

**FACTIBILIDAD DE IMPLEMENTAR UN SISTEMA “BI-FUEL” PARA REDUCIR
EL CONSUMO DE COMBUSTIBLE DIESEL EN LOS MOTORES
UTILIZADOS EN LAS FACILIDADES DE PRODUCCIÓN
APLICACIÓN CAMPO SARDINAS**

SERGIO PEREZ SUA

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOQUIMICAS
ESCUELA DE INGENIERIA DE PETROLEOS
BUCARAMANGA

2011

**FACTIBILIDAD DE IMPLEMENTAR UN SISTEMA “BI-FUEL” PARA REDUCIR
EL CONSUMO DE COMBUSTIBLE DIESEL EN LOS MOTORES
UTILIZADOS EN LAS FACILIDADES DE PRODUCCIÓN
APLICACIÓN CAMPO SARDINAS**

SERGIO PEREZ SUA

Monografía para optar por el título de
Especialista en Producción de Hidrocarburos

Director:

Ing. JORGE ENRIQUE MENESES

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOQUIMICAS
ESCUELA DE INGENIERIA DE PETROLEOS
BUCARAMANGA

2011

AGRADECIMIENTOS

A Dios gracias por las bendiciones recibidas, por permitirme desarrollar este trabajo,

A mi familia por el gran apoyo que me brinda.

A Perenco por permitirme crecer y aportarle.

Al Ingeniero Jorge Enrique Meneses, director del trabajo por su orientación en el trabajo.

TABLA DE CONTENIDO

	Pagina
INTRODUCCIÓN.....	12
1. LA COMBUSTION Y EL MOTOR DIESEL.....	13
1.1 El proceso de combustión.....	13
1.2 Fases de la reacción de combustión.....	15
1.3 Motor de combustión.....	16
1.3.1 Clasificación de los motores.....	16
1.4 Motor Diesel.....	17
1.4.1 Ciclo Diesel.....	17
2. EL SISTEMA “BI-FUEL” EN LOS MOTORES DIESEL DE PERENCO COLOMBIA.....	21
2.1 Campo Sardinias.....	22
2.2 Equipo seleccionado para la prueba.....	23
2.3 Tecnología a utilizar.....	24
2.4 Consideraciones y precauciones.....	27
2.5 Protocolo de pruebas.....	28
3. CANTIDAD OPTIMA DE DIESEL A SER REEMPLAZADO POR GAS NATURAL.....	31
3.1 Instalación del kit Bi-fuel.....	31
3.2 Pruebas al equipo con Diesel.....	31
3.3 Pruebas con combustible dual.....	33
3.4 Comparativo Diesel vs Bi-fuel.....	35
3.5 Análisis técnico al equipo en prueba.....	37

3.6 Análisis de aceite usado.....	38
3.6.1 Técnica de análisis de aceite usado.....	39
3.6.2 Análisis de aceite de las pruebas.....	40
4. ESTUDIO ECONÓMICO DE FACTIBILIDAD.....	44
4.1 Beneficios económicos.....	44
4.2 Beneficios Ambientales.....	45
4.3 Beneficios Operativos.....	45
CONCLUSIONES.....	46
BIBLIOGRAFIA.....	47
ANEXO 1.....	48

LISTA DE FIGURAS

	Pagina
Figura 1: Triángulo de la Combustión.....	13
Figura 2: Combustión del metano y el aire.....	14
Figura 3: Modelo termodinámico del ciclo diesel.....	18
Figura 4: Localización de las operaciones de Perenco en el Casanare.....	21
Figura 5: Vista panorámica de la estación SAD.....	22
Figura 6: Grupo electrógeno C27 de la estación SAD.....	23
Figura 7: Esquema del sistema ECO-D.....	25
Figura 8: Sistema de gas de ECO-D.....	26
Figura 9: Esquema propuesto por el departamento de ingeniería de Perenco.....	29
Figura 10: Fotografías de la instalación del sistema “Bi-fuel”.....	31
Figura 11: Diagrama de consumo de Diesel.....	32
Figura 11: Análisis cromatográfico del gas de Sardinas.....	33
Figura 12: Diagrama obtenido por la espectroscopia infrarroja.....	40
Figura 13: Grafica de la viscosidad del aceite.....	42
Figura 14: Parámetros de degradación del aceite.....	42
Figura 15: Parámetros de contaminantes y metales en el aceite.....	43

LISTA DE TABLAS

	Pagina
Tabla 1: Emisiones en motores de combustión.....	20
Tabla 2: Pruebas con combustible Diesel.....	32
Tabla 3: Pruebas con combustible Dual.....	35
Tabla 4: Comparativo de las pruebas realizadas.....	36
Tabla 5: Reporte de análisis de aceite CYAT.....	41
Tabla 6: Factibilidad económica del proyecto.....	44

RESUMEN

TITULO: FACTIBILIDAD DE IMPLEMENTAR UN SISTEMA “BI-FUEL” PARA REDUCIR EL CONSUMO DE COMBUSTIBLE DIESEL EN LOS MOTORES UTILIZADOS EN LAS FACILIDADES DE PRODUCCIÓN, APLICACIÓN CAMPO SARDINAS*

AUTOR: SERGIO PÉREZ SUA**

PALABRAS CLAVES: Combustión, Diesel, Gas, BI-FUEL, Beneficio, Ahorro.

CONTENIDO: Esta monografía presenta un estudio técnico y económico para evaluar la factibilidad de convertir un motor diesel del campo Sardinias, propiedad de Perenco Colombia para operar con el sistema “Bi-fuel”, el cual permite sustituir parte de combustible diesel por gas natural, reduciendo los costos de operación y disminuyendo las emisiones de gases contaminantes. Lo cual trae beneficios no solo económicos y ambientales sino operativos debido a los menores volúmenes de combustible líquido que se debe manejar en las facilidades de producción.

El estudio inicia con una recopilación de información teórica acerca de la combustión, los motores a combustión y los motores diesel, con el fin de realizar una introducción que dé las bases para analizar la factibilidad técnica de iniciar pruebas con combustible dual, posteriormente se realiza una ubicación espacial al lector y se explica todo el proceso de las pruebas realizadas a la tecnología “Bi-fuel” según el protocolo de pruebas técnico que se estableció, todo esto con el fin de determinar la factibilidad de implementar el sistema así como el estudio económico para evaluar el proyecto.

Este estudio muestra una metodología usada para probar una tecnología nueva en el sector, de modo que muestra un caso específico por el cual se genera una investigación de información, se crea un protocolo de pruebas se realizan las pruebas y se generan unos resultados, los cuales generan un ahorro para la compañía, esta metodología puede ser replicada en otros campos.

*Monografía

** Facultad de Ingenierías Físicoquímicas, Escuela de Ingeniería de Petróleos,
Director: Ing. Jorge Enrique Meneses

ABSTRACT

TITLE: FEASIBILITY OF IMPLEMENTING A "BI-FUEL" SYSTEM TO REDUCE THE CONSUMPTION OF FUEL DIESEL IN ENGINES USED IN FACILITY PRODUCTION, FIELD APPLICATIONS SARDINAS*

AUTHOR: SERGIO PEREZ SUA**

KEY WORDS: Combustion, Diesel, Natural Gas, BI-FUEL, Benefits, Save.

CONTAINED: This paper presents a technical and economic study to assess the feasibility of converting a diesel engine Sardinas field owned Perenco Colombia to operate with the "Bi-fuel", which allows the replacement of diesel fuel by natural gas, reducing operating costs and reducing greenhouse gas emissions. Which brings benefits not only environmental but economic and operational due to lower volumes of liquid fuel that must be managed in production facilities.

The study begins with a compilation of theoretical information about the combustion, combustion engines and diesel engines, in order to make an introduction that gives the basis for analyzing the technical feasibility of dual-fuel tests to start, then perform a spatial location to the reader and explains the entire process of testing the technology, "Bi-fuel" under technical testing protocol was established, all this in order to determine the feasibility of implementing the system and the economic study to evaluate the project.

This study demonstrates a methodology used to test a new technology in the sector, so that shows a specific case which is generated by an investigation of information, establishing a testing protocol performed the tests and produces output, which generate savings for the company, this methodology can be replicated in other fields.

*Degree Thesis.

** Physico-Chemical Engineering Faculty, School of Petroleum Engineering,
Director: Ing. Jorge Enrique Meneses

INTRODUCCIÓN

El consumo de combustible diesel en los equipos de las facilidades de producción que utilizan este combustible en sus motores de combustión interna afecta en gran medida el costo de la operación debido a su precio, transporte y almacenaje.

El manejo del combustible diesel en las estaciones de producción no es el más adecuado y sumado a las dificultades de transporte que en muchas ocasiones se tienen por la localización geográfica de las facilidades de producción, hacen que no se cuente con un combustible limpio o en oportunidades se sufra de desabastecimiento del mismo, lo cual dificulta o restringe las operaciones de producción de hidrocarburos.

Con el fin de determinar la factibilidad técnico - económica para implementar un sistema "Bi-fuel" para reducir el consumo de combustible diesel en los motores utilizados en las facilidades de producción, se realizó una búsqueda de información que determinó las implicaciones técnicas de usar gas natural en motores diesel, con base en la información recolectada y una vez resueltos los problemas técnicos o tomadas las medidas de precaución necesarias, se procedió a la instalación de un kit del sistema conocido como "bi-fuel" en un equipo, éste método permite reemplazar parte del combustible diesel por gas natural, con lo cual se obtuvo reducción en los costos de operación del motor tipo diesel en prueba. Se tomaron medidas de parámetros del equipo y consumo de Diesel para poder realizar el estudio económico y analizar el comportamiento desde el punto de vista técnico del equipo. La información obtenida y las conclusiones están plasmadas en este documento.

1. LA COMBUSTION Y EL MOTOR DIESEL

1.1 El proceso de la combustión

“La combustión es una reacción química exotérmica¹ de una sustancia o mezcla de sustancias llamada combustible con un comburente que generalmente es el oxígeno. Es característica de esta reacción la formación de una llama, que es la masa gaseosa incandescente que emite luz y calor, que está en contacto con la sustancia combustible. Puede llevarse a cabo directamente con el oxígeno o bien con una mezcla de sustancias que contengan oxígeno, siendo el aire atmosférico el comburente mas habitual”².

Para que se dé la combustión es necesario que exista una temperatura de ignición que desencadene la reacción, normalmente se habla de los tres elementos para que se dé la combustión: Combustible, comburente e ignición.



Figura 1: triangulo de la Combustión (tomado de www.profesorenlinea.cl/fisica/Combustion.htm)

1 Se denomina reacción exotérmica a cualquier reacción química que desprende energía, es decir con una variación negativa de entalpía.

2 <http://www.textoscientificos.com/quimica/combustion>.

La combustión genera, adicional al calor y la luminiscencia, sustancias entre las cuales encontramos:

- CO_2
- H_2O como vapor de agua
- Carbono en forma de hollín
- N_2
- O_2
- CO
- H_2
- SO_2

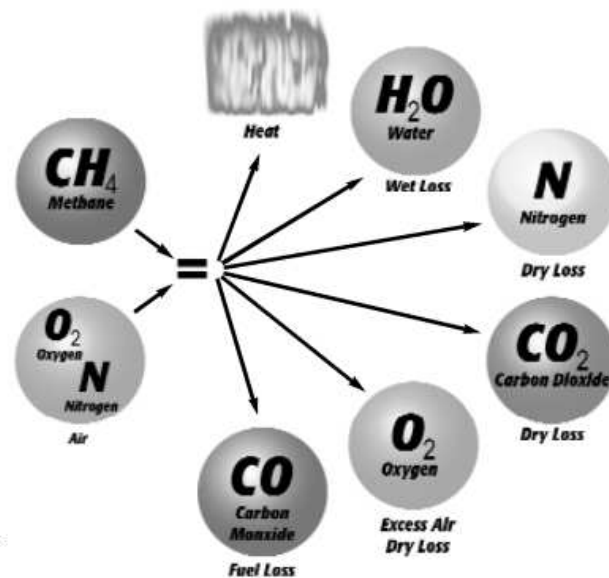


Figura 2: Combustión del metano y el aire (tomado de www.ueitest.com)

En resumen, para que se pueda producir la combustión deben converger los siguientes factores:

- **El combustible** (el material que arde)
- **El comburente** (el material que hace arder)
- **La temperatura de inflamación.**

1.2 Fases de la reacción de combustión

Se pueden distinguir tres fases en la reacción de combustión:

- **Fase de pre-reacción:** Es aquella en donde los compuestos hidrocarbonados se descomponen dando lugar a la formación de radicales, que son unos compuestos intermedios inestables y muy activos, para que de este modo el carbono y el hidrógeno puedan reaccionar con el oxígeno.
- **Fase de Oxidación:** Ocurre cuando se produce la combinación entre los elementos y el oxígeno. Es una fase muy exotérmica y es cuando tiene lugar la propagación de la llama.
- **Fase de Terminación:** Aquí es cuando se forman los compuestos estables. El conjunto de estos compuestos es llamado gases de combustión.

Según los subproductos de la combustión esta puede clasificarse en:

- **Combustión completa:** Ocurre cuando el combustible se consume totalmente en la reacción.
- **Combustión incompleta:** Se produce cuando no se alcanza el grado máximo de oxidación y hay presencia de combustible en los gases de la reacción.
- **Combustión estequiométrica o teórica:** Es la combustión que se lleva a cabo con la cantidad mínima de aire para que no existan sustancias combustibles en los gases de reacción, por lo tanto, no hay presencia de oxígeno en los gases de escape.

- **Combustión con exceso de aire:** Es la reacción que se produce con una cantidad de aire superior al mínimo necesario. En este tipo de combustión es típica la presencia de oxígeno en los gases de combustión. La razón por la cual se utiliza normalmente un exceso de aire es para hacer reaccionar completamente el combustible disponible en el proceso.
- **Combustión con defecto de aire:** Es la reacción que se produce con una menor cantidad de aire que el mínimo necesario. En este tipo de reacción es característica la presencia de sustancias combustibles en los gases de escape.

1.3 Motor de combustión

“Se denomina motor de combustión a una máquina capaz de transformar en movimiento la energía proveniente de la combustión”.³

Cuando la combustión se produce dentro de un recinto cerrado se denominan motores de combustión interna (ejemplos típicos los motores a gasolina y diesel) y cuando la combustión se realiza en una recámara exterior a la máquina se conocen como motores de combustión externa (ejemplo las calderas).

1.3.1 Clasificación de los motores

Una de las clasificaciones que se hacen en los motores de combustión interna es:

³ Definición de la enciclopedia wikipedia

- **Turbinas**

- **Motores alternativos:** son aquellos en los cuales los gases resultantes de la combustión empujan un pistón que hace girar un cigüeñal.
 - Encendido provocado: Ciclo de Otto.
 - Encendido por compresión: Ciclo Diesel

- **Motores rotativos:** Son aquellos que utilizan rotores en vez de pistones para obtener un movimiento de un eje.

1.4 Motor Diesel

El motor diésel⁴ es un motor térmico de combustión interna, en el cual el encendido del combustible se logra por la temperatura elevada que produce la compresión del aire en el interior del cilindro, según el principio del ciclo diesel.

1.4.1 Ciclo Diesel

En el ciclo Diesel la máquina térmica presenta un encendido por compresión en el cual, el combustible se esparce dentro del cilindro a una presión alta de modo que se aprovechen las propiedades químicas del combustible, este se comprime hasta una temperatura superior a la de autoignición, cuando la compresión se completa, hay ignición sin la necesidad de una chispa.

⁴ Fue inventado y patentado por Rudolf Diesel en 1892, del cual deriva su nombre.

La relación de compresión⁵ en el motor diesel puede ser mucho más alta que la de un motor de gasolina debido a que es indeseable la autoignición de la mezcla. La relación de compresión de un motor diesel puede oscilar entre 12 y 24, mientras que el de gasolina puede oscilar entre 8 - 10.

El comportamiento del motor diesel se considera un ciclo Diesel de seis pasos, dos de los cuales se anulan mutuamente, dicho ciclo se suele modelar así:

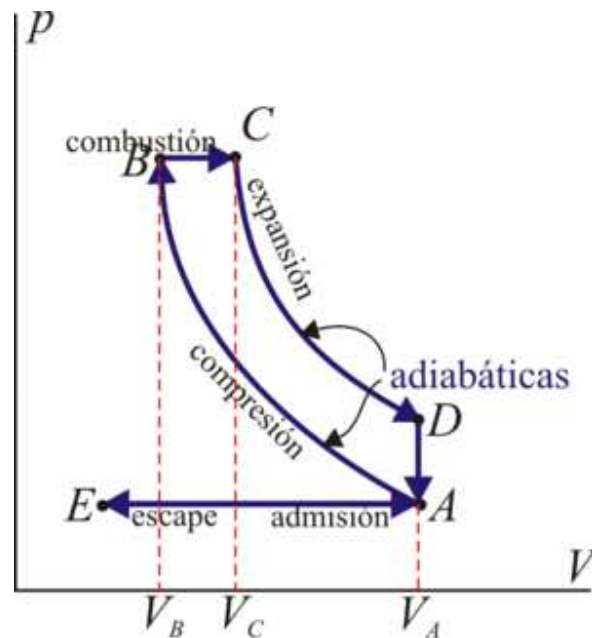


Figura 3: Modelo termodinámico del ciclo diesel. Tomado de www.aplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo_Diesel

- **Admisión (E-A):** El pistón baja con la válvula de admisión abierta aumentando la cantidad de aire en la cámara.

⁵ La relación de compresión es el cociente entre el volumen en el punto más bajo y el más alto del pistón.

- **Compresión (A-B):** El pistón sube comprimiendo el aire. Dada la velocidad del proceso se supone que el aire no tiene posibilidad de intercambiar calor con el ambiente, por lo que el proceso es adiabático.

- **Combustión (B-C):** Un poco antes de que el pistón llegue a su punto más alto y continuando hasta un poco después de que empiece a bajar, el inyector introduce el combustible en la cámara.

- **Expansión (C-D):** La alta temperatura del gas empuja al pistón hacia abajo, realizando trabajo sobre él. Por ser un proceso muy rápido se aproxima por una curva adiabática.

- **Escape (D-A) y (A-E):** Se abre la válvula de escape y el gas sale al exterior, empujado por el pistón a una temperatura mayor que la inicial, siendo sustituido por la misma cantidad de mezcla fría en la siguiente admisión.

En total, el ciclo se compone de dos subidas y dos bajadas del pistón, razón por la que es un ciclo de cuatro tiempos. La combustión para que se produzca de manera efectiva debe pasar a estado gaseoso el combustible para mezclarse con el oxígeno, razón por la cual en los inyectores de los motores diesel se pulveriza el combustible.

El periodo de combustión es muy corto, ya que se necesita que la combustión sea rápida y completa, por ejemplo en un motor que gira a 1500 RPM el tiempo disponible para que se genere la combustión es de 5.6 milisegundos.

Los motores diesel siempre han sido catalogados como altamente contaminantes sin embargo si se compara con otros motores no es tan cierto:

Componentes tóxicos	Motores Diesel	Motores de carburador
Monóxido de carbono, %	0.2	6
Óxidos de nitrógeno. %	0.35	0.45
Hidrocarburos, %	0.04	0.4
Dióxido de azufre, %	0.04	0.007
Hollín/ mg/l	0.3	0.05

Tabla 1: Emisiones en motores de combustión, fuente ANFA⁶

La contaminación se ve más por la típica emisión de humo negro formado por partículas microscópicas, estudios realizados demuestran que los niveles de emisión de dióxido de carbono en motor Diesel son claramente más bajos que un motor de gasolina de igual potencia.

Los motores diesel no tienen restricción en la entrada de aire a diferencia de los motores a gasolina, es la inyección de combustible la que varía la potencia del motor, agregando más o menos combustible a una cantidad fija de aire. La proporción de aire en los motores a gasolina oscila en 14.7:1 mientras que en los motores diesel llega a ser de 100:1 en mínimas revoluciones y de 50:1 a plena carga.

⁶ ANFAC: Asociación Española de Fabricantes de Automóviles y Camiones

2. EL SISTEMA “BI-FUEL” EN LOS MOTORES DIESEL DE PERENCO COLOMBIA

Perenco Colombia Limited es una compañía petrolera con operaciones en Casanare, su producción es de 20.500 BOPD, la cual obtiene de 19 estaciones.

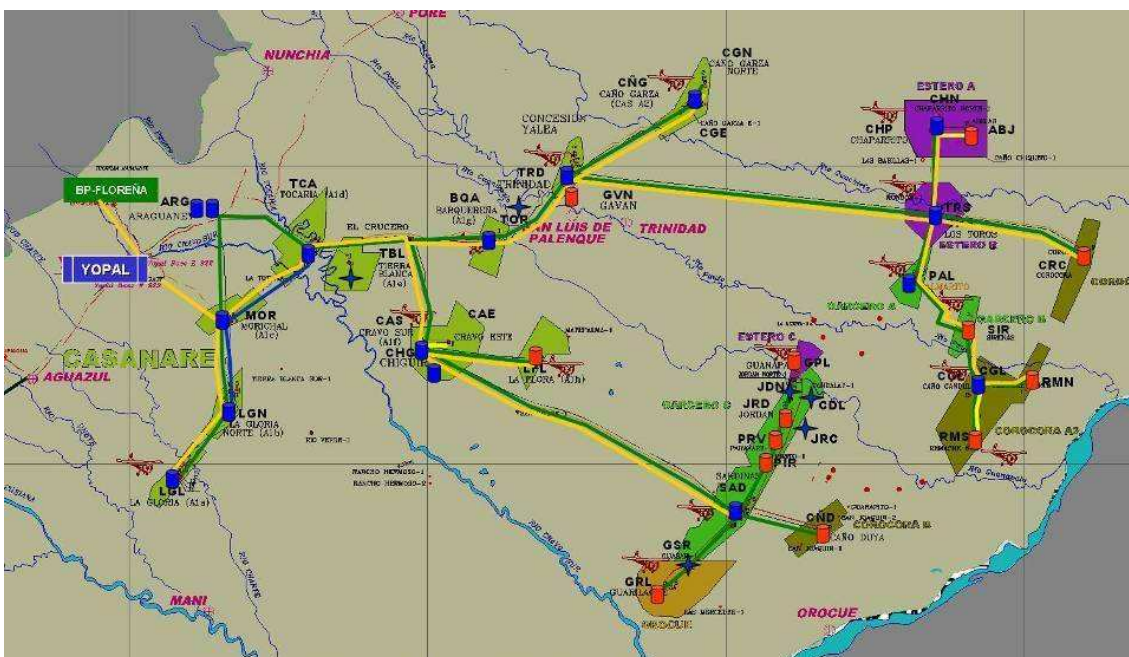


Figura 4: Localización de las operaciones de Perenco en el Casanare.

El 98% de los motores a combustión de Perenco son a gas, por la infraestructura que posee, sin embargo debido a la depletación de sus campos, fallas en sus generadores principales, servicios de Overhaul⁷ y restricciones de su proveedor de gas, han hecho que la empresa se vea en la necesidad de aumentar las horas de trabajo de los motores diesel para continuar con sus operaciones.

⁷ Overhaul: Servicio de reparación mayor de equipos

Debido al alto costo, en comparación con los motores a gas que representa operar los motores diesel, se ha buscado la forma de disminuir el consumo de diesel sin afectar la operación; razón por la cual se decidió probar una tecnología que permite sustituir parte del combustible diesel por gas usando el mismo motor.

La tecnología es conocida como “bi fuel” y es en esencia un sistema adicional que se instala en un motor diesel y le inyecta gas por la admisión de aire del motor, este esquema hace que se obtengan ahorros económicos debido a las diferencias de precios de los combustibles o debido a que el gas es producido por los pozos en donde se operan los equipos.

2.1 Campo Sardinias



Figura 5: Vista panorámica de la estación SAD

La estación de producción Sardinás está ubicada en el municipio de Orocué en el departamento de Casanare, tiene una producción de 11.000 BOPD, es la estación más importante en nivel de Producción que tiene Perenco, este centro de producción es el encargado de recibir y tratar el crudo de 6 subestaciones, además es el centro de generación de electricidad para alimentar los equipos de la estación y de las subestaciones.

La capacidad instalada de generación es de 9.3 MW, la cual se obtiene de 12 generadores a gas Caterpillar modelo 3516 de 720 kW y una planta diesel C27 de 725 kW.

2.2 Equipo seleccionado para la prueba



Figura 6: Grupo electrógeno C27 de la estación SAD

El equipo al cual se le instaló el sistema “Bi-fuel” es un grupo electrógeno Caterpillar modelo C27 con las siguientes características:

➤ **IDENTIFICACION DEL EQUIPO:** DWB 01216.

➤ **MOTOR:** C27-CAT
SERIE: MJE 01218
ARREGLO: 280-4140
POTENCIA: 1105 HP

➤ **GENERADOR:** SR4B
SERIE: AFN03392
ARREGLO: 136-6590
CAPACIDAD: 906 KVA / 725 KW
HORAS EQUIPO: 255

2.3 Tecnología a utilizar

En el mercado se encuentran sistemas de “Bi-fuel” de diferentes fabricantes como:

- Altronic inc
- CRAM S.A
- Innovative Tecnology Group
- Argenchip

Actualmente fabricantes de motores como Caterpillar y Wartsila los incorporan como opcionales principalmente para motores estacionarios.

En Perenco se decidió utilizar la tecnología de CRAM con su producto ECO-D debido a que la subsidiaria de Perenco Guatemala ha probado con éxito este sistema con buenos resultados, en donde lograron sustituir un 35% del combustible por gas de los pozos. **Costo del kit: 8.000 USD (FOB⁸ price)**

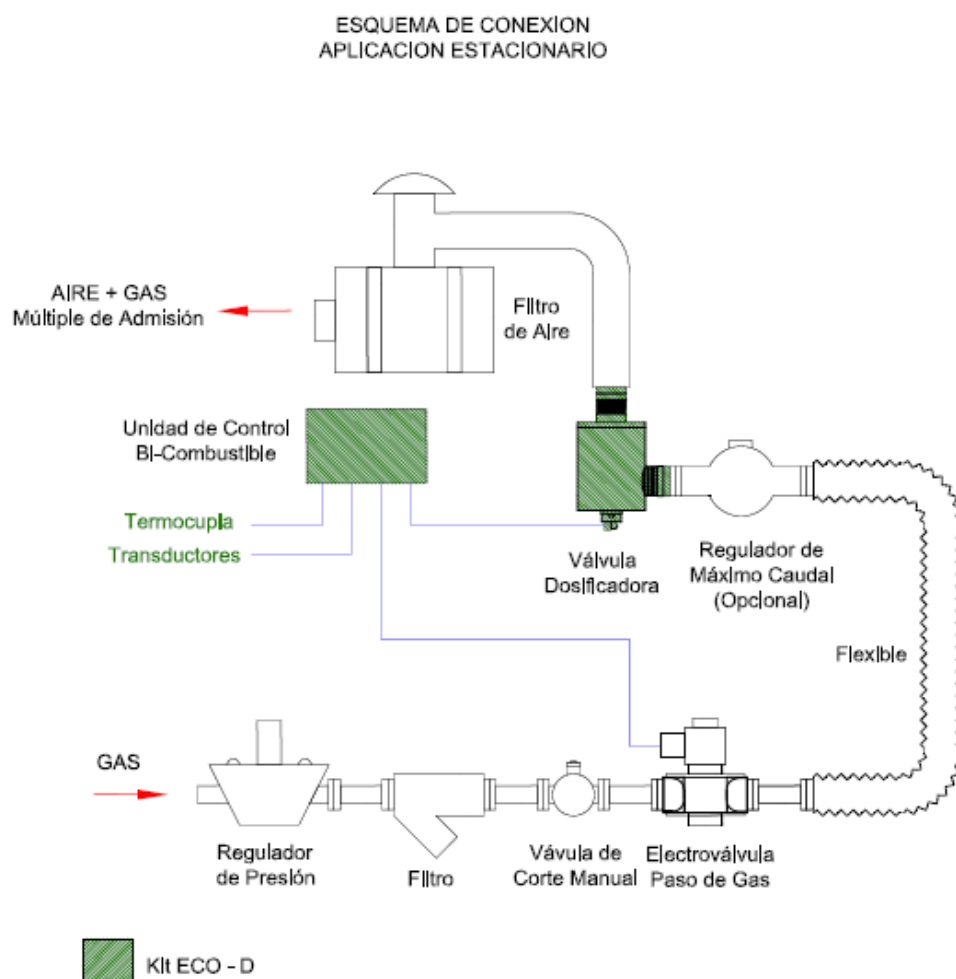


Figura 7: Esquema del sistema ECO-D (tomado de la ficha técnica del fabricante)

⁸ **FOB (Free on Board):** Incoterm que se usa cuando el vendedor se responsabiliza de colocar la mercancía a bordo de una nave en el puerto indicado en el contrato de venta.

Como se puede observar en el esquema el Kit “Bi-fuel” no requiere intervención mecánica sobre el equipo, todo el sistema es instalado como un accesorio, la única modificación es sobre la entrada de aire al motor en donde se instala un niple para realizar la inyección de gas, también es opcional que el sistema de control del Kit pueda actuar sobre el sistema de seguridades del grupo electrógeno apagando o generando alarmas ante eventualidades.

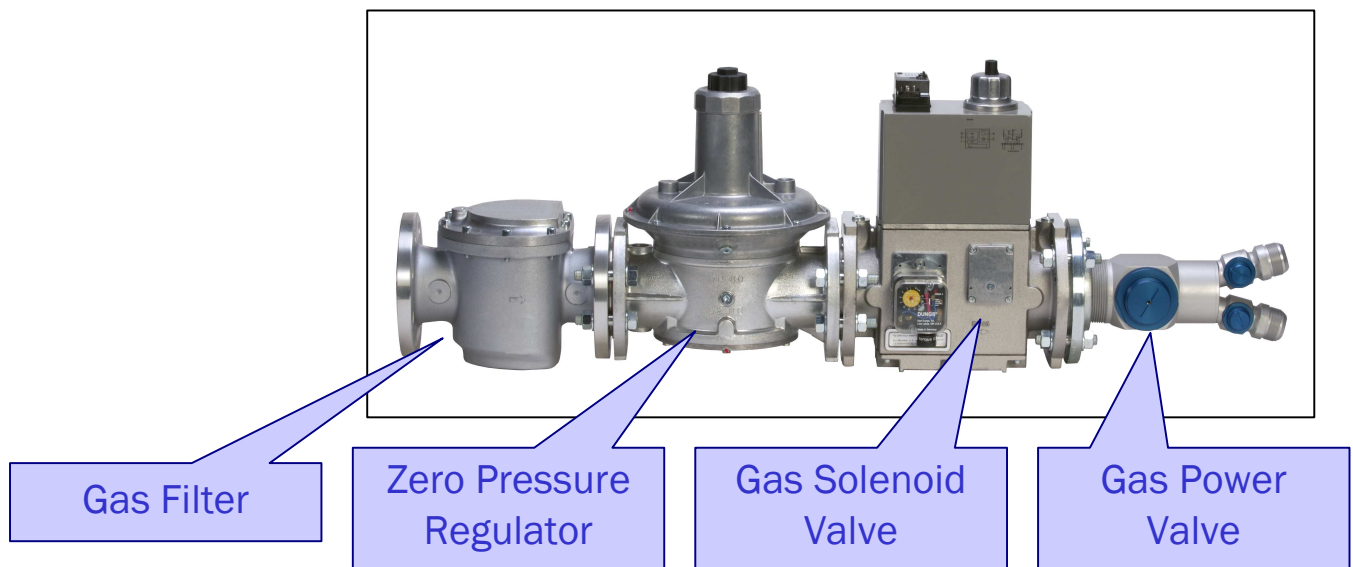


Figura 8: Sistema de gas de ECO-D (tomado de las especificaciones del fabricante)

El sistema escogido para ser instalado presenta las siguientes características técnicas⁹:

- La instalación del sistema dual no compromete el performance original del grupo. Un grupo de 1000kw de potencia, mantendrá 1000kw luego de la instalación, funcionando ya sea con 100% diesel o modo dual.

⁹ Tomado de la hoja de características del fabricante

- No decrece en el equipo la estabilidad ni la velocidad de respuesta. El sistema está diseñado para pasar de modo dual a modo diesel sin descargar al grupo durante la transición.

- El calor por radiación, eficiencia, calor de escape, calor liberado al sistema de refrigeración, permanecen prácticamente inalterables respecto a los valores originales suministrados por el fabricante del motor, por lo que los grupos utilizados en programas de cogeneración recuperan la misma cantidad de calor tanto funcionando en el modo dual como en el modo 100% diesel.

- La reducción de los gases contaminantes como los NOx es considerable, está en el orden del 60%, al igual que es notable a simple vista la reducción de las sustancias particuladas emanadas por el escape (se calcula también en un 60% aproximado).

- Se han reportado extensiones en los intervalos de cambio de aceite y en la vida útil de los motores debido fundamentalmente al resultado de la limpia combustión que caracteriza al gas natural.

2.4 Consideraciones y precauciones:

Toda nueva tecnología presenta retos, riesgos y preocupaciones, razón por la cual se deben tomar todas las precauciones necesarias para no arriesgar la integridad de las personas, del equipo y de la operación, para analizar y estudiar todas las medidas y salvaguardas se realizaron las siguientes actividades:

- Consultas con el proveedor del sistema para conocer acerca de proyectos similares desarrollados.

- Consultas con el fabricante del equipo para conocer su opinión con respecto a la tecnología “Bi-fuel”

- Análisis técnico del departamento de ingeniería de Perenco.

Con base en el estudio previo se desarrolló un protocolo de pruebas para instalar el sistema de modo seguro y que arrojará la información suficiente para tomar decisiones acerca del Kit.

2.5 Protocolo de pruebas

El protocolo de pruebas establecía:

- Se requería la presencia de personal del: fabricante del equipo, fabricante del sistema y personal de Mantenimiento e instrumentación de Perenco.

- Se realizaron adiciones de elementos al sistema propuesto con el fin de poder monitorear y asegurar el sistema y el equipo, el esquema definitivo fue:

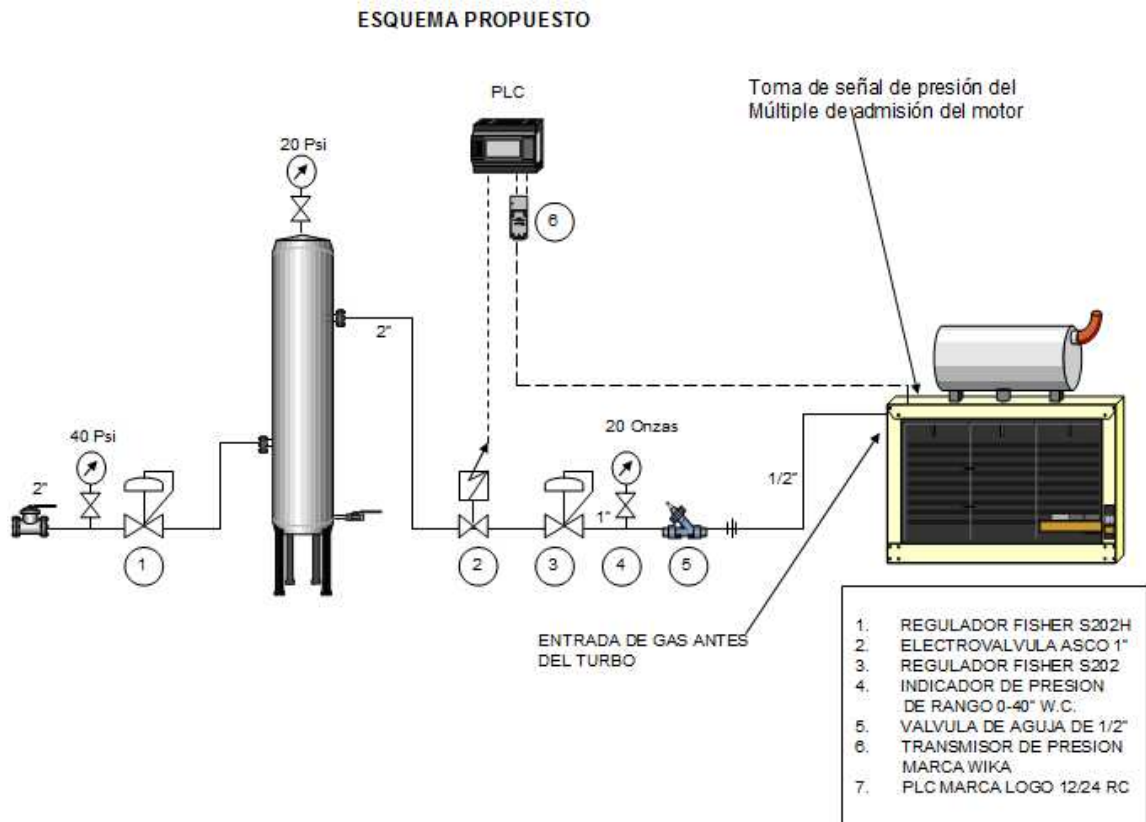


Figura 9: Esquema propuesto por el departamento de ingeniería de Perenco

Las mejoras implementadas consistían en instalar instrumentos para la medición de presión, reguladores de presión y un Scrubber en el circuito de gas.

- Se realizarían pruebas a dos (2) porcentajes de carga con solo diesel y con sistema dual en donde se tomarían parámetros de operación y se analizaría la respuesta del equipo. La razón para usar solo 2 porcentajes de carga es debido a las restricciones que presentan las facilidades de Producción existentes.

- Se realizarían pruebas del punto anterior con distintas presiones de admisión de gas para buscar el mejor punto de operación.
- Con el fin de garantizar la integridad del equipo se monitorearían los parámetros de operación del equipo, se utilizaría la técnica de análisis de aceite usado para observar desgaste anormal o degradación del lubricante que ponga en riesgo el grupo electrógeno.

El protocolo establecido fue aceptado por el proveedor del kit “Bi-fuel” y por el fabricante del equipo aceptando que la máquina no perdiera la garantía por operar con este aditamento.

3. CANTIDAD OPTIMA DE DIESEL A SER REEMPLAZADO POR GAS NATURAL

Una vez seleccionado el equipo para la prueba y adquirido el kit “Bi-fuel” para esta máquina, se procedió a poner en marcha el protocolo de pruebas propuesto:

3.1 Instalación del kit “Bi-fuel”

En coordinación con el proveedor, representante del equipo y personal de Instrumentación y Mantenimiento de Perenco se realizó la puesta en marcha del sistema según diseño acordado.



Figura 10: Fotografías de la instalación del sistema “Bi-fuel”

3.2 Pruebas al equipo con Diesel

Con el fin de obtener los valores iniciales de consumo, temperaturas y presiones del equipo en operación normal para lo que fue diseñado el equipo. Debido a las

limitaciones operativas que se tienen al equipo solo se le pueden colocar dos cargas las cuales corresponden a una unidad de bombeo 430T National que consume 555 KW y una unidad de bombeo J165 National que consume 186 kW. Estas cargas solo pueden operar las dos simultáneamente o únicamente el equipo de alta carga.

Las anteriores limitaciones nos deja como opciones poder tener cargas de 555 KW y 741 KW para poder realizar pruebas al equipo, los resultados obtenidos después de una hora de operación con cada carga fueron:

GENERATION (KW)	LOAD %	ENGINE POWER (BHP)	FUEL RATE (GPH)	MANIFOLD PRES (IN-H2O)	EXH TEMP (°F)	ENGINE TEMP (°F)
741	100	1105	49,7	592	946.58	192
555	74,8	851	34,1	420	885.74	184

Tabla 2: Pruebas con combustible Diesel

Los datos se obtuvieron con la interfaz electrónica del equipo.

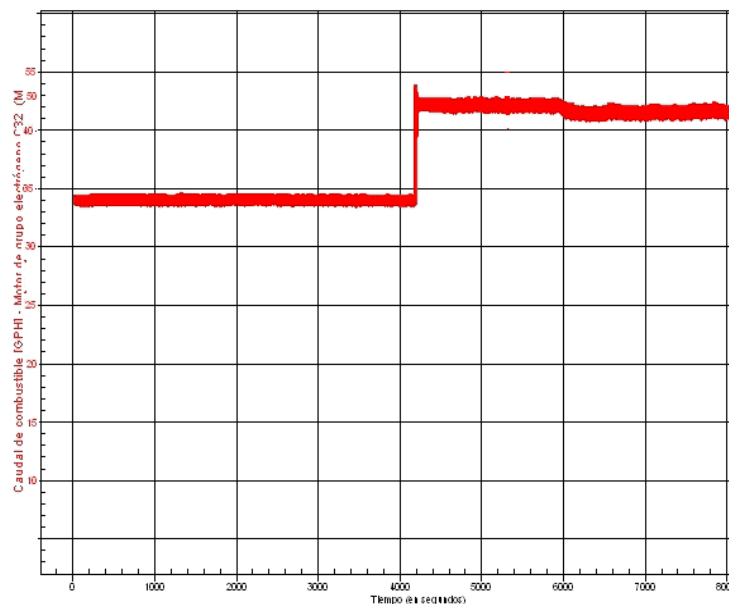


Figura 11: Diagrama de consumo de Diesel (imagen obtenida del software del equipo)

3.3 Pruebas con DUAL -FUEL

El gas que se utilizaría para las pruebas es el mismo que utilizan los generadores Caterpillar de la estación, su análisis cromatográfico es el siguiente:

Sampling Date	19-Jun-2010 00:00	
Sampling Location	ESTACIÓN SARDINAS	
Cylinder Number	COL-547	
Sample Description	SUCCION A GENERADORES	
Sampling Conditions	130.0 psig @ 89.0°F	

Component	Mole %	Weight %
H ₂ Hydrogen	0.00	0.00
H ₂ S Hydrogen Sulphide	0.00	0.00
CO ₂ Carbon Dioxide	4.16	8.30
N ₂ Nitrogen	0.66	0.71
C ₁ Methane	76.87	66.93
C ₂ Ethane	9.46	12.89
C ₃ Propane	5.04	10.10
iC ₄ i-Butane	1.07	2.83
nC ₄ n-Butane	1.42	3.75
iC ₅ i-Pentane	0.44	1.46
nC ₅ n-Pentane	0.27	0.90
C ₆ Hexanes	0.26	0.99
C ₇ Heptanes	0.28	1.09
C ₈ Octanes	0.19	0.75
C ₉ Nonanes	0.09	0.20
C ₁₀ Decanes	0.01	0.07
C ₁₁ Undecanes	0.00	0.03
C ₁₂ + Dodecanes plus	0.00	0.00
Totals :	100.0000	100.0000

Note: 0.00 means less than 0.005.

Calculated Residue Properties	Mole Weight (g mol ⁻¹)	Density (g cm ⁻³ at 60°F)
C ₇ + Heptanes plus	96.6	0.7646
C ₁₀ + Decanes plus	136.0	0.7816
C ₁₂ + Dodecanes plus	-	-

Calculated Whole Gas Properties		
Gas Gravity	0.7618	(Air=1 @ 14.73 psia & 60°F)
Whole Sample Mole Weight	22.03	g mol ⁻¹
Ideal Gas Density	0.9284	kg m ⁻³ @ 14.65psia, 60°F
Ideal Gross Calorific Value	1215.7	BTU.ft ⁻³ @ 14.65psia, 60°F
Ideal Net Calorific Value	1102.7	BTU.ft ⁻³ @ 14.65psia, 60°F
Pseudo Critical Press.	677.6	psia
Pseudo Critical Temp.	405.0	Rankine
Gas Compressibility Factor, Z	0.996374	@ 14.65 psia & 60°F
GPM (C2+)	5.25	
GPM (C3+)	2.73	

Figura 11: Análisis cromatográfico de gas Sardinas

El protocolo establecía que uno de los parámetros a identificar es: **¿Cual es la presión óptima para el gas?**

La presión de gas relaciona la cantidad de éste que es consumido por el equipo y que termina siendo el combustible reemplazado o que se dejó de consumir en Diesel. (A mayor presión más consumo de gas).

La prueba se desarrolló así:

- Se dejó el equipo trabajando con una carga de 555 kW por un lapso de 0.5 horas.
- Posteriormente se dio apertura a la entrada de gas con una presión de 1 psi y se dejó trabajar por 0.5 horas.
- Se repite el segundo paso hasta que después de una presión de 6 psi el motor comienza a trabajar de forma anormal (ruidos extraños y oscilación del equipo) además de no mejorar el ahorro de combustible.
- Una vez identificada la presión óptima, se procedió a incrementar la carga del equipo a 741 kW.

Los resultados obtenidos se consignaron en la siguiente tabla.

GENERATION (KW)	LOAD (%)	FUEL RATE (GPH)	GAS PRES (PSI)	MANIFOLD PRES (IN-H2O)	EXH TEMP (°F)	ENGINE TEMP (°F)
555	74,8	30,2	1	424	760	183
	74,8	29,9	2	429	765	184
	74,8	29,1	3	430	765	185
	74,8	28,7	4	439	770	185
	74,8	28,3	4,8	447	770	185
	74,8	27	6	455	770	185
741	100	39,2	6	640	840	191

Tabla 3: Pruebas con combustible Dual.

Consultando la literatura para obtener información que explique el fenómeno que se presenta después de 6 psi en la entrada de gas, se encontró que en pruebas realizadas por la Universidad de Caracas en Venezuela¹⁰ con sustituciones mayores al 30% se disminuía el aire disponible para la combustión (mezcla muy rica) lo cual tendería a disminuir la potencia que el equipo entrega.

Lo anterior sugiere que, para este caso, a partir de una presión de 6 psi que corresponde a una sustitución del 21% tenemos un fenómeno similar al observado en el estudio Venezolano. Es de aclarar que se encontró también que en estudios de La Universidad de Antioquia¹¹ se logró sustituciones del 70%, por lo cual cada caso es diferente y depende de varios factores.

3.4 Comparativo Diesel vs Bi-fuel

Los datos obtenidos operando con solo Diesel y con sistema dual fueron consignados en una sola tabla para ser comparados, se toma como base de

¹⁰ Estudio realizado por la Facultad de ingeniería de la Universidad Metropolitana de Caracas – Venezuela.

¹¹ Estudio realizado por el Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía. Facultad de Ingeniería, Universidad de Antioquia

cálculo, el consumo de combustible diesel en modo de operación solo diesel, de modo que se pueda apreciar el ahorro en modo dual.

GENERATION (KW)	Fuel	LOAD %	FUEL RATE (GPH)	GAS PRES (PSI)	MANIFOLD PRES (IN-H2O)	EXH TEMP (F)	ENGINE TEMP (F)	AHORRO DIESEL (%)
555	Diesel	74,8	34,1		420	886	184	
	Bi-fuel	74,8	30,2	1	424	760	183	11,4%
		74,8	29,9	2	429	765	184	12,3%
		74,8	29,1	3	430	765	185	14,7%
		74,8	28,7	4	439	770	185	15,8%
		74,8	28,3	4,8	447	770	185	17,0%
		74,8	27	6	455	770	185	20,8%
741	Diesel	100	49,7		592	947	192	
	Bi-fuel	100	39,2	6	640	840	191	21,1%

Tabla 4: Comparativo de las pruebas realizadas.

Con base en los datos obtenidos experimentalmente se puede concluir para el equipo en prueba que:

- El reemplazo máximo de combustible diesel por gas usando el sistema “Bi-fuel” fue del 21%.
- La presión óptima del gas es de 6 psi, por debajo de esta presión el ahorro que se obtiene decrece y a presiones mayores el equipo presenta mal funcionamiento.
- Se corroboró que es posible cambiar de dual-fuel a solo diesel y viceversa sin problemas en el equipo.

- Se evidenció que durante el tiempo de la prueba con Bi-fuel la temperatura del equipo no se incrementó en comparación a la operación con solo Diesel, se esperaba un aumento de temperatura la cual no se presentó.
- La temperatura de los gases de escape disminuyó con Bi-fuel respecto a la operación con Diesel, esta situación se debe tener en cuenta si la unidad en la cual se va a instalar es para cogeneración.

3.5 Análisis técnico al equipo en prueba

Una de las preocupaciones que se tenían para utilizar el Bi-fuel era los problemas que se pudieran presentar en el equipo, razón por la cual se realizaron múltiples consultas con el fabricante a fin de conocer su opinión y determinar las salvaguardas que se debían tener o las precauciones para implementar la tecnología.

Con base en la información obtenida y el visto bueno del fabricante, se estableció en el protocolo de pruebas:

- Se debía monitorear la temperatura de los gases de escape y temperatura motor.
- Durante la determinación de la presión óptima ante cualquier ruido anormal se debía disminuir la presión hasta que desaparecía la novedad.

- Los settings de las alarmas y seguridades del equipo serian las mismas.
- Se utilizaría los análisis de aceite usado para monitorear desgaste en el equipo o degradación acelerada del lubricante.

Con el fin de poder realizar las mediciones propuestas en el protocolo de pruebas se adicionaron instrumentos y se tomó muestra de aceite para ser analizada. Adicional se realizó cambio de aceite al equipo para comparar datos a horas similares de trabajo entre Diesel y Bi-fuel.

3.6 Análisis de aceite usado

El protocolo establecía que se debía enviar una muestra de aceite a un laboratorio no institucional, en este caso el CYAT con el fin de analizar el comportamiento del lubricante ante el nuevo combustible y para detectar posibles anomalías que se puedan presentar, principalmente, en desgaste de metales lo cual indicaría fallas prematuras en el equipo.

Los parámetros que se iban a revisar con el análisis de aceite usado eran los normales que se realizan para motores diesel:

- Contaminantes
- Desgaste de metales
- Evaluación del aceite

3.6.1 Técnica de análisis de aceite usado

La técnica de análisis de aceite usado es una de las principales herramientas de mantenimiento mediante la cual se puede detectar desgastes en equipos, evaluar el desempeño de un lubricante o detectar contaminantes en el lubricante.

Las pruebas más importantes que se realizan para medir parámetros en el aceite son:

- *Viscosidad:* Mediante el ensayo de la norma ASTM D-445, la viscosidad es la resistencia de un fluido a fluir, mantener la correcta viscosidad asegura la película de aceite apropiada en piezas críticas para minimizar el desgaste y tener una operación más suave.

- *Metales de desgaste:* Medida de la concentración de compuestos metálicos disueltos.

- *Números ácido y básico:* mide el nivel de ácidos corrosivos (TAN) y el nivel de reserva alcalina (TBN).

- *Espectroscopia Infrarroja:* la cual ensaya características críticas del aceite, las propiedades medidas son:
 - Contenido de agua
 - Contenido de refrigerante
 - Contenido de hollín

- Oxidación¹²
- Nitración¹³

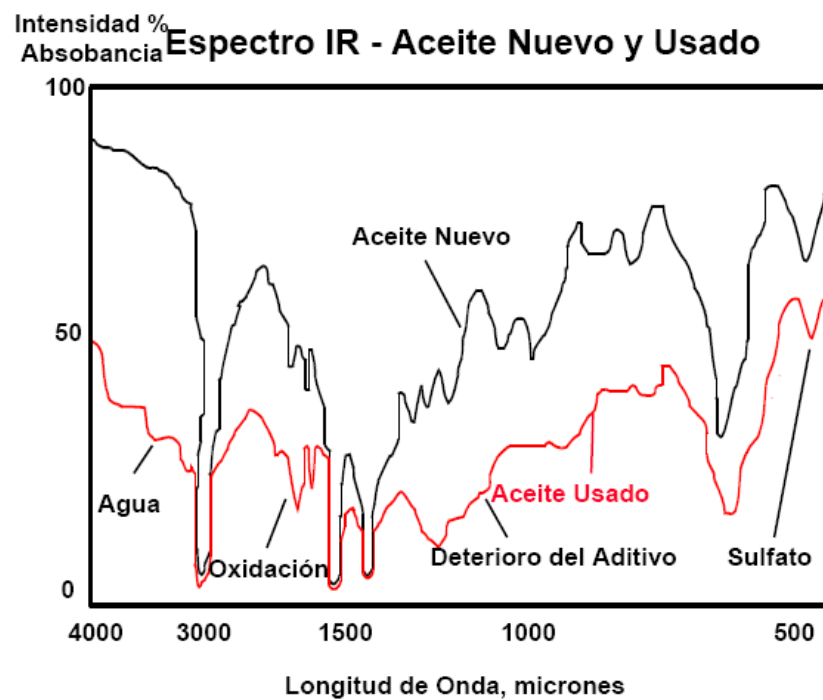


Figura 12: Diagrama obtenido por la espectroscopia infrarroja (Tomada de Exxon-Mobil)

3.6.2 Análisis de aceite de las pruebas

Se realizó el envío de una muestra de aceite que tenía 205 horas de trabajo con solo Diesel y posteriormente se envió una muestra después de haber trabajado el equipo 201 horas con combustible dual, los resultados fueron:

¹² Oxidación: Reacción del oxígeno con el aceite, acelerada por la temperatura

¹³ Nitración: Óxidos de nitrógeno formados durante la combustión que son arrojados al carter.

PERENCO
RESULTADOS MUESTREO LUBRICANTE POR UNIDAD
EQUIPO: MOTOR CO-002008
LUBRICANTE: MOBIL DELVAC MX 15W40

IDENTIFICACION CYAT	43795	43796
Fecha de Muestreo	Nov-10	Jan-11
Fecha de Recibido	Nov-10	Jan-11
Muestra Número	10S07947	10S07948
Kilometraje - Horas Uso	205	201
Kilometraje - Horómetro Total	255	456
Viscosidad a 100 °C cSt	17	17.9
Nivel de Volátiles (%Vol.)		
Contenido Agua (%Vol.)	0.00	0.00
Dilucion de combustible (%Vol.)	1.5	1.6
TBN mg de KOH	4.5	3.8
METALES (ppm)		
Fe (Hierro)	3.0	3.0
Cr (Cromo)	1.0	0.0
Cu (Cobre)	1.0	1.0
Si (Silicio)	2.0	5.0
Al (Aluminio)	3.0	3.0
Sn (Estaño)	0.0	0.0
ANÁLISIS INFRARROJO		
Hollín %	0.6	0.55
Oxidación %	0.08	0.11
Nitración %	0.09	0.10

Tabla 5: Reporte de análisis de aceite CYAT.

Los resultados de los análisis muestran que la aplicación de combustible dual en el equipo después de 200 horas de operación no ha generado inconvenientes en el equipo.

COMPORTAMIENTO VISCOSIDAD

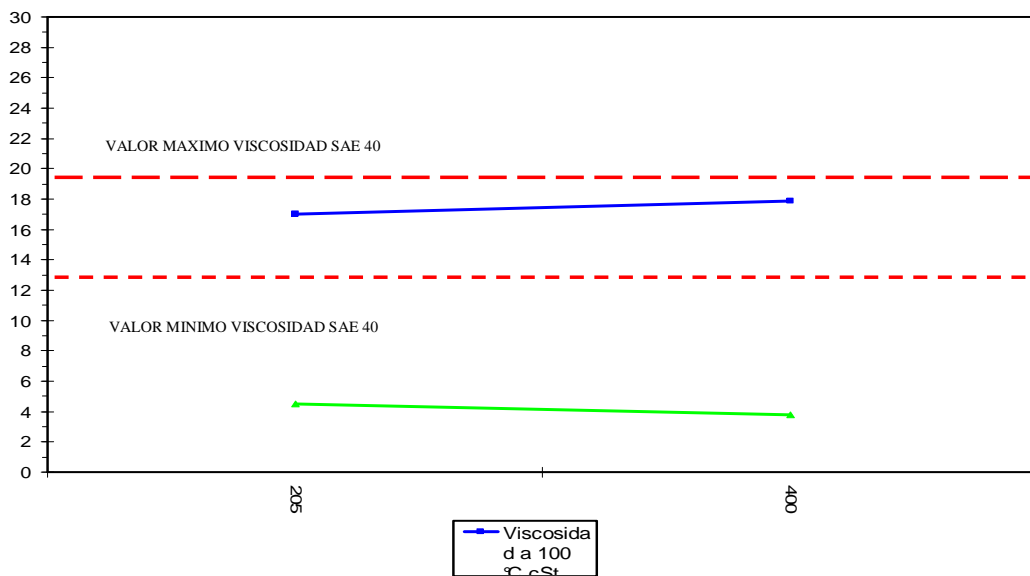


Figura 13: Grafica de la viscosidad del aceite

PARAMETROS INFRAROJO

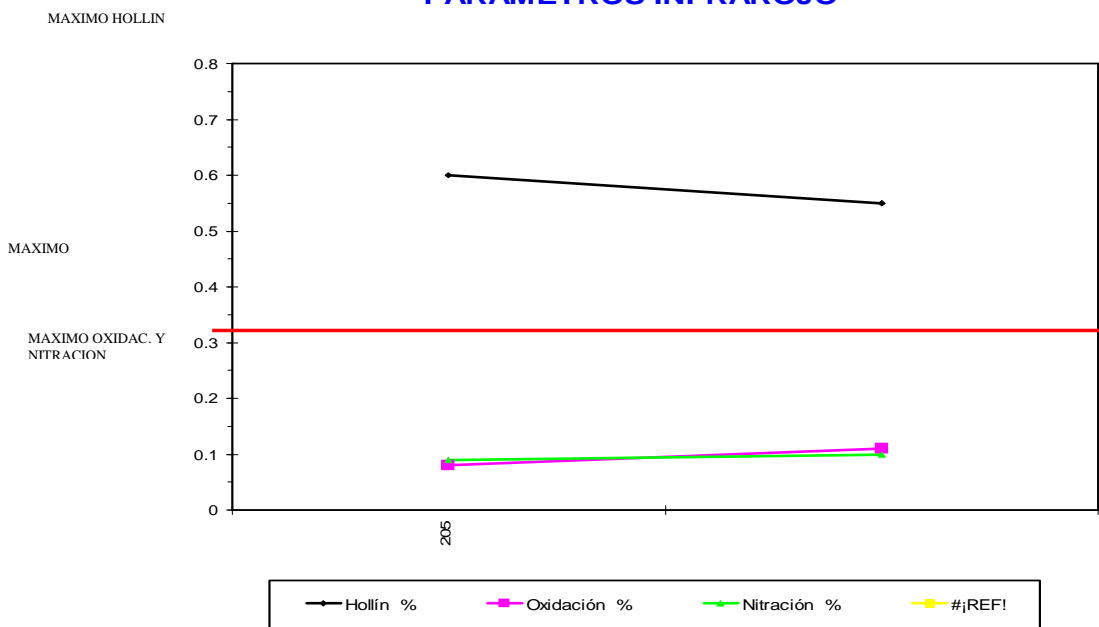


Figura 14: Parámetros de degradación del aceite

COMPORTAMIENTO METALES

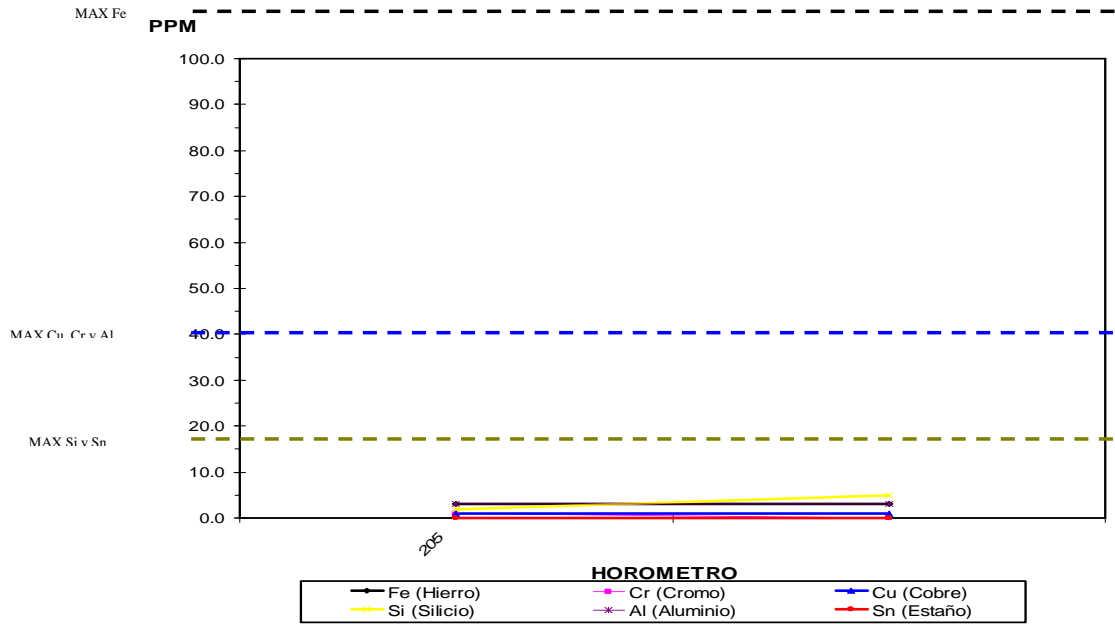


Figura 15: Parámetros de contaminantes y metales en el aceite

Los análisis de aceite usado realizados por el CYAT no mostraron anomalías en el equipo por el uso de combustible dual.

4. ESTUDIO ECONÓMICO DE FACTIBILIDAD

4.1 Beneficios económicos

Después de realizadas las pruebas al equipo y con base en los resultados obtenidos se procede a calcular los beneficios que se obtienen con el sistema Bi-fuel para el grupo electrógeno C27 de SAD.

	Carga del 75% nominal		Carga del 100% nominal		
	DIESEL	BI-FUEL	DIESEL	BI-FUEL	
Consumo de Diesel x hora	34.1	27	49.7	39	GAL
Costo galón Diesel en estación	7,050	7,050	7,050	7,050	COP
Costo combustible por hora	240,405	190,350	350,385	276,360	COP
Ahorro por hora		50,055		74,025	COP
Trabajo promedio año		480		480	Hrs
Ahorro anual		24,026,400		35,532,000	COP
Valor kit operación		8,000		8,000	USD
TRM		1,915		1,915	COP/USD
Nacionalización y transporte		880		880	USD
Costo instilación		2,000,000		2,000,000	COP
Costo total Bi-fuel		19,005,200		19,005,200	COP
Ahorro primer año		5,021,200		16,526,800	COP
Retorno de la inversión		Menor a un año		Menor a un año	

Tabla 6: Factibilidad económica del proyecto.

El cálculo demuestra que en el primer año se recupera la inversión hecha para poner a funcionar el sistema y adicional se obtienen beneficios económicos, a medida que se incrementen las horas promedio anuales de trabajo históricas se incrementa el beneficio económico que se obtiene. Es importante resaltar que no

se da costo al gas utilizado debido a que es producido por los pozos de la estación y no es comercializado por la compañía.

4.2 Beneficios Ambientales

Aunque las pruebas no contemplaban medición de gases de combustión para evaluar una posible reducción de gases contaminantes, basado en proyectos similares y estudios realizados, entre ellos el artículo "Performance, Emission and Combustion of LPG Diesel Dual Fuel Engine using Glow Plug" publicado en la revista Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering, artículo que se encuentra en el anexo 1 de este documento; se puede evidenciar la reducción de contaminantes por el uso del Bi-fuel.

4.3 Beneficios Operativos

La reducción en un 20% en el consumo de combustible permite tener una cantidad menor de combustible almacenado en la estación, adicional en caso de requerirse realizar overhaul a alguno de los generadores principales de la estación el generador diesel operando en modo dual fuel podría generar la energía requerida por el periodo de tiempo requerido a un menor costo lo cual generaría ahorros considerables y da margen de maniobra para actividades de mantenimiento.

CONCLUSIONES

Con base en la información recolectada en la etapa previa y durante el desarrollo de las pruebas se puede concluir que:

- Es factible realizar conversiones en motores diesel para que puedan operar con una mezcla de Gas y Diesel utilizando la tecnología “Bi-fuel” la cual permite adaptar motores convencionales para trabajar en modo dual.
- El bajo costo al cual se puede obtener un Kit de conversión en el mercado hace cada vez más factible y con un tiempo menor para el tiempo de retorno de la inversión en esta tecnología.
- Las pruebas demostraron que para el caso de campo Sardinas con un grupo electrógeno C27, se logra obtener hasta una sustitución del 21% del diesel empleado.
- Según las condiciones operativas de cada campo y el desarrollo de las mismas se puede emplear motores Diesel que posteriormente trabajarían con Dual-fuel, para régimen continuo o como backup del sistema.
- En pruebas similares hechas por universidades, investigadores y por fabricantes de productos se ha logrado sustituciones hasta del 70% del diesel por gas natural, por lo cual cada caso debe ser evaluado según las condiciones particulares.

BIBLIOGRAFIA

- M I Nwafor, “Combustion Characteristics of dual – fuel Diesel engine using pilot injection ignition”, leindia Publish, April 2003.
- G.A. Rao, A.V.S. Raju, K. Govinda Rajulu and C.V. Mohan Rao, “Performance evaluation of a dual fuel engine (Diesel + LPG)”, Indian Journal of Science and Technology, Vol. 3 No. 3 (Mar 2010).
- CARO BEDOYA Ivan Dario, “Efecto del grado de carga y la cantidad del combustible piloto en el comportamiento mecánico ambiental de un motor dual diesel-biogás para generación de electricidad”, Rev. Fac. Ing. Univ. Antioquia. N.o 42. pp. 79-93. Diciembre, 2007
- J.C. Egúsquiza, S.L. Braga and C.V.M. Braga, “Performance and Gaseous Emissions Characteristics of a Natural Gas/Diesel Dual Fuel Turbocharged and Aftercooled Engine”, J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng., J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.
- VIJAYABALAN P, NAGARAJAN G. “Performance, Emission and Combustion of LPG Diesel Dual Fuel Engine using Glow Plug” Dept of mechanical engineering, Hudson College of engineering Cannai, INDIA.
- WWW.ANFAC.COM (Asociación Española de Fabricantes de Automóviles y Camiones).
- <http://www.textoscientificos.com/quimica/combustion>.
- es.wikipedia.org

Performance, Emission and Combustion of LPG Diesel Dual Fuel Engine using Glow Plug

P.Vijayabalan ^{a,*}, G. Nagarajan ^b

^aDept. of Mechanical Engineering, Hindustan College of Engineering, Chennai, India

^bDept. of Mechanical Engineering, Anna university, Chennai, India

Abstract

A single cylinder vertical air-cooled diesel engine was modified to use LPG in dual fuel mode to study the performance, emission, and combustion characteristics. The primary fuel, liquefied petroleum gas (LPG), was mixed with air, compressed, and ignited by a small pilot spray of diesel. Dual fuel engine showed a reduction in oxides of Nitrogen and smoke in the entire load range. However, it suffers from the problem of poor brake thermal efficiency and high hydrocarbon and carbon monoxide emissions, particularly at lower loads due to poor ignition. In order to improve the performance at lower loads, a glow plug was introduced inside the combustion chamber. The brake thermal efficiency improved by 3% in the glow plug assisted dual fuel mode, especially at low load, and also reduced the hydrocarbon, carbon monoxide, and smoke emissions by 69%, 50% & 9% respectively. The presence of glow plug had no effect on oxides of Nitrogen.

© 2009 Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering. All rights reserved

Keywords: Liquefied Petroleum Gas; Glow Plug; Performance; Emission; Combustion

1. Introduction

LPG vehicles are being rapidly developed as economical and low-pollution cars [1-2]. The potential benefits of using LPG in diesel engines are both economical and environmental [3]. In the dual fuel gas engines, the gaseous fuel is inducted along with the air, and this mixture of air and gas is compressed like in conventional diesel engines. A small amount of diesel, usually called the pilot, is sprayed near the end of the compression stroke to initiate the combustion of the inducted gas air mixture [4-5]. With reduced energy consumption, the dual fuel engine shows a significant reduction in smoke density, oxides of nitrogen emission, and improved brake thermal efficiency [6]. The combustion of this pilot diesel leads to flame propagation and combustion of the gaseous fuel. The engine can be run in the dual fuel mode without any major modification, but is usually associated with poor brake thermal efficiency and high HC & CO emissions at low loads [7].

The increase in pilot diesel improves the brake thermal efficiency at low loads. At higher loads, it reduces efficiency due to rapid combustion [8-9]. Low efficiency and poor emissions at light loads can be improved significantly by advancing injection timing of the pilot fuel [10-11]. Any measures that lower the effective lean flammability limit of charge and promote flame propagation will improve part load performance [12]. The

gas concentration is low at lower loads, thus ignition delay period of pilot fuel increases, and some of the homogeneously dispersed gaseous fuel remains unburned which results in poor performance. A concentrated ignition source is needed for combustion of the inducted fuel at low loads [13]. Poor combustion of the gaseous fuel at low loads results in higher emission of carbon monoxide and unburned hydrocarbons.

The hot surface assisted ignition concept is commonly applied to overcome the low temperature-starting problem in diesel engine. Introducing low cetane fuel such as alcohol and natural gas requires an extended application of the hot surface as continuous ignition assistance. The function of the hot surface is to provide favourable local ignition condition, followed by combustion propagating through the fuel air mixture to establish a stable diffusion flame [14-16].

The objective of the present work is to improve part load efficiency, which is the main drawback in dual fuel operation. In the present experimental work, the effect of introducing glow plug inside combustion chamber, which was not attempted earlier in the dual fuel operation, was studied. Pilot fuel quantity of 8.5 mg/cycle was introduced. It preheats the gas air mixture; and reduces the delay period of the pilot diesel. This results in improvement in the performance and in reduced emissions at low loads.

2. Experimental Setup and Experimentation

A single cylinder, 3.7 kW, four strokes, direct injection, and air-cooled diesel engine coupled to an electrical

* Corresponding author . pvbalan72@gmail.com

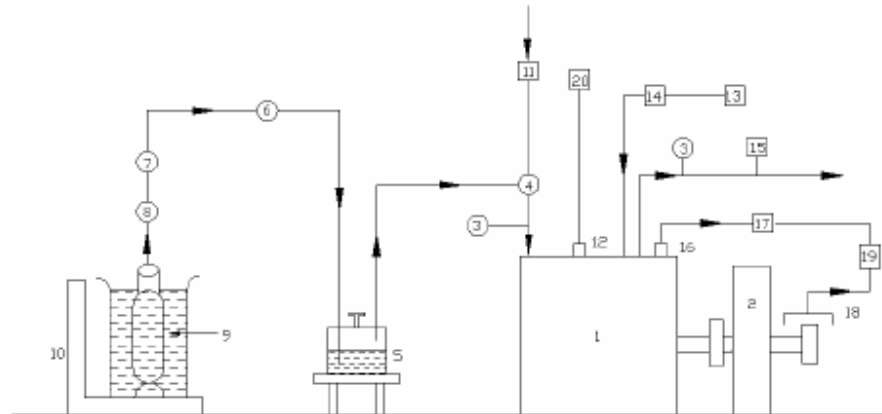


Figure 1. Schematic of the experimental set up.

* 1 Engine, 2 Dynamometer, 3 Temperature measurement, 4 Gas-air mixture, 5 Flame trap, 6 Gas flow meter, 7 Pressure regulator, 8 Control valve, 9 LPG cylinder, 10 Weighing machine, 11 Air flow surge tank, 12 Glow plug, 13 Diesel tank, 14 Diesel flow measurement, 15 Exhaust gas analyser, 16 Pressure pick up, 17 Charge amplifier, 18 Shaft position encoder, 19 CRO, 20 Battery

dynamometer were used for the experiments. The specifications of the DI diesel engine are shown in Table 1.

Table 1. Specifications of the test engine.

General detail	Single cylinder, four stroke, compression ignition, constant speed, vertical, air cooled, direct injection
Bore	80mm
Stroke	110mm
Compression ratio	16.5:1
Rated output	3.7kW at 1500 rpm
Rated speed	1500 rpm
Injection pressure	200 bar

The engine was modified to work in the dual fuel mode by connecting LPG line to the intake manifold with a flame trap, non-return valve, needle valve, and mixing unit [17]. A digital type platform weighing machine having an accuracy of 2 mg was used to measure the LPG fuel flow by weight difference method with an uncertainty of 1.8%. A Kistler make piezo electric transducer with a sensitivity of 14.2 pC/bar was installed with a Kistler charge amplifier for monitoring the cylinder pressure. This was recorded in a personal computer. Using analog to digital converter, the average pressure was obtained from 100 consecutive cycles. Carbon monoxide and unburned hydrocarbons emissions were measured using a NDIR gas analyser with an uncertainty of 5%. Smoke emissions were measured by means of a Bosch smoke meter with an uncertainty of 6%. NOx emissions from the engine were measured using a Crypton make analyser with an uncertainty of 6%. Chromel - alumel (K - type) thermocouple was used to measure the exhaust gas

temperature with an uncertainty of 0.5 °C. The brake thermal efficiency was calculated by considering the calorific value and mass flow rate of both fuels.

$$\text{Brake thermal efficiency} = \frac{\text{brake power} / (m_{LPG} CV)_{LPG} + (m_{LPG} CV)_{Diesel}}{\text{brake power}} \quad (1)$$

The schematic of the experimental setup is shown in Fig 1.

The experimental procedure consists of the following steps:

- Initially, engine was tested using the base fuel diesel at all loads to determine the engine operating characteristics and pollutant emissions. The engine speed was maintained constant through out the entire engine operation at 1500 RPM.
- The same procedure was repeated in dual fuel mode with 8.5 mg/cycle pilot diesel, with and without glow plug. The glow plug was powered by 12V battery, and it was maintained at a maximum temperature of 850° C throughout the engine operation. The pilot diesel quantity was maintained constantly for the entire load range by varying the flow rate of LPG for each load condition. The mass fraction of LPG in the blend (Z) is shown in Table 2.

$$Z = \frac{m_{LPG}}{(m_{Diesel} + m_{LPG})} \times 100 \% \quad (2)$$

Table 2. Mass fraction of LPG in the blend.

Load in %	0	20	40	60	80	100
DF with GP (Z)	13.4	18.9	38.1	49.1	57.0	63.4
DF without GP (Z)	23.1	34.7	45.2	49.6	55.9	62.3

During the engine test conditions, the cylinder pressure, exhaust gas temperature, fuel consumption, exhaust

smoke, and exhaust gas emissions were recorded at all the loads.

3. Results and Discussion

The results obtained in the dual fuel operation with and without the assistance of glow plug are compared to diesel; and are presented.

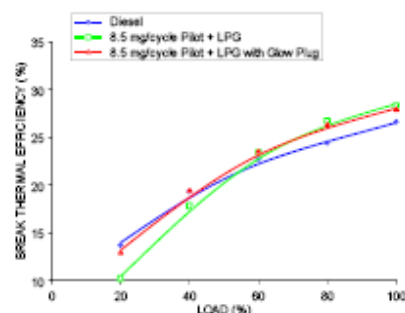


Figure 2. Variation of Brake Thermal Efficiency with Load.

3.1. Brake Thermal Efficiency

The variation of brake thermal efficiency against load is shown in Figure 2. The glow plug assisted dual fuel mode of operation improves the efficiency by 2% up to 80% load, but there is no significant variation at full load operation. Brake thermal efficiency ranges from 12.9 % to 27.9 % with glow plug operation whereas in the case of dual fuel mode of operation without glow plug, it varies from 10.2 % to 28.3 %. This may be due to the reduction in delay period of pilot diesel and an increase in the mixture temperature around the glow plug. The brake thermal efficiency for diesel varies from 13.7 % to 26.6 %.

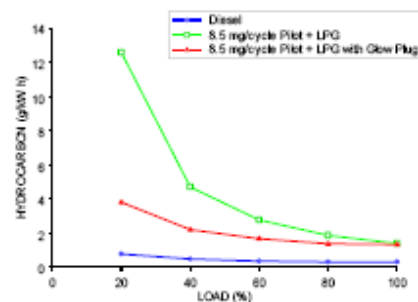


Figure 3. Variation of Hydrocarbon with Load.

3.2. HC and CO Emissions

Figure 3 shows the variation of hydrocarbon emission against load. The hydrocarbon emission is reduced throughout the engine operation in glow plug assisted dual fuel mode in comparison to dual fuel mode of operation. It ranges from 3.81 g/kW h to 1.33 g/kW h whereas in the case of dual fuel mode of operation without glow plug, it

ranges from 12.6 g/kW h to 1.4 g/kW h, and for diesel from 0.78 g/kW h to 0.31 g/kW h.

Reduction in delay period of pilot diesel, increase in pre flame reaction near the injector due to glow plug temperature, and high temperature of gas air mixture around the glow plug are the reasons for lower emissions in the case of glow plug assisted dual fuel operation.

The variation of CO emissions against load is shown in Figure 4. The CO emission is reduced throughout the engine operation in the glow plug assisted dual fuel mode in comparison to dual fuel mode of operation. It ranges from 0.49 g/kW h to 0.13 g/kW h whereas in the case of dual fuel mode of operation without glow plug, it ranges from 0.99 g/kW h to 0.14 g/kW h. The reason for lower emission is the increased mixture temperature by the glow plug temperature, which creates local turbulence and increase in flame velocity. The CO emission for diesel varies from 0.24 g/kW h to 0.11 g/kW h.

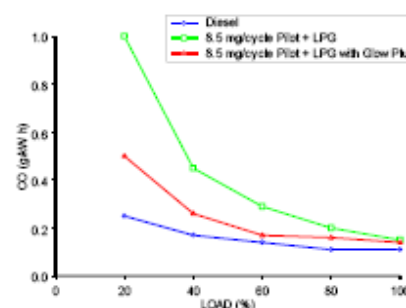


Figure 4. Variation of CO with Load.

3.3. NOx Emission

The variation of NOx emission with load is shown in Figure 5. It increases marginally in the case of glow plug assisted dual fuel mode in comparison to dual fuel mode of operation. It ranges from 3.7 g/kW h to 3.1 g/kW h, whereas in the case of dual fuel mode of operation without glow plug, it varies from 3.28 g/kW h to 2.82 g/kW h, and for diesel from 7.77 g/kW h to 6.28 g/kW h. The primary fuel forms a homogeneous mixture, and it leads to complete combustion and rise in the peak pressure resulting in high temperature inside the engine during combustion, and it increases the possibility of NOx formation.

3.4. Smoke

The variation of smoke emissions against load is shown in Figure 6. A marginal reduction in smoke emission throughout the engine operation can be noticed in the glow plug assisted dual fuel mode in comparison to dual fuel mode of operation without glow plug. It ranges from 0.2 to 0.92 BSU whereas in the case of dual fuel mode of operation without glow plug, it ranges from 0.2 to 1.2 BSU. The reduction of smoke may be due to lower carbon/hydrogen ratio of LPG. The smoke emission for diesel varies from 0.2 to 0.92 BSU

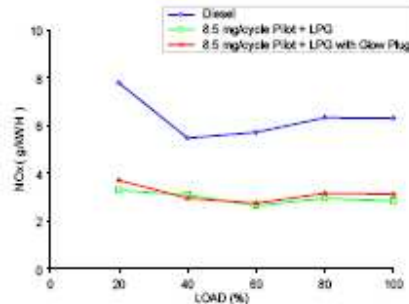


Figure 5. Variation of NOx with Load.

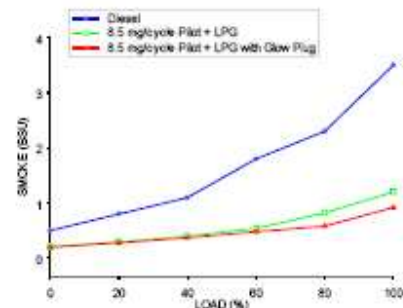


Figure 6. Variation of Smoke with Load.

3.5. Exhaust Gas Temperature

Figure 7 shows the variation of exhaust gas temperature against load. A marginal increase in exhaust gas temperature is noticed throughout engine operation in the glow plug assisted dual fuel mode due to high combustion temperature. It ranges from 215°C to 535°C, whereas in the case of dual fuel operation without glow plug it varies from 201°C to 531°C. The diesel mode of operation shows a variation from 224°C to 571°C.

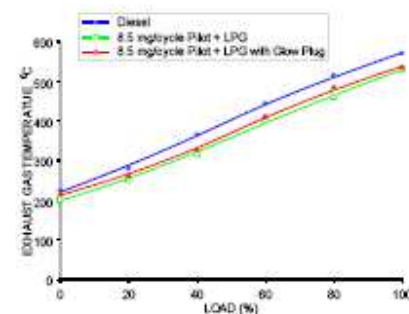


Figure 7. Variation of Exhaust gas temperature with Load.

3.6. Combustion Parameters

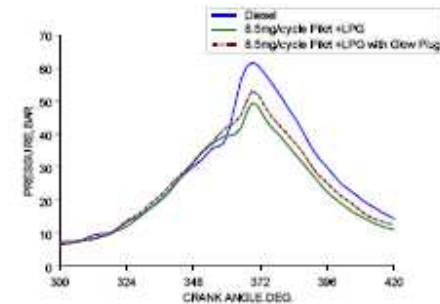


Figure 8. Variation of Pressure with Crank angle at 20% Load.

3.6.1. Pressure Crank Angle Diagram

Figure 8 shows the cylinder pressure with crank angle for diesel, dual fuel mode, and glow plug assisted dual fuel mode at 20% of full load. The peak pressure in dual fuel mode without glow plug is 50 bars, and in glow plug assisted dual fuel mode it is 53 bars whereas in the case of diesel it is 61 bars. At low loads, pilot diesel initiates the combustion followed by LPG combustion due to high self-ignition temperature of LPG. It leads to a retardation in the peak pressure by 3° CA. The glow plug temperature reduces the delay period resulting in an increase in peak pressure.

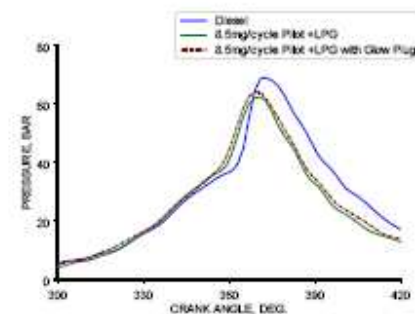


Figure 9. Variation of Pressure with Crank angle at Full Load

Figure 9 shows the cylinder pressure with crank angle at full load. The cylinder pressure obtained in dual fuel mode is less than the base diesel. The peak pressure obtained in the dual fuel mode of operation without glow plug is 62 bars, and in glow plug assisted dual fuel mode it is 64 bars whereas in diesel it is 68.7 bars. The peak pressure in the dual fuel mode is advanced by 2° CA when compared to diesel. It is due to pre combustion of LPG followed by diesel combustion.

3.6.2. Heat Release Rate

The rate of heat release curves are drawn using pressure and crank angle value in the existing software. Figure 10 shows the rate of heat release for glow plug assisted dual fuel mode, dual fuel mode, and diesel mode

at 20% of full load. The combustion starts at the same crank angle of about 5° CA BTDC for both glow plug assisted dual fuel operation and diesel. But the combustion starts 5° CA after the glow plug assisted dual fuel operation in dual fuel operation without glow plug. The peak heat release rate of glow plug assisted dual fuel mode is 41 J/°CA, dual fuel mode is 34.9 J/°CA, and for diesel mode it is 52 J/°CA. Figure 11 shows the rate of heat release at full load. The peak heat release rate of glow plug assisted dual fuel mode is 59.7 J/°CA, dual fuel mode is 48.4 J/°CA, and for diesel mode it is 82.7 J/°CA. The combustion in glow plug assisted dual fuel operation starts 2° CA before diesel. The combustion may be initiated by the glow plug before the pilot injection of diesel in the glow plug assisted dual fuel operation.

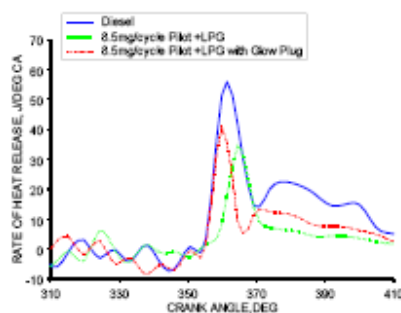


Figure 10. Variation of Heat Release Rate with Crank angle at 20% Load.

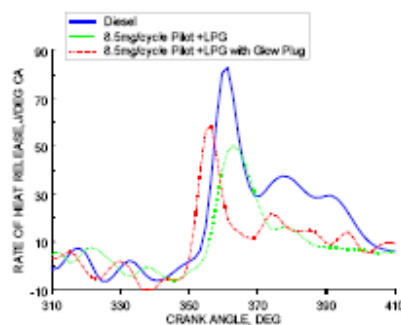


Figure 11. Variation of Heat Release Rate with Crank angle at Full Load.

4. Conclusions

The following conclusions are drawn based on the experimental investigation

- The glow plug assisted dual fuel mode shows an improvement of 3% in brake thermal efficiency at low loads compared to dual fuel mode of operation, with no appreciable change at high loads.
- HC and CO emissions are reduced by 69% and 50% in the glow plug assisted dual fuel mode of operation compared to dual fuel mode of operation without glow plug, but marginally higher than in diesel.

- The emission of smoke is reduced by 9% in the glow plug assisted dual fuel mode of operation compared to dual fuel mode of operation. Compared to diesel, it reduces by 69%.
- The glow plug assisted dual fuel operation improves the combustion. It shows higher peak heat release rate, compared to dual fuel operation without glow plug.
- The peak pressures are higher in glow plug assisted dual fuel operation in the entire load range when compared to dual fuel operation without glow plug. In general glow plug assistance improves the part load performance in dual fuel engine with a significant reduction in emissions.

REFERENCES

- [1] B. Stanislav, "The development of gas (CNG, LPG and H₂) engines for buses and trucks and their emission and cycle variability characteristics". SAE Transactions, 2001-01-0144, 2001.
- [2] H.E. Saleh, "Effect of variation in LPG composition on emissions and performance in a dual fuel diesel engine". Fuels, Vol. 87, No.13-14, 2008, 3031-3039.
- [3] D.H. Qi, Y.ZH. Bian, ZH.Y. Ma, CH.H. Zhang, SH.Q. Lin, "Combustion and exhaust emission characteristics of a compression ignition engine using liquefied petroleum gas-Diesel blended fuel". Energy Conversion and Management, Vol. 48, No.2, 2007, 500-509.
- [4] D.T. Hountelas, R.G. Papagiannakis, "Development of a simulation model for direct injection dual fuel Diesel-natural gas engine". SAE Transactions, 2000-01-0286, 2000.
- [5] R.G. Papagiannakis, D.T. Hountelas, "Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual fuel Diesel engine". Applied Thermal Engineering, Vol. 23, No. 3, 2003, 353-365.
- [6] C.V. Sudhir, H. Vijay, S. Desai, Y. Kumar, P. Mohanan, "Performance and emission studies on the injection timing and diesel replacement on a 4-5 LPG-Diesel-fuel engine". SAE Transactions, 2003-01-3087, 2003.
- [7] Y.E. Mohamed, M.S. Selim, H.E. Radwan, H.E. Saleh, "Improving the performance of dual fuel engines running on natural gas/LPG by using pilot fuel derived from jojoba seeds". Renewable Energy, Vol. 33, No. 6, 2008, 1175-1185.
- [8] M.P. Poonis, "Experimental investigation of the factors affecting the performance of a LPG-Diesel dual fuel mode". SAE Transactions, 1999-01-1123, 1999.
- [9] M.P. Poonis, "Experimental investigation on the performance of a LPG-Diesel dual fuel engine". XV National Conference on I.C Engines and Combustion, Vol.1, 1997, 117-122.
- [10] G.H. AbdAlla, H.A. Soliman, O.A. Badr, M.F. Abd.Rabbo, "Effect of injection timing on the performance of a dual fuel engine". Energy Conversion and Management, Vol. 43, No.2, 2002, 269-277.
- [11] G.H. AbdAlla, H.A. Soliman, O.A. Badr, M.F. Abd.Rabbo, "Effect of pilot fuel quantity on the performance of a dual fuel engine". Energy Conversion and Management, Vol. 41, No.6, 2000, 559-572.
- [12] Karim GA. The dual fuel engine. In: Evans, L.Robert, editors. Automotive Engine Alternatives, New York: Plenum Press, 1987, p. 83 - 104.