

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

Carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz.

TITULO:

“ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UN MOTOR DE
ENCENDIDO POR COMPRESIÓN TOYOTA 3L
MEDIANTE LA APLICACIÓN DE UN SISTEMA
BIFUEL DIESEL – GLP”

TESIS PREVIO A LA
OBTENCIÓN DEL TITULO
DE INGENIERO MECÁNICO AUTOMOTRIZ

NOMBRES DE LOS AUTORES:

CHICA SEGOVIA JUAN FERNANDO

JARRIN VAZQUEZ MARCO ANTONIO

DIRECTOR: ING. PAUL NARVÁEZ

CUENCA – ECUADOR

2012

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por los estudiantes Juan Fernando Chica Segovia y Marco Antonio Jarrin Vázquez, bajo mi supervisión.

A handwritten signature in blue ink, appearing to be 'P. Narváez', written over a horizontal line.

Ing. Paúl Narváez
DIRECTOR DE TESIS

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD

Los contenidos, ideas, resultados manifestados y conclusiones en el presente trabajo, son de exclusiva responsabilidad de los autores.

La Universidad Politécnica Salesiana puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido en su Reglamento y Normativa Institucional presente.

Cuenca, Octubre 2012



Juan Fernando Chica
Autor de tesis



Marco Antonio Jarrin
Autor de tesis

AGRADECIMIENTO

A la Universidad, que nos brindó un lugar en donde formarnos como buenos ciudadanos, para servir con honestidad a la sociedad; de igual forma queremos agradecer a los Salesianos que han dedicado su vida al servicio de los más necesitados, en nuestra ciudad y en todo el país.

A todos los profesores que con dedicación nos inculcaron el saber durante toda la vida estudiantil; además nos han guiado con entereza hacia el conocimiento académico y la formación humana.

Nuestro agradecimiento especial al Ingeniero Fabricio Espinoza quien de manera incondicional nos ha apoyado durante todo el desarrollo de este trabajo, de igual manera nuestro más sincero agradecimiento al Ing. Paúl Narváez, quien durante el transcurso de este proyecto aportó con sus conocimientos y su dirección, logrando en conjunto una óptima culminación de este trabajo de tesis.

DEDICATORIA

A Dios, quien ha hecho posible todo un universo, y quien me concedió la vida y la inteligencia para vivirla.

A mis padres que me dieron cariño; me enseñaron a caminar por el sendero del bien y me dejaron la mejor herencia que un hijo puede desear, el estudio, la honradez y el trabajo.

A mis hijos Juan Fernando y José Eduardo, a quienes de todo corazón deseo que encuentren en el ejemplo, en el esfuerzo, en la honestidad y la constancia el verdadero tesoro que aliente sus espíritus y los guíe durante toda su vida.

A mi Esposa Mónica quien ha demostrado que a más de ser una compañera fiel, que comparte los momentos alegres también ha sido un apoyo firme en los momentos más duros de mi vida, y a quien debo el estudio universitario.

A todos mis amigos y compañeros que durante los años de estudio compartieron una sala de clases, unos libros de estudio, el sufrimiento y la alegría presente en la vida universitaria; me supieron dar su amistad, y el ánimo necesario para culminar con éxito esta carrera.

JUAN FERNANDO

DEDICATORIA

Al ser supremo sobre todas las cosas Dios, por el conocimiento y la fortaleza de siempre mantenerme por el camino del bien.

A mis hermosas hijas Alejandra y Hanny por ser los seres que han iluminado mi existencia y han sido mi fortaleza para salir adelante y así alcanzar un logro tan importante como es la obtención de tan preciado triunfo.

Gracias a mi madre quien desde niño supo inculcarme los valores como la honradez, y el respeto, y en el transcurso de mis estudios ha sido mi guía, mi amiga porque gracias a sus consejos supo guiarme y nunca permitió que desfallezca hasta obtener mi meta planteada.

A mis hermanos Remigio y Juan Diego quienes de una u otra manera siempre estuvieron a mi lado apoyándome en los momentos que más lo necesitaba.

Un agradecimiento muy especial a cada uno de los docentes Salesianos que gracias a sus principios y valores supieron transmitirme todo su conocimiento de quienes mantengo muy gratos recuerdos.

MARCO ANTONIO

INTRODUCCION

La contaminación del aire es uno de los problemas ambientales más importantes en la actualidad, y es resultado del progreso desmedido del ser humano. Lo que origina la contaminación principalmente es el resultado de las actividades industriales, vehiculares, comerciales, domésticas y agropecuarias.

El crecimiento urbano, la concentración industrial y el aumento descontrolado del transporte son los tres factores más difíciles de resolver, sobre todo cuando no se tiene leyes estrictas para el control de la contaminación y peor aún si no existe conciencia ciudadana.

La calidad del aire en la ciudad de Cuenca se ha deteriorado en gran medida por el notable crecimiento del parque automotor (9% de crecimiento anual), el aumento en el consumo de combustibles fósiles (9.4% de crecimiento anual), la mala calidad de los combustibles que se comercializan (altos contenidos de azufre en el diesel) en el país, y en menor grado por la contaminación del aire ocasionada por emisiones industriales, mineras e incendios forestales.

Por estas razones de peso existe la necesidad de implementar sistemas que sean capaces de mejorar la combustión en los motores endotérmicos y propender a disminuir la contaminación al aire.

Este trabajo de tesis busca mejorar la calidad del aire, mediante la aplicación del Gas licuado de petróleo (GLP) como complemento de la energía introducida en los motores endotérmicos de encendido por compresión, con el objetivo principal de reducir las emisiones contaminantes al aire que producen los motores diesel.

Este trabajo está centrado específicamente en la reducción de la contaminación al aire y para lograr tal objetivo ha sido necesario desarrollar algunas actividades como, emplazar un motor diesel en un banco soporte que facilita las pruebas respectivas, también se construyó un sistema de inyección de gas que inyecta Glp en el colector de admisión, y para poder controlar la correcta inyección del gas se instaló un computador que basado en las lecturas del número de revoluciones del motor, de la temperatura del refrigerante y de la temperatura del aire de admisión, procesa y envía a través de dos actuadores la cantidad necesaria de gas según el requerimiento del motor.

Además este sistema permite modificar sus parámetros logrando variar entre otros la cantidad de gas inyectada, esto facilita enormemente que se pueda realizar un sinnúmero de ensayos buscando el equilibrio entre el buen funcionamiento del motor y la disminución de gases contaminantes. En este punto es necesario aclarar que el motor trabaja siempre mediante el ciclo diesel.

INDICE

CAPITULO I

1. ESTUDIO DE LOS COMBUSTIBLES DIESEL Y GLP	Pag.
1.1 Introducción.....	1
1.2 Características del Combustible Diesel.....	1
1.2.1 Índice de cetano.....	3
1.2.1.1 Detonación de los motores diesel.....	5
1.2.2 Volatilidad.....	5
1.2.3 Punto de Fluidez.....	6
1.2.4 Punto de Turbiedad.....	6
1.2.5 Viscosidad.....	7
1.2.6 Gravedad.....	7
1.2.7 Punto de Inflamabilidad.....	7
1.2.8 Residuos de Carbón.....	8
1.2.9 Azufre.....	8
1.2.10 Ceniza.....	8
1.3 Estudio del Glp (Gas Licuado De Petróleo).....	9
1.4 Origen del G.L.P.....	9
1.5 Composición del G.L.P.....	11
1.6 Características del Gas Licuado de Petróleo (Glp).....	11
1.7 Usos y Aplicaciones del Glp.....	13
1.7.1 En el sector industrial	14
1.7.2 En el sector comercial	14
1.7.3 En el sector domestico.....	14
1.8 Comparación del Glp con otros combustibles.....	15
1.9 Ventajas Medio Ambientales.....	15
1.10 Advertencia de Seguridad.....	17

CAPITULO II

2. IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA BIFUEL DIESEL GLP AL MOTOR TOYOTA 3L MEDIANTE UNA UNIDAD ELECTRÓNICA DE CONTROL MEGASQUIRT.

2.1 Introducción.....	18
2.2 Sistema Bifuel Diesel Glp.....	18
2.3 Elementos constitutivos del Sistema Bifuel Diesel Glp.....	19
2.3.1 Riel calefactor de gas.....	20
2.3.2 Soporte colector de aire y gas.....	20
2.3.3 Inyectores de gas.....	22
2.3.4 Válvula reguladora de presión de gas.....	24
2.3.5 Rueda fónica.....	24
2.3.6 Sensor CKP.....	25
2.3.7 Sensor de temperatura del aire de admisión (IAT).....	25
2.3.8 Sensor de temperatura del líquido refrigerante(ECT)	26
2.3.9 Depósito de gas.....	28

2.3.10	Manguera de alta presión de gas.....	29
2.3.11	Filtro de aire.....	30
2.3.12	Válvula de paso de gas	31
2.3.13	Cableado principal de conexión del ECM.....	32
2.3.14	Unidad electrónica de control Programable.....	33
2.3.14.1	Ventajas.....	35
2.3.14.2	Facilidad de programación.....	35
2.3.14.3	Proceso de control de inyección.....	35
2.3.14.3.1	Mapeo de inyección.....	35
2.4	Instalación del software para la programación de la Mega Squirt MS-II.....	36
2.4.1	Programación de la ECU.....	37
2.4.1.1	Communication Settings.....	38
2.4.1.2	Required Fuel.....	38
2.4.1.3	Inyector Control.....	39
2.4.1.3.1	Inyector Staging.....	39
2.4.1.3.2	Injectors.....	40
2.4.1.4	MAP type.....	40
2.4.1.5	Inyector Characteristics.....	41
2.4.1.6	PWM Current Limit.....	41
2.4.1.7	PWM Time Threshold.....	41
2.4.1.8	Parámetros de Calibración del Sensor TPS.....	41
2.4.1.9	Coolant Temperature.....	42
2.4.1.10	Air Temperature.....	43
2.4.1.11	Cranking Settings.....	43
2.4.1.12	After Start Enrichment Settings.....	44
2.4.1.13	ASE Timer.....	44
2.4.1.14	ASE TOTAL TIME.....	44
2.4.1.15	ASE Mode.....	44
2.4.1.16	MAP mode during ASE.....	45

CAPITULO III

3. ESTUDIO TERMODINAMICO DE LA COMBUSTION DIESEL – GLP, DEL MOTOR TOYOTA 3L.

3.1	Cálculos teóricos de concentración de contaminantes y rendimientos de la mezcla diesel-G.L.P eficiente.....	46
3.1.1	Cálculo de aire teórico combustión completa del Diesel (at, CO ₂ , H ₂ O y N ₂).....	46
3.1.1.1	Composición del Diesel.....	46
3.1.1.2	Composición molar del Diesel.....	47
3.1.1.3	Combustión Teórica.....	48
3.1.1.4	Cálculo de la relación estequiométrica.....	50
3.1.1.5	Composición de los productos de la Combustión Teórica.....	51
3.1.1.6	Ecuación de combustión Real.....	51
3.1.1.6.1	Medición del flujo másico.....	52
3.1.1.6.2	Determinación de la cantidad de combustible inyectada por cilindro y ciclo.....	55

3.1.1.7	Característica del combustible.....	59
3.1.1.8	Fracción Másica del Combustible.....	59
3.1.2	Cálculo de aire teórico combustión completa del GLP.....	62
3.1.2.1	Composición del GLP	63
3.1.2.2	Composición molar del GLP.....	63
3.1.2.3	Combustión Teórica	64
3.1.2.4	Cálculo de la relación estequiométrica GLP.	65
3.1.2.5	Composición de los productos de la Combustión Teórica... ..	66
3.1.2.6	Característica del Combustible GLP.....	66
3.1.3	Balance Energético.....	69
3.1.3.1	Ecuación de combustión de la mezcla Diesel GLP.....	70
3.1.3.2	Característica de Combustible.....	71
3.1.3.2.1	Composición de la mezcla en función de la Proporción	71
3.1.3.3	Tiempo Aparente de Combustión TAC.....	72
3.1.4	Formación de Productos	73
3.1.4.1	Dióxido y Monóxido de Carbono	73
3.1.4.2	Óxido Nítrico.....	76
3.1.4.3	Dióxido de Nitrógeno.....	77
3.1.4.4	Óxidos de Nitrógeno.....	78
3.1.4.5	Hidrocarburos no Combustionados	79
3.1.5	Determinación de contaminantes para $x=0$	80
3.1.5.1	Determinación de contaminantes para $x=0$ a 750 RPM.....	81
3.1.5.2	Determinación de contaminantes para $x=0$ a 1200 RPM.....	83
3.1.5.3	Determinación de contaminantes para $x=0$ a 2000 RPM.....	84
3.1.6	Determinación de la proporción óptima de la mezcla Diesel-GLP.....	86
3.1.6.1	Determinación de contaminantes para $x=0.2$ a 750 RPM... ..	90
3.1.6.2	Determinación de contaminantes para $x=0.2$ a 1200 RPM.....	92
3.1.6.3	Determinación de contaminantes para $x=0.2$ a 2000 RPM.....	94

CAPITULO IV

4. ANALISIS DE LOS GASES DE ESCAPE DEL SISTEMA BIFUEL DIESEL-GLP AL MOTOR TOYOTA 3L

4.1	Antecedentes.....	96
4.2	Mediciones realizadas.....	97
4.3	Gases de combustión.....	98
4.3.1	Metodología de la medición.....	98
4.3.2	Equipo analizador.....	99
4.3.3	Ajuste del equipo de medición.....	100
4.4	Normativa.....	101
4.5	Condiciones de la medición y eventualidades.....	102
4.5.1	Condiciones meteorológicas.....	102

4.5.2 Condiciones del proceso.....	102
4.5.3 Eventualidades durante la medición de gases.....	103
4.6 Mediciones y resultados.....	103
4.6.1 Prueba con combustible “diesel premium”.....	103
4.6.2 Prueba con “mezcla de combustible diesel premium-glp.....	120
4.7. Análisis comparativo de parámetros.....	135
4.7.1 Análisis gráfico.....	137
4.7.1.1 Comparación de concentraciones de monóxido de carbono (CO) versus el tipo de combustible.....	137
4.7.1.2 Comparación de concentraciones de óxidos de nitrógeno (no, no ₂ y nox) versus el tipo de combustible.....	138
4.7.1.3 Comparación de concentraciones de dióxido de azufre (so ₂) versus el tipo de combustible.....	139
4.7.1.4 Comparación de emisiones de monóxido de carbono (CO) versus el tipo de combustible.....	140
4.7.1.5 Comparación de emisiones de óxidos de nitrógeno (nox) versus el tipo de combustible.....	141
4.7.1.6 Comparación de emisiones de dióxido de azufre (so ₂) versus el tipo de combustible.....	142
 4.8 CONCLUSIÓN DE LOS CALCULOS TEORICOS EN BASE A LAS MEDICIONES DE GASES DE ESCAPE.....	 143
 CONCLUSIONES.....	 151
 RECOMENDACIONES.....	 151
 BIBLIOGRAFIA.....	 152

CAPITULO I

ESTUDIO DE LOS COMBUSTIBLES DIESEL Y GLP

1.1 INTRODUCCIÓN

Antes de tratar sobre el combustible diesel se dará una breve explicación del funcionamiento del motor ciclo diesel. Este motor basa su funcionamiento en el autoencendido; en la fase de admisión se aspira únicamente aire que luego es comprimido en la cámara de compresión entre 14 a 24 veces, esto hace que se eleve la temperatura por el orden de los 900 °C, en ese momento el combustible *Diesel* es inyectado finamente pulverizado a presiones que pueden alcanzar los 2000 bar, el combustible inyectado se inflama al mezclarse con el aire caliente y se produce la expansión de los gases lo que impulsa al pistón hacia abajo, produciéndose la fase conocida como trabajo. Por tanto para que un motor de encendido por compresión funcione correctamente es indispensable que el combustible diesel sea dosificado de manera precisa, además de reunir ciertas características, como las que detallaran a continuación¹.

1.2 CARACTERÍSTICAS DEL COMBUSTIBLE DIESEL

Para asegurarse de que se tienen las características correctas y se mantiene la uniformidad del producto, el proceso de refinación usado para producir combustible diesel debe controlarse con mucha precisión.

La American Society for Testing Materials (ASTM) ha establecido una clasificación de los combustibles diesel basándose en su utilidad general para los distintos tipos de servicio de motores diesel².

¹Basado en: es.wikipedia.org/wiki/Motor_diesel.

Basado en: <http://www.sured.info/defe/diesel.html>.

²Fuente: basado en <http://www.wearcheckiberrica.es/>

Los principales grados tratados en el ASTM 'Tentative Clasification of Diesel Fuel Oils son:

- Combustible Diesel No. 1-D
- Combustible Diesel No. 2-D

Ambos se usan en motores diesel de alta velocidad en la agricultura y la industria.

REQUISITOS DE LIMITACION ASTM PARA LOS COMBUSTIBLES DIESEL												
Combustible diesel	Punto de inflamabilidad :Temp	Punto de fluidez:Temp	Agua y sedimento%vol	Residuo de carbon 10% en residuos	Ceniza % peso	Temperatura de destilacion 90%		Viscosidad Cinematica a 100°F		Azufre % Peso	Corrosion Tira de Cobre	Indice de Cetano
	Min	Max	Max	Max	Max	Min	Max	Min	Max	Max	Max	Max
No. 1 D	100 °F(38°C)	.	Vestigo	0,15	0.01	.	550°F(290°C)	1.4	2.5	0.50	No.3	40
No. 2 D	125°F(52°C)	.	0.05	0.35	0.01	540°F(280°C)	640°F(340°C)	2.0	4.3	0.50	No.3	40

Tabla 1.1 Clasificación de los Combustibles Diesel

Fuente: www.wearcheckiberrica.es/

* Para el funcionamiento en tiempo frío, el punto de fluidez debe especificarse 10°F (-12°C) debajo de la temperatura ambiente a la cual va a funcionar el motor excepto cuando se proveen dispositivos para calentar el fuel oíl.

**Cuando se especifica un punto de fluidez inferior a 0°F (17°C), la viscosidad mínima debe ser 1,8 y no se debe tomar en cuenta el punto mínimo de 90%

***El combustible diesel de baja volatilidad, No. 4-D, se recomienda sólo para los motores de baja y media velocidad.

Grado No. 1-D

El grado No. 1 -D es la clase de petróleos combustibles volátiles desde el keroseno hasta los destilados intermedios. Estos combustibles se usan en motores de alta velocidad en servicios que comprenden variaciones frecuentes y relativamente amplias de cargas y velocidades, y también donde se encuentran temperaturas de combustible anormalmente bajas.

Grado No. 2-D

El grado No. 2-D es la clase de petróleos de gas destilado de volatilidad más baja. Estos combustibles se usan en motores de alta velocidad en servicios que comprenden cargas relativamente altas y velocidades uniformes, o en motores que no requieren combustibles que tienen volatilidad más alta u otras propiedades especificadas para el grado No. 1-D.

En la tabla al pie se muestran los requisitos de limitación de ASTM para estos grados de combustible diesel. A continuación se discuten algunas de las características de los combustibles. Recordar que el diseño del motor y funcionamiento afectan materialmente el tipo de combustible que mejor se adapta al motor.

1.2.1 Índice de cetano

El método para determinar la calidad del encendido del combustible diesel en términos de índice de cetano es similar al usado para determinar la calidad antidetonante de la gasolina en términos de índice de octano.

Tal como en el caso de la escala de índice de octano, la de cetano representa las mezclas de dos combustibles de referencia de hidrocarburo puro. El cetano es un hidrocarburo con una calidad de encendido muy alta, y se eligió para representar la parte superior de la escala con un número de cetano de 100. El hidrocarburo llamado alfa metilnaftaleno tiene una calidad de encendido muy baja, y se seleccionó para representar la parte inferior de la escala con el número cero.

Las mezclas de estos dos hidrocarburos representan las calidades intermedias de encendido, y su índice de cetano es el porcentaje de cetano en la mezcla. Por ejemplo, una mezcla de combustible de referencia que contiene 30 por ciento de cetano y 70 por ciento de alfa metilnaftaleno tiene asignado un índice de cetano de 30.

El motor usado para determinar el índice de cetano es uno de relación de compresión variable, de un cilindro (ASTM) estandarizado con equipo especial de carga y accesorios.

Bajo prueba, la relación de compresión del motor de ensayo se varía hasta que la combustión comienza en el punto muerto superior. Con el comienzo de la inyección de combustible regulada a 13° PMI y con la combustión regulada para comenzar en el

punto muerto superior, se produce un período de retardo de encendido de 13° (2,4 milisegundos a 900 rpm.)

Este procedimiento se repite usando mezclas de combustible de referencia hasta que el combustible desconocido se agrupa entre dos mezclas de referencia que difieren en no más de 5 índices de cetano. Luego, conociendo los índices de cetano de las mezclas agrupadas y de las regulaciones de compresión requeridas por el período de retardo fijo para las mezclas de referencia y el combustible de muestra, se puede obtener el índice de cetano de la muestra mediante cálculos.

El índice de cetano del combustible diesel depende principalmente de su composición de hidrocarburos. En general, los hidrocarburos aromáticos tienen un índice de cetano bajo, las parafinas tienen un índice de cetano alto, y los naftenos están entremedio. Por lo tanto, es aparente que las materias primas base y los procesos de refinación usados en la fabricación de los combustibles diesel son todos importantes para determinar la calidad del encendido. El refinador encara constante mente el problema de mezclar las materias primas para lograr la calidad adecuada de encendido sin sacrificar otras características necesarias, tales como el punto de fluidez y la volatilidad.

La calidad del encendido de un combustible diesel puede también mejorarse usando aditivos, tal como amilnitrato. No hay que confundir la relación entre el índice de cetano del combustible diesel y el rendimiento de un motor fijo con la relación entre el índice de octano de la gasolina y el rendimiento de un motor de encendido por chispa.

En los motores de gasolina, el aumento del índice de octano mejora el rendimiento potencial del motor mediante el aumento de la relación de la compresión o súper carga, y el requerimiento del índice de octano generalmente se fija según la demanda de carga plena del motor.

En los motores diesel, el nivel conveniente del índice de cetano se establece según los requerimientos para una buena calidad de encendido bajo cargas livianas a bajas temperaturas.

En general, los combustibles de cetano alto permiten que el motor arranque a temperaturas de aire más bajas, proporcionando un calentamiento más rápido del motor sin que se produzca falla del encendido o se evita humo blanco, reduce la velocidad de

formación del barniz y depósitos de carbón y elimina la aspereza de la combustión o detonación diesel.

Sin embargo, los índices de cetano demasiado altos pueden conducir a una combustión incompleta y escape de humo si el período de retardo de encendido es muy corto para permitir la mezcla correcta del combustible y aire dentro del espacio de combustión.

El índice de cetano de los combustibles diesel vendidos en los Estados Unidos de América varía de 33 a 64.

1.2.1.1 Detonación de los motores diesel

En un motor de encendido por chispa, donde la carga de combustible-aire se mezcla y luego se comprime antes de que se lleve a cabo el encendido, la detonación es causada por la inflamación “Demasiado rápida” del combustible. Para controlarla velocidad de quemado, se agrega plomotetraetilo.

En los motores diesel, la detonación se debe al encendido Muy lento del combustible. Este debe empezar a quemarse casi tan pronto como se inyecta, si hay mucho retardo, se produce una acumulación de combustible que se quema con una fuerza explosiva y produce detonación.

Un buen combustible diesel provee una combustión espontánea temprana. Por el contrario, los combustibles de gasolina buenos evitan la inflamación espontánea.

1.2.2 Volatilidad

Las características de destilación de combustible diesel son esenciales para la buena combustión de un motor diesel. Las características se logran equilibrando cuidadosamente las fracciones de petróleo, livianas y pesadas durante el proceso de refinación. Los componentes de la mezcla que hierven a temperaturas más altas tienen valores de calentamiento más altos que las fracciones más livianas.

Aunque muchas de las fracciones pesadas en el producto final pueden mejorar la economía de combustible, pueden ser nocivas debido a la formación de depósitos dentro del motor.

Demasiado fracciones livianas pueden facilitar el arranque del motor y proveer una combustión más completa bajo una variedad de condiciones del motor. Sin embargo, los

productos livianos de petróleo generalmente tienen calidad baja de encendido. Más aún, no liberan tanta energía por litro como lo hacen las fracciones más pesadas.

Las características de volatilidad también influyen en la cantidad y tipo de humo de escape y olor. Las temperaturas en que se evapora en 10%, 50% y 90% del combustible durante una prueba de destilación son puntos de control importantes para lograr el mejor equilibrio de la volatilidad.

1.2.3 Punto de Fluidéz

El combustible diesel debe ser capaz de fluir a las temperaturas atmosféricas más bajas anticipadas. Las temperaturas más bajas en que el combustible deja fluir se conocen como un punto de fluidéz.

A medida que disminuye la temperatura del combustible hacia el punto de fluidéz, el combustible se vuelve más lento y duro de bombear por los conductos de suministro de combustible, filtros de combustible y sistemas de inyección.

La temperatura del punto de fluidéz de un combustible está más relacionada con la estructura molecular de los hidrocarburos componentes. Por ejemplo, los naftenos tienden a tener puntos de fluidéz bajos e índices de cetano relativamente bajos, mientras que las parafinas tienden a tener puntos de fluidéz altos e índices de cetano relativamente altos.

Como los puntos de fluidéz bajos a menudo se pueden obtener solamente a expensas de índices de cetano más bajos o volatilidad más alta, la especificación del punto de fluidéz no debe ser más baja de lo necesario.

1.2.4 Punto de Turbiedad

Los combustibles diesel se vuelven turbios y forman cristales de parafina y otras sustancias sólidas a cierta temperatura superior al punto de fluidéz. La temperatura en que comienza la turbiedad se llama punto de turbiedad.

Como los cristales de parafina obturan los filtros de combustible y los conductos de suministro, y como esto ocurre a temperaturas superiores al punto de fluidéz, el punto de turbiedad puede ser aún más importante en una especificación de combustible que el

punto de fluidez. Al igual que este último, el punto de turbiedad depende de la composición de hidrocarburos de combustible.

Aunque los puntos de turbiedad parecen producirse desde 8 a 10°F (-13 a -12°C) sobre los puntos de fluidez, es común encontrar puntos de turbiedad tan altos como 15 y hasta 20°F (-9 a -7°C) sobre los puntos de fluidez.

1.2.5 Viscosidad

Las bombas de inyección de un motor diesel trabajan más eficazmente cuando el combustible tiene el “cuerpo” o viscosidad adecuados. Las viscosidades más bajas pueden requerir mantenimiento más frecuente de las piezas del sistema de inyección. La viscosidad también puede tener cierta influencia en la atomización del combustible cuando se lo inyecta.

Si la viscosidad es demasiado alta, se pueden producir presiones excesivamente altas en el sistema de inyección. Por lo tanto, la viscosidad o resistencia correcta para que fluya el combustible diesel se vuelve un requisito importante.

1.2.6 Gravedad

La gravedad del combustible diesel es el índice de su densidad o peso por volumen de unidad. Mientras más denso el combustible, más alto el contenido calorífico. Como el combustible se compra basado en el volumen, la gravedad se usa para las especificaciones de compras y algunas veces en las inspecciones de entrega. La gravedad se mide en ‘grados API’. Mientras más alta la gravedad API de un combustible, más baja la densidad o gravedad específica.

En general, la selección de los refinadores de mezclar las materias primas y los procesos de refinación para lograr las características de volatilidad deseadas y el índice de cetano determina cual será la gravedad específica.

1.2.7 Punto de Inflamabilidad

El punto de inflamabilidad es la temperatura a la cual debe calentarse el combustible para crear una mezcla suficiente de vapor de combustible y aire encima de la superficie del líquido de modo que el encendido se produzca cuando la mezcla queda expuesta a la llama. Los distintos estados y compañías de seguros exigen ciertos requisitos

obligatorios para el punto de inflamabilidad basándose en los peligros de incendio, que deben tomarse en cuenta cuando se escriben las especificaciones de combustible diesel.

1.2.8 Residuos de Carbón

La tendencia del combustible diesel a formar depósitos de carbón en un motor puede calcularse aproximadamente determinando el residuo de carbón de combustible. El residuo de carbón es la cantidad de material dejado después que se lleva a cabo la evaporación y descomposición química del combustible a una temperatura elevada por un período de tiempo especificado. Los valores altos de residuo de carbón indican la posibilidad de que haya gran cantidad de depósitos en la cámara de combustión y humo de escape.

Aunque las pruebas de residuos de carbón son bastantes eficaces para pronosticar la formación de depósitos de los combustibles base, no son buenos cuando los combustibles contienen mejoradores de encendido.

Cualquier especificación de residuo de carbón debe establecerse para el combustible base.

1.2.9 Azufre

Los combustibles diesel contienen diferentes cantidades de azufre, dependiendo de la fuente de origen de petróleo crudo, procesos de refinación, y el grado de azufre tiende a ser más prevalente en las fracciones con punto de ebullición más alto.

El contenido alto de azufre puede convertirse en problema para el funcionamiento del motor diesel a bajas temperaturas y durante operaciones intermitentes del motor. Bajo estas condiciones, en que hay más condensación de humedad, se puede producir corrosión fría y aumentar el desgaste del motor al usar combustibles que contienen una cantidad excesiva de azufre.

1.2.10 Ceniza

En el combustible diesel se encuentran pequeñas cantidades de materia no inflamable en forma de jabones metálicos solubles y sólidos abrasivos. Como los inyectores del motor diesel son unidades fabricadas a precisión con ajustes y tolerancias muy estrechos, son sensibles a cualquier material abrasivo en el combustible.

El método ASTM usado para determinar la cantidad de estos materiales en un combustible diesel mide el contenido de ceniza del combustible. Esto se hace quemando una pequeña muestra de combustible en un recipiente que ya se ha pesado hasta que toda la materia de carbón desaparezca, tal como lo muestra el recipiente y el residuo que alcanza un peso constante. El peso del residuo sin quemar dividido por el peso de la muestra de combustible original y multiplicado por cien es lo que se indica como contenido de ceniza de combustible (porcentaje por peso).

ESTUDIO DEL GLP (GAS LICUADO DE PETROLEO)

1.3 INTRODUCCIÓN

El **gas licuado del petróleo (G.L.P)** es la mezcla de gases condensables presentes en el gas natural, o disueltos en el petróleo. Los componentes del GLP, aunque a temperatura y presión ambientales son gases, son fáciles de condensar, de ahí su nombre.

Conocido por su eficiencia y versatilidad, se está viendo cada vez más en el mundo como una fuente de energía atractiva, sobre todo para la gente que está harta de las altas facturas por el gasto de las energías tradicionales.

Cuenta con características similares a la gasolina, sus 115 octanos hacen del GLP un combustible con menos sustancias tóxicas, reduce sustancialmente el monóxido de carbono y el anhídrido sulfuroso, además no contiene aditivos químicos como el plomo y aromáticos, por lo tanto ayuda a reducir la contaminación preservando la salud de las personas y del medio ambiente.³

1.4 ORIGEN DEL G.L.P

El G.L.P es un gas derivado de fósiles, como el gas natural o el petróleo. Se puede refinar de estos dos componentes de la misma manera que la gasolina. Mientras que la mayoría de las compañías no están enfocadas a este tipo de combustible, no obstante los

³ Fuente: Basado en <http://www.austrogas.com.ec/index.php>.

producen porque son un bioproducto en el proceso de refinamiento para otros combustibles.⁴

Cuando una compañía extrae gas natural del suelo, un noventa por ciento es metano. El resto viene en forma de varios gases, los cuales la compañía separa del metano antes de que se use para los hogares. La cantidad de petróleo licuado que viene del gas natural varía, pero usualmente es del 1 al 3 por ciento.

Los gases son separados del petróleo también, como ya se ha mencionado. El proceso de refinado produce un 3 por ciento de este tipo de gas, aunque dependiendo del método utilizado, puede aumentar considerablemente.

Los orígenes del GLP en el mercado nacional se pueden atribuir a la producción de gas en los campos de Ancón (Provincia del Guayas), por la explotación de crudo de la compañía inglesa ANGLO. Las instalaciones de refinación de gas en ese entonces, no permitían obtener una separación de fracciones de gas que hubiera facilitado el consumo a nivel nacional del gas propano. Estas razones, acompañadas a las especificaciones que debían tener las gasolinas utilizadas en los vehículos de la época, influyeron en que las instalaciones de refinación de gas y petróleo instaladas en el país, no permitan la producción de propano en forma separada del butano.

En nuestro país se desarrolló la tecnología de producción, el almacenamiento, la distribución, el consumo y las normas de control para una mezcla de propano butano (GLP), limitando un consumo de gas combustible de excelente poder calorífico que podrían tener mezclas de metano, etano y propano y que tendrían, un precio mucho menor por su fácil disponibilidad y por un requerimiento tecnológico menor para su elaboración en los campos del Oriente.

Los sitios de obtención de GLP en el país son dos: en la Refinería de Esmeraldas mediante los procesos de destilación atmosférica, de cracking catalítico de gasóleos y de la reformación de naftas del crudo extraído en los campos de EL Libertador y de Shushufindi en el oriente; y finalmente en la Refinería La Libertad con procesos de separación y lavado cáustico del gas extraído en los campos de Ancón en la costa. La producción total de estos sitios es de alrededor de 650 toneladas/día.

⁴Fuente: basado en <http://www.mityc.es/Energia/glp>

1.5 COMPOSICIÓN DEL G.L.P

El G.L.P está compuesto esencialmente por dos compuestos:

Propano: Es particularmente útil como un combustible portable porque su punto de ebullición es de $-42\text{ }^{\circ}\text{C}$. Esto significa que a temperaturas muy bajas, se vaporizará tan pronto como sea liberado del contenedor presurizado. El resultado es un combustible de quemado limpio que no requiere mucho equipamiento para vaporizarlo y mezclarlo con el aire.

Butano: Su punto de ebullición es aproximadamente de $-0.6\text{ }^{\circ}\text{C}$, lo cual significa que no se vaporizará en temperaturas muy frías. Esta es la razón de que el butano tenga usuarios más limitados y se mezcle con el propano en lugar de usarse por sí mismo.

En la práctica, se puede decir que el GLP es una mezcla de propano y butano. También se suele encontrar isobutano, el cual tiene la misma fórmula química que el butano pero con una estructura química diferente. Normalmente, el butano y el isobutano se mezclan con propano en varias proporciones, dependiendo el uso que se quiera dar al combustible.

1.6 CARTERISTICAS DEL GAS LICUADO DE PETRÓLEO (GLP)

Tienen una serie de características que los hacen seguros y prácticos:⁵

- El poder calorífico de los mismos es muy elevado, bajo en volumen, de una reserva de energía alta.
- Posee mayor octanaje y es más pesado que el aire.
- Tienen un aroma específico, lo que permite detectar un escape.
- No contienen óxidos de carbono, en consecuencia, no son tóxicos.
- Necesitan de aire para su combustión, 13 m^3 de aire para la combustión de 1 kg de gas.
- No son corrosivos.

⁵Fuente: Basado en:<http://www.bunet.es/index.bhp>

- Pasan al estado líquido con una presión relativamente baja. A una temperatura de 15 °C, la presión dentro de una garrafa es de 1.7 bar para el butano y 7.5 bar para el propano.
- Son almacenados y transportados en estado líquido. Con un pequeño volumen se dispone de gran energía.
- Es accesible para toda persona y en todo lugar sin necesidad de infraestructura compleja e inversión menor.

Las propiedades más importantes del GLP y de sus dos componentes fundamentales se exponen en tabla 1.1

NOMBRE	PROPANO	BUTANO	MEZCLA 70-30
Fórmula Química	C3 H8	C4 H10	-
Gravedad Específica (Líquido)	0.508	0.584	0.531
Gravedad Específica (vapor)	1.522	2.006	1.667
Temperatura de Ebullición	- 42.1 °C	- 0.5 °C	- 162.2 °C
Temperatura Máxima de la Llama	1925 °C	1895 °C	1916°C
Limites de Sup. Inflamabilidad	9.5	8.4	9.2
Inf. (%en aire gas)	2.4	1.9	2.2
Aire para la Combustión	24 x 1	31 x 1	26 x 1
Poder Calorífico	47,659	46,768	47,392
BTU/Kg (líquido)	24,238	27,432	25,196

BTU/litro (líquido)	6,105	6,91	6,347
Kcal/litro (líquido)	91	119	99
BTU/m ³ (vapor) Kcal/m ³ (vapor)	23	30	25
MetrosCúbicos de Vapor por Galón del líquido	1.032	0.900	0.99
Litros de Vapor por litro de líquido	272.72	237.93	262

Tabla 1.1 Propiedades y Componentes del GLP

Fuente: <http://www.austrogas.com.ec/index.php>

1.7 USOS Y APLICACIONES DEL GLP

Dentro de las principales ventajas que tiene el uso del GLP sobre otros combustibles, se deben mencionar: limpieza, economía, alto poder calorífico, fácil manejo y transporte, seguridad en su uso, razones por las cuales el uso del GLP es cada vez mayor en el ámbito industrial, comercial y doméstico⁶.

⁶ Basado en: GUERRA, Chavarino E, Manual Práctico de instalaciones de Depósitos fijos para GLP, Bellisco, 1998.

1.7.1 En el sector industrial

Se destaca el uso del GLP en: metal-mecánica, cerámica, industrial, alimenticia, textil, cría de aves, galvanizado, laboratorio, agricultura, etc. Las aplicaciones más importantes en este sector se dan en:⁷

- Hornos estacionarios y continuos.
- Calderas
- Equipos de corte y soldadura de metales.
- Quemadores industriales.
- En sopletes y mecheros.
- Secadoras.
- Incineradores y crematorios.
- Montacargas y vehículos.
- Como propelente en reemplazo del freón.

1.7.2 En el sector comercial

Se destaca el uso del GLP en: Panaderías, locales de expendio de alimentos, lavanderías, etc. Las aplicaciones más importantes en este sector se dan en:⁸

- Hornos.
- Secadoras de ropa.
- Cocinas industriales.
- Calentadores (Selfservice).

1.7.3 En el sector doméstico

Se destaca el uso del GLP en: viviendas unifamiliares, viviendas multifamiliares, edificios, piscinas, saunas, etc. Las aplicaciones más importantes en este sector se dan en:⁹

⁷ Basado en: GUERRA, Chavarino E, Manual Práctico de instalaciones de Depósitos fijos para GLP, Bellisco, 1998.

⁸ Basado en: GUERRA, Chavarino E, Manual Práctico de instalaciones de Depósitos fijos para GLP, Bellisco, 1998.

⁹ Basado en: GUERRA, Chavarino E, Manual Práctico de instalaciones de Depósitos fijos para GLP, Bellisco, 1998.

- Cocinas.
- Secadoras de ropa.
- Calentadores de agua.
- Calefactores.
- Calderos.
- Lámparas.

1.8 COMPARACIÓN DEL GLP CON OTROS COMBUSTIBLES

Un kg de G.L.P equivale a:

- 14 kWh de electricidad.
- 1.21 m³ de gas natural.
- 2.85 m³ de gas de hulla.
- 1.41 litros de petróleo.
- 1.7 litros de gasolina.
- 1.33 litros de fuel – oíl.
- 3 a 6 kg de leña.
- 1.5 a 2 kg de carbón.
- 1.5 litros de keroseno.
- 1.5 litros de gasoil.

1.9 VENTAJAS MEDIOAMBIENTALES

Estas ventajas son el argumento fundamental para justificar la utilización de G.L.P como combustible en una flota de autobuses urbanos, de manera que para acometer un proyecto de este tipo es necesario el compromiso y la apuesta por una política medioambiental decidida.

El uso del G.L.P permite alcanzar, en la actualidad, niveles de emisiones contaminantes mucho más reducidas que los que se espera que alcance la más avanzada tecnología diesel en los próximos años.

En concreto, estas ventajas se presentan en tres vertientes:

- Emisiones contaminantes reguladas por la normativa vigente, denominada Euro III: CO (monóxido de carbono), NO_x (óxidos de nitrógeno), HC (hidrocarburos inquemados) y partículas.

A este respecto, los autobuses de G.L.P, dependiendo de la tecnología utilizada (carburación, inyección, etc.) reducen estas emisiones hasta un 90% respecto a la alternativa diesel. La primacía de emisiones contaminantes respecto a la utilización de autobuses con energía diesel se mantendrá en el futuro (las emisiones de autobuses a G.L.P cumplen holgadamente la prevista Euro V).

- Emisiones contaminantes no reguladas en la actualidad pero que, sin duda, serán incluidas en breve, en la normativa europea: CO₂ (dióxido de carbono), aldehídos, compuestos aromáticos, smog fotoquímico, etc.
- Debido a la composición química del GLP, las emisiones de CO₂ son hasta un 10% inferior a las de los vehículos diesel.
- Las reducciones en las emisiones de aldehídos y compuestos aromáticos (Hidrocarburos poliaromáticos, PAH, o bencenos, toluenos y xilenos, denominados genéricamente BTX), consideradas sustancias con efectos cancerígenos, son claramente significativas en relación con las provocadas por los vehículos diesel.
- Los niveles de ruido se ven reducidos en un 50%.
- Finalmente, la utilización del GLP no genera emisiones de SO₂ (dióxido de azufre) culpable junto con los NO_x de la lluvia ácida, elimina los olores y humos de aceleración característicos de los motores diesel y reduce las vibraciones del motor a niveles mínimos.

1.10 ADVERTENCIA DE SEGURIDAD

- Reconozca el olor a G.L.P; si usted ve, oye o huele una fuga de gas, aleje a todos del recipiente y llame a un experto.
- Evite sobrellenar los recipientes. Llenar el tanque máximo a un 90% de su capacidad con la finalidad de dejar margen para la presión.
- El tanque cuenta con 4 válvulas de seguridad. En caso de alguna fuga la válvula de servicio puede cerrarse en forma manual automática. De esta forma elimina el suministro de gas, sellando herméticamente.
- El gas es más pesado que el aire y tiene a sentarse en lugares bajos mientras se está disipando.
- El contacto con el contenido líquido del tanque provocara quemaduras en la piel por congelación.
- No se use, almacene ni transporte, tanques donde se exponga a altas temperaturas.
- No busque fugas con un fósforo o llama abierta. Para localizar fugas jabonadura en las costuras del tanque y en las roscas de las válvulas.
- No use o almacene el gas en un edificio, garaje o área cerrada.
- Evite soldar los recipientes o tanques que contienen o han contenido el combustible.
- Evite pintar el tanque de colores oscuros, ya que esto atraen el calor y aumentan la presión.
- Al aumentar la presión del tanque, se activara la válvula de seguridad desfogando presión periódicamente hasta llegar a la presión normal.

CAPITULO II

IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA BIFUEL DIESEL GLP AL MOTOR TOYOTA 3L MEDIANTE UNA UNIDAD ELECTRÓNICA DE CONTROL MEGASQUIRT.

2.1 INTRODUCCIÓN

Este trabajo de tesis está centrado en la reducción de la contaminación al aire causada por gases de escape del motor diesel, para esto ha sido necesario desarrollar algunas acciones como, emplazar un motor diesel en un banco soporte que facilita las pruebas respectivas, también, el hecho de instalar un sistema de inyección de gas que introduce gas GLP en el colector de admisión de forma dual, y para lograr controlar la correcta inyección del gas se instaló un computador que basado en las lecturas del número de revoluciones del motor, temperatura del refrigerante y temperatura del aire de admisión, procesa y envía a través de dos actuadores la cantidad necesaria de gas según el requerimiento del motor. Además este sistema permite modificar la cantidad de gas adicionada al aire de admisión únicamente con variar sus parámetros logrando ajustar la cantidad indispensable de gas GLP necesario para mejorar la combustión y por tanto disminuir la contaminación al aire.

2.2 Sistema Bifuel Diesel GLP

En el mercado local e internacional existen dispositivos denominados Kit de conversión a gas que permiten introducir el GLP de forma dual (con el aire de admisión) a la cámara de combustión, pero su funcionamiento es inexacto, en primer lugar por su sencillez de fabricación y en segundo lugar estos sistemas no disponen de sensores que tomen señales de las condiciones del motor lo cual no permite saber la cantidad exacta de gas que se alimenta al motor durante ese instante de funcionamiento, tampoco se puede ajustar de forma sencilla la cantidad de gas, y lo más importante no podemos monitorear el sistema. Todo esto presenta inconvenientes en el funcionamiento del motor, en el ajuste del sistema y en la cantidad de emisiones al ambiente.

Por lo anotado se ideó configurar un sistema que permita ajustar la cantidad exacta de gas inyectado al colector de admisión, realizar el monitoreo del sistema de inyección de gas y lograr los ajustes de manera exacta; de tal manera que se optó por instalar una unidad electrónica de control o lo que conocemos como computador programable, para controlar al sistema de inyección de gas de forma dinámica. Lógicamente esto implica que se requerirá una serie de elementos que intervendrán en conjunto para lograr el control electrónico del gas GLP.

El sistema así concebido permite que el motor funcione siempre con diesel ó con diesel y distintos porcentajes de gas en la admisión del motor, también es importante aclarar que al incorporar este sistema, el motor no necesita ser modificado mecánicamente lo cual significa que si por cualquier motivo ya no se desea este sistema simplemente se retira y el motor funcionara con 100% de diesel sin ningún tipo de alteración.

A continuación se presenta un esquema de la configuración del sistema Bifuel

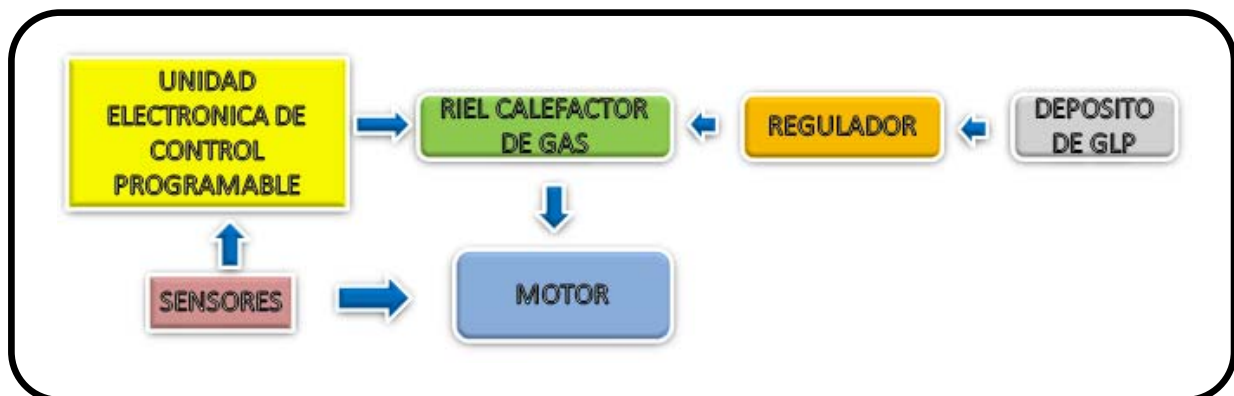


Fig 2.1 Esquema de Configuración del Sistema Bifuel

Fuente: Autores

2.3 Elementos constitutivos del Sistema Bifuel Diesel GLP

Como ya se explicó en los párrafos anteriores, fue necesario idear un sistema capaz de controlar la inyección del GLP en la admisión del aire de forma dinámica, como es lógico, se agregó una serie de elementos que intervienen en conjunto para lograr el control electrónico del gas, a continuación se presenta un cuadro con los elementos correspondientes al sistema Bifuel Diesel-GLP.

ELEMENTOS DEL SISTEMA BIFUEL DIESEL GLP	
1	Riel calefactor de gas
2	Soporte colector de aire y gas
3	Inyectores de gas
4	Válvula reguladora de presión de gas
5	Rueda fónica
6	Sensor CKP
7	Sensor de temperatura del aire de admisión (IAT)
8	Sensor de temperatura del líquido refrigerante (ECT)
9	Depósito de gas
10	Manguera de alta presión de gas
11	Filtro de aire
12	Válvula de paso de gas
13	Cableado principal de conexión del ECM
14	Unidad Electrónica de Control Programable

Tabla 2.1 Elementos del Sistema Bifuel Diesel – GLP

Fuente: Autores

2.3.1 Riel calefactor de gas

Este elemento contiene a los inyectores de gas, además tiene un sistema de recirculación de líquido refrigerante con el propósito de calentar el GLP y gasificarlo, esto se vuelve necesario debido a que por la velocidad de salida del GLP se tiende a formar hielos que luego impiden la salida normal del gas.

2.3.2 Soporte colector de aire y gas

El colector de admisión está formado por un solo elemento, con la particularidad de asemejarse a varias tuberías unidas por un extremo, esta característica responde a la necesidad de recolectar en un conducto único el aire necesario para la fase de admisión previamente filtrarlo y conducirlo a cada uno de los cilindros cuando por efecto del

vacío creado por el movimiento descendente del pistón obliga a la entrada del aire fresco en los cilindros del motor.

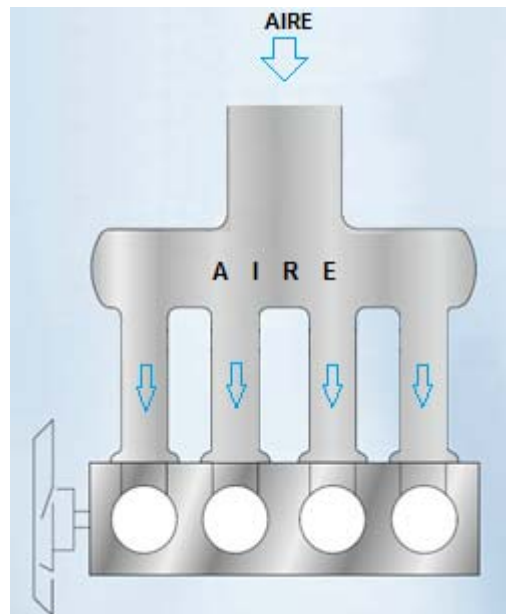


Fig 2.2 Colector de Admision

Fuente: Autores

En cambio el soporte colector de admisión de aire y gas se forma con la unión del colector de admisión ya explicado y un dispositivo acoplado perfectamente en la entrada de aire, con la misión de recibir el aire filtrado de la atmosfera y unirlo con el gas GLP logrando mezclarlos en el colector de admisión antes de la entrada al motor, luego por la propia succión creada por los pistones en la fase de admisión y comandada por la apertura de la válvula del mismo nombre se permite la entrada de la mezcla de aire-gas hacia la cámara de combustión para ser comprimida y combustionada cuando se produzca el encendido luego de la inyección del diesel.

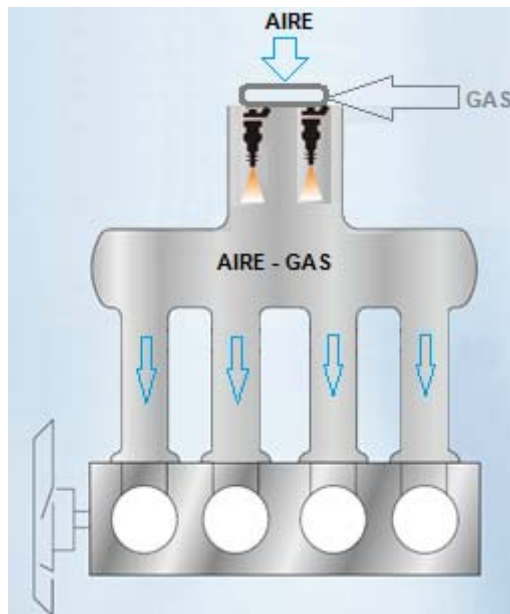


Fig 2.3 Colector de Admision de Aire - Gas

Fuente: Autores

Para lograr la introducción de gas en el colector de admisión se ideó y construyó un dispositivo acoplado al colector de admisión en la toma de entrada de aire sin modificar el colector; entonces el soporte colector de gas tiene la propiedad de ajustarse a las medidas de la entrada del colector de admisión y además sirve de soporte al riel de gas, sin estrangular la succión del aire de admisión manteniendo el diseño original.

2.3.3 Inyectores de gas

Los inyectores de gas son dispositivos controlados por el calculador electrónico programable, y tiene la misión de abrir, mantiene por un instante determinado la apertura del gas y luego cerrar, a través de impulsos eléctricos provenientes del computador programable. Al abrir su válvula inyectan gas GLP en el aire filtrado de admisión y lo realizan antes de la válvula de admisión con el propósito de dar tiempo a que se forme una mezcla homogénea de aire-gas.

Están conectados al riel de gas, que a su vez está conectado a una válvula reguladora de gas y en su parte intermedia reciben la corriente eléctrica que ingresa en forma de impulsos eléctricos a la bobina integral que posee cada inyector, que al ser energizada

levanta la aguja dejando salir el gas hacia el colector de admisión, el tiempo de apertura de la aguja por lo general está entre 0,9 y 1,3 ms., esto va en función de la información que recibe de los sensores para ajustar el consumo y maximizar las prestaciones, una vez que deja de circular corriente, el muelle hace que la aguja vuelva a su posición de reposo y cierra el paso del gas. Así pues la cantidad de gas inyectado depende del tiempo de excitación de la bobina integral del inyector; además este tiempo puede ser modificado ya que esta unidad de control electrónico permite variar sus parámetros, una explicación con mayor detalle se dará cuando se trate la Unidad electrónica de control.

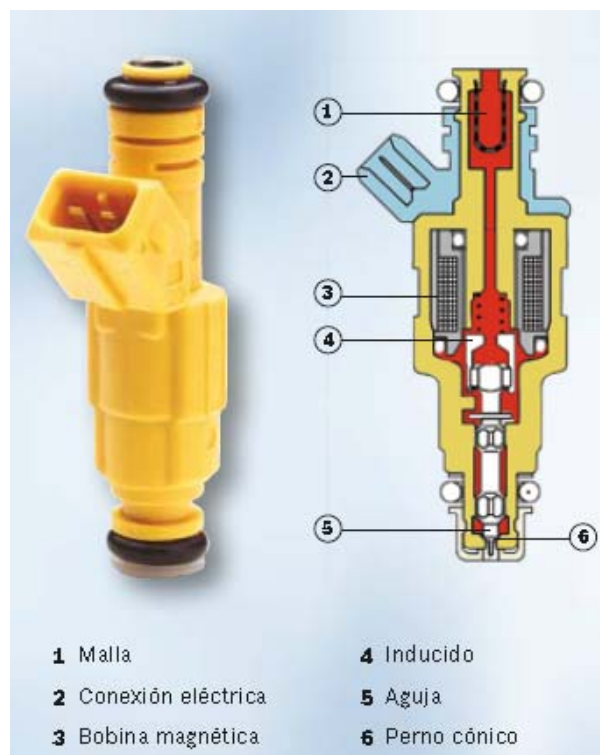


Fig 2.4 Inyector de Gas

Fuente: Sistemas de inyección electrónica BOSCH

2.3.4 Válvula reguladora de presión de gas

Esta válvula se emplea para limitar y reducir la presión dentro del sistema, la reducción de la presión se lo hace por debajo de la presión que hay en el circuito de entrada del gas, esto evita un funcionamiento irregular del sistema y a su vez garantiza un mejor

control de la presión a la entrada del riel de gas, logrando un funcionamiento estable del motor diesel.

Esta válvula reguladora de presión de gas consta de un cuerpo de latón trefilado y forjado, la tapa es inyectada en una aleación denominada ALCOA 380 y contiene un inserto de bronce para el tornillo regulador, su diafragma es de goma y tela de nylon reforzada lo que posibilita una presión de salida de hasta 2 kg-cm² e incorpora una válvula de seguridad regulable de 0 a 3 kg-cm²., también posee dos manómetros de aguja central que indican la presión de entrada del gas y la presión de salida que puede ser regulada manualmente según el requerimiento del sistema.

2.3.5 Rueda fónica

Para poder instalar el sensor CKP se colocó una rueda fónica de 36-1, que significa una rueda de 36 dientes menos 1, cuya rueda es aplicable en motores de cuatro cilindros, la cual va solidaria a la polea del cigüeñal, para que pueda girar de acuerdo al movimiento del cigüeñal.

Para el caso del motor diesel que carece de sistema de encendido la rueda fónica se instala para saber la posición y numero de revoluciones del cigüeñal del motor, con esta información el calculador electrónico sabe en qué momento debe inyectar el gas y según la revoluciones del motor extender o reducir el tiempo de inyección del GLP en el aire de admisión.



Fig 2.5 Rueda Fónica

Fuente: Autores

2.3.6 Sensor CKP

Se trata de un detector magnético, cuya información sobre la posición del cigüeñal y las RPM del motor se la envía a la computadora; se haya instalado a un costado de la polea del cigüeñal o volante de inercia, se ubicó en la polea del cigüeñal la rueda fónica por medio de pernos y el sensor CKP a un costado de la misma, a una distancia de 0,6mm siendo el mínimo espacio entre el sensor y la rueda fónica, por recomendaciones del fabricante se sugiere que debe estar en un rango de 0,6 mm a 1,5mm , siendo la menor la señal es más exacta.



Fig 2.6 Sensor CKP

Fuente: Autores

Se construyó un soporte regulable para realizar su respectiva calibración de la distancia entre la rueda y el sensor.

2.3.7 Sensor de temperatura del aire de admisión (IAT)

Posee la misión de monitorear y enviar a la ECU una señal eléctrica sobre la temperatura del aire que se encuentra ingresando al motor, de tal manera cuando existe aire más caliente hay menos cantidad de oxígeno y la central de mando aplica esta información para, regular el suministro de combustible, regular el tiempo de encendido ó controlar de la recirculación de los gases de escape, para el caso del motor diesel regula únicamente el suministro de gas.



Fig 2.7 Sensor de temperatura del aire de admisión (IAT)

Fuente: Autores

Se encuentra ubicado en el tubo de admisión de aire, entre el filtro de aire y la mariposa de aceleración, aunque también se puede encontrar en el múltiple de admisión. Este sensor IAT a su vez puede estar integrado dentro de otro sensor, como el sensor MAP o en el sensor MAF.

Posee dos terminales de conexión, ambos conectados a la central de mando:

- 1° terminal es la masa electrónica del sensor
- 2° terminal es el de alimentación y señal variable

El mismo a su envía una señal de 3 a 4V con el motor frío y a temperatura normal de funcionamiento entrega una señal de 1 a 2V. Para su correcto funcionamiento es necesario un voltaje de alimentación que varía de 4.8 a 5.2 voltios

2.3.8 Sensor de temperatura del líquido refrigerante (ECT)

Este sensor posee la función de censar y enviar una señal a la ECU sobre la temperatura del refrigerante del motor. En su interior posee una resistencia NTC, y su valor se altera de acuerdo con la temperatura del líquido refrigerante.



Fig 2.8 Sensor de temperatura del líquido refrigerante (ECT)

Fuente: Autores

La central de mando utiliza esta información para:

- Regular el suministro de combustible
- Corrección del tiempo de encendido
- Control de la marcha en ralentí
- Control de la válvula EGR
- Control de la purga del canister
- Control del electro ventilador

Para nuestro caso este sensor regula el suministro de combustible y realiza la corrección de la marcha en ralentí.

Puede ir ubicado en la carcasa del termostato o en algún punto del circuito de refrigeración del motor.

Cuenta con dos terminales de conexión que están conectados a la central de mando

- 1° terminal es la masa electrónica del sensor
- 2° terminal es el de alimentación y señal variable

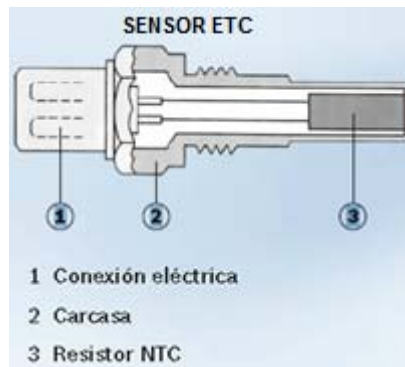


Fig 2.9 Sensor (ECT)

Fuente: Sistemas de inyección electrónica BOSCH

La alimentación se suministra a través del Módulo de Control Electrónico del Motor, donde la masa es suministrada por el Módulo de Control Electrónico del Motor (Masa Electrónica), cuya resistencia del termistor es afectada por la temperatura del líquido refrigerante, con el motor frío, a su vez la temperatura del refrigerante será baja y el valor de la resistencia del termistor será alta. Cuando el motor está frío, la temperatura del refrigerante será baja y el voltaje de la señal alta. Cuando que el motor y el refrigerante aumentan su temperatura, el valor de la resistencia y el voltaje disminuyen.

Con una señal de 5V la central de mando interpreta que el motor está a una temperatura de -40°C , y con señal de 0V la central de mando interpreta que el motor está a una temperatura de 130°C , ver siguiente figura.

El voltaje de alimentación necesario para su correcto funcionamiento debe estar entre 4.8 a 5.2 voltios.

2.3.9 Depósito de gas

Es el encargado de almacenar bajo presión el gas GLP, a su vez el material empleado para su fabricación del cilindro, es chapa de acero cuya calidad cumple con los requerimientos de la norma de fabricación INEN. Este material es recibido en forma de bobinas, para luego a través de una prensa mecánica se efectúa el corte de los discos, estos discos son embutidos por prensas hidráulicas y así darle forma de casquetes, para

luego ser maquinados y soldados por el sistema de Arco Sumergido, cumpliendo con los estándares de seguridad y calidad puesto que esta unión soporta grandes presiones.



Fig 2.10 Depósito de gas

Fuente: Autores

El depósito utilizado posee una capacidad de 10 kilos, que puede ser reabastecido de manera simple o cambiado por otro de la misma manera que un cilindro de uso doméstico.

El presentar todas las garantías y seguridades exigida por la norma ecuatoriana, este depósito resulto ser una buena opción para realizar este trabajo de tesis.

2.3.10 Manguera de alta presión de gas

A través de las mangueras o tubos flexibles se unen los distintos componentes del sistema de gas, los mismos que a su vez poseen las características de absorben las vibraciones que se producen por el funcionamiento del motor y por su fácil instalación se buscó mangueras de alta presión ideales para gases y que cumplan con las características especiales como alta resistencia a la presión , abrasión, al aceite a la temperatura y al ambiente, de esta manera se garantiza un funcionamiento más seguro y confiable del sistema de gas.

Un tipo de manguera industrial marca Gemini de color rojo cumple con todos los requisitos necesarios, el cual se haya compuesto de un caucho sintético en la parte interna y externa, además esta reforzado con tejido de fibra sintética.

En su interior posee un diámetro de 5/16" y en su parte externa su diámetro es de 15mm, y soporta una presión máxima de trabajo de 200 psi.



Fig 2.11 Manguera de alta presión de gas

Fuente: www.airflex.cl

2.3.11 Filtro de aire

Este elemento cumple un papel muy importante, en la protección de las partes internas del motor, debido a que el aire que ingresa al motor suele llevar en suspensión polvo y partículas silíceas, las mismas que se depositan sobre las paredes de los cilindros que al mezclarse con el aceite de lubricación crean una pasta abrasiva capaz de producir un rápido desgaste del cilindro por acción de esmerilado.



Fig 2.12 Filtro de Aire

Fuente: Autores

Por lo indicado la importancia de instalar un filtro de aire, que se encargue de eliminar todas las impurezas que puede contener el aire a la entrada de admisión.

Para nuestro motor se utilizó un filtro cónico muy común en el mercado automotriz actual ya que presenta ventajas como su sencillez y sobre todo le menor restricción del paso del aire hacia los cilindros, que influyen directamente en un ligero aumento de potencia entre 1 y 2%.

La recomendación para usar este tipo de filtro es la de ubicarlo en un lugar libre de humedad y sobre todo alejado de calor.

2.3.12 Válvula de paso de gas

Este dispositivo tiene la finalidad dar paso o cortar el flujo del gas hacia el circuito principal, para realizar el corte o la apertura necesita una intervención exterior manual.

Se compone de un cuerpo metálico, en cuya parte inferior posee un collarín la cual se fija a la boquilla del depósito de GLP para asegurar la salida del gas, para esto utiliza un asiento cónico que empuja la válvula del depósito y recibe el gas, logrando de esta manera impedir que el GLP se fugue al exterior. Una válvula de paso tipo bola se acopla en su parte lateral, el cual posee una esfera con un orificio central permitiendo el paso del gas cuando está alineado con el tubo principal de conducción del gas.



Fig 2.13 Válvula de paso de gas

Fuente: Autores

Este accionamiento se lo realiza de forma manual por medio de una llave tipo mariposa que puede ser accionada de forma manual y controlar el paso del gas hacia el circuito principal.

2.3.13 Cableado principal de conexión del ECM.

Este cableado principal posee la característica de que cada alambre indica el elemento electrónico al cual debe ir conectado ya sea los sensores, actuadores y el ECM, el cual posee una codificación de colores con sus respectivos pines para de esta manera garantizar una correcta instalación de todo el sistema. Y así poder evitar posibles daños por una mala conexión el cual facilita de esta manera su armado y su revisión en caso de algún desperfecto.



Fig 2.14 Cableado principal de conexión del ECM.

Fuente: Autores

Posee una longitud 12” de longitud y se haya constituido de 37 pines.

2.3.14 Unidad electrónica de control Programable

Se trata de un controlador de inyección de combustible el cual se encuentra diseñado especialmente para motores se encendido por chispa, este elemento tan importante en el funcionamiento del motor tiene la capacidad de ser programado y a su vez permite monitorear su funcionamiento para esto únicamente se debe conectar una laptop con su respectivo software.

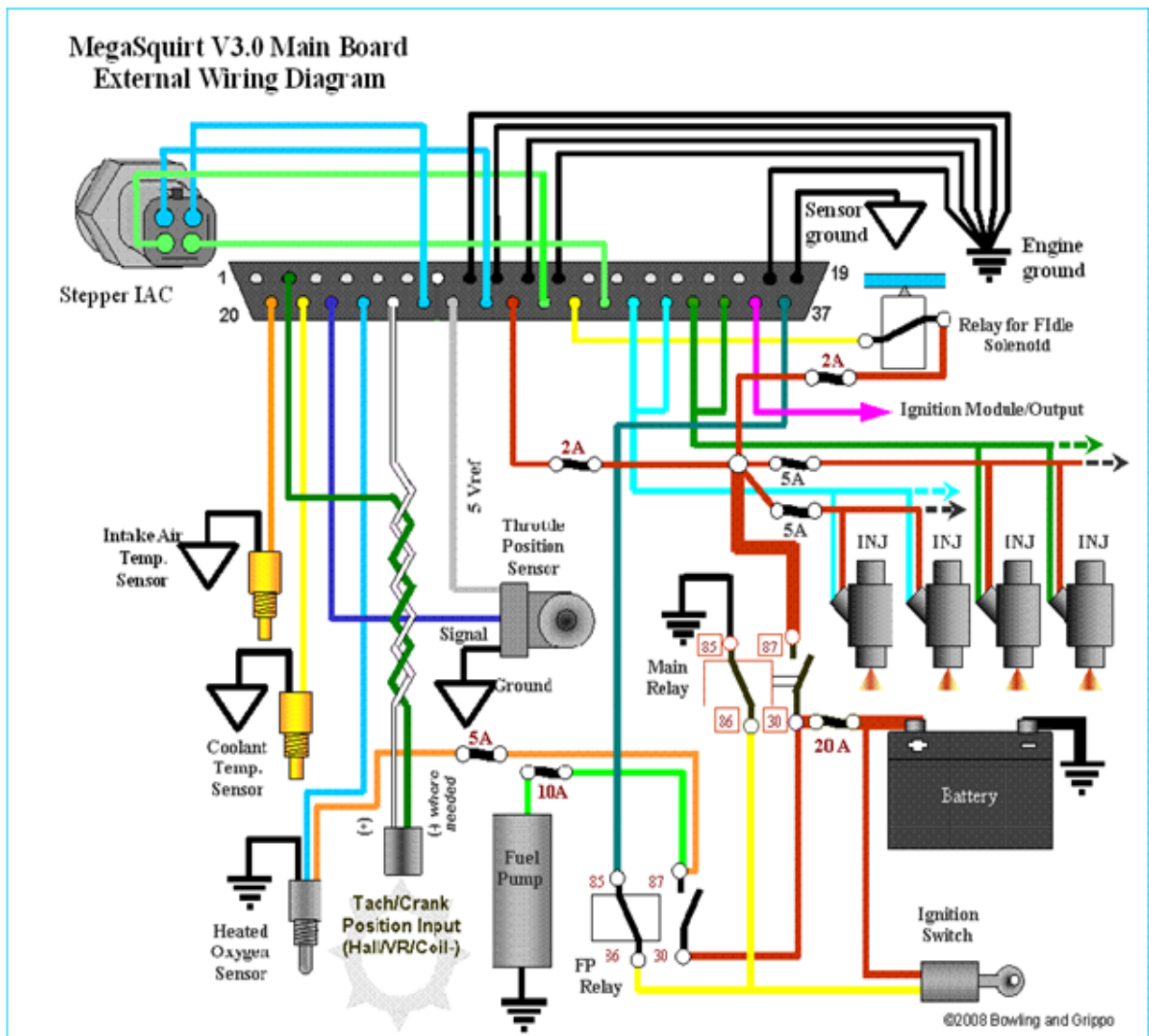


Fig 2.15 Diagrama de instalación de la Unidad electrónica de control Programable

Fuente: www.megasquirt.com

Al requerir un controlador electrónico para el comando de la inyección de gas en un motor diesel se optó por instalar una computadora programable denominada Mega Squirt, ya que específicamente este equipo tiene un sistema de control sencillo con la capacidad de controlar la inyección de para nuestro caso gas, a partir de uno o varios parámetros, pues, por su versatilidad responde satisfactoriamente alimentándose con pocas lecturas provenientes de los sensores, y las lecturas que no recibe las asume por la información almacenada en su memoria, de tal manera que puede controlar y solucionar algunos detalles de la inyección de combustible que son específicos para ese instante de funcionamiento del motor, además se puede programar de varias maneras según se requiera, esto se consigue únicamente con cambiar sus parámetros establecidos para lograr otro tipo de funcionamiento de acuerdo a las necesidades del motor.



Fig 2.16 Computadora Mega Squirt MS - II

Fuente: Autores

A su vez este controlador de EFI Mega Squirt utiliza sensores estándar, como son la temperatura del refrigerante, temperatura del aire de admisión, posición del acelerador, gases de escape, pulso de inyección existente para así poder llevar a cabo la inyección de combustible y el ancho de pulso.

Lo cual permite controlar la inyección de combustible en motores desde 1 hasta 12 o más cilindros. Estos inyectores a controlar pueden ser tanto de alta o baja impedancia, para cualquier número de cilindros, aún motores de 3 y de 5 cilindros.

2.3.14.1 Ventajas

Dentro de las principales ventajas del sistema es el poder tomar una lectura de datos en tiempo real de cada uno de los parámetros del motor en funcionamiento, tanto así RPM vs MAP, temperatura de admisión del motor y del refrigerante, etc.

2.3.14.2 Facilidad de programación

Presenta la facilidad de no tener que preocuparse por crear los famosos chips, ya que bastara con conectar una PC o Notebook para la reprogramación, que a su vez es instantánea y constante mientras el vehículo está funcionando.

El software al estar en lenguaje ensamblador está escrito y cargados, y la interfaz de sintonía es a través de una sencilla aplicación para Windows. Puede, por supuesto, concebir, escribir y carga su propio código si lo desea.

El Quemador de PROM permite hacer cambios de sintonía, mediante una conexión de puerto serie realiza el ajuste de todos los parámetros de ajuste. Y las actualizaciones de software son hasta recargables a través de la conexión en serie.

2.3.14.3 Proceso de control de inyección

Estos procesos de control son de dos tipos ya sean en lazo abierto o en lazo cerrado (con sonda lambda). Para realizar el control de los sistemas de inyección y encendido electrónicos la computadora necesita tener una fuente de información que le permitan a la ECU tomar decisiones para el abastecimiento del combustible. Los sensores son encargados de proporcionar esta información, que a su vez se encuentran instalados en el vehículo, los cuales envían la información necesaria a la ECU para poder así suministrar la cantidad de combustible en este caso gas que es necesario.

2.3.14.3.1 Mapeo de inyección

El mapeo de inyección se realiza mediante un proceso de interpolación, cuyo proceso de interpolación permite la obtención de nuevos puntos partiendo del previo conocimiento de un conjunto de puntos dados. La interpolación es la metodología empleada para la construcción de los mapas de inyección, por lo tanto, si una determinada función no tiene exactamente un valor determinado en la tabla será hecha

una interpolación para producir el valor exacto entre los puntos más próximos en la tabla, esto la ECU lo hace internamente.

Mega Squirt PCB utiliza los siguientes parámetros:

- Tipo de motor
- Numero de cilindros
- RPM mínimas – máximas
- Tipo de inyección
- Tipo de encendido (no utilizado para el motor diesel)
- Modo de aspiración

2.4 Instalación del software para la programación de la Mega Squirt MS-II

Partiendo de la puesta a punto del motor diesel y de instalación de los componentes para el control del sistema de gas, es necesario realizar una programación del módulo de control para lograr el funcionamiento de los inyectores de gas y posterior a esto ir modificando sus parámetros hasta lograr el mayor rendimiento del motor con un bajas emisiones de los gases de escape.

Se procederá a descargar el software, Tuner Studio MS lite para la programación del módulo de control, de la página www.diyautotune.com, en la sección software/Downloads (Descarga de Software).Luego de que el archivo esté listo se procede a instalar en la computadora de acuerdo las instrucciones del fabricante.

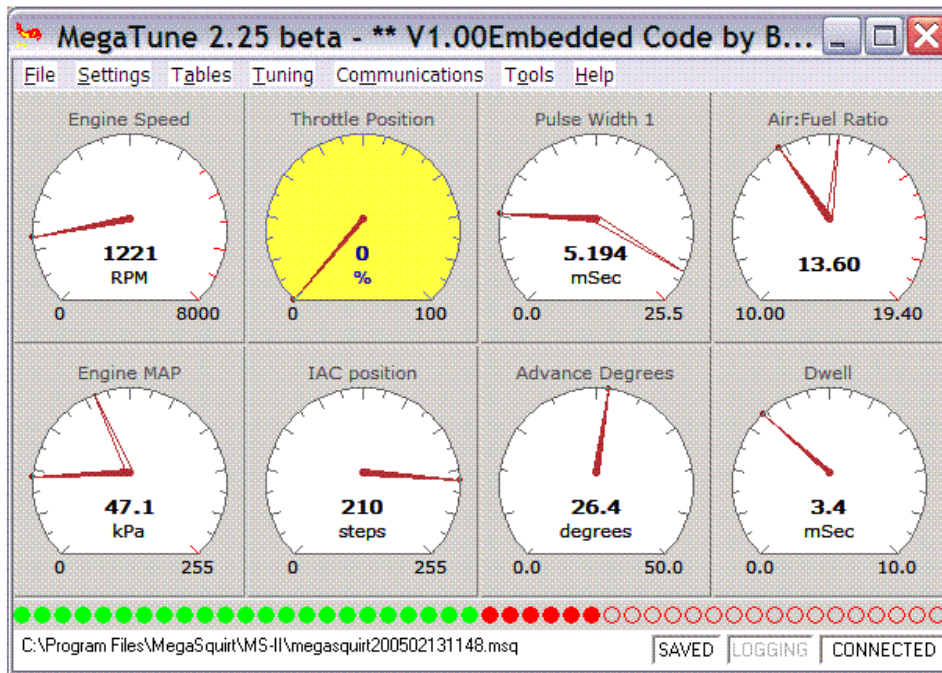


Fig.2.17 Software Tuner Studio MS lite

Fuente: www.megamanual.com

Una vez realizada la instalación del software es necesario conectar un cable de conexión de nueve pines de Serial a USB, y se lo debe instalar en la computadora para mantener un enlace entre la Mega Squirt y la computadora. Es muy importante seguir las instrucciones del fabricante paso a paso aparecerá en la pantalla una gráfica similar a la mostrada con varios indicadores de color amarillo o rosado que serán indicio de que se estableció la conexión entre las dos computadoras y está listo para proceder a su respectiva programación.

2.4.1 Programación de la ECU.

Esta programación de la inyección viene dada en base de mapas y cuadros de valores, de la estequiometría de la mezcla aire combustible.

Se recomienda que antes de intentar arrancar el motor con la ECU programable, se debe de dar parámetros de funcionamiento iniciales, ya que con estos valores se podrá encender el motor y poder tener acceso a la respectiva programación.

La programación de esta ECU consiste en los siguientes pasos:

2.4.1.1 Communication Settings: Uno de los primeros pasos a realizar es la conexión del cable de comunicación de la ECU a la Laptop para lo cual se configura en Windows el nuevo hardware, para el cable de comunicación (puerto serial). En el software de la ECU y se habilita el puerto 6, que es el cual nosotros configuramos en Windows.

En Timer Intervalle digitamos 50ms, se trata de la velocidad a la cual trabaja esta comunicación y en serial data rate dejamos en 9600 ya que es una opción para actualizaciones vía teléfono de la ECU programable, y en este caso no se necesita.

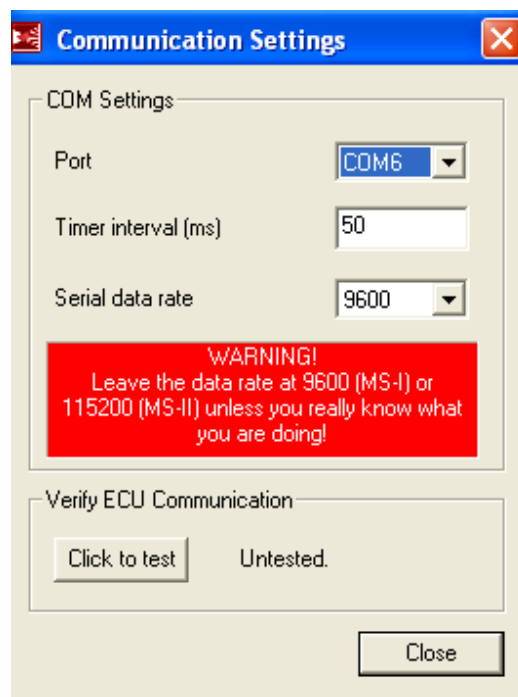


Fig.2.18 Configuración de Comunicación vía Cable Serial

Fuente: Autores

2.4.1.2. Required Fuel: En esta opción nos permite el ingreso de los datos como es la cilindrada del motor, el caudal de los inyectores que elegimos y la relación estequiométrica que deseamos, en este caso es 14.7 a1, que es la ideal siendo una de las opciones más importantes y principales para el desempeño del motor

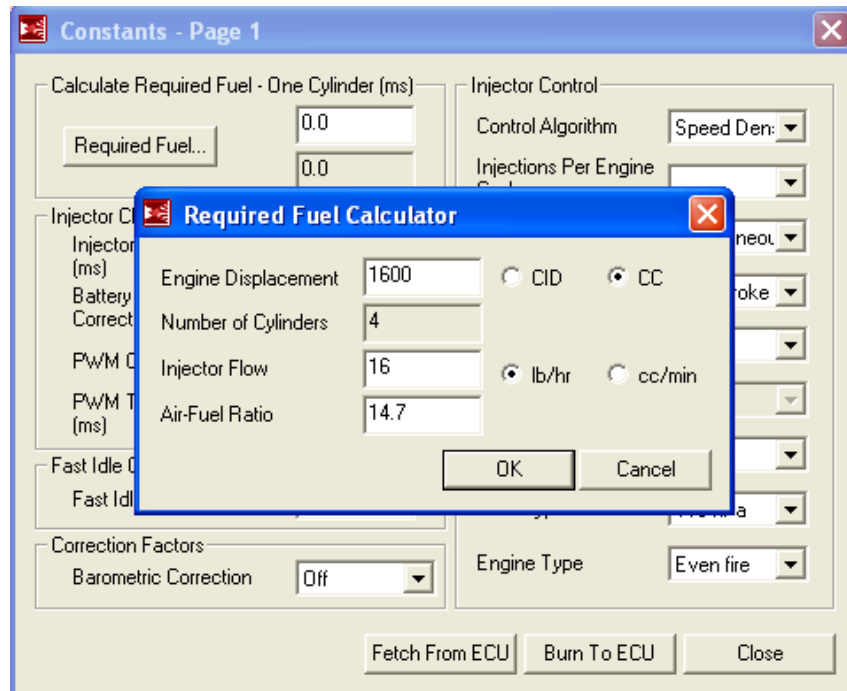


Fig 2.19 Cálculo de Combustible Requerido.
Fuente: Autores

CILINDRADA	3000 CC
NUMERO DE CILINDROS	4
CAUDAL DE INYECTORES	16lbs/hr
PROPORCION	14.7:1

Tabla 2.2 Datos del Motor

Fuente: www.manualesdemecanica.com

2.4.1.3. Inyector Control

2.4.1.3.1 Inyector Staging: Nos permite el ingreso de dos tipos de inyección:

El primer tipo de inyección es la que todos los inyectores inyectan a la vez, este sistema se aplica en todos los autos como el Volkswagen en Vento, Gol, Saveiro, Golf, etc.

El segundo tipo de inyección es la alternativa (Alternating), en donde la inyección de combustible funciona en pares de inyectores, el 1 con el 4 y el 2 con el 3, por lo que se recomienda realizarlo en este orden evitando así que el motor sea inestable e ineficiente, porque como el orden de encendido casi en todo motor de 4 cilindros es 1-3-4-2, lo cual estaría en total desfase con la inyección y solo dos cilindros tendrían buena combustión.

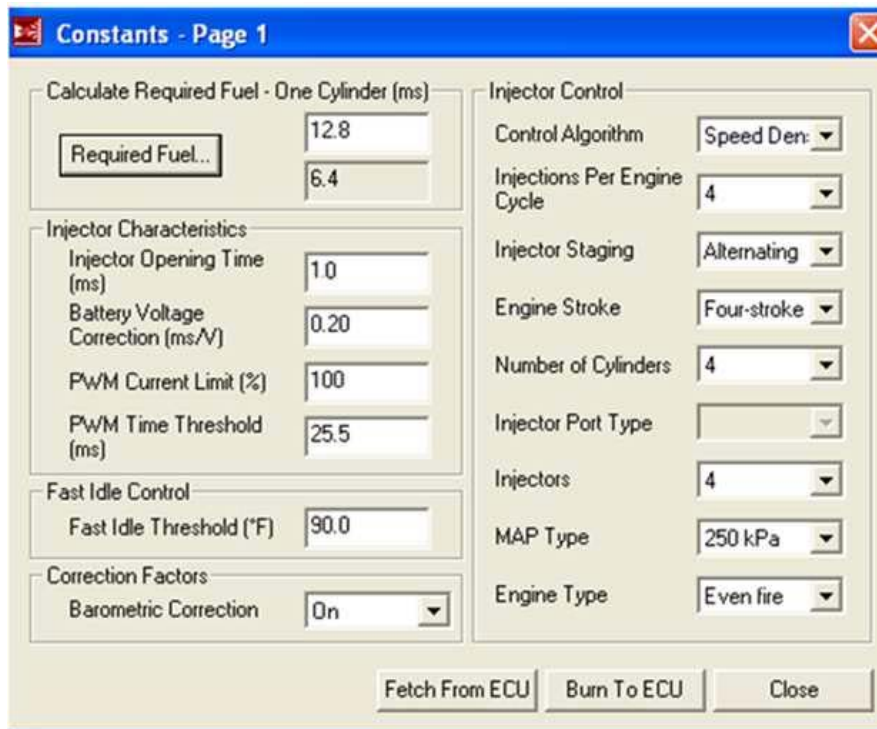


Fig 2.20 Parámetros constantes de la Programación

Fuente: Autores

2.4.1.3.2 Injectors: Mediante opción ingresamos el número de inyectores con los que estamos trabajando, también se informa a la computadora que el motor es de 4 tiempos (4 Stroke) y 4 cilindros.

2.4.1.4 MAP type:

Dentro de esta opción el programa permite el ingreso de 4 lectura (115, 250,300, 400) kPa, ya que existen sensores que tienen distintos límites de presión, y eso depende si el motor va a ser atmosférico o turbo alimentado. Para nuestro caso podemos elegir cualquiera de las cuatro opciones que la computadora nos da, por lo que se escogió un rango de variación no muy alto, se puede observar y programar los parámetros con más detalle.



Fig 2.21 Sensor MAP.
Fuente: Autores

2.4.1.5 Inyector Characteristics:

Inyector Opening Time (ms): En esta opción se ingresa el tiempo de apertura del inyector. Cuyo rango va de 0.9 a 1.3. Se elige 1ms, entonces el ancho de pulso se incrementará de 1ms a 1ms en cada aceleración.

Batery Voltaje Correction (ms/v): Esta opción se refiere al número de milisegundos que la computadora incrementa el voltaje a la bobina de encendido, Generalmente de (0.1 - 0.2) ms. Se decidió una corrección de 0.2ms en la que tendrá una corrección más amplia.

2.4.1.6 PWM Current Limit (%): Se refiere al límite de ancho de pulso, se elige 100%, logrando de esta manera que el inyector tenga una mayor capacidad de apertura

2.4.1.7 PWM Time Threshold: Se refiere al máximo umbral al que pueden llegar en ancho de tiempo de apertura de inyectores, en nuestro caso se asigna 25.5 ms.

2.4.1.8 Parámetros de Calibración del Sensor TPS (Throttle Position Sensor): En esta opción la Unidad Electrónica de Control determina la posición del sensor TPS, en posición de ralentí y con apertura total, obteniendo los siguientes valores

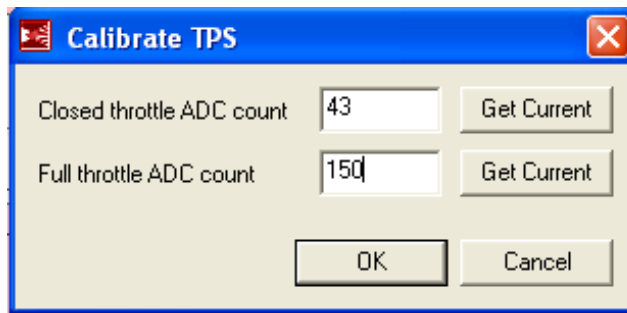


Fig 2.22 Calibración del TPS.
Fuente: Autores

2.4.1.9 Coolant Temperature: Se procede a ingresar el rango de resistencia y temperatura del sensor CTS. Nos permite una lectura de los parámetros que tiene el sensor, sino se programan estos parámetros de resistencia, la computadora tomara valores erróneos de temperatura del refrigerante.

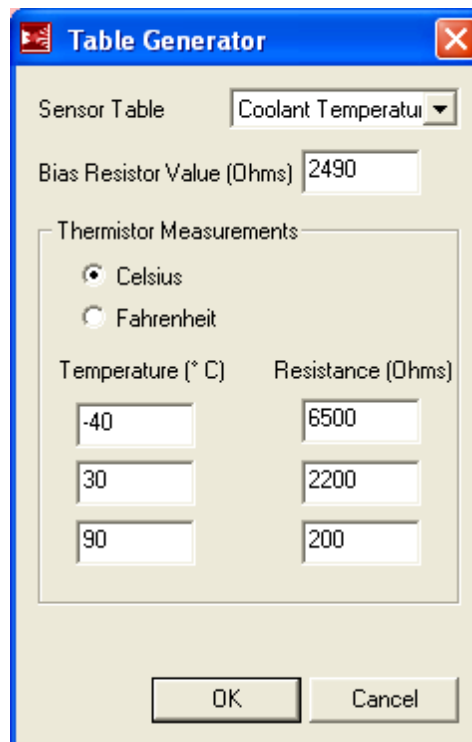


Fig 2.23 Calibración del Sensor de Temperatura de Refrigerante.
Fuente: Autores

2.4.1.10 Air Temperature: Al igual que el sensor CTS, la diferencia radica que la temperatura es 10° menor que el sensor de refrigerante, ya que la temperatura del aire que ingresa al motor por lo general no excede los 80 °C.

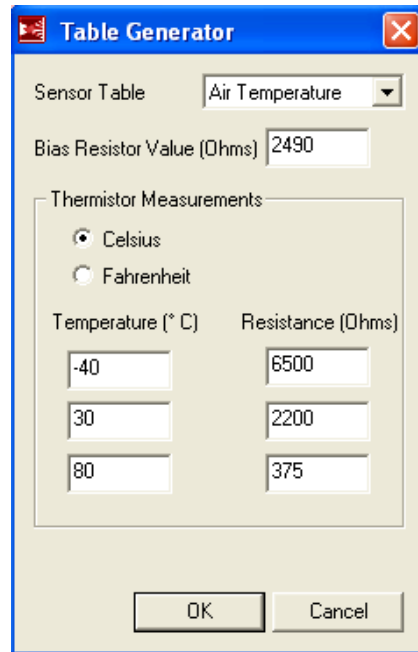


Fig 2.24 Calibración del Sensor de la Temperatura de Aire
Fuente: Autores

2.4.1.11 Cranking Settings:

Permite una visualización del comportamiento del motor a bajas temperaturas y como sus parámetros cambia a medida que la temperatura del motor sube, debido a que cuando el motor se encuentra frío necesita una mayor cantidad de combustible extra para arrancar.

Este enriquecimiento del combustible está en función de los distintos tipos de sensores (CTS, IAT, MAP, TPS)

En figura se puede apreciar cómo el pulso reacciona cuando el motor está a bajas temperaturas y como varía con el incremento de temperatura

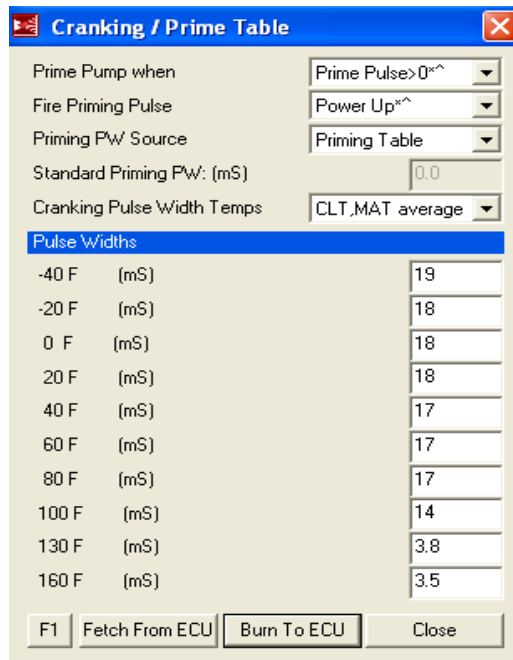


Fig 2.25 Tabla de Ancho de Pulso para Arrancar el Motor.
Fuente: Autores

2.4.1.12 After Start Enrichment Settings: Esta opción es igual a la etapa de arranque, se diferencia en que este enriquecimiento trabaja una vez que el motor enciende y lo hace por medio de porcentajes de inyección.

2.4.1.13 ASE Timer: Nos permite configurar o calibrar el comienzo de la fase de enriquecimiento luego de determinados ciclos o segundos, en la primera opción la ECU esperara cierto número de ciclos para comenzar la fase y con la segunda opción la fase comenzaría luego de determinados segundos. Por lo que se elige la opción de ciclos ya que es fácil su comprensión de trabajo.

2.4.1.14 ASE TOTAL TIME: En esta opción nos permite ingresar el valor desde cual queremos que comience la fase de enriquecimiento del motor, y se optó por 250 ciclos. Esto quiere decir que luego de arrancar el motor, la computadora contará 250 ciclos, para comenzar con esta fase.

2.4.1.15 ASE Mode: Tenemos dos opciones:

Decay: En el momento de encender el motor la ECU tomara los porcentajes de inyección para la fase de enriquecimiento.

Fixed then decay: Esta opción la computadora contara primero los ciclos programados anteriormente para comenzar con la fase de enriquecimiento, de esa manera habrá mejor lectura de datos. Se eligió el modo Fixed then Decay para que tome los valores más reales es posibles de lectura.

2.4.1.16 MAP mode during ASE: De igual manera tenemos dos opciones:

Norma IMAP: La Unidad Electrónica de Control toma valores del sensor MAP, en tiempo real.

Fixed MAP: La Unidad Electrónica de Control toma el valor de vacío que tenía en el momento del arranque, hasta el número de ciclos que fue configurada, luego procede a trabajar con los porcentajes de enriquecimiento.

Se eligió Fixed MAP porque de esa manera los datos de vacío que recibiría la computadora luego del arranque no tendrían cambios bruscos y mejor respuesta.

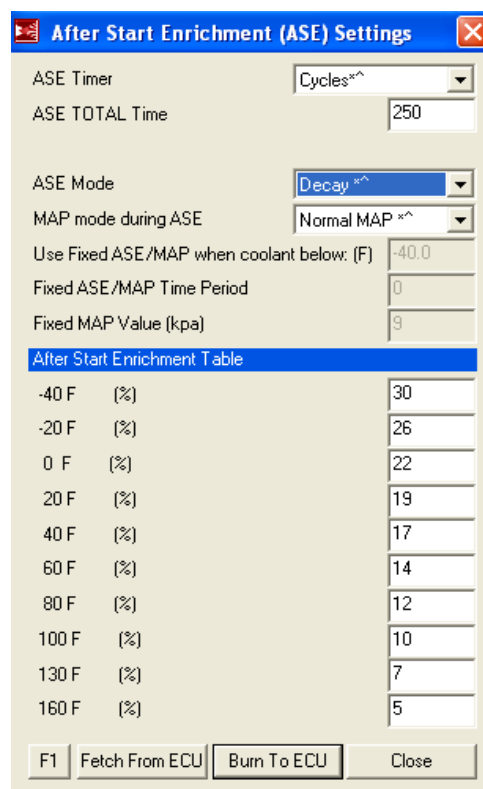


Fig 2.26 Porcentaje de Enriquecimiento después del Arranque.
Fuente: Autores

CAPITULO III

ESTUDIO TERMODINÁMICO DE LA COMBUSTIÓN DIESEL – GLP, DEL MOTOR TOYOTA 3L.

3.1 Cálculos teóricos de concentración de contaminantes y rendimientos de la mezcla diesel-G.L.P eficiente.¹⁰

La concentración de contaminantes en los gases de escape depende de muchos factores dentro del funcionamiento del motor. Para realizar el análisis de los contaminantes se toman en cuenta las siguientes consideraciones:

Carga externa del motor nula

Composición másica del aire: 23% oxígeno, 77% Nitrógeno

Presión Atmosférica: 0.78 Bar

Cilindrada Total del Motor: 3000 cc

Relación de Compresión: 22.2:1

Presión de Inyección: 155 Bar

3.1.1 Cálculo de aire teórico combustión completa del Diesel (at, CO₂, H₂O y N₂)

3.1.1.1 Composición del Diesel

El Diesel está compuesto por varios hidrocarburos, principalmente por el dodecano y el nonano; a más de ello posee pequeñas concentraciones de azufre, oxígeno y nitrógeno. La composición en peso es la siguiente.¹¹

87% Dodecano $C_{12}H_{26}$

9% Nonano C_9H_{20}

¹⁰Fuente de: Autor

Basado en CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, McGraw-Hill, México, 2000.

¹¹ Basado en <http://www.wiki.answers.com/>
Tablas de Petro Ecuador

2.8 % Azufre S_2

0.9% Nitrógeno N_2

0.3% Oxígeno O_2

$$C_{12}H_{26} = 12n + 26 = 170 \left[\frac{kg}{kmol} \right]$$

$$C_9H_{20} = 12n + 20 = 128 \left[\frac{kg}{kmol} \right]$$

$$S_2 = 64 \left[\frac{kg}{kmol} \right]$$

$$N_2 = 28 \left[\frac{kg}{kmol} \right]$$

$$O_2 = 32 \left[\frac{kg}{kmol} \right]$$

3.1.1.2 Composición molar del Diesel

[3.1¹²]

Cálculo para un kilogramo de combustible¹³

$$\frac{0.87}{170} C_{12}H_{26} + \frac{0.09}{128} C_9H_{20} + \frac{0.028}{64} S_2 + \frac{0.009}{28} N_2 + \frac{0.003}{32} O_2 \left[\frac{kg}{kmol} \right]$$

El número de moles por cada elemento es

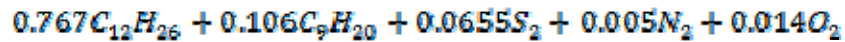
$$5.117C_{12}H_{26} + 0.71C_9H_{20} + 0.44S_2 + 0.32N_2 + 0.09O_2 [mol]$$

¹² [3.1] CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000, Ejemplo 12.1, Pag.616

¹³Fuente de: Autor

Basado en CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000

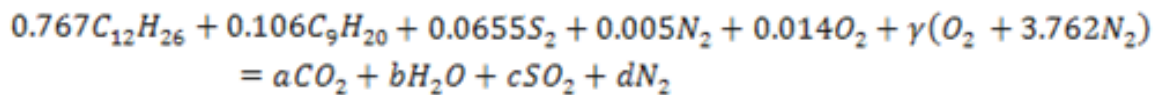
La fracción molar es



3.1.1.3 Combustión Teórica

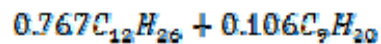
En este modelo todo el combustible reacciona con el oxígeno de la siguiente forma:

[3.2¹⁴]



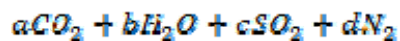
Se calcula la cantidad de oxígeno necesaria para oxidar todo el combustible, es decir que todo el hidrógeno se convierta en agua y el carbono en dióxido de carbono.

Carbono en reactivos



$$0.767 * 12 + 0.106 * 9 = 10.15$$

Carbono en productos



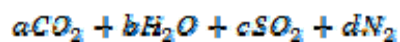
$$a = 10.15$$

Hidrógeno en reactivos



$$0.767 * 26 + 0.106 * 20 = 22.04$$

Hidrógeno en productos

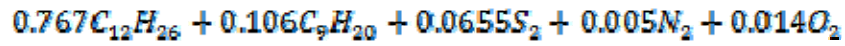


¹⁴ [3.2] CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000, Ejemplo 14.1, Pag.685

$$2b = 22.04$$

$$b = 11.02$$

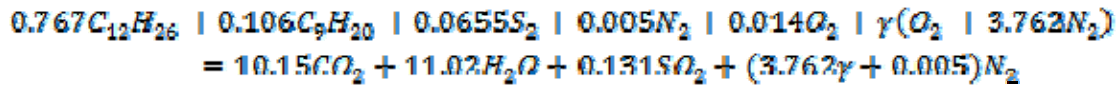
Azufre



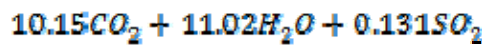
$$c = 0.0655 * 2$$

$$c = 0.131$$

De donde¹⁵



Conteo de oxígeno en productos



$$10.15 * 2 + 11.02 * 1 + 0.131 * 2$$

$$2\gamma + 0.014 = 31.582$$

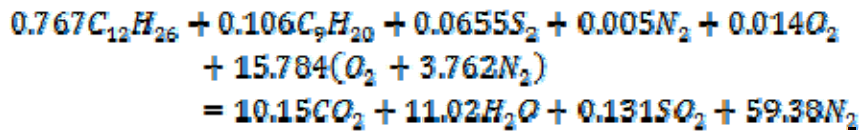
$$\gamma = 15.784$$

Por cada mol de combustible se necesitan 15.785 moles de oxígeno, y 75.16 mol de aire

¹⁵Fuente de: Autor

Basado en CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000.

Ecuación de combustión teórica:



3.1.1.4 Cálculo de la relación estequiométrica

#de moles de oxígeno= 15.784

#de moles de nitrógeno= 59.38

#de moles de aire= 75.16

[3.3¹⁶]

$$\lambda_T = \frac{m_{aire}}{m_{comb}}$$

$$\lambda_T = \frac{N_a M_{aire}}{N_C M_C + N_{H_2} M_{H_2}}$$

$$\lambda_T = \frac{75.16 \text{ kmol} * 29 \text{ g/mol}}{10.15 \text{ kmol} * \frac{12 \text{ kg}}{\text{kmol}} + 11.02 \text{ kmol} * 2 \text{ kg/kmol}}$$

$$\lambda_T = 15.16$$

Por cada kilo de combustible se requieren 15.16 kg de aire

¹⁶ [3.3] CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000, Ejemplo 14.1, Pag.685

3.1.1.5 Composición de los productos de la Combustión Teórica

Si suponemos que los gases de combustión son ideales tenemos que la composición molar es igual a la composición en volumen de donde:

[3.4¹⁷]

$$\begin{aligned}
 &0.767C_{12}H_{26} + 0.106C_9H_{20} + 0.0655S_2 + 0.005N_2 + 0.014O_2 \\
 &\quad + 15.784(O_2 + 3.762N_2) \\
 &= 10.15CO_2 + 11.02H_2O + 0.131SO_2 + 59.38N_2
 \end{aligned}$$

$$100\% = 10.15CO_2 + 11.02H_2O + 0.131SO_2 + 59.38N_2 = 80.68$$

$$100\% = \frac{10.15}{80.68}CO_2 + \frac{11.02}{80.68}H_2O + \frac{0.131}{80.68}SO_2 + \frac{59.38}{80.68}N_2$$

$$100\% = 12.58CO_2 + 13.65H_2O + 0.16SO_2 + 73.59N_2$$

3.1.1.6 Ecuación de combustión Real

Para asegurar que todo el combustible al interior del cilindro entre en contacto con oxígeno se introduce aire en mayor cantidad a la necesaria. En el caso del motor atmosférico el exceso de aire es muy alto si lo comparamos con los motores que poseen restricción en el paso del aire. Se introduce el factor de exceso de aire.¹⁸

$$\begin{aligned}
 &0.767C_{12}H_{26} + 0.106C_9H_{20} + 0.0655S_2 + 0.005N_2 + 0.014O_2 \\
 &\quad + 15.784\Phi(O_2 + 3.762N_2) \\
 &= aCO_2 + bH_2O + cSO_2 + dN_2 + eO_2 + fCO + g_1NO + g_2NO_2 \\
 &\quad + g_3NO_x + h_1C_{12}H_{26} + h_2C_9H_{20}
 \end{aligned}$$

¹⁷ [3.4] CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000, Pag.616.

¹⁸ Fuente de: Autor

Basado en CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000.

Φ es un número mayor a uno que depende principalmente de la presión atmosférica, carga del motor, régimen de giro. Para el caso vamos a calcular el exceso de aire en función del régimen de giro considerando la presión atmosférica constante y la carga externa del motor igual a cero.¹⁹

Entonces

$$\Phi = F(P_{ATM}, T_{ENT}, \dot{\theta})$$

$$\Phi = F(Cts, 0, \dot{\theta})$$

$$\Phi = F(\dot{\theta})$$

$$\Phi = \Phi(\dot{\theta})$$

3.1.1.6.1 Medición del flujo másico de aire en el colector de admisión.

Con la ayuda de un sensor de flujo másico tipo hilo caliente y un osciloscopio; obtuvimos los siguientes datos

Régimen (RPM)	Flujo Másico (g/s)
600	12
800	16
1000	22
1200	28
1500	38
1700	45
2000	55
2200	60
2500	64
2700	66
3000	68
3200	67
3500	65

Tabla 3.1 Medición del flujo Másico del aire en el colector de admisión

Fuente: Autores

¹⁹ Fuente de: Autor

Basado en CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000

Con la ayuda del comando cftool de Matlab ajustamos los datos a una curva y obtenemos el flujo másico en función del régimen del motor,

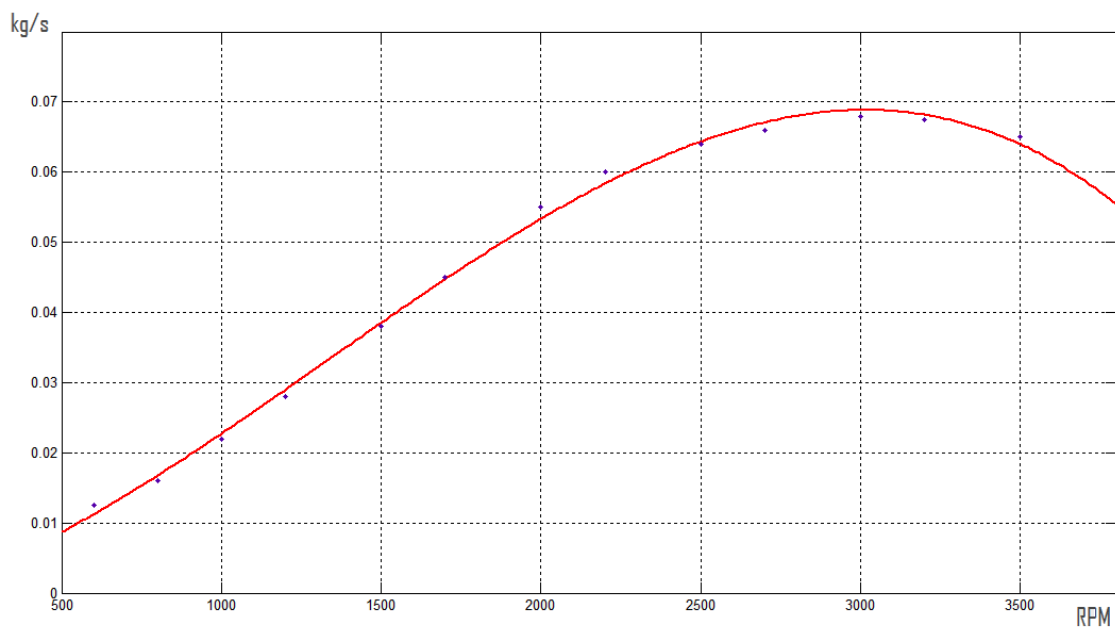


Figura 3.1 Flujo Másico

Fuente: Autores

$$\dot{m} = p_1 \theta^3 + p_2 \theta^2 + p_3 \theta + p_4 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

$$p1 = -3.699e-012$$

$$p2 = 1.463e-008$$

$$p3 = 1.262e-005$$

$$p4 = -0.0008442$$

Con el flujo másico en función del régimen de giro obtenemos la cantidad de aire ingresada en cada cilindro por ciclo de admisión.

$$\dot{m} = f(\theta)$$

$$\int_0^m \dot{m} \partial t = \int_{AAA}^{RCA} f(\theta) \partial t$$

$$m = p_1 \dot{\theta}^4 + p_2 \dot{\theta}^3 + p_3 \dot{\theta}^2 + p_4 \dot{\theta} + p_5 \left[\frac{kg}{cil * ciclo} \right]$$

$$p_1 = 2.526e-017 \quad (1.2e-017, 3.852e-017)$$

$$p_2 = -2.119e-013 \quad (-3.211e-013, -1.027e-013)$$

$$p_3 = 5.236e-010 \quad (2.102e-010, 8.37e-010)$$

$$p_4 = -3.156e-007 \quad (-6.803e-007, 4.9e-008)$$

$$p_5 = 0.0006427 \quad (0.000501, 0.0007844)$$

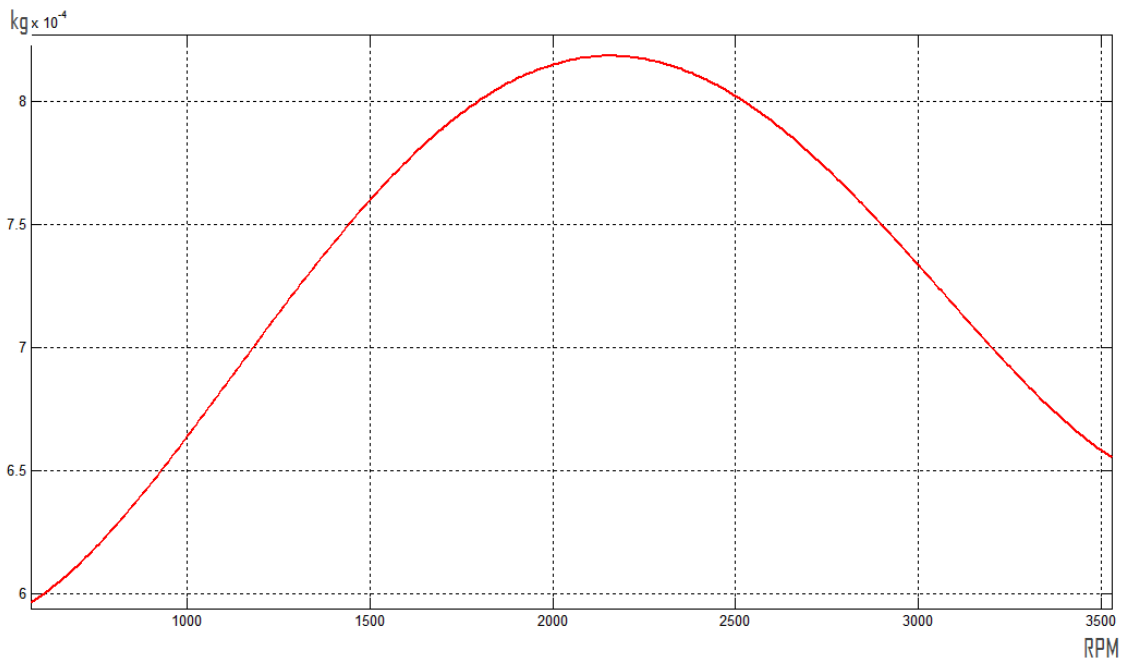


Figura 3.2 Masa de aire ingresada al cilindro por ciclo

Fuente: Autores

La denominada eficiencia volumétrica viene determinada por la relación entre la masa de aire ingresada y la masa que ingresa al cilindro a la presión del colector sin restricción alguna.

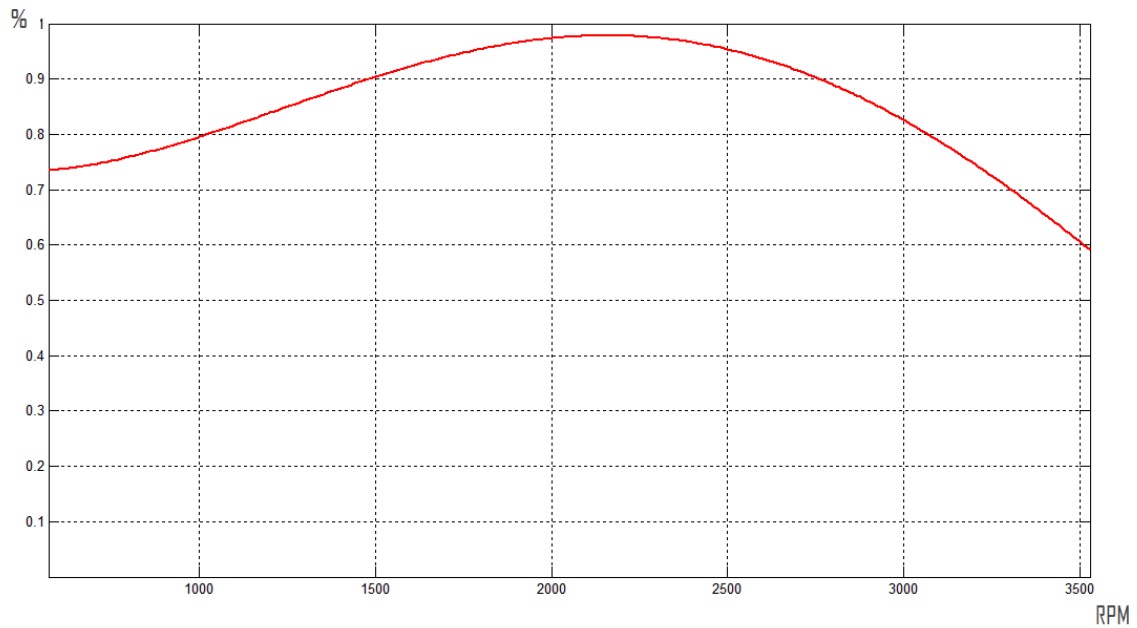


Figura 3.3. Eficiencia Volumétrica

Fuente: Autores

$$\eta = p_1 \theta^4 + p_2 \theta^3 + p_3 \theta^2 + p_4 \theta + p_5$$

$$p1 = 2.206e-014 \quad (1.366e-015, 4.276e-014)$$

$$p2 = -2.226e-010 \quad (-3.93e-010, -5.213e-011)$$

$$p3 = 6.211e-007 \quad (1.319e-007, 1.11e-006)$$

$$p4 = -0.0004583 \quad (-0.001028, 0.000111)$$

$$p5 = 0.8332 \quad (0.6121, 1.054)$$

3.1.1.6.2 Determinación de la cantidad de combustible inyectada por cilindro y ciclo.

Entre los datos de calibración de la bomba de inyección tenemos:

Volumen inyectado en ralentí: 22 ml

Volumen inyectado en plena carga: 122 ml

Corte de inyección: 165 ml a 3500 RPM

Transformando unidades obtenemos la masa inyectada en cada cilindro por ciclo.

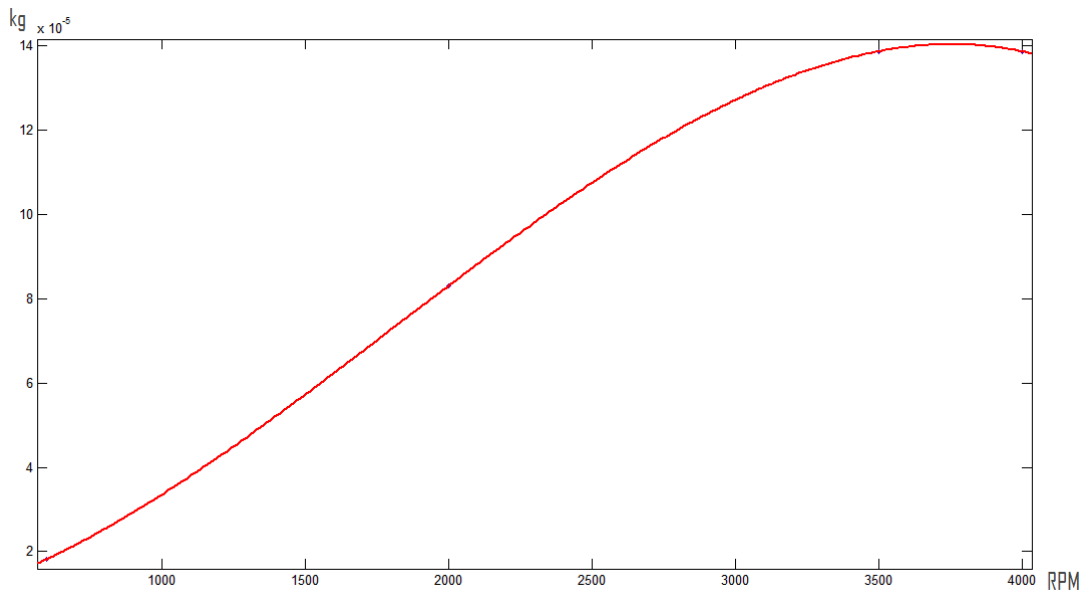


Figura 3.4. Masa de Diesel Inyectada por cilindro y ciclo.

Fuente: Autores

$$m_{iny} = p_1 \dot{\theta}^3 + p_2 \dot{\theta}^2 + p_3 \dot{\theta} + p_4 \left[\frac{kg}{cil - ciclo} \right]$$

$$p_1 = -6.564e-015$$

$$p_2 = 3.545e-011$$

$$p_3 = 1.145e-008$$

$$p_4 = 8.292e-006$$

El valor teórico de inyección es según la función de volumen ingresado al cilindro por ciclo:

[3.5²⁰]

$$m_{TeoricaComb} = \frac{m_{TeoricaAire}}{15.16}$$

²⁰ [3.5] CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000, Pag.685.

El valor teórico de inyección se rige por el siguiente polinomio:

$$m_{T\text{iny}} = p_1 \dot{\theta}^5 + p_2 \dot{\theta}^4 + p_3 \dot{\theta}^3 + p_4 \dot{\theta}^2 + p_5 \dot{\theta} + p_6 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cil} - \text{ciclo}} \right]$$

$$p_1 = -7,288\text{e-}022 \quad (-1.872\text{e-}021, 4.149\text{e-}022)$$

$$p_2 = 9,125\text{e-}018 \quad (-2.61\text{e-}018, 2.086\text{e-}017)$$

$$p_3 = -4,258\text{e-}014 \quad (-8.799\text{e-}014, 2.832\text{e-}015)$$

$$p_4 = 8,521\text{e-}011 \quad (3.288\text{e-}012, 1.671\text{e-}010)$$

$$p_5 = -6,16\text{e-}008 \quad (-1.296\text{e-}007, 6.377\text{e-}009)$$

$$p_6 = 5,414\text{e-}005 \quad (3.367\text{e-}005, 7.462\text{e-}005)$$

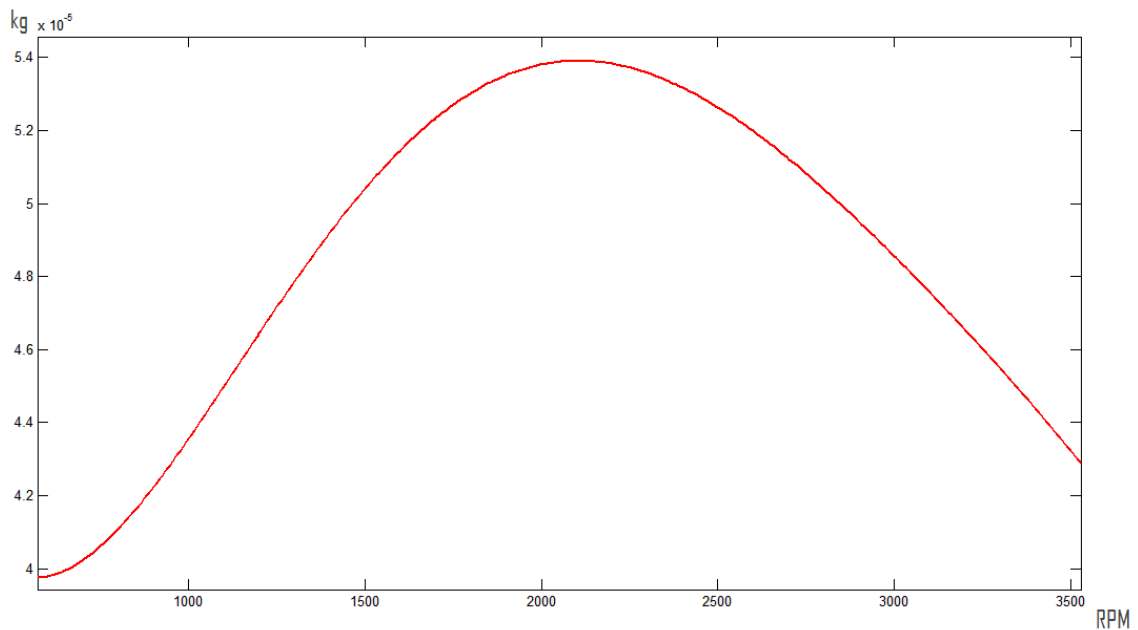


Figura 3.5. Masa Teórica de Inyección por cilindro y ciclo

Fuente: Autores

La relación entre la masa de diesel inyectada y la masa teórica de inyección da como resultado el exceso de aire que interviene en la reacción en función del régimen de giro del motor.

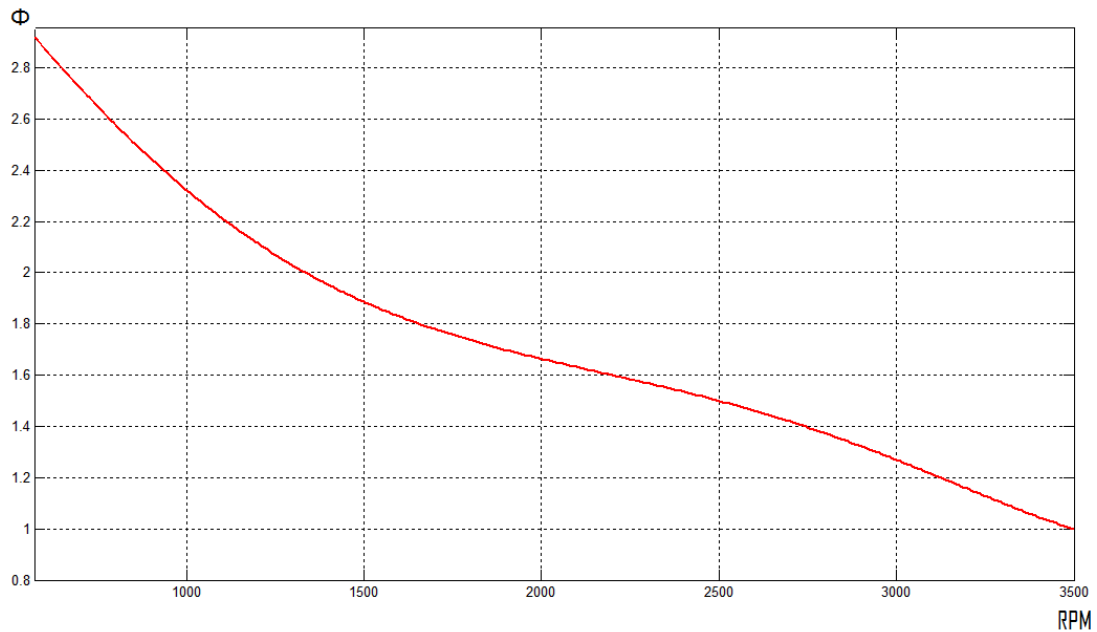


Figura 3.6. Exceso de Aire en función del Régimen de Giro

Fuente: Autores

El exceso de aire se rige al siguiente polinomio.

$$\Phi(\theta) = p_1 \theta^5 + p_2 \theta^4 + p_3 \theta^3 + p_4 \theta^2 + p_5 \theta + p_6$$

$$p1 = 3.208e-017 \quad (-3.406e-017, 9.823e-017)$$

$$p2 = -3.01e-013 \quad (-9.797e-013, 3.777e-013)$$

$$p3 = 8.981e-010 \quad (-1.728e-009, 3.524e-009)$$

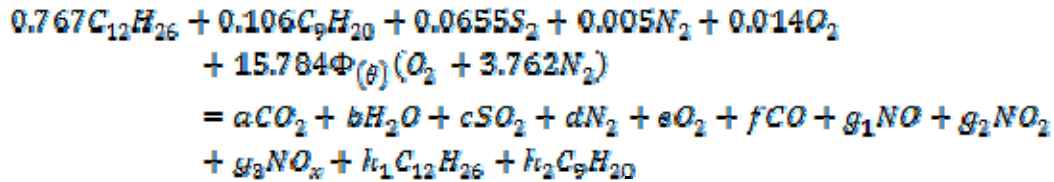
$$p4 = -6.187e-007 \quad (-5.356e-006, 4.119e-006)$$

$$p5 = -0.001569 \quad (-0.005501, 0.002362)$$

$$p6 = 3.881 \quad (2.697, 5.065)$$

$$\Phi(\theta) = 3.208E^{-17} \theta^5 - 3.01E^{-13} \theta^4 + 8.981E^{-10} \theta^3 - 6.187E^{-7} \theta^2 - 0.001569 \theta + 3.881$$

Cabe destacar que el exceso de aire es un número escalar adimensional que tiene el mismo valor y efecto sobre la cantidad de aire tanto en kilogramos como en kilomoles.



3.1.1.7 Característica del combustible

La característica del combustible es un número adimensional que depende la composición elemental del combustible y determina experimentalmente la dificultad con la que los componentes del combustible reaccionan con el aire al interior del cilindro.²¹

$$\beta = \frac{2.37}{C} \left(H - \frac{O_c}{8} \right)$$

En donde

C Facción másica de carbono

H Fracción másica de hidrogeno en el combustible

Oc Fracción másica de oxígeno en el combustible

3.1.1.8 Fracción Másica del Combustible

Para poder calcular varios factores que intervienen en la reacción de combustión es necesario obtener la composición del combustible en peso.²²

87% C₁₂H₂₆

9% C₉H₂₀

2.8 % S₂

²¹ Fuente de: Autor

Basado en B.A, Vsórov, Manual de Motores Diesel para Tractores, Editorial Mir, Moscú, 1986.

²² Basado en CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000, Pag.616.

0.9% N₂

0.30% O₂

$$C_n H_m = 12n + m \left[\frac{kg}{kmol} \right]$$

$$C_{12}H_{26} = 12n + 26 = 170 \left[\frac{kg}{kmol} \right]$$

$$C_9H_{20} = 12n + 20 = 128 \left[\frac{kg}{kmol} \right]$$

Masa de carbono en **0.87 kg C₁₂H₂₆**

$$\frac{0.87}{170} 144 C = 0.73$$

Masa de hidrogeno en **0.87 kg C₁₂H₂₆**

$$\frac{0.87}{170} 26 H = 0.14$$

Masa de carbono en **0.09 kg C₉H₂₀**

$$\frac{0.09}{128} 108 C = 0.076 \text{ kg}$$

Masa de hidrogeno en **0.09 kg C₉H₂₀**

$$\frac{0.09}{128} 20 H = 0.014 \text{ kg}$$

Masa de carbono total

$$0.73+0.076=0.813 \text{ kg}$$

Masa total de hidrogeno

$$0.14+0.014=0.147 \text{ kg}$$

Concentración de masas:

$$C = 0.813 \text{ kg}$$

$$H = 0.147 \text{ kg}$$

$$S = 0.028 \text{ kg}$$

$$N = 0.009 \text{ kg}$$

$$O_c = 0.003 \text{ kg}$$

Como la masa total de combustible es 1 kg las concentraciones coinciden con las fracciones de masa.²³

$$\beta = \frac{2.37}{C} \left(H - \frac{O_c}{8} \right)$$

$$\beta = \frac{2.37}{0.813} \left(0.147 - \frac{0.003}{8} \right)$$

$$\beta = 0.427$$

Para poder aplicar diferentes modelos de combustión es necesario reescribir la ecuación de la forma:²⁴

$$\begin{aligned} C_n H_m + 0.0655S_2 + 0.005N_2 + 0.014O_2 + 15.784\Phi_{(\beta)}(O_2 + 3.762N_2) \\ = aCO_2 + bH_2O + cSO_2 + dN_2 + eO_2 + fCO + g_1NO + g_2NO_2 \\ + g_3NO_x + hC_n H_m \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 0.767C_{12}H_{26} + 0.106C_9H_{20} + 0.0655S_2 + 0.005N_2 + 0.014O_2 \\ + 15.784\Phi_{(\beta)}(O_2 + 3.762N_2) \\ = C_n H_m + 0.0655S_2 + 0.005N_2 + 0.014O_2 \\ + 15.784\Phi_{(\beta)}(O_2 + 3.762N_2) \end{aligned}$$

²³ Fuente de: Autor

Basado en B.A, Vsórov, Manual de Motores Diesel para Tractores, Editorial Mir, Moscú, 1986.

²⁴ Fuente de: Autor

Basado en CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000

Carbono en reactivos

$$0.767C_{12}H_{26} + 0.106C_9H_{20}$$

$$0.767 * 12 + 0.106 * 9 = 10.15$$

$$n = 10.15$$

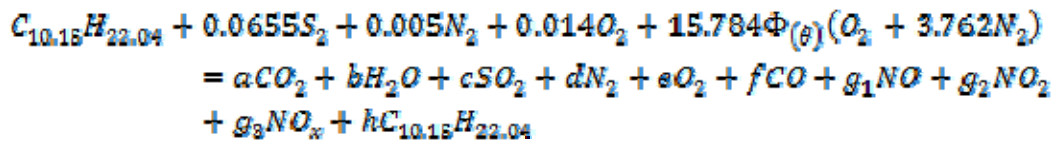
Hidrogeno en reactivos

$$0.767C_{12}H_{26} + 0.106C_9H_{20}$$

$$0.767 * 26 + 0.106 * 20 = 22.04$$

$$m = 22.04$$

La ecuación general es:



3.1.2 Cálculo de aire teórico combustión completa del GLP

El GLP es un combustible con menor porcentaje de carbono en su composición por lo cual los productos de la combustión tendrán menor cantidad de carbono, disminuyendo la concentración del dióxido y monóxido de carbono.

3.1.2.1 Composición del GLP

El GLP está conformado principalmente de tres hidrocarburos y a diferencia del Diesel su composición está libre de azufre y nitrógeno. En peso la relación es:

94% CH₄

3.3% C₂H₆

2.7% C₃H₈

$$CH_4 = 12n + 4 = 16 \left[\frac{kg}{kmol} \right]$$

$$C_2H_6 = 24 + 6 = 30 \left[\frac{kg}{kmol} \right]$$

$$C_3H_8 = 36 + 8 = 44 \left[\frac{kg}{kmol} \right]$$

3.1.2.2 Composición molar del GLP

[3.6²⁵]

$$\frac{0.94}{16} CH_4 + \frac{0.033}{30} C_2H_6 + \frac{0.027}{44} C_3H_8$$

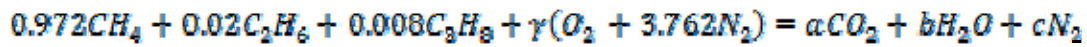
$$58.7CH_4 + 1.1C_2H_6 + 0.62C_3H_8$$

$$0.972CH_4 + 0.02C_2H_6 + 0.008C_3H_8$$

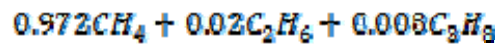
²⁵ [3.6] CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000, Pag.616

3.1.2.3 Combustión Teórica

[3.7²⁶]

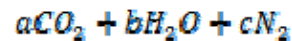


Carbono en reactivos



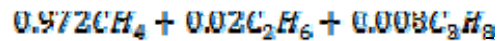
$$0.972 * 1 + 0.02 * 2 + 0.008 * 3 = 1.036$$

Carbono en productos



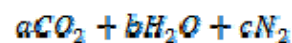
$$\alpha = 1.036$$

Hidrogeno en reactivos



$$0.972 * 4 + 0.02 * 6 + 0.008 * 8 = 4.072$$

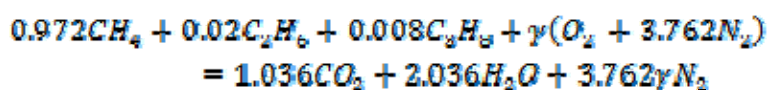
Hidrogeno en productos



$$2b = 4.072$$

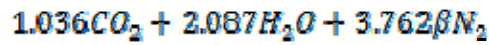
$$b = 2.036$$

De donde



²⁶ [3.7] CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000, Pag.685

Conteo de oxígeno en productos

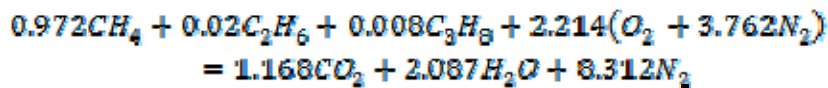


$$1.168 * 2 + 2.036 * 1 + 0$$

$$2\gamma = 4.428$$

$$\gamma = 2.214$$

Ecuación de combustión teórica:



3.1.2.4 Cálculo de la relación estequiométrica GLP

#de moles de oxígeno= 2.214

#de moles de nitrógeno=8.312

#de moles de aire=10.526

[3.8²⁷]

$$\lambda = \frac{m_{aire}}{m_{comb}}$$

$$\lambda = \frac{NM_{aire}}{NM_C + NM_{H_2}}$$

²⁷ [3.8] CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000, Pag.685

$$\lambda = \frac{10.524 \text{ kmol} * 29 \text{ kg/kmol}}{1.036 \text{ kmol} * \frac{12 \text{ kg}}{\text{kmol}} + 2.036 \text{ kmol} * 2 \text{ kg/kmol}}$$

$$\lambda = 16,77$$

Por cada kilo de combustible se requieren 16.77 de aire

3.1.2.5 Composición de los productos de la Combustión Teórica

$$100\% = 1.168 \text{ CO}_2 + 2.087 \text{ H}_2\text{O} + 8.312 \text{ N}_2$$

$$100\% = \frac{1.036}{11.567} \text{ CO}_2 + \frac{2.036}{11.567} \text{ H}_2\text{O} + \frac{8.312}{11.567} \text{ N}_2$$

$$0.1 \text{ CO}_2 + 0.18 \text{ H}_2\text{O} + 0.71 \text{ N}_2$$

$$100\% = 10 \text{ CO}_2 + 18 \text{ H}_2\text{O} + 71 \text{ N}_2$$

3.1.2.6 Característica del Combustible GLP

Masa molecular del combustible²⁸

$$\text{C}_1\text{H}_4 = 12n + m = 16 \left[\frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right]$$

$$\text{C}_2\text{H}_6 = 30 \left[\frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right]$$

$$\text{C}_3\text{H}_8 = 44 \left[\frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right]$$

²⁸ Fuente de: Autor

Basado en CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000

En 0.94 kg de CH₄

Masa de carbono

$$\frac{0.94}{16} 12 C = 0.71$$

Masa de hidrógeno

$$\frac{0.94}{16} 4 H = 0.23$$

En 0.033 kg de C₂H₆

Masa de carbono

$$\frac{0.033}{30} 24 C = 0.026$$

Masa de hidrogeno

$$\frac{0.033}{30} 6 H = 0.007$$

En 0.027 kg de C₃H₈

Masa de carbono

$$\frac{0.027}{44} 36 C = 0.022$$

Masa de hidrogeno

$$\frac{0.027}{44} 8 H = 0.005$$

Masa total de Carbono

$$C = 0.71 + 0.026 + 0.022$$

$$C = 0.758$$

Masa total de Hidrogeno

$$H = 0.23 + 0.007 + 0.005$$

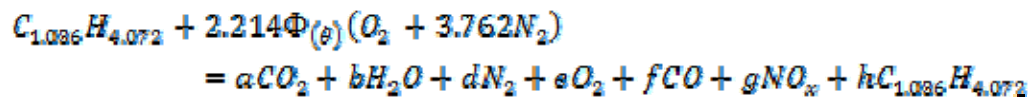
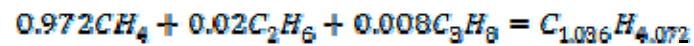
$$H = 0.242$$

$$\beta = \frac{2.37}{C} \left(H - \frac{O_c}{8} \right)$$

$$\beta = \frac{2.37}{0.753} \left(0.242 - \frac{0}{8} \right)$$

$$\beta = 0.762$$

La Ecuación de combustión es:²⁹



²⁹ Fuente de: Autor

Basado en CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000.

3.1.3 Balance Energético

Al tener el Diesel y el GLP diferentes propiedades físicas y químicas se debe calcular el equivalente termodinámico para determinar qué cantidad de GLP combustionado proporciona la misma cantidad de calor que el diesel en idénticas condiciones.³⁰

Poder Calorífico:

Diesel 41800 J/kg

GLP 49320 J/ Kg

$$Q = m * PCI * \eta_{COMBUSTION}$$

Estableciendo que:

$$Q_{DIESEL} = Q_{GLP}$$

$$(m * PCI * \eta)_{DIESEL} = (m * PCI * \eta)_{GLP}$$

$$m_{GLP} = \frac{m_{DIESEL} * PCI_{DIESEL} * \eta_{DIESEL}}{PCI_{GLP} * \eta_{GLP}}$$

$$m_{GLP} = \frac{m_{DIESEL} * 41.8KJ/KG}{49.3KJ/KG}$$

$$m_{GLP} = \frac{m_{DIESEL} * 41.8KJ/KG}{49.3KJ/KG}$$

$$m_{GLP} = 0.847 m_{DIESEL}$$

$$m_{DIESEL} = 1.18 m_{GLP}$$

$$N_{GLP} M_{GLP} = 0.847 N_{DIESEL} M_{DIESEL}$$

$$16.504 N_{GLP} = 122.14 N_{DIESEL}$$

$$N_{GLP} = 7.41 N_{DIESEL}$$

³⁰ Fuente de: Autor

Basado en CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000

$$N_{DIESEL} = 0.135N_{GLP}$$

La cantidad de Diesel ingresado (1- x) determina la cantidad de GLP como 0.135(x)

$$0 < x \leq 1$$

3.1.3.1 Ecuación de combustión de la mezcla Diesel GLP³¹

$$\begin{aligned} (1-x)(C_{10.15}H_{22.04} + 0.0655S_2 + 0.005N_2 + 0.014O_2) + 0.135x(C_{1.086}H_{4.072}) \\ + 15.784\Phi_{(g)}(O_2 + 3.762N_2) \\ = aCO_2 + bH_2O + cSO_2 + dN_2 + eO_2 + fCO + gNO_x + hHC \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_{10.15-10.01x}H_{22.04-21.49x} + (1-x)(0.0655S_2 + 0.005N_2 + 0.014O_2) \\ + 15.784\Phi_{(g)}(O_2 + 3.762N_2) \\ = aCO_2 + bH_2O + cSO_2 + dN_2 + eO_2 + fCO + g_1NO + g_2NO_2 \\ + g_3NO_x + hC_{10.15-10.01x}H_{22.04-21.49x} \end{aligned}$$

$$(a + f + h) = 10.15 - 10.01x$$

$$2\left(b + \frac{h}{2}\right) = 22.04 - 21.49x$$

$$g = g_1 + g_2 + g_3$$

$$d + g = 15.784\Phi_{(g)}(3.762) + N = 59.37\Phi_{(g)}$$

$$2 * 15.784\Phi_{(g)} = 2a + b + 2c + e + f + g_1 + 2g_2 + zg_3$$

³¹ Fuente de: Autor

Basado en CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000.

3.1.3.2 Característica de Combustible

$$\beta = \frac{2.37}{C} \left(H - \frac{O_c}{8} \right)$$

3.1.3.2.1 Composición de la mezcla en función de la proporción

Concentración de masas:

Diesel

C = 0.813 kg

H=0.147 kg

S=0.028 kg

N= 0.009 kg

Oc= 0.003 kg

GLP

C = 0.758 kg

H=0.242 kg

S=0kg

N= 0kg

Oc= 0kg

Mezcla

$$C = 0.813(1 - x) + 0.758x$$

$$H = 0.147(1 - x) + 0.242x$$

$$\beta = \frac{2.37}{0.813 - 0.055x} \left((0.147 + 0.095x) - \frac{0.003(1 - x)}{8} \right)$$

$$\beta = \frac{0.34 + 0.23x}{0.813 - 0.055x}$$

3.1.3.3 Tiempo Aparente de Combustión TAC

El tiempo aparente de combustión es la duración teórica de este proceso que no necesariamente es igual a la duración del ciclo termodinámico, es decir cuando el TAC es mayor al tiempo de la fase de combustión y expansión TEX existe parte del combustible que no ha reaccionado con el oxígeno de manera total. ³²

$$TAC = \frac{z\phi}{u_0 P_{iny} \sqrt{P_a Y_{O_2}}}$$

$z = \text{número de orificios de inyección (6)}$

$\phi = \text{diámetro de la tobera (6mm)}$

$P_{iny} = \text{Presión de inyección (220)}$

$P_a = \text{presión de admisión (0.785 bar)}$

$Y_{O_2} = \text{fracción de oxígeno en la mezcla (kg)}$

$u_0 = \text{Velocidad inicial del frente de llama 200 m/s}$

$$TAC = \frac{6 * 0.6}{200 * 220 \sqrt{0.785 * \left(0.23 * \frac{\phi(\theta)}{1 + \phi(\theta)}\right)}}$$

$$TEX = \frac{2 * 60}{\theta} + \frac{\alpha_0}{360\theta} = \frac{120 + \frac{\alpha_0}{360}}{\theta}$$

³²Fuente: FENOLLOSA, Carlos, Fenomenológico del Proceso de Combustión por Difusión Diesel, Editorial Reverte. Universidad Politécnica de Valencia. Madrid, 2005, Pág 69

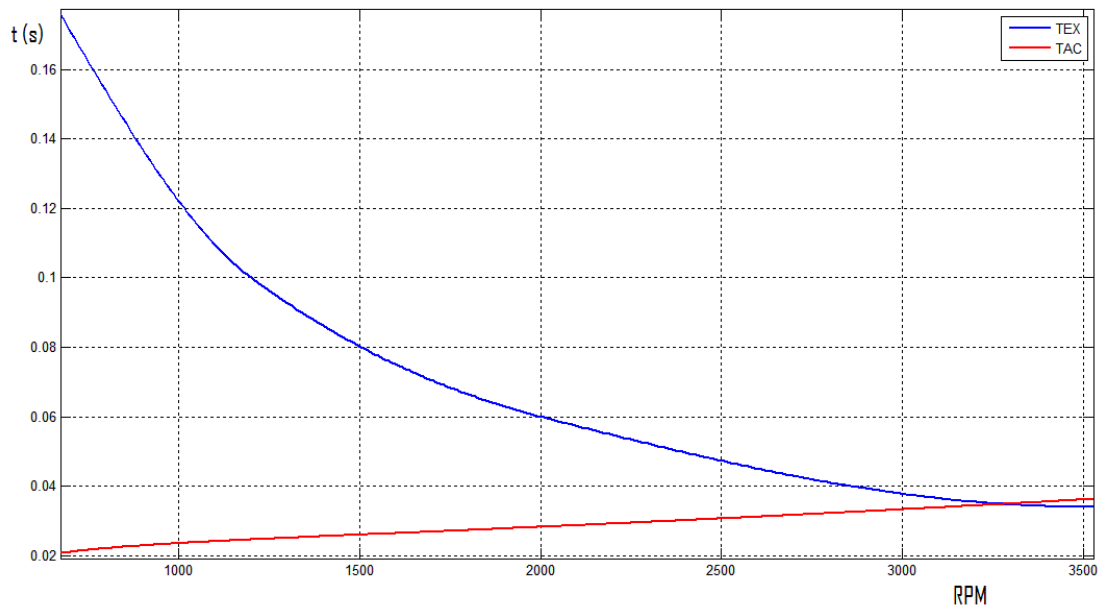


Figura 3.7. TAC y TEX en función del Régimen de Giro

Fuente: Autores

3.1.4 Formación de Productos

La combustión por difusión es un proceso fuertemente no estacionario y resulta muy difícil tomar en cuenta todos los parámetros y la física que los involucra. A raíz de esto los modelos a utilizar para el cálculo de los componentes de los gases de escape son de bases teóricas pero obtenidas de manera experimental. Todas las ecuaciones integrodiferenciales presentadas a continuación fueron resueltas mediante integración numérica y ajustadas en funciones exponenciales debido a la dificultad de su resolución. Las tablas con los valores numéricos y las funciones obtenidas se presentan en el anexo al final de esta investigación.

3.1.4.1 Dióxido y Monóxido de Carbono

El carbono contenido en el combustible se reacciona principalmente en dióxido de carbono, parte de no reacciona completamente con el oxígeno generando monóxido de

carbono y una parte muy pequeña no reacciona de ninguna manera ocasionando la aparición de combustible no oxidado en los gases de escape.³³

$$\frac{\partial m_{CO}}{\partial t} = \sqrt{P_c} * \beta * e^{\frac{H_R}{T}}$$

La temperatura (k) de combustión y la presión (Pa) de compresión se expresan como:

$$Q_{in} = m_{aire} * C_p(T - T_c)$$

$$m_{comb} * PCI = m_{aire} * C_p(T - T_{adm} R_c^{k-1})$$

$$T = \frac{m_{comb} * PCI}{m_{aire} * C_p} + T_{adm} R_c^{k-1}$$

$$T = \frac{PCI}{\Phi(\theta) * C_p} + T_{adm} R_c^{k-1}$$

$$P_c = P_{adm} R_c^k$$

$$\frac{\partial m_{CO}}{\partial t} = \sqrt{P_{adm} R_c^k} * \beta * e^{-\frac{PCI}{\Phi(\theta) * C_p} + T_{adm} R_c^{k-1} * \frac{H_R}{T}}$$

$$\int_0^{m_{CO}} \partial m_{CO} = \int_0^{TAC} \sqrt{P_{adm} R_c^k} * \beta * e^{-\frac{PCI}{\Phi(\theta) * C_p} + T_{adm} R_c^{k-1} * \frac{H_R}{T}} \partial t$$

$$m_{CO} = \int_0^{TAC} \sqrt{P_{adm} R_c^k} * \frac{0.34 + 0.23x}{0.813 - 0.055x} * e^{-\frac{PCI}{\Phi(\theta) * C_p} + T_{adm} R_c^{k-1} * \frac{H_R}{T}} \partial t$$

$$f = \frac{m_{CO}}{M_{CO}} = \frac{1}{M_{CO}} \int_0^{TAC} \sqrt{P_{adm} R_c^k} * \frac{0.34 + 0.23x}{0.813 - 0.055x} * e^{-\frac{PCI}{\Phi(\theta) * C_p} + T_{adm} R_c^{k-1} * \frac{H_R}{T}} \partial t$$

Donde

$$C_p = 1.005 \left(\frac{KJ}{KG \cdot K} \right)$$

³³ Basado en web.usal.es/~jmcsil/biblioteca/fisicoquimica/capitulo22/parte2.pdf
Basado en <http://mit.ocw.universia.net/7.51/f01/pdf/fa01-lec06.pdf>

$$k = 1.4$$

$$E_a = 10090 \text{ J/mol}$$

$$T_{adm} = 290 \text{ K}$$

$$P_{adm} = 0.785 \text{ bar}$$

f: Monóxido de Carbono (%)

X: Concentración de GLP en el Combustible (%)

Ea: Constante Arhenius

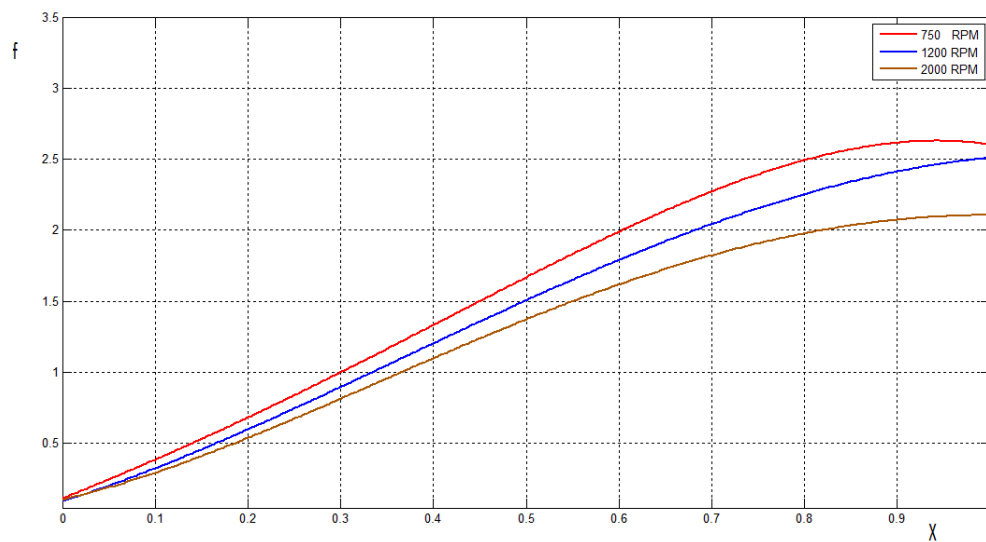


Figura 3.8. Coeficiente f en función de x

Fuente: Autores

3.1.4.2 Óxido Nítrico

Existen tres mecanismos fundamentales para la formación de óxido nítrico: súbito generado en el frente de llama, por las altas temperaturas alcanzadas en el interior del cilindro, y a causa del nitrógeno contenido en el combustible.³⁴

La relación que vincula la velocidad de generación de NO se determina con:

$$\frac{\partial m_{NO}}{\partial t} = \frac{30N}{14} e^{-\frac{E_a}{T}}$$

$$g1 = \frac{m_{NO}}{M_{NO}} = \int_0^{TAC} \frac{30N}{14M_{NO}} e^{-\frac{E_a}{T(\theta) \cdot C_P + T_{adm} R_s}} \delta t$$

Donde

$$E_a = 21080 \text{ J/mol}$$

g1: Oxido Nítrico (%)

X: Concentración de GLP en el Combustible (%)

Ea: Constante Arhenius

³⁴ Basado en web.usal.es/~jmcsil/biblioteca/fisicoquimica/capitulo22/parte2.pdf
Basado en <http://mit.ocw.universia.net/7.51/f01/pdf/fa01-lec06.pdf>

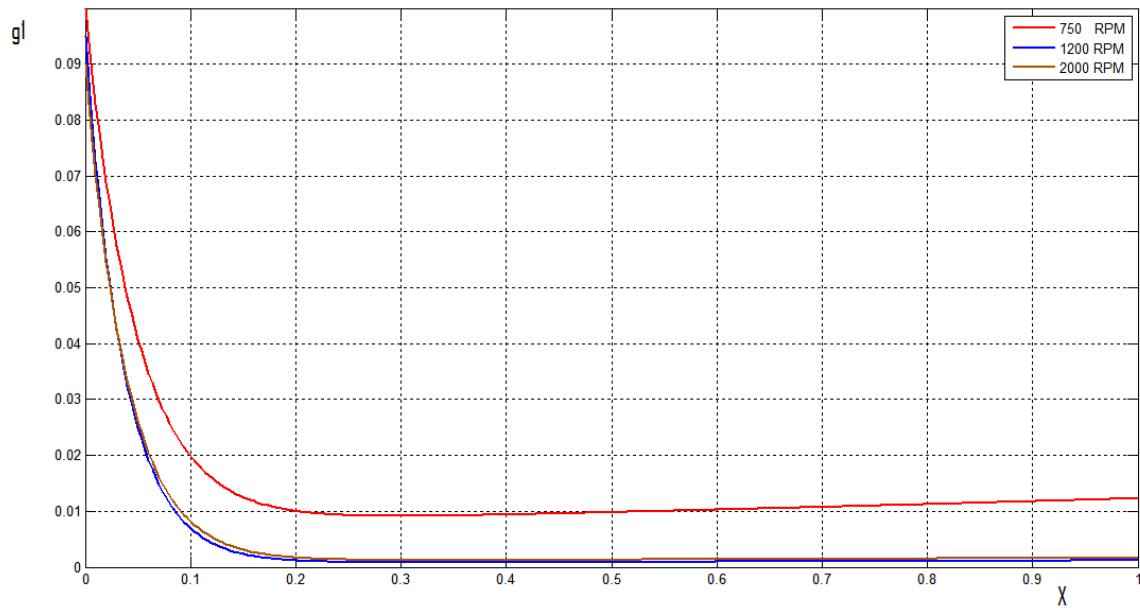


Figura 3.9. Coeficiente g1 en función de x

Fuente: Autores

3.1.4.3 Dióxido de Nitrógeno

El dióxido de Nitrógeno proviene principalmente de la reacción del nitrógeno y el oxígeno presentes en el aire y del nitrógeno contenido en el combustible. Esta reacción se facilita con el aumento de presión y temperatura al interior del cilindro.³⁵

$$\frac{\partial m_{NO_2}}{\partial t} = \sqrt{P_c} * \beta * \frac{N}{59.37\Phi(\theta)} * e^{\frac{-E_a}{T}}$$

$$g2 = \frac{m_{NO_2}}{M_{NO_2}} = \frac{1}{M_{NO_2}} \int_0^{TAC} \sqrt{P_{adm} R_c^k} * \frac{0.34 + 0.23x}{0.813 - 0.055x} * \frac{0.009}{59.37\Phi(\theta)} * e^{\frac{-E_a}{\frac{P_c}{\Phi(\theta)^{CF}} + T_{adm} R_c^{R-1}}} dt$$

³⁵ Basado en web.usal.es/~jmcsil/biblioteca/fisicoquimica/capitulo22/parte2.pdf
 Basado en <http://mit.ocw.universia.net/7.51/f01/pdf/fa01-lec06.pdf>

g2: Dióxido de Nitrógeno (%)

X: Concentración de GLP en el Combustible (%)

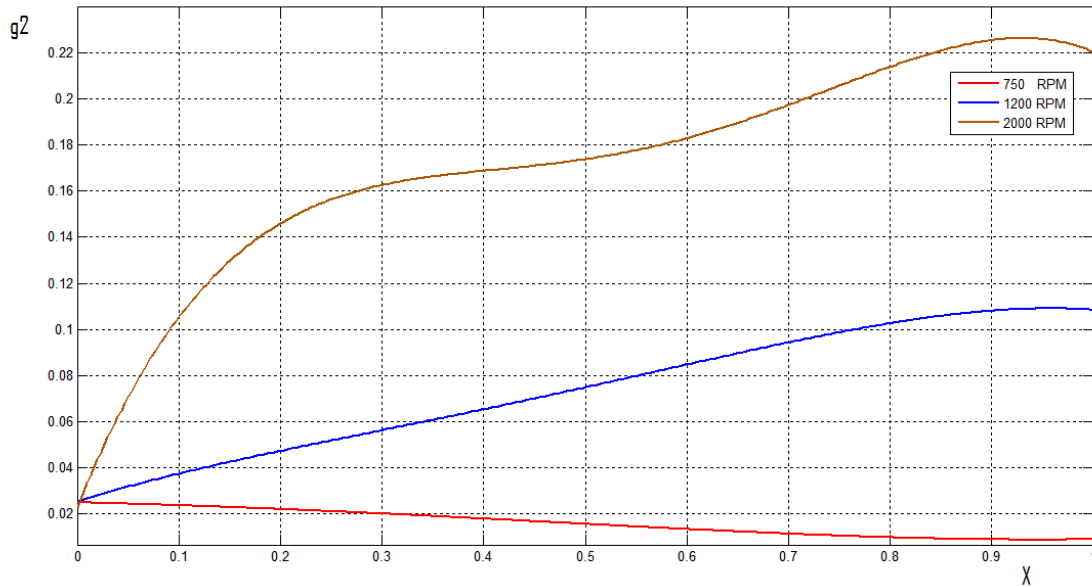


Figura 3.10. Coeficiente g2 en función de x

Fuente: Autores

3.1.4.4 Óxidos de Nitrógeno

Determinados por la concentración de oxígeno y nitrógeno en el combustible facilitan su reacción con el aumento de presión y temperatura de combustión en zonas aisladas del chorro de inyección.³⁶

$$\frac{\partial m_{NOx}}{\partial t} = \sqrt{P_c} * \beta * \frac{N * 59.37 \Phi(\theta)}{O_c} * e^{\frac{-E_a}{T}}$$

$$g3 = \frac{m_{NOx}}{M_{NOx}} = \frac{1}{M_{NOx}} \int_0^{TAC} \sqrt{P_{adm} R_c^k} * \frac{0.34 + 0.23x}{0.813 - 0.055x} * \frac{0.00959.37 \Phi(\theta)}{O_c} * e^{\frac{-E_a}{T}} dt$$

³⁶ Basado en web.usal.es/~jmcsil/biblioteca/fisicoquimica/capitulo22/parte2.pdf
 Basado en <http://mit.ocw.universia.net/7.51/f01/pdf/fa01-lec06.pdf>

g_3 : Óxidos de Nitrógeno (%)

X: Concentración de GLP en el Combustible (%)

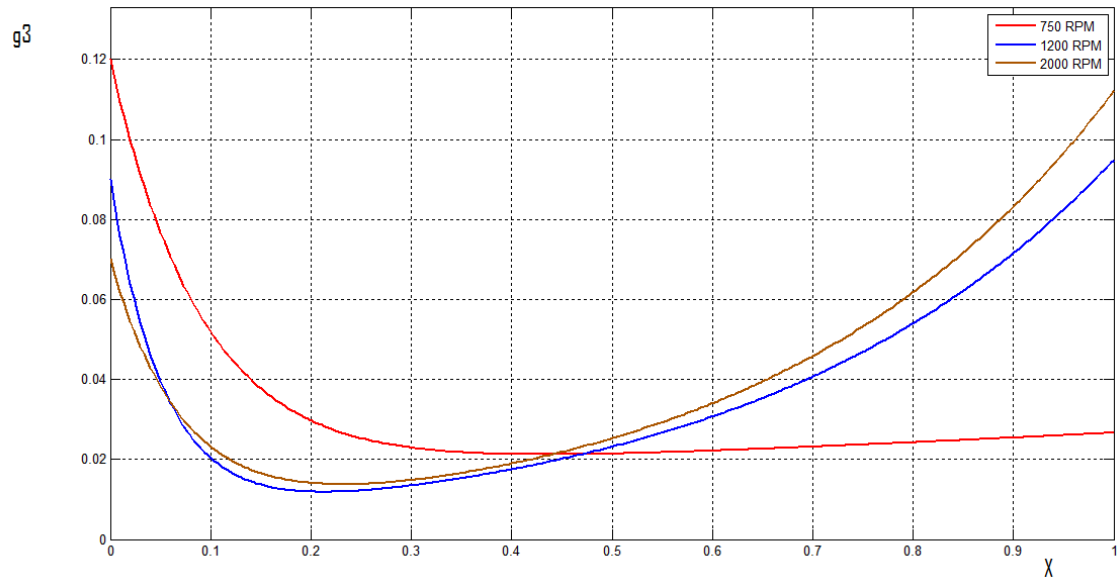


Figura 3.11. Coeficiente g_3 en función de x

Fuente: Autores

3.1.4.5 Hidrocarburos no Combustionados

Los hidrocarburos no combustionados a causa del combustible se deben principalmente a dos factores: bajas temperaturas en las paredes del cilindro y zonas de mezcla heterogénea demasiado ricas o con poca exposición al oxígeno. El modelo que vincula a la cantidad de hidrocarburos no combustionados se rige en la relación que estos tienen con el tiempo de mezcla y el tiempo aparente de combustión.³⁷

³⁷ Basado en web.usal.es/~jmcsil/biblioteca/fisicoquimica/capitulo22/parte2.pdf
Basado en <http://mit.ocw.universia.net/7.51/f01/pdf/fa01-lec06.pdf>

$$h = \frac{m_{C_{10.15}H_{22.04}}}{M_{C_{10.15}H_{22.04}}} = \frac{1}{M_{C_{10.15}H_{22.04}}} \int_0^{TAC} \frac{\sqrt{P_{adm} R_c^k}}{P_{iny} * 1.4 T E X} * \frac{0.34 + 0.23x}{0.813 - 0.055x} e^{-\frac{FCI}{\Phi(\theta)^{c_{CF}} + T_{adm} R_c^{k-1}} E_g} dt$$

h: Hidrocarburos no Combustionados

X: Concentración de GLP en el Combustible

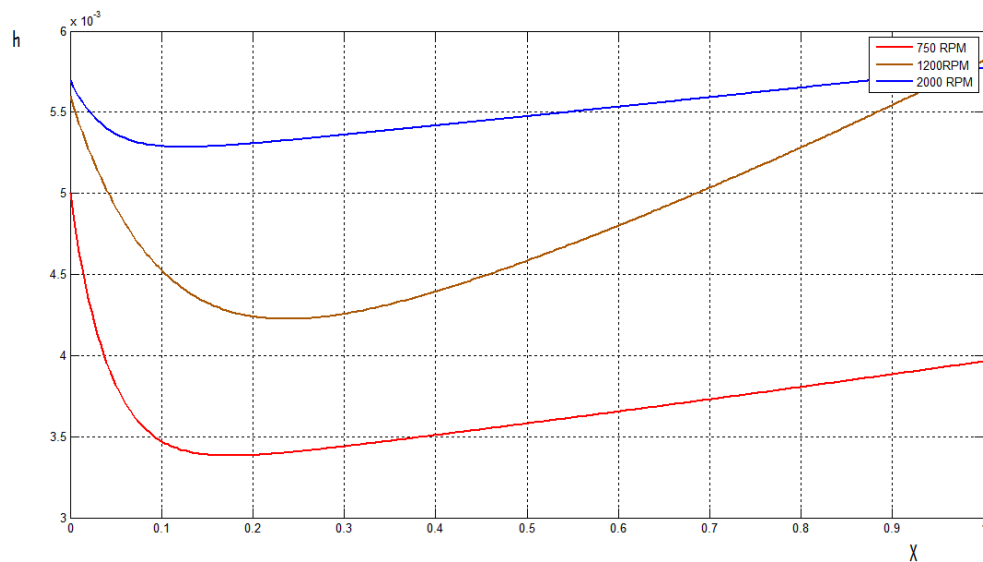


Figura 3.12. Coeficiente h en función de x

Fuente: Autores

3.1.5 Determinación de contaminantes para $x=0$ ³⁸

$$C_{10.15}H_{22.04} + (0.0655S_2 + 0.005N_2 + 0.014O_2) + 15.784\Phi(\theta)(O_2 + 3.762N_2) = aCO_2 + bH_2O + cSO_2 + dN_2 + eO_2 + fCO + g_1NO + g_2NO_2 + g_3NO_x + hC_{10.15}H_{22.04}$$

³⁸ Fuente de: Autor

Basado en CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000

$$(a + f + h) = 10.15$$

$$2\left(b + \frac{h}{2}\right) = 22.04$$

$$g = g_1 + g_2 + g_3$$

$$d + g = 15.784\Phi(\vartheta)(3.762) + 0.005 = 59.37\Phi(\vartheta) + 0.005$$

$$2 * 15.784\Phi(\vartheta) = 2a + b + 2c + e + f + g_1 + 2g_2 + 3g_3$$

3.1.5.1 Determinación de contaminantes para x=0 a750 RPM³⁹

De las tabulaciones:

$$\Phi(\vartheta) = 2.99$$

$$c = 0.0023$$

$$f = 0.15$$

$$g_1 = 0.1$$

$$g_2 = 0.025$$

$$g_3 = 0.12$$

$$h = 0.005$$

$$(a + 0.15 + 0.005) = 10.15$$

$$a = 9.995$$

$$2\left(b + \frac{0.005}{2}\right) = 22.04$$

³⁹ Fuente de: Autor

Basado en CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000

$$b = 11.01$$

$$d + g = 177.52$$

$$d = 177.27$$

$$91.52 = 19.99 + 11.01 + 0.0046 + e + 0.15 + 0.1 + 0.05 + 0.36$$

$$e = 59.85$$

$$\begin{aligned} & (C_{10.15}H_{22.04} + 0.0525S_2 + 0.004N_2 + 0.012O_2) + 47.19(O_2 + 3.762N_2) \\ & = 9.995CO_2 + 11.01H_2O + 0.0023SO_2 + 177.27N_2 + 59.85O_2 \\ & + 0.15CO + 0.1NO + 0.025NO_2 + 0.012NO_x + 0.005 C_{10.15}H_{22.04} \end{aligned}$$

Número de moles en productos húmedos

[3.9⁴⁰]

$$N_M = 9.995 + 11.01 + 0.0023 + 177.27 + 59.85 + 0.15 + 0.1 + 0.025 + 0.012 + 0.005$$

$$N_M = 258.43$$

Fracción Molar

$$\begin{aligned} F = & \frac{9.95}{258.43}CO_2 + \frac{11.01}{258.43}H_2O + \frac{0.0023}{258.43}SO_2 + \frac{177.27}{258.43}N_2 + \frac{59.85}{258.43}O_2 + \frac{0.15}{258.43}CO \\ & + \frac{0.1}{258.43}NO + \frac{0.025}{258.43}NO_2 + \frac{0.012}{258.43}NO_x + \frac{0.005}{258.43} C_{10.15}H_{22.04} \end{aligned}$$

Composición en porcentaje

$$\begin{aligned} 100\% = & 3.85CO_2 + 4.26H_2O + 0.00089SO_2 + 68.59N_2 + 23.15O_2 + 0.058CO \\ & + 0.0038NO + 0.0096NO_2 + 0.0046NO_x + 0.0019 C_{10.15}H_{22.04} \end{aligned}$$

⁴⁰ [3.9] CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000, Pag.616

3.1.5.2 Determinación de contaminantes para x=0 a1200 RPM

De las tabulaciones:

$$\Phi(\theta) = 2.16$$

$$c = 0.0048$$

$$f = 0.14$$

$$g_1 = 0.08$$

$$g_2 = 0.022$$

$$g_3 = 0.09$$

$$h = 0.0056$$

$$(a + 0.14 + 0.0056) = 10.15$$

$$a = 10.004$$

$$2 \left(b + \frac{0.0056}{2} \right) = 22.04$$

$$b = 11.017$$

$$d + 0.005 = 128.27$$

$$d = 128.265$$

$$68.19 = 20.008 + 11.017 + 0.0096 + s + 0.14 + 0.08 + 0.044 + 0.27$$

$$s = 36.61$$

$$\begin{aligned} & (C_{10.15} H_{22.04} \mid 0.0525S_2 \mid 0.004N_2 \mid 0.0048O_2) \mid 34.09(O_2 \mid 3.762N_2) \\ & = 10.004C_{10.15} + 11.017H_{22.04} + 0.0048S_2 + 108.265N_2 + 36.61O_2 \\ & + 0.14CO + 0.08NO + 0.022NO_2 + 0.09NO_x + 0.0056 C_{10.15} H_{22.04} \end{aligned}$$

Número de moles en productos húmedos

[3.10⁴¹]

$$N_M = 10.004 + 11.017 + 0.0048 + 108.265 + 36.61 + 0.14 + 0.08 + 0.022 + 0.09 + 0.0056$$

$$N_M = 166.23$$

Fracción Molar

$$F = \frac{10.004}{166.23} CO_2 + \frac{11.017}{166.23} H_2O + \frac{0.0048}{166.23} SO_2 + \frac{108.265}{166.23} N_2 + \frac{36.61}{166.23} O_2 + \frac{0.14}{166.23} CO + \frac{0.08}{166.23} NO + \frac{0.022}{166.23} NO_2 + \frac{0.009}{166.23} NO_x + \frac{0.0056}{166.23} C_{10.15}H_{22.04}$$

Composición en porcentaje

$$100\% = 6.02CO_2 + 6.63H_2O + 0.0029SO_2 + 65.13N_2 + 22.02O_2 + 0.084CO + 0.0048NO + 0.013NO_2 + 0.0054NO_x + 0.0033 C_{10.15}H_{22.04}$$

3.1.5.3 Determinación de contaminantes para x=0 a2000 RPM

De las tabulaciones:

$$\Phi(\vartheta) = 1.63$$

$$c = 0.0084$$

$$f = 0.12$$

$$g_1 = 0.075$$

$$g_2 = 0.02$$

$$g_3 = 0.07$$

$$h = 0.0058$$

⁴¹ [3.10] CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000, Pag.616

$$(a + 0.12 + 0.0058) = 10.15$$

$$a = 10.02$$

$$2\left(b + \frac{0.0058}{2}\right) = 22.04$$

$$b = 11.017$$

$$d + g = 96.77$$

$$d = 96.765$$

$$51.45 = 20.04 + 11.017 + 0.0168 + e + 0.12 + 0.075 + 0.04 + 0.21$$

$$e = 19.93$$

$$\begin{aligned} & (C_{10.15}H_{22.04} + 0.0525S_2 + 0.004N_2 + 0.012O_2) + 25.72(O_2 + 3.762N_2) \\ & = 10.02CO_2 + 11.017H_2O + 0.0084SO_2 + 96.77N_2 + 19.93O_2 \\ & + 0.12CO + 0.075NO + 0.02NO_2 + 0.07NO_x + 0.0058 C_{10.15}H_{22.04} \end{aligned}$$

Número de moles en productos húmedos

[3.11⁴²]

$$N_M = 10.02 + 11.017 + 0.0084 + 96.77 + 19.93 + 0.12 + 0.075 + 0.02 + 0.07 + 0.0058$$

$$N_M = 138.98$$

Fracción Molar

$$\begin{aligned} F = & \frac{10.02}{138.98}CO_2 + \frac{11.017}{138.98}H_2O + \frac{0.0084}{138.98}SO_2 + \frac{96.77}{138.98}N_2 + \frac{19.93}{138.98}O_2 + \frac{0.12}{138.98}CO \\ & + \frac{0.075}{138.98}NO + \frac{0.02}{138.98}NO_2 + \frac{0.07}{138.98}NO_x + \frac{0.0058}{138.98}C_{10.15}H_{22.04} \end{aligned}$$

⁴² [3.11] CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000, Pag.616

Composición en porcentaje

$$100\% = 7.2CO_2 + 7.92H_2O + 0.0064SO_2 + 69.62N_2 + 14.34O_2 + 0.086CO + 0.054NO + 0.014NO_2 + 0.05NO_x + 0.0042 C_{10.15}H_{22.04}$$

	CO_2	H_2O	N_2	O_2	SO_2	CO	NO	NO_2	NO_x	HC
	%	%	%	%	PPM	PPM	PPM	PPM	PPM	PPM
700 RPM	3.85	4.26	68.59	23.15	8.9	1500	38	96	46	19
1200 RPM	6.02	6.63	65.13	22.02	29	840	48	130	54	33
2000 RPM	7.2	7.92	69.92	14.34	64	860	54	140	60	42

Tabla 3.2. Contaminantes Producidos por la combustión Diesel

Fuente: Autores

3.1.6 Determinación de la proporción óptima de la mezcla Diesel-GLP

Como pudimos observar el comportamiento de la proporción de contaminantes en los gases de escape ha sido reducido a dos parámetros: el régimen de giro del motor y la proporción de la mezcla Diesel-GLP.

Matemáticamente se determina el valor óptimo de x mediante el cálculo del mínimo de la función igualando la derivada de la función con respecto a x a cero.

Para el caso del monóxido de carbono el mínimo se da evidentemente en la concentración $x=0$.

En el caso del NO observamos el siguiente comportamiento:

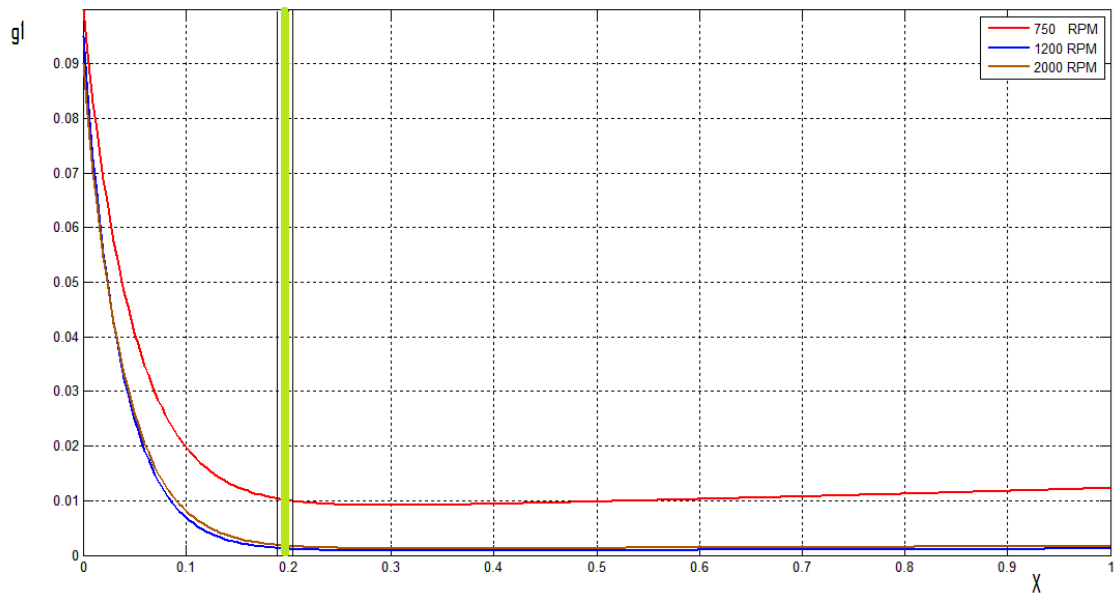


Figura 3.13. Coeficiente $g1$ mínimo en función de x

Fuente: Autores

El mínimo del factor $g1$ que determina la concentración de NO en los gases de escape a diferentes regímenes de giro se da en el intervalo:

$$0.192 < x < 0.215$$

Al igual que con el monóxido de carbono el mínimo de emisiones de dióxido de nitrógeno se da en $x=0$.

La cantidad del resto de óxidos nitrosos NO_x que se debe al factor $g3$ se determina con:

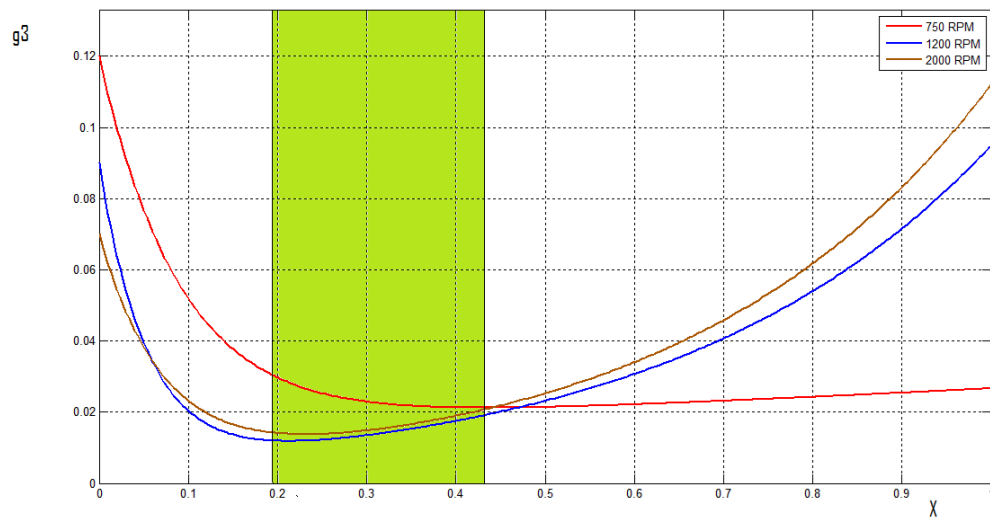


Figura 3.14. Coeficiente g_3 mínimo en función de x

Fuente: Autores

El mínimo del factor g_3 que determina la concentración de NO_x en los gases de escape a diferentes regímenes de giro se da en el intervalo:

$$0.19 < x < 0.43$$

El mínimo del factor h que determina la concentración de Hidrocarburos no combustionados en los gases de escape a diferentes regímenes de giro se da en el intervalo:

$$0.122 < x < 0.239$$

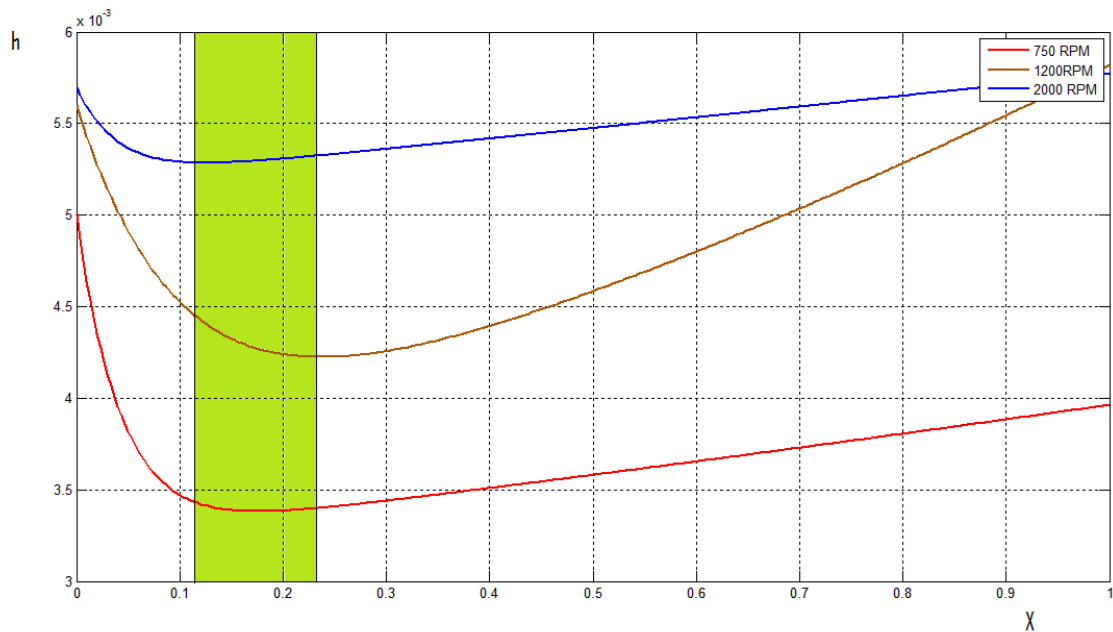


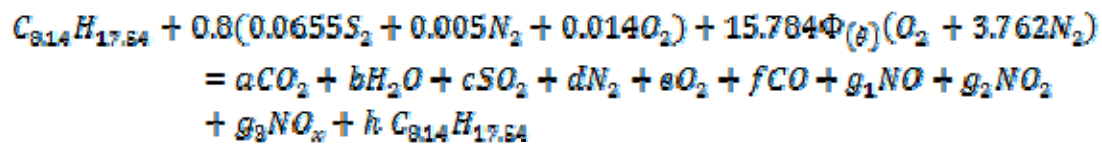
Figura 3.15 Coeficiente h mínimo en función de x

Fuente: Autor

Como podemos observar la tendencia señala hacia el valor $x=0.19$ como el mínimo funcional de x para el cual los factores f, g_1, g_2, g_3, c, h , se aproximen a su valor mínimo, es decir mientras g_1, g_2, h , se aproximan a sus mínimos absolutos f y c se mantienen en valores relativamente bajos.

Con lo cual determinamos a $x=0.2$ como el valor óptimo de la mezcla Diesel –GLP con el que las emisiones disminuyen.

La ecuación se establece de la siguiente manera:



$$(a + f + h) = 8.14$$

$$2\left(b + \frac{h}{2}\right) = 17.54$$

$$d + g = 15.784\Phi(\theta)(3.762) + N = 59.37\Phi(\theta) + 0.004$$

$$2 * 15.784\Phi(\theta) = 2a + b + 2c + e + f + g_1 + 2g_2 + 3g_3$$

3.1.6.1 Determinación de contaminantes para $x=0.2$ a 750 RPM⁴³

De las tabulaciones:

$$\Phi(\theta) = 2.99$$

$$c = 0.0015$$

$$f = 0.532$$

$$g_1 = 0.01$$

$$g_2 = 0.021$$

$$g_3 = 0.032$$

$$h = 0.0033$$

$$(a + 0.532 + 0.0033) = 8.14$$

$$a = 7.6$$

$$2 \left(b + \frac{0.0033}{2} \right) = 17.54$$

$$b = 8.76$$

$$d + g = 172.17$$

$$d = 172.11$$

⁴³ Fuente de: Autor

Basado en CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000.

$$91.52 = 15.2 + 8.76 + 0.003 + e + 0.532 + 0.01 + 0.042 + 0.0099$$

$$e = 66.96$$

$$\begin{aligned} & (C_{8.14}H_{17.54} + 0.0525S_2 + 0.004N_2 + 0.012O_2) + 47.35(O_2 + 3.762N_2) \\ & = 7.6CO_2 + 8.76H_2O + 0.0015SO_2 + 172.11N_2 + 66.96O_2 \\ & + 0.532CO + 0.01NO + 0.021NO_2 + 0.032NO_x + 0.0033 C_{8.14}H_{17.54} \end{aligned}$$

Número de moles en productos húmedos

[3.12⁴⁴]

$$N_M = 7.6 + 8.76 + 0.0015 + 172.11 + 66.96 + 0.532 + 0.01 + 0.021 + 0.032 + 0.0033$$

$$N_M = 255.99$$

Fracción Molar

$$\begin{aligned} F = & \frac{7.6}{255.99}CO_2 + \frac{8.76}{255.99}H_2O + \frac{0.0015}{255.99}SO_2 + \frac{172.11}{255.99}N_2 + \frac{66.96}{255.99}O_2 + \frac{0.532}{255.99}CO \\ & + \frac{0.01}{255.99}NO + \frac{0.021}{255.99}NO_2 + \frac{0.032}{255.99}NO_x + \frac{0.0033}{255.99} C_{8.14}H_{17.54} \end{aligned}$$

Composición en porcentaje

$$\begin{aligned} 100\% = & 2.96CO_2 + 3.4H_2O + 0.0005859SO_2 + 67.23N_2 + 26.15O_2 + 0.208CO \\ & | 0.0039NO | 0.0082NO_2 | 0.012NO_x | 0.0013 C_{8.14}H_{17.54} \end{aligned}$$

⁴⁴[3.12] CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000, Ejemplo 12.1, Pag.616.

3.1.6.2 Determinación de contaminantes para $x=0.2$ a 1200 RPM⁴⁵

De las tabulaciones:

$$\Phi(g) = 2.16$$

$$c = 0.0031$$

$$f = 0.548$$

$$g_1 = 0.001$$

$$g_2 = 0.049$$

$$g_3 = 0.016$$

$$h = 0.0043$$

$$(a + 0.548 + 0.0043) = 8.14$$

$$a = 7.57$$

$$2 \left(b + \frac{0.0043}{2} \right) = 17.54$$

$$b = 8.75$$

$$d + g = 15.784\Phi(g)(3.762) + 0.004 = 128.24$$

$$d + 0.066 = 128.24$$

$$d = 128.17$$

$$2 * 15.784\Phi(g) = 2a + b + 2c + e + f + g_1 + 2g_2 + 3g_3$$

$$68.18 = 15.14 + 8.75 + 0.0062 + e + 0.548 + 0.01 + 0.098 + 0.0048$$

⁴⁵ Fuente de: Autor

Basado en CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000.

$$s = 43.62$$

$$\begin{aligned} & (C_{8.14}H_{17.84} + 0.0525S_2 + 0.004N_2 + 0.012O_2) + 34.09(O_2 + 3.762N_2) \\ & = 7.57CO_2 + 8.75H_2O + 0.0031SO_2 + 128.17N_2 + 43.62O_2 \\ & + 0.548CO + 0.001NO + 0.049NO_2 + 0.016NO_x + 0.0043 C_{8.14}H_{17.84} \end{aligned}$$

Número de moles en productos húmedos

[3.13⁴⁶]

$$N_M = 7.57 + 8.75 + 0.0031 + 128.17 + 43.62 + 0.548 + 0.001 + 0.049 + 0.016 + 0.0043$$

$$N_M = 188.73$$

Fracción Molar

$$\begin{aligned} F = & \frac{7.57}{188.73}CO_2 + \frac{8.75}{188.73}H_2O + \frac{0.0031}{188.73}SO_2 + \frac{128.17}{188.73}N_2 + \frac{43.62}{188.73}O_2 + \frac{0.548}{188.73}CO \\ & + \frac{0.001}{188.73}NO + \frac{0.049}{188.73}NO_2 + \frac{0.016}{188.73}NO_x + \frac{0.0043}{188.73} C_{8.14}H_{17.84} \end{aligned}$$

Composición en porcentaje

$$\begin{aligned} 100\% = & 4.01CO_2 + 4.63H_2O + 0.00164SO_2 + 67.9N_2 + 23.11O_2 + 0.29CO \\ & + 0.00053NO + 0.0259NO_2 + 0.084NO_x + 0.0022 C_{8.14}H_{17.84} \end{aligned}$$

⁴⁶ [3.13] CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000, Ejemplo 12.1, Pag.616

3.1.6.3 Determinación de contaminantes para $x=0.2$ a 2000 RPM⁴⁷

De las tabulaciones:

$$\Phi(\beta) = 1.63$$

$$c = 0.0045$$

$$f = 0.51$$

$$g_1 = 0.002$$

$$g_2 = 0.143$$

$$g_3 = 0.018$$

$$h = 0.00535$$

$$(a + 0.51 + 0.00535) = 8.14$$

$$a = 7.62$$

$$2\left(b + \frac{0.00535}{2}\right) = 17.54$$

$$b = 8.77$$

$$d + g = 15.784\Phi(\beta)(3.762) + 0.004 = 96.79$$

$$d + 0.066 = 96.79$$

$$d = 96.72$$

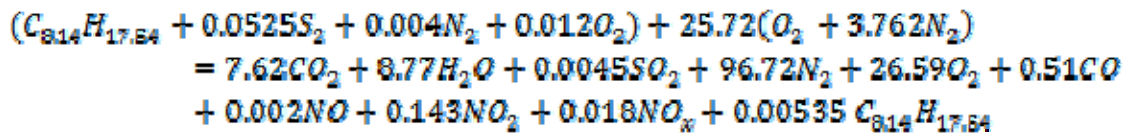
$$2 * 15.784\Phi(\beta) = 2a + b + 2c + e + f + g_1 + 2g_2 + 3g_3$$

$$51.45 = 15.24 + 8.75 + 0.009 + e + 0.51 + 0.002 + 0.286 + 0.054$$

$$e = 26.59$$

⁴⁷ Fuente de: Autor

Basado en CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000.



Número de moles en productos húmedos

[3.14⁴⁸]

$$N_M = 7.62 + 8.77 + 0.0045 + 96.72 + 26.59 + 0.51 + 0.002 + 0.143 + 0.018 + 0.00535$$

$$N_M = 140.38$$

Fracción Molar

$$\begin{aligned}
 F = & \frac{7.62}{140.38}CO_2 + \frac{8.77}{140.38}H_2O + \frac{0.0045}{140.38}SO_2 + \frac{96.72}{140.38}N_2 + \frac{26.59}{140.38}O_2 + \frac{0.51}{140.38}CO \\
 & + \frac{0.002}{140.38}NO + \frac{0.143}{140.38}NO_2 + \frac{0.018}{140.38}NO_x + \frac{0.00535}{140.38} C_{8.14}H_{17.54}
 \end{aligned}$$

Composición en porcentaje

$$\begin{aligned}
 100\% = & 5.42CO_2 + 6.24H_2O + 0.00321SO_2 + 68.89N_2 + 18.94O_2 + 0.363CO \\
 & + 0.00142NO + 0.101NO_2 + 0.013NO_x + 0.00381 C_{8.14}H_{17.54}
 \end{aligned}$$

	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	SO ₂	CO	NO	NO ₂	NO _x	HC
	%	%	%	%	PPM	PPM	PPM	PPM	PPM	PPM
700 RPM	2.96	3.4	67.23	26.15	5.8	2080	39	82	120	13
1200 RPM	4.01	4.63	67.9	23.11	16	2900	5.3	250	840	22
2000 RPM	5.42	6.24	68.89	18.94	32	3630	14	1010	130	38

Tabla 3.3 Contaminantes generados por la combustión Diesel GLP.

Fuente: Autores

⁴⁸ [3.14] CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, Mc Graw Hill, México, 2000, Ejemplo 12.1, Pag.616.

CAPITULO IV

ANALISIS DE LOS GASES DE ESCAPE DEL SISTEMA BIFUEL DIESEL-GLP AL MOTOR TOYOTA 3L

4.1 ANTECEDENTES

En el presente estudio se ha realizado conjuntamente con el Centro de Estudios Ambientales de la Universidad de Cuenca la medición de concentraciones de gases de combustión del tubo de escape de un motor diesel atmosférico Toyota modelo 3L, con 3000 cm³ de cilindrada y de 62KW a 3800 rpm.

La experimentación se ha realizado en 6 muestreos de gases, donde se probaron los siguientes combustibles:

- DIESEL PREMIUM.
- MEZCLA DIESEL PREMIUM-GLP

Para el caso de DIESEL PREMIUM como combustible se realizaron tres muestreos: el inicial con el motor encendido a 748.8 RPM, el segundo muestreo con el motor acelerado a 1208 RPM y el tercero con el motor acelerado a 2001 RPM. En cada uno de los muestreos se utilizó un tiempo de 2 minutos.

Para la segunda etapa se utilizó como combustible una MEZCLA DIESEL PREMIUM-GLP, de la misma manera se realizaron tres muestreos de 2 minutos cada uno, el primero con el motor encendido a 745 RPM, el segundo muestreo con el motor acelerado a 1207 RPM y el tercero con el motor acelerado a 2000 RPM.



Figura 4.1 Instalacion del sistema GLP al motor Toyota 3L

Fuente:Autores

4.2. MEDICIONES REALIZADAS

Determinación de los Gases de Combustión: Monóxido de Carbono (CO), Dióxido de Azufre (SO₂), Óxidos de Nitrógeno (NO, NO₂, NO_x) en un motor estacionario marca Toyota modelo 3L, en 2 condiciones de cambio de combustible, en cada una de estas condiciones, se realizaron tres muestreos para diferentes revoluciones por minuto (rpm), con una duración de 2 minutos en cada muestreo.

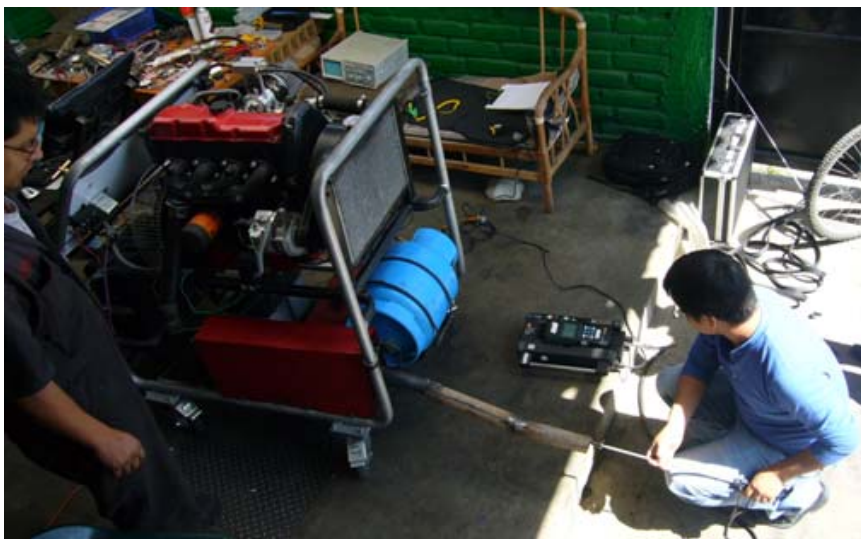


Figura 4.2 Medición de los Gases de Escape

Fuente: Autores

4.3. GASES DE COMBUSTION

Las mediciones fueron realizadas con un Equipo detector de gases de combustión TESTO 350 M/XL. El equipo tiene instalado sensores electroquímicos (celdas) para detección de gases: CO, NO, NO₂, NO_x, SO₂, H₂ y sensor de temperatura de gases. Dispone de una cámara Peltier para retener condensados de los gases medidos.

El equipo dispone de un Data-Logger donde registra las concentraciones de los gases en periodos de tiempo ajustables (data rate). Se tomó un muestreo de gas durante 2 minutos y con Data Rate (toma de muestra) de 10 segundos, en cada muestreo.

4.3.1 METODOLOGIA DE LA MEDICIÓN

La metodología de medición que se usó, es la indicada en el Texto Unificado de Legislación Ambiental Secundaria, Libro VI, Anexo 3 de “Métodos y equipos de medición de emisiones desde fuentes fijas de combustión”, Numeral 4.2 y sus anexos, que expresan lo siguiente:

4.2.2.5 Ubicación de puertos de muestreo.- los puertos de muestreo se colocarán a una distancia de, al menos, ocho diámetros de chimenea corriente abajo y dos diámetros de chimenea corriente arriba de una perturbación al flujo normal de gases de combustión. Se entiende por perturbación cualquier codo, contracción o expansión que posee la chimenea o conducto. En conductos de sección rectangular, se utilizará el mismo criterio, salvo que la ubicación de los puertos de muestreo se definirá en base al diámetro equivalente del conducto...

Para el análisis de los gases de combustión del motor se ubicó la sonda directamente dentro del tubo de escape (de 50 mm de diámetro) a una profundidad de 300 milímetros en el centro del tubo. Las condiciones del tubo no se prestaban para hacer un orificio de muestreo tal como lo estipula la Legislación ambiental.

4.3.2. EQUIPO ANALIZADOR

El equipo usado para la medición es un analizador de celdas electroquímicas según lo estipulado en el mismo texto de legislación ambiental en su numeral 4.2.2.17 al 4.2.2.20 que indican lo siguiente:

4.2.2.17 Métodos para determinación de emisión de dióxido de azufre y de óxidos de nitrógeno desde una fuente fija.- Esta determinación se realizará mediante uno de los dos sistemas de medición aquí propuestos, estos son, con el uso de instrumentación basada en analizadores portátiles, o, con el uso de los procedimientos de colección, recuperación y análisis en laboratorio de muestras colectadas. Se especificará claramente el método utilizado en la medición de emisiones.

4.2.2.18 Uso de analizadores portátiles.- se utilizarán equipos disponibles en el mercado, que reporten las emisiones de dióxido de azufre y/o de óxidos de nitrógeno en base a técnicas tales como de fluorescencia, ultravioleta, e infrarrojo no dispersivo, para el caso de dióxido de azufre, o, de quimiluminiscencia, para el caso de óxidos de nitrógeno. Otra opción consiste en la utilización de analizadores portátiles, que operan con tecnología de celdas electroquímicas, y diseñados para medición también de dióxido de azufre y de óxidos de nitrógeno.

4.2.2.19 De utilizarse analizadores portátiles, sea con cualquiera de las técnicas descritas en 4.2.2.18, estos equipos deberán contar con los respectivos certificados de calibración, otorgados por el fabricante de los mismos.

4.2.2.20 Los analizadores deberán contar con los accesorios que permitan el acondicionamiento de la muestra de gases en chimenea, previo al ingreso de la misma a la sección de medición. El sistema de medición deberá contar con una sonda de admisión del gas en chimenea, provista de sección de calentamiento o similar, que garanticen la no condensación de vapor de agua presente en la muestra y evitar así la consiguiente absorción de dióxido de azufre o de óxidos de nitrógeno en el líquido condensado.

Si el analizador reporta los resultados en base seca, el sistema de medición deberá contar con una unidad de condensación, o dispositivo similar, que garanticen la purga o evacuación del vapor de agua condensado, y al mismo tiempo, minimice el contacto entre la muestra de gases y el líquido condensado. Se aceptarán también equipos

analizadores que determinen concentraciones de SO₂ y/o de NO_x en base húmeda, siempre que los resultados sean convertidos a concentración en base seca mediante métodos apropiados.

Las mediciones fueron realizadas con un Equipo de medición de gases de combustión TESTO 350 M/XL. El equipo tiene instalado sensores electroquímicos para detección de gases: O₂, CO, NO, NO₂, NO_x, SO₂ y sensor de temperatura de gases.

4.3.3. AJUSTE DEL EQUIPO DE MEDICIÓN.

El Equipo TESTO 350 XL fue ajustado y calibrado a las siguientes condiciones:

Parámetro	Unidad	Rango de Detección	Exactitud
Temperatura	° C	40 – 1200	± 0.5% valor medido
O ₂	% v	0 – 25	± 0.8% valor final
CO	Ppm	0 – 10000	± 10% valor medido
NO	Ppm	0 – 3000	± 5% valor medido
NO ₂	Ppm	0 – 500	± 5% valor medido
SO ₂	Ppm	0 – 5000	± 5% valor medido
CO ₂	% v	0 - CO ₂ MAX	Calculado a partir del O ₂
Velocidad	m/s	1-30	Factor calib. = 0.67

Tabla 4.1 Ajuste del Equipo de Medición

Fuente: Autores

TIPO DE COMBUSTIBLE	DIESEL (LÍQUIDO FUEL OIL 1)
Presión Atmosférica dada por altura	560 mmHg (733mbar)
Altura	2560m SNM
Factor de Compensación	1.00
Diámetro de detección	0.050metros (área = 0.0020m ²)
Programa	No. Valores = 12; Tiempo Gas = 2min; Tiempo Aire = 6min; Tiempo Limpiar = 2min. Tiempo total = 10 minutos.

Tabla 4.2 Datos Técnicos

Fuente: Autores

4.4 NORMATIVA

La Normativa Ecuatoriana en su Texto Unificado de Legislación Ambiental Secundaria, Libro VI, Anexo 3 de “Motores de Combustión Interna”, expresa en el numeral 4.3.6, lo siguiente:

4.3.6 Motores de Combustión Interna

Límites máximos permisibles de emisiones al aire para motores de combustión interna

<i>CONTAMINANTE EMITIDO</i>	<i>OBSERVACIONES</i>	<i>FUENTES EXISTENTES</i>	<i>FUENTES NUEVAS</i>	<i>UNIDADES ^[1]</i>
<i>Partículas Totales</i>	--	350	150	<i>mg/m³</i>
<i>Óxidos de Nitrógeno</i>	--	2 300	2 000	<i>mg/m³</i>
<i>Dióxido de Azufre</i>	--	1 500	1 500	<i>mg/m³</i>

Tabla 4.3 Límites Máximos de Emisiones al Aire

Fuente: Autores

^[1] *mg/m³: miligramos por metro cúbico de gas a condiciones normales de 1013 milibares de presión y temperatura de 0° C, corregidos a 15% de O₂, en base seca.*

4.5. CONDICIONES DE LA MEDICION Y EVENTUALIDADES

4.5.1. CONDICIONES METEOROLÓGICAS

El clima durante la medición fue con una escasa nubosidad, viento ligero y una temperatura ambiente externa promedio de 19° C.

4.5.2. CONDICIONES DEL PROCESO

Se realizó las mediciones de concentración de gases de combustión en el tubo de escape del Motor Toyota, modelo 3L .Se realizaron mediciones con los siguientes combustibles:

- DIESEL PREMIUM.
- MEZCLA DIESEL PREMIUM-GLP

Para todos los muestreos, el motor ha sido operado de la siguiente manera:

1. Operación a 700 RPM aprox., durante 2 minutos de la medición.
2. Operación a 1200 RPM aprox., para 2 minutos de medición.
3. Operación a 2000 RPM aprox., para 2 minutos más de medición.

Cabe destacar que los Óxidos de Nitrógeno (NO_x), depende fundamentalmente de la temperatura de combustión, de la concentración de nitrógeno en el combustible y de oxígeno y del tiempo de exposición a altas temperaturas. El Dióxido de Azufre (SO₂) se origina principalmente por la oxidación del azufre contenido en el combustible, durante la combustión. El Monóxido de Carbono (CO) es producido por una combustión incompleta del combustible y generalmente está acompañado de la generación de partículas de hollín.

4.5.3. EVENTUALIDADES DURANTE LA MEDICIÓN DE GASES

No se presentaron eventualidades durante los periodos de medición.

4.6 MEDICIONES Y RESULTADOS

4.6.1 PRUEBA CON COMBUSTIBLE “DIESEL PREMIUM”

La prueba se realizó con el motor quemando DIESEL PREMIUM. La prueba duró 2 minutos efectivos de medición, para cada una de las aceleraciones.

En las Tablas # 4.4 a la # 4.15 se muestran los valores de concentración de CO, NO, NO₂, NO_x, SO₂ en partes por millón (ppm); O₂ y CO₂ en porcentaje, y la temperatura de gases (° C) y sus promedios ya transformados para fines de comparación con la normativa, así como la carga contaminante emitida, para cada una de las tres situaciones consideradas como son a 748.8 rpm, 1208 rpm y 2001 rpm respectivamente.

Por su parte en las tablas # 4.16 a la # 4.19, se presenta un promedio general de las tres citaciones anteriores.

Datos obtenidos en el muestreo de Gases de Combustión con el combustible “DIESEL PREMIUM” a 748.8 RPM (27/05/2012).

	Porcentaje de Oxígeno	Porcentaje de Dióxido de Carbono	Concentración de Monóxido de Carbono	Concentración de Óxido Nítrico	Concentración de Dióxido de Nitrógeno	Concentración de Óxidos de Nitrógeno	Concentración de Dióxido de Azufre	Temp. Gases
	(%O ₂)	(%CO ₂) *	(ppm CO)	(ppm NO)	(ppm NO ₂)	(ppm NO _x)	(ppm SO ₂)	(° C)
Promedios	17.40	2.61	299,75	239	53,13	292,08	5,33	47
Máximos	20.47	---	354	275	76,4	350	11	---
Emisión mg/Nm³	---	---	631.62	--	---	1011.12	25.69	---

Tabla 4.4 Muestreo del Diesel Premium a 748.8 RPM

Fuente: Autores

* Obtenido por la fórmula del CO₂ máximo: $\%CO = (CO_{2m\acute{a}x} * (21\% - \%O_2)) / (21\%)$.

** Los valores han sido transformados a condiciones normales de 1013mbar de presión y 0° C de temperatura, en base seca y corregida al 15% de oxígeno como indica la Legislación Ambiental Libro VI, Anexo 3 en su numeral 4.3.6: “Motores de Combustión Interna”.

La Tabla 4.5 presenta las concentraciones promedio de los gases que se han obtenido de la medición y su comparación con el límite normativo vigente:

Comparación de los valores de Concentración de gases de la prueba con DIESEL PREMIUM 748.8 rpm, frente a Normativa ambiental Vigente. (27/05/2012).

GAS	Promedio (Mg/Nm³)	LIMITE SEGÚN NORMATIVA⁴⁹ (Mg/Nm³)
Monóxido de Carbono (CO)	631.62	n/a
Óxidos de Nitrógeno (NOx)	1011.12	2000
Dióxido de Azufre (SO₂)	25.69	1500

Tabla 4.5 Concentración de Gases de Diesel Premium a 748.8 RPM

Fuente: Autores

Los valores han sido transformados a condiciones normales de 1013mbar de presión y 0° C de temperatura, en base seca y corregidos a 15% de oxígeno como indica la legislación.

⁴⁹ Fuente: Texto Unificado de Legislación Ambiental Secundaria, Libro VI, Anexo 3 de Norma de Emisiones para Motores de Combustión Interna, Numeral 4.3.6.

Las velocidades medidas en el interior del tubo de escape fueron las siguientes:

Velocidades de los gases en tubo de escape DIESEL PREMIUM 748.8 rpm (27/05/2012).

<i>Velocidad (m/s)</i>
3.4
3.2
3.2
3.2

Tabla 4.6 Velocidad de los gases Diesel Premium a 748.8 RPM

Fuente: Autores

La carga contaminante se obtiene por cálculo, con la velocidad de gases de chimenea y el área de la misma, lo cual lo realiza el equipo medidor en su programa

Carga contaminante emitidas al ambiente por el escape DIESEL PREMIUM 748.8 rpm (27/05/2012).

	Monóxido de Carbono (CO)	Óxidos de Nitrógeno (NO_x)	Dióxido de Azufre (SO₂)
CARGA EMITIDA POR HORA	7,3 gramos/hora	11.8 gramos/hora	0.3 gramos/hora

Tabla 4.7 Carga Contaminante del Diesel Premium a 748.8 RPM

Fuente: Autores

Datos obtenidos en el muestreo de Gases de Combustión con el combustible “DIESEL PREMIUM” a 1208 RPM (27/05/2012).

	Porcentaje de Oxígeno (%O ₂)	Porcentaje de Dióxido de Carbono (%CO ₂) *	Concentración de Monóxido de Carbono (ppm CO)	Concentración de Oxido Nítrico (ppm NO)	Concentración de Dióxido de Nitrógeno (ppm NO ₂)	Concentración de Óxidos de Nitrógeno (ppm NO _x)	Concentración de Dióxido de Azufre (ppm SO ₂)	Temp. Gases (° C)
Promedios	17,54	2.50	236,5	217,58	52,6	270,17	5,33	70
Máximos	20,58	---	278	249	62	311	9	---
Emisión mg/Nm³								
Corregido al 15% de O₂ **	---	---	518.33	--	---	972.77	26.72	---

Tabla 4.8 Muestreo del Diesel Premium a 1208 RPM

Fuente: Autores

* Obtenido por la fórmula del CO₂ máximo: $\%CO = (CO_{2m\acute{a}x} * (21\% - \%O_2)) / (21\%)$.

** Los valores han sido transformados a condiciones normales de 1013mbar de presión y 0° C de temperatura, en base seca y corregida a 15% de oxígeno como indica la Legislación Ambiental Libro VI, Anexo 3 en su numeral 4.3.6: “Motores de Combustión Interna”.

La Tabla 4.9 se presenta las concentraciones promedio de los gases que se han obtenido de la medición y su comparación con el límite normativo vigente:

Comparación de los valores de Concentración de gases de la prueba con DIESEL PREMIUM a 1208 rpm, frente a Normativa ambiental Vigente. (27/05/2012).

GAS	Promedio (Mg/Nm³)	Limite Según Normativa⁵⁰ (Mg/Nm³)
Monóxido de Carbono (CO)	518.33	n/a
Óxidos de Nitrógeno (NOx)	972.77	2000
Dióxido de Azufre (SO₂)	26.72	1500

Tabla 4.9 Concentración de Gases Mezcla Diesel Premium a 1208 RPM

Fuente: Autores

¹ Los valores han sido transformados a condiciones normales de 1013mbar de presión y 0° C de temperatura, en base seca y corregidos a 15% de oxígeno como indica la legislación.

⁵⁰ Fuente: Texto Unificado de Legislación Ambiental Secundaria, Libro VI, Anexo 3 de Norma de Emisiones para Motores de Combustión Interna, Numeral 4.3.6.

Las velocidades medidas en el interior del tubo de escape fueron las siguientes:

Velocidades de los gases en tubo de escape DIESEL PREMIUM a 1208 rpm (27/05/2012).

<i>Velocidad (m/s)</i>
3.2
3.2
3.2
3.2

Tabla 4.10 Velocidad de los gases Diesel Premium a 1208 RPM

Fuente: Autores

La carga contaminante se obtiene por cálculo, con la velocidad de gases de chimenea y el área de la misma, lo cual lo realiza el equipo medidor en su programa

Carga contaminante emitidas al ambiente por el escape DIESEL PREMIUM a 1208 rpm (27/05/2012).

	Monóxido de Carbono (CO)	Óxidos de Nitrógeno (NOx)	Dióxido de Azufre (SO₂)
CARGA EMITIDA POR HORA	5,3 gramos/hora	10.0 gramos/hora	0.3 gramos/hora

Tabla 4.11 Carga Contaminante del Diesel Premium a 1208 RPM

Fuente: Autores

Datos obtenidos en el muestreo de Gases de Combustión con el combustible “DIESEL PREMIUM” a 2001 RPM (27/05/2012).

	Porcentaje de Oxígeno (%O ₂)	Porcentaje de Dióxido de Carbono (%CO ₂) *	Concentración de Monóxido de Carbono (ppm CO)	Concentración de Oxido Nítrico (ppm NO)	Concentración de Dióxido de Nitrógeno (ppm NO ₂)	Concentración de Óxidos de Nitrógeno (ppm NO _x)	Concentración de Dióxido de Azufre (ppm SO ₂)	Temp. Gases (° C)
Promedios	17,19	2.76	279,33	210,33	48,17	258,67	3,17	74
Máximos	20,43	---	327,00	241,00	56,20	297,00	5,00	---
Emisión mg/Nm³ Corregido al 15% de O₂ **	---	554.46	---	843.80	14.37	

Tabla 4.12 Muestreo del Diesel Premium a 2001 RPM

Fuente: Autores

* Obtenido por la fórmula del CO₂ máximo: $\%CO = (CO_{2m\acute{a}x} * (21\% - \%O_2)) / (21\%)$.

** Los valores han sido transformados a condiciones normales de 1013mbar de presión y 0° C de temperatura, en base seca y corregida a 15% de oxígeno como indica la Legislación Ambiental Libro VI, Anexo 3 en su numeral 4.3.6: “Motores de Combustión Interna”.

La Tabla 4.13 presenta las concentraciones promedio de los gases que se han obtenido de la medición y su comparación con el límite normativo vigente:

Comparación de los valores de Concentración de gases de la prueba con DIESEL PREMIUM a 2001 rpm, frente a Normativa ambiental Vigente. (27/05/2012).

GAS	Promedio (Mg/Nm³)	Límite Según Normativa⁵¹ (Mg/Nm³)
Monóxido de Carbono (CO)	554.66	n/a
Óxidos de Nitrógeno (NOx)	843.80	2000
Dióxido de Azufre (SO₂)	14.37	1500

Tabla 4.13 Concentración de Gases Mezcla Diesel Premium a 2001 RPM

Fuente: Autores

¹ Los valores han sido transformados a condiciones normales de 1013mbar de presión y 0° C de temperatura, en base seca y corregidos a 15% de oxígeno como indica la legislación.

⁵¹ Fuente: Texto Unificado de Legislación Ambiental Secundaria, Libro VI, Anexo 3 de Norma de Emisiones para Motores de Combustión Interna, Numeral 4.3.6.

Las velocidades medidas en el interior del tubo de escape fueron las siguientes:

Velocidades de los gases en tubo de escape DIESEL PREMIUM a 2001 rpm, (27/05/2012).

<i>Velocidad (m/s)</i>
3.5
3.2
3.8
3.8

Tabla 4.14 Velocidad de los gases Diesel Premium a 2001 RPM

Fuente: Autores

La carga contaminante se obtiene por cálculo, con la velocidad de gases de chimenea y el área de la misma, lo cual lo realiza el equipo medidor en su programa

Carga contaminante emitidas al ambiente por el escape DIESEL PREMIUM a 2001 rpm, (27/05/2012).

	Monóxido de Carbono (CO)	Óxidos de Nitrógeno (NOx)	Dióxido de Azufre (SO₂)
CARGA EMITIDA POR HORA	6.9 gramos/hora	10.6 gramos/hora	0.2 gramos/hora

Tabla 4.15 Carga Contaminante del Diesel Premium a 2001 RPM

Fuente: Autores

Datos PROMEDIO (3 situaciones anteriores) obtenidos en el muestreo de Gases de Combustión con el combustible “DIESEL PREMIUM” (27/05/2012)

	Porcentaje de Oxígeno (%O ₂)	Porcentaje de Dióxido de Carbono (%CO ₂) *	Concentración de Monóxido de Carbono (ppm CO)	Concentración de Oxido Nítrico (ppm NO)	Concentración de Dióxido de Nitrógeno (ppm NO ₂)	Concentración de Óxidos de Nitrógeno (ppm NO _x)	Concentración de Dióxido de Azufre (ppm SO ₂)	Temp. Gases (° C)
Promedios	17,37	2.63	271.86	222.31	51.30	273.64	4.61	63.66
Máximos	20,49	---	319.67	255,00	64,87	319.33	8.33	---
Emisión mg/Nm³ Corregido al 15% de O₂ **	---	---	568.56	--	---	940.18	22.26	---

Tabla 4.16 Muestreo Promedio del Diesel Premium

Fuente: Autores

* Obtenido por la fórmula del CO₂ máximo: $\%CO = (CO_2máx * (21\% - \%O_2)) / (21\%)$.

** Los valores han sido transformados a condiciones normales de 1013mbar de presión y 0° C de temperatura, en bases secas y corregidas al 15% de oxígeno como indica la Legislación Ambiental Libro VI, Anexo 3 en su numeral 4.3.6: “Motores de Combustión Interna”.

La Tabla 4.17 presenta las concentraciones promedio de los gases que se han obtenido de la medición y su comparación con el límite normativo vigente:

Comparación de los valores PROMEDIO de Concentración de gases de la prueba con DIESEL PREMIUM frente a Normativa ambiental Vigente. (27/05/2012).

GAS	Promedio (Mg/Nm³)	Límite Según Normativa⁵² (Mg/Nm³)
Monóxido de Carbono (CO)	568.56	n/a
Óxidos de Nitrógeno (NOx)	940.18	2000
Dióxido de Azufre (SO₂)	22.26	1500

Tabla 4.17 Concentración Promedio de Gases Mezcla Diesel Premium

Fuente: Autores

¹Los valores han sido transformados a condiciones normales de 1013mbar de presión y 0° C de temperatura, en base seca y corregidos a 15% de oxígeno como indica la legislación.

⁵² Fuente: Texto Unificado de Legislación Ambiental Secundaria, Libro VI, Anexo 3 de Norma de Emisiones para Motores de Combustión Interna, Numeral 4.3.6.

Las velocidades promedio medidas en el interior del tubo de escape fueron las siguientes:

Velocidades de los gases en tubo de escape PROMEDIO DIESEL PREMIUM (27/05/2012).

<i>Velocidad (m/s)</i>
3.25
3.2
3.57

Tabla 4.18 Velocidad Promedio de los gases Diesel Premium

Fuente: Autores

La carga contaminante se obtiene por cálculo, con la velocidad de gases de chimenea y el área de la misma, lo cual lo realiza el equipo medidor en su programa

Carga contaminante emitidas al ambiente por el escape PROMEDIO DIESEL PREMIUM (27/05/2012).

	Monóxido de Carbono (CO)	Óxidos de Nitrógeno (NOx)	Dióxido de Azufre (SO₂)
CARGA EMITIDA POR HORA	6.5 gramos/hora	10.8 gramos/hora	0.3 gramos/hora

Tabla 4.19 Carga Promedio Contaminante del Diesel Premium

Fuente: Autores

REPRESENTACION GRAFICA DE LA CONCENTRACION DE GASES

A continuación se muestran los gráficos de las concentraciones de gases:

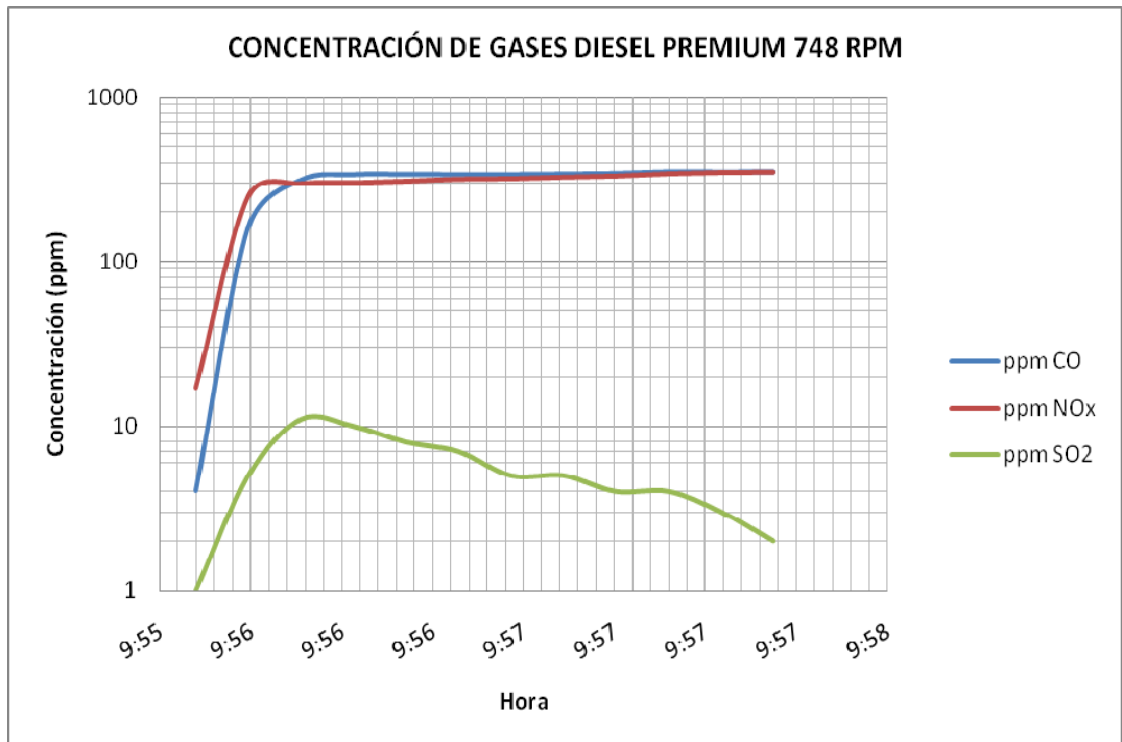


Figura 4.3 Gráfico de Concentración de Gases - Combustible “DIESEL PREMIUM”- 748.8 rmp
Fuente: Autores

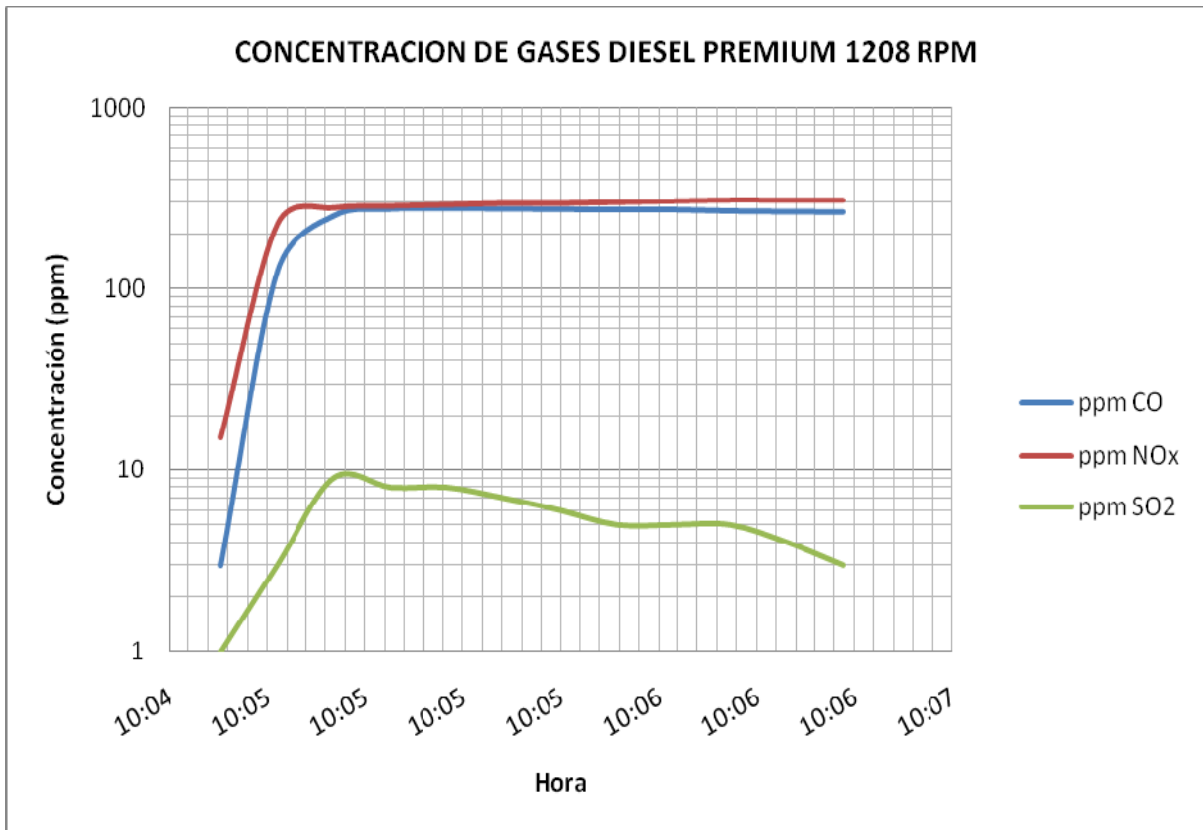


Figura 4.4 Grafico de Concentración de Gases - Combustible “DIESEL PREMIUM”- 1208 rmp
Fuente: Autores

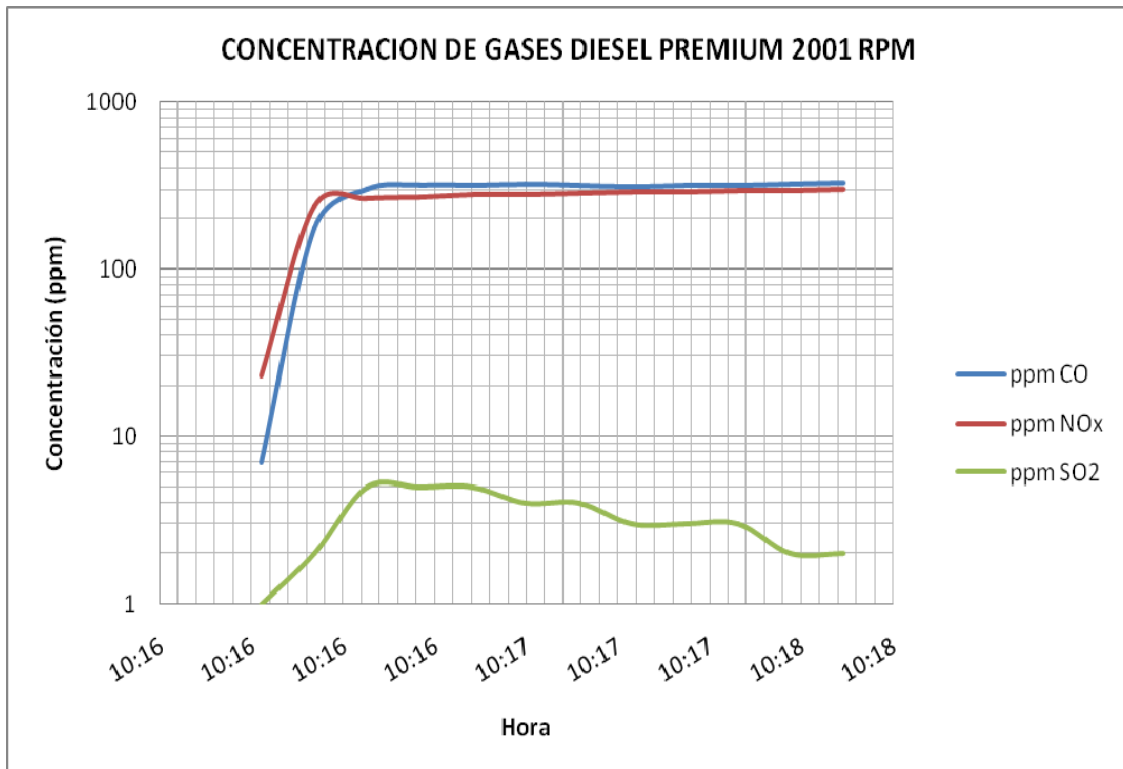


Figura 4.5 Grafico de Concentración de Gases - Combustible “DIESEL PREMIUM”- 2001 rmp

Fuente: Autores

CONCLUSIONES DEL ANALISIS DE GASES DE COMBUSTION CON DIESEL PREMIUM.

Las concentraciones promedio y máxima de todos los gases, no sobrepasan límites normativos estipulados en la legislación ambiental para motores de combustión interna.

El comportamiento de los gases en los tres casos es similar, en donde las curvas de las concentraciones de Monóxido de Carbono (CO) y de Óxidos de Nitrógeno (NOx) en los primeros segundos alcanzan a estabilizarse y se mantienen lineales y a la par. Por su parte en las curvas de Dióxido de Azufre (SO2) se observan ligeras concentraciones.

En lo que hace referencia a las cargas contaminantes emitidas se puede ver en las tablas respectivas que las menores emisiones se dan cuando el motor opera a 1208 rpm, para

los casos de CO y NO_x, mientras que las en las emisiones de SO₂ no se aprecia variaciones importantes en los tres casos.

4.6.2 PRUEBA CON “MEZCLA DE COMBUSTIBLE DIESEL PREMIUM-GLP”

La prueba se realizó con una MEZCLA DE COMBUSTIBLE DIESEL PREMIUM-GLP. La prueba duró 2 minutos efectivos de medición, para cada una de las situaciones monitoreadas.

En las Tablas 4.20 a la 4.31 se muestran los valores de concentración de CO, NO, NO₂, NO_x, SO₂ en partes por millón (ppm); O₂ y CO₂ en porcentaje, y la temperatura de gases (° C) y sus promedios ya transformados para fines de comparación con la normativa, así como la carga contaminante emitida, para cada una de las tres situaciones consideradas como son a 748.8 rpm, 1208 rpm y 2001 rpm respectivamente.

Por su parte en las tablas 4.32 a la 4.35, de igual manera, se presenta un promedio general de las tres citaciones anteriores.

Datos obtenidos en el muestreo de Gases de Combustión con “MEZCLA DE COMBUSTIBLE DIESEL PREMIUM-GLP 745 RPM (27/05/2012).

	Porcentaje de Oxígeno (%O ₂)	Porcentaje de Dióxido de Carbono (%CO ₂) *	Concentración de Monóxido de Carbono (ppm CO)	Concentración de Oxido Nítrico (ppm NO)	Concentración de Dióxido de Nitrógeno (ppm NO ₂)	Concentración de Óxidos de Nitrógeno (ppm NO _x)	Concentración de Dióxido de Azufre (ppm SO ₂)	Temp. Gases (° C)
Promedios	18.21	2.02	1940.67	21.92	53.78	75.75	2.92	84
Máximos	18.44	---	2270.00	86.00	65.20	92.00	5.00	---
Emisión mg/Nm³ Corregido al 15% de O₂ **	---	---	5327.20	--	---	341.61	18.30	---

Tabla 4.20 Muestreo del Diesel Premium-GLP a 745 RPM

Fuente: Autores

* Obtenido por la fórmula del CO₂ máximo: $\%CO = (CO_2\text{máx} * (21\% - \%O_2)) / (21\%)$.

** Los valores han sido transformados a condiciones normales de 1013mbar de presión y 0° C de temperatura, en bases secas y corregidas al 15% de oxígeno como indica la Legislación Ambiental Libro VI, Anexo 3 en su numeral 4.3.6: “Motores de Combustión Interna”.

La Tabla 4.21 presenta las concentraciones promedio de los gases que se han obtenido de la medición y su comparación con el límite normativo vigente:

Comparación de los valores de Concentración de gases de la prueba con MEZCLA DIESEL PREMIUM-GLP 745 RPM, frente a Normativa ambiental Vigente. (27/05/2012).

GAS	Promedio (Mg/Nm³)	Límite Según Normativa ⁵³ (Mg/Nm³)
Monóxido de Carbono (CO)	5327.206	n/a
Óxidos de Nitrógeno (NOx)	341.61	2000
Dióxido de Azufre (SO₂)	18.30	1500

Tabla 4.21 Concentración de Gases Mezcla Diesel Premium - GLP a 745 RPM

Fuente: Autores

¹ Los valores han sido transformados a condiciones normales de 1013mbar de presión y 0° C de temperatura, en base seca y corregidos a 15% de oxígeno como indica la legislación.

⁵³ Según Texto Unificado de Legislación Ambiental Secundaria, Libro VI, Anexo 3 de Norma de Emisiones para Motores de Combustión Interna, Numeral 4.3.6.

Las velocidades medidas en el interior del tubo de escape fueron las siguientes:

Velocidades de los gases en tubo de escape MEZCLA DIESEL PREMIUM-GLP 745 RPM (27/05/2012).

<i>Velocidad (m/s)</i>
3.3
3.2
3.2
3.0

Tabla 4.22 Velocidad de los Gases de Mezcla Diesel – GLP a 745 RPM

Fuente: Autores

La carga contaminante se obtiene por cálculo, con la velocidad de gases de chimenea y el área de la misma, lo cual lo realiza el equipo medidor en su programa

Carga contaminante emitidas al ambiente por el escape MEZCLA DIESEL PREMIUM-GLP 745 RPM (27/05/2012).

	Monóxido de Carbono (CO)	Óxidos de Nitrógeno (NOx)	Dióxido de Azufre (SO₂)
CARGA EMITIDA POR HORA	40.9 gramos/hora	2.7 gramos/hora	0.1 gramos/hora

Tabla 4.23 Carga Contaminante de la Mezcla Diesel Premium – GLP a 745 RPM

Fuente: Autores

Datos obtenidos en el muestreo de Gases de Combustión con “MEZCLA DE COMBUSTIBLE DIESEL PREMIUM-GLP 1207 RPM (27/05/2012).

	Porcentaje de Oxígeno (%O ₂)	Porcentaje de Dióxido de Carbono (%CO ₂) *	Concentración de Monóxido de Carbono (ppm CO)	Concentración de Oxido Nítrico (ppm NO)	Concentración de Dióxido de Nitrógeno (ppm NO ₂)	Concentración de Óxidos de Nitrógeno (ppm NO _x)	Concentración de Dióxido de Azufre (ppm SO ₂)	Temp. Gases (° C)
Promedios	18.33	1.93	1273.42	19.33	89.37	108.75	1.92	90
Máximos	19.82	---	1407.00	23.00	106.10	129.00	4.00	---
Emisión mg/Nm³ Corregido al 15% de O₂ **	---	---	3651.89	--	---	512.36	12.56	---

Tabla 4.24 Muestreo del Diesel Premium-GLP a 1207 RPM

Fuente: Autores

* Obtenido por la fórmula del CO₂ máximo: %CO = (CO₂máx * (21% - %O₂)) / (21%).

** Los valores han sido transformados a condiciones normales de 1013mbar de presión y 0° C de temperatura, en base seca y corregidos a 15% de oxígeno como indica la Legislación Ambiental Libro VI, Anexo 3 en su numeral 4.3.6: “Motores de Combustión Interna”.

La Tabla 4.25 presenta las concentraciones promedio de los gases que se han obtenido de la medición y su comparación con el límite normativo vigente:

Comparación de los valores de la Concentración de gases de la prueba con MEZCLA DIESEL PREMIUM-GLP 1207 RPM, frente a Normativa ambiental Vigente. (27/05/2012).

GAS	Promedio (Mg/Nm³)	Limite Según Normativa⁵⁴ (Mg/Nm³)
Monóxido de Carbono (CO)	3651.89	n/a
Óxidos de Nitrógeno (NOx)	512.36	2000
Dióxido de Azufre (SO₂)	12.56	1500

Tabla 4.25 Concentración de Gases Mezcla Diesel Premium - GLP a 1207 RPM

Fuente: Autores

¹ Los valores han sido transformados a condiciones normales de 1013mbar de presión y 0° C de temperatura, en base seca y corregidos a 15% de oxígeno como indica la legislación.

⁵⁴ Según Texto Unificado de Legislación Ambiental Secundaria, Libro VI, Anexo 3 de Norma de Emisiones para Motores de Combustión Interna, Numeral 4.3.6.

Las velocidades medidas en el interior del tubo de escape fueron las siguientes:

Velocidades de los gases en tubo de escape con MEZCLA DIESEL PREMIUM-GLP 1207 RPM (27/05/2012).

<i>Velocidad (m/s)</i>
3.2
3.4
3.3
3.3

Tabla: 4.26 Velocidad de los Gases de Mezcla Diesel – GLP a 1207 RPM

Fuente: Autores

La carga contaminante se obtiene por cálculo, con la velocidad de gases de chimenea y el área de la misma, lo cual lo realiza el equipo medidor en su programa

Carga contaminante emitidas al ambiente por el escape con MEZCLA DIESEL PREMIUM-GLP 1207 RPM (27/05/2012).

	Monóxido de Carbono (CO)	Óxidos de Nitrógeno (NOx)	Dióxido de Azufre (SO₂)
CARGA EMITIDA POR HORA	27.9 gramos/hora	3.9 gramos/hora	0.1 gramos/hora

Tabla 4.27 Carga Contaminante de la Mezcla Diesel Premium – GLP a 1207 RPM

Fuente: Autores

Datos obtenidos en el muestreo de Gases de Combustión con “MEZCLA DE COMBUSTIBLE DIESEL PREMIUM-GLP 2000 RPM (27/05/2012).

	Porcentaje de Oxígeno (%O ₂)	Porcentaje de Dióxido de Carbono (%CO ₂) *	Concentración de Monóxido de Carbono (ppm CO)	Concentración de Oxido Nítrico (ppm NO)	Concentración de Dióxido de Nitrógeno (ppm NO ₂)	Concentración de Óxidos de Nitrógeno (ppm NO _x)	Concentración de Dióxido de Azufre (ppm SO ₂)	Temp. Gases (° C)
Promedios	17.73	2.37	1041.33	37.25	112.03	149.42	3.58	95
Máximos	19.74	---	1183.00	44.00	128.10	171.00	5.00	---
Emisión mg/Nm³ Corregido al 15% de O₂ **	---	---	2425.21	--	---	571.69	19.08	---

Tabla 4.28 Muestreo del Diesel Premium-GLP a 2000 RPM

Fuente: Autores

* Obtenido por la fórmula del CO₂ máximo: $\%CO = (CO_2\text{máx} * (21\% - \%O_2)) / (21\%)$.

** Los valores han sido transformados a condiciones normales de 1013mbar de presión y 0° C de temperatura, en base seca y corregidos a 15% de oxígeno como indica la Legislación Ambiental Libro VI, Anexo 3 en su numeral 4.3.6: “Motores de Combustión Interna”.

La Tabla 4.29 presenta las concentraciones promedio de los gases que se han obtenido de la medición y su comparación con el límite normativo vigente:

Comparación de los valores de la Concentración de gases de la prueba con MEZCLA DIESEL PREMIUM-GLP 2000 RPM, frente a Normativa ambiental Vigente. (27/05/2012).

GAS	Promedio (Mg/Nm³)	Limite Según Normativa ⁵⁵ (Mg/Nm³)
Monóxido de Carbono (CO)	2425.21	n/a
Óxidos de Nitrógeno (NOx)	571.69	2000
Dióxido de Azufre (SO₂)	19.08	1500

Tabla 4.29 Concentración de Gases Mezcla Diesel Premium - GLP a 2000 RPM

Fuente: Autores

¹ Los valores han sido transformados a condiciones normales de 1013mbar de presión y 0° C de temperatura, en base seca y corregidos a 15% de oxígeno como indica la legislación.

⁵⁵ Según Texto Unificado de Legislación Ambiental Secundaria, Libro VI, Anexo 3 de Norma de Emisiones para Motores de Combustión Interna, Numeral 4.3.6.

Las velocidades medidas en el interior del tubo de escape fueron las siguientes:

Velocidades de los gases en tubo de escape MEZCLA DIESEL PREMIUM-GLP 2000 RPM (27/05/2012).

<i>Velocidad (m/s)</i>
3.8
4.0
4.2
4

Tabla 4.30 Velocidad de los Gases de Mezcla Diesel Premium – GLP a 2000 RPM

Fuente: Autores

La carga contaminante se obtiene por cálculo, con la velocidad de gases de chimenea y el área de la misma, lo cual lo realiza el equipo medidor en su programa

Carga contaminante emitidas al ambiente por el escape MEZCLA DIESEL PREMIUM-GLP 2000 RPM (27/05/2012).

	Monóxido de Carbono (CO)	Óxidos de Nitrógeno (NOx)	Dióxido de Azufre (SO₂)
CARGA EMITIDA POR HORA	27.3 gramos/hora	6.4 gramos/hora	0.2 gramos/hora

Tabla 4.31 Carga Contaminante de la Mezcla Diesel Premium – GLP a 2000 RPM

Fuente: Autores

Datos obtenidos en el muestreo de Gases de Combustión PROMEDIO con “MEZCLA DE COMBUSTIBLE DIESEL PREMIUM-GLP (27/05/2012).

	Porcentaje de Oxígeno (%O ₂)	Porcentaje de Dióxido de Carbono (%CO ₂) *	Concentración de Monóxido de Carbono (ppm CO)	Concentración de Oxido Nítrico (ppm NO)	Concentración de Dióxido de Nitrógeno (ppm NO ₂)	Concentración de Óxidos de Nitrógeno (ppm NOx)	Concentración de Dióxido de Azufre (ppm SO ₂)	Temp. Gases (° C)
Promedios	18.09	2.11	1418.47	26.17	85.06	111.31	2.81	89.66
Máximos	19.33	---	1620.00	51.00	99.80	130.67	4.67	---
Emisión mg/Nm³ Corregido al 15% de O₂ **	---	---	3725.07	--	---	480.21	16.65	---

Tabla 4.32 Muestreo Promedio de la Mezcla Diesel Premium-GLP

Fuente: Autores

* Obtenido por la fórmula del CO₂ máximo: $\%CO = (CO_{2m\acute{a}x} * (21\% - \%O_2)) / (21\%)$.

** Los valores han sido transformados a condiciones normales de 1013mbar de presión y 0° C de temperatura, en base seca y corregidos a 15% de oxígeno como indica la Legislación Ambiental Libro VI, Anexo 3 en su numeral 4.3.6: “Motores de Combustión Interna”.

La Tabla 4.33 presenta las concentraciones promedio de los gases que se han obtenido de la medición y su comparación con el límite normativo vigente:

Comparación de los valores PROMEDIO de Concentración de gases de la prueba con MEZCLA DE COMBUSTIBLE DIESEL PREMIUM-GLP frente a Normativa ambiental Vigente. (27/05/2012).

GAS	PROMEDIO (MG/NM³)	LIMITE SEGÚN NORMATIVA ⁵⁶ (MG/NM³)
Monóxido de Carbono (CO)	3725.07	n/a
Óxidos de Nitrógeno (NOx)	480.21	2000
Dióxido de Azufre (SO₂)	16.65	1500

Tabla 4.33 Concentración Promedio de los Gases Mezcla Diesel Premium - GLP

Fuente: Autores

¹ Los valores han sido transformados a condiciones normales de 1013mbar de presión y 0° C de temperatura, en base seca y corregidos a 15% de oxígeno como indica la legislación.

⁵⁶ Según Texto Unificado de Legislación Ambiental Secundaria, Libro VI, Anexo 3 de Norma de Emisiones para Motores de Combustión Interna, Numeral 4.3.6.

Las velocidades medidas en el interior del tubo de escape fueron las siguientes:

Velocidades de los gases en tubo de escape PROMEDIO MEZCLA DIESEL PREMIUM-GLP (27/05/2012).

<i>Velocidad (m/s)</i>
3.17
3.3
4

Tabla 4.34 Velocidad Promedio de los Gases de Mezcla Diesel Premium – GLP

Fuente: Autores

La carga contaminante se obtiene por cálculo, con la velocidad de gases de chimenea y el área de la misma, lo cual lo realiza el equipo medidor en su programa

Carga contaminante emitidas al ambiente por el escape PROMEDIO MEZCLA DIESEL PREMIUM-GLP (27/05/2012).

	Monóxido de Carbono (CO)	Óxidos de Nitrógeno (NOx)	Dióxido de Azufre (SO₂)
CARGA EMITIDA POR HORA	32.9 gramos/hora	4.2 gramos/hora	0.1 gramos/hora

Tabla 4.35 Carga Contaminante Promedio de la Mezcla Diesel Premium – GLP

Fuente: Autores

REPRESENTACION GRAFICA DE LA CONCENTRACION DE GASES

A continuación se muestran los gráficos de las concentraciones de gases:

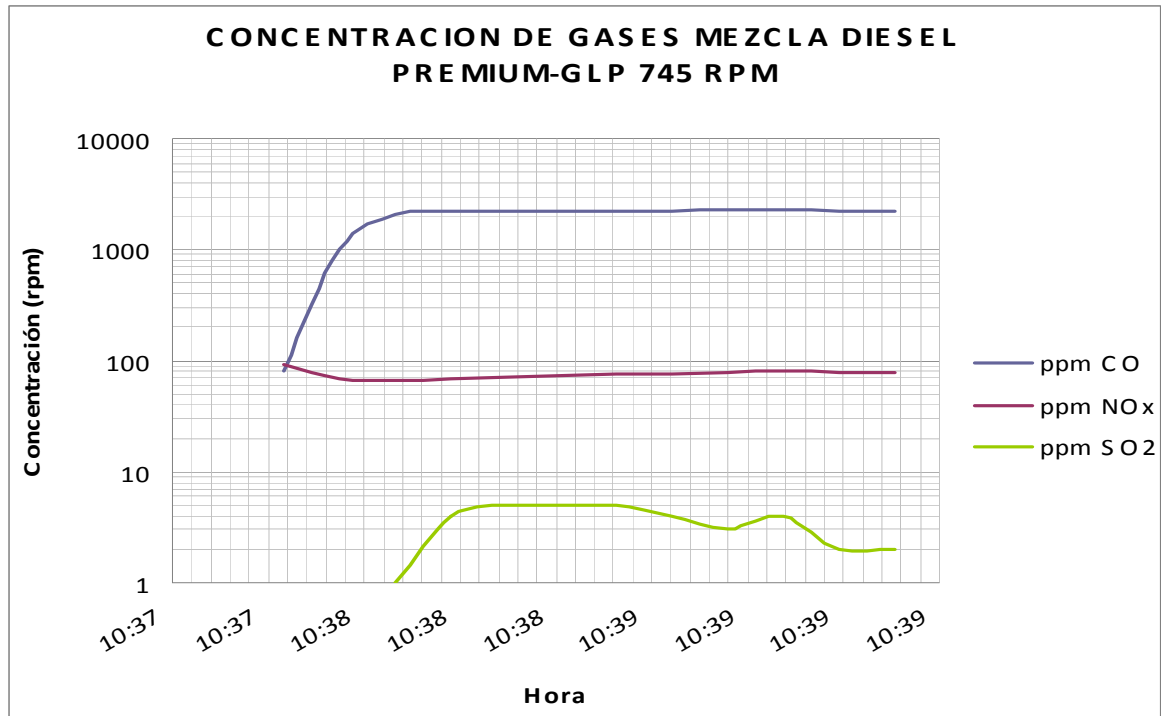


Figura 4.6 Grafico de Concentración de Gases- “MEZCLA DE COMBUSTIBLE DIESEL PREMIUM –GLP 745 RPM”.

Fuente: Autores

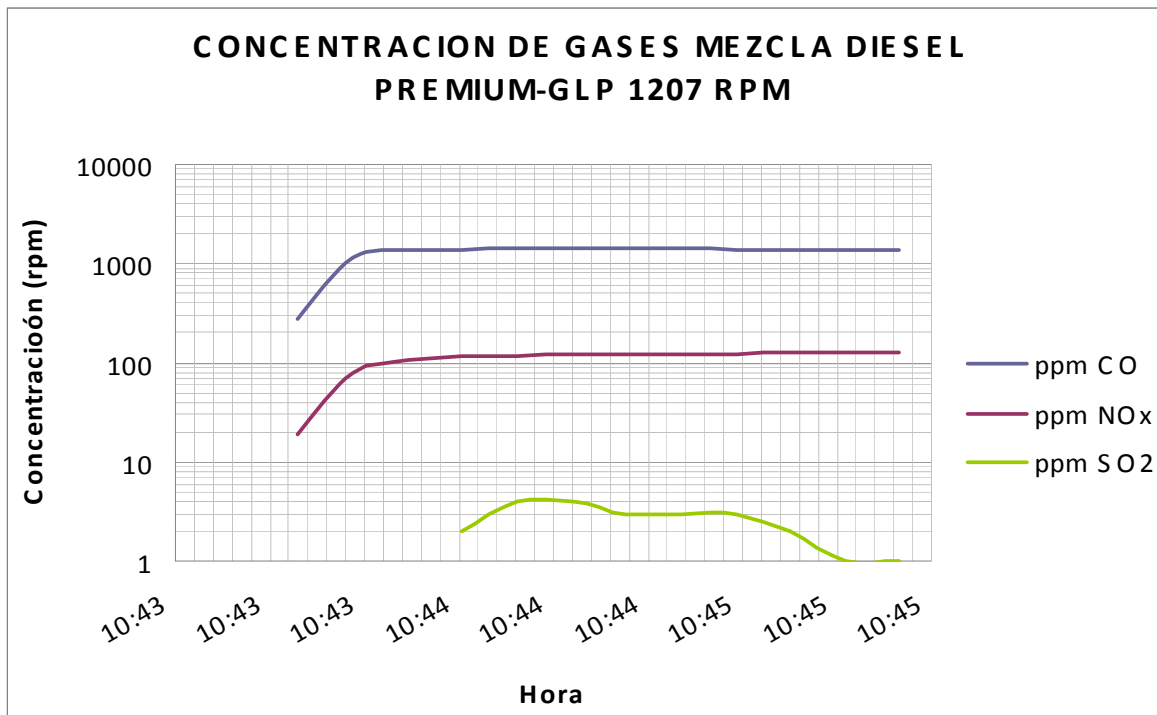


Figura 4.7 Grafico de Concentración de Gases- “MEZCLA DE COMBUSTIBLE DIESEL PREMIUM –GLP 1207 RPM”.
Fuente: Autores

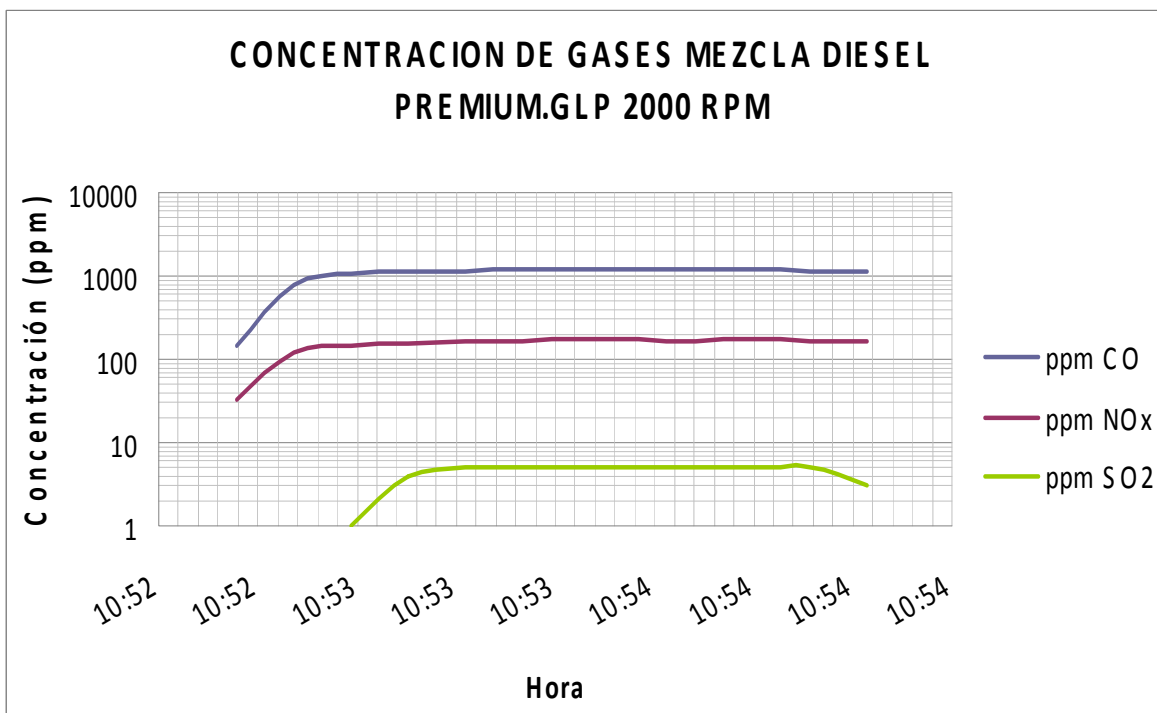


Figura 4.8 Gráfico de Concentración de Gases- “MEZCLA DE COMBUSTIBLE DIESEL PREMIUM –GLP 2000 RPM”.
Fuente: Autores

ANALISIS FINAL DE LOS GASES DE ESCAPE DEL SISTEMA BIFUEL DIESEL- GLP AL MOTOR TOYOTA 3L

Luego de obtener los resultados de las mediciones de los gases de escape se observa que las concentraciones promedio y máxima de todos los gases, no sobrepasan límites normativos estipulados en la legislación ambiental para motores de combustión interna.

Las curvas de Monóxido de Carbono (CO) se mantienen de forma lineal, la diferencia con la situación anterior es que en este caso las concentraciones son mayores.

De igual manera las curvas de Óxidos de Nitrógeno (NOx) se siguen manteniendo lineales, esta vez se observa una diferencia con respecto a las concentraciones de CO, ya que en el caso anterior con Diesel Premium como combustible, prácticamente estas concentraciones iban a la par, en este caso los NOx son menores al CO.

La generación de Dióxido de Azufre (SO₂) en su comportamiento se mantiene, pero sus concentraciones son menores al caso anterior (con Diesel Premium como combustible)

En lo referente a las cargas contaminantes emitidas se puede concluir, que cuando el motor aumenta sus revoluciones por minuto (rpm), las emisiones de CO disminuyen, pero las de NOx aumentan. De la misma manera las emisiones de SO₂ no varían considerablemente.

Si se compara las cargas contaminantes entre los dos casos estudiados, se aprecia que cuando se utiliza la MEZCLA DIESEL PREMIUM-GLP las emisiones de CO aumentan, mientras que las de NOx y las de SO₂ disminuyen con respecto a la utilización de DIESEL **PREMIUM** como combustible.

4.7. ANALISIS COMPARATIVO DE PARAMETROS

La Tabla 4.36 muestra las diferencias de los parámetros medidos en cada experimentación.

Diferencias entre parámetros de los gases de Combustión para cada tipo de combustible. (27/05/2012)

TIPO DE COMBUSTIBLE	O₂ %	CO₂ %	CO PPM	NO PPM	NO₂ PPM	NOX PPM	SO₂ PPM	TEMP. ° C
DIESEL PREMIUM	17,37	2.63	271.86	222.31	51.30	273.64	4.61	63.66
MEZCLA DIESEL PREMIUM-GLP	18.09	2.11	1418.47	26.17	85.06	111.31	2.81	89.66

Tabla 4.36 Diferencias de Parámetros en cada experimentación

Fuente: Autores

La Tabla 4.37 muestra las diferencias de las emisiones medidas en cada experimentación.

Diferencias entre las emisiones de los gases de Combustión para cada tipo de combustible. (27/05/2012).

CARGA EMITIDA POR HORA	MONOXIDO DE CARBONO (CO)	OXIDOS DE NITROGENO (NOX)	DIOXIDO DE AZUFRE (SO₂)
DIESEL PREMIUM	6.5	10.8	0.3
MEZCLA DIESEL PREMIUM-GLP	32.9	4.2	0.1

Tabla 4.37 Diferencias de emisiones en cada experimentación

Fuente: Autores

Una mejor apreciación de las tablas 4.36 y 4.37 se puede observar en el siguiente análisis gráfico.

4.7.1. ANALISIS GRÁFICO

Las figuras muestran los diferentes parámetros obtenidos en cada muestreo, para fines comparativos:

4.7.1.1 COMPARACION DE CONCENTRACIONES DE MONOXIDO DE CARBONO (CO) VERSUS EL TIPO DE COMBUSTIBLE.

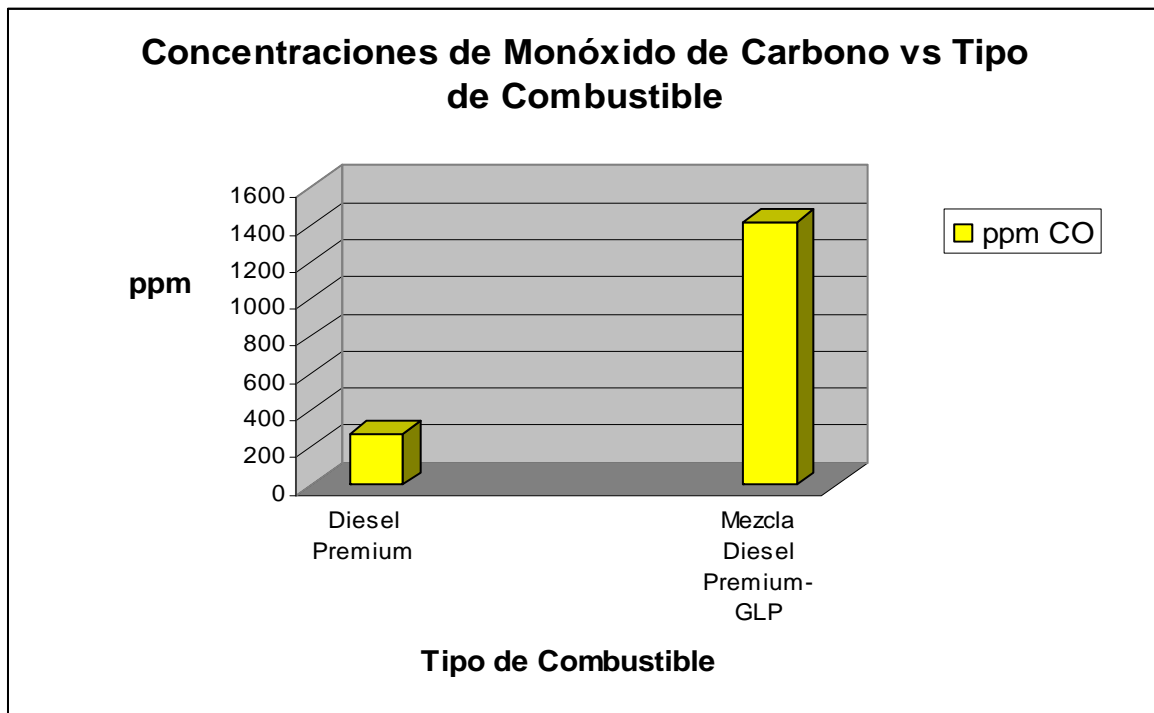


Figura 4.9 Monóxido de Carbono (CO) versus el Tipo de Combustible.

Fuente :Autores

Se observa una notable disminución en las concentraciones del Monóxido de Carbono cuando se utiliza Diesel Premium como combustible.

La presencia del Monóxido de Carbono está asociada a la eficiencia de la combustión de un motor, así pues, una mayor concentración de este gas indica una baja eficiencia de la combustión y viceversa.

Sería recomendable realizar a futuro, estudios de la eficiencia de combustión de los motores para verificar esta relación.

4.7.1.2 COMPARACION DE CONCENTRACIONES DE OXIDOS DE NITROGENO (NO, NO₂ y NO_x) VERSUS EL TIPO DE COMBUSTIBLE.

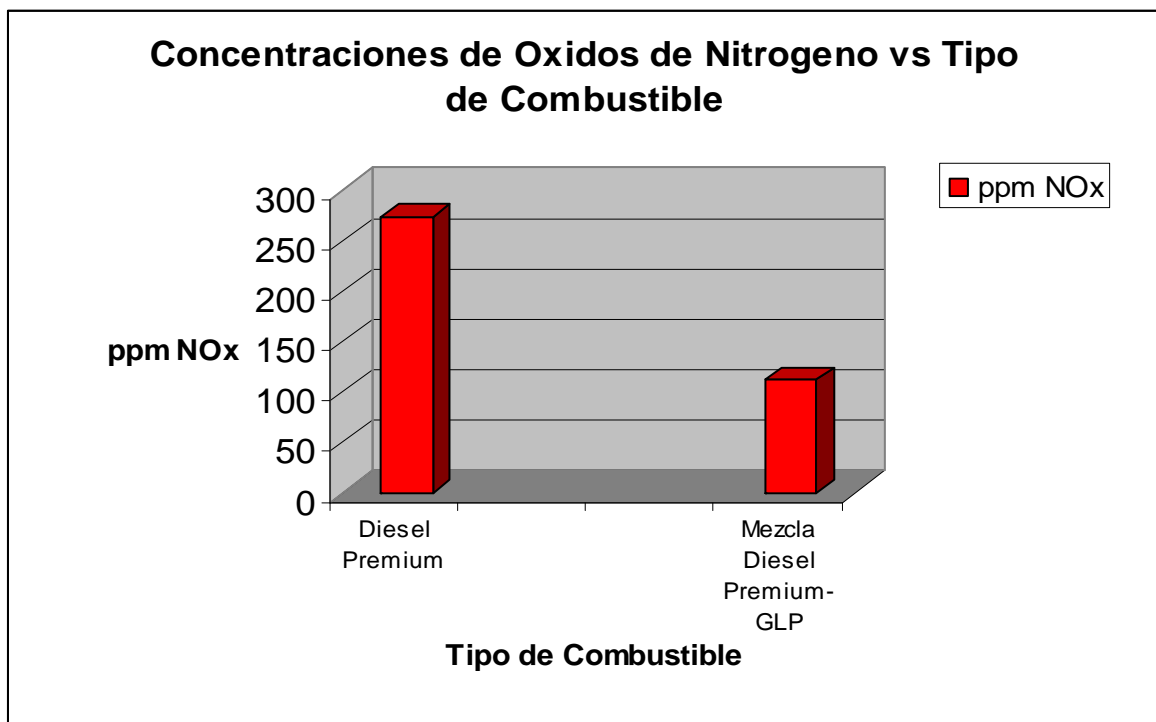


Figura 4.10 Óxidos de Nitrógeno versus el Tipo de Combustible.

Fuente: Autores

Se observa que las concentraciones de los óxidos de nitrógeno al utilizar Diesel Premium son superiores a las de la Mezcla Diesel Premium.-GLP

4.7.1.3 COMPARACION DE CONCENTRACIONES DE DIOXIDO DE AZUFRE (SO₂) VERSUS EL TIPO DE COMBUSTIBLE.

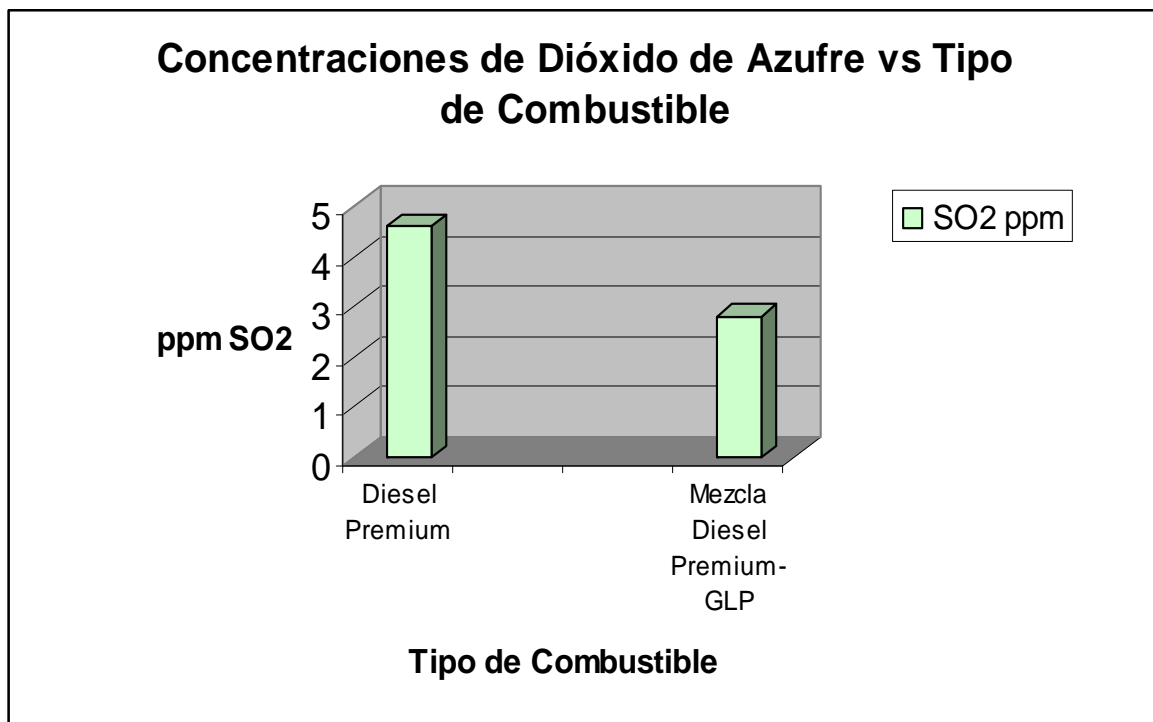


Figura 4.11 Dióxido de Azufre (SO₂) versus el Tipo de Combustible.

Fuente: Autores

Se observa una disminución de la concentración del gas Dióxido de Azufre cuando se utiliza la Mezcla Diesel Premium-GLP como combustible.

4.7.1.4 COMPARACION DE EMISIONES DE MONOXIDO DE CARBONO (CO) VERSUS EL TIPO DE COMBUSTIBLE.

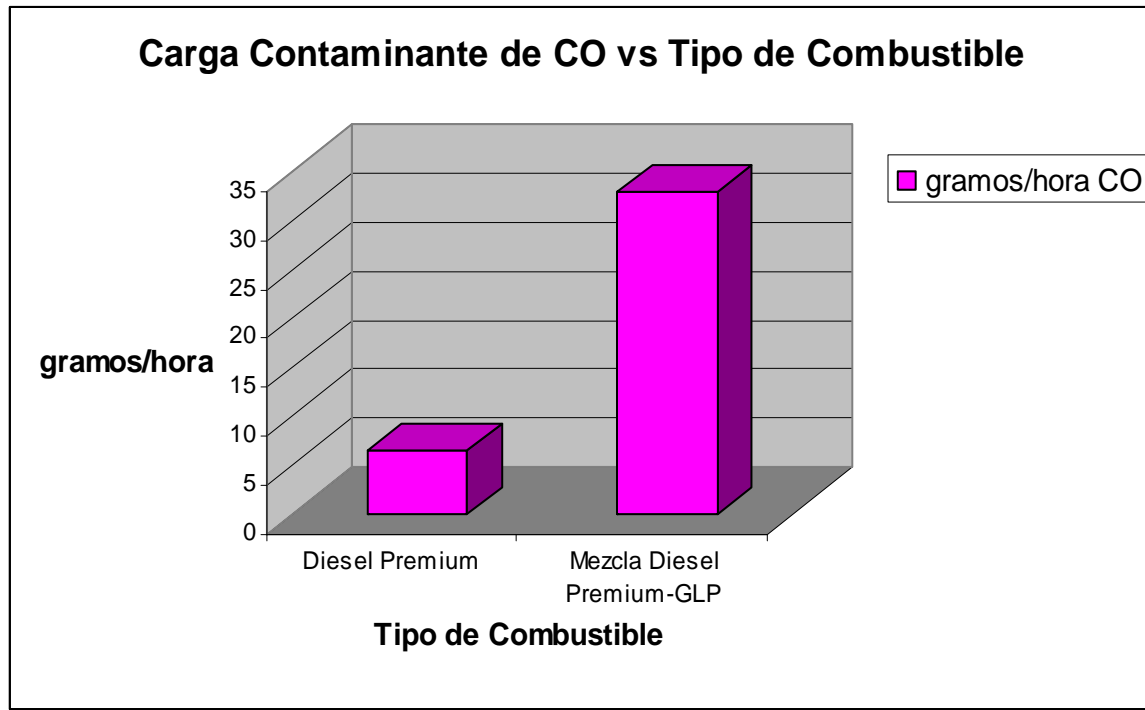


Figura 4.12 Monóxido de Carbono (CO) versus el Tipo de Combustible

Fuente: Autores

Se observa una mayor emisión de Monóxido de Carbono cuando se utiliza la Mezcla Diesel Premium- GLP como combustible.

De la misma manera es recomendable verificar esta relación con estudios de eficiencia de combustión del motor.

4.7.1.5 COMPARACION DE EMISIONES DE OXIDOS DE NITROGENO (NOX) VERSUS EL TIPO DE COMBUSTIBLE.

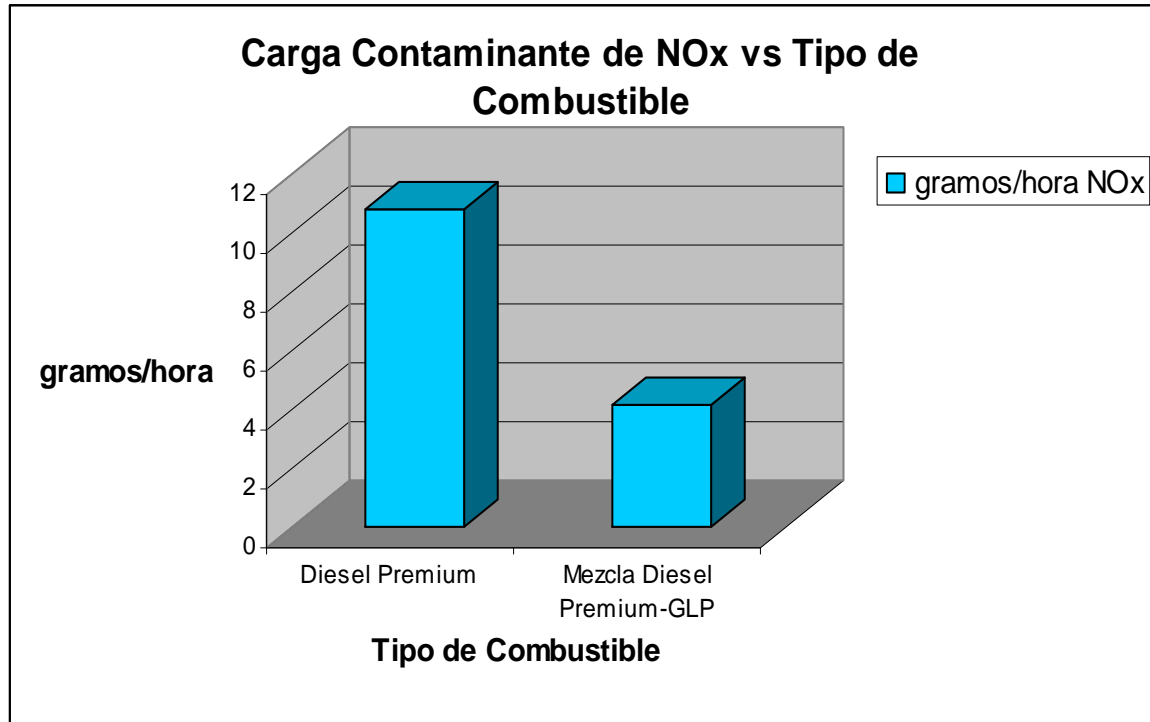


Figura 4.13 Óxidos de Nitrógeno (NOx) versus el Tipo de Combustible

Fuente: Autores

Se puede apreciar una mayor emisión de Óxidos de Nitrógeno, cuando se utiliza Diesel Premium.

4.7.1.6 COMPARACION DE EMISIONES DE DIOXIDO DE AZUFRE (SO₂) VERSUS EL TIPO DE COMBUSTIBLE.

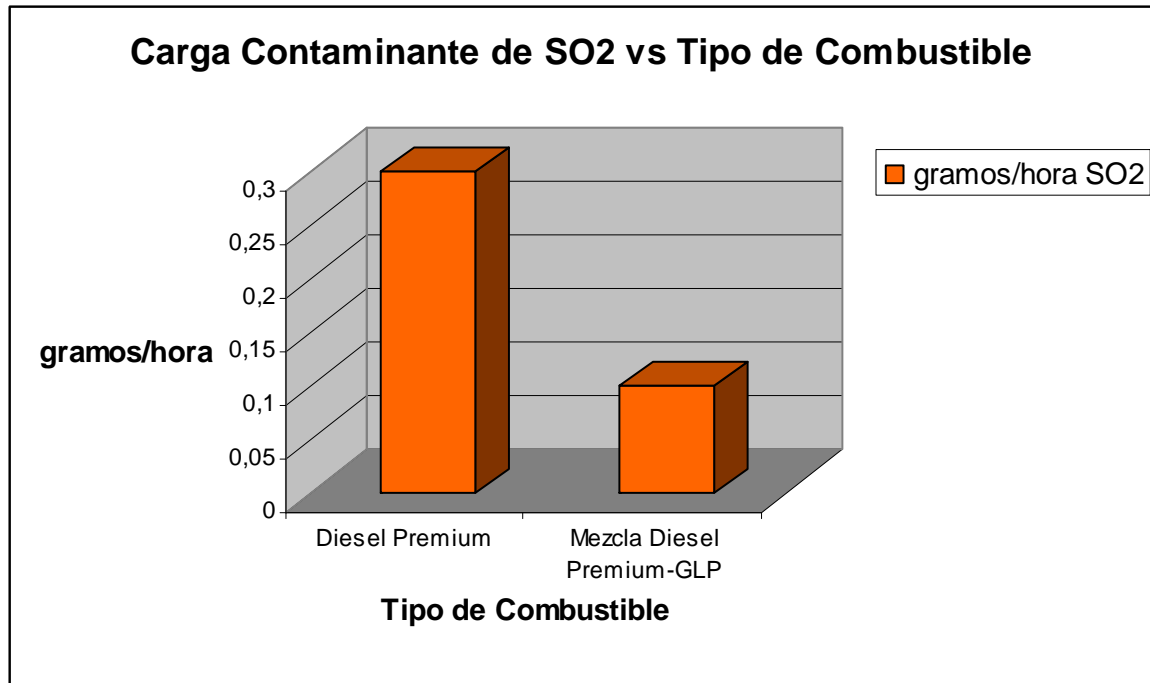


Figura 4.14 Dióxido de Azufre (SO₂) versus el Tipo de Combustible

Fuente: Autores

Se observa una mayor emisión de Dióxido de Azufre, cuando se utiliza Diesel Premium.

Estas mediciones fueron realizadas el 27 de mayo del 2012.

4.8 CONCLUSIONES DE LOS CÁLCULOS TEÓRICOS EN BASE A LAS MEDICIONES DE GASES DE ESCAPE.

Para corroborar los datos antes obtenidos mediante los modelos matemáticos se realizó la medición real de los compuestos, mediante el uso de un analizador de gases que emite resultados de composición en bases secas y ajustadas al 15 % de oxígeno. Estos resultados van de la mano con las proporciones obtenidas mediante nuestro cálculo, difiriendo en que nuestros resultados son obtenidos en composición de base húmeda y ningún tipo de ajuste.

En la siguiente figura observamos la proporción de la emisión de dióxido de carbono en los gases de escape, tanto para el caso del Diesel y para la mezcla Diesel-GLP. En el rango de 650 a 2800 RPM la emisión de CO₂ de la mezcla Diesel GLP es inferior a la generada por el diesel únicamente. La principal causa de esta disminución es que el GLP posee menor concentración de carbono que el diesel lo que produce menor cantidad de carbono en los reactivos al interior de la cámara de combustión.

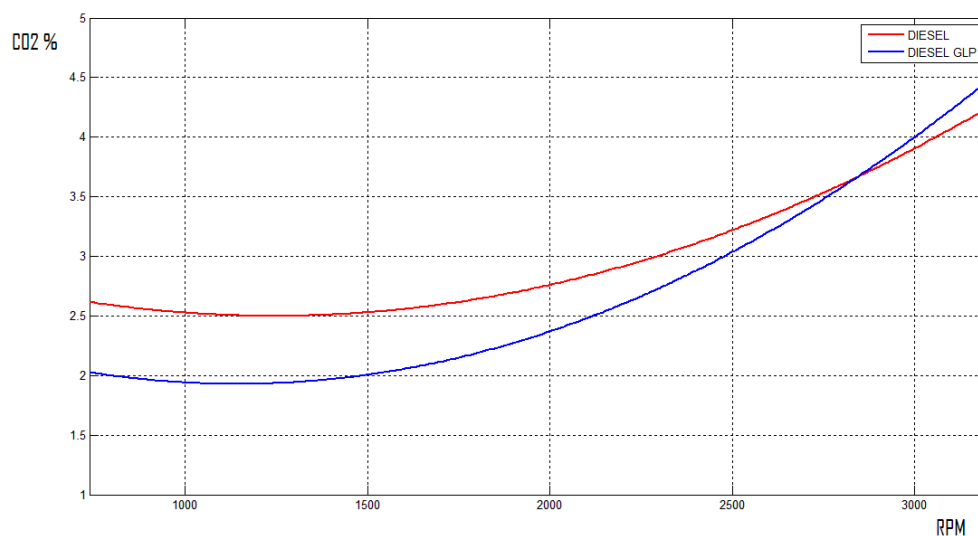


Figura 4.15 Porcentaje de Emisión de CO₂ para el Diesel y la mezcla Diesel-GLP óptima

Fuente: Autores

En el rango de 2800 a 3500 RPM podemos observar que la emisión de CO₂ ocasionada por la mezcla es superior a la generada por el diesel, esto ocurre principalmente por que el tiempo de reacción disminuye y el TAC de la mezcla Diesel GLP es mayor que al TAC del diesel y el combustible al interior de la cámara de combustión no se oxida completamente. Este comportamiento se repite en todos los componentes de los gases de escape.

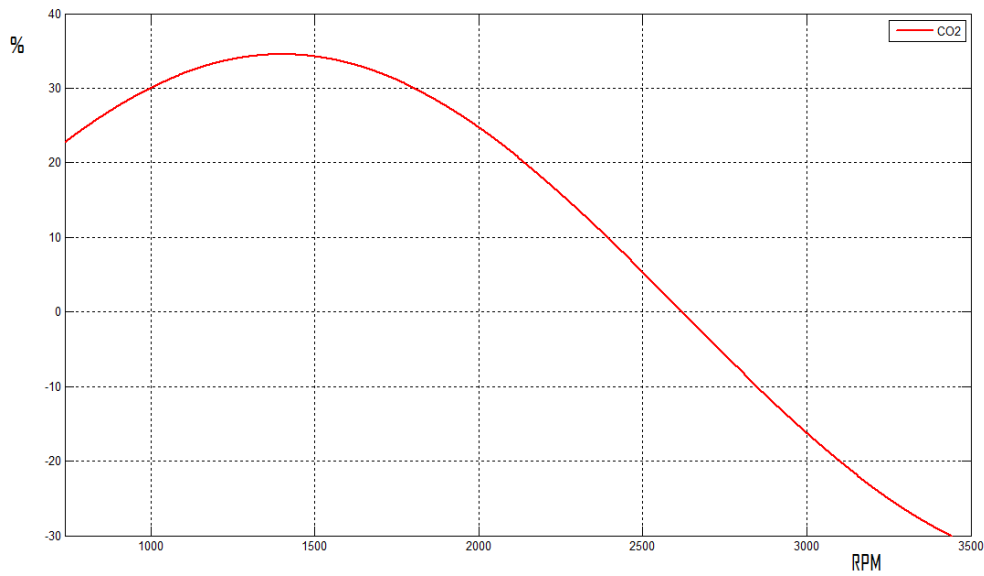


Figura 4.16 Porcentaje de reducción de CO₂ para la mezcla Diesel-GLP óptima en relación al Diesel

Fuente: Autores

Monóxido de Carbono

Obtenemos un aumento significativo en las emisiones de CO debido que en la fase de admisión no ingresa únicamente aire si no una mezcla casi homogénea aire-GLP que ocasiona que el diesel inyectado tenga menos posibilidades de encontrarse con oxígeno exclusivamente, por lo que la oxidación del carbono se produce de manera menos eficiente.

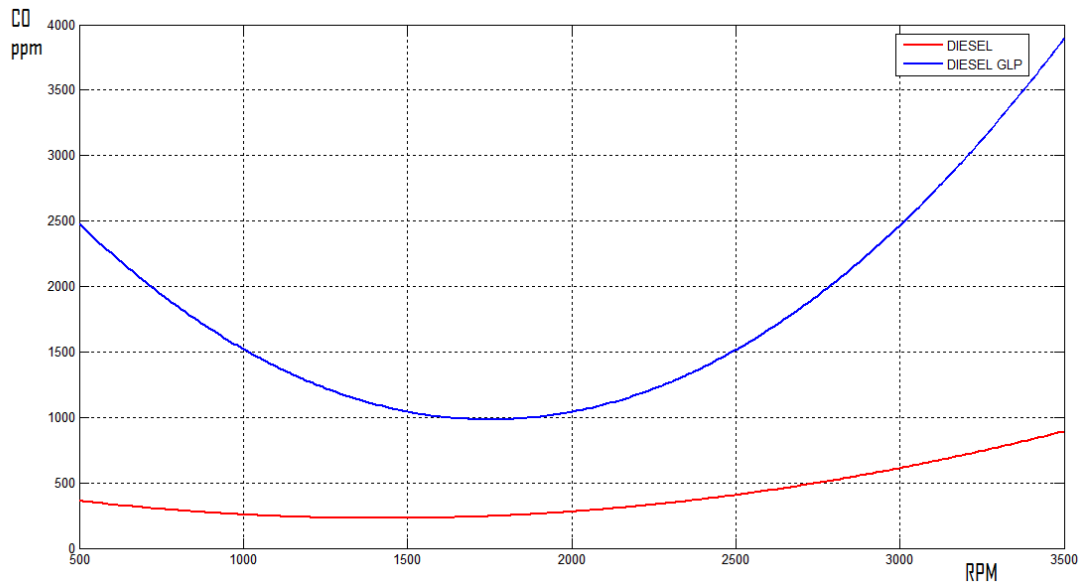


Figura 4.17 Porcentaje de Emisión de CO para el Diesel y la mezcla Diesel-GLP óptima

Fuente: Autores

El aumento de la emisión de CO es alto alcanzando un valor pico de 550% referido a las emisiones que utilizan como combustible diesel únicamente, aunque el nivel permanece dentro de la normativa ambiental.

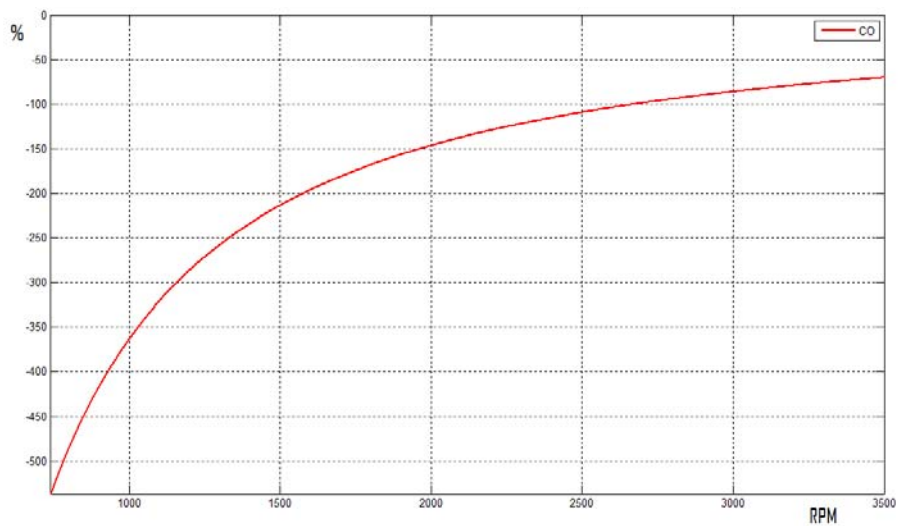


Figura 4.18 Porcentaje de reducción de CO para la mezcla Diesel-GLP óptima en relación al Diesel

Fuente: Autores

SO₂

La generación de SO₂ se debe exclusivamente al contenido de azufre en el Diesel; al ser el GLP un combustible teóricamente libre de azufre la proporción de este componente disminuye en la mezcla por lo que se ocasiona una significativa reducción de SO₂ en los gases de escape.

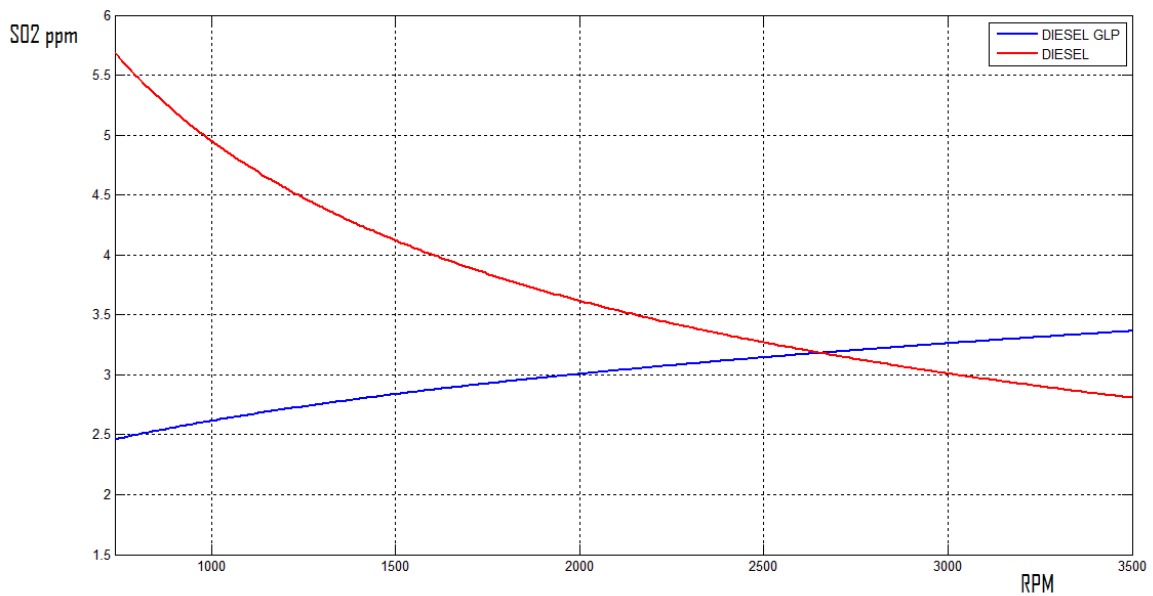


Figura 4.19 Porcentaje de Emisión de SO₂ para el Diesel y la mezcla Diesel-GLP óptima

Fuente: Autores

Observamos también un traslape de las funciones a 2600 RPM ocasionado por que al tener al interior del cilindro una mezcla aire GLP y no solo aire el calor generado se distribuye de mejor manera que en el caso del diesel lo que produce que el azufre reaccione con el oxígeno principalmente en SO₂; para el caso del diesel a partir de este punto el azufre reacciona en otros compuestos como SO, SO₃ disminuyendo la cantidad de SO₂ producido.

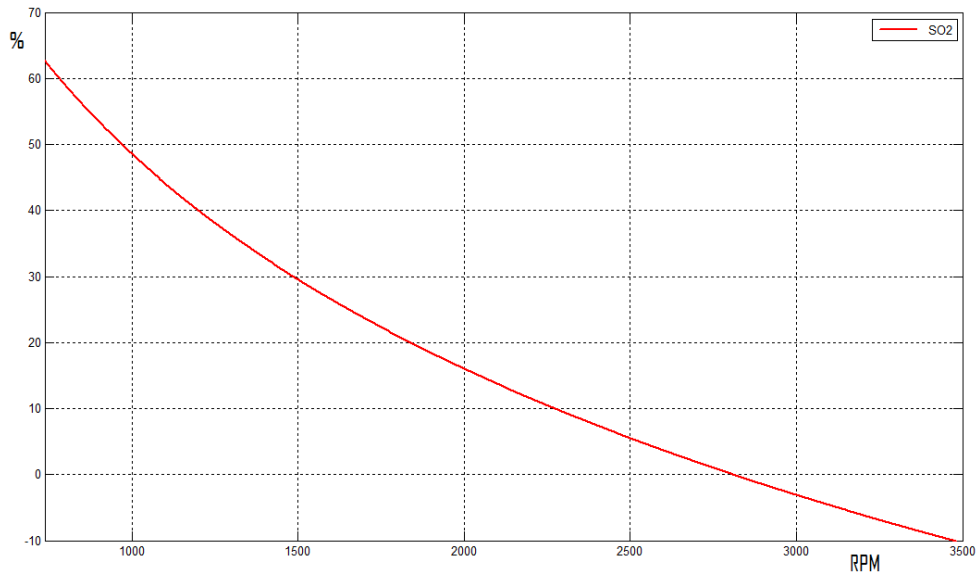


Figura 4.20 Porcentaje de reducción de SO₂ para la mezcla Diesel-GLP óptima en relación al Diesel

Fuente: Autores

Óxidos de Nitrógeno

El óxido nítrico experimenta una drástica reducción ocasionada por la mejor distribución del calor al interior del cilindro.

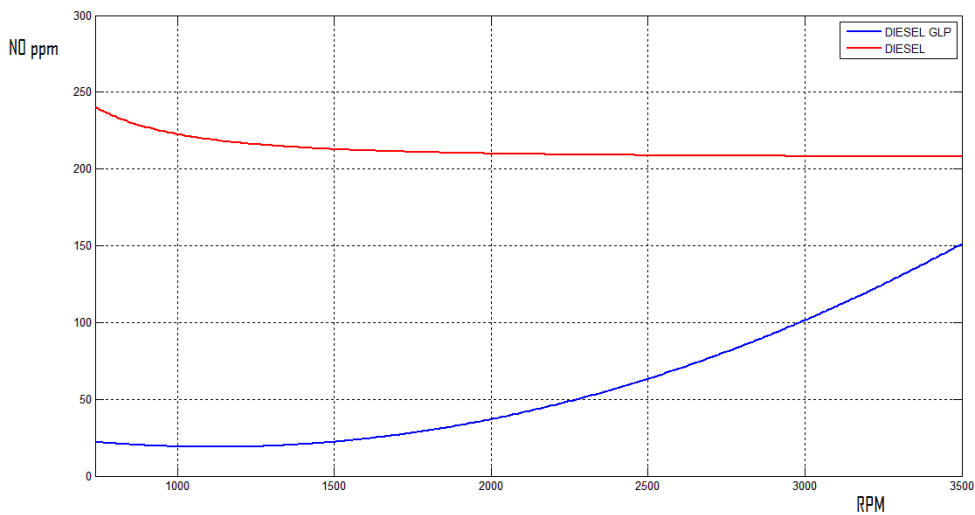


Figura 4.21 Porcentaje de Emisión de NO para el Diesel y la mezcla Diesel-GLP óptima

Fuente: Autores

Existe una importante reducción de óxido nítrico que alcanza un máximo del 90%, sin hacer uso de ningún tipo de recirculación de los gases de escape.

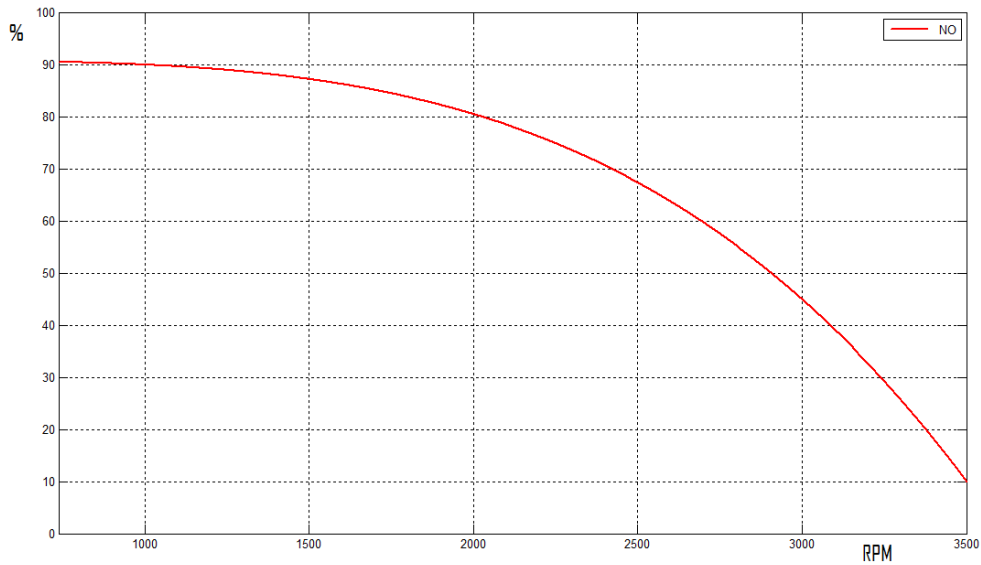


Figura 4.22 Porcentaje de reducción de NO para la mezcla Diesel-GLP óptima en relación al Diesel
Fuente: Autores

NO₂

El dióxido de nitrógeno experimenta un elevado aumento cercano al 200% que puede ser reducido mediante la implementación de recirculación de gases que a más de reducir la emisión de NO₂ reducirá también las ya disminuidas emisiones de NO y NO_x.

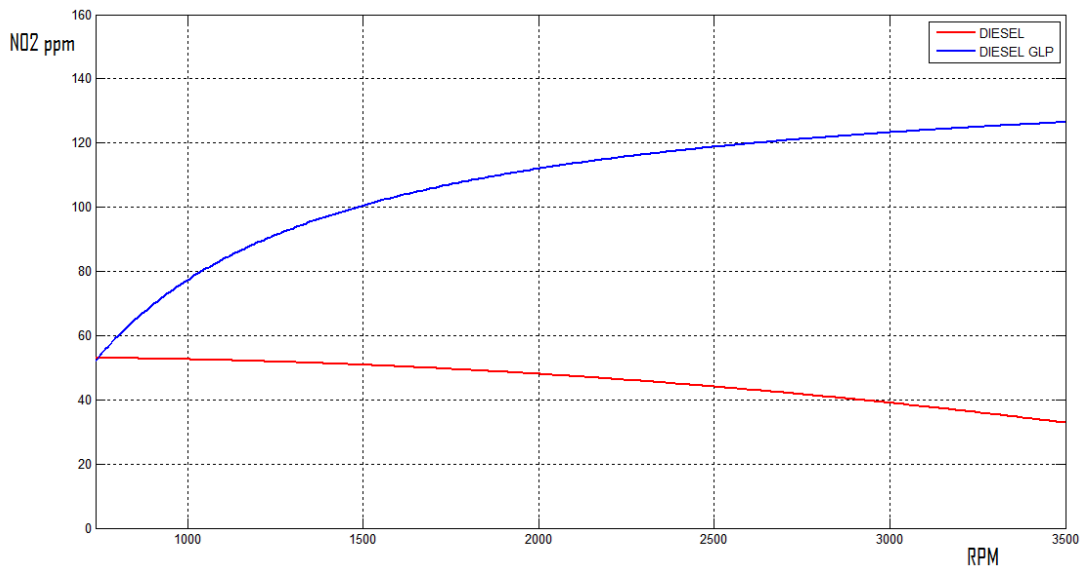


Figura 4.23 Porcentaje de Emisión de NO₂ para el Diesel y la mezcla Diesel-GLP óptima
Fuente: Autores

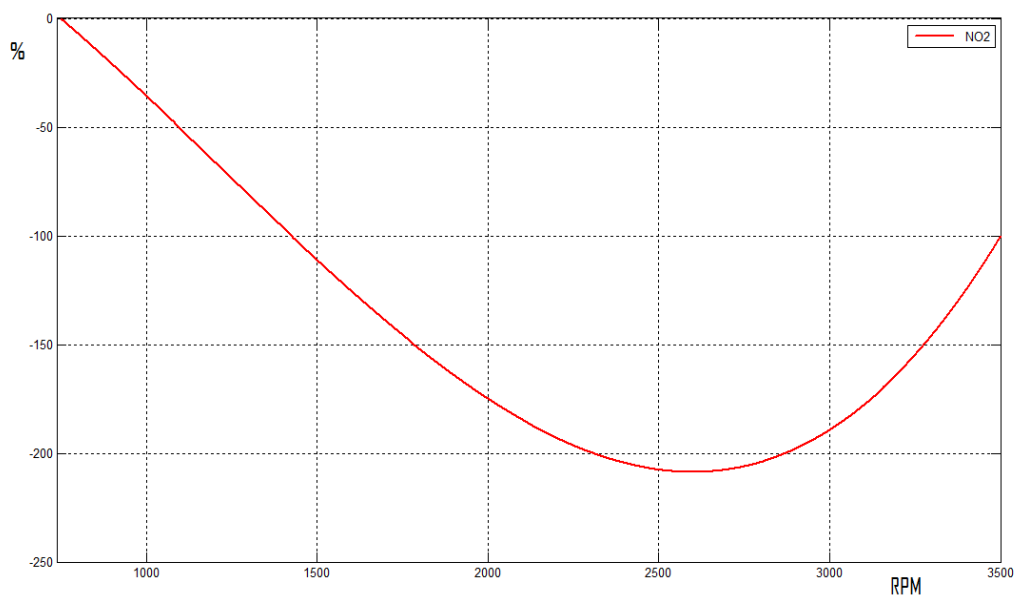


Figura 4.24 Porcentaje de reducción de NO₂ para la mezcla Diesel-GLP óptima en relación al Diesel

Fuente: Autores

La zona crítica del aumento de emisiones de NO₂ se da a las 2600 RPM, que en condiciones normales de trabajo y temperaturas altas de funcionamiento funciona la recirculación de gases ya sea por comando neumático o electrónico.

NO_x

Los óxidos nitrosos experimentan también una pronunciada reducción de su concentración en los gases de escape debido a la disminución de las zonas con elevadas temperaturas en el frente de llama.

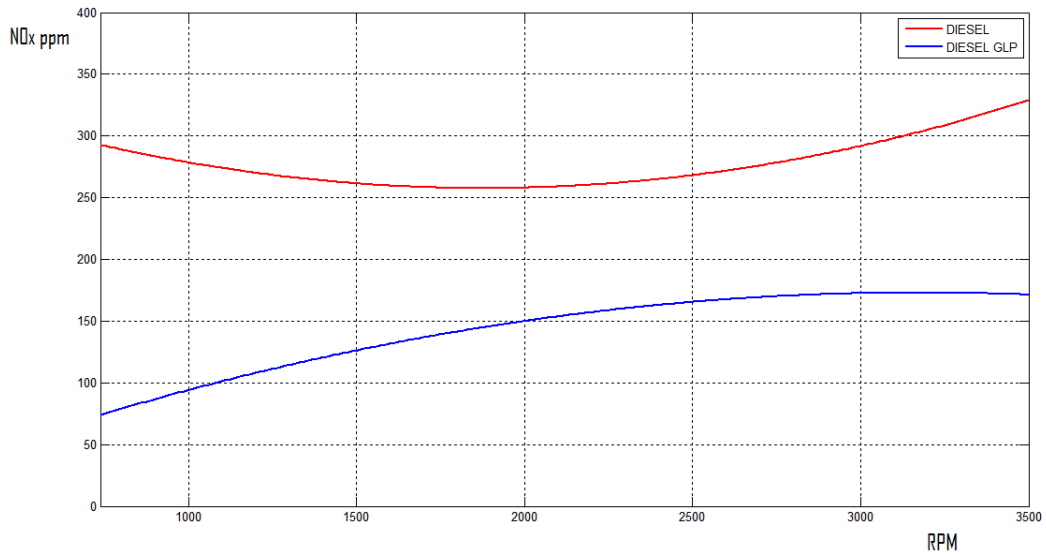


Figura 4.25 Porcentaje de Emisión de NO_x para el Diesel y la mezcla Diesel-GLP óptima

Fuente: Autores

Los NO_x al igual que el NO disminuyen a causa de la disminución del porcentaje de nitrógeno en el combustible.

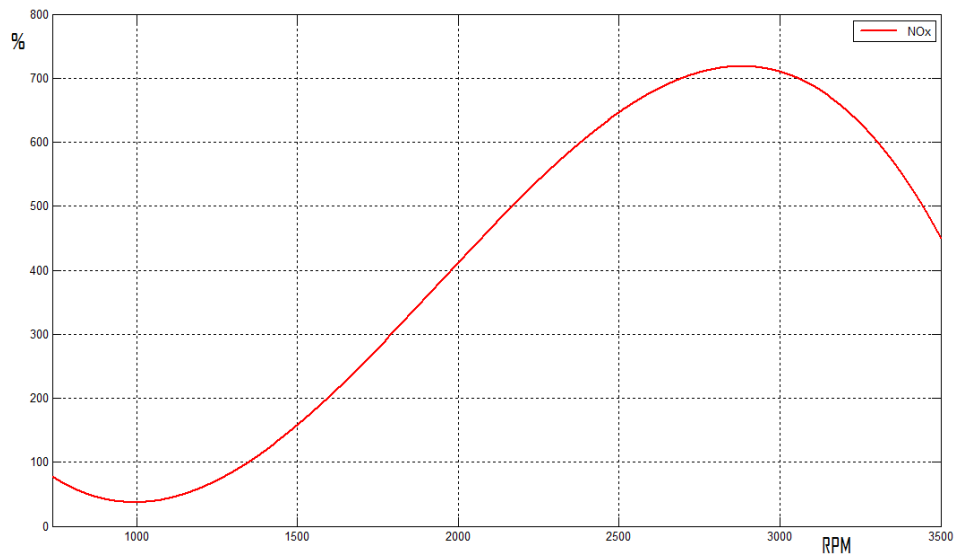


Figura 4.26 Porcentaje de reducción de NO_x para la mezcla Diesel-GLP óptima en relación al Diesel.

Fuente: Autores

CONCLUSIONES

Durante el desarrollo del sistema planteado, se puede apreciar una reducción considerable de los óxidos nitrosos, ya que presentan la característica de no reaccionar en otros compuestos en convertidor catalítico.

En cuanto a las concentraciones de monóxido de carbono a través de un convertidor catalítico puede ser oxidado convirtiéndolo en dióxido de carbono, lo cual es posible mediante el exceso de aire con los que trabajan estos tipos de motores. Por lo que se sugiere utilizar en este sistema la implementación de un convertidor catalítico

Luego de las pruebas realizadas, se pudo apreciar que las concentraciones promedio y máximas de los gases, se encuentran dentro de los límites normativos estipulados en la legislación ambiental para motores de combustión interna, el trabajo no termina aquí pues las pruebas continuarán por el lapso de un año realizando los respectivos ensayos de funcionamiento y medición de gases.

RECOMENDACIONES

Mediante el presente trabajo se demostró que un motor de encendido por compresión puede trabajar con un gas combustible de forma bifuel con el objetivo de lograr quemar todo el diesel inyectado dentro de la cámara de combustión y bajar las emisiones contaminantes.

Se recomienda la utilización del GNC en lugar de GLP debido a que el GLP es subsidiado por el estado y al final no resultaría en el fin perseguido sin embargo este prototipo tiene la capacidad de introducir otro gas de allí esta recomendación ya que tiene un sistema de control electrónico que puede ser modificado sus parámetros.

Se debe tener mucho cuidado en cuanto a la implementación de los elementos para el sistema de inyección, ya que un error en su conexión puede provocar cortocircuitos y daños en su funcionamiento. Se recomienda analizar si existe un aumento en su potencia, debido a que al accionar el ingreso del GLP, se pudo apreciar un aumento de las revoluciones del motor, lo que en teoría esto repercutiría en el aumento de la potencia y el par motor, lo que debería de ser comprobado.

BIBLIOGRAFIA

ALLEY, Roberts, Manual del control de la calidad del aire, Editorial McGraw-Hill, México, 2001.

ALONSO, José Manuel, Técnicas del Automóvil, 10ma edición, Editorial Paraninfo, España, 2000.

ALONSO, José Manuel, Técnica del automóvil Sistema de inyección de combustible en los Motores diesel, Editorial Thompson, Madrid, 2001.

CROUSE, William, Puesta a Punto y rendimiento del Motor, 1ra edición, Editorial Alfaomega, Colombia, 2007.

GARZON, Guillermo, Fundamentos de Química General, 2da edición, McGraw-Hill. Barcelona, 2001.

FENOLLOSA, Carlos, Fenomenológico del Proceso de Combustión por Difusión Diesel, Editorial Reverte, Universidad Politécnica de Valencia, Madrid, 2005.

OBERT, Edward, Motores de combustión Interna Análisis y aplicaciones. Editorial Continental, México, 2001.

RALBOVSKY, Edward, Motores Diesel, edición actualizada, Editorial Paraninfo, España, 2002.

CENGEL, Yunus y BOLES, Michael, Termodinámica, 4ta edición, McGraw-Hill, México, 2000.

GUERRA, Chavarino E, Manual Práctico de instalaciones de Depósitos fijos para GLP, Bellisco, 1998.

B.A, Vsórov, Manual de Motores Diesel para Tractores, Editorial Mir, Moscú, 1986.

Páginas Electrónicas

[1] Gas licuado del petróleo – Wikipedia (Obtenido 20 Enero del 2012)

http://es.wikipedia.org/wiki/Gas_licuado_del_petr%C3%B3leo

[2] Que es el GLP (Obtenido 19 de Febrero del 2012)

http://www.austrogas.com.ec/index.php?option=com_content&view=article&id=20&Itemid=23

[3] MegaSquirt Engine Management Systems (Obtenido 12 de Marzo del 2012)

http://www.google.com.ec/search?hl=es419&source=hp&q=megasquirt&gbv=2&oq=MEGASQUI&gs_l=heirloomhp.1.0.0110.1954.11282.0.12907.9.5.1.3.3.0.266.905.1j2j2.5.0...0.0..1c.1.82fvTQOBmsU

[4] Instalación de MegaSquirt (Obtenido 26 de Marzo del 2012)

<http://www.turbulence.es/foro/index.php?topic=2318.0>