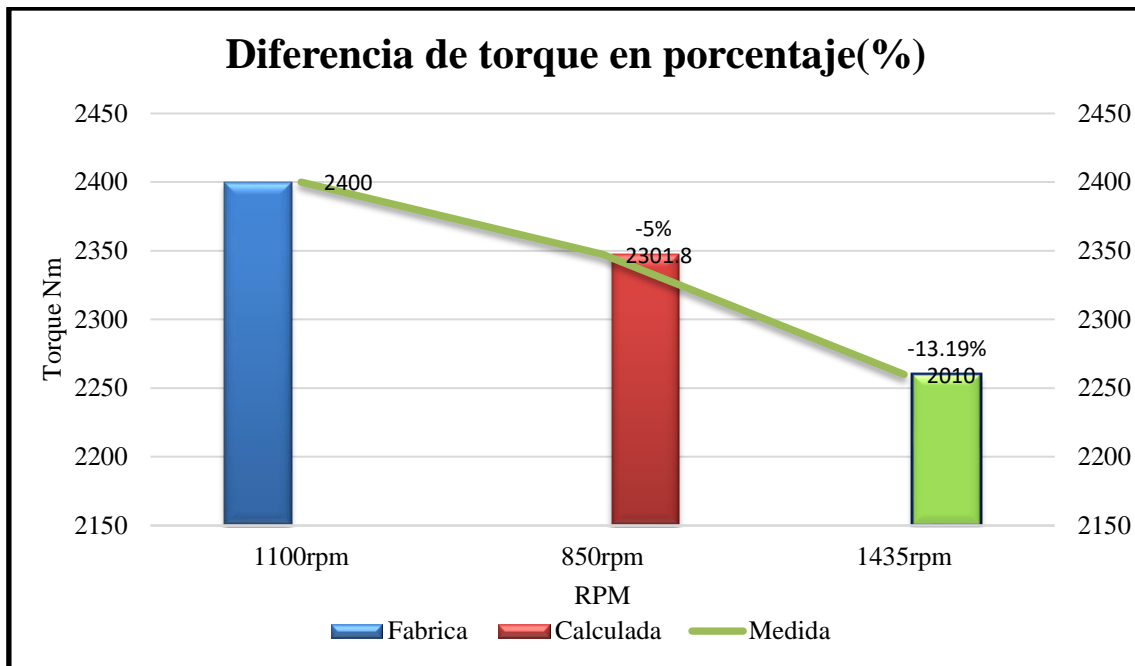


Figura 61: Diferencia de torques. **Fuente:** (Autor, 2021)

Se puede observar en la figura 62, las medias de las tres pruebas de torque motor OM 502-LA, indica que el torque de fábrica (TF) y calculada (TC) comparten el mismo régimen, el torque medida (TM) no comparte ninguna similitud es significativamente diferente.

Agrupar información utilizando el método de Tukey y una confianza de 95%

RPM	N	Media	Agrupación
TF	14	2246,3	A
TC	14	2246,3	A
TM	14	1176	B

Las medias que no comparten una letra son significativamente diferentes.

Figura 62: Agrupación de medias para la determinación de torque con más similitud. **Fuente:** (Autor, 2021)

Luego del análisis comparativo de torque y establecido su respectivo porcentaje se procede a determinar cuáles son las causas principales de la disminución de torque calculado y medido frente al expresado según la ficha técnica del fabricante.

Entre las causas del decrecimiento de las curvas torque están:

1. Altura: al incrementarse este factor provoca una disminución de la concentración de aire por lo tanto disminuye el ingreso de oxígeno a la cámara de combustión generando una disminución en el par del motor.
2. Existe una pérdida por fricción de 166.5Nm debido a que tiene que arrastrar peso como bomba de agua, bomba de aceite fricción de las poleas, piñones.

Después de haber identificado los puntos más representativos de las curvas características a continuación se realiza el análisis de los resultados.

7. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se desarrolla lo propuesto en el objetivo específico cuatro, identificar el motor más eficiente a través de la comparación de variables que influyen su cambio energético con respecto a la altura. Después de haber realizado las pruebas dinámicas de los motores y los respectivos cálculos matemáticos, se realizó las comparaciones de estos para determinar el motor más eficiente. Al considerar que los estudios se realizaron con la variación de 2.439 m.s.n.m.

7.1. Análisis de variables que influyen en su cambio energético

A continuación, en la tabla 41, se muestra un análisis comparativo de las variables sobre los motores OM 460-LA y el OM 502-LA para obtener la variable más significativa en el rendimiento de potencia y torque.

Tabla 41: Comparación de variables sobre las potencias y torques. **Fuente:** (Autor, 2021)

Motor	Pruebas	mm	mm	cc	#	Bar	Bar	Bar	NA	°C	KJ/kg*k	rpm	Kw	rpm	NW	
Mercedes Benz	Tipo de prueba	Diámetro del pistón	Carrera del pistón	Cilindrada	Numero de cilindros	Presión atmosférica	Peso KG	Presion de carga	Lamda	Temperatura de admisión	Poder calorifico del diésel [PCI]	rcomp	rpm máximos Potencia	Potencia	rpm máximos Torque	
OM 460-LA	Potencia de fábrica	128,00	166,00	12816,00	6,00	1,01	9,60	N/A	N/A	N/A	43500,00	18,00	1800,00	330,00	1080,00	2200,00
OM 460-LA	Potencia Medida 1	128,00	166,00	12816,00	6,00	0,75	9,60	1,20	1,26	25,00	41800,00	18,00	1450,00	239,00	1100,00	1910,00
OM 460-LA	Potencia calculada	128,00	166,00	12816,00	6,00	0,75	9,60	1,20	1,26	25,00	41800,00	18,00	1450,00	224,20	700,00	2090,44
OM 460-LA	Potencia Medida 2	128,00	166,00	12816,00	6,00	0,75	9,60	1,20	1,26	25,00	41800,00	18,00	1150,00	218,60	1200,00	1483,45
OM 460-LA	Potencia Medida 3	128,00	166,00	12816,00	6,00	0,75	9,60	1,20	1,26	25,00	41800,00	18,00	1150,00	218,60	1150,00	1815,14
OM 460-LA	Potencia Medida 4	128,00	166,00	12816,00	6,00	0,75	9,60	1,20	1,26	26,00	41800,00	18,00	1150,00	176,83	1150,00	1468,32
OM 512-LA	Potencia de fábrica	130,00	165,00	15958,00	8,00	1,01	10,16	N/A	N/A	N/A	43500,00	17,75	1800,00	390,00	1100,00	2400,00
OM 512-LA	Potencia Calculada	130,00	165,00	15958,00	8,00	0,75	10,16	1,28	1,64	24,00	41800,00	17,75	1550,00	300,00	850,00	2505,00
OM 512-LA	Potencia Medida 1	130,00	165,00	15958,00	8,00	0,75	10,16	1,28	1,64	24,00	41800,00	17,75	1319,00	292,83	1319,00	2120,00
OM 512-LA	Potencia Medida 2	130,00	165,00	15958,00	8,00	0,75	10,16	1,28	1,64	24,00	41800,00	17,75	1553,00	312,25	1645,00	1920,00
OM 512-LA	Potencia Medida 3	130,00	165,00	15958,00	8,00	0,75	10,16	1,28	1,64	25,00	41800,00	17,75	1435,00	339,61	1435,00	2260,00

La herramienta útil para tratar las matrices de las variables es el software Minitab ya que su principal función es el análisis en estadística avanzada, además de ser muy amigable con Excel, por la organización de las variables.

Se presentan las variables más influyentes con respecto a la potencia y torque.

- Variables más significativas con respecto a la potencia

Al comparar varias variables “peso en kg, número de cilindros y presión atmosférica” figura 63, el análisis regresión lineal múltiple se interpreta que “peso en Kg y la presión atmosférica” tiene la mayor influencia en el rendimiento de la potencia, dado el resultado tiene una fiabilidad del 91.35%, es decir que, al realizar la modificación de las dos variables, se identifica la potencia a una presión atmosférica y peso de vehículo determinado.

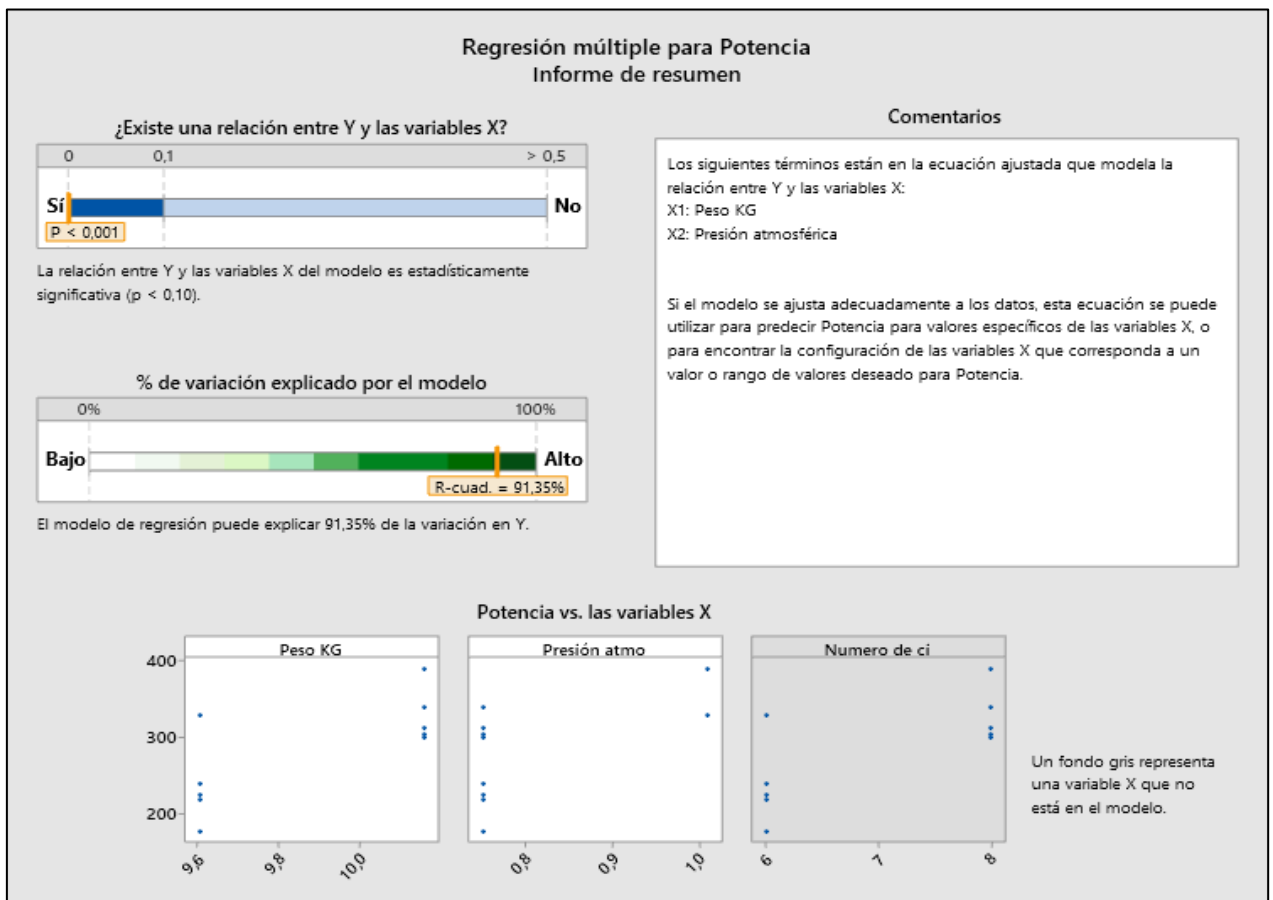


Figura 63: Análisis estadístico de las variables peso kg, presión atmosférica y numero de cilindros.

Fuente: (Autor, 2021)

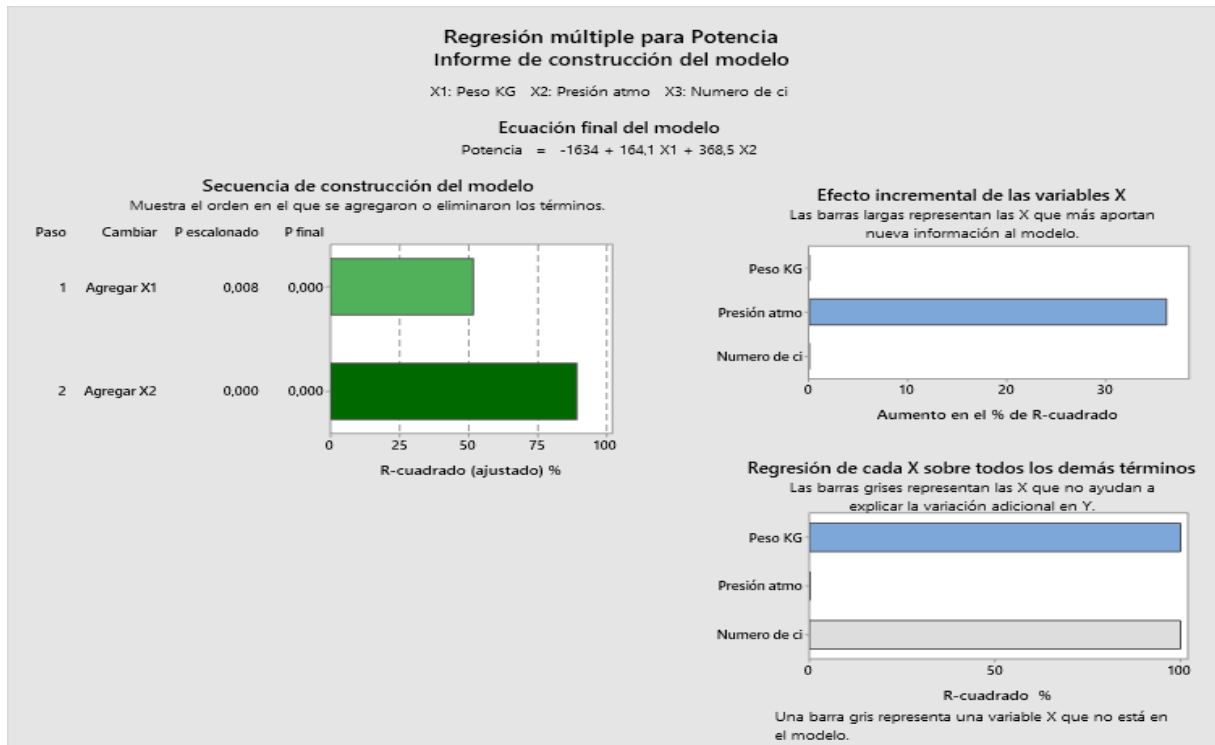


Figura 64: Análisis estadístico de las variables peso kg, presión atmosférica, numero de cilindros.

Fuente: (Autor, 2021)

A continuación, se comparan las variables “poder calorífico, peso en kg y cilindrada” en la figura 65, en la cual se afirma que a través de la regresión lineal las variables poder calorífico, cilindrada inciden en rendimiento de la potencia de los motores de estudio, cuyo resultado tiene una fiabilidad del 91.35% que, si se modifica estas dos variables, se puede explicar la potencia.

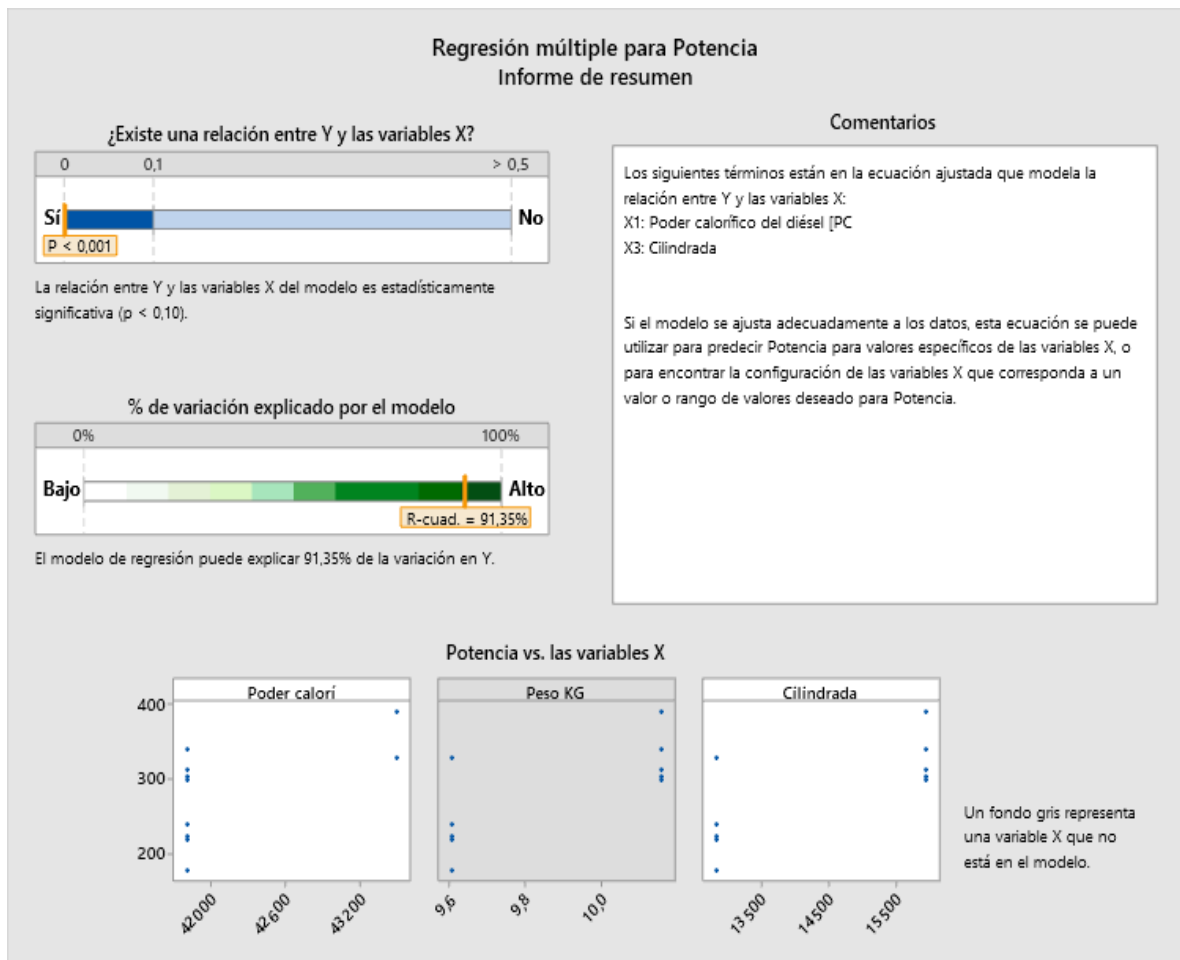


Figura 65: Análisis estadístico de las variables poder calorífico peso kg y cilindrada. **Fuente:** (Autor, 2021)

- Variables más significativas con respecto al torque

Al comparar varias variables “carrera del cilindro, presión atmosférica y cilindrada” figura 66, el análisis regresión lineal múltiple se interpreta que “la presión atmosférica y cilindrada” tienen la mayor influencia en el rendimiento del torque, dado que el resultado tiene una fiabilidad del 40.80%, es decir que, al realizar la modificación de las dos variables, se identifica el torque a una presión atmosférica y peso de vehículo determinado.

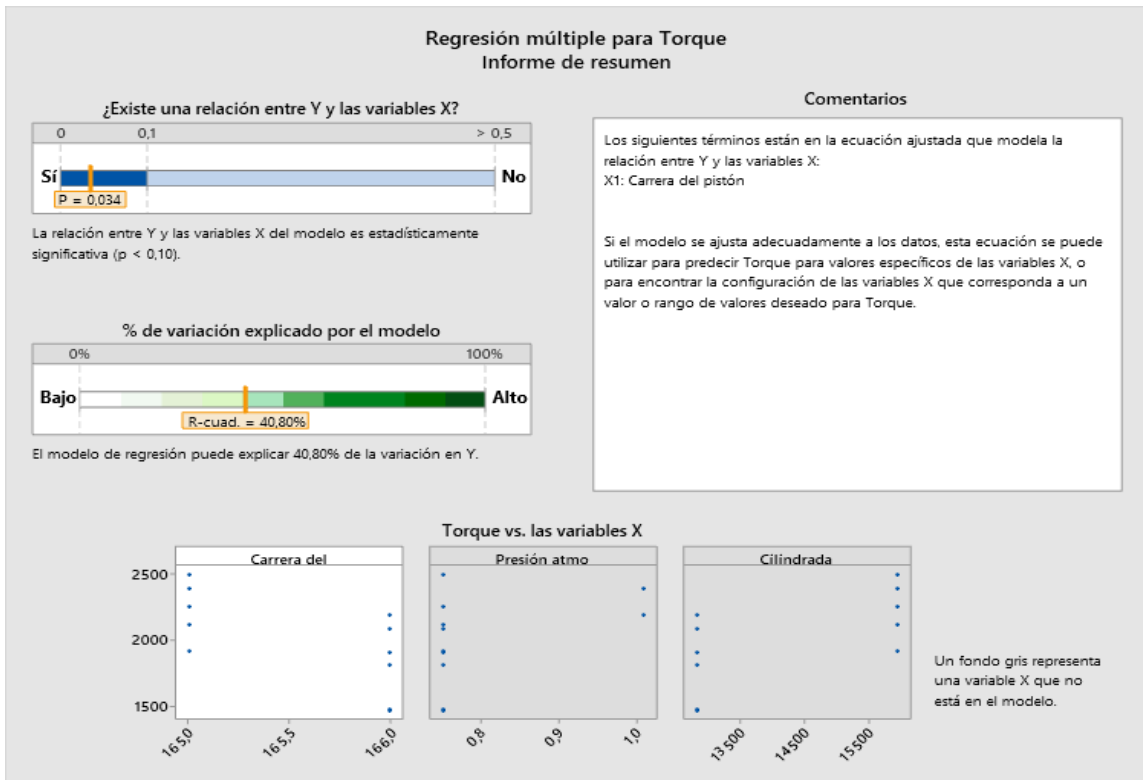


Figura 66: Análisis estadístico de las variables carrera de cilindro, presión atmosférica, cilindrada.

Fuente: (Autor, 2021)

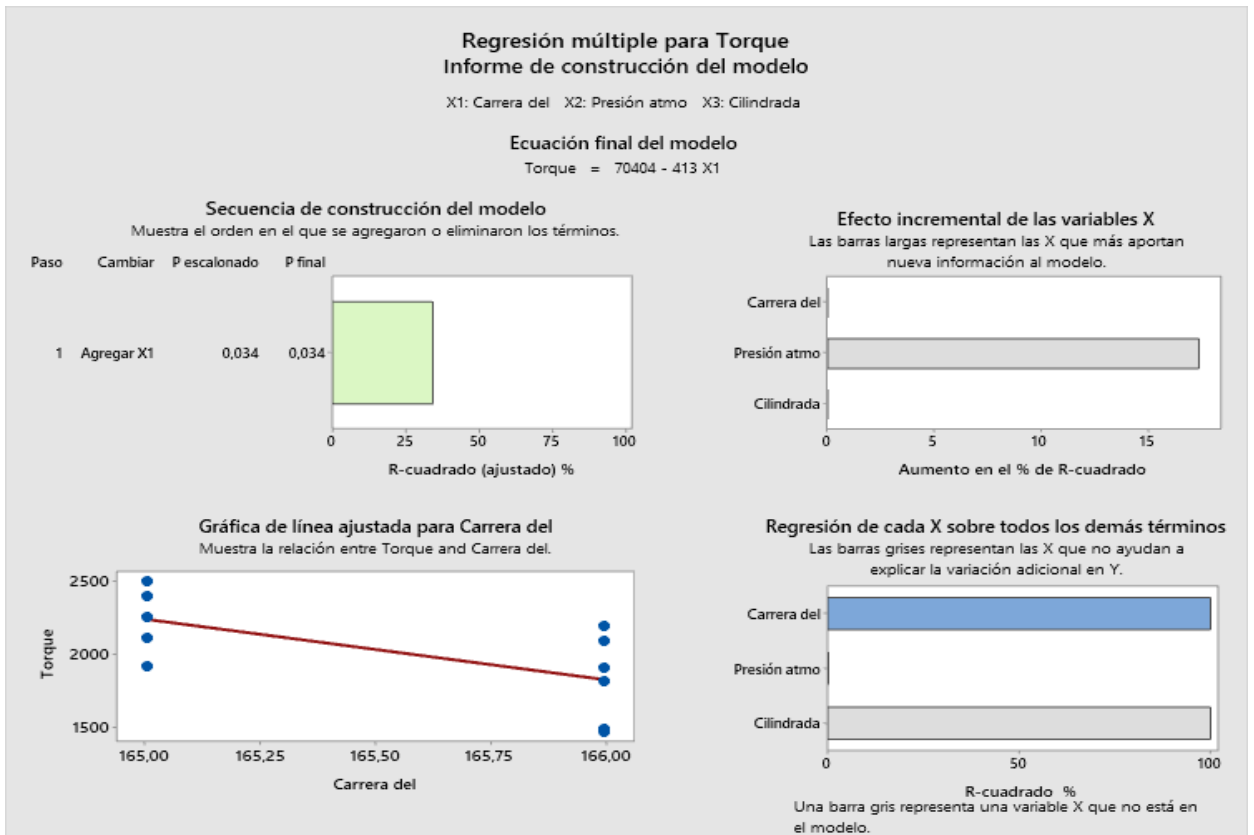


Figura 67: Informe de regresión múltiple para el torque. **Fuente:** (Autor, 2021)

Al comparar varias variables “rpm máximos de torque, presión atmosférica y cilindrada” figura 68, dado el análisis regresión lineal múltiple se interpreta que “las tres variables” tiene la mayor influencia en el rendimiento del torque, dado el resultado tiene una fiabilidad del 81.64%, es decir que, al realizar la modificación de las dos variables, se identifica el torque a una presión atmosférica y peso de vehículo determinado.

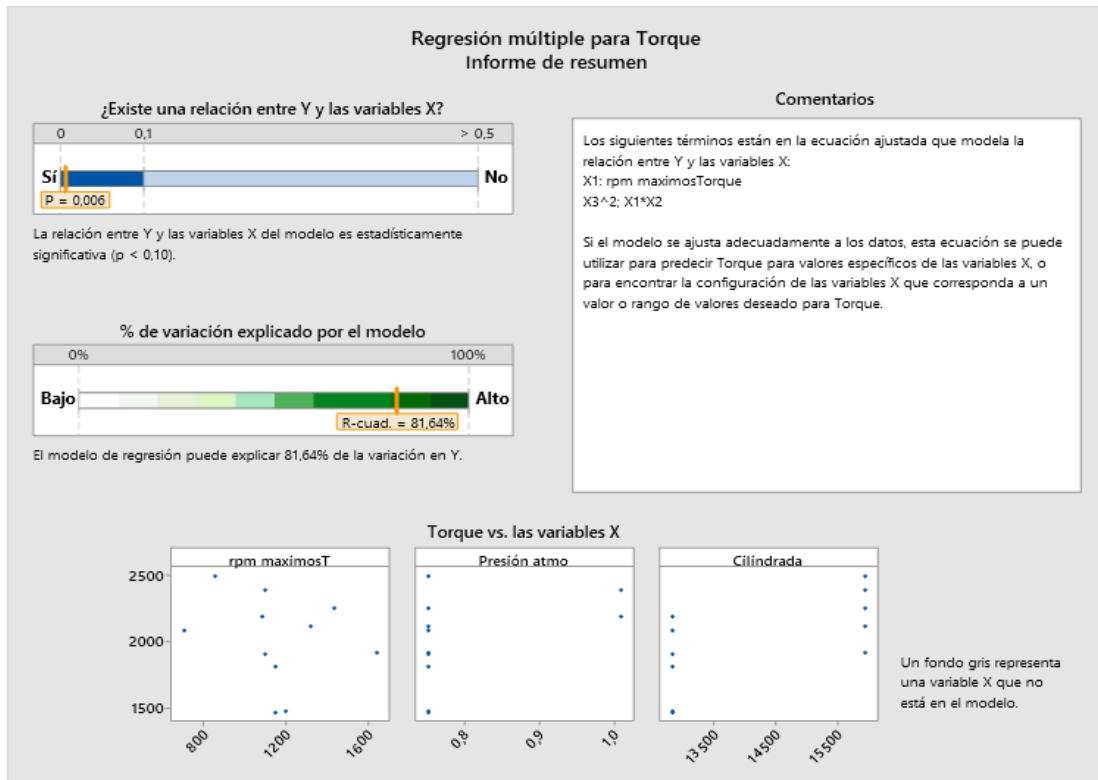


Figura 68: Análisis estadístico de las variables carrera de cilindro, presión atmosférica, cilindrada.

Fuente: (Autor, 2021)

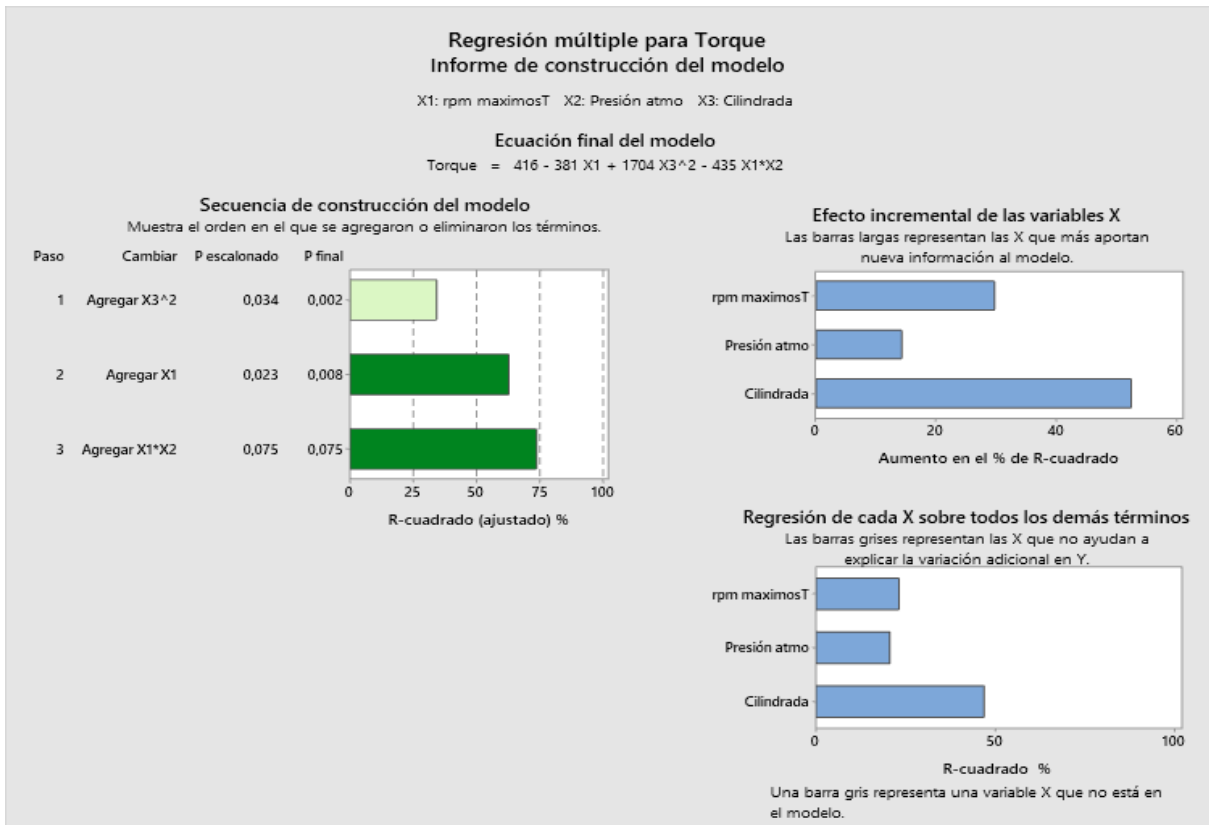


Figura 69: Análisis estadísticos de construcción. **Fuente:** (Autor, 2021).

A continuación, en la figura 70, se tiene el comportamiento de la media de torque con respecto a la presión atmosférica y presión de fábrica.

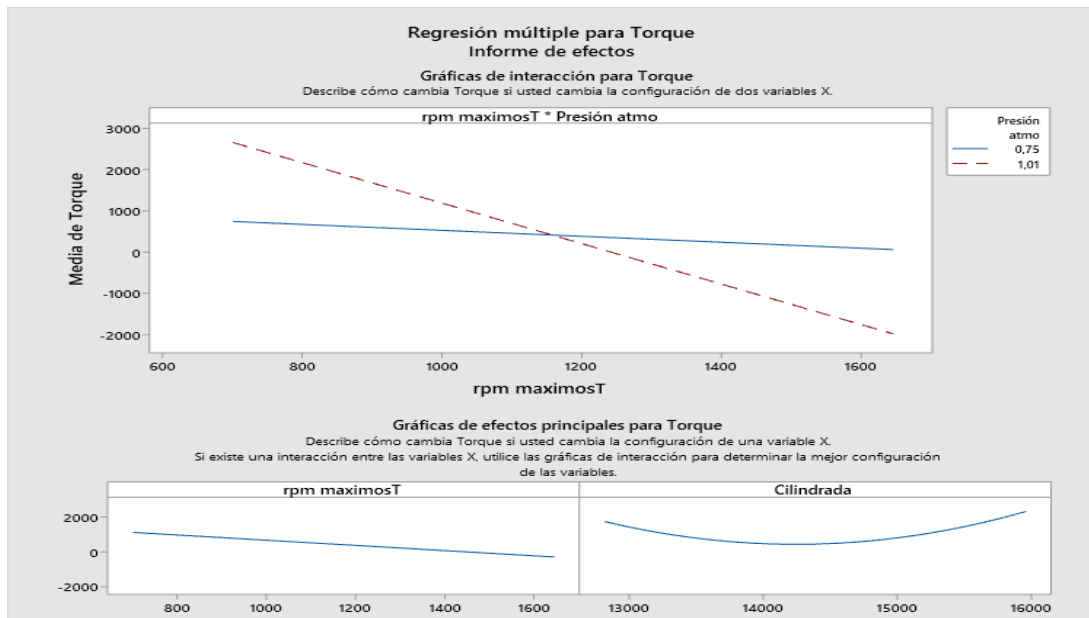


Figura 70: Análisis estadísticos de informe de efectos de torque. **Fuente:** (Autor, 2021).

7.2. Análisis de motor más eficiente

En la figura 71, se observa que con relación a los datos detallados en la ficha técnica para los dos motores en nuestra experimentación el parámetro medido potencia disminuye notablemente por la altura de la ciudad; sin embargo, presenta un mayor valor el motor OM 502 LA.

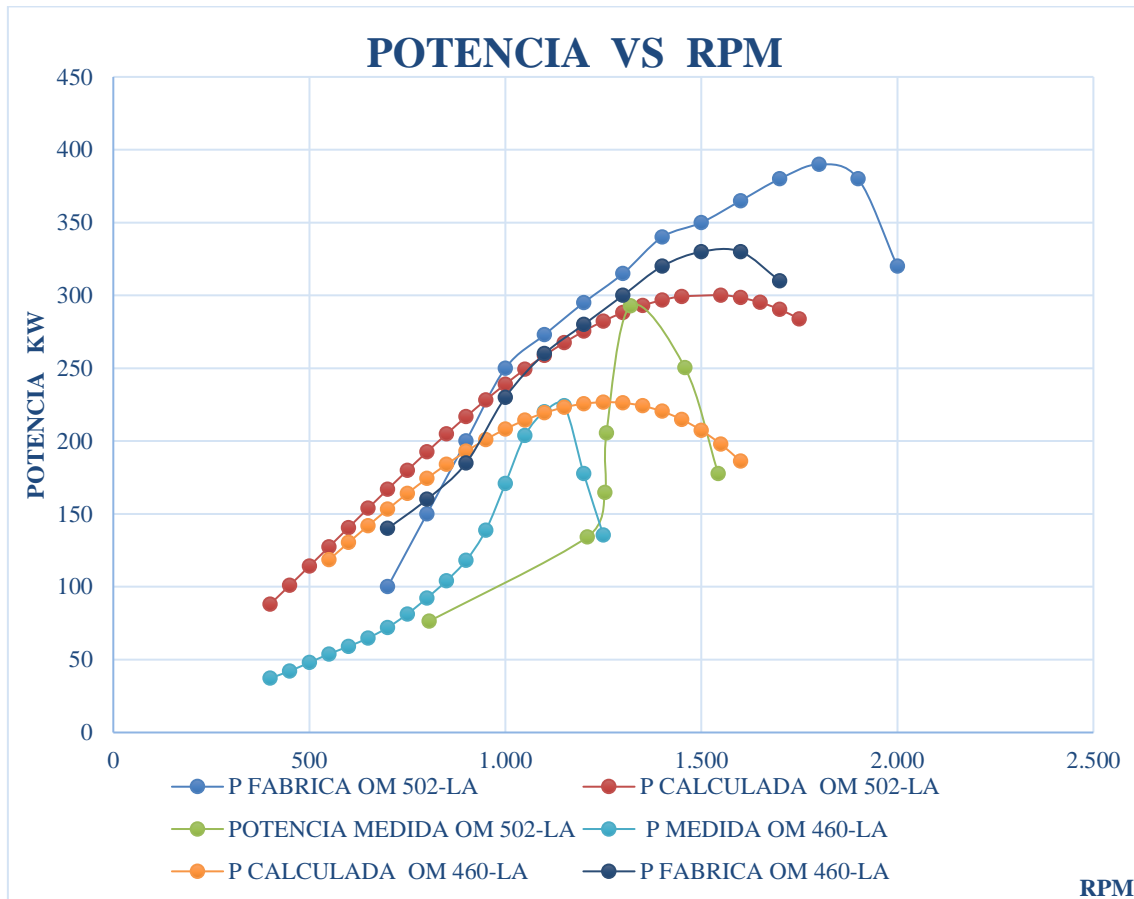


Figura 71: Potencias totales. Fuente: (Autor, 2021)

Porcentajes de diferencia de potencias

- Potencia de fábrica

Se procede al análisis de la eficiencia de potencia de fábrica tabla 42, entre los dos motores para ello se toma en consideración que el motor 460-LA tiene un descenso 15.4% con respecto al motor 502-LA.

Tabla 42: Comparación de potencias de fábrica. **Fuente:** (Autor, 2021)

Comparaciones de Potencias de fabrica				
POTENCIA	Valor en kW	Rpm	Potencia 100 %	Diferencia de Potencia
Potencia Fabrica OM 502-LA	390 KW	@ 1800 rpm.	100%	60 KW 15.4%
Potencia Fabrica OM460 - LA	330 KW (44	@ 1600 rpm.	84.61%	

- Potencia Calculada

En el análisis de potencia calculada tabla 43, dado la disponibilidad de los motores al desarrollar los cálculos matemáticos, la diferencia de los dos motores es de 26.03% por lo tanto el motor más sobresaliente es el OM 502-LA con 84.2 kW.

Tabla 43: Comparaciones de potencias calculada. **Fuente:** (Autor, 2021)

Comparaciones de Potencias Calculadas				
POTENCIA	Valor en kW	Rpm	Potencia %	Diferencia de Potencia
Potencia calculada OM 502-LA	323.5 kW	@ 1450 rpm	100%	84.2 kW 26.03%
Potencia calculada OM 460-LA	239.3 kW	@ 1250 rpm	73.97%	

- Potencia medida

En la tabla 44, se muestra la diferencia de potencia medida de los motores de estudio, esta variación corresponde a 79, 68 KW, es decir, un 26, 11% de diferencia, el motor más sobresaliente es el OM 502-LA.

Tabla 44: Comparación de potencia medidas. **Fuente:** (Autor, 2021)

Comparaciones de Potencias de medidas				
POTENCIA	Valor en kW	Rpm	Potencia 100 %	Diferencia de Potencia
Potencia medida OM 502-LA	303.88 kW	@1319 rpm	100%	79.68 kW 26.11%

Potencia medida OM 460-LA	224,20 kW	@1150 rpm	73.791%	
---------------------------	-----------	-----------	---------	--

Después de haber analizado las diferencias de potencias en las tablas anteriores, figura 72, se analiza cual es el motor más sobresaliente, del análisis se tiene que corresponder al OM 502-LA.

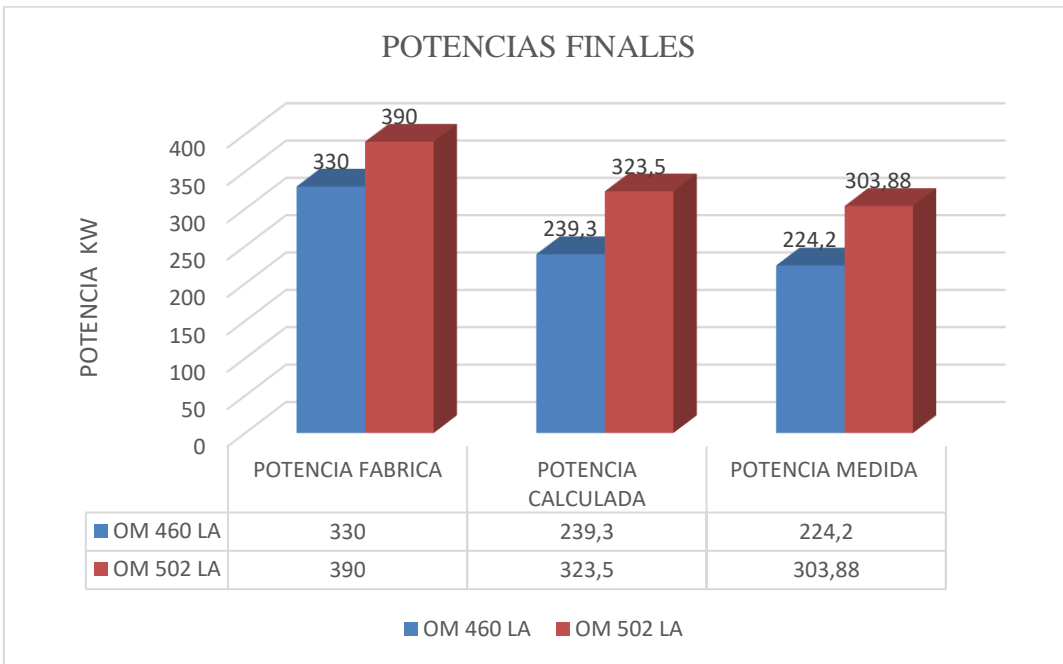


Figura 72: Potencias finales de los motores estudio. Fuente: (Autor, 2021)

- **Análisis de Torques calculado, medido y de fabrica**

En esta etapa, figura 73, se describe el análisis realizado de torque de los motores para definir cuál de los dos motores presenta un mayor valor referente al par o torque.

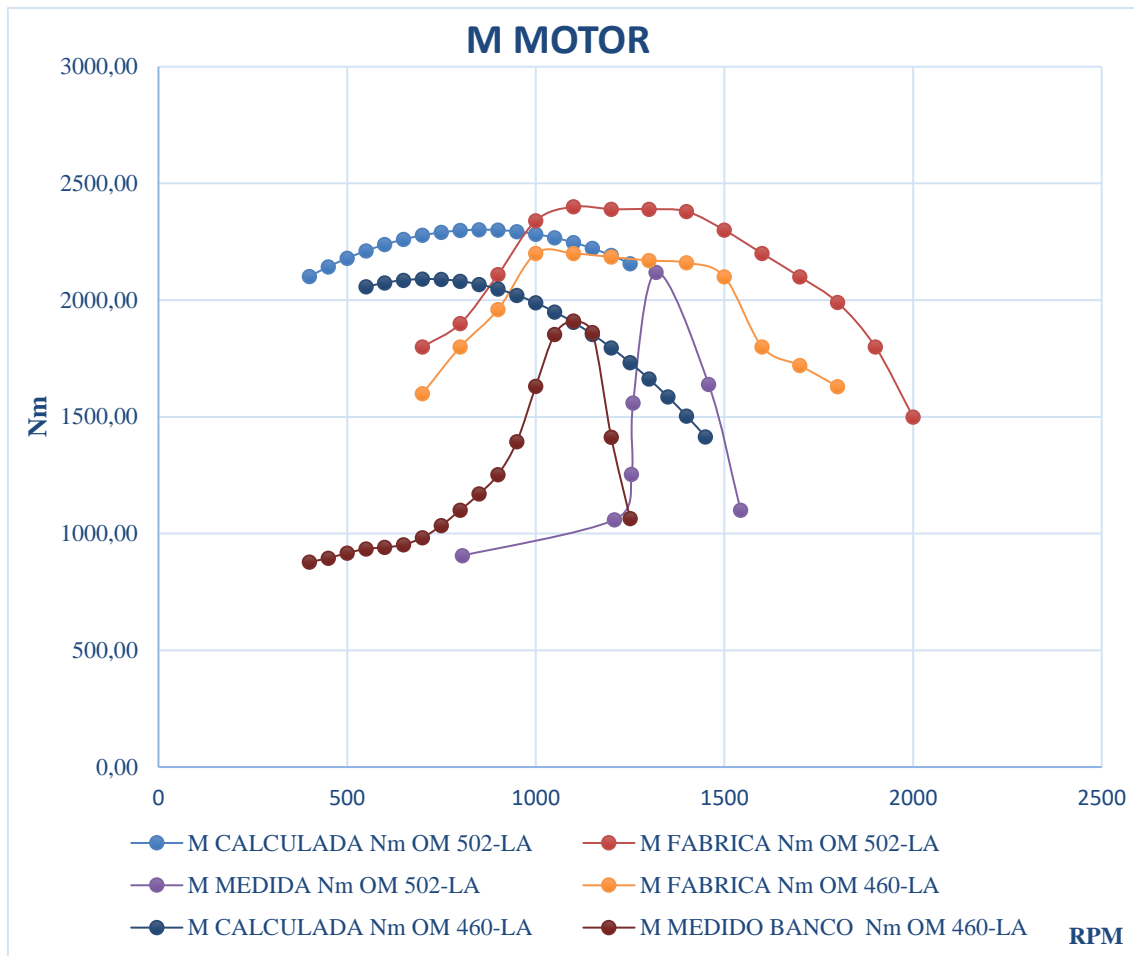


Figura 73:Torques Totales. **Fuente:** (Autor, 2021)

Porcentajes de diferencia de torque

- Torque de fabrica

Se procede al análisis de la eficiencia de torque de fábrica tabla 45, entre los dos motores para ellos se toma en consideración que el motor 460-LA tiene una diferencia del 8.44% con respecto al motor 502-LA en torque.

Tabla 45: Comparación de Torque de fábrica de fábrica. **Fuente:** (Autor, 2021)

Comparaciones de torque de fabrica				
TORQUE	Valor en Nm	Rpm	Potencia 100 %	Diferencia de torque
Torque Fabrica OM 502-LA	2.400 Nm	@ 1.080 rpm.	100%	200 Nm 8.44%

Torque Fabrica OM460 - LA	2.200 Nm	@ 1.100 rpm.	91.66%	
---------------------------	----------	--------------	--------	--

La diferencia de torque de fabrica es de 200Nm o una diferencia del motor con mayor rendimiento en el torque de fabrica es el OM 502-LA.

- Torque Calculado

En el análisis de torque calculada tabla 46, dado la disponibilidad de los motores al desarrollar los calculo matemáticos, la diferencia de los dos motores 9.17% es decir la mejor el motor más sobresaliente es el OM 502-LA con 84.2 kW.

Tabla 46: Comparaciones de torque calculada. **Fuente:** (Autor, 2021).

Comparaciones de Torque Calculadas				
TORQUES	Valor en Nm	Rpm	Potencia %	Diferencia de torque
Porque calculada OM 502-LA	2.301Nm	@850 rpm	100%	211 9.17%
Torque calculado OM 460-LA	2.090 Nm	@700 rpm	90.83%	

- Torque medido

En la tabla 47, se muestra la diferencia de torque medido de los motores de estudio, esta variación corresponde a 210 Nm, es decir, un 9.91% de diferencia, el motor más sobresaliente es el OM 502-LA.

Tabla 47: Comparación de potencia medidas. **Fuente:** (Autor, 2021)

Comparaciones de Potencias de medidas				
Torque	Valor en Nm	Rpm	Potencia 100 %	Diferencia de torque
Torque calculado OM 502-LA	2.120 Nm	@1.319 rpm	100%	210 Nm 9.91%
Torque calculado OM 460-LA	1.910 Nm	@1.100 rpm	90.09%	

Después de haber analizado las diferencias de potencias en las tablas anteriores en la figura 74, se analiza cual es el motor más sobresaliente en cuanto a par y corresponde al OM 502-LA

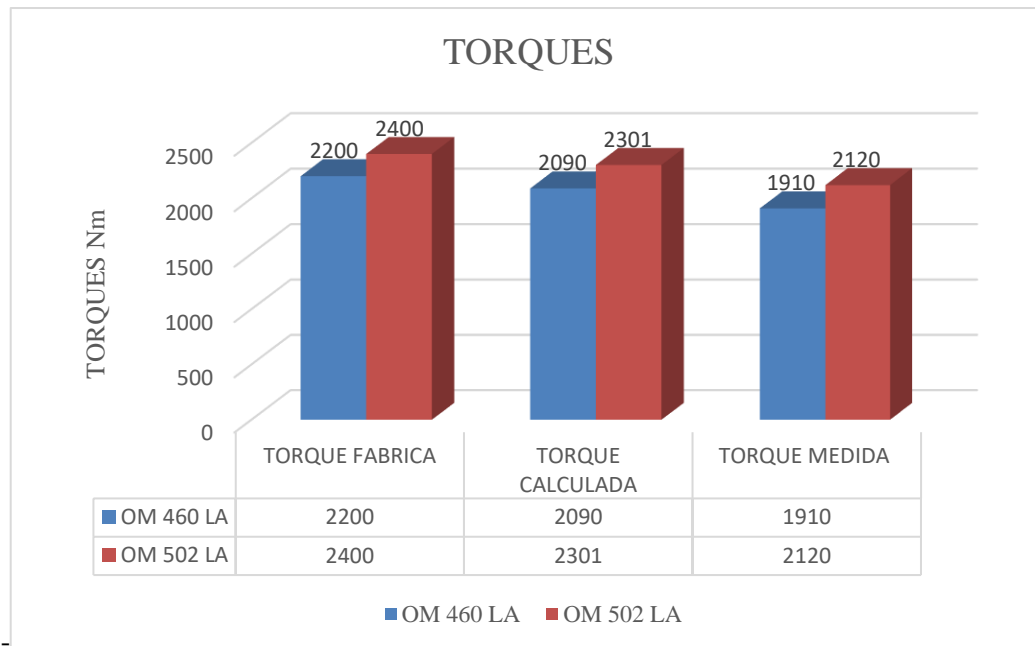


Figura 74: Torques finales de los motores estudio. **Fuente:** (Autor, 2021)

Después de realizar la comparación de resultados de potencia y torque en las diferentes condiciones, se determina que el motor OM-502-LA logra la mejor eficiencia térmica frente al motor OM 460-LA.

Al haber determinado el motor más eficiente, a continuación, se realiza el análisis de eficiencia energética con respecto a las distintas cajas de cambios que disponen cada motor.

7.3. Análisis de la eficiencia energética con respecto a la transmisión

A continuación, se analiza la potencia y el torque medido de los motores de estudios con influencia en las transmisiones.

- Análisis del Actros 3353S (Motor OM 502-LA; Caja G-240)

Para el análisis de la eficiencia energética de se considera la relación de transmisiones de la caja G-240, figura 75.

OM 502-LA	
G 240	
1L	11,72
1H	9,75
2L	7,92
2H	6,58
3L	5,29
3H	4,4
4L	3,64
4H	3,02
5L	2,66
5H	2,22
6L	1,8
6H	1,5
7L	1,2
7H	1
8L	0,83
8H	0,69
RL	10,66
RH	8,86

Figura 75: Caja de cambios G-240. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

Se aprecia los valores de las distintas velocidades lineales en la tabla 48, con las marchas Split Low o marchas de fuerza a distintos regímenes es de motor, para la tabla 49, con las marchas Split High o marchas de rápidas a distintos regímenes de motor.

Tabla 48: Velocidades angulares Split Low G-240. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

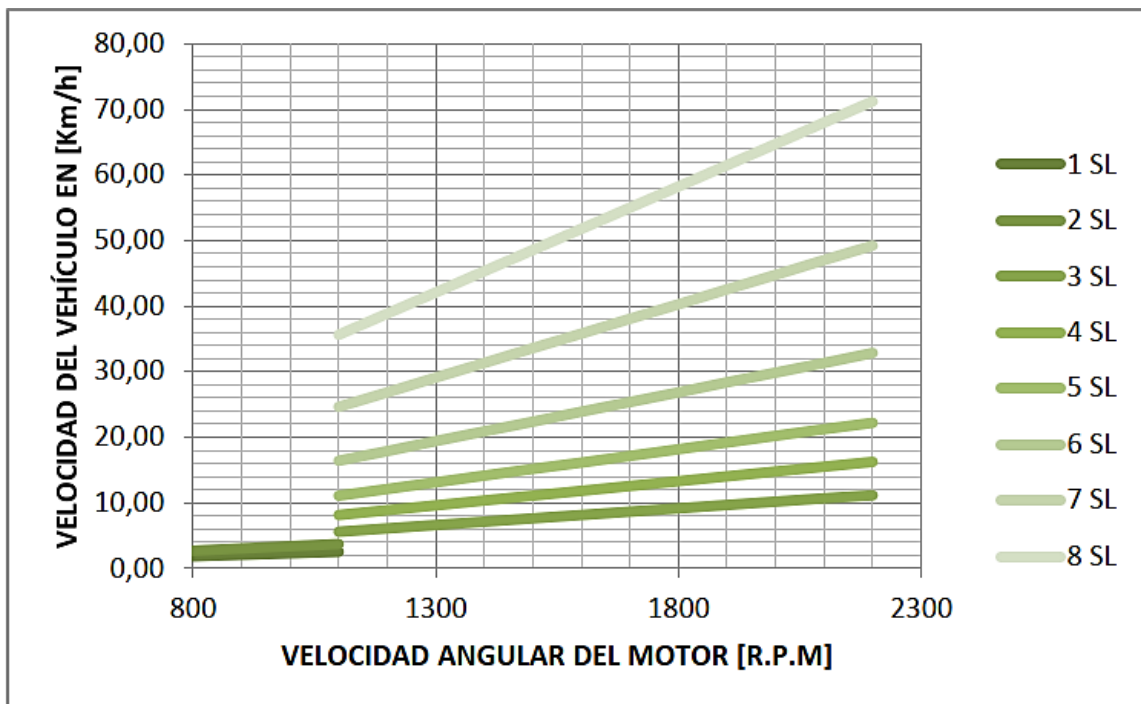
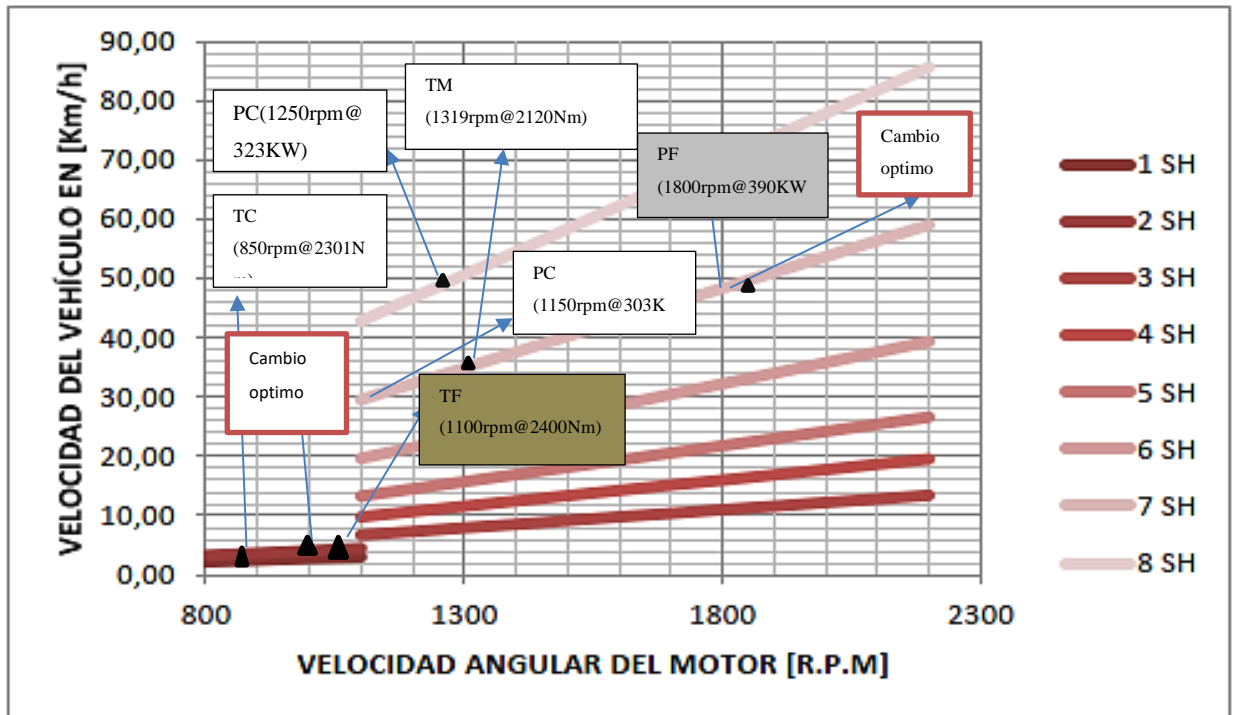


Tabla 49: Velocidades angulares Split High G-240. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)▲



En la tabla anterior se puede apreciar las marchas séptima Split High con cada columna de colores. En la tabla 49 se observan todos los puntos de par y potencia con séptima dual alta o Split High.

Es importante considerar que el mejor cambio se debe realizar en 800 y 1100 rpm en este rango se encuentra el punto máximo par 2300 a 2400 Nm, además si la marcha se realiza adecuadamente a 1800 rpm el motor proveerá una potencia 350 kW a la caja de cambios a 48 km/h. En el régimen de 1900 a 2200 rpm, existe la disminución del par y de la potencia.

- Análisis del Actros 2645S (Motor OM 460-LA; Caja G-260)

Relación de transmisión G-260.

OM 460-LA	
G260	
1L	9,75
1H	8,07
2L	6,58
2H	5,45
3L	4,4
3H	3,64
4L	3,02
4H	2,5
5L	2,22
5H	1,83
6L	1,5
6H	1,24
7L	1,15
7H	1
8L	0,69
8H	0,57
RL	8,86
RH	7,33

Figura 76: Caja de cambios-260. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

Se aprecia los valores de las distintas velocidades lineales, con las marchas Split Low o marchas de fuerza a distintos regímenes del motor, para la tabla 50, con las marchas Split High o marchas de rápidas a distintos regímenes de motor. para la tabla 51, con las marchas Split High o marchas de rápidas a distintos regímenes de motor.

Tabla 50: Velocidades angulares Split Low G-260. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)

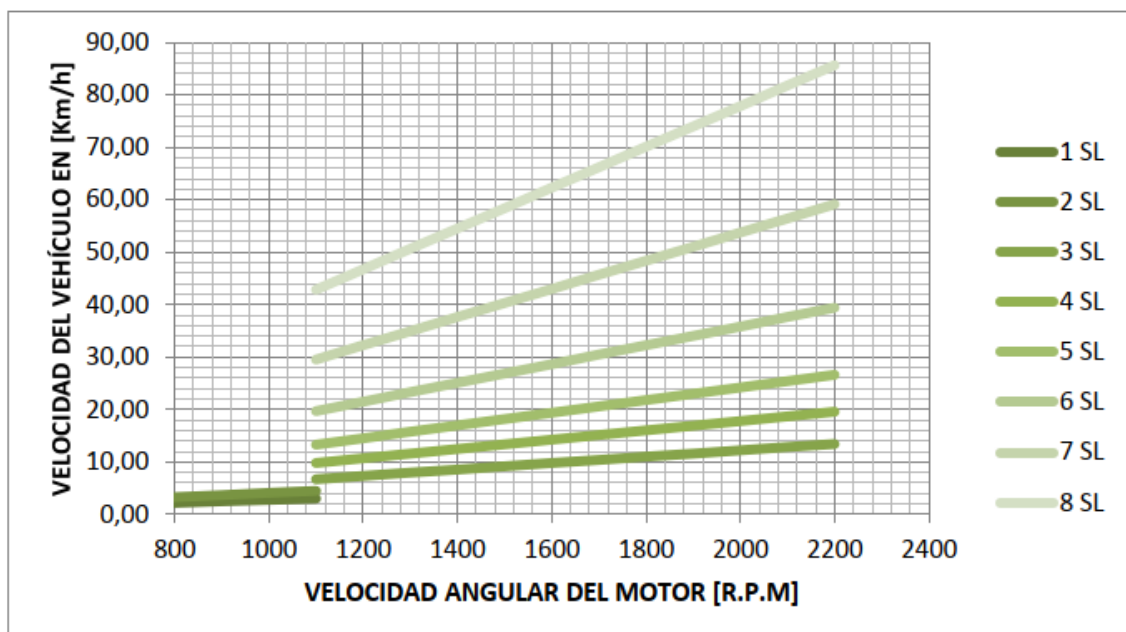
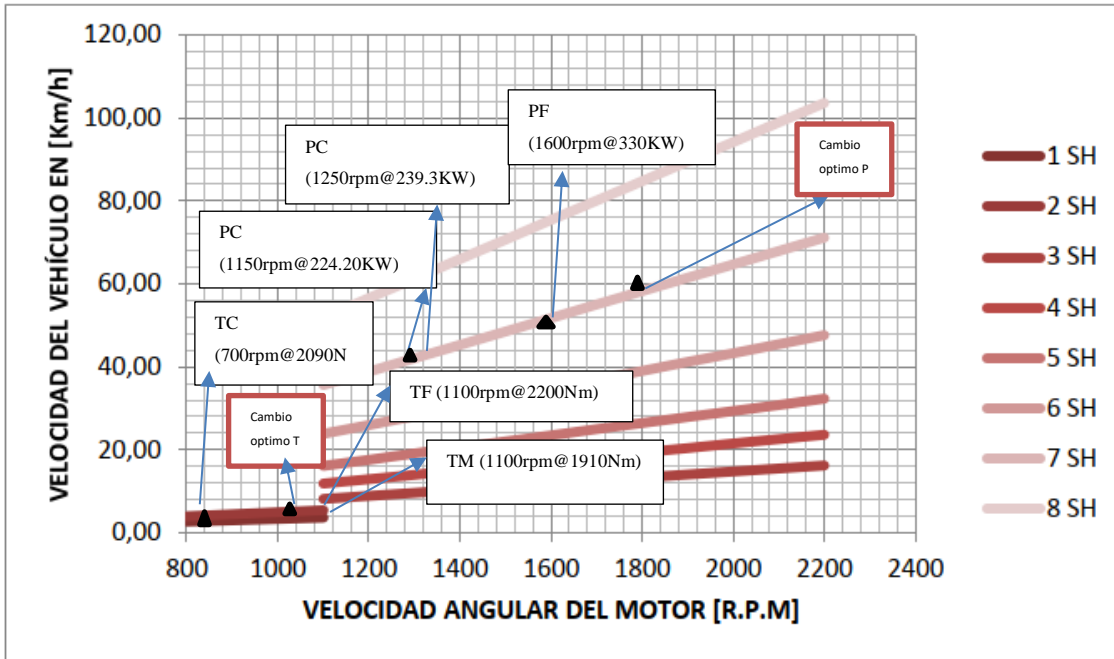


Tabla 51: Velocidades angulares Split High G-260. **Fuente:** (Chrysler AG, 2005)



En las tablas anteriores se puede apreciar las marchas Low y High con cada columna de colores. En la tabla 51, se observan todos los puntos de par y potencia con séptima dual alta o Split High.

Es importante considerar que el mejor cambio se debe realizar en 1100 rpm porque en este rango se encuentra el punto máximo par 2300 a 2400 Nm, además si la marcha se realiza adecuadamente a 1800 rpm en la marcha 7SL el motor proveerá una potencia de 350 kW a la caja de cambios a 55 km/h. En el régimen de 1900 a 2200 rpm, existe disminución del par y de la potencia.

El New Actros 2645S con motor OM 460-LA con caja de cambios G-260 ZF Mercedes Benz es más sobresaliente con 10km/h gracias al beneficio de la caja de cambios.

8. CONCLUSIONES

- Al finalizar el análisis comparativo de los motores en estudio se pudo determinar que existe una diferencia del 26.22% en cuanto al rendimiento de los motores OM 460-LA y OM 502- LA, siendo este último el que presenta mayor eficiencia energética.
- Con este estudio se tiene que mediante la revisión bibliográfica relacionada con el tema y su posterior análisis se incrementa el conocimiento sobre las características del motor, su funcionalidad, ventajas, desventajas, componentes, así como los principales factores que afectan de forma directa o indirecta a la eficiencia energética o rendimiento de un motor. También se determina aquellos elementos o situaciones que se pueden emplear o mejorar para aumentar el rendimiento.
- Para la obtención de los datos de torque y potencia se utilizó un banco dinamométrico MAHA LPS 3000, con los ensayos desarrollados se pudo conocer la diferencia existente entre los datos dados por la ficha técnica del lugar de fabricación versus los datos obtenidos mediante el cálculo y la medición práctica considerando las condiciones atmosféricas de la ciudad de Cuenca.
- Es así que el motor OM-460-LA presenta una diferencia del 32% en relación a la potencia indicada por el fabricante en valores corresponde a un descenso de 330 kW a 224.20 kW, para el caso de potencia obtenida mediante el cálculo también difiere de la de fábrica en un 30% con un valor de descenso de 330 kW a 239.3 kW; en cuanto al parámetro de torque se evidencia una diferencia del 13.19% del valor medido con respecto al dado por la fábrica con una disminución de 2200 Nm a 1910.66 Nm, también existe variación con el torque calculado ya que este último difiere en un 5% con el par de fábrica lo que significa un descenso de 2220 Nm a 2090.44 Nm; las variaciones que se presentan se deben generalmente a las condiciones atmosféricas de presión, temperatura ambiente y altura sobre el nivel del mar.
- Para el motor OM- 502- LA, la potencia medida presenta una diferencia del 26.13% con respecto a la dada por la fábrica con un descenso de 390 kW a 292.83kW, también la calculada tiene una variación del 24.8% con una disminución de 390 kW a 292.83 kW; en cuanto al torque hay variaciones de los

datos de fabrica con el par medido y calculado con una diferencia del 13.19% y el 5% es decir, de 2400 Nm a 2120 Nm y 2301.82 Nm respectivamente.

- Con el análisis de los datos obtenidos se utilizó el programa estadístico análisis de varianza ANOVA para determinar diferencias estadísticamente significativas.
- Mediante el análisis de resultados y considerando la altura de 2542 m.s.n.m y 0.75 Bar de presión se pudo conocer que el motor con mejor eficiencia energética es el OM 502 –LA del vehículo Actros 3353- S.

9. RECOMENDACIONES

- Seguir con este tipo de estudio sobre las diferentes marcas vehículos como son: Mercedes Benz Actros 3348s, Hino SS serie 700, Kenworth, etc. en ciudades de altura.
- Para un estudio de eficiencia energética es necesario tener conocimiento e información clara de las características, condiciones, factores y variables que influyen directa o indirectamente en el comportamiento final.
- Antes de realizar los ensayos prácticos descritos se debe verificar las condiciones propuestas, así como los equipos, instrumentos, materiales y todos los requerimientos obligatorios de seguridad.
- Es importante mencionar la recolección de información bibliográfica de fuentes verídicas, para fortalecer el nivel de conocimiento sobre el tema en desarrollo.
- Al momento de analizar los resultados, se hace indispensable el manejo de herramientas estadísticas útiles y apropiadas para cada caso como ANOVA.
- Al momento de requerir un vehículo de carga pesada motor a diésel se debe tener conocimiento de la aplicación que va a tener y las condiciones con las que va a trabajar.

10. BIBLIOGRAFIA

- Algarra, M. (2010). MOTOR DIESEL, ACEITE O COMBUSTIBLE DIESEL,. *Eponimos Cientificos* , 5.

- Alonso, J. (1998). *Técnicas del Automovil*. España: Paraninfo.
- Arcentales, S., & Paladines, L. (2014). *Estudio termodinámico del motor Toyota turbo diésel modelo 2KD-FTV, mediante la implementación de un intercambiador de calor al sistema de admisión*. Recuperado el Junio de 2021, de Repositorio digital de la Universidad Politecnica Salesiana: [file:///C:/Users/Usuario/Downloads/UPS-CT002820%20\(9\).pdf](file:///C:/Users/Usuario/Downloads/UPS-CT002820%20(9).pdf)
- Autor. (s.f.). *ANÁLISIS COMPARATIVO DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA ENTRE LOS MOTORES MB OM-502 Y MB OM-460 CONSIDERANDO LA VARIABLE DE ALTURA*. Cuenca: Mercedes Benz.
- Barone, S., & Colaboradores. (2011). *Sobrealimentacion en motores*. Recuperado el Junio de 2021, de Universidad Nacional de la Plata: <file:///C:/Users/Usuario/Downloads/SOBREALIMENTACION%20EN%20MOTORES.pdf>
- Chrysler AG, D. (2005). *Familiarizacion y Diagnostico Motores Mercedes Benz de la familia BR500, BR450 Y BR900*. Alemania: Kaufman.
- Ciatti, S. A. (2015). Motores de encendido por compresión: tecnología revolucionaria que ha civilizado fronteras en todo el mundo desde la revolución industrial hasta el siglo XXI. *RESEARCHGATE*, 3-5.
- Cisneros, S. (2018). *Repotenciacion de un motor de combustion interna diésel*. Recuperado el Junio de 2021, de Repositorio digital de la Universidad San Francisco de Quito: https://rraae.cedia.edu.ec/Record/USFQ_f1491ffc7f131c2a6c8ccb98126d6f8c
- CONSUEGRA, S. (2007). *ITSA*. Recuperado el 27 de OCTUBRE de 2020, de MOTORES A DIESEL: <https://www.itsa.edu.co/docs/17-S-Consuegra-Modulo-Motores-Diesel.pdf>
- Danigno, J. (2014). Analisis de varianza . *Revista Chilena de Anestesia*, 306-310.
- Dominguez, E., & Ferrer, J. (2008). *Mecánica del Vehículo*. Mexico: Editex.
- ECURED. (2021). *Sistema de alimentacion diesel*. Recuperado el 2021, de https://www.ecured.cu/Sistema_de_alimentaci%C3%B3n_Diesel

- Full mecánica. (2014). *Inyección Directa*. Recuperado el 2021, de <http://www.fullmecanica.com/definiciones/i/644-inyeccion-directa>
- Gonzalez, D. (2012). *Motores termicos y sus sistemas auxiliares*. España: Paraninfo.
- Gordon, P. (1998). *Design and Simulation of Two - Stroke Engines*. Estados Unidos: Society of Automove Engineers.Inc.
- Guardiola, C. (24 de Septiembre de 2013). *Sobrealimentación en motores*. Recuperado el 2021, de Motores térmicos: <http://personales.upv.es/carguaga/MCIA/L4.%20Sobrealimentaci%C3%B3n%20en%20motores.pdf>
- HELLO AUTO. (2021). *Inyección directa*. Recuperado el 2021, de <https://helloauto.com/glosario/inyeccion-directa>
- Heredia, A. G., & Chalan, W. A. (2020). *DIAGNOSTICO DEL MOTOR HYUNDAI D4BH MEDIANTE DISEÑO EXPERIMENTAL EN EL SISTEMA DE INYECCION PARA EL MEJORAMIENTO DEL RENDIMIENTO Y DISMINUCION DE OPACIDAD*. Cuenca: Universidad Politecnica Salesianan.
- Inmesol. (13 de Septiembre de 2013). *Rudolf Diesel, el inventor del motor que lleva su nombre (1858-1913)*. Recuperado el Junio de 2021, de <http://www.inmesol.es/blog/rudolf-diesel-el-inventor-del-motor-que-lleva-su-nombre-1858-1913>
- Jordan, M. d. (2012). *Confort respiartorio en zonas de altura*. Mexico D.F: Universidad Autonoma Metropolitana.
- Lapuerta. (2015). *Estudio del efecto de la altitud sobre el proceso de combustion de motores diesel*.
- Lapuerta, M., Armas, O., Agudelo, J., & Agudelo, A. (2005). ESTUDIO DEL EFECTO DE LA ALTITUD SOBRE EL PROCESO DE COMBUSTIÓN DE MOTORES DIESEL . *Research gate*, 1-13.
- Lapuerta, M., Armas, O., Agudelo, J., & Agudelo, A. (2015). *Estudio del efecto de la altitud sobre el proceso de combustion de motores diesel*. Recuperado el 2021, de [file:///C:/Users/Usuario/Downloads/AltitudcmbstnIT%20\(1\).pdf](file:///C:/Users/Usuario/Downloads/AltitudcmbstnIT%20(1).pdf)

- Leucona, A. (19 de febrero de 2016). *Motores alternativos*. Recuperado el Junio de 2021, de Universidad Carlos III de Madrid: <http://ocw.uc3m.es/ingenieria-termica-y-de-fluidos/motores-termicos/cap-1-motores-alternativos-768.pdf>
- Magin Lapuerta; Colaboradores. (2015). *Estudio del efecto de la altitud sobre el proceso de combustion de motores diesel*.
- Malaver, M. (2008). Análisis de las temperaturas, la eficiencia térmica y el trabajo neto en un ciclo dual. *Universidad Maritima del Caribe*, 1-5.
- METEO BOX. (2021). *Tiempo Wörth am Rhein*. Recuperado el Junio de 2021, de <https://meteobox.es/alemania/worth-am-rhein/>
- Morales, M. Y., & Guzman, A. H. (2014). *INSTITUTO MEXICANO DE TRANSPORTE*. Recuperado el 27 de Octubre de 2020, de CARACTERIZACION DE UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA CON DOS TIPOS DE COMBUSTIBLE:
<https://www.imt.mx/archivos/Publicaciones/PublicacionTecnica/pt417.pdf>
- Motor.es. (2012). *Motor diésel funcionamiento y aplicaciones*. Recuperado el Junio de 2021, de <https://www.motor.es/que-es/motor-diesel>
- Narvaez, J. (2021). *Autolider Mercedes Benz*. Cuenca: Mercedes Benz. Recuperado el Mayo de 2021
- Nava, H., & Colaboradores. (2018). Metodología del desarrollo de un software para el Analisis de los Ciclos Termodinamicos Otto, diesel y dual. *Revista de simulacion computacional*, 1-7.
- Oguntola, A., & Colaboradores. (2009). *Características de potencia y par de un motor diésel alimentado con biodiésel de aceite de palmiste*.
- Oñate, A. (Marzo de 2015). *Sistema de alimentación de un motor a diésel*. Recuperado el Junio de 2021, de <https://es.slideshare.net/JairoCastro3/sistema-de-alimentacin-diesel>
- Ortega, V. (18 de Julio de 2016). *Análisis del potencial turístico de la parroquia tarqui para desarrollar turismo rural*. Recuperado el Junio de 2021, de Repositorio digital de la Universidad de Cuenca: <https://dspace.ucuenca.edu.ec/bitstream/123456789/25649/1/Ensayo.pdf>

- Paredes , B., & Villamarin, W. (2021). ANÁLISIS COMPARATIVO DE TORQUE Y POTENCIA EN MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESION CON EL USO DE DIESEL CONVENCIONAL Y BIOCOMBUSTIBLE CON MEZCLAS b10y b15. IBARRA, Ecuador, Sierra: UNIVERSIDAD TECNICA DEL NORTE.
- Payri, F., & Desantes, M. (2011). *Motores de combustion interna alternativos*. España: REVERTE.
- Puente, E., & Remache, A. (Agosto de 2017). *Análisis De Las Curvas Características Y La Opacidad De Un Motor JO5ETC16173 Con La Implementación De Un Turbocargador*. Recuperado el Junio de 2021, de Universidad Internacional del Ecuador : <https://repositorio.uide.edu.ec/bitstream/37000/3769/10/An%C3%A1lisis%20De%20Las%20Curvas%20Caracter%C3%ADsticas%20Y%20La%20Opacidad%20De%20Un%20Motor%20JO5ETC16173%20Con%20La%20Implementaci%C3%B3n%20De%20Un%20Turbocargador.pdf>
- RP ENERGIE LEXIKON. (2021). *Dieselmkraftstoff*. Recuperado el Junio de 2021, de <https://www.energie-lexikon.info/dieselmkraftstoff.html>
- Shoyas. (31 de Marzo de 2009). *Sobrealimentación*. Recuperado el Junio de 2021, de Universidad Politécnica de Valencia: <https://es.slideshare.net/shoyas/sobrealimentacin>
- SPG TALLERES. (2020). *Como afecta el calor al funcionamiento de nuestro vehiculo*. Obtenido de https://www.spgtalleres.com/es/noticias/como-afecta-calor-vehiculo/_id:89/#:~:text=Las%20altas%20temperaturas%20afectan%20negativamente,tiene%20menos%20proporci%C3%B3n%20de%20ox%C3%ADgeno.
- Thermal engineering . (9 de Enero de 2020). *¿Qué es el ciclo dual? Ciclo de presión limitada: definición*. Recuperado el Junio de 2021, de <https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-el-ciclo-dual-ciclo-de-presion-limitada-definicion/>
- Thiruvengadam, A., & Colaboradores. (Octubre de 2014). *Heavy-Duty Vehicle Diesel Engine Efficiency Evaluation and Energy Audit*. Recuperado el Junio de

2021, de Center for Alternative Fuels, Engines & Emissions West Virginia University: https://theicct.org/sites/default/files/publications/HDV_engine-efficiency-eval_WVU-rpt_oct2014.pdf

- Transporte informativo. (2011). *Principios de funcionamiento del motor diésel*. Recuperado el 2021, de <https://www.transporteinformativo.com.mx/principios-de-funcionamiento-del-motor-diesel/>

11.ANEXOS

Anexo 1 Vehículos de prueba





Figura 77: Anexo 1, vehículo de prueba. **Fuente:** (Autor, 2021)

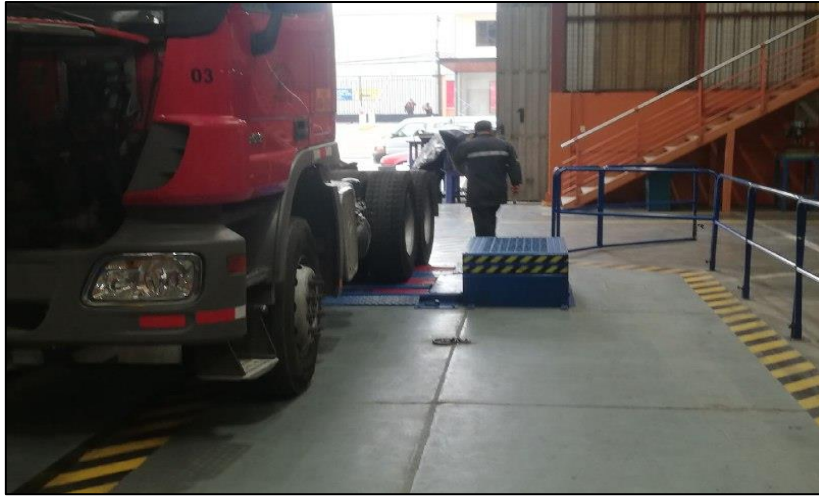

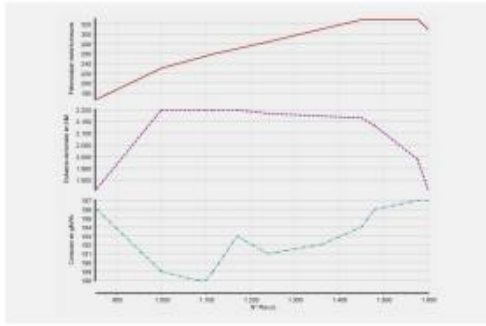




Figura 78: Anexo 1, vehículo de prueba. **Fuente:** (Autor, 2021)

Anexo 2 Ficha técnica Mercedes Benz New Actros 2645- S

Mercedes-Benz ACTROS 2645 S		Año(s) modelo(s): 2019 - 2020	N° de Ficha: 18-96441412-01
Motor		Actros 2645 S Tracto Camión	
Modelo	MB OM 460 LA Euro III con control electrónico		
Tipo	6 en L con turbocompresor		
Cilindrada / Válvulas por cil.	12.816 cm ³ / 4 válv.		
Potencia máxima (ISO 1585)	330 kW (449 CV) a 1.600 rpm		
Par motor máximo (ISO 1585)	2.200 Nm a 1.100 rpm		
Relación de Compresión	1:18		
Diámetro por Carrera (mm)	128x166		
Batería (cantidad x V/Ah)	2 x 12/170 Alternador (V/A) 28/150		
Sist. de alm. de combustible	Inyección PLD (bomba por inyector)		
Transmisión			
Embrague	400 mm; bidisco reforzado	Ejes Eje delantero Tipo Elliot Ejes posteriores RT 300 P con bloqueo Reducciones 4,000x1,208 (29:24) = 4,833:1 Desempeño del vehículo Actros 2645 S con caja MB G-260 y cubiertas 315/80 R22.5 Reducción i = 4,833:1 Velocidad máxima (km/h) (con limitador) 90 Frenos Freno de Servicio Neumático doble circuito -Discos en ruedas delanteras y posteriores con ABS (sistema antibloqueo), Hill-holder y ASR (control de tracción-desconectable). Opcional frenos de tambor en ruedas delanteras y posteriores. Freno de Estacionamiento Mecánico a través de resorte acumulador, con accionamiento neumático. Actuación Ruedas traseras Freno adicional Top Brake (regula escape más válvulas) Accionamiento Electroneumático Retardador secundario de agua (usa el agua del sistema de refrigeración)	
Caja de cambios	MB G 260 - 16 / 11,7 - 0,69 con mando manual		
Marchas	16 adelante - 2 marcha atrás 1.ª: 11,72 / 2.ª: 9,747 / 3.ª: 7,918 / 4.ª: 6,583 / 5.ª: 5,291 / 6.ª: 4,400 / 7.ª: 3,636 / 8.ª: 3,023 / 9.ª: 2,654 / 10.ª: 2,215 / 11.ª: 1,799 / 12.ª: 1,496 / 13.ª: 1,203 / 14.ª: 1,00 / 15.ª: 0,826 / 16.ª: 0,687 / 1.ª marcha atrás: 10,656 / 2.ª marcha atrás: 8,861		
Reducción de marchas, i=			
Toma de fuerza	Opcional		
Chasis			
Bastidor - Tipo	Escalera, remachado		
Dimensiones del perfil	281 mm x 80 mm / espesor: 8 mm		
Material	Aceero S600MC		
Suspensión delantera	Ballestas parabólicas de 3 hojas y barra estabilizadora		
Suspensión posterior	Ballestas parabólicas de 4 hojas y barra estabilizadora		
Llantas	De acero (opcional Aluminio) 9.00"x22,5"		
Neumáticos	315/80 R 22,5"		
Dirección	Asistida hidráulica		
Tanque de combustible	2 depósitos de aluminio de 430 ltrs. (uno a cada lado)		
Cabina			
Tipo	Avanzada/Abatible - Larga/Techo bajo		
Asiento conductor	Individual con base neumática - Cinturón de seguridad de tres puntos		
Asiento de acompañante	Individual con base fija y abatible - Cinturón de seguridad de tres puntos		
Cama	Cama fija de 75 cms de ancho.		
Columna de dirección	Regulable en Altura y Profundidad		
Volante	Multifunción - Manejo de computadora de abordo y radio		
Radio	Radio reproductor AM / FM / CD		
Suspensión de cabina	De 4 brazos telescópicos y reforzada con resortes helicoidales en la parte posterior		
Altavoces	De mando eléctrico en ambos lados		
Escotilla de techo	Metálica con apertura interior - Diversas posiciones de ajuste eléctrico		
Espejos retrovisores	Eléctricos con desempañador incorporado		
Otros espejos	De rampa		
Cierre de cabina	Centralizado - Eléctrico		
Control de crucero (Tempomat)	Mantiene o no permite sobrepasar la velocidad elegida		
Climatización	Calefacción / Aire acondicionado		
Pesos y Capacidades (kg)			
Vacio, en orden de marcha	Actros 2645 S		
Eje delantero	5.332		
1er. Eje posterior	2.136		
2do Eje posterior	2.136		
Total	9.604		
Carga útil máxima	16.396		
Pesos Admisibles			
Eje delantero	7.000		
1er. Eje posterior	9.500		
2do Eje posterior	9.500		
Peso Bruto Vehicular (PBV)	26.000		
Peso Bruto Vehicular Combinado (PBVC)	48.000		
Capacidad Máxima de Tracción (CMT) considerando peso en vacío	38.396		
Dimensiones (mm)			
Chasis con cabina, sin equipo adicional	Actros 2645 S		
A - Distancia entre ejes	3.300 + 1.350	I - Vano libre eje delantero	322
B - Largo Total	6.925	J - Vano libre eje trasero	312
C - Ancho	2.500	K - Diámetro de giro del vehículo (m)	17,5
D - Altura total descargado	3.736	L - Ángulo de entrada: cargado	23°
E - Trocha - eje delantero	2.058	M - Ángulo de salida: cargado	41°
F - Trocha - eje trasero	1.804	N - Distancia eje delantero / pared posterior de cabina	1064
G - Voladizo delantero	1.500	O - Dist. del centro de la 5ª rueda / último eje pos.	950
H - Voladizo trasero	750	P - Altura techo de la cabina/chasis	2.629

Algunos componentes que se muestran en este folleto son opcionales y sólo pueden obtenerse mediante solicitud especial. Diríjase a su representante Mercedes-Benz. Con miras al desarrollo tecnológico, Mercedes-Benz se reserva el derecho de alterar las especificaciones y los diseños sin previo aviso. La tecnología tiene la solución específica a sus necesidades de los productos Mercedes-Benz respeta la calidad del medio ambiente. Fotos no contractuales.

Figura 79: Anexo 2, ficha técnica New Actros 2645-S. Fuente: (Autor, 2021)

Anexo 3 Ficha técnica Mercedes Benz Actros 3353-S

Mercedes-Benz ACTROS 3353 S		Año modelo: 2019	
Motor			
Modelo	MB OM-502 LA Euro II, con mando electrónico		
Tipo	8 cilindros en "V", turbocooler		
Cilindrada / Válvulas por cil.	15.928 cm ³ / 4 vals		
Potencia máxima (ISO 1585)	390 kW (530 cv) a 1.800 rpm		
Par motor máximo (ISO 1585)	2.400 Nm a 1.080 rpm		
Diámetro por Cámara (mm)	130x150	Rel. de Compresión	1:17,75
Batería (cantidad x V/Ah)	2 x 12/165	Alternador (V/A)	28/80
Sist. de atm. de combustible	Inyección PLD		
Transmisión			
Embrague	400 mm; bidisco reforzado		
Caja de cambios	MB G 240 - 16 / 11,7 - 0,69		
Accionamiento	Mando Teffigent - tipo joystick y pedal de embrague		
Toma de fuerza (opcional)	MB 131-2		
Marchas	16 adelante - 2 marcha atrás		
	1.ª: 11,72 ; 2.ª: 9,747 ; 3.ª: 7,918 ; 4.ª: 6,583 ; 5.ª: 5,291 ; 6.ª: 4,400 ; 7.ª: 3,636 ; 8.ª: 3,023 ; 9.ª: 2,654 ; 10.ª: 2,215 ; 11.ª: 1,799 ; 12.ª: 1,496 ; 13.ª: 1,203 ; 14.ª: 1,00 ; 15.ª: 0,826 ; 16.ª: 0,687 ; 1.ª marcha atrás: 10,656 ; 2.ª marcha atrás: 8,861		
Reducción de marchas, i=			
Chasis - Tracto camión (Cabezal) 6x4			
Bastidor - Tipo	Escalera, remachado		
Dimensiones del perfil	270 mm x 70 mm/espesor: 9,5 mm		
Material	E 500 TM		
Suspensión delantera	Ballestas parabólicas, con amortiguadores telescópicos de doble acción y barra estabilizadora		
Suspensión posterior	Ballestas parabólicas, con punto de apoyo central y barra estabilizadora		
Llantas	9.00" x 22,5" de aluminio (de acero con frenos de tambor)		
Neumáticos	315/80 R 22,5"		
Dirección hidráulica	Dirección LS 8 BK		
Tanque de combustible	Dep. de 550 Ltrs. der. + adic. de 280 Ltrs. izq. aluminio		
Cabina			
Tipo	Frontal - Larga - Techo alto		
Asiento conductor	Individual con base neumática - Cinturón de seguridad de tres puntos		
Asiento de acompañante	Individual con base fija - Cinturón de seguridad de tres puntos		
Cama	Doble tipo litera (cama arriba plegable)		
Columna de dirección	Regulable en Altura y Profundidad		
Volante	Multifunción - Manejo de computadora de abordo y radio		
Radio	AM / FM / CD		
Suspensión de cabina	4 brazos telescópicos con refuerzo de resortes helicoidales en la parte posterior		
Abacristales	Eléctricos		
Escotilla de techo	Metálica con apertura interior - Diversas posiciones de ajuste		
Espesores retrovisores	Eléctricos con desempañador incorporado		
Otros espejos	De Rampa		
Cierre de cabina	Centralizado - Eléctrico		
Control de crucero	Mantiene o no permite sobrepasar la velocidad elegida		
Climatización	Calefacción / Aire acondicionado		
Pesos y Capacidades (kg)			
Vacío sin carrocería, en orden de marcha (1)	3353 S		
Eje delantero	5.750		
1er. Eje posterior	2.206		
2do Eje posterior	2.206		
Total	10.162		
Carga útil máxima (sobre la 5ta rueda)	16.838		
Nota: pesos pueden variar con la adición o cambio de equipamiento			
Pesos Admisibles MTOP de Ecuador			
Eje delantero	7.000		
1er. Eje posterior	10.000		
2do Eje posterior	10.000		
Peso Bruto Vehicular (PBV)	27.000		
Peso Bruto Vehicular Combinado (PBVC)	51.000		
Capacidad Máxima de Tracción (CMT)2	80.000 (2)		
Dimensiones (mm)			
Chasis con cabina, sin carrocería	3353 S		
A - Distancia entre ejes	3.300 + 1.350	I - Vano libre eje delantero	347
B - Largo Total	6.817	J - Vano libre eje posterior HL7	320
C - Ancho eje posterior	2.482	K - Diámetro de giro del vehículo (m)	16
D - Altura total descargado	3.587	L - Ángulo de entrada: descargado	16°
E - Trocha - eje delantero	2.034	M - Ángulo de salida: descargado	41°
F - Trocha - eje posterior	1.804	N - Distancia eje delantero/ pared posterior de cabina	870
G - Voladizo delantero	1.440	O - Dist. del centro de la 5ª rueda / al último eje trasero	975
H - Voladizo posterior	720	P - Altura techo de la cabina/chasis	2.454
Algunos componentes que se muestran en este folleto son opcionales y sólo pueden obtenerse mediante solicitud especial. Diríjase a su representante Mercedes-Benz. Con miras al desarrollo tecnológico, Mercedes-Benz se reserva el derecho de alterar las especificaciones y los diseños sin previo aviso. La tecnología tiene la solución específica a sus necesidades de los productos Mercedes-Benz respeta la calidad del medio ambiente. Fotos no contractuales.			



Imagen referencial

Ejes	
Eje delantero	MB VL4/50 D - 7,5
1º eje posterior	MB HD7/0550GS-13 c/bloqueo
2º eje posterior	MB HL 7/055 DS - 13 c/bloqueo
Reducciones	4,000x1,333(2x2,21) = 5,333 : 1

Desempeño del vehículo	
Actros 3353 s con caja MB G-240 y cubiertas 315/80 R22.5	
Reducción	i=5,333 : 1
Velocidad máxima (km/h) - a rpm de potencia máxima	90

Frenos	
Freno de Servicio	Neumático doble circuito - Discos en ruedas del. y pos. (opcional Tambor en ruedas del. y pos.) Comando y asistencia electrónica (Teffigent) con ABS (sistema antibloqueo-desconectable) ASR (control de tracción-desconectable)
Freno de Estacionamiento	
Tipo	Mecánico a través de resorte acumulador, con accionamiento neumático
Actuación	Ruedas traseras
Freno adicional	Freno - Motor y Top Brake
Accionamiento	Electroneumático; puede actuar en conjunto con el freno de servicio freno de servicio
Retardador	Volth de rendimiento optimizado 5 posiciones

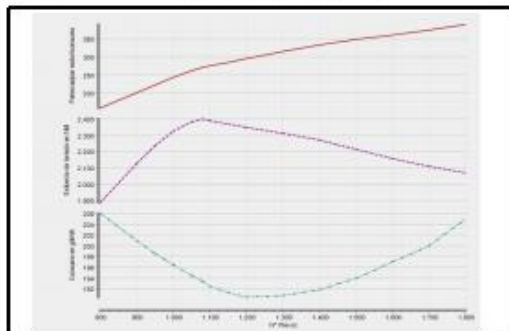


Figura 80: Anexo 3, ficha técnica New Actros 3353-S. Fuente: (Autor, 2021)

Anexo 4 Microsoft Excel para análisis estadístico

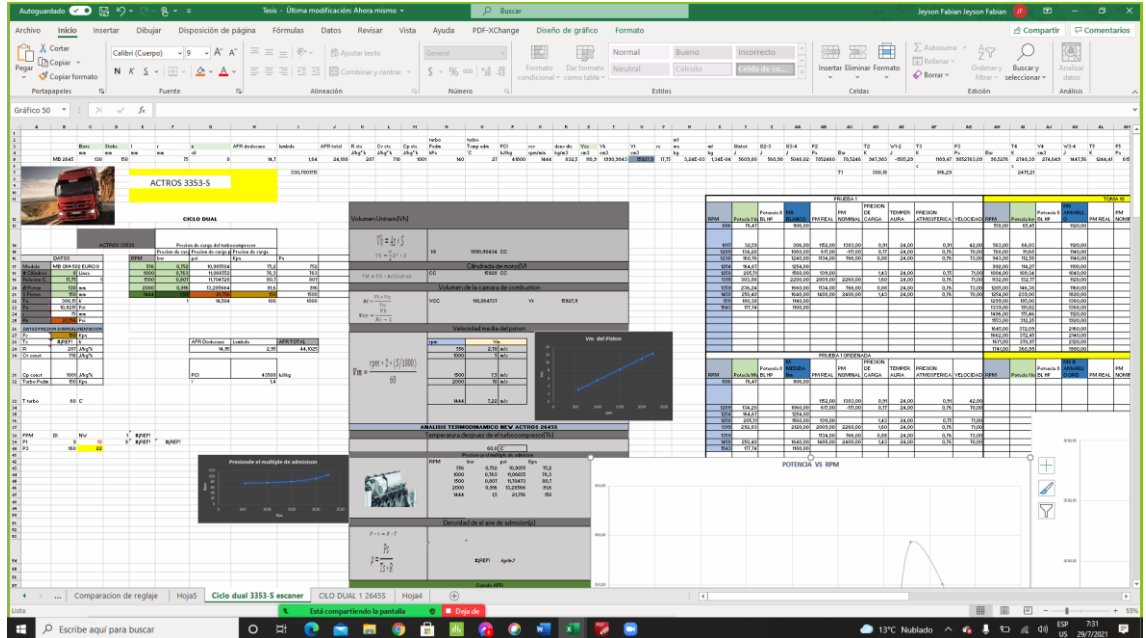


Figura 81: Programa estadístico para el análisis termodinámico. Fuente: (Autor, 2021)

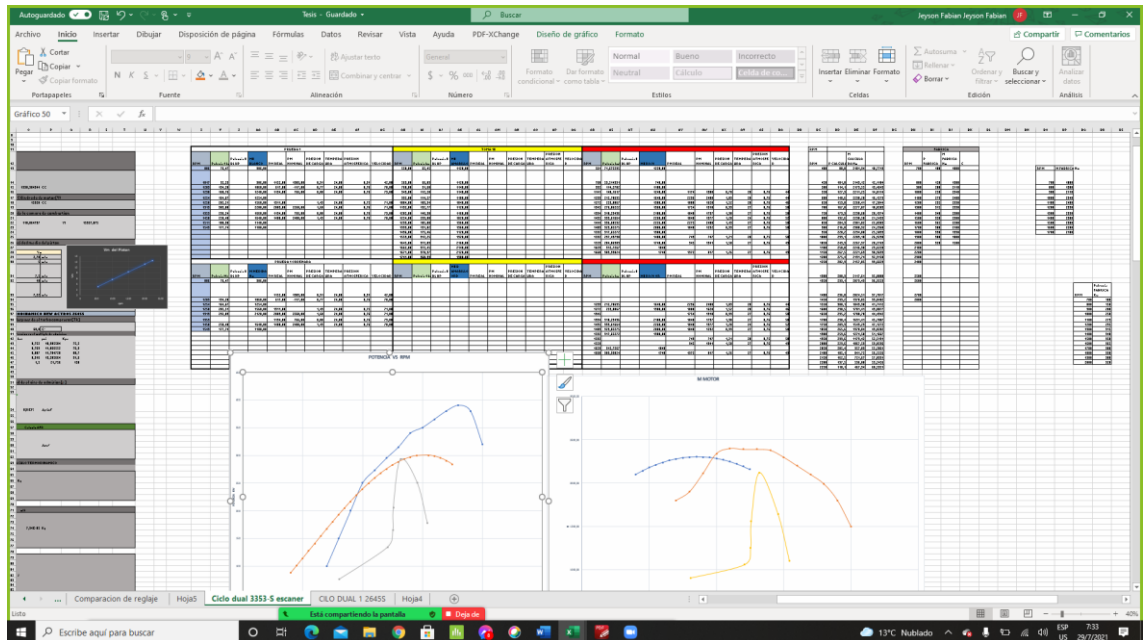


Figura 82: Programa estadístico para el análisis termodinámico. Fuente: (Autor, 2021)

Anexo 5 Variables que influyen en el muestreo de potencia

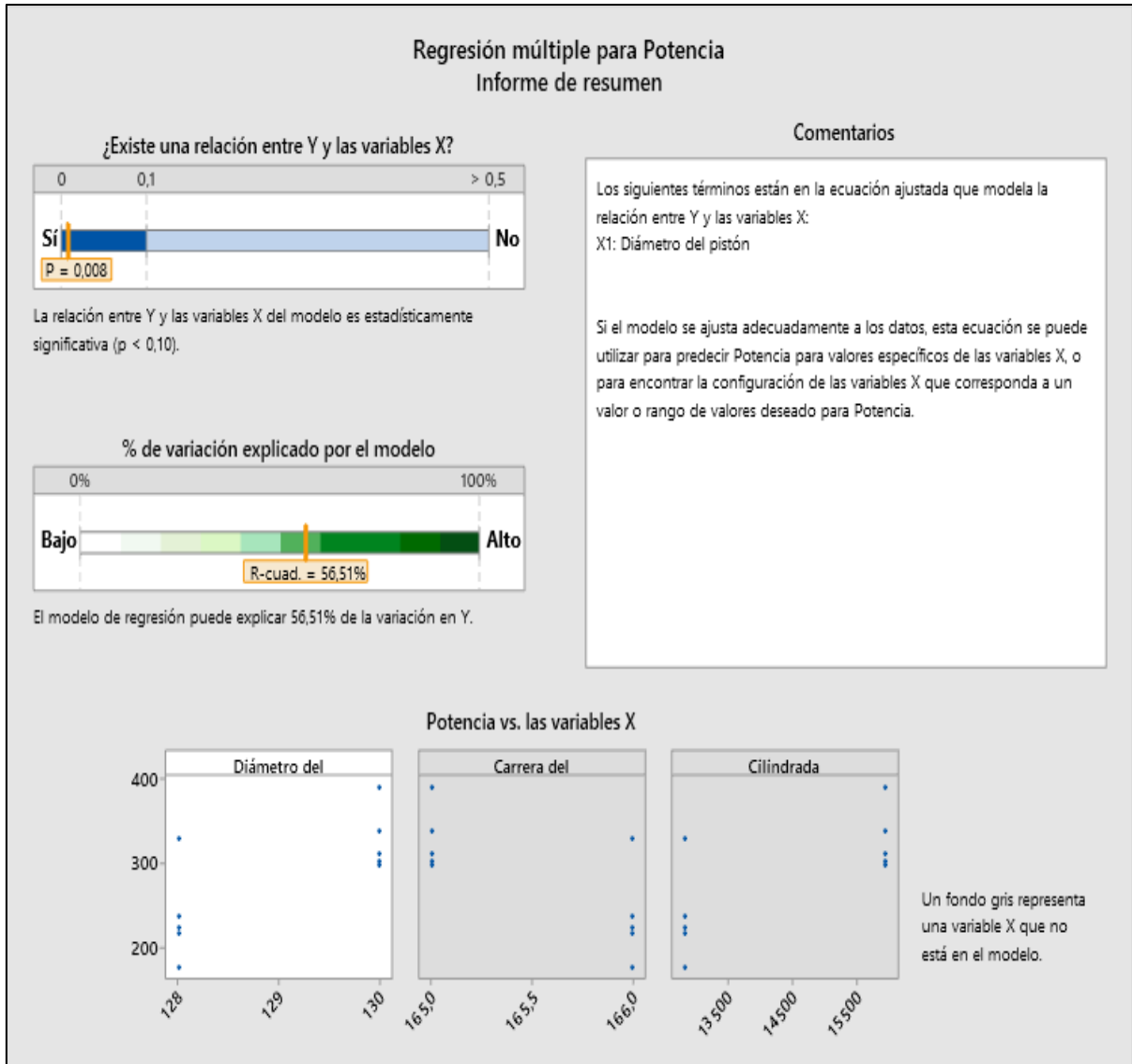


Figura 83: Variables que influyen en el muestreo de potencia. **Fuente:** (Autor, 2021)

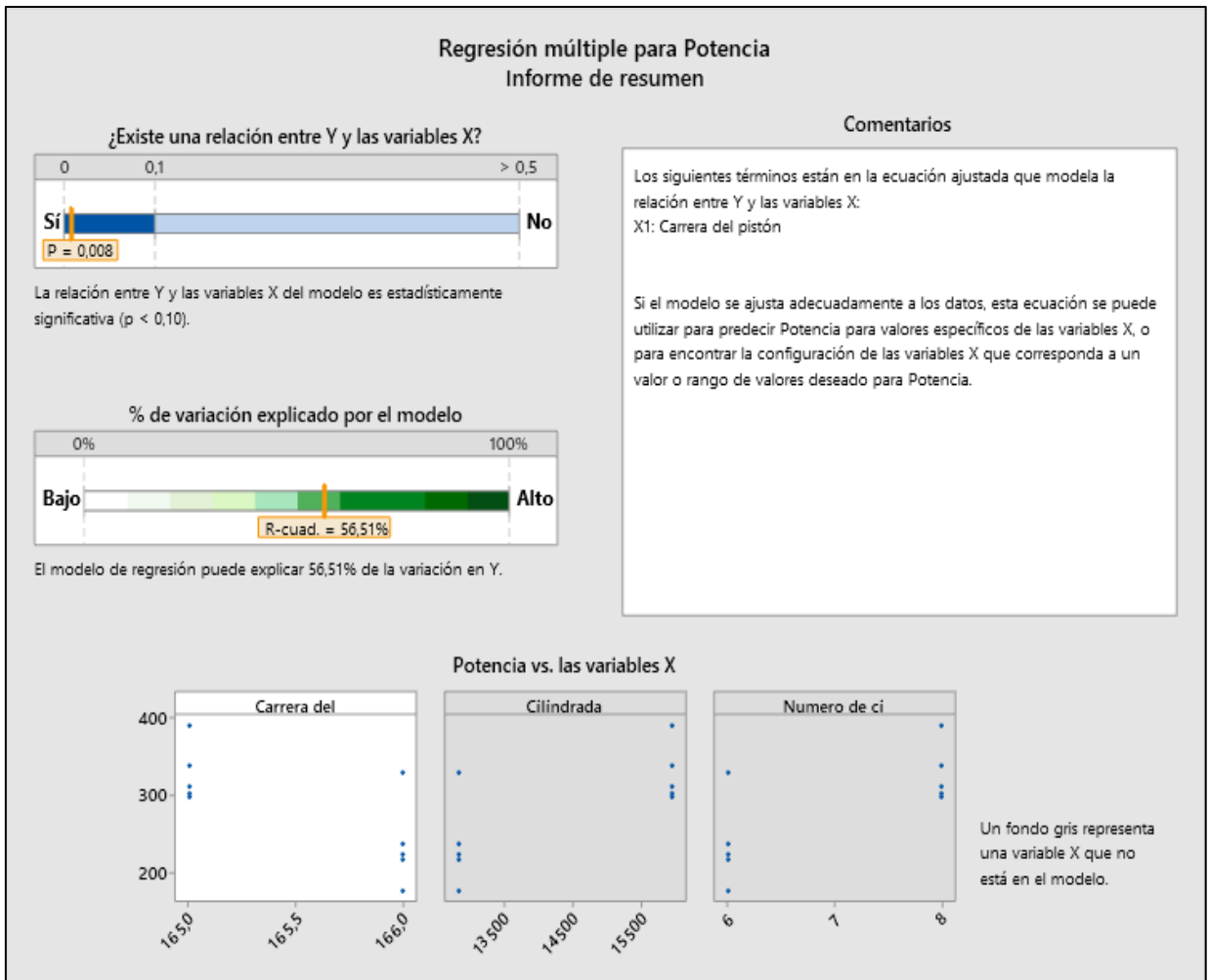


Figura 84: Variables que influyen en el muestreo de potencia. **Fuente:** (Autor, 2021)

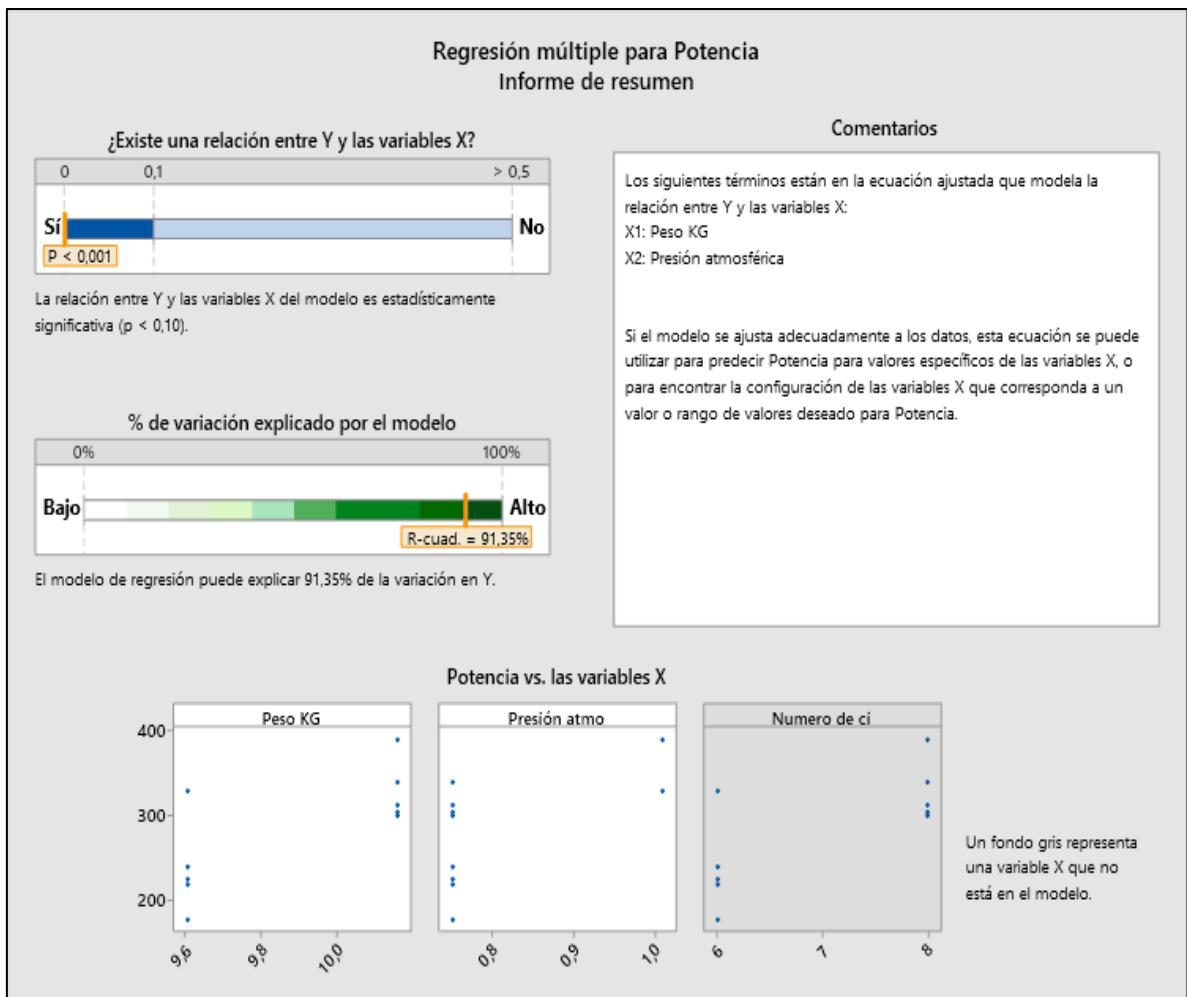


Figura 85: Variables que influyen en el muestreo de potencia. **Fuente:** (Autor, 2021)

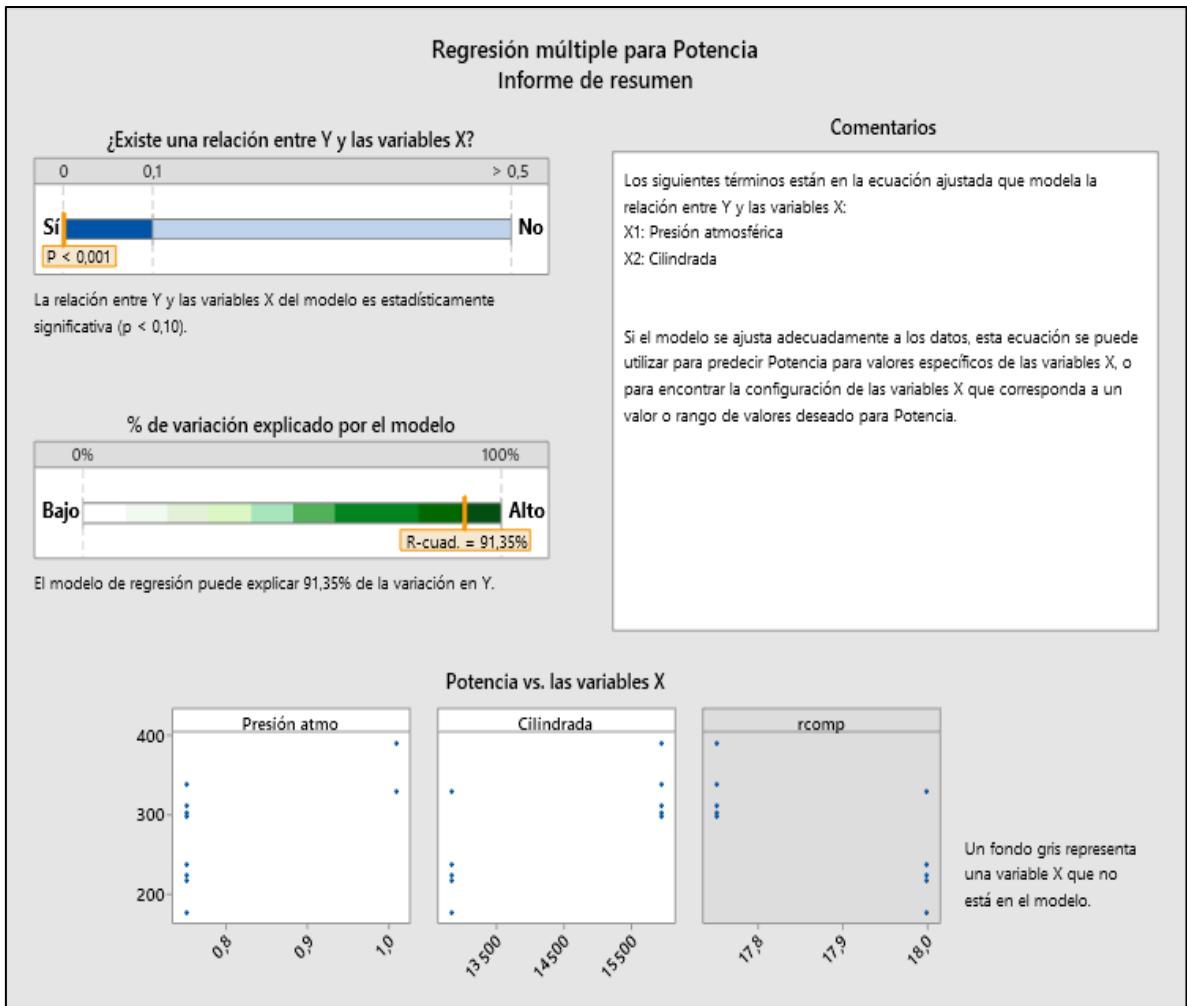


Figura 86: Variables que influyen en el muestreo de potencia **Fuente:** (Autor, 2021)

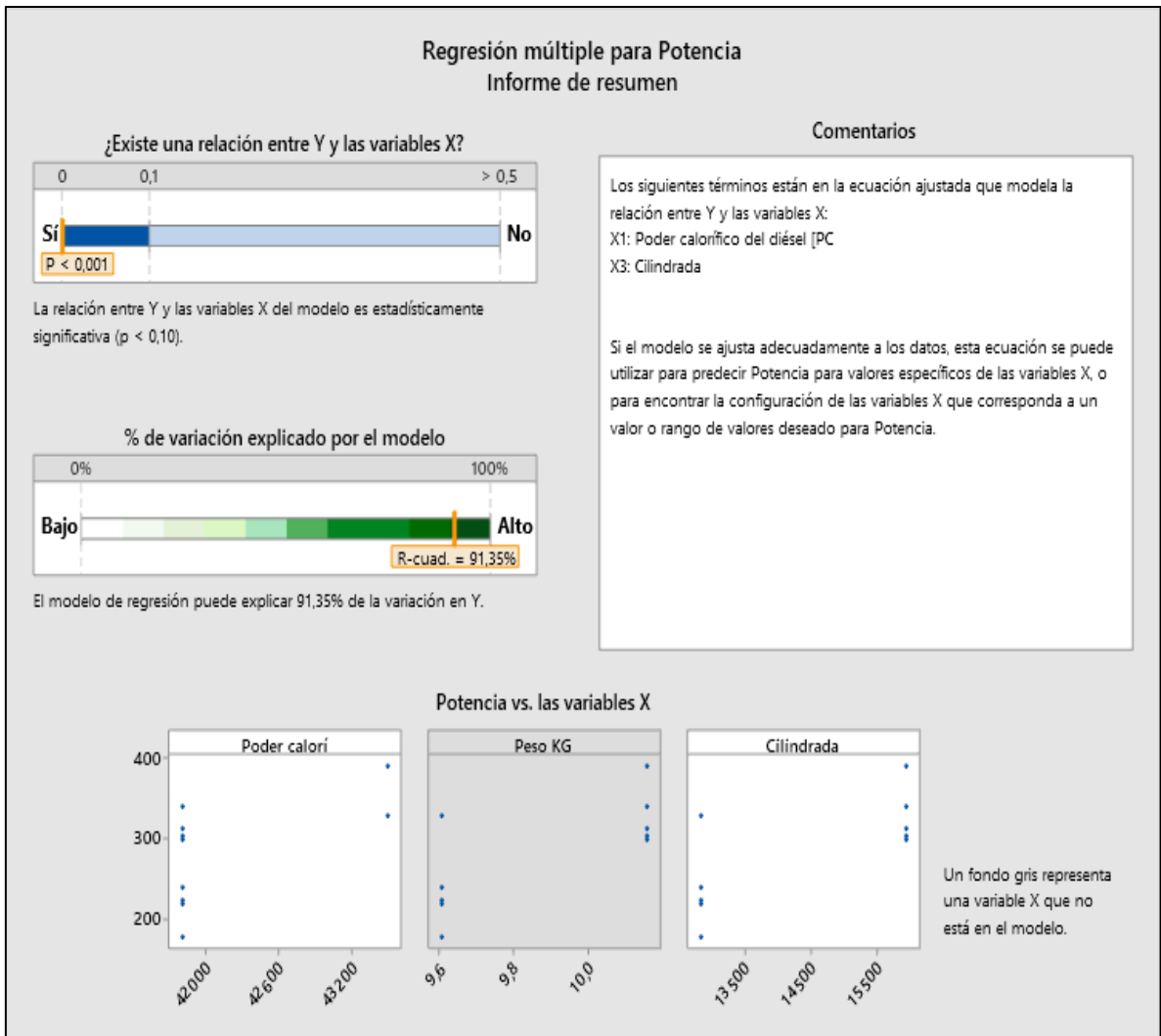


Figura 87: Variables que influyen en el muestreo de potencia. **Fuente:** (Autor, 2021)

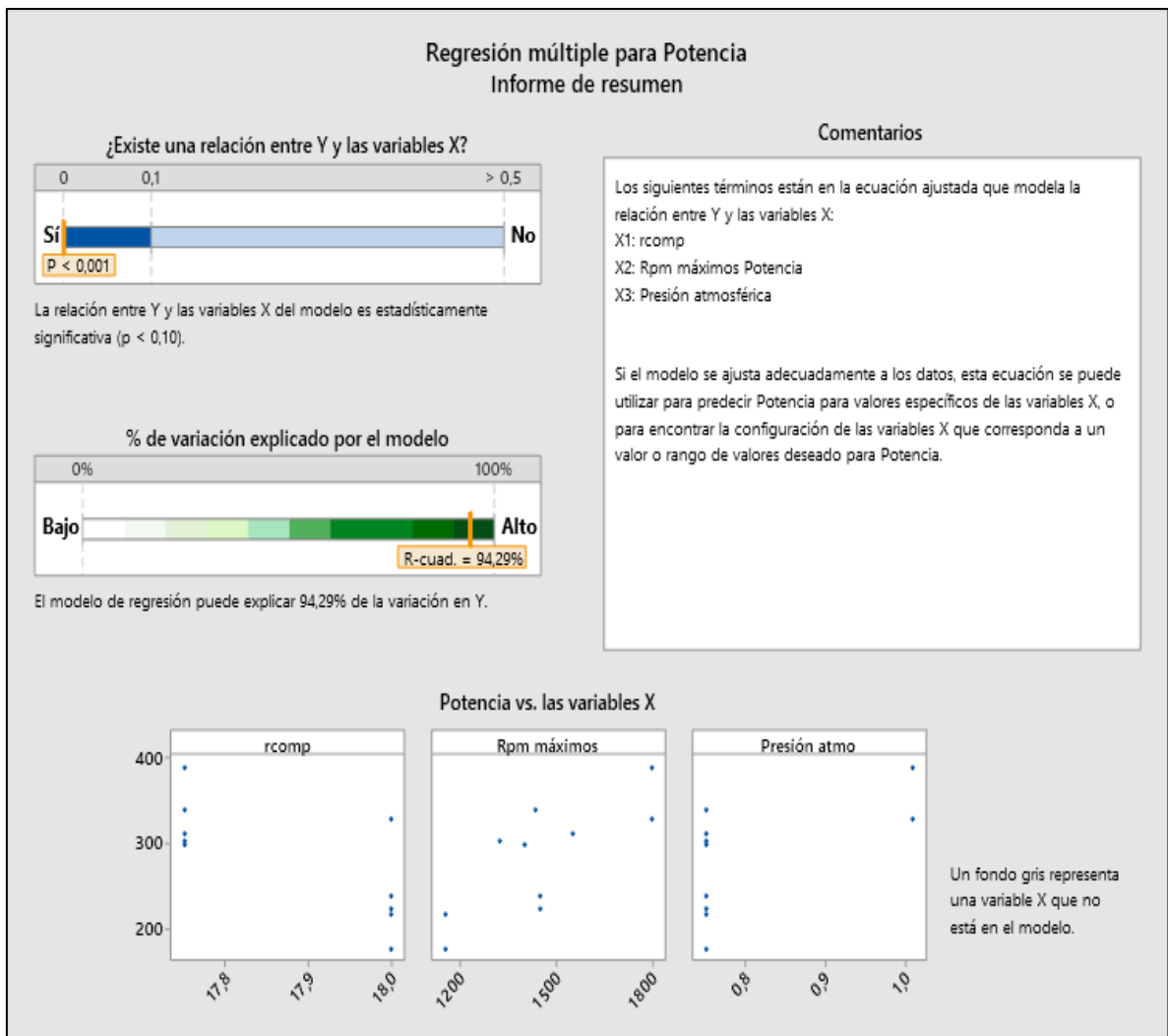


Figura 88: Variables que influyen en el muestreo de potencia. **Fuente:** (Autor, 2021)

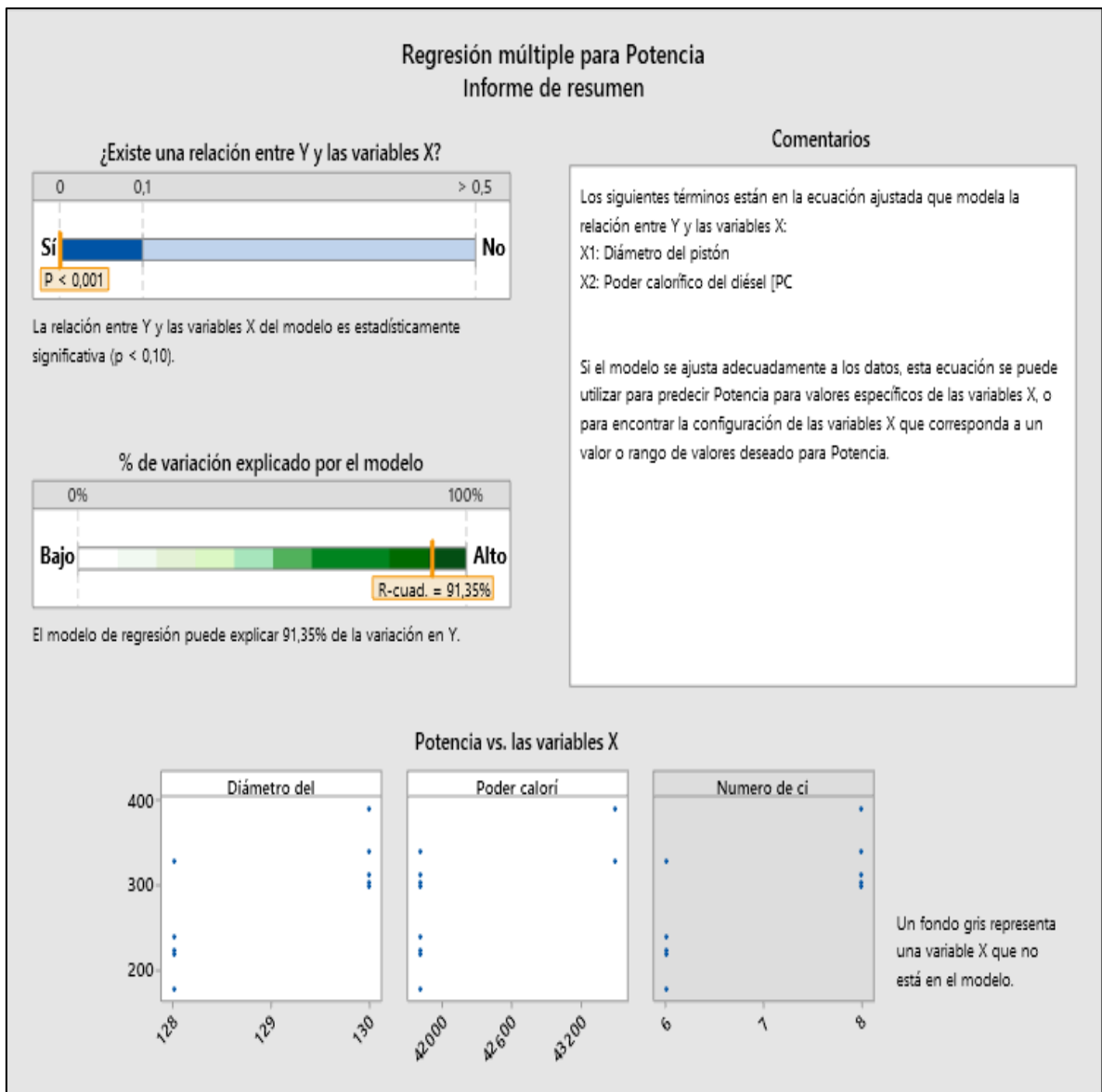


Figura 89: Variables que influyen en el muestreo de potencia. **Fuente:** (Autor, 2021)

Anexo 6 Variables que influyen en el muestreo de torque

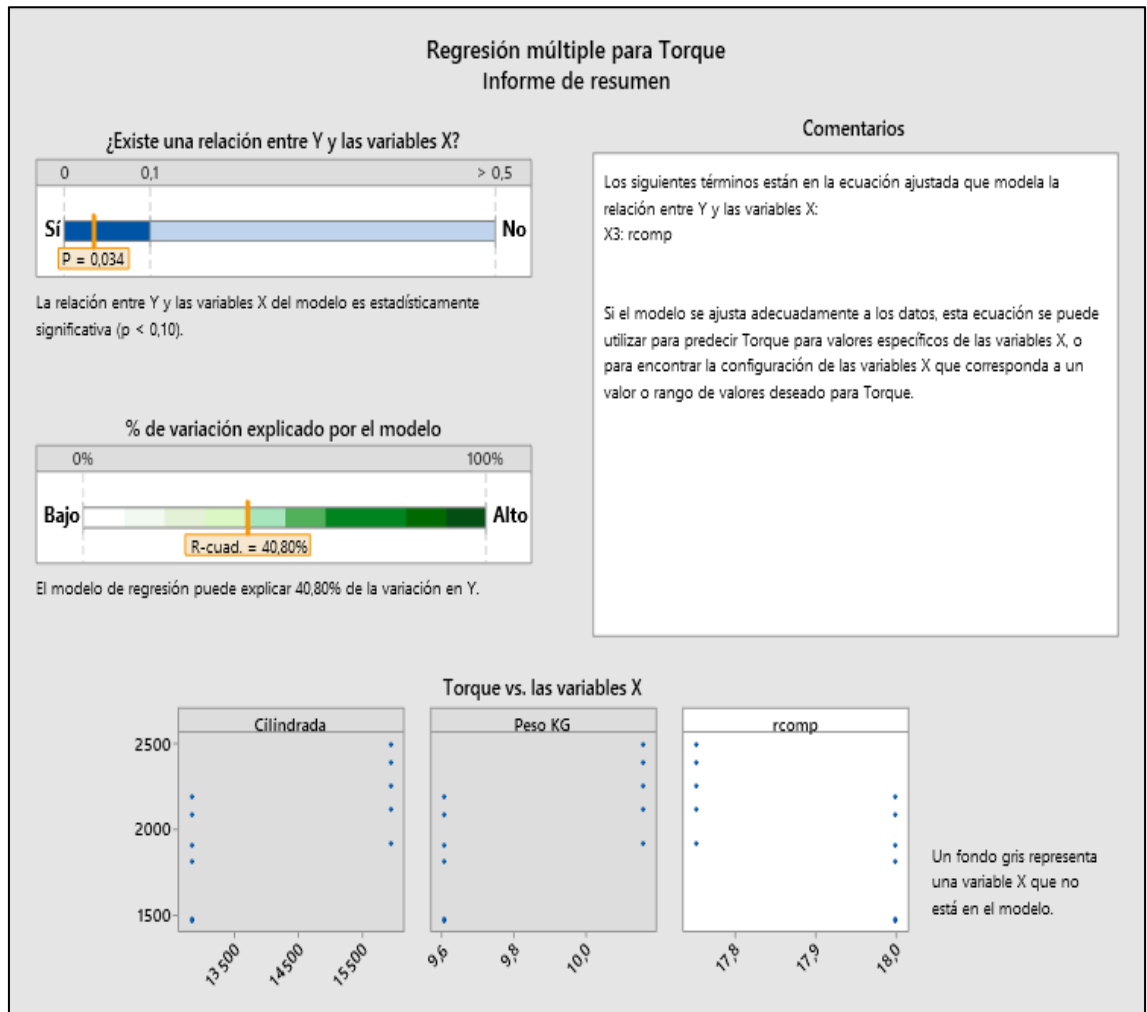


Figura 90: Variables que influyen en el muestreo de torque. **Fuente:** (Autor, 2021)

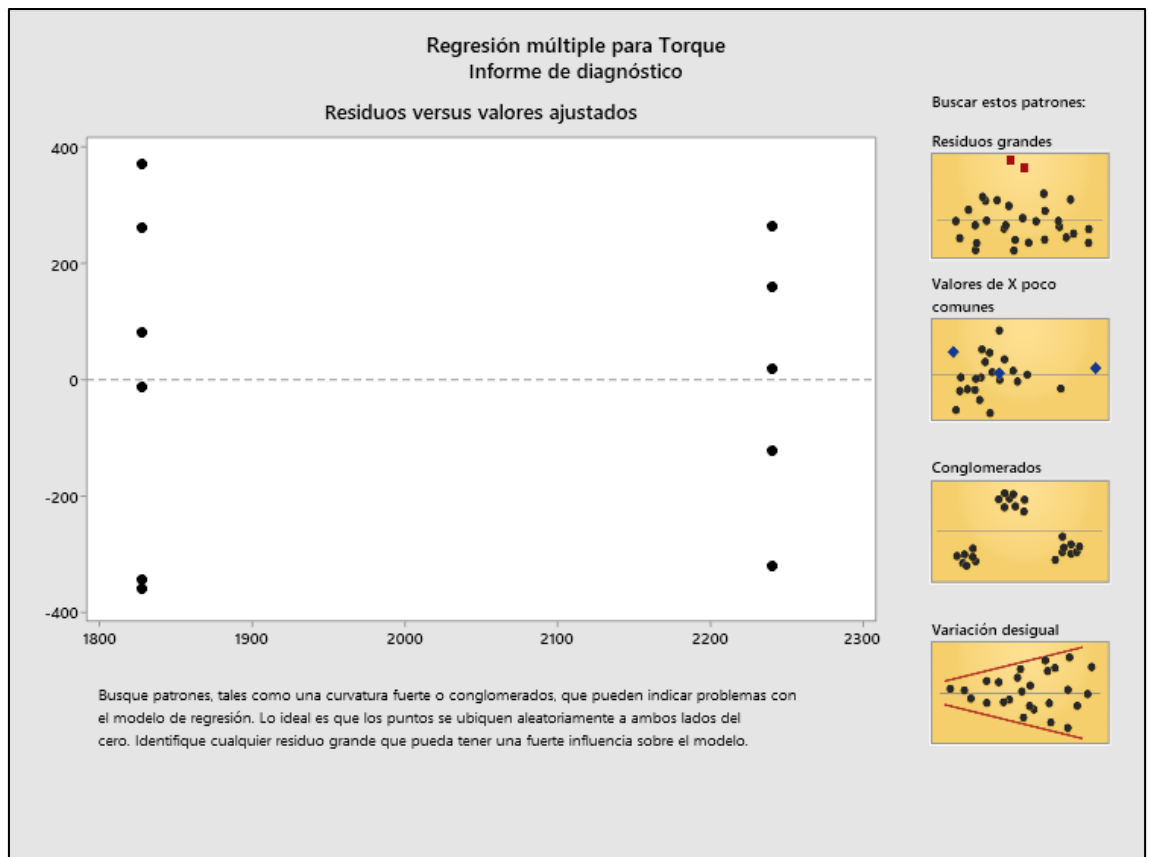


Figura 91: Variables que influyen en el muestreo de torque. **Fuente:** (Autor, 2021)

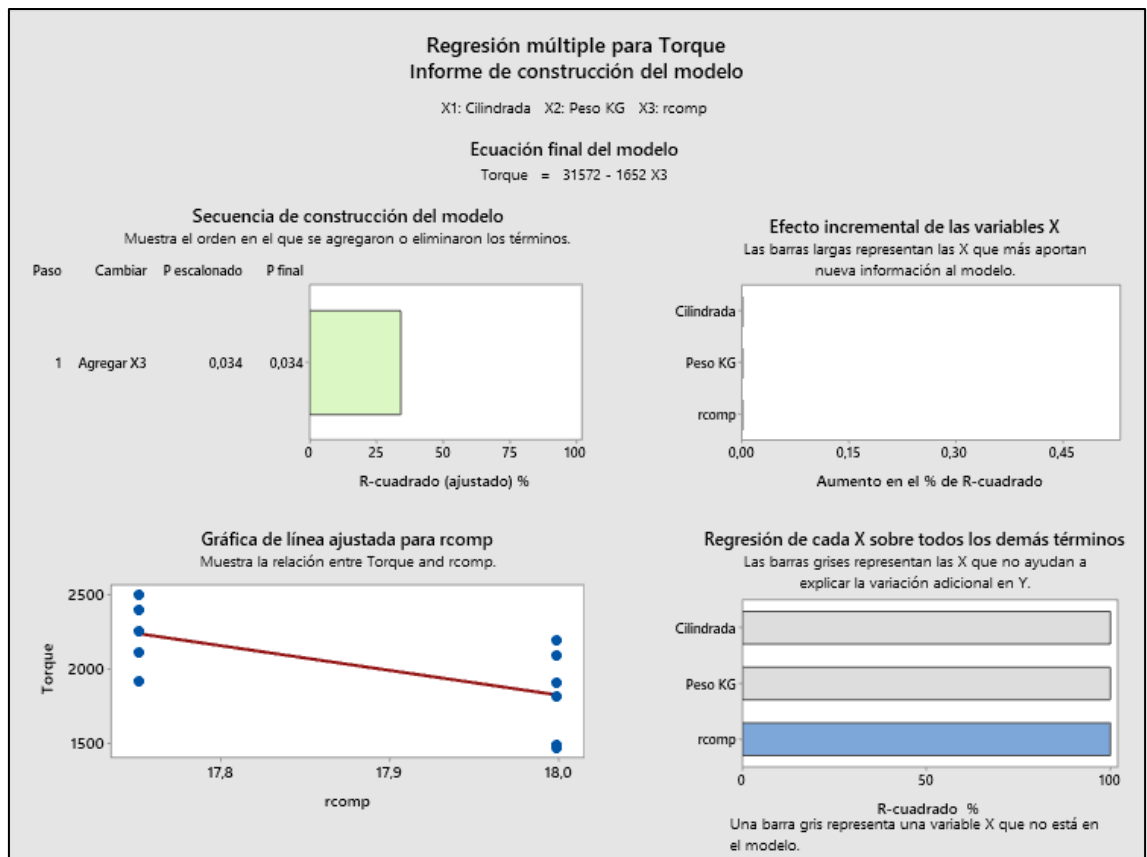


Figura 92: Variables que influyen en el muestreo de torque. **Fuente:** (Autor, 2021)

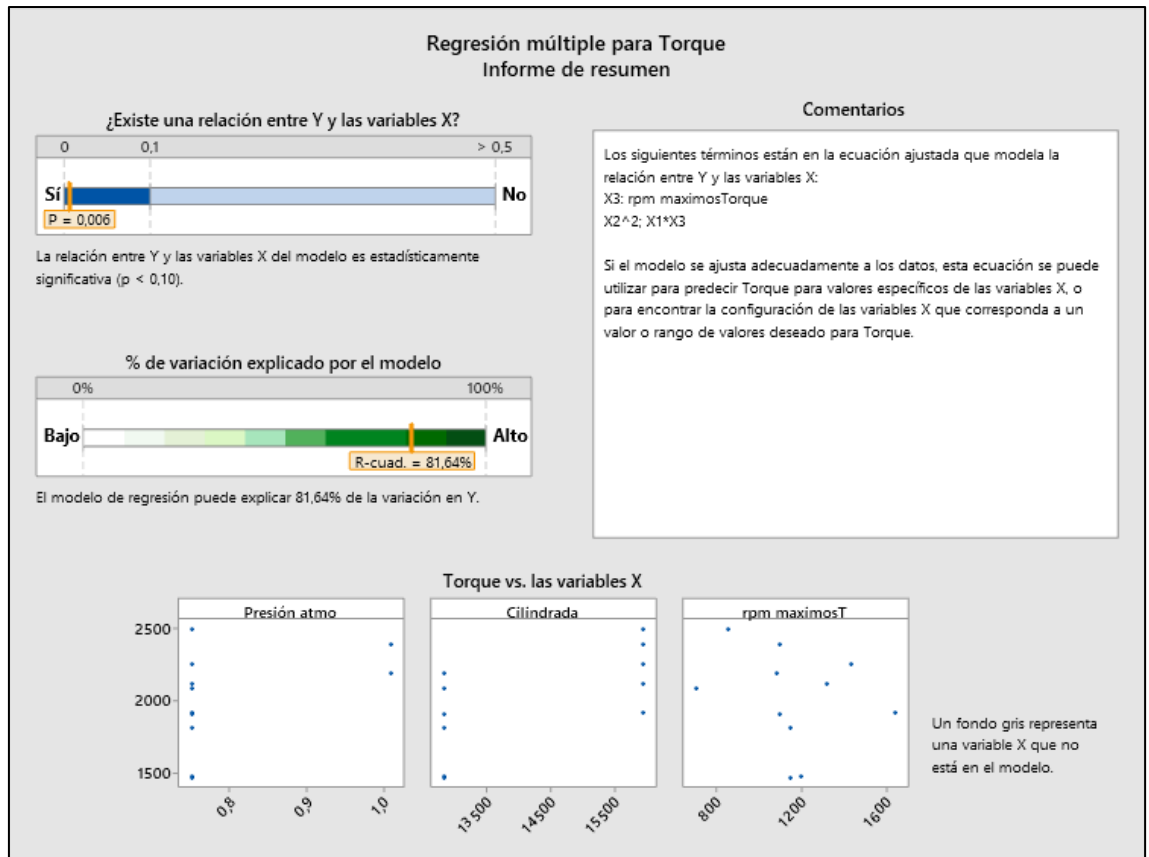


Figura 93: Variables que influyen en el muestreo de torque. **Fuente:** (Autor, 2021)

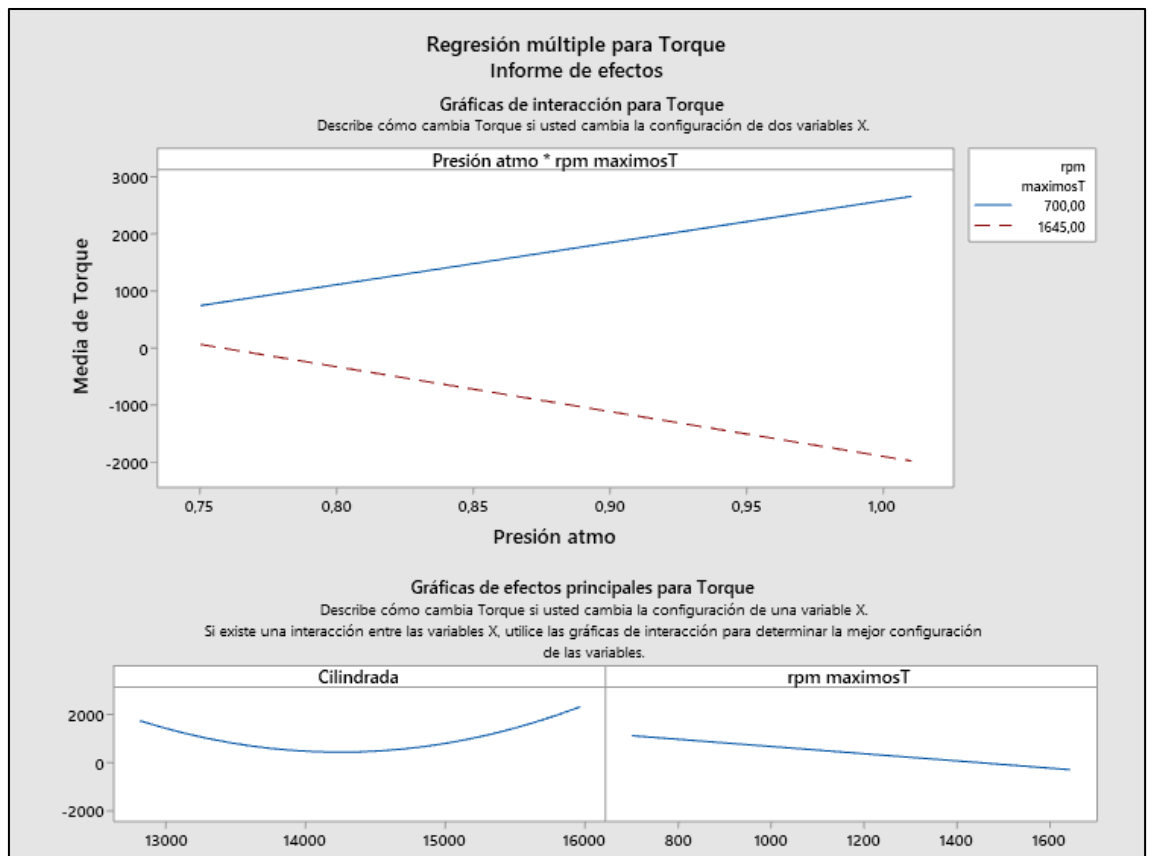


Figura 94: Regresión múltiple para torque. **Fuente:** (Autor, 2021)

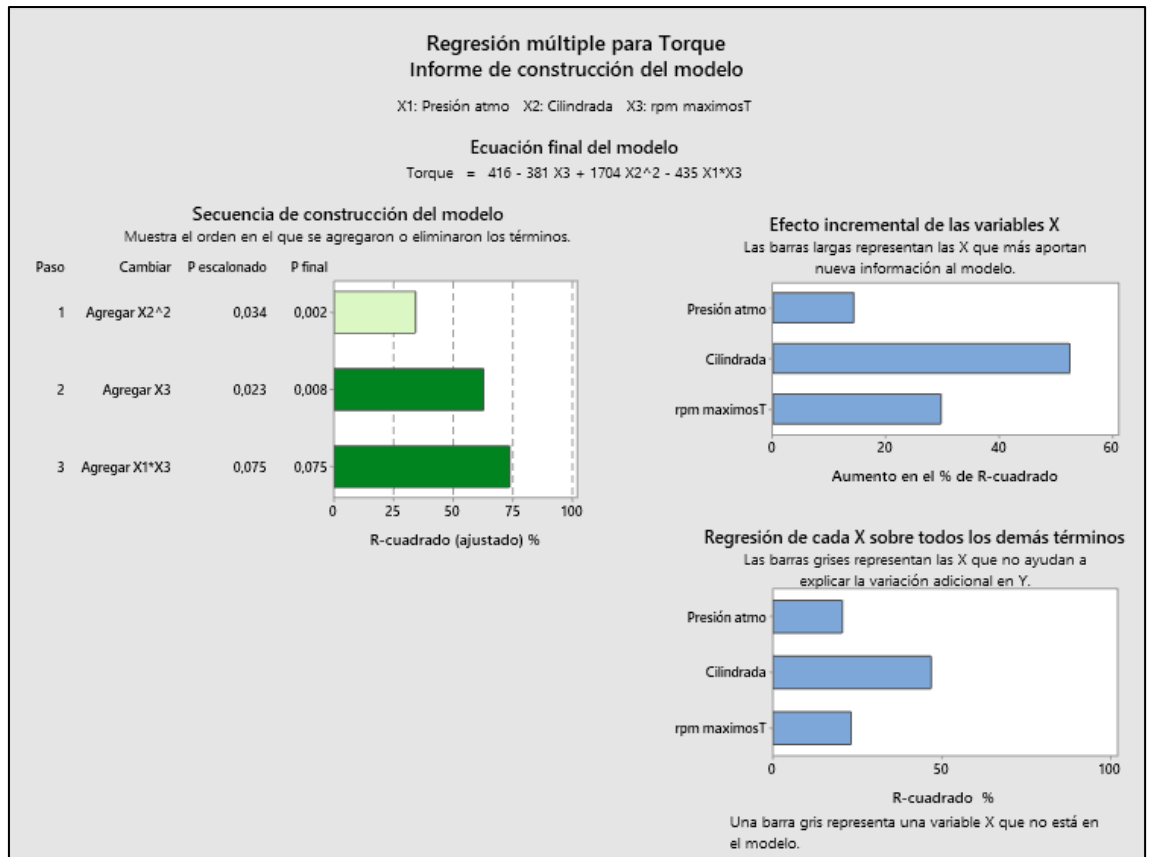
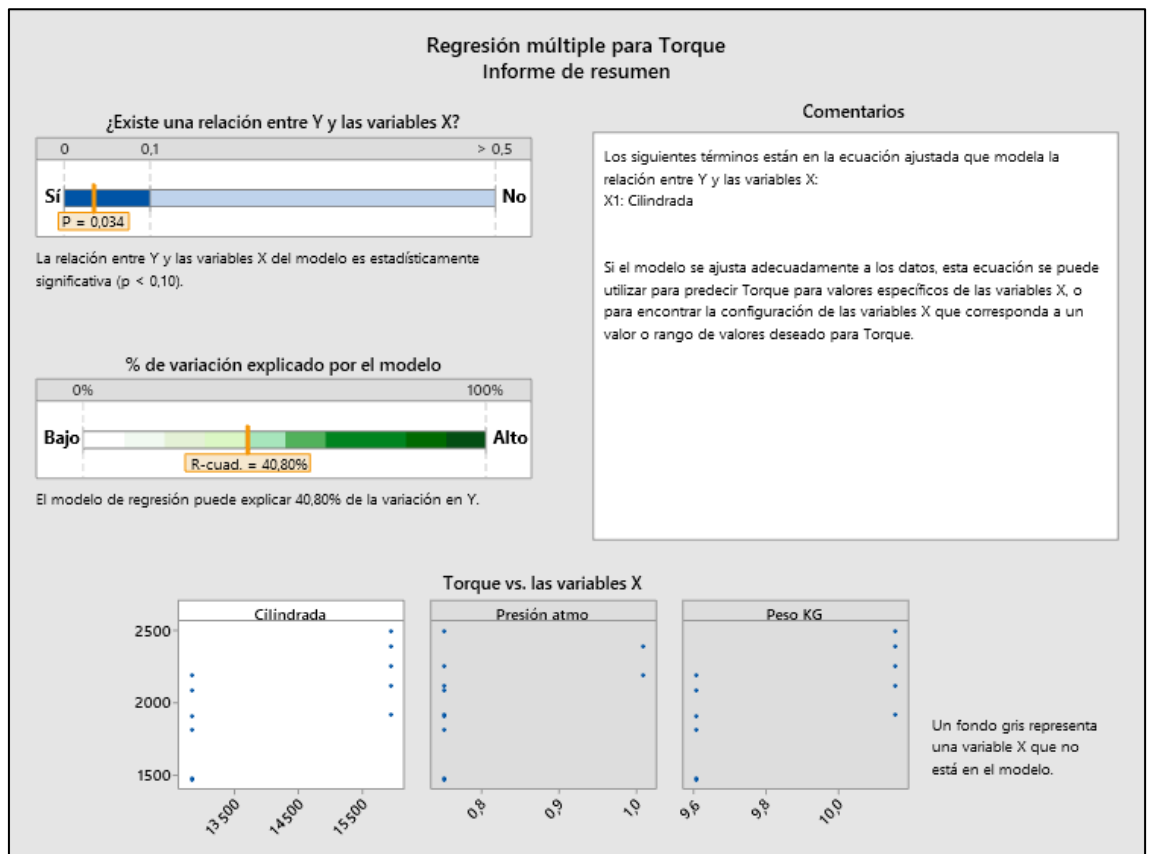


Figura 95: Regresión múltiple para torque. **Fuente:** (Autor, 2021)



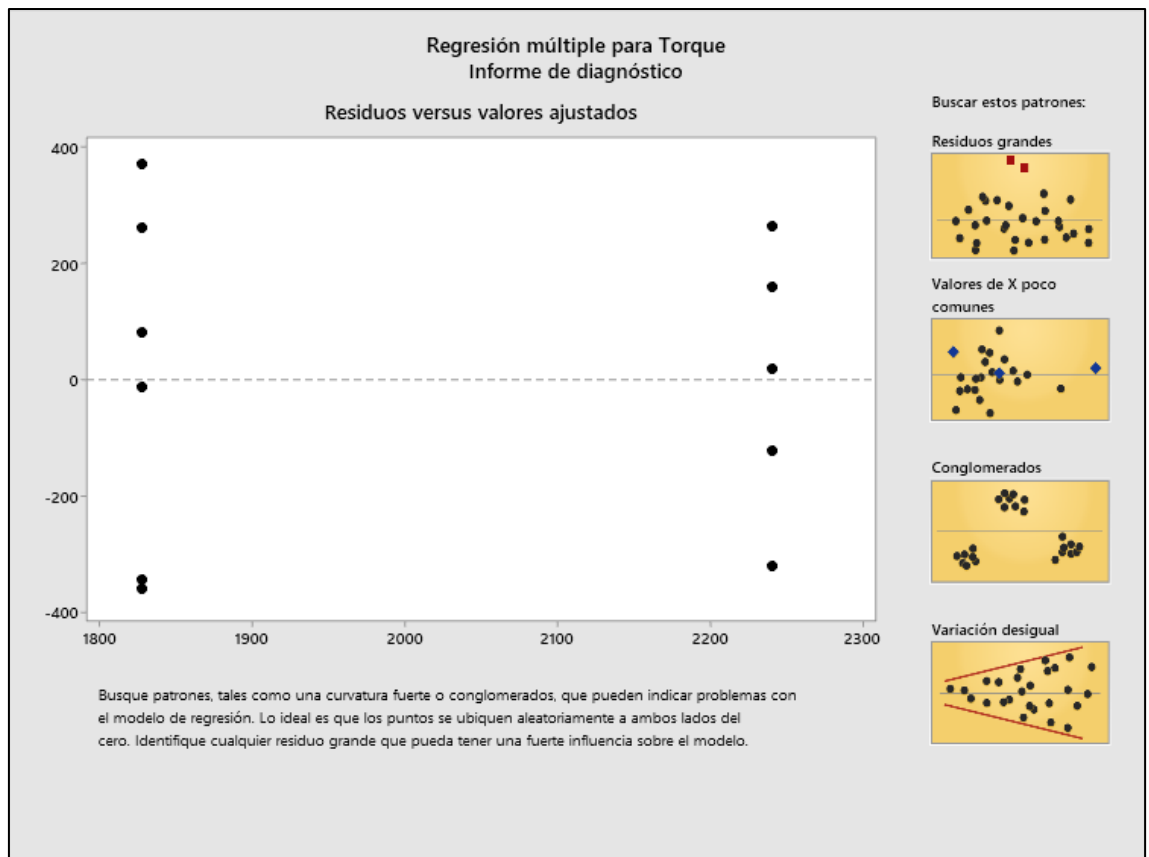


Figura 96: Regresión múltiple para torque. **Fuente:** (Autor, 2021)

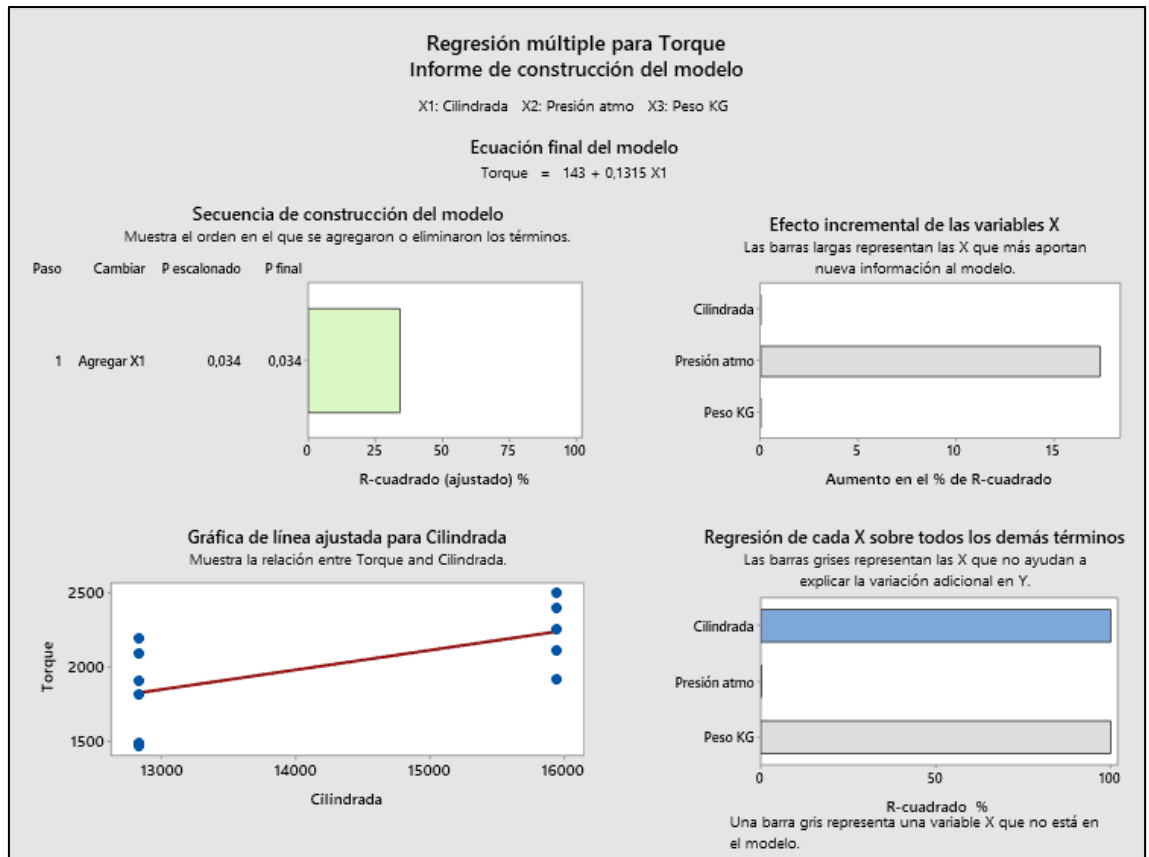


Figura 97: Regresión múltiple para torque. **Fuente:** (Autor, 2021)

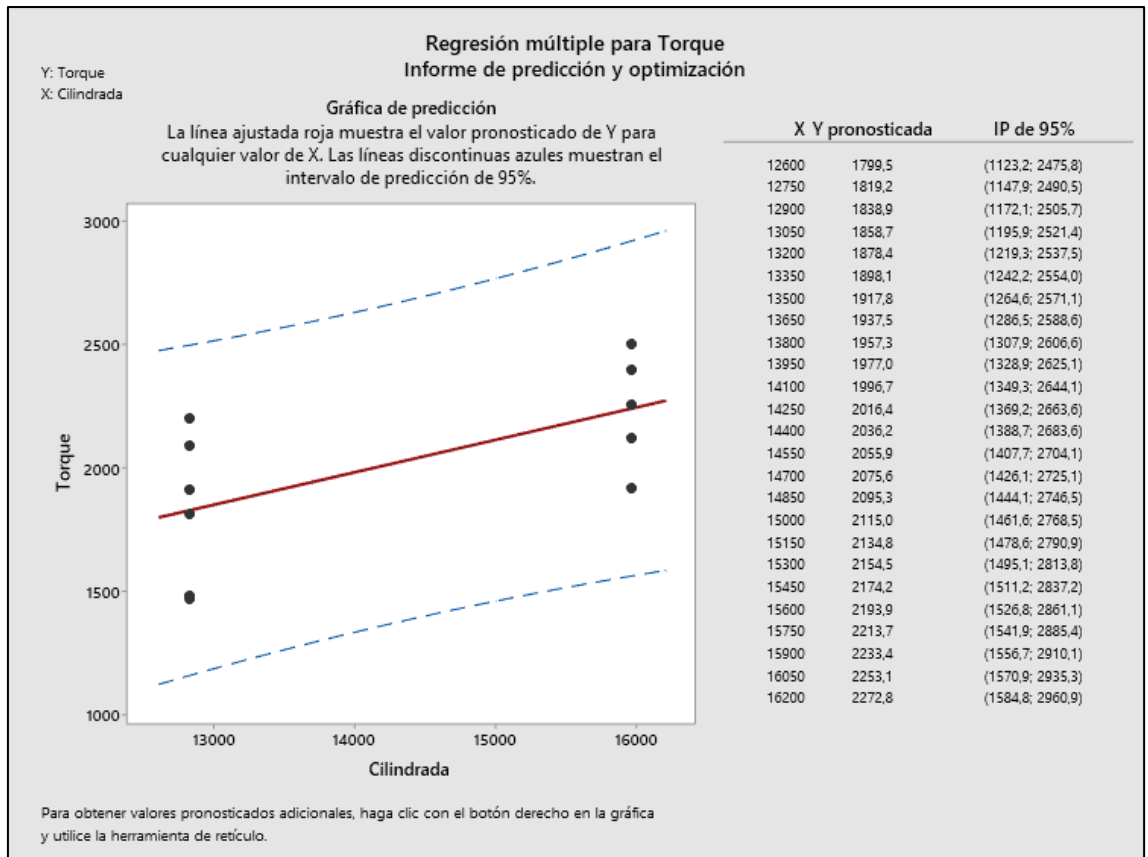


Figura 98: Regresión múltiple para torque. **Fuente:** (Autor, 2021)

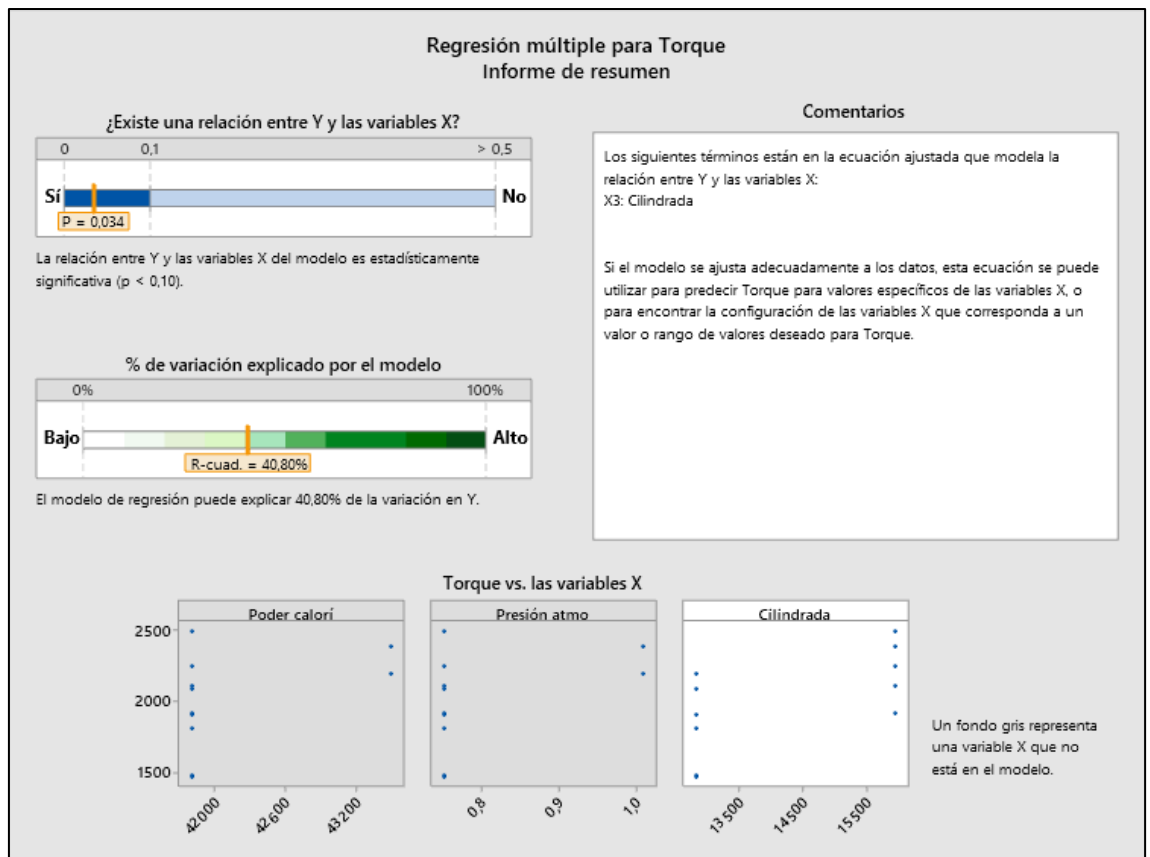


Figura 99: Regresión múltiple para torque. **Fuente:** (Autor, 2021)

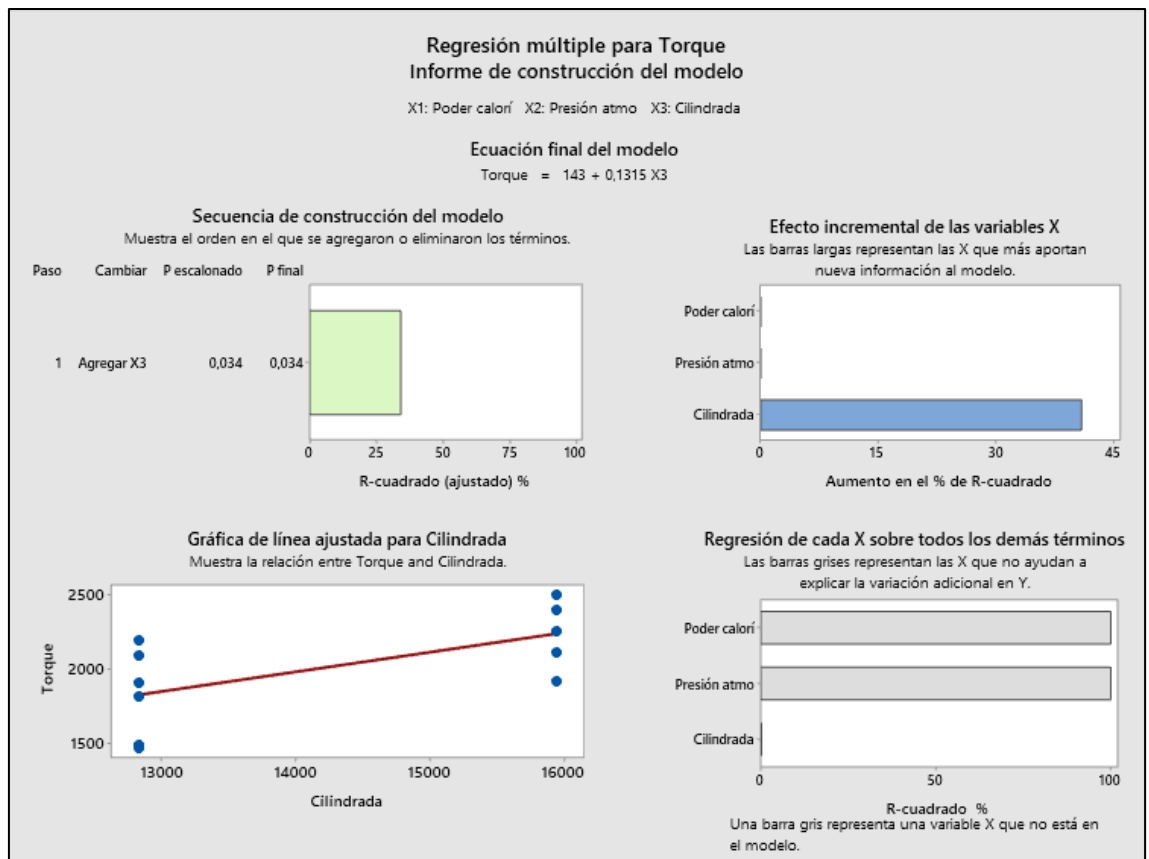


Figura 100: Regresión múltiple para torque. **Fuente:** (Autor, 2021)