

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

“ESTUDIO MEDIANTE LA TÉCNICA DE VIBRACIONES DE LOS
EFECTOS DE LA VARIACIÓN DE PRESIÓN EN EL RIEL DE
COMBUSTIBLE SOBRE LA COMBUSTIÓN DE UN MOTOR CRDi
MODELO HYUDAI SANTA FÉ 2.0”

Tesis previa a la obtención del
título de Ingeniero Mecánico
Automotriz.

Autores:

Ángel Rigoberto Albarracín Méndez
José Bruno Huiñisaca Quizhpe

Director:

Ing. Néstor Rivera

Cuenca, Febrero 2015

DEDICATORIA

El presente trabajo de tesis se lo dedico a mis padres Rigoberto y Carmen, quienes con su amor, trabajo y sacrificio, me dieron educación, apoyo y consejos, los mismos que han sido la guía y el camino para llegar hasta este punto de mi carrera. Para mis hermanas Jenny, Karina y Daysi, por su apoyo incondicional, convirtiéndose en pilares fundamentales para mi formación profesional. De manera especial a mi hermana Jenny pues ella fue el principal cimiento de mi vida profesional, en ella tengo un ejemplo de superación, pues sus virtudes y su gran corazón me llevan a admirarla cada día más. A mi enamorada María José por su aliento, comprensión, paciencia y amor, durante este trabajo.

Ángel

Este trabajo está dedicado a mis padres, quienes me han apoyado a lo largo de todos mis estudios, permitiéndome alcanzar este gran logro en mi vida.

A mis hermanos que han estado siempre a mi lado y han compartido sus alegrías y tristezas en esta aventura universitaria.

José

AGRADECIMIENTOS

Al culminar con el presente trabajo de tesis primeramente me gustaría agradecerle a Dios por darme la capacidad y sabiduría para finalizar mi carrera universitaria.

A la Universidad Politécnica Salesiana por darme la oportunidad de capacitarme para ser un profesional.

De manera especial a mi director de tesis, Ing. Néstor Rivera quien con sus conocimientos, experiencia, paciencia, motivación y esencialmente su amistad ha logrado que finalice este trabajo con éxito.

Al director de la carrera el Ing. Cristian García por fomentar la investigación a través de la apertura de centros de Investigación.

A mis familiares y amigos quienes estuvieron a mi lado compartiendo consejos, conocimientos, alegrías y tristezas sin retirar en ningún instante su apoyo incondicional.

Ángel

Al concluir este trabajo, agradezco a todos los profesores de la universidad, que de una u otra manera aportaron con los conocimientos necesarios para el desarrollo del mismo.

De manera especial agradezco al Ing. Cristian García por dar apertura a la creación del grupo de investigación.

Al Ing. Néstor Rivera por la guiarme en el desarrollo de este trabajo y por su constante apoyo y amistad.

José

DECLARATORIA

El trabajo de grado que se presenta, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecida en la carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz de la Universidad Politécnica Salesiana. En tal virtud los fundamentos técnicos-científicos y los resultados son exclusiva responsabilidad de los autores.

A través de la presente declaratoria cedemos los derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la Normativa Institucional vigente.



Ángel Rigoberto Albarracín Méndez



José Bruno Huiñisaca Quizhpe

CERTIFICADO

Que el presente proyecto de tesis, “*Estudio mediante la técnica de vibraciones de los efectos de la variación de presión en el riel de combustible sobre la combustión de un motor CRDi modelo Hyundai Santa Fé 2.0*” realizado por los estudiantes: *Albarracín Méndez Ángel Rigoberto, Huiñisaca Quizhpe José Bruno*, fue dirigido por mi persona.



Ing. Néstor Rivera

RESUMEN

El presente trabajo de tesis, es una investigación exhaustiva a través del análisis de imágenes espectrales y de un análisis estadístico, sobre los efectos más significativos o críticos que presenta el funcionamiento del motor Diesel a distintos regímenes (820, 1660 y 2500 [rpm]), cuando se manipula densidad y la presión del combustible.

Al comenzar esta investigación, se describen los ciclos de funcionamiento de un motor de encendido por compresión, teniendo mayor énfasis en el proceso de combustión. Durante el proceso de combustión se establece una tasa de liberación de calor, la cual queda definida mediante una ecuación, en donde se distingue dos parámetros; el primero es el flujo másico de combustible, que ingresa al interior del cilindro, el mismo que se puede cuantificar a través de la presión en el riel de combustible, el número de toberas y diámetro de la tobera; el segundo, es el poder calorífico del combustible, el cual puede variar mediante el uso de un aditivo. Además se detalla el funcionamiento de un sistema CRDi (common rail direct injection) similar al utilizado en el desarrollo de la experimentación.

En el capítulo dos, se estudia la técnica de vibraciones asociada con la dinámica de un MEC de manera general. También se realiza una investigación bibliográfica sobre el estado del arte en temas referentes al análisis de vibraciones en máquinas alternativas para el mantenimiento predictivo. A continuación se detalla el uso adecuado de los equipos de medición con sus respectivas normativas.

Para el capítulo tres, se ha presentado una breve introducción sobre el diseño de experimentos, lo que facilita al investigador escoger un adecuado diseño factorial para su estudio. Una vez escogido el diseño factorial, se procede a diseñar el experimento estableciendo los factores, los niveles, los factores de bloqueo y el orden para las muestras, este último punto se genera a partir del software Minitab®. Seguido a esto, se expone el desarrollo del experimento, el control de la presión a través del software Matlab® y un circuito eléctrico, y la variación de la densidad del combustible mediante el uso de un porcentaje determinado de aditivo. Las muestras

tomadas al manipular la presión fueron adquiridas mediante el equipo Adash® en la cámara anecóica, esto de acuerdo al orden preestablecido de las muestras. La señal obtenida se procesó mediante una interfaz en el programa Matlab®, donde se extraen los valores de media, varianza, desviación estándar, mediana, máximo, mínimo, potencia, energía, factor de curtosis, asimetría, valor RMS, factor de cresta, potencia de intervalo de frecuencia y su imagen espectral.

Finalmente se realiza el análisis de los datos obtenidos para caracterizar los efectos más críticos en el funcionamiento del motor Diesel, bajo la variación de la presión. Para este estudio se ha empleado dos procedimientos de análisis diferentes; el primero es un análisis de las imágenes espectrales para determinar el espectro patrón a 820, 1660 y 5200 [rpm], y la percepción del efecto más crítico en cada uno de estos regímenes; el segundo es un análisis estadístico usando diagramas de Pareto, gráficas de residuos, análisis de interacciones y análisis de superficies de acuerdo con los valores obtenidos de media, varianza, desviación estándar, mediana, máximo, mínimo, potencia, energía, factor de curtosis, asimetría, valor RMS y factor de cresta de cada una de las características de los espectros.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

ÍNDICE DE FIGURAS.....	XIII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XVII
1. ESTUDIO DE LOS CICLOS DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR ALTERNATIVO DIESEL	1
1.1. Motor Diesel.....	1
1.2. Ciclos de funcionamiento Diesel: teórico y real	1
1.2.1. Ciclo termodinámico teórico Diesel.....	1
1.2.2. Ciclo termodinámico real Diesel.....	2
1.3. Influencia de la presión de inyección en el proceso de combustión.....	5
1.4. Sistemas de inyección Diesel	7
1.4.1. Bombas de inyección PF y PFR.....	8
1.4.2. Bombas en línea	8
1.4.3. Bombas rotativas	9
1.4.4. Sistema de bomba unitaria (UPS)	9
1.4.5. Sistema de unidad inyectora (UIS)	10
1.4.6. Sistema Common Rail (CRDi)	10
1.5. Elementos y funcionamiento del sistema de inyección common rail.....	11
1.5.1. Elementos del sistema	11
1.5.1.1. Unidad de control (ECM)	11
1.5.1.2. Sensor de presión de sobrealimentación (BPS)	12
1.5.1.3. Sensor de presión de riel.....	12
1.5.2. Actuadores.....	13
1.5.2.1. Inyector	13
1.5.2.2. Válvula reguladora de presión	13
1.5.3. Comportamiento de inyección con common rail.	15
1.5.3.1. Inyección previa.....	15

1.5.3.2.	Inyección principal	16
1.5.3.3.	Inyección posterior	16
2.	ANÁLISIS DE LAS VIBRACIONES EN UN GRADO DE LIBERTAD PARA MÁQUINAS ALTERNATIVAS.....	17
2.1.	Vibraciones.....	17
2.2.	Constitución de un sistema vibratorio	17
2.3.	Clasificación de las vibraciones	17
2.3.1.	Vibración libre y vibración forzada	18
2.3.2.	Vibración amortiguada y no amortiguada.....	18
2.3.3.	Vibración lineal y no lineal	18
2.3.4.	Vibración determinística y aleatoria	19
2.4.	Parámetros de la vibración	19
2.5.	Otros parámetros asociados con las vibraciones	20
2.6.	Unidades de vibración utilizadas en mantenimiento predictivo.....	20
2.7.	Vibraciones en sistemas de un solo grado de libertad.....	20
2.8.	Transmisibilidad de la maqueta al suelo	26
2.8.1.	Consideraciones sobre la transmisibilidad.....	26
2.8.2.	Aislamiento de la maqueta al suelo.....	27
2.9.	Dinámica de MEC	28
2.9.1.	Cinemática de un MCE monocilíndrico.....	29
2.10.	Vibraciones en máquinas alternativas.....	31
2.10.1.	Introducción	31
2.10.2.	Normativa utilizada para el análisis de la técnica	32
2.10.3.	Ubicación de los acelerómetros	33
3.	TRATAMIENTO DE LA SEÑAL	36
3.1.	Diseño experimental, obtención de muestras	36
3.1.1.	Introducción al diseño de experimentos.....	36

3.2.	Definiciones básicas en el diseño de experimentos.....	37
3.2.1.	El Experimento y su unidad.	37
3.2.2.	Variables de respuesta.....	37
3.2.3.	Factores controlables.....	37
3.2.4.	Factores no controlables o de ruido	37
3.2.5.	Factores estudiados	37
3.2.6.	Niveles y tratamientos.....	37
3.2.7.	Error aleatorio y error experimental.....	37
3.2.8.	Aleatorización	38
3.2.9.	Repetición	38
3.2.10.	Bloqueo	38
3.3.	Etapas en el diseño experimental	38
3.3.1.	Planeación y realización.....	38
3.3.2.	Análisis.....	38
3.3.3.	Interpretación	39
3.3.4.	Conclusiones finales.....	39
3.4.	Diseño factorial 2^3	39
3.4.1.	Análisis del diseño factorial	40
3.5.	Diseño factoriales 3^K	41
3.6.	Gráfico de efectos en papel normal (Gráfica de Daniel).....	41
3.7.	Diagrama de Pareto de efectos	42
3.8.	Diseño del experimento.....	42
3.8.1.	Factores y niveles	42
3.8.2.	Factores de bloqueo.....	43
3.8.2.1.	Temperatura del refrigerante	43
3.8.2.2.	Carga externa del motor.....	44
3.8.2.3.	Temperatura de ambiente.....	44

3.8.2.4.	Humedad relativa.....	44
3.8.3.	Orden para la toma de muestras	44
3.9.	Desarrollo del experimento	46
3.9.1.	Control de la presión de combustible.....	46
3.9.2.	Control de las revoluciones del motor	48
3.9.3.	Control de la densidad del diesel	48
3.9.3.1.	Proceso para medir la densidad de las tres muestras diesel.....	48
3.10.	Adquisición de datos.....	50
4.	ANÁLISIS DE LOS ESPECTROS CARACTERÍSTICOS	52
4.1.	Espectros patrones a 820, 1660 y 2500 [rpm]	52
4.2.	Efectos críticos en los regímenes de 820, 1660 y 2500 [rpm]	54
4.3.	Estudio de las muestras del experimento	59
4.3.1.	Diagrama de Cajas	59
4.3.2.	Histograma de RPM.....	60
4.4.	Determinación de las características más representativas de los espectros. 61	
4.4.1.	Análisis de Pareto.....	61
4.4.2.	Análisis de residuos	67
4.4.3.	Análisis de interacciones y efectos principales.....	75
4.4.4.	Análisis de Superficie	87
5.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	97
5.1.	Conclusiones	97
5.2.	Recomendaciones.....	98
	BIBLIOGRAFÍA.....	99
	ANEXOS	102

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1 Diagrama de la tasa de inyección y de liberación de calor.....	3
Figura 1. 2 Bombas de inyección PF y PFR.	8
Figura 1. 3 Bomba de inyección lineal	8
Figura 1. 4 Bomba rotativa.	9
Figura 1. 5 Sistema de inyección UPS.....	9
Figura 1. 6 Sistema de inyección UIS.....	10
Figura 1. 7 Sistema Common Rail.....	10
Figura 1.8: 1. Sensor de Presión “Boost”, 2. Bomba de Vacío, 3. Actuador de presión, 4. Gases de Escape del Turbó cargador, 5. Waste Gate.	12
Figura 1. 9 Sensor de presión del riel: 1. Conexión eléctrica, 2. Circuito de evaluación, 3. Diafragma con elemento sensor, 4. Conexión de alta presión, 5. Rosca de montura.....	13
Figura 1. 10 Válvula reguladora de presión. 1. Conexión eléctrica, 2. Muelle de la válvula, 3. Inducido, 4. Carcasa de la válvula, 5. Bobina electromagnética, 6. Bola de la válvula, 7. Anillo de apoyo, 8. Junta toroidal, 9. Filtro, 10. Afluencia de alta presión, 11. Cuerpo de válvula, 12. Salida al circuito de baja presión.	
Figura 1. 11 Carrera de aguja del inyector y desarrollo de presión con inyección previa.....	16
Figura 2. 1. Clasificación de las vibraciones	17
Figura 2. 2. Sistema no amortiguado	21
Figura 2. 3. Sistema amortiguado	22
Figura 2. 4. Solución completa (homogénea + particular).....	24
Figura 2. 5. Factor de amplificación dinámica.	26
Figura 2. 6. Consideraciones de la transmisibilidad	27
Figura 2. 7. Diseño del aislamiento MCE-suelo.	28
Figura 2. 8. Modelado del desplazamiento del aislamiento.....	28
Figura 2. 7 Geometría del mecanismo.	29
Figura 2. 8 Direcciones y puntos para la ubicación de acelerómetros en un motor en línea.....	34

Figura 3. 1. Diseño factorial 2^3 y su representación geométrica.....	39
Figura 3. 2 Circuito para el control de presión de combustible 1.	46
Figura 3. 3 Circuito para el control de presión de combustible 2	47
Figura 3. 4 Programa para el control de los voltajes de las señales.	47
Figura 3. 5 Motor ubicado en la cámara anecóica para la toma de muestras.	50
Figura 3. 6 Ventana del programa donde se extraen los valores necesarios.	50
Figura 4. 1. Espectro patrón para el régimen de 820 [rpm].	52
Figura 4. 2 Espectro patrón para el régimen de 1660 [rpm].	53
Figura 4. 3 Espectro Patrón para el régimen de 2500 [rpm].	53
Figura 4. 4 Espectro vibratorio del efecto más crítico a 820 [rpm].	55
Figura 4. 5 Espectro vibratorio del efecto más crítico a 1660 [rpm].	57
Figura 4. 6 Percepción del efecto más crítico a 2500 [rpm].	59
Figura 4. 7 Gráfica de caja para las muestras tomadas según las RPM.	60
Figura 4. 8 Histograma de las muestras tomadas según las RPM.	60
Figura 4. 9 Diagrama de Pareto para la Media.	61
Figura 4. 10 Diagrama de Pareto para la Varianza.	61
Figura 4. 11 Diagrama de Pareto para la Desviación Estándar.	62
Figura 4. 12 Diagrama de Pareto para la Mediana.	62
Figura 4. 13 Diagrama de Pareto para Máximo.	63
Figura 4. 14 Diagrama de Pareto para Máximo.	63
Figura 4. 15 Diagrama de Pareto para Potencia.	64
Figura 4. 16 Diagrama de Pareto para Energía.	64
Figura 4. 17 Diagrama de Pareto para Factor de Custosis.	65
Figura 4. 18 Diagrama de Pareto para Asimetría.	65
Figura 4. 19 Diagrama de Pareto para Valor RMS.	66
Figura 4. 20 Diagrama de Pareto para Factor de Cresta.	66
Figura 4. 21 Diagrama de Pareto para Potencia de Intervalo.	67
Figura 4. 22 Gráfica de residuos para Media.	68
Figura 4. 23 Gráfica de residuos para Varianza.	68
Figura 4. 24 Gráfica de residuos para Desviación Estándar.	69
Figura 4. 25 Gráfica de residuos para Mediana.	69
Figura 4. 26 Gráfica de residuos para Máximo.	70

Figura 4. 27 Gráfica de residuos para Mínimo.	70
Figura 4. 28 Gráfica de residuos para Potencia.	71
Figura 4. 29 Gráfica de residuos para Energía.	71
Figura 4. 30 Gráfica de residuos para Factor de Curtosis.	72
Figura 4. 31 Gráfica de residuos para Asimetría.	72
Figura 4. 32 Gráfica de residuos para Valor RMS.	73
Figura 4. 33 Gráfica de residuos para Factor de Cresta.	73
Figura 4. 34 Gráfica de residuos para Potencia de Intervalo de frecuencia.	74
Figura 4. 35 Gráfica de interacción para Varianza.	76
Figura 4. 36 Gráfica de efectos principales para Varianza.	76
Figura 4. 37 Gráfica de interacción para Desviación Estándar.	77
Figura 4. 38 Gráfica de efectos principales para Desviación Estándar.	77
Figura 4. 39 Gráfica de interacción para Mediana.	78
Figura 4. 40 Gráfica de efectos principales para Mediana.	78
Figura 4. 41 Gráfica de interacción para Máximo.	79
Figura 4. 42 Gráfica de efectos principales para Máximo.	79
Figura 4. 43 Gráfica de interacción para Mínimo.	80
Figura 4. 44 Gráfica de efectos principales para Mínimo.	80
Figura 4. 45 Gráfica de interacción para Potencia.	81
Figura 4. 46 Gráfica de efectos principales para Potencia.	81
Figura 4. 47 Gráfica de interacción para Energía.	82
Figura 4. 48 Gráfica de efectos principales para Energía.	82
Figura 4. 49 Gráfica de interacción para Factor de Curtosis.	83
Figura 4. 50 Gráfica de efectos principales para Factor de Curtosis.	83
Figura 4. 51 Gráfica de interacción para Asimetría.	84
Figura 4. 52 Gráfica de efectos principales para Asimetría.	84
Figura 4. 53 Gráfica de interacción para Valor RMS.	85
Figura 4. 54 Gráfica de efectos principales para Valor RMS.	85
Figura 4. 55 Gráfica de interacción para Factor de Cresta.	86
Figura 4. 56 Gráfica de efectos principales para Factor de Cresta.	86
Figura 4. 57 Gráfica de superficie para Varianza.	88
Figura 4. 58 Gráfica de superficie para Desviación Estándar.	89
Figura 4. 59 Gráfica de superficie para Mediana.	90

Figura 4. 60 Gráfica de superficie para Máximo.	91
Figura 4. 61 Gráfica de superficie para Mínimo.	92
Figura 4. 62 Gráfica de superficie para Potencia.	93
Figura 4. 63 Gráfica de superficie para Mediana.	94
Figura 4. 64 Gráfica de superficie para Energía.	95

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2. 1 Especificaciones de las direcciones y puntos de ubicación de los acelerómetros.	33
Tabla 2. 2 Elementos para adquisición de datos.	34
Tabla 3. 1 Tabla de signos del diseño factorial 2^3	40
Tabla 3. 2 ANOVA para el diseño 2^3	41
Tabla 3. 3 Niveles del factor de presión.	42
Tabla 3. 4 Niveles del factor de revoluciones del motor.	43
Tabla 3. 5 Niveles del factor densidad del diesel.	43
Tabla 3. 6 Orden para la toma de muestra.	44
Tabla 3. 7 Proceso de medición de la densidad del diesel,	48
Tabla 3. 8 Densidad de la muestras del combustible diesel,	49
Tabla 4. 1. Potencia de los espectros patrones a 820, 1660 y 2500 [rpm].	54
Tabla 4. 2 Características de las muestras obtenidas al régimen de 820 [rpm].	55
Tabla 4. 3 Características de las muestras obtenidas al régimen de 1660 [rpm].	56
Tabla 4. 4 Características de las muestras obtenidas al régimen de 2500 [rpm].	57
Tabla 4. 5 Diferencia de potencia del espectro patrón frente al espectro del efecto crítico a 1660 y 2500 [rpm].	58
Tabla 4. 6 Factores más influyentes para cada característica de acuerdo a la gráfica de Pareto.	75
Tabla 4. 7 Factores más influyentes para cada característica de acuerdo a la gráfica de efectos principales e interacciones	87
Tabla 4. 8 Resultados de puntos máximos y mínimos.	96

1. ESTUDIO DE LOS CICLOS DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR ALTERNATIVO DIESEL

1.1. Motor Diesel

Por el siglo XIX la industria automotriz buscaba desarrollar una máquina alternativa que tenga una mayor eficiencia para poder sustituir a la máquina de vapor.

En 1892 el ingeniero Rudolf Diesel (1858-1913), propuso a la empresa Maschinenfabrik-Augsbusg la creación un motor de prueba que era completamente nuevo [1].

La primera patente fue concedida a Rudolf Diesel se fechó el 4 de febrero de 1892. El primer motor que funcionó con resultados industriales positivos fue un mono cilíndrico y de cuatro tiempos, de enormes dimensiones (250*400 mm), que con una presión final de compresión de unas 32 atmósferas, daba 18 CV a unas 154 [rpm] [2]. Hoy en día los vehículos que están dotados de un motor Diesel están por encima de los de ciclo Otto o de gasolina. Este fenómeno es relativamente reciente, en 1989 el porcentaje de los vehículos movidos por diesel era apenas del 11% mientras que en 2007 el 71% de vehículos son movidos por diesel [3].

Para lograr dicha evolución en los motores Diesel, fue necesario desarrollar nuevas tecnologías en cuanto al sistema de inyección se refiere. El sistema de inyección de los motores Diesel es un limitante para su desarrollo. En un comienzo se utilizaba una bomba de inyección ya sea lineal o rotativa, hoy en día el auge de la inyección es por conducto común o common rail, del que se hablará más adelante.

1.2. Ciclos de funcionamiento Diesel: teórico y real

1.2.1. Ciclo termodinámico teórico Diesel

Se entiende por ciclo termodinámico, a un conjunto de procesos termodinámicos que sufre un fluido en un sistema que retorna a sus condiciones iniciales, después de haber realizado un trabajo. Como proceso termodinámico se conoce a la variación de las propiedades termodinámicas (presión, entropía, volumen, entalpía y temperatura) [4].

Para los MEC¹ y MECH², el análisis termodinámico de su ciclo de potencia es bastante complejo, por lo que para reducir dicho análisis a un nivel manejable, se utilizan el aire como gas perfecto durante todo el ciclo termodinámico, por lo tanto son denominados ciclos termodinámicos teóricos de aire estándar.

El ciclo termodinámico teórico Diesel se compone de cuatro procesos reversibles internamente; el primero, es un proceso de compresión, este proceso no genera cambios en su entalpia, por lo que es denominada una compresión isentrópica; el segundo da lugar a la adición de calor a presión constante (transformación isóbara); el tercero, es un proceso de expansión isentrópica (entalpia= 0); finalmente el cuarto, es un proceso, donde se origina el rechazo de calor a volumen constante (transformación isócara) [5]. El ciclo Diesel se realiza en un sistema cerrado y sin tomar en cuenta los cambios de energía cinética y potencial. [6]

1.2.2. Ciclo termodinámico real Diesel

Proceso de admisión

En este proceso la acción principal a considerar, es la apertura de la válvula de admisión, lo cual permite que el pistón aspire aire filtrado desde el seno de la atmosfera hacia el interior del cilindro, durante la carrera de admisión, hasta alcanzar una presión casi igual a la atmosférica y elevar su temperatura gracias a la transferencia de calor por convección de los conductos, válvulas, cilindro y pistón.

En los motores actuales el uso de la recirculación de gases de escape (EGR), es otro punto importante en este proceso, ya que sustituye a cierta cantidad de aire que ingresa al cilindro con gases de escape. Un efecto directo que se da con el incremento de temperatura del gas admitido es la reducción de la densidad del gas admitido, y por tanto una reducción de la masa admitida. Además de la reducción de la concentración de oxígeno que es consecuencia de la sustitución de aire fresco por gas quemado con reducido contenido de oxígeno [7].

Proceso de compresión

El cierre de la válvula de admisión marca el inicio del proceso de compresión, a medida que el pistón asciende hacia el punto muerto superior (P.M.S), se comprime

¹ MEC: Motores de Encendido por Compresión

² MECH: Motores de Encendido por Chispa

el aire, provocando una disminución importante en su volumen, estableciendo relaciones de compresión muy altas que oscilan entre los 14:1 y 22:1, lo que implica un aumento de la presión entre los 30 a 55 bares en motores de aspiración y de 80 a 110 en motores sobrealimentados. El proceso permite el aumento considerable de la temperatura de aire aspirado que oscila entre 700 a 900 °C [8], el cual se considera en el estudio como el fenómeno crucial de este proceso. Este fenómeno es el causante de la autoinflamación de combustible en MEC. Durante este proceso, el flujo a comprimir está compuesto de aire y gases residuales de escape, en algunos MEC mediante la EGR, produciendo una reducción de oxígeno admitido a comprimir superior al 15% [7], lo que provoca una evolución en las propiedades termodinámicas del fluido durante el proceso de compresión.

Proceso de combustión

En los MEC el proceso de combustión se origina mediante la autoinflamación del combustible. Las condiciones en el proceso de compresión crearán un ambiente de aire a elevada presión, temperatura y gran turbulencia generada por el movimiento del pistón y la geometría de la cámara de combustión, que asegurarán la autoinflamación del combustible.

Según los autores Simón J. Fygueroa S. y Jesús O. Araque M. en su apartado [9], explican que existen diferentes fases del proceso de combustión en los que se toma en consideración aspectos físicos relacionados al calentamiento y evaporización del combustible, formación de la mezcla, y químicos relacionados con la liberación de energía.

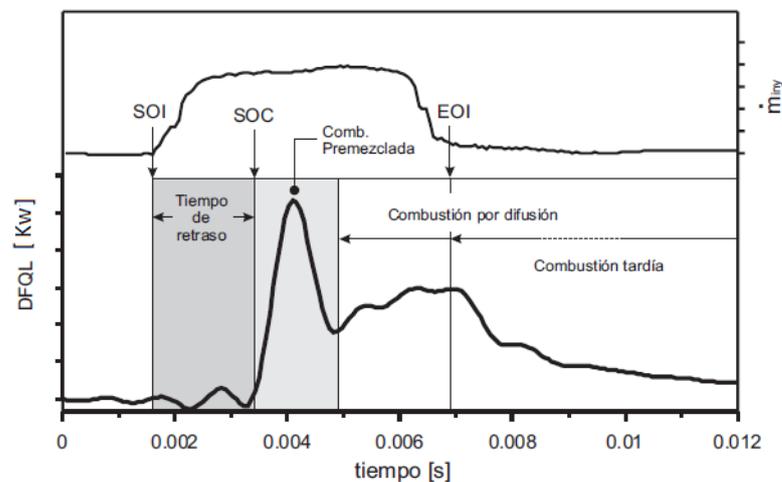


Figura 1. 1 Diagrama de la tasa de inyección y de liberación de calor. **Fuente:** [10]

En la figura 1.1 se distingue las fases del proceso de combustión de un motor Diesel de inyección directa que se describe a continuación.

- **Tiempo de retraso.** Esta fase empieza con el inicio de la inyección del combustible (SOI) y termina cuando se produce el inicio del proceso de combustión (SOC). Durante esta fase, el combustible se mezcla con el aire gracias a una serie de procesos físicos como son la atomización del combustible líquido, la evaporación del combustible atomizado y el englobamiento de aire.

En el seno de la atmosfera donde se inyecta el combustible para producir la mezcla aire-combustible, comienza a darse pre reacciones químicas de baja intensidad que producen la ruptura de la molécula de combustible en cadenas de hidrocarburos más cortas, junto con la formación de radicales libres; las mismas que culminan con el autoencendido espontáneo de la mezcla marcando el final de esta fase. En dicho autoencendido se produce un crecimiento súbito de la tasa de liberación de calor (SOC). La duración de esta fase dependerá de las condiciones de operación del motor.

- **Combustión premezclada.** Esta fase es la que le sigue temporalmente al tiempo de retraso. En esta fase, que tiene un carácter fuertemente no estacionario, la oxidación del combustible que se ha mezclado con el aire entre los límites de inflamabilidad durante el tiempo de retraso ocurre muy rápidamente. La forma característica de la liberación de calor durante esta etapa es un perfil casi triangular con un máximo y una caída a un mínimo relativo donde se suele definir el final del proceso de combustión premezclada.
- **Combustión por difusión.** Una vez se consume toda la masa de mezcla adquirida en el tiempo de retraso, se observa una tasa más baja de liberación de calor que corresponde a la fase de combustión por difusión. La ley de liberación de calor durante la combustión por difusión está vinculada principalmente por el proceso de mezcla del combustible evaporado con el aire en el interior de la cámara de combustión. La hipótesis generalmente asumida es que la combustión durante esta fase se realiza en condiciones localmente estequiométricas o próximas a ella. Durante esta fase la estructura de la llama alcanza un período cuasi-estacionario que se mantiene mientras se siga inyectando combustible.

- **Combustión por difusión tardía.** Una vez acaba el proceso de inyección de combustible (EOI), termina el período cuasi-estacionario de combustión por difusión, al que le sigue la fase de combustión por difusión tardía. Esta etapa no difiere cualitativamente de la anterior pero si cuantitativamente. En esta fase final, se observa un decrecimiento progresivo de la ley de liberación de calor causado por el deterioro del proceso de mezcla aire/combustible, debido a que el pistón se suele encontrar en su fase de expansión y fundamentalmente al final del proceso de inyección, ya que es éste el principal mecanismo de generación de energía cinética turbulenta en el interior de la cámara de combustión. [11]

Proceso de expansión

Al inflamarse espontáneamente la mezcla aire-combustible, se produce un fenómeno de expansión provocado por la presión de combustión (presión máxima de 65 a 90 bar, aproximadamente) que impulsa al pistón hacia el punto muerto inferior (P.M.I). Este impulso provoca un movimiento rectilíneo del pistón, el mismo que es transformado a un movimiento giratorio, a través de la biela y del cigüeñal. [12]

Proceso escape

Este proceso inicia al momento que la válvula de escape se abre, los gases quemados salen del cilindro a causa de la presión todavía existente en el interior del cilindro y son empujados por el pistón hacia el conducto de escape en la carrera hacia el P.M.S. a una temperatura de los gases que oscilan entre los 550 a 750°C. [12]

1.3. Influencia de la presión de inyección en el proceso de combustión

La presión de inyección es un parámetro importante en un motor Diesel puesto que define cuantitativamente parámetros como tasa de inyección y la evolución del chorro de combustible y su interacción con el aire.

El primer parámetro en el cual se enfoca, se define como la secuencia de entrega de combustible al motor, y como es obvio, una variación en la presión de inyección produce una variación en la tasa de combustible inyectado. Para cuantificar esta variación Jaime Gimeno García en su apartado [13], plantea la ecuación de Bernoulli entre aguas arriba del orificio de inyección y justo a la salida del orificio de

inyección y suponiendo pérdidas nulas. Así pues, suponiendo despreciable la velocidad del fluido aguas arriba, se obtiene:

$$\frac{P_i}{\rho_f} = \frac{P_b}{\rho_f} + \frac{1}{2}\mu^2 \quad (1)$$

Donde P_i y P_b son la presión aguas arriba y aguas abajo respectivamente y ρ_f es la densidad del combustible. Despejando de esta ecuación y teniendo en cuenta que la caída de presión en el orificio se calcula como $\Delta P = P_i - P_b$, la velocidad máxima teórica, también conocida como velocidad de Bernoulli, queda determinada como

$$\mu_{teo} = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_f}} \quad (2)$$

Suponiendo que el combustible utiliza toda la sección geométrica de salida, A_0 , el caudal teórico vendrá dado por

$$\dot{m}_{teo} = A_0 \cdot \rho_f \cdot u_{teo} \quad (3)$$

Considerando que la sección geométrica de la tobera A_0 , queda determinada como:

$$A_0 = n_T \cdot \frac{\pi \cdot d_T^2}{4} \quad (4)$$

Donde n_T es el número de toberas y d_T es el diámetro de la tobera.

Además uno de los parámetros más empleados a la hora de evaluar el flujo másico a través de orificios de inyección es el coeficiente de descarga. Éste se define como el caudal másico real frente al máximo teórico. Por lo tanto el coeficiente de descarga C_d , queda como

$$C_d = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{teo}} = \frac{\dot{m}}{A_0 \cdot \rho_f \cdot \mu_{teo}} \quad (5)$$

Sustituyendo en esta expresión la ecuación (2) y (4), el C_d queda expresado como

$$C_d = \frac{4\dot{m}}{n_T \cdot \pi \cdot d_T^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_f \cdot \Delta P}} \quad (6)$$

Despejando de la ecuación (6) el flujo másico que expresado como

$$\dot{m} = n_T \cdot \frac{\pi \cdot d_T^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_f \cdot \Delta P} \quad (7)$$

La tasa de combustible inyectado está ligada directamente a la tasa de liberación de calor y la duración del proceso de combustión. La tasa de calor liberado máxima durante la combustión premezclada es siempre menor que la máxima durante la

combustión por difusión y que el calor liberado en esta fase está siempre por debajo del 20% del total. La escasa liberación de calor en este proceso puede ser explicada fundamentalmente por la disminución del tiempo de retraso en la inyección, en motores sobrealimentados debido a la alta presión en la cámara, lo que hace que la tasa de combustible inyectado durante este tiempo sea menor y por lo tanto la cantidad de combustible preparado para quemar sea menor.

En cambio teniendo en cuenta que al proceso de combustión por difusión lo podemos dividir en dos partes bien diferenciadas: la combustión por difusión, que está asociada al desarrollo del proceso de combustión durante el proceso de inyección de combustible, y otra la combustión por difusión tardía que es mucha más lenta que se desarrolla cuando la inyección ya ha finalizado, entonces si consideramos que la cantidad de combustible quemado durante la combustión premezclada no supera el 20% del total inyectado, es de suponer que el proceso de combustión por difusión es el que controla en gran medida la liberación de calor y la duración de la combustión.

Para cuantificar la liberación de calor y la duración de la combustión en cada fase del proceso de combustión se vuelve un estudio muy complejo, pero existe estudios como el de Francisco Payri González y José María Desantes Fernández [10] que obtienen modelos matemáticos a través de métodos experimentales para un motor Diesel de ciertas características, donde expresan ecuaciones para cuantificar la duración de la combustión.

Por la complejidad de cuantificar estos parámetros, la tasa de liberación de calor por la quema de combustible combustionado durante todo el proceso de combustión, (\dot{Q}_{comb}) queda expresada como

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot PCI \quad (8)$$

Donde \dot{m}_{comb} es el flujo másico a través de la tobera admitido en el interior del cilindro por ciclo y PCI es el poder calorífico inferior del combustible (J/Kg). [14]

1.4. Sistemas de inyección Diesel

A lo largo de la evolución del motor Diesel, se han desarrollado diferentes sistemas de inyección de combustible. Unos sistemas van reemplazando a los anteriores y otros se han venido mejorando cada vez más por la competencia de los fabricantes. Se describe brevemente a continuación los sistemas más relevantes de

inyección de combustible diesel que se emplean en la actualidad y se hace un hincapié en el sistema de inyección common rail debido a que este sistema está implementado en el motor en el cual se va a desarrollar la investigación.

1.4.1. Bombas de inyección PF y PFR

Las bombas de inyección PF y PFR no disponen de árbol de levas propio, en consecuencia, los émbolos de la bomba son impulsados por el árbol de levas del motor. La transmisión del movimiento propulsor se hace con o sin rodillos. Generalmente la fijación se hace directamente en el motor y su posición depende de cada aplicación. Las bombas PF y PFR normalmente son de un cilindro, pero hay versiones de 2, 3 y 4 cilindros, y generalmente son utilizadas en muchos motores Diesel, como estacionarios, grupos generadores de energía, barcos de pesca, etc. [15]



Figura 1. 2 Bombas de inyección PF y PFR. Fuente: [15]

1.4.2. Bombas en línea

Las bombas de inyección en línea están instaladas junto al motor y son accionadas por el mismo motor del vehículo. Cada cilindro del motor está conectado a un elemento de la bomba que están dispuesto en línea, por eso se llama “bomba lineal”. [15]



Figura 1. 3 Bomba de inyección lineal. Fuente: [16]

1.4.3. Bombas rotativas

Las bombas rotativas, son bombas que requieren tolerancias y especificaciones muy estrictas para que se obtenga las características de inyección deseadas.

El diseño, el concepto y las apariencias son totalmente diferentes de las conocidas en la bomba en línea. Principalmente porque se utiliza sólo un pistón para los diversos cilindros del motor. A través de un solo orificio, se hace el control de la inyección en cada cilindro. Con el movimiento rotativo del pistón, el orificio coincide con la línea de alta presión conectada a un inyector específico. Ese movimiento coordina la secuencia de inyección. [15]

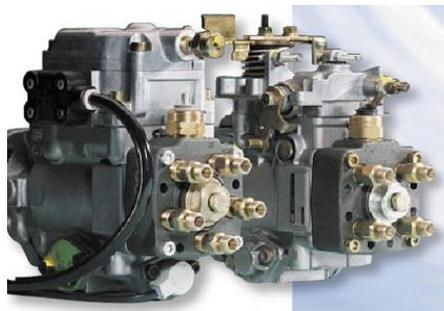


Figura 1. 4 Bomba rotativa. **Fuente:** [15]

1.4.4. Sistema de bomba unitaria (UPS)

En este sistema para cada cilindro del motor existe una bomba de alta presión conectada directamente al porta tobera del respectivo cilindro. Esta bomba se acciona por el eje de comando del motor, comprimiendo el combustible. Por medio del accionamiento electrónico, la unidad de comando acciona la válvula electromagnética que libera el paso de combustible bajo alta presión al inyector. [15]



Figura 1. 5 Sistema de inyección UPS. **Fuente:** [15]

1.4.5. Sistema de unidad inyectora (UIS)

El sistema UIS integra la bomba de alta presión y la tobera en una sola unidad comparte para cada cilindro del motor. El sistema UIS reemplaza el conjunto porta toberas de los sistemas convencionales, dispersando el uso de las cañerías de alta presión, lo que posibilita alcanzar elevados valores de presión.

Cada unidad inyectora está instalada en la culata del motor y realiza la inyección de combustible directamente en cada cilindro. [15]



Figura 1. 6 Sistema de inyección UIS. **Fuente:** [15]

1.4.6. Sistema Common Rail (CRDi)

En este sistema, la generación de presión y la inyección de combustible están separadas, lo que significa que la bomba genera la alta presión que está disponible para todos los inyectores a través de un tubo distribuidor común, que puede ser controlada independiente de las revoluciones del motor. La presión de combustible, inicio y fin de la inyección son precisamente calculados por la unidad de comando a partir de informaciones obtenidas de los diversos sensores instalados en el motor, lo que proporciona excelente desempeño, bajo ruido y la mínima emisión de gases contaminantes. [15]



Figura 1. 7 Sistema Common Rail. **Fuente:** [15]

1.5. Elementos y funcionamiento del sistema de inyección common rail

La marca Fiat es la pionera en desarrollar un sistema de alimentación directa de combustible para motores Diesel. Desde 1986, cuando Fiat lanzó el vehículo Croma TDI, con el primer sistema de inyección directa del mundo, se generó un interés de todos los fabricantes por mejorar sus sistemas de inyección de combustible, descartando los otros sistemas y concentrándose en lo nuevo, que es el common rail.

1.5.1. Elementos del sistema

Un sistema common rail necesita varias señales de entrada que provienen de los sensores, pasan por la ECU para ser procesadas y de ahí sale la señal de inyección que comanda los actuadores.

La instalación de un sistema common rail consta: [17]

- Unidad de control (ECM)
- Sensor de revoluciones del cigüeñal (CKP)
- Sensor de revoluciones del árbol de levas (CMP)
- Sensor del pedal del acelerador (APS)
- Sensor de presión de sobrealimentación (BPS)
- Sensor de presión de “riel” (RPS)
- Sensor de temperatura de líquido refrigerante (ECT)
- Medidor de masa de aire (MAF)

1.5.1.1. Unidad de control (ECM)

La ECM efectúa todos los comandos necesarios para:

- Mantener la presión del acumulador de alta presión (riel) constante.
- Comenzar y terminar el proceso real de la inyección.

La ECM utiliza los valores medidos de los sensores (Eje. velocidad del motor, posición del pedal del acelerador, temperatura del aire) para calcular la cantidad de inyección de combustible correcta y el grado óptimo de comienzo de la inyección.

Los mapas almacenados en la ECM contienen la inyección apropiada para cada valor medido. Esto significa que es posible implementar una inyección piloto y la pos-inyección. [18]

1.5.1.2. Sensor de presión de sobrealimentación (BPS)

Los motores de autos para pasajeros con los gases de escape del turbo cargador deben desarrollar torques altos aun a bajas velocidades. La carcasa del turbo cargador por lo tanto se diseña para un flujo bajo de los gases de escape. Pero para que la presión excesiva del aire no se desarrolle cuando el flujo de los gases de escape es mayor, parte de este debe ser desviado de la turbina por medio de una válvula de derivación (waste gate) al sistema de escape. Para esto el actuador de la presión “boost” cambia la sección en el “waste gate” como una función de la velocidad de motor y cantidad de combustible inyectado.

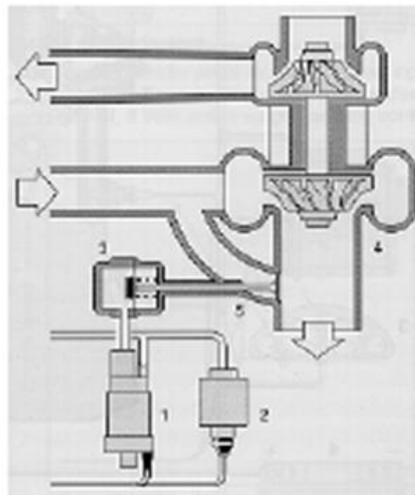


Figura 1.8: 1. Sensor de Presión “Boost”, 2. Bomba de Vacío, 3. Actuador de presión, 4. Gases de Escape del Turbó cargador, 5. Waste Gate. **Fuente:** [18]

1.5.1.3. Sensor de presión de riel

El sensor de la presión del riel debe medir la presión de riel instantáneamente, con exactitud y tan aprisa como sea posible. El combustible presurizado actúa sobre el diafragma del sensor, convirtiendo la presión a una señal eléctrica, la cual entonces entra a un circuito que amplifica la señal y la envía a la ECM.

Cuando la forma del diafragma cambia (aproximadamente 1mm en 1,500bar) causa un cambio de voltaje a través del puente de resistencia de 5v. Este cambio de voltaje

está en la gama de 0.70mV (dependiendo de la presión) y es amplificado por el circuito de 0.5 a 4.5V.

La medida exacta de la presión del riel es imprescindible para el funcionamiento correcto del sistema. Si el sensor falla la válvula de control de presión es marcada como “blind”, cae en modo de falla segura utilizando una función y valores de emergencia. [18]

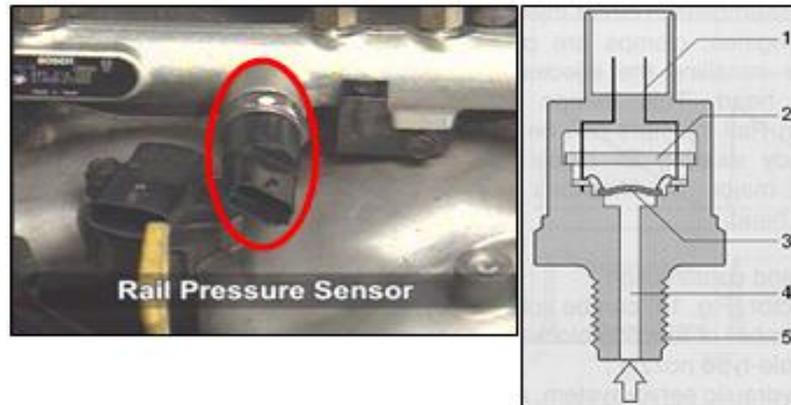


Figura 1. 9 Sensor de presión del riel: 1. Conexión eléctrica, 2. Circuito de evaluación, 3. Diafragma con elemento sensor, 4. Conexión de alta presión, 5. Rosca de montura. **Fuente:** [18]

1.5.2. Actuadores

1.5.2.1. Inyector

El inyector utilizado en los sistemas Common Rail se activan de forma eléctrica a diferencia de los utilizados en sistemas que utilizan bomba rotativa que inyectan de forma mecánica. Con esto se consigue más precisión a la hora de inyectar el combustible y se simplifica el sistema de inyección.

1.5.2.2. Válvula reguladora de presión

La válvula reguladora de la presión tiene la misión de ajustar y mantener la presión en el conducto común en función del estado de la carga del motor.

- Se abre cuando existe una presión excesiva en el conducto común, de forma que una parte del combustible contenido en dicho conducto pueda refluir al depósito de combustible a través de una tubería colectora.
- Se cierra cuando es insuficiente la presión existente en el conducto común, estanqueizando así el lado de alta presión respecto al lado de baja presión.

Estructura

La válvula reguladora (figura 1.10) de presión posee una brida para su fijación a la bomba de alta presión o al conducto común. El inducido (3) presiona la bola de la válvula (6) en su asiento para estanqueizar el lado de alta presión respecto al lado de baja presión: para ello, el muelle de la válvula (2) presiona el inducido hacia abajo, por otra parte, un electroimán (4) aplica una fuerza al inducido.

Para la lubricación y la eliminación de calor se rodea con combustible el inducido completo.

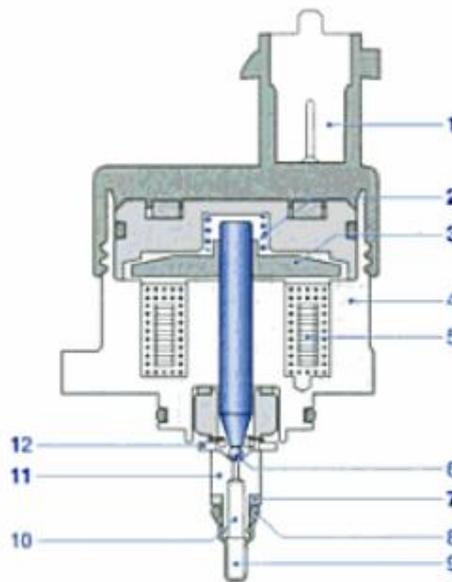


Figura 1. 10 Válvula reguladora de presión. 1. Conexión eléctrica, 2. Muelle de la válvula, 3. Inducido, 4. Carcasa de la válvula, 5. Bobina electromagnética, 6. Bola de la válvula, 7. Anillo de apoyo, 8. Junta toroidal, 9. Filtro, 10. Afluencia de alta presión, 11. Cuerpo de válvula, 12. Salida al circuito de baja presión. **Fuente:** [19]

Funcionamiento

La válvula reguladora de presión posee dos circuitos de regulación:

- Un circuito de regulación eléctrico lento para el ajuste de un valor de presión medio variable en el conducto común.
- Un circuito de regulación mecánico hidráulico rápido para compensar las oscilaciones de presión de alta frecuencia.

1.5.3. Comportamiento de inyección con common rail.

Un comportamiento de inyección ideal debe cumplir las siguientes exigencias adicionales al comportamiento de inyección convencional:

- La presión de inyección y el caudal de inyección deben poderse establecer independientemente entre sí para cada punto de servicio del motor.
- El caudal de inyección debe ser al comienzo de la inyección lo más reducido posible (durante el retraso de encendido entre el comienzo de la inyección y el comienzo de la combustión). [20]

Para lograr esto se tiene tres momentos de inyección en cada ciclo de un cilindro.

1.5.3.1. Inyección previa

La inyección previa puede estar adelantada respecto al punto muerto superior (PMS), hasta 90° del cigüeñal. No obstante, para un comienzo de la inyección previa más avanzado de 40° del cigüeñal antes del PMS, el combustible puede incidir sobre la superficie del pistón y la pared del cilindro, conduciendo a una dilución inadmisibles del aceite lubricante. En la inyección previa se aporta al cilindro un pequeño caudal de combustible diesel (1...4 mm³), que origina un acondicionamiento previo de la cámara de combustión, pudiendo mejorar el grado de rendimiento de la combustión y consiguiendo los siguientes efectos:

- La presión de compresión aumenta ligeramente mediante una reacción previa o combustión parcial.
- Se reduce el retardo de encendido de la inyección principal.
- Se reduce el aumento de la presión de combustión y las puntas de presión de combustión (combustión más suave).

Estos efectos reducen el ruido de combustión, el consumo de combustible y, en muchos casos, las emisiones.

La inyección previa contribuye sólo indirectamente, a la generación de par motor, mediante la reducción del retardo de encendido. En función del comienzo de la inyección previa y la inyección principal, puede aumentar o disminuir el consumo específico de combustible.

1.5.3.2. Inyección principal

Con la inyección principal se aporta la energía para el trabajo realizado por el motor. Asimismo es responsable esencialmente de la generación del par motor. En el sistema de inyección de acumulador se mantiene inalterable la magnitud de la presión de inyección durante todo el proceso de inyección.

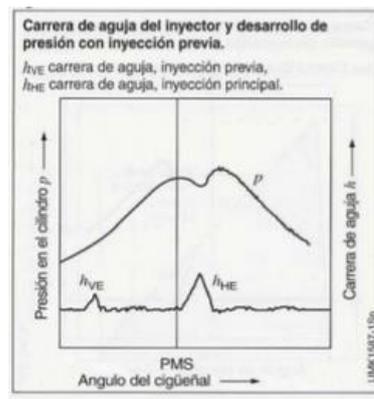


Figura 1. 11 Carrera de aguja del inyector y desarrollo de presión con inyección previa. **Fuente:** [20]

1.5.3.3. Inyección posterior

La inyección posterior puede aplicarse para la dosificación de medios reductores (aditivos del combustible) en una determinada variante del catalizador NO_x . La inyección posterior sigue a la inyección principal durante el tiempo de expansión o de expulsión, hasta 200° del cigüeñal después del PMS. Esta inyección introduce en los gases de escape una cantidad de combustible exactamente dosificada.

Contrariamente a la inyección previa y principal, el combustible no se quema sino que se evapora por calor residual en los gases de escape. Esta mezcla de gases de escape/combustible es conducida en el tiempo de expulsión, a través de las válvulas de escape. Sin embargo, mediante la retroalimentación de gases de escape se conduce otra vez una parte del combustible a la combustión y actúa como una inyección previa muy avanzada. El combustible en los gases de escape sirve como medio reductor para el óxido de nitrógeno en catalizadores NO_x apropiados. Como consecuencia se reducen los valores NO_x de los gases de escape.

La inyección posterior retrasada conduce a una dilución del aceite motor por parte del combustible; el fabricante del motor debe comprobar si esta dilución es admisible. [20]

2. ANÁLISIS DE LAS VIBRACIONES EN UN GRADO DE LIBERTAD PARA MÁQUINAS ALTERNATIVAS

2.1. Vibraciones

Para definir el concepto de vibración mecánica de una manera más formal partimos de la definición de oscilación, que es el movimiento de vaivén de un parámetro físico alrededor de una referencia. Por lo tanto una vibración mecánica es la oscilación de un cuerpo y/o sistema [21].

Cuando el movimiento oscilatorio se repite en el tiempo se denomina movimiento periódico y si no es repetitivo el en tiempo se denomina movimiento aleatorio. El movimiento periódico más simple es el movimiento armónico simple.[22]

2.2. Constitución de un sistema vibratorio

Los sistemas están constituidos por elementos de inercia que almacenan y liberan energía, por elementos de rigidez que almacenan energía cinética y por elementos de disipación o amortiguamiento que representan las pérdidas de energía del sistema.[23]

2.3. Clasificación de las vibraciones

Las vibraciones pueden clasificarse desde varios puntos de vista dependiendo de la excitación, la disipación de la energía, la linealidad de los elementos y las características de la señal. (Véase figura 2.1)

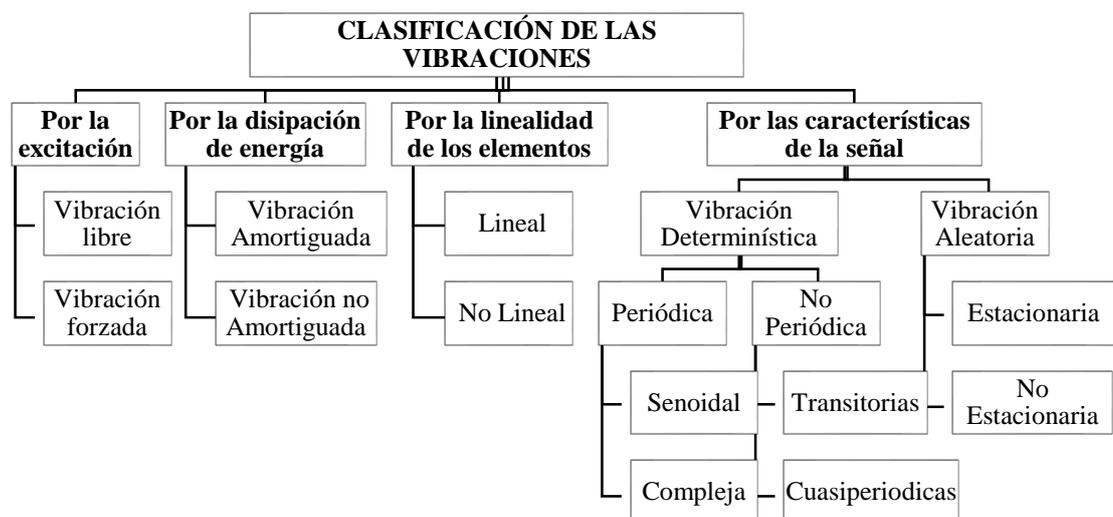


Figura 2. 1. Clasificación de las vibraciones Fuente: Adaptada de [24][25]

2.3.1. Vibración libre y vibración forzada

Una vibración libre se ejecuta cuando un sistema vibra por sí mismo debido a una perturbación instantánea, ya sea que suministra la energía cinética a través de un impulso (un péndulo) o debido a que posee energía potencial (un resorte).

La vibración forzada es cuando el movimiento de un sistema mecánico es forzado por una perturbación o excitación repetitiva. Un claro ejemplo de esto es la oscilación que aparece en máquinas como motores Diesel.

2.3.2. Vibración amortiguada y no amortiguada

Las vibraciones amortiguadas son aquellas en las que la frecuencia de oscilación se ve afectada en cada ciclo de un sistema por la pérdida de energía debido a las características de disipación del mismo y se manifiesta con la disminución del desplazamiento de la vibración. Cuando la disipación de energía no afecta considerablemente a la frecuencia de la oscilación entonces la vibración es de tipo no amortiguada[24]. Las vibraciones no amortiguadas pueden continuar indefinidamente debido a que los efectos de la fricción son despreciables en el análisis.[26]

2.3.3. Vibración lineal y no lineal

En el caso de que los componentes básicos de un sistema vibratorio (un resorte, una masa y un amortiguador) se comporten de una manera lineal, la resultante del sistema será una vibración del tipo lineal. Para que un sistema sea lineal, tiene que cumplir con dos criterios; el primero, la magnitud de la salida es proporcional a la magnitud de la entrada del sistema; y la segunda, si un sistema maneja dos entradas independientes entonces la salida producirá las mismas entradas, las cuales no interactúan en el sistema, es decir que, un sistema lineal, no producirá frecuencias de salida que no estén en la entrada.[27]

Pero si alguno de los componentes básicos del sistema vibratorio tiene un comportamiento no lineal la vibración resultante es de tipo no lineal. En la realidad de los elementos o sistemas no se comportan linealmente, pero para facilitar su análisis lo aproximamos modelándolo como un sistema lineal sin afectar considerablemente su comportamiento real.

2.3.4. Vibración determinística y aleatoria

Si el valor o magnitud de la excitación (fuerza o movimiento) en un sistema vibratorio se puede determinar en cualquier tiempo dado, es decir, el sistema puede ser modelado por medio de una ecuación matemáticamente, entonces se conoce como vibración determinística.

Las vibraciones aleatorias no pueden ser descritas por una expresión matemática explícita, sino que deben ser estudiadas a partir de los criterios estadísticos por el elevado número de formas de representación que pueden tener. [25]

2.4. Parámetros de la vibración

Los parámetros característicos de una vibración son magnitudes mediante las cuales queda completamente definida y son: la amplitud, frecuencia y fase.

- **Amplitud.** Es el parámetro que mide la intensidad de la vibración y puede ser expresada en unidades de desplazamiento, velocidad o aceleración. Para el desplazamiento la amplitud se mide en Valores pico-pico y para la velocidad o aceleración la amplitud se mide en valores pico y la media cuadrática o RMS (Root Mean Square).
 - **Valor pico-pico.** Indica el recorrido o desplazamiento total de una pieza. Este valor se considera cuando el desplazamiento es crítico por los esfuerzos generados o por el espacio disponible.
 - **Valor pico.** Es la amplitud máxima de la vibración a partir de la posición de referencia. Es bastante útil para indicar niveles de choque de corta duración, sin considerar la historia de la vibración en el tiempo.
 - **Valor RMS.** Este valor tiene en cuenta la historia de la vibración en el tiempo pero además da un valor de amplitud relacionado directamente con la energía, en otras palabras indica la capacidad destructora de la vibración en el tiempo.
- **Frecuencia.** Este parámetro muestra la rapidez con la que se repite en el tiempo. Puede ser dada en Hertz o en revoluciones por minuto.
- **Fase.** Es un parámetro que mide la separación en el tiempo de dos señales, la cual puede ser relativa o absoluta. Por lo general esta separación se mide en grados.[28]

2.5. Otros parámetros asociados con las vibraciones

- **Frecuencia natural.-** Es la frecuencia propia que posee un sistema vibratorio para que oscile o vibre por sí mismo después de aplicarle un solo impulso de excitación externa.[29] El número de frecuencias naturales se establece de acuerdo al número de grados de libertad de un sistema vibratorio. Los grados de libertad de un sistema vibratorio se determinan de acuerdo al número de masas que son capaces de moverse independientemente, es decir, es el número mínimo de coordenadas que son necesarias para definir el movimiento de un sistema dinámico.[30]
- **Resonancia.-** Es el fenómeno que ocurre cuando la frecuencia de excitación se encuentra cerca de la natural del sistema vibratorio. Cuando existe este fenómeno, los niveles de vibración son muy altos y pueden causar muchos daños rápidamente.
- **Decibel.-** Es un tipo conveniente de escala logarítmica. Es una escala de proporción, que relaciona el nivel medio de amplitud a un nivel de referencia.

Se define el decibel (dB) por la expresión siguiente: $L_{dB} = 20\log_{10} \frac{L_1}{L_{ref}}$

Donde:

L_{dB} = el nivel de la señal en dB

L_1 = el nivel de Vibración, en Aceleración, Velocidad, o Desplazamiento.

L_{ref} = el nivel de referencia, equivalente a 0 dB. [27]

2.6. Unidades de vibración utilizadas en mantenimiento predictivo

La amplitud de vibración puede estar dada en términos de desplazamiento (μm), velocidad (mm/s) y aceleración (g). Pero la severidad de las vibraciones en un sistema vibratorio está definida por cartas espectrales obtenidas por el fabricante o en casos generales se rige al contenido de la norma ISO 10816-6.[31][32]

2.7. Vibraciones en sistemas de un solo grado de libertad

Los sistemas con un solo grado de libertad son aquellos cuya configuración puede definirse mediante una única coordenada. Estos sistemas pueden utilizarse

como una primera aproximación a sistemas complejos ayudando a comprender de mejor manera su comportamiento.

Todos los sistemas lineales con un solo grado de libertad conducen a la ecuación diferencial ordinaria de segundo orden 2.1.

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (2.1)$$

En el caso de vibraciones libres, donde no existe acciones exteriores sobre el sistema, $f(t) = 0$, y si sus condiciones iniciales son distintas de la nula, $x_0 = x(t_0)$, $\dot{x}_0 = \dot{x}(t_0)$, se buscan soluciones en la forma $x(t) = Ce^{st}$.

Derivando y sustituyendo en la ecuación diferencial resulta:

$$C(ms^2 + cs + k)e^{st} = 0 \quad (2.2)$$

La expresión $x(t) = Ce^{st}$ representará una solución para todos aquellos valores de s que satisfagan la ecuación 2.2. Estos valores son las raíces de la ecuación característica 2.3.

$$ms^2 + cs + k = 0 \quad (2.3)$$

Donde las raíces se calculan mediante la ecuación 2.4.

$$s_{1,2}^1 = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad (2.4)$$

El sistema más sencillo de un sistema mecánico está constituido por una masa (m) sujeta a un resorte elástico de constante (k). La posición de la masa (m) puede conocerse en todo instante mediante la coordenada x . Los sistemas mecánicos con estas características generan un movimiento que se denomina movimiento armónico simple.

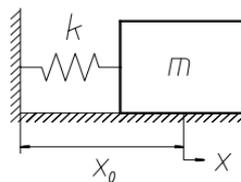


Figura 2. 2. Sistema no amortiguado **Fuente:** [33]

Si x_0 es la posición de equilibrio del resorte, la fuerza ejercida cuando se separa de esta posición una distancia x , será:

$$\vec{F} = -kx\vec{i} \quad (2.5)$$

Aplicando la ecuación fundamental de la dinámica:

$$\vec{F} = m\vec{a} \quad (2.6)$$

Se tiene

$$m\ddot{x} = -kx \quad (2.7)$$

$$\text{O:} \quad \ddot{x} + \frac{k}{m}x = 0 \quad (2.8)$$

Remplazando la constante positiva k/m por ω^2 , entonces la constante ω es llamada frecuencia circular o frecuencia natural, y puede estar expresada en rad/s, Hertz y RPM

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} [\text{rad/s}] = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} [\text{Hz}] = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} [\text{rpm}] \quad (2.9)$$

Sustituyendo ω^2 en la ecuación 2.4 resultan para s los valores:

$$s_2^1 = \pm\sqrt{-\omega^2} = \pm\omega i \quad (2.10)$$

Por lo que la solución general de la ecuación diferencial vendrá dada por la expresión.

$$x(t) = C_1 e^{i\omega t} + C_2 e^{-i\omega t} \quad (2.11)$$

Donde C_1 y C_2 son constantes que pueden ser reales o complejas. Teniendo en cuenta la relación de Euler ($e^{\pm i\omega t} = \cos \omega t \pm \text{sen } \omega t$), la solución general puede expresarse de la siguiente forma:

$$x(t) = A \cdot \cos \omega t + B \cdot \text{sen } \omega t \quad (2.12)$$

En las vibraciones libres con amortiguamiento todas las vibraciones terminan por desaparecer al cabo de un tiempo, debido a las fuerzas disipativas de tipo viscoso que produce un amortiguamiento de la vibración. Estas fuerzas suelen ser proporcionales a la primera potencia de la velocidad, ya que así se representa con bastante exactitud el comportamiento de un amortiguador de aceite.

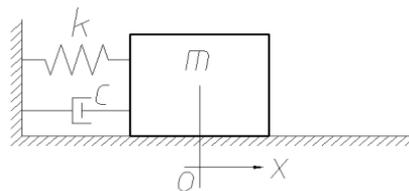


Figura 2. 3. Sistema amortiguado **Fuente:** Adaptada de [33]

Considerando un sistema anterior constituido por una masa m y un resorte de constante k , al que se ha añadido un amortiguador cuya constante de amortiguamiento es c (Véase figura 2.3.). La fuerza amortiguadora será:

$$\vec{F} = -c\dot{x}\vec{i} \quad (2.13)$$

Y la fuerza total que actúa sobre la masa será:

$$\vec{F} = -kx\vec{i} - c\dot{x}\vec{i} \quad (2.14)$$

Por lo que resulta la ecuación característica 2.3 y sus raíces pueden ser reales y distintas, reales e iguales, o complejas conjugadas, según el signo del radicando. El caso límite es aquel en el que dicho radicando es cero. Entonces:

$$\frac{\bar{c}}{2m} = \sqrt{k/m} = \omega \quad \bar{c} = 2m\omega \quad (2.15)$$

A este valor de amortiguamiento (\bar{c}) se le llama **amortiguamiento crítico**. Se denomina **amortiguamiento relativo** o **relación de amortiguamiento** (ξ) de un sistema al cociente entre su amortiguamiento c y el amortiguamiento crítico \bar{c} :

$$\xi = \frac{c}{\bar{c}} = \frac{c}{2m\omega} \quad (2.16)$$

Utilizando la definición de ξ , resulta para los valores de la ecuación 2.4

$$s_2^1 = -\xi\omega \pm \sqrt{\xi^2\omega^2 - \omega^2} = -\xi\omega \pm \omega\sqrt{\xi^2 - 1} \quad (2.17)$$

- Para **amortiguamiento crítico** ($\xi = 1$), resulta el caso en que $s_2^1 = -\omega$ por lo que se dan raíces iguales. La solución no tiene carácter oscilatorio y nos es de interés para dinámica de máquinas.
- Para **amortiguamiento supercrítico** ($\xi^2 > 1$), su solución tampoco es de tipo oscilatorio y por lo tanto no es de interés para nuestro estudio.
- Para **amortiguamiento subcrítico** ($\xi^2 < 1$), su solución es una función armónica de frecuencia de vibración amortiguada y su amplitud tiende exponencialmente a cero.

En las vibraciones forzadas actúa una fuerza exterior excitadora, en función del tiempo, $F(t)$ y la ecuación diferencial de movimiento 2.1. La solución general de esta ecuación diferencial lineal de segundo orden se obtiene sumando la solución de la ecuación homogénea y la solución particular de la completa. El problema consiste en obtener una solución particular de la ecuación de segundo orden.

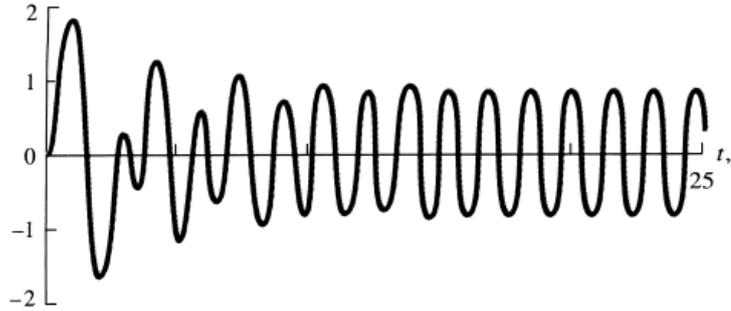


Figura 2. 4. Solución completa (homogénea + particular) **Fuente:** [34]

En muchos casos los esfuerzos que actúan sobre un sistema mecánico varían armónicamente. Pero además cualquier función periódica o no periódica puede expresarse como serie de funciones armónicas (Análisis de Fourier)

Supóngase que la fuerza excitadora que actúa sobre el sistema tiene la forma:

$$f(t) = f_0 e^{i\bar{\omega}t} = f_0 (\cos \bar{\omega}t + i \operatorname{sen} \bar{\omega}t) \quad (2.18)$$

La ecuación debe cumplir tanto para la parte real como la imaginaria, si la fuerza realmente presente varía sinusoidalmente, bastará quedarse con la parte imaginaria de la solución compleja, y con la parte real si la fuerza excitadora varía cosenoidalmente.

Siendo ω la frecuencia natural del sistema y $\bar{\omega}$ la frecuencia de la fuerza excitadora, a la relación entre ambas se va a llamar β :

$$\beta = \frac{\bar{\omega}}{\omega} \quad (2.19)$$

La respuesta de un sistema de un grado de libertad a una excitación armónica resulta:

$$x(t) = x e^{-\xi\omega t} \cos(\omega_D t - \theta) + \frac{f_0}{k} \frac{1}{1 - \beta^2 + 2\xi\beta i} e^{i\bar{\omega}t} \quad (2.20)$$

Los dos sumandos tienen una importancia y un significado muy diferente; el primero representa una componente transitoria de la respuesta que desaparece con el tiempo al tender su amplitud a cero; el segundo sumando representa la respuesta estacionaria y este está presente mientras esté presente la excitación.

En la ecuación 2.21 consideramos la respuesta transitoria de un sistema de vibración forzada con excitación armónica. Reteniendo este término tenemos:

$$x(t) = \frac{f_0}{k} \frac{1}{1 - \beta^2 + 2\xi\beta i} e^{i\bar{\omega}t} \quad (2.21)$$

Entonces se define una función $H(\bar{\omega})$ denominada función de respuesta o función de transferencia:

$$x(t) = \frac{1/k}{1 - \beta^2 + 2\xi\beta i} \quad (2.22)$$

Esta función de transferencia tiene la propiedad de que si sobre el sistema actúa una fuerza que responde a la expresión:

$$f(t) = f_0 e^{i\omega t} \quad (2.23)$$

El sistema proporciona una respuesta:

$$x(t) = H(\bar{\omega}) f_0 e^{i\omega t} \quad (2.24)$$

Analizando la componente estacionaria de las vibraciones forzadas resultantes en un sistema de un grado de libertad sometido a la acción de una excitación de tipo armónico y expresándola de forma polar:

$$x(t) = \frac{f_0}{k} \frac{1}{1-\beta^2+2\xi\beta i} e^{i\bar{\omega}t} = \frac{f_0}{k} \frac{e^{-\Phi i}}{1-\beta^2+2\xi\beta i} e^{i\bar{\omega}t} = X e^{i(\bar{\omega}t-\Phi)} \quad (2.25)$$

Expresión donde Φ es el desfase presente entre la excitación y la respuesta del sistema ecuación 2.26, y X es la amplitud de la vibración resultante en el sistema, ecuación 2.27.

$$\Phi = \text{arctg} \frac{2\xi\beta}{(1-\beta^2)} \quad (2.26)$$

$$X = \frac{f_0}{k} \frac{1}{\sqrt{(1-\beta^2)^2+(2\xi\beta)^2}} \quad (2.27)$$

El primer factor (f_0/k) de la ecuación 2.27 se llama **desplazamiento estático**, y es el desplazamiento que tendría el sistema si la carga fuera aplicada estáticamente (con frecuencia nula). Por otro lado se llama **factor de amplificación dinámica (D)** a la relación existente entre el módulo de la respuesta dinámica (amplitud de la vibración resultante, X) y el desplazamiento estático:

$$D = \frac{1}{\sqrt{(1-\beta^2)^2+(2\xi\beta)^2}} \quad (2.28)$$

En la figura 2.5 representa el factor de amplificación dinámica D en función de β ecuación 2.19, para varios valores del amortiguamiento relativo ξ . Para valores de ξ donde las frecuencias de excitación estén próximas a la frecuencia natural ($\beta \cong 1$) se dice que está en la **condición de resonancia**, la amplitud resultante del desplazamiento puede ser hasta cinco veces el que se obtendría aplicando estáticamente una fuerza de la misma magnitud. Sin embargo, para frecuencias de excitación que excedan en más de un 50% la frecuencia natural, el desplazamiento dinámico es mucho menor que el estático.

Un diseño dinámico adecuado consiste en escoger los parámetros K y m de modo que las frecuencias de excitación estén lejos de la frecuencia natural.

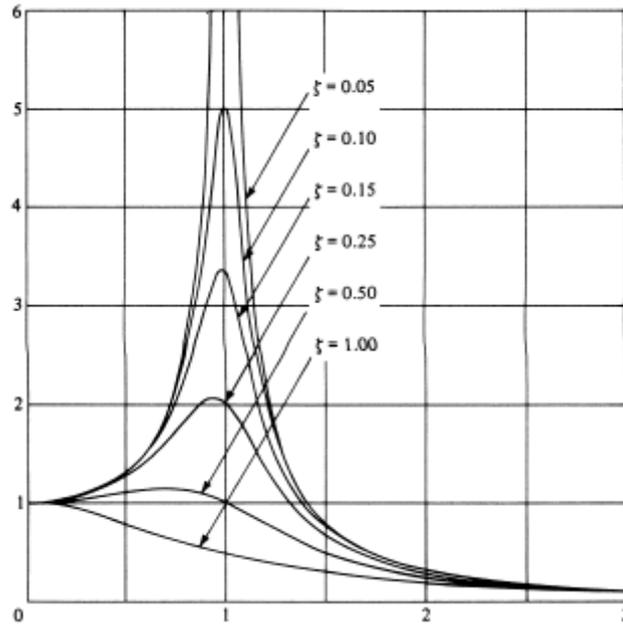


Figura 2. 5. Factor de amplificación dinámica. Fuente: Adaptada de [35]

2.8. Transmisibilidad de la maqueta al suelo

La transmisibilidad se define como el cociente entre la amplitud de la fuerza transmitida por un sistema y la fuerza de excitación que se introduce en el mismo. El concepto de transmisibilidad también se puede definir como la relación entre la amplitud del desplazamiento del sistema de masa y la del desplazamiento de la base.

Para un sistema mecánico donde se analiza la transmisión de vibraciones de su base o soporte, se define la transmisibilidad como la relación entre el módulo de la fuerza transmitida al soporte F_t y el módulo de la fuerza excitadora f_0 . La expresión para todos estos casos es T_r . [36]

$$T_r = \frac{F_t}{f_0} = D\sqrt{1 + (2\xi\beta)^2} \quad (2.25)$$

2.8.1. Consideraciones sobre la transmisibilidad

Para conseguir un aislamiento es preciso que el valor de la transmisibilidad sea < 1 . En la figura 2.6 se observa que la frecuencia de excitación ($\bar{\omega}$) debe tener un valor por lo menos $\sqrt{2}$ veces la frecuencia natural del sistema para evitar la condición de resonancia.

Es decir que para valores de β próximos a la unidad, el sistema vibratorio no actúa como un aislante, sino como un amplificador de los esfuerzos.

Al aumentar β se reduce el valor de la transmisibilidad, es decir, con una frecuencia de excitación dada disminuye la frecuencia natural del sistema. Por otro lado, la transmisibilidad puede reducirse disminuyendo la relación de amortiguamiento ξ definido en el apartado 2.7.

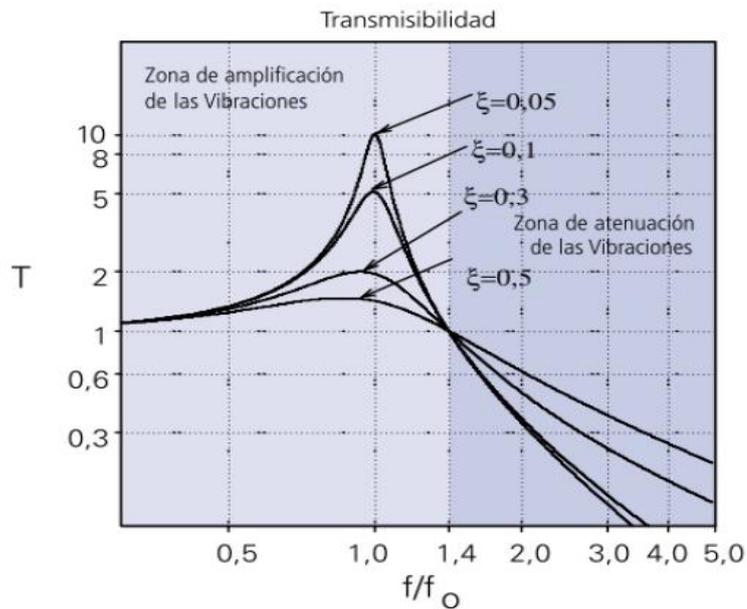


Figura 2. 6. Consideraciones de la transmisibilidad **Fuente:** Adaptada de [32]

El cuerpo de un motor de MEC es susceptible a ser excitado por fuerzas cuya transmisión deberá ser minimizada, actividad que deberá ser garantizada por las bases del motor.

El aislamiento es el procedimiento que permite reducir los efectos indeseables asociados a toda vibración, este sistema de aislamiento puede ser activo o pasivo. El último está formado por un elemento elástico y un elemento disipador de energía (elastómero). La efectividad de un aislante de vibraciones se establece en términos de su transmisibilidad

2.8.2. Aislamiento de la maqueta al suelo

Para el aislamiento de la vibración entre el MEC y la superficie del piso del laboratorio se considera el apartado [32] donde los autores Héctor Matute y Olger Criollo describen la construcción de una suspensión del tipo elástica según el diseño presentado en la figura 2.7, que consta de un anti vibratorio de caucho en dos secciones y una madera como elemento central.



Figura 2. 7. Diseño del aislamiento MEC-suelo. **Fuente:** Adaptada de [32]

Este estudio considera los aspectos de rigidez estática y dinámica, creeping (% de deformación inicial), y comportamiento a largo plazo.

Los resultados del análisis efectuado mediante el software *SolidWorks*®, se ilustran en la figura 2.8, donde la máxima vibración en el anti vibratorio es de 0.000267907 mm

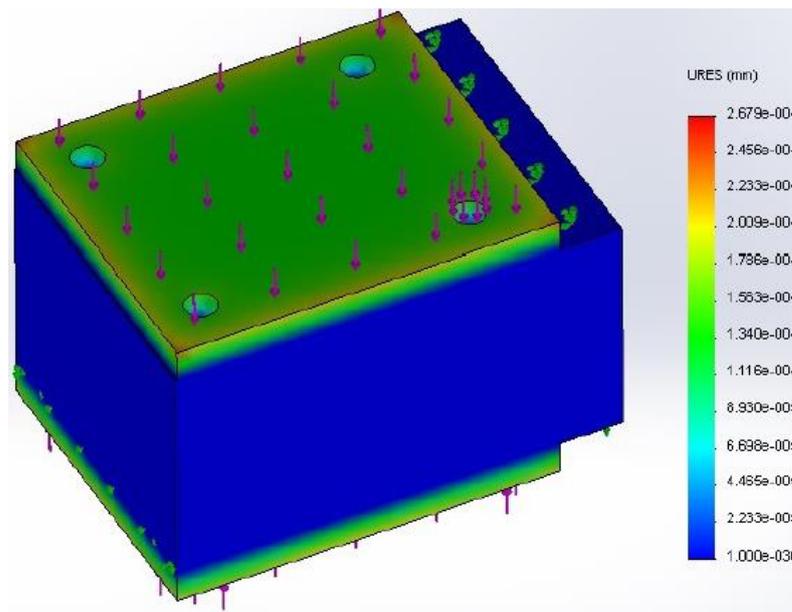


Figura 2. 8. Modelado del desplazamiento del aislamiento. **Fuente:** Adaptada de [32]

Loa autores tomaron varias muestras de espectros de vibración para realizar un análisis estadístico de los datos obtenidos, en cada una de las bases del motor, comparado los desplazamientos de los acelerómetros en la cada base del MEC con la de la superficie del laboratorio, por lo que concluyen que los resultados obtenidos demuestran que no existe un valor representativo que denote una verdadera fuente de excitación del piso a la estructura del MEC, demostrando que el asilamiento es adecuado para realizar estudios mediante la técnica de vibraciones en el MEC [32].

2.9. Dinámica de MCI

En este apartado se presenta las consideraciones dinámicas que se debe tener en cuenta para el análisis dinámico de MEC. Para analizar el mecanismo pistón-biela-cigüeñal, se considera un motor monocilíndrico, de tal manera de lograr una simplificación debido a la complejidad del mecanismo, con lo cual se consigue representarlo gráficamente en un solo plano y considerando que el mecanismo tiene un solo grado de libertad.[37]

En el caso de analizar el efecto de la presión del gas, se supone que las partes móviles carecen de peso, de modo que las fuerzas de inercia y los momentos de torsión son cero y no existe fricción. Estas suposiciones hacen posible este análisis sin necesidad de tomar en cuenta los efectos de otras fuerzas. [38]

2.9.1. Cinemática de un MEC monocilíndrico

La geometría del mecanismo pistón-biela-cigüeñal permite una aproximación directa al análisis exacto de la posición, velocidad y aceleración del pistón, aplicando ecuaciones de trigonometría plana y escalares. En la figura 2.5 se encuentra representado la geometría el mecanismo típico de un MEC monocilíndrico. Sea:

r : el radio del cigüeñal (manivela).

l : la longitud de la biela.

ωt : el ángulo de la manivela

ϕ : el ángulo que forma la biela con el eje X

ω : velocidad angular constante del cigüeñal (manivela)

x : posición instantánea del pistón

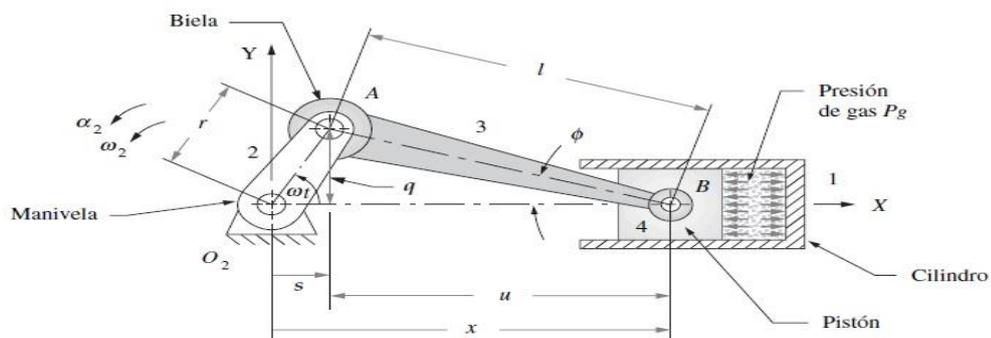


Figura 2. 9 Geometría del mecanismo. Fuente: Adaptada de [39]

Además se construyen dos triángulos rectángulos rqs y lqu y por geometría:

$$\theta = \omega t \quad (2.26)$$

$$q = r \sin \theta = l \sin \phi \quad (2.27)$$

$$\sin \phi = \frac{r}{l} \sin \omega t \quad (2.28)$$

$$s = r \cos \omega t \quad (2.29)$$

$$u = l \cos \phi \quad (2.30)$$

Entonces en la figura 2.7, la coordenada x se utiliza para definir el movimiento del pistón a lo largo de su cilindro. Tomando como origen el centro de giro del cigüeñal, dicha distancia x sería:

$$x = s + u = r \cos \omega t + l \cos \phi \quad (2.31)$$

Aplicando la identidad trigonométrica $\sin^2 \phi + \cos^2 \phi = 1$, entonces despejando $\cos \phi$ se tiene:

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \sin^2 \phi} \quad (2.32)$$

Remplazando la ecuación 2.3 en la ecuación 2.7 se tiene:

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega t\right)^2} \quad (2.33)$$

Remplazando la ecuación 2.33 en la ecuación 2.31 se tiene finalmente una expresión exacta para la posición del pistón en función de r, l y ωt .

$$x = r \cos \omega t + l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega t\right)^2} \quad (2.34)$$

Aunque esta última expresión podría derivarse sucesivamente para obtener la velocidad y la aceleración, no representaría claramente el papel que juega la velocidad de giro del cigüeñal y sus correspondientes armónicas como principales generadores de vibraciones.[40] Por ello, se emplea el teorema del binomio para expandir el radical de la ecuación 2.9 de la posición del pistón para representar la ecuación de posición, velocidad y aceleración en formas aproximadas más simples. Frecuentemente se utiliza el teorema del binomio el cual establece [39]:

$$(a + b)^n = a^n + na^{n-1}b + \frac{n(n-1)}{2!}a^{n-2}b^2 + \frac{n(n-1)(n-2)}{3!}a^{n-3}b^3 + \dots \quad (2.35)$$

Aplicando el teorema del binomio a la expresión que se encuentra dentro del radical de la ecuación 2.34, donde, para la expresión binomial $a = 1, b = \left(\frac{r}{l} \text{sen } \omega t\right)^2$ y $n = \frac{1}{2}$, resulta lo siguiente:

$$1 - \frac{1}{2} \left(\frac{r}{l} \text{sen } \omega t\right)^2 + \frac{1}{8} \left(\frac{r}{l} \text{sen } \omega t\right)^4 - \frac{1}{16} \left(\frac{r}{l} \text{sen } \omega t\right)^6 + \dots \quad (2.36)$$

$$\text{O: } 1 - \left(\frac{r^2}{2l^2}\right) \text{sen}^2 \omega t + \left(\frac{r^4}{8l^4}\right) \text{sen}^4 \omega t - \left(\frac{r^6}{16l^6}\right) \text{sen}^6 \omega t + \dots \quad (2.37)$$

Es posible eliminar todos los términos después del segundo, teniendo en cuenta que la relación $\frac{r}{l}$ (cigüeñal-biela) en los motores modernos oscila entre 1/3 y 1/5, teniendo en cuenta también el valor de la relación cigüeñal-biela en la ecuación 2.37, el error sería menor al 1%. [40] En virtud de ello el desplazamiento del pistón sería entonces:

$$x \cong r \cos \omega t + l \left[1 - \left(\frac{r^2}{2l^2}\right) \text{sen}^2 \omega t \right] \quad (2.38)$$

Al sustituir la identidad trigonométrica:

$$\text{sen}^2 \omega t = \frac{1 - \cos 2\omega t}{2} \quad (2.39)$$

Y simplificar:

$$x \cong l - \frac{r^2}{4l} + r \left(\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t \right) \quad (2.40)$$

Al derivar la ecuación 2.15 tenemos la velocidad del pistón (con ω constante):

$$\dot{x} \cong -r\omega \left(\text{sen } \omega t + \frac{r}{2l} \text{sen } 2\omega t \right) \quad (2.41)$$

Al volver a derivar la ecuación 2.16 tenemos la aceleración del pistón (con ω constante):

$$\ddot{x} = -r\omega^2 \left(\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t \right) \quad (2.42)$$

2.10. Vibraciones en máquinas alternativas

2.10.1. Introducción

Antes de incluirse en el análisis de vibraciones se han aplicado otras maneras de diagnosticar fallos en la inyección de combustible, por ejemplo, un análisis de la presión de los cilindros, la medición de emisiones acústicas transmitidas por el aire, la medición de emisiones de gases de escape hasta llegar a la técnica de análisis de

vibraciones emitidas por la estructura del motor, la cual ha sido una de la más exitosa.

Para la aplicación de esta técnica en el artículo científico [41] se ha utilizado algoritmos de clasificación, que se basan en las características extraídas de las señales medidas para asignarlas a cada clase de error. Estas características pueden ser extraídas en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia Para encontrar una representación de tiempo-frecuencia de la señal de vibración se ha utilizado la transformada S, introducida por Stockwell, la cual combina la transformada rápida de Fourier y la transformada de Wavelet y se obtiene un mejor resultado en el plano tiempo-frecuencia. Esto proporciona una alternativa para procesar las señales no estacionarias generadas por motores Diesel de combustión interna.

En otra investigación [42] los autores desarrollan una Artificial Neural Network (ANN) que es una red neuronal artificial para diagnosticar automáticamente una gama de diferentes fallas en motores de combustión interna, dichas fallas las han dividido en dos: fallas de combustión y fallas mecánicas. Para cada tipo de fallas se han tomado un número considerable de muestras con el fin de obtener datos suficientes para entrenar o capacitar a la ANN. Se aplicaron técnicas de procesamiento de señal digital avanzado sobre las señales de vibración experimentales y simuladas. El sistema automatizado de diagnóstico consiste en tres etapas: detección de fallas, identificación de severidad y localización de culpa. Los sistemas de ANN fueron entrenados por los datos simulados y probaron usando casos muy experimentales.

2.10.2. Normativa utilizada para el análisis de la técnica

Para establecer las normas que aplican a este estudio de la técnica de análisis de vibraciones en máquinas alternativas Diesel, se define en primer lugar el tipo de máquina que va a ser objeto de estudio.

Existen cuatro tipos de máquinas según el documento [43], a las cuales se puede emplear la técnica, entre las cuales se encuentran:

- Máquinas de movimiento alternativo con componentes tanto rotativos como alternativos (motores Diesel y ciertos tipos de bombas y compresores).

- Máquinas rotativas con rotores rígidos (ciertos tipos de motores eléctricos, bombas mono-etapa y bombas de baja velocidad).
- Máquinas rotativas con rotores flexibles (grandes generadores de turbina de vapor, bombas multi-etapa y compresores).
- Máquinas rotativas con rotores semirrígidos (turbinas de vapor de baja presión, compresores de flujo axial y ventiladores).

Para esta investigación se emplea un motor alternativo de encendido por compresión, este tipo de motor pertenece al primer grupo de máquinas y se lo va a tratar como una máquina de movimiento alternativo, esto implica que las vibraciones se miden normalmente en la estructura principal de la máquina y a bajas frecuencias. [43]

Con este antecedente encontramos que la norma ISO 10816-6: 1995 Vibraciones mecánicas: evaluación de vibraciones en máquinas mediante la medición en piezas no rotativas. Esta norma establece las condiciones y procedimientos generales para la medición y evaluación de la vibración, utilizando mediciones realizadas sobre partes no rotativas de las máquinas. El criterio general de evaluación se basa tanto en la monitorización operacional como en pruebas de validación que han sido establecidas fundamentalmente con objeto de garantizar un funcionamiento fiable de la máquina a largo plazo. Esta norma reemplaza a las ISO 2372 e ISO 3945, que han sido objeto de revisión técnica [44].

2.10.3. Ubicación de los acelerómetros

En la norma ISO 10816-6: 1995 se especifica la ubicación de los acelerómetros para la medición a la cual es aplicable la norma. Dicha posición se especifica en la figura 2.3, bajo la siguiente especificación.

Tabla 2. 1. Especificaciones de las direcciones y puntos de ubicación de los acelerómetros. **Fuente:** [31]

Lados de la medición	L	Izquierdo, cuando se enfrentan al reborde de acoplamiento.
	R	Izquierdo, cuando se enfrentan al reborde de acoplamiento.
Niveles de medición.	1	Montaje al final de la máquina
	2	Nivel del cigüeñal
	3	Borde superior del marco

Puntos de medición relacionados con la longitud de la máquina	.1	Extremo de acoplamiento
	.2	Mitad de la máquina
	.3	Extremo libre de la máquina

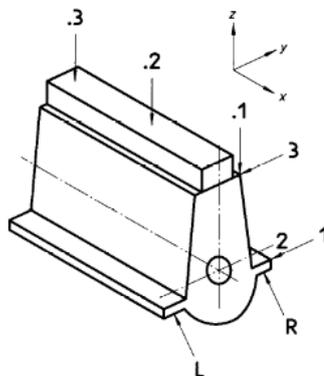


Figura 2. 10 Direcciones y puntos para la ubicación de acelerómetros en un motor en línea. **Fuente:** [31]

2.11. Elementos de medición

Para la adquisición de espectros de vibración en esta investigación se va a utilizar dos elementos.

Tabla 2. 2 Elementos para adquisición de datos. **Fuente:** [45]

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CARACTERÍSTICAS
1	Analizador de señales acústicas ADASH Modelo: A3716 2 U Nº Serie: 624971	16 canales AC.- Permite la entrada analógica de sensores como el micrófono
		4 canales de Taco.- Permite la conexión de un taco o algún sensor con la finalidad de sincronización de señales
		16 canales DC .- Permite la entrada digital de señales producidas por sensores digitales
		Software de adquisición y configuración.- Permite la configuración de cada uno de los sensores conectados sobre el equipo Adash® A3716
		Software de visualización en línea.- Permite la visualización de las señales obtenidas tanto en tiempo como en frecuencia para su correspondiente análisis

2	<p>Acelerómetro uniaxial.</p> <p>Marca ACS</p> <p>Modelo ACS: 3411LN</p> <p>Sensibilidad: 102 mV/g</p> <p>Grado de protección: IP67</p>	<p>Fabricación a prueba de agua.</p> <p>Acelerómetro unidireccional con regulador de voltaje, amplificador y un filtro que limpia la señal analógica digital de 5000 Hz.</p> <p>Ensamble fabricado de acero inoxidable.</p>
---	---	---

3. TRATAMIENTO DE LA SEÑAL

Para obtener las señales de vibración se ha desarrollado un diseño experimental, el cual va a facilitar el tratamiento de las señales y permitirá la obtención de mejores resultados.

3.1. Diseño experimental, obtención de muestras

3.1.1. Introducción al diseño de experimentos

La experimentación tiene un papel fundamental dentro de todos los campos de la investigación. En la industria la mayoría de los experimentos tienen como fin obtener información de calidad, que permita desarrollar nuevos productos y procesos, además de mejorar su calidad, comprobar hipótesis científicas [46]. En algunos casos la experimentación se realiza a prueba y error, en vez de optar por un diseño experimental que sea adecuado para la investigación. De manera que los datos experimentales tienen un análisis informal, donde no se toma en cuenta la variación de los datos, generando una ocupación de tiempo y gasto de dinero.

El diseño estadístico de experimentos es precisamente la forma más eficaz de realizar experimentos, para garantizar las respuestas a las interrogantes planteadas en un lapso de tiempo corto y utilizando pocos recursos. El diseño experimental consiste básicamente en determinar cuáles son las pruebas que debemos realizar y cómo se deben realizar la toma de datos, para analizarlos estadísticamente y obtener valiosas conclusiones clarificando los aspectos inciertos de un proceso, resolver un problema o lograr mejoras. [46]

Hoy en día, dentro del campo automotriz, el diseño estadístico de experimentos ha sido una herramienta vital para los estudios desarrollados en centros de investigación, facilitando al investigador a obtener valiosas conclusiones para resolver algún problema o mejorar algún proceso. El diseño experimental ha impulsado a los investigadores a realizar estudios que involucra la modificación o manipulación de varios factores dentro de un MEC, por ejemplo la temperatura del motor, la presión, el adelanto al encendido, aditivos en el aceite, aditivos en el combustible, etc.

3.2. Definiciones básicas en el diseño de experimentos

3.2.1. El Experimento y su unidad.

Un experimento es un cambio en las condiciones de operación de un sistema o proceso, con el objetivo de medir el cambio sobre una o varias propiedades del producto o resultado. La unidad experimental es la muestra que se utiliza para obtener un valor representativo en el resultado del experimento.

3.2.2. Variables de respuesta

Mediante esta variable se controla la variabilidad de cada unidad experimental.

3.2.3. Factores controlables

Son variables de proceso que se pueden fijar en un punto o en un nivel de operación.

3.2.4. Factores no controlables o de ruido

Son variables que no se pueden controlar durante la operación normal del proceso.

3.2.5. Factores estudiados

Son las variables que se investigan en el experimento para observar la manera de cómo influye en la variable de respuesta.

3.2.6. Niveles y tratamientos

Los niveles son los valores que pueden tener el factor o los factores a estudiar. Una combinación de niveles de todos los factores se llama tratamientos o punto de diseño.

3.2.7. Error aleatorio y error experimental

La variabilidad observada que no se puede explicar por los factores estudiados; y que resulta del pequeño efecto de los factores no estudiados y del error experimental, esta variabilidad constituye el llamado error aleatorio.

El error experimental es un componente del error aleatorio que refleja los errores del experimentador en la planeación y ejecución del experimento.

3.2.8. Aleatorización

Consiste en hacer las corridas experimentales en orden aleatorio tanto la asignación del factor experimental, como el orden en que se realizan las pruebas individuales o ensayos. Asegurando que las pequeñas diferencias provocadas por los factores no controlables, se repartan de manera homogénea en todos los tratamientos.

3.2.9. Repetición

Implica correr más de una vez el tratamiento o combinación de factores.

3.2.10. Bloqueo

Es una técnica que consiste en nulificar o tomar en cuenta en forma adecuada, todos los factores que puedan afectar la respuesta observada, incrementando de esta manera la precisión del experimento.

3.3. Etapas en el diseño experimental

Lo fundamental del diseño de experimentos es decidir cuales tratamientos se van a realizar y cuantas repeticiones de cada uno se requieren.

3.3.1. Planeación y realización

Esta etapa consiste en:

- Definición de la hipótesis.
- Elegir las variables de respuesta.
- Delimitar cuáles factores deben estudiarse.
- Seleccionar el diseño factorial.
- Definir la variable dependiente.
- Realizar la aleatorización de las muestras.
- Planear y organizar el trabajo experimental.
- Realizar el experimento.

3.3.2. Análisis

Se determina el modelo de análisis de varianza ANOVA (Analysis Of Variance) para describir el comportamiento de los datos. En algunos experimentos el análisis de varianza que arroja directamente los sistemas computacionales no es el

más adecuado y el experimentador debe refinarlo, por lo que se recomienda utilizar gráficas de apoyo.

3.3.3. Interpretación

Más allá del análisis estadístico formal, se debe analizar con detalle todo lo que ha pasado en el experimento, para observar los nuevos aprendizajes adquiridos durante el proceso, de esta manera se observa la mejor forma de ejecutar el experimento.

3.3.4. Conclusiones finales

Una vez interpretado los datos se debe extraer las conclusiones prácticas de los resultados. Además se recomienda realizar pruebas de confirmación para validar las conclusiones del experimento, de este modo se pueden formular nuevas hipótesis.

3.4. Diseño factorial 2^3

Con el diseño factorial 2^3 se tiene tres factores binarios A, B, C en dos niveles cada uno. El número de posibles combinaciones es 8, y con n repeticiones se tiene un total de 8n muestras para realizar el experimento [47]. Las combinaciones del diseño factorial 2^3 y su representación geométrica se muestran en la figura 3.1.

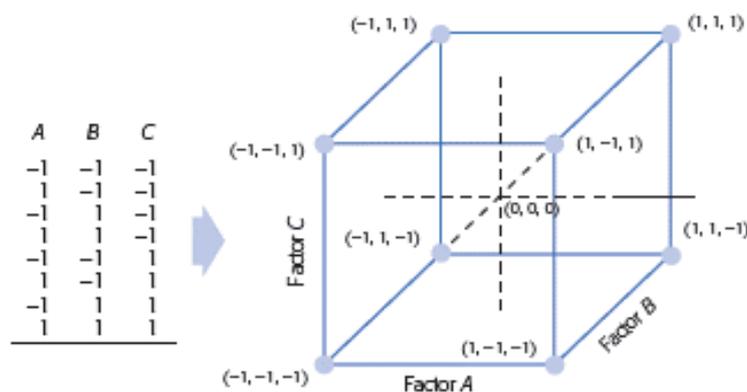


Figura 3. 1. Diseño factorial 2^3 y su representación geométrica. **Fuente:** Adaptada de [46]

Con este diseño se puede estudiar tres efectos principales (A, B, C); tres interacciones dobles (AB, AC, BC) y una interacción triple ABC. Este estudio se enfoca en los efectos principales y las interacciones dobles. [46]

3.4.1. Análisis del diseño factorial

Sean A, B y C los factores que se quieren estudiar y sean (1), a, b, ab, c, ac, bc y abc, los totales observados en cada uno de los ocho tratamientos es su orden estándar. Los efectos en este diseño se pueden calcular a partir de los signos de la tabla 3.1.

Tabla 3. 1 Tabla de signos del diseño factorial 2^3 . **Fuente:** Adaptada de [46]

Total	A	B	C	AB	AC	BC	ABC
(1)	-	-	-	+	+	+	-
a	+	-	-	-	-	+	+
b	-	+	-	-	+	-	+
ab	+	+	-	+	-	-	-
c	-	-	+	+	-	-	+
ac	+	-	+	-	+	-	-
bc	-	+	+	-	-	+	-
abc	+	+	+	+	+	+	+

En la ecuación 3.1 se estima el efecto principal A.

$$Efecto A = \frac{Contraste A}{n2^k} \quad (3.1)$$

También las sumas de cuadrados de los efectos se calculan a partir de sus componentes con la ecuación 3.2.

$$SC_{efecto} = \frac{(Contraste_{efecto})^2}{n2^k} \quad (3.2)$$

La suma total de cuadrados se obtienen de la ecuación 3.3.

$$SC_T = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{l=1}^2 \sum_{m=1}^2 y_{ijlm}^2 - \frac{y^2 \dots}{n2^k} \quad (3.3)$$

Finalmente, la suma de cuadrados del error se calcula por sustracción. Con esta información se obtiene ANOVA para el diseño 2^3 dada en la tabla 3.2. Los efectos cuyos valores-p son menores a $\alpha = 0,05$ son los efectos a interpretar para conocer cómo está operando el sistema y para determinar el mejor tratamiento. Además mientras menor sea el valor-p para un efecto, significa que éste tiene mayor influencia sobre la variable de respuesta.

Tabla 3. 2 ANOVA para el diseño 2^3 . **Fuente:** Adaptada de [46]

FV	SC	GL	CM	F₀	Valor-p
A	SC _A	1	CM _A	CM _A / CM _E	P(F>F ₀)
B	SC _B	1	CM _B	CM _B / CM _E	P(F>F ₀)
C	SC _C	1	CM _C	CM _C / CM _E	P(F>F ₀)
AB	SC _{AB}	1	CM _{AB}	CM _{AB} / CM _E	P(F>F ₀)
AC	SC _{AC}	1	CM _{AC}	CM _{AC} / CM _E	P(F>F ₀)
BC	SC _{BC}	1	CM _{BC}	CM _{BC} / CM _E	P(F>F ₀)
ABC	SC _{ABC}	1	CM _E		
Error	SC _E	23(n-1)			
Total	SCT	n23-1			

3.5. Diseño factoriales 3^k

Este diseño considera k factores con tres niveles cada uno y tiene 3^k tratamientos. Una desventaja de los diseños 3^k es que requieren mayor cantidad de pruebas que el diseño 2^k . De esta forma, cuando se tienen pocos factores, tres máximo o en el peor de los casos cuatro se debe pensar en el diseño 3^k , pero hay algunas situaciones prácticas en las que el diseño 3^k es una buena alternativa, en específico hay dos razones que hacen viable el diseño 3^k : [46]

- Se tienen efectos de tipo continuo e interesa estudiar efectos cuadráticos como A², B²,..., A²B, B²A, A²B²,... (Efectos de curvatura). Esto se realiza cuando se cree que la variable de respuesta no es lineal.
- Los factores son categóricos o discretos y tienen de manera natural tres niveles cada uno. Esto ocurre en factores como tipo de material, diferentes medios de cultivo, factor máquina, etc., los cuales pueden tener de forma natural tres niveles.

3.6. Gráfico de efectos en papel normal (Gráfica de Daniel)

Al tratar los efectos como sumas de variables aleatorias, Daniel observó que los efectos significativos deben seguir una distribución normal con media igual a cero y varianza constante. Es decir, que si los efectos se grafican en papel probabilístico

normal, los que no son significativos tendrán a formar una línea recta, mientras que los efectos activos o significativos aparecerán alejados de la línea recta. [46]

3.7. Diagrama de Pareto de efectos

El diagrama de Pareto para los efectos sin estandarizar representa una manera práctica de ver cuáles de los efectos son los más grandes en cuanto a magnitud. En la gráfica de Daniel es más complejo apreciar la importancia relativa de los efectos, pero es mejor que el Pareto para señalar cuales efectos son activos. Por lo cual, es indispensable utilizar ambas gráficas para decidir cuáles efectos mandar al error. Además, con ambas gráficas muchas veces se logran detectar claramente los efectos significativos, y a su vez que se construya el error, el ANOVA sólo confirmará lo que ya se ha encontrado en estos gráficos. [46]

3.8. Diseño del experimento

El experimento que se va a realizar consta de tres factores que se van a manipular, estos factores contienen tres niveles. A demás de esto se consideran factores de bloqueo que se deben establecer antes de la toma de muestras.

3.8.1. Factores y niveles

- **Presión de inyección.-** Este factor depende de múltiples variables que toma en cuenta la ECU para determinar su valor, motivo del cual se va a realizar una desviación de 10 bares más y menos del valor calcular por la ECU, entonces los niveles de este factor quedarían de la siguiente manera.

Tabla 3. 3 Niveles del factor de presión. **Fuente:** Los autores

Factor: Presión de combustible	
Nivel 1	10 bares menos del valor determinado por la ECU
Nivel 2	Valor de presión determinado por la ECU
Nivel 3	10 bares más del valor determinado por la ECU

- **Revoluciones del motor.-** Las revoluciones del motor influyen en cuanto a presión de combustible en la riel, por lo mismo se ha considerado este factor y para establecer sus niveles se ha tomado en cuenta como referencia la norma

NTE INEN 2 202 2000 GESTIÓN AMBIENTAL. AIRE. VEHÍCULOS AUTOMOTORES. DETERMINACIÓN DE LA OPACIDAD DE EMISIONES DE ESCAPE DE MOTORES DE DIESEL MEDIANTE LA PRUEBA ESTÁTICA. MÉTODO DE ACELERACIÓN LIBRE, que establece la medición en ralentí y a 2500 revoluciones. Los niveles de este factor quedan de la siguiente manera:

Tabla 3. 4 Niveles del factor de revoluciones del motor. **Fuente:** Los autores

Factor: Revoluciones del motor	
Nivel 1	820 [rpm], que es el régimen a ralentí.
Nivel 2	1660 [rpm], valor medio entre los extremos
Nivel 3	2500 [rpm], valor establecido por la norma.

- **Densidad del diesel.-** La densidad del diesel también puede hacer variar la presión en el riel de combustible, este factor se ha considerado tomando en cuenta que existen aditivos que pueden variar dicha propiedad en el diesel. Para establecer sus niveles se ha tomado como referencia la cantidad de aditivo colocado en cinco galones de combustible, el nivel de 100% de aditivo corresponde a 237 ml de aditivo.

Tabla 3. 5 Niveles del factor densidad del diesel. **Fuente:** Los autores

Factor: Densidad del diesel	
Nivel 1	0 % de aditivo
Nivel 2	50 % de aditivo en cinco galones de combustible
Nivel 3	100% de aditivo en cinco galones de combustible

3.8.2. Factores de bloqueo

Antes de comenzar a realizar la toma de muestras se establece factores que no se pueden controlar a la hora de realizar el experimento.

3.8.2.1. Temperatura del refrigerante

El valor de la temperatura del refrigerante tiene que encontrarse entre 88 y 92 grados Celsius para tomar las muestras.

Se tiene que controlar que el ventilador no este encendido al momento de tomar el espectro de vibración.

3.8.2.2. Carga externa del motor

El motor no tiene carga por lo que está montado en una maqueta didáctica, por lo que este valor es de 0%.

3.8.2.3. Temperatura de ambiente

La temperatura ambiente tiene que encontrarse entre un valor de 20 y 27 grados Celsius.

3.8.2.4. Humedad relativa

Se establece los datos en tiempo real, según la página meteorológica Meteored [48].

3.8.3. Orden para la toma de muestras

Al conocer los factores y los niveles se procede a realizar un orden para la ejecución de cada combinación posible. Para una mejor adquisición de datos se recomienda realizar un orden aleatorio, pero por el motivo de que se tiene que cambiar de diesel se ha optado por el siguiente orden de muestreo.

Tabla 3. 6 Orden para la toma de muestra. **Fuente:** Los autores

Nº	Muestra	PRESIÓN (bar)	RPM	ADITIVO DIESEL (%)
1	CrDi -10 1660 0	-10	1660	0
2	CrDi 10 1660 0	10	1660	0
3	CrDi 0 820 0	0	820	0
4	CrDi 0 2500 0	0	2500	0
5	CrDi -10 1660 0	-10	1660	0
6	CrDi 10 1660 0	10	1660	0
7	CrDi 0 820 0	0	820	0
8	CrDi 0 2500 0	0	2500	0
9	CrDi -10 1660 0	-10	1660	0
10	CrDi 10 1660 0	10	1660	0
11	CrDi 0 820 0	0	820	0

12	Crdi 0 2500 0	0	2500	0
13	Crdi -10 820 50	-10	820	50
14	Crdi 10 820 50	10	820	50
15	Crdi -10 2500 50	-10	2500	50
16	Crdi 10 2500 50	10	2500	50
17	Crdi 0 1660 50	0	1660	50
18	Crdi 0 1660 50	0	1660	50
19	Crdi 0 1660 50	0	1660	50
20	Crdi -10 820 50	-10	820	50
21	Crdi 10 820 50	10	820	50
22	Crdi -10 2500 50	-10	2500	50
23	Crdi 10 2500 50	10	2500	50
24	Crdi 0 1660 50	0	1660	50
25	Crdi 0 1660 50	0	1660	50
26	Crdi 0 1660 50	0	1660	50
27	Crdi -10 820 50	-10	820	50
28	Crdi 10 820 50	10	820	50
29	Crdi -10 2500 50	-10	2500	50
30	Crdi 10 2500 50	10	2500	50
31	Crdi 0 1660 50	0	1660	50
32	Crdi 0 1660 50	0	1660	50
33	Crdi 0 1660 50	0	1660	50
34	Crdi -10 1660 100	-10	1660	100
35	Crdi 10 1660 100	15	1660	100
36	Crdi 0 820 100	0	820	100
37	Crdi 0 2500 100	0	2500	100
38	Crdi -10 1660 100	-10	1660	100
39	Crdi 10 1660 100	10	1660	100
40	Crdi 0 820 100	0	820	100
41	Crdi 0 2500 100	0	2500	100
42	Crdi -10 1660 100	-10	1660	100
43	Crdi 10 1660 100	10	1660	100
44	Crdi 0 820 100	0	820	100
45	Crdi 0 2500 100	0	2500	100

3.9.Desarrollo del experimento

Para poder proceder a tomar las muestras se comenzó por elegir como controlarlos factores para determinar cada uno de sus niveles.

3.9.1. Control de la presión de combustible

Para lograr controlar la presión de combustible se ha elaborado un circuito que permita la variación del mismo mediante la intercepción de la señal del sensor de presión RPS y enviando una nueva señal a la ECU. Así lograr la variación de más y menos 10 bares en el riel de combustible, el circuito es el que se muestra a continuación.

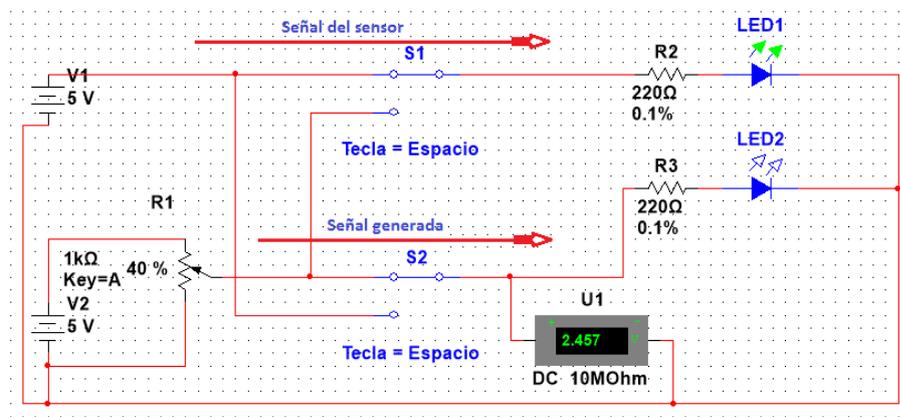


Figura 3. 2 Circuito para el control de presión de combustible 1. **Fuente:** Los autores

En la figura 3.1 se muestra un voltaje V1 que representa la señal enviada por el sensor RPS hacia la ECU, representada por el LED 1, mientras el voltaje generado de V2 que pasa por un potenciómetro, el cual permite la variación del voltaje, va hacia un LED 2.

Cuando se realiza el cambio para poder variar la presión, se activan dos relés S1 y S2 que cambian el flujo de la corriente intercambiando entre la señal del sensor y la señal generada. En la figura 3.2 se muestra cómo cambia el voltaje generado que permite el control de la señal que llega a la ECU.

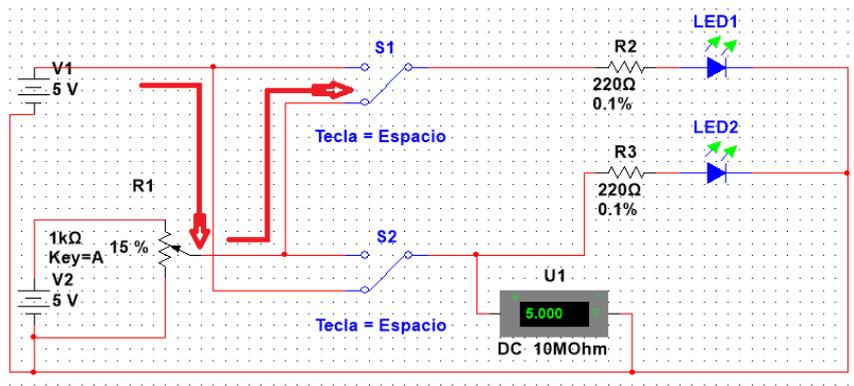


Figura 3. 3 Circuito para el control de presión de combustible 2. **Fuente:** Los autores

Para tener el control de los voltajes, el generado y el que envía el sensor, se los ingresa mediante la placa Arduino® al programa Matlab® y ahí se verifica que el voltaje que ingresa a la ECU sea el indicado para generar la presión requerida.

En la figura 3.4 Se muestra como se controla los voltajes con la ayuda del Simulink® de Matlab®. Las entradas pin 7 y 8 representan los voltajes del sensor RPS y el voltaje generado respectivamente, los cuales ingresan a la ECU, estos valores se verifican en las pantallas Voltaje RPS y Voltaje generado. Las pantalla presión RPS y Presión Generado muestran el valor de presión que calcula la ECU con el voltaje que se le envía.

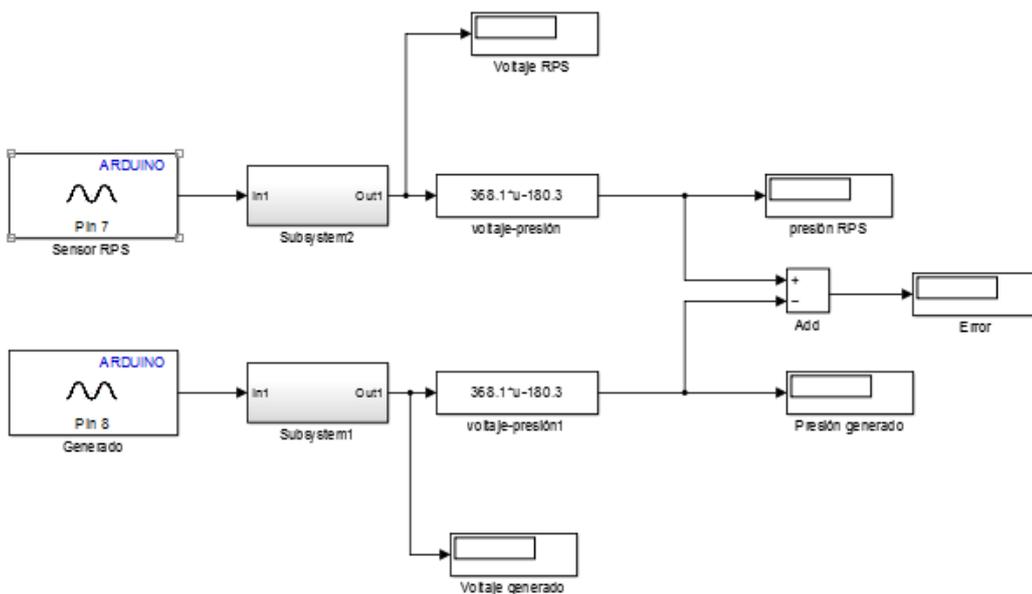


Figura 3. 4 Programa para el control de los voltajes de las señales. **Fuente:** Los autores

3.9.2. Control de las revoluciones del motor

Para este factor, el control se lo va a hacer de manera directa desde el acelerador del motor, ya que este cuenta con un mecanismo para la regulación del régimen de giro.

3.9.3. Control de la densidad del diesel

Como se explicó anteriormente, este factor se compuso de tres niveles al mezclar un aditivo en un volumen determinado de diesel. Para corroborar que se ha modificado esta propiedad del combustible se procedió a la medición de la misma.

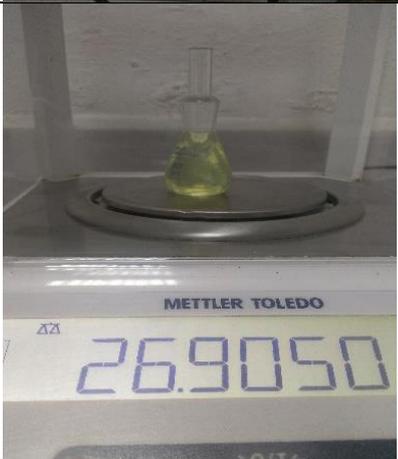
3.9.3.1. Proceso para medir la densidad de las tres muestras diesel.

Para realizar la medición se utilizó los siguientes materiales:

- Un picnómetro de 10 ml
- Un termómetro
- Un vaso de precipitación
- Una balanza digital
- Una hornilla
- Un recipiente

Tabla 3. 7 Proceso de medición de la densidad del diesel, **Fuente:** Los autores

Proceso de medición de la densidad del diesel	
1	Se inicia por llenar el recipiente con agua y calentar a 30° C, se vacía el recipiente y se vuelve a llenar de agua.
	

2	Con la ayuda del vaso de precipitación, se llena de diesel el picnómetro y se lo coloca en el recipiente para calentarlo a 30° C.	
3	Al llegar a esa temperatura se procede a retirar el picnómetro, secar el agua del exterior y llevarlo a pesar en la balanza digital, este procedimiento se lo realiza alrededor de tres veces para evitar errores.	
4	Una vez con los tres valores medidos, se resta el peso del picnómetro para tener el peso solo del diesel, se saca un promedio de los tres valores para eliminar un error y se introduce ese valor en la fórmula de la densidad, sabiendo que el volumen es de 10 ml de diesel.	$\delta = \frac{m}{V}$

Luego de realizar este procedimiento para las tres muestras de diesel que se va a emplear para el procedimiento se obtuvo los siguientes resultados:

Tabla 3. 8 Densidad de la muestras del combustible diesel, **Fuente:** Los autores

Densidad de la muestras del combustible diesel	
Diesel Normal	795.19 kg/m ³
Diesel con 50% de aditivo	808.6 kg/m ³
Diesel con 100% de aditivo	830 kg/m ³

3.10. Adquisición de datos

Las muestras se tomaron en la cámara anecoica ubicada en el taller automotriz de la Universidad Politécnica Salesiana, el motor está ubicado en el centro de la cámara.



Figura 3. 5 Motor ubicado en la cámara anecoica para la toma de muestras. **Fuente:** Los autores

Mediante la ayuda del Adash® se realiza la adquisición de la señal de vibración, que se guarda en formato .wav. Este tipo de formato se abre con un programa realizado en Matlab donde se extraen los valores que se necesitan como son: media, varianza, desviación estándar, mediana, máximo, mínimo, potencia, energía, factor de curtosis, asimetría, valor RMS, factor de cresta y potencia intervalo de frecuencia.

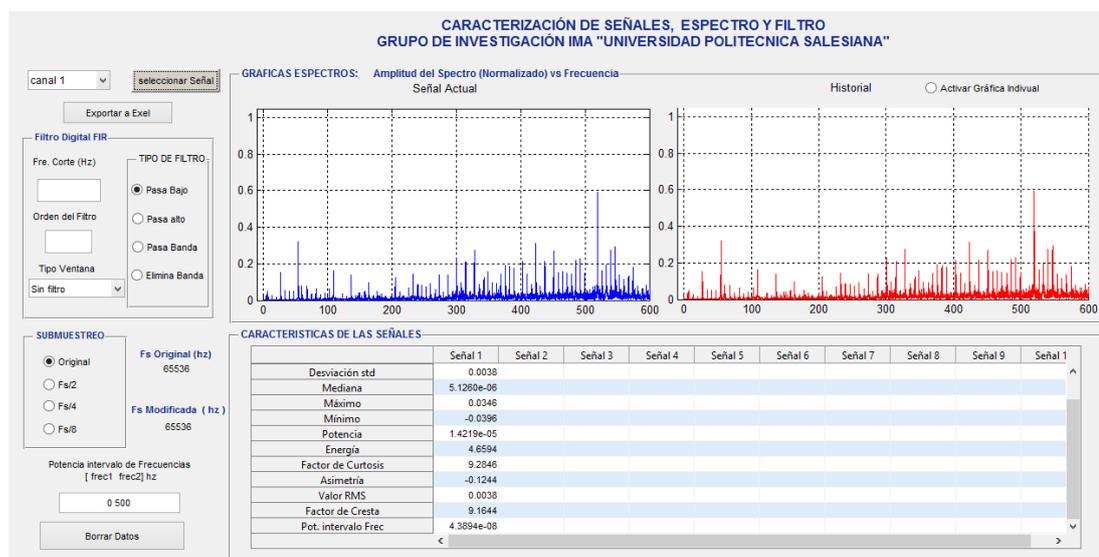


Figura 3. 6 Ventana del programa donde se extraen los valores necesarios. **Fuente:** Los autores

En la figura 3.4 se muestra la interfaz del programa donde se extraen los valores de la señal de vibración, se visualiza la señal de vibración en el dominio de la frecuencia y se pueden extraer los datos a Excel.

Una vez extraídos todos los valores de las 45 muestras que se realizaron en el experimento, estos se ingresa en el diseño (ver anexo 1) para su posterior análisis de resultados.

4. ANÁLISIS DE LOS ESPECTROS CARACTERÍSTICOS

4.1. Espectros patrones a 820, 1660 y 2500 [rpm]

Los espectros patrones a los distintos regímenes (820, 1660 y 2500 [rpm]) fueron determinados a través de las muestras obtenidas durante el desarrollo del experimento. Cada régimen consta de **n** muestras patrones en formato wav, las mismas que fueron analizadas en la interfaz del programa Matlab®, donde visualizamos la señal de vibración en el dominio de la frecuencia y su potencial (*cantidad de trabajo efectuado en la vibración de un MCI dentro de un intervalo de tiempo definido*) en cualquier intervalo de frecuencia. El análisis consiste en determinar la media aritmética (*es el valor obtenido al sumar todos los datos y dividir el resultado para el número total de datos*) de la potencia de la señal en el dominio de la frecuencia, en el intervalo de 0 a 200 Hz. Este intervalo de 0 a 200 Hz permite el análisis de los espectros para determinar las fallas en la combustión en MCI. Al obtener la media aritmética de la potencia definimos la que más cerca este de este valor, finalmente nombramos a esta muestra como el espectro patrón a ese régimen.

Para el régimen de 820, se tomaron 6 muestras, la primera muestra (CRDi 820 ok.wav) no está incluida en el análisis para determinar el espectro patrón, debido a que su potencia difiere considerablemente del resto de muestra. En el análisis de las cinco muestras se determina que la muestra patrón para el régimen de 820 [rpm] es la muestra 6 (CRDi 820 ok 5. wav), la misma que se puede observar en la figura 4.1.

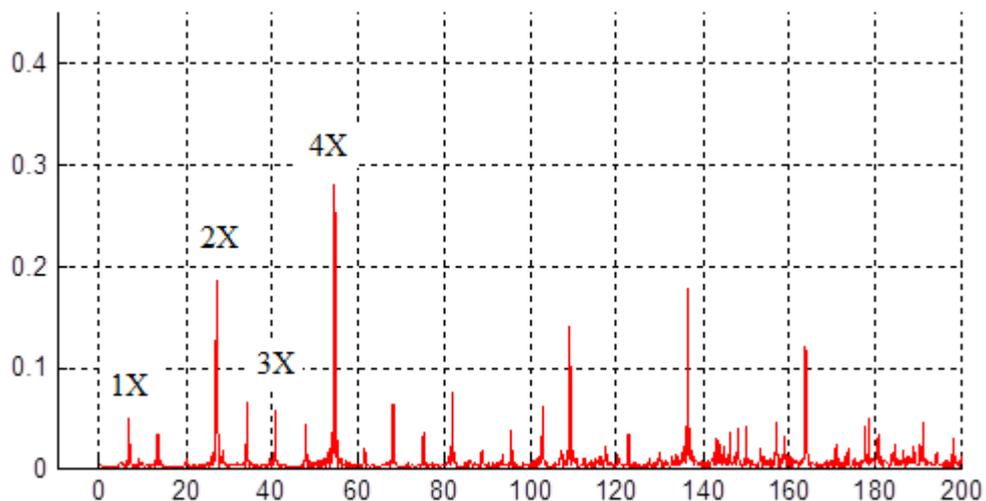


Figura 4. 1. Espectro patrón para el régimen de 820 [rpm]. **Fuente:** Los Autores

En el régimen de 1660 [rpm], se tomaron 6 muestras, las muestras 1 y 2 describen un comportamiento erróneo, por lo que se concluye que son muestras mal tomadas. Al realizar el análisis en las cuatro muestras restantes, determinamos que la muestra patrón para el régimen de 1660 [rpm] es la muestra 3 (CRDi 1660 ok 2), la misma que se presenta en la figura 4.2.

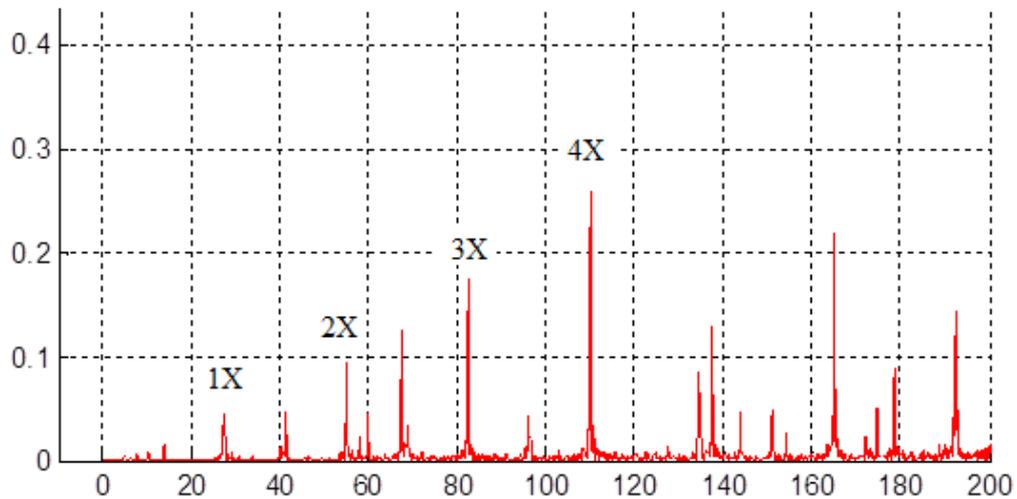


Figura 4. 2 Espectro patrón para el régimen de 1660 [rpm]. Fuente: Los Autores

En el régimen de 2500 [rpm], se tomaron 5 muestras, la primera muestra (CRDi 2500 ok 1.wav) describe un comportamiento bastante errado, y su potencia tiene una diferencia bastante considerable con respecto a las demás muestras. Al repetir el análisis realizado en los dos regímenes anteriores para las 4 muestras restantes se determina que la muestra patrón para el régimen de 2500 [rpm] es la muestra 5 (CRDi 2500 ok 5.wav), la misma que se presenta en la figura 4.1.

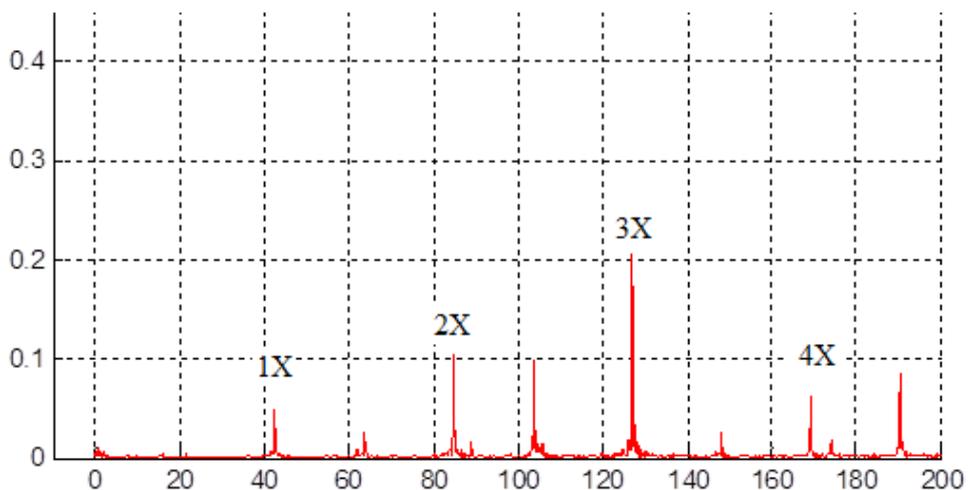


Figura 4. 3 Espectro Patrón para el régimen de 2500 [rpm]. Fuente: Los Autores

En cada espectro patrón se determinó los armónicos 1X, 2X, 3X y 4X, para nuestro estudio es de gran interés los primeros dos armónicos 1X y 2X. El primer armónico 1X describe la velocidad angular del motor sin carga. El segundo armónico describe el proceso de combustión que se produce cada dos vueltas del cigüeñal.

En la tabla 4.1 se muestran los valores de la potencia en el intervalo de frecuencia de 0 a 200 Hz, para los distintos regímenes. En esta tabla se puede observar que a medida que el motor de combustión interna aumenta de revoluciones, la potencia en cada uno de los regímenes disminuye. Entonces, al considerar que la potencia es inversamente proporcional al rendimiento del motor, por lo que a mayor trabajo efectuado en la vibración, menor trabajo transmitido por el ciclo del MCI hacia los elementos de propulsión, lo que causa un menor rendimiento del MCI.

Tabla 4. 1. Potencia de los espectros patrones a 820, 1660 y 2500 [rpm]. **Fuente:** Los Autores

Régimen [rpm]	Nombre muestra (.wav)	Potencia
820	CRDi 820 ok 5	5.2023e ⁻⁰⁹
1660	CRDi 1660 ok 2	2.3841e ⁻⁰⁸
2500	CRDi 2500 ok 5	1.3634e ⁻⁰⁷

4.2. Efectos críticos en los regímenes de 820, 1660 y 2500 [rpm]

Durante el desarrollo del experimento se realizaron algunas repeticiones de una misma muestra, las cuales fueron analizadas de la misma manera que se hicieron con los espectros patrones, de manera que se defina una sola muestra de *n* repeticiones. Por lo tanto, para cada régimen se obtiene diferentes efectos, los mismos que a continuación van a ser estudiados, para definir el efecto más crítico o significativo para cada régimen.

Cabe resaltar que para este análisis, seguimos considerando que la potencia de la señal en el dominio del tiempo es inversamente proporcional al rendimiento del motor.

En el régimen de 820 [rpm], las muestras tomadas al manipular tanto la presión en el riel de combustible como la densidad del diesel quedan definidas en la tabla 4.2.

Tabla 4. 2 Características de las muestras obtenidas al régimen de 820 [rpm]. **Fuente:** Los Autores

Régimen [rpm]	Muestra (.wav)	Presión (bar)	Aditivo (%)	Potencia
820	CRDi 0 820 100 44	0	100	$6.4182e^{-09}$
	CRDi 10 820 50 28	- 10	50	$4.1026 e^{-09}$
	CRDi -10 820 50 13	+10	50	$6.0743 e^{-09}$

Al comparar cada potencia de la tabla 4.2 con la potencia ($5,2023 e^{-09}$) del espectro patrón al régimen de 820 [rpm] de la tabla 4.1, se determina que el efecto más crítico o significativo para este régimen, es el uso de 100% de aditivo, el mismo que aumenta la densidad del diesel y su índice de cetano. Por lo tanto, el uso de este aditivo para bajas revoluciones es bastante perjudicial, debido a que aumenta la unidad de masa por volumen, convirtiéndose en un combustible pesado, el cual contiene hidrocarburos pesados en mayor proporción y tiende a fluir con mayor dificultad, produciendo así chorros de peor calidad y a quemarse incompletamente.

En la gráfica 4.4 se observa la percepción del efecto más crítico del MCI que se genera al aumentar la densidad del diesel de 795.19 kg/m^3 a 830 kg/m^3 , para ello se sobre monta el espectro del efecto más crítico (*color azul*) sobre el espectros patrón (*color rojo*) para el régimen de 820 [rpm]. Los armónicos disminuyen su amplitud, pero aparte de este, se crean picos no síncronos, lo que justifica el aumento de la potencia dentro del intervalo de 0 a 200 Hz.

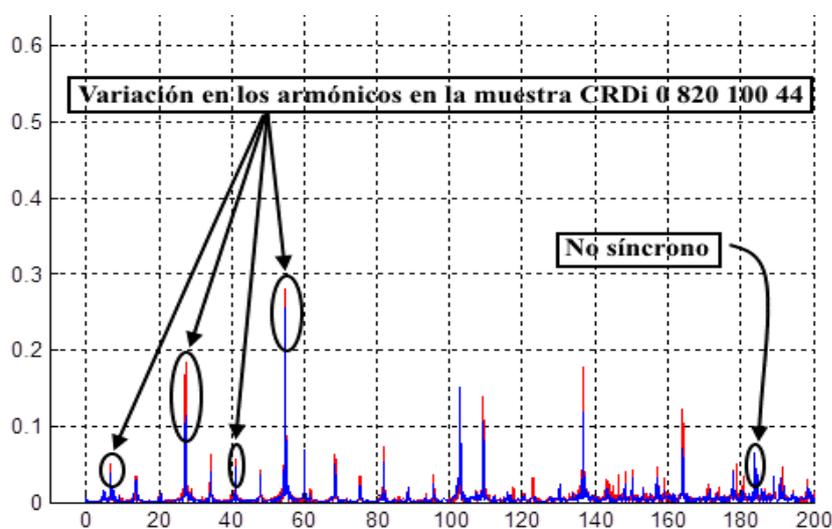


Figura 4. 4 Espectro de vibratorio del efecto más crítico a 820 [rpm]. **Fuente:** Los Autores

Para el régimen de 1660 [rpm], las muestras adquiridas al manipular la presión en el riel de combustible y la densidad del diesel quedan definidas en la tabla 4.3, la misma que contiene el valor de la potencia para cada una de las muestra en este régimen.

Tabla 4. 3 Características de las muestras obtenidas al régimen de 1660 [rpm]. **Fuente:** Los Autores

Régimen [rpm]	Nombre muestra (.wav)	Presión (bar)	Aditivo (%)	Potencia
1660	CRDi 0 1660 50 24	0	50	$2.6660e^{-08}$
	CRDi -10 1660 0 5	- 10	0	$7.3913 e^{-08}$
	CRDi 10 1660 0 10	+10	0	$2.4030 e^{-08}$
	CRDi -10 1660 100 38	-10	100	$6.8313 e^{-08}$
	CRDi 10 1660 100 43	+10	100	$1.9079 e^{-08}$

Comparando los valores de la potencia de cada uno de los efectos de la tabla 4.3 con la potencia ($2.3841e^{-08}$) de la tabla 4.1 para el régimen de 1660 [rpm]. El efecto más crítico o significativo, para este régimen indiscutiblemente es la muestra CRDi -10 1660 0 5, la cual tiene mayor potencia.

El rendimiento del MCI bajo esta condición disminuye, debido a que el sensor RPS (*sensor de presión en la riel de combustible*) pierde sensibilidad y por consiguiente genera una señal errónea, la cual es enviada a la ECU, para que se realicen los cálculos pertinentes y comande la válvula reguladora de presión, provocando una variación en la apertura de la válvula, es decir que el paso para el retorno de combustible es menor, de manera que la presión en la riel de combustible aumenta lo cual proporciona mayor flujo másico a cada cilindro del MCI. El aumento del flujo másico provoca un cambio en la relación aire combustible en este tipo de motor, dando lugar a una inflamación incompleta del combustible que ingresa al interior del cilindro y por consiguiente un autoencendido por las moléculas restantes del mismo. Por lo general este motor funciona con exceso de aire, a excepción de plena carga. Este efecto genera una regulación inexacta de cantidad de combustible que ingresa en el cilindro, mayor consumo de combustible, mayor contaminación, lo que se traduce a una reducción considerable del rendimiento del motor.

En la figura 4.5 se observa la percepción del efecto más crítico a 1660 [rpm]. El espectro del efecto crítico (*color azul*) se sobre monta al espectro patrón (*color rojo*) al régimen de 1660 [rpm]. El espectro del efecto crítico respecto al espectro patrón tiene un desfase de 4.13 Hz en el primer armónico (1X), este va aumentando conforme aumenta la frecuencia para el resto de armónicos. El desfase se debe al aumento de las revoluciones del motor por un mayor flujo másico de combustible. Es decir, el MEC se acelera, pero la potencia de vibración aumenta, por lo que la potencia transmitida del MCI hacia el sistema de tren de rodaje disminuye, lo que se define como menor rendimiento del MEC.

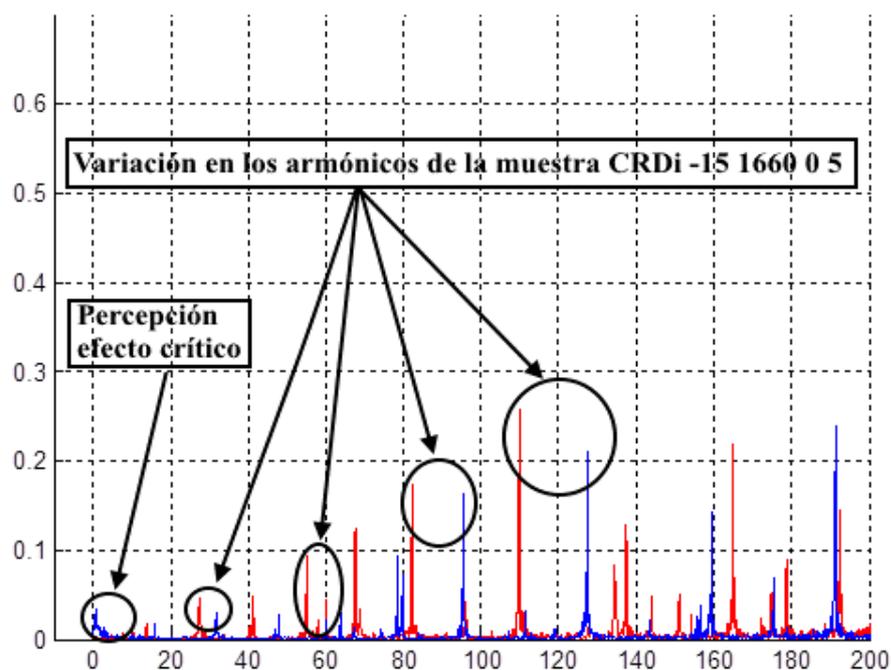


Figura 4. 5 Espectro de vibratorio del efecto más crítico a 1660 [rpm]. **Fuente:** Los Autores

De igual manera para el régimen de 2500 [rpm], se cuentan con dos muestras de los efectos que se producen en el MCI al manipular tanto la presión como la densidad del diésel. En la tabla 4.4 se detalla las características de cada muestra para este régimen.

Tabla 4. 4 Características de las muestras obtenidas al régimen de 2500 [rpm]. **Fuente:** Los Autores

Régimen [rpm]	Muestra (.wav)	Presión (bar)	Aditivo (%)	Potencia
2500	CRDi -10 2500 50 29	-10	50	$2.5204e^{-07}$
	CRDi 10 2500 50 30	+10	50	$1.7410 e^{-07}$

Si comparamos la potencia de cada una de las muestras de la tabla 4.4 con la potencia del espectro patrón ($1.3634e^{-07}$) de la tabla 4.1 al régimen de 2500 [rpm], se observa un incremento considerable en la potencia de la muestra CRDi -10 2500 50 29, por lo tanto se define como la más crítica a este régimen.

Para el efecto crítico a 2500 [rpm] la presión en la riel de combustible aumenta, al igual que en el efecto más crítico a 1660 [rpm], creando las mismas condiciones de inflamación de combustible. Para este caso tenemos una variante del porcentaje de aditivo en el combustible diesel, lo cual modifica su densidad de 795.19 kg/m^3 a 808.6 kg/m^3 . Entonces el aditivo mejora el rendimiento del motor solo a altas RPM, esto se sustenta en la tabla 4.6, en donde se detallan los espectros patrón a 1660 y 2500 [rpm], y el espectro del efecto más críticos en cada régimen respectivamente. En la sexta columna se calcula la diferencia de la potencia entre el espectro patrón y el efecto más crítico. La diferencia de la potencia para el régimen de 1660 [rpm] es bastante significativa, con respecto a la diferencia de la potencia a 2500 [rpm], por lo que fortalece lo dicho anteriormente.

Tabla 4. 5 Diferencia de potencia del espectro patrón frente al espectro del efecto crítico a 1660 y 2500 [rpm]. **Fuente:** Los Autores

Régimen [rpm]	Muestra (.wav)	Presión (bar)	Aditivo (%)	Potencia	Diferencia Potencia
1660	CRDi -10 1660 0 5	- 10	0	$7.3913 e^{-08}$	$5.0072 e^{-08}$
	CRDi 1660 ok 2	0	0	$2.3841e^{-08}$	
2500	CRDi -10 2500 50 29	-10	50	$1.7410 e^{-07}$	$0.3776 e^{-07}$
	CRDi 2500 ok 5	0	0	$1.3634e^{-07}$	

En la figura 4.6 se observa la percepción del efecto más crítico a 2500 [rpm]. El espectro del efecto crítico (color azul) se sobre monta al espectro patrón (color rojo) al régimen de 2500 [rpm]. Al igual que en el régimen de 1660 [rpm], el espectro del efecto crítico respecto al espectro patrón tiene un desfase de 2.47 Hz en el primer armónico (1x), lo cual aumenta conforme aumenta la frecuencia, esto se debe al aumento de las revoluciones del motor al generar un mayor flujo másico de combustible. Pero este desfase es en menor grado que el que se genera a 1660 [rpm], por el uso de 50 % de aditivo. En frecuencias menores a los 10 Hz se presenta la

percepción del efecto más crítico, además la amplitud de los armónicos aumenta, pero en este caso no se presentan picos no síncronos.

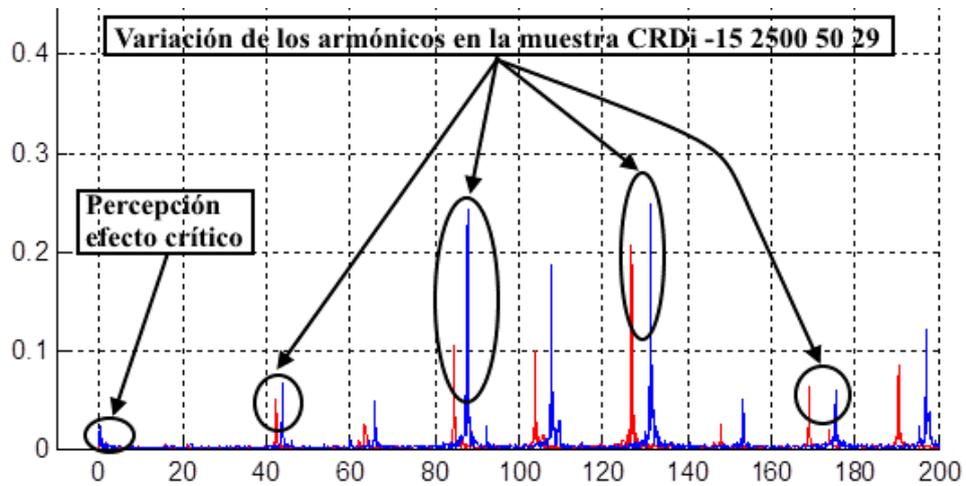


Figura 4. 6 Percepción del efecto más crítico a 2500 [rpm]. Fuente: Los Autores

4.3. Estudio de las muestras del experimento

Con el diseño experimental se va a realizar en primer lugar una validación de las muestras por número de RPM, para corroborar que todas las muestras son válidas para el estudio.

Con cada característica se realiza el diagrama de Pareto para observar los factores e interacciones que más influyen en cada una y se realiza un análisis de los residuos para ver que todas son válidas.

Se gráfica los efectos principales y las interacciones para ver los más representativos de cada característica, así se van eliminando las características que no ayudan a predecir las fallas en la variación de presión. Finalmente se realiza las gráficas de superficie de las características más representativas.

4.3.1. Diagrama de Cajas

En el diagrama de cajas se indica la variabilidad de las muestras que se han tomado a diferente número de RPM. Se puede visualizar, que ya sea a 820, 1660 y a 2500 [rpm] las muestras están en un rango único para cada valor sin presentarse ningún valor fuera del mismo, por lo que se puede concluir que todas las muestras son aceptables para el análisis.

Además se observa que a 820 [rpm] es la menor variación de RPM que se presenta en la toma de muestras, por el contrario a 1660 [rpm] se presenta la mayor variación de RPM por lo que, este es el régimen da menor representación para analizar las muestras.

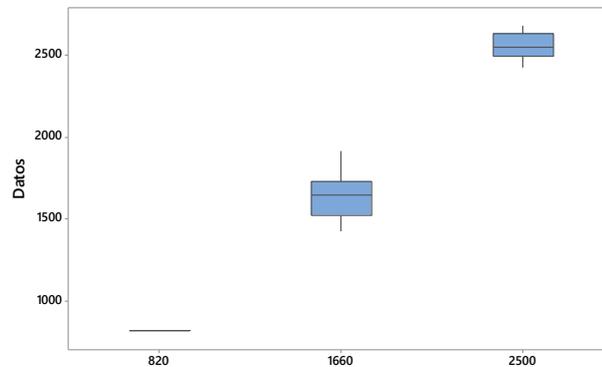


Figura 4. 7 Gráfica de caja para las muestras tomadas según las [rpm]. **Fuente:** Los autores.

4.3.2. Histograma de RPM

En el histograma siguiente se observa que las muestras tomadas a 820 [rpm] no alteraron significativamente su régimen, teniendo una media de 820,4 [rpm] y una desviación estándar de 1,975. En el caso de las muestras a 1660 se observa que tienen una media de 1654 pero con una desviación estándar de 140,6 lo que implica una mayor variación de RPM al modificar la presión. Por último, las muestras a 2500 [rpm] tiene una media de 2550 [rpm], esta mayor diferencia con respecto a las otras medias se debe particularmente a que, en las muestras tomadas a 2500 [rpm], al variar la presión, las RPM del motor se modificaban instantáneamente, tomado valores bastante distintos al de referencia.

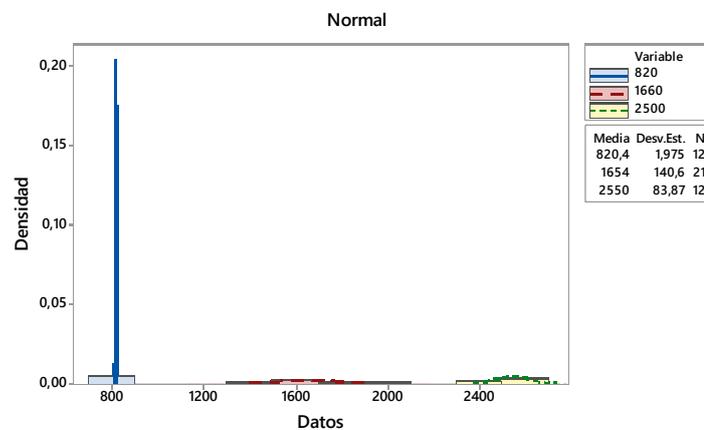


Figura 4. 8 Histograma de las muestras tomadas según las RPM. **Fuente:** Los autores.

4.4. Determinación de las características más representativas de los espectros

4.4.1. Análisis de Pareto

Estas gráficas sirven para identificar los factores o las interacciones que afectan de manera significativa en cada característica. Para que un factor o interacción sea influyente en la característica debe pasar la línea de referencia establecida en 2.12.

Diagrama de Pareto para Media

Los factores A, B, C, las interacciones dobles AB, AC, BC al igual que la interacción triple ABC no son influyentes en esta característica.

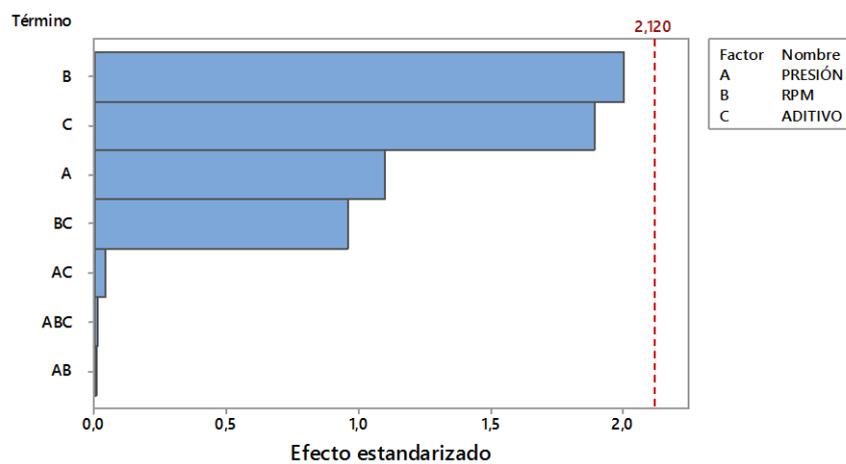


Figura 4. 9 Diagrama de Pareto para la Media. **Fuente:** Los autores

Diagrama de Pareto para Varianza

La interacción triple de los factores A, B, y C es la única que no influye de manera considerable en la característica del espectro.

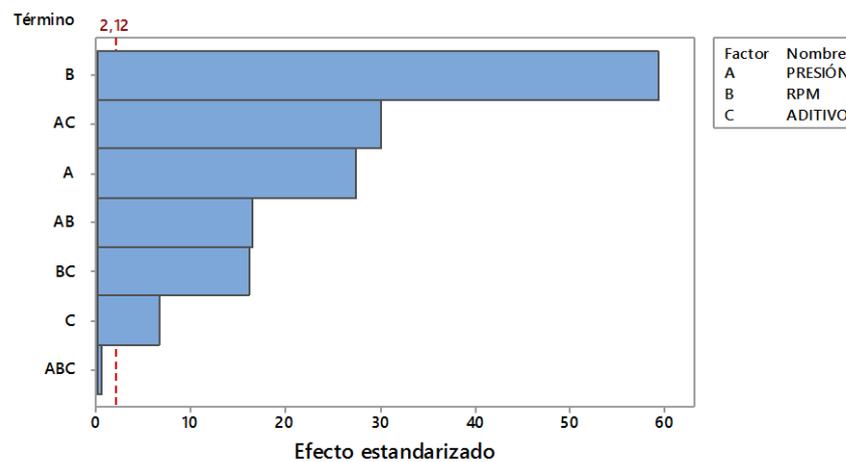


Figura 4. 10 Diagrama de Pareto para la Varianza. **Fuente:** Los autores

Diagrama de Pareto para Desviación Estándar

La interacción triple de los factores ABC es la única que no influye de manera considerable en la característica del espectro. Siendo la que mayor influye, el factor B.

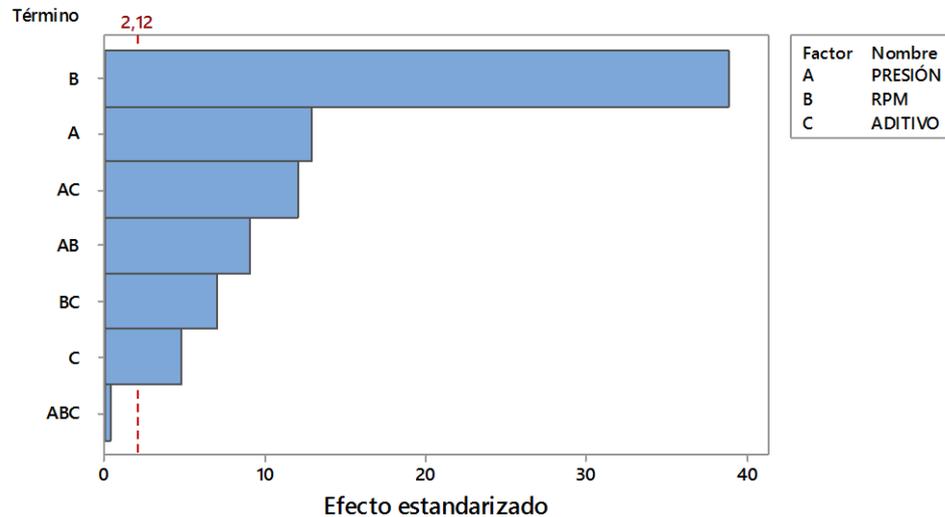


Figura 4. 11 Diagrama de Pareto para la Desviación Estándar. Fuente: Los autores

Diagrama de Pareto para Mediana

La interacción doble AB es la de mayor influencia para la característica, además los factores A, B, C y la interacción doble AC también influyen de menor manera.

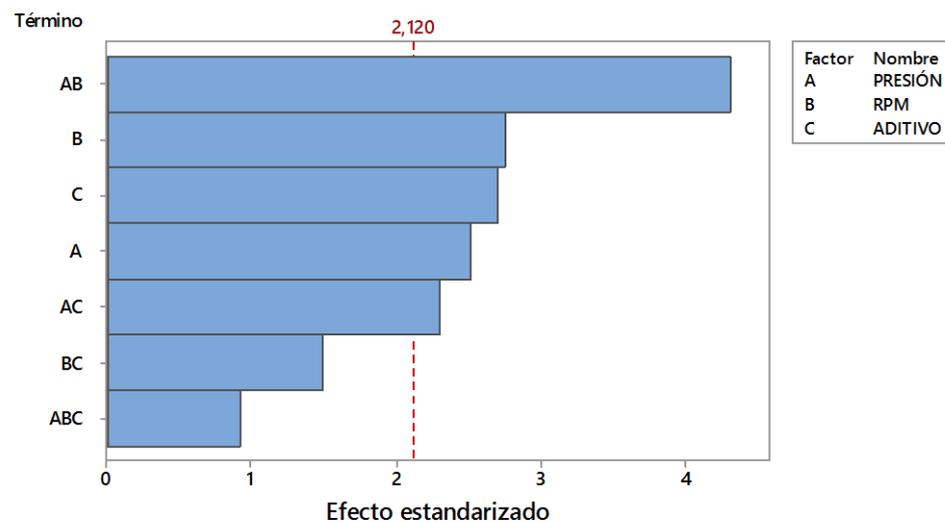


Figura 4. 12 Diagrama de Pareto para la Mediana. Fuente: Los autores

Diagrama de Pareto para Máximo

El factor más influyente es el B y la interacción triple ABC es la única que no influye en esta característica.

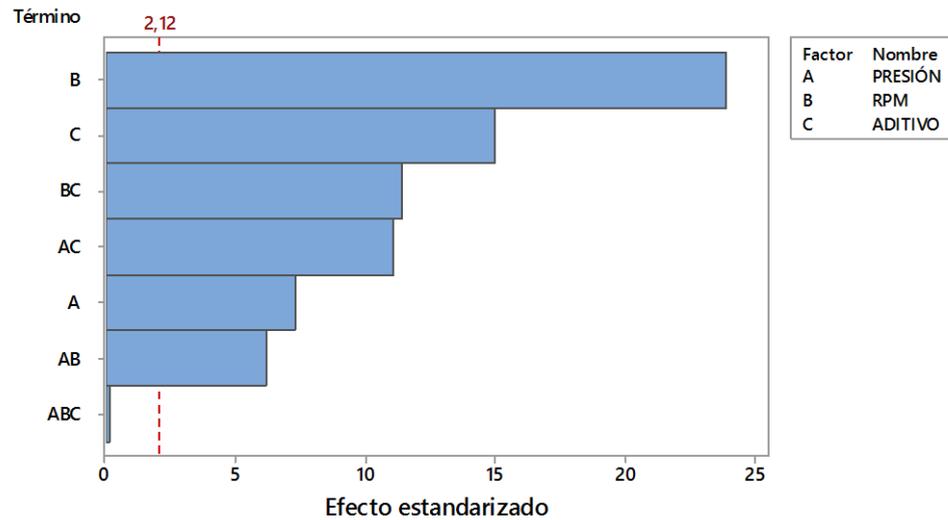


Figura 4. 13 Diagrama de Pareto para Máximo. Fuente: Los autores

Diagrama de Pareto para Mínimo

La interacción triple ABC es la que no influye en esta característica del espectro, por el contrario el factor B es el más influyente.

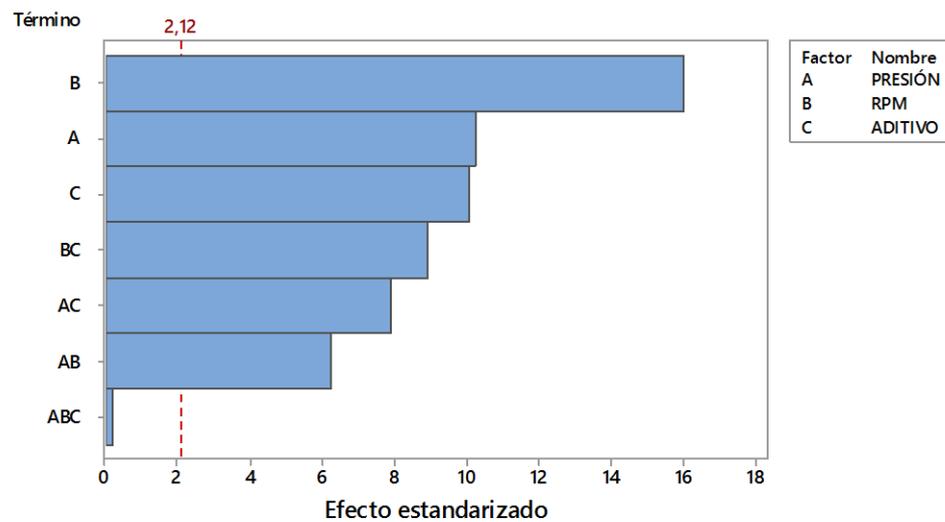


Figura 4. 14 Diagrama de Pareto para Mínimo. Fuente: Los autores

Diagrama de Pareto para Potencia

La interacción triple ABC es la que no influye en esta característica del espectro, por el contrario el factor B es el más influyente y los demás tienen una influencia similar.

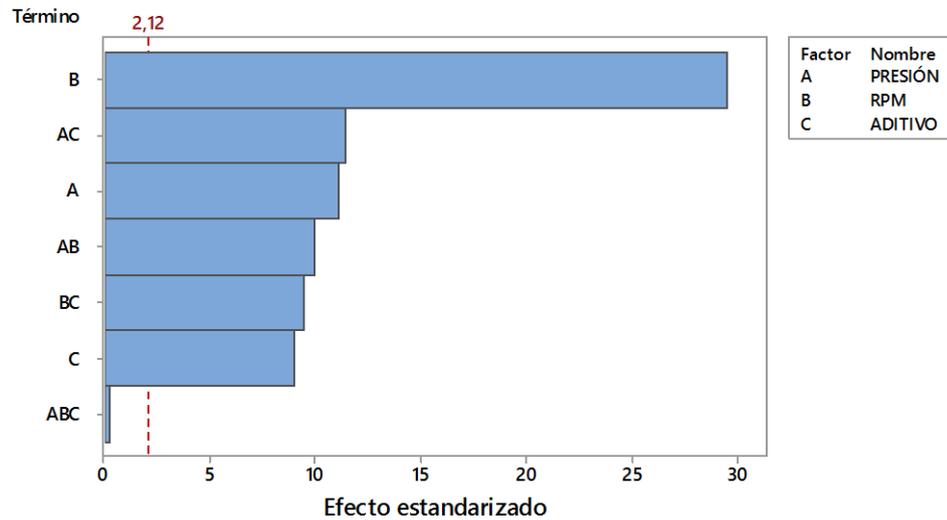


Figura 4. 15 Diagrama de Pareto para Potencia. Fuente: Los autores

Diagrama de Pareto para Energía

La interacción triple ABC es la que no influye en esta característica del espectro, por el contrario el factor B es el más influyente.

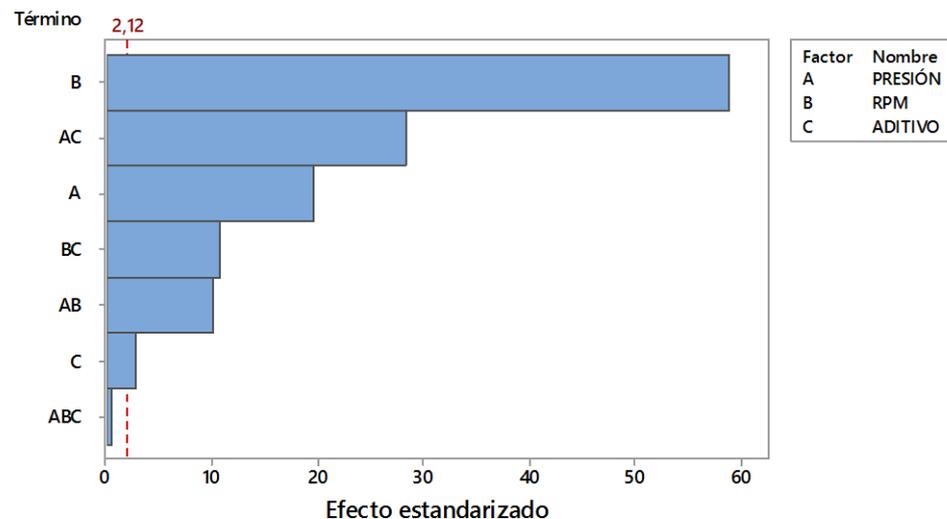


Figura 4. 16 Diagrama de Pareto para Energía. Fuente: Los autores

Diagrama de Pareto para Factor de Curtosis

El factor B es el más influyente para esta característica, mientras que la interacción doble BC y la tiple ABC son las que no afectan.

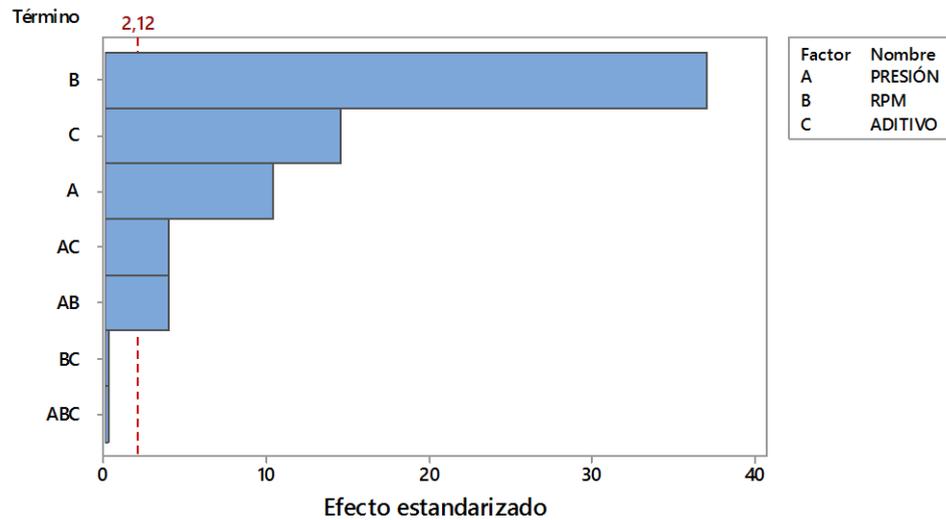


Figura 4. 17 Diagrama de Pareto para Factor de Custosis. Fuente: Los autores

Diagrama de Pareto para Asimetría

El factor B es el más influyente para esta característica, mientras que la interacción doble BC y la tiple ABC son las que no afectan.

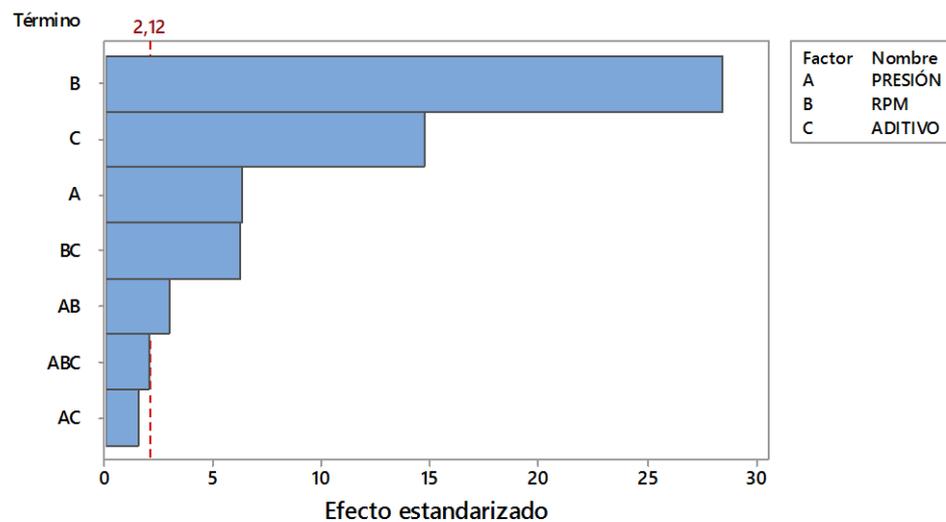


Figura 4. 18 Diagrama de Pareto para Asimetría. Fuente: Los autores

Diagrama de Pareto para Valor RMS

La interacción triple ABC es la que no influye en esta característica del espectro, por el contrario el factor B es el más influyente.

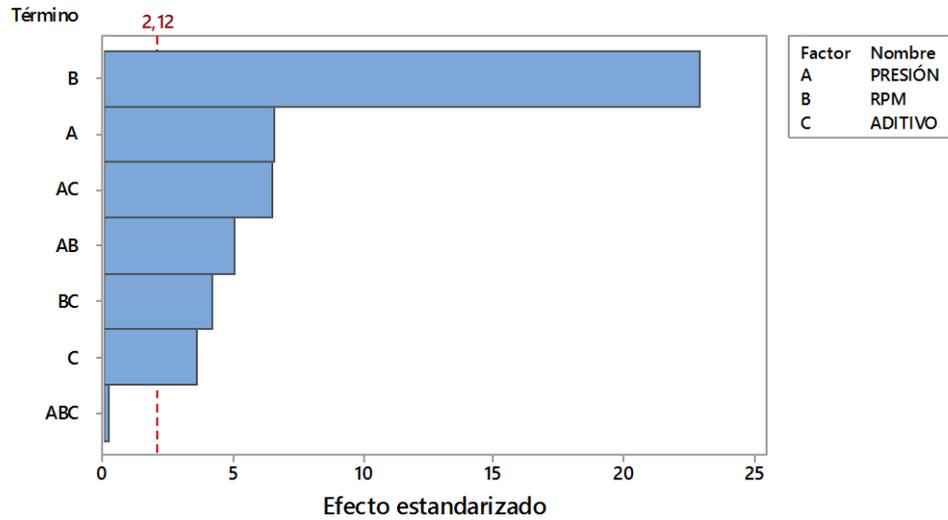


Figura 4. 19 Diagrama de Pareto para Valor RMS. Fuente: Los autores

Diagrama de Pareto para Factor de Cresta

Los factores B, C y la interacción doble AC son los más influyentes en esta característica.

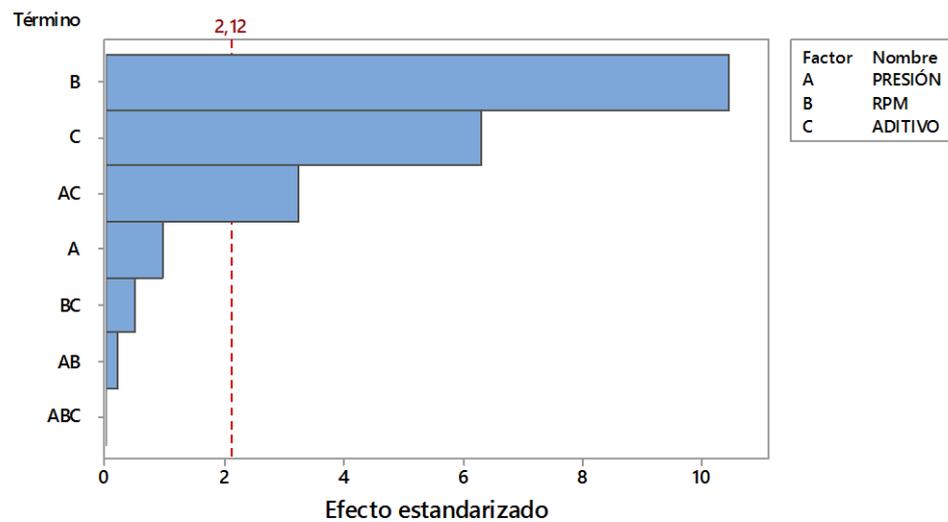


Figura 4. 20 Diagrama de Pareto para Factor de Cresta. Fuente: Los autores

Diagrama de Pareto para Potencia de Intervalo

Los factores A, B, C, las interacciones dobles AB, AC, BC al igual que la interacción triple ABC no son influyentes en esta característica.

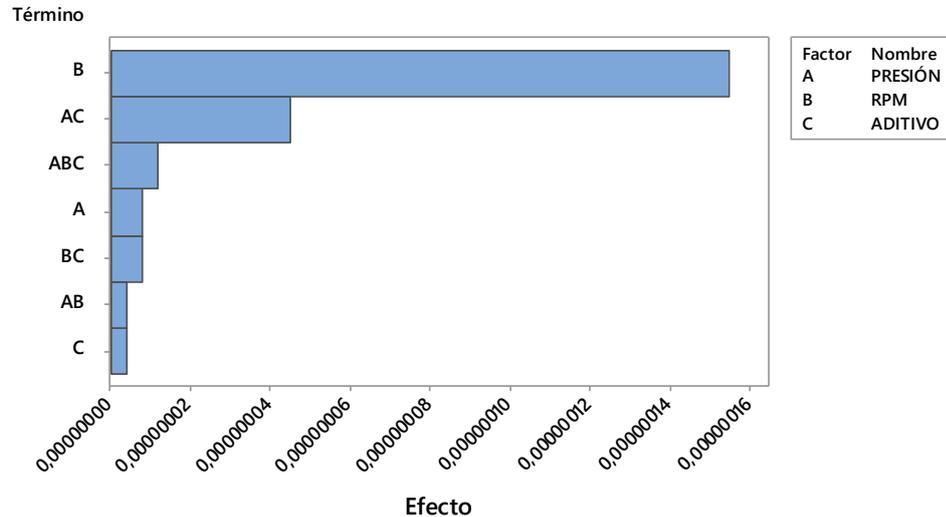


Figura 4. 21 Diagrama de Pareto para Potencia de Intervalo. Fuente: Los autores

4.4.2. Análisis de residuos

Para determinar las características que más se ajustan al diseño experimental, se ha realizado las gráficas de residuos para cada una. Los residuos sirven para saber si se están cumpliendo las premisas de linealidad de las relaciones y normalidad de los residuos. En el contexto de la regresión lineal, se llama residuos a las diferencias entre los valores de la variable dependiente observados y los valores que predecimos a partir de nuestra recta de regresión. [49]

Las gráficas de residuos sirven para evaluar sus datos en relación con los siguientes problemas: no normalidad, variación no aleatoria, varianza no constante, relaciones de orden más alto y valores atípicos. La gráfica de probabilidad normal indica si los datos están distribuidos normalmente, si otras variables están influyendo en la respuesta o si existen valores atípicos en los datos. El histograma indica si los datos están sesgados o si existen valores atípicos en los datos. Residuos versus valores ajustados indica si la varianza es constante, si existe una relación no lineal o si existen valores atípicos en los datos. Residuos versus orden de los datos indica si hay efectos sistemáticos en los datos debido al tiempo o al orden de recolección de los datos. [50]

Gráfica de residuos para Media

En la gráfica de probabilidad normal se presenta un punto atípico, que se confirma en el histograma al verse una barra separada del cero, la cual se puede omitir debido al valor mínimo que presenta. La de ajuste presenta de igual manera un punto separado del cero y en la de orden los residuos son independientes.

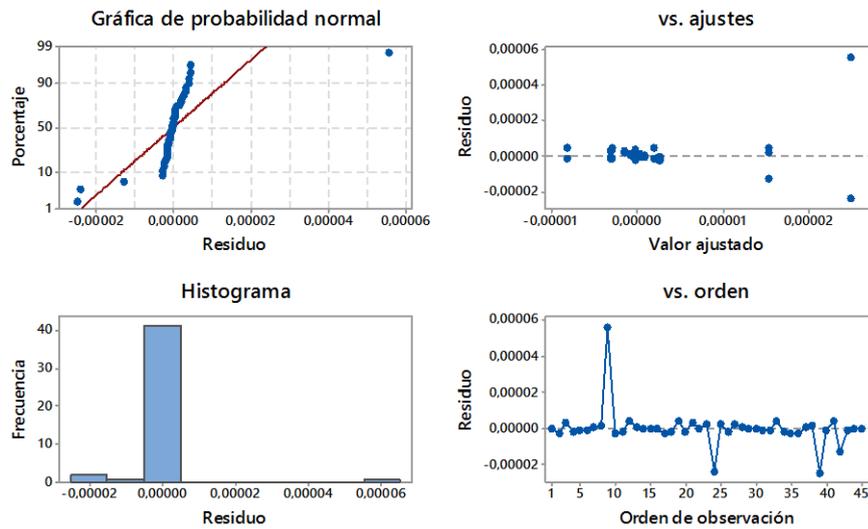


Figura 4. 22 Gráfica de residuos para Media. Fuente: Los autores

Gráfica de residuos para Varianza

De igual manera se presenta un punto atípico mínimo por encima del cero, que se confirma en el histograma. La de ajuste presenta un punto separado del cero y en la de orden los residuos son independientes al no presentarse una simetría de puntos.

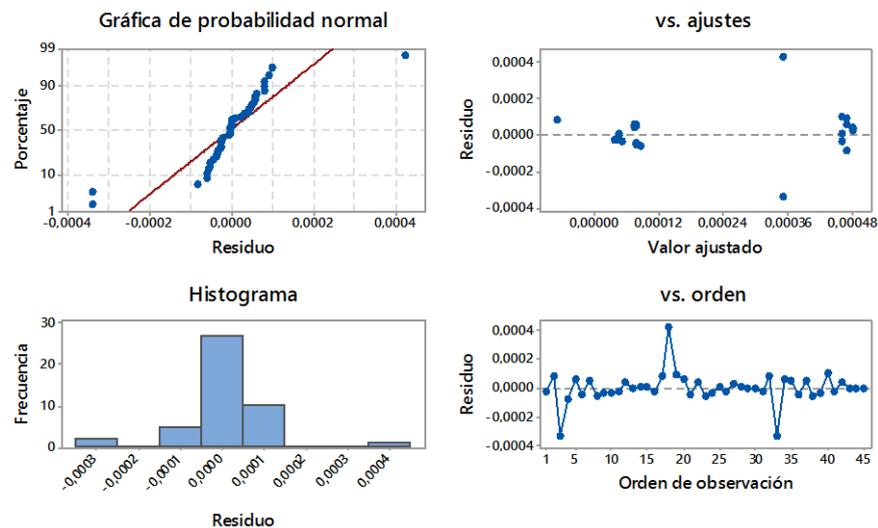


Figura 4. 23 Gráfica de residuos para Varianza. Fuente: Los autores

Gráfica de residuos para Desviación Estándar

Se presentan un par de puntos, atípicos por encima y debajo del cero, simétricos, que se confirma en el histograma. La de ajuste presenta el mismo patrón y en la de orden los residuos son independientes al no presentarse una simetría de puntos.

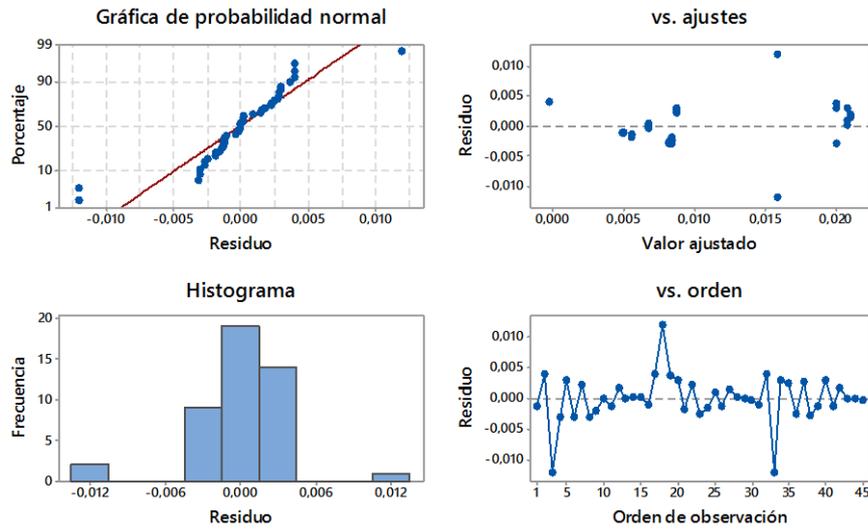


Figura 4. 24 Gráfica de residuos para Desviación Estándar. Fuente: Los autores

Gráfica de residuos para Mediana

Se presentan un par de puntos atípicos, por encima y debajo del cero, simétricos, que se confirma en el histograma. La de ajuste presenta el mismo patrón y en la de orden los residuos son independientes al no presentarse una simetría de puntos.

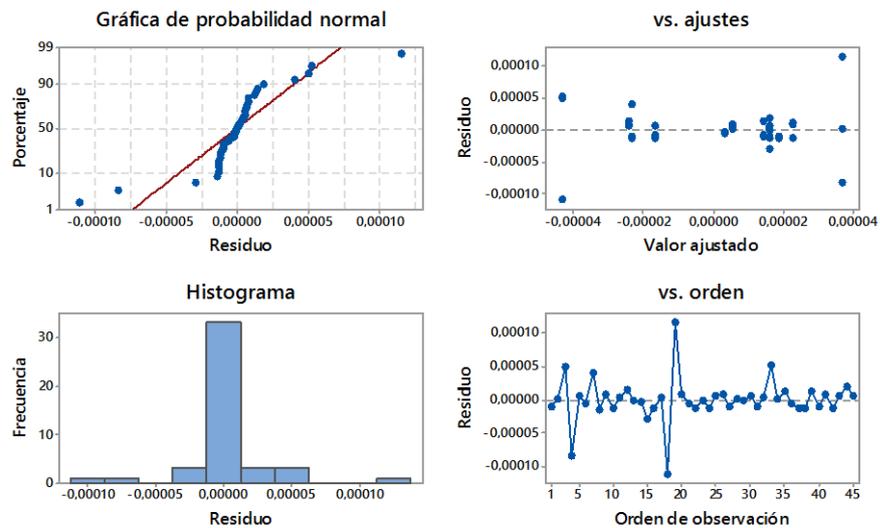


Figura 4. 25 Gráfica de residuos para Mediana. Fuente: Los autores

Gráfica de residuos para Máximo

Existe un punto negativo alejado del cero que se lo aprecia claramente en el histograma pero se lo omite por ser un valor pequeño. La gráfica de ajuste presenta el mismo patrón y en la de orden los residuos son independientes al no presentarse una simetría.

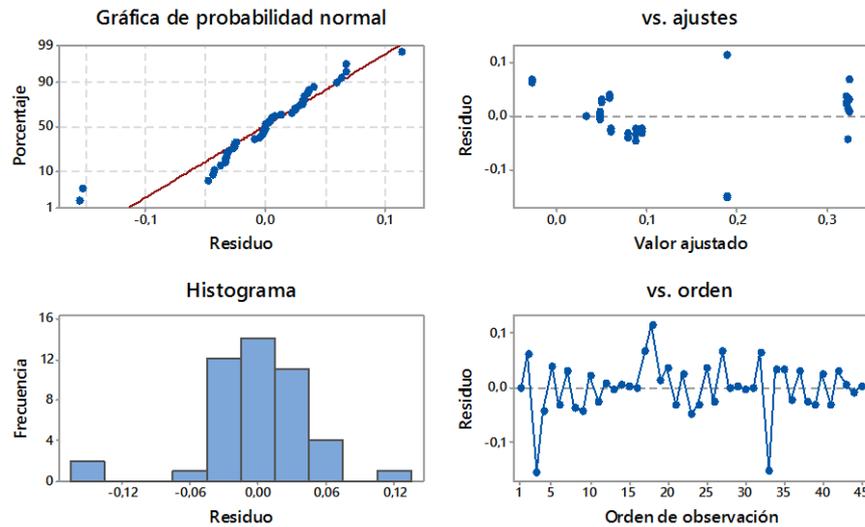


Figura 4. 26 Gráfica de residuos para Máximo. Fuente: Los autores

Gráfica de residuos para Mínimo

Los puntos siguen la recta de regresión como se espera, el histograma presenta una forma de campana lo cual justifica los residuos, en la de ajustes se observa que los residuos están por debajo del valor ajustado y en la de orden los puntos son aleatorios justificando el orden aleatorio de la toma de muestras.

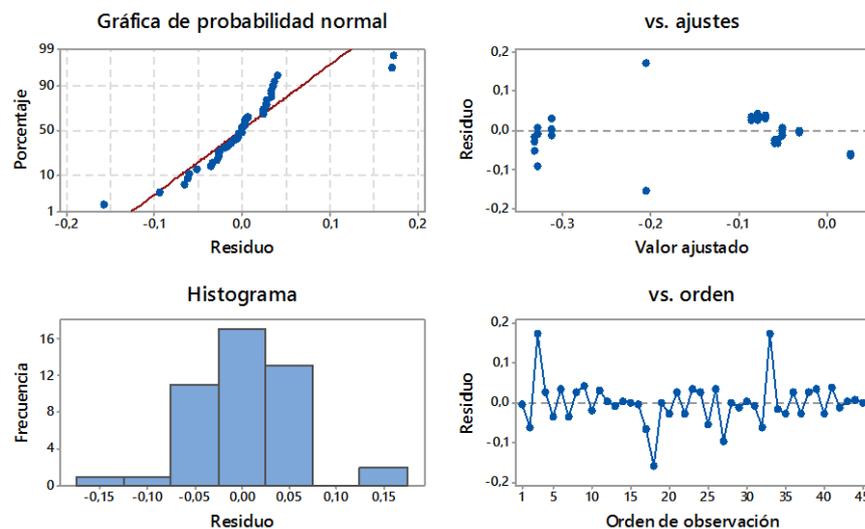


Figura 4. 27 Gráfica de residuos para Mínimo. Fuente: Los autores

Gráfica de residuos para Potencia

Se observa un punto atípico en la gráfica de probabilidad normal y en el histograma, los puntos en la gráfica de ajuste son aleatorios y en la de orden se mantiene una aleatorización de las muestras.

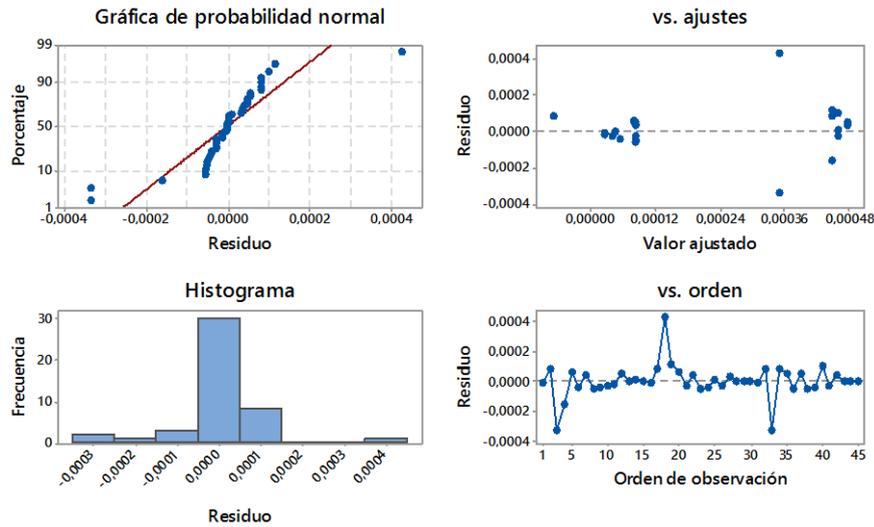


Figura 4. 28 Gráfica de residuos para Potencia. Fuente: Los autores

Gráfica de residuos para Energía

Se observa un punto atípico positivo muy lejano del cero en la gráfica de probabilidad normal y en el histograma, los puntos en la gráfica de ajuste son aleatorios y en la de orden se mantiene una aleatorización de las muestras.

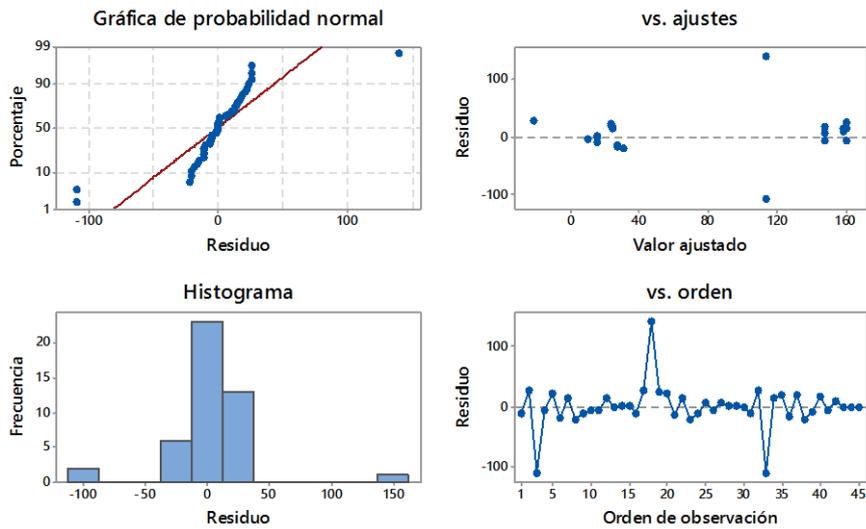


Figura 4. 29 Gráfica de residuos para Energía. Fuente: Los autores

Gráfica de residuos para Factor de Curtosis

Se observa un punto atípico positivo muy lejano del cero en la gráfica de probabilidad normal y en el histograma, los puntos en la gráfica de ajuste son aleatorios y positivos, en la de orden se mantiene una aleatorización de las muestras.

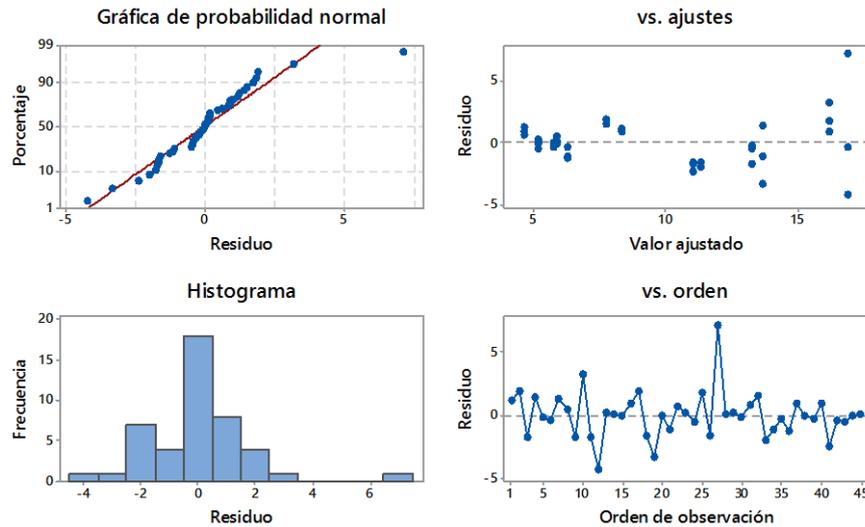


Figura 4. 30 Gráfica de residuos para Factor de Curtosis. Fuente: Los autores

Gráfica de residuos para Asimetría

Los puntos siguen la recta de regresión en la gráfica de probabilidad normal y el histograma muestra una campana mejor que las anteriores, de la misma manera los puntos en la gráfica de ajuste están dispersos a lo largo del valor ajustado y los puntos en el orden de observación aleatorios asegurando una buena toma de muestras.

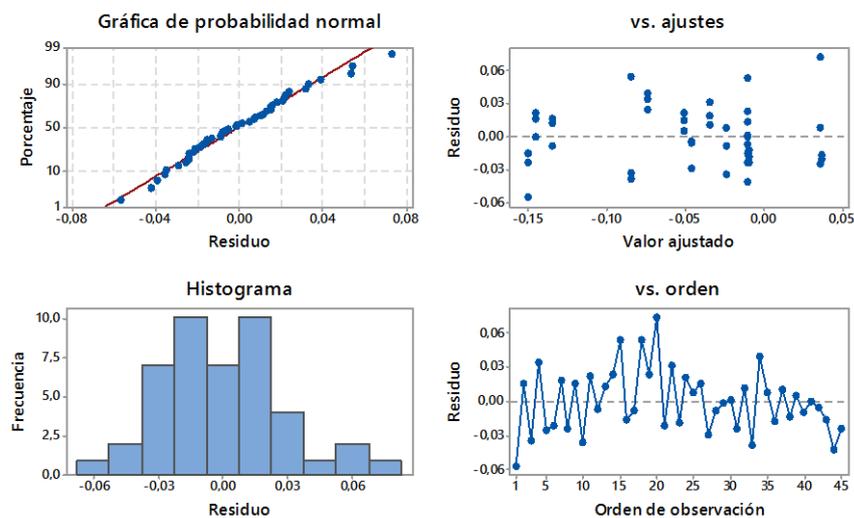


Figura 4. 31 Gráfica de residuos para Asimetría. Fuente: Los autores

Gráfica de residuos para Valor RMS

Se presentan un par de puntos, atípicos por encima y debajo del cero, simétricos, que se confirma en el histograma. La de ajuste presenta el mismo patrón y en la de orden los residuos son independientes al no presentarse una simetría de puntos.

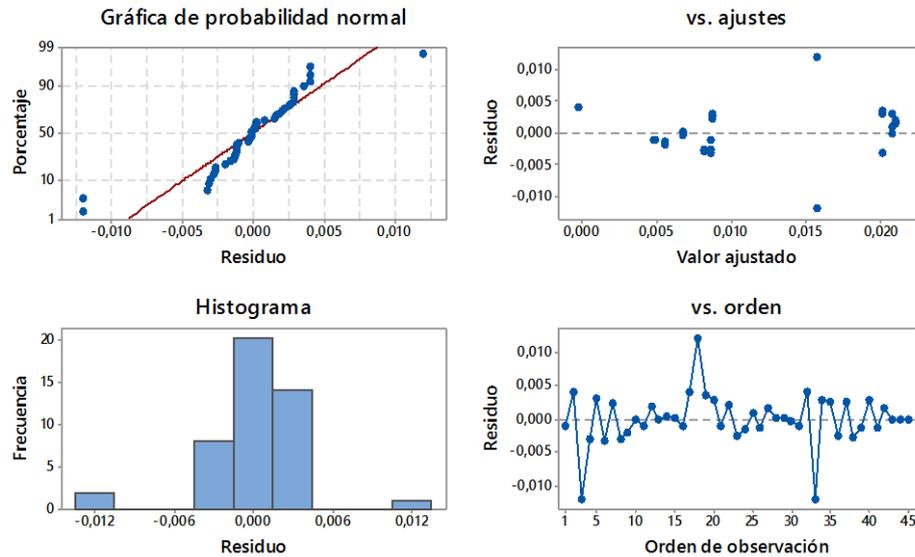


Figura 4. 32 Gráfica de residuos para Valor RMS. Fuente: Los autores

Gráfica de residuos para Factor de Cresta

Es la mejor gráfica de residuos de todas las características del espectro, con una aceptable alineación de los puntos en la recta de regresión, un histograma en forma de campana, puntos dispersos en la gráfica de ajustes a lo largo del valor ajustado y los puntos en la gráfica de orden no siguen un patrón.

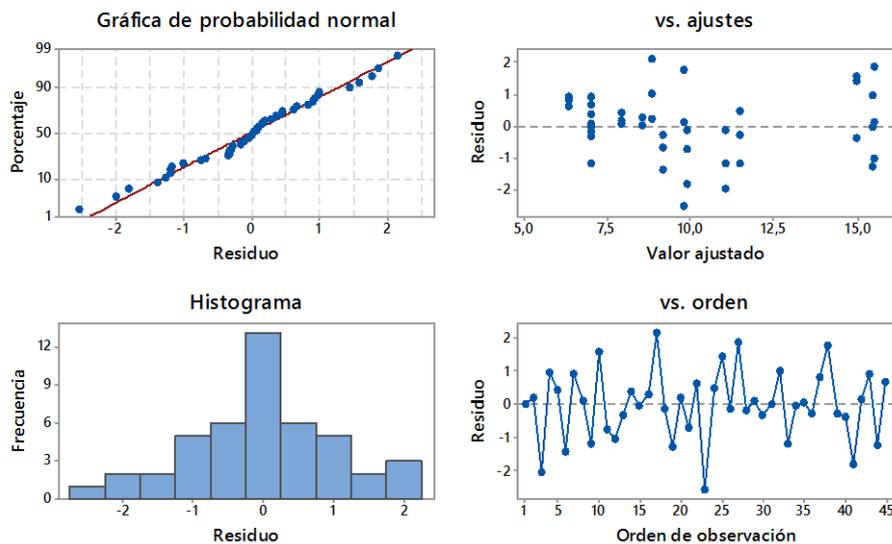


Figura 4. 33 Gráfica de residuos para Factor de Cresta. Fuente: Los autores

Gráfica de residuos para la Potencia de Intervalo de frecuencia

Se observa un punto atípico positivo muy lejano del cero en la gráfica de probabilidad normal y en el histograma de igual manera se ve la barra del punto atípico alejado de la campana, los puntos en la gráfica de ajuste son aleatorios la mayoría en la parte negativa a lo largo del valor ajustado, en la de orden se mantiene una aleatorización de las muestras, asegurando que las muestras se tomaron en un orden aleatorio.

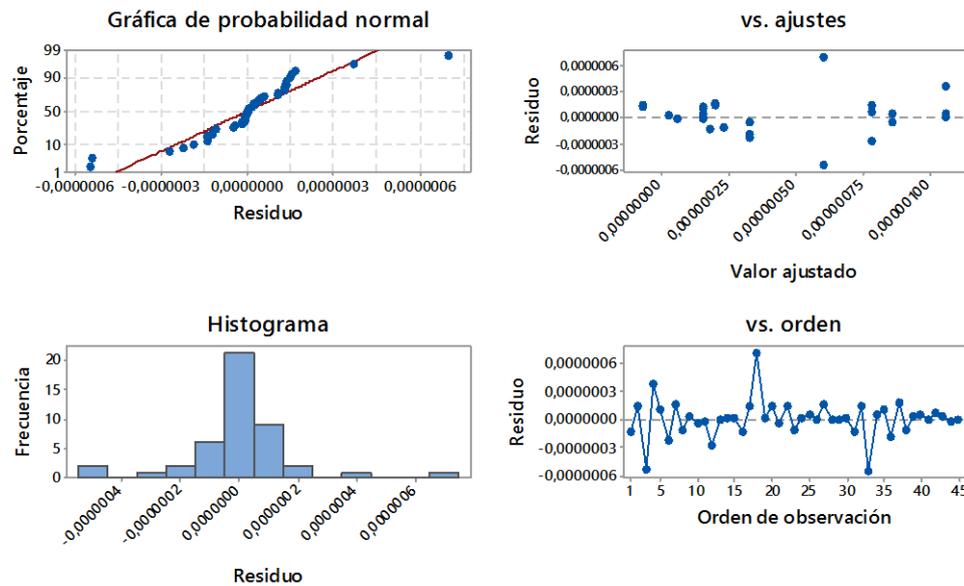


Figura 4. 34 Gráfica de residuos para Potencia de Intervalo de frecuencia. **Fuente:** Los autores

Luego de realizado el análisis de Pareto y validación de las muestras mediante los diagramas de residuos, se puede obtener los factores e interacciones que son más influyentes en cada característica para su posterior análisis.

En la tabla 4.1 se puede observar cada característica del espectro de vibración y a su derecha se ha colocado el número, en orden ascendente, del factor o interacción que más influye en la misma. Siendo el 1 el factor o interacción de mayor influencia y el 6 el de menor influencia, el valor 0 se le ha asignado a los factores o interacciones que no influyen o afectan a dicha característica.

Tabla 4. 6 Factores más influyentes para cada característica de acuerdo a la gráfica de Pareto. **Fuente:** Los autores

Características del espectro	Presión A	RPM B	Aditivo C	Interacciones			
				AB	AC	BC	ABC
Media	0	0	0	0	0	0	0
Varianza	3	1	6	4	2	5	0
Desviación STD	2	1	6	4	3	5	0
Mediana	4	2	3	1	5	0	0
Máximo	5	1	2	6	4	3	0
Mínimo	2	1	3	6	5	4	0
Potencia	3	1	6	4	2	5	0
Energía	3	1	6	5	2	4	0
Factor de Curtosis	3	1	2	5	4	0	0
Asimetría	3	1	2	5	0	4	0
Valor RMS	2	1	6	4	3	5	0
Factor de cresta	0	1	2	0	3	0	0
Pot. Intervalo Frecuencia	0	0	0	0	0	0	0

De la tabla 4.1 se puede decir que, de las características Media y Potencia de Intervalo de frecuencia no se va a realizar ningún análisis, debido a que ningún factor ni interacción influyen en las mismas.

4.4.3. Análisis de interacciones y efectos principales

Se va realizar una interpretación de las interacciones y comparar con su valor de p al igual que sus efectos principales.

Análisis de Varianza

Se observa que para los tres paneles, no existe una interacción fuerte, debido a que no hay una intersección de las líneas significativa y el valor de p para PRESIÓN*RPM es de 0,112, para PRESIÓN*ADITIVO ES 0,946 y para RPM*ADITIVO es 0,833. Para que exista una interacción significativa el valor de p debe ser menor a 0,05.

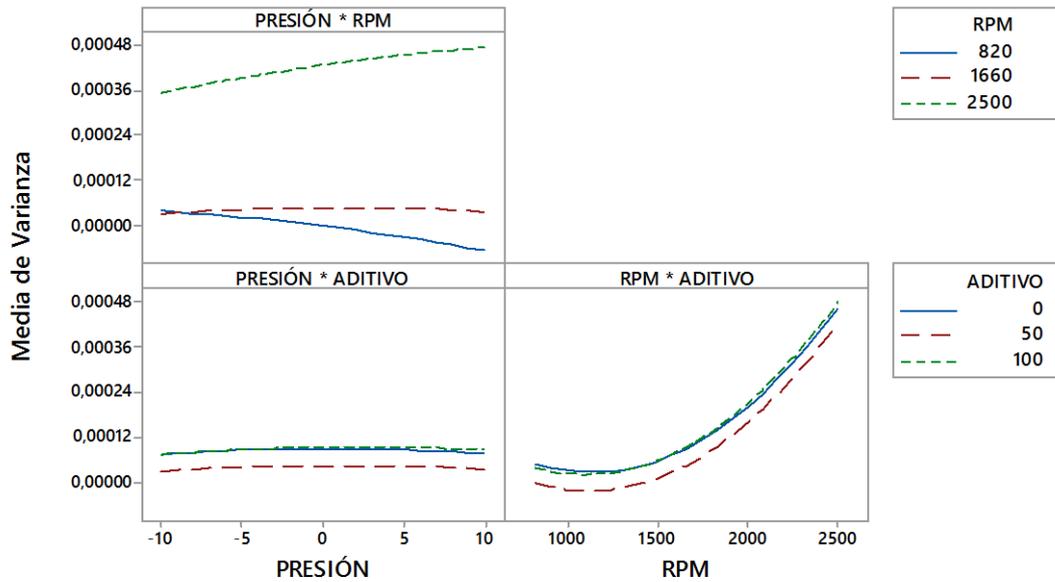


Figura 4. 35 Gráfica de interacción para Varianza. **Fuente:** Los autores

En los efectos principales se puede observar que para presión, los valores de varianza no tienen un cambio significativo y su valor de p es 0,887. Para el caso de las rpm se observa que la varianza baja hasta un punto alrededor de las 1000 [rpm] y luego comienza a subir al igual que las RPM, con un valor de p de 0,000, lo que indica su mayor importancia para esta característica. En el caso de aditivo la varianza se comporta de una manera cuadrática, comienza bajando hasta el valor de aditivo de 50%, desde ahí comienza a subir y su valor de p es 0,939.

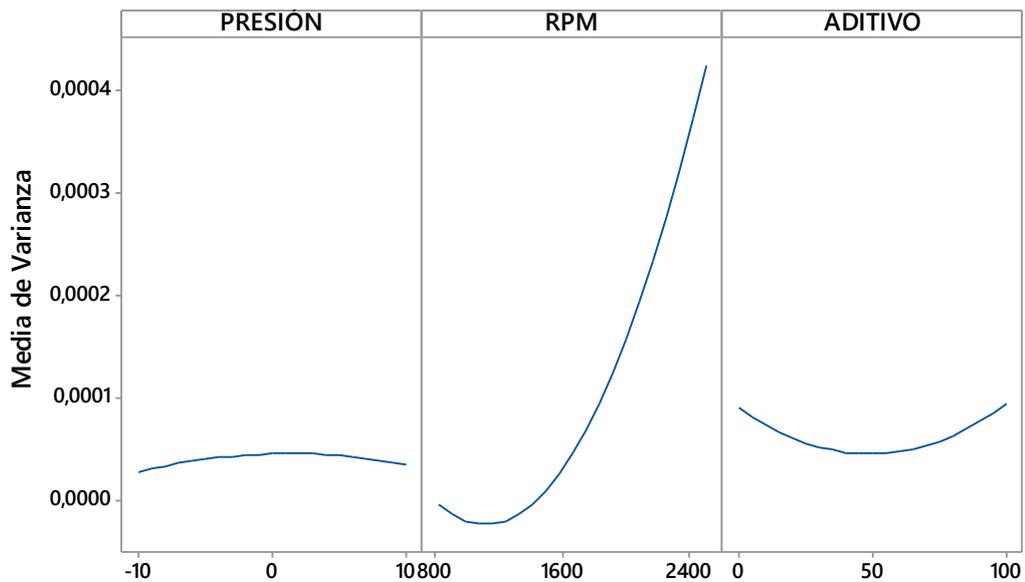


Figura 4. 36 Gráfica de efectos principales para Varianza. **Fuente:** Los autores

Análisis de Desviación Estándar

Para desviación estándar se observa que los valores de p para PRESIÓN*RPM es de 0,063, para PRESIÓN*ADITIVO es 0,988 y para RPM*ADITIVO es 0,865. Para que exista una interacción significativa el valor de p debe ser menor a 0,05, por lo que se puede concluir que para el caso de PRESIÓN*RPM existe una interacción débil que se puede considerar dentro del error y para las demás interacciones no son significativas.

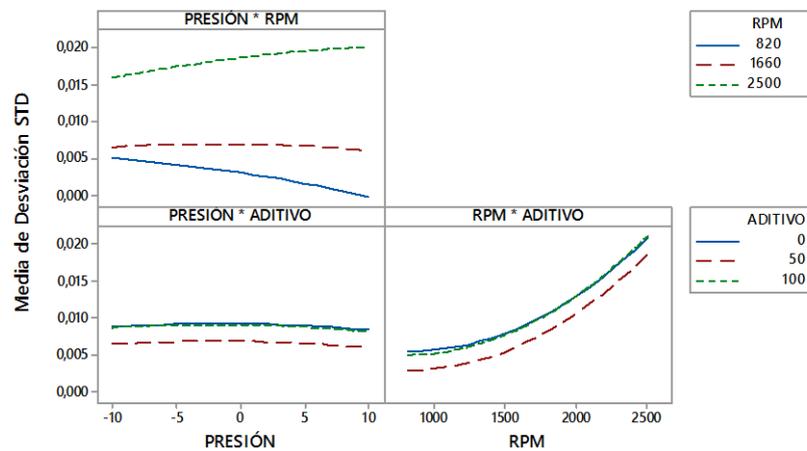


Figura 4. 37 Gráfica de interacción para Desviación Estándar. **Fuente:** Los autores

En los efectos principales se observa un comportamiento de la siguiente manera: de forma casi lineal para diferentes valores de presión con un valor de p de 0,791; en forma ascendente para RPM, tomando los valores mínimos para valores pequeños de RPM y valores máximos para valores altos de RPM y su valor de p es 0,000; en cuanto a aditivo, los valores de 0% y 100% tiene variación estándar de 0,010 aproximadamente y con aditivo de 50% tiene un valor mínimo, su valor de p es 0,941.

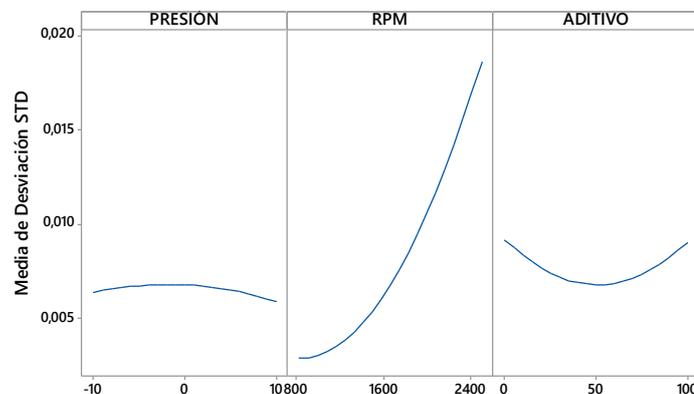


Figura 4. 38 Gráfica de efectos principales para Desviación Estándar. **Fuente:** Los autores

Análisis de Mediana

Para Mediana se observa que el valor de p para PRESIÓN*RPM es de 0,027, lo que indica una interacción fuerte, la que de igual manera se aprecia en el panel del mismo, al verse unas líneas que se cortan. Para PRESIÓN*ADITIVO el valor de p es 0,775 y para RPM*ADITIVO es 0,865, esto indica que no es significativa la interacción de estos factores a pesar que se ve unas intersecciones en la gráfica de RPM*ADITIVO, se lo puede considerar dentro del error.

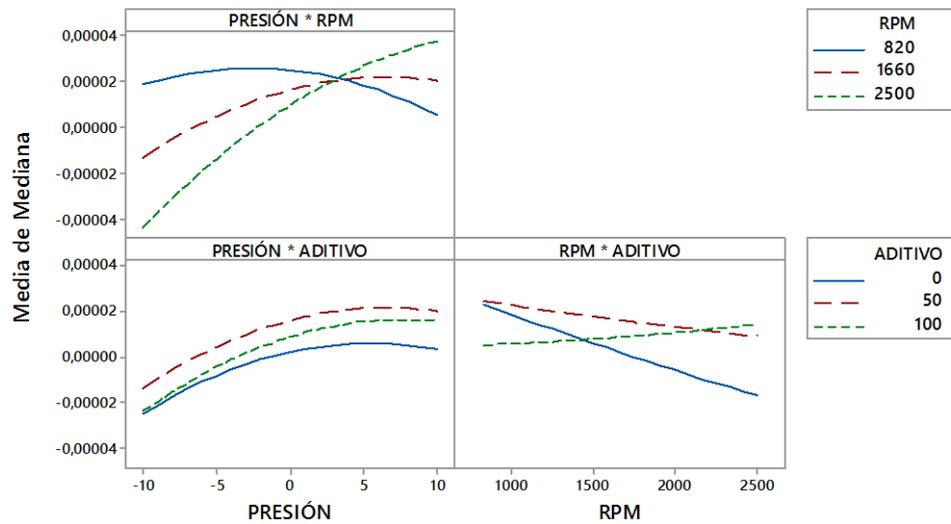


Figura 4. 39 Gráfica de interacción para Mediana. **Fuente:** Los autores

En los efectos principales se observa, que RPM es la más influyente, pero su valor de p es 0,300, por lo que se descarta su importancia, de igual manera pasa con ADITIVO que su valor de p es 0,641. Para PRESIÓN el valor de p es de 0,026 lo que indica importancia aunque no se aprecie en la gráfica.

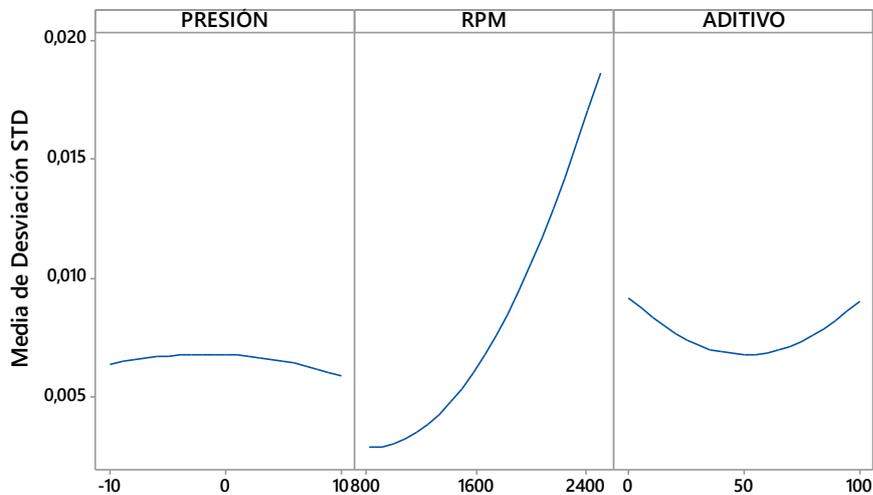


Figura 4. 40 Gráfica de efectos principales para Mediana. **Fuente:** Los autores

Análisis de Máximo

Para Máximo se observa que el valor de p para PRESIÓN*RPM es de 0,004, lo que indica una interacción fuerte, la que de igual manera se aprecia en el panel del mismo, al verse unas líneas que se cortan. Para PRESIÓN*ADITIVO el valor de p es 0,978 y para RPM*ADITIVO es 0,735, esto indica que no es significativa la interacción de estos factores a pesar que se ve unas intersecciones pequeña en la gráfica de RPM*ADITIVO, se lo puede considerar dentro del error.

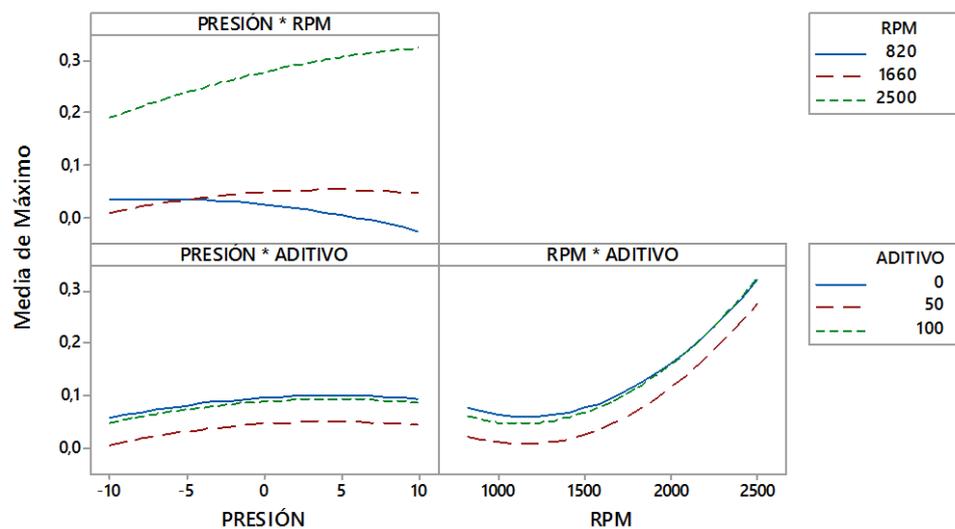


Figura 4. 41 Gráfica de interacción para Máximo. Fuente: Los autores

En los efectos principales se observa, que RPM es la más influyente lo mismo se puede ver con su valor de p que es de 0,000. Para ADITIVO su valor de p es 0,756 y para PRESIÓN el valor de p es de 0,105 lo que indica que no hay relevancia de estos factores.

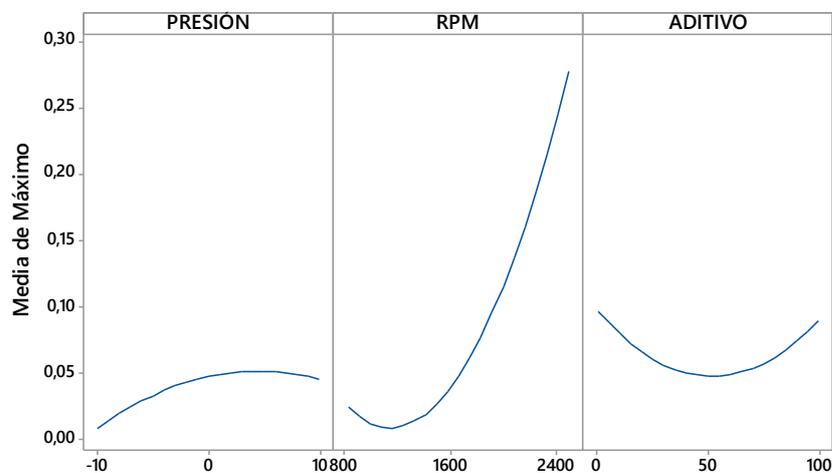


Figura 4. 42 Gráfica de efectos principales para Máximo. Fuente: Los autores

Análisis de Mínimo

Para Mínimo se observa que el valor de p para PRESIÓN*RPM es de 0,024, lo que indica una interacción fuerte, la que de igual manera se aprecia en el panel del mismo, al verse unas líneas que se cortan. Para PRESIÓN*ADITIVO el valor de p es 0,968 y para RPM*ADITIVO es 0,930, esto indica que no es significativa la interacción de estos factores a pesar que se ve unas intersecciones pequeña en la gráfica de RPM*ADITIVO, se lo puede considerar dentro del error.

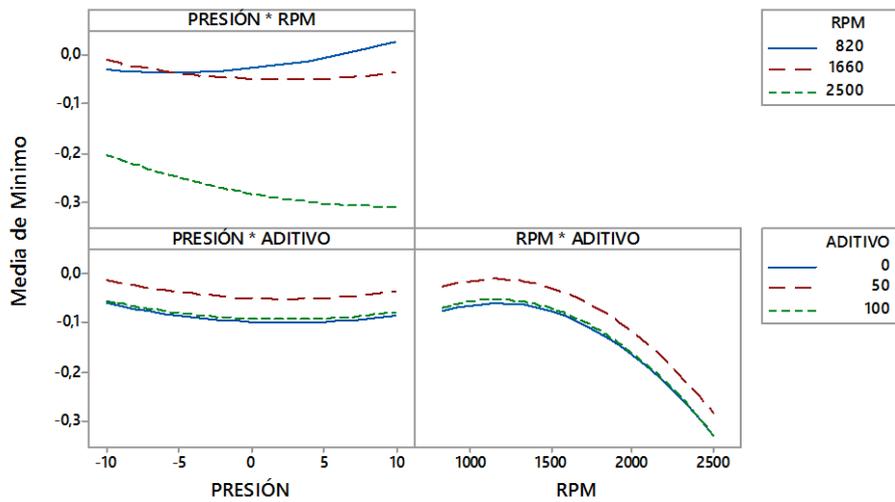


Figura 4. 43 Gráfica de interacción para Mínimo. Fuente: Los autores

En los efectos principales se observa, que RPM es la más influyente lo mismo se puede ver con su valor de p que es de 0,000. Para ADITIVO su valor de p es 0,819 y para PRESIÓN el valor de p es de 0,333 lo que indica que no hay relevancia de estos factores.

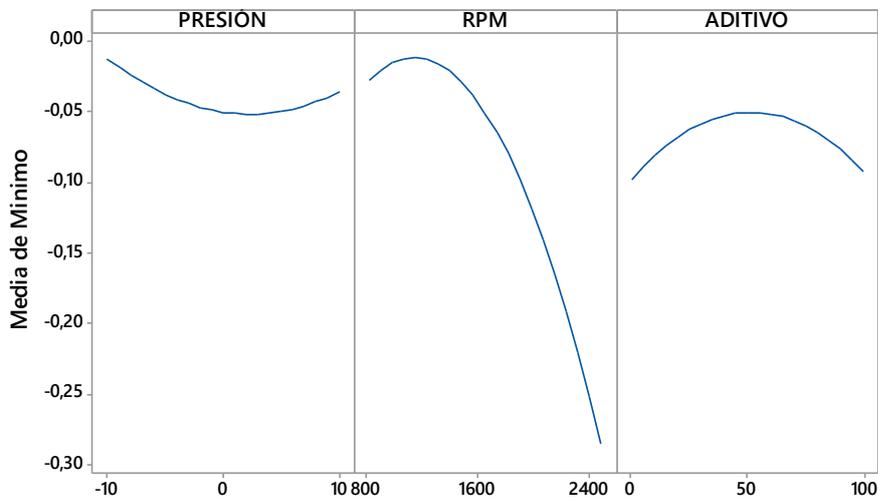


Figura 4. 44 Gráfica de efectos principales para Mínimo. Fuente: Los autores

Análisis de Potencia

Para Potencia se observa que el valor de p para PRESIÓN*RPM es de 0,182, para PRESIÓN*ADITIVO el valor de p es 0,979 y para RPM*ADITIVO es 0,979, esto indica que no es significativa la interacción de estos factores a pesar que se ve unas intersecciones pequeñas en los paneles, los cuales se pueden considerar dentro del error.

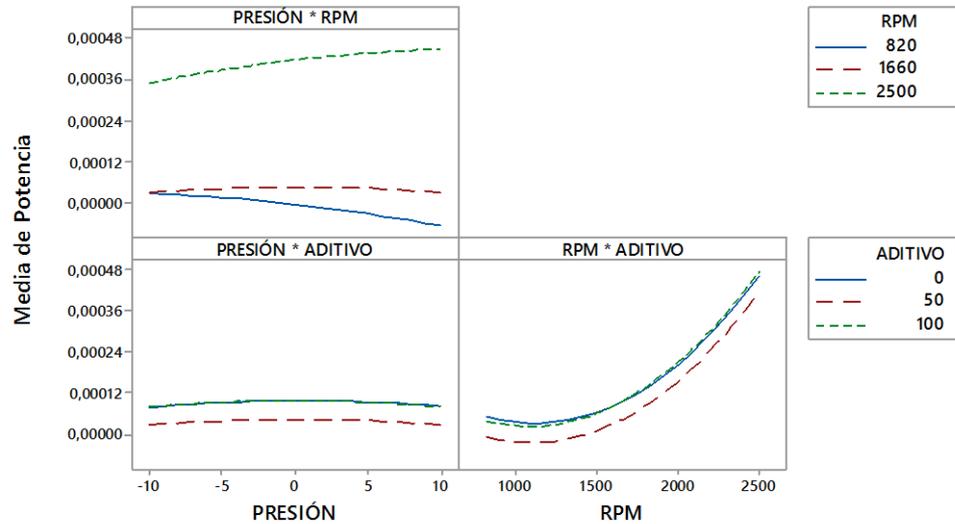


Figura 4. 45 Gráfica de interacción para Potencia. Fuente: Los autores

En los efectos principales se observa, que RPM es la más influyente lo mismo se puede ver con su valor de p que es de 0,000. Para ADITIVO su valor de p es 0,993 y para PRESIÓN el valor de p es de 0,968 lo que indica que no hay relevancia de estos factores.

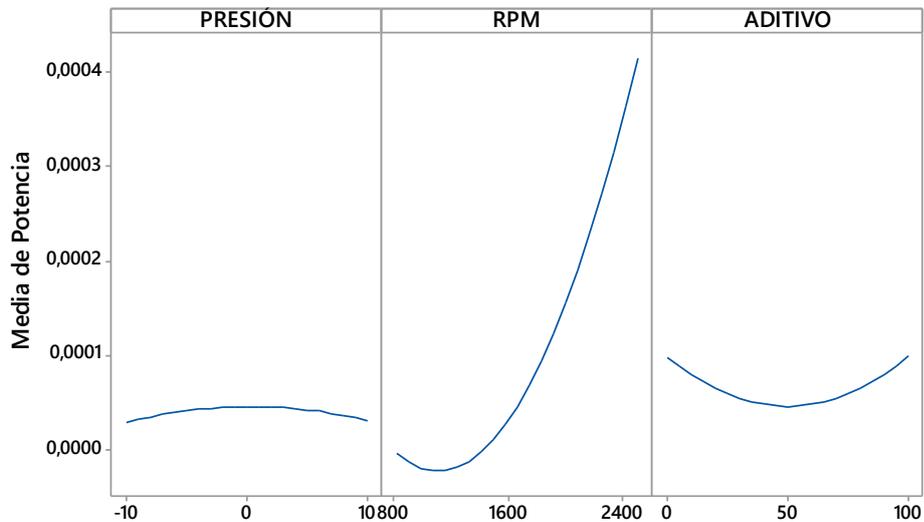


Figura 4. 46 Gráfica de efectos principales para Potencia. Fuente: Los autores

Análisis de Energía

Para Energía se observa que el valor de p para PRESIÓN*RPM es de 0,071, para PRESIÓN*ADITIVO el valor de p es 0,967 y para RPM*ADITIVO es 0,716, esto indica que no es significativa la interacción de estos factores a pesar que se ve unas intersecciones pequeñas en los paneles de PRESIÓN*RPM y en el de RPM*ADITIVO, los cuales se pueden considerar dentro del error.

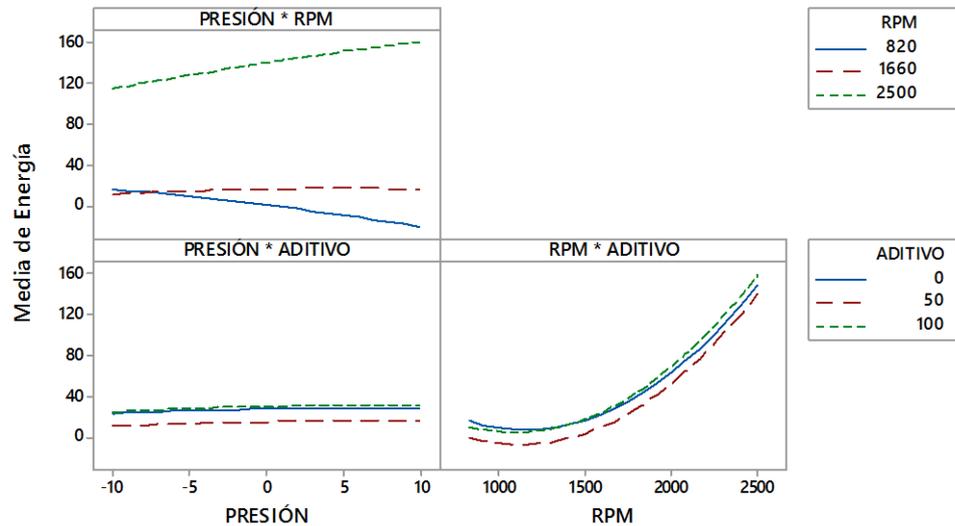


Figura 4. 47 Gráfica de interacción para Energía. **Fuente:** Los autores

En los efectos principales se observa, que RPM es la más influyente lo mismo se puede ver con su valor de p que es de 0,000. Para ADITIVO su valor de p es 0,870 y para PRESIÓN el valor de p es de 0,758 lo que indica que no hay relevancia de estos factores.

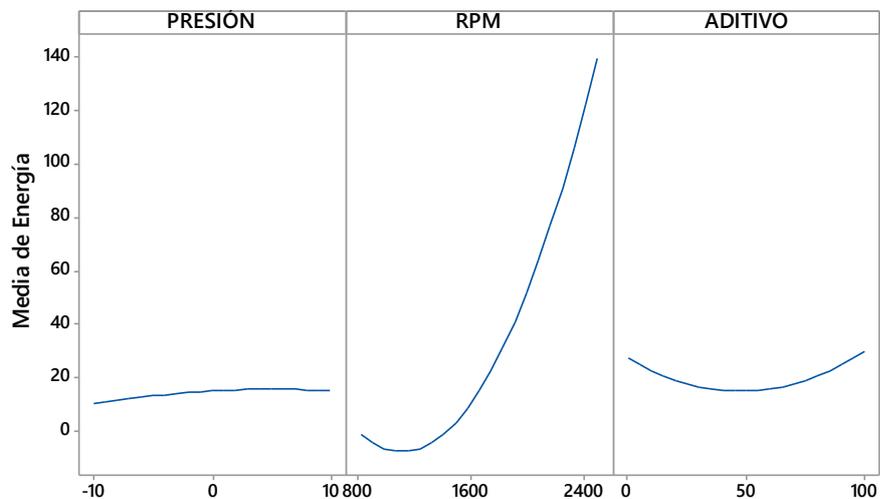


Figura 4. 48 Gráfica de efectos principales para Energía. **Fuente:** Los autores

Análisis de Factor de Curtosis

Para Energía se observa que el valor de p para PRESIÓN*RPM es de 0,207, para PRESIÓN*ADITIVO el valor de p es 0,748 y para RPM*ADITIVO es 0,217, esto indica que no es significativa la interacción de estos factores a pesar que se ve unas intersecciones pequeñas en los paneles de PRESIÓN*RPM, PRESIÓN*ADITIVO y en el de RPM*ADITIVO, los cuales se pueden considerar dentro del error.

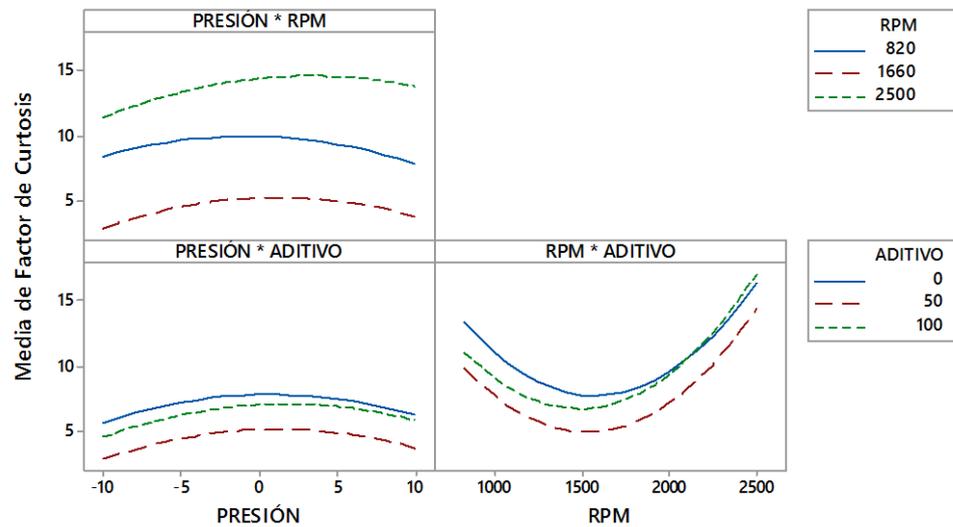


Figura 4. 49 Gráfica de interacción para Factor de Curtosis. Fuente: Los autores

En los efectos principales se observa, que RPM es la más influyente lo mismo se puede ver con su valor de p que es de 0,000. Para ADITIVO su valor de p es 0,364 y para PRESIÓN el valor de p es de 0,281 lo que indica que no hay relevancia de estos factores.

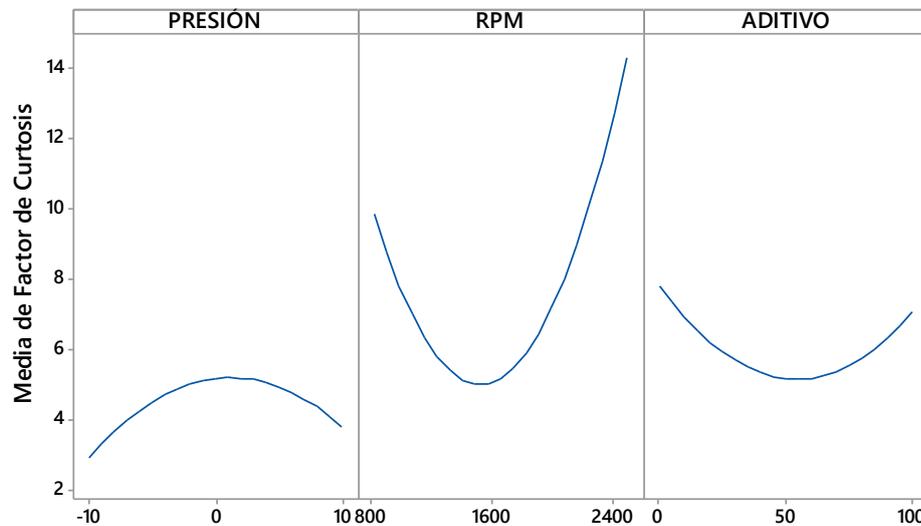


Figura 4. 50 Gráfica de efectos principales para Factor de Curtosis. Fuente: Los autores

Análisis de Asimetría

Para Asimetría se observa que el valor de p para PRESIÓN*RPM es de 0,900, para PRESIÓN*ADITIVO el valor de p es 0,500, esto indica que no es significativa la interacción de estos factores a pesar que se ve unas intersecciones pequeñas en el panel de PRESIÓN*ADITIVO el cual se pueden considerar dentro del error. Para RPM*ADITIVO el valor de p es 0,049, lo que indica una influencia notoria al igual que en su panel, ya que se observa una intersección de las líneas para aditivo de 50 y 100%

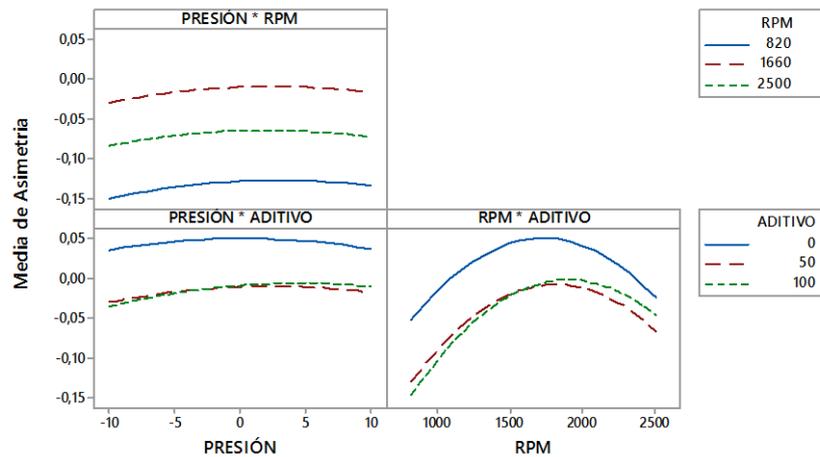


Figura 4. 51 Gráfica de interacción para Asimetría. Fuente: Los autores

En los efectos principales se observa, que RPM y ADITIVO son los más influyentes, lo mismo se puede ver con su valor de p que es de 0,000 para ambos factores. Para PRESIÓN el valor de p es de 0,298 lo que indica que no hay relevancia de este factor.

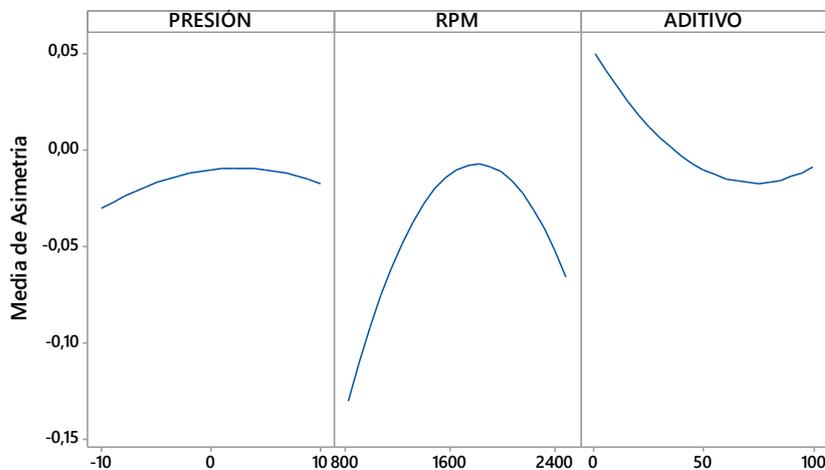


Figura 4. 52 Gráfica de efectos principales para Asimetría. Fuente: Los autores

Análisis de Valor RMS

Para Valor RMS se observa que el valor de p para PRESIÓN*RPM es de 0,063, para PRESIÓN*ADITIVO el valor de p es 0,934 y para RPM*ADITIVO es 0,865, esto indica que no es significativa la interacción de estos factores a pesar que se ve unas intersecciones pequeñas en los paneles de PRESIÓN*ADITIVO y en el de RPM*ADITIVO, los cuales se pueden considerar dentro del error.

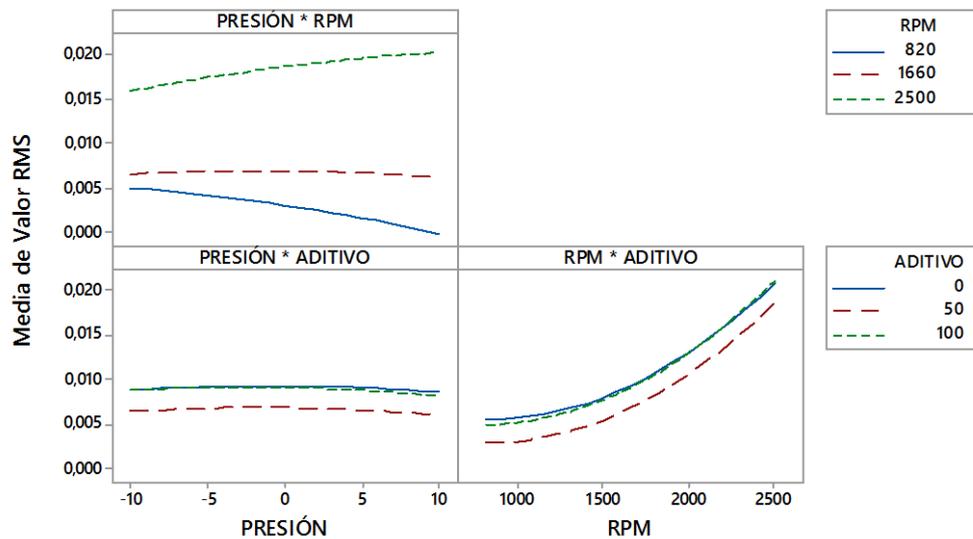


Figura 4. 53 Gráfica de interacción para Valor RMS. **Fuente:** Los autores

En los efectos principales se observa, que RPM es la más influyente lo mismo se puede ver con su valor de p que es de 0,000. Para ADITIVO su valor de p es 0,903 y para PRESIÓN el valor de p es de 0,828 lo que indica que no hay relevancia de estos factores.

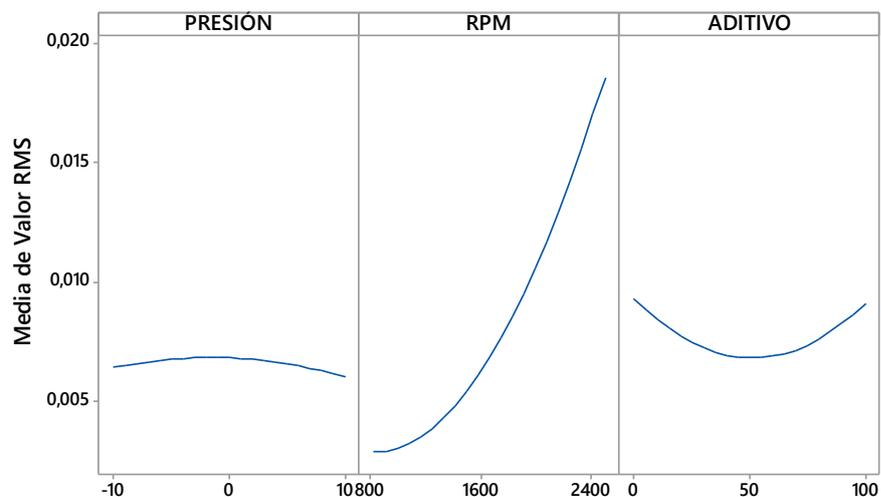


Figura 4. 54 Gráfica de efectos principales para Valor RMS. **Fuente:** Los autores

Análisis de Factor de Cresta

Para Valor Factor de Cresta se observa que el valor de p para PRESIÓN*RPM es de 0,003 lo que indica una influencia fuerte a pesar que no se nota en el panel, para PRESIÓN*ADITIVO el valor de p es 0,099 y para RPM*ADITIVO es 0,117, esto indica que no es significativa la interacción de estos factores a pesar que se ve unas intersecciones pequeñas en los paneles de PRESIÓN*ADITIVO y en el de RPM*ADITIVO, los cuales se pueden considerar dentro del error.

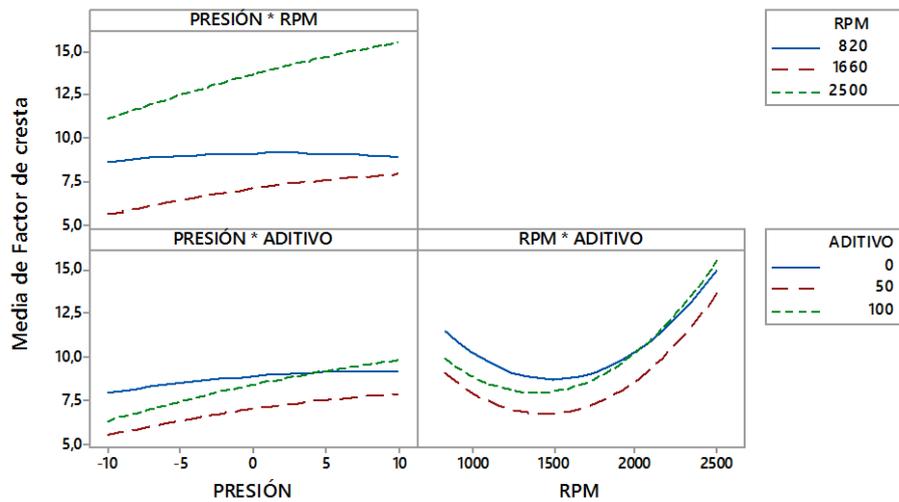


Figura 4. 55 Gráfica de interacción para Factor de Cresta. Fuente: Los autores

En los efectos principales se observa, que RPM y PRESIÓN son los más influyentes, lo mismo se puede ver con su valor de p que es de 0,000 para ambos factores. Para ADITIVO el valor de p es de 0,295 lo que indica que no hay relevancia de este factor.

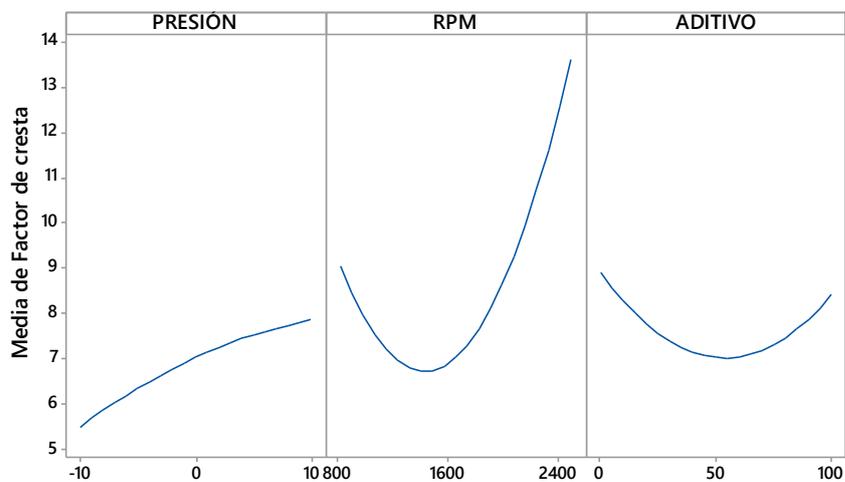


Figura 4. 56 Gráfica de efectos principales para Factor de Cresta. Fuente: Los autores

Del análisis de las interacciones y los efectos principales se puede apreciar que el valor de la RPM es influyente para la mayoría de las características excepto para la de mediana, en donde la característica influyente es la PRESIÓN. Para Factor de Cresta la PRESIÓN también influye. El ADITIVO es influyente solo para Asimetría.

La interacción de PRESIÓN*ADITIVO no afecta a ninguna característica, la de RPM*ADITIVO solo influye para Asimetría y la de PRESIÓN*RPM influye en Mediana, Máximo, Mínimo, Energía y Factor de Cresta.

Tabla 4. 7 Factores más influyentes para cada característica de acuerdo a la gráfica de efectos principales e interacciones. **Fuente:** Los autores

Características del espectro	Presión A	RPM B	Aditivo C	Interacciones		
				AB	AC	BC
Varianza	No	Si	No	No	No	No
Desviación STD	No	Si	No	No	No	No
Mediana	Si	No	No	Si	No	No
Máximo	No	Si	No	Si	No	No
Mínimo	No	Si	No	Si	No	No
Potencia	No	Si	No	No	No	No
Energía	No	Si	No	Si	No	No
Factor de Curtosis	No	Si	No	No	No	No
Asimetría	No	Si	Si	No	No	Si
Valor RMS	No	Si	No	No	No	No
Factor de cresta	Si	Si	No	Si	No	No

4.4.4. Análisis de Superficie

Para el análisis de superficie se necesita graficar dos factores, de acuerdo a la tabla 4.2 se observa que el valor de RPM es el más influyen, pero es un factor del cual no se puede eliminar las vibraciones que causa, por lo cual se va a realizar gráficas de superficie de Presión vs Aditivo. El valor de RPM es el fijo, si y solo si, se tiene un efecto lineal, entonces se eliminaría las características Factor de Curtosis, Asimetría y Factor de Cresta para el análisis de superficie.

Análisis de superficie para Varianza

La varianza muestra comportamientos distintos a diferentes valores fijos de rpm. Se puede apreciar que la superficie de color azul para valores fijos de 820 [rpm], muestra un comportamiento de la varianza, que al bajar la presión, la varianza toma sus valores más altos y al subir la presión toma los valores más bajos, esto independiente del valor del aditivo. Para el caso en 2500 [rpm] el comportamiento es al revés, de esto podemos concluir que a 820 [rpm] y al bajar la presión se va a esperar valores altos de varianza y al subir las RPM a 2500 se va a esperar que baje el valor de la varianza.

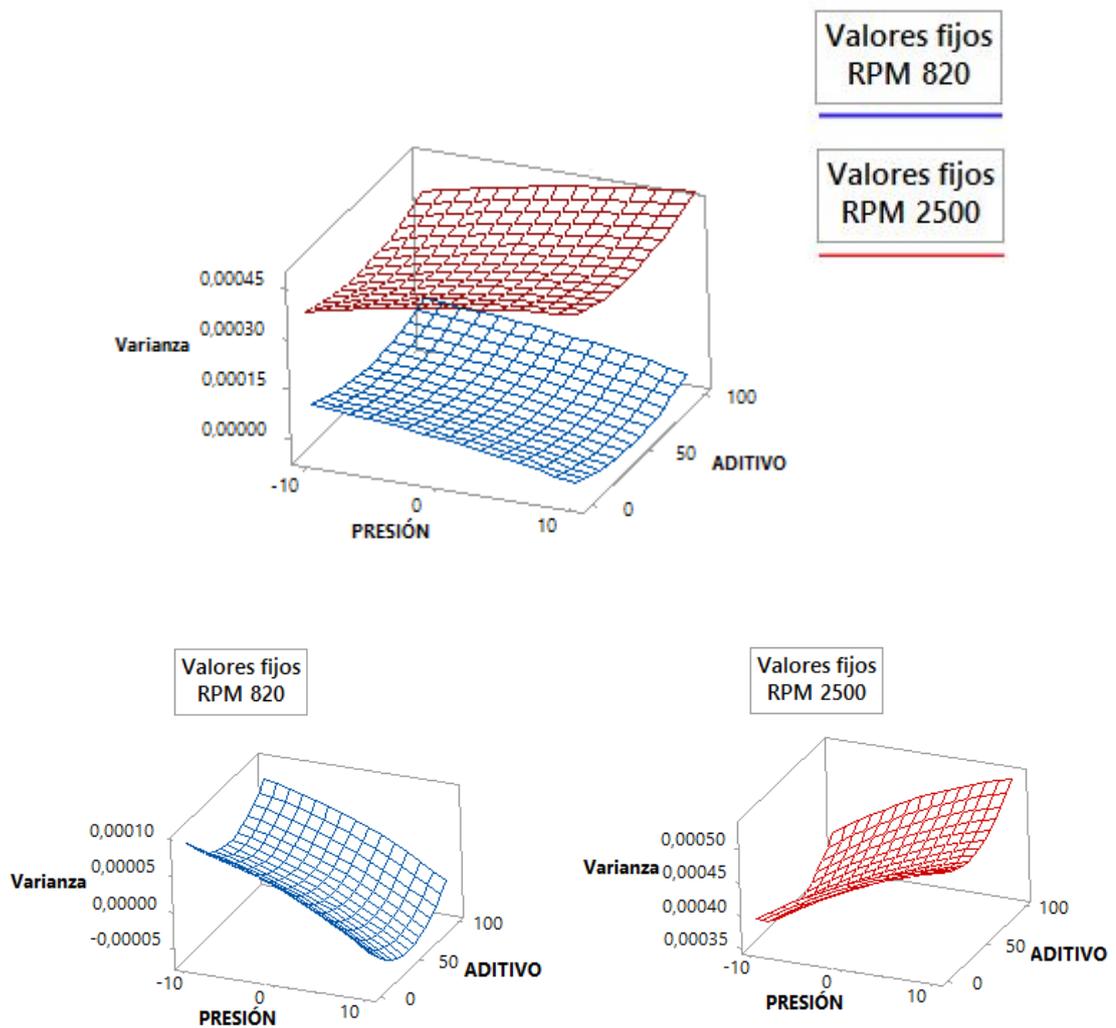


Figura 4. 57 Gráfica de superficie para Varianza. **Fuente:** Los autores.

Análisis de superficie para Desviación Estándar

La Desviación Estándar muestra comportamientos distintos a diferentes valores fijos de RPM. Se puede apreciar que la superficie de color azul para valores fijos de 820 [rpm], muestra un comportamiento, que al bajar la presión, la Desviación Estándar toma sus valores más altos y al subir la presión toma los valores más bajos, esto independiente del valor del aditivo. Para el caso en 2500 [rpm] el comportamiento es al revés, de esto podemos concluir que a 820 [rpm] y al bajar la presión se va a esperar valores altos de Desviación Estándar y al subir las RPM a 2500 se va a esperar que baje el valor de la Desviación Estándar.

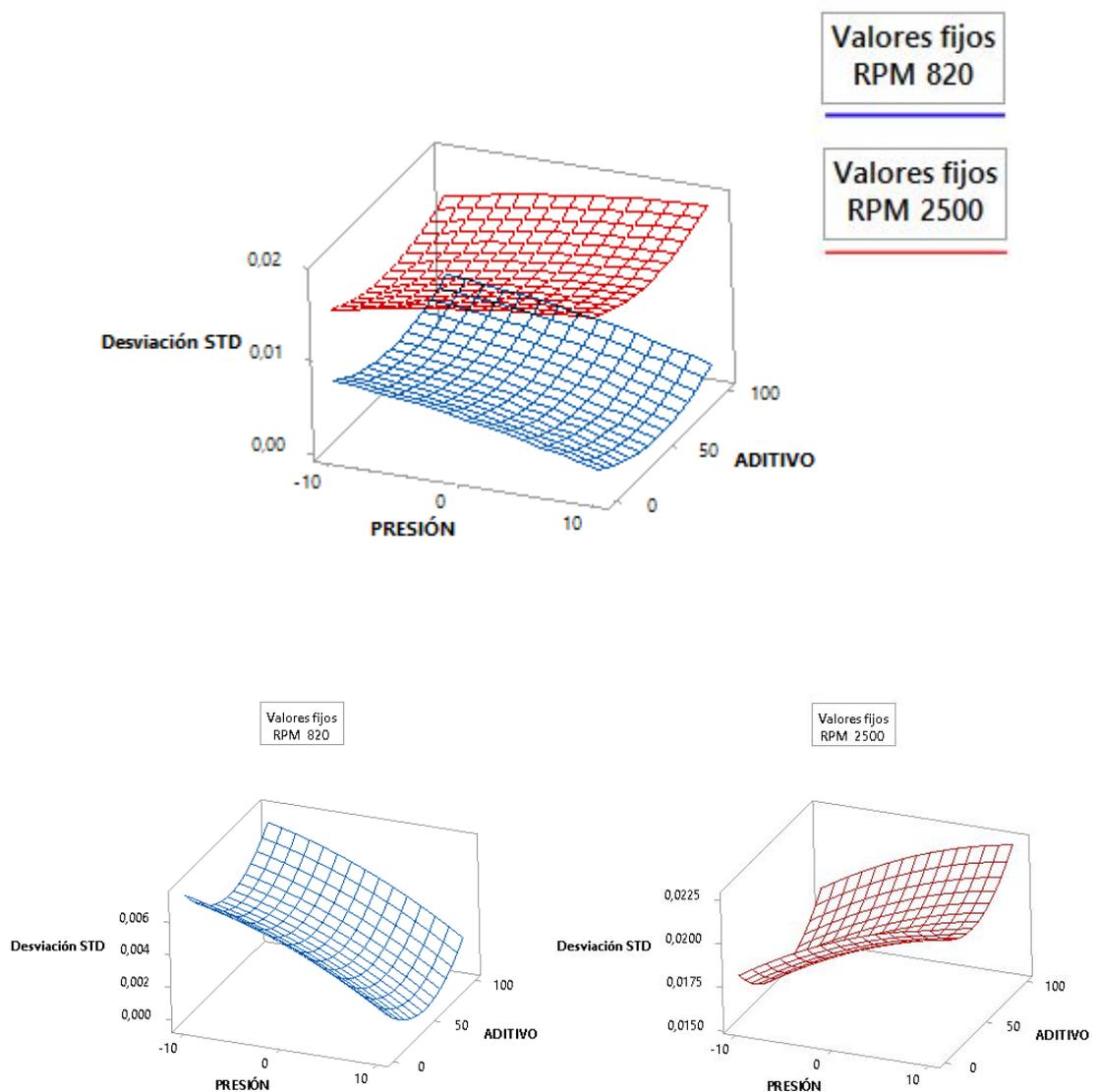


Figura 4. 58 Gráfica de superficie para Desviación Estándar. **Fuente:** Los autores.

Análisis de superficie para Mediana

La Mediana muestra comportamientos muy diferentes para los distintos valores fijos de RPM. Cuando se toma valores fijos de 820 [rpm] se observa que al concentrar el aditivo al 100% y subir la presión los 10 bar se va a esperar el valor más bajo. Caso contrario se va a esperar al tomar los valores fijos de 2500 [rpm], con las mismas condiciones, se tiene el valor máximo de Mediana. El valor máximo de la Mediana para valores fijos de 820 [rpm] se va a tener al no modificar la presión y diesel con aditivo de 50% y el valor mínimo de Mediana para valores fijos de 2500 [rpm] se tiene al bajar la presión y con aditivo de 0%.

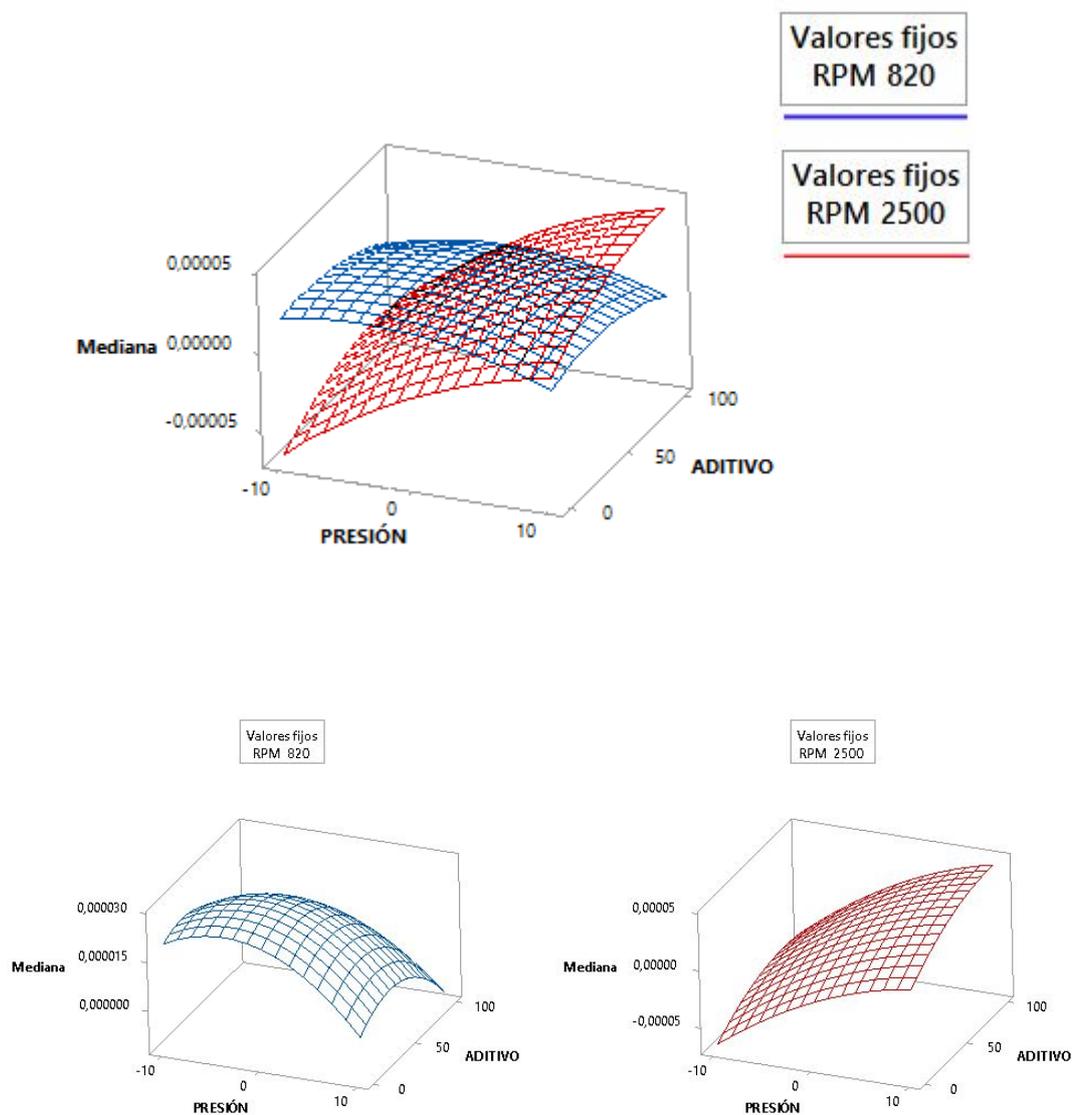


Figura 4. 59 Gráfica de superficie para Mediana. **Fuente:** Los autores.

Análisis de superficie para Máximo

En el caso de Máximo se observa valores diferentes para cada valor fijo de RPM. En la gráfica para valores fijos de 820 [rpm] se tiene el valor menor con aditivo de 50% y presión aumentada 10 bares y los valores más altos se los tiene al disminuir la presión en 10 bares y con aditivo de 0% y 100%, es decir se tiene una forma de parabólica. Para valores fijos de 2500 [rpm] el comportamiento es contrario en cuanto a la presión, es decir, el valor menor se tiene al disminuir la presión y con aditivo de 50% y el valor mayor se tiene al aumentar la presión y con valores de aditivo de 0% y 100%.

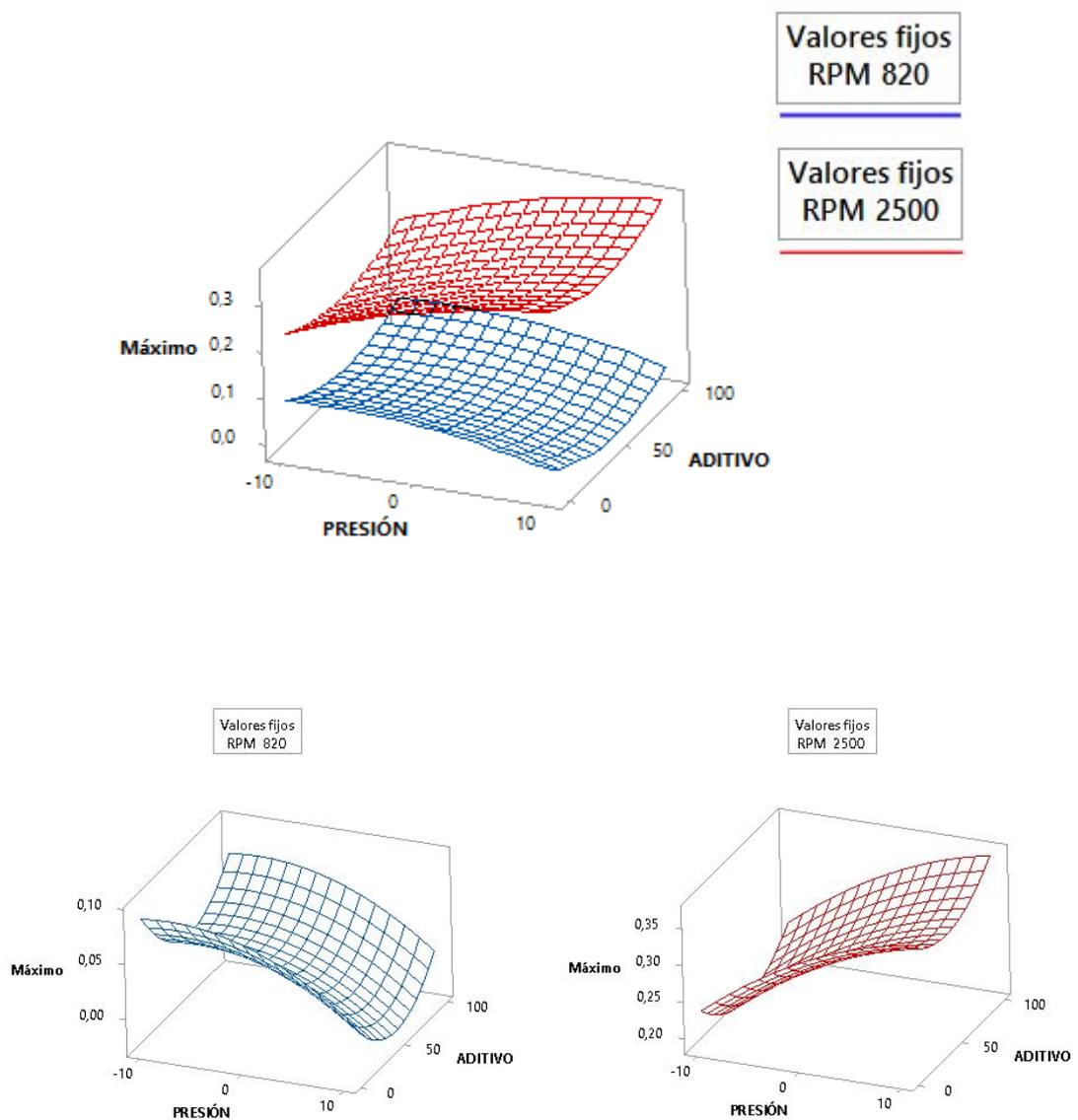


Figura 4. 60 Gráfica de superficie para Máximo. **Fuente:** Los autores.

Análisis de superficie para Mínimo

La superficie de respuesta para Mínimo presenta su punto máximo, para valores fijos de 820 [rpm], con 50% de aditivo y aumentando la presión en 10 bares, para el caso de valores fijos de 2500 [rpm], el punto máximo se presenta al bajar la presión en 10 bares y con aditivo de 50%. El valor menor de esta característica se presenta en dos puntos para ambos casos, para valores fijos de 820, se tiene al bajar la presión 10 bares y con aditivo de 0% y 100%, en el caso de valores fijos de 2500, se encuentran al subir la presión en 10 bares y con aditivo de 0% y 100%.

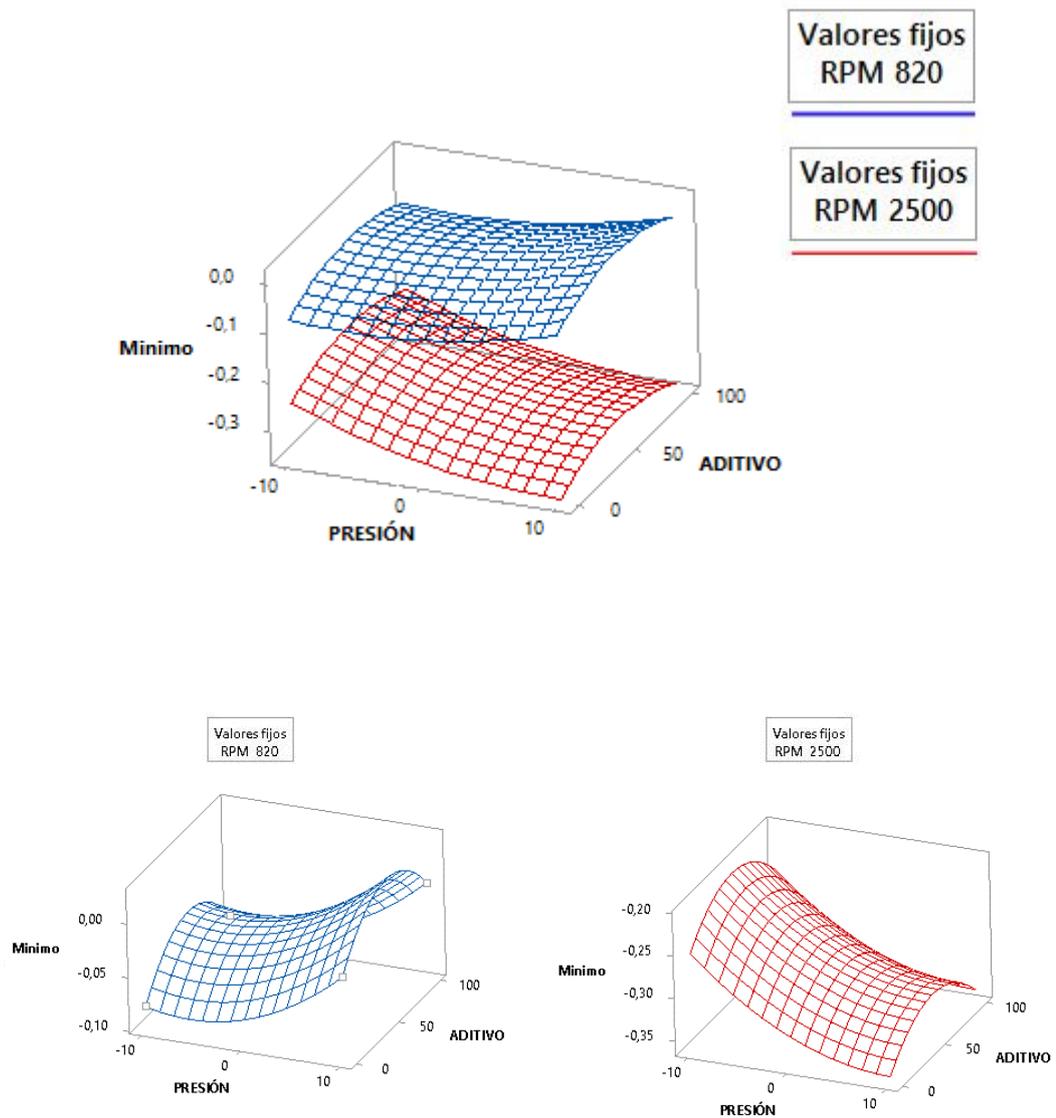


Figura 4. 61 Gráfica de superficie para Mínimo. **Fuente:** Los autores.

Análisis de superficie para Potencia

En la superficie de respuesta para valores fijos de 820 [rpm], se tiene dos puntos máximos que se encuentran al disminuir la presión en 10 bares y con valores de aditivo de 0% y 100%, el punto menor está al subir la presión en 10 bares y con aditivo de 50%. Para el caso de valores fijos de 2500 [rpm], de igual manera se tiene dos puntos máximos con valores de aditivo de 0% y 100% y al subir la presión en 10 bares, el punto mínimo para estos valores fijos está con un valor de aditivo de 50% y con la presión de -10 bares.

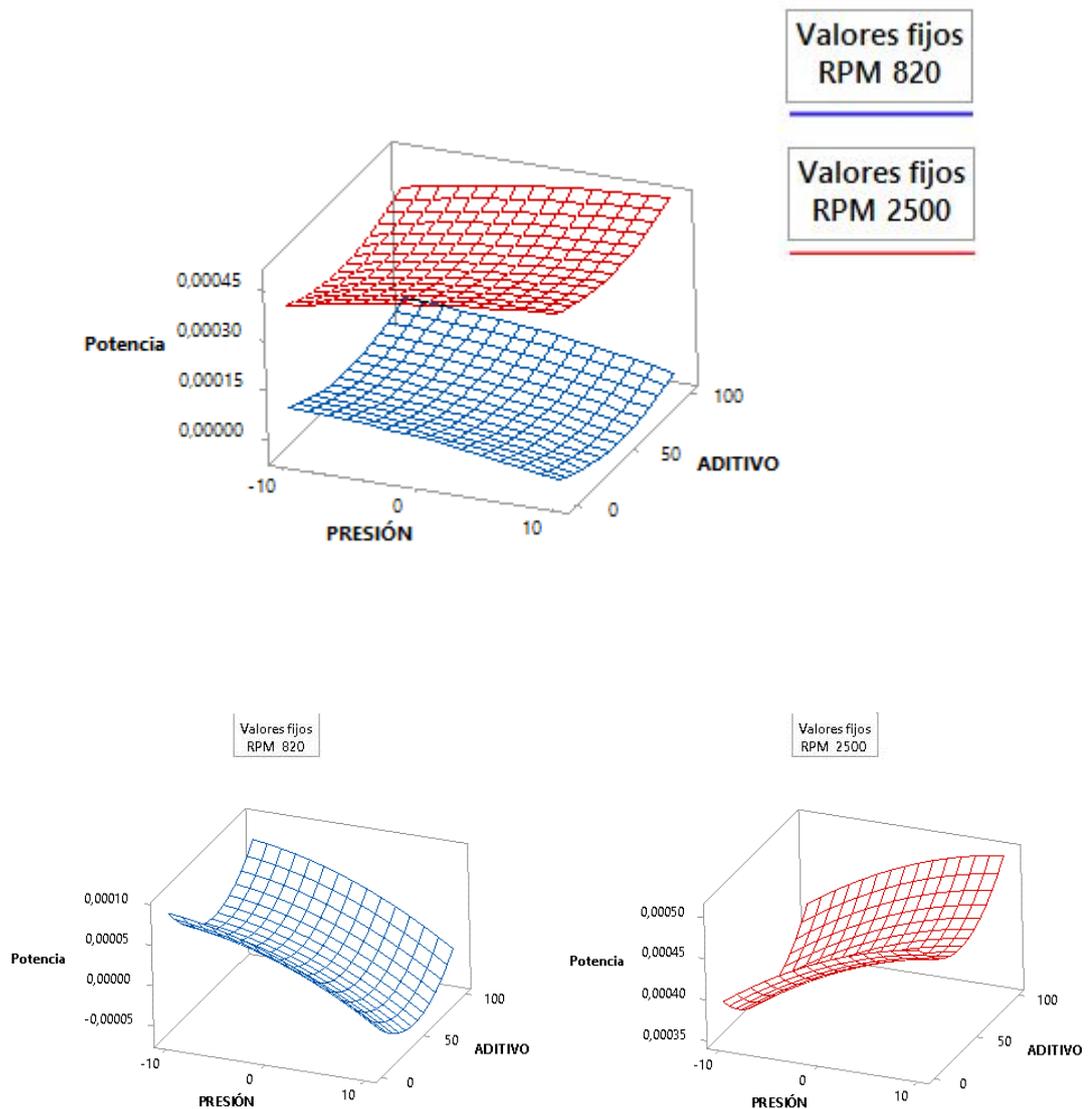


Figura 4. 62 Gráfica de superficie para Potencia. **Fuente:** Los autores.

Análisis de superficie para Energía

En la superficie de respuesta para Energía, para valores fijos de 820 [rpm], se tiene el punto mínimo al subir la presión en 10 bares y con aditivo al 50%, el punto máximo esta es dos lados, al bajar la presión 10 bares y con aditivo de 0% y 100%. El caso para valores fijos de 2500 [rpm], tiene una superficie de respuestas casi como un plano, entonces se puede considerar que al bajar la presión se va a obtener los valores menores para Energía y al subir la presión 10 bares se va a obtener los valores máximos de Energía, esto independiente del valor de aditivo que tenga.

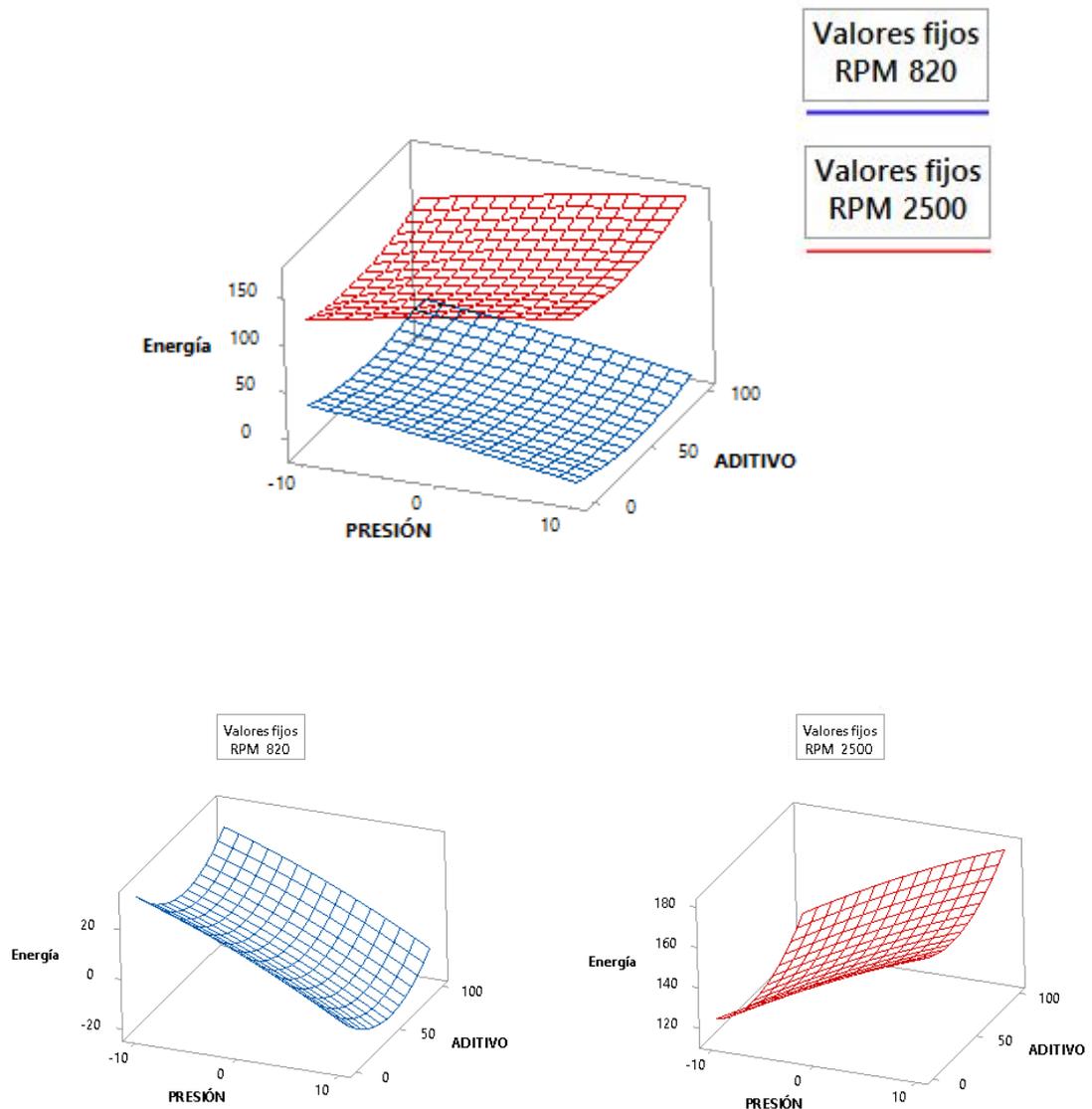


Figura 4. 63 Gráfica de superficie para Mediana. **Fuente:** Los autores.

Análisis de superficie para Valor RMS

El valor RMS, en la superficie de respuesta para valores fijos de 820 [rpm], muestra dos puntos máximos al bajar la presión en 10 bares y con valores de aditivo de 0% y 100%, su punto mínimo esta al subir la presión y con un valor de aditivo de 50%. En la superficie de respuesta para valores fijos de 2500 [rpm], de igual manera se tiene dos puntos máximos pero que se encuentran al subir la presión en 10 bares y con valores de 0% y 100% de aditivo, el punto mínimo se encuentra al bajar la presión en 10 bares y con un valor de aditivo de 50%.

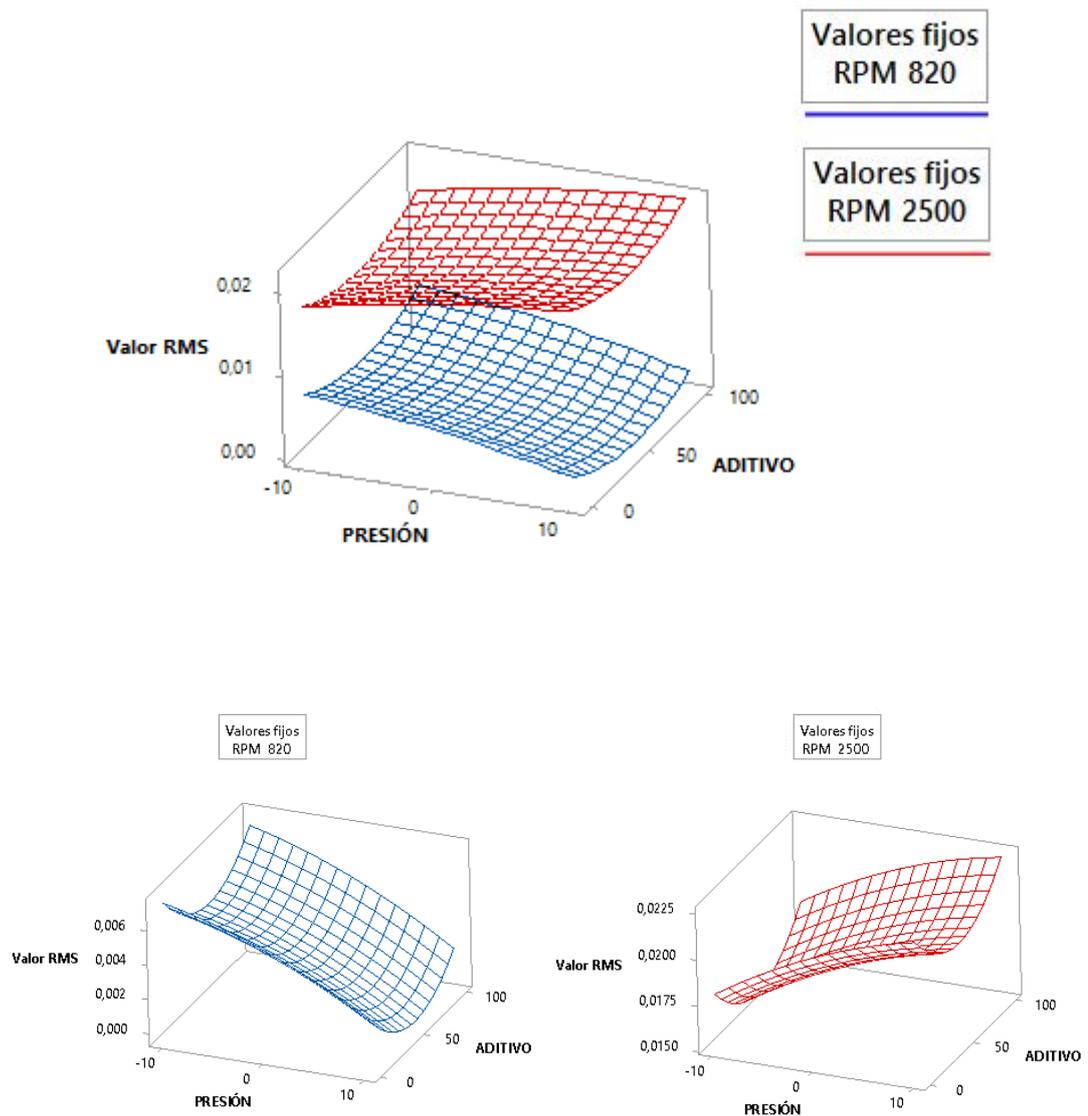


Figura 4. 64 Gráfica de superficie para Energía. **Fuente:** Los autores.

Con el análisis estadístico mediante el diseño experimental, se puede realizar una tabla de valores del lugar donde se van a ubicar los valores máximos y mínimos que ayudan a predecir el fallo, esto para cada característica significativa de los espectros obtenidos. Se tiene en cuenta que todos los valores a 820 [rpm] son menores a los de 2500 [rpm].

Tabla 4. 8 Resultados de puntos máximos y mínimos. **Fuente:** Los autores

Características del Espectro	820 [rpm]		2500 [rpm]	
	Máximo [bar*aditivo]	Mínimo [bar*aditivo]	Máximo [bar*aditivo]	Mínimo [bar*aditivo]
Varianza	-10*0%	10*0%	10*0%	-10*0%
Desviación STD	-10*0%	10*0%	10*0%	-10*0%
Mediana	0*50%	10*100%	-10*0%	10*100%
Máximo	-10*0%	10*50%	10*0%	-10*50%
Mínimo	-10*0%	10*50%	10*0%	-10*50%
Potencia	-10*0%	10*50%	10*0%	-10*50%
Energía	-10*0%	10*50%	10*0%	-10*50%
Valor RMS	-10*0%	10*50%	10*0%	-10*50%

De la tabla 4.8 se puede decir que, si se tiene una disminución de presión en el riel de combustible, se espera que la varianza del espectro tenga un valor mayor al normal, y al subir las RPM el valor de la varianza baje del valor normal, todo esto sin la presencia de ningún aditivo en el combustible.

De igual manera se puede interpretar para cada característica si los valores van a ser mayores o menores del valor normal.

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

- El motor Diesel describe una potencia de la señal de vibración para cada espectro patrón al régimen de 820, 1660 y 2500 [rpm], que disminuyen a medida que aumentan las RPM, es decir que, a 2500 [rpm] el motor proporciona mejores prestaciones en cuanto a potencia y rendimiento nos referimos debido a que no se producen mayores pérdidas por vibración. Además, el aditivo utilizado para variar la densidad del diésel perjudica el funcionamiento del motor a ralentí.
- Con el análisis de las imágenes espectrales en la interfaz del programa Matlab®, el efecto más crítico en altas RPM. El cual disminuye considerable el rendimiento del motor, es la pérdida de sensibilidad del sensor RPS, es decir que, el sensor RPS envía una señal de presión inferior a la real.
- Los desfases que se producen en los armónicos (1X, 2X, 3X y 4X) para los efectos más críticos al régimen de 1660 y 2500 [rpm], son producto de simular una disminución de 10 bares de la presión real en el riel de combustible. Por lo que la ECU intenta compensar esa caída de presión aumentando las RPM del motor.
- El motor Diesel, en el que se realizó las pruebas no permitía variar la presión en el riel de combustible más allá de los 10 bares por arriba y por debajo del valor nominal que determinaba la ECU, este debido a que al bajar la presión en el riel, la ECU intenta compensar esa baja de presión aumentando las RPM del motor, de igual manera al aumenta la presión en el riel, la ECU disminuía las RPM del motor.
- Al analizar las RPM a las que se tomaba cada muestra, se pudo determinar que las muestras en el régimen a 1660 [rpm], presentan la mayor desviación de RPM, por lo cual se estableció graficar las superficies de respuesta a los regímenes de 820 [rpm] y 2500 [rpm] para su análisis.
- Con el análisis estadístico se pudo llegar a establecer que los valores de las características a 2500 [rpm] son mayores que los presentes a 820 [rpm], esto en todas las condiciones. La única excepción es el caso de los valores de la mediana, esta característica presenta valores intermedios en todas las condiciones a 820 [rpm] en comparación con los valores a 2500 [rpm].

- Con el análisis de las gráficas de Pareto se pudo determinar que las Media y la Potencia de intervalo no son significativas para el análisis.
- Mediante el análisis de las interacciones y efectos principales se estableció que las características más significativas de los espectros son: Varianza, Desviación Estándar, Mediana, Máximo, Mínimo, Potencia, Energía, Valor RMS.
- Cuando se tiene una disminución de presión a 820 [rpm], se espera que los valores de las características suban en comparación con los valores normales y al aumentar a 2500 [rpm], se espera que los valores bajen, esto para todas las características excepto la mediana.
- Los valores de la Mediana tienen un comportamiento particular con respecto a las demás características, ya que para los efectos de subir o bajar la presión a 820 [rpm] se observa que los valores disminuyen del valor normal. Además es la característica donde más influye el aditivo, mostrando los valores mínimos a 820 [rpm] y 2500 [rpm] con un porcentaje de aditivo del 100%.

5.2. Recomendaciones

- El uso a futuro de filtros para el tratamiento de la señal de vibración, ya que proporcionarían un mejor análisis de las imágenes espectrales, facilitando la percepción de los efectos más críticos o significativos en la combustión.
- Para temas futuros se recomienda tener en cuenta que las RPM del motor CRDi no son un factor controlable al generar cualquier fallo en la combustión, debido a que la ECU está constantemente reajustando la cartografía de inyección. En este caso se debe tener un excelente control sobre la variable a manipular, a través de un software o circuitos electrónicos versátiles.
- Con el fin de obtener mejores resultados en cuanto al análisis de las fallas, se debería realizar la experimentación en motores a los cuales se les pueda aplicar cargas, para que la simulación del fallo sea mucho más realista.
- Utilizar inteligencia artificial (redes neuronales), para que con los datos obtenidos, se pueda tener técnicas predictivas.

BIBLIOGRAFÍA

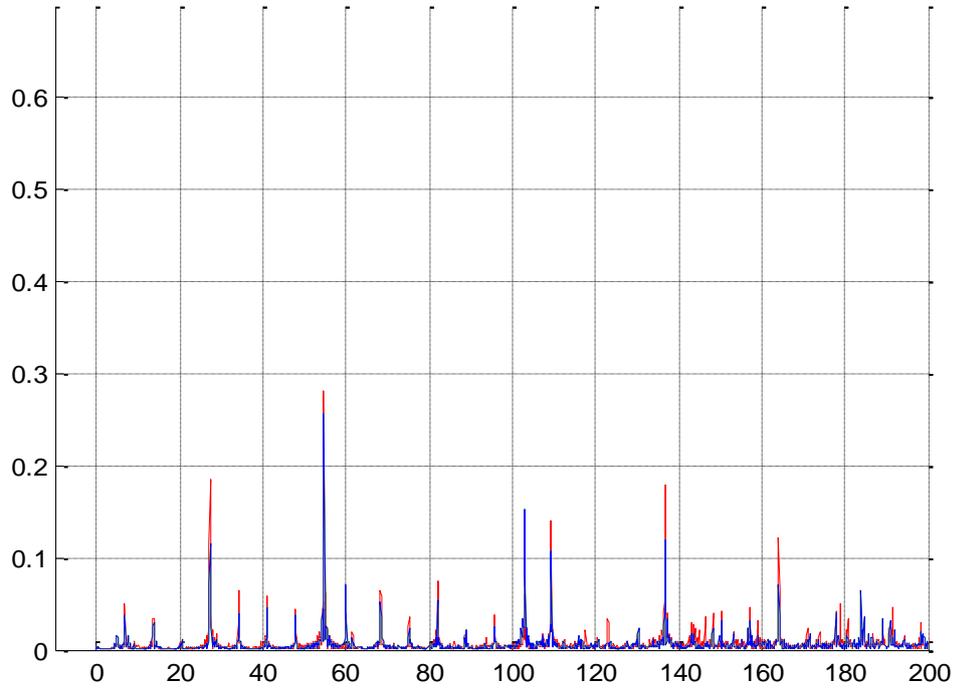
- [1] C. Bartsch, *Revolución del motor diesel: desarrollo de la inyección directa*. Ediciones CEAC, 2005.
- [2] J. Font Mezquita and J. F. Dols Ruiz, *Tratado sobre automóviles: tecnología del automóvil*. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia, 1997.
- [3] S. Sanz, *Motores*. Editex, 2011.
- [4] “Ciclos termodinámicos,” *energiadoblezero*, 01-Sep-2014. .
- [5] “termo_Cengel-Boles.pdf.” .
- [6] Y. A. Çengel and M. A. Boles, *T. II*. McGraw-Hill, 1996.
- [7] B. Plá Moreno, “Análisis del proceso de la recirculación de los gases de escape de baja presión en motores Diesel sobrealimentados.” 2009.
- [8] K.-H. Dietsche, *Manual de la técnica del automóvil*. Reverte, 2005.
- [9] S. Fygueroa S., *El proceso de combustión interna*. Mérida: Universidad de Los Andes, Escuela de Ingeniería y Mecánica.
- [10] Z. Pemberthy and L. Daniel, “Caracterización de los procesos de Inyección-Combustión Diesel mediante visualización y procesamiento digital de imágenes,” *Riunet*, May 2010.
- [11] C. Fenollosa, *Modelado fenomenológico del proceso de combustión por difusión diesel*. Reverte, 2005.
- [12] H. [et al] Gerschler, *Tecnología del automóvil*. Barcelona etc.: Reverte, 1985.
- [13] J. Gimeno García, “Desarrollo y aplicación de la medida del flujo de cantidad de movimiento de un chorro Diesel,” 2010.
- [14] V. M. Bueno and J. Pablo, “Simulación termodinámica de un motor diesel usando combustible Bunker,” *Univ. Nac. Ing. Programa Cybertesis PERÚ*, 2012.
- [15] Alejandro Bepmale, “Sistemas de inyección diesel,” 16:38:51 UTC.
- [16] Jerónimo Garzon Tovar, “MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA EN AUTOMOCIÓN (PARTE V),” 19-Nov-2012. [Online]. Available: http://jeroitim.blogspot.com/2012/11/motores-de-combustion-interna-en_19.html. [Accessed: 19-Aug-2014].
- [17] IPS Inc., “Trajet-autoclub,” *Scribd*, 30-Sep-2014. [Online]. Available: http://es.scribd.com/upload-document?archive_doc. [Accessed: 30-Sep-2014].
- [18] HMC-MTTC, “Common Rail Bosh,” Miami, 2003.
- [19] R. Bosch, *Sistemas de inyección diesel por acumulador Common Rail*. Reverte, 2005.
- [20] Iherazo, “Sistema de inyección de acumuladores common rail, diesel (bosch),” 21:29:49 UTC.
- [21] C. G. Miguel Carrola and José de J. Villalobos, *Fundamentos de las vibraciones mecánicas*. FIME UANL, 2005.
- [22] W. T. Thomson, *Teoría de vibraciones: aplicaciones*. Prentice-Hall Hispanoamericana, 1982.
- [23] S. S. Rao and R. Navarro Salas, *Vibraciones mecánicas*. México: Pearson Educación, 2012.
- [24] C. G. Miguel Carrola and José de J. Villalobos, *Fundamentos de las vibraciones mecánicas*. FIME UANL, 2005.
- [25] G. MOSQUERA, M. De la Victoria, and R. ARMAS, “Las vibraciones mecánicas y su aplicación al mantenimiento predictivo,” *Cent. Altos Estud. Gerenciales ISID Caracas*, 2001.

- [26] R. C. Hibbeler, *Mecánica vectorial para ingenieros: dinámica*. Pearson Educación, 2004.
- [27] Glen White, *Introducción al análisis de vibraciones*. Woburn, MA 1801 U.S.A.: Azima DLI, 2010.
- [28] Guillermo Rossa Sarmiento, “Estudio de vibraciones en máquinas reciprocantes,” Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga, 2004.
- [29] Ron Fred, “The use of vibration analysis in the condition assessment of rotating equipment.” Copyright Ronald Frened, 2002.
- [30] W. Soedel, *Sound and Vibrations of Positive Displacement Compressors*. CRC Press, 2006.
- [31] International Standard, “ISO 10816-6- mechanical vibration - evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts-part 6: Reciprocating machines with power rating above 100 KW.” 15-Dec-1995.
- [32] O. R. Criollo Jadán and H. M. Matute Bravo, “Diagnóstico de fallos en la combustión para motores de combustión interna alternativos diésel por análisis de vibraciones,” Thesis, 2014.
- [33] S. S. Rao and R. Navarro Salas, *Vibraciones mecánicas*. México: Pearson Educación, 2012.
- [34] Departamento de Ingeniería Mecánica, Energía y de Materiales de la Universidad Pública de Navarra, “Elementos de maquinas y vibraciones Tema 3- Sistemas de 1 grado de libertad.” .
- [35] Departamento de Ingeniería Mecánica, Energía y de Materiales de la Universidad Pública de Navarra, “Elementos de maquinas y vibraciones Tema 3- Sistemas de 1 grado de libertad.” .
- [36] A. Zaguinola and N. Osvaldo, “Estudio de las vibraciones de una chancadora de quijada, del laboratorio de Ingeniería de Minas de la PUCP,” 2014.
- [37] R. MADERNA, “Vibraciones mecánicas en motores de combustión interna,” *Trab. Final Curso Postgrado Metodol. Investig. Científica*.
- [38] Jesús Pintor, “Apuntes de la asignatura de elementos de maquinas Tema _10 Dinámica de los motores de pistones.” May-1999.
- [39] R. L. Norton, *Diseño de maquinaria: Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*. LIBRERIAS YENNY, 2005.
- [40] V. de Investigación and A. Muñoz Rodríguez, “Dirección Nacional de Bibliotecas,” masters, Universidad Nacional de Colombia, 2012.
- [41] M. Chouchane and E. Ftoutou, “Unsupervised Fuzzy Clustering of Internal Combustion Diesel Engine Faults Using Vibration Analysis,” *Lab. Mech. Eng. LGM Univ. Monast. Natl. Eng. Sch. Monast. ENIM Ave. Ibn Eljazzar*, vol. 5019.
- [42] J. Chen, R. Randall, N. Feng, B. Peeters, and H. Van der Auweraer, “Automated diagnostics of internal combustion engines using vibration simulation.”
- [43] Departamento de Ingeniería mecánica, energética y de materiales, “Normativa sobre vibraciones.” Universitas Navarrensis.
- [44] “Online Browsing Platform (OBP).” [Online]. Available: <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:10816:-6:ed-1:v1:en>. [Accessed: 05-Nov-2014].
- [45] “Erbessd Instruments.”
- [46] H. G. Pulido, R. de la V. Salazar, P. G. González, C. T. Martínez, and M. del C. T. Pérez, *Análisis y diseño de experimentos*. McGraw-Hill, 2004.

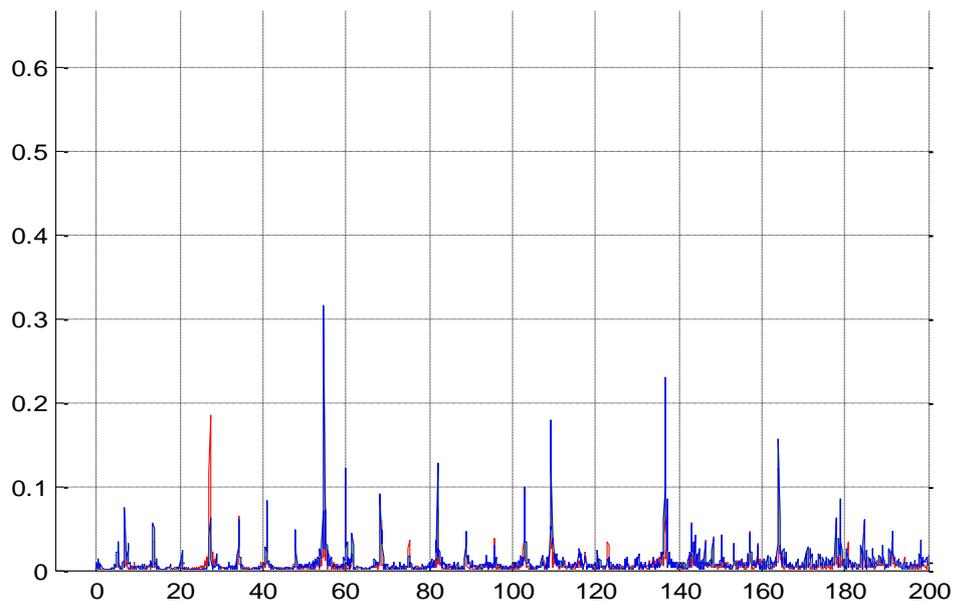
- [47] A. M. L. Porras, *Diseño estadístico de experimentos, análisis de la varianza y temas relacionados: tratamiento informático mediante SPSS*. Proyecto Sur, 2000.
- [48] “Tiempo en Cuenca.” [Online]. Available: http://www.meteored.com.ec/tiempo-en_Cuenca-America+Sur-Ecuador-Azuay-1-20244.html. [Accessed: 05-Feb-2015].
- [49] Florentino Menéndez, “Residuos, Residuos student izados y valores DFFIT Residuos, Residuos student izados y valores DFFIT.” Universidad de la República, Jun-2002.
- [50] Luis Humberto Mora Zuñiga, “ANALISIS DE RESIDUOS.”

ANEXOS

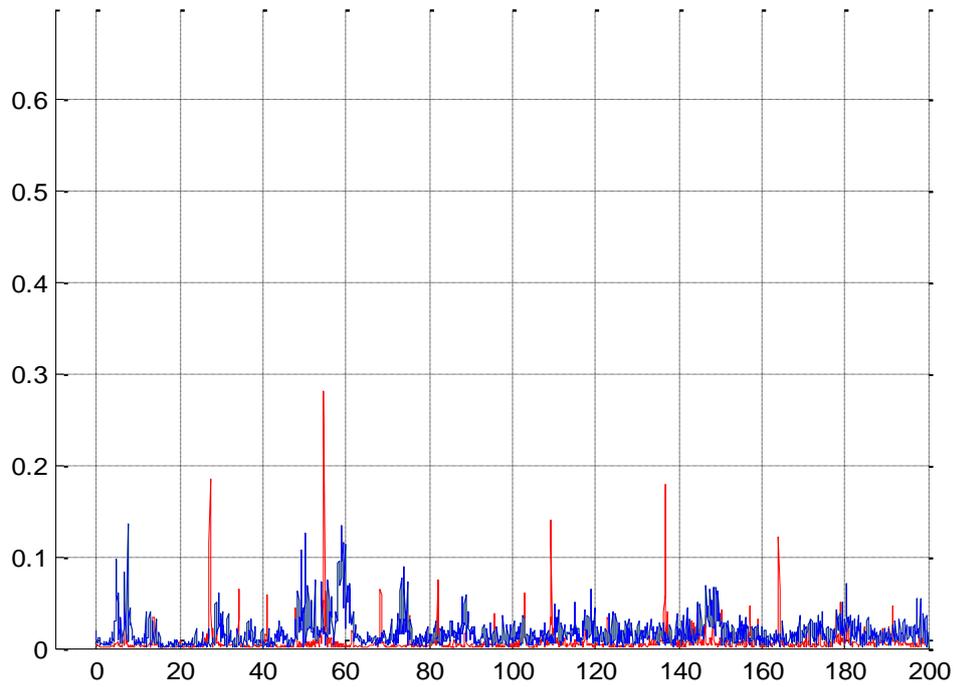
Anexo 1. Espectro patrón (muestra CRDi 820 ok 5) vs aumento de la densidad del diesel (muestra CRDi 0 820 100 44) a 820 [rpm].



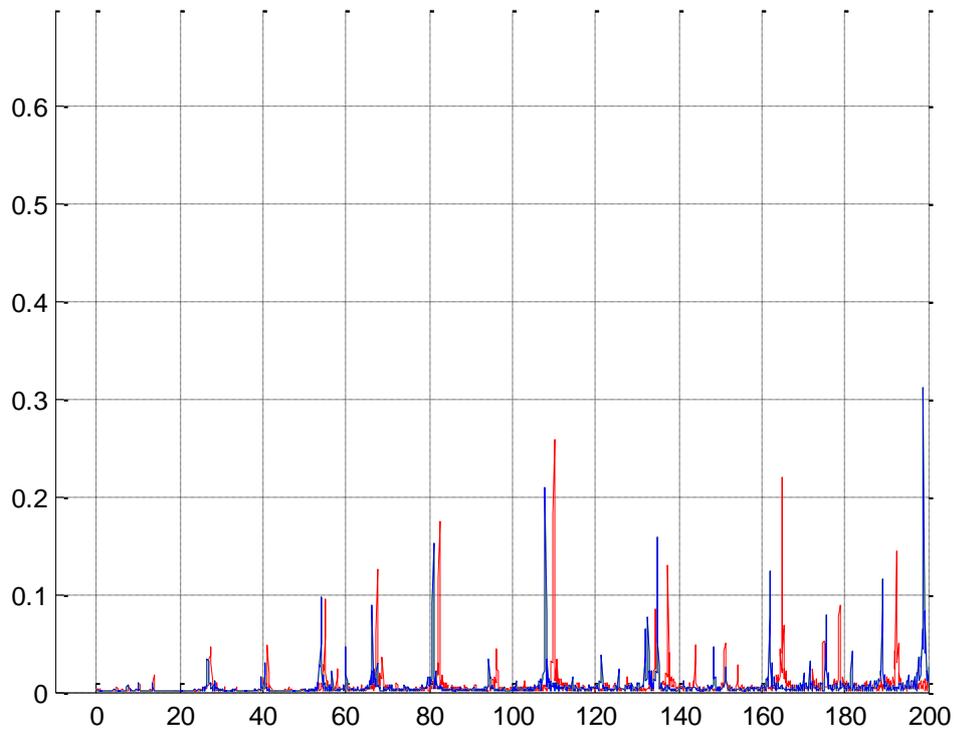
Anexo 2. Espectro patrón (muestra CRDi 820 ok 5) vs aumento de la presión de combustible y disminución de la densidad del diesel (muestra CRDi -10 820 50 13) a 820 [rpm].



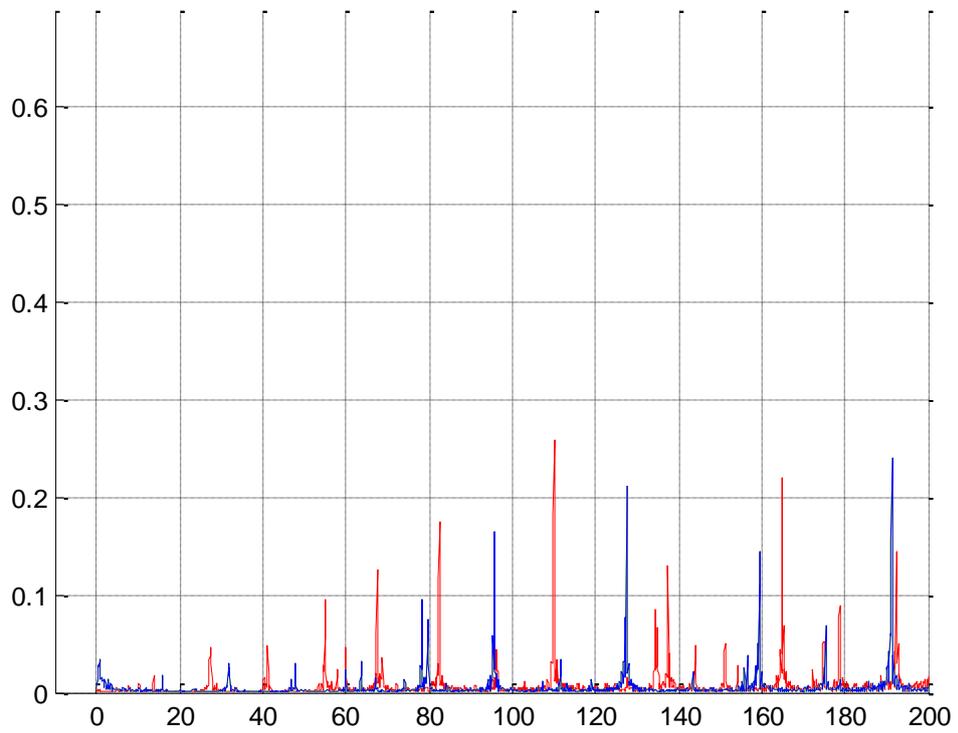
Anexo 3. Espectro patrón (muestra CRDi 820 ok 5) vs aumento de la presión de combustible y de la densidad del diesel (muestra CRD i 10 820 50 28) a 820 [rpm].



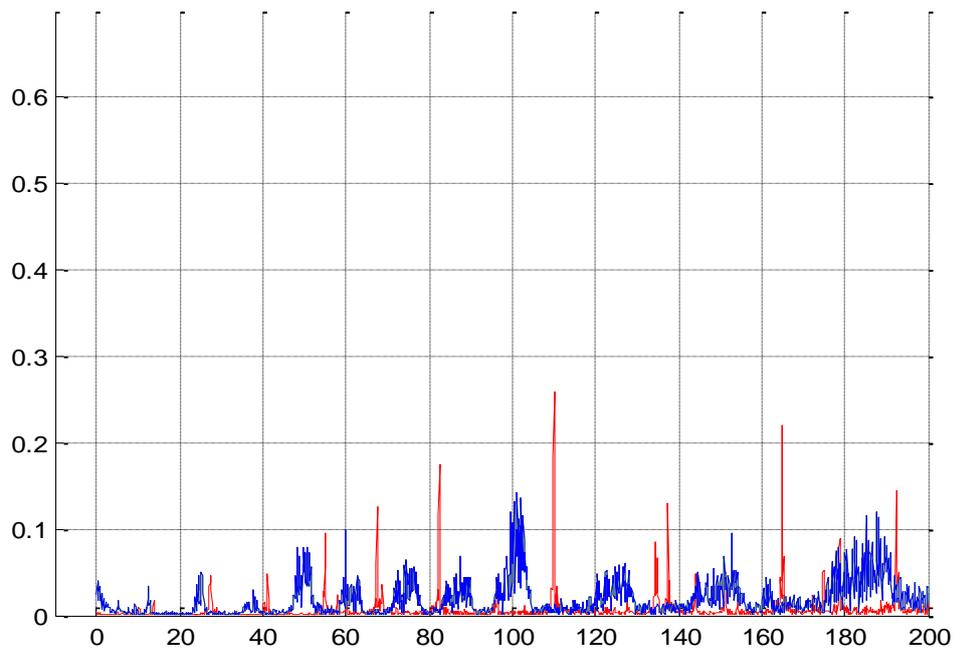
Anexo 5. Espectro patrón (muestra CRDi 1660 ok 2) vs aumento de la densidad del diesel (muestra CRD i 0 1660 50 24) a 1660 [rpm].



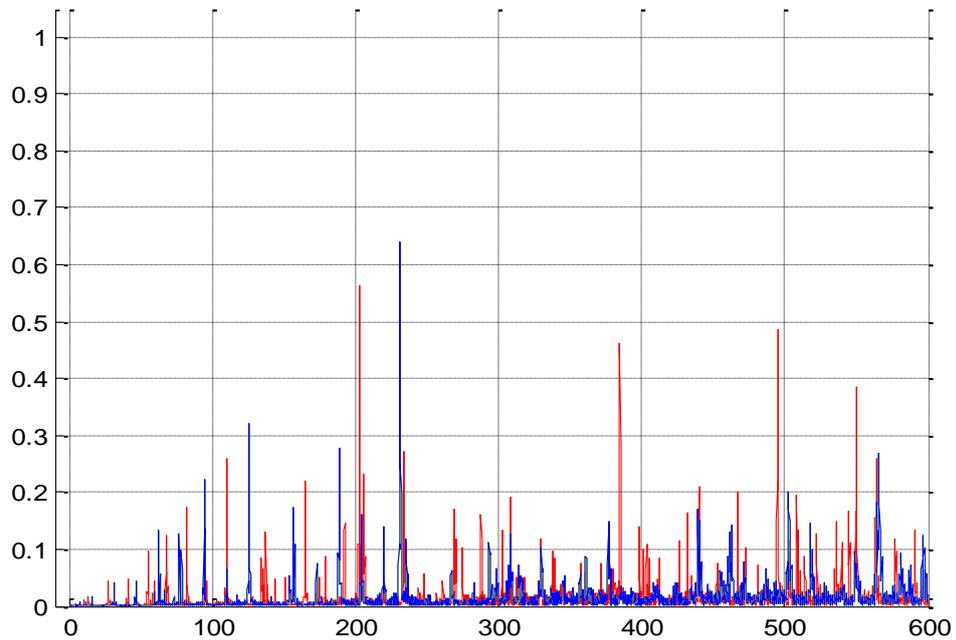
Anexo 6. Espectro patrón (muestra CRDi 1660 ok 2) vs disminución de la presión de combustible (muestra CRD i -10 1660 0 5) a 1660 [rpm].



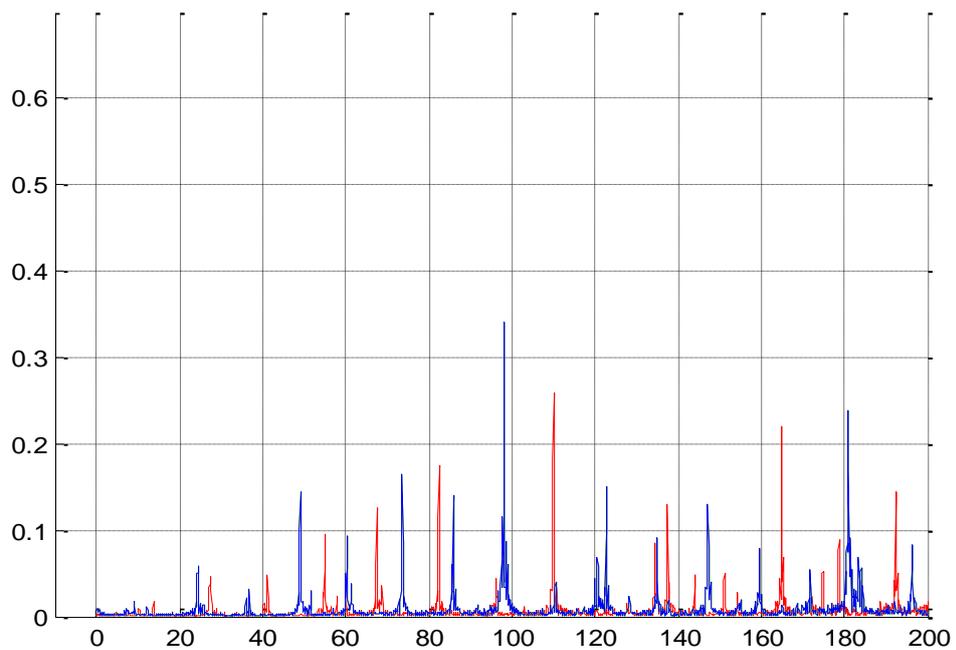
Anexo 7. Espectro patrón (muestra CRDi 1660 ok 2) vs aumento de la presión de combustible (muestra CRD i 10 1660 0 10) a 1660 [rpm].



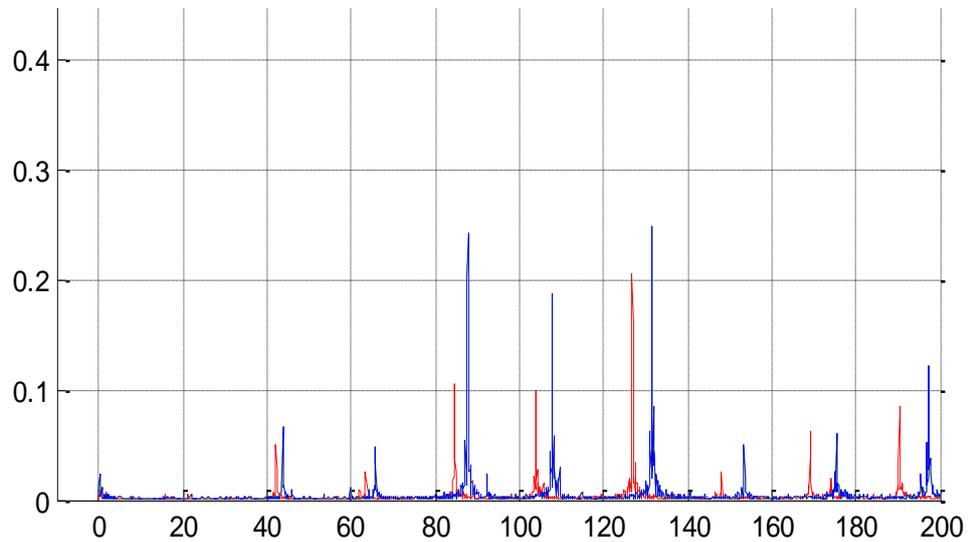
Anexo 8. Espectro patrón (muestra CRDi 1660 ok 2) vs aumento de la presión de combustible y disminución de la densidad del diesel (muestra CRD i -10 1660 100 38) a 1660 [rpm].



Anexo 9. Espectro patrón (muestra CRDi 1660 ok 2) vs aumento de la presión de combustible y de la densidad del diesel (muestra CRD i 10 1660 100 43) a 1660 [rpm].



Anexo 10. Espectro patrón (muestra CRDi 2500 ok 5) vs aumento de la presión de combustible y disminución de la densidad del diesel (muestra CRD i -10 2500 50 29) a 2500 [rpm].



Anexo 11. Espectro patrón (muestra CRDi 2500 ok 5) vs aumento de la presión de combustible y de la densidad del diesel (muestra CRD i 10 2500 50 30) a 2500 [rpm].

