

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

“DESARROLLO DE UN ALGORITMO PARA EL DIAGNÓSTICO
DEL ESTADO PORCENTUAL DEL RENDIMIENTO DE LOS
CILINDROS, MEDIANTE EL ANÁLISIS DE LA SEÑAL DEL
SENSOR DE POSICIÓN DEL CIGUEÑAL DE UN MOTOR
NISSAN FD6”.

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

Autores:

Hurtado Piña Juan José
Morocho Cabrera Juan Eduardo
Pinguil Lliguicota Juan Pablo

Director:

Ing. Cristian Garcia M.Sc

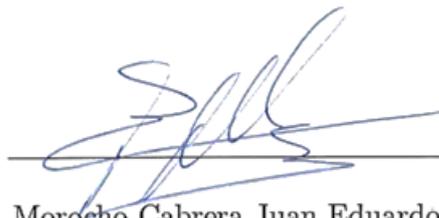
Cuenca, Julio 2014

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecida en la Carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz de la Universidad Politécnica Salesiana. En tal virtud los fundamentos técnicos - científicos y los resultados son exclusiva responsabilidad de los autores. A través de la presente declaración cedemos los derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la Normativa Institucional Vigentes.



Hurtado Piña Juan José



Morocho Cabrera Juan Eduardo



Pinguil Lliguicota Juan Pablo

CERTIFICACIÓN

Que el presente proyecto de tesis “**Desarrollo de un algoritmo para el diagnóstico del estado porcentual del rendimiento de los cilindros, mediante el análisis de la señal del sensor de posición del cigüeñal de un motor Nissan FD6**”, realizado por los estudiantes: Hurtado Piña Juan José, Morocho Cabrera Juan Eduardo, Pinguil Lliguicota Juan Pablo, fue dirigido por mi persona.



Ing. Cristian García M.Sc

AGRADECIMIENTO

El agradecimiento es principalmente a Dios quien me ha dado la fortaleza para de seguir adelante y culminar esta etapa de mi vida.

A mi familia por su apoyo incondicional.

A mis compañeros de formula Juan Pablo y Juan José por su amistad.

Al Ing. Cristian García M.Sc, por los comentarios y confianza depositada en este trabajo.

Al Ing. Diego Rivera, por su orientación,consejos y sobre todo por su amistad.

Juan Eduardo

AGRADECIMIENTO

Primero a Dios por las bendiciones recibidas a cada instante, y por darme la fuerza y salud para continuar.

A mi madre por su apoyo incondicional.

A mis compañeros de fórmula y ejemplo a seguir Juan Eduardo y Juan Pablo.

Y a toda mi familia.

Juan José

DEDICATORIA

Este trabajo de grado está dedicado primeramente a Dios por ser quien guía mis pasos, a mi querida madrecita Leonor Cabrera “mi viejita LEO” quien con mucho trabajo, cariño, amor y ejemplo. Me deja así la mejor herencia que un hijo puede desear, el estudio y valores para poder desenvolverme como Persona y Profesional.

A mis hermanos Margarita, Miguel, Marisol y María de Lourdes por brindarme su confianza y apoyo incondicional para seguir adelante y poder cumplir otra etapa en mi vida.

Juan Eduardo

DEDICATORIA

Esta tesis se la dedico a Dios, por haberme permitido cumplir esta etapa tan importante de mi vida. A mis padres, por darme su apoyo en todo el trayecto de mi vida y por haber inculcado en mí una persona con valores, principios, perseverancia y coraje para conseguir mis objetivos.

Juan Pablo

DEDICATORIA

Este proyecto se lo dedico a mi señora madre Beatriz, quien es mi vida entera, el principio de mis esperanzas y fin de mis soledades, aquel jardín donde encuentro la calma cuando todo parece nublarse, el escudo en medio de la batalla, por todos estos años y por ayudarme a cumplir este mi sueño que es más suyo que mío.

A mis abuelos Zoila y Ángel que han sido los pilares fundamentales, a partir de los cuales he forjado mi vida; y a cada una de mis tías María, Mariana, Rosa, Gladis, Alex y mis tíos Luis y Silverio.

También se lo dedico a mis primos que son mis hermanos: Luis Ángel, Francis, Emanuel, Pedrito, Marifer, Christian y Kleber. Y a mi hermano Jannio Israel.

Juan José

ÍNDICE

Lista de Figuras.....	xvi
Lista de Tablas.....	xx
Lista de Símbolos.....	xxi
Lista de Siglas.....	xxiv
Introducción.....	1
1 Análisis del funcionamiento del motor diesel.....	3
1.1 Motor de combustión interna diesel.....	3
1.1.1 Principio de funcionamiento.....	4
1.1.2 Ciclo termodinámico del motor diesel.....	4
1.1.2.1 Ciclo Diesel ideal.....	5
Compresión isentrópica (2-3).....	5
Adición de calor a presión constante (3-4).....	6
Expansión isentrópica (4-5).....	6
Rechazo de calor a presión constante (5-2).....	6
1.1.2.2 Ciclo Diesel real.....	6
Pérdidas de eficiencia en el ciclo Diesel real.....	7
1.2 Compresión y combustión en motores diesel.....	8
1.2.1 Compresión.....	8
1.2.2 Combustión.....	8

	Fase 1: Periodo de retraso de la ignición (A-B).	9
	Fase 2: Combustión rápida (B-C).	9
	Fase 3: Combustión controlada (C-D).	9
	Fase 4: Postcombustión (D en adelante).	9
1.2.2.1	Parámetros que influyen en la combustión.	10
	Cámara de combustión.	10
	Pulverización y velocidad de inyección.	10
	Presión de apertura del inyector.	10
	Diámetro de los orificios de la tobera.	10
	Características del combustible.	11
1.3	Características principales de los motores de combustión interna.	11
1.3.1	Par motor.	11
1.3.2	Potencia.	11
1.3.2.1	Potencia indicada (P_i).	12
1.3.2.2	Potencia efectiva (P_e).	12
1.3.3	Curvas características.	12
1.4	Motor NISSAN FD6.	13
1.4.1	Datos técnicos del motor.	14
1.4.2	Sistema de inyección.	15
1.4.2.1	Sistema de alimentación de combustible.	16
	Circuito de baja presión.	16
	Circuito de alta presión.	16
1.4.2.2	Bomba de inyección.	16
	Bomba de inyección en línea.	16
	Bomba de inyección Diesel Kiki NP 684.	17
1.4.2.3	Tipo de inyección.	18

	Inyección directa.	18
1.4.2.4	Inyectores.	18
	Condiciones de los inyectores.	19
1.4.3	Sensores.	20
1.4.3.1	Sensor de posición del cigüeñal inductivo (<i>CKP</i>).	20
	Principio.	21
	Funcionamiento.	21
1.4.3.2	Sensor de posición del árbol de levas óptico (<i>CMP</i>).	22
	Principio.	22
	Funcionamiento.	22
1.5	Dinámica del motor de combustion interna alternativo de cuatro tiempos.	23
1.5.1	Modelo dinámico de un MCIA.	23
1.5.1.1	Estimación del Torque indicado $T_i(\theta)$	24
1.5.1.2	Estimación del Torque de fricción y de carga $T_f(\dot{\theta})$	27
1.5.1.3	Estimación del Torque de masa $T_m(\theta, \dot{\theta})$	28
1.5.1.4	Estimación del Torque total o efectivo $T_e(\theta)$	30
1.5.2	Velocidad angular del cigüeñal.	30
1.5.2.1	Coefficiente de fluctuación de la velocidad angular.	31
1.5.2.2	Regulación de la velocidad angular mediante el volante de inercia.	31
1.5.3	Cálculo del Torque medio T_{med}	33
1.5.3.1	Torque medio en régimen no estacionario.	33
1.5.3.2	Torque medio en régimen constante.	34
1.5.4	Modelo dinámico del cigüeñal.	35
1.5.4.1	Modelo dinámico Cigüeñal Flexible.	36
1.5.4.2	Modelo dinámico Cigüeñal Rígido.	37

1.5.5	Estimación experimental del momento de inercia total J_t	38
2	Adquisición y análisis de señales.	41
2.1	Sistema adquisición de datos.	41
2.1.1	Etapas de la adquisición.	42
	Primera etapa.	42
	Segunda etapa.	42
	Tercera etapa.	42
	Cuarta etapa.	43
2.1.2	Tipo de señales de adquisición.	43
	2.1.2.1 Señal digital.	44
	2.1.2.2 Señal analógica.	44
	Nivel.	44
	Forma.	45
	Frecuencia.	45
2.2	Software de adquisición de datos.	45
2.2.1	Características.	46
2.2.2	Entorno.	47
	2.2.2.1 Panel Frontal.	47
	2.2.2.2 Diagrama de bloques.	48
2.3	Hardware de adquisición de datos.	49
2.3.1	Especificaciones importantes para la adquisición de datos.	49
	2.3.1.1 Resolución.	49
	2.3.1.2 Rango o amplitud.	50
	2.3.1.3 Razón o frecuencia de muestreo.	50
	2.3.1.4 Canales de entrada.	51
	2.3.1.5 Configuración de la adquisición de datos con <i>NIMyDAQ</i>	52

2.3.2	Conexión de los sensores CKP y CMP con la tarjeta NI MyDAQ.	53
2.4	Señal eléctrica muestreada del sensor CKP y CMP.....	53
2.4.1	Señales muestreadas en prueba de compresión.	54
2.4.1.1	Variación de compresión.	54
2.4.1.2	Proceso de adquisición de señales para la prueba de compresión.	54
2.4.2	Prueba de inyección - combustión.	57
2.4.2.1	Proceso de adquisición de señales para la prueba de inyección - combustión.	57
3	Desarrollo del algoritmo de diagnóstico.	59
3.1	Algoritmos.	59
3.1.1	Solución general de algoritmos.	60
3.2	Análisis del problema a diagnosticar.	61
3.2.1	Métodos de diagnóstico basados en la variación instantánea del régimen del motor.	61
3.2.1.1	Según el modelo empleado.	62
3.2.1.2	Según el método de análisis de la señal.	63
3.2.1.3	Según el método de detección de fallas.	64
3.2.2	Ventajas.	64
3.2.3	Desventajas.	65
3.3	Diseño del algoritmo de diagnóstico.	65
3.3.1	Especificaciones del algoritmo.	66
3.3.1.1	Entradas.	66
3.3.1.2	Procesos.	67
3.3.1.3	Salidas.	67
3.4	Método de solución del algoritmo de diagnóstico.	67

3.4.1	Cálculo de la frecuencia de giro del cigüeñal para el ciclo del motor.	69
3.4.1.1	Delimitación del ciclo del motor mediante el sensor CMP. .	69
3.4.1.2	Cálculo de la frecuencia de giro del cigüeñal mediante el sensor CKP.	70
3.4.1.3	Estimación de una función de frecuencia $[f(t)]$ por ajuste de curva.	73
3.4.1.4	Error en el juste de curva.	75
3.4.2	Estimación de las variables instantáneas.	76
3.4.2.1	Cálculo de la velocidad angular instantánea del cigüeñal $[\omega(t)]$	76
3.4.2.2	Cálculo de la aceleración angular instantánea del cigüeñal $[\alpha(t)]$	78
3.4.2.3	Propagación del error en el cálculo de las variables instantáneas.	78
3.4.3	Reconstrucción de la curva de torque total.	79
3.4.3.1	Curva de torque reconstruida con el motor en funcionamiento.	80
3.4.3.2	Curva de torque reconstruida con el motor en arranque. . .	80
3.4.4	Aplicación de filtros de ventana en el dominio del ángulo.	81
3.4.5	Determinación del rendimiento de los cilindros.	82
3.4.5.1	Umbral de decisión para el diagnóstico de inyección - combustión en los cilindros.	83
3.4.5.2	Umbral de decisión para el diagnóstico de compresión en los cilindros.	84
3.5	Descripción de la interfaz de usuario.	85
3.5.1	Ventana de Diagnóstico o principal.	85
3.5.1.1	Manejo de la pantalla de diagnóstico.	87
3.5.1.2	Ventana de Resultados.	88

3.5.1.3	Ventana de Gráficas.	89
3.5.1.4	Ventana de Señales.	89
3.5.1.5	Ventana de Datos.	90
4	Análisis y validación de resultados.	92
4.1	Experimentación.	92
4.2	Validación de resultados.	92
4.3	Determinación del número de pruebas.	93
4.3.1	Número de muestras en el diagnóstico de inyección - combustión.	93
4.3.2	Número de muestras en el diagnóstico de compresión.	93
4.4	Condiciones de experimentación.	94
4.4.1	Diagnóstico de inyección - combustión.	94
4.4.2	Diagnóstico de compresión.	97
4.5	Análisis de las curvas instantáneas de velocidad angular y torque efectivo.	98
4.5.1	Análisis de las curvas en las pruebas de combustión.	98
4.5.1.1	Gráficas de velocidad angular.	100
4.5.1.2	Gráficas de torque efectivo.	100
4.5.2	Análisis de las curvas en las pruebas de compresión.	100
4.5.2.1	Gráficas de velocidad angular.	101
4.5.2.2	Gráficas de torque.	102
4.6	Comparación entre el diagnóstico de compresión tradicional y el diagnóstico realizado mediante el algoritmo.	102
	Conclusiones y recomendaciones.	104
	Referencias Bibliográficas.	108
	Anexos.	111

A	Características de la Tarjeta de adquisición de Datos	112
B	VI'S empleados para el desarrollo del algoritmo.	113
B.1	Descripción de SubVI's utilizados.	113
B.2	Adquisición y procesamiento de señales de los sensores del CKP y CMP.	114
B.3	Reconstrucción de la curva de torque y diagnóstico de inyección o compresión por cilindro.	115
C	Diagramas de flujo de los procesos involucrados para el desarrollo del algoritmo.	116
C.1	Programa de diagnóstico del motor NISSAN FD6.	116
C.2	Sub-rutina para calcular el rendimiento de los cilindros.	118
C.3	Sub-rutina para identificar el inicio del ciclo del motor a partir de la señal del CMP.	119
C.4	Sub-rutina para el cálculo de la frecuencia de la señal del sensor CKP.	120
C.5	Sub-rutina para hallar una función de frecuencia de giro del cigüeñal.	121
C.6	Sub-rutina para calcular la velocidad y aceleración angular del cigüeñal.	122
C.7	Sub-rutina para calcular el Torque total y parcial por cilindro.	123
C.8	Sub-rutina para calcular el Torque promedio por cilindro.	124
C.9	Sub-rutina para convertir Torque medio en rendimiento por cilindro.	125

LISTA DE FIGURAS

Figura - 1.1	Etapas de funcionamiento del motor diesel.	4
Figura - 1.2	Diagrama presión - volumen ciclo Diesel ideal.	5
Figura - 1.3	Diagrama presión - volumen ciclo Diesel real.	6
Figura - 1.4	Pérdidas en el diagrama de trabajo.	7
Figura - 1.5	Desarrollo de la combustión en motores diesel.	9
Figura - 1.6	Curvas de Par y Potencia efectiva de un motor diesel.	13
Figura - 1.7	Motor diesel NISSAN FD6.	13
Figura - 1.8	Orden de encendido del motor NISSAN FD6.	15
Figura - 1.9	Partes del sistema de inyección.	15
Figura - 1.10	Bomba de inyección Diesel Kiki NP 684.	17
Figura - 1.11	Sistema de inyección directa.	18
Figura - 1.12	Despiece de un inyector de orificios.	19
Figura - 1.13	Disposición de los sensores CKP y CMP en el motor Nissan FD6.	20
Figura - 1.14	Sensor CKP inductivo.	21
Figura - 1.15	Ejemplo de funcionamiento de los captadores magnéticos.	21
Figura - 1.16	Funcionamiento de un captador inductivo.	22
Figura - 1.17	Esquema del sensor óptico CMP.	23
Figura - 1.18	Modelado del sistema dinámico de un MCIA.	24
Figura - 1.19	Geometría del mecanismo biela - manivela.	25
Figura - 1.20	Ejemplo de Torque de gas total estimado y medido, motor a 1500rpm, 20% de carga.	27
Figura - 1.21	Ejemplo de Torque de pérdidas total de un motor a 1500 rpm y 40% de carga.	28
Figura - 1.22	Modelo dinámico de masa concentrada del mecanismo biela- ma- nivela.	28

Figura - 1.23 Torque de masa de un cilindro individual de un motor a 1500 rpm y 40% de carga.	29
Figura - 1.24 Torque total estimado y medido a 1000 rpm y 1500rpm.	30
Figura - 1.25 Representación esquemática de un volante de inercia.	31
Figura - 1.26 Diagramas de torque y velocidad angular.	32
Figura - 1.27 Diagrama de Torque medio de un motor monocilíndrico.	34
Figura - 1.28 Esquema básico empleado para el modelado del cigüeñal.	36
Figura - 1.29 Modelo dinámico de un cigüeñal flexible.	36
Figura - 1.30 Modelo dinámico de un cigüeñal rígido.	37
Figura - 1.31 Relación entre aceleración del cigüeñal y torque a 3000rpm.	38
Figura - 1.32 Velocidad del motor NISSAN FD6 al realizar una prueba de acele- ración libre.	40
Figura - 1.33 Aceleración del motor NISSAN FD6 al realizar una prueba de aceleración libre.	40
Figura - 2.1 Forma de adquisición de datos.	42
Figura - 2.2 Conversor analógico/digital.	43
Figura - 2.3 Señales características.	43
Figura - 2.4 Estados de una señal digital.	44
Figura - 2.5 Señal analógica típica.	45
Figura - 2.6 Entornos de programación.	46
Figura - 2.7 Presentación de un Panel Frontal.	48
Figura - 2.8 Presentación de un Diagrama de Bloques.	48
Figura - 2.9 Ejemplo de resolución de muestreo.	50
Figura - 2.10 Diferentes frecuencias de muestreo.	51
Figura - 2.11 Error de Aliasing en el muestreo.	51
Figura - 2.12 Muestreo por canales.	52
Figura - 2.13 Configuración para la toma de muestras.	52
Figura - 2.14 Conexión de los sensores CKP y CMP con la tarjeta NI MyDAQ.	53
Figura - 2.15 Medidor de compresión para motores diesel.	55

Figura - 2.16 Método para cortar la inyección.	55
Figura - 2.17 Señal con el motor en arranque.	56
Figura - 2.18 Señales con el motor en ralentí, presión de apertura del inyector a 300 psi.	58
Figura - 3.1 La resolución de un problema en informática.	60
Figura - 3.2 Análisis del problema	60
Figura - 3.3 Programación del algoritmo.	61
Figura - 3.4 Espectros de frecuencia de un motor a 800 rpm. (a) Sin falla y (b) con falla en un cilindro.	63
Figura - 3.5 Señal de velocidad instantánea de un motor sin falla 800 rpm. .	64
Figura - 3.6 Sistema básico del MCIA.	65
Figura - 3.7 Señal de entrada típica, sensor CKP y CMP, motor en funcionamiento.	66
Figura - 3.8 Señal de entrada típica, sensor CKP y CMP, motor en arranque. .	66
Figura - 3.9 Esquema básico para la solución del algoritmo de diagnóstico. .	68
Figura - 3.10 Desplazamiento de una partícula alrededor de un eje fijo.	70
Figura - 3.11 Periodo definido para el cálculo de frecuencia de la señal del sensor CKP.	71
Figura - 3.12 Frecuencia de la señal del sensor CKP del motor NISSAN FD6 a 600 rpm.	72
Figura - 3.13 Frecuencia de la señal del sensor CKP del motor NISSAN FD6 en arranque.	73
Figura - 3.14 Interpolación mediante Splines Cúbicos en el íésimo intervalo. .	74
Figura - 3.15 Ajustes de curva en LabVIEW mediante Splines Cúbicos por asignación de pesos.	75
Figura - 3.16 Ajuste de curva de la frecuencia de la señal CKP del motor NISSAN FD6 a 600 rpm.	75
Figura - 3.17 Geometría de la rueda fónica del motor.	77
Figura - 3.18 Ejemplo de velocidad angular estimada, motor NISSAN FD6 a 660 rpm.	77

Figura - 3.19 Ejemplo de aceleración angular estimada, motor NISSAN FD6 a 660 rpm.	78
Figura - 3.20 Ejemplo de curva de torque efectivo, motor NISSAN FD6 a 600 rpm.	80
Figura - 3.21 Ejemplo de curva de torque en el arranque, motor NISSAN FD6.	81
Figura - 3.22 Ejemplo de curva de torque aportado por cada cilindro.	81
Figura - 3.23 Curvas de Par y Potencia ideal del motor NISSAN FD6.	83
Figura - 3.24 Relación Torque Medio - Compresión de los cilindros.	85
Figura - 3.25 Ventana de Diagnóstico.	86
Figura - 3.26 Ventana de Resultados	88
Figura - 3.27 Ventana de Gráficas.	89
Figura - 3.28 Ventana de Señales	90
Figura - 3.29 Ventana de Datos.	90
Figura - 4.1 Rendimiento del cilindro 1 en función da las fallas de inyección.	94
Figura - 4.2 Influencia de las fallas de combustión del cilindro 1 sobre el rendimiento de los demás cilindros.	95
Figura - 4.3 Comparación entre instrumentos de medición.	97
Figura - 4.4 Error relativo en el diagnóstico de compresión.	97
Figura - 4.5 Resultados de la prueba de compresión del motor NISSAN FD6 en estado normal.	98
Figura - 4.6 Curvas instantáneas de velocidad angular y torque efectivo en combustión.	99
Figura - 4.7 Curvas instantáneas de velocidad angular y torque efectivo en compresión.	101

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1	Datos técnicos del motor NISSAN FD6.	14
Tabla 2.1	Tabla de presiones con variación en el apriete del compresímetro. .	56
Tabla 2.2	Relación entre la presión de apertura del inyector y la falla de inyección equivalente.	58
Tabla 4.1	Coficiente de variabilidad de pruebas realizadas.	96
Tabla 4.2	Tiempos de diagnóstico de compresión tradicional.	103

LISTA DE SÍMBOLOS

AI	Entada analógica
A_p	Área del pistón
Bar	Unidad de medida de presión (<i>S.I</i>)
$^{\circ}C$	Grados Celsius
C_{est}	Compresión estimada por cilindro
C_{ideal}	Compresión ideal por cilindro
C_f	Coefficiente de fluctuación
d	Distancia del eje de giro
E_m	Energía cinética de una masa
E_{mA}	Energía cinética de las masas (biela - pasador) reciprocantes
E_{mB}	Energía cinética de masa de pistón
f_c	Factor de corrección de potencia
F_g	Fuerza de gas
F_n	Fuerza normal de rozamiento
f_{med}	Frecuencia media de giro
$f(t)$	Función de frecuencia instantánea de la señal CKP
f_i	Frecuencia media calculada en el <i>i</i> ésimo ciclo
f_s	Frecuencia de muestreo de adquisición de datos
$g(\theta)$	Geometría del motor.
I_{mA}	Momento de inercia rotacional (biela - pasador)
J_t	Momento de inercia total
K_s	Kilo muestras (<i>kilo samples</i>)
l	Longitud del brazo de biela
m_A	Masa de biela y pasador

m_B	Masa del pistón
M_a	Par de torsión en arranque
n	Número de <i>rpm</i> promedio
P	Potencia
P_e	Potencia media efectiva
P_{emax}	Potencia efectiva máxima
P_i	Potencia media indicada
$P_i(\theta)$	Presión de combustión en el cilindro o presión indicada
P_{ideal}	Potencia ideal del motor
P_{est}	Potencia estimada
r	Radio del brazo del cigüeñal
R_c	Relación de compresión
t	Tiempo
t_i	Tiempo en que se cumple un ciclo de la señal CKP
T	Torque
$T_i(\theta)$	Torque indicado o torque de gas
$T_e(\theta)$	Torque efectivo del motor
T_{e-cal}	Torque efectivo calculado
$T_f(\dot{\theta})$	Torque de fricción y pérdidas.
T_{in}	Torque de entrada
T_i	Periodo del <i>i</i> ésimo ciclo de la señal CKP
T_l	Torque de carga
$T_m(\theta, \dot{\theta})$	Torque producido por las masas en movimiento
T_{med}	Torque medio
T_{out}	Torque de salida
T_{prom}	Torque promedio
$T_{resist}(\theta)$	Torque resistivo

$V1$	Volteje analógico del sensor <i>CKP</i>
$V2$	Volteje digital del sensor <i>CMP</i>
Z	Número de dientes de la rueda fónica

LETRAS GRIEGAS

α_{cal}	Aceleración calculada
$\alpha(t)$	Función de la aceleración angular del cigüeñal
β	Ángulo con respecto al eje del cilindro
γ	Coefficiente de modificación de los gases
ϵ_{α}	Error relativo de aceleración
η	Rendimiento térmico
η_{comb}	Rendimiento de inyección por cilindro
η_{comp}	Rendimiento de compresión por cilindro
θ	Ángulo de giro del cigüeñal
$\dot{\theta}$	Velocidad angular del cigüeñal
$\ddot{\theta}$	Aceleración angular del cigüeñal
ω_m	Velocidad angular media del cigüeñal
ω_{max}	Velocidad angular máxima del cigüeñal
ω_{min}	Velocidad angular mínima del cigüeñal
$\omega(t)$	Función de velocidad angular del cigüeñal

LISTA DE SIGLAS

ADC	Convertidor analógico a digital (<i>Analog to Digital Converter</i>)
DAQ	Adquisición de datos (<i>Data Acquisition</i>)
DSP	Procesamiento digital de señales (<i>Digital Signal Processing</i>)
CKP	Sensor de posición del cigüeñal (<i>Crankshaft position sensor</i>)
CMP	Sensor de posición del árbol de levas (<i>camshaft position sensor</i>)
PMI	Punto Muerto Inferior
PMS	Punto Muerto Superior
MCIA	Motor de combustión interna alternativo
NI	Nacional instruments
RPM	Revoluciones por minuto
VI	Instrumento virtual (<i>Virtual Instrument</i>)

INTRODUCCIÓN

En los motores de combustión interna alternativos (MCIA) el par entregado es el resultado de la suma de los aportes secuenciales realizados por la combustión de cada uno de los cilindros, debiendo ser (en caso ideal) idénticos, sin embargo, en la realidad el aporte por cilindro es muy diferente, debido principalmente al deterioro progresivo normal del motor, irregularidades en la inyección y/o compresión, teniendo consigo consecuencias negativas en el consumo de combustible, emisiones contaminantes, vida operacional del motor, vibraciones y ruido.

En principio, conocer la compresión y el aporte de potencia por cilindro permitirá detectar y corregir fallas tempranas de combustión, gracias a la posibilidad de diferenciar si las fallas son producto de una deficiencia en la inyección y/o compresión, con el fin de evitar que se lleguen a producir averías de mayor magnitud y conseguir que el motor funcione con la máxima eficiencia.

Por otro lado, el empleo de técnicas de diagnóstico subjetivas no permite detectar las fallas de combustión, debido a que no son evidentes por estos métodos sino hasta que el problema es considerable, por lo que se requiere de instrumentos de diagnóstico especializados.

Hoy en día, los avances tecnológicos han permitido desarrollar varios métodos de detección de fallas de combustión en los motores alternativos basados en técnicas no intrusivas. Varios de ellos se basan en el análisis de la velocidad angular instantánea del motor y el empleo de un modelo dinámico del cigüeñal; con el propósito de reconstruir las diferentes curvas instantáneas de torque; estimar la presión de combustión en los cilindros ó analizar sus espectros de frecuencia. Sin embargo, no se han desarrollado aplicaciones prácticas, como una herramienta de diagnóstico, lo cual motiva a desarrollar este trabajo con el objetivo de ayudar al técnico automotriz en el mantenimiento preventivo de los MCIA de una manera práctica, confiable y principalmente con un mínimo tiempo invertido.

La implementación del algoritmo se lo realiza para un motor diesel NISSAN FD6, y su factor de diagnóstico empleado será la medida del rendimiento de combustión y compresión individual de los cilindros, lo cual permitirá conocer el estado

mecánico del motor.

El trabajo se desarrolla en cuatro partes; empezando por el Capítulo I donde se realiza una revisión de los principios de funcionamiento, componentes principales y la dinámica del motor diesel; siguiendo por Capítulo II en el que se indica las características del sistema de adquisición de datos utilizado; continuando por el Capítulo III que muestra el proceso de solución del algoritmo; y finalmente el Capítulo IV donde se pone a prueba el algoritmo mediante la validación y análisis de los resultados.

1 ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR DIESEL.

En este capítulo se realiza un estudio sobre los principios básicos de funcionamiento del motor diesel, descripción de los componentes principales y características del motor NISSAN FD6 además de un análisis del funcionamiento del MCI sobre la dinámica rotacional; fundamentos necesarios para el desarrollo de esta tesis.

1.1 Motor de combustión interna diesel.

El motor diesel es un motor térmico alternativo similar al motor a gasolina ciclo Otto, su principal diferencia es la forma de alimentación de combustible y la forma que se realiza la combustión.

Su teoría se basa en cuanto más se comprime una determinada cantidad de gas, más aumenta la temperatura, todo lo contrario sucede cuando se expande el volumen del gas, además a mayor diferencia entre las temperaturas del gas y por consiguiente en los dos volúmenes antes y después de la compresión, mejor funciona el motor, es decir que mayor es el trabajo producido al suministrar una determinada cantidad de energía [1].

El motor diesel lleva el nombre de su inventor, el francés Rudolf Diesel; quien se dedicó a investigar la forma de poder utilizar un combustible alternativo a la gasolina, basado siempre en los motores de compresión. Su primera preocupación en materia de motores fue el desarrollar un motor a combustión interna cuyo rendimiento energético se aproximara lo máximo posible al rendimiento teórico de la máquina ideal propuesta por Carnot.

El motor diesel ha influido en el desarrollo de motores más eficientes y con mayor potencia, ideal para ser utilizados en vehículos grandes. En la actualidad

los motores diesel son usados en motores de turismo debido a su gran potencia y rendimiento, además de vehículos de carga y transporte son utilizados como motores estacionarios.

1.1.1 Principio de funcionamiento.

El motor es una máquina térmica de movimiento alternativo, consta de un pistón y una biela manivela que convierte el movimiento rectilíneo del pistón en movimiento rotacional, generado por el proceso de combustión que se da dentro del cilindro.

Con el incremento de la presión se eleva la temperatura del aire contenido en el cilindro, lo que hace que se auto inflame el combustible (diesel) inyectado a presión, produciéndose un incremento de presión, empujando el pistón del PMS al PMI, transformándose así la energía calorífica en energía mecánica (Figura 1.1).

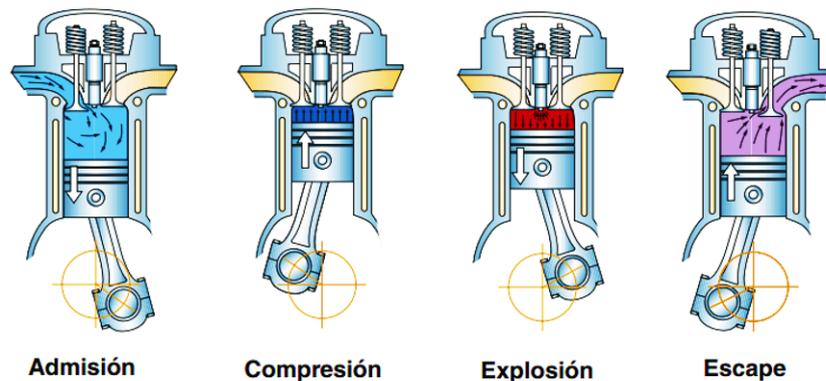


Figura 1.1: Etapas de funcionamiento del motor diesel.

Fuente: [2].

1.1.2 Ciclo termodinámico del motor diesel.

El ciclo Carnot tiene cuatro etapas totalmente reversibles, siendo así el más eficiente. De ahí que el ciclo termodinámico del motor diesel se basa en este principio; tiene cuatro procesos que son; compresión, adición de calor, expansión y rechazo de calor.

1.1.2.1 Ciclo Diesel ideal.

El ciclo Diesel ideal o teórico permite extraer una serie de conclusiones cualitativas con respecto a este motor, lo que lleva a un modelo muy aproximado al comportamiento real del motor, pero que no toma en cuenta las pérdidas que sufre en el funcionamiento (Figura 1.2).

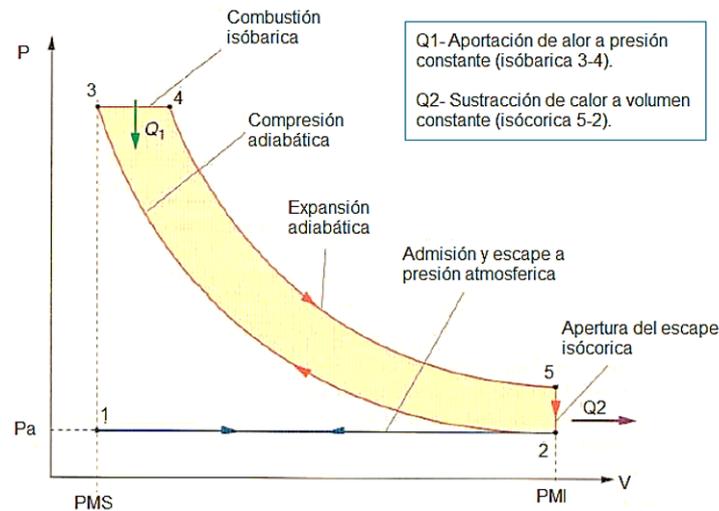


Figura 1.2: Diagrama presión - volumen ciclo Diesel ideal.

Fuente: [2].

Ya que en él se omiten las fases de renovación de la carga, y se supone que no hay pérdidas de calor, así como se asume que el fluido termodinámico que utiliza es un gas ideal (aire). Además se aceptan que todos los procesos son ideales y reversibles, y que se realizan sobre el mismo fluido. A continuación se describen cada una de las fases del ciclo Diesel ideal:

Compresión isentrópica (2-3). En la fase de compresión el cigüeñal y la biela devuelven el pistón a la parte superior del cilindro, con la válvula de admisión y escape cerrada el pistón comprime el aire en un espacio muy pequeño.

En consecuencia la temperatura del aire atrapado aumenta considerablemente hasta alcanzar de 700 a 900°C justo antes de terminarse la fase de compresión, el combustible diesel sometido a altos niveles de presión se inyecta en el aire comprimido caliente, lo que da a lugar a la formación de vapor y al proceso de auto encendido [3].

Adición de calor a presión constante (3-4). En el comienzo de esta fase se produce la inyección de combustible y la combustión se efectúa a presión constante, dado que el aumento de volumen, debido al descenso del pistón, está compensado por la eventual subida de presión en el transcurso de la combustión. De esta manera, el calor se introduce a presión constante.

Expansión isentrópica (4-5). La consiguiente expansión del gas que se produce con el descenso del pistón, se realiza sin intercambio de calor con las paredes del cilindro.

Rechazo de calor a presión constante (5-2). La apertura de la válvula de escape produce un descenso brusco de la presión en el cilindro, mientras el pistón bascula en el PMI. En este período se produce la expulsión de calor a volumen constante.

1.1.2.2 Ciclo Diesel real.

El ciclo Diesel real o práctico (Figura 1.3) es menos eficiente que el ciclo teórico debido a diversos fenómenos físicos inevitables que se presentan en sus fases de funcionamiento.

Estos fenómenos físicos ocasionan pérdidas de energía que limitan el rendimiento real del motor diesel; debido principalmente al tiempo que tarda en combustiónarse la mezcla, la deficiencia en el llenado y evacuación de los gases quemados; ocasionando que disminuya la cantidad de aire fresco que ingresa en el cilindro.

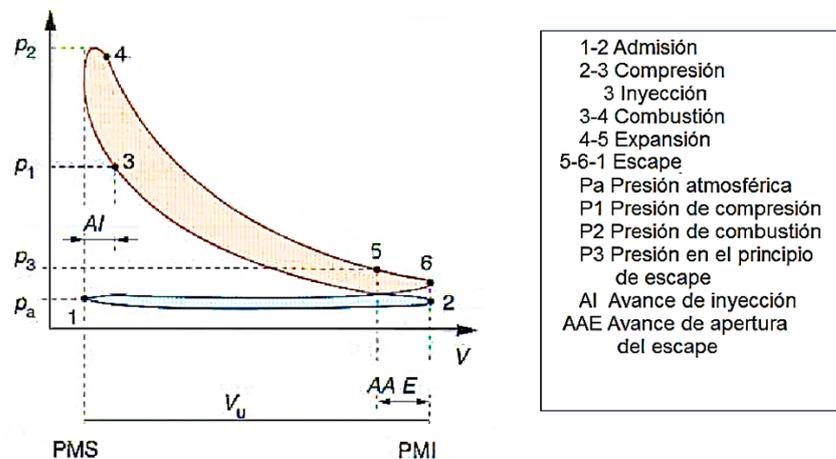


Figura 1.3: Diagrama presión - volumen ciclo Diesel real.

Fuente: [2].

Pérdidas de eficiencia en el ciclo Diesel real. A continuación se describe como suceden las pérdidas (Figura 1.4) en cada una de las fases del ciclo Diesel real, razón por la que difiere el ciclo real del ciclo teórico.

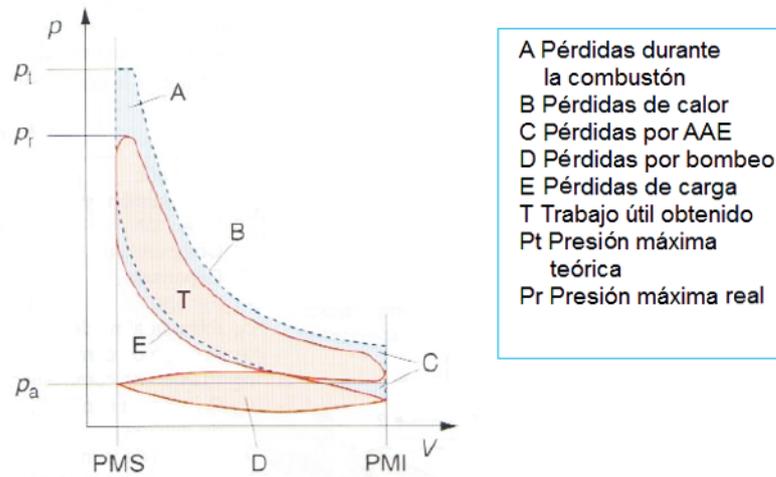


Figura 1.4: Pérdidas en el diagrama de trabajo.

Fuente: [2].

En admisión: Existen pérdidas en la fase de admisión debido a las restricciones que encuentra el flujo de aire hasta llegar al interior del cilindro, donde la presión no se mantiene constante. La restricción más significativa es la apertura tardía de las válvulas de admisión.

En compresión: Por causa del llenado deficiente del aire en la fase de admisión, en el interior del cilindro se tendrá una masa menor de aire al finalizar la compresión, en consecuencia menor presión y menor temperatura; factor que retardará el encendido de la mezcla.

En combustión y expansión: Ya que la mezcla requiere un determinado tiempo para inflamarse, en ese lapso de tiempo la mezcla no se quema a volumen constante, debido a que el pistón está desplazándose continuamente, esto hace que la fase de expansión se realice grados después del PMS reduciendo así el rendimiento del motor [4].

En escape: Cuando empieza el pistón su carrera ascendente desde el PMI al PMS sufre una cierta resistencia por existir una presión interna en el cilindro, debido a la tardía apertura de la válvula de escape.

1.2 Compresión y combustión en motores diesel.

El rendimiento en el motor diesel está en función de la eficiencia con la que realiza la transformación de la energía propia de los motores térmicos, de calor en trabajo. En este proceso los factores que influyen de manera más decisiva son: la relación de compresión, la presión y temperatura que se alcanzan en la combustión y la forma en que se desarrolla.

1.2.1 Compresión.

En los motores diesel es posible conseguir un alto grado de compresión, lo que permite elevar suficientemente la temperatura del aire y transmitir mayor cantidad de calor al combustible cuando es inyectado, logrando así una inflamación más rápida y una combustión más completa.

Matemáticamente el rendimiento térmico tanto para los motores de ciclo Otto como Diesel está dado por la ecuación (1.1)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{R_c^{\gamma-1}} \quad (1.1)$$

Donde:

η_t = Rendimiento térmico.

R_c = Relación de compresión.

γ = Coeficiente de modificación de los gases, cuyo valor es 1,4 para los motores diesel.

De acuerdo a la ecuación (1.1) se concluye que; a menor relación de compresión el rendimiento térmico disminuye.

1.2.2 Combustión.

El combustible es inyectado en la cámara de combustión, donde la presión y la temperatura son muy altas, pero no se inflama instantáneamente, sino que antes tiene que mezclarse con el aire y adquirir la temperatura suficiente.

El proceso de combustión puede ser dividida en cuatro fases (Figura 1.5).

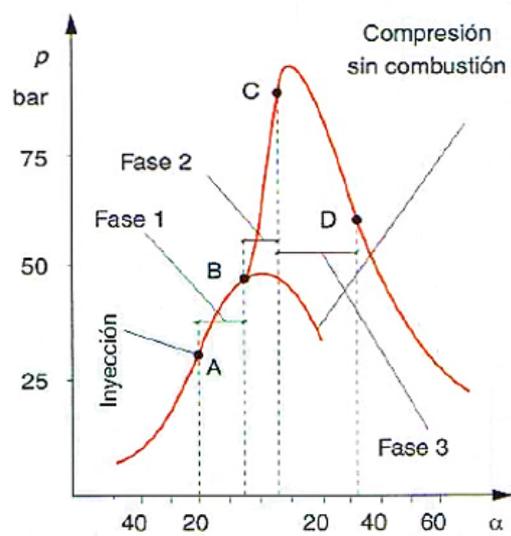


Figura 1.5: Desarrollo de la combustión en motores diesel.

Fuente: [2].

Fase 1: Periodo de retraso de la ignición (A-B). La inyección empieza en A , pero la combustión no ocurre de inmediato, sino que se demora hasta que el aire que rodea el combustible atomizado por el inyector llegue a una temperatura suficientemente alta para que se inflamen.

Fase 2: Combustión rápida (B-C). Después del inicio de la combustión en B , el combustible atomizado arde con rapidez y ocasiona un aumento súbito en la presión hasta que se llega al punto C . Durante esta fase, la combustión no está controlada.

Fase 3: Combustión controlada (C-D). Conforme continúa la inyección, el combustible arde con uniformidad. La combustión está controlada por el volumen descargado por el inyector hasta el punto D , en donde termina la inyección.

Fase 4: Postcombustión (D en adelante). La inyección ha cesado en D , pero la combustión continúa hasta que se ha quemado el combustible. No hay aumento en la presión señalada en la gráfica, porque el pistón ahora se mueve hacia abajo y aumenta el volumen en el cilindro [5].

1.2.2.1 Parámetros que influyen en la combustión.

Las condiciones necesarias para conseguir una combustión completa son:

- Alta temperatura al final de la compresión.
- Gran turbulencia en el aire comprimido.
- Buena pulverización del combustible inyectado.
- Suficiente oxígeno para quemar el combustible inyectado.

A su vez estas condiciones dependen de:

Cámara de combustión. La razón principal de la cámara de combustión está en conseguir en el menor tiempo la mezcla entre el aire del cilindro y el combustible inyectado para completar la combustión en el instante apropiado en que el cigüeñal se encuentra en determinado ángulo.

Pulverización y velocidad de inyección. La pulverización, la presión y la penetración del combustible deben hacerse con uniformidad en el interior de la cámara de manera que se mezcle con el aire necesario para su perfecta combustión.

Una mayor presión de inyección logra una pulverización más fina de combustible lo que reduce los retrasos en la ignición aunque disminuye la fuerza de penetración del combustible en la masa de aire.

Presión de apertura del inyector. La presión de apertura del inyector influye directamente en el caudal de combustible inyectado, de manera que una baja presión hace que el combustible se inyecte antes, variando de esta manera el inicio de inyección.

Diámetro de los orificios de la tobera. De esto dependen las características de la atomización, influye en la presión de inyección pero no en la presión de apertura del inyector, de manera que aumenta el radio de dispersión del chorro evitando la auto inflamación progresiva.

Características del combustible. Los componentes que estructuran el combustible influyen drásticamente en el retraso a la inflamación. Mientras mayor sea el contenido de hidrocarburos parafínicos en el combustible mayor será su número de cetano, por lo tanto, el periodo de retraso será más corto debido a que su inflamación ocurrirá a temperatura menos elevada, por lo que existirá menor presión de expansión.

1.3 Características principales de los motores de combustión interna.

Las principales características que definen las prestaciones que se obtiene en un motor son: el par motor, la potencia y el consumo específico de combustible. Estos parámetros identifican el tipo de motor, proporcionando una referencia en cuanto a sus características de funcionamiento. El fabricante suministra estos datos, obtenidos mediante ensayos en el banco de potencia.

1.3.1 Par motor.

El par motor es el valor medio de la fuerza resultante aplicada perpendicularmente al radio de la manivela a un determinado régimen de giro y carga del motor. Es evidente que el par motor variará en función de las revoluciones ya que no siempre el llenado del cilindro es el óptimo y tampoco lo es la manera de producirse la combustión [6].

1.3.2 Potencia.

La potencia comprende un trabajo por unidad de tiempo, ecuación (1.2), donde el trabajo es el resultado de una fuerza por una distancia o torque multiplicado por la velocidad angular.

$$P = \frac{W}{t} \quad (1.2)$$

Donde:

P = Potencia en Vatios (W).

W = Trabajo en Julios (J).

t = Tiempo en segundos (s).

Al manipular la ecuación (1.2) es posible obtener la ecuación (1.3), la cual permite calcular la potencia del motor a un determinado régimen de giro n (rpm) si se conoce su torque T ($N.m$).

$$P = \frac{(T \cdot n)}{9550} \quad [KW] \quad (1.3)$$

1.3.2.1 Potencia indicada (P_i).

Se entiende como la potencia desarrollada dentro de los cilindros del motor; esta potencia aparece en la primera fase de la transformación de la energía calorífica del combustible en energía mecánica [7]

1.3.2.2 Potencia efectiva (P_e).

Es la potencia que el motor proporciona a la salida del cigüeñal. Es menor que la indicada, ya que el propio motor consume potencia en el rozamiento que sufren sus elementos así como para mover los mismos.

$$P_e = P_i - P_{absorbida} \quad (1.4)$$

1.3.3 Curvas características.

Las curvas características se generan a partir de datos obtenidos en bancos dinamométricos representando los valores que toman la potencia efectiva, torque y consumo específico a medida que varía las revoluciones del motor (Figura 1.6).

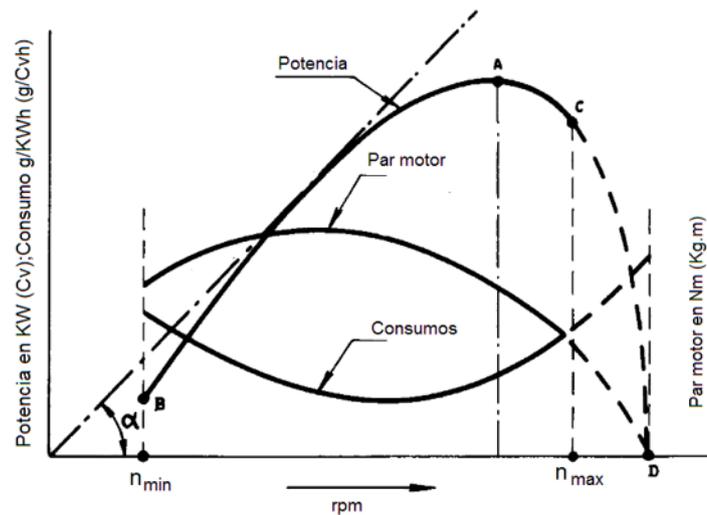


Figura 1.6: Curvas de Par y Potencia efectiva de un motor diesel.
Fuente: [7].

El régimen de par máximo es siempre menor al de potencia máxima. Un motor es estable, y por lo tanto auto regulable, cuando la curva de su momento motriz es decreciente con el aumento del número de revoluciones.

1.4 Motor NISSAN FD6.

El motor NISSAN FD6 (ver Figura 1.7), es un motor de seis cilindros en línea, de procedencia japonesa. Tiene una bomba de inyección lineal de seis elementos y sistema de inyección directa (sin pre-cámara e inyectores de orificios), cuyo funcionamiento depende del combustible diesel.



Figura 1.7: Motor diesel NISSAN FD6.
Fuente: Los Autores.

1.4.1 Datos técnicos del motor.

DESCRIPCIÓN	DATOS
Marca	NISSAN LV
Modelo	CABSTAR CMA 81
Año	1987 - 1990
Número de motor	FD6 - 003275T
Motor	FD6/R6 OHV 12V
Capacidad	5654 cm^3
Relación de compresión	17,5:1
Potencia max. $KW(Hp)/rpm$	111(148,8)/3000
Par max. $N.m/rpm$	420/1800
Juego de válvula, admisión (frío/cal) mm	0,30 - 0,40 frío
Juego de válvula, escape (frío/cal) mm	0,30 - 0,40 frío
Altura de pistón sobre bloque mm	+0,20 ; +0,60
Altura válvulas en la culata. mm	Admisión 1,32 - 1,84 (Max. 2.8)
Presión de compresión	340 psi
Presión de aceite bar/rpm	1,0(Mín. 0,5/Velocidad de ralentí)
Tapón radiador, bar/termostato $^{\circ}C$	0,78 - 0,98/82 $^{\circ}$ - 88 $^{\circ}C$
Clasificación:	Motor en línea
N $^{\circ}$ de cilindros	6
Diámetro-carrera mm	100 - 200

Tabla 1.1: Datos técnicos del motor NISSAN FD6.

Fuente: Manual de servicio motor NISSAN FD6.

La Figura 1.8 muestra el orden de encendido del motor NISSAN FD6 donde se puede apreciar como avanza el ciclo de combustión de acuerdo al ángulo de giro del cigüeñal.

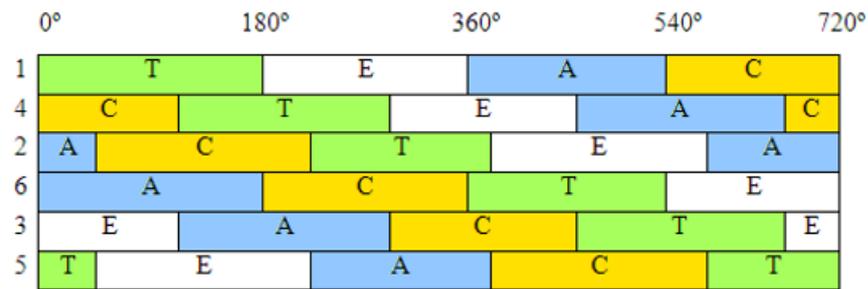


Figura 1.8: Orden de encendido del motor NISSAN FD6.
Fuente: Manual de Servicio motor NISSAN FD6.

1.4.2 Sistema de inyección.

El sistema de inyección tiene la función de abastecer los requerimientos de combustible del motor diesel. Al introducir el combustible en el interior del cilindro de acuerdo al comportamiento de las diferentes fases de la combustión en sincronismo con el pistón [8].

El funcionamiento del sistema de alimentación empieza en el depósito donde se encuentra almacenado el combustible. La bomba de alimentación es accionada por el árbol de levas de la bomba de inyección, que a su vez es movida por la distribución del motor. La bomba de inyección está sincronizada con la distribución para que la inyección se dé en el momento indicado (Figura 1.9).

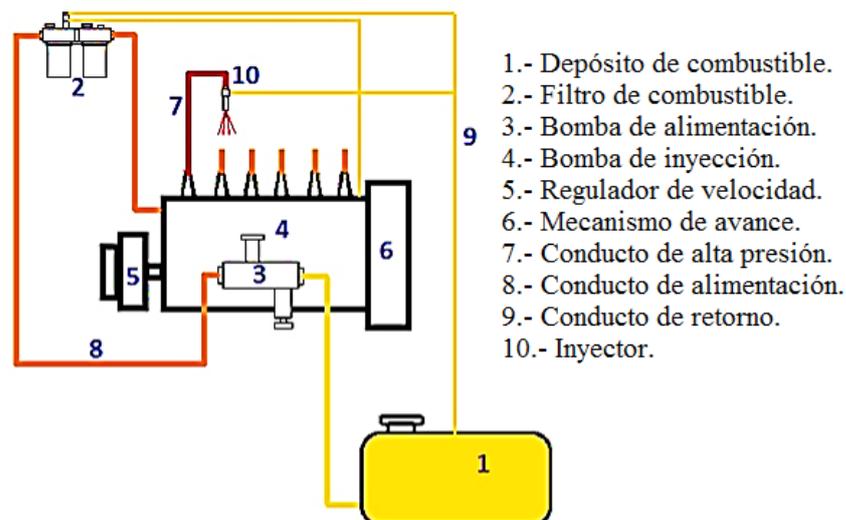


Figura 1.9: Partes del sistema de inyección.
Fuente: [9].

1.4.2.1 Sistema de alimentación de combustible.

El sistema de alimentación está constituido por dos circuitos:

Circuito de baja presión. Conocido como circuito de alimentación que va desde el depósito hacia la bomba de inyección.

Circuito de alta presión. Tiene la función de transportar el combustible hasta la cámara de combustión a la presión necesaria. El circuito de alta presión va desde la bomba de inyección de combustible hasta los inyectores.

La bomba de alimentación envía combustible hacia la bomba de inyección a una presión (que va desde la presión atmosférica hasta los 3 bares) que sirve de alimentación para la bomba de inyección.

En la bomba de inyección la presión se forma en los elementos de inyección que es un conjunto de pistón - cilindro que eleva la presión (de 100 - 1800 bares) que hace que los inyectores se habrán inyectando el combustible finamente pulverizado en el cilindro.

1.4.2.2 Bomba de inyección.

La bomba de inyección dosifica el combustible en correspondencia con el régimen de funcionamiento del motor, suministra combustible al inyector y asegura, en conjunto con otros elementos del sistema, el desarrollo necesario del proceso de inyección. El árbol de levas de la bomba está sincronizado con el movimiento del cigüeñal de manera que la bomba girará la mitad de revoluciones del motor.

Es el elemento más complejo en el sistema de inyección debido a que debe soportar altas presiones y su funcionamiento depende de la precisión de sus elementos.

Bomba de inyección en línea. Las bombas de inyección en línea tienen igual número de elementos de bombeo montados en línea dentro del cuerpo de la bomba, como cilindros tiene el motor. La bomba envía combustible a los inyectores con una serie de descargas.

Estas bombas pueden llegar a generar presiones de inyección hasta de 750 bares y tener hasta doce elementos de bombeo. El sistema de lubricación de la bomba de inyección está provisto por el mismo aceite del motor [9].

Tiene sus limitantes que son el número reducido de *rpm* así como su gran robustez por lo que necesitan de espacios grandes para su montaje. Utilizadas en motores para vehículos de carga mediana y pesada como camiones y autobuses.

Bomba de inyección Diesel Kiki NP 684. Es una bomba de inyección diesel lineal (Figura 1.10) de procedencia japonesa, manufacturada por la compañía Zexel. Se encuentra presente en el Motor NISSAN FD6, por lo que su designación se describe a continuación:



Figura 1.10: Bomba de inyección Diesel Kiki NP 684.

Fuente: [10].

NP - PES6A85C321RS20NP684

PES = Bomba de inyección con árbol de levas propio con fijación de brida frontal.

6 = Bomba de 6 cilindros.

A = Tamaño de la bomba.

85 = Diámetro del embolo en $1/10mm$.

C = Letra de identificación.

321 = Posición de montaje del árbol de levas y el orden de inyección.

R = Sentido de giro Derecho (*right*).

S = Denominación de la especificación.

20 = Letra complementaria para ajuste.

NP684 = Modelo de la bomba.

1.4.2.3 Tipo de inyección.

Según el lugar donde se efectúe la inyección en los motores diesel, estas se clasifican en dos grupos: de inyección directa, cuando la inyección se realiza en la cámara de combustión, y de inyección indirecta, cuando el combustible es inyectado en una pre-cámara llamada de turbulencia que está situada en el cabezote del motor [11].

Inyección directa. Llamada de esta manera porque la inyección se da directamente sobre la cámara de combustión situada en la cabeza del pistón (Figura 1.11). Este método ayuda a mejorar la eficiencia del motor, disminuyendo el consumo.

El inyector tiene varios orificios para ayudar a la pulverización del combustible, la cabeza del pistón tiene una cavidad que ayuda a la disipación de la mezcla en el momento de la compresión.

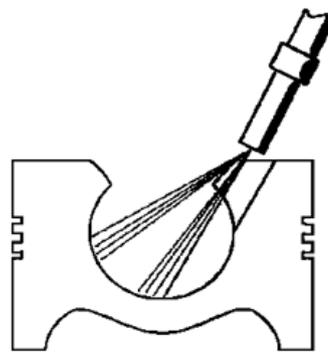


Figura 1.11: Sistema de inyección directa.

Fuente: [12].

1.4.2.4 Inyectores.

Las características de los motores de combustión interna dependen en gran parte del buen funcionamiento de su equipo de inyección y en especial de sus inyectores.

Los inyectores tienen como fin pulverizar el combustible y esparcirlo homogéneamente en toda la cámara de combustión. Los inyectores funcionan a pre-

siones que superan los 20 MPa e inyecta cantidades muy pequeñas de combustible en una llama incandescente a un ritmo de 150 a 1500 pulsaciones por minuto [13].

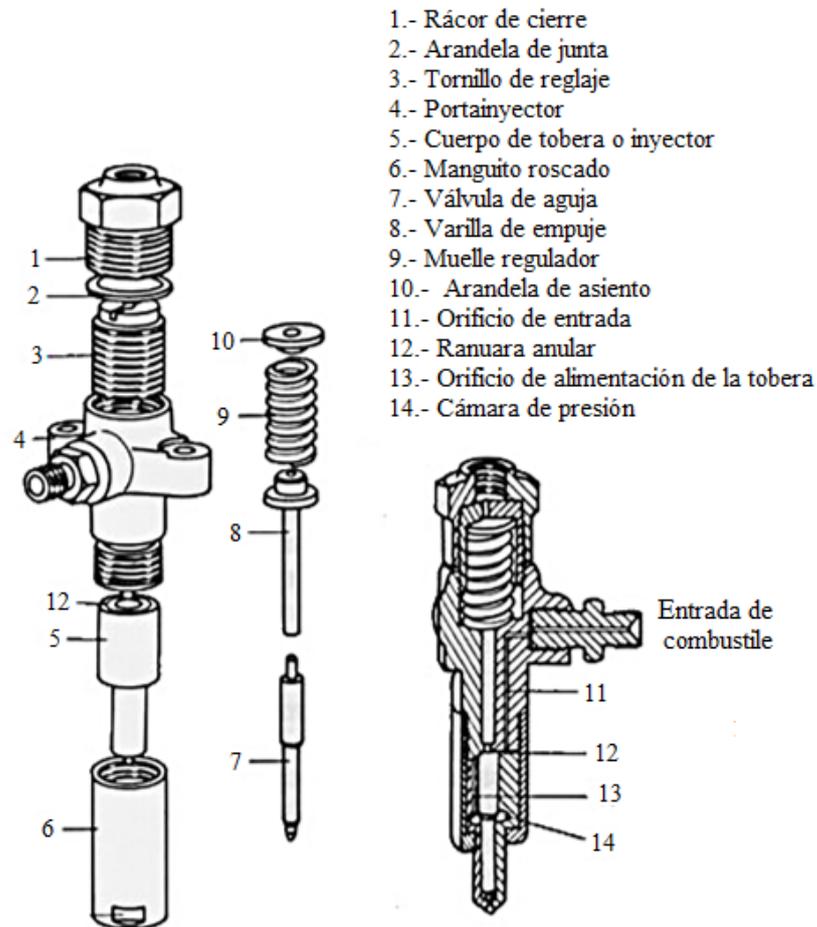


Figura 1.12: Despiece de un inyector de orificios.

Fuente: [14].

Condiciones de los inyectores. En los inyectores se pueden presentar diversos fallos que repercuten en la calidad de la mezcla de aire - combustible, y por tanto en la calidad de la explosión, por eso es necesario que cumplan las siguientes condiciones [13]:

- Pulverizar en gotas de dimensiones convenientes.
- El combustible debe distribuirse por todo el seno del aire.
- La energía cinética de las gotas debe ser suficiente para que penetren en el aire comprimido.
- No debe producirse goteo ni fugas.

- Las características de la pulverización deben mantenerse durante todo el periodo de inyección.
- La presión de apertura debe mantenerse todo el tiempo, sin deformarse el asiento y sin desgastarse la tobera.

1.4.3 Sensores.

Se denominan sensores a dispositivos capaces de detectar magnitudes físicas o químicas y transformarlas en variables eléctricas. En un vehículo estas magnitudes son las condiciones de carga, temperatura, presión, régimen de giro, etc., en que se encuentra el motor.

El motor NISSAN FD6 tiene un sistema de inyección únicamente mecánico por lo que no posee originalmente ningún tipo de sensor para la gestión del motor, sin embargo, para aplicaciones educativas se ha adaptado dos sensores; un sensor CKP inductivo y un sensor CMP tipo óptico (ver Figura 1.13), los cuales servirán de base para el desarrollo de esta tesis.

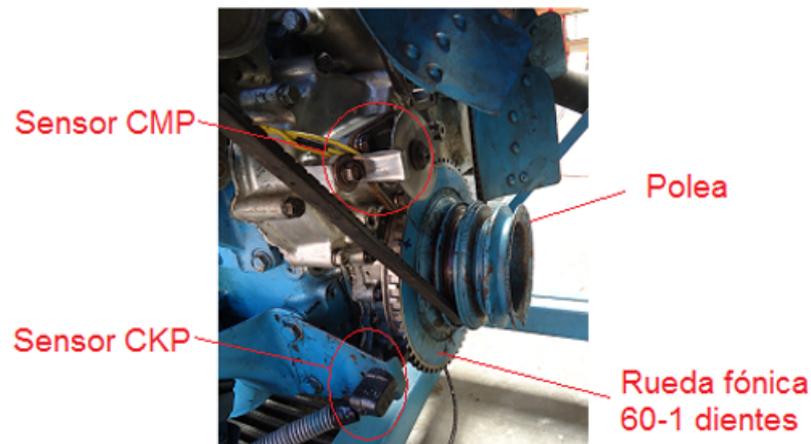


Figura 1.13: Disposición de los sensores CKP y CMP en el motor NISSAN FD6.

Fuente: Los Autores.

1.4.3.1 Sensor de posición del cigüeñal inductivo (*CKP*).

El régimen de giro y posición del cigüeñal son las principales variables de análisis para el correcto funcionamiento de un motor actual, ya que de estas depende directamente el sistema de inyección.

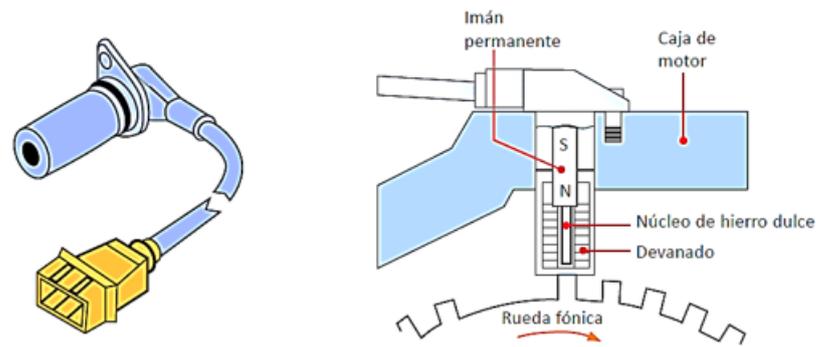


Figura 1.14: Sensor CKP inductivo.

Fuente: [15].

El régimen de giro del motor y la posición del cigüeñal es detectado por medio de un sensor que puede ser de tipo inductivo o de efecto Hall con la diferencia que el uno envía una señal analógica mientras que el otro una señal digital.

Principio. Cuando una placa plana o curvada, eléctricamente conductiva se acerca a una bobina recorrida por una corriente alterna de alta frecuencia, la resistencia efectiva y la inductancia de esta bobina sufren una variación. Las corrientes que se forman en la placa amortiguadora por el aumento del acoplamiento magnético son la causa de este efecto [16].

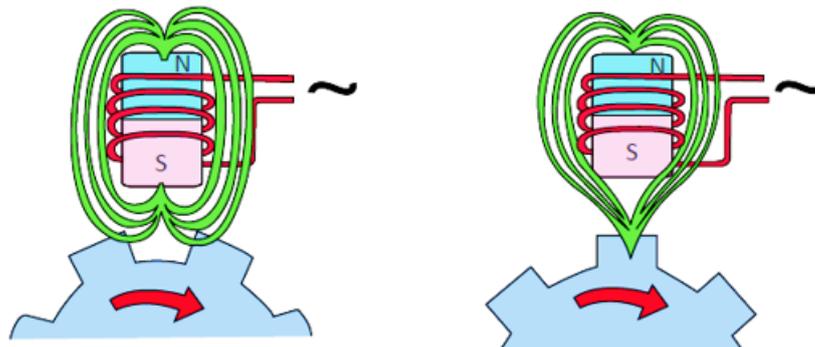


Figura 1.15: Ejemplo de funcionamiento de los captadores magnéticos.

Fuente: [15].

Funcionamiento. Cuando el diente se acerca al captador la corriente generada por la bobina tiene una polaridad, y cuando se aleja, la polaridad se invierte (ver Figura 1.16). Por lo tanto se tendrá un ciclo completo de la señal del CKP por cada diente de la rueda fónica. Por este motivo la corriente generada por un captador de giro de reluctancia variable es alterna.

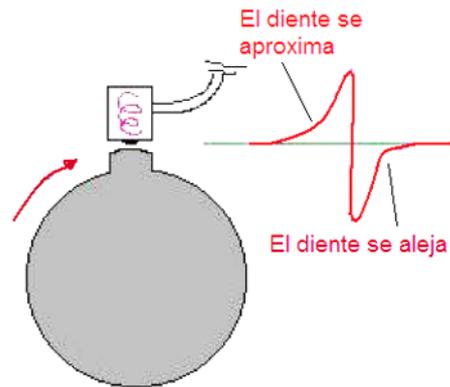


Figura 1.16: Funcionamiento de un captador inductivo.
Fuente: [17].

En el caso del motor NISSAN FD6 la rueda fónica tiene 60-1 dientes y el sensor CKP producirá el mismo número de ciclos; este principio se empleará más adelante para determinar la velocidad instantánea del cigüeñal.

1.4.3.2 Sensor de posición del árbol de levas óptico (*CMP*).

El sensor de posición del árbol de levas permite principalmente conocer el momento exacto en que el pistón de referencia (cilindro número uno) se encuentra en el PMS, de manera que en los motores con gestión electrónica se parte de esta información para sincronizar la inyección, para todos los cilindros del motor de acuerdo al orden de encendido.

Principio. Los sensores ópticos basan su principio en la interacción que tienen la luz y la materia para determinar las propiedades de esta; es decir existe una interferencia entre una fuente que emite luz y un detector, de manera que la recepción varía de acuerdo a la frecuencia de interferencia [18].

Funcionamiento. Un LED emite un haz de luz infrarroja hacia un foto transistor para llevar el voltaje de referencia hacia un procesador. El foto sensor usa una rueda con uno o varios espacios que permiten el paso del haz de luz, cuando el haz de luz ha atravesado por el espacio es detectado, y emite un voltaje de 0 o 5 voltios (Figura 1.17). De manera que cuando se detecta el haz de luz se envía una señal de 5 voltios y cuando se obstaculiza el paso existe una señal de 0 voltios; por lo que este es un sensor digital es decir puede establecerse en uno de dos estados (dejar

pasar la señal o no).

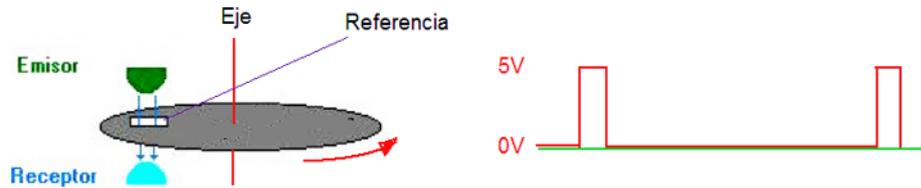


Figura 1.17: Esquema del sensor óptico CMP.

Fuente: [17].

1.5 Dinámica del motor de combustion interna alternativo de cuatro tiempos.

En este apartado, se realiza un análisis del funcionamiento del MCIA de cuatro tiempos desde el punto de vista de la dinámica rotacional, con el objetivo de definir los pares de torsión aplicados sobre el cigüeñal, en función del régimen de giro instantáneo del motor.

El análisis empieza con el modelado del MCIA como un sistema, siguiendo por la estimación de los pares de torsión aplicados, hasta llegar a plantear un modelo dinámico simplificado que describa su funcionamiento.

Este apartado da a conocer los conceptos básicos sobre los cuales se fundamenta el algoritmo de diagnóstico del rendimiento de los cilindros del motor diesel NISSAN FD6.

1.5.1 Modelo dinámico de un MCIA.

El motor de combustión interna alternativo es una máquina compleja, lo cual, dificulta plantear un modelo matemático general que describa todo su funcionamiento. Sin embargo, las leyes de la física que gobiernan su funcionamiento permiten plantear modelos matemáticos para aproximar su comportamiento real. Desde el punto de vista de la teoría de control, el MCIA puede ser expresado como se muestra en la Figura 1.18, este es válido tanto para los motores de encendido provocado MEP como para los de encendido por compresión MEC.

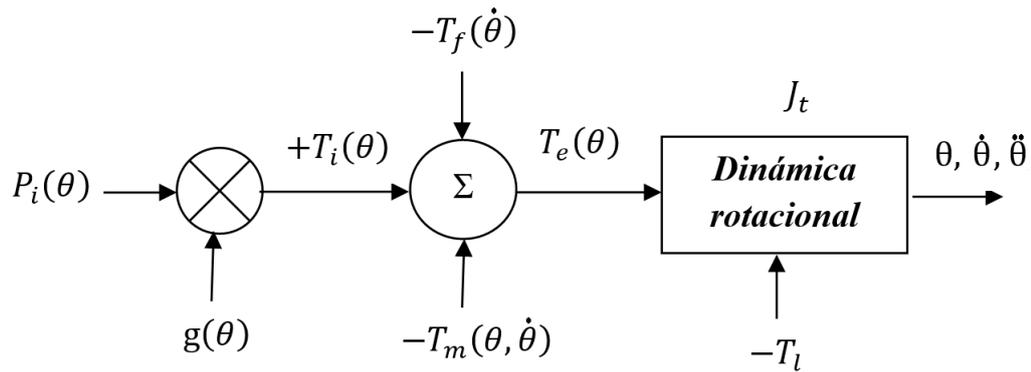


Figura 1.18: Modelado del sistema dinámico de un MCI.

Fuente: [19].

Donde:

$P_i(\theta)$ = Presión de combustión en el cilindro o presión indicada.

$g(\theta)$ = Geometría del motor.

$T_i(\theta)$ = Torque indicado o torque de gas.

$T_f(\dot{\theta})$ = Torque de fricción del motor.

$T_m(\theta, \dot{\theta})$ = Torque producido por las masas en movimiento.

$T_e(\theta)$ = Torque efectivo del motor.

T_l = Torque de carga.

J_t = Momento de inercia total.

$\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$ = Ángulo de giro, velocidad angular y aceleración angular del cigüeñal respectivamente.

Todos estos parámetros están en función del ángulo de giro del cigüeñal $0 \leq \theta \leq 4\pi$.

1.5.1.1 Estimación del Torque indicado $T_i(\theta)$

El torque indicado es el par de torsión generado por la fuerza de gas F_g resultado de la presión del gas $P_i(\theta)$, producto de la explosión de la mezcla aire-combustible, que ejerce sobre la área del pistón A_p (Figura 1.19). La relación entre la presión indicada y el torque indicado resultante está en función de la geometría

del motor $g(\theta)$.

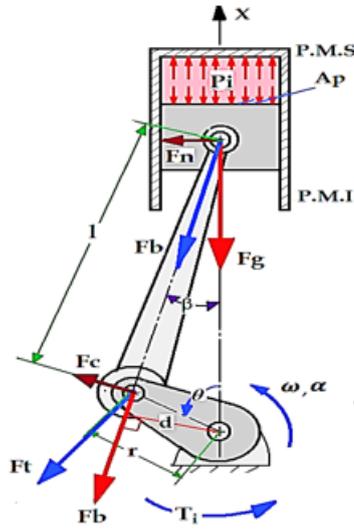


Figura 1.19: Geometría del mecanismo biela - manivela.
Fuente: [20].

La fuerza F_g se descompone en dos, una Fuerza normal de rozamiento F_n y una Fuerza F_b en dirección del brazo de biela de longitud l a un ángulo β con respecto al eje del cilindro. La fuerza F_b se aplica en la manivela del cigüeñal de radio r , pero solo al actuar F_b a una distancia d del eje de giro genera el torque indicado $T_i(\theta)$ que obliga a girar al cigüeñal un ángulo θ a una velocidad ω y aceleración α [20].

La fuerza de gas F_g está dada por:

$$F_g = P_i(\theta) \cdot A_p \quad (1.5)$$

El cálculo del par indicado $T_i(\theta)$ empieza con la ecuación de torque.

$$T_i(\theta) = F_b \cdot d \quad (1.6)$$

$$T_i(\theta) = \frac{F_g}{\cos\beta} (r \cdot \text{sen}(\theta + \beta)) \quad (1.7)$$

$$T_i(\theta) = F_g \cdot r \left[\text{sen}\theta + \text{cos}\theta \frac{\text{sen}\beta}{\text{cos}\beta} \right] \quad (1.8)$$

Aplicando la ley de los senos y cosenos se tiene que:

$$\text{sen}\beta = \frac{r}{l}\text{sen}\theta; \quad \text{cos}\beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \text{sen}^2\theta} \quad (1.9)$$

Reemplazando las igualdades de $\text{sen } \beta$ y $\text{cos } \beta$ en la ecuación (1.8), $T_i(\theta)$ queda definido por:

$$T_i(\theta) = F_g \cdot r \left[\text{sen}\theta + \frac{\frac{r}{l} \cdot \text{sen}\theta \cdot \text{cos}\theta}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \text{sen}^2\theta}} \right] \quad (1.10)$$

La ecuación (1.10) puede ser simplificada si se desprecia el término que contiene $\frac{r^2}{l}$ ya que al estar elevado al cuadrado producirá un coeficiente muy pequeño [20]. Por lo tanto si se conoce la fuerza de gas F_g para cada ángulo θ , el torque indicado puede ser calculado por medio de la ecuación (1.11). En caso que se tenga como dato T_i para cada ángulo θ , y que los ciclos de expansión de los cilindros no se solapen, se puede despejar la misma ecuación para calcular la fuerza de gas y la presión en los cilindros.

$$T_i(\theta) = F_g \cdot r \text{sen}\theta \left(1 + \frac{r}{l} \text{cos}\theta \right) \quad (1.11)$$

El torque indicado total contribuido por los N cilindros del motor puede ser expresado como la sumatoria de los pares indicados instantáneos aportados por cada cilindro.

$$T_i(\theta) = \sum_{n=1}^N T_i^n(\theta); \quad 0 \leq \theta \leq 4\pi \quad (1.12)$$

Las contribuciones de cada cilindro se realizaran cada $4\pi/\#$ cilindros radianes ó $720/\#\text{cilindros}$ grados de giro del cigüeñal.

El torque indicado $T_i(\theta)$ también es conocido como torque de gas $T_{gas}(\theta)$; la Figura 1.20 muestra una comparación entre las curvas de torque de gas total estimadas y medidas, de un motor de cuatro cilindros funcionando a 1000 *rpm* y 1500 *rpm* bajo la misma carga.

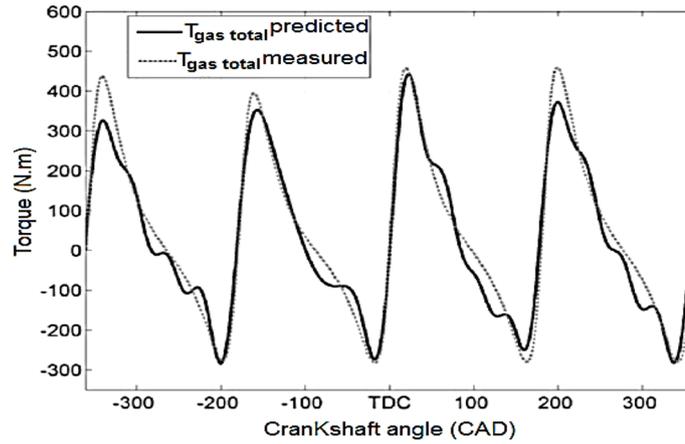


Figura 1.20: Ejemplo de Torque de gas total estimado y medido, motor a 1500rpm, 20% de carga.

Fuente: [21].

1.5.1.2 Estimación del Torque de fricción y de carga $T_f(\dot{\theta})$.

Este torque engloba a todas las pérdidas de torque generados por la fricción de los pistones, bombeo de agua, aceite y bombeo de gases (admisión y escape) que por su naturaleza compleja se hace difícil analizarlos por separado. La magnitud del torque de fricción dependerá de las condiciones del motor tanto físicas como de funcionamiento (régimen y carga) por lo que será variable en función del ángulo de giro del cigüeñal.

Es difícil tener una expresión que modele la curva de torque de pérdidas instantáneo, por lo cual se propone estimar este torque en base a las otras componentes de torques [21].

$$T_f(\dot{\theta}) = T_{friccion} + T_{carga} = T_e(\theta) - T_i(\theta) - T_m(\theta, \dot{\theta}) \quad (1.13)$$

El torque de pérdidas total producido para los N cilindros del motor puede ser expresado como la sumatoria de los torques instantáneos debido a la fricción y bombeo por cada cilindro.

$$T_f(\dot{\theta}) = \sum_{n=1}^N T_f^n(\dot{\theta}); \quad 0 \leq \theta \leq 4\pi \quad (1.14)$$

En la Figura 1.21 se muestra un ejemplo de la curva de torque de pérdidas medida de un motor de cuatro cilindros a 1500 rpm y 40% de carga.

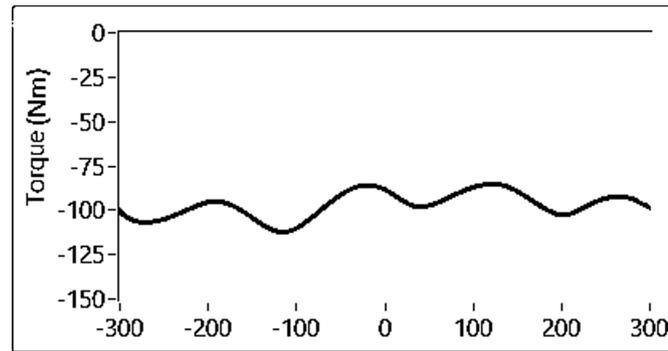


Figura 1.21: Ejemplo de Torque de pérdidas total de un motor a 1500 rpm y 40% de carga.

Fuente: [21].

1.5.1.3 Estimación del Torque de masa $T_m(\theta, \dot{\theta})$.

Es el torque generado por la acción de las fuerzas de inercia, producidas por las masas reciprocantes m_A y m_B , en un brazo de momento r , como se muestra en la Figura 1.22. Donde m_A incluye la masa de la biela y el pasador de conexión en el punto A , mientras que m_B es la masa del pistón en el punto B . Las fuerzas de inercia resultantes no siempre contribuyen a la energía del sistema.

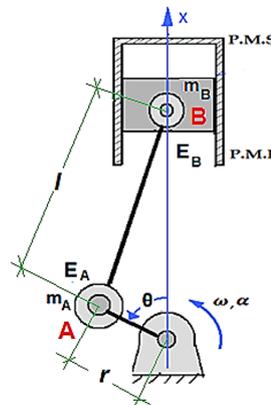


Figura 1.22: Modelo dinámico de masa concentrada del mecanismo biela- manivela.

Fuente: [20].

El torque de masa puede ser estimado a partir de la variación de la energía cinética, esta relación se expresa en la ecuación (1.15).

$$\Delta E_m = - \int_{\theta - \Delta\theta}^{\theta} T_m(\theta, \dot{\theta}) d\theta \quad (1.15)$$

La energía cinética del ensamble de pistones y pasadores de conexión puede ser expresada mediante la energía cinética de traslación y rotación de las masas.

$$E_m = E_{m_A} + E_{m_B} = \frac{1}{2} \cdot (m_A + m_B) \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + \frac{1}{2} I_{m_A} \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 \quad (1.16)$$

Donde, $\frac{dx}{dt}$ es la velocidad instantánea del pistón y $\frac{d\theta}{dt} = \dot{\theta}$ es la velocidad angular instantánea del cigüeñal. Al derivar ambos miembros de la ecuación (1.16) se tiene:

$$T_{(m)} = -(m_A + m_B) \frac{dx}{d\theta} \frac{d^2x}{d\theta^2} \dot{\theta}^2 - (m_A + m_B) \frac{dx^2}{dt} \ddot{\theta} - I_{m_A} \ddot{\theta} \quad (1.17)$$

Como I_{m_A} es un momento de inercia rotacional de la masa m_A sobre el eje de giro del cigüeñal, puede ser considerada como parte del momento de inercia total del cigüeñal (J_t), entonces, se puede excluir la componente de torque $I_{m_A} \ddot{\theta}$ de la ecuación (1.17) [21].

$$T_{(m)} = -(m_A + m_B) \frac{dx}{d\theta} \frac{d^2x}{d\theta^2} \dot{\theta}^2 - (m_A + m_B) \frac{dx^2}{dt} \ddot{\theta} \quad (1.18)$$

La componente $\dot{\theta}^2$ de la ecuación (1.18) demuestra que el par de torsión de masa es más sensible a las *rpm*, por consiguiente, su contribución al par total varía con la velocidad del motor.

El torque de masa es una componente parasita, no contribuye al par total entregado, pues, su valor medio es siempre cero; este par tiene efectos negativos sobre el sistema, ya que, produce oscilaciones en el par total aumentando las vibraciones, y su efecto es mayor a elevados regímenes del motor [20].

En la Figura 1.23 se muestra un ejemplo de la curva de torque de masa correspondiente a un cilindro de un motor de cuatro cilindros a 1500 *rpm* y 40% de carga.

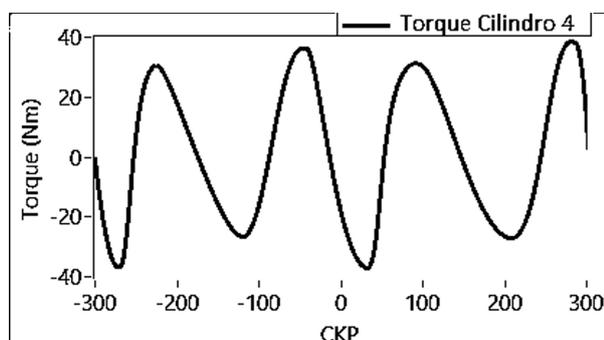


Figura 1.23: Torque de masa de un cilindro individual de un motor a 1500 *rpm* y 40% de carga.

Fuente: [21].

El torque de masa total aplicado sobre el cigüeñal puede ser expresado como la sumatoria de los Torques de masa aplicados al cigüeñal debido a las N masas en movimiento del motor.

$$T_m(\theta) = \sum_{n=1}^N T_m^n(\theta, \dot{\theta}); \quad 0 \leq \theta \leq 4\pi \quad (1.19)$$

1.5.1.4 Estimación del Torque total o efectivo $T_e(\theta)$.

Es el torque resultante de la sumatoria algebraica de los diferentes pares de torsión que actúan en el motor incluido el torque de carga T_l si la hay [22], su ecuación es la siguiente:

$$\sum T = T_e(\theta) = T_i(\theta) - T_m(\theta, \dot{\theta}) - T_f(\dot{\theta}) - T_l; \quad 0 \leq \theta \leq 4\pi \quad (1.20)$$

En la Figura 1.24 se muestra un ejemplo del torque total estimado y medido, de un motor a 1000 *rpm* y 1500 *rpm* con 20% de carga, en el se puede notar que a mayor *rpm* el torque estimado presenta un mayor error, esto es debido a las oscilaciones producidas por el torque de masa que aumenta con el número de revoluciones.

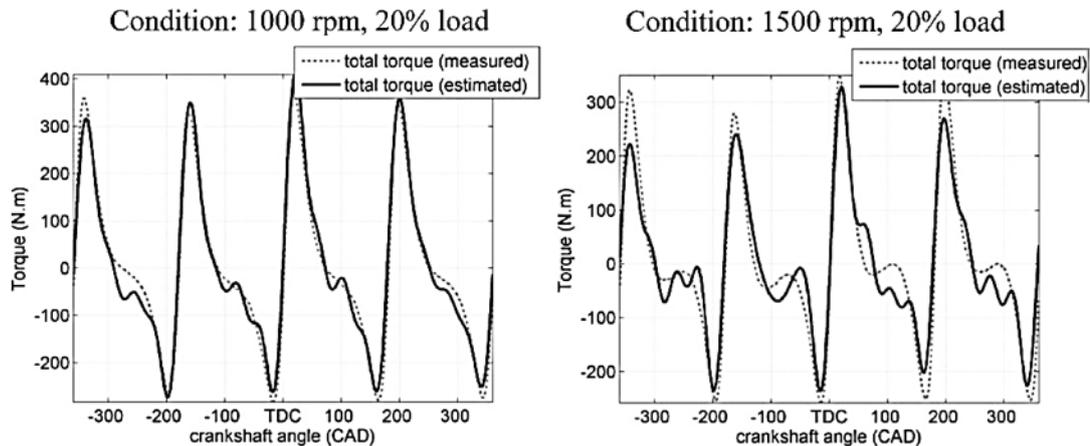


Figura 1.24: Torque total estimado y medido a 1000 *rpm* y 1500 *rpm*.

Fuente: [21].

1.5.2 Velocidad angular del cigüeñal.

El MCIA al ser una máquina cíclica, aporta energía al sistema, únicamente, durante los ciclos de combustión, por lo que su par total de salida en el cigüeñal es variable; aunque, al aumentar el número de cilindros del motor se logra una mayor

uniformidad, el par de salida sigue siendo irregular, produciendo fluctuaciones en la velocidad de giro del cigüeñal que el volante debe limitar hasta un grado aceptable [23].

1.5.2.1 Coeficiente de fluctuación de la velocidad angular.

Este indica el grado de irregularidad o fluctuación de la velocidad angular del motor, y puede ser empleado para medir el equilibrado del motor en régimen constante. Según Higuera [24] el grado de irregularidad o fluctuación (ecuación 1.21) de la velocidad angular aceptable en motores para vehículos, está entre 0.02 a 0.03.

$$C_f = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_m} \quad (1.21)$$

Donde: C_f es el coeficiente de fluctuación y ω_{max} , ω_{min} , ω_m son la velocidad angular máxima, mínima y media del cigüeñal respectivamente.

1.5.2.2 Regulación de la velocidad angular mediante el volante de inercia.

El volante de inercia es un dispositivo almacenador de energía; almacena energía mecánica aumentando su velocidad angular y la devuelve al sistema disminuyendo dicha velocidad. Se utiliza para reducir la variación de velocidad en máquinas cíclicas como el MCIA, donde el torque del motor y el torque demandado por la carga son variables.

Un volante con momento de inercia I puede ser representado como se muestra en la Figura 1.25, donde se le aplica un torque de entrada T_{in} y un momento de inercia de carga T_{out} , y su posición está representada por el ángulo θ . Su equilibrio dinámico esta dado por la ecuación (1.22).

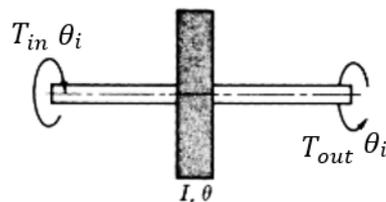


Figura 1.25: Representación esquemática de un volante de inercia.

Fuente: [23].

$$M = T_{in} - T_{out} - I\alpha = 0 \quad (1.22)$$

La relación entre el torque aplicado y la velocidad angular en la salida del volante de inercia puede ser esquematizada como se muestra en la Figura 1.26.

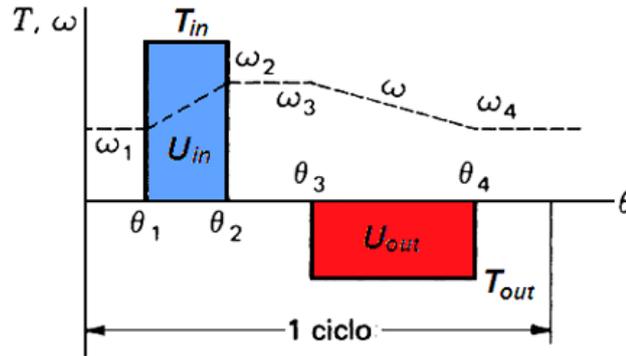


Figura 1.26: Diagramas de torque y velocidad angular.
Fuente: [23].

- De θ_1 a θ_2 se aplica un torque constante positivo T_{in} produciéndose una aceleración constante positiva, aumentando la velocidad de ω_1 a ω_2 .
- De θ_2 a θ_3 el par aplicado al eje es cero, por lo que, su aceleración también es cero, y su velocidad $\omega_2 = \omega_3$.
- De θ_3 a θ_4 se le aplica un torque constante de carga T_{out} , lo cual, disminuye la velocidad del eje de ω_3 a ω_4 .

En los casos de entrada y salida de par, el trabajo realizado sobre el sistema U_{in} , y el trabajo de salida U_{out} resultan ser las áreas de los rectángulos comprendidos entre θ_1 a θ_2 (ecuación 1.23) y θ_3 a θ_4 (ecuación 1.24) respectivamente.

$$U_{in} = T_{in}(\theta_2 - \theta_1) \quad (1.23)$$

$$U_{out} = T_{out}(\theta_4 - \theta_3) \quad (1.24)$$

Donde pueden darse tres casos:

- Si $U_{in} > U_{out}$, entonces $\omega_4 > \omega_1$.

- Si $U_{in} = U_{out}$, entonces $\omega_4 = \omega_1$.
- Si $U_{in} < U_{out}$, entonces $\omega_4 < \omega_1$.

Se aplica el mismo criterio si se consideran las energías cinéticas, cuando el eje gira desde un θ_1 a θ_2 sus energías cinéticas están expresadas por la ecuación (1.25) y la ecuación (1.26) respectivamente.

$$U_1 = \frac{1}{2}I\omega_1^2 \quad (1.25)$$

$$U_2 = \frac{1}{2}I\omega_2^2 \quad (1.26)$$

Y su cambio de energía cinética está dada por:

$$U_2 - U_1 = \frac{1}{2}I(\omega_2^2 - \omega_1^2) \quad (1.27)$$

1.5.3 Cálculo del Torque medio T_{med} .

El torque medio de una función periódica de torque $T(\theta)$ para un ciclo del motor; es el valor que tuviera un torque constante, que aplicado sobre el mismo sistema realizaría el mismo trabajo que dicho torque periódico. Las medidas de par medio, calculadas a partir del torque efectivo $T_e(\theta)$, de un motor bajo carga y a diferentes revoluciones, forman las curvas de par y potencia efectiva dados por el fabricante. En la mayoría de los casos es necesario determinar el valor de par medio entregado por el motor para poderlo comparar con otros motores.

1.5.3.1 Torque medio en régimen no estacionario.

El torque medio T_{med} se define; matemáticamente como la sumatoria algebraica del área bajo la curva de torque efectivo dividido para la duración del ciclo del motor; esta expresión se muestra en la ecuación (1.28); y geoméricamente se define como la altura que debería tener un rectángulo que tenga la misma base y la misma superficie que la curva correspondiente.

$$T_{med} = \frac{1}{\theta_2 - \theta_1} \int_{\theta_1}^{\theta_2} T_e(\theta) \cdot d\theta \quad (1.28)$$

En la Figura 1.27 se muestra un ejemplo del diagrama de torque periódico y torque medio para un ciclo de un motor monocilindrico. Donde, las áreas positivas de color azul son la energía aportada al sistema y las áreas negativas de color rojo son la energía consumida por el sistema, y la integración numérica o sumatoria algebraica de dichas áreas dividida para la duración de un ciclo 4π (ecuación 1.28) es el torque medio disponible para impulsar una carga.

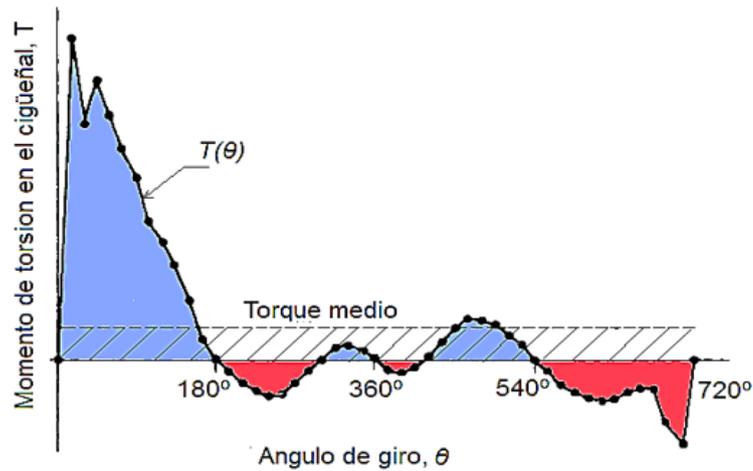


Figura 1.27: Diagrama de Torque medio de un motor monocilíndrico.
Fuente: [23].

1.5.3.2 Torque medio en régimen constante.

Por diseño, cuando un MCIA está funcionando a régimen constante, el torque medio por ciclo debe ser cero [25]; debido a que en estas condiciones el motor debe estar equilibrado dinámicamente, es decir la energía aportada debe ser igual a la energía consumida; y de no ser así se consideraría que el motor está acelerando infinitamente. Sin embargo, esto no significa que el motor no esté generando par de torsión, sino que, genera solo el par suficiente para mantener su velocidad de giro aproximadamente constante, esto se indica a continuación:

Debido a que el valor del par medio para un ciclo completo del motor a régimen constante es cero, se considera para su cálculo únicamente los ciclos positivos de la curva de par total $T_e(\theta)$, esto se indica a continuación:

Por la condición de funcionamiento a régimen constante, la ecuación (1.29) puede ser igualada a cero, y al reemplazar el torque efectivo de la ecuación (1.30) por sus equivalentes se tiene.

$$T_e(\theta) = T_i(\theta) - [T_m(\theta, \dot{\theta}) + T_f(\dot{\theta}) - T_l] = T_i(\theta) - T_{resist}(\theta) \quad (1.29)$$

$$T_e(\theta) = \frac{1}{\theta_2 - \theta_1} \int_{\theta_1}^{\theta_2} (T_i(\theta) - T_{resist}(\theta)) \cdot d\theta = 0 \quad (1.30)$$

Despejando la ecuación (1.30) y expresando en términos de torque medio se tiene la ecuación (1.31).

$$\frac{1}{\theta_2 - \theta_1} \int_{\theta_1}^{\theta_2} T_i(\theta) \cdot d\theta = \frac{1}{\theta_2 - \theta_1} \int_{\theta_1}^{\theta_2} T_{resist}(\theta) \cdot d\theta \quad (1.31)$$

Por lo tanto el valor medio del torque generado por la combustión $T_i(\theta)$ es igual al torque medio resistivo $T_{resist}(\theta)$, por consiguiente, el torque medio T_{med} que genera el motor por ciclo en régimen constante puede ser estimado mediante la ecuación (1.32), donde se considera para el cálculo únicamente los ciclos positivos de la curva de torque.

$$T_{med} = \frac{1}{\theta_2 - \theta_1} \int_{\theta_1}^{\theta_2} T \cdot d\theta, \quad \begin{cases} T = T_e(\theta) & \text{si } T_e(\theta) \geq 0 \\ T = 0 & \text{si } T_e(\theta) < 0 \end{cases} \quad (1.32)$$

1.5.4 Modelo dinámico del cigüeñal.

Hasta este punto, se han descrito cada uno de los pares de torsión que actúan en la dinámica del MCIA (Figura 1.18), quedando por último, el análisis del cigüeñal desde el punto de vista de la dinámica rotacional. El modelo dinámico de un cigüeñal se hace más complicado cuando más preciso se requiere un análisis. En la Figura 1.28 se muestra el esquema básico de un cigüeñal empleado para el análisis.

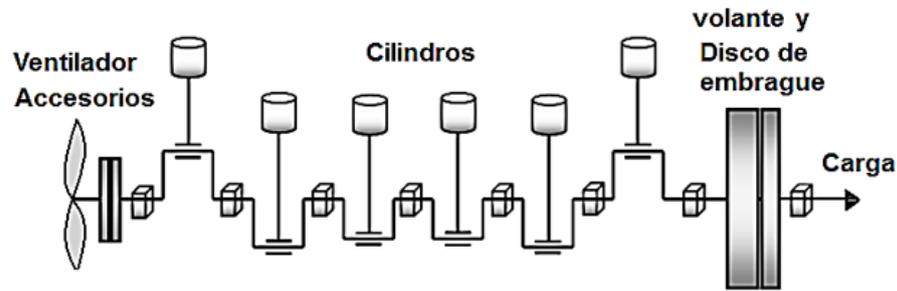


Figura 1.28: Esquema básico empleado para el modelado del cigüeñal.

Fuente: [26].

1.5.4.1 Modelo dinámico Cigüeñal Flexible.

Una buena aproximación del cigüeñal como flexible se muestra en la Figura 1.29, en donde se ha indicado; los momentos de inercia equivalentes de los mecanismos biela-manivela (J_1, J_2, \dots, J_6), engranajes y mecanismos (J_W), volante (J_V), y embarque-carga J_L ; los torques indicados aplicados por cada uno de los cilindros ($T_{i1}, T_{i2}, \dots, T_{i6}$), torque de carga (T_L); los coeficientes de amortiguamiento en cada uno de los cilindros (B_1, B_2, \dots, B_6), los relativos constantes (C) y el coeficiente de amortiguamiento entre el volante y embrague (B_L); y los coeficientes de elasticidad relativos ($K_W, K_{12}, K_{12}, K_{56}, K_{56}, K_{56}, K_{6v}$) para un cigüeñal flexible de un motor de 6 cilindros con carga [21].

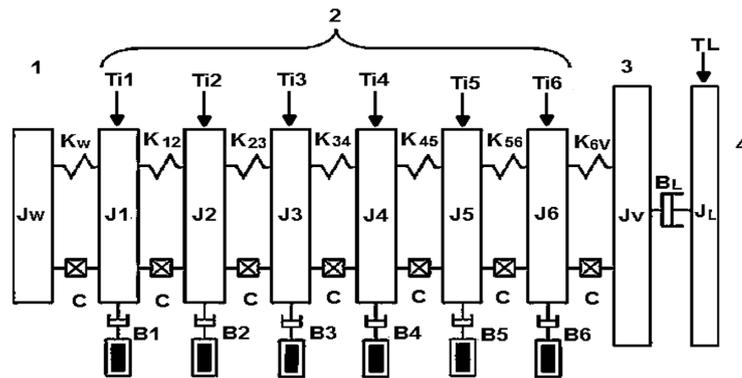


Figura 1.29: Modelo dinámico de un cigüeñal flexible.

Fuente: [21].

Si se aplica la Segunda Ley de Newton para la dinámica rotacional $\sum M = J \alpha$, la ecuación general de la dinámica del cigüeñal flexible puede ser expresada por la ecuación matricial (1.33).

$$J\ddot{\theta} + B\dot{\theta} + K\theta = T_i(\theta) + T_f(\dot{\theta}) + T_m(\theta, \dot{\theta}) + T_l \quad (1.33)$$

Donde, $\dot{\theta}$, $\ddot{\theta}$ son la velocidad y aceleración angular respectivamente; J , B y K son matrices de los momentos de inercia, coeficientes de amortiguamiento y coeficientes de elasticidad y T_i, T_f, T_m, T_l son matrices formadas por vectores de los pares de torsión aplicados.

1.5.4.2 Modelo dinámico Cigüeñal Rígido.

Debido a que la ecuación (1.33) involucra matrices, su solución se dificulta, sin embargo, si se considera al cigüeñal como rígido la ecuación matricial puede simplificarse a una de tipo lineal.

Al tomar al cigüeñal como un elemento rígido, es decir no existe deformación torsional frente a los pares aplicados, por lo que sus coeficientes de elasticidad son cero ($K_x = 0$), el modelado del cigüeñal flexible de la Figura 1.29 puede ser simplificado como se muestra en la Figura 1.30. En donde los momentos de inercia del motor, volante y de la carga pueden ser sumados para tener un momento de inercia total ($J_t = J_w + J_1 + \dots + J_6 + J_v + J_l$); se realiza lo mismo con los coeficientes de amortiguamiento para obtener sus equivalentes B_e y C_e , estos últimos no se los analiza debido a que están incluidos en el torque de pérdidas T_f . Finalmente, los pares de torsión aplicados por contribución de los cilindros, pérdidas y de carga son simplemente sumados a lo largo del desplazamiento angular [27].

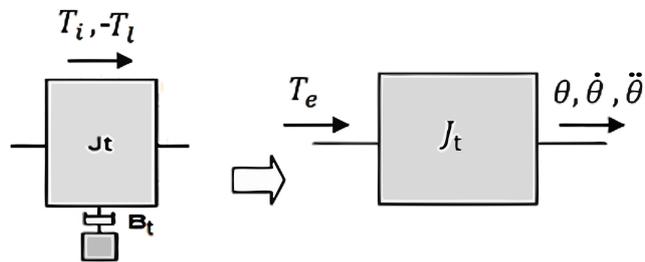


Figura 1.30: Modelo dinámico de un cigüeñal rígido.
Fuente: [22].

Además, de acuerdo a la ecuación (1.32) los pares torsionales aplicados pueden sustituirse por el torque efectivo $T_e(\theta)$. Entonces, al simplificar la ecuación (1.33), la ecuación dinámica para un cigüeñal rígido está dada por la ecuación (1.34).

$$J_t \ddot{\theta} = T_e(\theta) \quad (1.34)$$

La ecuación (1.34) muestra que el torque efectivo es directamente proporcional a la aceleración angular ($\ddot{\theta}$), siendo la constante de proporcionalidad el momento de inercia total (J_t), sin embargo, esta ecuación solo puede ser aplicada para estimar el torque efectivo a bajos regímenes de giro del motor, cercanos a los de ralentí, debido a que a elevadas revoluciones el comportamiento de $\ddot{\theta}$ es muy diferente al del torque efectivo a causa del torque de masa, provocando mayor error en los resultados, esto se muestra en la Figura 1.31.

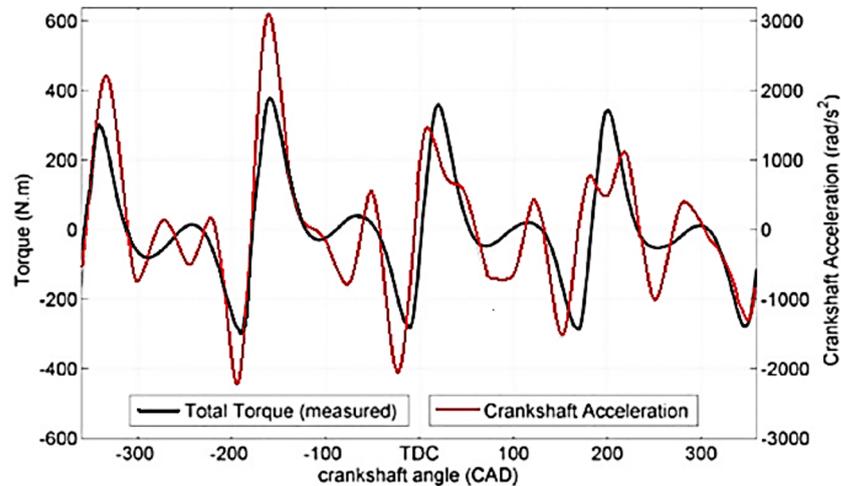


Figura 1.31: Relación entre aceleración del cigüeñal y torque a 3000rpm.
Fuente: [21].

Para el análisis de torque instantáneo a elevados regímenes de giro se debe emplear la ecuación (1.33) que utiliza un modelo dinámico de cigüeñal flexible, con lo cual se minimizan los errores en los resultados.

1.5.5 Estimación experimental del momento de inercia total J_t .

Para estimar el momento de inercia total se emplea una técnica experimental, por aceleración libre. Esta técnica se basa en la ecuación general de momento (1.35), ya que, el motor al funcionar sin carga su torque y potencia efectiva generada será directamente proporcional a su aceleración y la constante de proporcionalidad es el momento de inercia.

$$T_e = J_t \cdot \alpha \quad (1.35)$$

La técnica de aceleración libre consiste en acelerar el motor hasta el tope, y medir su aceleración α en el intervalo de tiempo que se tarda en cambiar desde el régimen de ralentí hasta su régimen máximo; y mediante un procedimiento de prueba y error, dar valores a la inercia J_t en la ecuación (1.35) hasta que el torque calculado T_{e-cal} a diferentes revoluciones se aproxime al torque real T_e , estimado con las ecuaciones (1.36) y (1.37). El valor promedio de todos los valores calculados para un rango de análisis impuesto será el momento de inercia total buscado [28].

$$T_{e-cal} = J_t \cdot \alpha_{cal} = J_t \cdot \frac{\omega_i - \omega_{i-1}}{t_i - t_{i-1}} \quad (1.36)$$

$$P_e = P_{emax} \cdot \frac{n}{n_N} \cdot \left[0.87 + 1.33 \cdot \frac{n}{n_N} - \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right] \quad [KW] \quad (1.37)$$

Donde:

P_e = Potencia efectiva en función de la velocidad angular del motor [KW].

P_{emax} = Potencia máxima del motor [KW].

n = Variación de la velocidad angular [rpm].

n_N = Velocidad angular del motor a la máxima potencia efectiva [rpm].

$$T_e = \frac{9550 \cdot P_e}{n} \quad [N \cdot m] \quad (1.38)$$

Este procedimiento se lo ha realizado para el motor NISSAN FD6, dando como resultado un momento de inercia total de $1.5Kg.m^2$. En la Figura 1.32 se muestra la curva de velocidad medida (rpm) en función del tiempo, mientras que en la Figura 1.33 se compara las curvas de aceleración angular calculada con la de torque real, ambas en función de las revoluciones del motor.

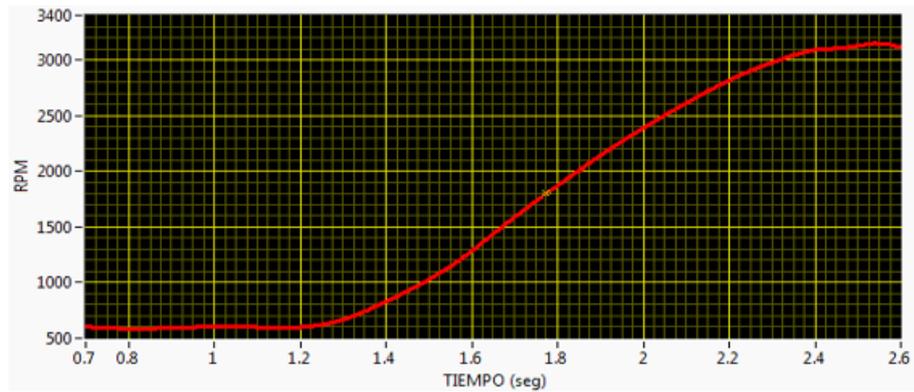


Figura 1.32: Velocidad del motor NISSAN FD6 al realizar una prueba de aceleración libre.

Fuente: Los Autores.

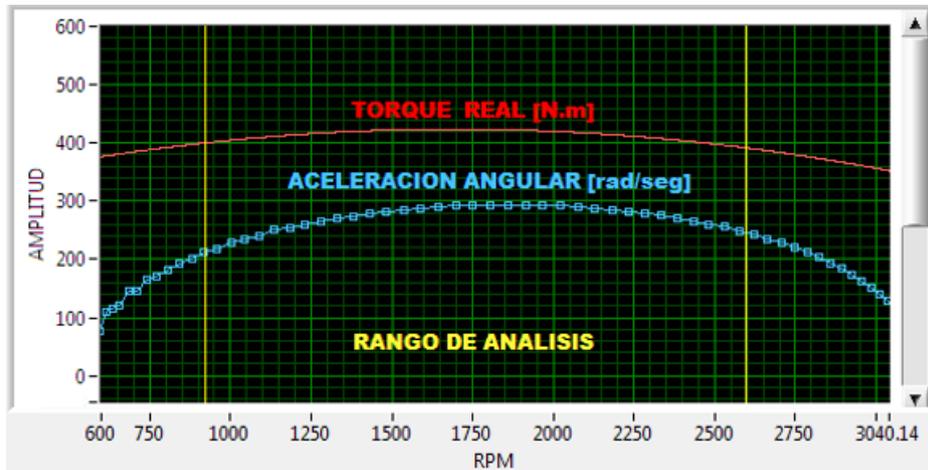


Figura 1.33: Aceleración del motor NISSAN FD6 al realizar una prueba de aceleración libre.

Fuente: Los Autores.

2 ADQUISICIÓN Y ANÁLISIS DE SEÑALES.

La adquisición de datos es el proceso de medir parámetros físicos, que los sensores transforman en señales eléctricas e introducirlos en el sistema. Mientras se adquiere, se generan procesos que involucran los datos adquiridos: alarmas, escalado de datos, control, almacenamiento de los datos, etc. Posterior a la adquisición de datos se realizan análisis para extraer información útil a partir de la cual se reportan los datos, se visualizan resultados y se comparte la información. Estas fases representan la funcionalidad de los sistemas modernos de adquisición de datos basados en computadora.

En este capítulo se da a conocer los fundamentos para la adquisición correcta de las señales de los sensores *CKP* y *CMP* en diferentes condiciones de falla del motor en inyección y compresión, con el propósito de utilizarlas para el desarrollo del algoritmo.

2.1 Sistema adquisición de datos.

La función de adquisición, es una de las componentes más críticas en un sistema basado en PC, la adquisición se realiza mediante un hardware especializado en la medición y registro de señales, que pueden ser obtenidas de dos maneras:

- a) A partir de la medición directa de magnitudes eléctricas, componentes continuas, frecuencias y resistencias.
- b) A partir de sensores; como galgas extensiométricas o termopares, piezoeléctricos, magnéticos, etc.

Las operaciones esenciales de un sistema de adquisición de datos digital incluyen la manipulación de señales analógicas, medición, conversión y manejo de datos digitales, programación y control interno.

El sistema de adquisición de datos se compone de algunos elementos como son: señal o sensor, tarjeta de adquisición de datos (hardware) y computadora (software).

2.1.1 Etapas de la adquisición.

El proceso de adquisición de datos se va generando através de cuatro etapas (Figura 2.1) que son descritas a continuación.

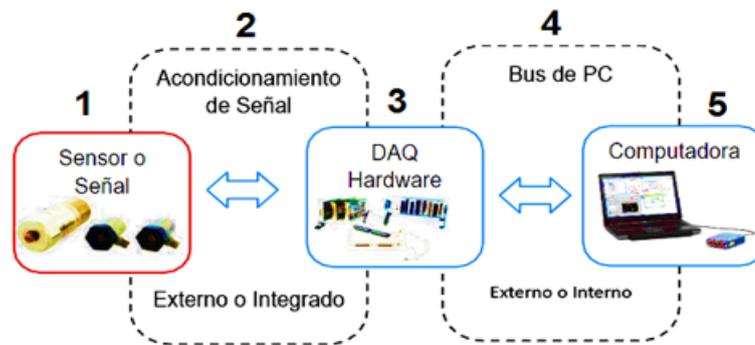


Figura 2.1: Forma de adquisición de datos.
Fuente: [29].

Primera etapa. Se requiere determinar las variables del proceso que contiene la información requerida para el análisis y el tipo de transductores adecuados.

Segunda etapa. Requiere el acondicionamiento de estas variables, con el propósito de convertirlas en señales eléctricas que se adecúen a las especificaciones del sistema.

Tercera etapa. Hace uso de las señales adquiridas, las cuantifica y las convierte en un código digital equivalente para enviarlas a un ordenador mediante un protocolo de comunicación.

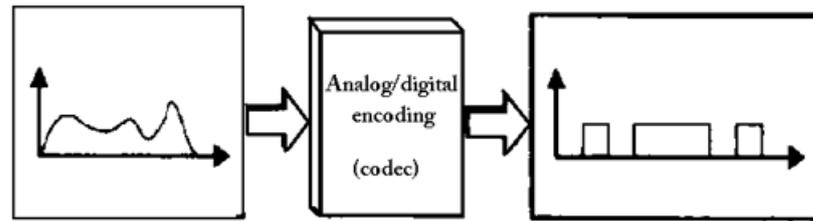


Figura 2.2: Conversor analógico/digital.
Fuente: [30].

Cuarta etapa. Consiste en la utilización de un software especializado, con el fin de procesar los datos equivalentes a las variables registradas, para su manipulación de acuerdo con la aplicación específica del sistema.

2.1.2 Tipo de señales de adquisición.

Existen dos tipos de señales eléctricas que se pueden analizar para extraer su información, esto se muestra en la Figura 2.3.

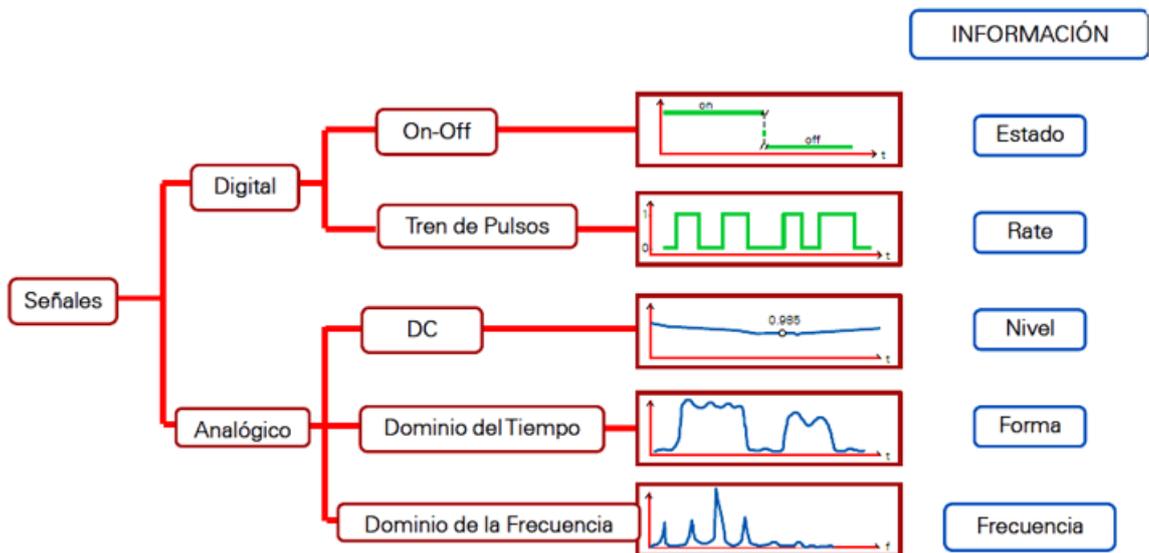


Figura 2.3: Señales características.
Fuente: [31].

2.1.2.1 Señal digital.

Una señal digital contiene dos estados posibles; encendido o apagado, al estado encendido también se lo puede llamar nivel lógico alto y al estado apagado se lo puede llamar nivel lógico bajo [32].

Un nivel de tensión que se encuentra entre 0 y 0.8 voltios se le considera como nivel lógico bajo, y un nivel de tensión que se encuentre entre 2.2 y 5V se le considera un nivel lógico alto, la zona que se encuentra entre 0.8 y 2.2V se la considera como indeterminada y pudiera interpretarse como un nivel lógico alto o nivel lógico bajo (ver Figura 2.4).

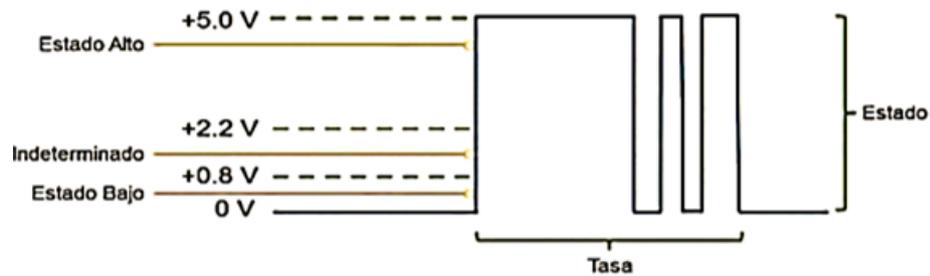


Figura 2.4: Estados de una señal digital.

Fuente: [31].

2.1.2.2 Señal analógica.

Las señales analógicas varían de forma continua. Los transductores analógicos suelen generar una señal eléctrica analógica de valor (*voltaje*) proporcional a la magnitud medida (presión, temperatura, aceleración, ángulo de giro, etc). Un ejemplo de transductor es el potenciómetro que produce como salida un cambio en la resistencia relacionada con la posición angular del eje [32].

Una señal analógica puede estar en cualquier nivel de voltaje con respecto al tiempo. Al medir y analizar una señal analógica hay tres magnitudes de valor que son:

Nivel. El nivel de la señal analógica es similar al estado de una señal digital, la diferencia es que la señal analógica puede estar en cualquier nivel de tensión mientras que una señal digital solo puede estar en uno de dos niveles.

Forma. Ya que las señales analógicas pueden estar en cualquier estado con respecto al tiempo, la forma de la señal es importante. Por ejemplo, una onda sinusoidal tiene una forma diferente con respecto a una onda diente de sierra, la medición de la onda de una señal abre la puerta a un análisis adicional de la señal en sí, tales como valores de pico, pendiente, integración y más.

Frecuencia. La medición de la frecuencia de una señal analógica es similar a la medición de la tasa de una señal digital, sin embargo no se puede medir directamente la frecuencia de una señal analógica. Se requiere un análisis de software para extraer la información de frecuencia. El análisis se hace a través de un algoritmo conocido como transformada de Fourier. Las señales analógicas pueden estar en cualquier estado de tiempo, sin embargo una señal analógica perennemente tiene un número infinito de estados posibles.

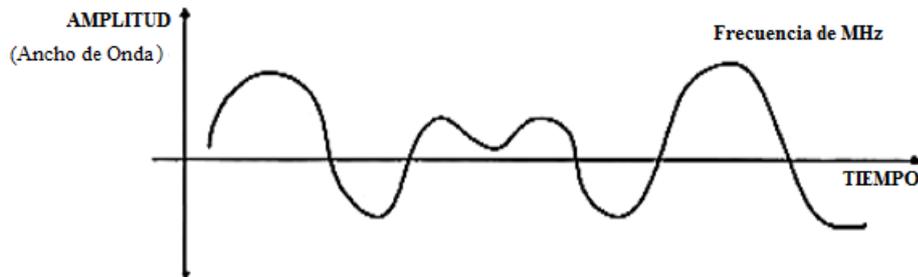


Figura 2.5: Señal analógica típica..

Fuente: [33].

2.2 Software de adquisición de datos.

La adquisición de datos se realiza mediante el uso del software *LabVIEW*; abreviatura de (*Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench*), desarrollado por *National Instrument*.

Es un lenguaje de programación de alto nivel de tipo gráfico y enfocado al uso en instrumentación. El lenguaje que usa se llama lenguaje G (Figura 2.6). Es un entorno de desarrollo gráfico con funciones integradas, que sirve para la adquisición de datos, control de instrumentos, análisis de medida y presentaciones de datos. Cuenta con todas las estructuras y puede ser usado para elaborar una gran variedad de algoritmos denominados *Instrumentos Virtuales (VI)*.

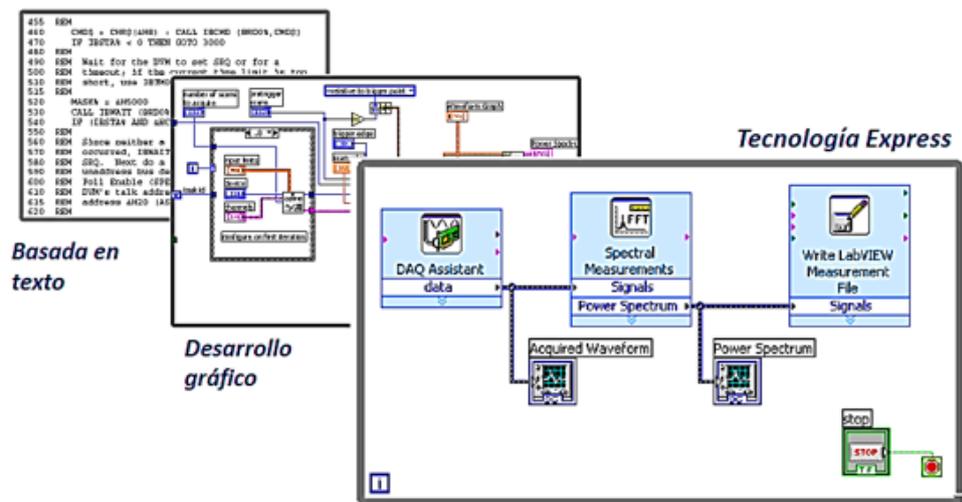


Figura 2.6: Entornos de programación.

Fuente: [29].

A la vez es compatible con herramientas de desarrollo similares y puede trabajar con programas de otra área de aplicación, como por ejemplo *Matlab*. Tiene la ventaja de permitir una fácil integración con hardware, específicamente con tarjetas de medición, adquisición y procesamiento de datos (incluyendo adquisición de imágenes).

2.2.1 Características.

Las características que más se han tomado en cuenta en el momento de seleccionar este software se enumeran a continuación.

- Facilidad de uso debido a que su programación es gráfica.
- Permite crear programas de miles de *VI's* (equivalente a millones de páginas de código texto) para aplicaciones complejas, programas de automatizaciones de decenas de miles de puntos de entradas/salidas, etc.
- Permite procesamiento digital de señales, procesamiento en tiempo real de aplicaciones biomédicas, manipulación de imágenes y audio, automatización, diseño de filtros digitales, generación de señales, etc.
- Velocidad de muestreo de señales tanto digitales como analógicas.
- Facilidad para poder convertir señales analógicas a digitales.

- Facilidad para ajustar curvas.
- Plataforma de interfaz usuario ordenador muy amigable.
- Fácil almacenamiento de información por medio de un archivo CSV, Excel, o XML para análisis fuera de línea.
- Adquiere y genera señales rápidamente a partir de tarjetas insertables, dispositivos USB.
- Se puede desarrollar sistemas de control que van desde el control PID simple hasta sistemas avanzados de control dinámico.
- Mediciones a alta velocidad con un amplio rango de sensores.

2.2.2 Entorno.

Los programas creados en *LabVIEW* se llaman instrumentos virtuales *VI's* ya que tienen la apariencia de los instrumentos reales, sin embargo, poseen analogías con funciones provenientes de lenguajes de programación convencionales.

Está constituido por dos partes que son descritas a continuación.

2.2.2.1 Panel Frontal.

Interfaz de usuario en donde los datos son manipulados, controlados y monitoreados. En el panel frontal se construyen controles e indicadores, los cuales son las terminales de entradas y salidas de un *VI*, respectivamente. Entre los controles tenemos perillas, pulsantes, y otros dispositivos de entrada. Los indicadores pueden ser gráficos, LED, y otros display. Los controles simulan instrumentos de entradas y entregan los datos en el diagrama de bloques del *VI*. Los indicadores simulan los instrumentos de salida y muestran los datos que el diagrama de bloques genera o adquiere.

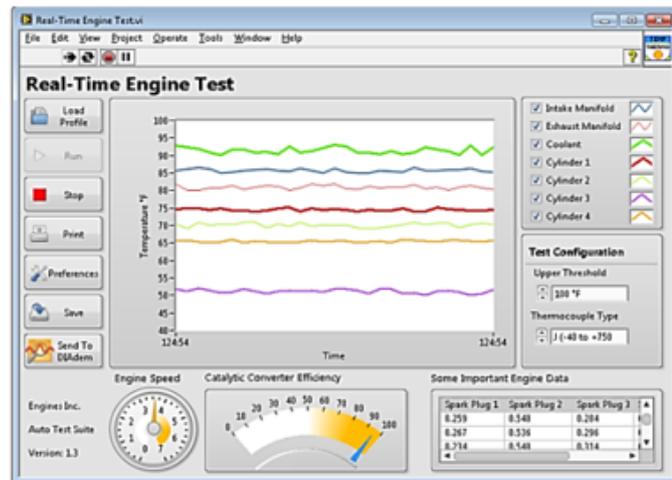


Figura 2.7: Presentación de un Panel Frontal.

Fuente: [29].

2.2.2.2 Diagrama de bloques.

Contiene el código fuente gráfico que define la funcionalidad del *VI*, donde se puede apreciar la estructura del programa, su función y algoritmo, de una forma gráfica en lenguaje *G*, donde los datos fluyen através de líneas (ver Figura 2.8).

Adicionalmente, en el diagrama de bloques se encuentran las librerías de *LabVIEW* como son las funciones y estructuras para construir la aplicación deseada. En el diagrama de bloques se alambran cada nodo incluidos las terminales de los controles e indicadores, funciones y estructuras.

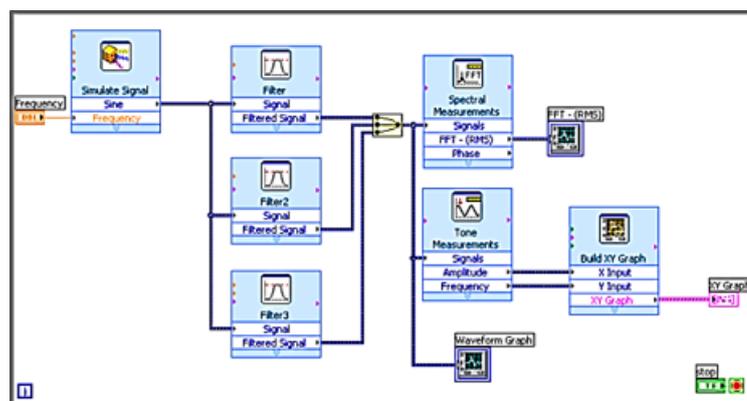


Figura 2.8: Presentación de un Diagrama de Bloques.

Fuente: [29].

2.3 Hardware de adquisición de datos.

Como hardware de adquisición de datos se ha elegido la tarjeta *NI MyDAQ* de *Natinal Instrument*, que es la que mejor se acopla a las necesidades requeridas, sus características se describen en el ANEXO A.

2.3.1 Especificaciones importantes para la adquisición de datos.

Para asegurar una correcta adquisición de datos, con la tarjeta *NI MyDAQ*, es necesario previamente configurar ciertos parámetros de adquisición de datos que se especifican a continuación:

2.3.1.1 Resolución.

Debido a que la señal analógica puede estar en cualquier estado y en cualquier instante, es preciso traducir la señal en términos que la computadora pueda entender.

La resolución del *ADC* (convertidor analógico/digital) describe el número de niveles binarios discretos que el *ADC* puede utilizar para representar una señal analógica o la granularidad con la que se mide los cambios en la señal. Para conocer el número de niveles binarios disponibles en función de la resolución se calcula “ $2^{\text{resolucion}}$ ”, por lo tanto mientras mayor sea la resolución mas niveles se tendrán para representar la señal.

Por ejemplo un *ADC* de 3 bits puede leer $2^3 = 8$ niveles de tensión, mientras que un *ADC* con una resolución mayor como *NI MyDAQ* tiene 16 bits $2^{16} = 65536$ niveles de tensión, para esta resolución el nivel de tensión más bajo correspondería a 00000000 y el nivel más alto sería 00000001 y así sucesivamente hasta alcanzar 11111111.

En la Figura 2.9 se observa la resolución de 3 y 6 bits apreciándose la diferencia entre los dos estados.

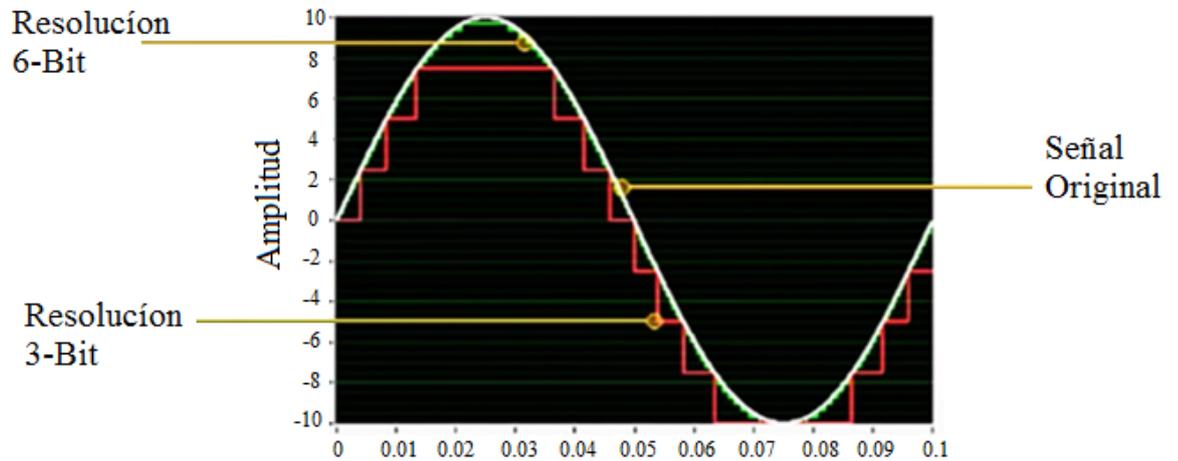


Figura 2.9: Ejemplo de resolución de muestreo.

Fuente: [29].

2.3.1.2 Rango o amplitud.

Un *ADC* con un rango de entrada de $\pm 10V$ con una resolución de 3 bits por ejemplo, permitiría representar 8 posibles valores de tensión lo que significa que podría detectar cambios con un mínimo de 2.5V. Si la señal original varía de entre $\pm 2V$ que solo ocupa parte del rango del *ADC* solo sería capaz de captar 2 valores posibles porque la señal solo utiliza el 20 % del *ADC* por lo tanto se debe elegir un rango acorde a la señal que se pretende medir, o manipular la señal de entrada amplificándola para aprovechar mejor el *ADC*.

En este caso de investigación la tarjeta *NI MyDAQ* cuenta con 16 bits lo cual implica que se podrá tener 65536 niveles de tensión y el voltaje de entrada está entre $\pm 10V$ lo que permitirá captar la variación dada en $0.3052mV$.

2.3.1.3 Razón o frecuencia de muestreo.

Una frecuencia de muestreo es la velocidad a la que se mide una señal original, como se sabe de antemano que la velocidad a la que se muestrea afecta drásticamente a la precisión de la representación de la señal original (Figura 2.10).

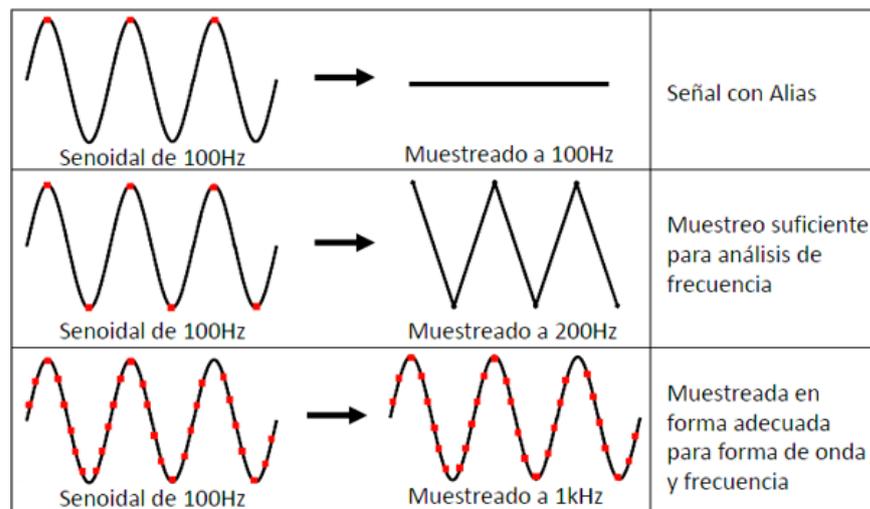


Figura 2.10: Diferentes frecuencias de muestreo.

Fuente: [29].

La teoría de muestreo establece que el mínimo de velocidad de muestreo que deberá utilizarse en una aplicación debiera ser:

- Frecuencia de muestreo (para medida de una frecuencia) = $2 \cdot \text{frecuencia mayor}$.
- Frecuencia de muestreo (para ver el detalle de forma de onda) = $10 \cdot \text{frecuencia mayor}$.

De no cumplirse con el teorema de muestreo se produce un error denominado Aliasing que consiste en tener una señal digitalizada de menor frecuencia que la real, como se muestra en la Figura 2.11.

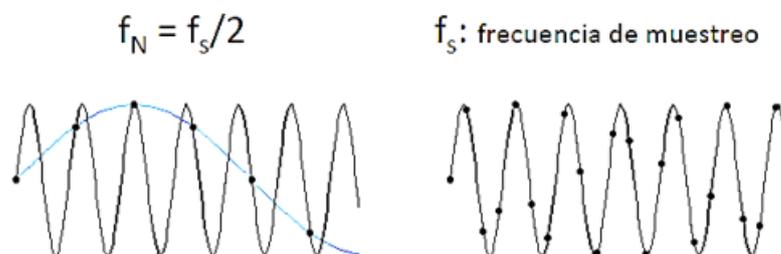


Figura 2.11: Error de Aliasing en el muestreo.

Fuente: [31].

2.3.1.4 Canales de entrada.

Una consideración que se debe tomar en cuenta cuando se trabaja en aplicaciones que implican elevada velocidad de muestreo, es el número de canales que se

utilizan, debido al desfase en el muestreo de las señales, esto se aprecia en la Figura 2.12.

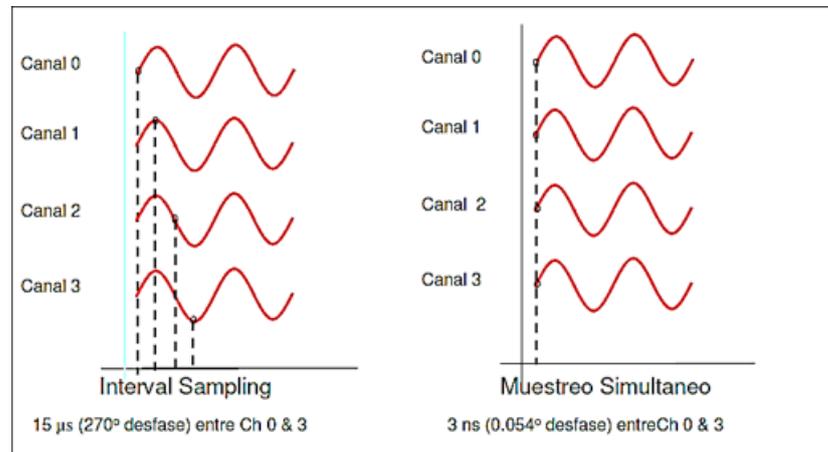


Figura 2.12: Muestreo por canales.

Fuente: [29].

Debido a que la frecuencia de muestreo de la tarjeta *NI MyDAQ* es de $200Ks/s$ y posee únicamente dos canales analógicas de tipo diferencial *AI* (0+,0-) y *AI* (1+, 1-) respectivamente, no es un problema el desfase en las señales muestreadas.

2.3.1.5 Configuración de la adquisición de datos con *NIMyDAQ*.

La configuración realizada para la adquisición de datos se muestra en la Figura 2.13.

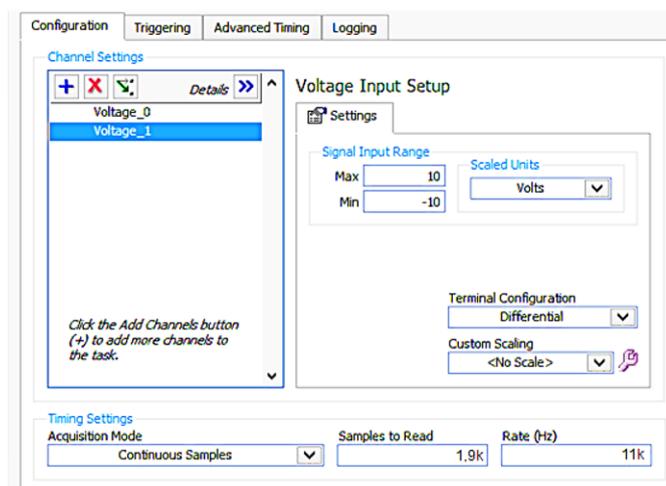


Figura 2.13: Configuración para la toma de muestras.

Fuente: Los Autores.

2.3.2 Conexión de los sensores CKP y CMP con la tarjeta NI MyDAQ.

Los sensores CKP y CMP se conectan a los canales analógicos de entrada AI0 y AI1 respectivamente, como se muestra en la Figura 2.14.

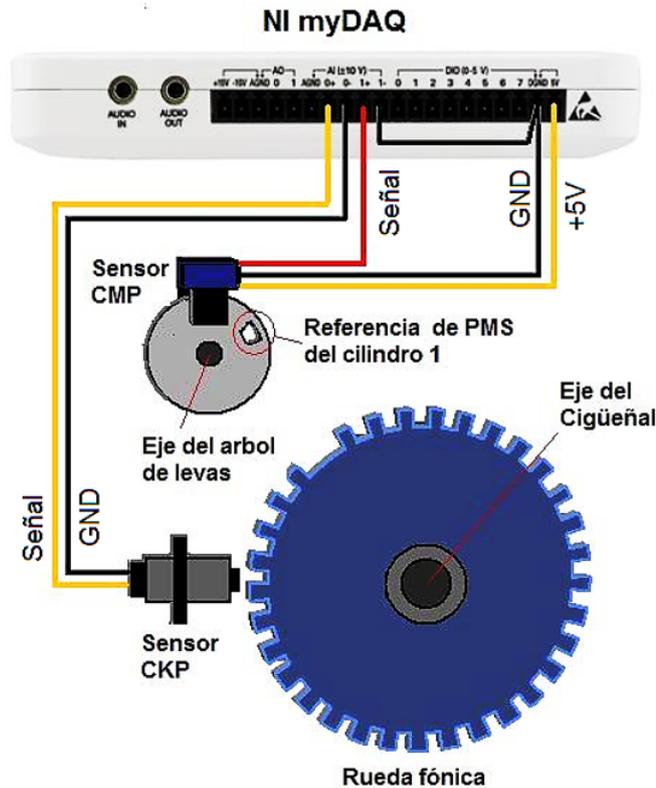


Figura 2.14: Conexión de los sensores CKP y CMP con la tarjeta NI MyDAQ.

Fuente: Los Autores.

2.4 Señal eléctrica muestreada del sensor CKP y CMP.

En esta etapa del proyecto se establecen parámetros sobre los cuales se basará el desarrollo de la investigación, y serán la parte fundamental para el inicio de la recolección de señales del motor.

Para llevar a cabo cada una de las variaciones se establecen estándares de funcionamiento bajo los cuales se rige el motor como son:

- Grados de adelanto de la inyección 15° antes del PMS (Manual de reparación NISSAN FD6).

- Presión de apertura de inyección 200 Bar [34].
- Sincronización del punto muerto superior (PMS) del primer cilindro.

El muestreo de las señales de los sensores se ha dividido en dos partes que corresponden a dos estados del motor, en prueba de compresión (motor en arranque) y prueba en funcionamiento (motor en ralentí).

Las señales muestreadas en ambos casos servirán para el desarrollo del algoritmo, que permitirá relacionar estas señales con las condiciones del motor en las cuales son tomadas; para esto se guardan las señales, asignándoles información de las condiciones en las que fueron tomadas para su posterior análisis.

2.4.1 Señales muestreadas en prueba de compresión.

El análisis de la compresión es una técnica mediante la cual es posible verificar el estado mecánico del motor, por la capacidad de compresión que posee. En la figura 2.17 se muestra la forma típica de las señales del CKP y CMP durante el arranque.

2.4.1.1 Variación de compresión.

Existen diversas formas de modificar la compresión en los cilindros es decir alterar la estanqueidad dentro de los mismos como son:

- Variar la calibración de válvulas.
- Variar la distribución.
- Ajuste del inyector.

Sin embargo, estos métodos no son viables para simulación de fallas en la compresión, por lo que se ha optado por variar la compresión al modificar la presión de apriete del acople del compresímetro durante la prueba.

2.4.1.2 Proceso de adquisición de señales para la prueba de compresión.

Para adquirir las señales en arranque, el procedimiento es el siguiente:

1. Verificar temperatura normal de funcionamiento del motor 80°C.

2. Verificar la carga de la batería 12,5V mínimo.
3. Desmontar el inyector del primer cilindro y colocar en su lugar un medidor de compresión para motores diesel.



Figura 2.15: Medidor de compresión para motores diesel.
Fuente: Los Autores.

4. Mantener cortada la alimentación de la bomba de inyección como se observa en la figura 2.16.

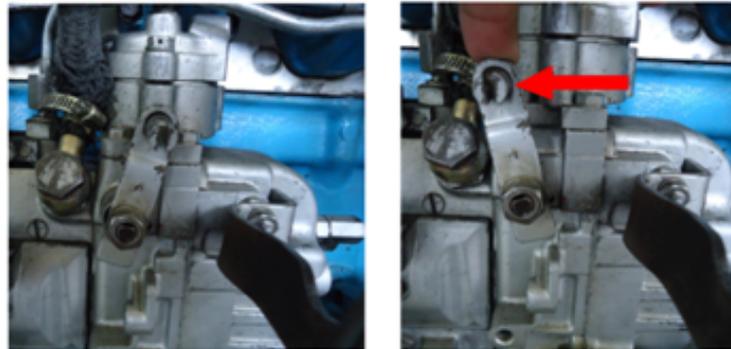


Figura 2.16: Método para cortar la inyección.
Fuente: Los Autores.

5. Dar arranque al motor hasta que el indicador del compresímetro se estabilice, esto indica que ha llegado a la máxima compresión.
6. Guardar la señal de los sensores al mismo tiempo que dure la prueba, y asignarle el valor de la compresión medida.

Medida de compresión con fuga de cilindros				
Pruebas	Tensión de la batería		Temperatura	Compresión
	V·Min	V·Max		
Pru1	10.45V	12.65V	90°C	235 <i>psi</i>
Pru2	10.26V	12.55V	85°C	225 <i>psi</i>
Pru3	10.24V	12.73V	82°C	210 <i>psi</i>
Pru4	10.39V	12.55V	81°C	205 <i>psi</i>
Pru5	10.33V	12.54V	80°C	190 <i>psi</i>
Pru6	10.24V	12.60V	79°C	170 <i>psi</i>
Pru7	10.30V	12.53V	78°C	150 <i>psi</i>
Pru8	10.39V	12.51V	77°C	145 <i>psi</i>
Pru9	10.05V	12.55V	76°C	130 <i>psi</i>
Pru10	10.29V	12.51V	75°C	110 <i>psi</i>
Pru11	10.31V	12.58V	74°C	80 <i>psi</i>
Pru12	10.12V	12.55V	73°C	50 <i>psi</i>

Tabla 2.1: Tabla de presiones con variación en el apriete del compresímetro.

Fuente: Los Autores.

En la Figura 2.17 se muestra la forma de la señales adquiridas en arranque.

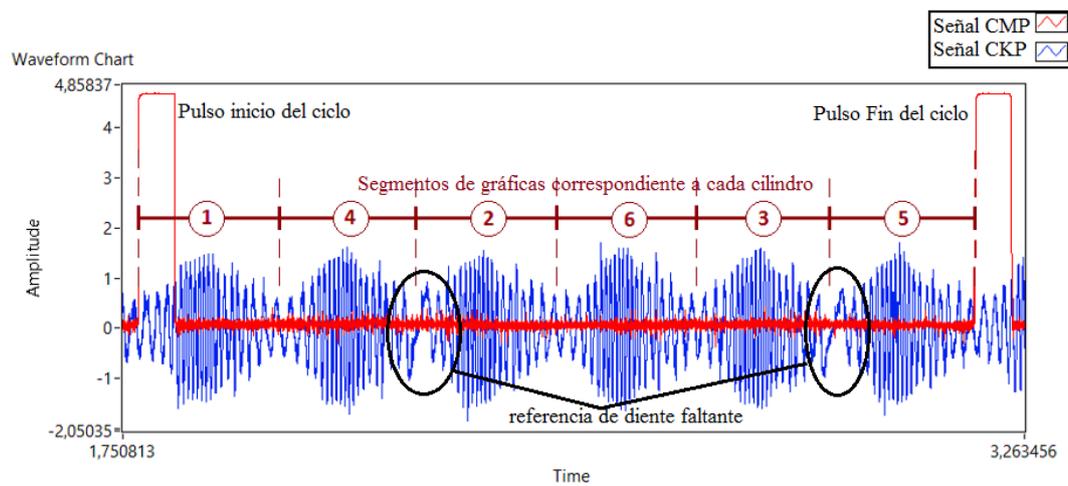


Figura 2.17: Señal con el motor en arranque.

Fuente: Los Autores.

2.4.2 Prueba de inyección - combustión.

Debido a que la calidad de la combustión está directamente relacionada con la inyección de combustible, ya sea por la presión de inyección o la atomización en la cámara de combustión, para la toma de muestras se generan fallas de inyección en los cilindros, esto se logra mediante la variación de la presión de apertura del inyector.

Para la adquisición de señales es necesario que el motor se encuentre a régimen de ralentí.

2.4.2.1 Proceso de adquisición de señales para la prueba de inyección - combustión.

El procedimiento para adquirir las señales y realizar el análisis de la calidad de la combustión e inyección es el siguiente:

1. Verificar la temperatura normal de funcionamiento del motor 80°C .
2. Verificar el régimen de giro del motor de ralentí aproximadamente 600 rpm .
3. Verificar la conexión de sensores a la tarjeta de adquisición de datos *NI MyDAQ* (ver apartado 2.3.2).

El tiempo total en el que se toman las muestras con el motor en funcionamiento es de 70 segundos, registrando una cantidad de 350 muestras aproximadamente, cada muestra corresponde un ciclo completo de trabajo, es decir 720° de giro en el cigüeñal, que es igual al trabajo efectuado en los 6 cilindros, las muestras recogidas son el soporte para el análisis del algoritmo.

En cada prueba el inyector está a una presión de apertura diferente ya que al variar la calibración se altera el caudal inyectado, debido a que el inyector abrirá más pronto o más tarde influyendo en la cantidad de combustible inyectado. A menor presión de apertura mayor caudal inyectado.

En la tabla 2.2 se aprecia los diferentes valores a los que se calibraron los inyectores.

Pruebas	Presión de apertura del inyector	Falla equivalente [%]
1	360psi	100
2	340psi	87.5
3	320psi	75
4	300psi	62.5
5	280psi	50
6	260psi	37.5
7	240psi	25
8	220psi	12.5
9	200psi	0
10	180psi	33.337
11	160psi	66.67
12	140psi	100

Tabla 2.2: Relación entre la presión de apertura del inyector y la falla de inyección equivalente.

Fuente: Los Autores.

El objetivo de calibrar un inyector a diferentes presiones es lograr generar fallas en la presión de inyección con el fin de poder relacionar la señal del sensor CKP y la calidad de combustión que se efectúa dentro del cilindro.

Por consiguiente en la Figura 2.18 se muestra la forma de las señales adquiridas en ralentí.

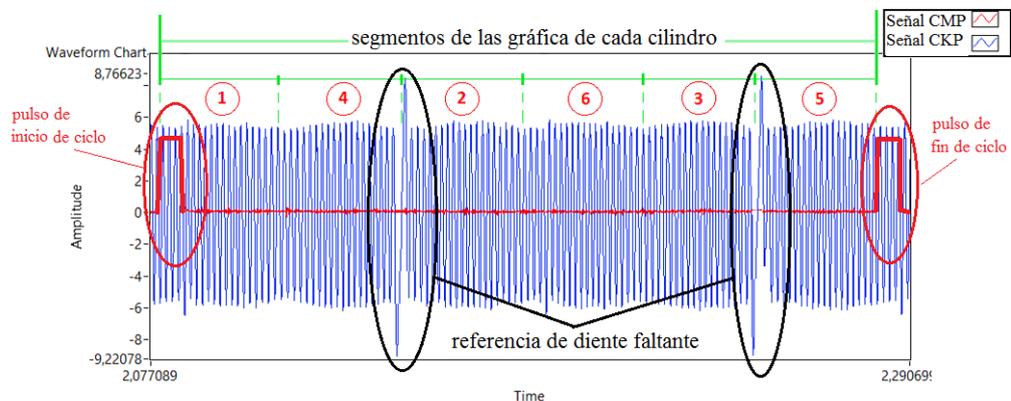


Figura 2.18: Señales con el motor en ralentí, presión de apertura del inyector a 300 psi.

Fuente: Los Autores.

3 DESARROLLO DEL ALGORITMO DE DIAGNÓSTICO.

El buen funcionamiento de los motores de combustión interna alternativos depende del correcto proceso de combustión en sus cilindros, por lo tanto, cualquier problema en los factores que intervienen en este proceso, hará que el motor funcione con anomalías perdiendo eficiencia, potencia e incrementando emisiones contaminantes.

En este capítulo se da a conocer el proceso de diseño y ejecución del algoritmo de diagnóstico para el motor diesel NISSAN FD6; enfocado a diagnosticar dos de los principales factores que intervienen en el proceso de combustión, como es la inyección de combustible y la compresión de aire en cada uno los cilindros, mediante el análisis del régimen instantáneo de giro del cigüeñal medido con el sensor CKP.

El desarrollo del algoritmo comprende desde la definición del problema a resolver; especificación de requerimientos, elección de una metodología de solución acorde a los requerimientos, y finalmente la programación y ejecución de la interfaz de usuario en la plataforma *LabVIEW*.

3.1 Algoritmos.

Un algoritmo se puede definir como un conjunto ordenado de instrucciones bien definidas, que deben ejecutarse en un tiempo establecido, orientadas a la solución de un determinado tipo de problemas.

Los algoritmos son independientes de los lenguajes de programación y su estructura básica de solución debe ser posible escribir en cualquiera de ellos, por lo tanto, los lenguajes de programación y las computadoras son solo herramientas para ejecutarlos.

3.1.1 Solución general de algoritmos.

Para empezar con la codificación de la resolución del problema, es necesario plantear una metodología general para el desarrollo del algoritmo, con el fin de tener una idea clara del problema a solucionar, esto se muestra en la Figura 3.1.

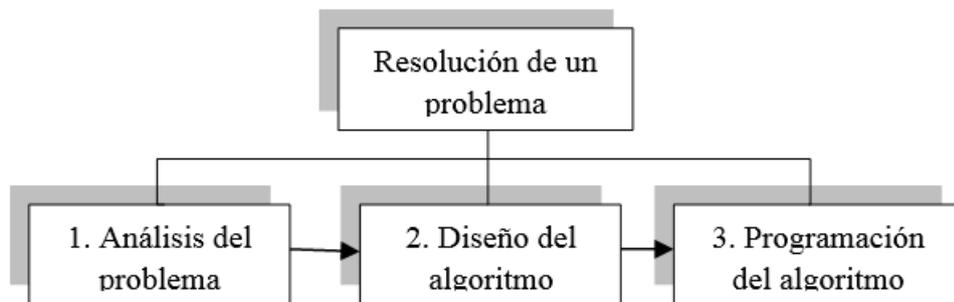


Figura 3.1: La resolución de un problema en informática.
Fuente: [35].

Donde la resolución del problema comprende tres fases:

- **Análisis del problema.** Consiste en la definición y delimitación del problema. Considerando los datos de entrada, el procesamiento de los datos y las salidas requeridas (Figura 3.2).



Figura 3.2: Análisis del problema.
Fuente: [35].

- **Diseño del algoritmo.** Consiste en el desarrollo de un esquema, mediante el empleo de pseudocódigos o diagramas de flujo que indiquen cada uno de los procesos que realiza el algoritmo, desde las entradas hasta los correspondientes resultados o salidas.
- **Programación del algoritmo.** Consiste en la digitación del pseudocódigo o

diagrama de flujo en el correspondiente lenguaje de programación elegido y la verificación de su correcto funcionamiento (Figura 3.3).

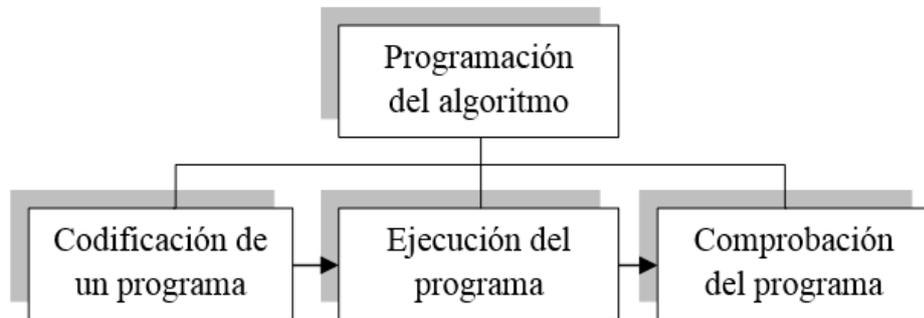


Figura 3.3: Programación del algoritmo.
Fuente: [35].

A continuación se desarrolla en detalle cada una de estas fases, orientadas a resolver el algoritmo de diagnóstico planteado.

3.2 Análisis del problema a diagnosticar.

Con el algoritmo a desarrollar, se busca determinar el rendimiento de combustión y compresión en cada uno de los cilindros a partir del análisis del régimen de giro instantáneo del cigüeñal medido con el sensor CKP.

Con el propósito de desarrollar una metodología apropiada para la solución del algoritmo, se realiza primero una revisión en los siguientes apartados, de los métodos de diagnóstico desarrollados para detección de fallas de combustión en los cilindros basados en el régimen de giro del motor.

3.2.1 Métodos de diagnóstico basados en la variación instantánea del régimen del motor.

Los esfuerzos realizados desde la década de los 70 en el desarrollo de sistemas para la determinación de la posición del cigüeñal y, la disponibilidad y mejora continua de los sistemas informáticos tanto en hardware como software desde el principio de los 80, han permitido desarrollar varias investigaciones con el objetivo de poder diagnosticar el estado del MCIA mediante el análisis de la variación del régimen instantáneo de giro del motor a lo largo del ciclo termodinámico [36].

Uno de los primeros métodos desarrollados para la detección de fallos de inyección - combustión, consiste en tratar digitalmente la señal obtenida del sensor de posición del cigüeñal, y relacionar la variación instantánea de régimen de giro con el par instantáneo generado por el motor, con el fin de detectar irregularidades de par entregado por cada uno de los cilindros.

Guardiola [36] hace una clasificación de los métodos de detección de fallos de combustión basado en el análisis de la respuesta dinámica del motor según tres criterios:

3.2.1.1 Según el modelo empleado.

La reconstrucción de la curva de par instantáneo en base al régimen de giro del motor requiere la aplicación de un modelo dinámico, que puede ser:

- a. **Sin modelo.** Es uno de los métodos más sencillos y utilizados, implica el tratamiento directo de la señal de régimen del motor y no involucra un modelo dinámico, por lo que no es posible reconstruir la curva de torque, sin embargo, permite detectar problemas generales de inyección - combustión con la suficiente eficiencia.
- b. **Modelo dinámico de primer orden con el cigüeñal rígido.** Involucra la aceleración angular y las fuerzas de inercia, permite la reconstrucción de la curva de par compuesto por la suma de los pares aportados por cada uno de los cilindros, y si se aplica a motores con pocos cilindros, es posible determinar el aporte de cada cilindro y estimar la presión en la cámara.
- c. **Cigüeñal rígido con modelo de la transmisión.** Este se basa en el análisis de las oscilaciones inducidas en el régimen de giro instantáneo del cigüeñal debido a la respuesta de la cadena cinemática a las vibraciones cuando, el motor no trabaja en condiciones estacionarias y el par resistente no es constante, por lo cual, también permite corregir algunos de estos problemas. Este modelo permite calcular únicamente el par compuesto y se requiere el uso de filtros para conocer el par aportado por cada cilindro, sin embargo, solo es aplicable a motores de pocos cilindros.
- d. **Cigüeñal flexible con modelo de transmisión.** Consiste en un modelo que involucra los principales modos de vibración del cigüeñal, y para aplicarlo es necesario obtener diferentes medidas de régimen instantáneo de giro del cigüeñal (en

diferentes zonas) permitiendo conocer las aportaciones individuales de cada cilindro, este modelo es aplicable cuando es importante conocer la respuesta torsional del cigüeñal.

3.2.1.2 Según el método de análisis de la señal.

Esta clasificación tiene en cuenta el procesamiento de las señales:

- a. **Deconvolución en el dominio de la frecuencia.** Este método consiste en descomponer la señal del sensor CKP en sus componentes armónicas mediante la aplicación de la transformada de Fourier. Su aproximación de fallas se basa en el análisis únicamente de la frecuencia del ciclo termodinámico, los múltiplos de la frecuencia del ciclo termodinámico ó la frecuencia de encendido y sus múltiplos. Mediante un proceso de deconvolución es posible reconstruir el par de cada uno de los cilindros, un ejemplo de este método se muestra en la Figura 3.4. para un motor a 800 *rpm* sin falla y con falla en un cilindro.

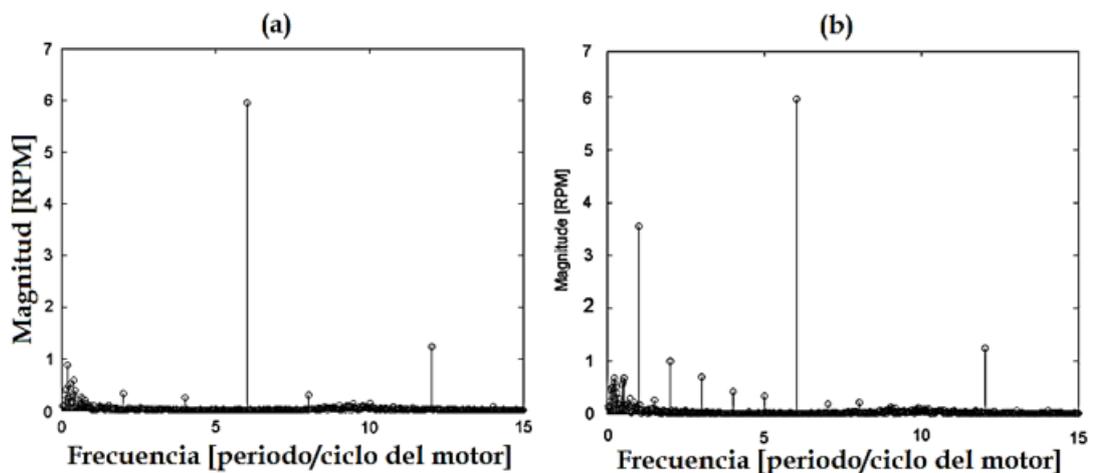


Figura 3.4: Espectros de frecuencia de un motor a 800 rpm. (a) Sin falla y (b) con falla en un cilindro.

Fuente: [37].

- b. **Deconvolución en espacio de estados.** Consiste en el análisis de las ecuaciones dinámicas en el dominio del tiempo y la resolución del problema dinámico en orden inverso.

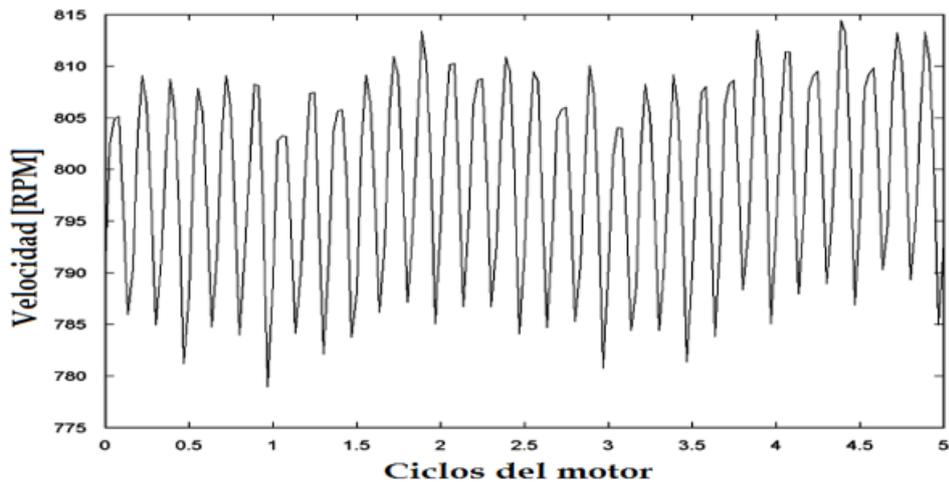


Figura 3.5: Señal de velocidad instantánea de un motor sin falla 800 rpm.
Fuente: [37].

3.2.1.3 Según el método de detección de fallas.

El método debe ser capaz de identificar la presencia de fallos en el ciclo estudiado, esto se puede realizar de tres maneras:

- a. **Criterio basado en un umbral de decisión.** Asigna límites a algunos parámetros como velocidad, aceleración o torque instantáneo, permitiendo detectar fallas del motor, pero no la localización del cilindro deficiente.
- b. **Reconocimiento de la firma.** Permite detectar la probabilidad de fallas al comparar las curvas de velocidad o par reconstruidas con una serie de firmas conocidas que corresponden a fallos característicos a determinados regímenes del motor.
- c. **Filtrado temporal de la señal de par reconstruida.** Utiliza filtros de ventanas en el dominio del ángulo para separar la contribución de par realizado por cada cilindro al par compuesto reconstruido, y al combinar con los criterios basados en umbral de decisión permite localizar el cilindro defectuoso, sin embargo, es aplicable únicamente a motores donde no haya superposición de los ciclos de expansión (motor de pocos cilindros).

3.2.2 Ventajas.

El diagnóstico basado en el régimen instantáneo de giro del motor tiene algunas ventajas entre las cuales:

- a. No requiere de otros sensores adicionales, ya que utiliza el mismo sensor CKP que posee el motor, y que es esencial para su funcionamiento.
- b. Al basar su análisis en las variaciones o irregularidades de régimen del motor permite también equilibrar al motor a bajos regímenes.

3.2.3 Desventajas.

- a. Su aplicación es deficiente a altos regímenes de giro del motor, debido a las alteraciones en el régimen de giro instantáneo del cigüeñal producidas por las fuerzas inerciales de las masas reciprocantes que se multiplican y las vibraciones torsionales del cigüeñal (apartado 1.5.1.3).
- b. No se puede diagnosticar a motores de vehículos en condiciones de carretera debido a que se tiene una carga desconocida y variable (para el análisis, la carga debe ser conocida y constante).

3.3 Diseño del algoritmo de diagnóstico.

El diseño del algoritmo parte del sistema básico de un motor de combustión de cuatro tiempos mostrado en la Figura 3.6, donde se indica la disposición de los cilindros, cigüeñal y sensor CKP.

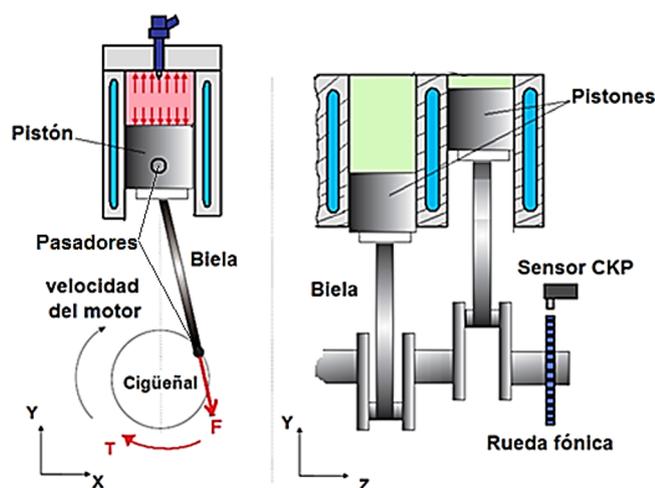


Figura 3.6: Sistema básico del MCI.

Fuente: [27].

3.3.1 Especificaciones del algoritmo.

Para empezar con el diseño del algoritmo de diagnóstico, es necesario previamente establecer los requerimientos que este debe cumplir, con la finalidad de elegir y aplicar una correcta metodología de solución. A continuación se describen las exigencias que el algoritmo debe cumplir:

3.3.1.1 Entradas.

- Utilizará exclusivamente la señal del sensor CKP; variación del régimen de giro instantáneo del cigüeñal, como herramienta de diagnóstico.
- Además, utilizará una segunda señal de entrada como referencia del ciclo motor proveniente del sensor CMP.

En la Figura 3.7 y Figura 3.8 se muestran un ejemplo de las entradas típicas, procedentes de los sensores CKP y CMP, que se utilizarán para el diagnóstico de la inyección - combustión y compresión de los cilindros respectivamente.

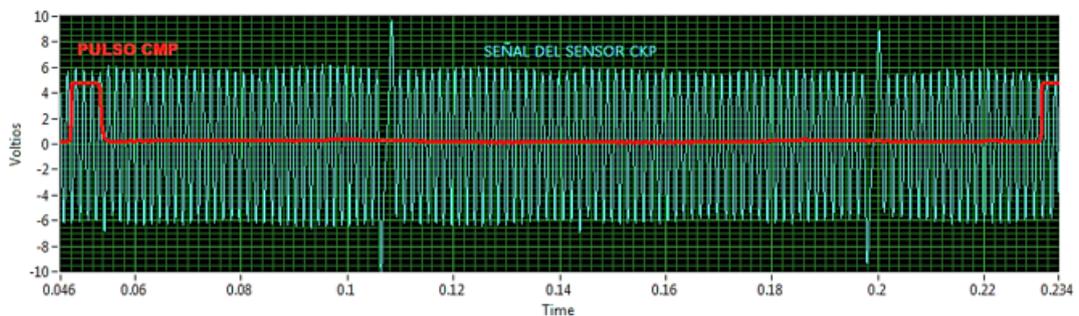


Figura 3.7: Señal de entrada típica, sensor CKP y CMP, motor en funcionamiento.

Fuente: Los Autores.

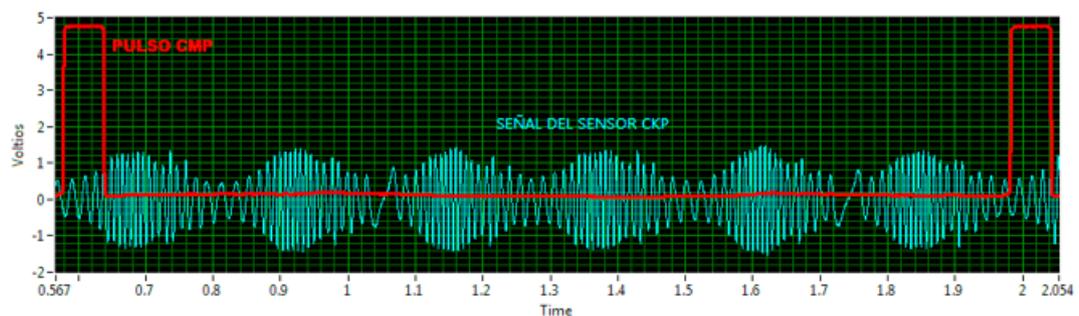


Figura 3.8: Señal de entrada típica, sensor CKP y CMP, motor en arranque.

Fuente: Los Autores.

3.3.1.2 Procesos.

- a. Relacionará la velocidad instantánea de giro del cigüeñal con las variables de funcionamiento del motor; inyección - combustión y compresión en los cilindros.
- b. Deberá ejecutarse sin errores en una PC y tener una interfaz de usuario intuitiva y fácil de utilizar.
- c. Para el diagnóstico no requerirá el desmontaje de ningún componente del motor (aplicará un método no intrusivo).
- d. El diagnóstico de compresión e inyección - combustión se realizará en dos pruebas por separado, con el motor en arranque y en funcionamiento respectivamente.
- e. Deberá realizar cada prueba de diagnóstico en tiempo real, en el menor tiempo posible, pero asegurando resultados confiables con un error máximo del 5%.

3.3.1.3 Salidas.

- a. Deberá expresar la calidad (%) de la inyección - combustión que se produce en cada uno de los cilindros, con el motor en régimen de ralentí.
- b. Deberá expresar la eficiencia (%) de compresión que se produce en cada uno de los cilindros, con el motor en arranque.

3.4 Método de solución del algoritmo de diagnóstico.

Después de haber estudiado el comportamiento dinámico de los MCIA; conocido los diferentes métodos empleados para determinar los fallos de combustión en los cilindros, basados en el régimen de giro del motor; y de haber establecido los requerimientos del algoritmo; se plantea un esquema básico con el método para la solución del algoritmo, que comprende cinco fases como se muestra en la Figura 3.9, el diagrama de flujo se encuentra detallado en el ANEXO C.

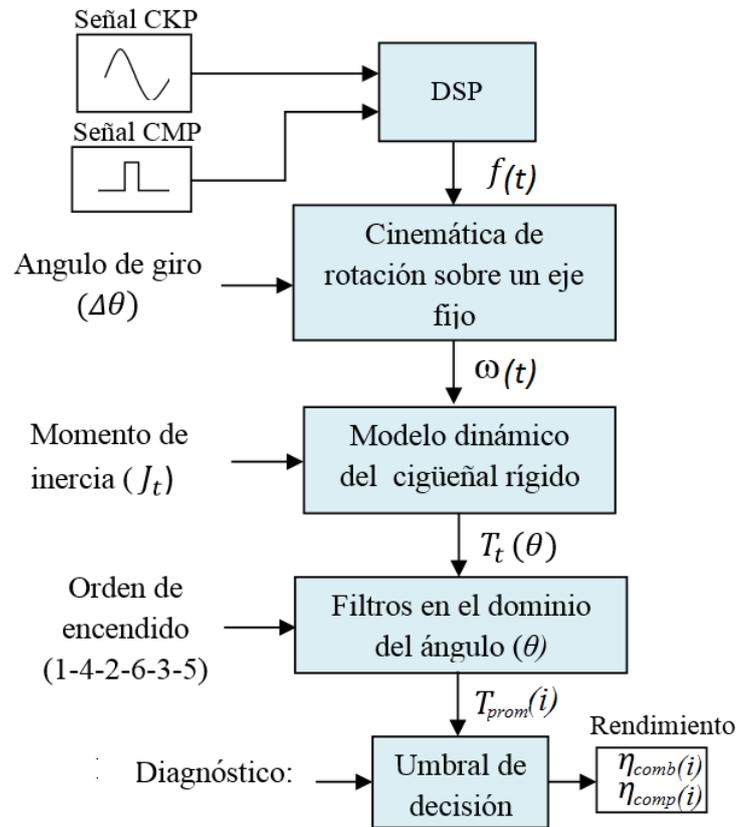


Figura 3.9: Esquema básico para la solución del algoritmo de diagnóstico.

Fuente: Los Autores.

Donde:

DSP = Procesamiento digital de señales.

$f(t)$ = Frecuencia de la señal CKP, $[Hz]$.

$\omega(t)$ = Velocidad angular $[rad/seg]$.

η_{comb} = Rendimiento de inyección por cilindro $[\%]$.

η_{comp} = Rendimiento de compresión por cilindro $[\%]$.

$T_t(\theta)$ = Torque total instantáneo, $[N \cdot m]$.

$T_{prom}(i)$ = Torque promedio por cilindro, $[N \cdot m]$.

Cada uno de los cuadros indica el método o proceso utilizado para obtener las salidas requeridas a partir de los respectivos datos de entrada. A continuación se describen cada una de las fases indicadas:

1. Cálculo de la frecuencia instantánea de giro del cigüeñal y ángulo de referencia

del ciclo del motor, a partir del procesamiento digital de las señales de los sensores CKP y CMP respectivamente.

2. Cálculo de la velocidad instantánea del cigüeñal, mediante un análisis de la cinemática rotacional aplicada sobre la rueda fónica.
3. Reconstrucción de la curva de par compuesto o total, mediante un análisis de la dinámica rotacional sobre un modelo dinámico de cigüeñal rígido.
4. Aplicación de filtros de ventana en el dominio del ángulo para determinar el aporte de par de cada uno de los cilindros al par compuesto.
5. Estimación del rendimiento de los cilindros, mediante la aplicación de un umbral de decisión, sobre la salida de torque aportado por cilindro, para la inyección - combustión y compresión respectivamente.

En los siguientes apartados se desarrolla en detalle cada una de estas fases.

3.4.1 Cálculo de la frecuencia de giro del cigüeñal para el ciclo del motor.

Esta etapa es la base para la ejecución del algoritmo y tiene como objetivo extraer la frecuencia de giro instantánea del cigüeñal como una función $f(t)$, que corresponda a cada ciclo del motor, la cual es fundamental para el cumplimiento de las demás etapas; esta se obtiene a partir de las señales eléctricas de los sensores CKP y CMP mediante el procesamiento digital de las señales.

3.4.1.1 Delimitación del ciclo del motor mediante el sensor CMP.

Un ciclo del motor se define como el ángulo que debe girar el cigüeñal hasta que una determinada configuración en un mismo cilindro (PMS, al final de la carrera de compresión) se vuelva a repetir; por lo tanto dicha configuración delimita el fin e inicio de cada ciclo del motor, y corresponde a 0 grados ó 0 radianes de giro del cigüeñal; para el caso de los motores de cuatro tiempos este ángulo es de 720 grados ó 4π radianes.

Con éste propósito se utiliza la señal del sensor CMP, el cual permite identificar cuando el cilindro de referencia (cilindro 1) se encuentra en el PMS al final de la carrera de compresión por medio de un pulso eléctrico (Figura 3.12 y Figura

3.13), donde el inicio/fin del ciclo del motor queda definido por su cambio de estado de 0 a 5V. A pesar de utilizar la señal del sensor CMP como auxiliar, su uso es indispensable, para poder identificar los ciclos de expansión o trabajo correspondiente a cada cilindro, que son la base para el diagnóstico.

Por lo tanto, si se tiene en cuenta que el sensor CKP mide la posición del cigüeñal al detectar el cruce de cada nuevo diente de la rueda fónica, en un ciclo del motor detectará un total de $2Z$ dientes contados a partir de la referencia dada por el sensor CMP. Entonces si se le llama “ i ” a cada nuevo diente que cruza por el sensor CKP (equivalente a un ciclo de señal) y Z al número total de dientes de la rueda fónica, se tendrá que $i = 1, 2, \dots, 2Z$ por cada ciclo del motor.

3.4.1.2 Cálculo de la frecuencia de giro del cigüeñal mediante el sensor CKP.

De acuerdo con la cinemática rotacional, cuando una partícula cualquiera m_i se desplaza alrededor de un punto fijo O a una distancia r_i , su posición angular está determinada por el ángulo θ (Figura 3.10), por lo tanto, cuando la partícula se ha desplazado un ángulo $\Delta\theta = \theta - \theta_0$ en el intervalo de tiempo $\Delta t = t - t_0$ su velocidad media está dada por la ecuación (3.1).

$$\omega_{med} = \frac{\Delta\theta}{\Delta t} \quad (3.1)$$

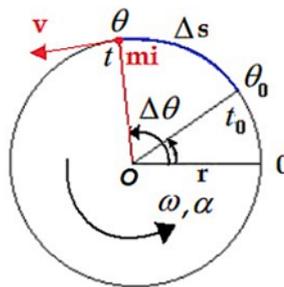


Figura 3.10: Desplazamiento de una partícula alrededor de un eje fijo.

Fuente: Los Autores.

Si se reordena la ecuación (3.1), la velocidad angular media de la partícula m_i puede ser expresada en función de la frecuencia media de giro f_{med} (ecuación 3.2).

$$\omega_m = \frac{1}{\Delta t} \cdot \Delta\theta = f_{med} \cdot \Delta\theta \quad (3.2)$$

Por lo tanto, al aplicar este principio sobre el giro del cigüeñal, su velocidad angular media ω_i estará dada en función de su frecuencia media de giro f_i (ecuación 3.3), la cual puede ser determinada a partir de la señal del sensor CKP (apartado 1.4.3.1) gracias a su característica de funcionamiento.

$$\omega_i = f_i \cdot \Delta\theta \quad (3.3)$$

La frecuencia f_i del i ésimo ciclo de la señal del sensor CKP en el instante t_i , puede ser calculada a partir de su periodo T_i mediante la ecuación (3.4); los valores de frecuencia f_i permitirán calcular la velocidad ω_i y aceleración angular α_i del cigüeñal en el mismo instante t_i . El ciclo considerado para este cálculo se muestra en la Figura 3.11, donde la señal efectúa un ciclo cada vez que su valor cruza por cero (- a +).

$$f_i = \frac{1}{t_i - t_{i-1}} = \frac{1}{T_i} \quad i = 1, 2, \dots, 2Z \quad (3.4)$$

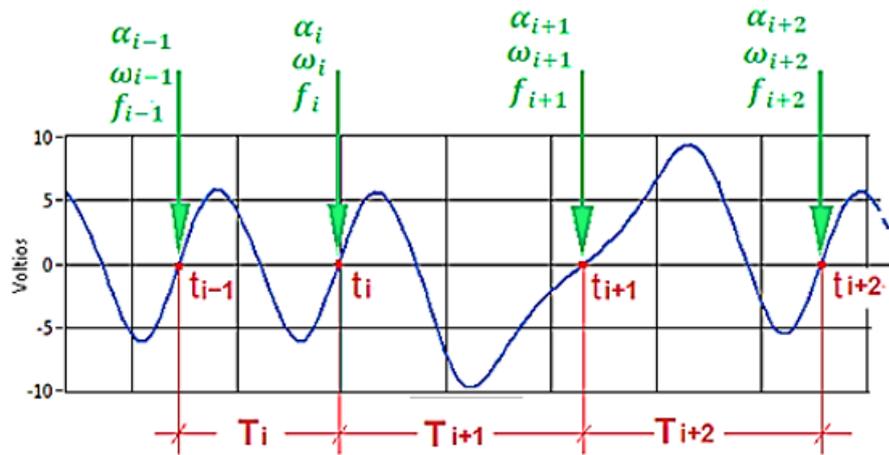


Figura 3.11: Periodo definido para el cálculo de frecuencia de la señal del sensor CKP.

Fuente: Los Autores.

A su vez, los valores de T_i y t_i pueden ser calculados con ayuda de los parámetros de adquisición de datos la frecuencia de muestreo f_s y el número de muestras (m) adquiridas entre dos consecutivos cruces por cero (- a +) de la señal del CKP, mediante la ecuación (3.5) y ecuación (3.6) respectivamente.

$$T_i = \frac{1}{f_s} \cdot m = \Delta t \cdot m, \quad [seg] \quad (3.5)$$

Donde, Δt es el intervalo de tiempo entre cada muestra adquirida, su valor es constante y va a depender de la configuración del sistema de adquisición de datos que se use.

$$t_i = t_i + T_i, \quad [seg] \quad (3.6)$$

Cada valor de frecuencia f_i calculado en el instante t_i , mediante la ecuación (3.6), forma un vector de la forma $F[t_i] = f_i$; a su vez, los vectores calculados para un ciclo completo del motor forman un conjunto de puntos que describen una curva de frecuencia expresada por la ecuación (3.7).

$$\mathbf{F}[t_1 : t_{2Z}] = [f_1 : f_{2Z}] \quad (3.7)$$

En la Figura 3.12 y Figura 3.13 se muestra un ejemplo de la curva de frecuencia, formada por todos los puntos del conjunto F calculada a partir de la señal del CKP, correspondiente a un ciclo del motor NISSAN FD6 a 600 rpm y en arranque respectivamente.

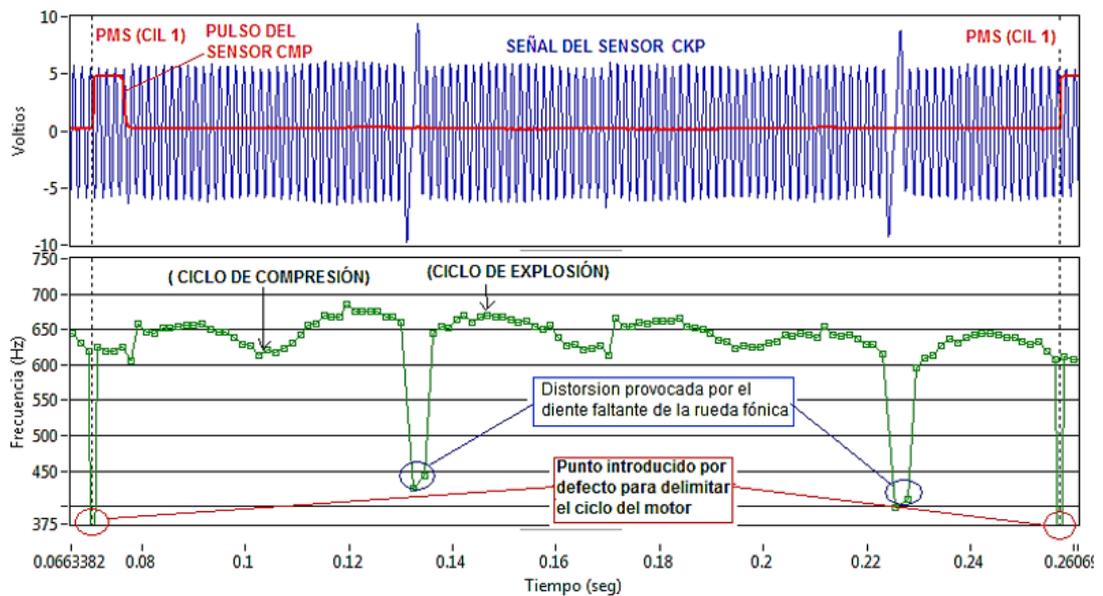


Figura 3.12: Frecuencia de la señal del sensor CKP del motor NISSAN FD6 a 600 rpm.

Fuente: Los Autores.

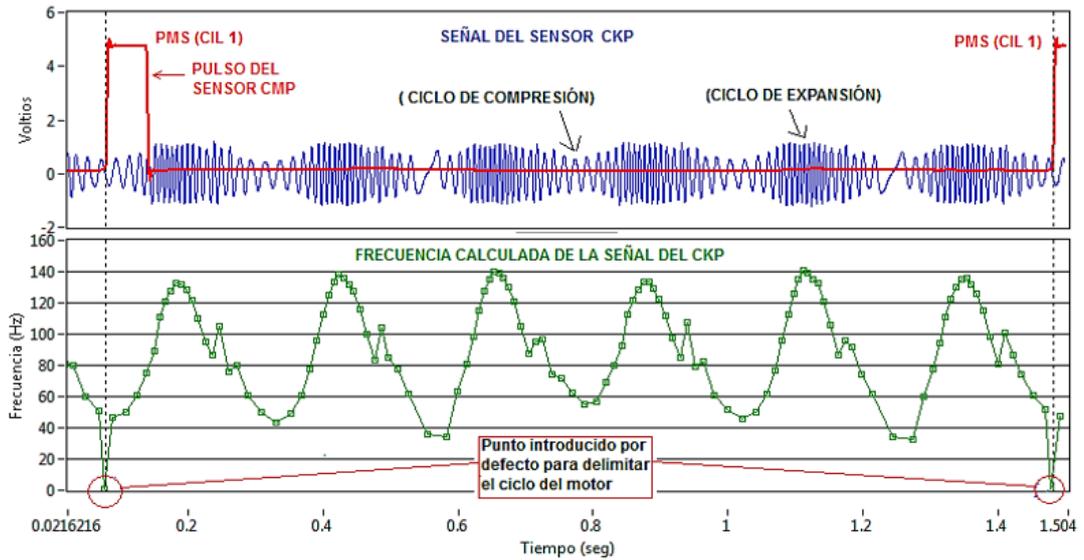


Figura 3.13: Frecuencia de la señal del sensor CKP del motor NISSAN FD6 en arranque.

Fuente: Los Autores.

3.4.1.3 Estimación de una función de frecuencia $[f(t)]$ por ajuste de curva.

A partir de la ecuación (3.7) y luego de eliminar los puntos de mayor dispersión, generados por el diente faltante, se realiza un ajuste de curva mediante un método de interpolación con *Splines cúbicos* con el objetivo de obtener una función de frecuencia $f(t)$ continua en el dominio del tiempo.

La función *Spline cúbica* de frecuencia $f(t)$ para un conjunto de P puntos, está formada por varios polinomios sucesivos de grado 3, cada uno definido sobre un intervalo $[t_{i-1}, t_i]$, con la característica de que su curvatura es igual en los puntos de unión, y sus derivadas f' y f'' son continuas en todo el intervalo $[t_0, t_P]$, sin embargo, como en sus extremos no hay polinomios de unión las derivadas en esos puntos no están restringidas [38].

La función $f(t)$ para cada intervalo $[t_0, t_1], [t_1, t_2], \dots, [t_{P-1}, t_P]$, está definido por:

$$f(t) = \begin{cases} f_0(t) = f_0, & t \in [t_0, t_1) \\ f_1(t) = f_1, & t \in [t_1, t_2) \\ \vdots & \vdots \\ f_{P-1}(t) = f_{P-1}, & t \in [t_{P-1}, t_P) \end{cases} \quad (3.8)$$

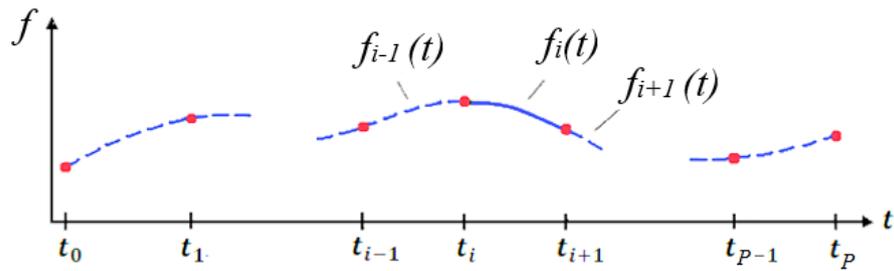


Figura 3.14: Interpolación mediante Splines Cúbicos en el i -ésimo intervalo.

Fuente: Los Autores.

La función resultante del ajuste de curva de frecuencia, para el i -ésimo intervalo, está dada por la ecuación (3.9).

$$f_i(t) = a_i(t - t_i)^3 + b_i(t - t_i)^2 + c_i(t - t_i) + d_i \quad [Hz] \quad (3.9)$$

sobre el intervalo $[t_i, t_{i+1}]$ para $i = 0, 1, 2, \dots, P - 1$

Donde, a_i , b_i , c_i y d_i son constantes de proporcionalidad que deben ser determinadas para cada intervalo mediante un sistema de ecuaciones, sin embargo, no se desarrollan en este tema, ya que, al ser el ajuste de curvas con *Splines*, típico de programación, se dispone de herramientas de software específicas para realizar este trabajo.

Para el caso del algoritmo, el ajuste de curvas descrito se lo realiza con la herramienta en *LabVIEW* llamada “*Cubic Spline Fit.vi*”, la cual permite controlar la suavidad de la curva de ajuste mediante la asignación de un peso ($0 \leq p \leq 1$), donde:

- Si $p = 0$ el modelo se comporta linealmente.
- Si $p = 1$ el modelo es Spline cúbico simple.
- Si p está entre $[0, 1]$ el ajuste es más suave entre los puntos de control.
- Si p está más cercana a 1, la curva ajustada está más cerca de los puntos de control.

En la Figura 3.15 se muestra una comparación de los ajuste de curva con Splines Cúbicos, realizados en *LabVIEW*, para diferente asignación de pesos.

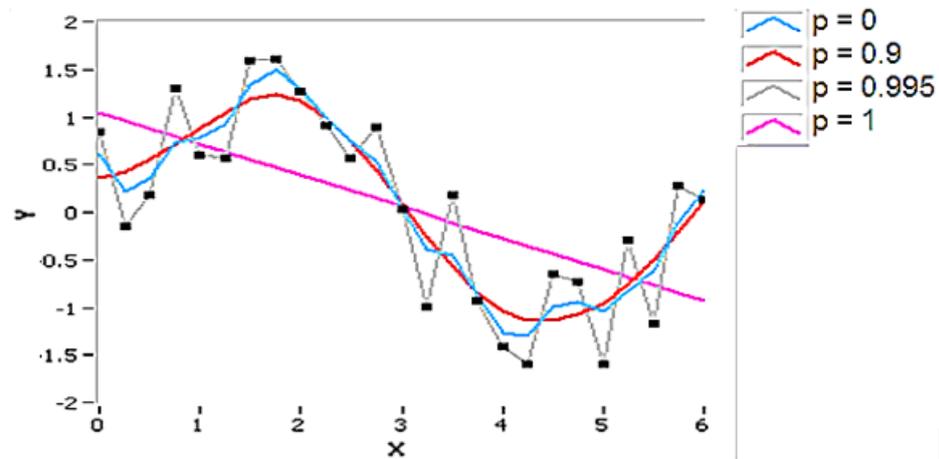


Figura 3.15: Ajustes de curva en LabVIEW mediante Splines Cúbicos por asignación de pesos.

Fuente: [29].

En la Figura 3.16 se muestra un ejemplo del resultado del ajuste de curva de la frecuencia de giro del cigüeñal $f(t)$, con el motor NISSAN FD6 a 660 *rpm*.

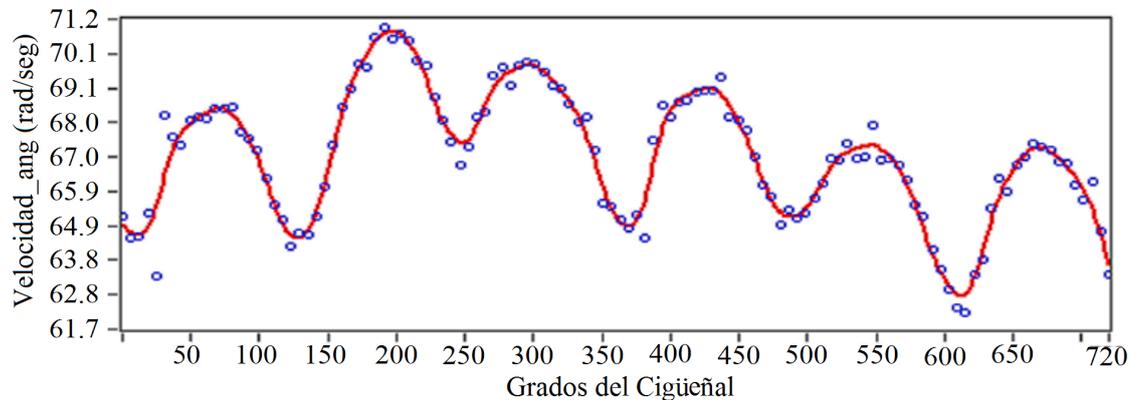


Figura 3.16: Ajuste de curva de la frecuencia de la señal CKP del motor NISSAN FD6 a 600 *rpm*.

Fuente: Los Autores.

3.4.1.4 Error en el juste de curva.

La diferencia entre el valor estimado (\bar{x}) y el valor medido (x), es conocido como error absoluto (Δx), está definido por la ecuación (3.10) y se expresa en las mismas unidades que la magnitud medida.

$$\Delta x = |\bar{x} - x| \quad (3.10)$$

Sin embargo, el error absoluto no da información suficiente, de si el error

cometido en la medida es o no grande en comparación con esta, para esto, se recurre al error relativo que puede expresar el error cometido en porcentaje, y está definido por la ecuación (3.11) [39].

$$\epsilon_{rel}(\%) = \frac{\Delta x}{x} \cdot 100 \quad (3.11)$$

El error cometido al ajustar la curva $f(t)$ al conjunto de puntos $[f_1 : f_{2Z}]$, puede ser calculado con el criterio del error relativo mediante la ecuación (3.12), donde se considera un error relativo medio ϵ_f (%) para los $2Z$ datos.

$$\epsilon_f(\%) = \frac{1}{2Z} \sum_{i=1}^{2Z} \left| \frac{f_i - \bar{f}_i}{f_i} \right| \cdot 100 \quad (3.12)$$

Donde, f_i es el valor de frecuencia medido y \bar{f}_i es el valor de frecuencia estimado a partir de la curva de ajuste, ambos en el tiempo t_i . Por lo tanto, al considerar el error resultante del ajuste de curva por *Splines Cúbicos*, la función de frecuencia buscada $f(t)$ puede ser expresada mediante la ecuación (3.13).

$$f(t) = f \pm \epsilon_f(\%) \quad (3.13)$$

Para limitar los errores en la ejecución del algoritmo se impone un error ϵ_f (%) máximo del 5% y cualquier ajuste de curva que supere este valor es desechado para que no influya en los cálculos posteriores, ya que, como se verá más adelante estos errores pueden propagarse amplificando el error total.

3.4.2 Estimación de las variables instantáneas.

En esta etapa se aplica un análisis a través de la cinemática de rotación sobre un eje fijo, para calcular la velocidad y aceleración angular instantánea del cigüeñal en función del ángulo de giro, a partir de la geometría de la rueda fónica y la frecuencia de giro del cigüeñal.

3.4.2.1 Cálculo de la velocidad angular instantánea del cigüeñal $[\omega(t)]$.

Al haber expresado la frecuencia de giro del cigüeñal como una función $f(t)$, la ecuación (3.3) puede ser reescrita para expresar la velocidad angular del cigüeñal

como una función $\omega(t)$ continua en el tiempo (ecuación 3.14).

$$\omega(t) = f(t) \cdot \Delta\theta \quad (3.14)$$

Donde el ángulo $\Delta\theta = \pi/30$ es constante y representa el promedio de los ángulos correspondientes a cada diente-espacio de la rueda fónica como se muestra en la Figura 3.17.

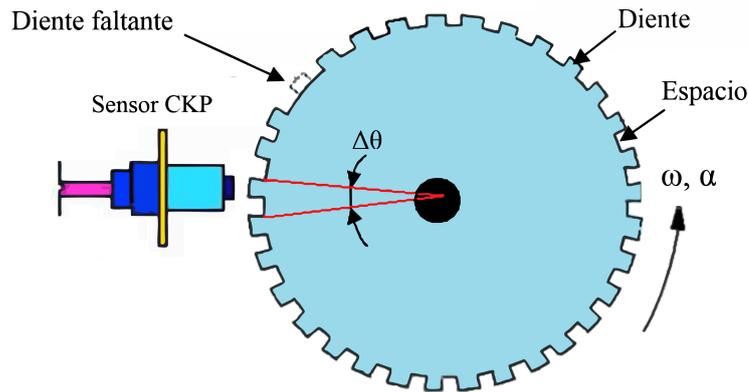


Figura 3.17: Geometría de la rueda fónica del motor.

Fuente: Los Autores.

Finalmente, la velocidad instantánea de giro del cigüeñal está dada por la ecuación (3.15).

$$\omega(t) \cong \frac{\pi}{30} \cdot f(t) \quad [rad/seg] \quad (3.15)$$

En Figura 3.18 se muestra un ejemplo de la curva de la velocidad angular, calculada para un ciclo del motor NISSAN FD6 en funcionamiento.

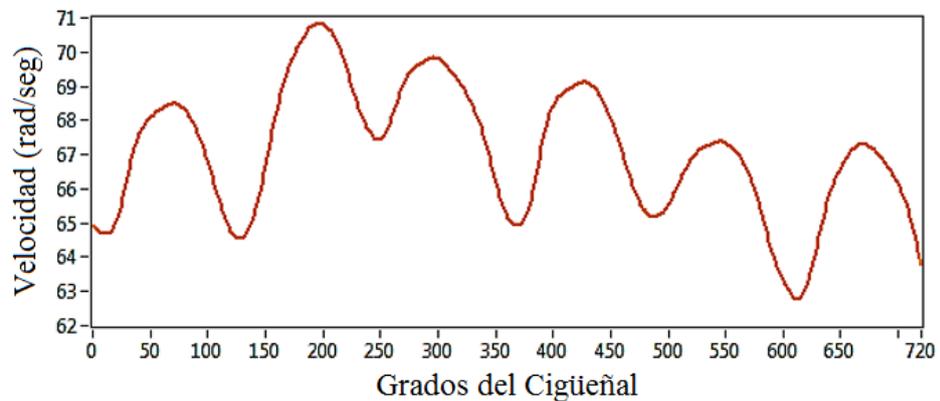


Figura 3.18: Ejemplo de velocidad angular estimada, motor NISSAN FD6 a 660 rpm.

Fuente: Los Autores.

3.4.2.2 Cálculo de la aceleración angular instantánea del cigüeñal [$\alpha(t)$].

La aceleración angular instantánea del cigüeñal se obtiene al derivar la velocidad angular, de la ecuación (3.15), respecto al tiempo.

$$\alpha(t) = \frac{d\omega(t)}{dt} \quad [rad/seg^2] \quad (3.16)$$

La Figura 3.19 muestra la curva de aceleración angular instantánea calculada al aplicar la ecuación (3.16) sobre la función de la velocidad angular.

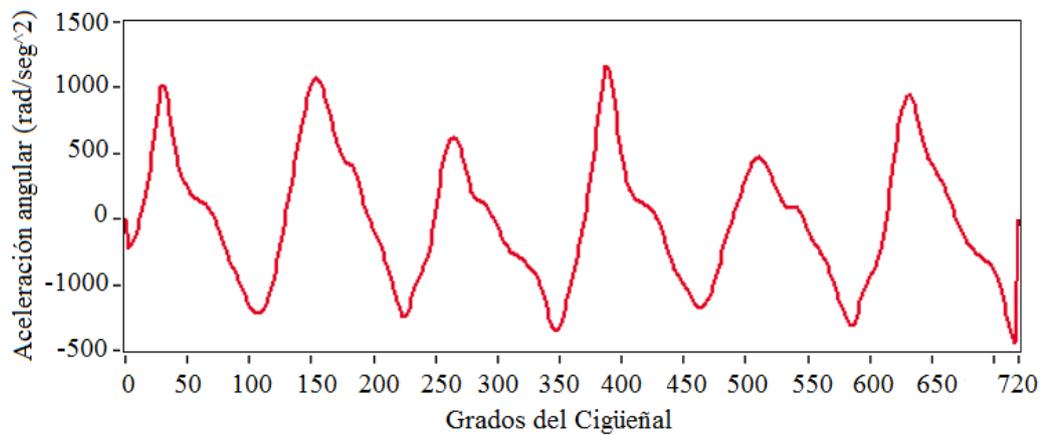


Figura 3.19: Ejemplo de aceleración angular estimada, motor NISSAN FD6 a 660 rpm.
Fuente: Los Autores.

3.4.2.3 Propagación del error en el cálculo de las variables instantáneas.

Al determinar una magnitud de manera indirecta (y), es decir, a partir de otras magnitudes que se han medido directamente (x_1, x_2, \dots, x_n); se produce un error ($\Delta\bar{y}$) en la medida indirecta que está en función de los errores de las medidas directas ($\Delta x_1, \Delta x_2, \dots, \Delta x_n$) que se utilizaron para su cálculo. El método empleado para estimar este error es conocido como propagación de errores [39].

Sea y una función dada por:

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (3.17)$$

El error producido al calcular su magnitud a partir de otras está dado por:

$$\Delta\bar{y} = \left| \frac{\delta y}{\delta x_1} \right|_{\bar{x}_1} \cdot \Delta x_1 + \left| \frac{\delta y}{\delta x_2} \right|_{\bar{x}_2} \cdot \Delta x_2 + \dots + \left| \frac{\delta y}{\delta x_n} \right|_{\bar{x}_n} \cdot \Delta x_n \quad (3.18)$$

Donde $(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_n)$ son los valores medios de las medidas correspondientes.

Debido, a que el iésimo valor de la aceleración angular $\alpha_i(t)$ se calcula indirectamente a partir del periodo $T_i \pm \Delta T_i$ de la señal del sensor CKP, el error $\Delta\alpha_i$ producido está dado por la ecuación (3.19).

$$\Delta\alpha_i = \left| \frac{\delta\alpha}{\delta t} \right|_{T_i} \cdot \Delta T_i \quad (3.19)$$

$$\Delta T_i = \frac{1}{f_i} \cdot \epsilon_f \quad (3.20)$$

Para el algoritmo se tiene en cuenta únicamente el error relativo porcentual de la aceleración angular (ecuación 3.16), el cual no debe ser superior al 5% con el propósito de limitar el error en los resultados finales.

$$\epsilon_\alpha(\%) = \frac{1}{2Z} \sum_{i=1}^{2Z} \frac{\Delta\alpha_i}{\alpha_i} \cdot 100 \quad (3.21)$$

3.4.3 Reconstrucción de la curva de torque total.

La reconstrucción de la curva de torque total del motor NISSAN FD6 a partir del régimen de giro instantáneo del motor, se lo realiza mediante la ecuación (3.22), la cual se vuelve a escribir con su valor de momento de inercia J_t (apartado 1.5.5).

$$T_t(t) = 1.5 \cdot \alpha(t) \quad [N.m] \quad (3.22)$$

Sin embargo, debe ser expresada en función del ángulo de giro del cigüeñal para poder determinar el aporte por cilindro.

$$T_t(\theta) = [\theta, T_t(t)] \quad [N.m] \quad (3.23)$$

Donde θ es igual a $\omega \cdot t$.

Este torque tiene dos variantes dependiendo si el motor se encuentra en funcionamiento o en arranque, las cuales se describen a continuación.

3.4.3.1 Curva de torque reconstruida con el motor en funcionamiento.

Para el diagnóstico de la calidad de inyección - combustión en los cilindros, el motor debe estar funcionando en régimen de ralentí, por lo tanto, la curva de torque total reconstruida es la del torque efectivo $T_t(\theta) = T_e(\theta)$ (apartado 1.5.1.4). En la Figura 3.20 se muestra un ejemplo de la curva de torque efectivo reconstruida, con el motor NISSAN FD6 a 600 rpm con fallas de combustión en los cilindros 2 y 3.

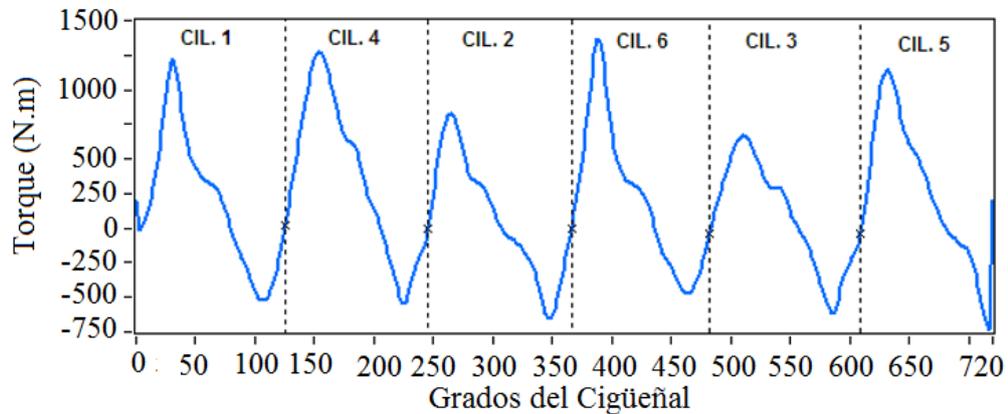


Figura 3.20: Ejemplo de curva de torque efectivo, motor NISSAN FD6 a 600 rpm.

Fuente: Los Autores.

3.4.3.2 Curva de torque reconstruida con el motor en arranque.

Para el caso del diagnóstico de la eficiencia de compresión en los cilindros, el motor debe ser analizado en arranque; y la curva de torque total reconstruida es la del torque de arranque $T_t(\theta) = T_a(M_a, P_a, \theta)$; el cual va a depender del par de torsión (M_a) proporcionado por el motor de arranque, de la presión (P_a) de aire alcanzado en los cilindros en los ciclos de compresión y del ángulo (θ) de giro del cigüeñal. En la Figura 3.21 se muestra un ejemplo de la curva reconstruida del par en el arranque del motor NISSAN FD6 con falla de compresión en el sexto cilindro.

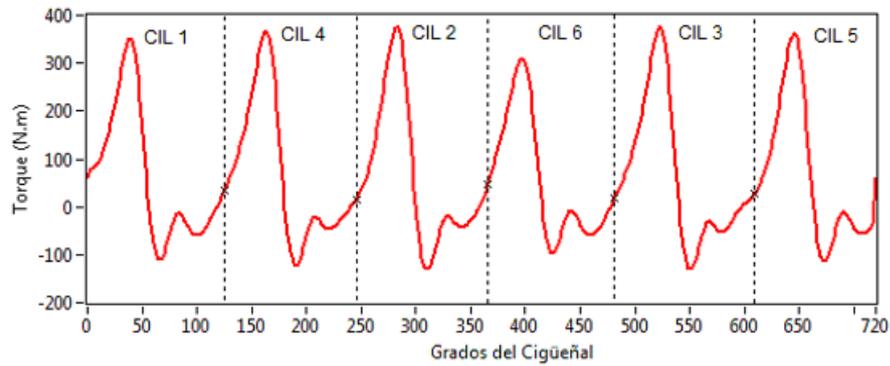


Figura 3.21: Ejemplo de curva de torque en el arranque, motor NISSAN FD6.

Fuente: Los Autores.

3.4.4 Aplicación de filtros de ventana en el dominio del ángulo.

En un MCIA de cuatro tiempos, un cilindro hace su aporte cada $4\pi/N$ radianes o $720/N$ grados del cigüeñal. Donde N es el número de cilindros

Para el motor NISSAN FD6 el aporte se realiza cada 120° por lo que el filtro de ventana debe cortar la curva de torque en segmentos de $(0^\circ - 120^\circ)$, $(120^\circ - 240^\circ)$, $(240^\circ - 360^\circ)$, $(360^\circ - 480^\circ)$, $(480^\circ - 600^\circ)$ y $(600^\circ - 720^\circ)$, que de acuerdo a su orden de encendido pertenecerán a los cilindros 1-4-2-6-3-5 respectivamente. La Figura 3.22 muestra un ejemplo de la curva de torque recortado por cilindro, por medio de filtros de ventana, con el motor a 600 rpm .

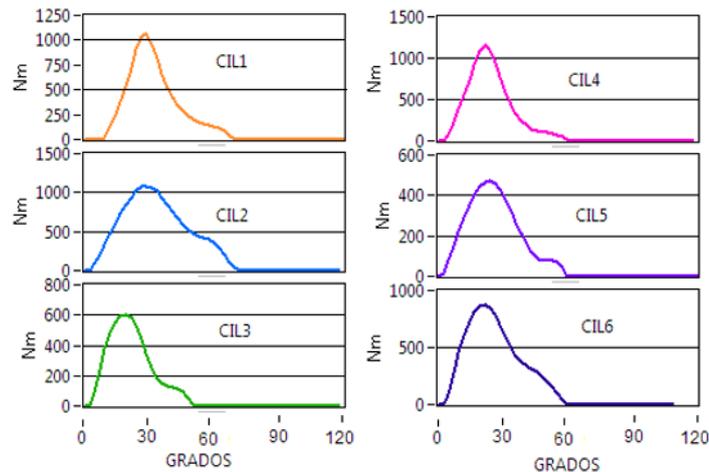


Figura 3.22: Ejemplo de curva de torque aportado por cada cilindro.

Fuente: Los Autores.

Nótese que se han tomado en cuenta, para todos los cilindros, únicamente

los ciclos positivos de la curva de torque, esto se realiza para poder calcular el torque medio (apartado 1.5.3) aportado por cada cilindro, ecuación (3.24).

$$T_{med}(i) = \frac{3}{2\pi} \int_{\theta_{i-1}}^{\theta_i} T \cdot d\theta; \quad \begin{cases} T = T_t(\theta) & \text{si } T_t(\theta) \geq 0 \\ T = 0 & \text{si } T_t(\theta) < 0 \end{cases} \quad (3.24)$$

Para $i = 1, \dots, N$

Donde cada intervalo $[\theta_i, \theta_{i-1}]$ abarca un ángulo de $\frac{2\pi}{3}$ radianes o 120° .

3.4.5 Determinación del rendimiento de los cilindros.

A partir del torque medio calculado con la ecuación (3.24), se le aplica dos criterios como umbral de decisión, para el rendimiento de inyección - combustión y compresión dependiendo el caso de análisis.

El umbral de decisión se aplica al valor promedio de $T_{med}(i)$ obtenido de K muestras, ecuación (3.25).

$$T_{prom}(i) = \frac{1}{K} \sum_{m=1}^K T_{med}(i)_m \quad (3.25)$$

El valor de K se determina al equilibrar el tiempo y la precisión en el diagnóstico, se ha establecido para el caso de la combustión $K = 200$, mientras que para compresión $K = 6$. A partir del número de muestras se determina el error estandar (ecuación 3.26), el cual mide el error aleatorio del muestreo al repetir una prueba en las mismas condiciones.

$$SE(\bar{x}) = \frac{\sigma}{\sqrt{K}} \quad (3.26)$$

Donde:

σ = Desviación estandar.

k = Número de muestras.

3.4.5.1 Umbral de decisión para el diagnóstico de inyección - combustión en los cilindros.

El rendimiento de combustión $\eta_{comb}(i)$ del i ésimo cilindro, ecuación (3.27); se calcula al comparar la potencia efectiva estimada $P_{est}(i)$, ecuación (3.28); con la potencia efectiva $P_{ideal}(n)$ que debería producir a la misma revolución media (n) si estuviera en buenas condiciones (ver Figura 3.23); además, se tiene en cuenta un factor de corrección de potencia f_c dado por [40], ecuación (3.29).

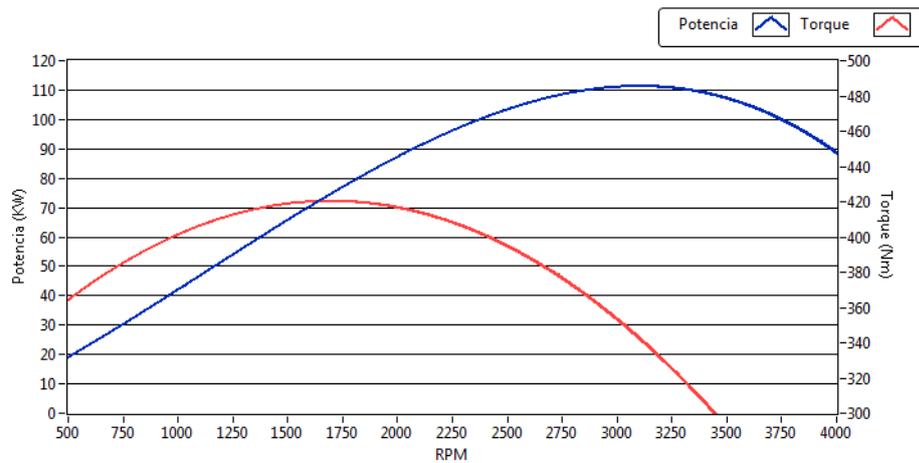


Figura 3.23: Curvas de Par y Potencia ideal del motor NISSAN FD6.

Fuente: Los Autores.

$$\eta_{comb}(i) = \frac{P_{est}(i)}{f_c \cdot P_{ideal}(n)} \cdot 100 \quad [\%] \quad (3.27)$$

$$\text{Para } i = 1, \dots, N$$

Donde:

$$P_{est}(i) = \frac{T_{prom}(i) \cdot n}{9550} \cdot 100 \quad [KW] \quad (3.28)$$

$$f_c = \left(\frac{p}{p_0} \right) \left(\frac{T_0}{T} \right)^{0.5} \quad (3.29)$$

De la norma DIN70020 se tiene que $p_0 = 1.01325bar$, $T_0 = 293K$, p es la presión y T la temperatura atmosférica en las cuales se realiza la prueba del motor.

El factor de corrección de potencia atmosférico permite comparar la potencia real que produce el motor a determinada altitud sobre el nivel del mar y

temperatura ambiente con la potencia dada por el fabricante (curvas características del motor).

El valor de $P_{ideal}(n)$ se determinan a partir de la curva de potencia dada por el fabricante, o en su defecto, por medio de la ecuación (1.37) del apartado 1.5.5, que se vuelve a escribir para el motor NISSAN FD6, ecuación (3.30).

$$P_{ideal} = 111 \cdot \frac{n}{3000} \cdot \left[0.87 + 1.33 + \frac{n}{3000} - \frac{n^2}{3000} \right] \quad [KW] \quad (3.30)$$

3.4.5.2 Umbral de decisión para el diagnóstico de compresión en los cilindros.

Este se realiza con el motor en arranque, donde el rendimiento de compresión $\eta_{comp}(i)$ se calcula al comparar la compresión estimada $C_{est}(i)$ en el i ésimo cilindro con el valor de compresión ideal $C_{ideal} = 340 \text{ psi}$, ecuación (3.31).

$$\eta_{comp}(i) = \frac{C_{est}(i)}{C_{ideal}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (3.31)$$

Para $i = 1, \dots, N$

Donde, $C_{est}(i)$ es obtenida de manera experimental (ver Figura 3.24) al relacionar el torque promedio $T_{prom}(i)$ generado por la expansión del aire comprimido en el cilindro, al final de la carrera de compresión, con el valor de presión marcado por el compresímetro, ecuación (3.32).

$$C_{est}(i) = -2E^{-5}(T_{prom}(i))^4 + 0.0036(T_{prom}(i))^3 - 0.268(T_{prom}(i))^2 + 11.829(T_{prom}(i)) - 2.652 \quad (3.32)$$

Para $i = 1, \dots, N$

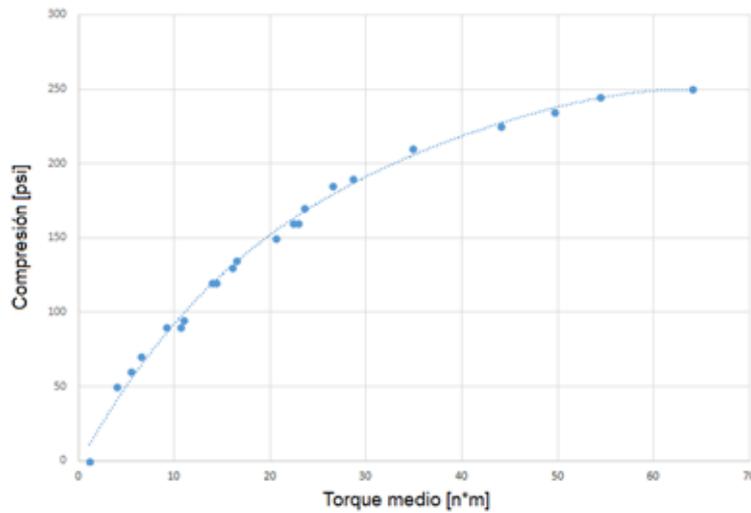


Figura 3.24: Relación Torque Medio - Compresión de los cilindros.
Fuente: Los Autores.

3.5 Descripción de la interfaz de usuario.

Para que el algoritmo pueda ser utilizado con facilidad, se ha desarrollado una aplicación (su programación se muestra en el ANEXO B) que consiste en una ventana principal con varios sub menús que se indican a continuación:

3.5.1 Ventana de Diagnóstico o principal.

En la Figura 3.25 se muestra la ventana de diagnóstico y está compuesto por varias opciones que permiten realizar las pruebas de combustión y compresión con el objetivo de determinar el valor del rendimiento por cilindro.

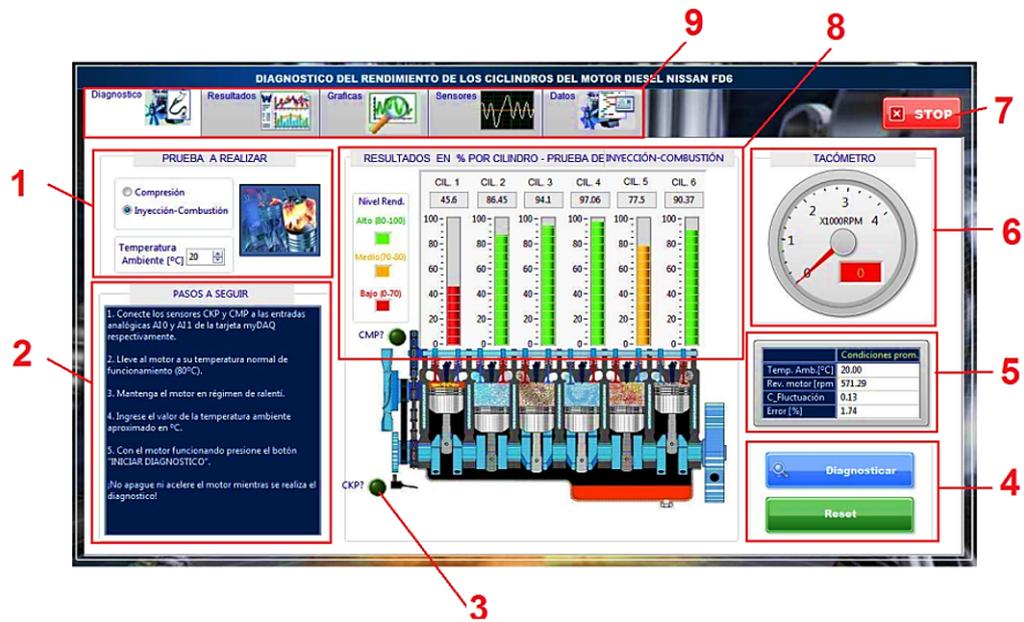


Figura 3.25: Ventana de Diagnóstico.

Fuente: Los Autores.

Está compuesta por:

1. Permite elegir la prueba que se desee realizar; combustión o compresión.
2. Indica los pasos que se deben seguir dependiendo de la prueba que se haya elegido en 1.
3. Indicador luminoso que indica el funcionamiento del sensor CKP cuando el motor está en funcionamiento.
4. Botones de inicio de diagnóstico y de reinicio.
5. Tabla de resultados de los valores promedio en los cuales se realiza el diagnóstico (*rpm*, temperatura ambiente y error estándar de los resultados).
6. Tacómetro analógico y digital.
7. Botón “stop” para detener la ejecución del programa.
8. Indicador de barras que muestran los resultados de los rendimientos de cada uno de los cilindros, además, indican el nivel de rendimiento del cilindro por medio de un código de colores (*Rojo* = Bajo, *Naranja* = Medio y *Verde* = Alto). Los resultados también se muestran en unos indicadores digitales.

9. Barra de sub menús que abren otras ventanas que apoyan al análisis e interpretación del estado de rendimiento de los cilindros (Resultados, Gráficas, Sensores y Datos del motor)

3.5.1.1 Manejo de la pantalla de diagnóstico.

La manera de la ejecución del programa de diagnóstico se resume en los siguientes pasos.

- Conecte los sensores CKP y CMP a las entradas analógicas AI 0 y AI 1 de la tarjeta MyDAQ respectivamente.
- Lleve al motor a su temperatura normal de funcionamiento (80°C).
- Mantenga el motor en régimen de ralentí.

Diagnóstico de inyección - combustión.

- Ingrese el valor de la temperatura ambiente aproximado en °C.
- Con el motor funcionando presione el botón “DIAGNOSTICAR”.
- Confirme el inicio de diagnóstico.
- ¡No apague ni acelere el motor mientras se realiza el diagnóstico!
- Espere mientras termina el diagnóstico.
- Si desea ver los resultados completos diríjase a la ventana de resultados.

Diagnóstico de compresión.

- Apague el motor.
- Compruebe la carga de la batería (12.5V mínimo).
- Con el motor apagado presione el botón “DIAGNOSTICAR”.
- Confirme el inicio de diagnóstico.
- Interrumpa la alimentación de combustible hacia el motor y de arranque hasta que finalice el diagnóstico.

- ¡Evite interrupciones en el arranque!
- Espere mientras termina el diagnóstico.
- Si desea ver los resultados completos diríjase a la ventana de resultados.

3.5.1.2 Ventana de Resultados.

En la Figura 3.26 se muestra la ventana de resultados y tiene como objetivo guardar los resultados obtenidos de una prueba de combustión y otra de compresión para poder comparar entre ambos resultados y determinar si existe o no problemas de rendimiento, además, la posibilidad de identificar si la falla es por problemas en el sistema de inyección o por baja compresión.



Figura 3.26: Ventana de Resultados

Fuente: Los Autores.

Esta pantalla está compuesta por:

1. Tabla de resultados de las condiciones promedio y resultados del diagnóstico de compresión.
2. Tabla de resultados de las condiciones promedio y resultados del diagnóstico de combustión.
3. Indicador gráfico para comparar los resultados de ambas pruebas realizadas.
4. Botones para borrar los datos guardados en las tablas o generar un reporte, en formato *Word*, de los resultados de las tablas y la gráfica.

3.5.1.3 Ventana de Gráficas.

Esta ventana se muestra en la Figura 3.27 y tiene como propósito permitir el análisis del comportamiento de las curvas instantáneas de velocidad angular (1) y torque efectivo (2), así como, el comportamiento de las variables promedio de *rpm* (3), coeficiente de fluctuación (4), torque medio (5) y torque efectivo (6) en función de las fallas que se produzcan en los cilindros.

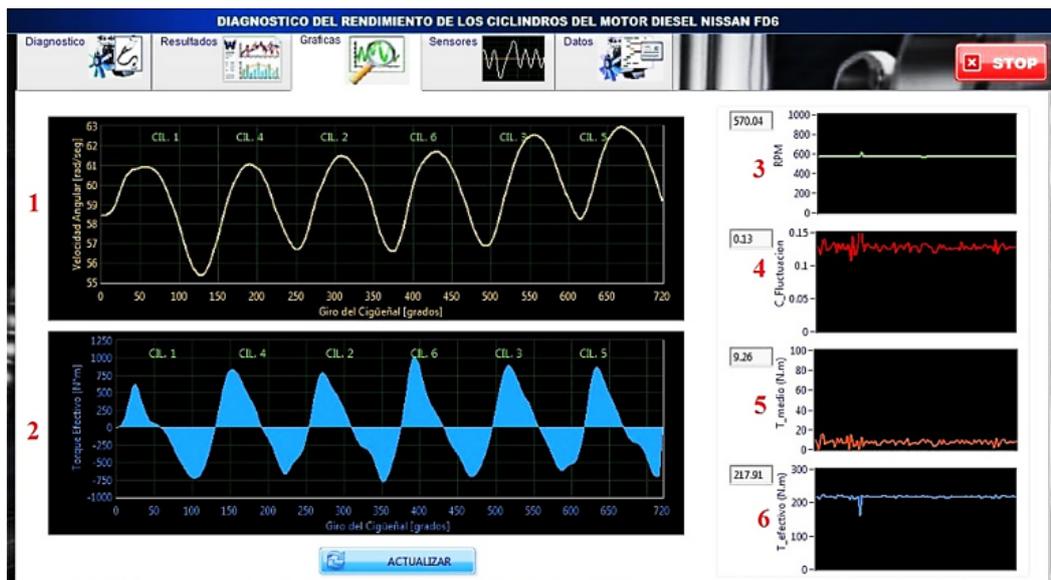


Figura 3.27: Ventana de Gráficas.

Fuente: Los Autores.

3.5.1.4 Ventana de Señales.

Esta se muestra en la Figura 3.28, en donde se indica la ubicación de los sensores CKP y CMP, diagrama de conexión entre los sensores y la tarjeta NI MyDAQ, y las señales eléctricas de entrada proveniente de los sensores.

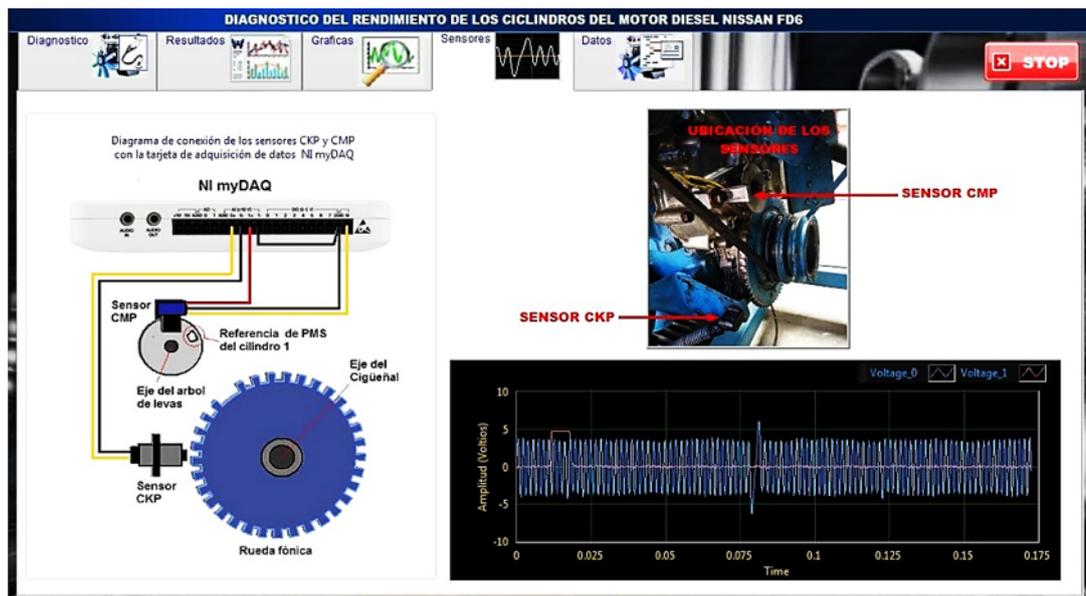


Figura 3.28: Ventana de Señales.
Fuente: Los Autores.

3.5.1.5 Ventana de Datos.

En la última ventana (Figura 3.29) muestra los datos técnicos del motor NISSAN FD6 que sirve como información adicional.

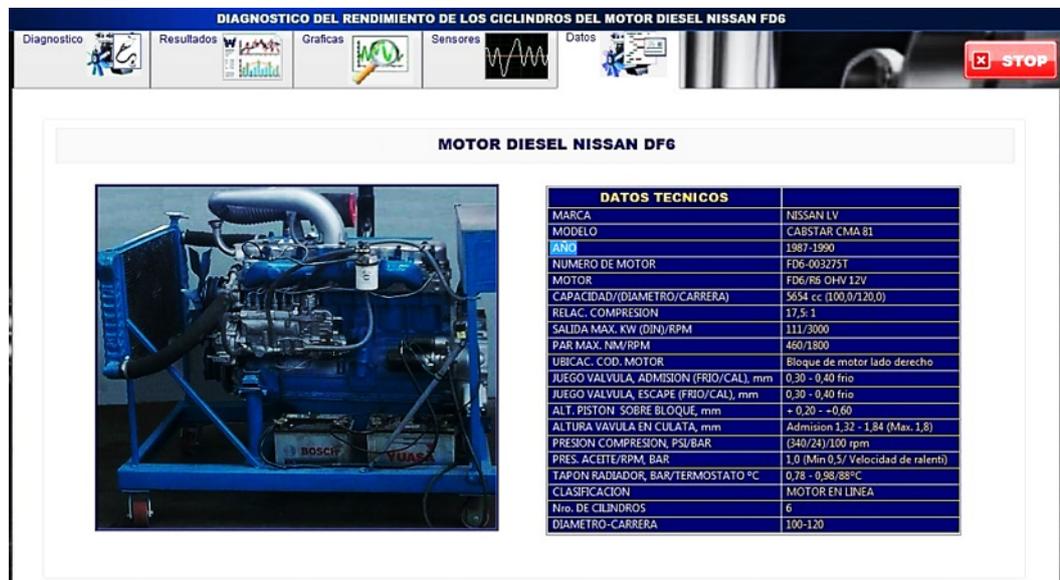


Figura 3.29: Ventana de Datos.
Fuente: Los Autores.

El programa desarrollado es válido únicamente para el motor NISSAN FD6 debido a que el algoritmo utilizado se ha adaptado a los datos característicos propios

de este motor como son potencia, compresión, número de dientes de la rueda fónica, tipo de sensor CKP y CMP, etc.

4 ANÁLISIS Y VALIDACIÓN DE RESULTADOS.

En este capítulo, se muestran los resultados obtenidos del diagnóstico de los cilindros del motor diesel NISSAN FD6 en el análisis de combustión y compresión bajo diferentes condiciones de fallos provocados respectivamente, además se realiza un análisis del error en los resultados dados por el algoritmo, con el propósito de evaluar la precisión y confiabilidad en los resultados

4.1 Experimentación.

El proceso de experimentación consiste en reproducir fenómenos de manera que se pueda comprobar su repetición en el futuro. Donde se expone un objeto a variables controladas.

4.2 Validación de resultados.

Es necesario que en un proceso de investigación exista una estrecha relación con la realidad, en su campo de aplicación, de manera que esta se pueda verificar independiente del momento en que se ejecute, bajo las mismas condiciones en que fue originalmente realizada.

Para la validación de los dos estados de análisis se pretende verificar la fiabilidad y exactitud de los resultados obtenidos, esto se realiza mediante pruebas de comparación, y confiabilidad de resultados para medir la precisión de lectura del algoritmo.

4.3 Determinación del número de pruebas.

Para garantizar que el análisis que se realice a una población de muestras, tenga un error mínimo, es necesario calcular el número propicio de muestras. Para validar los resultados del algoritmo de diagnóstico se determinan independientemente el número de muestras para cada diagnóstico en particular.

4.3.1 Número de muestras en el diagnóstico de inyección - combustión.

Para el caso del diagnóstico de inyección - combustión el número de muestras se calcula a partir de la fórmula de muestreo para poblaciones infinitas, la cual se expresa en la ecuación (4.1):

$$n = \frac{Z^2 \cdot pq}{e^2} \quad (4.1)$$

A continuación se coloca los valores bajo los cuales se calcula el número de muestras.

Para un nivel de significancia del 95% Z equivale al 1.96. Se impone un nivel de aceptación P igual a 0.98, el nivel de rechazo Q de 0.02 y 0.05 para un error admisible del 5%.

$$n = \frac{1.96^2 \cdot 0.98 \cdot 0.02}{0.05^2} = 30.12 \simeq 30 \quad (4.2)$$

4.3.2 Número de muestras en el diagnóstico de compresión.

Para el caso del diagnóstico de compresión, se busca equilibrar el número de muestras que se pueda tomar, evitando poner en riesgo la integridad del motor de arranque; sin que esto disminuya la precisión del algoritmo. Mediante este criterio se ha determinado de manera experimental un total de 5 muestras por cada falla provocada, ya que el motor de arranque limita el número de muestras que se puede tomar debido al sobrecalentamiento que sufre en el proceso de poner en marcha al motor de combustión interna.

4.4 Condiciones de experimentación.

Con objetivo de evaluar el funcionamiento del algoritmo se realizó el diagnóstico de la combustión y compresión del motor diesel NISSAN FD6 bajo diferentes condiciones de fallas provocadas. Debido a la complejidad de funcionamiento de los MCIAs se hace difícil simular las fallas que normalmente se podrían dar, para evaluar el efecto sobre el comportamiento de otras variables. Por tal motivo para el análisis se han provocado fallas de inyección y compresión en uno de los seis cilindros, manteniendo las condiciones de los demás como constantes.

4.4.1 Diagnóstico de inyección - combustión.

Las fallas de combustión son simuladas alterando gradualmente la inyección de combustible, partiendo de una ideal, es decir sin falla (0% de falla) y llevándolo a los extremos; de mezcla rica (+100%), máxima apertura y mezcla pobre (-100%), sin apertura, respectivamente. Como ejemplo se han generado fallas únicamente en el cilindro uno (ver Figura 4.1), y se analiza el efecto que produce en el comportamiento de los demás cilindros (ver Figura 4.2).

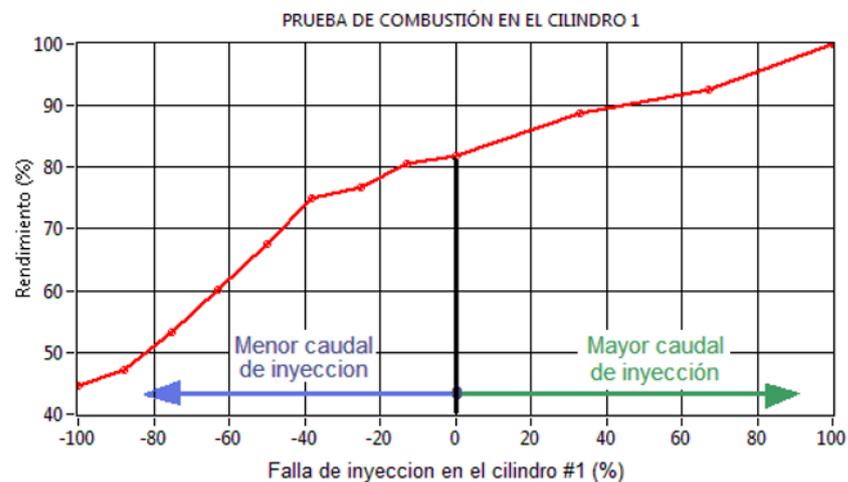


Figura 4.1: Rendimiento del cilindro 1 en función de las fallas de inyección.

Fuente: Los Autores.

Se considera como 0% de falla relativa de inyección cuando el inyector tiene una calibración correcta, sin embargo, esto no quiere decir que el motor este en perfectas condiciones.

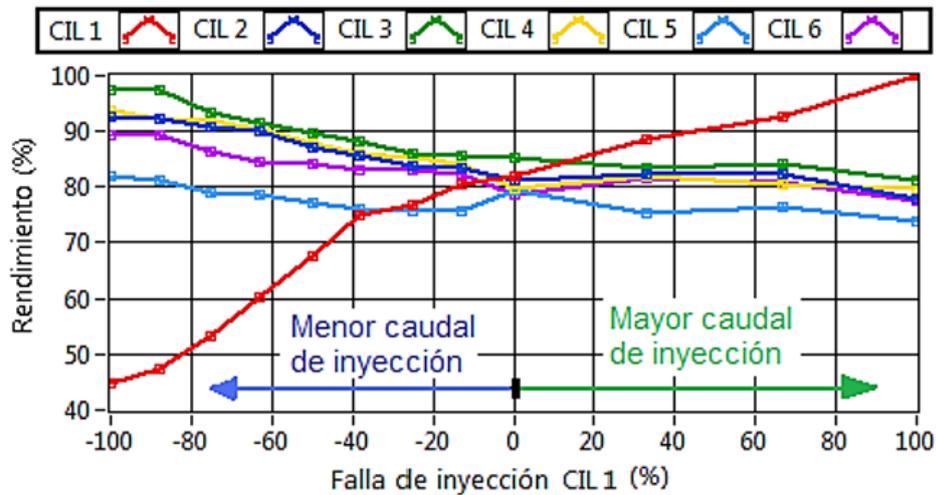


Figura 4.2: Influencia de las fallas de combustión del cilindro 1 sobre el rendimiento de los demás cilindros.

Fuente: Los Autores.

De la Figura 4.2, si se parte de una inyección sin error (0% falla) en todos los cilindros, sus rendimientos son aproximadamente iguales con una diferencia máxima del 5%; cuando se producen fallas de combustión en un cilindro por mezcla pobre, el cilindro afectado tiende a disminuir su rendimiento causando la sobrecarga a los demás cilindros; por otro lado, cuando se generan fallas de combustión por mezcla rica, el cilindro afectado tiende a realizar un mayor trabajo de hasta un 15% más (sobrecarga) debido a la mayor cantidad de mezcla aire - combustible quemada en el cilindro, mientras que los demás cilindros tienden a disminuir su rendimiento de hasta un 4% para mantener el equilibrio dinámico del sistema.

También se puede notar que cuando no existe falla en la inyección, el rendimiento de los cilindros no supera el 85%, esto se debe al estado general del motor y al bajo rendimiento de compresión; además al cortar completamente la inyección al cilindro uno, el rendimiento del mismo no baja de 45%, esto se debe al torque que genera la expansión del gas comprimido en el interior del cilindro.

A partir de los datos obtenidos en esta prueba se determina el coeficiente de dispersión, el cual indica la diferencia entre resultados de varias pruebas realizadas en las mismas condiciones del motor. Y se calcula mediante la ecuación (4.3).

$$Cv = \frac{\sigma}{\bar{X}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4.3)$$

Donde:

σ = Desviación típica.

\bar{X} = Valor medio de la muestra.

Se multiplica por cien para obtener el porcentaje.

En la Tabla 4.1 se muestra los resultados obtenidos de las pruebas de combustión realizadas al simular fallas de inyección en el cilindro uno, mediante la alteración de la presión de apertura del inyector.

Presión de calibración Cil 1	Cil1	Cil2	Cil3	Cil4	Cil5	Cil6
140	0.00	0.76	0.47	0.61	0.32	0.46
160	0.69	0.58	0.49	0.89	0.65	0.51
180	0.72	0.58	0.59	0.75	0.96	0.42
200	0.92	0.04	0.01	0.25	0.13	0.10
220	0.29	0.27	0.16	0.38	0.46	0.17
240	0.82	0.93	0.52	0.39	0.38	0.46
260	0.56	0.41	0.07	0.73	0.15	0.20
280	0.42	0.31	0.22	0.48	0.27	0.17
300	0.24	0.21	0.29	0.58	0.17	0.11
320	0.47	0.39	0.42	0.23	0.20	0.31
340	0.77	0.12	0.37	0.68	0.24	0.22
360	0.73	0.56	0.17	0.69	0.35	0.20

Tabla 4.1: Coeficiente de variabilidad de pruebas realizadas.

Fuente: Los Autores.

De acuerdo a los resultados mostrados en la Tabla 4.1, se observa que la dispersión entre muestras es menor a 1%, lo que indica una mínima diferencia entre lecturas, expresando así que la muestra es lo suficientemente homogénea y garantizando que con una prueba de diagnóstico de combustión es suficiente para determinar el estado de los cilindros.

4.4.2 Diagnóstico de compresión.

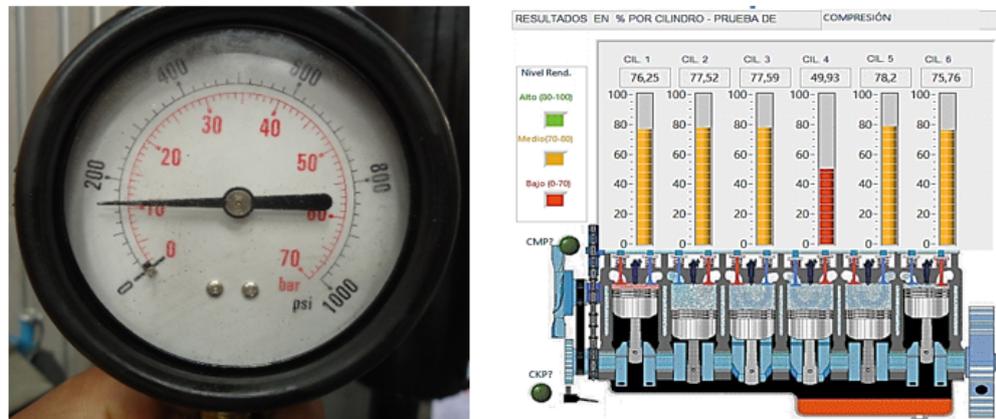


Figura 4.3: Comparación entre instrumentos de medición.

Fuente: Los Autores.

Las fallas de compresión son generadas al provocar fugas de presión en el cilindro. El objetivo es determinar el error relativo porcentual de diagnóstico, al comparar los resultados dados por el algoritmo con los valores reales de presión dados por el compresímetro. La distribución de este error se muestra en la Figura 4.4.

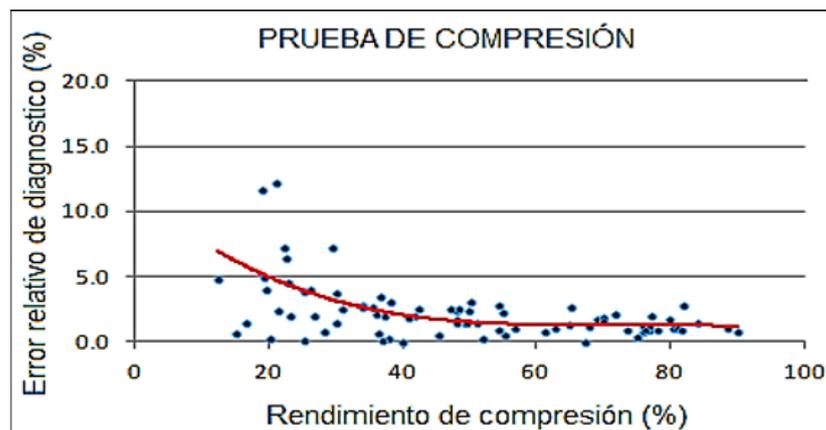


Figura 4.4: Error relativo en el diagnóstico de compresión.

Fuente: Los Autores.

De acuerdo a la Figura 4.4, el error del algoritmo es menor al 4% (aceptable) si el rendimiento de los cilindros se encuentra superior al 40% de compresión; mientras que, para valores de rendimiento por debajo del 40% el error tiende a incrementarse, esto se debe a la variación del torque generado por la expansión

de los gases, a partir del cual es estimado el rendimiento, que es variable a bajas compresiones.

En la Figura 4.5 se muestra un ejemplo de los resultados del rendimiento en compresión del motor NISSAN FD6 proporcionados por el algoritmo, lo que complementa la prueba de combustión realizada sin falla de inyección (falla 0%) de la Figura 4.2

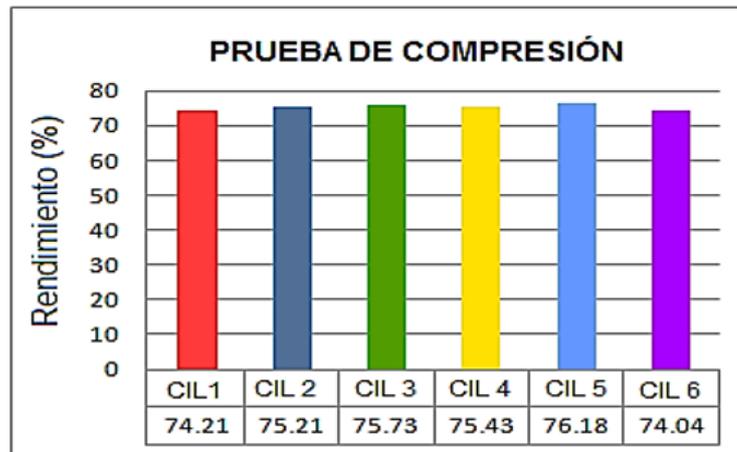


Figura 4.5: Resultados de la prueba de compresión del motor NISSAN FD6 en estado normal.

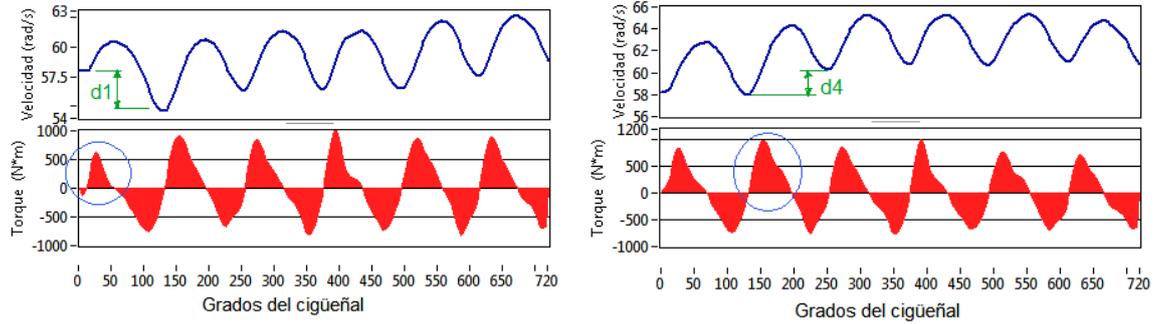
Fuente: Los Autores.

4.5 Análisis de las curvas instantáneas de velocidad angular y torque efectivo.

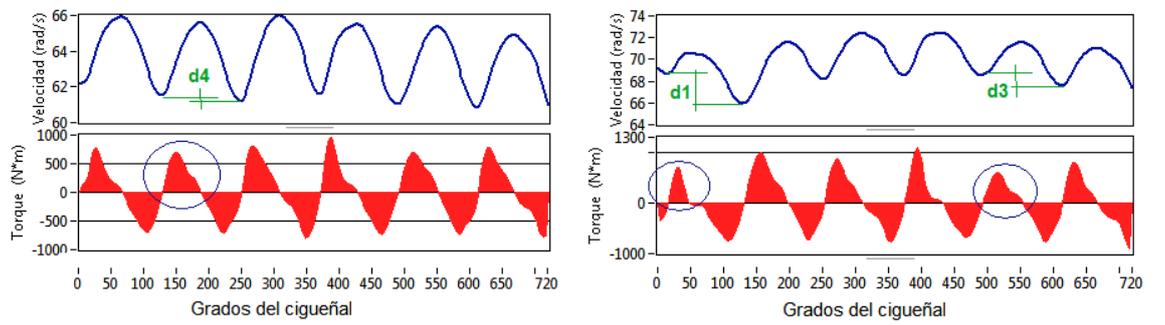
Como se indicó en el Capítulo I, la calidad con la que se realiza la combustión en los cilindros se refleja en la velocidad angular instantánea del cigüeñal, y esto es lo que se pretende analizar en este apartado. En las siguientes gráficas se analizan el comportamiento de las curvas de velocidad angular y las correspondientes curvas de torque efectivo bajo diferentes condiciones de falla, tanto de combustión como de compresión.

4.5.1 Análisis de las curvas en las pruebas de combustión.

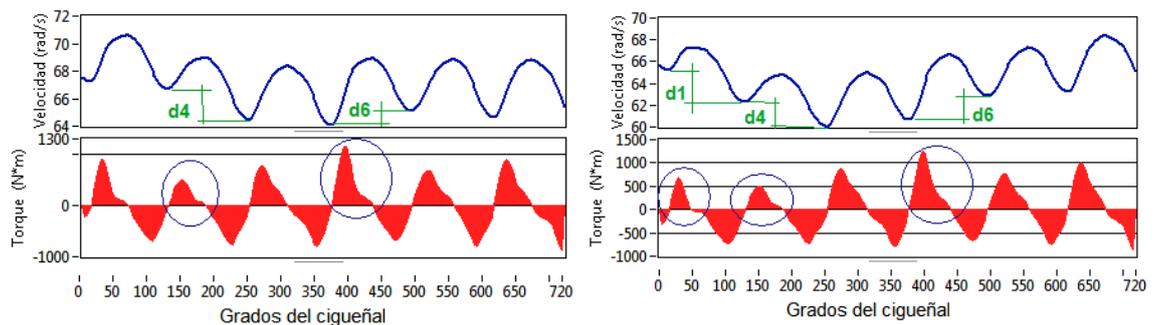
En las gráficas mostradas en la Figura 4.6 se observan algunos ejemplos de las formas de las curvas instantáneas de velocidad angular y torque efectivo del motor NISSAN FD6 en diferentes condiciones de fallos de combustión.



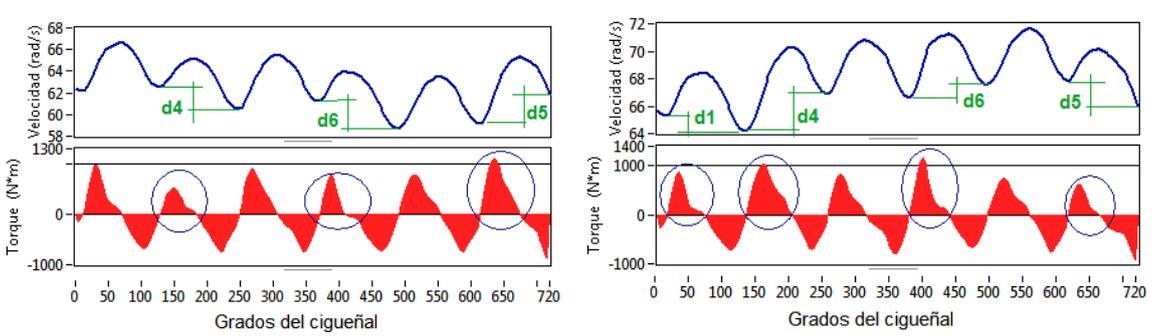
(a) Falla de inyección de 100% en el cilindro 1. (b) Falla de inyección de 30% en el cilindro 4.



(c) Falla de inyección de 10% en el cilindro 4. (d) Falla de inyección en los cilindros 1 y 3.



(e) Falla de inyección en los cilindros 4 y 6. (f) Falla de inyección en los cilindros 1, 4 y 6.



(g) Falla de inyección en los cilindros 4, 6 y 5. (h) Falla de inyección en los cilindros 1, 4, 6 y 5.

Figura 4.6: Curvas instantáneas de velocidad angular y torque efectivo en combustión.

Fuente: Los Autores.

4.5.1.1 Gráficas de velocidad angular.

Cuando se producen fallas de combustión en los cilindros, la curva de velocidad angular instantánea sufre deformaciones, estas deformaciones se notan en las diferencias, d_x (el subíndice x indica el cilindro afectado), entre los picos negativos antes y después de la intervención del cilindro respectivo. Cuando el cilindro afectado produce un menor aporte de potencia, el pico negativo antes de la combustión del cilindro es mayor a la del pico negativo después de la misma. Mientras que, cuando el cilindro está sobrecargado sucede lo contrario, el pico negativo después de la combustión es mayor al pico negativo anterior. En ambos casos, produce mayor oscilación de la velocidad angular, resultando en una mayor inestabilidad de funcionamiento del motor y por ende mayor vibración. En un caso ideal, los picos negativos de velocidad angular de todos los cilindros deberían ser iguales, con lo que la velocidad angular media del motor sería estable.

4.5.1.2 Gráficas de torque efectivo.

En cuanto a las gráficas instantáneas de torque efectivo, cuando se producen fallas de combustión, el área bajo la curva de los ciclos positivos (energía aportada por el cilindro) varía según sea el rendimiento, mientras, que las áreas de los ciclos negativos (energía consumida por el sistema) se mantienen aproximadamente constantes. Partiendo de un estado ideal del motor; cuando un cilindro tiene fallas de combustión por mezcla rica o se encuentra sobrecargado, el área respectiva tiende a incrementarse indicando un mayor aporte de energía o esfuerzo realizado según sea el caso; mientras que cuando una falla de combustión es por mezcla pobre, el área tiende a reducirse indicando un menor aporte de energía al sistema. Por lo tanto se considera que un motor está en buenas condiciones cuando las áreas positivas y negativas tienden a ser iguales respectivamente.

4.5.2 Análisis de las curvas en las pruebas de compresión.

En las gráficas de la Figura 4.7 se muestran algunos ejemplos de las formas de las curvas instantáneas de velocidad angular y torque efectivo del motor NISSAN FD6 bajo diferentes fallos de compresión.

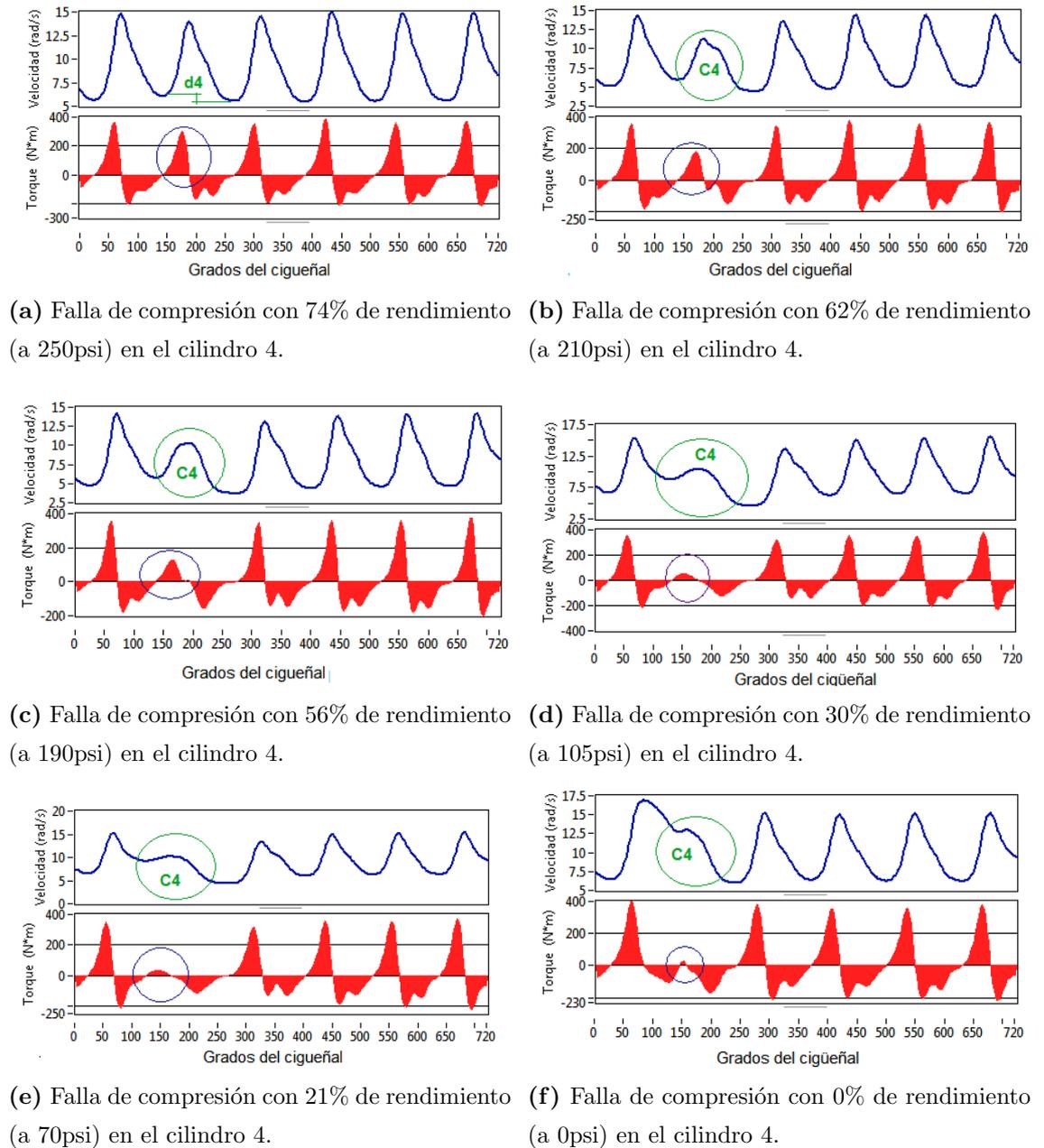


Figura 4.7: Curvas instantáneas de velocidad angular y torque efectivo en compresión.

Fuente: Los Autores.

4.5.2.1 Gráficas de velocidad angular.

En el análisis de compresión, el comportamiento de la velocidad angular es muy diferente al de combustión, en este caso lo que varía es la magnitud y la forma del pico positivo del cilindro correspondiente, aunque, dependiendo de la gravedad de la falla de compresión esta puede afectar al pico del cilindro anterior adyacente. A pesar de que la curva indica la presencia de un fallo de compresión, esta no permite medirla de forma directa, haciéndose necesario convertirla a una curva de torque.

4.5.2.2 Gráficas de torque.

Mediante la curva instantánea de torque, reconstruida a partir de la velocidad angular, es posible medir de manera indirecta la compresión de todos los cilindros a la vez, esto gracias a que el torque que genera la expansión del gas comprimido está en función de la presión alcanzada al final de la carrera de compresión de cada uno de los cilindros. Se debe tener en cuenta que el efecto que tiene el sistema de arranque del motor de combustión (batería, motor de arranque, cables, etc.) sobre los resultados del diagnóstico es el mismo que tendría en una prueba de diagnóstico convencional, es decir, se tendrá un bajo rendimiento con un sistema de arranque en malas condiciones.

En cuanto a las gráficas instantáneas de torque, el área positiva variará de acuerdo al torque generado por cada cilindro (expansión del gas comprimido), es decir, mayor área a mayor rendimiento.

4.6 Comparación entre el diagnóstico de compresión tradicional y el diagnóstico realizado mediante el algoritmo.

El diagnóstico de compresión tradicional para motores diesel es un proceso que toma tiempo y recursos. Para tener una idea, a continuación se describe muy brevemente el proceso a seguir: se inicia desmontando uno a uno los inyectores e insertando un compresímetro en el orificio del inyector que ha sido retirado anteriormente, se da arranque hasta que la aguja del manómetro se estabilice en una medida, entonces este será el valor máximo de compresión generada en el cilindro, esto se repite para cada uno de los cilindros.

El tiempo que tarda un técnico en realizar las pruebas de compresión de todos los cilindros del motor variará de acuerdo a su destreza y pericia. Para determinar este tiempo se realizaron cuatro pruebas con tres técnicos diferentes de manera que se pueda establecer un rango de tiempo, los resultados se muestra en la Tabla 4.2.

Pruebas (<i>min</i>)	Técnico 1	Técnico 2	Técnico 3
Tiempo 1	47	55	50
Tiempo 2	45	50	48
Tiempo 3	39	51	48
Tiempo 4	42	49	45
Promedio	43.25	51.25	47.75

Tabla 4.2: Tiempos de diagnóstico de compresión tradicional.

Fuente: Los Autores.

Se toma como referente 43 minutos, que es el menor tiempo en el que se realizó el diagnóstico tradicional y se compara con el tiempo que toma el algoritmo en realizar el mismo diagnóstico, el cual es de 5 minutos. Con esto se determina que el tiempo reducido de diagnóstico es de 38 minutos equivalente a 88% de ahorro de tiempo, además, el programa no requiere desmontar elementos del motor y tiene una interfaz de usuario intuitiva y fácil de utilizar.

De esta manera el programa se vuelve una herramienta muy útil en el diagnóstico del rendimiento de los cilindros del motor NISSAN FD6 haciendo este más sencillo y eficiente. Y así poder realizar un seguimiento del motor con el fin de mantener un historial de control del estado y funcionamiento del mismo.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El diagnóstico de los MCIA por medio de sus propios sensores, como el sensor CKP, resulta atractivo para el desarrollo de nuevos métodos de detección de fallos, gracias a que no se requiere de otros sensores y equipos costosos para su implementación como es el caso del análisis por vibraciones, sonido o la termografía. Sin embargo, debido al complejo tratamiento de la señal, al sistema de adquisición de datos y al software especializado que se necesita, su desarrollo se ha visto limitado, siendo hasta ahora empleado únicamente por los fabricantes de vehículos en sus equipos de diagnóstico.

El sensor CKP no solo permite la gestión de los MCIA modernos tanto de ciclo Otto como Diesel, sino que ha permitido desarrollar varios métodos de diagnóstico “no intrusivos” para la detección de fallas de combustión, al ser capaz de medir las fluctuaciones en la velocidad angular instantánea del cigüeñal independientemente del tipo de sensor CKP que se utilice (inductivo o de efecto Hall), esto es gracias a que las condiciones de funcionamiento del motor se reflejan en su funcionamiento dinámico y especialmente en la velocidad instantánea de giro del cigüeñal.

De acuerdo a los resultados obtenidos de las pruebas de combustión, mediante el algoritmo desarrollado; cuando uno o varios de los cilindros tienen fallas de combustión tienden a sobrecargar a los demás cilindros que tienen mejor rendimiento; por otro lado, cuando uno o varios cilindros (no todos) presentan un rendimiento superior al estado real del motor, no significa que esos cilindros estén en buenas condiciones, ya que pueden tener un problema de exceso de combustible en la inyección o pueden estar realizando un mayor trabajo debido a la falla de los demás cilindros; por esta razón, el criterio para determinar si los cilindros y en general el motor está en buenas condiciones, es que el rendimiento de todos los cilindros este por encima del 80% y que la diferencia máxima entre cilindros no sea superior al 10%, este mismo criterio puede ser aplicado a las pruebas de compresión.

De las pruebas de compresión realizadas; el algoritmo presenta un error relativo porcentual inferior al 4% en sus resultados si el rendimiento de compresión de

los cilindros es superior al 50%; mientras que para valores de rendimiento inferiores al 50%, este error tiende a incrementarse hasta en un 20%, sin embargo, esto no representa un problema en el diagnóstico, ya que la precisión en los resultados tiene mayor importancia para rendimientos superiores al 70% donde es necesario controlar que la diferencia entre cilindros no sea superior al 10%; y en el caso de rendimientos por debajo del 70%, la falla se considera grave, siendo más importante poder detectar la falla que la precisión en los resultados.

En ciertas aplicaciones de los motores diesel como en maquinaria pesada, sistemas estacionarios, transporte, etc., resulta importante además de conocer la existencia o no de un defecto, calificar el estado del motor en base a su rendimiento, para programar su intervención cuando sea más conveniente, consiguiendo así un mínimo impacto económico. Y poder detectar y medir las fallas tempranas como las de combustión en los cilindros resulta muy importante en el mantenimiento preventivo de estos motores, debido a que permite corregir estas fallas antes que sean graves y afecte significativamente sobre la vida operativa del motor; ya que las irregularidades de combustión en los cilindros produce desbalances en el funcionamiento del motor dando como resultado mayor consumo de combustible, emisiones contaminantes, vibración, ruido y desgaste prematuro de los mecanismos; por esta razón un método que permita detectar estas irregularidades de funcionamiento de los cilindros resulta ideal para mantener al motor en buenas condiciones de funcionamiento y conseguir un ahorro de dinero, que se consigue al disminuir el mantenimiento correctivo y mejorar la eficiencia de combustible.

El método usado para la solución del algoritmo, al emplear un modelo dinámico de un cigüeñal rígido y al estar basado en la reconstrucción de la curva instantánea de torque efectivo, el cual es directamente proporcional a la aceleración angular del cigüeñal, limita su aplicación a regímenes del motor cercanos al de ralentí (menor a 700 *rpm*), esto debido, a que las fuerzas inerciales afectan el comportamiento de la aceleración angular y su forma difiere en gran medida de la del torque efectivo conforme la velocidad aumenta, produciendo un mayor error en los resultados. Por esta razón, el algoritmo solo permite detectar fallas de combustión a bajas RPM; si se requiere analizar a mayores RPM, se debe aplicar el modelo dinámico de un cigüeñal flexible que disminuye estos errores pero implica de mayor complejidad en el análisis.

Existen varios métodos para la detección de fallas de compresión o inyección

- combustión general que no implican el uso de tecnología moderna, basados en técnicas de diagnóstico intrusivas o empíricas (inspección visual, análisis de humos, uso del medidor de compresión), que permiten diagnosticar fallas de combustión únicamente cuando las fallas son considerables o requieren del desmontaje de elementos, además, requieren el empleo de mucho tiempo para su ejecución. Con el algoritmo de diagnóstico desarrollado, se ha logrado disminuir el tiempo empleado para este tipo de diagnóstico, de 43 minutos que toma medir compresión de la manera tradicional a 5 minutos, más 4 minutos en diagnosticar la combustión por cilindro, esto representa un ahorro de tiempo del 88.3% lo cual es muy considerable si se trata de optimización de tiempo y dinero.

Para la implementación de este tipo de algoritmo; se requiere el uso de una tarjeta de adquisición de datos de alta resolución (mínimo 16 *bits*) y elevada frecuencia de muestreo (mínimo 10K *s/s*), debido a que es necesario medir con mayor precisión y velocidad la frecuencia instantánea de la señal del sensor CKP, lo que sirve de base para calcular la velocidad instantánea del cigüeñal; como el sensor CKP no está diseñado para medir la velocidad instantánea del cigüeñal, su señal debe ser tratada digitalmente mediante un software de adquisición de datos para lograr este propósito. La implementación del algoritmo se realizó mediante una tarjeta de adquisición de datos *NI MyDAQ* en combinación con el software *LabVIEW* debido a la buena compatibilidad entre estos y la facilidad de programación que ofrece el lenguaje de tipo gráfico en comparación con sus similares.

Los fundamentos dinámicos utilizados para el desarrollo e implementación de este algoritmo, en un motor diesel NISSAN FD6, es válido para motores de dos y cuatro tiempos tanto de ciclo Otto como Diesel, con las condiciones; que no tengan más de ocho cilindros (debido a la superposición de los ciclos de combustión entre cilindros que impide determinar el aporte de potencia individual) y que no se requiera el análisis de combustión a regímenes de velocidad elevados (sobre todo cuando se trata de motores grandes).

El diagnóstico técnico se ha convertido en una de las herramientas más utilizadas por los ingenieros y técnicos en la industria, y la automotriz no ha sido la excepción sobre todo en el proceso de mantenimiento de los motores diesel. Sin embargo, si bien en la actualidad existe varias herramientas de diagnóstico, que van desde las más comunes (métodos “intrusivos” que resultan ser tediosos), hasta otras más complejas que implican el uso de software y varios sensores especializados que

dificultan su aplicación, se requiere de nuevas investigaciones para el desarrollo de métodos de diagnóstico que además de ser no intrusivos tengan mayor accesibilidad para el empleo en los talleres dedicados al mantenimiento y reparación de estos motores.

Como futura investigación se propone realizar un análisis del diagnóstico de combustión en MCIA a regímenes superiores a los de ralentí mediante el análisis de la señal del sensor CKP desde el punto de vista de los armónicos de frecuencia.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] G. Palacios, “Análisis de eficiencia de un motor de combustión interna utilizado para el funcionamiento de una planta eléctrica de potencia de 1 mw.” Tesis de grado, Universidad San Carlos de Guatemala, Ciudad de Guatemala - Guatemala, 2007.
- [2] [Mecánica-Diesel]. (2013, Enero). [Online]. Available: <http://diesel2-aati.blogspot.com/2012/01/libro-motores-de-editorial-editex.html>
- [3] J. M. Alonso, *Técnicas del automóvil: Motores*, 10th ed. España: Editorial Paraninfo, 2002.
- [4] J. Castillo and I. Palacio, “Diseño e implementación de un modelo matemático para el cálculo del ciclo otto del motor armfield volkswagen cm11-306,” Tesis de grado, Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca - Ecuador, 2013.
- [5] S. Calderón, “Metodología para la evaluación de la combustión y compresión de los motores diesel mediante las oscilaciones del bloque,” Tesis de grado, Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga - Colombia, 2005.
- [6] D. González, *Motores*. España: Editorial Paraninfo, 2011.
- [7] E. Kates, *Motores Diesel y de gas de alta compresión*, 2nd ed. España: Editorial Reverté, 2003.
- [8] J. Salvador, *Influencia de la cavitación sobre el desarrollo del chorro diesel*. España: Editorial Reverte., 2007.
- [9] [Aficionadosalamecanica.com]. (2013, Septiembre) Bomba-de-inyección-en-línea. [Online]. Available: www.aficionadosalamecanica.net/curso-bomba-linea.htm
- [10] V. Morocho, E. Flores, and L. Silva, “Construcción de un banco didactico con visualización de datos y de funcionamiento de un motor diesel nissan fd6 para la carrera de ingeniería mecánica automotriz de la ups,” Tesis de grado, Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca - Ecuador, 2010.
- [11] A. Martí, *Inyección electrónica en motores de diesel*, 2nd ed. España: Editorial Marcombo, 1996.
- [12] J. Garzón. (2014, Abril) El automóvil al desnudo. [Online]. Available: <http://www.jeroitim.blogspot.com/>
- [13] G. Torres, “Metodología para el diagnóstico del sistema de inyección de motores diesel a partir de las líneas de inyección,” Tesis de grado, Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga - Colombia., 2005.

- [14] [SolucionesMecánicas]. (2012, Julio) Cómo quitar los inyectores? [Online]. Available: <http://www.tipsautomotriz.blogspot.com/>
- [15] [TTMAutomotriz]. (2012) Información y soluciones a tu alcance. [Online]. Available: www.tutallermecanico.com.mx.
- [16] BOSCH, *Los sensores en el automóvil*, E. Reverté, Ed., Alemania, 2002.
- [17] [EquipoAutomotrizJAVAZ]. (2014) Fuel injection. [Online]. Available: www.equipoautomotrizjavaz.com
- [18] M. Conception, *Sensores Automotrices y Análisis de Ondas*, (n.d), Ed., Estados Unidos:, 2004.
- [19] G. Rizzoni, "A dynamical model of the internal combustion engine," Tesis doctoral, University of Michigan, Michigan - USA, 1986.
- [20] R. Norton, *Dinámica de motores. En Diseño de maquinaria*. España: McGraw-Hill Interamericana, 1999.
- [21] F. Liu, G. Amaratunga, N. Collings, and A. Soliman, "An experimental study on engine dynamics model based in-cylinder pressure estimation," *SAE Technical 2012-01-0896*, 2012.
- [22] J. Ball and M. Bowe, "Torque estimation and misfire detection using block angular acceleration," *SAE Thechnical (2000-01-0560)*, 2000.
- [23] J. Pintor. (1999, Mayo) Dinámica de máquinas. Universidad Publica de Navarra. Pamplona - España.
- [24] J. Higuera, "Diagnóstico de fallas en motores térmicos mediante el análisis de la variación de la velocidad angular," Tesis de postgrado, Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga - Colombia, 2006.
- [25] L. Masferrer. (2005) Análisis y diseño de volantes de inercia de materiales compuestos. Universidad de Guadalajara.
- [26] K. Melendres, "Cálculo y diseño de un absorsor de vibraciones torsionales tipo péndulo para un motor de combustión interna de 2 cilindros y 4 tiempos," Tesis de grado, Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima - Perú, 2012.
- [27] F. Bengtsson, "Estimation of indicated and load torque from engine speed variations," Tesis de maestría, Lincöpings Universitet, Lincöping - Suecia, 2006.
- [28] C. Merchán, "Determinación de la potencia y el torque en motores de combustión interna mediante la técnica de aceleración libre," Tesis de grado, Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga - Colombia, 2004.
- [29] [NationalInstrumentsCorporation]. (2013, Diciembre) Adquisición de datos (daq). [Online]. Available: <https://decibel.ni.com/content/index.jspa>
- [30] [Teoría de las Comunicaciones]. (2014) Cuantización pcm. [Online]. Available: <http://teo-telecomunicaciones.blogspot.mx>

- [31] [NationalInstrumentsLatinoamérica]. (2013, Diciembre) Adquisición de datos multifunción. [Online]. Available: <http://latam.ni.com>.
- [32] L. Sánchez, *Introducción a la electrónica digital*. España: Editorial Universidad Politécnica de Valencia., 1999.
- [33] S. Diaz. (2013) Corrientes. [Online]. Available: www.corrientesuy.blogspot.com.
- [34] [TecnovaSA], “Catálogo de toberas bosch y zexel,” (n.d), Ecuador, 2011.
- [35] R. Ferrís. (2013) Algoritmos y programas. Universidad de Valencia. Valencia - España.
- [36] C. Guardiola, *Detección y compensación de irregularidades de inyección a través de la medida del régimen instantáneo del turbogrupo*. España: Editorial Reverté, 2005.
- [37] J. Franco, M. Franco, and K. Grigoriadis, “Real-time brake torque estimation for internal combustion engines,” *ScienceDirect*, 2007.
- [38] R. León and J. Constanzo. (2006) Splines cúbicos. Universidad Técnica Federico Santa María. Valparaíso - Chile.
- [39] U. C. I. de Madrid. (1998) Guía práctica para la realización de la medida y el cálculo de errores. Madrid - España.
- [40] R. Sodr e and C. Soares, “Comparison of engine power correction factors for varying atmospheric conditions,” *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2003.

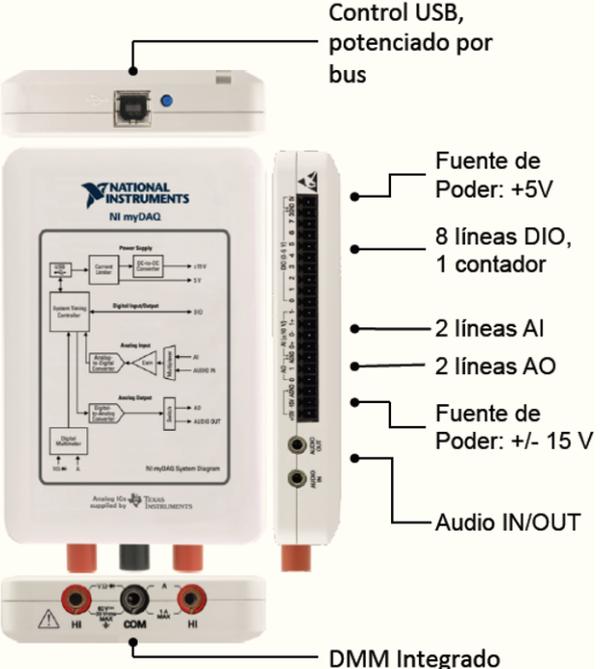
ANEXOS

A CARACTERÍSTICAS DE LA TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

NI myDAQ

- Entrada Analógica: 2 canales, 200kS/s/ch, 16-bit
- Salida Analógica: 2 canales, 200kS/s/ch, 16-bit
- DIO: 8 líneas
- CTR: 1 contador
- DMM Integrado DMM: V, A, Ohm
- Fuente de Poder: +5V, +/-15V
- Conectores de audio de 3.5 mm

ICs Analógicos Suministrados por

Control USB, potenciado por bus

Fuente de Poder: +5V

8 líneas DIO, 1 contador

2 líneas AI

2 líneas AO

Fuente de Poder: +/- 15 V

Audio IN/OUT

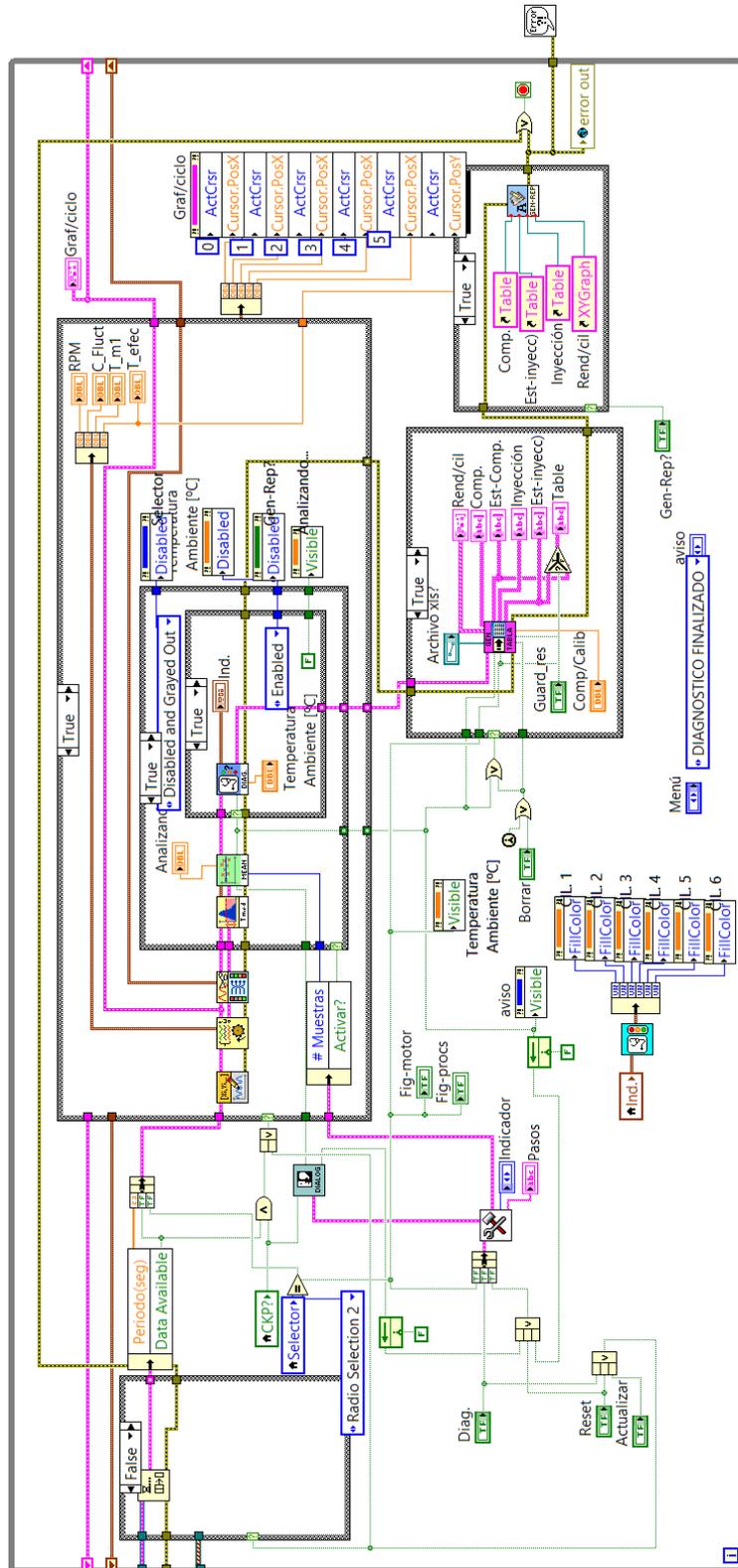
DMM Integrado

B VI'S EMPLEADOS PARA EL DESARROLLO DEL ALGORITMO.

B.1 Descripción de SubVI's utilizados.

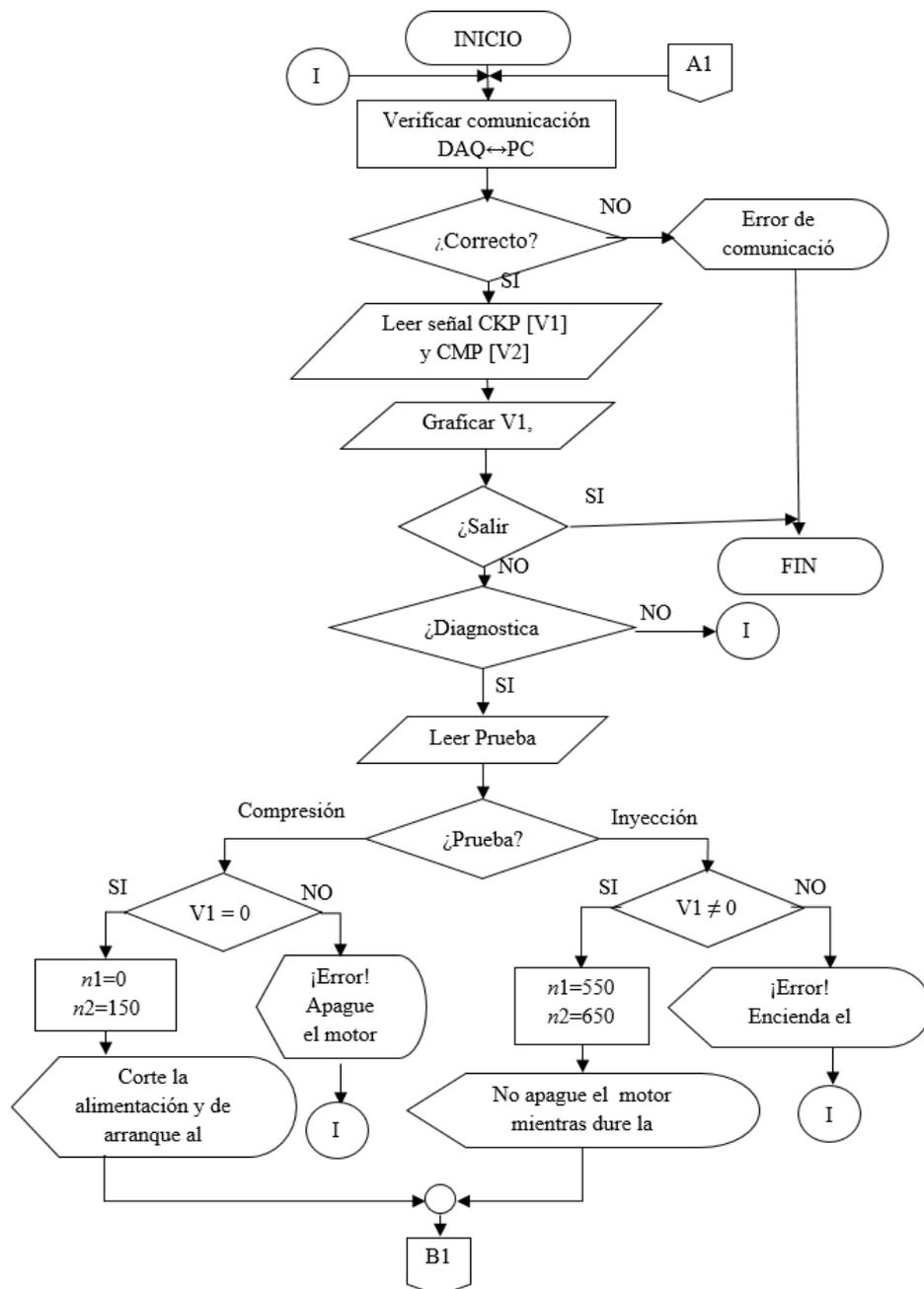
SUB VI	DESCRIPCION
	Permite configurar el número de muestras para cada diagnostico
	Acondiciona las señales de entrada CKP y CMP
	Calcula continuamente el periodo (T) de la señal del sensor CKP
	Recorta la señal del periodo del CKP por cada ciclo del motor.
	Calcula una función de periodo por medio de ajuste de curvas por cada ciclo del motor
	Calcula la velocidad angular, aceleración angular y Torque. y convierte al dominio del ángulo de giro del cigüeñal
	Recorta la señal de torque y la ordena por cilindros
	Calcula el Torque medio para cada uno de los cilindros.
	Calcula el valor medio de N muestras de Torque para cada uno de los cilindros.
	Relaciona el Torque promedio con el rendimiento de la inyección o compresión de los cilindros.
	Genera tabla de resultados por cilindro.
	Genera un reporte con los resultados obtenidos en formato de Word.
	Envía un cuadro de dialogo de instrucciones para el usuario.

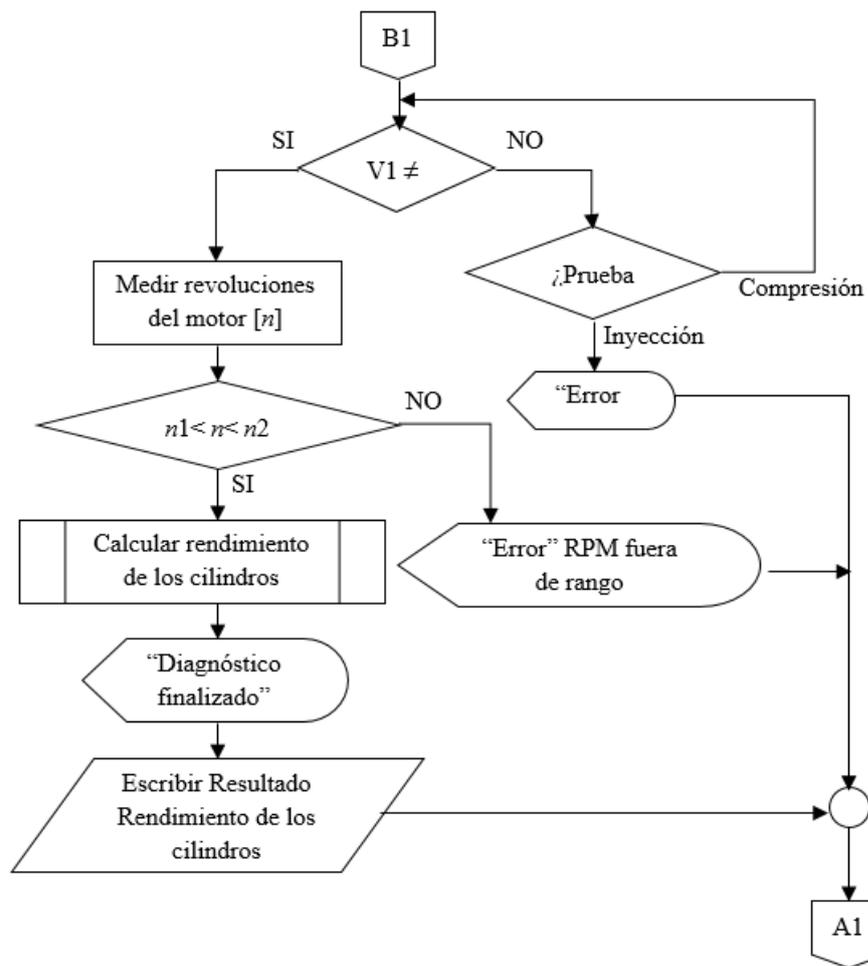
B.3 Reconstrucción de la curva de torque y diagnóstico de inyección o compresión por cilindro.



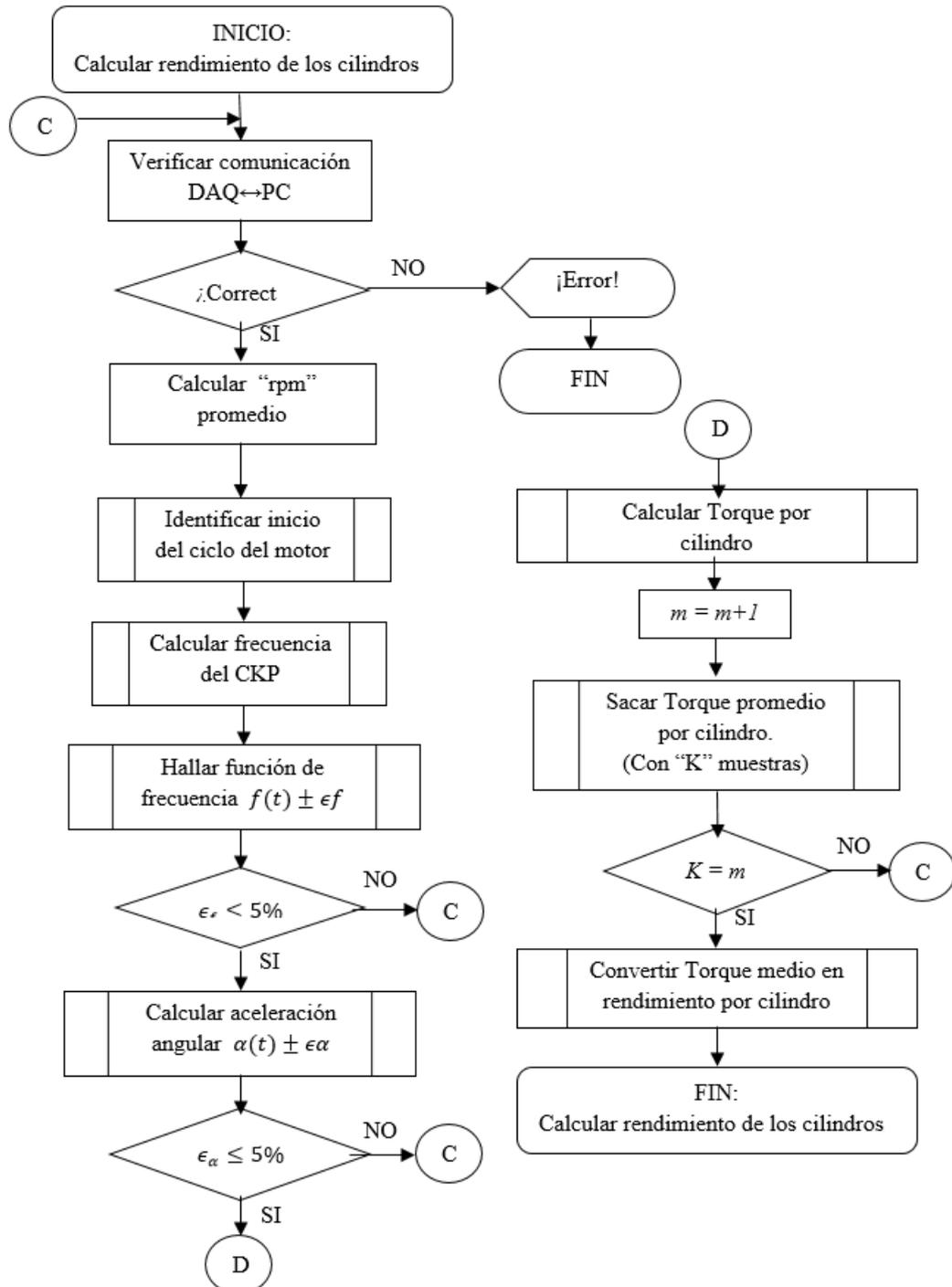
C DIAGRAMAS DE FLUJO DE LOS PROCESOS INVOLUCRADOS PARA EL DESARROLLO DEL ALGORITMO.

C.1 Programa de diagnóstico del motor NISSAN FD6.

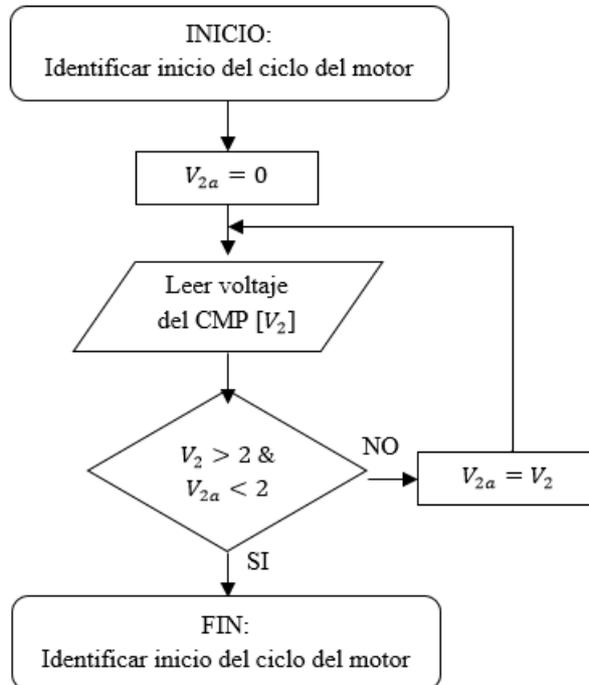




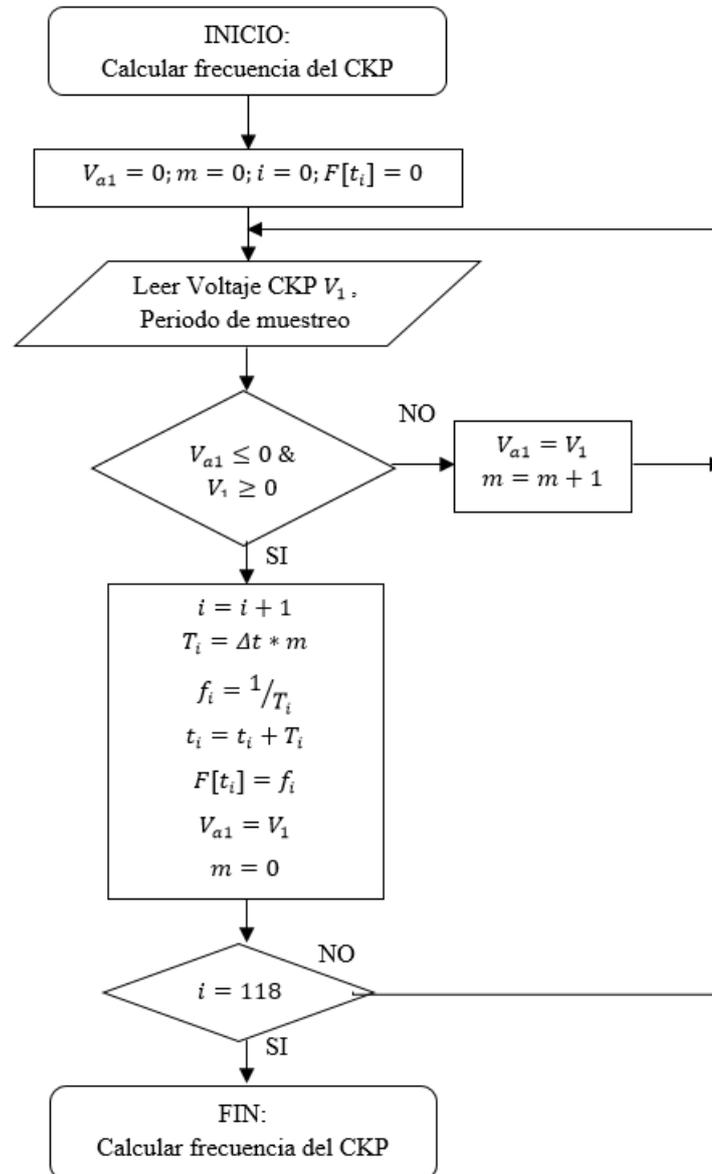
C.2 Sub-rutina para calcular el rendimiento de los cilindros.



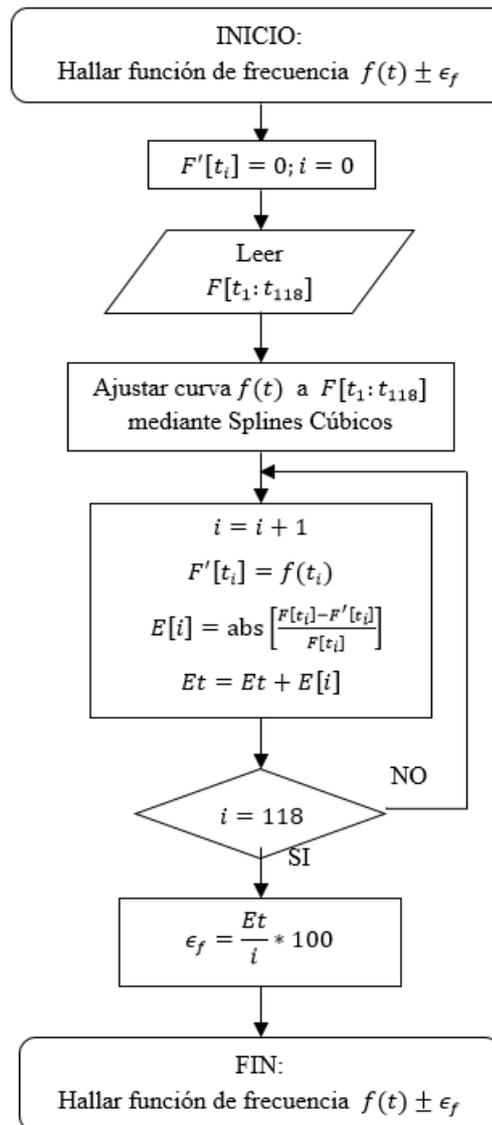
C.3 Sub-rutina para identificar el inicio del ciclo del motor a partir de la señal del CMP.



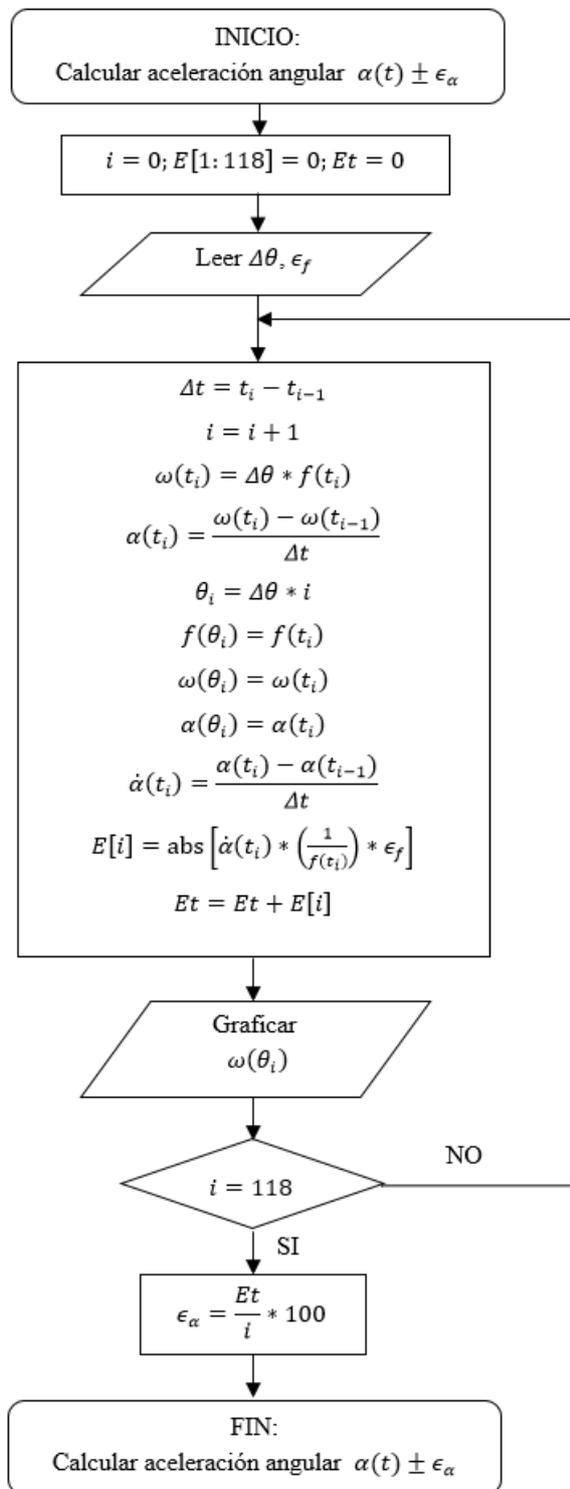
C.4 Sub-rutina para el cálculo de la frecuencia de la señal del sensor CKP.



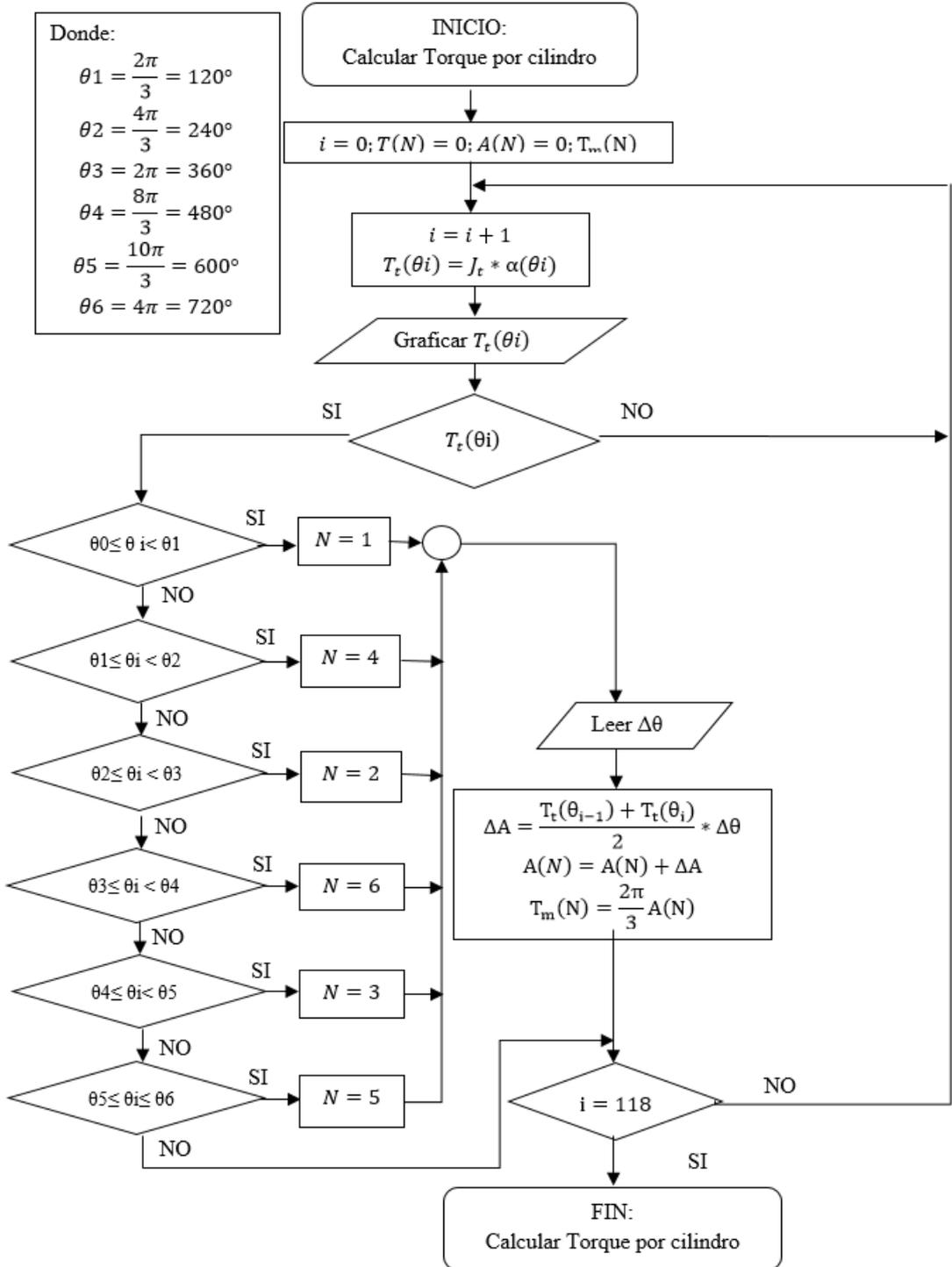
C.5 Sub-rutina para hallar una función de frecuencia de giro del cigüeñal.



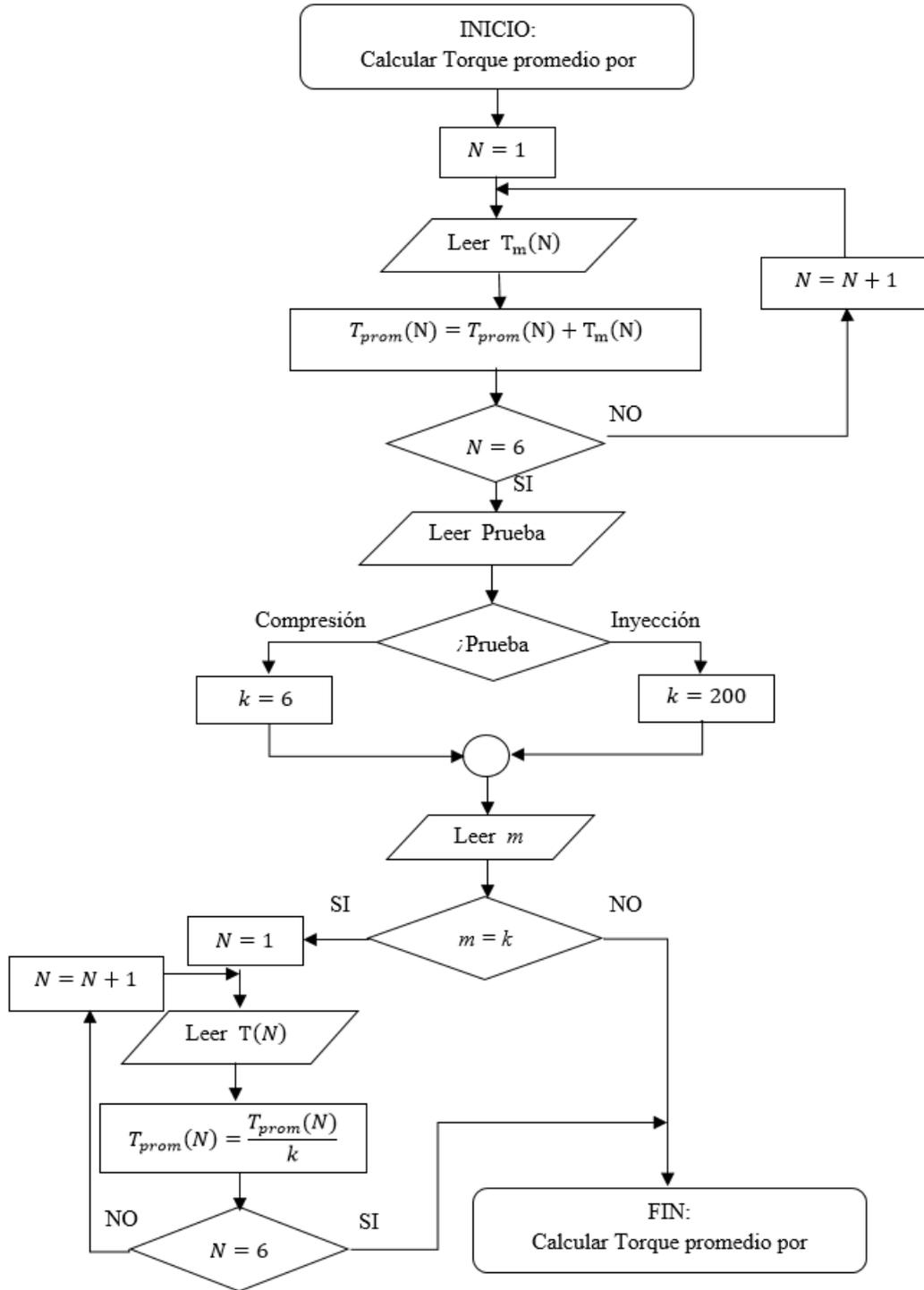
C.6 Sub-rutina para calcular la velocidad y aceleración angular del cigüeñal.



C.7 Sub-rutina para calcular el Torque total y parcial por cilindro.



C.8 Sub-rutina para calcular el Torque promedio por cilindro.



C.9 Sub-rutina para convertir Torque medio en rendimiento por cilindro.

