

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



**METODOLOGÍA PARA ESTUDIAR EL PROCESO DE LA
COMBUSTIÓN EN UN MOTOR DIÉSEL A TRAVÉS DE LA SEÑAL DE
PRESIÓN AL INTERIOR DE UN CILINDRO.**

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO,

AUTOR

FREDDY RENZO FLORES ALVA

ASESOR:

Dr. JULIO CÉSAR CUISANO EGÚSQUIZA

Lima, 29 de agosto del 2019

Resumen

El presente documento expone una metodología para estudiar el proceso de la combustión a través de la señal de presión al interior de un cilindro (p_{cil}), procesada digitalmente, registrada en un motor Diesel - de aplicación industrial - instalado en un banco de pruebas. La señal de presión se obtuvo a través de un sensor piezoeléctrico que registró varios ciclos termodinámicos para cada ensayo realizado a distintos regímenes de giro y diferentes grados de carga (desde la condición de vacío hasta plena carga) identificando los puntos de funcionamiento más estables y más inestables del motor bajo ensayo.

En el documento se mencionan las consideraciones necesarias, propuestas por otros investigadores, para la adecuada medición de la señal de p_{cil} y su respectivo procesamiento. Basados en los distintos estudios, se propone una metodología para el procesamiento de la señal de p_{cil} con la finalidad de eliminar el error aleatorio y sistemático presente en la señal de presión; este objetivo se logró a través del promediado y filtrado de una muestra definida de ciclos termodinámicos. Para la etapa del promediado se aplicaron conceptos de estadística inferencial para definir la precisión de la muestra de los datos adquiridos. La etapa del filtrado redujo el ruido alojado en alta frecuencia obteniendo como resultado una menor variabilidad en la señal de p_{cil} .

La principal motivación del presente trabajo experimental consistió en obtener la caracterización del fenómeno de la combustión a través de la evolución de la curva de tasa del calor liberado. Los resultados del procesamiento de la señal muestran consistencia con los estudios experimentales de otros autores y proyecta la posibilidad futura de emplearse para el análisis de la combustión y de los parámetros indicados utilizando combustibles alternativos, con el fin de emplear diversas estrategias de control para evaluar el rendimiento térmico del motor y la generación de productos de la combustión al medio ambiente a distintas condiciones de operación.

Abstract

The present document introduces a methodology for the combustion analysis through the in-cylinder pressure (p_{cyl}), digitally processed, acquired from an industrial application diesel engine mounted in a test bench. The pressure signal was acquired through a piezoelectric sensor that recorded several thermodynamic cycles for each test performed at a different speed and load engine (from no-load to full load condition) identifying the most stable and the most unstable engine operation conditions.

The document indicates the necessary considerations proposed by other researchers for the adequate measurement of p_{cyl} and its respective processing. Based on the different papers, a methodology for the p_{cyl} signal processing is proposed in order to eliminate the random and systematic error present in the pressure signal. This was achieved through the averaged and filtered of a defined sample of thermodynamic cycles. For the averaging stage, inferential statistics concepts were applied to define the sample accuracy of the acquired data. The filtering stage contributes to obtaining a high-quality of the net heat released rate curve ($NHRR$) that allowed identify the different combustion phases. The digital processing of the signal reduced the noise located in high frequency and provide a lower variability in the calculations related to $NHRR$.

The main motivation of the present experimental paper was to obtain the characterization of the combustion phenomenon through the evolution of the heat released rate calculated from the filtered signal of the indicated pressure acquired by a piezoelectric sensor. The results of the signal processing show consistency with the experimental studies of other authors and projects the future possibility of being used for the indicated parameters analysis using alternative fuels, in order to applied different combustion control strategies to evaluate the thermal performance of the engine and combustion emission products release to the environment at different engine operation conditions.



*“El hombre que mueve montañas
empieza apartando pequeñas piedras”*

Confucio

Agradecimiento

La realización del presente documento no habría sido posible sin el apoyo de diversas personas, ya que, como dice el poema de J. Donne, “ningún hombre es una isla”, y el aporte de distintos compañeros permitió alcanzar el enfoque ofrecido. Agradezco en primer lugar a Dios, por el don de la vida y por todas las bendiciones recibidas de su parte (familia, salud, amor, amistad, entre otros).

Agradezco a mi familia que siempre ha estado presente y orgullosa de los objetivos cumplidos. A mi padre, Ángel, al cual le debo el valor del estudio y del cual aprendí a ser perseverante en la búsqueda del conocimiento. A mi madre, María, siempre presente en mi etapa académica, la cual siempre brindó su apoyo incondicional y de la cual aprendo constantemente el valor de los pequeños detalles. A mi hermana, Karen, cuya constante disciplina admiro a diario y la cual, mediante su ejemplo, me motivó durante todo este período.

Agradezco también a mi asesor, y amigo, el Dr. Julio César Cuisano, el cual brindó incontables horas de su tiempo en la revisión del documento de tesis y aportó con sus consejos, críticas y exigencias a lograr los objetivos trazados. Además, agradezco al equipo del laboratorio de energía de la PUCP (LABEN), cuyo constante apoyo hizo posible la realización del proyecto.

Por último, agradezco a mi pareja, Tandy, gracias por tu constante apoyo y comprensión durante este tiempo, gracias por transmitirme tu confianza en esta etapa. Gracias a mis amigos de la universidad; Estefania e Ivette, por los momentos compartidos a lo largo de nuestras carreras universitarias; a mis colegas Luis, Erick y Guillermo, con los cuales compartimos las diversas vicisitudes de la facultad de ingeniería mecánica.

Gracias a todos.

ÍNDICE

ÍNDICE DE TABLAS	viii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	ix
ABREVIATURAS.....	xiv
Introducción	1
OBJETIVOS	7
CAPÍTULO 1. Estado del arte.....	9
CAPÍTULO 2. Fundamento teórico.....	21
2.1. Banco de pruebas	22
2.2. Adquisición de la señal de presión al interior del cilindro (p_{cil})	24
2.2.1. Tipo de sensores utilizados para la medición de la señal de p_{cil}	25
2.2.2. Sensor piezoeléctrico.....	27
2.2.3. Consideraciones para la ubicación y montaje del sensor piezoeléctrico	29
2.2.4. Selección de la frecuencia de muestreo de p_{cil}	32
2.3. Procesamiento digital de la señal experimental de p_{cil}	33
2.3.1. Promediado.....	35
2.3.2. Filtrado.....	41
2.4. Estudio de la combustión a través del cálculo de la tasa del calor liberado	47
CAPÍTULO 3. Metodología experimental.....	54
3.1. Selección de los puntos de funcionamiento del motor (rpm X Torque).....	54
3.2. Promediado de los parámetros indicados	56

3.2.1. Determinación estadística de la mínima cantidad de ciclos termodinámicos (n_{cr})	63
3.3. Procesamiento digital de la señal de la presión del cilindro.....	66
3.3.1. Método A: análisis estadístico de la relación señal - ruido del espectro de la transformada discreta de Fourier (TDF)	68
3.3.2. Método B: análisis del comportamiento del espectro de la señal media de la TDF	75
CAPÍTULO 4. Resultados y análisis	78
4.1. Análisis del armónico de corte calculado por los métodos A y B	79
4.2. Efectos de la señal filtrada de p_{cil} sobre la tasa del calor liberado	83
4.3. Efectos del régimen de giro y el grado de carga sobre la señal de p_{cil} filtrada mediante el método B.....	88
Conclusiones	94
Bibliografía	97
ANEXOS.....	101
ANEXO A.....	102
ANEXO B	104
ANEXO C	109
ANEXO D.....	110
ANEXO E	115
ANEXO F.....	116

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Límite de emisiones por contaminante en la UE (g/km) según las distintas normativas para vehículos comerciales a diésel [6].	3
Tabla 2. Armónico de corte calculado según el método experimental de las referencias [14] y [15].	18
Tabla 3. Parámetros geométricos del motor Diesel utilizado.	22
Tabla 4. Variables calculadas a partir de la presión en la cámara de combustión [10].	25
Tabla 5. Frecuencia de muestreo en función del régimen de giro, para 0,5° por muestra.	33
Tabla 6. Ensayos experimentales vinculados al estudio y reportados en la literatura.	56
Tabla 7. Puntos de funcionamiento con menor CoV_{pmi}	57
Tabla 8. Valores más elevados de CoV_{pi} , $\theta_{máxDS}$ y CoV_{pmi} en los puntos de funcionamiento ensayados.	61
Tabla 9. Puntos de funcionamiento con menor armónico de corte (procedimiento A y B). ...	81
Tabla 10. Parámetros de la combustión de la señal filtrada a 1000 rpm.	91
Tabla 11. Parámetros de la combustión de la señal filtrada a 1500 rpm.	92
Tabla 12 Parámetros de la combustión de la señal filtrada a 2000 rpm.	93
Tabla 16. Datos del sensor de presión indicada.	110
Tabla 17. Especificaciones técnicas del sensor de presión en el múltiple de admisión.	114
Tabla A. 1. Parámetros evaluados en el banco de pruebas.	102
Tabla A. 2. Frecuencia de muestreo.	103
Tabla C. 1. Puntos de funcionamiento del motor Diesel para los ensayos experimentales. ...	109

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Consumo de energía de combustibles tradicionales [8].	5
Figura 2. Producción nacional de hidrocarburos líquidos [8].	6
Figura 3. Señal de p_{cil} , pseudo-arrastre y exceso de presión correspondientes las condiciones de 3000 rpm y 39% de grado de carga, adaptado de la referencia [12].	12
Figura 4. Espectro de la señal excedente en 3000 rpm (izquierda) y presión total, pseudo arrastre, combustión y resonancia para en 3000 rpm y un grado de carga de 39% (derecha) [12].	13
Figura 5. Evolución de $\sigma_{nc}(\alpha)$ para 5 ciclos promediados correspondiente al punto de funcionamiento 210 Nm @ 1300 rpm, adaptado de la referencia [13].	16
Figura 6. Evolución de la máxima diferencia de $(\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n})$ para distinto valor de número de ciclos nc adaptado de la referencia [13].	17
Figura 7. Diferencia de la amplitud del k-ésimo armónico y la media de los siguientes $nc - 1$ valores [12].	19
Figura 8. Mapa de frecuencia de corte de la referencia [13].	20
Figura 9. Esquema biela y pistón del MEC utilizado en el presente estudio.	22
Figura 10. Configuración experimental usada en el LABEN.	24
Figura 11. Modelo molecular simple para la explicación del efecto piezoeléctrico [21].	27
Figura 12. Principio de funcionamiento del transductor piezoeléctrico [20].	28
Figura 13. Diagrama de bode de magnitudes para sensores de presión piezoeléctrica [16].	29
Figura 14. Instalación del sensor de presión, adaptado de la referencia [19]. Se observa en a) montaje al ras de la cámara y en b) sensor empotrado con canal indicador.	30
Figura 15. Tipos de pasaje para el sensor piezoeléctrico [19].	31

Figura 16. Frecuencias de oscilaciones típicas en el canal indicador en función del diámetro y la longitud [19].....	31
Figura 17. Efecto de la longitud del canal indicador en la medición de p_{cil} , adaptado de la referencia [10].....	32
Figura 18. Confiabilidad asociada a la distribución normal, adaptado de la referencia [24].	36
Figura 19. Relación entre población y muestra, adaptado de la referencia [24].....	38
Figura 20. Intervalo de confianza de Z para una probabilidad de $1 - \alpha$, adaptado de la referencia [24].....	39
Figura 21. Error en la estimación del valor esperado de la media de la población con respecto al valor medio de la muestra (\bar{x}) [24].	39
Figura 22. Curvas de la función de probabilidad t-student para distintos grados de libertad k [24].....	40
Figura 23. Señal sinusoidal de naturaleza a) analógica, b) discreta y c) digital; adaptado de la referencia [25].....	42
Figura 24. Adquisición de datos de la presión interna del cilindro p_i , adaptado de [17].	42
Figura 25. Espectro de la magnitud de la TDF en función de la frecuencia normalizada para el ensayo a plena carga a 1800 rpm (ensayo 63).	45
Figura 26. Balance de energía en la cámara de combustión, adaptado de la referencia [19].	48
Figura 27. Fases de la combustión, adaptado de [16].	53
Figura 28. Ensayo a plena carga del motor Diesel.....	55
Figura 29. Coeficiente de variación del pmi para cada punto de funcionamiento ensayado...	58
Figura 30. Presión vs ángulo del cigüeñal correspondiente al ensayo 42.....	58
Figura 31. Derivada de la presión en función del c.a. correspondiente al ensayo 42.....	59
Figura 32. Presión media y desviación estándar vs c.a. correspondiente al ensayo 42.	60
Figura 33. Covarianza angular en máxima DS para cada punto de funcionamiento.	62

Figura 34. Presión y desviación estándar vs c.a. para el ensayo 44.....	62
Figura 35. Intervalo de confianza en $\alpha_{m\acute{a}xDS}$ correspondiente al ensayo 44.	65
Figura 36. Diferencia de valores máximos y mínimos del intervalo de confianza y su derivada	66
Figura 37. Espectro de la magnitud de la TDF en funci3n de la frecuencia normalizada correspondiente a 40 Nm y 1600 rpm.....	68
Figura 38. Detalles de la relaci3n entre el arm3nico básico y el ruido asociado en bajas y altas frecuencias correspondiente al Ensayo 44.	71
Figura 39. Señal original y señal filtrada correspondiente al ensayo 44 (40 Nm @ 1600 rpm).....	75
Figura 40. Correlaci3n entre la evoluci3n de p_{cil} y el espectro de la TDF [41].	76
Figura 41. Identificaci3n del arm3nico de corte en funci3n del cambio de pendiente del espectro de p_{cil} para el punto de funcionamiento 120 Nm @ 1500 rpm.	77
Figura 42. Señal original y señal filtrada correspondiente a el ensayo 39 utilizando el M3todo B (120 Nm @ 1500 rpm).....	77
Figura 43. Frecuencia de corte vs arm3nico de corte seg3n m3todo A (figura superior) y m3todo B (figura inferior), correspondientes a los 87 puntos de funcionamiento del motor.	80
Figura 44. Derivada de p_{cil} vs c.a. correspondiente al ensayo 29.	81
Figura 45. TDF para el ensayo 29 correspondiente a 0 Nm a 1400 rpm.	82
Figura 46. Arm3nico de corte calculado para cada punto de funcionamiento seg3n el m3todo A y el m3todo B.	83
Figura 47. Espectro de la TDF para el ensayo 42 correspondiente a 222 Nm y 1500 rpm.	84
Figura 48. Presi3n, tasa de calor liberado y desviaci3n de la T.C.L. en funci3n de la posici3n angular para la señal original y la señal filtrada correspondiente a 222 Nm y 1500 rpm.	85

Figura 49. Presión, tasa del calor liberado y desviación de la T.C.L. en función de la posición angular para la señal original y la señal filtrada correspondiente a 40 Nm y 1600 rpm.....	86
Figura 50. Desviación estándar máxima de la tasa de calor liberado filtrado según los métodos A y B.	87
Figura 51. Relación de la desviación estándar máxima de la T.C.L. en función de la CoV_{pmi} (superior) y del grado de carga (inferior) obtenido mediante el método A y B para todos los ensayos experimentales.....	88
Figura 52. Señal media filtrada y original de la presión (superior) y T.C.L. (inferior) para un régimen de giro de 1000 rpm y grados de carga de 40, 120 y 200 Nm.....	91
Figura 53. Señal filtrada y original de presión (superior) y T.C.L. (inferior) para un régimen de giro de 1500 rpm con un grado de carga de 40, 120 y 200 Nm.....	92
Figura 54. Señal filtrada y original de presión (superior) y T.C.L. (inferior) para un régimen de giro de 2000 rpm con un grado de carga de 40, 120 y 200 Nm.....	93
Figura B. 1. Principio de adquisición de señal de un encoder óptico, adaptado de la referencia [19].....	105
Figura B. 2. Relación costo y exactitud de los distintos métodos para determinar el PMS [10].....	105
Figura B. 3. Definición del ángulo termodinámico perdido, adaptado de la referencia [20].....	106
Figura B. 4. Principio de funcionamiento del sensor capacitivo para la determinación del PMS, adaptado de la referencia [20].....	107
Figura D. 1 Disposición del sensor de p_{cil}	110
Figura D. 2 Tolerancias recomendadas para el montaje del sensor de presión.	111
Figura D. 3 Accesorios del sensor óptico del ángulo de giro del cigüeñal.....	112

Figura D. 4 Partes del Encoder. 112

Figura D. 5 Montaje del Encoder..... 113



ABREVIATURAS

Δ_{ang}	Valor del ángulo recorrido entre cada muestra adquirida.
μ	Valor esperado de la población.
σ	Desviación estándar de la población.
σ_k	Desviación estándar de la población de armónicos básicos.
σ_{pmi}	Desviación estándar de la presión media indicada para 100 ciclos.
$\theta_{máxDS}$	Posición angular con mayor desviación estándar.
<i>c.a.</i> , θ	Ángulo de posición angular del cigüeñal.
CoV_{pmi}	Coficiente de variación del <i>pmi</i> .
DPMS	Después del punto muerto superior.
f_{cav}	Frecuencia de resonancia en la cavidad.
f_i^n	Frecuencia normalizada en función a la frecuencia fundamental.
f_i	Rango de frecuencias de las N_T muestras.
f_0	Frecuencia fundamental del ciclo termodinámico.
f_s	Frecuencia de muestreo.
I.C.	Intervalo de confianza.
k_c	Armónico de corte.
L_m	Límite inferior del intervalo de confianza de la muestra de tamaño n .
MEC	Motor de encendido por compresión.
MECH	Motor de encendido por chispa.
n_{cr}	Número de ciclo referenciales.
n_{mc}	Número de muestras adquiridas para un ciclo termodinámico.

N	Número total de ciclos termodinámicos consecutivos adquiridos.
N_k	Amplitud media de los $(n_{cr} - 1)$ armónicos no básicos, correspondientes al armónico k .
N_T	Número total de muestras adquiridas para n_{cr} ciclos termodinámicos.
p_{cil}	Presión al interior del cilindro.
PMS	Punto muerto superior.
p_{mi}	Presión media indicada.
S	desviación estándar de la muestra.
S_k	Amplitud del armónico básico k .
S_{k_A}	Armónico de corte definido según el método A.
S_{k_B}	Armónico de corte definido según el método B.
s_k	Valor de la desviación estándar de la muestra de las señales de ruido $N_{k,i}$.
$SD_{máx(TCL)}$	Desviación estándar de la tasa de calor liberado.
SoC	Inicio de la combustión.
T.C.L.	Tasa del calor liberado.
TDF	Transformada Discreta de Fourier.
t_{ene}	Tiempo de energización de la bobina del inyector.
t_{delay}	Tiempo de demora de la combustión, desde que se inyectó el combustible.
U_m	Límite superior del intervalo de confianza de la muestra de tamaño n .
\bar{X}	Media aritmética de la muestra.
Z	Variable aleatoria normal estándar.

Introducción

La conversión eficaz de la energía en trabajo ha sido el enfoque de los investigadores a lo largo de la historia. Un mecanismo particular, y ampliamente desarrollado, es el motor de combustión interna alternativo (MCIA); en el cual, la energía química almacenada en el combustible se transforma en energía térmica en la cámara de combustión, para luego transformarse en energía mecánica debido a los mecanismos del motor.

La necesidad de transportar personas (o carga) a través de largas distancias con la mayor velocidad posible ha motivado permanentemente las innovaciones tecnológicas en la industria, principalmente en la industria automotriz, impulsando la constante evolución de los MCIA [1]. En 1801, É. Lenoir desarrolla el motor a gas; en 1870, N. Otto construye el primer motor de combustión interna de cuatro tiempos (encendido por chispa); y, en 1885, C. Benz ingresa en los anales de la historia al patentar el primer automóvil. A partir de esta fecha el desarrollo de las tecnologías referentes a los MCIA ha experimentado un incremento exponencial.

Motivado en incrementar la eficiencia energética en los MCIA, R. Diesel notificó que los motores propulsados a vapor desperdiciaban cantidades considerables de energía al compararse con el ciclo ideal de conversión energética formulado por Carnot en 1824; la eficiencia de las calderas de la época llegaba al 3% y emitían grandes cantidades de material particulado y productos de la combustión al medio ambiente [2]. R. Diesel se propuso superar los niveles de eficiencia alcanzados por N. Otto y, de este modo, en cooperación con Maschinen - Fabrik Augsburg-Nürnberg (MAN), presentó los resultados de su motor de encendido por compresión (MEC) introduciéndolo como la primera máquina térmica en alcanzar una eficiencia de 26,2% [3], superando los estándares de la época (1897). El motor presentado por R. Diesel pesaba aproximadamente 4,5 toneladas y poseía 3 m. de altura, por lo que no era considerado para usarse en vehículos terrestres [1]; sin embargo, debido a los avances tecnológicos (mejoras en

la preparación de la mezcla y el sistema de inyección) fue la alternativa más viable para los motores marinos y motores estacionarios. En la línea del desarrollo de los vehículos propulsados por motor Diesel, fue en el año 1924 donde se desarrolló el primer vehículo comercial con MEC presentado por MAN (inyección directa) y Daimler Benz AG (pre cámara con inyección indirecta) [2]; los primeros motores empleados en estas unidades poseían 4 cilindros y ofrecían una potencia de 40 hp.

Debido a una mayor eficiencia en el consumo específico de combustible, en comparación de los motores desarrollados por N. Otto (encendido por chispa, MECH), los vehículos propulsados por MEC dominaron el sector comercial. De manera análoga al ámbito comercial (transporte de carga), el desarrollo tecnológico permitió implementar los motores MEC en vehículos con pasajeros (vehículos livianos); en 1936 se presentó el modelo 260D de Mercedes, propulsado por un MEC de 4 cilindros con 45 HP de potencia, sin embargo, estos vehículos poseían dificultades por la lentitud del accionamiento en comparación con los motores MECH. Tras largos años de innovaciones, en 1989 se presenta el Audi 100 DI, propulsado por un motor MEC con turbocompresor e inyección directa, el cual se presenta como un vehículo de iguales condiciones a uno propulsado por MECH. Durante los años siguientes, la industria fue evolucionando y también lo hicieron las tecnologías implementadas en los MEC; el desarrollo de motores con cuatro válvulas por cilindro, la incorporación del sistema *common rail* e inyector bomba, el desarrollo del turbocompresor de geometría variable, entre otros aportes, permitieron aumentar el performance del MEC, convirtiéndose en una propuesta altamente competitiva. Este avance tecnológico en los MEC fue sensible en el año 2006, donde en la edición 74 de las 24h Le Mans, el modelo AUDI R10 TDI – con un motor Diesel V12 (638 hp @ 5000 rpm) de sistema bi turbo – ganó la carrera por primera vez.

La gran autonomía (definida como la distancia máxima que puede recorrer un medio de transporte antes de detenerse para repostar combustible), el bajo costo del combustible diésel

y la alta eficiencia energética, fueron las propuestas de valor que extendieron ampliamente el uso de los motores Diesel en la industria, sea para vehículos ligeros, vehículos comerciales, generadores eléctricos, motores navales, en maquinaria agrícola y de construcción, entre otros.

Los MCIAs producen principalmente emisiones de dióxido de carbono (CO_2), responsable del efecto invernadero; óxidos de nitrógeno (NO_x), gas tóxico que irrita las membranas mucosas y genera lluvia ácida [5]; monóxido de carbono (CO), contaminante venenoso al ser inhalado; hidrocarburos no quemados (HC) y material particulado (MP). Por tal motivo, la regulación de emisiones fue necesaria. Estados Unidos emitió la legislación de control de emisiones para vehículos en el año 1968, donde se limitaron solo las emisiones de CO y HC ; un año más tarde se implementó la agencia de protección ambiental (EPA) donde, en 1973, se decidió limitar también las emisiones de NO_x [4]. Del mismo modo, en Europa (1970), se introdujeron las primeras legislaciones para limitar las emisiones vehiculares; desde la fecha, al presente, la regulación de emisiones ha sido cada vez más exigente (ver Tabla 1). La Unión Europea, en busca de cumplir el compromiso pactado para el segundo periodo del protocolo de Kyoto (2013-2020), tiene el objetivo de reducir en 20% la emisión de gases que producen el efecto invernadero para el año 2020 (en comparación con el año 1990), por lo que la innovación tecnológica y los sistemas de control de los motores Diesel - principales generadores de NO_x y MP - es objeto constante de innovación y análisis.

Tabla 1. Límite de emisiones por contaminante en la UE (g/km) según las distintas normativas para vehículos comerciales a diésel [6].

	CO	HC+NO_x	NO_x	MP
EURO I	2,72	0,97	-	0,140
EURO II	1,00	0,70	-	0,080
EURO III	0,64	0,56	0,50	0,050
EURO IV	0,50	0,30	0,25	0,025
EURO V	0,50	0,23	0,18	0,005
EURO VI	0,50	0,17	0,08	0,005

En los MCIA, los únicos productos generados en una combustión ideal (estequiométrica) son el agua (H_2O) y dióxido de carbono (CO_2), sin embargo, la combustión no es ideal en MECH ni en MEC; en motores Diesel la combustión no es homogénea, existen zonas con deficiencia de aire (frente de llama alrededor del chorro inyectado) y zonas con exceso de aire (localizados entre los chorros del *spray* Diesel y las paredes de cámara de combustión) lo que genera distintos productos de la combustión, como son el hollín (*soot*, en zonas con deficiencia de aire) y el óxido de nitrógeno (NO_x , en las zonas calientes del frente de llama) [5]. Dado que el proceso de combustión es el principal factor para controlar el nivel de emisiones, los fabricantes de motores Diesel enfocan sus esfuerzos en la reducción de los contaminantes mediante la disminución del consumo de combustible y la optimización de la performance del motor [7]. Diferentes técnicas se pueden emplear para alcanzar este objetivo, por ejemplo, retraso del inicio de la inyección, la recirculación de gases de escapes (EGR), la refrigeración del EGR, inyección piloto, aumento de presión de inyección, entre otros.

Un mayor control en el proceso de combustión se ha podido obtener mediante la electrónica, la cual ha sido fundamental en la precisión y la modulación de los parámetros de inyección; es gracias al sistema de control electrónico (EDC) que se ha logrado alcanzar los estándares planteados por las normativas de emisiones.

En el contexto de la industria nacional, donde se poseen ocho regiones naturales y los yacimientos mineros se sitúan por encima de los 3000 msnm, en su mayoría, es fundamental el estudio del comportamiento de los motores y el proceso de combustión en condiciones de altitud (menor cantidad de oxígeno), sea para vehículos comerciales o de maquinaria pesada. Por otra parte, el consumo de energía provista a partir de combustibles tradicionales (diésel, gasolina, gasohol, GLP, GNV, entre otros) en los distintos sectores de la industria reflejan un crecimiento constante (ver Figura 1), dentro de los cuales, el rubro de transporte ha permanecido en ascenso desde el año 2007 [8].

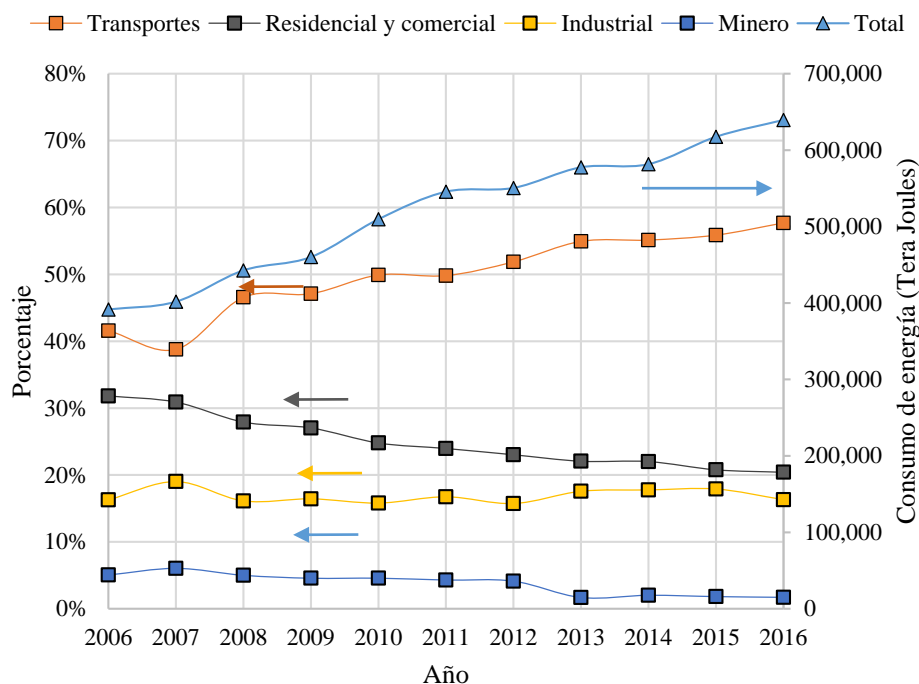


Figura 1. Consumo de energía de combustibles tradicionales [8].

Se prevé que para el año 2020 distintos países utilicen gas natural como fuente de combustible [9]. En el Perú, desde el año 2008, distintas empresas que brindan servicios en el sector de transporte público han optado por la compra de unidades que utilizan GNV como fuente de energía; en el 2012, Hyundai probó buses propulsados por GNV en zonas ubicadas a 2350 msnm; en el 2014, Scania presentó su bus, a GNV, el cual cumple con la norma Euro 6. En el sector de transporte de carga, en febrero del 2019, Scania presentó los primeros camiones a Gas Natural Licuado (GNL) para transporte de carga pesada que superan la autonomía de los vehículos a Gas Natural Comprimido (GNC) y ofrecen un menor impacto ambiental superando la norma de emisiones Euro 6.

La producción nacional de barriles de petróleo producidos ha disminuido sensiblemente desde el año 2014 (ver Figura 2), pero la producción de líquidos de gas natural se mantiene constante a la vez que las reservas probadas de gas natural aumentaron en un 10,5% en el año 2016 (con respecto al 2015, según MINEM), perfilándose como una alternativa energética atractiva en el Perú [8].

PERÚ: PRODUCCIÓN DE HIDROCARBUROS LÍQUIDOS, 2011-2017
(Miles de barriles)

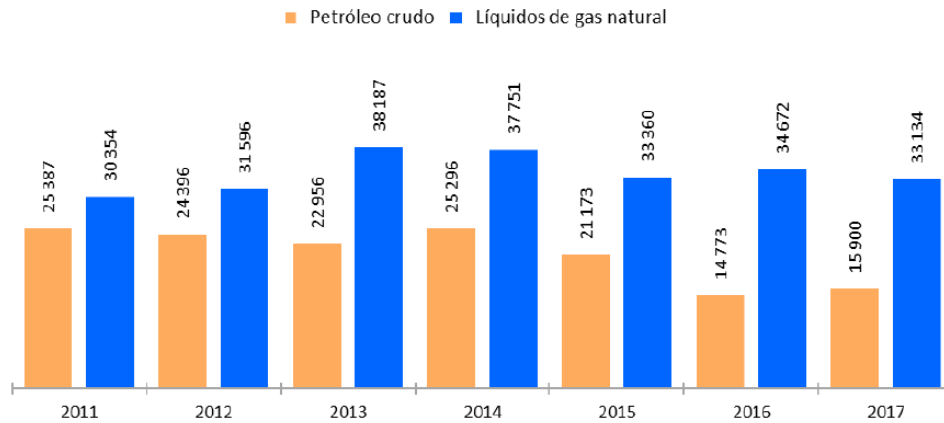


Figura 2. Producción nacional de hidrocarburos líquidos [8].

Este contexto de alta demanda de vehículos propulsados por MEC y mayores exigencias en las legislaciones ambientales ha motivado a los fabricantes de motores en innovar tecnologías que propician una combustión más limpia y eficiente; además, en pos de mejorar la autonomía y el bajo costo de operación, constantemente se evalúa el uso de otras fuentes de energía disponibles que satisfagan la demanda de distintas aplicaciones en diferentes condiciones de operación y a distintos relieves (mayor restricción de oxígeno). Por esta razón, es fundamental caracterizar el proceso de la combustión al interior de los cilindros de los motores y para ello es necesario establecer una metodología adecuada para el procesamiento de los datos adquiridos a través de los distintos sensores implementados en el motor; siendo que la más importante para la caracterización de la combustión es la señal de presión de los gases al interior del cilindro (p_{cil}).

OBJETIVOS

Objetivo General

- Desarrollar una metodología para estudiar el proceso de combustión en un motor Diesel a través de la señal de presión de los gases al interior del cilindro procesada digitalmente.

Objetivos Específicos

- Instrumentar un motor Diesel instalado en un banco de pruebas para registrar la presión al interior de un cilindro con respecto al ángulo de giro del cigüeñal.
- Definir estadísticamente el número de ciclos termodinámicos necesarios para representar un punto de funcionamiento del motor Diesel.
- Procesar digitalmente la señal de presión al interior de un cilindro para la caracterización de la combustión a través de la tasa del calor liberado mediante dos procedimientos para la identificación de la frecuencia de corte: el análisis de la relación señal-ruido en el espectro de la transformada discreta de Fourier (método A) y la identificación de la presencia de ruido, debido a la resonancia, en el espectro de la TDF (método B).

Alcances

En el presente documento de tesis se desarrolla una metodología para la medición y el procesamiento de la señal de presión interna en la cámara de un motor diésel de aplicación industrial, con la finalidad de caracterizar el proceso de la combustión a través del cálculo de la tasa del calor liberado. La metodología justifica la selección de los diversos sensores implementados en el banco de pruebas y seleccionara los parámetros de medición y adquisición de datos para análisis de la tasa del calor liberado (T.C.L.). Además, se define la cantidad de ciclos termodinámicos que representa un punto determinado de funcionamiento, basado en un análisis estadístico que cuantifica la precisión de la muestra. Con la finalidad de obtener una buena resolución de la curva de la T.C.L., se procesa digitalmente la señal de presión para eliminar la señal de ruido que no corresponde a la combustión, sin distorsionar la señal original. Por último, se evalúan los procedimientos de filtrado de señal en función de la calidad de la curva de la T.C.L., definiendo el procedimiento más adecuado del filtrado de señal para las condiciones ensayadas en el motor de pruebas.

Capítulo 1. Estado del arte

La evolución de las técnicas de medición de presión al interior del cilindro (p_{cil}) se remonta al desarrollo de los primeros motores de combustión. El 18 de mayo de 1876, August Nikolaus, registró la medición de la p_{cil} mediante un indicador mecánico (ensayado en un MECH); a partir de esa fecha, la comunidad académica considera el inicio histórico del indicador de presión [10]. La señal de p_{cil} , y los cálculos obtenidos a partir de esta, ha permitido desarrollar métodos notables y sofisticados para optimizar el proceso de combustión. En el presente apartado se citan estudios previos del procesamiento y análisis de la señal de p_{cil} .

Una propuesta de medición y análisis de la señal de p_{cil} es presentada por Lancaster *et al.* (1975), el cual utiliza un transductor piezoeléctrico para sus ensayos realizados en un MECH. El autor expone las características de aislamiento y linealidad que debe de tener el transductor seleccionado, aduciendo que el común de los problemas radica en la linealidad y la susceptibilidad térmica del sensor. En dicha época, los sensores refrigerados por agua ofrecían mayor confiabilidad y evitaban adquirir mayor señal de ruido en p_{cil} . En el documento citado [11], el autor sostiene la importancia del promediado de la señal basándose en dos argumentos; en el primero de ellos indican, que para cualquier posición angular del cigüeñal

(*c.a.*), la media de N muestras consecutivas es un estimador estadístico más confiable que la elección de un solo ciclo representativo, esto debido a que la variación de la media disminuye a razón que el valor de N incrementa. El segundo argumento, se basa en que para análisis de performance del motor se utilizan variables medias (flujo de aire y flujo de combustible), por lo que es necesario promediar una cantidad numerosa de ciclos en lugar de la utilización de un único ciclo representativo.

Para la selección del número de ciclos representativos del motor, los autores registran una cantidad de ciclos referenciales ($N_{cr} = 300$). En el texto se advierte que se deberá analizar las condiciones de operación, el nivel de ruido de la cadena de adquisición de datos y la precisión requerida en función al análisis a realizar para la elección de N_{cr} ; luego, como parte de su metodología, se calcula el valor medio de los N_{cr} para cada *c.a.*

Se analizó la posición angular donde el valor medio de p_{cil} es próximo al valor de la presión máxima y la variabilidad cíclica es relativamente elevada. En el ejemplo propuesto por Lancaster y su equipo, se analizan los valores en 10° DPMS. En la *c.a.* seleccionada se varía la cantidad de ciclos (N) promediados y se estandariza la señal, dividiendo el valor obtenido entre el valor medio de los N_{cr} ciclos ($\bar{p}_N/\bar{p}_{N_{cr}}$). El autor propone seleccionar el valor de N donde la relación entre $\bar{p}_N/\bar{p}_{N_{cr}}$ presente una variación máxima del 3%. En los resultados expuestos en el documento [11] se obtiene un $N = 40$ para un punto de funcionamiento estable y un valor de $N = 300$ para un funcionamiento inestable del motor.

A razón que la tecnología evoluciona, la resolución y la calidad de la señal se ha convertido en el principal objetivo de los investigadores; entre ellos, Payri y su equipo (junto a otras referencias citadas en el capítulo 2) han contribuido con distintos artículos para la adquisición y procesamiento de la señal. Una metodología para el análisis de la p_{cil} en motores Diesel de inyección directa (DI) fue propuesta por Payri *et al.* (2005); el objetivo principal del documento [12] fue descomponer la señal de presión de acuerdo a los tres fenómenos que

tienen lugar en la operación de un motor Diesel: pseudo-arrastre, combustión y la excitación por resonancia. Según la referencia [12], la energía asociada a los fenómenos descritos anteriormente está distribuida en las zonas de baja, media y alta frecuencia. La señal de pseudo-arrastre depende de las condiciones de operación (grado de carga y régimen de giro), mientras que los fenómenos asociados a la combustión y resonancia son afectados principalmente por la estrategia de la inyección. Los investigadores validan su metodología mediante un análisis de ruido, exponiendo que los motores de Diesel DI poseen un poder específico similar a los MECH; sin embargo, el ruido generado es una de las desventajas presentes en los motores de encendido por compresión (MEC). Además, se afirma en el documento [12] que el ruido en la combustión se genera debido al efecto del incremento de la presión y a las fuerzas mecánicas. Las fuerzas generadas por la presión se deben principalmente a la estrategia de la inyección, además de otros parámetros como la geometría de la cámara de combustión y la relación de compresión.

Los ensayos de la investigación citada [12] se realizaron en un motor de 4 cilindros, 2.2 L, Diesel DI, *common rail*. Con la finalidad de aislar la señal y evitar perturbaciones, se localizó el freno eléctrico en otra sala y se utilizó una frecuencia de muestreo de p_{cil} igual a 50 kHz. Se registraron 100 ciclos consecutivos, siendo el objetivo principal separar la señal de pseudo-arrastre de la señal de “exceso de presión” [12]. Para obtener la señal de pseudo-arrastre, los autores adquirieron 1 ciclo termodinámico en arrastre por cada 100 ciclos en combustión; para este fin, luego de registrar los 100 ciclos consecutivos con combustión, se dejó sin energía el inyector para registrar un ciclo de arrastre. Se repitió este procedimiento 10 veces, con la finalidad de obtener una media de la señal de pseudo-arrastre.

Posteriormente, la señal media de pseudo arrastre obtenida se sustrae (en el dominio del tiempo) al valor de la señal media de p_{cil} para obtener la “presión excedente” (ver Figura 3). La presión excedente calculada posee información de la evolución de p_{cil} provocada por la

quemado del combustible y las oscilaciones de presión resonante en la cámara de combustión (causada por los gradientes de presión).

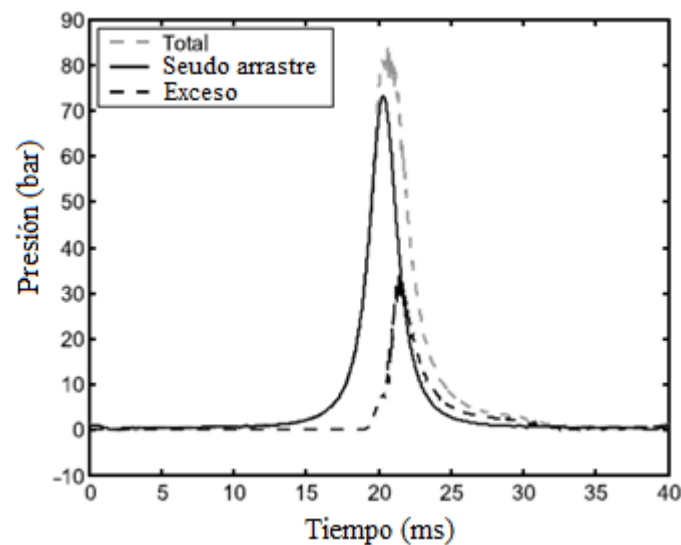


Figura 3. Señal de p_{cil} , pseudo-arrastre y exceso de presión correspondientes las condiciones de 3000 rpm y 39% de grado de carga, adaptado de la referencia [12].

Una vez calculada la presión excedente, los investigadores utilizaron un filtro digital con la finalidad de separar los efectos relacionados a la señal de la combustión y a los efectos de la resonancia. Mediante el análisis del espectro de la Transformada Discreta de Fourier (TDF) se identificaron la variación de picos de la amplitud en la señal de p_{cil} , localizados en zonas alta frecuencia (ver Figura 4). La señal denominada “presión excedente” está compuesta por una señal de presión influenciada por la combustión y una señal de presión afectada por los efectos de resonancia en la cámara de combustión. Por ello, proponen aplicar un filtro pasa – alto con la finalidad de obtener la señal afectada por la resonancia (ver Figura 4) y calcular la señal presión afectada por la combustión, mediante la diferencia entre la presión excedente y la presión de la resonancia obtenida.

En los resultados obtenidos por [12] se observa que a mayor grado de carga se incrementa la magnitud del cambio en la pendiente del espectro de la TDF; por lo que afirman que la tendencia del espectro de la TDF se asocia al fenómeno de la combustión y genera una pendiente negativa en el espectro. Por lo tanto, la frecuencia donde se manifiesta un cambio de

pendiente tiene relación a un fenómeno ajeno a la combustión, en este caso, las oscilaciones de presión debido a la resonancia en la cámara de combustión. Para valores de alta frecuencia (6 kHz) se observa el incremento rápido de presión causado por la quema de la pre mezcla. Con la finalidad de utilizar los valores obtenidos en análisis del ruido, los autores normalizan la señal de ganancia con el valor de $p_0 = 20 \mu Pa$.

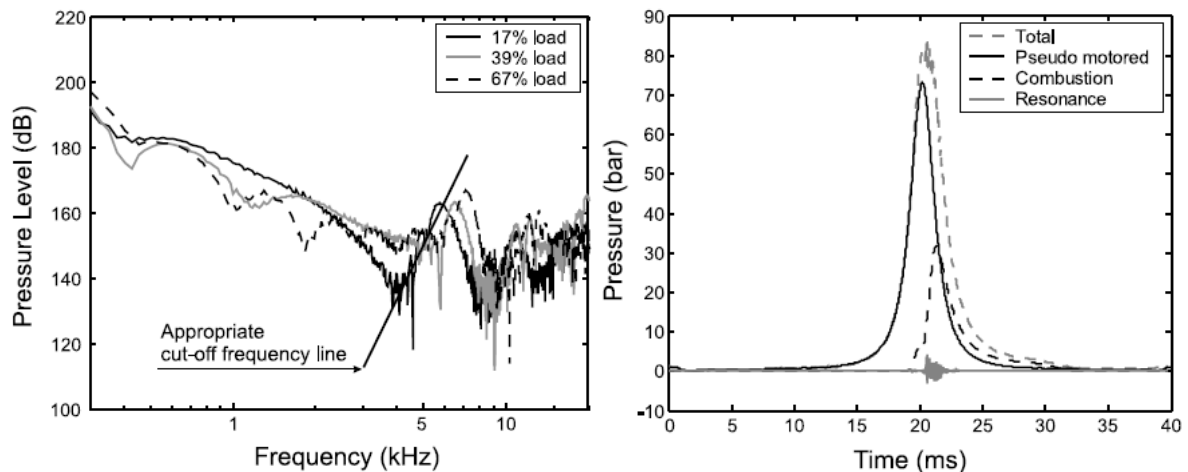


Figura 4. Espectro de la señal excedente en 3000 rpm (izquierda) y presión total, pseudo arrastre, combustión y resonancia para en 3000 rpm y un grado de carga de 39% (derecha) [12].

El análisis de Payri *et al.* (2005) se enfoca en el comportamiento del ruido a distintas condiciones de operación y concluyen que la energía contenida en la señal de resonancia, en comparación a la obtenida en la señal de arrastre, es un indicador relevante para la estimación de la calidad del sonido de combustión en MEC con DI. Además, confirman que la señal de presión referente a la combustión está influenciada principalmente por el régimen de giro, mientras que la señal asociada a la resonancia es controlada por el grado de carga, debido a su fuerte dependencia a la temperatura.

Con la finalidad de obtener una muestra representativa y una señal de p_{cil} que aporte información acerca del proceso de combustión, en otro estudio Payri *et al.* (2010) proponen un procesamiento digital de la señal de p_{cil} para un óptimo diagnóstico de la combustión. En dicho documento exponen la importancia de la señal de p_{cil} como un parámetro fundamental en el

sistema de control de los motores de combustión, ya que en la señal se pueden obtener valores de presión pico, presión media indicada, rendimientos indicados, entre otros. Además, se pueden realizar cálculos más complejos como diagnóstico de combustión basado en la primera ley de la termodinámica.

En la investigación citada [13] se describen dos procedimientos para el procesamiento de la señal: el promediado y el filtrado. Los autores indican que no existe un consenso en la comunidad científica acerca del modo óptimo de ejecutar estos dos procedimientos mencionados que permita un diagnóstico preciso de la combustión; y que la mayoría de los casos basan sus procedimientos en métodos empíricos.

El promediado se realiza debido a la variación ciclo a ciclo en un punto de operación definido. Las variaciones ciclo a ciclo pueden acontecer incluso en condiciones estacionarias; dicho efecto es importante en MECH y es generado por variaciones en la cantidad de combustible suministrado, tiempo de inyección, recirculación de los gases de escape (EGR), entre otros, amplificando su efecto en la derivada de la señal. En función al tipo de motor, tipo de ensayo y análisis a realizar con la señal se definen la cantidad de ciclos necesarios, siendo requerida una menor cantidad de ciclos para MEC, debido a la mayor estabilidad de los procesos térmicos y dinámicos de los fluidos. Una mayor estabilidad es recurrente en altos regímenes de giro y grados de carga, siendo condiciones críticas los puntos de funcionamiento en ralentí. La determinación del número de ciclos óptimos a medir se realizó mediante un método adaptativo tomando como referencia la variación de la desviación estándar de la señal, donde verificaron que a partir de una determinada cantidad de ciclos el incremento de la muestra no proveía mayor precisión a la señal.

El filtrado de la señal, afirman los autores, es necesario debido a que los cálculos relacionados a la ley de liberación de calor utilizan la derivada de p_{cil} , la cual incrementa el

ruido en la señal. Si la señal no es filtrada, o se filtra incorrectamente, el ruido puede ocasionar pobres resultados en términos de la ley de liberación de calor.

Los metodología propuesta por [13] se ha aplicado a distintos motores (cilindrada de 0,35 l a 2 L) obteniendo resultados satisfactorios. En la referencia citada [13], las pruebas se realizaron en MEC ID, *high speed*, 2.0 L, 4 cilindros, turbo-cargado y con inyección *common rail*. La caja de transferencia se mantuvo ensamblada al motor con la finalidad de obtener los patrones de vibración del bloque similares a los suscitados en operación. Las variables medias de temperatura y presión se registraron a 100 Hz. La señal de p_{cil} se midió por medio de un transductor piezoeléctrico Kistler 6055B con una tasa de adquisición de datos de 1 muestra cada 0,5°.

Para la etapa del promediado, adquirieron N ciclos termodinámicos consecutivos ($N = 500$). Luego, calcularon el valor medio para una determinada cantidad de ciclos nc , según la Ec. 1.

$$\bar{p}_{nc,i}(\alpha) = \frac{1}{nc} \sum_{j=i}^{i+nc} p_j(\alpha) \quad \text{Ec. 1}$$

El valor de p_j representa la presión al interior del cilindro para el ciclo j . Mediante la Ec. 1, calculan un conjunto de $(N - nc + 1)$ señales medias de presión $\{\bar{p}_{nc,i}(\alpha)\}$, al variar el valor de i desde 1 hasta $(N - nc + 1)$. Luego, calculan la desviación estándar para el conjunto de señales medias obtenidas $\{\bar{p}_{nc,i}(\alpha)\}$ según la Ec. 2.

$$\sigma_{nc}(\alpha) = \sigma_{nc}\{\bar{p}_{nc,i}(\alpha)\} \quad \text{Ec. 2}$$

A modo de ejemplo, en la Figura 5 perteneciente a la referencia [13], se muestra la curva de la evolución de $\sigma_{nc}(\alpha)$ para un valor de $nc = 5$. Además, se grafica la curva envolvente de los valores máximos y mínimos del σ_{nc} para cada *c.a.* ($\sigma_{m\acute{a}x}$ y $\sigma_{m\acute{i}n}$ respectivamente); donde se observa una mayor dispersión en la fase de la combustión. El acentuado incremento del valor

de $\sigma_{nc}(\alpha)$, afirman los investigadores, se debe a la variación ciclo a ciclo durante el proceso de combustión; la cual está relacionada al proceso de inyección de combustible, cambios en los parámetros de temperatura y presión en la cámara de combustión durante el ensayo, entre otros factores. La variación ciclo a ciclo genera oscilaciones de presión debido al efecto de la resonancia en la cámara de combustión y afecta la medición registrada por el sensor.

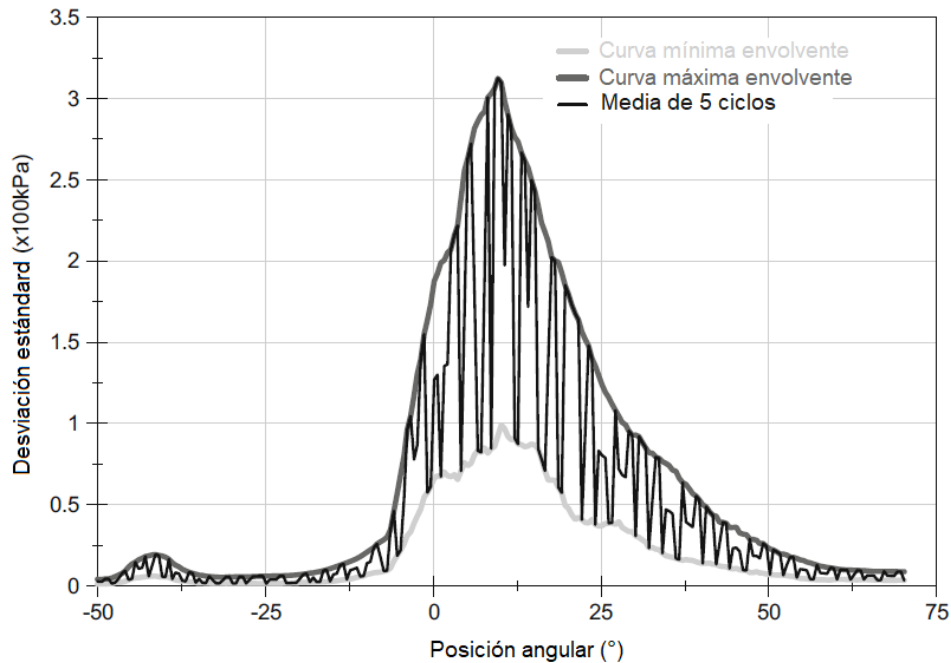


Figura 5. Evolución de $\sigma_{nc}(\alpha)$ para 5 ciclos promediados correspondiente al punto de funcionamiento 210 Nm @ 1300 rpm, adaptado de la referencia [13].

Para determinar la cantidad de ciclos referenciales necesarios, la referencia [13] evalúa el valor de la máxima diferencia de las curvas envolventes máximas y mínimas del valor de $\sigma_{nc}(\alpha)$, $(\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n})_{M\acute{A}X}$, al variar la cantidad de ciclos nc . Hace la observación que, después de un determinado valor de nc , el incremento del número de muestras evaluados no reduce la variación de la desviación estándar. Por lo tanto, observando los resultados de la Figura 6, los autores considera el número óptimo de ciclos a promediar como $nc = 25$.

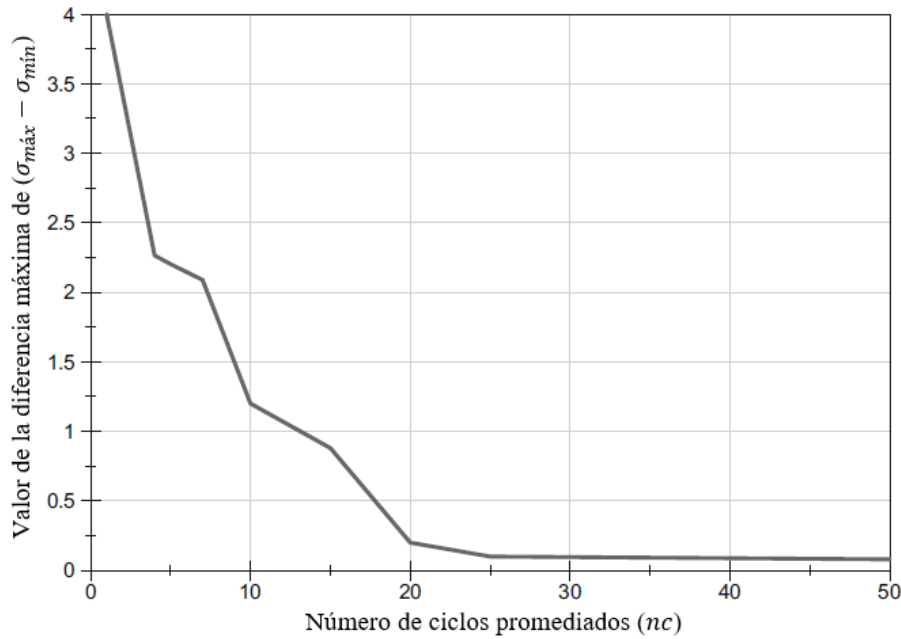


Figura 6. Evolución de la máxima diferencia de $(\sigma_{máx} - \sigma_{mín})$ para distinto valor de número de ciclos nc adaptado de la referencia [13].

Finalizada la etapa de promediado, los autores indican que solo el procesamiento digital (filtrado de señal) permitirá eliminar la señal de ruido alojada en alta frecuencia. El objetivo clave de la etapa de filtrado es la adecuada selección de los parámetros del filtro digital, es decir, el armónico de corte (k_c) y el armónico de fin de la banda de transición (k_{stop}). Como referencia, ellos evaluaron los resultados obtenidos por Armas [14] y Martin [15], los cuales proponen un valor de k_c y k_{stop} dependiente únicamente del régimen de giro (ver Tabla 2). Las referencias [14] y [15] proponen estos valores bajo el criterio de la calidad de la curva de calor liberado calculado a partir del coeficiente politrópico.

Los valores mostrados en la Tabla 2 han sido probados en distintos motores mostrando resultados satisfactorios; sin embargo, dependiendo del tipo de ensamblaje del sensor (montado al ras de la cámara, señal física transmitida mediante un ducto o utilizando un sensor tipo bujía incandescente) el fenómeno de resonancia en el adaptador (y en la cámara de combustión) produce un comportamiento distinto de la señal de ruido distorsionando, así, la medida de p_{cil} .

Según la referencia [13] es recomendable revisar el espectro de la TDF en cada ensayo antes de filtrar la señal para detectar posibles irregularidades y asegurar la idoneidad del filtro.

Tabla 2. Armónico de corte calculado según el método experimental de las referencias [14] y [15].

	Arrastre	Combustión (plena carga)	
Régimen de giro (rpm)	-	$n < 1250$	$1250 < n < 4000$
Armónico de corte (k_c)	55	240	$283.625 - 0.0349 \cdot n$
Fin de banda de transición (k_{stop})	65	300	$k_c + 60$

Debido a que los valores de la Tabla 2 proponen parámetros del filtro digital experimentales, Payri *et al.* [13] proponen un método basado en el análisis del espectro de la TDF de nc ciclos consecutivos. El valor de k_c propuesto en la Tabla 2 corresponde al valor donde el armónico del ciclo medio converge con los armónicos que no corresponden al ciclo medio, los cuales son atribuidos a la señal de ruido y a la variación cíclica. De este modo, calculan la diferencia entre el armónico ($k \cdot nc$) y la media de los armónicos que no corresponden a la señal media, esto es, desde $(k \cdot nc + 1)$ hasta $(k \cdot (nc + 1) - 1)$ donde el autor afirma que el resultado del cálculo indicado se muestra en la Figura 7, donde se observa que la diferencia decrece a razón que la frecuencia aumenta. Los investigadores también identifican tres zonas en la Figura 7, la primera ($k \in [0,100]$) correspondiente a los cambios de presión debido a trabajos mecánicos, combustión y transferencia de calor; la segunda zona, en la cual se presentan valores picos ($k \in [150, 350]$) en el valor calculado de la diferencia del armónico correspondiente a la señal media y el resto de armónicos, estos valores picos son generados por los efectos de resonancia en la cámara de combustión; y la tercera zona ($k > 500$) en la cual el sensor es afectado por la resonancia.

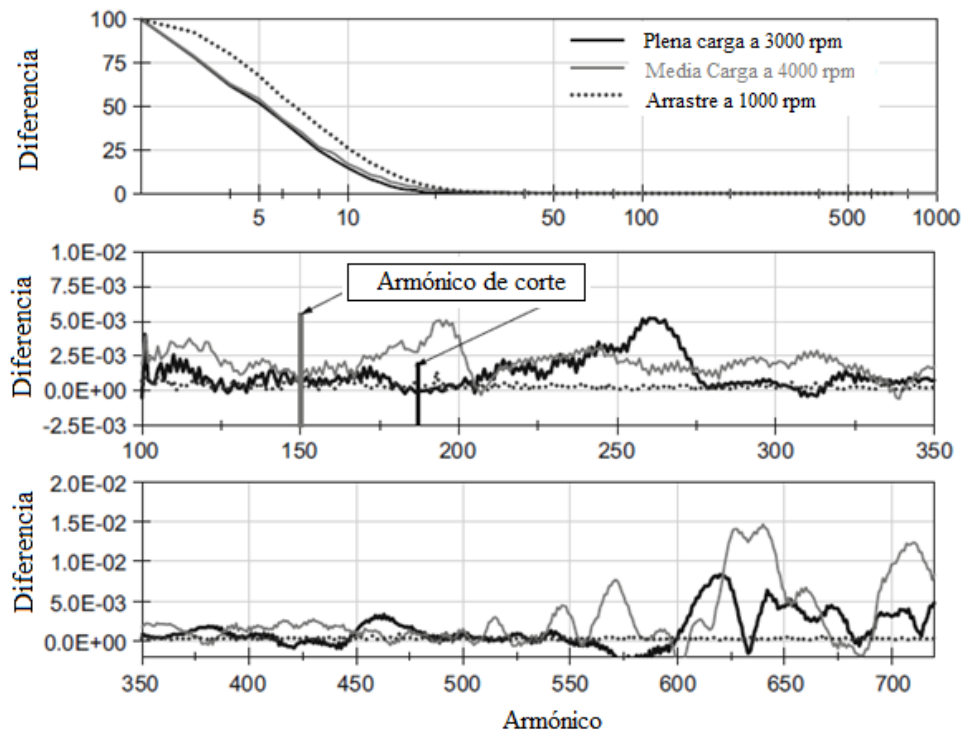


Figura 7. Diferencia de la amplitud del k -ésimo armónico y la media de los siguientes $(nc - 1)$ valores [12].

Para identificar el armónico de corte (k_c), ellos afirman que la diferencia debe tener un valor de cero y proponen un intervalo; identificado el valor del armónico de corte es posible eliminar la segunda y la tercera zona. De este modo, la referencia propone una metodología para calcular el armónico de corte considerando el efecto del grado de carga del motor y permitiendo extender la metodología a otros puntos de operación y a distintos motores. Los resultados obtenidos se exponen en la Figura 8 para distintos grados de carga a diferentes regímenes de giro, donde se observa que los valores con un grado de carga en el rango de 33% a 100% poseen un armónico de corte que pertenece al rango de 80 a 275.

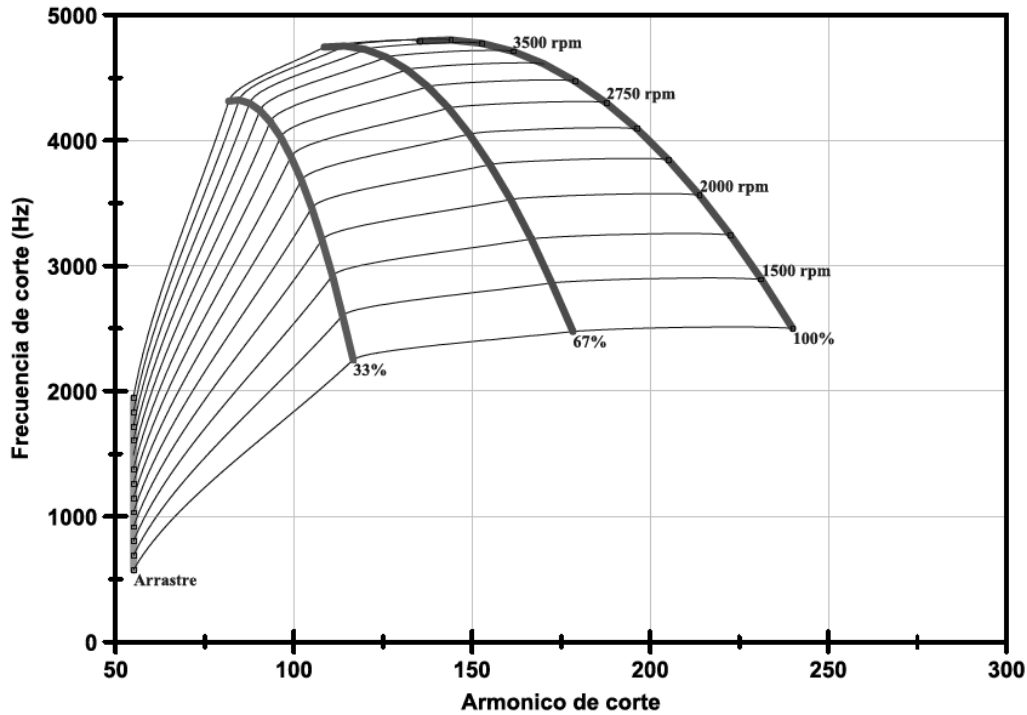


Figura 8. Mapa de frecuencia de corte de la referencia [13].

La referencia [13] propone también un método de filtrado en línea, ya que el método de filtrado *off-line* ofrece inconvenientes para el diagnóstico en tiempo real, esto es, los nc ciclos adquiridos deben ser procesados lo que proporciona un retraso en el procesamiento. Además, el método *off-line* requiere condiciones estacionarias de operación; dicho comportamiento no sucede durante la operación con aceleraciones del motor.

En el presente estudio se realizará un procesamiento digital de señal de p_{cil} fuera de línea (*offline*). La metodología consistirá en definir el número de ciclos termodinámicos que representan el punto de funcionamiento del motor (TorqueXrpm) en condiciones estacionarias y, posteriormente, se aplicará un filtro digital mediante dos procedimientos: procedimiento A y B. El procedimiento A se basa en un análisis estadístico de la relación señal-ruido TDF; mientras que el procedimiento B se basa en el análisis del espectro de la TDF del ciclo promedio y se identifica, a través del cambio de pendiente, el armónico donde comienza la señal de ruido alojada en alta frecuencia.

Capítulo 2. Fundamento teórico

La presión al interior del cilindro (p_{cil}) es la variable que suministra mayor información relativa al proceso de combustión. La aplicación directa de los principios termodinámicos al volumen de control (definido por el cilindro, pistón y culata) permiten conocer el proceso de liberación de energía durante la combustión. Debido al ambiente agresivo donde se sitúa el sensor de presión interna (elevadas temperaturas, cambios bruscos de presión, gases corrosivos, partículas sólidas y fenómenos resonantes [16]) el proceso de adquisición de datos de la p_{cil} es muy complejo.

En el presente capítulo se presentará las características del banco de pruebas del motor Diesel ensayado (ver 2.1), además se expondrán características importantes de la señal de p_{cil} y las consideraciones adoptadas para su adecuada medición (ver 2.2); por último, se explicarán los fundamentos utilizados en la metodología para el procesamiento de la señal (ver 2.3).

2.1. Banco de pruebas

Los ensayos se realizaron en el Laboratorio de Energía de la sección de Ingeniería Mecánica de la Pontificia Universidad Católica del Perú; se utilizó un motor de encendido por compresión (MEC), con volumen de barrido de 6,7 L, 6 cilindros en línea, sobrealimentado, con sistema de inyección *common rail*. Los valores de los parámetros geométricos se presentan en la Tabla 3; y la representación esquemática del cilindro, el pistón y la biela se representan en la Figura 9.

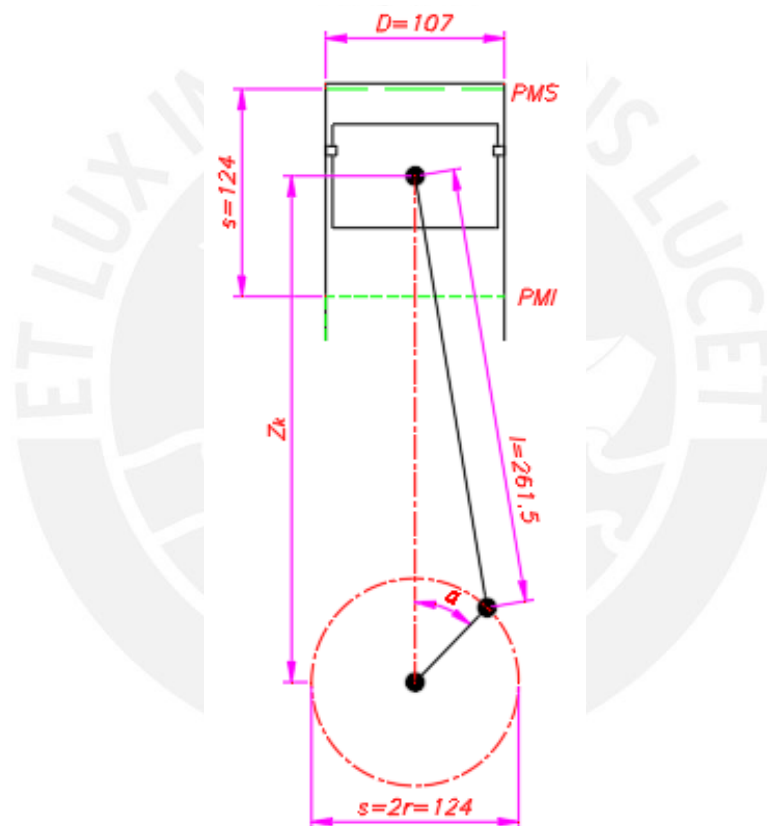


Figura 9. Esquema biela y pistón del MEC utilizado en el presente estudio.

Tabla 3. Parámetros geométricos del motor Diesel utilizado.

	Símbolo	Valor	Unidad
Cilindros	z	6	
Carrera	s	124	mm
Biela	l	261,5	mm
Relación de compresión	ε	17,3	
Diámetro	D	107	mm

Se calcula el volumen instantáneo (V_z), en función de la posición angular (α) y del movimiento del pistón (z_K) entre los límites del volumen máximo ($V_{m\acute{a}x}$) y mínimo ($V_{m\acute{i}n}$), según las siguientes ecuaciones tomadas de la referencia [2]:

$$V_z(\alpha) = V_c + z_K(\alpha) \cdot \pi \cdot D^2 / 4 \quad \text{Ec. 3}$$

Se define el valor del volumen de la cámara (V_c) según la relación de compresión (ε) y el volumen desplazado (V_d) donde:

$$\varepsilon = \frac{V_{m\acute{a}x}}{V_{m\acute{i}n}} = \frac{V_c + V_d}{V_c} = 17,3 \quad \text{Ec. 4}$$

$$V_d = s \cdot \pi \cdot D^2 / 4 = 0,0011 \text{ m}^3 \quad \text{Ec. 5}$$

De la Ec. 4 y Ec. 5 se calcula el valor de V_c (Ec. 6):

$$V_c = 6,84 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad \text{Ec. 6}$$

Se define el movimiento del pistón (z_K , ver Figura 9) en función de la posición angular, según la referencia [2]:

$$z_K = r \cdot f(\alpha) \quad \text{Ec. 7}$$

$$r = \frac{s}{2} = 0,062 \text{ m} \quad \text{Ec. 8}$$

$$f(\alpha) = 1 - \cos(\alpha) + \left(\frac{r/l}{4}\right) \cdot \text{sen}^2(\alpha) \quad \text{Ec. 9}$$

$$\frac{r}{l} = 0,2371 \quad \text{Ec. 10}$$

De este modo, se reemplazan la Ec. 6, Ec. 7, Ec. 8 y Ec. 9 en la Ec. 3 para obtener la expresión del volumen en el interior del cilindro para cada posición angular:

$$V_z(\alpha) = 6,84 \cdot 10^{-5} + 0,062 \left[1 - \cos(\alpha) + \left(\frac{0,2371}{4}\right) \cdot \text{sen}^2(\alpha) \right] \cdot \pi \cdot D^2 / 4 \quad \text{Ec. 11}$$

A partir de la señal de p_{cil} , y definido el valor de $V_z(\alpha)$, se define el trabajo indicado (W_i) según la ecuación Ec. 12, basado en la referencia [10]:

$$W_i = \oint p_{cil} dV \quad \text{Ec. 12}$$

Otra forma de definir el W_i es en función de la presión media indicada (p_{mi}):

$$W_i = p_{mi} \times V_d \quad \text{Ec. 13}$$

De la Ec. 12 y Ec. 13 se define el valor del p_{mi} según la ecuación Ec. 14:

$$p_{mi} = \frac{1}{V_d} \oint p_{cil} dV \quad \text{Ec. 14}$$

Se registraron distintas señales de presión, temperatura, régimen de giro y flujos máscicos de aire y combustible para cada punto de funcionamiento del motor descrito anteriormente. Las señales medidas se muestran en la Figura 10 y se describen en el ANEXO A (ver Tabla A. 1).

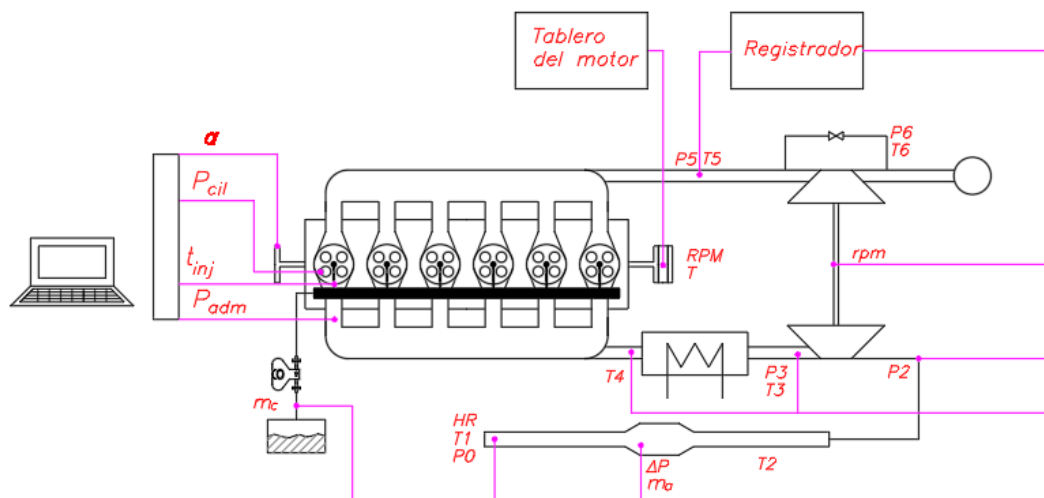


Figura 10. Configuración experimental usada en el LABEN.

2.2. Adquisición de la señal de presión al interior del cilindro (p_{cil})

Desde el inicio del desarrollo de los motores de combustión interna, los dispositivos de medición de p_{cil} han evolucionado, desde el uso de indicadores mecánicos hasta el uso de cristales piezoeléctricos y foto-diodos para sensores ópticos [16]. La señal de p_{cil} y su

evolución a lo largo del ciclo termodinámico permite obtener información referente a las cargas mecánicas y, fundamentalmente, información relacionada al proceso de combustión.

En la Tabla 4, de la referencia [10], se muestra la información que se puede obtener a través de algunas de las variables calculadas utilizando la señal de p_{cil} ; donde la p_{mi} es uno de los parámetros más relevantes. Diversos estudios utilizan la variación del valor del p_{mi} entre varios ciclos consecutivos como un indicador de la variación ciclo a ciclo, prioritariamente en el análisis de MECH debido a la mayor dispersión cíclica que poseen este tipo de motores.

Tabla 4. Variables calculadas a partir de la presión en la cámara de combustión [10].

Valor calculado a partir de la p_{cil}	Conclusiones y evaluaciones
Presión media indicada (p_{mi})	- Trabajo, potencia y rendimiento indicado. - Presión media de fricción.
Desviación estándar de la presión media indicada ($\sigma_{p_{mi}}$)	- Estabilidad de la combustión. - Suavidad de operación del motor.
Presión máxima	- Número de ciclos sin combustión. - Tensión de los componentes.
Máximo incremento de presión ($dp/d\alpha$) _{máx} y máxima velocidad del incremento de presión ($d^2p/d\alpha^2$) _{máx}	- Evaluaciones del efecto de la resonancia. - Estudio de vibraciones y ruido de la combustión.

2.2.1. Tipo de sensores utilizados para la medición de la señal de p_{cil}

La señal de p_{cil} se puede adquirir mediante distintos tipos de sensores; principalmente, en la comunidad científica y en la industria, la señal se cuantifica utilizando sensores piezorresistivos, ópticos y piezoeléctricos. Los sensores piezorresistivos miden la señal mediante la propiedad que poseen determinados materiales de cambiar su resistencia eléctrica al someterse a cargas de presión. Este tipo de sensores posee un reducido rango permisible de valores de presión (0 a 10 bar) y baja temperatura permisible de medición (180°C máx.) por lo cual son sensores óptimos para medir presiones en los múltiples o colectores de admisión y escape. Para poder medir la señal de p_{cil} los fabricantes implementan diversos materiales entre

el diafragma (componente en contacto con los gases de la cámara de combustión) y el elemento piezorresistivo del sensor con la finalidad de exponerlo a niveles de temperaturas y presiones menos exigentes. Sin embargo, estos sensores no compensan adecuadamente el efecto de las aceleraciones, además de poseer elevada sensibilidad térmica y una corta vida útil [16].

Los sensores ópticos utilizan una membrana capaz de deformarse a causa del efecto de la presión en la cámara de combustión y fotodiodos capaces de detectar directamente el efecto de la deformación de la membrana. Estos sensores poseen una alta fiabilidad, la referencia [18] afirma que poseen un error inferior al 2% (para altas presiones) y una baja sensibilidad térmica. El principal problema de este tipo de sensores es la calidad del diafragma empleado; a largo plazo sufre agrietamiento y deformaciones que distorsionan la señal medida. Los sensores ópticos más modernos utilizan fibra óptica y un diafragma metálico, una fuente envía luz a través de la fibra óptica hacia el diafragma metálico, la luz se refleja en el diafragma deformado y la señal es captada por un receptor electrónico óptico [19]. La ventaja de este tipo de sensores es la baja sensibilidad térmica que poseen, mientras que la principal desventaja radica en la cuantiosa cantidad de ruido presente en la señal medida y la dificultad que presenta esto al acondicionamiento de la señal, según la referencia [16].

Los sensores piezoeléctricos basan su principio de medición en la propiedad que poseen ciertos materiales de generar una carga eléctrica (en pC) al aplicarse una fuerza o aceleración sobre su superficie. Se instalan directamente en la cabeza del cilindro, en la bujía o utilizando adaptadores de bujía incandescente. Las principales ventajas que poseen este tipo de sensores es su amplio rango de medida de presión, gran rigidez, elevada frecuencia natural, amplio rango de temperatura de operación, alta linealidad, entre otras. No obstante, la principal desventaja de los sensores piezoeléctricos es su imposibilidad de medir señales estáticas [19]. Por lo mencionado, y por el tipo de análisis a realizar, se optó por la medición de la señal de p_{cil} por medio de un sensor tipo piezoeléctrico.

2.2.2. Sensor piezoeléctrico

La palabra piezoelectricidad significa electricidad por presión (*Piezo* significa presión en Grecia) y fue acuñado por Hankel en 1881, para nombrar el fenómeno descubierto por los hermanos Pierre y Jacques Curie en 1880. Los hermanos Curie observaron que cargas positivas y negativas aparecían en varias partes de la superficie de determinados cristales cuando se comprimía el cristal en diferentes direcciones. La Figura 11, de la referencia [21], muestra un modelo simple donde se explica la formación de la carga eléctrica (medida en pC) generada por una fuerza externa aplicada sobre el material; en a) se encuentra el cristal sin estar sometido a una fuerza externa, el centro de gravedad de las cargas positivas y negativas coinciden, y por lo tanto el efecto de las cargas se cancela; en b) se aplica una fuerza externa, en esta condición la estructura interna reticular se puede deformar causando la separación del centro de gravedad del polo positivo y negativo generando pequeños dipolos; en c) se observa que los polos que se generan en el interior del cristal se cancelan con el polo consecutivo y la carga aparece en las superficies simétricas del material.

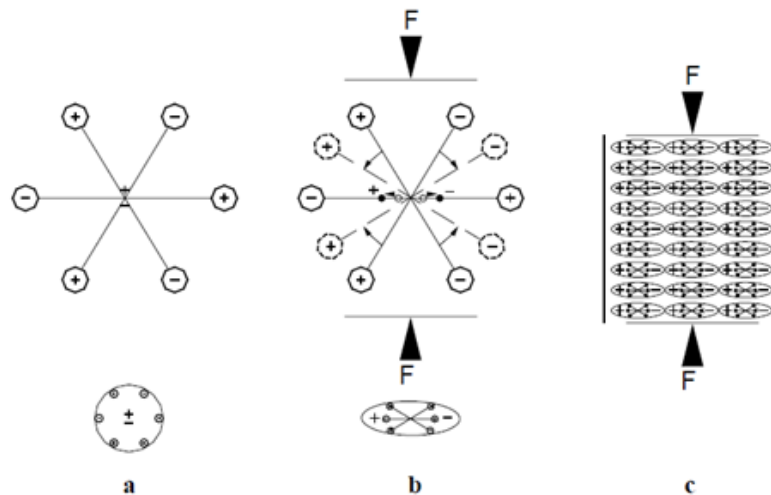


Figura 11. Modelo molecular simple para la explicación del efecto piezoeléctrico [21].

La primera publicación sobre la aplicación de sensores piezoeléctricos en motores de combustión interna apareció en 1925 [22]; a finales de 1940 se inició el desarrollo y la elaboración de sensores de presión piezoeléctricos a mayor escala, para su utilización en el

desarrollo de motores de combustión. En 1950, el sensor piezoeléctrico se estableció de forma definitiva en el rubro de motores de combustión con el desarrollo del amplificador de carga; este elemento electrónico acondiciona la señal fuente del sensor y la convierte en una señal proporcional a la carga eléctrica del cristal piezoeléctrico.

Para producir una medida eléctrica de salida desde la señal de entrada de p_{cil} , la presión deberá primero convertirse en un esfuerzo mecánico proporcional, lo cual es transmitido a un elemento de transducción que transforma la manifestación de energía de entrada en una señal eléctrica de salida. De este modo, el transductor de presión piezoeléctrico consiste en dos componentes: componente mecánico (diafragma del sensor) y componente eléctrico (cristal piezoeléctrico) [19]. La Figura 12, adaptada de [20], ilustra el principio de funcionamiento del transductor piezoeléctrico de presión. El diafragma del transductor de presión experimenta el cambio de presión (dp/dt) lo cual es transmitido al cristal piezoeléctrico causando una deformación ($d\varepsilon/dt$); esta deformación polariza la carga en el electrodo transductor originando una corriente (i) y estableciendo, así, la señal de salida.

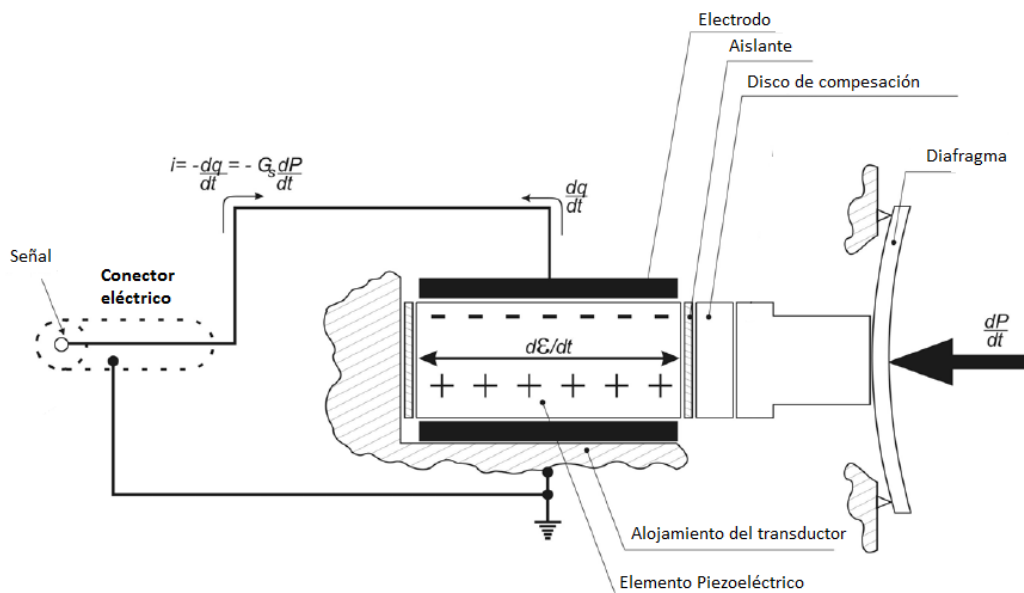


Figura 12. Principio de funcionamiento del transductor piezoeléctrico [20].

El rango óptimo de frecuencias del sensor, tomando como criterio una distorsión en la amplitud inferior al 5% (equivalente a 3 dB), se observa en el diagrama de Bode (ver Figura 13). Como se muestra en la figura, el rango óptimo de frecuencias viene limitado por una constante de tiempo $\tau = R_s \times C_s$ y $0,2 \times f_n$, siendo f_n la frecuencia natural del cristal. En nuestra experimentación el valor de la frecuencia natural del sensor equivale a $f_n = 85 \text{ kHz}$; cualquier componente de la presión en la cámara de combustión con frecuencia superior a $0,2 \times 85 = 17 \text{ kHz}$ se verá amplificada ocasionando resonancia en el cristal [16].

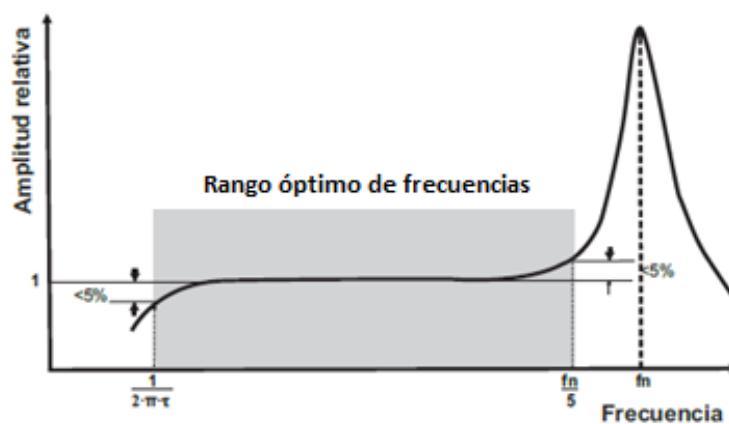


Figura 13. Diagrama de bode de magnitudes para sensores de presión piezoeléctrica [16].

2.2.3. Consideraciones para la ubicación y montaje del sensor piezoeléctrico

La ubicación del sensor piezoeléctrico y el método de montaje para acceder a la cámara de combustión afecta significativamente a la precisión en la medición de la señal de p_{cil} . El sensor piezoeléctrico se debe ubicar, de preferencia, en un lugar bien refrigerado de la culata para evitar o minimizar las tensiones térmicas que generan deformaciones en el alojamiento del transductor; además, de haber suficiente espacio en la culata del motor, se prefiere instalar un sensor refrigerado por agua.

En los MEC, según la referencia [20], debido a la relación de compresión, cuando el pistón se acerca al PMS el 90% del fluido se encuentra en la cavidad del pistón y en la región por encima de esta cavidad. La presión de esta masa de aire representa, en promedio, la presión en el interior del cilindro. El resto de la masa de aire se aloja en las hendiduras entre el pistón

y la culata, y en las hendiduras localizadas entre el pistón y la camisa del cilindro. Por lo tanto, la localización del transductor de presión deberá poder medir la presión de la masa que se encuentra por encima de la cavidad del pistón y evitar que el chorro de inyección afecte al sensor.

Durante la instalación del sensor es importante ejecutar un correcto montaje. La elección óptima para la instalación del sensor piezoeléctrico es montarlo al ras de la cámara de combustión de forma perpendicular al cilindro; sin embargo, por disposiciones geométricas o estructurales, no es factible realizar este tipo de montaje en todos los casos experimentales, por lo que también se puede utilizar un canal para transmitir la presión al interior del cilindro al diafragma del sensor piezoeléctrico (ver Figura 14).

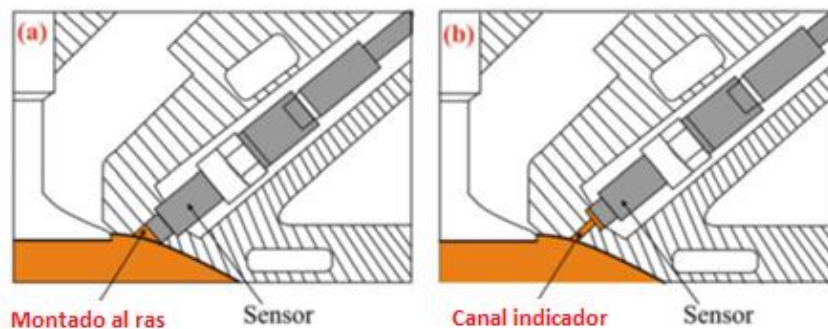


Figura 14. Instalación del sensor de presión, adaptado de la referencia [19]. Se observa en a) montaje al ras de la cámara y en b) sensor empotrado con canal indicador.

La instalación del sensor piezoeléctrico en la culata, utilizando un canal indicador para transmitir la presión del interior del cilindro al diafragma del sensor, aumenta el volumen del cilindro (ver Figura 15), afecta la relación de compresión y puede producir oscilaciones en alta frecuencia debido a la resonancia. Al aumentar el valor de la longitud del canal indicador (L) se transmiten mayores cargas térmicas que provocan sobrecalentamiento y afectan la sensibilidad térmica del sensor [16]. En dicho canal indicador, según la referencia, se producen ondas con frecuencias de resonancia (f_{cav}) mucho menores a la frecuencia natural del sensor (fenómeno conocido como *pipe oscillations*). El valor de f_{cav} disminuye a razón que aumenta

el valor de L y el volumen de la cavidad (V_{cv}) según se describe en la Ec. 15 de la referencia [19]:

$$f_{cav} = \frac{v_{sonido}}{2\pi L} \left(\sqrt{\frac{A \cdot L}{V_{cv}}} \right)$$

Ec. 15

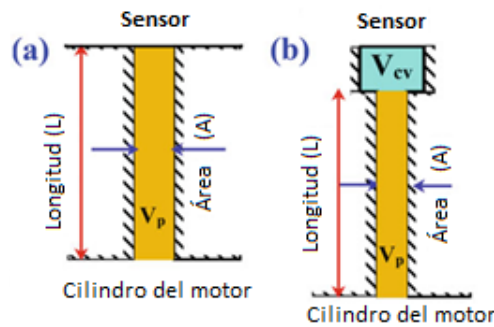


Figura 15. Tipos de pasaje para el sensor piezoeléctrico [19].

La Figura 16 (de la referencia [19]) muestra el valor típico de la frecuencia natural de las oscilaciones en el pasaje acústico en función del diámetro y la longitud del canal indicador. La referencia sugiera que el valor de f_{cav} debe ser mayor a 3 kHz, asumiendo que el motor posee una frecuencia de golpeteo alrededor de 2 kHz. En la Figura 17 se muestra el efecto de la longitud del canal indicador en la señal de p_{cil} , la oscilación de presión decrece a razón que se reduce el valor de L .

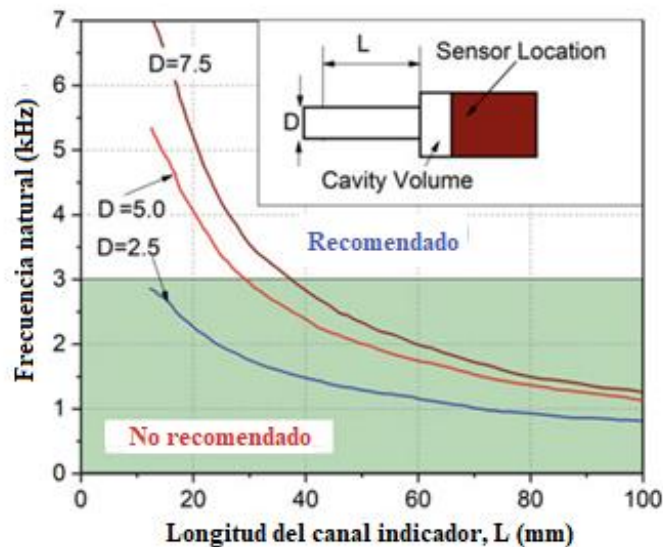


Figura 16. Frecuencias de oscilaciones típicas en el canal indicador en función del diámetro y la longitud [19].

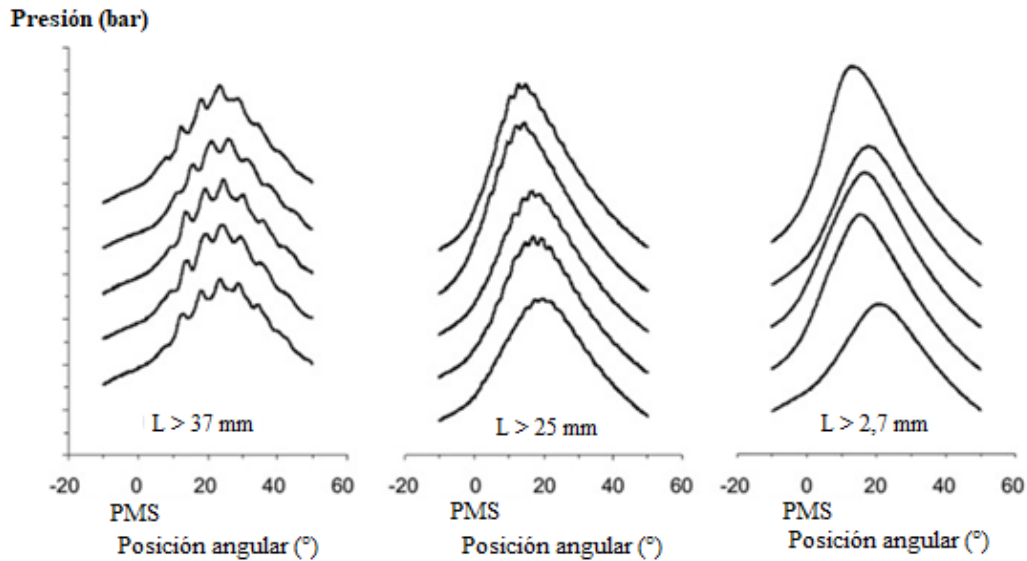


Figura 17. Efecto de la longitud del canal indicador en la medición de p_{cil} , adaptado de la referencia [10].

En la presente experimentación se utilizó el método intrusivo con un canal indicador de diámetro igual a $2,5\text{ mm}$ y longitud igual a $50,5\text{ mm}$; como se aprecia en la Figura 16 y la Figura 17, la prolongada longitud del canal indicador podría permitir que éste entre en resonancia al producirse el fenómeno de golpeteo, y de este modo, se podrían registrar oscilaciones de presión durante la fase de la combustión. Para realizar los análisis termodinámicos propuestos referentes a la tasa de calor liberado, la señal de p_{cil} se debe referenciar a la posición angular del cigüeñal (*c.a.*) que proporciona el volumen instantáneo al interior del cilindro; este procedimiento se describe en el ANEXO B.

2.2.4. Selección de la frecuencia de muestreo de p_{cil}

Según el teorema de Nyquist-Shannon, la frecuencia de muestreo mínima requerida debe de ser igual al doble de la frecuencia límite que se desea registrar en la señal de interés, de no cumplirse el teorema de Nyquist se pierde información y se produce el efecto de solapamiento de la señal (*aliasing*). Para el muestreo de la señal de p_{cil} la frecuencia de muestreo se debe de seleccionar en función del fenómeno que se desea estudiar (ver Tabla 4). Se utilizó la señal de la posición angular del cigüeñal (provista por el *encoder*) para realizar el muestreo de la señal

de p_{cil} , donde la frecuencia de muestreo (f_s) se determinará en función del régimen de giro (n) y de la resolución angular (Δ_{ang}) según se describe en la Ec. 16:

$$f_s = \frac{n \left(\frac{rev}{min} \right)}{\Delta_{ang} \left(\frac{muestras}{\circ} \right)} = \frac{n}{\Delta_{ang}} \left(\frac{rev}{min} \right) \cdot \left(\frac{muestras}{\circ} \right) \cdot \left(\frac{360^\circ}{1rev} \right) \cdot \left(\frac{1min}{60s} \right)$$

$$f_s = \frac{6 \cdot n}{\Delta_{ang}} \cdot Hz$$

Ec. 16

Según *Abbad* [16], cuando se utiliza la señal de p_{cil} para el estudio de la combustión, la frecuencia de muestreo debe ser como mínimo de 12 kHz. En la experimentación se trabajó con un régimen de giro mínimo igual a 1000 rpm y un régimen de giro máximo igual 2100 rpm, y se utilizó la señal del *encoder* para registrar 1 muestra cada $0,5^\circ$. Las frecuencias de muestreo para los regímenes de giro mínimo y máximo se muestran en la Tabla 5 donde se observa que satisface la condición de ser superior a los 12 kHz.

Tabla 5. Frecuencia de muestreo en función del régimen de giro, para $0,5^\circ$ por muestra.

Régimen de giro (rpm)	Frecuencia de muestreo (Hz)
1000	12000
2100	25200

2.3. Procesamiento digital de la señal experimental de p_{cil}

Payri et al. (2009) sugiere cuatro pasos para el procesamiento de la señal de p_{cil} , estos son: la referencia angular de la señal, la corrección de nivel, promediado y filtrado. La corrección de nivel hace referencia a que los sensores de presión piezoeléctricos son del tipo dinámicos, es decir registran la señal del cambio de presión (dp/dt); por lo tanto, surge la necesidad de corregir la señal de presión definiendo el valor del *offset* [13], el cual se obtuvo al referenciar la señal de presión en un punto conocido (el múltiple de admisión) a través un

sensor de presión resistivo (marca AVL, modelo LP11DA) (ver Figura 10). Para obtener la señal de presión absoluta se utilizó la Ec. 17:

$$p_{cil} = offset + K_{sens} \times p_{medida} \quad Ec. 17$$

donde K_{sens} representa la constante de sensibilidad del sensor y el valor del *offset* hace referencia a la presión dependiente de la condición de operación.

Durante la fase de combustión se pueden suscitar considerables diferencias en el registro de la señal de p_{cil} durante ciclos consecutivos; en los MECH esta dispersión se puede deber a la presencia de una mezcla no homogénea en el cilindro, la combustión se adelanta o atrasa dependiendo de la riqueza de la mezcla en los alrededores de la bujía. En un MEC estas fluctuaciones de presión son menos manifiestas debido a la auto ignición; sin embargo, incluso en condiciones de operación estables (estacionario), la evolución de la señal de p_{cil} a lo largo del ciclo termodinámico no es perfectamente cíclica, debido a variaciones en los procesos termo-fluido-dinámicos. La causa de la dispersión cíclica en la señal de p_{cil} registrada en un MEC tiene origen en diversos factores, por ejemplo: variación en la cantidad de combustible suministrado, variación en punto de inyección, efecto del llenado y movimiento del aire en la cámara, entre otros [16]. Por lo tanto, la medición y el promediado de la evolución de presión indicada de varios ciclos consecutivos es necesaria para obtener un ciclo termodinámico medio que represente el funcionamiento estacionario del motor. El promediado aritmético de varios ciclos consecutivos puede reducir el error aleatorio en la señal, pero no puede reducir el error sistemático¹. Por tal motivo, adicionalmente al promediado, es necesario realizar un filtrado de la señal para reducir el error sistemático [19].

¹ El error sistemático es aquel que se produce de igual modo en todas las mediciones que se realizan de una magnitud. Puede estar originado a un defecto del instrumento, en una particularidad del operador o del proceso de medición, entre otros.

En el presente apartado se explicarán los fundamentos teóricos de la metodología a utilizar para el promediado y el filtrado de la señal. En el promediado se obtendrá un ciclo representativo del total de ciclos registrados, definiendo estadísticamente el tamaño y la precisión una muestra representativa de la población. El filtrado de la señal se realizará analizando en el dominio de la frecuencia (mediante la transformada discreta de Fourier, TDF), el espectro de las señales para definir la frecuencia de corte del filtro digital y eliminar el ruido (o información no deseada) alojado en alta frecuencia.

2.3.1. Promediado

La señal de p_{cil} tiene aplicaciones tanto *online* como *offline*; en la aplicación *online*, debido al tiempo restringido que se posee, no se puede medir y procesar un número elevado de ciclos. En las aplicaciones *offline*, la adquisición y el procesamiento de la señal es mucho menos crítica que en las aplicaciones *online*; no obstante, es importante optimizar el número de ciclos a promediar para minimizar el tiempo de procesamiento y la memoria empleada [13].

En la literatura los autores han utilizado una cantidad distinta de número de ciclos para definir una muestra representativa del punto de funcionamiento del motor; la cantidad óptima del número de ciclos a promediar depende del tipo de ensayo (transitorio o estacionario), del tipo de combustión de la mezcla (por compresión o de encendido por chispa), el sistema de adquisición de datos y las condiciones de operación del motor [19]. En función de la condición de operación, afirma la referencia [13], a diferentes grados de carga y regímenes de giro la estabilidad en el motor es distinta; experimentalmente, a través de las pruebas realizadas, se comprobó que en alto régimen y elevado grado carga el comportamiento del motor es más estable, siendo el comportamiento crítico cuando se encuentra en condición de ralentí o sin carga.

También, en el presente estudio, para determinar el número de ciclos referenciales que representan un punto de funcionamiento (n_{cr}), se tomó de referencia la variación del rango del

intervalo de confianza (I.C.), calculado en función al número de ciclos evaluados. En primer lugar, se definió el punto de funcionamiento del motor donde la señal de p_{cil} presente mayor dispersión y en dicho punto se estableció (en la posición angular más inestable) una tolerancia máxima para el I.C., utilizando la distribución de probabilidad *t-student*.

Para cada punto de funcionamiento se registraron N ciclos termodinámicos; de este modo, cada posición angular (θ) posee una muestra de N elementos. Las señales de presión registradas para la posición angular θ , en un punto de funcionamiento determinado por un torque y un régimen de giro constante, presentan distintas variaciones debido efectos independientes y aleatorios como son el cambio de temperatura, vibración, ruido, resonancia en el cilindro, entre otros; por este motivo, la variable presión se asume como una variable aleatoria².

La función densidad representa la distribución de probabilidad de la variable medida. El modelo usado para la distribución de probabilidad de una variable aleatoria es la distribución normal (o distribución Gaussiana), donde el centro de la curva es el valor esperado (μ) y el ancho de la curva es definido por la varianza (σ^2), de este modo se puede obtener un valor de confiabilidad limitando el rango del valor esperado según la Figura 18.

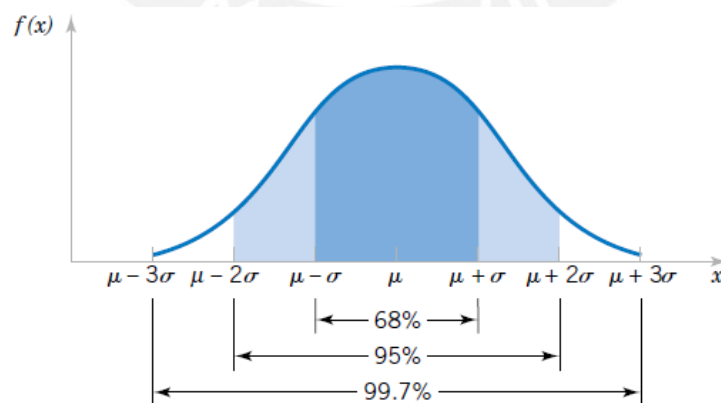


Figura 18. Confiabilidad asociada a la distribución normal, adaptado de la referencia [24].

² Variable aleatoria: Estadísticamente es una función que asigna un número real a cada resultado en el espacio muestral de un experimento aleatorio [24].

Se define μ y σ^2 de la población de tamaño N (desconocido), donde cada elemento de la población se considera una variable independiente, con probabilidad $f(x_i) = 1/N$, del siguiente modo:

$$\mu = E(X) = \sum_{x_i} x_i f(x_i) dx_i = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad \text{Ec. 18}$$

$$\sigma^2 = V(X) = E(X - \mu)^2 = \sum_{x_i} (x_i - \mu)^2 f(x_i) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \mu)^2 \quad \text{Ec. 19}$$

Mediante la estadística inferencial se desea estimar el comportamiento de la **población** en base a la información contenida en la **muestra** aleatoria (ver Figura 19). Según la referencia [24], se define la media de la muestra como una estadística, es decir una variable aleatoria que depende de los resultados obtenidos en un ensayo, la cual posee una distribución de probabilidad llamada distribución de muestreo. Según la referencia citada, al poseer una muestra de tamaño n , se define la media de la muestra (\bar{X}_n), la varianza de la muestra (S^2), el valor esperado de la muestra ($\mu_{\bar{X}_n}$) y la varianza en de la población en función la muestra ($\sigma_{\bar{X}_n}^2$) según la Ec. 20, Ec. 21, Ec. 22 y Ec. 23 respectivamente:

$$\bar{X}_n = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_i \quad \text{Ec. 20}$$

$$S^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X}_n)^2 \quad \text{Ec. 21}$$

$$\mu_{\bar{X}_n} = \frac{\mu + \mu + \dots + \mu}{n} = \mu \quad \text{Ec. 22}$$

$$\sigma_{\bar{X}_n}^2 = \frac{\sigma^2 + \sigma^2 + \dots + \sigma^2}{n^2} = \frac{\sigma^2}{n} \quad \text{Ec. 23}$$

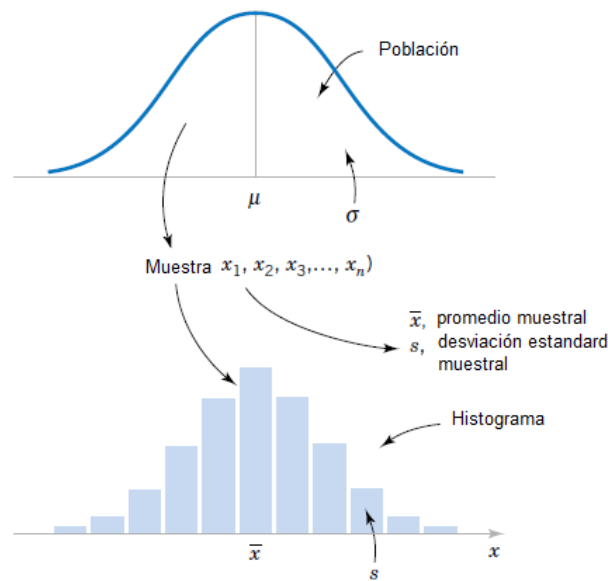


Figura 19. Relación entre población y muestra, adaptado de la referencia [24].

En la referencia citada se afirma que si la muestra (n) pertenece a una población con distribución probabilidad desconocida, la media aritmética (\bar{X}) de la distribución de la muestra poseerá una distribución normal (con media μ y varianza σ^2/n , Ec. 22 y Ec. 23) si el tamaño de la muestra (n) es considerablemente extensa. Para estimar el comportamiento de la muestra, con respecto a la población, se utiliza la variable aleatoria de distribución normal *estándar* (Z , ver Ec. 24), que posee el valor $\mu = 0$ y $\sigma^2 = 1$. De este modo, según el teorema del límite central, la aproximación de \bar{X} depende del tamaño de la muestra n y, en la mayoría de los casos de interés, si $n \geq 40$ la aproximación será satisfactoria [24].

$$Z = \frac{\bar{X} - \mu}{\sigma / \sqrt{n}}$$

Ec. 24

Para conocer la proximidad del valor medio de la muestra, con respecto al valor esperado de la población, se calcula un intervalo de confianza (I.C., de límites $L \leq \mu \leq U$), con un coeficiente de confianza (probabilidad) equivalente a $1 - \alpha$, tal como se define en la Ec. 25:

$$P\{L \leq \mu \leq U\} = 1 - \alpha$$

Ec. 25

El intervalo propuesto en la Ec. 25 se obtiene en función a la variable Z (ver Figura 20) según la Ec. 26:

$$P\{-z_{\alpha/2} \leq Z \leq z_{\alpha/2}\} = 1 - \alpha \quad \text{Ec. 26}$$

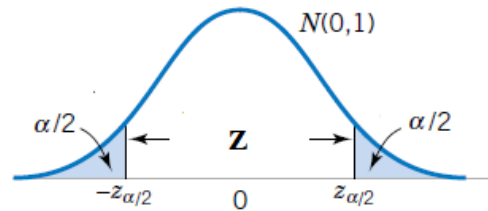


Figura 20. Intervalo de confianza de Z para una probabilidad de $1 - \alpha$, adaptado de la referencia [24].

Reemplazando la Ec. 24 en Ec. 26 y despejando las variables se obtiene el I.C. del valor esperado para una función de probabilidad normal (Gaussiana), ver Ec. 27:

$$P\left\{-z_{\alpha/2} \leq \frac{\bar{x} - \mu}{\sigma/\sqrt{n}} \leq z_{\alpha/2}\right\} = 1 - \alpha$$

$$P\left\{\bar{x} - z_{\alpha/2} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \leq \mu \leq \bar{x} + z_{\alpha/2} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}}\right\} = 1 - \alpha \quad \text{Ec. 27}$$

La Ec. 27 permite obtener (para una muestra de tamaño n) el límite superior e inferior del I.C. de μ (utilizando un valor de σ **conocido**). El rango del intervalo de confianza ($U - L$) es una medida de la precisión de la estimación; la precisión del I.C. será igual a $2 \cdot (z_{\alpha/2} \cdot \sigma/\sqrt{n})$. Esto quiere decir que el error ($E = |\bar{x} - \mu|$) es menor o igual a $z_{\alpha/2} \cdot \sigma/\sqrt{n}$ (ver Figura 21). Por lo tanto, otra forma de definir la cantidad de ciclos necesarios es estableciendo el valor del error y utilizar la Ec. 28.

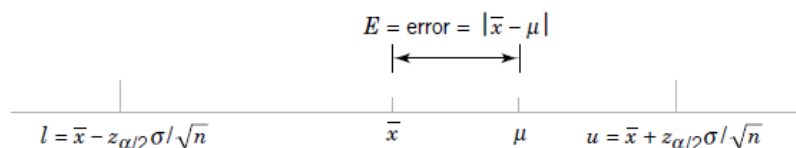


Figura 21. Error en la estimación del valor esperado de la media de la población con respecto al valor medio de la muestra (\bar{x}) [24].

$$n = \left(\frac{Z_{\alpha/2} \times \sigma}{E} \right)^2 \quad \text{Ec. 28}$$

El I.C. de la Ec. 27 se puede calcular solo si el valor de la varianza de la población (σ^2) es **conocido**. Sin embargo, al no conocerse el tamaño de la población de un punto de operación (torque x rpm) no se conoce el valor de σ^2 ; por lo tanto, es necesario reemplazar el valor de σ por el valor de la desviación estándar de la muestra (S , ver Ec. 21) para convertir a la variable aleatoria Z en la variable aleatoria T (ver Ec. 29). La variable T posee una distribución de probabilidad *t-student* con $n - 1$ grados de libertad, se utilizó esta variable para determinar la precisión ($U - L$) del intervalo de confianza, en función del número de muestras n .

$$T = \frac{\bar{X} - \mu}{S / \sqrt{n}} \quad \text{Ec. 29}$$

La Figura 22 muestra la función probabilidad de la distribución *t-student* para distintos grados de libertad $k = n - 1$. Se observa que las curvas *t-student* son similares a la curva de distribución normal estándar (Z); pero las colas de la curva *t-student* son más elevadas aumentando la probabilidad en esta área. Cabe indicar que cuando el valor del grado de libertad es muy elevado ($k \rightarrow \infty$) la función de probabilidad se asemejará a la distribución normal.

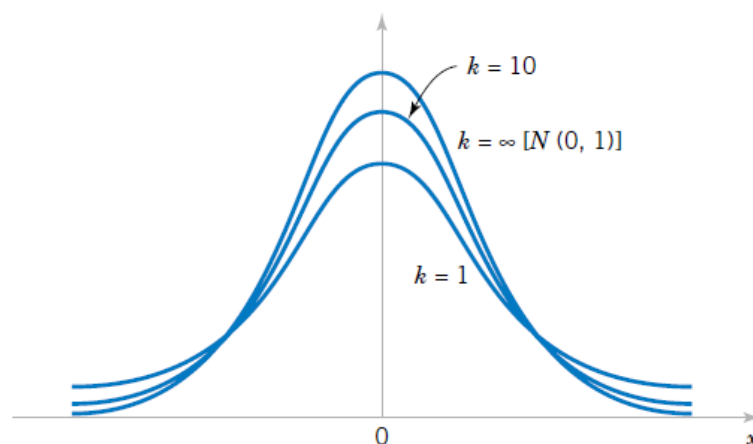


Figura 22. Curvas de la función de probabilidad *t-student* para distintos grados de libertad k [24].

De forma similar a la variable Z , se calcula el I.C. para la variable T con un coeficiente de confianza de $1 - \alpha$ y grado de libertad $k = n - 1$ según la Ec. 30.

$$P\{-t_{\alpha/2, n-1} \leq T \leq t_{\alpha/2, n-1}\} = 1 - \alpha$$

$$P\left\{-t_{\alpha/2, n-1} \leq \frac{\bar{x} - \mu}{s/\sqrt{n}} \leq t_{\alpha/2, n-1}\right\} = 1 - \alpha$$

$$P\left\{\bar{x} - t_{\alpha/2, n-1} \cdot \frac{s}{\sqrt{n}} \leq \mu \leq \bar{x} + t_{\alpha/2, n-1} \cdot \frac{s}{\sqrt{n}}\right\} = 1 - \alpha$$

Ec. 30

Para seleccionar el número de ciclos termodinámicos referenciales (n_{cr}) que representan una muestra significativa del punto de operación se determinó el rango del intervalo de confianza (como una medida de la precisión de la estimación) variando el valor de n , desde 5 hasta 100 ciclos, y definiendo el valor de n_{cr} donde el incremento del tamaño de la muestra no proporciona mayor precisión.

2.3.2. Filtrado

El filtrado es un método ampliamente utilizado para suavizar la señal de p_{cil} ; las variaciones de presión en el cilindro se maximizan cerca del PMS (durante la fase de la combustión) y en la derivada de p_{cil} se amplifica el ruido presente en la señal, lo cual puede ocasionar errores en los cálculos de liberación del calor. Es importante definir el tipo de filtro a utilizar y la frecuencia de corte para disminuir el ruido alojado en alta frecuencia y no eliminar información relevante en la señal de p_{cil} .

La mayoría de señales utilizadas en las ingenierías poseen una naturaleza analógica, es decir, tanto las variables independientes de las funciones que las representan como sus valores son continuos. Para el procesamiento digital, la señal analógica se convierte en discreta en el tiempo, para una determinada frecuencia de muestro, para convertirse luego en una señal digital (ver Figura 23).

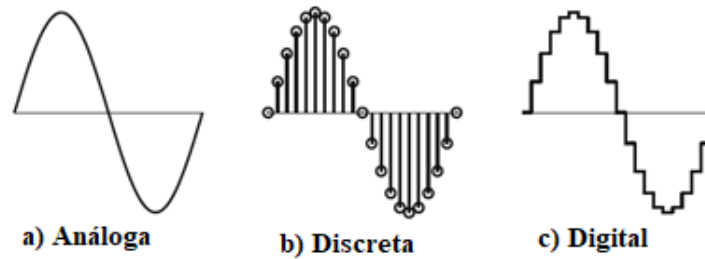


Figura 23. Señal sinusoidal de naturaleza a) analógica, b) discreta y c) digital; adaptado de la referencia [25].

La Figura 24 compara una señal analógica de la presión (p_a) versus los puntos discretos de dicha señal (p_i) obtenidos por el sistema de adquisición de datos para un determinado período de muestreo (T_s).

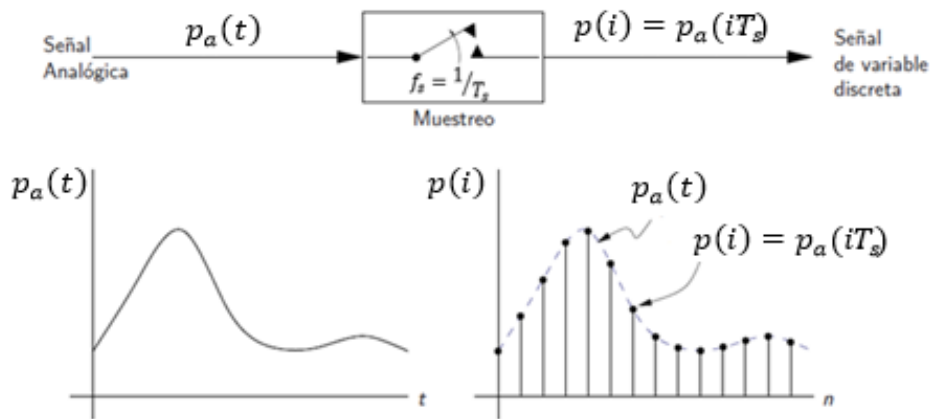


Figura 24. Adquisición de datos de la presión interna del cilindro p_i , adaptado de [17].

Para la presente experimentación, se determinó el número de muestras por ciclo (n_{mc} , ver Ec. 31) y el número total de muestras (N_T , ver Ec. 32) para el número de ciclos referenciales (n_{cr}) y la resolución angular (Δ_{ang}) del siguiente modo:

$$n_{mc} = \frac{1}{\Delta_{ang}} \left(\frac{\text{muestra}}{\circ} \right) \times \frac{720}{1} \left(\frac{\circ}{\text{ciclo}} \right) = \frac{720}{\Delta_{ang}} \left(\frac{\text{muestras}}{\text{ciclo}} \right) \quad \text{Ec. 31}$$

$$N_T = 720 \cdot \frac{n_{cr}}{\Delta_{ang}} \quad \text{Ec. 32}$$

Para el análisis de las señales se pueden utilizar dos enfoques: enfoque en el dominio del tiempo y enfoque en el dominio de la frecuencia. Ambos enfoques son equivalentes y los

dominios se relacionan mediante la transformada de Fourier. En 1807, Fourier indicaba que toda señal periódica discreta podía representarse como la suma de ondas sinusoidales mediante una selección adecuada de fases y amplitudes. Al considerarse la señal como discreta y periódica, la frecuencia fundamental (f_0 , correspondiente al ciclo termodinámico) se describe en función de la frecuencia de muestreo (ver Ec. 16) según la Ec. 33:

$$f_0 = \frac{f_s}{n_{mc}} = \frac{\frac{6 \cdot n \cdot \text{muestras}}{\Delta_{ang}} \cdot \frac{s}{s}}{\frac{720}{\Delta_{ang}} \cdot \frac{\text{muestras}}{\text{ciclo}}} = \frac{n}{120} \cdot \frac{\text{ciclos}}{s} \quad \text{Ec. 33}$$

Habiendo definido estas variables, se utilizó la Transformada Discreta de Fourier (TDF) para obtener el espectro de la señal de p_{cil} en función de la frecuencia, utilizando la Ec. 34:

$$F(k) = \frac{1}{N_T} \cdot \sum_{i=0}^{N_T-1} p(i) \cdot e^{-j \frac{2\pi ki}{N_T}} \quad \text{Ec. 34}$$

donde:

$F(k)$: es la TDF de la función temporal discreta $p(i)$, compuesta por una secuencia de número de muestras de la señal, N_T ;

i : índice del elemento correspondiente a $p(i)$ de la muestra que posee un dominio $[0; 1; \dots; N_T - 1]$;

k : índice del armónico o factor de multiplicación de la frecuencia fundamental, pertenece al dominio $[0; 1; \dots; N_T - 1]$;

La TDF convierte los N_T puntos discretos de entrada en dos señales discretas de salida que contienen la amplitud de los componentes seno (Im , imaginario) y coseno (Re , real), del siguiente modo:

$$A_i = A_i^{Re} + jA_i^{Im} \quad \text{Ec. 35}$$

donde $i: [1: 1: N_T]$.

Para analizar los valores obtenidos, se utilizó la representación polar, para lo cual convertimos los valores $Re[]$ e $Im[]$ en valores de magnitud ($Mag[]$) y fase ($Fase[]$). La representación polar y la representación rectangular poseen exactamente la misma información; por el tipo de señal y aplicación (*offline*), se prefiere usar la información útil contenida en los valores de magnitud, ya que la fase no brinda información relevante para el propósito de estudio y su valor no se distorsionará [35]. El rango de frecuencias (f_i) de la TDF de p_{cil} se define según la Ec. 36:

$$f_i = -\frac{f_s}{2} + \frac{f_s \cdot (i - 1)}{N_T} = f_s \left(\frac{(i - 1)}{N_T} - \frac{1}{2} \right) \quad \text{Ec. 36}$$

donde:

$$i: [1: 1: N_T]$$

$$f_i: \left[-\frac{f_s}{2} : \frac{f_s}{N_T} : \frac{f_s}{2} \right]$$

Luego, se define la frecuencia normalizada (f_i^n) en función de f_i y la frecuencia fundamental (f_0), de modo que:

$$f_i^n = \frac{f_i}{f_0} = f_s \left(\frac{(i - 1)}{N_T} - \frac{1}{2} \right) \cdot \frac{n_{mc}}{f_s}$$

$$f_i^n = \frac{(i - 1)}{n_{cr}} - \frac{n_{mc}}{2} \quad \text{Ec. 37}$$

donde:

$$i: [1: 1: N_T]$$

$$f_i^n: \left[-\frac{n_{mc}}{2} : \frac{1}{n_{cr}} : \frac{n_{mc}}{2} \right]$$

Para una señal periódica, con una frecuencia fundamental f_0 , las únicas frecuencias que componen la señal media son los múltiplos de la frecuencia fundamental ($f_0, 2f_0, 3f_0, \dots$) llamados armónicos básicos (ver Figura 25); de este modo, los valores donde la frecuencia

normalizada ($f_i^n = \frac{f_i}{f_0}$) pertenecen a un número natural ($f_i^n \in \mathbb{N}$) corresponden a un valor denominado *armónico básico* (S_k), el cual contiene información acerca de la señal media.

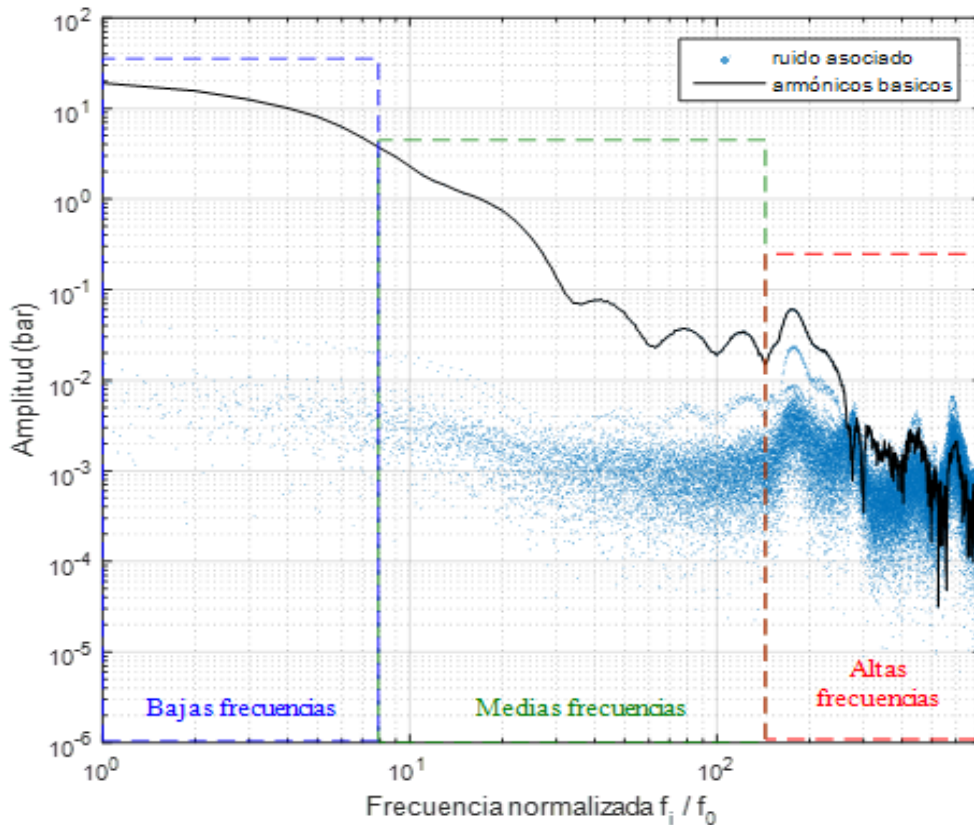


Figura 25. Espectro de la magnitud de la TDF en función de la frecuencia normalizada para el ensayo a plena carga a 1800 rpm (ensayo 63).

Habiéndose definido que los valores correspondientes a los armónicos básicos poseen información acerca del valor medio de la señal, se conoce que entre dos armónicos básicos existen $n_{cr} - 1$ puntos correspondientes a armónicos no básicos los cuales se relacionan a la señal de ruido ([13], [34]). De forma análoga al trabajo de la referencia [12], se puede observar que en la Figura 25 existen tres zonas delimitadas en función de la frecuencia:

- Zona de bajas frecuencias (por ejemplo, $f_i^n [1; 8]$); perteneciente a variaciones uniformes de la p_{cil} (baja pendiente) influenciada principalmente por las condiciones iniciales de operación y el trabajo mecánico correspondiente al movimiento alternativo del pistón.

- Zona de medias frecuencias (por ejemplo, f_i^n [8; 144]); dominadas absolutamente por la combustión.
- Zona de altas frecuencias (por ejemplo, f_i^n [144; 719]); generada por fenómenos relacionados a efectos de la resonancia en la cámara de combustión.

Para analizar los efectos de la combustión, la zona de alta frecuencia debe ser eliminada sin alterar la zona de medias frecuencias, por lo tanto, es importante definir el final de cada zona para diseñar el filtro.

La referencia [26] indica que los filtros de señal se utilizan para dos propósitos: la separación y la restauración de señales. La separación es necesaria cuando las señales han sido contaminadas con interferencia, ruido u otras señales. La restauración es utilizada cuando la señal ha sido distorsionada de alguna forma. El procesamiento de la señal se puede realizar mediante filtros digitales o filtro análogos; los filtros análogos son más económicos y tienen un rango mayor de amplitud y frecuencia, sin embargo, los filtros digitales pueden alcanzar un performance mucho mayor que los filtros analógicos. En los filtros analógicos las limitaciones son definidas por los elementos electrónicos que lo componen, por ejemplo, de la exactitud y estabilidad de los resistores y capacitores. Por otro lado, los filtros digitales tienen un desempeño muy superior a los filtros analógicos, las limitaciones en los filtros digitales tienen su origen en las limitaciones de la señal y en los aspectos teóricos relativos al procesamiento.

El rango de frecuencias de la señal que son consideradas admisibles es denominado ancho de banda o banda de paso y la banda de rechazo contiene las frecuencias bloqueadas. El conjunto de frecuencias posicionadas entre la banda de paso y la banda de rechazo es conocido como banda de transición. Un rápido *roll-off* indica que la banda de transición tiene una pendiente elevada y por lo tanto es más reducida; la frecuencia de corte (*cutoff*) es el límite de la banda de paso donde la amplitud sufre una reducción igual a 3 dB (70,7%) para filtros

analógicos y, para filtros digitales, su ubicación es menos estandarizada y es común encontrarse con valores de 99%, 90%, 70,7% y 50%.

La forma más sencilla de implementar un filtro digital es “convolucionando”³ la señal de entrada con la respuesta al impulso del filtro digital, estos filtros son conocidos como FIR (*Finite Impulse Response*). Otra forma de implementar el filtro digital es mediante el método recursivo; los filtros recursivos son conocidos como filtros de respuesta infinita al impulso (IIR, por sus siglas en inglés) y es una extensión de la “convolución”. Abbad [16] indica que los filtros FIR son de fase lineal y son siempre estables, estos son los más convenientes para el tratamiento de señales de presión indicada. Los filtros IIR son más rápidos en comparación que los FIR por lo que son útiles para filtrar señales en tiempo real.

2.4. Estudio de la combustión a través del cálculo de la tasa del calor liberado

El valor de la presión indicada ha sido utilizado durante varios años para monitorear los eventos de la combustión y extraer información acerca de las fases de la misma. Según Heywood (1988) el cambio de la presión indicada, con respecto al ángulo del cigüeñal (θ), se debe a el cambio de volumen del cilindro, la combustión, la transferencia de calor hacia las paredes, el flujo de gas a través de los anillos del pistón (“*crevice*”) y las fugas suscitadas; el autor indica que el cambio de volumen y la fase de la combustión son los procesos más extensos y significativos.

Según la referencia [23], un método adecuado para el análisis del proceso de la combustión se basa en el cálculo de la tasa de calor liberado calculada (T.C.L.) obtenido a partir de la aplicación de la primera ley de la termodinámica. Una de las principales ventajas

³ Donde la convolución es definida como una operación matemática donde cada valor de salida es expresado como la suma de valores de entrada multiplicados por un conjunto de coeficientes ponderados según la referencia [27].

de este método es que los cambios de presión se pueden relacionar directamente a la cantidad de energía química (provisionada por el combustible) liberada durante la fase de la combustión.

La referencia [19] manifiesta que en la aplicación de la primera ley de la termodinámica se utiliza un modelo simple de una zona (*single-zone*) en lugar de un modelo termodinámico multidimensional, esto debido a su menor complejidad, además indica que este modelo es numéricamente más eficiente y provee resultados similares al modelo multidimensional. El modelo de una zona asume un cambio uniforme de temperatura en la cámara de combustión. Para el cálculo de la T.C.L. se aplica la primera ley de la termodinámica en el sistema definido (cámara de combustión, ver Figura 26) y se define el balance de energía según la Ec. 38.

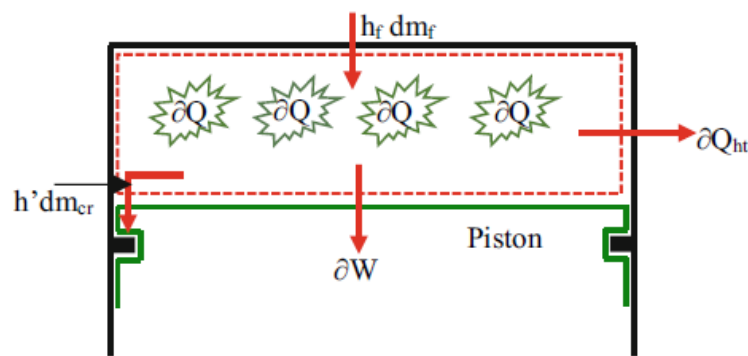


Figura 26. Balance de energía en la cámara de combustión, adaptado de la referencia [19].

$$\partial Q = dU + \partial W + \sum h_i \cdot dm_i + \partial Q_{ht} \quad \text{Ec. 38}$$

La energía química liberada durante la combustión (∂Q) es igual a la sumatoria de varias variables, como son: el cambio de la energía interna (dU), el trabajo realizado por el pistón ($\partial W = p \cdot dV$), el calor liberado hacia las paredes del cilindro (∂Q_{ht}) y la variación de energía debido al flujo de masas a través de los límites del sistema, esto cual incluye el flujo a través de los anillos del pistón (dm_{cr}) y la inyección del combustible al interior del cilindro (dm_f); esta variación de energía debido al flujo másico que atraviesa los límites del sistema se define en la Ec. 39.

$$\sum h_i \cdot dm_i = (h' dm_{cr} - h_f dm_f)$$

Ec. 39

Según [23], la precisión alcanzada en el balance de energía depende de la adecuada cuantificación de los términos de la Ec. 38. La referencia menciona algunas dificultades al aplicar esta ecuación en la combustión de un MCIA de inyección directa y encendido por compresión; estas son:

- a. el combustible es inyectado directamente en el cilindro, donde se vaporiza y se mezcla con el aire produciendo una relación de aire-combustible no uniforme y variante en el tiempo, creando un proceso no cuasi estático;
- b. la composición de gases quemados no es uniforme;
- c. la zona de *crevice* (conocido como el volumen entre el pistón, los anillos y las paredes del cilindro) constituyen un pequeño porcentaje del volumen no considerado. El gas en estas regiones se refrigera a una temperatura cercana al de las paredes del cilindro, incrementando de este modo su densidad. La zona de *crevice* aumenta la transferencia de calor y contiene condiciones diferentes a las suscitadas en la cámara de combustión.

Debido a estas consideraciones, los métodos de análisis solo brindan aproximaciones del fenómeno de combustión. En los motores que poseen inyección directa, el único flujo másico que atraviesa el sistema (mientras que las válvulas de admisión y escape se encuentran cerradas) son los concernientes al combustible y al flujo a la zona de *crevice*. Para el presente cálculo, según la referencia [23], se desprecia el efecto del flujo de *crevice* sobre la tasa de calor liberado. De este modo, la Ec. 38 queda definida del siguiente modo:

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dU}{d\theta} + p \cdot \frac{dV}{d\theta} - h_f \dot{m}_f$$

Ec. 40

El término de U y h_f de la Ec. 38 corresponden a la energía interna y a la entalpía del combustible inyectado. El valor de $dQ/d\theta$ corresponde a la diferencia entre la energía química almacenada en el combustible y la transferencia de calor del sistema. Según [23] la transferencia de calor se produce desde el sistema y por convenciones termodinámicas posee un valor negativo. Además, el autor asume la entalpía del combustible como despreciable ($h_f \approx 0$). Por lo tanto, la Ec. 40 se puede expresar según la Ec. 41:

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{dQ_{ch}}{d\theta} - \frac{dQ_{ht}}{d\theta} = p \frac{dV}{d\theta} + \frac{dU}{d\theta} \quad \text{Ec. 41}$$

La tasa neta de calor liberado ($dQ_n/d\theta$) es la diferencia de la tasa de energía química liberada ($dQ_{ch}/d\theta$) y la tasa de calor transferido hacia las paredes ($dQ_{ht}/d\theta$). Según la referencia [23], se asume que la masa al interior del cilindro se puede modelar como un gas ideal; el término U es equivalente a la multiplicación de la masa (m) por la energía interna específica en función de la temperatura ($u(T)$), donde T corresponde a la temperatura media, entonces:

$$U = m \cdot u(T)$$

$$dU = mC_v dT + u \cdot dm \quad \text{Ec. 42}$$

El valor de dm , debido a que no se asume la zona de *crevice*, es nulo. De esta forma, se expresa la Ec. 41 del siguiente modo:

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = p \frac{dV}{d\theta} + mC_v \frac{dT}{d\theta} \quad \text{Ec. 43}$$

Asumiendo la mezcla como un gas ideal [23], con un valor constante de m y R , se poseen las siguientes expresiones:

$$pV = mRT$$

$$dp \cdot V + p \cdot dV = mR \cdot dT \quad \text{Ec. 44}$$

$$\frac{dp \cdot V + p \cdot dV}{mR} = dT$$

Se reemplaza el valor de dT (Ec. 44) en la Ec. 43, resultando en:

$$\begin{aligned} \frac{dQ_n}{d\theta} &= p \frac{dV}{d\theta} + mC_v \frac{1}{d\theta} \cdot \left(\frac{dp \cdot V + p \cdot dV}{mR} \right) \\ \frac{dQ_n}{d\theta} &= p \frac{dV}{d\theta} + \frac{C_v}{R} \cdot \frac{dp \cdot V}{d\theta} + \frac{C_v}{R} \cdot \frac{p \cdot dV}{d\theta} \\ \frac{dQ_n}{d\theta} &= p \frac{dV}{d\theta} \left(1 + \frac{C_v}{R} \right) + V \frac{C_v}{R} \cdot \frac{dp}{d\theta} \end{aligned} \quad \text{Ec. 45}$$

Según las definiciones termodinámicas, se relacionan los calores específicos según las siguientes expresiones:

$$\begin{aligned} R &= C_p - C_v \\ \gamma &= \frac{C_p}{C_v} \\ R &= C_v(\gamma - 1) \end{aligned} \quad \text{Ec. 46}$$

La variable γ representa la relación de calores específicos y la variable R , la constante universal de los gases. Reemplazando la Ec. 46 en la Ec. 45 se puede obtener la expresión para calcular la tasa de calor liberado en función a la posición angular.

$$\begin{aligned} \frac{dQ_n}{d\theta} &= p \frac{dV}{d\theta} \left(1 + \frac{C_v}{C_v(\gamma - 1)} \right) + V \frac{C_v}{C_v(\gamma - 1)} \cdot \frac{dp}{d\theta} \\ \frac{dQ_n}{d\theta} &= p \frac{dV}{d\theta} \left(1 + \frac{1}{\gamma - 1} \right) + V \frac{1}{\gamma - 1} \cdot \frac{dp}{d\theta} \end{aligned} \quad \text{Ec. 47}$$

La Ec. 47 permite calcular el valor de la tasa de calor liberado para cada posición angular (θ) en función al valor de la presión indicada (p), la derivada de la presión indicada (dp), el volumen para una posición angular determinada (V) y el valor de la derivada del volumen en dicha posición angular (dV). La referencia [23] indica que para el análisis de la tasa del calor liberado, un rango apropiado para el valor de γ es de [1,3; 1,35]; además, el autor afirma que

para mayor precisión γ se puede reemplazar por el valor correspondiente del aire a la temperatura alcanzada al final de la carrera de la compresión antes de la combustión ($\gamma \approx 1,35$) y para los gases quemados luego de la combustión propone un valor de γ entre 1,26 y 1,3. Seleccionar los valores apropiados de γ proporcionará mayor exactitud en la información obtenida de la T.C.L.; en el presente estudio, dado que solo se analizará la fase de la combustión, se emplea un valor de $\gamma = 1,33$.

Mediante el cálculo de la T.C.L. (Ec. 47) se puede definir el tiempo de retraso (*delay*) y las fases de la combustión (ver Figura 27). Según Abbad [16] las fases de la combustión son:

- i. combustión de pre-mezcla o combustión rápida: durante esta fase ocurre la oxidación del combustible que se ha mezclado con el aire durante el periodo de retraso, la combustión sucede de forma rápida y en pocos ángulos [16]. La referencia [23] indica que la alta tasa de liberación de calor es el resultado de la adición de combustible a la pre-mezcla quemada;
- ii. combustión por difusión: una vez consumida la pre-mezcla formada durante el periodo de retraso, la tasa de calor liberado es controlada por la razón en que la mezcla aire-combustible está disponible para quemarse [23]. La referencia [16] indica que la estructura de llama alcanza un periodo cuasi-estacionario que se mantiene hasta que se siga inyectando combustible. La fase culmina al final de la inyección (*EoI*, ver Figura 27);
- iii. combustión por difusión tardía o lenta: la tasa de calor liberado continua a menor razón durante la carrera de expansión, según [23] esto se puede deber a que una pequeña fracción del combustible puede haberse no quemado, por lo tanto una pequeña fracción de la energía del combustible se encuentra presente en el hollín y en los productos de una combustión rica y pueden ser aún liberados.

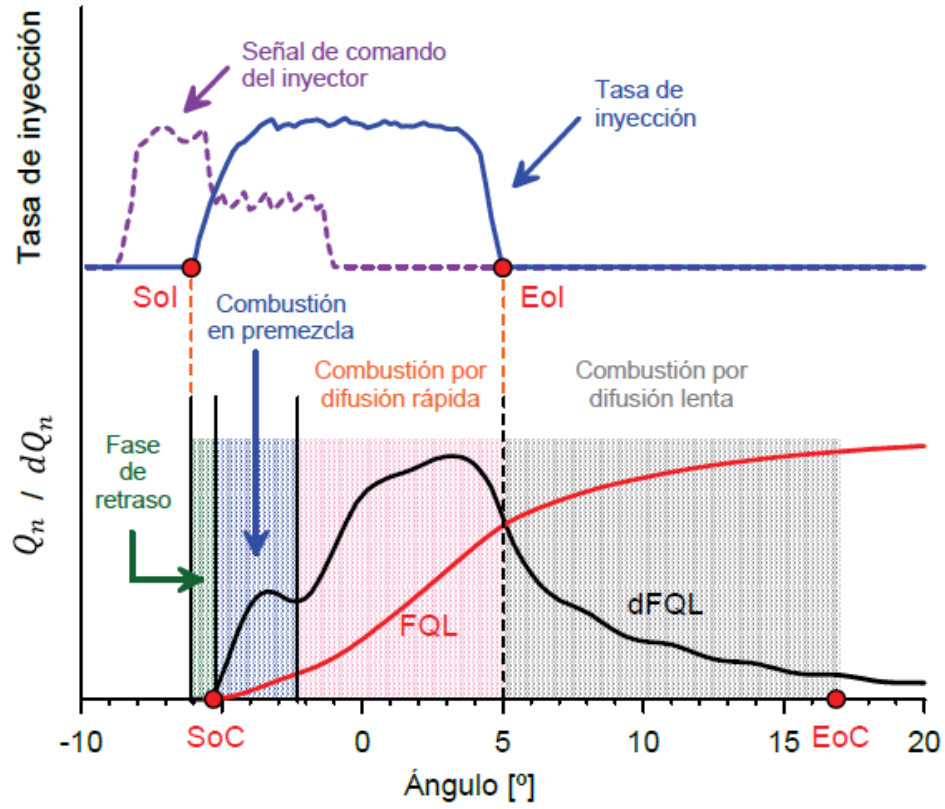


Figura 27. Fases de la combustión, adaptado de [16].

Capítulo 3. Metodología experimental

3.1. Selección de los puntos de funcionamiento del motor (rpm X Torque).

Para la presente experimentación, fue necesario definir los puntos de funcionamiento en los cuales se evaluó la señal registrada por los distintos sensores que conforman el banco de prueba del motor. Un punto de funcionamiento fue definido como aquel que ocurre en una determinada condición de régimen de giro (en rpm) y torque efectivo (en Nm). El rango de régimen de giro varió desde los 1000 rpm, aumentando 100 rpm, hasta los 2100 rpm. Debido a que el motor Diesel en el que se realizaron los ensayos (ver sección 2.1) se encuentra *derrateado* por limitaciones del freno, se decidió inicialmente verificar el torque y la potencia efectiva a plena carga (ver Figura 28).

Ensayo a plena carga

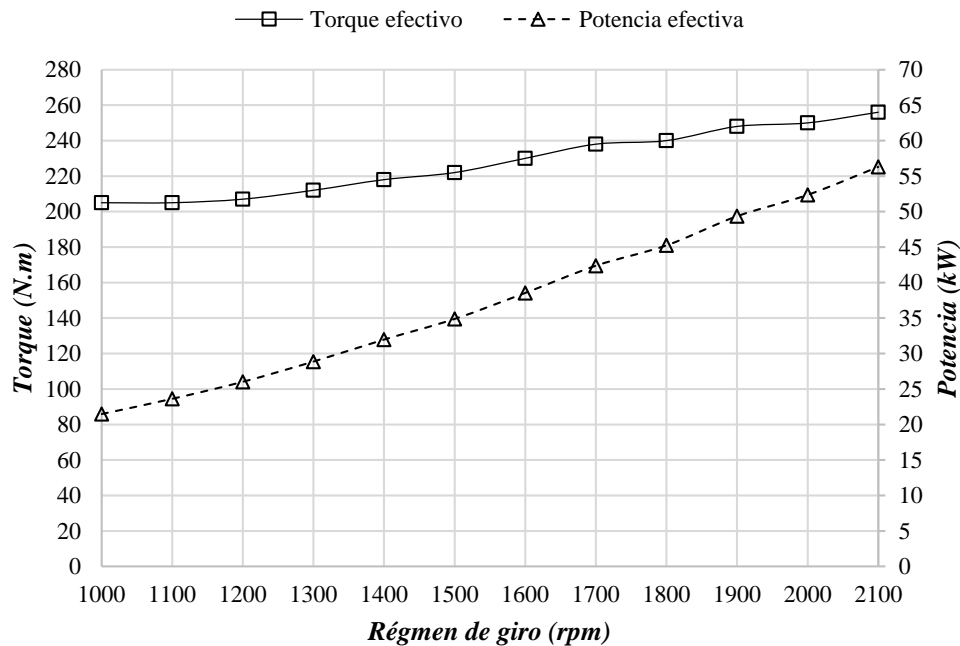


Figura 28. Ensayo a plena carga del motor Diesel.

Determinada la curva a plena carga, el torque efectivo en cada régimen de giro fue variado desde la condición en vacío (0 Nm), aumentando 40 Nm, hasta la máxima carga mostrada en la Figura 28. De este modo, se obtuvieron 87 puntos de funcionamiento (TorqueXrpm), los cuales se muestran en ANEXO C.

Una vez definidos los puntos de funcionamiento, fue necesario estimar la cantidad de número de ciclos termodinámicos referenciales (n_{cr}) necesarios para obtener un ciclo medio representativo de la señal de presión al interior del cilindro (p_{cil}). En un motor se pueden presentar importantes variaciones cíclicas de p_{cil} , ya que a diferentes condiciones de operación (TorqueXrpm), se genera una estabilidad distinta. En este sentido, se sabe experimentalmente que motores que trabajan a altos regímenes de giro y con mayor carga poseen un comportamiento más estable, siendo el comportamiento crítico cuando se encuentra en condición de ralentí o baja carga. Es común que, para una evaluación termodinámica, por simplicidad, se “suavicen” estas fluctuaciones promediando una gran cantidad de ciclos. En un MECH, es deseable promediar una cantidad de 500 ciclos, mientras que en un MEC, debido a

la auto ignición, estas fluctuaciones son menos marcadas por lo que se suelen promediar 50 ciclos [10]. Asimismo, en la Tabla 6, extraída de la referencia [13], se verifica que en los distintos estudios experimentales se requiere una mayor cantidad de ciclos en un MECH que en un MEC. Se advierte que en los MECH las diferencias sensibles en la fase de la combustión surgen debido a la existencia de una mezcla no homogénea en los alrededores de la bujía, lo que genera variabilidad en el inicio de combustión.

Considerando las hipótesis de los autores mencionados en la Tabla 6 se decidió tomar el registro de 100 ciclos consecutivos ($N = 100$) para cada punto de funcionamiento del motor. Además, se definió la frecuencia de muestreo de las variables requeridas para el análisis termodinámico como se indica en la ANEXO A (ver Tabla A. 2).

Tabla 6. Ensayos experimentales vinculados al estudio y reportados en la literatura.

AUTOR	CICLOS	MOTOR	TIPO DE ENSAYO
Armas [14]	20	MEC, 4 cilindros	Estacionario
Cartwright y Fleck [20]	40	MECH, 2 cilindros	Estacionario
Lancaster et al. [11]	40	MECH, 2 cilindros	Estacionarios
Macian [30]	110	MECH, 2 cilindros	Transitorios
Randolph [31]	300	MECH, 2 cilindros	Estudio de la deriva térmico de los sensores.
Brunt y Emtage [32]	300	MECH, 2 cilindros	Transitorios
Lancaster et al. [11]	300	MECH, 4 y 2 cilindros	Transitorios
Payri et al. [13]	25	MEC, 4 cilindros	Estacionario

3.2. Promediado de los parámetros indicados

El comportamiento de la variación cíclica de la señal de p_{cil} puede analizarse estadísticamente a través de la media, la desviación estándar y el coeficiente de variación. Según Stones [33], la variación cíclica ocurre debido a la turbulencia presente al interior del cilindro, la mezcla aire/combustible no homogénea y la presencia de los gases residuales que no se mezclan completamente con la carga (aire y combustible) no quemada. En un MEC, todo

factor que demore el inicio de la combustión (incremento del retardo a la auto-ignición) contribuye al incremento de la variación cíclica p_{cil} . Heywood [23] afirma que una variable para cuantificar la variación cíclica es el coeficiente de variación de la presión media indicada (CoV_{pmi} , Ec. 48). Este valor, según el autor, es un indicativo de los problemas en la manejabilidad de un vehículo, cuando el CoV_{pmi} supera el 10%.

$$CoV_{pmi} = \left(\frac{\sigma_{pmi}}{\overline{pmi}} \times 100\% \right)_{100 \text{ ciclos}} \quad Ec. 48$$

donde:

CoV_{pmi} : coeficiente de variación de la presión media indicada para 100 ciclos.

σ_{pmi} : desviación estándar de la presión media indicada para 100 ciclos.

\overline{pmi} : media de la presión media indicada para 100 ciclos.

La Figura 29 muestra los valores del CoV_{pmi} , calculado por medio de la Ec. 48, para los 87 puntos de funcionamiento definidos (ver Tabla C. 1). Por un lado, se observa que los puntos con menor carga son aquellos que presentan una mayor variación cíclica, para el análisis de la cantidad de ciclos referenciales que constituyen la muestra de la señal de p_{cil} estos puntos no fueron considerados ya que presentan un $CoV_{pmi} > 10\%$ [23] y una combustión inestable. Por otra parte, los puntos de funcionamiento más estables - y que presentan un menor valor del CoV_{pmi} - son presentados en la Tabla 7 y Figura 29. En este sentido, a modo de ejemplificar la metodología propuesta, se optó por graficar los valores de la evolución de p_{cil} del ensayo con menor valor de CoV_{pmi} , esto es el Ensayo 42 (222 Nm @ 1500 rpm).

Tabla 7. Puntos de funcionamiento con menor CoV_{pmi} .

Ensayo	Grado de carga (%)	rpm	Torque Efectivo (Nm)	CoV_{pmi} (%)
42	100	1500	222	0,87
28	100	1300	212	0,96
54	67	1700	160	1,07
39	54	1500	120	1,10
13	98	1100	200	1,20

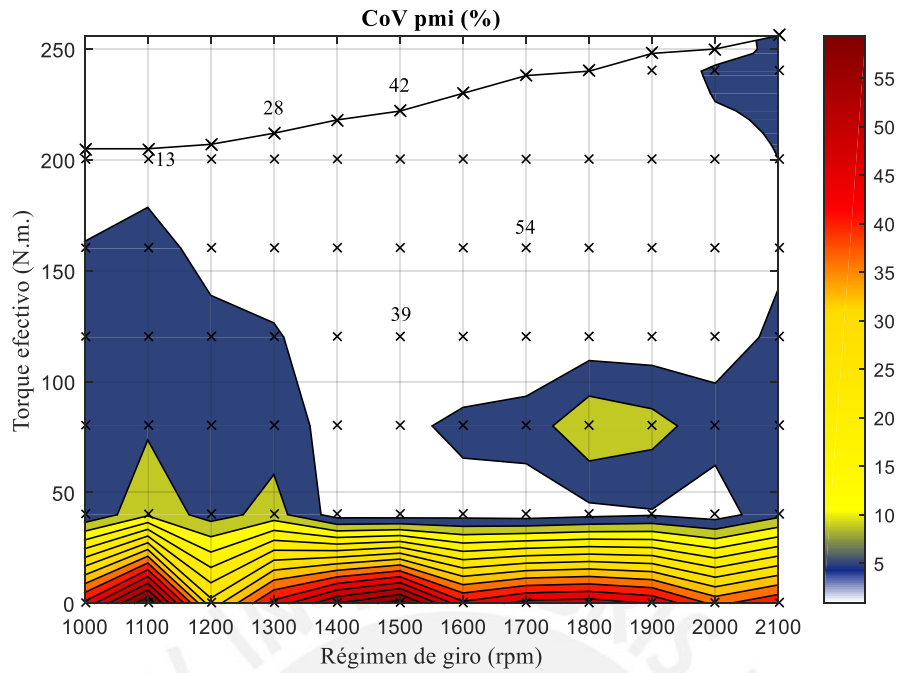


Figura 29. Coeficiente de variación del pmi para cada punto de funcionamiento ensayado.

En la Figura 30 se grafica la evolución del valor medio de p_{cil} (y los valores máximos y mínimos entre los que oscila la señal) en función del ángulo de giro del cigüeñal (para 100 ciclos termodinámicos) a 222 Nm @ 1500 rpm. La presión del cilindro corresponde a un intervalo dentro de la carrera de compresión y expansión, siendo el punto cero el equivalente al punto muerto superior (PMS).

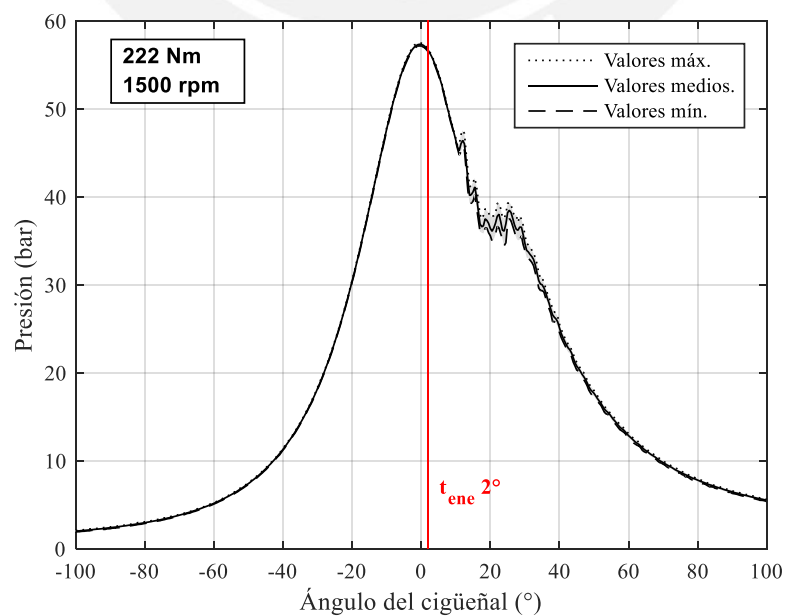


Figura 30. Presión vs ángulo del cigüeñal correspondiente al ensayo 42.

Del gráfico se aprecia que la dispersión de la lectura de presión de los 100 ciclos se encuentra localizada en el intervalo angular correspondiente a 12° y 30° DPMS; esta región es identificada por el área de color gris y es parte de la fase de combustión, debido a que la energización del inyector de combustible (t_{ene}) ocurre a 2° DPMS. Como puede apreciarse, la variación de la presión debido a la combustión no es muy manifiesta en la gráfica de p_{cil} vs *c.a.*; sin embargo, en la Figura 31 se muestra la evolución del valor medio de la derivada de presión donde queda más evidente el efecto de la dispersión cíclica en la señal de p_{cil} , apreciándose que los mayores picos de variabilidad ($\pm 6 \text{ bar}/^\circ$) ocurren entre 12° y 30° DPMS.

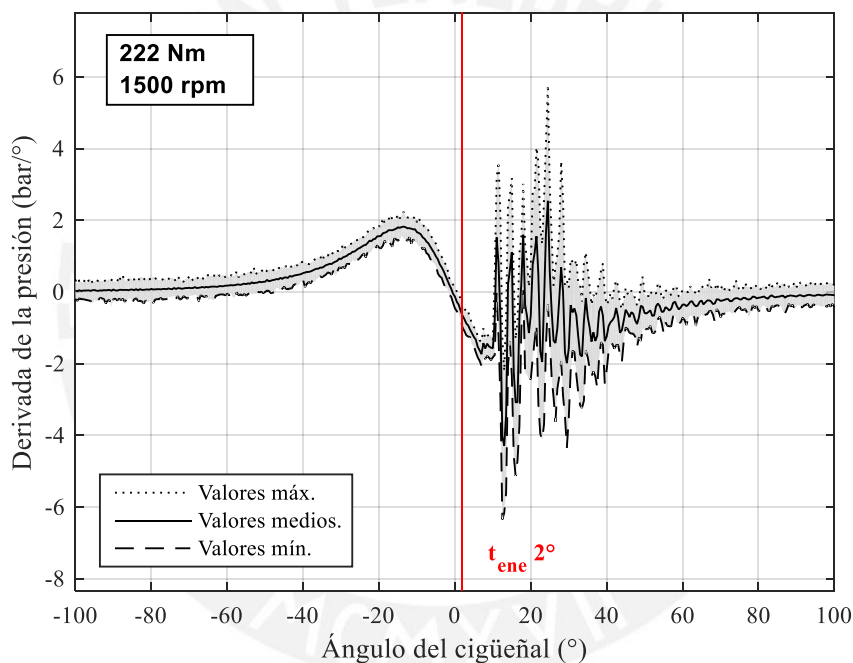


Figura 31. Derivada de la presión en función del c.a. correspondiente al ensayo 42.

Una variable utilizada para cuantificar la variación de la señal de p_{cil} fue la desviación estándar (DS), calculada para cada posición angular (véase Figura 32, ensayo 42); la DS es un indicador de la diferencia existente entre el valor medio y las señales adquiridas de p_{cil} . En la Figura 32 se observa que la curva de DS presenta mayores picos entre 12° y 30° DPMS, correspondientes a la fase de la combustión. El ángulo donde la curva de DS presenta un cambio brusco en su pendiente corresponde a $10,5^\circ$ DPMS; a esta posición angular se asocia

el inicio de la combustión, debido a que en dicha posición la señal de p_{cil} se ve afectada por el auto-encendido de la mezcla registrando medidas no uniformes [16]. Esta posición, como era de esperarse ocurre después de la energización del inyector diésel ($t_{ene} = 2^\circ DPMS$).

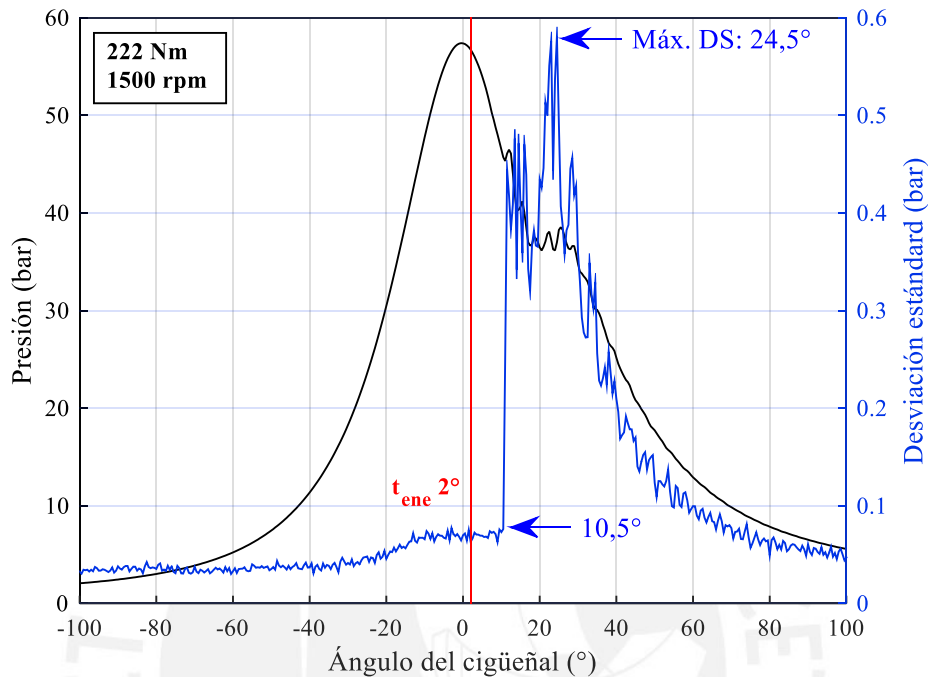


Figura 32. Presión media y desviación estándar vs c.a. correspondiente al ensayo 42.

Durante la etapa del promediado también se determinó la covarianza en la posición angular donde ocurre la máxima DS ($\theta_{máxDS}$). Este parámetro, calculado a través de la Ec. 49, sirvió para analizar la variación de p_{cil} en la posición angular más inestable ($\theta_{máxDS}$) en todos los puntos de funcionamiento muestreados con la finalidad de obtener el ensayo con el valor máximo de $\theta_{máxDS}$. Posteriormente, como es detallado en la sección 3.2.1., en dicho ensayo se definió estadísticamente la cantidad mínima de ciclos referenciales (n_{cr}) de la p_{cil} que conformarían la muestra significativa de la señal adquirida, con el objetivo de validar los resultados de la experimentación y reducir la carga computacional en el procesamiento de las señales.

$$CoV_{P_i, \theta_{máxDS}} = \left(\frac{\sigma_{P_i, \theta_{máxDS}}}{\bar{P}_i, \theta_{máxDS}} \right)_{100 \text{ ciclos}}$$

donde:

$CoV_{P_{i,\theta_{máxDS}}}$: coeficiente de variación de la presión en el punto de funcionamiento i , en la posición angular $\theta_{máxDS}$ para 100 ciclos.

$\sigma_{P_{i,\theta_{máxDS}}}$: desviación estándar de la presión en el punto de funcionamiento i , en la posición angular $\theta_{máxDS}$.

$\overline{P_{i,\theta_{máxDS}}}$: media de la presión en punto de funcionamiento i , en posición angular $\theta_{máxDS}$.

Para el caso ejemplo (Ensayo 42), el mayor valor de DS ($\theta_{máxDS}$) fue 0,58 bar en 24,5° DPMS (ver Figura 32) y su correspondiente valor de $CoV_{P_{42,\theta_{máxDS}}}$ fue de 1,52%. Este procedimiento fue replicado para todos los ensayos con la finalidad de determinar los respectivos valores de $CoV_{P_{i,\theta_{máxDS}}}$. A partir de los resultados presentados en la Figura 33, se procedió a seleccionar el punto de funcionamiento con mayor valor de $CoV_{P_{i,\theta_{máxDS}}}$ (Ensayo 44), cuyo valor de CoV_{pmi} también corresponde a un valor inferior al 10%, ya que, como se explicó anteriormente, estos son considerados puntos inestables del motor que en su mayoría pertenecen a la condición de vacío (ver Tabla 8). A partir de esta condición angular más inestable (máximo valor de $CoV_{P_{i,\theta_{máxDS}}}$) se determinó la cantidad mínima de ciclos referenciales de p_{cil} que deberían ser registrados para estudios de la combustión del motor Diésel. El valor máximo del $CoV_{P_{44,\theta_{máxDS}}}$ fue igual a 5,8% en 14° DPMS (ver Tabla 8 y Figura 34).

Tabla 8. Valores más elevados de $CoV_{P_{i,\theta_{máxDS}}}$ y CoV_{pmi} en los puntos de funcionamiento ensayados.

ENSAYO	CoV_{pmi}	$CoV_{P_{i,\theta_{máxDS}}}$	Torque (Nm)	rpm
36	61,4%	7,9%	0	1500
29	55,6%	7,2%	0	1400
80	43,5%	6,6%	0	2100
72	38,8%	6,5%	0	2000
8	63,3%	6,5%	0	1100
1	44,7%	6,3%	0	1000
57	50,0%	5,8%	0	1800
44	3,2%	5,8%	40	1600

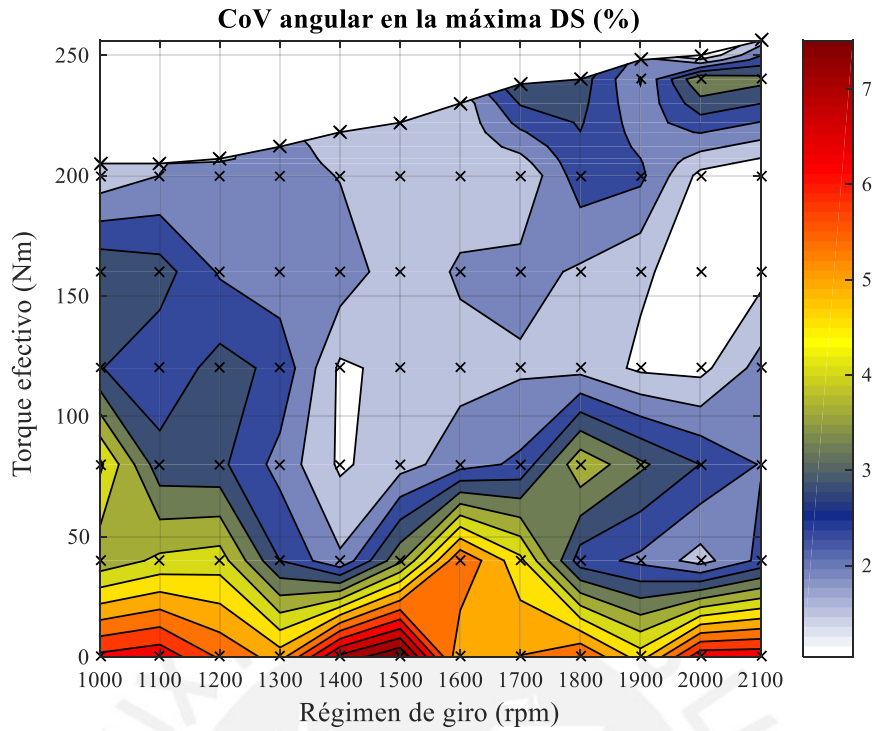


Figura 33. Covarianza angular en máxima DS para cada punto de funcionamiento.

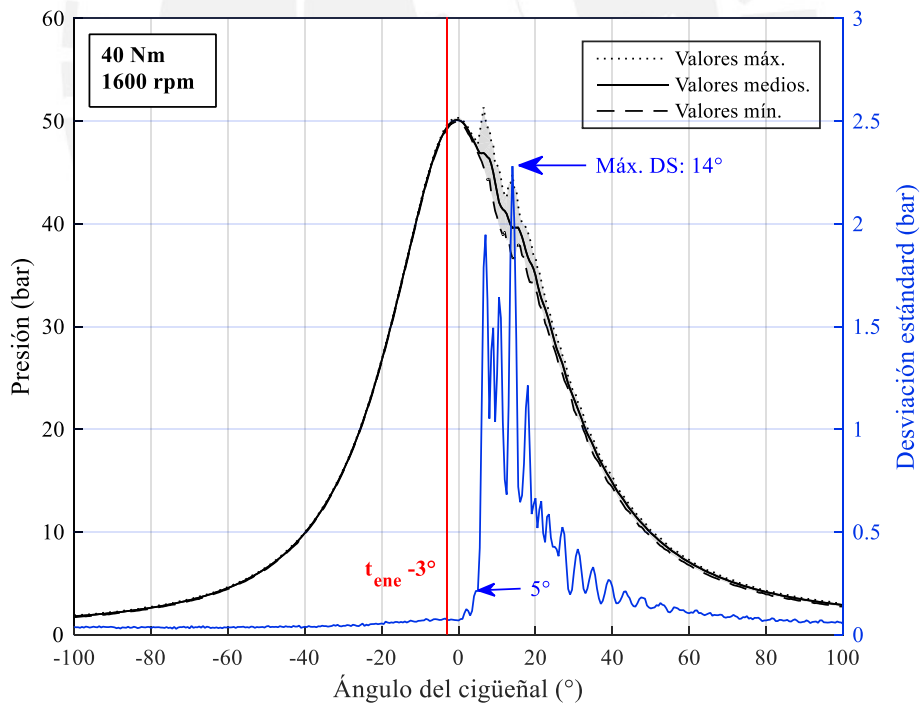


Figura 34. Presión y desviación estándar vs c.a. para el ensayo 44.

El cálculo para determinar la cantidad mínima de ciclos referenciales (n_{cr}) para obtener el promedio de una muestra representativa de la presión del cilindro, permitió aliviar la carga computacional; mientras que el procesamiento digital de la señal de p_{cil} sirvió para eliminar el

“ruido”⁴. Más adelante, se podrá verificar que un número de ciclos superior a la cantidad mínima (por definir) no dará una mayor precisión al ciclo promedio. Asimismo, el promediado y procesamiento digital de las señales (filtrado) de p_{cil} son fundamentales por las siguientes dos razones:

1. debido a la variabilidad cíclica es necesario promediar diferentes ciclos medidos para obtener un ciclo representativo y elaborar cálculos de tasa de liberación de calor.
2. el filtrado es una herramienta importante debido que el cálculo de la tasa de liberación de calor utiliza la derivada de la presión del cilindro, la cual incrementa la señal de ruido (véase Figura 31). Por esta razón, durante el filtrado se debe seleccionar un filtro pasa baja para remover el ruido asociado a los efectos de resonancia de la cámara de combustión (zona de alta frecuencia) [13].

3.2.1. Determinación estadística de la mínima cantidad de ciclos termodinámicos (n_{cr})

Como ya se ha explicado, para el cálculo de la mínima cantidad de ciclos referenciales de la muestra de la señal de p_{cil} se evaluaron las muestras obtenidas en la posición angular con mayor DS . Posteriormente, utilizando las herramientas de la estadística inferencial (descritas en la sección 2.3.1), se calculó el intervalo de confianza (I.C.) de una función probabilidad *t-student* variando el tamaño de la muestra, y se definió la precisión para realizar el post-procesamiento de la señal; esta cantidad de ciclos seleccionada es conocida como “punto de estimación”. Un punto estimador es considerado preciso cuando el valor obtenido de la muestra presenta una buena proximidad al valor esperado de la población.

Se consideró que la muestra de la señal de p_{cil} en el punto de funcionamiento i en la posición angular con mayor DS ($P_{i,\theta_{máxDS}}$) representa una variable aleatoria; por lo tanto, la distribución de la muestra de $P_{i,\theta_{máxDS}}$ seguirá aproximadamente una ley de distribución

⁴ El ruido es una señal no deseada que interfiere con la medida de otra señal de referencia.

normal. El intervalo de confianza de una distribución normal es creado para asegurar una tasa de confiabilidad mediante un parámetro conocido de la población: la varianza (σ^2).

En la presente experimentación se parte de la hipótesis de que se desconoce el tamaño de la población que debería representar a un punto de funcionamiento, por este motivo, los ciclos adquiridos ($N = 100$) representan una muestra de dicha población. Utilizando las herramientas de la estadística se desea disminuir el error a través de la reducción del rango de los límites superior e inferior del intervalo de confianza (ver Figura 21 en sección 2.3.1), y cuantificar la relación entre el error y la cantidad de muestras a evaluar. De esta forma, se definió la precisión de estimación y el número de muestras representativas a evaluar para los posteriores cálculos. A fin de ejemplificar esta parte de la metodología realizada se evaluaron los valores de la señal de p_{cil} en el ensayo con mayor valor de covarianza en $\theta_{máxDS}$: el ensayo 44 (40 Nm @ 1600 rpm, ver Tabla 8) con un $\theta_{máxDS}$ igual a 14° . Para el $\theta_{máxDS}$ se poseen N muestras ($p_N = \{p_1, \dots, p_n, \dots, p_N\}$) y se definió el valor de la media (\bar{p}_n , ver Ec. 50) y la desviación estándar (s_n , ver Ec. 51) de un subconjunto de n muestras ($\{p_n\}$) del total de muestras obtenidas (p_N).

$$\bar{p}_n = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n p_i \quad \text{Ec. 50}$$

$$s_n = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (p_i - \bar{p}_n)^2} \quad \text{Ec. 51}$$

En función a las variables de la muestra de tamaño n se determinaron los límites del intervalo de confianza (L_m y U_m , ver Ec. 52) del valor esperado (μ) reemplazando los valores de \bar{p}_n y s_n en la Ec. 30. El I.C. (para una función de probabilidad *t-student*) queda definido por la Ec. 53 para una confiabilidad del 95% ($\alpha = 0,05$) y $n - 1$ grados de libertad (los valores de $t_{\alpha/2, n-1}$ se obtienen del ANEXO E). Se evaluó la tendencia del rango del intervalo de confianza ($U_m - L_m$) al variar el número ciclos de la muestra (n) desde 10 hasta los 100 ciclos.

Posteriormente, se definió la cantidad mínima de ciclos en aquel valor de n donde la diferencia $U_m - L_m$ fuese menor o igual a 1 bar. En el caso de este punto de funcionamiento de alta variabilidad esto ocurrió cuando n fue igual a 50 ciclos (ver Figura 36). En la misma figura se observa, basándonos además en el teorema del límite central, que aumentando la cantidad de ciclos evaluados no se obtiene una reducción más notoria de $U_m - L_m$; es decir, el incremento del valor de n no representa mayor precisión en la medida.

$$P\{L_m \leq \mu \leq U_m\} = 1 - \alpha \quad \text{Ec. 52}$$

$$P\left\{\bar{p}_n - t_{\alpha/2, n-1} \cdot \frac{s_n}{\sqrt{n}} \leq \mu \leq \bar{p}_n + t_{\alpha/2, n-1} \cdot \frac{s_n}{\sqrt{n}}\right\} = 1 - \alpha \quad \text{Ec. 53}$$

A partir de este resultado se definió el valor de $n_{cr} = 50$ para todos los puntos de funcionamiento evaluados, los mismos que presentaron menor variación de la covarianza de $\theta_{máxDS}$ con respecto al ensayo 44.

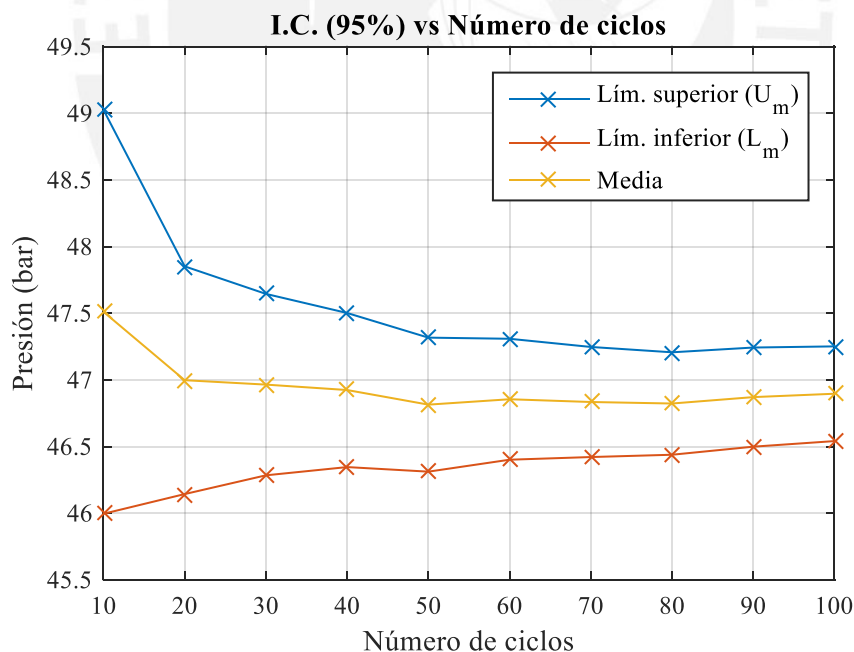


Figura 35. Intervalo de confianza en $\alpha_{máxDS}$ correspondiente al ensayo 44.

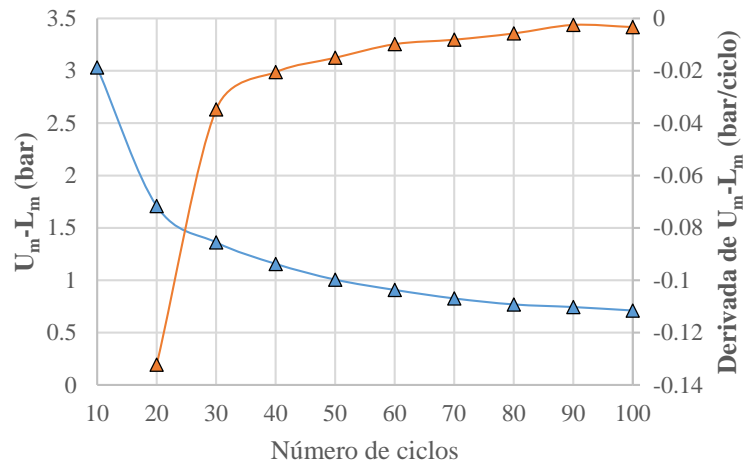


Figura 36. Diferencia de valores máximos y mínimos del intervalo de confianza y su derivada

3.3. Procesamiento digital de la señal de la presión del cilindro

Concluida la fase del promediado (sección 3.2), se prosiguió con el procesamiento digital de la señal. Este procesamiento permitirá mermar el efecto del ruido en la señal de la p_{cil} , proveniente del efecto de la resonancia en la cámara de combustión, con la finalidad de obtener datos significativos al evaluar la calidad de la curva de la tasa de calor liberado (T.C.L.) [12]. En el presente apartado se procederá a indicar la metodología para realizar el filtrado de p_{cil} , identificando un parámetro importante del filtro digital: frecuencia de corte. Esta frecuencia (o armónico) de corte se obtuvo mediante los siguientes procedimientos:

- procedimiento A, análisis estadístico de la relación señal - ruido del espectro de la Transformada Discreta de Fourier (TDF) descrito en las referencias [13], [16] y [34];
- procedimiento B, análisis del comportamiento del espectro de la señal media de la TDF, descrito en la referencia [12] y [38].

Como ejemplo de cálculo para definir los parámetros necesarios durante el filtrado de la señal se utilizó el ensayo con mayor $CoV_{P_{i,\alpha_{maxDS}}}$ (ensayo 44, 40 Nm a 1600 rpm). La TDF se definió en función de la mínima cantidad de ciclos termodinámicos necesarios que conforman la muestra ($n_{cr} = 50$, calculados en la sección 3.2) y se calculó según la Ec. 34.

La señal de entrada para calcular la TDF fueron los N_T datos correspondientes a los n_{cr} ciclos consecutivos seleccionados (ver Ec. 54), el rango de frecuencia para el punto de funcionamiento seleccionado se define en la Ec. 55 para cada señal de entrada i (ver Ec. 36); además, se define la frecuencia fundamental (f_0), correspondiente al ciclo termodinámico, según la Ec. 56.

$$N_T = 720 \cdot \frac{n_{cr}}{\Delta_{ang}} = 720 \cdot \frac{50}{0,5} = 72000 \quad \text{Ec. 54}$$

$$f_i: \left[-\frac{f_s}{2} : \frac{f_s}{N_T} : \frac{f_s}{2} \right]$$

$$f_i: \left[-\frac{6 \cdot 1600}{2 \cdot 0,5} : \frac{6 \cdot 1600}{2 \cdot 72000} : \frac{6 \cdot 1600}{2 \cdot 0,5} \right]$$

$$f_i: [-9600 : 0,067 : 9600] \cdot \text{Hz} \quad \text{Ec. 55}$$

$$f_0 = \frac{n}{120} = 13,3 \cdot \text{Hz} \quad \text{Ec. 56}$$

Para el punto de funcionamiento seleccionado se calculó frecuencia normalizada (f_i^n , ver Ec. 37) donde, como se definió en la sección 2.3.2, el conjunto de valores perteneciente a los números naturales ($f_i^n \in \mathbb{N}$) son denominados *armónicos básicos* (S_k) y contienen información correspondiente a la señal media de los n_{cr} ciclos. La magnitud del espectro de la TDF en función a la f_i^n (ver Ec. 57) se muestra en la Figura 37 para el ensayo 44.

$$f_i^n: \left[-\frac{n_{mc}}{2} : \frac{1}{n_{cr}} : \frac{n_{mc}}{2} \right]$$

$$f_i^n: [-720 : 0,02 : 720] \quad \text{Ec. 57}$$

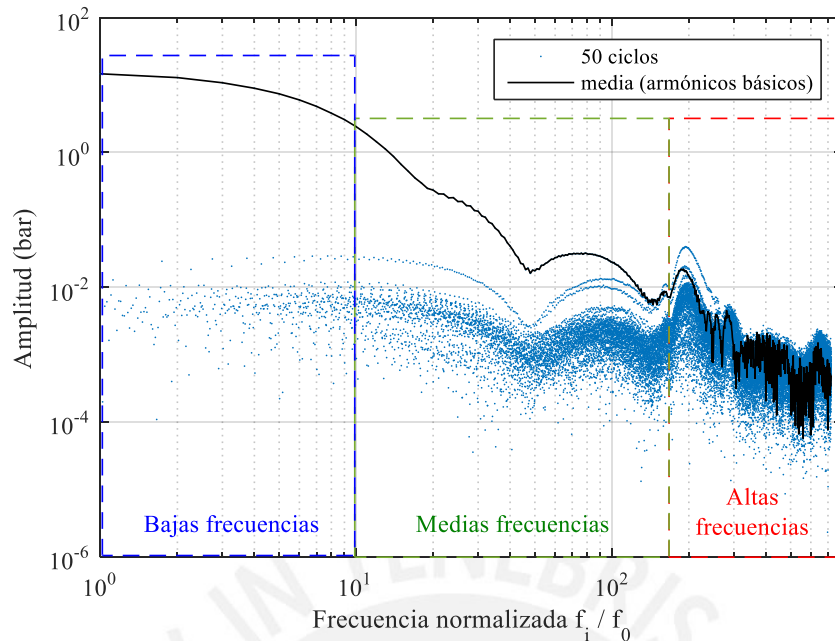


Figura 37. Espectro de la magnitud de la TDF en función de la frecuencia normalizada correspondiente a 40 Nm y 1600 rpm.

3.3.1. Método A: análisis estadístico de la relación señal - ruido del espectro de la transformada discreta de Fourier (TDF)

Según la referencia [16], para el estudio de la combustión es necesario eliminar la zona de alta frecuencia sin alterar la zona de media frecuencia, por lo que definir cuidadosamente el final de cada zona es fundamental para el diseño del filtro digital. Los autores de la referencia [16] se basaron en los estudios realizados por Armas [14] y Martín [15], los cuales definieron el armónico de corte (k_c) mediante métodos experimentales, considerando como criterio la calidad de la curva de transferencia de calor hacia las paredes calculada a partir del coeficiente politrópico [37]. En el caso de los ensayos con combustión, el factor determinante para definir el k_c fue la calidad (no distorsión) de la curva de tasa de calor liberado (T.C.L.) [13]. En base a las investigaciones de Armas y Martín, Paity y su equipo [34] proponen un método adaptativo para la identificación la frecuencia de corte basándose en la información contenida en el espectro de la TDF y la relación entre la señal media y la señal de ruido.

Considerando las referencias bibliográficas mencionadas, se conoce que en el espectro de la TDF se ubican n_{mc} grupos de armónicos básicos correspondientes a las frecuencias normalizadas que pertenecen a los números naturales ($f_i^n \in \mathbb{N}$), y cada uno de estos armónicos básicos poseen $n_{cr} - 1$ señales de ruido asociadas (ver Figura 38). El valor medio de la señal de ruido asociado se calcula para cada armónico k según la Ec. 58 y se expresa la señal del armónico básico y la media del ruido asociado según la Ec. 59 [34]:

$$N_k = \sum_{i=1}^{n_{cr}-1} \frac{N_{k,i}}{n_{cr}-1} \quad \text{Ec. 58}$$

$$\{S_k, N_k\} \quad \text{Ec. 59}$$

para todo:

$$k: \left[-\frac{n_{mc}}{2} : 1 : \frac{n_{mc}}{2} \right]$$

$$i: [1 : 1 : n_{cr} - 1]$$

donde:

S_k : amplitud del armónico básico k , correspondiente al ciclo medio.

N_k : amplitud media de los $(n_{cr} - 1)$ armónicos no básicos (ruido), correspondientes al armónico k .

$N_{k,i}$: amplitud del ruido asociado al armónico básico k , correspondiente a la señal de ruido asociada i .

Habiéndose mencionado anteriormente que la señal de p_{cil} representa una señal aleatoria, es decir, posee una distribución normal, la señal de los armónicos básicos también poseen una distribución normal y se representan del siguiente modo:

$$S_k \equiv N(\hat{S}_k, \sigma_k) \quad \text{Ec. 60}$$

El valor esperado de S_k (\hat{S}_k) y su respectiva desviación estándar (σ_k) son valores desconocidos, pertenecientes a la población. En los datos experimentales del presente estudio

solo poseemos el valor medio estimado de la muestra (S_k) y la desviación estándar de la misma. Con base al estudio efectuado por la referencia [36], se asume que la desviación estándar de la población (σ_k) posee el mismo valor para la señal del armónico básico que para la señal del ruido N_k , esto debido a que ambas señales están afectadas por el mismo error. Debido a que la señal asociada al ruido posee $n_{cr} - 1$ muestras se define la desviación estándar de la muestra ($\sigma_{\bar{x}}$), gracias a la propiedad reproductiva de la distribución normal [24], según la Ec. 61:

$$\sigma_{\bar{x}} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = \frac{\sigma_k}{\sqrt{n_{cr} - 1}} \quad \text{Ec. 61}$$

Entonces, se define la distribución normal de los valores de N_k según la Ec. 62:

$$N_k \equiv N\left(\hat{N}_k, \frac{\sigma_k}{\sqrt{n_{cr} - 1}}\right) \quad \text{Ec. 62}$$

para todo k : $\left[-\frac{n_{mc}}{2} : \frac{1}{n_c} : \frac{n_{mc}}{2}\right]$

Se observa en la señal del espectro de la TDF (ver Figura 37) que a bajas frecuencias, la relación del valor medio del ruido (N_k) y la señal S_k (*noise-to-signal ratio*) posee un mayor valor comparado a su similar en altas frecuencias; es decir la diferencia entre S_k y N_k es menor a razón que la frecuencia aumenta (ver Figura 38).

Armas y Martín ([14] y [15]) determinaron un armónico de corte (k_c) para un MCIA en arrastre y en combustión, en función al régimen de giro. Posteriormente, basándose en dicha investigación, los autores [16] y [34] proponen la identificación del k_c en función de la información contenida en el espectro de la TDF, definiendo el k_c como el armónico básico en el cual la diferencia con la señal de ruido asociado fuese igual a cero ($S_k - N_k = 0$).

Por lo tanto, se define la distribución de probabilidad de la diferencia entre el armónico básico y el ruido asociado según la Ec. 63:

$$S_k - N_k \equiv N(\hat{S}_k - \hat{N}_k, \sigma_{S_k - N_k}) \quad \text{Ec. 63}$$

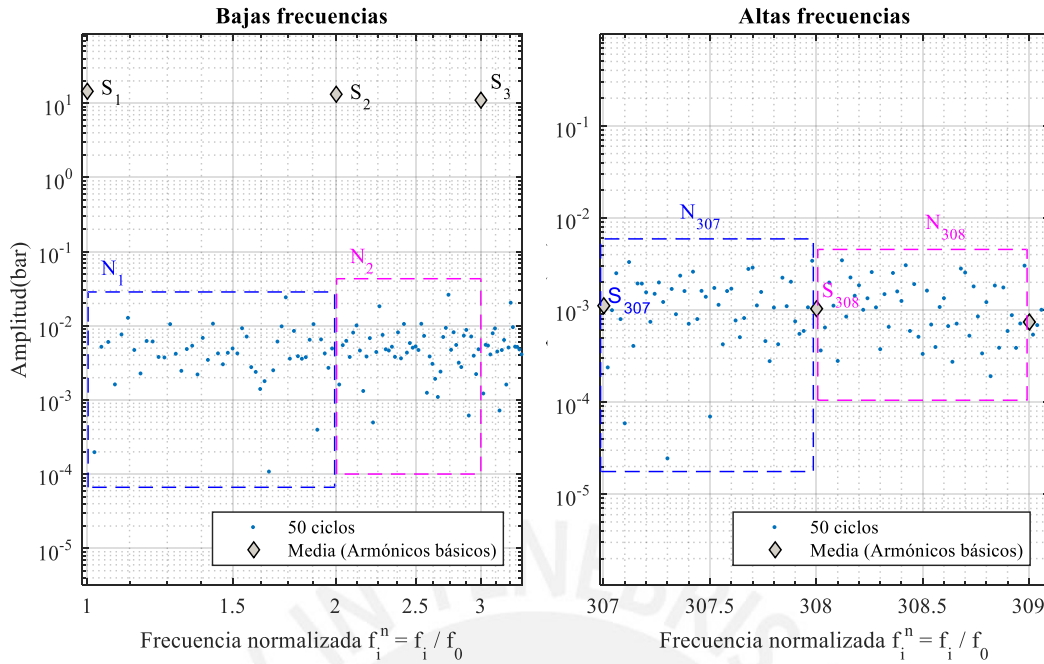


Figura 38. Detalles de la relación entre el armónico básico y el ruido asociado en bajas y altas frecuencias correspondiente al Ensayo 44.

La desviación estándar de la diferencia de \hat{S}_k y \hat{N}_k ($\sigma_{S_k-N_k}$) se obtiene mediante la Ec. 64:

$$\sigma_{S_k-N_k}^2 = \sigma_{S_k}^2 + \sigma_{N_k}^2 \quad \text{Ec. 64}$$

Entonces, reemplazando las ecuaciones Ec. 60 y Ec. 61 en la Ec. 64 se tiene que:

$$\begin{aligned} \sigma_{S_k-N_k}^2 &= \sigma_k^2 + \left(\frac{\sigma_k}{\sqrt{n_{cr} - 1}} \right)^2 \\ \sigma_{S_k-N_k}^2 &= \sigma_k^2 \cdot \left(\frac{n_{cr}}{n_{cr} - 1} \right) \\ \sigma_{S_k-N_k} &= \sigma_k \sqrt{\frac{n_{cr}}{n_{cr} - 1}} \end{aligned} \quad \text{Ec. 65}$$

Reemplazando la Ec. 65 en Ec. 63, se obtiene la distribución de la diferencia del armónico básico y la media del ruido asociado, tal como se expresa en la siguiente ecuación:

$$S_k - N_k \equiv N \left(\hat{S}_k - \hat{N}_k; \sigma_k \sqrt{\frac{n_{cr}}{n_{cr} - 1}} \right) \quad \text{Ec. 66}$$

Se estandariza la Ec. 66, según la Ec. 24, para una variable aleatoria de distribución normal estándar:

$$\frac{S_k - N_k - (\hat{S}_k - \hat{N}_k)}{\sigma_k \sqrt{\frac{n_{cr}}{n_{cr} - 1}}} \equiv N(0; 1) \quad \text{Ec. 67}$$

Asimismo, el intervalo de confianza (I.C.) deseado será definido por la Ec. 69:

$$P \left\{ -z_{\alpha/2} \leq \frac{S_k - N_k - (\hat{S}_k - \hat{N}_k)}{\sigma_k \sqrt{\frac{n_{cr}}{n_{cr} - 1}}} \leq z_{\alpha/2} \right\} = 1 - \alpha \quad \text{Ec. 68}$$

$$(S_k - N_k) - z_{\alpha/2} \cdot \sigma_k \sqrt{\frac{n_{cr}}{n_{cr} - 1}} \leq (\hat{S}_k - \hat{N}_k) \leq (S_k - N_k) + z_{\alpha/2} \cdot \sigma_k \sqrt{\frac{n_{cr}}{n_{cr} - 1}} \quad \text{Ec. 69}$$

Como se explicó anteriormente en el apartado del promediado de p_{cil} (sección 3.2.), al construir un I.C. con base en los parámetros de la población de p_{cil} (μ y σ) se aplica la Ec. 69. Este intervalo de confianza es aproximadamente válido, debido al teorema del límite central, sin importar si la población posee una distribución normal siempre y cuando el tamaño de muestras sea considerablemente grande (mayor a 40) [24]. Sin embargo, como ya se ha mencionado, cuando poseemos una muestra (y no los valores de la población) es recomendable utilizar la distribución *t-student* para describir el comportamiento de los datos experimentales. Por lo cual, reemplazamos el valor de σ_k (en la Ec. 68) por el valor de la desviación estándar de la muestra (s_k), el cual se calcula a partir de las $n_{cr} - 1$ muestras de señal de ruido para cada armónico k , y se define la variable aleatoria T según la Ec. 70:

$$T = \frac{S_k - N_k - (\hat{S}_k - \hat{N}_k)}{s_k \sqrt{\frac{n_{cr}}{n_{cr} - 1}}} \quad \text{Ec. 70}$$

Se calcularon los límites del intervalo de confianza para una probabilidad de $1 - \alpha$ y $n - 1 = n_{cr} - 2$ grados de libertad, correspondientes a la señal de ruido (ver Ec. 71). Sustituyendo

la variable aleatoria T (ver Ec. 70) en la Ec. 71 se definen los límites del intervalo de confianza de la distribución *t-student* según las ecuaciones Ec. 72 y Ec. 73:

$$\left\{ -t_{\alpha/2}^{n_{cr}-2} \leq T \leq t_{\alpha/2}^{n_{cr}-2} \right\} = 1 - \alpha \quad \text{Ec. 71}$$

$$P \left\{ -t_{\alpha/2}^{n_{cr}-2} \leq \frac{S_k - N_k - (\hat{S}_k - \hat{N}_k)}{s_k \sqrt{\frac{n_{cr}}{n_{cr} - 1}}} \leq t_{\alpha/2}^{n_{cr}-2} \right\} = 1 - \alpha \quad \text{Ec. 72}$$

$$\left\{ (S_k - N_k) - t_{\alpha/2}^{n_{cr}-2} \cdot s_k \sqrt{\frac{n_{cr}}{n_{cr} - 1}} \leq (\hat{S}_k - \hat{N}_k) \leq (S_k - N_k) + t_{\alpha/2}^{n_{cr}-2} \cdot s_k \sqrt{\frac{n_{cr}}{n_{cr} - 1}} \right\} = 1 - \alpha \quad \text{Ec. 73}$$

La Ec. 73 define el intervalo de confianza de la diferencia entre el armónico básico y el valor medio del ruido asociado ($\hat{S}_k - \hat{N}_k$); se desea obtener el armónico básico en el cual la señal del ciclo medio (S_k) y la señal asociada al ruido de los $n_{cr} - 1$ elementos (N_k) poseen la misma magnitud, para una confiabilidad de $\alpha = 0,02$ (98%). De este modo, y a modo de ejemplo, reemplazamos los valores de los parámetros correspondientes al ensayo 44 (40 Nm @ 1600 rpm), para obtener el valor de la constante $t_{\alpha/2}^{n_{cr}-2}$ para $n_{cr} - 2$ grados de libertad con una confiabilidad de $(1 - \alpha)$ utilizando los valores de la tabla del ANEXO E. De modo que:

$$t_{\alpha/2}^{n_{cr}-2} = t_{0,01}^{48} = 2,4098$$

Posteriormente, como parte de la metodología, se realizó un proceso iterativo para encontrar el primer armónico básico donde los límites inferior y superior (Ec. 73) contengan el valor de cero (valor esperado para la diferencia de $\hat{S}_k - \hat{N}_k$). Para el Ensayo 44, el armónico básico que cumple esta condición fue igual a 200 ($k = 200$):

$$Lim_{inf_{E44}} = (S_k - N_k) - t_{\alpha/2}^{n_{cr}-2} \cdot s_k \sqrt{\frac{n_{cr}}{n_{cr} - 1}} \quad \text{Ec. 74}$$

$$Lim_{sup_{E44}} = (S_k - N_k) + t_{\alpha/2}^{n_{cr}-2} \cdot s_k \sqrt{\frac{n_{cr}}{n_{cr} - 1}}$$

Ec. 75

donde:

$$(S_{200} - N_{200}) = 0,0145 - 6,8274 \cdot 10^{-4} = 0,0139 \quad (i)$$

$$t_{\alpha/2}^{n_{cr}-2} \cdot s_k \sqrt{\frac{n_{cr}}{n_{cr} - 1}} = 2,4098 \times 0,0058 \sqrt{\frac{50}{50 - 1}} = 0,0140 \quad (ii)$$

reemplazando (i) y (ii) en la Ec. 74 y Ec. 75 se obtuvo que:

$$Lim_{inf_{E44}} = 0,0139 - 0,0140 = -0,0063$$

$$Lim_{sup_{E44}} = 0,0139 + 0,0140 = 0,0214$$

Por lo tanto, para el Ensayo 44 se cumple la condición con los siguientes límites del I.C.:

$$-0,0063 \leq (\hat{S}_k - \hat{N}_k) \leq 0,0214 \quad Ec. 76$$

En el Ensayo 44, el armónico base igual a 200 cumple la condición donde $\hat{S}_k - \hat{N}_k$ posee un valor nulo y, por lo tanto, se define $k = 200$ como el armónico de corte. Se aplica un filtro digital pasa-bajo para eliminar los datos correspondientes a la alta frecuencia normalizada ($f_i^n > 200$). Una vez filtrada la señal se utilizó la inversa de la TDF para convertir del dominio de la frecuencia al dominio del tiempo; y de este modo, se obtuvieron las curvas suavizadas de p_{cil} . En la Figura 39 se exponen los resultados de la señal original en comparación a la señal filtrada para la derivada de p_{cil} . En esta figura del Ensayo 44, se puede observar que la dispersión (área en color gris) se atenúa considerablemente en la zona de combustión al comparar la señal filtrada con la señal original. La validez de esta metodología se evaluó en el Capítulo 4 en función a la calidad obtenida en la curva de la T.C.L.

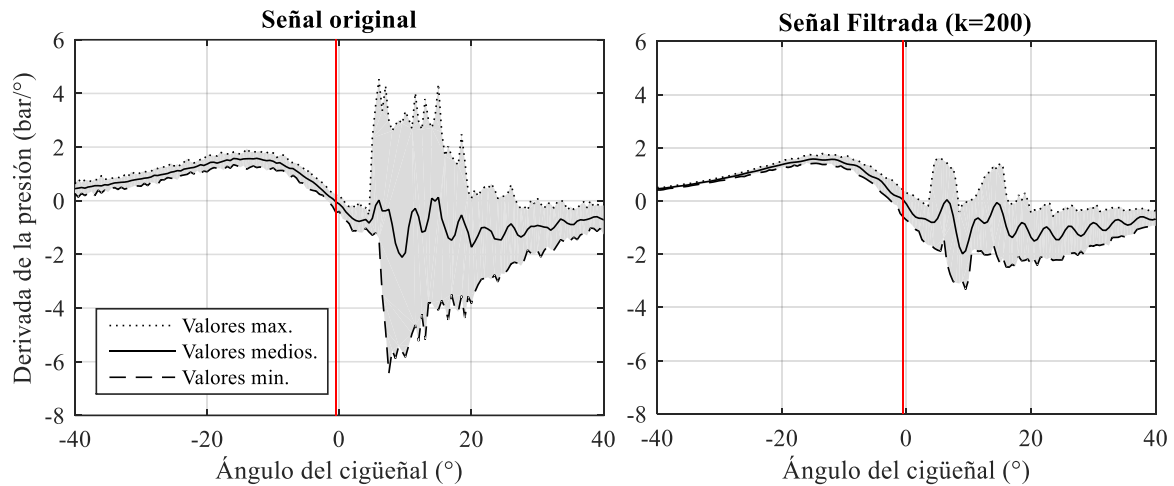


Figura 39. Señal original y señal filtrada correspondiente al ensayo 44 (40 Nm @ 1600 rpm).

3.3.2. Método B: análisis del comportamiento del espectro de la señal media de la TDF

Según lo expuesto anteriormente, el valor de la magnitud de los armónicos básicos (S_k) corresponde al valor de la señal media; se conoce que el espectro de la TDF revela la existencia o ausencia de patrones repetitivos en la señal, donde el ruido se manifiesta bajo la forma de un canal agudo o pico en el espectro [38]. Un estudio realizado por la [41] relaciona la curva de la evolución de la presión al interior del cilindro con el comportamiento del espectro de la TDF (ver Figura 40), donde se asocia al cambio de pendiente de la curva del espectro (imagen inferior) a la influencia de las oscilaciones de la presión al interior del cilindro (imagen superior).

La pendiente negativa que se observa en los valores de los armónicos básicos de la señal (imagen inferior de la Figura 40) está relacionada a las variables intrínsecas del proceso de la combustión, estos son: la presión máxima, el valor máximo del incremento de la presión (máxima derivada de la presión), y la máxima velocidad del incremento de presión (máximo valor de la segunda derivada de la presión). El cambio de pendiente se debe a fenómenos asociados a la resonancia (oscilaciones de presión al interior del cilindro); por lo tanto, un cambio abrupto del valor de la pendiente es un claro indicador de la presencia de un fenómeno físico diferente al proceso de la combustión ocurrido en el volumen confinado del cilindro [39].

Basado en estas afirmaciones, se seleccionó la frecuencia de corte donde se presenta la primera concavidad (canal estrecho) en la curva del espectro de los armónicos básicos de la TDF de la señal de p_{cil} , localizados en alta frecuencia (véase zona entre $(d^2p_z/d\varphi^2)_{max}$ y oscilaciones de presión de la imagen inferior de la Figura 40).

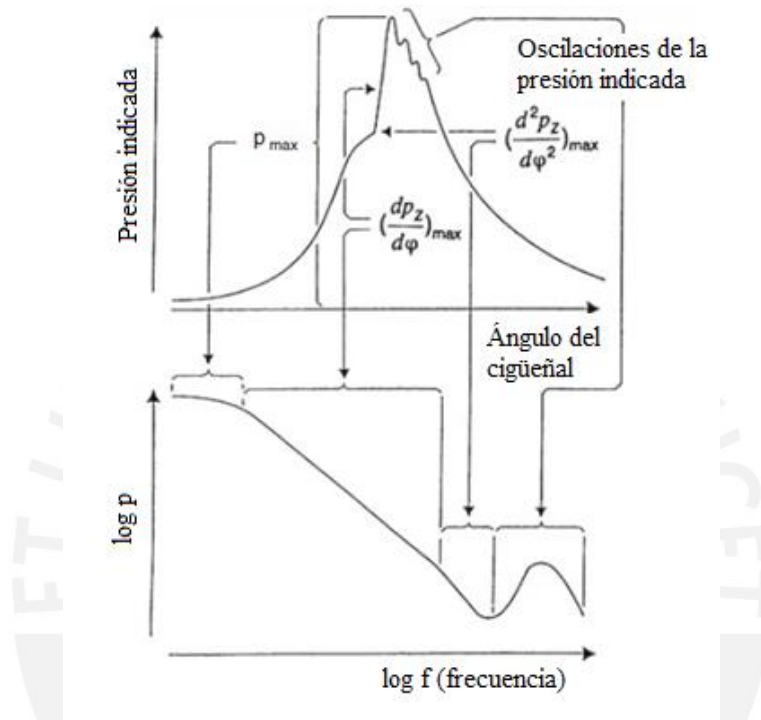


Figura 40. Correlación entre la evolución de p_{cil} y el espectro de la TDF [41].

Como ejemplo de cálculo para el método B, se seleccionó un punto de funcionamiento con baja variación cíclica (ensayo 39, ver Figura 41) donde se identificó, en el espectro de la señal media, la presencia de un canal agudo (S_{117}) para seleccionarlos como armónico de corte. Los resultados de ambas metodologías se exponen en el siguiente capítulo.

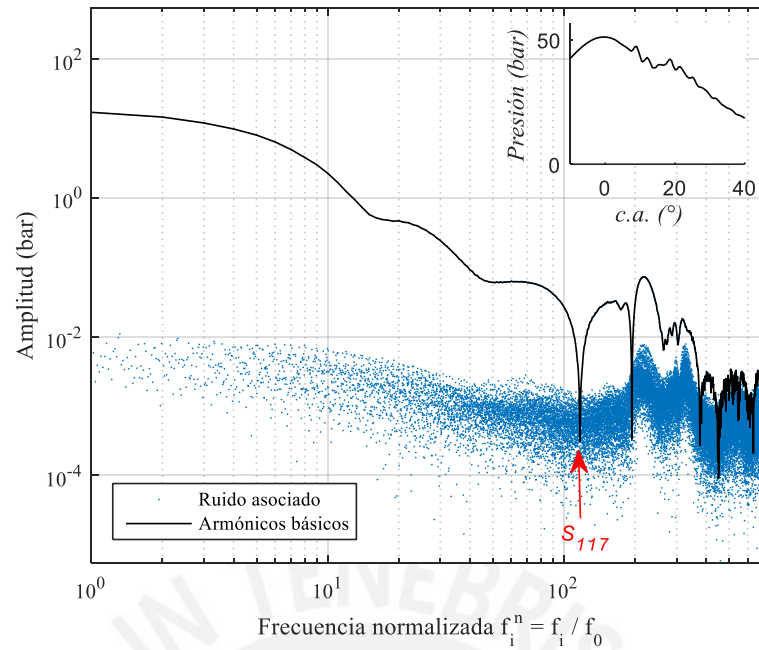


Figura 41. Identificación del armónico de corte en función del cambio de pendiente del espectro de p_{cut} para el punto de funcionamiento 120 Nm @ 1500 rpm.

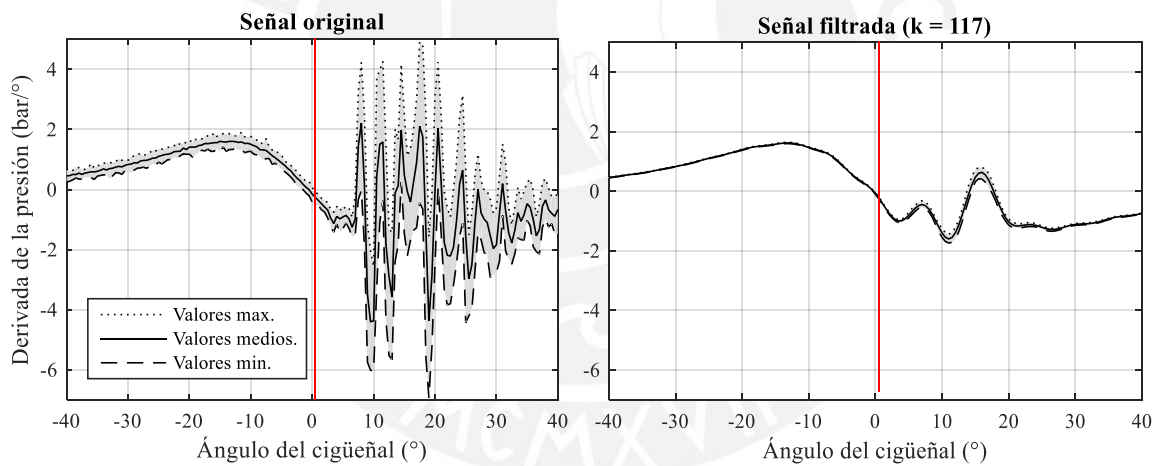


Figura 42. Señal original y señal filtrada correspondiente a el ensayo 39 utilizando el Método B (120 Nm @ 1500 rpm).

Con la finalidad de complementar el entendimiento de la metodología propuesta se presenta un diagrama de flujo en el ANEXO F, el cual fue implementado en un algoritmo computacional utilizando el software MatLab.

Capítulo 4. Resultados y análisis

Según la metodología expuesta en el capítulo 3, se calculó el armónico de corte para los 87 puntos de funcionamientos ensayados utilizando dos métodos: método A (análisis estadístico de la relación señal-ruido del espectro de la TDF) y método B (análisis del comportamiento del espectro de la señal media de la TDF). En el presente apartado se analizan los valores de armónico de corte (S_k) calculado según el método A y el método B (sección 4.1.), se comparan los valores obtenidos de los S_k mediante el método A y B (S_{k_A} y S_{k_B}) con aquellos reportados en la literatura (sección 4.2.), se compara la curva tasa de calor liberada (T.C.L.) obtenida por la señal filtrada según el método A, B y las referencias citadas (sección 4.3.) y se muestran los resultados de p_{cil} y T.C.L. para distintos grado de carga -rpm constante- y distintos regímenes de giro -grado de carga constante- en la sección 4.4.

4.1. Análisis del armónico de corte calculado por los métodos A y B

En la Figura 43 se muestran los resultados del valor calculado del armónico de corte para los 87 puntos de funcionamiento ensayados. Asimismo, en esta figura se grafican los valores de los S_k propuestos por las referencias [14]-[15] y obtenidos según la Tabla 2 (ver capítulo 1), con la intención de compararlos a los resultados obtenidos mediante los métodos A y B (S_{k_A} y S_{k_B}). De la Figura 43 se observa que los valores calculados de S_{k_A} varían entre los armónicos 24 y 612, con el 90% de este rango siendo superior a los determinados mediante las referencias [14]-[15], cuyos armónicos de corte varían de 210 a 240. Además, se constata que para regímenes mayores a 1800 rpm, el método A identifica el armónico de corte en la zona de alta frecuencia (mayor a 6000 Hz) dominada por el fenómeno de la resonancia [12]; es decir, los S_{k_A} presentes en esa zona no corresponden al proceso de la combustión y alojan mayor cantidad de ruido en su señal. Por otro lado, en la Figura 43 se advierte que los valores del armónico de corte obtenido por el método B (S_{k_B}) varía entre 24 y 285, con el 99% de este intervalo ubicados por debajo de los valores obtenidos por la referencia [14]-[15]. Las frecuencias correspondientes a los S_{k_B} fueron inferiores a 2400 Hz.

Independiente del método utilizado, durante el funcionamiento sin carga (0 Nm), donde se calcularon puntos de operación con elevada variación cíclica ($CoV_{pmi} > 43,5\%$), se obtuvieron los menores valores del armónico de corte ($S_k > 35$). Estos S_k correspondieron a la condición de operación en vacío (0 Nm) para 1400 rpm, 1500 rpm y 2100 rpm (ensayos 29, 36 y 80; ver ANEXO C, Tabla C. 1. Puntos de funcionamiento del motor Diesel para los ensayos experimentales.). De acuerdo con las referencias [12] y [13], dichos valores de S_k pertenecen a la zona de baja frecuencia asociada al trabajo mecánico durante las carreras de compresión y expansión. Por ello, y con la finalidad de hacer un análisis más detallado, en estos puntos de funcionamiento se verificó sus respectivos espectros de TDF.

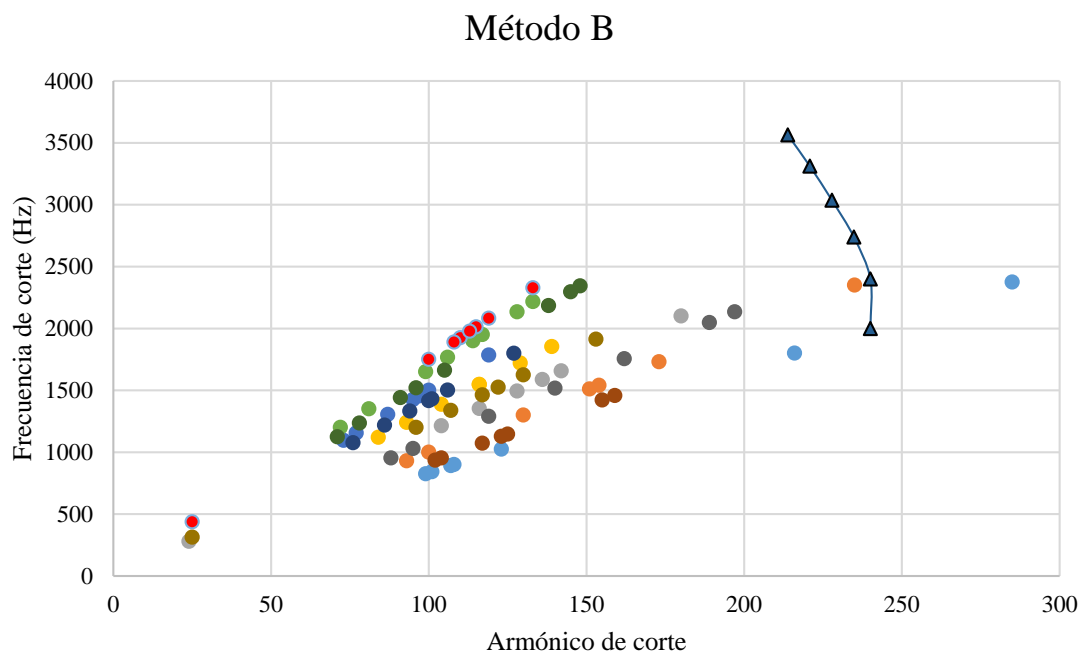
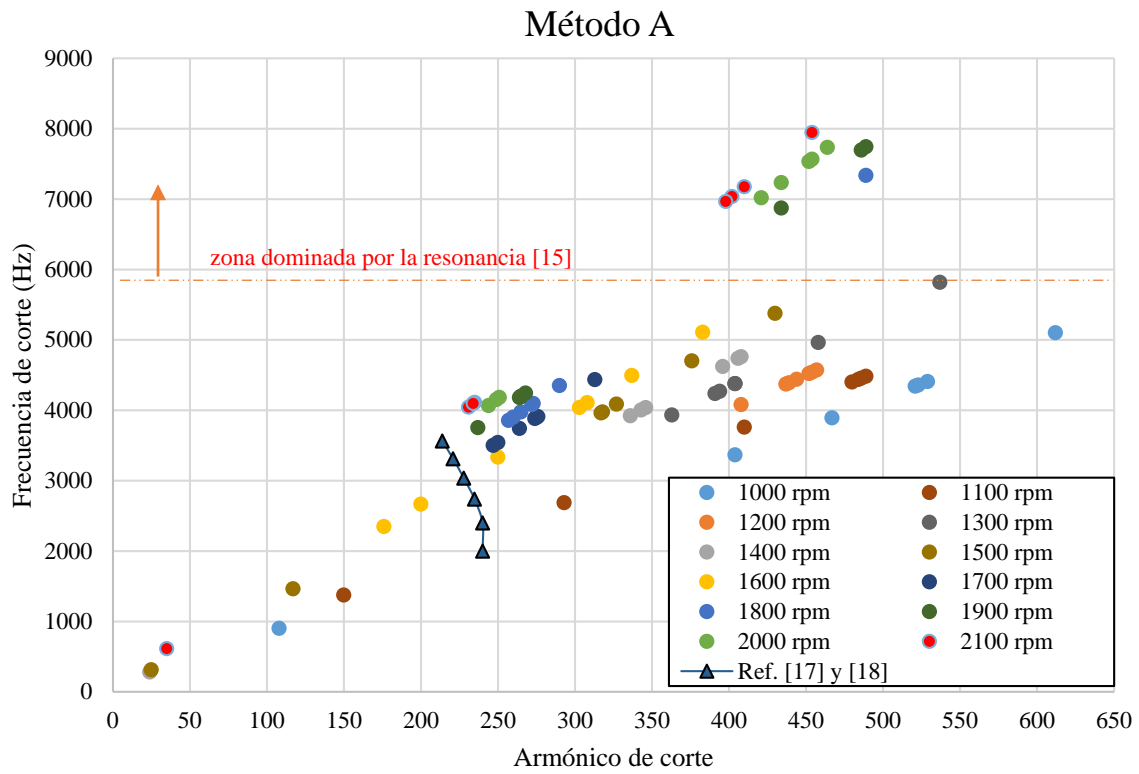


Figura 43. Frecuencia de corte vs armónico de corte según método A (figura superior) y método B (figura inferior), correspondientes a los 87 puntos de funcionamiento del motor.

Los ensayos 29, 36 y 80 presentaron una perturbación en la posición angular de 180° BTDC (inicio de la compresión, identificado en rojo en Figura 44 para el ensayo 29). Este fenómeno se puede presentar debido al efecto producido por el cierre de válvulas y, la perturbación en la señal también se manifiesta en sus respectivos espectros de la TDF (ver Figura 45 para el ensayo 29). Debido a que esta perturbación se encuentra en la zona de baja frecuencia (menor al armónico 50), se descarta sus valores asociados de S_k a dicha perturbación (S_{24} para el ensayo 29). Posteriormente, se vuelve a emplear la metodología a partir del armónico básico donde la pendiente del espectro adquiere un valor negativo y, de este modo, se obtiene el nuevo valor de S_k . Los resultados del armónico de corte corregido mediante ambos métodos ($S_{k_{A_corr}}$ y $S_{k_{B_corr}}$) se muestran en la Tabla 9 para los ensayos 29, 36 y 80.

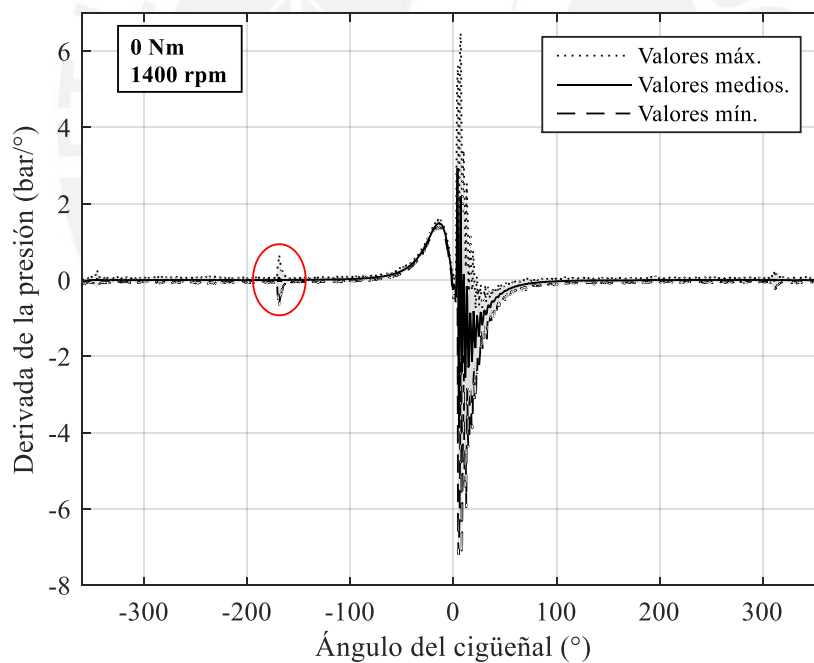


Figura 44. Derivada de p_{cil} vs c.a. correspondiente al ensayo 29.

Tabla 9. Puntos de funcionamiento con menor armónico de corte (procedimiento A y B).

Ensayo	rpm	Torque	CoV_{pmi} (%)	S_{k_A}	$S_{k_{A_corr}}$	S_{k_B}	$S_{k_{B_corr}}$
29	1400	0	55,6%	24	346	24	196
36	1500	0	61,4%	25	146	25	156
80	2100	0	43,5%	35	404	25	124

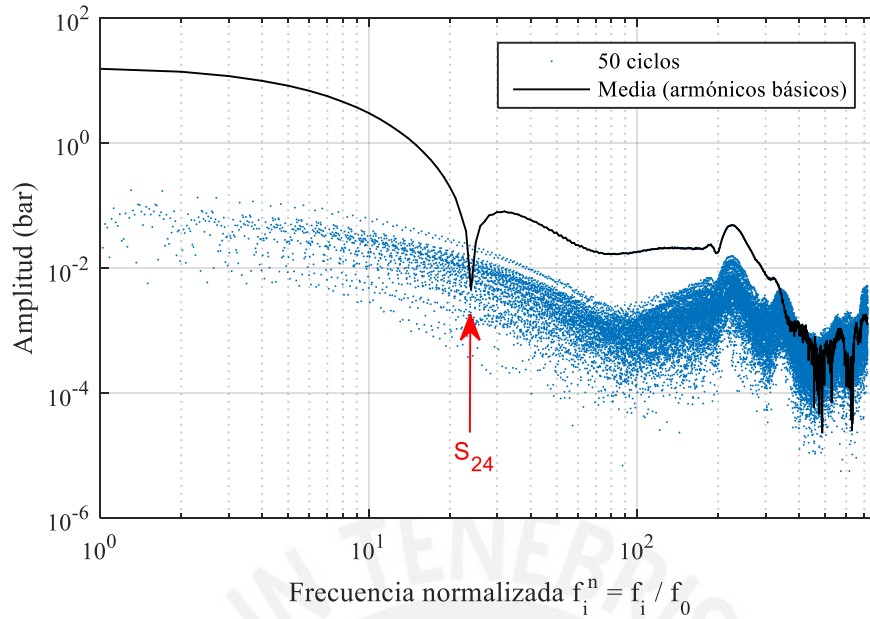


Figura 45. TDF para el ensayo 29 correspondiente a 0 Nm a 1400 rpm.

Corregidos los ensayos que poseen un valor de S_k perteneciente a bajas frecuencias (ver Tabla 9), se realizó un análisis comparativo entre los resultados de S_{k_A} y S_{k_B} , para todos los puntos de funcionamiento ensayados, evaluando la influencia del régimen de giro y el grado de carga (ver Figura 46).

Los valores de S_{k_A} mostrados en la Figura 46 advierten que para regímenes menores a 1500 los valores de S_{k_A} son superiores al resto del mapa de funcionamiento del motor. Por su parte, los valores de S_{k_B} presentan, de modo general, una tendencia definida por la influencia del grado de carga sobre la selección del armónico de corte (a mayor carga le corresponde un menor armónico de corte). Esta relación se genera debido a que la velocidad de la onda sonora depende de las características del medio en el que se propaga; y a mayor grado de carga se genera mayor temperatura en la cámara de combustión, aumentando la velocidad del sonido y generando que la cámara de combustión entre en resonancia a frecuencias menores.

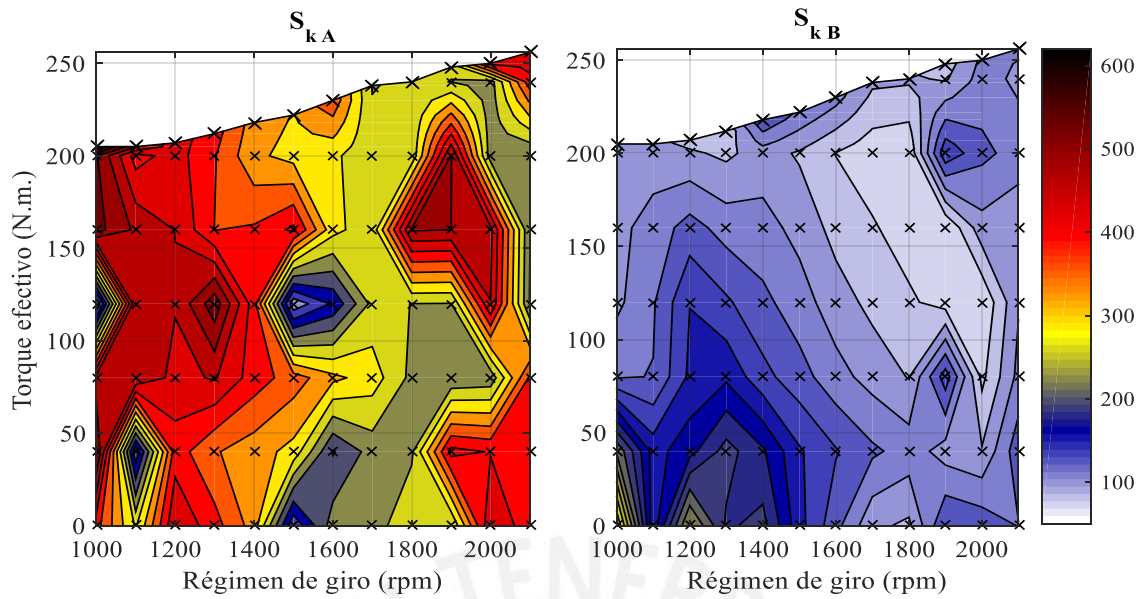


Figura 46. Armónico de corte calculado para cada punto de funcionamiento según el método A y el método B.

4.2. Efectos de la señal filtrada de p_{cil} sobre la tasa del calor liberado

En el presente apartado se analizaron dos ensayos experimentales (con la mayor y menor variabilidad cíclica), luego, el resultado obtenido en el resto de puntos de funcionamiento es analizado a través de la desviación estándar de la T.C.L. El ensayo con menor CoV_{pmi} (menor variación cíclica) es el ensayo 42 (plena carga a 1500 rpm); para este punto de funcionamiento el valor del armónico de corte obtenido con el método A (S_{k_A}) fue 327 (S_{327} , 4088 Hz), mientras que con el método B (S_{k_B}) fue igual a 122 (S_{122} , 1525 Hz) y el armónico de corte según la referencia [14]-[15] ($S_{k_{ref}}$) basada apenas en el régimen de giro, equivale a 249 (S_{249} , 3109 Hz). Los tres armónicos se muestran en el espectro de la TDF de la Figura 47.

Los resultados de la señal de p_{cil} , T.C.L. y desviación estándar de la T.C.L., utilizando S_{k_A} , S_{k_B} y $S_{k_{ref}}$, en contraste a la señal original (provista de ruido) se muestran en la Figura 48. Se observa que la señal filtrada utilizando S_{k_B} remueve efectivamente las oscilaciones de p_{cil} generadas por el efecto de la resonancia y permite identificar claramente dos fases de la combustión en la curva de la T.C.L. (entre 10° y 30° DPMS) donde se observa que la T.C.L. alcanza valores máximos de $86,6 \text{ J}^\circ$ en 24 DPMS . Conforme aumenta el valor del armónico

de corte ($S_{k_{ref}} = 249$ y $S_{k_A} = 327$ con respecto a $S_{k_B} = 122$) se observa que el ruido alojado en altas frecuencias no se atenúa correctamente debido la variación presente en la señal de p_{cil} durante la combustión, lo cual provoca oscilaciones de la T.C.L. con valores de -100 J/° a 200 J/°.

La dispersión de los valores calculados de la T.C.L. se pueden cuantificar mediante la desviación estándar. Para este ensayo, se observa que el máximo valor de la desviación estándar de la T.C.L. obtenidos para los distintos ensayos fueron de $29,8$ J/°, $3,7$ J/° y $18,1$ J/° para los armónicos de corte seleccionados por los métodos A, B y la referencia respectivamente; observándose el mejor resultado el obtenido con el método B.

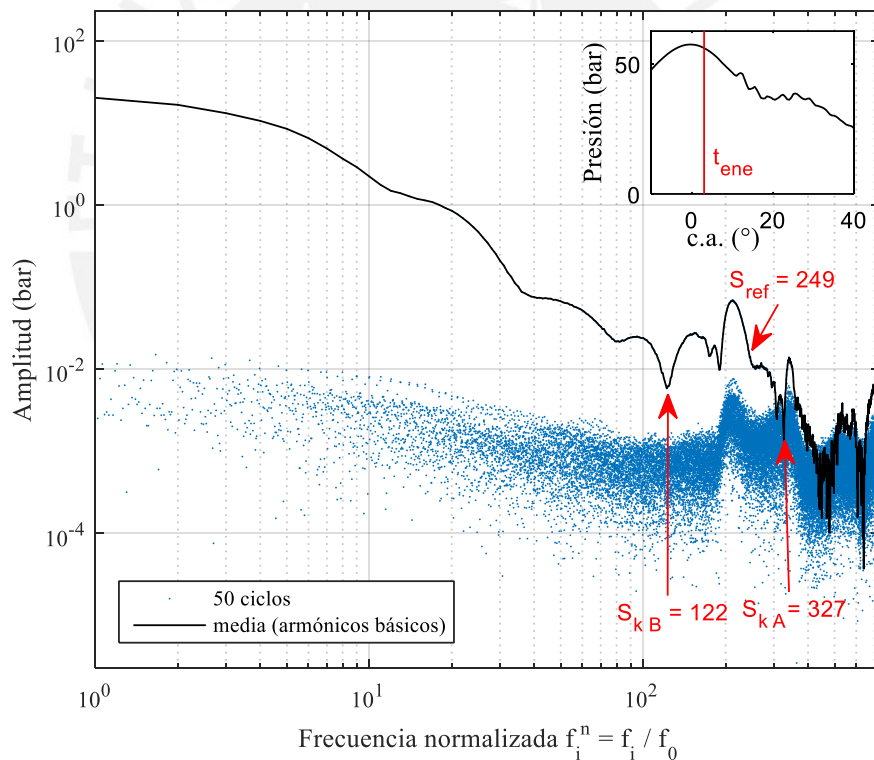


Figura 47. Espectro de la TDF para el ensayo 42 correspondiente a 222 Nm y 1500 rpm.

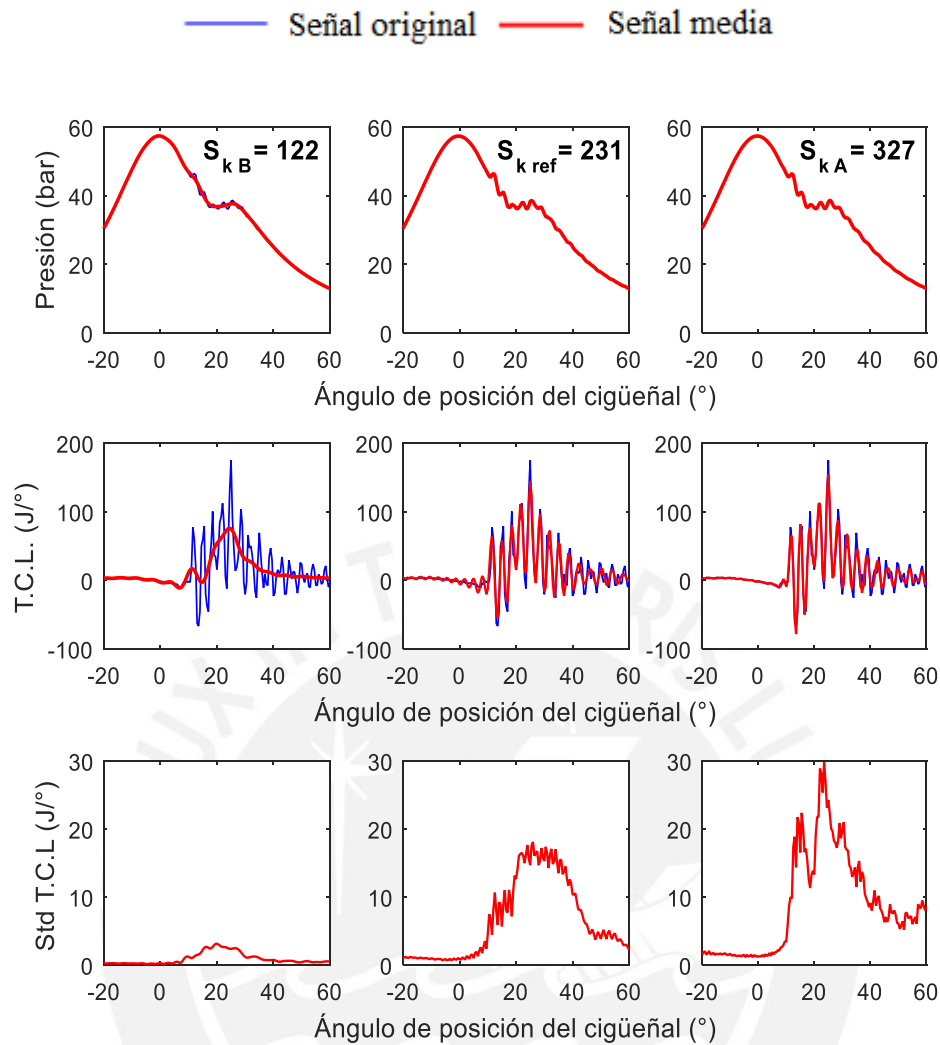


Figura 48. Presión, tasa de calor liberado y desviación de la T.C.L. en función de la posición angular para la señal original y la señal filtrada correspondiente a 222 Nm y 1500 rpm.

La desviación estándar de la T.C.L. es un indicador de la dispersión de los elementos de la muestra con respecto a la media de los ciclos representativos (en este estudio $n_{cr} = 50$). Las oscilaciones de presión (ver Figura 48) quedan notoriamente amplificadas en la curva de la T.C.L. y la STD T.C.L.

Los valores de la desviación estándar angular máxima de la T.C.L. ($SD_{m\acute{a}x(TCL)}$), calculados a partir de la señal filtrada según el método A y el método B (pertenecientes a la zona de combustión), son presentados en la Figura 50. Se observa que la totalidad de los valores de $SD_{m\acute{a}x(TCL)}$ obtenidos mediante el método B son inferiores a 30 J/°, mientras que usando el

método A los valores de $SD_{m\acute{a}x(TCL)}$ alcanzan el valor pico de 90 J/° , en la zona de bajo régimen de giro. Además, a partir de los resultados del método A se puede inferir que apenas el 34% de los puntos de funcionamiento del mapa del motor poseen $SD_{m\acute{a}x(TCL)}$ inferior a 30 J/° .

Los resultados obtenidos en el ensayo experimental con mayor variación cíclica (ensayo 44) presentan una tendencia similar a los expuestos anteriormente (ver Figura 49).

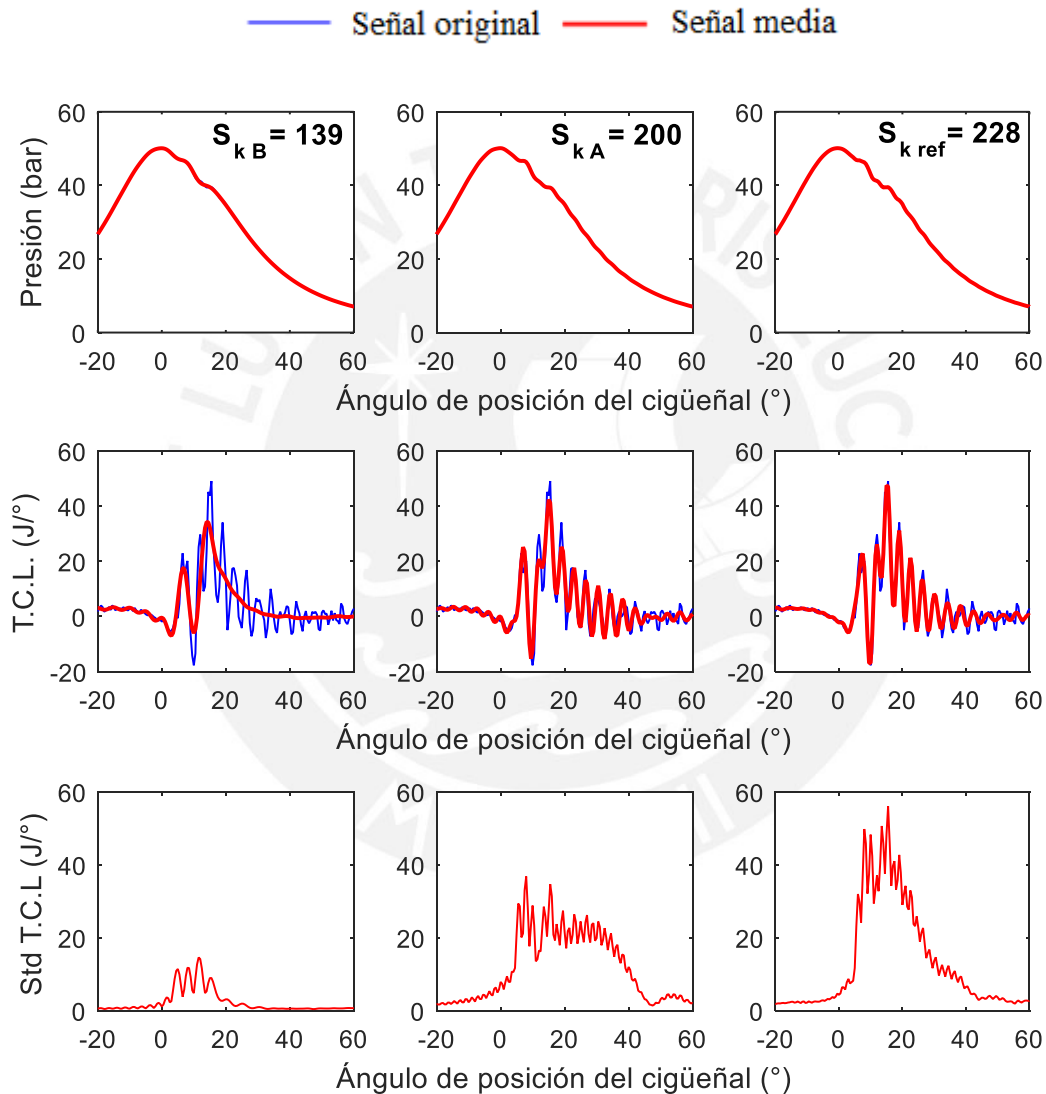


Figura 49. Presión, tasa del calor liberado y desviación de la T.C.L. en función de la posición angular para la señal original y la señal filtrada correspondiente a 40 Nm y 1600 rpm .

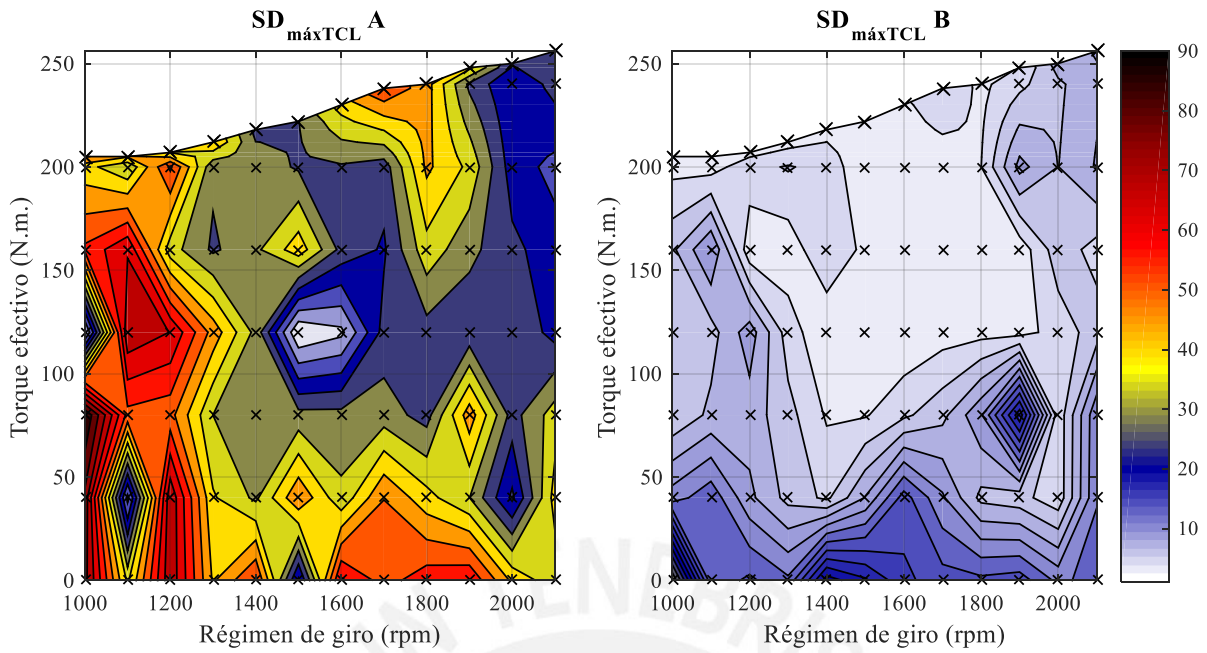


Figura 50. Desviación estándar máxima de la tasa de calor liberado filtrado según los métodos A y B.

En la Figura 51 se analiza el comportamiento de la variación cíclica en función a la covarianza de la presión media indicada (CoV_{pmi}) y su efecto en la $SD_{m\acute{a}x(TCL)}$ para los puntos de funcionamiento ensayados. En esta figura se observa que con el método B se obtienen menores valores de la $SD_{m\acute{a}x(TCL)}$ a razón que disminuye el valor del CoV_{pmi} . Esta tendencia tiene relación al grado de carga, donde los puntos de funcionamiento en vacío presentan mayores valores de $SD_{m\acute{a}x(TCL)}$.

Independientemente del método utilizado los ensayos con $CoV_{pmi} > 10\%$ (la mayoría presentes en la condición de vacío); poseen una elevada variación cíclica, esto se debe a que el tiempo de *delay* no es el igual entre ciclos consecutivos; por lo tanto, las oscilaciones de presión generadas por la resonancia al interior de la cámara de combustión varían en función al inicio de la combustión (*SoC*) y, a su vez, la frecuencia de corte varía considerablemente entre los ciclos. Por tal motivo, elegir un armónico de corte basándose únicamente en el espectro del valor medio de la muestra no aseguraría en estos puntos de funcionamiento la remoción adecuada del ruido de la señal de p_{cil} (generando error en el cálculo de la tasa de calor liberado). La evaluación de la TDF para cada ciclo, en lugar del análisis de la TDF

promedio, sería un aporte que podría generar resultados más satisfactorios en dichos puntos de funcionamiento.

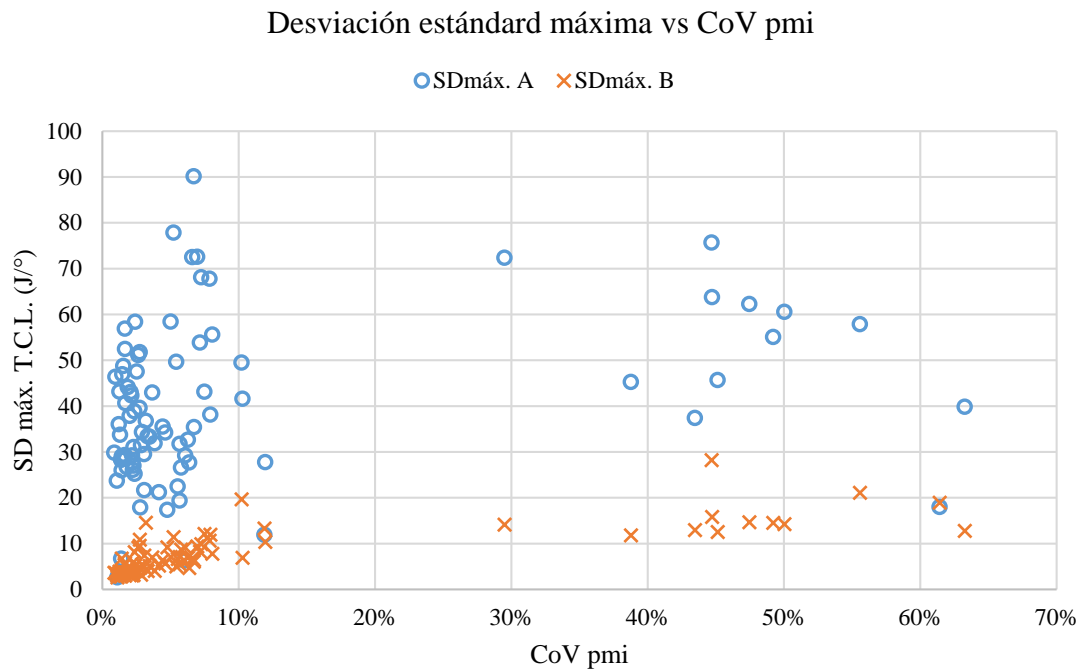


Figura 51. Relación de la desviación estándar máxima de la T.C.L. en función de la CoV_{pmi} (superior) y del grado de carga (inferior) obtenido mediante el método A y B para todos los ensayos experimentales.

4.3. Efectos del régimen de giro y el grado de carga sobre la señal de p_{cil} filtrada mediante el método B

Los resultados promedios de la señal filtrada de 50 ciclos consecutivos, utilizando S_{k_B} , fueron comparados al promedio de las señales originales (sin filtro) en términos de presión indicada y tasa de calor liberado para regímenes de 1000 rpm, 1500 rpm y 2000 rpm (ver Figura 52, Figura 53 y Figura 54). En estas figuras se observan oscilaciones en la señal de p_{cil} correspondientes a la fase de combustión (entre -10° y 30° aproximadamente). Estas oscilaciones se pueden presentar debido a la geometría del canal indicador utilizado (ver sección 2.2.3), el cual posee una frecuencia natural de la cavidad de aproximadamente 1,5 kHz

y, según la referencia [19], el motor posee una frecuencia de golpeteo (generada por la combustión) típica de 2 kHz (ver Figura 16) por lo tanto, la cavidad entraría en resonancia y distorsionaría la señal.

También se puede observar en estas figuras que a mayor régimen, las oscilaciones de presión en la señal de p_{cil} sin filtrar aumentan durante la fase de la combustión; esto se debería a que el incremento del régimen de giro provoca un aumento de la frecuencia de muestreo (ver Ec. 16) la cual podría registrar fenómenos de resonancia al interior del cilindro. La frecuencia de muestreo posee valores de 12 kHz para 1000 rpm, 18 kHz para 1500 rpm y 24 kHz para 2000 rpm y, según lo indicado en el estado del arte (ver apartado 2.2.2), cualquier fenómeno en la cámara de combustión que posea una frecuencia mayor a 17 kHz se amplificará debido al fenómeno de resonancia en el cristal piezoeléctrico; esto podría ocurrir en las señales registradas superiores a 1500 rpm, las cuales presentan una señal de p_{cil} con mayores oscilaciones de presión.

A partir de la señal p_{cil} filtrada se pueden identificar claramente las zonas de la combustión, descritas por la referencia [23], en la gráfica de la tasa de calor liberado (T.C.L.); esto es: el período de *delay* (t_{delay}), la combustión rápida, la combustión controlada y la combustión tardía o por difusión (ver Figura 27 y sección 2.4). El t_{delay} se define como el intervalo entre el inicio de la inyección (considerado en este análisis como el tiempo de energización de la bobina del inyector, t_{ene}) y el inicio de la combustión (SoC). El SoC es un indicador importante debido a su impacto directo en la T.C.L. y a su influencia en la emisión de gases y el ruido generado durante la combustión; el avance del SoC produce mayores picos de presión y temperatura al interior del cilindro (aumentando los niveles de emisión de NO_x), el retraso de SoC favorece la combustión incompleta. Se identificó el SoC , según lo propuesto por la referencia [28], como el primer valor igual a cero de la curva de la T.C.L. luego de producirse el inicio de la inyección (t_{ene}). Los valores de t_{ene} , SoC y t_{delay} se muestran en las Tabla 10,

Tabla 11 y Tabla 12 para los ensayos graficados, los cuales no serían identificados utilizando los valores de la señal original debido al gran ruido alojado.

Se observa, para el ensayo a 1000 rpm (ver Figura 52), un mayor t_{delay} (en ms) a baja carga (ver Tabla 10) lo que permite una mayor cantidad de combustible en la pre mezcla y una mayor intensidad en la combustión rápida (primera curvatura de la T.C.L., ver Figura 27). De forma similar, en el ensayo a 2000 rpm (ver Figura 54) se verifica que el ensayo con mayor t_{delay} (a plena carga) presenta una combustión rápida superior al resto de ensayos graficados. Es necesario cuantificar el t_{delay} debido a que un periodo muy extenso puede conducir a un aumento de presión rápido lo que puede originar daños en los componentes del motor y, como ya se ha mencionado, aumento de la T.C.L. máxima que conllevaría a mayores emisiones de NO_x . Por último, gracias a que el filtro seleccionado remueve adecuadamente el ruido de p_{cil} , se observa que la fase de combustión controlada (segunda curvatura de la T.C.L., ver Figura 27) tiende a alejarse del PMS a razón que aumenta el grado de carga y el régimen de giro; este efecto se podría deber a la tendencia de retrasar el valor máximo de la T.C.L. ($T.C.L._{máx}$) con una finalidad estratégica de la gestión del motor para alcanzar menores temperaturas y reducir las emisiones de NO_x , además de reducir los picos de presión al interior del cilindro.

Tabla 10. Parámetros de la combustión de la señal filtrada a 1000 rpm.

	40 N.m	120 N.m	200 N.m
t_{ene} (°)	-6,00	-8,00	-6,00
SoC (°)	-0,50	-5,00	-3,50
1000 rpm t_{delay} (°)	5,50	3,00	2,50
t_{delay} (ms)	0,92	0,50	0,42
$T.C.L._{m\acute{a}x}$ (°)	1,00	8,50	11,00

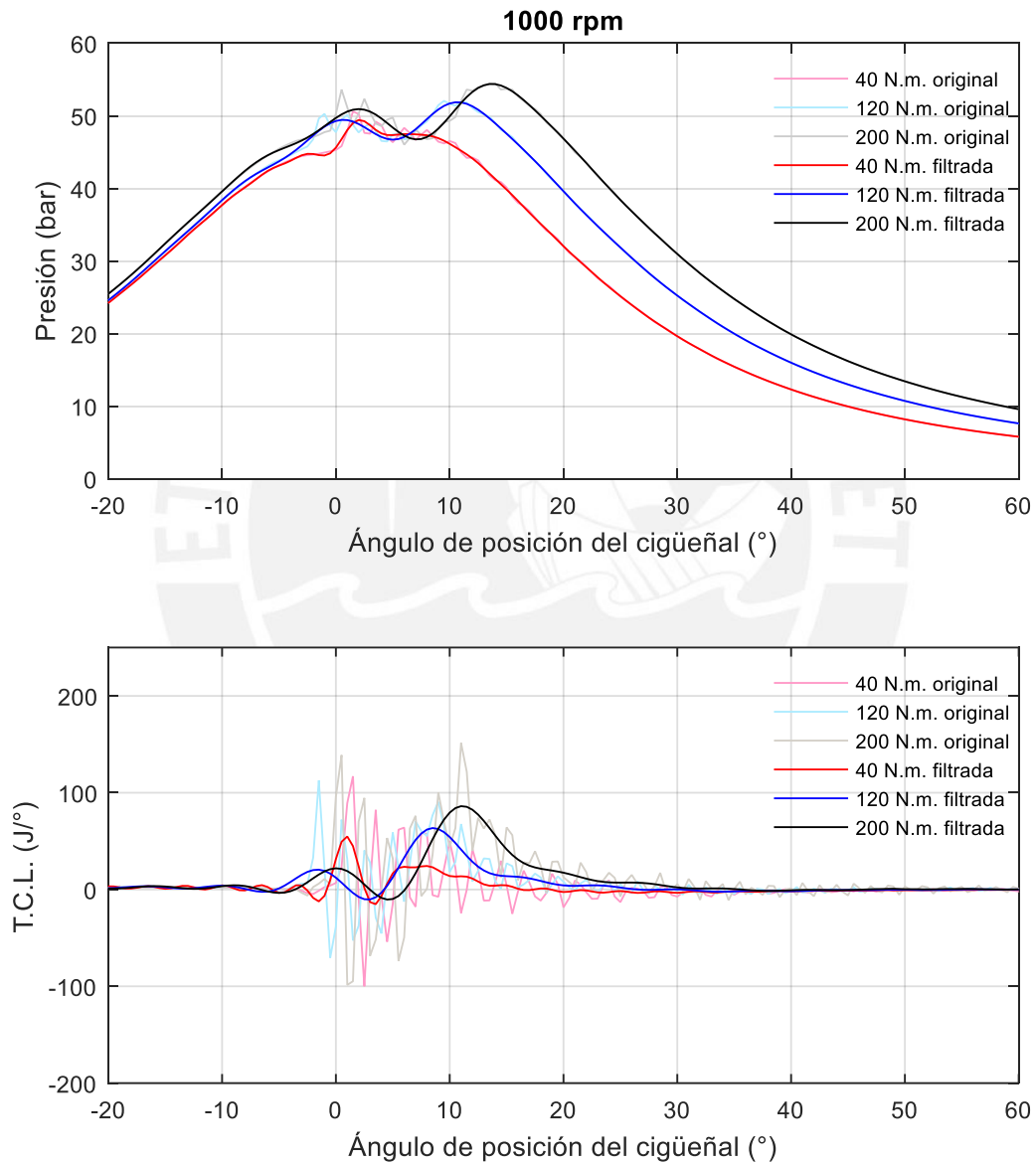


Figura 52. Señal media filtrada y original de la presión (superior) y T.C.L. (inferior) para un régimen de giro de 1000 rpm y grados de carga de 40, 120 y 200 Nm.

Tabla 11. Parámetros de la combustión de la señal filtrada a 1500 rpm.

	40 N.m	120 N.m	200 N.m
t_{ene} (°)	-2,50	-0,50	1,50
SoC (°)	4,00	5,50	4,50
1500 rpm t_{delay} (°)	6,50	6,00	3,00
t_{delay} (ms)	1,08	1,00	0,50
$T.C.L._{m\acute{a}x}$ (°)	13,00	16,50	21,50

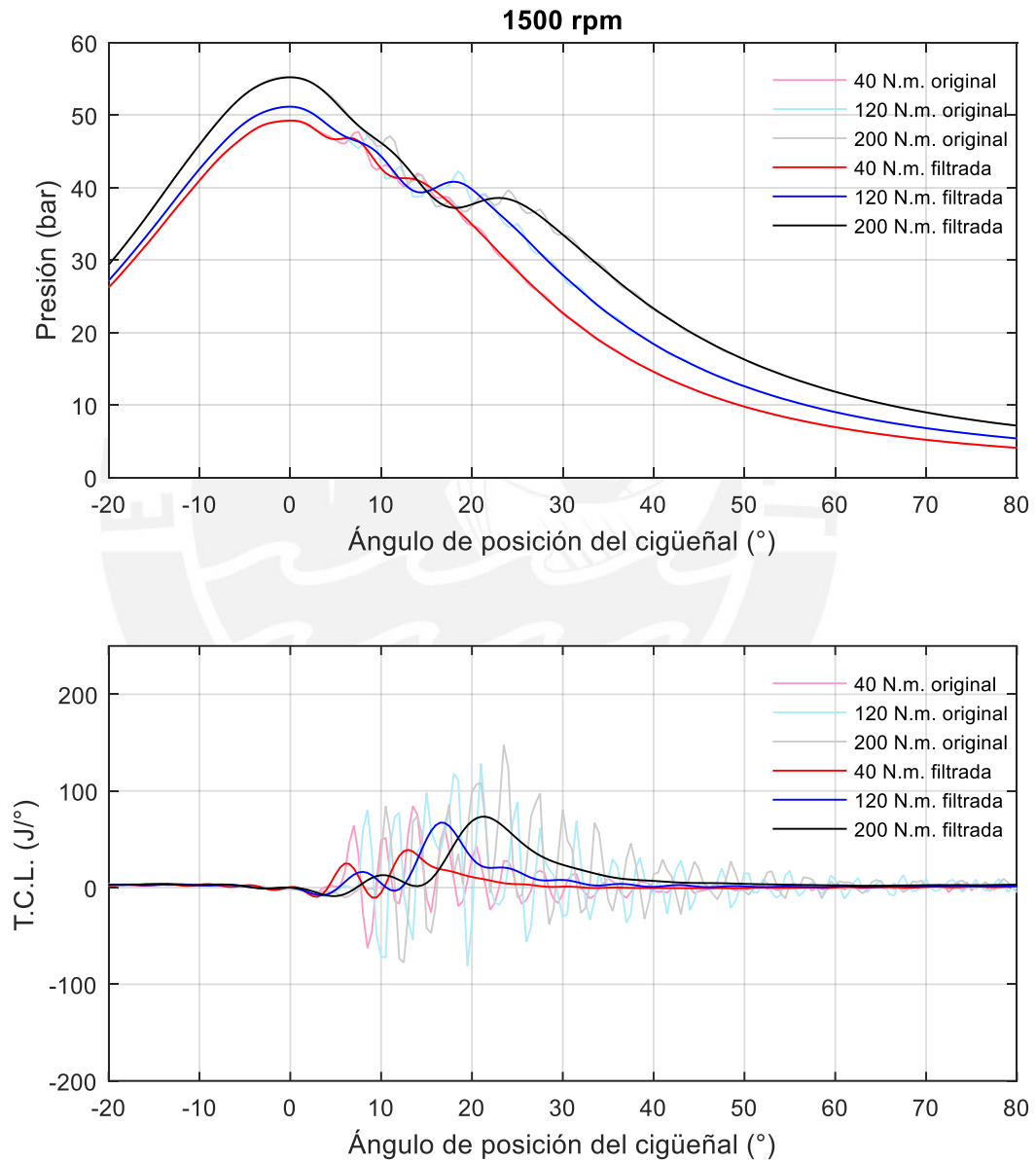


Figura 53. Señal filtrada y original de presión (superior) y T.C.L. (inferior) para un régimen de giro de 1500 rpm con un grado de carga de 40, 120 y 200 Nm.

Tabla 12 Parámetros de la combustión de la señal filtrada a 2000 rpm.

	40 N.m	120 N.m	200 N.m
t_{ene} (°)	-5,00	-3,00	-3,00
SoC (°)	1,50	3,00	4,00
2000 rpm t_{delay} (°)	6,50	6,00	7,00
t_{delay} (ms)	1,08	1,00	1,17
$T.C.L._{máx}$ (°)	15,5	21,50	25,00

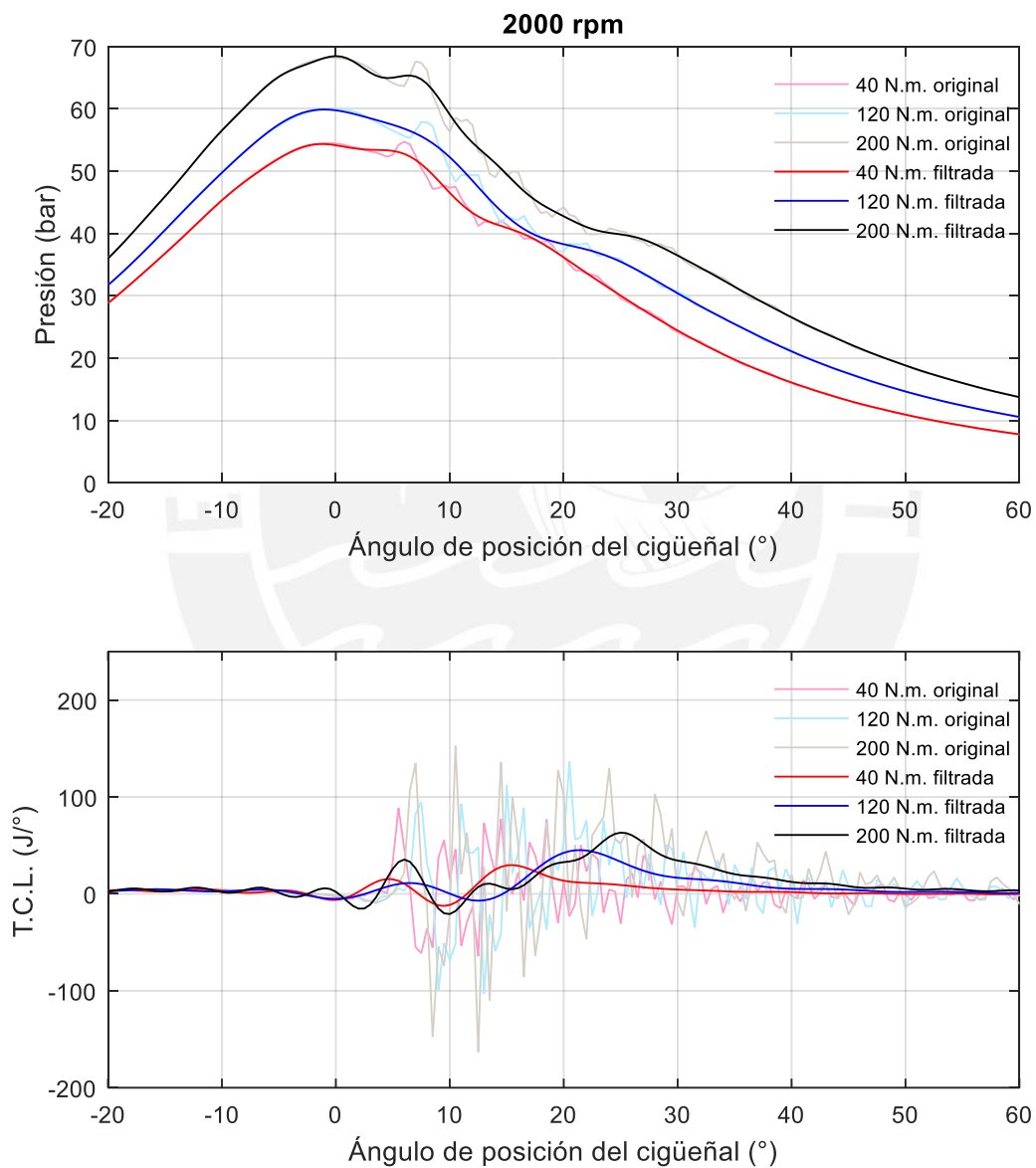


Figura 54. Señal filtrada y original de presión (superior) y T.C.L. (inferior) para un régimen de giro de 2000 rpm con un grado de carga de 40, 120 y 200 Nm

Conclusiones

El presente documento se ha enfocado en presentar una metodología para el procesamiento de la señal de p_{cil} para estudiar el proceso de la combustión en un MEC, a través de la tasa de calor liberado (T.C.L.); para alcanzar este objetivo se han definido diversos aspectos de la metodología los cuales se describen brevemente a continuación.

- Se justificó la elección de un sensor piezoeléctrico para la adquisición de la señal de p_{cil} en el MEC ensayado, debido a su robustez, precisión y rango de operación. Además, se definieron los parámetros de medición para la señal de p_{cil} . En concordancia con las referencias citadas, se definió una frecuencia de muestreo superior a 12 kHz obteniendo resultados satisfactorios en los cálculos de la tasa del calor liberado.
- Se definió la cantidad de ciclos termodinámicos representativos de la muestra en función a un análisis estadístico de la covarianza de la presión media indicada (CoV_{pmi}), donde se seleccionó el ciclo más inestable para evaluar la señal de p_{cil} en la posición angular con mayor desviación estándar. También se definió un intervalo de confianza (I.C.) para los valores de p_{cil} y se analizó la tendencia del I.C. al variar la cantidad de ciclos. Esto permitió definir el número de ciclos necesarios, donde el valor de la precisión de la muestra se mantiene casi constante.
- Se emplearon dos procedimientos para filtrar la señal de p_{cil} (mediante el análisis de la TDF) y remover las oscilaciones de presión generadas por efectos de la resonancia. Estos procedimientos permitieron obtener una mejor calidad de curva de tasa de calor liberado.

Al analizar los resultados obtenidos en el presente estudio se puede concluir lo siguiente:

- Debido a la variación de determinados parámetros (renovación de la carga, cantidad de combustible suministrado, entre otros) a distintos grados de carga y regímenes de giro, la evolución de la curva de p_{cil} no es perfectamente cíclica, lo cual se verifica en el

análisis de la curva de la desviación estándar de la muestra registrada. Se observa que, principalmente en la fase de combustión, el rango de la presión registrada en una determinada *c.a.* aumenta. Por lo tanto, un solo ciclo termodinámico no puede caracterizar un punto de funcionamiento del motor. Es necesario definir una cantidad de ciclos representativos y promediarlos para eliminar el ruido aleatorio; de este modo, se definió la precisión de la muestra. Además, la optimización en el número de ciclos a evaluar permitió un procesamiento más rápido de la señal y una disminución en la carga computacional.

- La eliminación del ruido sistemático solo se puede alcanzar mediante un procesamiento digital de la señal. Por tal motivo, dos procedimientos (A y B) para la eliminación del ruido han sido presentados y aplicados a las señales de los ensayos registrados (ver sección 3.3). El procedimiento A proporcionó un amplio rango de valores del armónico de corte (S_k). Por otro lado, el método B proporcionó un rango reducido de valores de S_k y se observó una tendencia definida en relación al grado de carga y la selección de S_k (ver Figura 46).
- El procedimiento B proporciona menor variación de la señal de p_{cil} filtrada, esto se verificó mediante el análisis de la T.C.L. y del valor máximo de su desviación estándar para los n_{cr} ciclos termodinámicos ($SD_{m\acute{a}x(TCL)}$); la mejor calidad en la curva de la T.C.L. utilizando la señal de presión filtrada según el procedimiento B se debe a que se logró remover efectivamente las oscilaciones de presión, generadas durante la fase de la combustión, sin distorsionar la señal original (ver Figura 48, sección 4.2) y esto permitió una mejor identificación de las distintas fases de la combustión de un MEC. En los resultados expuestos (ver sección 4.3) se observa el efecto del régimen de giro y el grado de carga en la curva de T.C.L. para la señal filtrada mediante ambos procedimientos (A y B); utilizando la señal filtrada mediante el procedimiento B se observa, por ejemplo,

que a razón que aumenta el grado de carga, disminuye el tiempo de *delay*, la fase de combustión rápida presenta una menor intensidad y el valor máximo de la T.C.L. se aleja del PMS (ver Figura 53).

Por otro lado, es importante mencionar ciertos aspectos a ser considerados en trabajos futuros, esto es:

- La pronunciada presencia de oscilaciones de presión en la zona de combustión se puede deber al montaje del sensor en la cámara de combustión (ver sección 2.2.3), cuyo canal indicador tiene una longitud de 45 mm. Para esta condición, la frecuencia natural del canal es menor a la frecuencia característica de golpeteo del motor. Se sugiere que, en posteriores estudios, se adecue una longitud de canal máxima de 4 mm y se determine los posibles efectos en la señal original de p_{cil} .
- El modelo utilizado para el cálculo de la T.C.L. se puede optimizar empleando diversos modelos matemáticos y seleccionando un valor de γ para cada fase de la combustión, mejorando así la precisión de los resultados obtenidos.
- La CoV_{pmi} es un indicador de la estabilidad del motor. Durante la experimentación se observó que los puntos de funcionamiento del motor que poseen un $CoV_{pmi} > 10\%$ presentan un mayor valor de $SD_{m\acute{a}x(TCL)}$ y, además, al analizar la señal de p_{cil} se observa que estos puntos de funcionamiento poseen un características similares a los ensayos del tipo transitorio⁵. Para la remoción del ruido en estas condiciones, se sugiere aplicar el método B a cada uno de los ciclos y no al ciclo promedio; ya que, debido a la inestabilidad que presentan estos puntos en baja carga o en vacío, el inicio de la combustión se suscita en un amplio rango de posición angular.

⁵ Ensayos caracterizados por cambios rápidos en las condiciones de operación (aceleraciones y aumentos de grado de carga), que permiten evaluar las características de respuesta del motor, la confiabilidad del sistema de inyección, entre otros.

Bibliografía

- [1] Reif, Kondar. (2014) History of the automobile. *Fundamentals of Automotive and Engine Technology*. (pp. 2-19). Friedrichshafen: Springer.
- [2] K. Mollenhauer, H. Tschoeke (2010) *Handbook of Diesel Engines*, Heidelberg: Springer.
- [3] Reuss, H.-J.: Hundert Jahre Dieselmotor. Stuttgart: Franckh-Kosmos (1993)
- [4] A. Smith. (1996). A review of the history of emission legislation, urban and national transport trends and their impact on transport emissions. University of central England, Birmingham, UK.
- [5] H. Tschoeke (2010), Diesel Engine Exhaust Emissions, *Handbook of Diesel Engines*, (pp. 417 – 487). Heidelberg: Springer.
- [6] Encinar, R. (2016, 26 de enero). Control de emisiones contaminantes en Europa y Estados Unidos. *CESVIMAP 94*, pp. 52-55.
- [7] Graf, A.; Obländer, P.; Land, K. (2008) Emissionen, Kraftstoffverbrauch- Vorschriften, Testverfahren und Grenzwerte. Mercedes-Benz Abgasbroschüre
- [8] Quispe, Eliana. (2018, diciembre) Recursos del medio ambiente y su uso. *anuario de estadísticas ambientales 2018*. (pp. 303 – 320). MINEM
- [9] Minoru, Osuga. (2014) Engine Management system for compliance with different environmental standards. *Hitachi Review*.
- [10] Rüdiger Teichmann. (2009) Combustion Diagnostics. *Engine Diesel*. Wiesbaden: Springer.
- [11] D. R. Lancaster, R. B. Krieger, J. H. Lienesch, (1975) Measurements and analysis of engine pressuredata, *SAE Paper 750026.7*
- [12] Payri F. (2005) New methodology for in-cylinder pressure analysis in direct injection diesel engines - application to combustion noise. *MEASUREMENT SCIENCE AND TECHNOLOGY*. Meas. Sci. Technol. 16, pp. 540–547. doi:10.1088/0957-0233/16/2/029

- [13] Payri et al. (2009) Digital signal processing of in-cylinder pressure for combustion diagnosis of internal combustion engines. *Science Direct*.
- [14] Armas O., (1998) Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa, Ph.D. Thesis, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, Spain.
- [15] Martín J. (2007) Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa, Ph.D, Thesis, Universidad Politecnica de Valencia, Valencia, Spain.
- [16] Abbad Andaloussi, A. (2013). “*Metodología para la parametrización en tiempo real del proceso de combustión en MCIA*”. Ph.D, Thesis, Universidad Politecnica de Valencia, Valencia, Spain.
- [17] John G. Proakis (2007), Diseño de filtros digitales, “*Tratamiento digital de señales*”. (pp. 1-33; 584-590). España: PEARSON EDUCACIÓN S.A.
- [18] M.T. Wlodarczyk (2006). “*High accuracy glow plug-integrated cylinder pressure sensor for closed loop engine control*”. SAE paper, (2006-01-0184).
- [19] Rakesh Kumar Maurya (2019). In-cylinder pressure measurement in reciprocating engines. *Reciprocating Engine Combustion Diagnostics*. United States: Springer.
- [20] André V. Bueno, José A. Velásquez and Luiz F. Milanez (2012). Internal Combustion Engine Indicating Measurements, Applied Measurement Systems, Prof. Zahurul Haq (Ed.), ISBN: 978-953-51-0103-1, InTech,.
- [21] Arnau, A. (2008). “Fundamentals of piezoelectricity”. *Piezoelectric Transducers and Application*. Heidelberg: Springer. doi:10.1007/978-3-540-77508-9
- [22] G. Gautschi (2002). Piezoelectric sensorics: force, strain, pressure, acceleration and acoustic emission sensors, materials and amplifiers. Engineering online library. Springer.
- [23] Heywood J. (1988). *Internal combustion engines fundamentals*. United States: McGraw – Hill.

- [24] Montgomery D. (2003) *Applied statics and probability for engineers*. USA: Jhon Wiley & Sons.
- [25] Z. Hussain, A. Sadik, P. O'shea (2011). Analog Signal Systems. *Digital Signal Processing*.(pp. 3 – 62). Alemania: Springer. DOI 10.1007/978-3-642-15591-8
- [26] Steven W. Smith (1999). Digital Filters. *Digital Signal Processing*. (pp. 261-351) USA: California Technical Publishing.
- [27] D. Schlichthärle (2011). Filter Structures. *Digital Filter*. (pp. 127-157). Berlin: Springer. DOI 10.1007/978-3-642-14325-0
- [28] Asad, U., & Zheng, M. (2008). Real-time heat release analysis for model-based control of diesel combustion (No. 2008-01-1000). SAE Technical Paper.
- [29] A. Cartwright, R.Fleck. (1996) Cylinder pressure analysis in high performance two stroke engines, SAE Paper 962535.
- [30] V. Macian (1984) Contribución al estudio de la influencia del movimiento del ruido sobre la dispersión cíclica y su caracterización, Ph. D. Thesis, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, Spain. SAE Paper750026.
- [31] A. L. Randolph. (1990) Methods of processing cylinder-pressure transducer signals to maximize data accuracy, SAE Paper 900170.
- [32] M. F. J. Brunt, A. L. Emtage, (1996) Evaluation of IMEP routines and analysis errors, SAE Paper 960609.
- [33] Stones (2012). Spark ignition engines. Introduction to internal combustion engines. (pp. 120-140). USA: SAE INTERNATIONAL.
- [34] Payri F. (2011) Adaptive determination of cut-off frequencies for filtering the in-cylinder pressure in diesel engines combustion analysis. *Elsevier, Mechanical Systems and Signal Processing* 24, pp. 1767–1784. doi: 10.1016/j.ymsp.2009.12.011

- [35] Smith S. (1999) Applications of the DFT. *Digital signal processing*. (pp. 169-180). USA: California Technical Publishing.
- [36] E.L. Kosarev, E. Pantos, (1983) Optimal smoothing of ‘noisy’ data by fast Fourier transform, *J. Phys. E: Sci. Instrum.* 16 537e543.
- [37] Lapuerta M., Armas O., Molina S., (2003) Study of the compression cycle of a reciprocating engine through the polytropic coefficient, *Applied Thermal Engineering* 23. pp. 313 – 323.
- [38] S. Vasegui, (2008) Spectral Substraction. *Advanced digital signal processing and noise reduction*. Wiley, United Kingdom, 321-329.
- [39] Payri F., (2005) New methodology for in-cylinder pressure analysis in direct injection diesel engines – application to combustion noise. *Measurement Science and Technology* 16. pp. 540-547. doi:10.1088/0957-0233/16/2/029.
- [40] W.G. Hankel (1881) “Über die aktinound piezoelektrischen eigenschaften des bergkrystalles und ihre beziehung zu den thermoelektrischen” *Abh. Sächs.* 12: 457
- [41] Flotho, A., Spessert, B.: (1988) Geräuschkinderung an direkteinspritzenden Dieselmotoren—Teil 1 & Teil 2. *Automob. Ind.* 33, 255–261, 561–565.



ANEXO A

Tabla A. 1. Parámetros evaluados en el banco de pruebas.

SÍMBOLO	MODELO	PARÁMETRO A MEDIR
HR	<i>Omega</i>	Humedad relativa
T1		Temperatura atmosférica
P0	<i>Lambrecht</i>	Presión atmosférica
ΔP	<i>Dwayer</i>	Diferencia de presión en el flujómetro laminar
T2	<i>Giva TIPO K</i>	Temperatura al ingreso del turbogrupo
P2	<i>Yokogawa</i>	Presión al ingreso del turbogrupo
rpm	-	Revoluciones del eje del turbogrupo
P3	<i>Danfoss</i>	Presión a la salida del turbogrupo
T3	<i>Giva TIPO K</i>	Temperatura a la salida del turbogrupo
T4	<i>Giva TIPO K</i>	Temperatura a la entrada del múltiple de admisión
m_c	<i>Elite</i>	Flujo másico de combustible
T5	<i>Giva TIPO K</i>	Temperatura a la salida del múltiple de escape
P5	<i>Danfoss</i>	Presión a la salida del múltiple de escape
P6	<i>Yokogawa</i>	Presión a la salida de la turbina
T6	<i>Giva TIPO K</i>	Temperatura a la salida de la turbina
rpm		Régimen de giro del cigüeñal del motor
T	<i>Zollner</i>	Torque del motor
α	<i>AVL 365C</i>	Posición angular del cigüeñal
p_{cil}	<i>AVL GU21D</i>	Presión al interior del cilindro #1
p_{adm}	<i>LP11DA</i>	Presión del aire en el múltiple de admisión
t_{ene}	<i>Active Current Clamp</i>	Tiempo de energización del solenoide del inyector diésel

Tabla A. 2. Frecuencia de muestreo.

Parámetro	Símbolo	Valor
Presión al interior del cilindro	p_{cil}	$\left(\frac{1 \text{ muestra}}{0,5^\circ}\right)$
Presión en el múltiple de admisión	p_{adm}	$\left(\frac{1 \text{ muestra}}{0,5^\circ}\right)$
Corriente de energización de la bobina del solenoide del inyector N° 1	t_{ene}	$\left(\frac{1 \text{ muestra}}{0,5^\circ}\right)$
Flujo másico de combustible	\dot{m}_c	$1 \left(\frac{ms}{\text{muestra}}\right)$
Diferencial de presión en el medidor de flujo de aire de combustión	Δp	$1 \left(\frac{ms}{\text{muestra}}\right)$
Presiones y temperaturas del motor	p, T	$1 \left(\frac{ms}{\text{muestra}}\right)$

ANEXO B

Referencia angular de la señal de p_{cil}

La medición de la señal de p_{cil} se debe referenciar a la posición angular del cigüeñal ($c.a.$) que proporciona el volumen instantáneo al interior del cilindro. De este modo, la medición de la $c.a.$ fue determinada mediante el uso de un sensor óptico (*encoder*), el cual realiza un escaneo fotoeléctrico a un disco marcado (ver Figura B. 1) posicionado en el eje del cigüeñal.

Para adquirir la señal de la $c.a.$, un rayo de luz es emitido por una fuente LED perpendicularmente al disco opaco; debido a que el disco se encuentra en rotación, el rayo de luz pasará por el cuerpo opaco hacia el detector de luz solo si atraviesa alguna de las marcas graduadas en el disco. En este contexto, una secuencia de pulsos de luz sincronizada con la posición angular del cigüeñal pasará a través del disco (canal A, ver Figura B. 1) y será conducida a través de una fibra óptica a un convertidor luz-pulso, donde las celdas fotovoltaicas transforman esta señal luminosa en eléctrica [20]; algunas configuraciones suelen utilizar una segunda fuente de luz (canal B, ver Figura B. 1) para aumentar la resolución del disco marcado. De esta forma, el codificador da salida a una cadena de impulsos en respuesta a la cantidad de desplazamiento de rotación del cigüeñal. Así mismo, un contador independiente (canal Z, ver Figura B. 1) cuenta el número de impulsos de salida para determinar el régimen de giro.

Los pulsos eléctricos emitidos por el encoder se deben asignar a una posición angular del cigüeñal para lo cual es necesario determinar la ubicación precisa del PMS. La Figura B. 2 (de la referencia [19]) muestra la relación costo (o esfuerzo) - exactitud de distintos métodos propuestos por los autores para determinar la posición exacta del PMS.

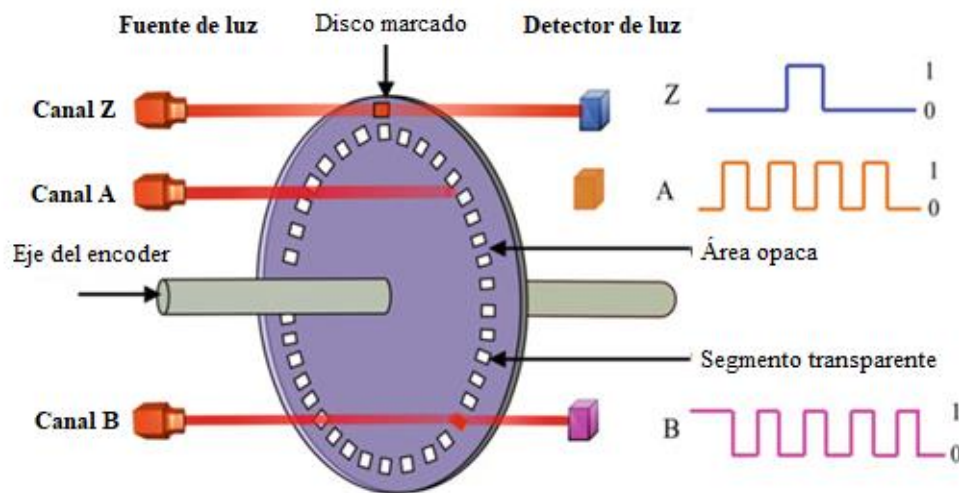


Figura B. 1. Principio de adquisición de señal de un encoder óptico, adaptado de la referencia [19].

La determinación estática del PMS se realiza utilizando un reloj comparador, el cual mide el desplazamiento alternativo del pistón; este método no presenta buena precisión pues no considera las holguras mecánicas. El ajuste termodinámico, propuesto por Feßler (1988), asigna el PMS al comparar la señal medida de p_{cil} con una señal calculada. En las referencias, los métodos más utilizados para ubicar con exactitud el PMS son aquellos que utilizan la señal de presión (registrada por el sensor piezoeléctrico) en la condición de arrastre y mediante un sensor de posición inductivo que registra con alta exactitud la posición del PMS.

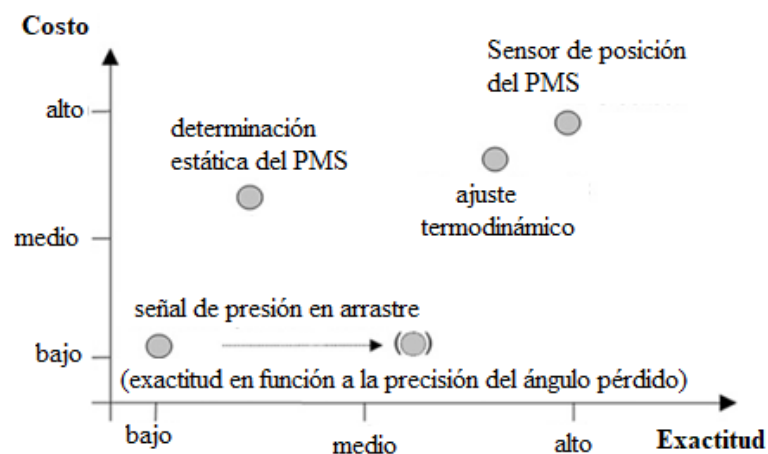


Figura B. 2. Relación costo y exactitud de los distintos métodos para determinar el PMS [10].

La referencia [20] recomienda realizar una medición dinámica para determinar la posición del PMS, esto es, registrar la señal de presión de arrastre. Al realizar la medición dinámica, las inexactitudes generadas por la holgura de los rodamientos se eliminan. Durante este tipo de medición se utiliza la señal de p_{cil} para identificar la posición del PMS. Idealmente en la condición de arrastre del motor, la posición angular donde se encuentra el máximo valor de p_{cil} debería corresponder al PMS (volumen mínimo); sin embargo, en las condiciones reales de arrastre, la presión pico ocurre ángulos antes del PMS debido a la transferencia de calor hacia las paredes y la pérdida de masa por las hendiduras del cilindro. Esta diferencia de la posición angular entre la condición ideal y la real se denomina “ángulo termodinámico perdido” [20] (ver Figura B. 3) y es usual que los fabricantes otorguen indicadores útiles en sus recomendaciones del manual para estimar los valores del ángulo de pérdida que depende del tipo de motor (MECH o MEC) y de la relación de compresión. Además de las especificaciones de los fabricantes, este ángulo se puede determinar mediante distintos algoritmos propuestos en la literatura [19] o utilizando un sensor de proximidad para localizar el PMS.

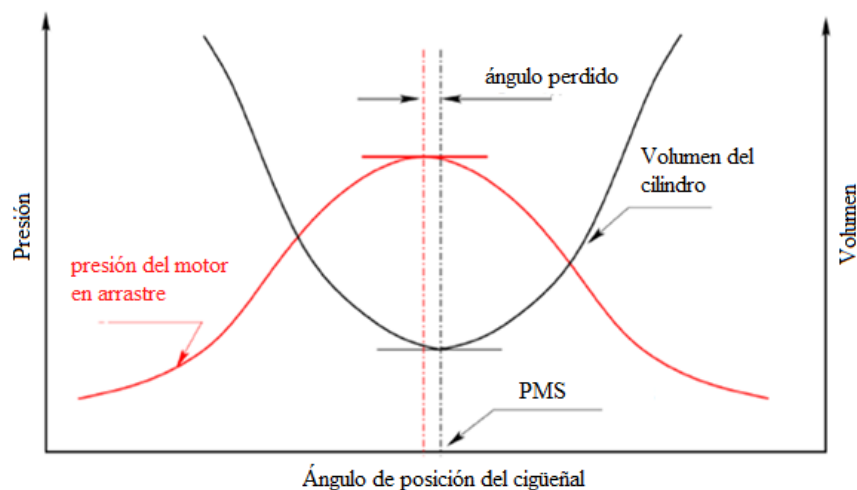


Figura B. 3. Definición del ángulo termodinámico perdido, adaptado de la referencia [20].

Por otra parte, los sensores de proximidad capacitivos poseen una precisión del $0,1^\circ$ [19]. Estos sensores utilizan dos objetos conductores separados por un material dieléctrico (ver Figura B. 4) y determinan la proximidad de los objetos conductores a través de la señal de la capacitancia medida. Para determinar la proximidad de los objetos conductores se aplica un voltaje diferente a cada uno de los objetos, generando un desbalance de cargas eléctricas entre ellos; este desbalance genera un campo eléctrico en el material dieléctrico. Cuando el voltaje aplicado es alternativo, las cargas eléctricas se mueven continuamente entre los dos objetos conductores y se genera una corriente eléctrica alterna (señal de salida del sensor). La cantidad de flujo de corriente es determinada por la capacitancia, la cual es inversamente proporcional a la distancia entre los objetos conductores; esto es, cuando los objetos conductores presentan una mayor proximidad se genera una corriente mayor que cuando se encuentran más distantes. En el sensor capacitivo uno de los objetos conductores es el mismo sensor mientras que el pistón es el segundo elemento conductor. De este modo, la ubicación del PMS se registra cuando la señal de salida presenta su máxima amplitud.

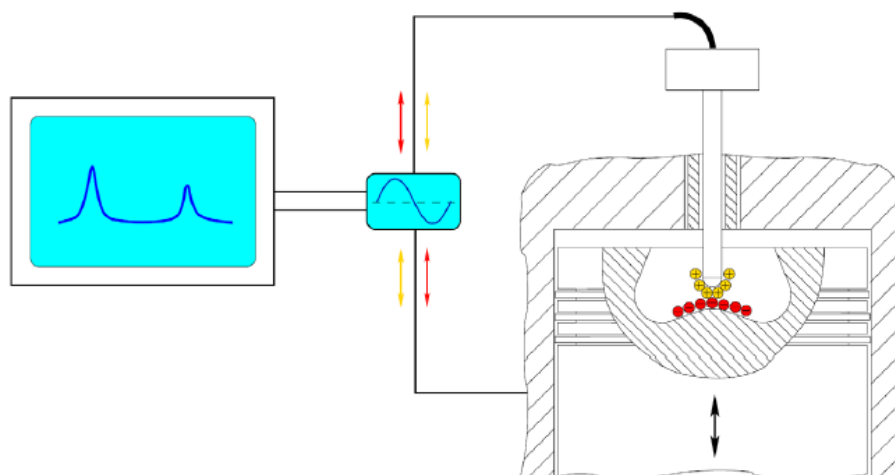


Figura B. 4. Principio de funcionamiento del sensor capacitivo para la determinación del PMS, adaptado de la referencia [20].

Para la presente experimentación, se determinó la posición del PMS utilizando el método dinámico. En primer lugar, se encendió el motor y se esperó que alcance la temperatura de

operación; luego, se desconectó la inyección en el cilindro número 1 y se registró la señal de p_{cil} mediante el sensor piezoeléctrico, configurando en el software AVL el valor del ángulo termodinámico perdido, expresado por el fabricante (0,7°).



ANEXO C*Tabla C. 1. Puntos de funcionamiento del motor Diesel para los ensayos experimentales.*

256	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	87
250	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	79	-
248	-	-	-	-	-	-	-	-	-	71	-	-
240	-	-	-	-	-	-	-	-	63	70	78	86
238	-	-	-	-	-	-	-	56	-	-	-	-
230	-	-	-	-	-	-	49	-	-	-	-	-
222	-	-	-	-	-	42	-	-	-	-	-	-
218	-	-	-	-	35	-	-	-	-	-	-	-
212	-	-	-	28	-	-	-	-	-	-	-	-
207	-	-	21	-	-	-	-	-	-	-	-	-
205	7	14	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
200	6	13	20	27	34	41	48	55	62	69	77	85
160	5	12	19	26	33	40	47	54	61	68	76	84
120	4	11	18	25	32	39	46	53	60	67	75	83
80	3	10	17	24	31	38	45	52	59	66	74	82
40	2	9	16	23	30	37	44	51	58	65	73	81
0	1	8	15	22	29	36	43	50	57	64	72	80
	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100
	Régimen de giro (rpm)											

ANEXO D

Tabla D. 1. Datos del sensor de presión indicada.

Especificaciones del sensor GU21D		
Rango de medición	[0-250] bar	
Sobrecarga	300 bar	
Ciclos de vida	$> 10^8$	
Sensibilidad	35 pC/bar	
Resistencia de impacto	2000g	
Rango de temperatura de operación	[-40, 400]°C	
Cambio de sensibilidad térmica	2%	[20,400]°C
	0,5%	250 ± 100 °C
Error por carga térmica	$\Delta p \leq$	$\pm 0,2$ bar
	$\Delta p_{mi} \leq$	$\pm 1\%$
	$\Delta p_{max} \leq$	$\pm 1\%$
Torque de montaje	3 Nm	

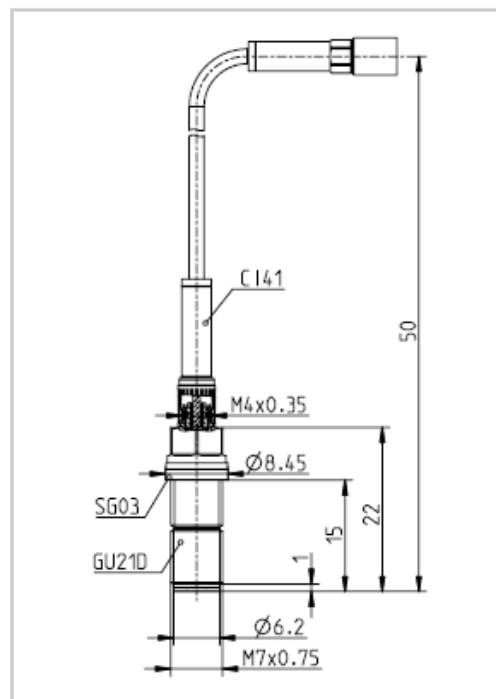


Figura D. 1 Disposición del sensor de p_{cu} .

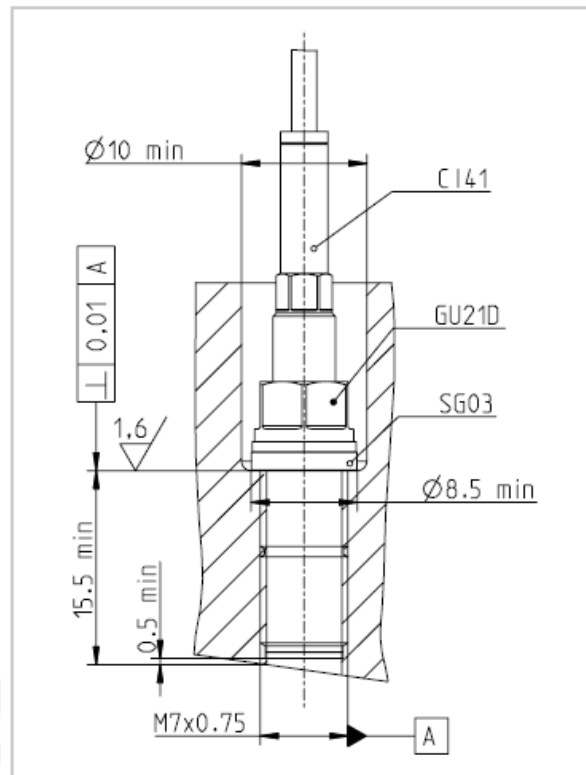


Figura D. 2 Tolerancias recomendadas para el montaje del sensor de presión.

Datos del encoder AVL 365C

Sensor de alta precisión para mediciones relacionadas con el ángulo; utiliza el principio de reflexión de la luz para la toma de datos. Resolución de 0,1 grados medidos en el cigüeñal.

Beneficios

- Elevada precisión
- Elevada Resistencia mecánica
- Régimen de giro hasta 20 000 rpm
- Rango de temperatura:
 - [-40, 70] °C (componentes electrónicos)
 - [-40, 70] °C (elementos mecánicos/ópticos)
- Impulsos de salida seleccionables (por revolución): 3600, 1800, 720, 36 ...

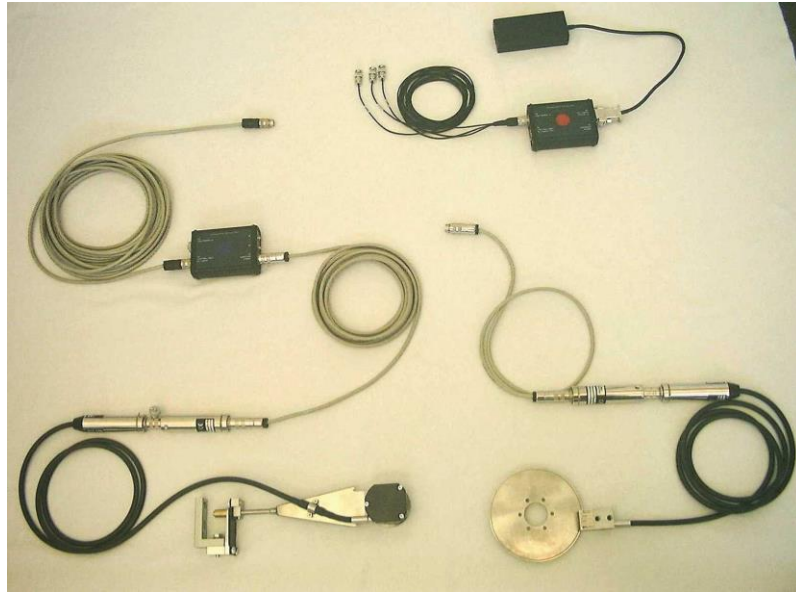


Figura D. 3 Accesorios del sensor óptico del ángulo de giro del cigüeñal.

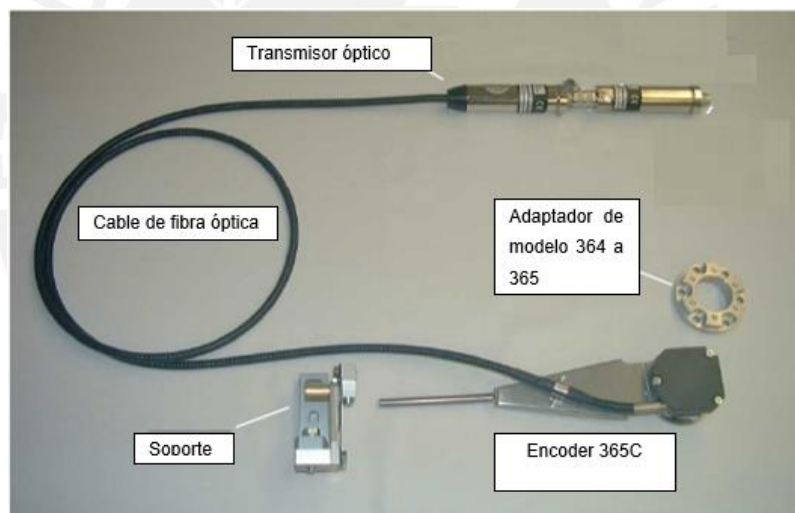


Figura D. 4 Partes del Encoder.

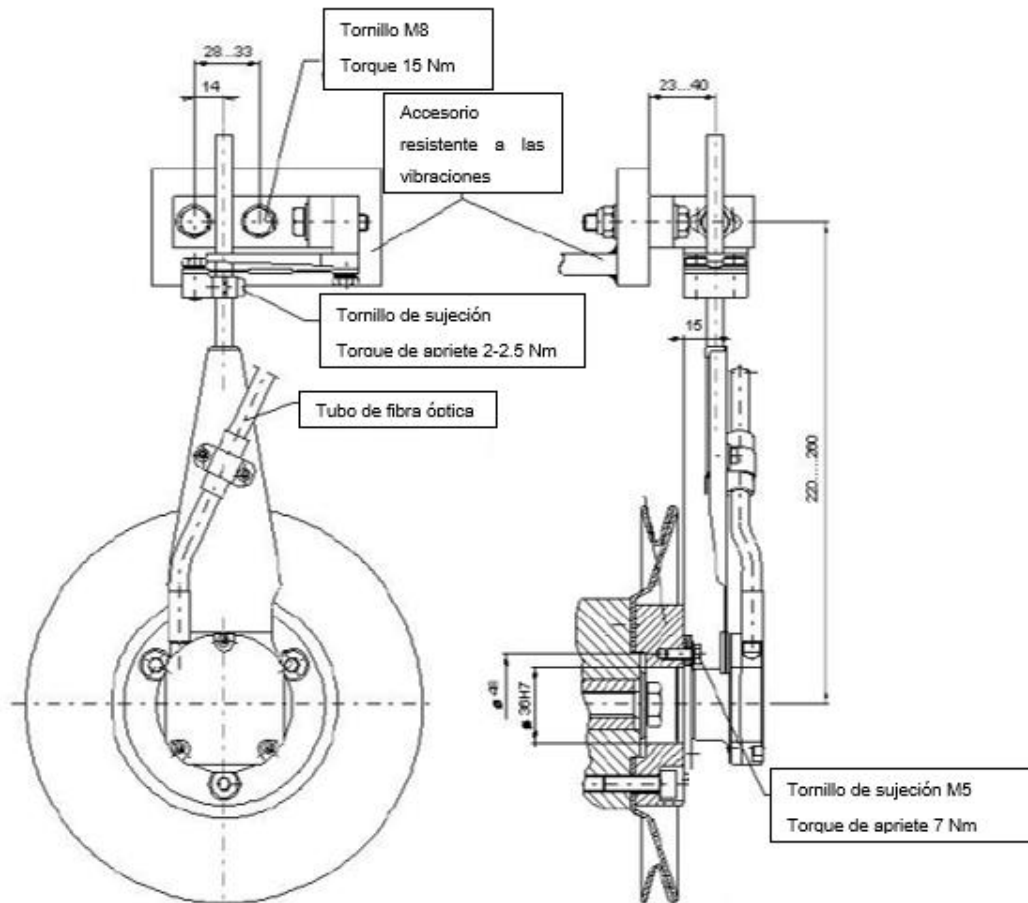


Figura D. 5 Montaje del Encoder.

Sensor en el múltiple de admisión LP11DA

Descripción. - sensor de baja presión, mide la presión absoluta en el múltiple de admisión o en el múltiple de escape (requiere refrigeración). Sensor piezorresistivo usado para mediciones precisas de variación de presión estática y dinámica.

Tabla D. 2 Especificaciones técnicas del sensor de presión en el múltiple de admisión.

Especificaciones Técnicas	
Rango de medición	0-10 bar
Sensibilidad	930 mV/bar
Sobrecarga	20 bar
Linearidad	< 0,1%
Temperatura de operación	-55°C – 232°C
Rango de compensación de temperatura	-20°C – 200°C
Frecuencia de respuesta	50kHz
Torque de montaje	4 Nm
Amplificador de salida	0,2 – 9,5 V \pm 150mV



ANEXO E

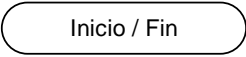
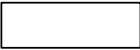

Valores de la distribución *t-student* para una confiabilidad de $1 - \alpha$ y ν grados de libertad de la referencia [24].

Table IV Percentage Points $t_{\alpha,\nu}$ of the *t*-Distribution

$\nu \backslash \alpha$.40	.25	.10	.05	.025	.01	.005	.0025	.001	.0005
1	.325	1.000	3.078	6.314	12.706	31.821	63.657	127.32	318.31	636.62
2	.289	.816	1.886	2.920	4.303	6.965	9.925	14.089	23.326	31.598
3	.277	.765	1.638	2.353	3.182	4.541	5.841	7.453	10.213	12.924
4	.271	.741	1.533	2.132	2.776	3.747	4.604	5.598	7.173	8.610
5	.267	.727	1.476	2.015	2.571	3.365	4.032	4.773	5.893	6.869
6	.265	.718	1.440	1.943	2.447	3.143	3.707	4.317	5.208	5.959
7	.263	.711	1.415	1.895	2.365	2.998	3.499	4.029	4.785	5.408
8	.262	.706	1.397	1.860	2.306	2.896	3.355	3.833	4.501	5.041
9	.261	.703	1.383	1.833	2.262	2.821	3.250	3.690	4.297	4.781
10	.260	.700	1.372	1.812	2.228	2.764	3.169	3.581	4.144	4.587
11	.260	.697	1.363	1.796	2.201	2.718	3.106	3.497	4.025	4.437
12	.259	.695	1.356	1.782	2.179	2.681	3.055	3.428	3.930	4.318
13	.259	.694	1.350	1.771	2.160	2.650	3.012	3.372	3.852	4.221
14	.258	.692	1.345	1.761	2.145	2.624	2.977	3.326	3.787	4.140
15	.258	.691	1.341	1.753	2.131	2.602	2.947	3.286	3.733	4.073
16	.258	.690	1.337	1.746	2.120	2.583	2.921	3.252	3.686	4.015
17	.257	.689	1.333	1.740	2.110	2.567	2.898	3.222	3.646	3.965
18	.257	.688	1.330	1.734	2.101	2.552	2.878	3.197	3.610	3.922
19	.257	.688	1.328	1.729	2.093	2.539	2.861	3.174	3.579	3.883
20	.257	.687	1.325	1.725	2.086	2.528	2.845	3.153	3.552	3.850
21	.257	.686	1.323	1.721	2.080	2.518	2.831	3.135	3.527	3.819
22	.256	.686	1.321	1.717	2.074	2.508	2.819	3.119	3.505	3.792
23	.256	.685	1.319	1.714	2.069	2.500	2.807	3.104	3.485	3.767
24	.256	.685	1.318	1.711	2.064	2.492	2.797	3.091	3.467	3.745
25	.256	.684	1.316	1.708	2.060	2.485	2.787	3.078	3.450	3.725
26	.256	.684	1.315	1.706	2.056	2.479	2.779	3.067	3.435	3.707
27	.256	.684	1.314	1.703	2.052	2.473	2.771	3.057	3.421	3.690
28	.256	.683	1.313	1.701	2.048	2.467	2.763	3.047	3.408	3.674
29	.256	.683	1.311	1.699	2.045	2.462	2.756	3.038	3.396	3.659
30	.256	.683	1.310	1.697	2.042	2.457	2.750	3.030	3.385	3.646
40	.255	.681	1.303	1.684	2.021	2.423	2.704	2.971	3.307	3.551
60	.254	.679	1.296	1.671	2.000	2.390	2.660	2.915	3.232	3.460
120	.254	.677	1.289	1.658	1.980	2.358	2.617	2.860	3.160	3.373
∞	.253	.674	1.282	1.645	1.960	2.326	2.576	2.807	3.090	3.291

ν = degrees of freedom.

ANEXO F

Simbología	
 Inicio / Fin	Inicio o fin del programa
	Proceso
	Entrada o salida de datos

Leyenda	
nc :	Número de ciclos.
n_{cr} :	Número de ciclos referenciales.
θ , c.a.:	Ángulo de posición del cigüeñal.
p_{adm} :	Presión de admisión.
p_{mi} :	Presión media indicada.
p_{cil} :	Presión al interior del cilindro.
t_{ene} :	Tiempo de energización del inyector.
TDF:	Transformada Discreta de Fourier.
TCL:	Tasa del calor liberado.
f_{ma} :	Flujo másico de aire.
f_{mc} :	Flujo másico de combustible.
CoV:	Covarianza.

