

# PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

## FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA  
**UNIVERSIDAD  
CATÓLICA**  
DEL PERÚ

### ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UN MOTOR BI-COMBUSTIBLE PARA EL USO DE BIOGÁS.

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico,  
que presenta el bachiller:

**JUAN DIEGO MENDOZA NUÑEZ**

**ASESOR: Dr. JULIO CESAR CUISANO EGÚSQUIZA**

Lima, Enero del 2015

## RESUMEN

El incremento de la demanda de diesel, es uno de los principales problemas que viene teniendo el país, y es que el alto consumo de este combustible se encuentra principalmente en el transporte público, maquinaria pesada, generación de energía eléctrica entre otros. En este contexto, el uso de combustibles renovables y/o alternativos en motores Diesel sería una opción energética importante, ya sea para reducir el consumo del diesel tanto como disminuir su impacto ambiental. Este trabajo de tesis realizará un estudio experimental de la operación bi-combustible para el uso de biogás, utilizando un motor de encendido por compresión, seis cilindros, aplicación vehicular, que se encuentra en un banco de pruebas en el Laboratorio de Energía de la PUCP para la aplicación de generación de energía eléctrica en zonas rurales simulando un trabajo con grupos electrógenos movidos por motores Diesel



© 2015, Juan Diego Mendoza

Se autoriza la reproducción total o parcial,  
Con fines académicos a través de cualquier  
Medio o procedimiento, incluyendo la cita  
Bibliográfica del documento.



## **DEDICATORIA**

A Dios por darme  
la sabiduría, la paciencia y la esperanza  
de concluir a tiempo mi trabajo.

A mi madre, por apostar siempre en mí  
Y a mi hermana porque me dio ánimos  
para terminar lo que había comenzado.

## AGRADECIMIENTOS

Agradezco enormemente a Dios porque siempre dude de no poder acabar mis experimentos a tiempo, y todo se logró en el tiempo adecuado para él. A mi madre y a mi hermana porque han sido las piedras que me mantenían en el camino para seguir adelante.

También agradezco especialmente a mi asesor el Dr. Julio Cesar Cuisano, porque apostó en un grupo de alumnos, y nos apoyó en más de lo que nosotros nos imaginábamos, dándonos su tiempo y dedicación; además, nos enseñó a cumplir las metas, pase lo que pase.

También agradezco a todas las personas que me ayudaron a elaborar mi tesis, Al Ing. Ronald Más, por abrirme las puertas del laboratorio, al Ing. Ronald Días, por todas sus ayudas en la parte electrónica. A los Técnicos, Yhonnatan Rodriguez y Bronni Humani, por su ayuda con la instalación de los equipos y sus consejos sobre la parte técnica, además de apoyarme con mis ensayos. Y a todo el equipo del LABEN, porque siempre me brindaron su ayuda con sus consejos y comentarios.

Agradezco por ultimo a mis compañeros de aula, a Carlos, Steve, Gonzalo porque son ellos los que me daban ideas, me ayudaron a construir mis estructuras y sobre todo, me brindaron la mano cuando necesita apoyo con mi tesis.

## ÍNDICE DE CONTENIDO

RESUMEN .....	i
DEDICATORIA .....	iii
AGRADECIMIENTOS.....	iv
LISTA DE SIMBOLOS.....	vii
LISTA DE FIGURAS.....	x
LISTA DE TABLAS.....	xii
INTRODUCCIÓN.....	1
Objetivo General.....	7
Objetivos Específicos .....	7
CAPÍTULO 1: ESTADO DEL ARTE.....	8
1.1 Análisis exploratorio de la investigación.....	8
1.1.1 Formación de Material Particulado.....	12
1.1.2 Formación de NO <sub>x</sub> .....	15
1.1.3 Formación de CO.....	16
1.1.4 Formación de HC.....	18
1.2 Fundamentos Teóricos.....	19
1.2.1 Composición de los combustibles.....	19
1.2.2 Rendimiento Volumétrico.....	22
1.2.3 Proceso de Combustión.....	23
1.2.4 Reacción global aire-diesel.....	26
1.2.5 Reacción global aire-biogás.....	28
1.2.6 Formas de inyección del combustible diesel .....	29
1.2.7 Formas de inyección del biogás.....	30
1.3 Aplicaciones del uso del biogás en el Perú.....	31
CAPÍTULO 2: METODOLOGÍA EXPERIMENTAL.....	33
2.1: Configuración experimental .....	33
2.1.1: Datos técnicos de los equipos.....	34
2.1.2: Medición del consumo del combustible piloto.....	37

2.1.3: Medición del consumo de aire. ....	38
2.1.4: Medición del consumo de combustible gaseoso.....	39
2.2: Matriz de ensayos Experimentales.....	42
2.2.1: Ensayo del modo Original (diesel). ....	43
2.2.2: Matriz de ensayos en modo DBG.....	43
2.3: Parámetros calculados.....	45
2.3.1: Potencia efectiva .....	45
2.3.2: Presión media efectiva .....	45
2.3.3: Consumo de aire húmedo y aire seco. ....	45
2.3.4: Consumo específico de combustible.....	47
2.3.5: Rendimiento efectivo. ....	48
2.3.6: Rendimiento volumétrico. ....	49
2.3.7: Dosado relativo:.....	49
2.3.8: Relación de sustitución: .....	50
2.3.9: Emisiones Específicas. : .....	50
<b>CAPÍTULO 3: ANÁLISIS DE RESULTADOS.....</b>	<b>53</b>
3.1: Resultados Directos.....	53
3.1.1: Consumo de combustible Diesel. ....	53
3.1.2: Consumo de Combustible Gaseoso. ....	55
3.1.3: Consumo de Aire Seco. ....	59
3.1.4: Consumo específico de combustible.....	61
3.1.5: Rendimiento Efectivo.....	63
3.1.6: Dosado Relativo. ....	65
3.1.7: Potencia Observada. ....	67
3.1.8: Temperatura de Gases de escape.....	68
3.1.9: Emisiones específicas de los gases de escape.....	70
<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>78</b>
<b>RECOMENDACIONES.....</b>	<b>80</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>82</b>
<b>ANEXOS</b>	

## LISTA DE SIMBOLOS.

CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono
CO	Monóxido de carbono
SO <sub>x</sub>	Óxidos de azufre
NO <sub>x</sub>	Óxidos de Nitrógeno.
H <sub>2</sub> S	Ácido Sulfhídrico
MP	Material Particulado
ppm	Partes por millón.
MECH	Motores encendidos por chispa
MEC	Motores de encendido por compresión
HC	Hidrocarburos no quemados
CH <sub>4</sub>	Metano
BC	Bi-combustibles
ZRNI	Zonas rurales no interconectadas
BNE	Balance Nacional de Energía
DBG	Operación Diesel/biogás
EGR	Sistema de recirculación de gases de escape
diesel	Combustible D2B5
ONU	Organización de Naciones Unidas
DL	Modo Diesel a baja Carga
DH	Modo Diesel a carga alta
D+NG	Modo dual Diesel/GNV
D+BGx	Compuestos del DBG
GNV	Gas Natural Vehicular
PCI	Poder Calorífico Inferior
CEC	Consumo específico de combustible
$F_{abs}$	Dosado Absoluto
$\dot{m}_{comb}$	Consumo de combustible
$\dot{m}_{air}$	Consumo de aire
$F_r$	Dosado Relativo
$F_e$	Dosado estequiométrico
C <sub>12</sub> H <sub>26</sub>	Dodecano
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	Etano
CR	Riel común

Rc	Relación de compresión.
RS	Relación de sustitución del diesel por el biogás Artificial
RPA	Reducción posible del aire en la admisión del motor
RPAI	Reducción posible del aire intermedia en la admisión del motor
$T$	Régimen de giro
$T$	Torque [N.m]
$P_e$	Potencia efectiva en [kW]
$p_{me}$	Presión media efectiva [bar]
$W_e$	Trabajo efectivo del motor [kJ]
$V_t$	Volumen desplazado o la cilindrada del motor [m <sup>3</sup> ]
$i$	Numero de ciclos por vuelta
$\rho_{air}$	Densidad del aire ambiente [kg/m <sup>3</sup> ],
$\rho_{air,ref}$	Densidad del aire de referencia en el múltiple de admisión.
$P_{atm}$	Presión atmosférica en [kPa]
$R_{air}$	Constante del aire ambiente [kJ/kg.K]
$T_{amb}$	Temperatura del ambiente de trabajo [°C]
$R_{air,s}$	Constante del aire seco [kJ/kg.K]
$R_{vapor}$	Constante del vapor de agua [kJ/kg.K]
$w$	Humedad absoluta [kg/kg]
$\phi_r$	Humedad relativa [%]
$P_{sat}$	Presión del agua a temperatura ambiente [kPa]
$\dot{m}_{air,hum}$	Consumo de aire húmedo [kg/h]
$\dot{m}_{air,s}$	Consumo de aire seco [kg/h]
$V_{air}$	Velocidad del aire en la placa orificio [m/s]
$\Delta P_{air}$	Presión diferencial del aire entre la placa orificio [Pa].
$cec_d$	Consumo específico de combustible diesel [g/kW.h]
$\dot{m}_d$	Consumo de combustible diesel [g/h]
$\dot{m}_{d\_original}$	Consumo de diesel en modo original [g/h]
$cec_{DBG}$	Consumo específico de combustible en modo DBG [g/kW.h]
$PCI_{BG}$	Poder calorífico del biogás [MJ/kg]
$PCI_d$	Poder calorífico del diesel [MJ/kg]
$\dot{m}_{BG}$	Consumo de combustible de biogás [g/h]
$\dot{m}_{GNV}$	Consumo de combustible de gas natural [g/h]

$\eta_{e,d}$	Rendimiento efectivo en modo diesel [%]
$\eta_{eDBG}$	Rendimiento efectivo en el modo DBG [%]
$\eta_V$	Rendimiento volumétrico [%]
$\dot{m}_{air,ref}$	Consumo másico de aire de referencia [kg/s]
$F_{r,d}$	Dosado relativo para el modo original con diesel
$F_{e,d}$	Dosado estequiométrico del diesel
$F_{r,DBG}$	Dosado relativo para el modo DBG
$F_{e,DBG}$	Dosado estequiométrico del biogás
$RS_{DBG}$	Relación de sustitución [%]
$\dot{m}_{NO_x}$	Consumo de emisiones de NO <sub>x</sub> [g/h]
$\dot{m}_{CO}$	Consumo de emisiones de CO [g/h]
$\dot{m}_{HC}$	Consumo de emisiones de HC [g/h]
$\dot{m}_{gas,hum}$	Consumo de gases de escape.[kg/h]
$F_1$	Factor de corrección para la base húmeda.
$F_d$	Factor de corrección para la base húmeda en modo Diesel.
$F_{DBG}$	Factor de corrección para la base húmeda en modo BC
$NO_{x,s}$	Emisiones observadas de NO <sub>x</sub> [ppm]
$CO_s$	Emisiones observadas de CO [ppm]
$HC_s$	Emisiones observadas de HC [ppm]

## LISTA DE FIGURAS.

Figura 1-Esquema del balance nacional de hidrocarburos líquidos en 2012 [1].	1
Figura 2-Emisiones de CO <sub>2</sub> generas por el consumo final de energía [2].	3
Figura 3 – Emisiones de CO generas por el consumo final de energía [2].	3
Figura 4 – Intensidad de Emisiones de SO <sub>x</sub> desde 1986 hasta 2012 [2].	4
Figura 5-Destrucción del pistón por las altas cargas térmicas en el modo BC al usar biogás [12].	10
Figura 6- MP de un motor Diesel que funciona en modo BC [8].	13
Figura 7- Emisiones de MP del Diesel/GNV [15].	14
Figura 8- MP durante el modo BC con diferentes combustibles [16].	14
Figura 9- Emisiones de NO <sub>x</sub> para diversas mezclas de combustibles [16].	15
Figura 10- Emisiones específicas del NO <sub>x</sub> para el Diesel y Combustibles que funciona en modo BC [8].	16
Figura 11- Volumen de CO para diferentes mezclas de combustibles [16].	17
Figura 12- Emisiones específicas del CO para el Diesel y Combustibles que funciona en modo BC [8].	17
Figura 13- Emisiones específicas del HC para el Diesel y Combustibles que funciona en modo BC [8].	18
Figura 14- Efecto del combustible en la presión parcial del ingreso del aire [17].	22
Figura 15- Curva típica de liberación de calor aparente de un motor Diesel de inyección directa [17].	24
Figura 16- Tasa de liberación de calor para una combustión en modo BC con diversos combustibles gaseosos (28 Nm y 1750 rpm) [8].	24
Figura 17- Sistema del riel común del motor Diesel [28].	29
Figura 18 -Componentes que conforman el riel de inyectores del biogás.	30
Figura 19 Planta de tratamiento de gas de Huaycoloro, Lima [18].	31
Figura 20 - MECH que trabajan con biogás como combustible [18].	32
Figura 21- Planta de tratamiento del biogás en la Gringa V [19].	32
Figura 22 - Configuración experimental del motor instalado en banco de pruebas.	34
Figura 23 - Motor Cummins QSB6.7.	35
Figura 24 – Dinamómetro ZOLLER A-350.	36
Figura 25 – Analizador de emisiones Testo 350 XL.	37
Figura 26 – Sistema para la medición del consumo de diesel.	37
Figura 27 – Tanque pulmón con placa orificio.	38
Figura 28 – Manómetro diferencial digital dywer.	39

Figura 29 – Anillo mezclador del biogás .....	39
Figura 30 – Cilindro de Gas Natural de 40L.....	40
Figura 31 – Sistema de medición del consumo del biogás.....	40
Figura 32 – Cilindros de dióxido de carbono de 30 kg con su regulador de flujo. ....	41
Figura 33 – Sistema para la inyección del biogás .....	44
Figura 34 – Consumo de diesel para el modo BC diesel-GNV.....	54
Figura 35 – Consumo de diesel para el modo BC con GNV + CO <sub>2</sub> .....	54
Figura 36 – Consumo de diesel para diferentes en modo BC combustibles gaseosos .....	55
Figura 37 – Consumo de GNV para el modo BC diesel-gnv. ....	56
Figura 38 – Consumo de GNV 75% + CO <sub>2</sub> 20% (biogás 75%) para el modo BC. ....	56
Figura 39 – Consumo de gas natural para diferentes mezclas.....	57
Figura 40 – Consumo del uso de CO <sub>2</sub> para diferentes mezclas en modo BC.....	58
Figura 41 – Consumo de combustible gaseoso para diferentes mezclas.....	58
Figura 42 – Consumo de aire seco para el modo BC con GNV .....	59
Figura 43 – Consumo de aire seco para el modo BC GNV +CO <sub>2</sub> .....	60
Figura 44 – Consumo de aire seco para diferente mezclas en modo BC.....	60
Figura 45 – Consumo específico de combustible para diesel-gas natural. ....	61
Figura 46 – Consumo específico de combustible para el modo BC GNV + CO <sub>2</sub> .....	62
Figura 47 – Consumo específico de combustible en modo BC para diversos combustibles.....	62
Figura 48 – Rendimiento Efectivo para el modo BC diesel-gas natural.....	63
Figura 49 – Rendimiento efectivo para el modo BC con GNV 75% + CO <sub>2</sub> 25% .....	64
Figura 50 – Rendimiento efectivo para diversos combustibles en modo BC. ....	64
Figura 51 – Dosado relativo para el modo BC diesel-Gas Natural .....	65
Figura 52 – Dosado Relativo para el modo BC diesel-GNV+CO <sub>2</sub> .....	66
Figura 53 – Dosado Relativo respecto a diversas mezclas en modo BC .....	66
Figura 54 – Potencia observada para modo BC diesel-gas natural.....	67
Figura 55 – Potencia observada para el modo BC con GNV + CO <sub>2</sub> .....	67
Figura 56 – Temperatura de los gases de escape para el modo BC con GNV. ....	68
Figura 57 – Temperatura de los gases de escape para el modo BC GNV + CO <sub>2</sub> ....	69
Figura 58 – Temperatura de los gases de escape respecto a las diversas mezclas en modo BC.....	69
Figura 59 – Emisiones específicas de NO <sub>x</sub> para diesel-gas natural.....	70
Figura 60 – Emisiones específicas de NO <sub>x</sub> para diesel-biogás 75%.....	71

Figura 61 – Emisiones específicas de NO <sub>x</sub> en modo BC para diversos combustibles gaseosos .....	71
Figura 62 – Emisiones específicas de CO para el modo BC con GNV.....	72
Figura 63 – Emisiones específicas de CO para el modo BC con GNV + CO <sub>2</sub> .....	73
Figura 64 – Emisiones específicas de CO diversos combustibles en modo BC .....	73
Figura 65 – Emisiones específicas de hidrocarburos no quemados en modo BC con GNV.....	74
Figura 66 – Emisiones específicas de hidrocarburos no quemados en modo BC con GNV + CO <sub>2</sub> .....	75
Figura 67 – Emisiones específicas de hidrocarburos no quemados en modo BC para diversos combustibles gaseosos. ....	75
Figura 68 – Emisiones de CO <sub>2</sub> para el modo BC diesel-gas natural .....	76
Figura 69 - Emisiones de CO <sub>2</sub> para el modo BC con GNV + CO <sub>2</sub> .....	77
Figura 70 - Emisiones de CO <sub>2</sub> para diversas mezclas en el modo BC .....	77

#### LISTA DE TABLAS.

Tabla 1- Límites Máximos Permisibles para Emisiones de motores que generan potencia igual o mayor a 350 kW.....	12
Tabla 2- Componentes volumétricos de la mezcla de GNV y CO <sub>2</sub> para formar el BG .....	28
Tabla 3 – Datos técnicos del motor Diesel que será utilizado en el estudio. ....	35
Tabla 4 - Datos técnicos del dinamómetro.....	35
Tabla 5 – Datos técnicos del analizador de emisiones.....	36

## INTRODUCCIÓN

Actualmente en el país, existe una gran demanda del consumo del combustible diesel de bajo contenido de azufre, 201,829 TJ en el año 2012 (ver **Figura 1**). Esto se debe a que se consume mucho en las industrias, en las maquinarias pesadas y en el transporte. Además, es la base de la reserva “fría” en la generación de energía eléctrica. Todo esto concluye que a pesar de tener hidrocarburos se tenga que recurrir a la exportación, dado a que no se cubre con la demanda [1].

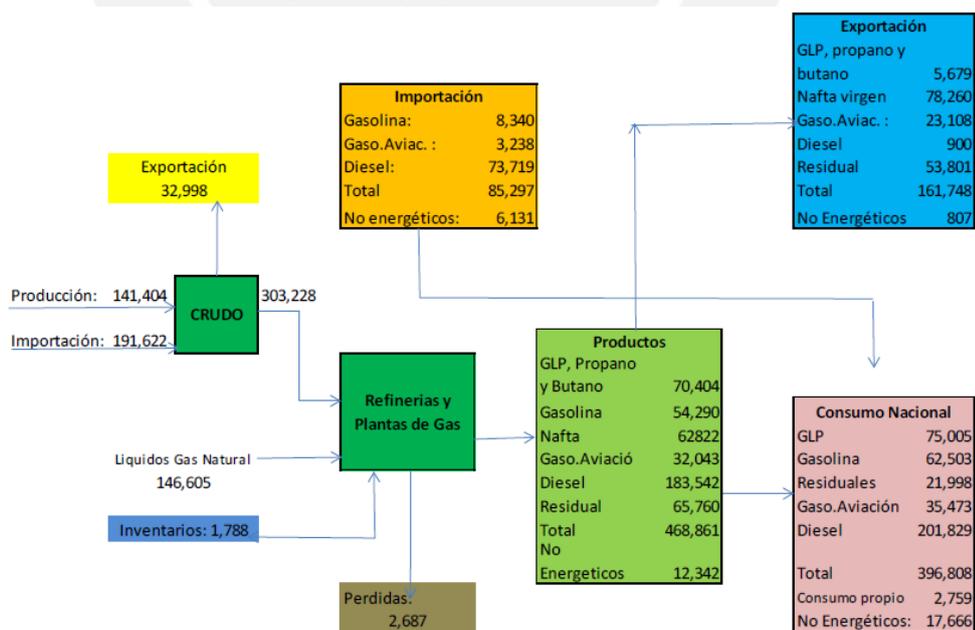


Figura 1-Esquema del balance nacional de hidrocarburos líquidos en 2012 [1].

Respecto a la generación de energía eléctrica térmica, en 2012, la generación a base de diesel representó los 324 GWh (9% del total), mientras que en el balance general de electricidad, el aporte del diesel representó el 0,8% (1,167 TJ) de la generación nacional [1].

En los últimos dos años, la producción de combustibles refinados presentó una disminución del 2,8%. En ese mismo periodo, el diesel mantuvo el mayor porcentaje de producción, con 38%. Por otro lado, la demanda interna de combustibles líquidos tendió a crecer (3% entre 2011-2012), siendo el diesel el de mayor demanda, con 51%. Es decir, en el país se consume más diesel de lo que se produce [2].

Como puede apreciarse en la **Figura 1**, en los consumos finales de energía, en los cuales predomina los hidrocarburos líquidos, las emisiones de dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), en el periodo de 1990-2012, se incrementaron de 15,4 a 31,3 mil millones de kilogramos, generados mayormente por los consumos en los sectores transporte e industrial. También, en ese mismo periodo, las emisiones de Monóxido de carbono (CO) aumentaron de 684 a 696 millones de kilogramos (Ver **Figura 3**). Por su parte, las emisiones de óxidos de azufre ( $\text{SO}_x$ ) se incrementaron, en el periodo de 1986 hasta 2009, desde 28,3 a 45,7 millones de kilogramos (68%) debido al incremento del consumo de diesel en el transporte y de los hidrocarburos líquidos en la industria (Ver **Figura 4**). Sin embargo, desde la prohibición de comercializar diesel cuyo contenido de azufre sea mayor a 50 ppm (en algunas ciudades del Perú), se observa una tendencia a su disminución [2].

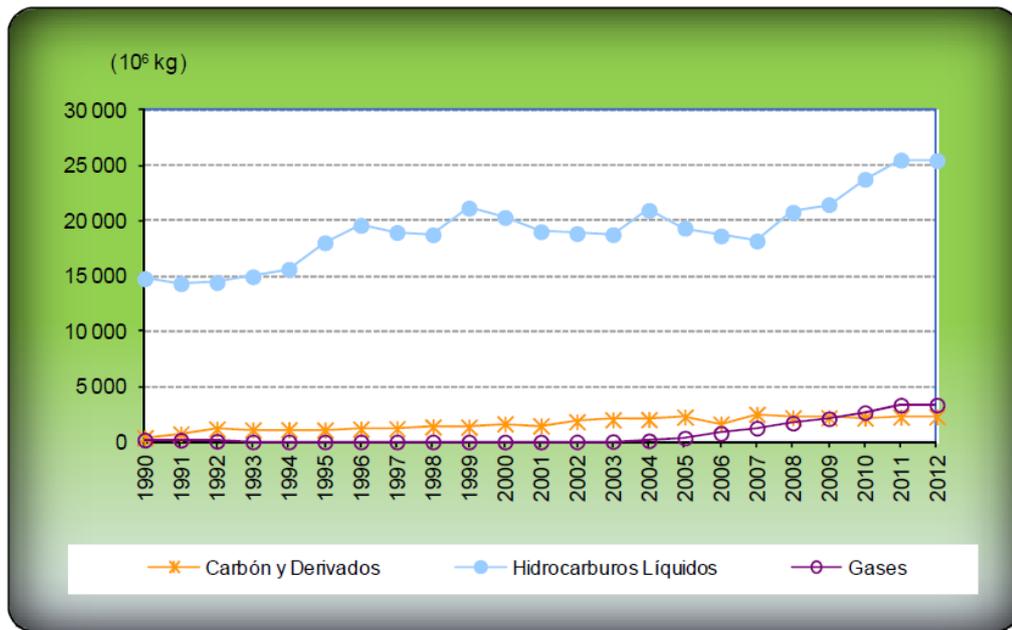


Figura 2-Emissiones de CO<sub>2</sub> generas por el consumo final de energía [2].

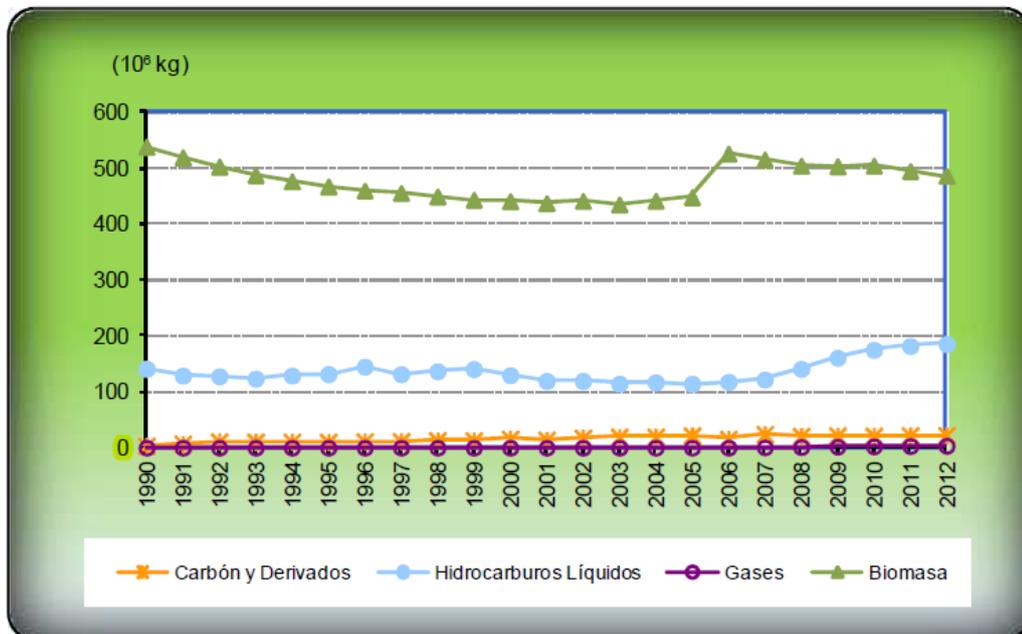


Figura 3 – Emissiones de CO generas por el consumo final de energía [2].

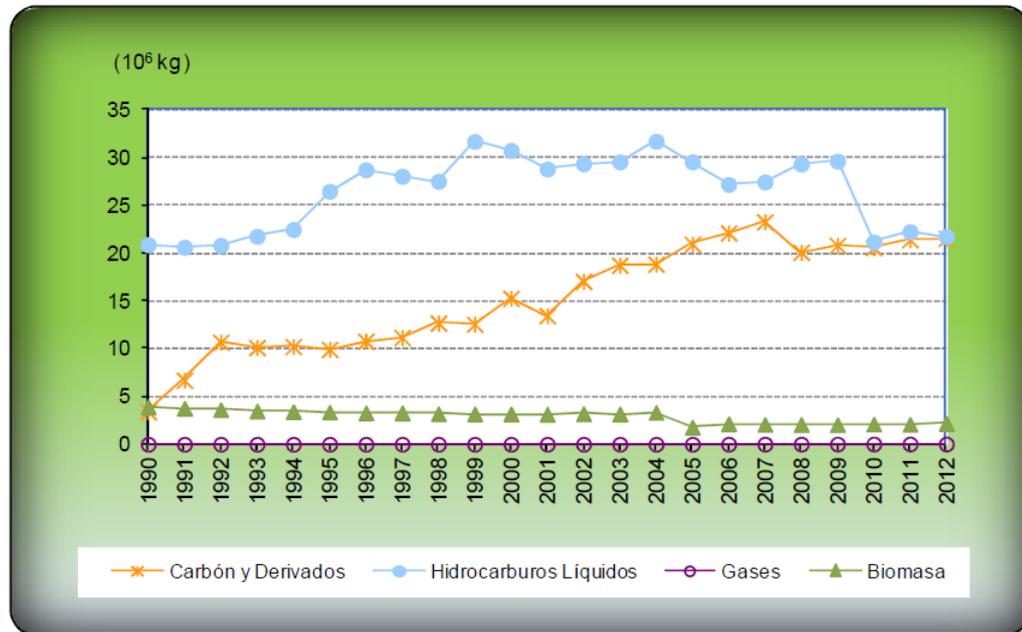


Figura 4 – Intensidad de Emisiones de SO<sub>x</sub> desde 1986 hasta 2012 [2].

El incremento de la demanda de diesel, es uno de los principales problemas que viene teniendo el país, y es que el alto consumo de este combustible se encuentra principalmente en el transporte público, maquinaria pesada, generación de energía eléctrica y otros sectores importantes.

En este contexto, el uso de combustibles renovables y/o alternativos en motores Diesel sería una opción energética interesante para reducir el alto consumo del derivado fósil y su adverso impacto ambiental.

Entre los combustibles renovables, el uso del biogás viene ganando más espacio y aceptación en los proyectos de generación eléctrica de baja potencia. Por ello el trabajo de tesis está centrado en la utilización de esta energía renovable en grupos electrógenos equipados por motores Diesel.

El proceso de combustión del motor bi-combustible Diesel/biogás es un híbrido que combina características de los motores encendidos por chispa (MECH) y los motores de encendido por compresión (MEC) de acuerdo con el combustible primario, se pueden presentar aumentos importantes en las emisiones de ciertos contaminantes, como el CO, hidrocarburos no quemados (HC) y Metano (CH<sub>4</sub>) sobre todo a cargas parciales y mayores niveles de sustitución, donde su funcionamiento es más ineficiente respecto a su homólogo Diesel.

En nuestro territorio existe un escenario propicio para la implementación de motores bi-combustibles (BC) dado que se encuentran muchas zonas no conectadas a la red eléctrica nacional, dado que su geografía y la falta de inversión del estado dificulta la interconexión. En aquellas zonas rurales alejadas del área de cobertura la energía eléctrica es suplida por plantas generadoras accionadas en su mayoría por motores diesel. El suministro de energía eléctrica en las zonas no interconectadas se caracteriza por la baja eficiencia, las pocas horas de trabajo, los altos costos. Si sumamos todo esto, genera que las zonas rurales no interconectadas (ZRNI) muestren indicadores de nivel de vida y desarrollo menores a los del resto del país. El mayor problema es la operación poco atractiva económicamente debido al alto costo del diesel,

Definidas las condiciones antes señaladas, se deben buscar alternativas que reduzcan los costos de generación de energía eléctrica, siendo una la sustitución del diesel por biogás. El biogás es un combustible alternativo renovable, que se define como un gas incoloro, que produce una llama azul, sin formar hollín. Su composición en porcentaje de volumen es 40-70% de  $\text{CH}_4$ , 30-60% de  $\text{CO}_2$ , 0-1% de  $\text{H}_2$  y 0-3%  $\text{H}_2\text{S}$  [3]

El BNE del 2012 describe que el sector agrícola, es la mayor fuente de emisión de gases de efecto invernadero, por encima del sector industrial y de transporte. Los principales factores que contribuyen a la formación de este tipo de gases son la deforestación de bosques, quema de biomasa y la ganadería. [2]

La implementación de los MEC al funcionar con el BC reduciría considerablemente el consumo de diesel en la generación de electricidad en las zonas no interconectadas, además aportaría en la reducción de emisiones libres de  $\text{CH}_4$  a la atmosfera.

El uso del biogás en operaciones BC ha sido estudiado por varios investigadores y sus resultados muestran que para una misma potencia desarrollada, la eficiencia cae con el aumento del  $\text{CO}_2$  en el biogás y el porcentaje de sustitución respecto al modo diesel, las emisiones de CO no crecen significativamente con la adición de  $\text{CO}_2$  en la composición del biogás, pero si con el nivel de sustitución. [4]

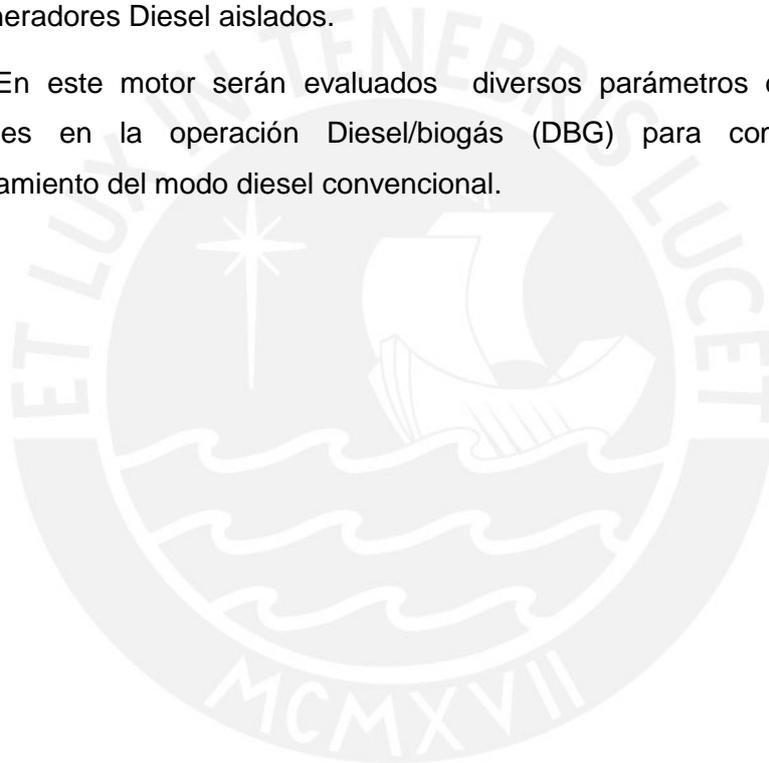
Para el caso del motor BC, las emisiones de  $\text{NO}_x$  aumentan con el porcentaje de  $\text{CH}_4$  en el biogás y el nivel de sustitución por el aumento en la temperatura promedio al interior del cilindro; la adición de  $\text{CO}_2$  en el biogás aumenta ligeramente

el porcentaje de HC en los gases de escape, al igual que el aumento en el nivel de sustitución, sobre todo a cargas parciales. [4].

En este escenario, nuevas investigaciones continúan desarrollándose para mejorar el desempeño y las emisiones del modo de operación Diesel/biogás.

El trabajo de tesis realizará un estudio experimental de la operación Diesel/gas, utilizando un motor de encendido por compresión, seis cilindros, aplicación vehicular, que está instalado en un banco de pruebas del Laboratorio de Energía de la PUCP para la aplicación de generación de energía eléctrica en zonas rurales que no cuenten con conexión a la red interconectada nacional, o que cuenten con generadores Diesel aislados.

En este motor serán evaluados diversos parámetros de desempeño y emisiones en la operación Diesel/biogás (DBG) para compararlo con el funcionamiento del modo diesel convencional.



## Objetivo General

Caracterización del desempeño y emisiones de un motor de encendido por compresión operando en el modo bi-combustible para el uso de biogás.

## Objetivos Específicos

- Implementar un banco de pruebas necesario para los ensayos en el modo bi-combustible.
- Determinar los parámetros estándares del motor Diesel para diversas condiciones de carga y un solo régimen de giro de 1800 rpm.
- Evaluar los máximos niveles de sustitución del diesel por biogás, para el funcionamiento del motor, al mantener un régimen de giro constante de 1800 rpm.
- Analizar los parámetros obtenidos como la reducción del consumo de diesel, el rendimiento del motor y sus emisiones específicas.
- Generar una base de datos para futuras evaluaciones en el motor Diesel, con tal de evaluar los modos bi-combustibles más convenientes.

## CAPÍTULO 1:

### ESTADO DEL ARTE

#### 1.1 Análisis exploratorio de la investigación

En la literatura, existe una vasta información de investigaciones numéricas y experimentales que abordan el uso de combustibles gaseosos (metano, biogás y gas natural) en motores de encendido por compresión. Uno de los trabajos pioneros sobre el uso de combustibles gaseosos está asociado a la investigación experimental publicada por Alperstein y co-investigadores, en el año de 1958 [5]. En los párrafos siguientes se presenta un resumen de las principales publicaciones experimentales revisadas hasta la fecha de la presentación de este informe.

En el 2012, Cagua y co-investigadores [6] publicaron resultados de investigaciones importantes acerca del uso de mezclas de aire-biogás enriquecidas con oxígeno en motores Diesel-gas de aplicación estacionaria. Ellos demostraron que pequeñas adiciones de oxígeno a la mezcla de aire-biogás mejora la estabilidad de la combustión. Además, el oxígeno adicional ayuda a atenuar los efectos negativos del dióxido de carbono presente en el biogás durante el proceso de la combustión, tales como la disminución de la temperatura de la llama de la mezcla aire-biogás, asimismo de disminuir la velocidad de la llama en la relación con la

mezcla aire-metano. El enriquecimiento con oxígeno es una técnica interesante para motores BC que funcionan con cargas bajas, ya que mejora importantes características del desempeño tales como el rendimiento térmico, disminución en el tiempo de ignición, el aumento de velocidades de combustión, así como la disminución de las emisiones del metano

En el 2013, Makareviciene y colaboradores [7] trabajaron con diferentes composiciones de biogás, pero con relaciones altas de metano en su composición. (60,80 y 95% de metano). Considerado un biogás filtrado, encontraron que es necesario utilizar el sistema de recirculación de gases de escape (EGR, por sus siglas en inglés Exhaust Gas Recirculation system), ya que sin él, el consumo de combustible aumentaba, el rendimiento térmico disminuía y las emisiones de Óxidos de Nitrógeno NO<sub>x</sub> aumentaban. Al trabajar a carga nominal, fue constatado que al emplear una mezcla aire-biogás en alto contenido de metano (95% en el biogás) es posible reproducir el mismo rendimiento efectivo comparable con el modo original a diesel. Además, en esta condición de operación (BC, carga nominal y 30% de sustitución del diesel por biogás) se observó una reducción en las emisiones de NO<sub>x</sub>; sin embargo existió un leve aumento en las emisiones de CO y HC.

Arango y demás colaboradores [11] realizaron un análisis exploratorio de MCI que trabajan a biogás y encontraron algunos datos interesantes que son mencionados a seguir.

- en Filipinas se emplean sistemas electrógenos de biogás para entregar 580 gpm de agua a plantas de envasado de carne;
- en Alemania, a finales de 2007 había más de 4000 plantas de biogás operativas que proporcionaban 1270 MWh de electricidad y se espera que la energía producida a partir de biogás llegue a los 3000 MWh para el año 2020;
- la Organización de Naciones Unidas (ONU) ha indicado que para el 2025 se habrán construido más de 100 000 plantas de biogás en todo el mundo;
- en los MEC, se ha logrado sustituir hasta el 65% del combustible diesel por biogás, sin afectar al motor ni su rendimiento;
- se han encontrado disminuciones en el rendimiento efectivo al reducir la cantidad de combustible piloto en el modo BC, al igual que aumentos considerables en las emisiones de HC y CO. La Opacidad se reduce drásticamente al compararla con las medidas en el modo diesel original;

- los MEP diseñados para gasolina y que operan con biogases, tienen a ser menos eficientes al aumentarse el porcentaje de dióxido de carbono en el biogás. Ya que el  $\text{CO}_2$  no es reactivo y ocupa espacio que impide el suministro de más combustible reactivo. Además, el  $\text{CO}_2$  trabaja como moderador de la combustión reduciendo el poder calorífico, con esto el rendimiento efectivo suele ser alrededor del 20%.

En el 2007, los investigadores Duc y Wattanavichien [12] realizaron un estudio experimental Diesel/gas empleando biogás con 73% de  $\text{CH}_4$  y 27% de  $\text{CO}_2$  y 20 ppm de  $\text{H}_2\text{S}$ . Concluyó que todo se debía a la rápida velocidad de combustión del Biogás, que sea cualquier carga que se produzca siempre ellos observaron que la temperatura de los gases de escape en el modo BC tenían menores temperaturas que en el modo original a diesel. También, las pruebas revelaron que el consumo del aceite lubricante fue alta a nivel inaceptable, el motor no podía soportar mayores cargas térmicas interpuesta por la rápida velocidad de la combustión. (Ver **Figura 5**).



**Figura 5-Destrucción del pistón por las altas cargas térmicas en el modo BC al usar biogás [12]**

En el 2012, Lacour y colegas [9] hicieron una investigación acerca de que tan favorable es el biogás producido por el sector agrícola para su consumo en sus propias máquinas. Si bien demostraron que no era tan favorable comparado con el uso del diesel, opinaron que se debe generar mayores investigaciones en la difusión de estos modelos alternativos. Lacour y colegas definen que el biogás tiene una pobre eficiencia energética y requiere de una considerable cantidad de energía para la compresión y la purificación del combustible gaseoso. En comparación con otros biocombustibles, la relación de energía útil del biogás es baja y debido a esta pobre eficiencia energética, parece ser difícil, desde el punto de vista energético, promover el uso del combustible del biogás, especialmente en comparación con el combustible diesel. Además, el potencial de producción de las pequeñas plantas de metanización es baja, aparte de las consideraciones de eficiencia energética; Sin embargo, las plantas productoras de biogás tienen un impacto ambiental bajo, por eso son una alternativa interesante para las rutas de energía, los investigadores concluyen que se debe hacer mayores investigaciones para el estudio de la producción de biodigestores con el fin de obtener la cantidad de biocombustible necesario para difundir los mismos.

En los productos de la combustión en motores, se presentan emisiones contaminantes perjudiciales contra el medio ambiente, por ello se encuentran regulados bajo la normativa local. Esta normativa se basa según la antigüedad del motor, el tamaño y el tipo de motor. Por ejemplo para motores del ciclo Diesel a partir del 1° de enero del 2000 no se puede exceder los siguientes valores de la Tabla 1, sin embargo si comparamos los valores límites con la regulación internacional podemos observar los bajos índices de contaminación permitidos en el mundo. [13-14].

**Tabla 1- Límites Máximos Permisibles para Emisiones de motores que generan potencia igual o mayor a 350 kW.**

País	NOx	HC	CO	MP
Perú	16,0 [g/kWh]	1,1 [g/kWh]	3,700 [ppm]	200 [mg/m <sup>3</sup> ]
Japón	0,08 [g/kWh]	0,024 [g/kWh]	0,63 [g/kWh]	0,005 [g/kWh]
Euro 6	0,08 [g/kWh]	0,17[g/kWh]	0,08 [g/kWh]	0,0045 [g/kWh]

Fuente: elaboración propia.

Quando se opera en el modo BC se reduce de manera significativa la emisión del material particulado (MP); los cuales son básicamente núcleos aglomerados de carbono sólido (hollín), hidrocarburos, óxido de azufre (SO<sub>3</sub>) y agua absorbida o condensada sobre estos núcleos [14]. Por ejemplo en una operación BC que emplea un biogás con 60% de metano a carga nominal, se puede reducir hasta el 47% de MP [4].

### 1.1.1 Formación de Material Particulado

Mustafi, *et al* [8] muestra que el motor diesel al trabajar en modo original y en baja carga genera un alto índice de material particulado. Sin embargo, cuando se trabaja con dos combustibles (uno líquido y otro gaseoso) se produce una reducción significativa del MP, siendo esta reducción cerca del 47% en altas cargas. Esto se debe a que la mayor cantidad del MP se debe al diesel, y como en el modo BC se reduce el flujo del combustible líquido, también se reducen sus emisiones del MP (Ver **Figura 6**).

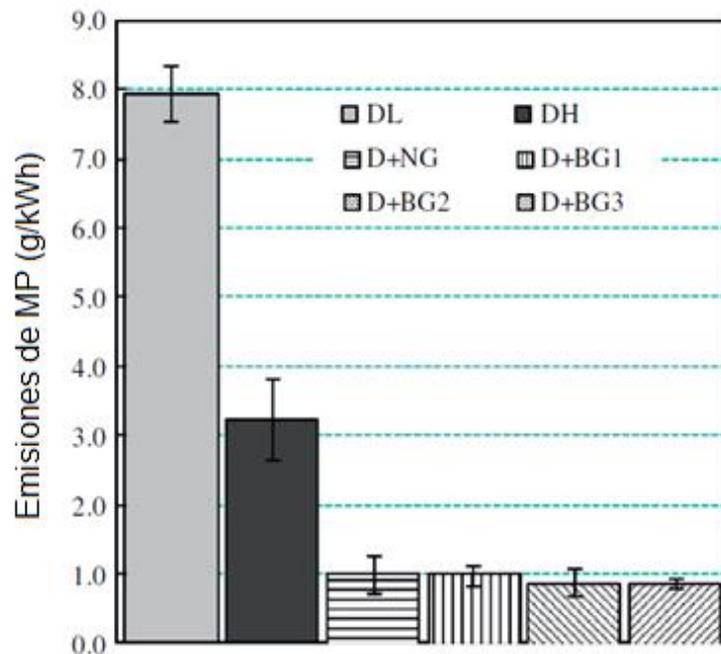


Figura 6- MP de un motor Diesel que funciona en modo BC [8]

En la **Figura 6**, se muestra las variaciones de las emisiones específicas del MP del motor donde se puede observar el DL como el modo Diesel a baja carga (~3 Nm) el DH como el Diesel a alta carga (~28 Nm), D+NG que es el modo dual Diesel/GNV y tres compuestos del DBG en D+BG1, 2 y 3 [8].

Cuisano [15] comenta que la disminución de emisiones específicas del MP en modo BC, es más acentuado en altas cargas del motor y al emplear altas tasas de sustitución del diesel por el gas. También, desarrollo una restricción parcial del aire al buscar mejorar el desempeño del modo BC con el GNV donde encontró un pequeño incremento del MP para pobres relaciones de sustitución y en cargas mayores al 10%; sin embargo, conforme aumento la relación de sustitución, estas emisiones fueron disminuidas, tornándose insignificantes (Ver **Figura 7**).

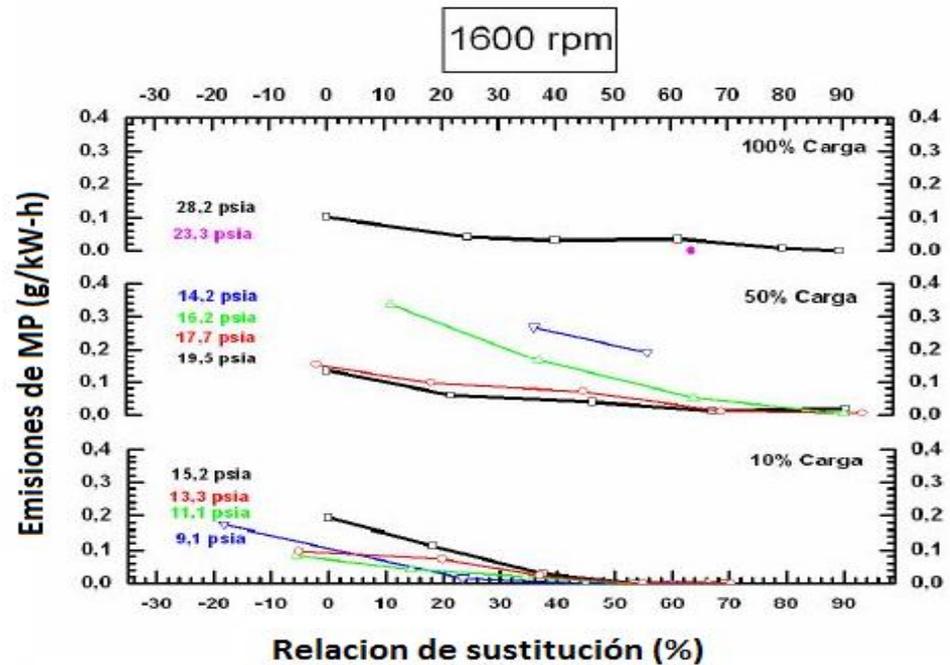


Figura 7- Emisiones de MP del Diesel/GNV [15]

Hyun Yoon y colaboradores [16] realizaron un estudio experimental que empleaba una mezcla de diesel-biogás y biodiesel-biogás. Encontró una mayor reducción del MP cuando empleó biodiesel-biogás. El investigador menciona que el biodiesel necesita menor cantidad de aire estequiométrico para una combustión completa, con ello permite que, a pesar que el biogás contenga un exceso de CO<sub>2</sub> la combustión se pueda dar de modo más homogéneo (Ver Figura 8).

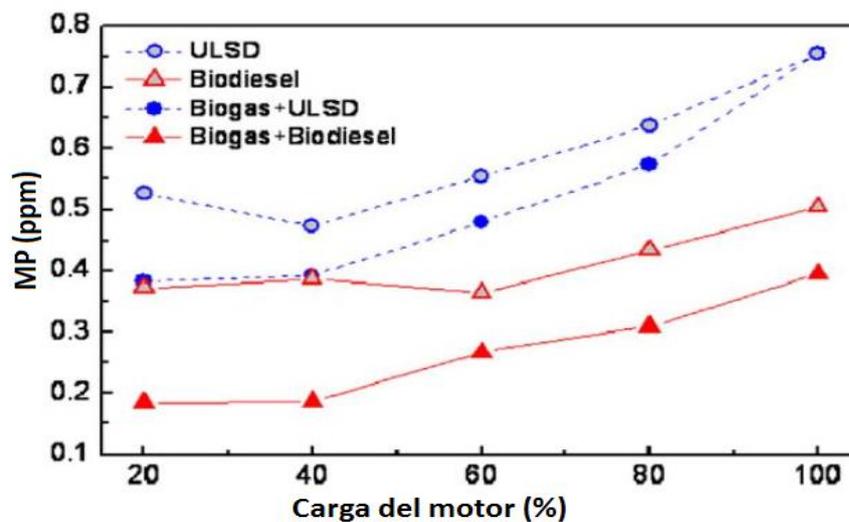


Figura 8- MP durante el modo BC con diferentes combustibles [16]

### 1.1.2 Formación de NO<sub>x</sub>

Las concentraciones de óxido nítrico (NO) y dióxido de nitrógeno (NO<sub>2</sub>) usualmente se agrupan como NO<sub>x</sub>, siendo los NO en mayor escala que el NO<sub>2</sub> [17]. Cuisano [15] comenta que una restricción parcial de aire admitido al motor acarrea cierto aumento en las emisiones de NO<sub>x</sub>, siendo mayores los índices de dichos contaminantes en las condiciones de alta carga del motor. La mayor formación de NO<sub>x</sub> se debería a la mayor riqueza de la mezcla aire-GNV, la cual aumentaría la temperatura de la combustión al favorecer las reacciones químicas entre el oxígeno y el nitrógeno atmosférico. Por otro lado, en bajas cargas y con un flujo de aire reducido, los índices de emisiones permanecen inferiores comparado con el modo original diesel.

Huyn Yoon y colaboradores [16] demostró que en operaciones BC del DBG, las concentraciones de NO<sub>x</sub> fueron menores en todas las cargas del motor monocilindrico, y llega a obtener hasta una reducción del 70% con respecto a las emisiones del modo diesel original. Según el autor, esto se debería, principalmente, a la menor velocidad de la llama de la mezcla aire-biogás, debido a la presencia del CO<sub>2</sub>, dado que este diluye la concentración del oxígeno atmosférico. Por otra parte, la inducción del biogás, en el interior del cilindro, aumenta la capacidad del calor específico de la mezcla y haría que desacelere la propagación de la llama, además, de reducir la temperatura de la combustión en comparación con el modo original (Ver Figura 9).

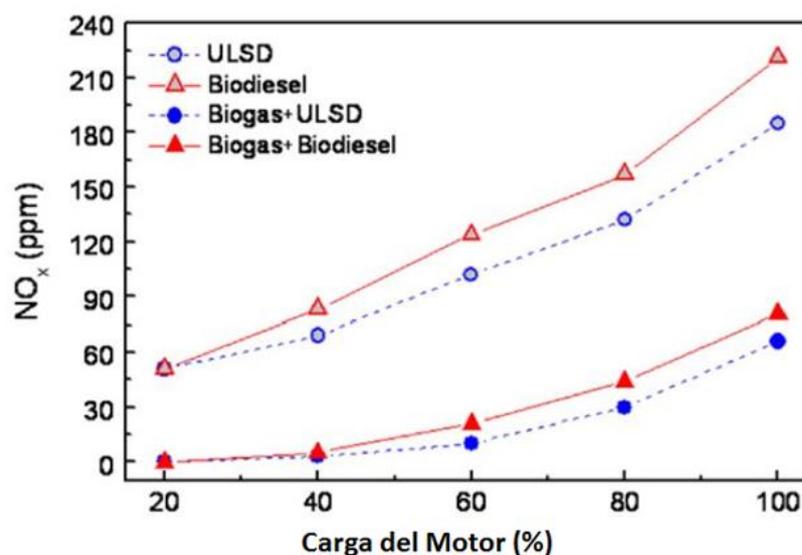
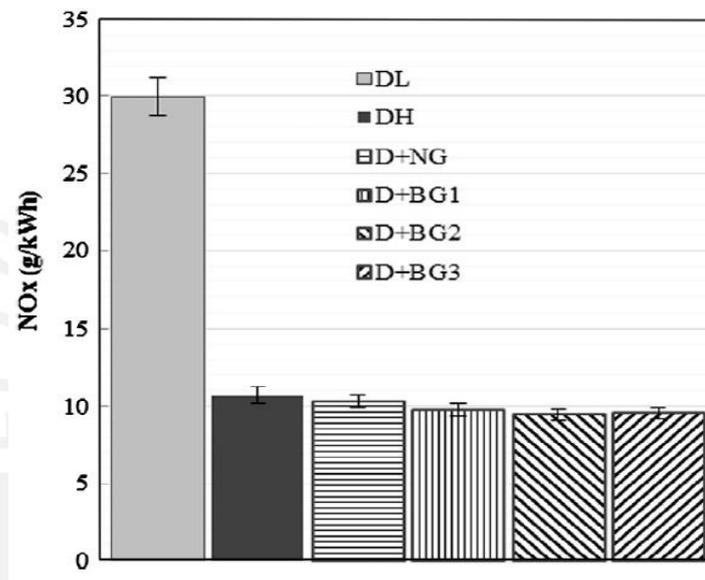


Figura 9- Emisiones de NO<sub>x</sub> para diversas mezclas de combustibles [16]

Mustafi [8] muestra el resultado de las emisiones de NO<sub>x</sub> específicas para diferentes composiciones de biogás (Ver **Figura 10**). Como puede observarse en esta figura significativamente altas concentraciones de NO<sub>x</sub> se dan para el modo original. Sin embargo, el uso de los combustibles en el modo BC proporciona menores emisiones de NO<sub>x</sub>; no en tanto la diferencia entre las emisiones de NO<sub>x</sub> que empleaban diferentes composiciones de biogás no fue significativas. De modo general, se obtuvo reducciones del 9 al 12% en el modo DBG, en comparación al modo original.



**Figura 10- Emisiones específicas del NO<sub>x</sub> para el Diesel y Combustibles que funciona en modo BC [8]**

### 1.1.3 Formación de CO.

De acuerdo con Huyn Yoon y colaboradores [16] las concentraciones de CO y CO<sub>2</sub> aumentan comparados al modo original del diesel, (Ver **Figura 11**) esto es porque con la inducción del biogás, aumenta el contenido del CO<sub>2</sub> en la mezcla aire-biogás en lugar del aire. Luego la propagación de la llama turbulenta de las regiones de ignición del diesel estaría suprimidas debido a la temperatura y la relación menor de aire/combustible y no se propagaría hasta que la concentración del biogás alcance un valor mínimo limitante. La superposición entre las válvulas de admisión y escape para facilitar la expulsión de los productos previos de la combustión. También puede causar un aumento en las emisiones del CO, porque la mezcla de aire/biogás no quemado sale del cilindro durante el periodo de traslape de las válvulas.

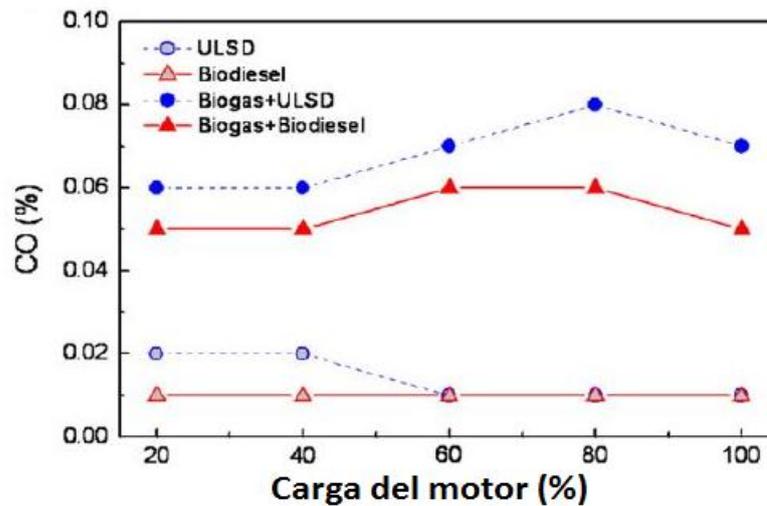


Figura 11- Volumen de CO para diferentes mezclas de combustibles [16]

Mustafi [8] comparó las emisiones específicas de CO en el modo diesel, Diesel/Gas natural y el DBG, y muestra que en el modo original y a bajas cargas aparece una alta concentración específica de CO, y lo atribuye a la combustión incompleta por causa de las bajas temperaturas. Sin embargo, cuando incrementa la carga, incrementa la temperatura y ayuda a emitir menores emisiones de CO. Al comparar entre el modo Diesel/Gas natural y el DBG, encuentra que en el segundo caso existen mayores emisiones de CO, asociado a la presencia del CO<sub>2</sub> que ocupa espacio del aire y restringe su entrada en el cilindro, incrementando el volumen del CO<sub>2</sub> (ver Figura 12).

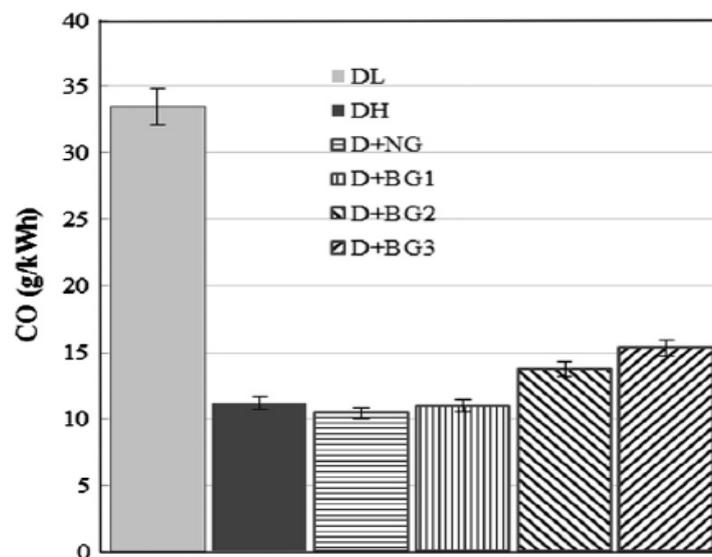
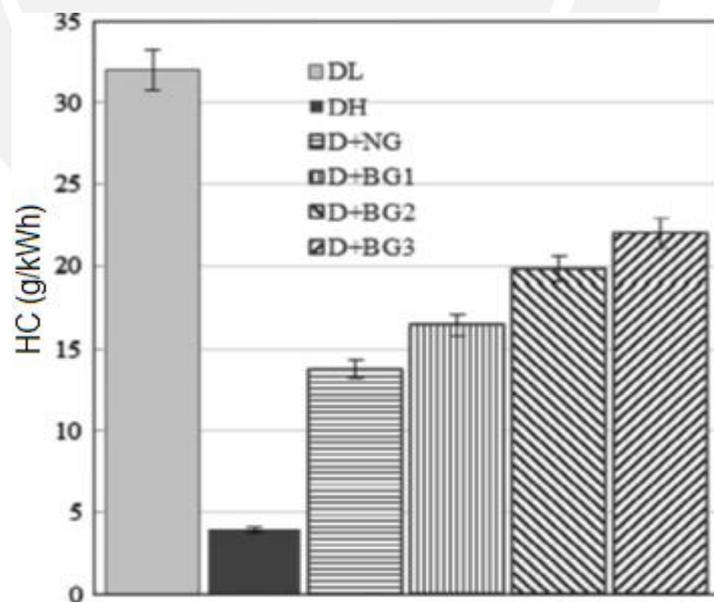


Figura 12- Emisiones específicas del CO para el Diesel y Combustibles que funciona en modo BC [8]

#### 1.1.4 Formación de HC

La formación de hidrocarburos no quemados (HC) se da producto de la combustión incompleta. Según Heywood [17] las emisiones de HC es una medida útil para conocer la ineficiencia del motor mas no es necesariamente un índice significativo de emisiones del contaminante. Los gases de escape contienen una variedad de compuestos de hidrocarburos. Así, los HC se pueden dividir en hidrocarburos metánicos e hidrocarburos no metánicos. Todos los hidrocarburos no metanos producen el smoke en la atmosfera.

De acuerdo con Mustafi [8] al igual que el CO con la introducción del combustible gaseoso en el modo BC se aumentan las emisiones específicas del HC, comparados con el modo original. Sin embargo, si se compara entre dos modos BC Diesel/gas natural y el DBG, las emisiones específicas incrementan rápidamente con la proporción del CO<sub>2</sub> contenido en el biogás. Esto puede ser atribuido al efecto de la lenta combustión, menores temperaturas y la menor concentración del oxígeno en la mezcla aire-biogás, la cual puede reducir los límites efectivos de inflamabilidad (Ver **Figura 13**).



**Figura 13- Emisiones específicas del HC para el Diesel y Combustibles que funciona en modo BC [8]**

## 1.2 Fundamentos Teóricos.

### 1.2.1 Composición de los combustibles.

Las investigaciones realizadas por varios autores llevan a que se pueden reducir el consumo del diesel por combustibles alternativos, y uno de ellos es el biogás. A seguir será presentado una breve descripción acerca del biogás.

#### Biogás

El biogás es un gas combustible producto de la materia orgánica, este puede ser usado en diferentes formas para generar calor ya sea para cocción, calefacción o en la combustión interna de motores. Su contenido energético depende de la concentración del  $\text{CH}_4$  en la mezcla; (con una composición local de 60% de  $\text{CH}_4$ ). Es obtenido de la descomposición anaeróbica de materia orgánica, que se da en forma natural en pantanos, estómagos de animales, etc. También se puede producir de manera artesanal en sistemas llamados biodigestores [20].

Una composición típica de biogás puede ser dada por los siguientes componentes [6].

- Metano ( $\text{CH}_4$ ): ~30 y 73% por volumen;
- Dióxido de Carbono ( $\text{CO}_2$ ): ~20 -40% por volumen;
- Nitrógeno ( $\text{N}_2$ ): ~5 y 40% por volumen;
- Oxígeno ( $\text{O}_2$ ): ~0-5% por masa;
- Hidrogeno ( $\text{H}_2$ ): ~1-3% por masa;
- Ácido Sulfhídrico ( $\text{H}_2\text{S}$ ): ~ 10-2000 ppm.

Las propiedades del biogás pueden variar, dado que dependen de los porcentajes en volumen de sus componentes. Estos fluctúan de acuerdo a la biomasa utilizada [3]. Su componente más importante es el metano y sus propiedades más importantes se encuentran entre los rangos siguientes [21]:

- Densidad (Nkg/m<sup>3</sup>): 0,65~0,91;
- Temperatura de ebullición (°C): 126~162;
- Numero de Octano: 130;
- Temperatura de Auto-Ignición (°C): 632~813;
- Dosado estequiometrico (m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup>): 5~17;
- Poder Calorífico Inferior (MJ/kg): 21~28;
- Velocidad de propagación de llama (cm/s): 13-15;

En este trabajo será empleada una mezcla artificial de Gas Natural más CO<sub>2</sub> que simulará una composición de biogás típica de la producción nacional [25] de 70% metano (CH<sub>4</sub>) y 30% de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>); Sin embargo, es necesario conocer cuáles serían los efectos adversos para la implementación de este sistema en las diferentes ZRNI

### Diesel

El combustible diesel es un hidrocarburo líquido cuya composición varía según la zona donde se produce, pero principalmente está compuesto por hidrocarburos saturados (parafinas). Su principal uso es en los motores Diesel, debido a su alto poder calorífico (~ 42.45 MJ/kg) y alto nivel de cetano (~40) que permite su uso en motores como también en calefacción o en calderas para uso industrial. El diesel también posee otras ventajas, como por ejemplo: es menos inflamable comparado con otros combustibles líquidos a presión normal. En los motores, debido a su lubricidad, evita la corrosión, produce una limpieza en los inyectores y los protege en la bomba de inyección de combustible. Con todo esto se favorece a menores gastos de mantenimiento y un mejor rendimiento del motor [22].

En el País a partir del 01 de Enero del 2011 según el Decreto Supremo N° 021-2007-EM se inició la comercialización del combustible Diesel B5 que es una mezcla de Diesel N°2 y 5% en volumen del Biodiesel [22].

La norma en mención define los siguientes términos [22]:

- Diesel N°2: combustible derivado de hidrocarburos, destilado medio, obtenido de procesos de refinación.
- Biodiesel (B100): combustible diesel derivado de recursos renovables, puede ser obtenido a partir de aceites vegetales o grasas animales, cumple con las

especificaciones de calidad establecidas en la norma nacional e internacional, y prácticamente no contiene azufre

El nivel del cetano indica la calidad de ignición de un combustible diesel. En otras palabras, un elevado nivel de cetano hace que el combustible diesel se queme más fácilmente y de manera regular, brindando una mayor potencia indicada. Esto también influye en la cinética química del motor produciendo mejoras en los productos de la combustión. Los valores típicos de cetano en combustibles diesel pueden variar desde 40 (que es la mínima según la normativa local) hasta 60 en algunos casos para motores grandes de alta eficiencia. Las demás propiedades del diesel se mostrarán a continuación [2]:

- Densidad ( $\text{Nkg/m}^3$ ): 830;
- Velocidad de propagación de llama. (cm/s): 33~47;
- Numero de Octano: 20;
- Numero de Cetano: 44-60;
- Temperatura de Auto-Ignición. ( $^{\circ}\text{C}$ ): 254;
- Dosado estequiométrico (por vol): 1:14,577;
- Poder Calorífico Inferior. (MJ/kg): 42,45;
- Viscosidad a  $37,8^{\circ}\text{C}$  (cST): 2-4.

### 1.2.2 Rendimiento Volumétrico.

El rendimiento volumétrico de los motores de encendido por compresión se reducen al cambiar la composición de la mezcla combustible, dado que el ingreso de aire es menor por que el biogás, que posee una densidad similar al aire, ocupa espació en el cilindro. También se sabe que dicha reducción dependerá de la composición del combustible gaseoso, esto es debido a que diferentes combustibles gaseosos poseen diferentes pesos y densidades, que a diferentes presiones ocupan diferentes espacios en el motor [4]

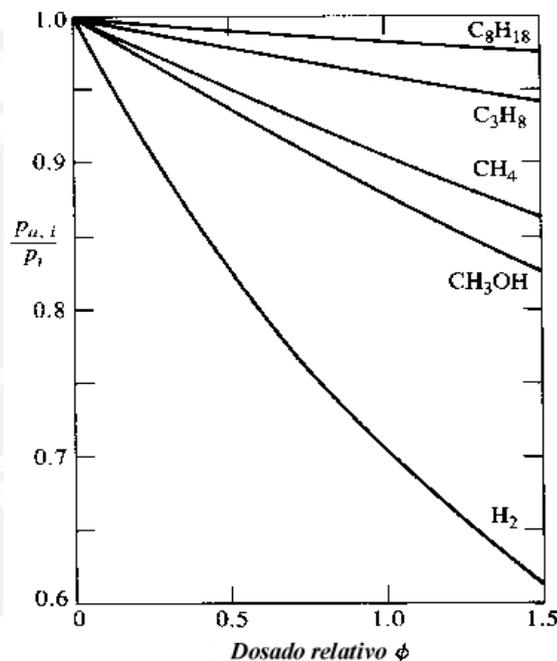


Figura 14- Efecto del combustible en la presión parcial del ingreso del aire [17].

Como se puede observar en la **Figura 14** para combustibles con un mismo dosado relativo, se disminuye la presión parcial del aire en la admisión; esta disminución existe siempre que el aire sea mezclado con el combustible adicional en la línea de admisión del motor.

Una forma de aumentar en los motores el rendimiento volumétrico es introducir una mayor cantidad de aire a presión en la admisión del motor, esto puede darse con un turbo compresor. Actualmente existen diferentes formas de turbocompresores como los de eje fijo o como los de geometría variable, cada uno

utiliza la energía que liberan los gases de escape a través de una turbina para que por medio de un compresor puedan aumentar la presión en la admisión [23].

Otra forma de mejorar el rendimiento volumétrico, por tanto energético, es enriquecer la mezcla aire-gas con oxígeno. Según Cacua [24] el rendimiento térmico efectivo se puede aumentar utilizando la técnica de enriquecimiento del oxígeno en motores Diesel, y sobre todo en modo BC con combustibles gaseosos de bajo poder calorífico. Esto es dado a que el oxígeno, que ocupa un volumen en el cilindro, contribuye a eficiencia de la combustión, reduciendo también el espacio para el  $N_2$  y el  $CO_2$ . Esta técnica también favorece en la reducción de  $CO$  y  $C_xH_y$  en los productos de la combustión. Dado que la concentración del oxígeno es mayor, aumenta la temperatura en la llama adiabática que favorece en los productos la transformación en  $CO_2$ . Además existe un aumento de la velocidad de reacción, se incrementan los productos que generan una mayor transferencia de calor por convección en el cilindro y, en consecuencia, reduce su temperatura. Con esto se influye que las concentraciones de  $N_2$  no formen  $NO_x$ .

### 1.2.3 Proceso de Combustión.

El proceso de combustión en los MEC se divide en tres fases (Ver **Figura 15**):

1.- El tiempo de retraso (a,b) donde no hay combustión, dado que es el tiempo donde se inyecta el combustible; 2.- la fase de Combustión premezclada (b-c), donde el combustible alcanza los parámetros adecuados para su autoignición. Es una fase rápida donde prevalece la cinética química sobre el tiempo de mezclado, y 3.- la fase de combustión por difusión (c-d), donde el combustible y el oxidante están inicialmente separados. El proceso de combustión y el proceso de mezcla entre el combustible y el oxidante son simultáneos y es este último que controla el primero [4].

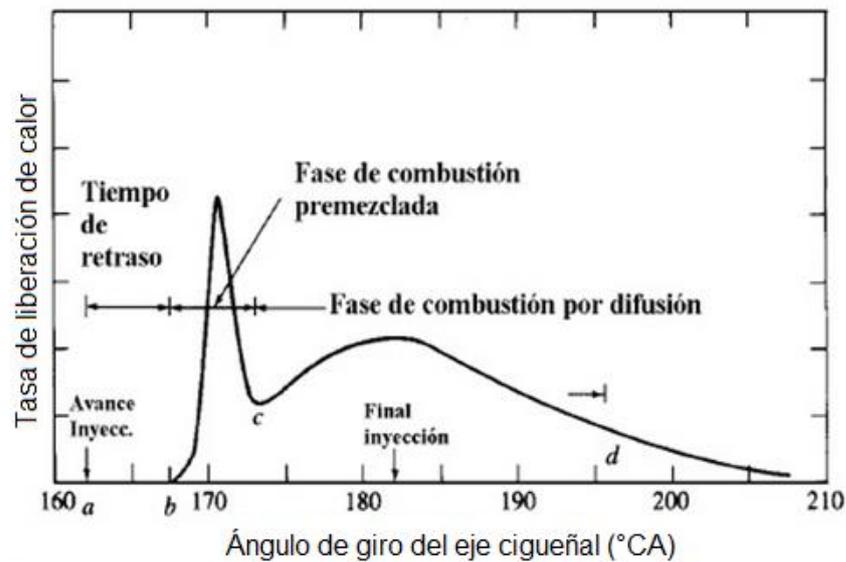


Figura 15- Curva típica de liberación de calor aparente de un motor Diesel de inyección directa [17].

En cambio cuando se trabaja con una combustión de diesel con otro combustible gaseoso (Ver **Figura 16**) se puede observar una fase de retraso, luego una fase de combustión premezclada del combustible piloto (el diesel), luego otra fase de combustión premezclada del combustible principal, (en nuestro caso sería la mezcla simulada del biogás con Gas Natural + CO<sub>2</sub>). Y después la combustión por difusión del combustible principal y del piloto que aún falta por quemar [8].

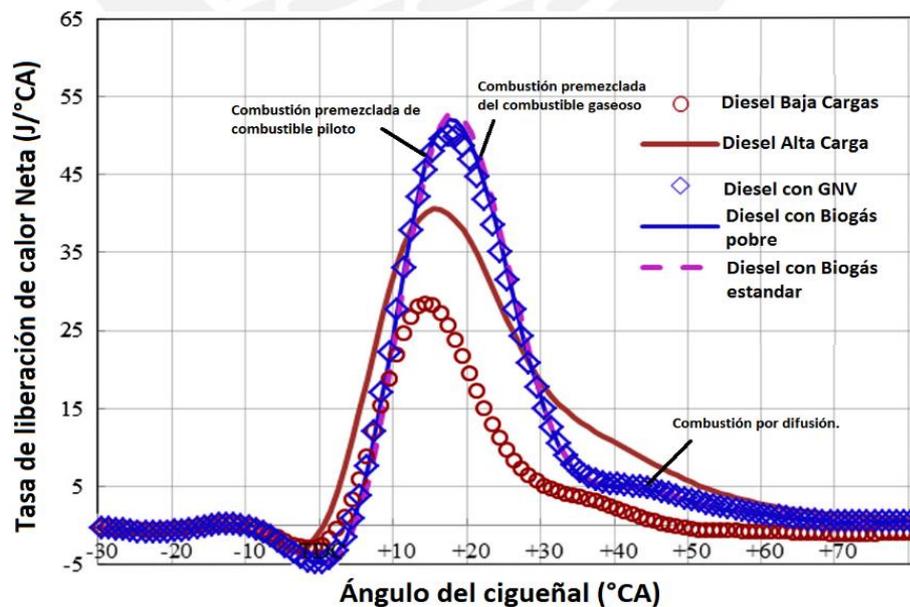


Figura 16- Tasa de liberación de calor para una combustión en modo BC con diversos combustibles gaseosos (28 Nm y 1750 rpm) [8].

Con relación al nivel de sustitución de diesel por biogás para una misma potencia, bajo condiciones estables de funcionamiento, Bedoya [4] ha trabajado ensayos sin sobrealimentación con cargas parciales desde 40% hasta plena carga y consiguió hasta 70% de sustitución. También verificó que la eficiencia efectiva decrecía a cargas parciales y con niveles de sustitución elevadas en un rango de 10%, aumentaba las emisiones contaminantes provenientes del biogás. Sin embargo, cuando realizaron los ensayos con sobrealimentación, el rendimiento efectivo aumento (debido al aumento de la velocidad promedio de la fase premezclada), en un rango de 5%. En este mismo ensayo con sobrealimentación se dio una disminución en el consumo específico de combustible del diesel y se lograron mayores niveles de sustitución en cargas bajas, que llegaron cercanos al 80%

Cuisano [15] realizó restricciones del aire de admisión en un ensayo en motores Diesel/gas que empleaba gas natural. En relación al rendimiento efectivo, también verifico que se incrementan a través de la reducción del caudal del aire. Pero solo por encima de ciertas relaciones de sustitución del diesel por gas natural (entre 20% y 50% en cargas bajas). Sin embargo, en plena carga, la reducción del caudal de aire genero menores rendimientos efectivos que en el modo diesel original.

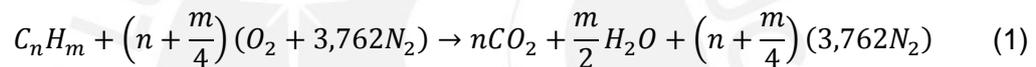
Mustafi [8] operó un motor Diesel en diferentes modos BC utilizando gas natural y biogás, en una sola velocidad 1750 rpm y en dos diferentes cargas (alta ~28-Nm y baja ~3Nm). El investigador encontró que el consumo específico de combustible (CEC) en modo BC con DBG se incrementó en mayor medida en comparación con el modo BC diesel/gas natural. Esto lo atribuyó al menor PCI del biogás por causa de las altas concentraciones del CO<sub>2</sub> en comparación con el gas natural (PCI: 48.75 MJ/kg). En cambio los resultados de la tasa de liberación de calor fueron los mismos para ambos combustibles gaseosos.

Hyun Yoon [16], realizó trabajos experimentales en orden de conocer el desempeño de motores de encendido por compresión con dos combustibles biogás-diesel y biogás-biodiesel. Uno de sus resultados es que a cargas bajas (20% y 40%) los CEC totales fueron considerablemente más altos que para las combustiones únicamente con diesel. Sin embargo, con cargas altas, (más del 80%) el aumento de la relación de sustitución dio lugar a mejorías en los CEC totales

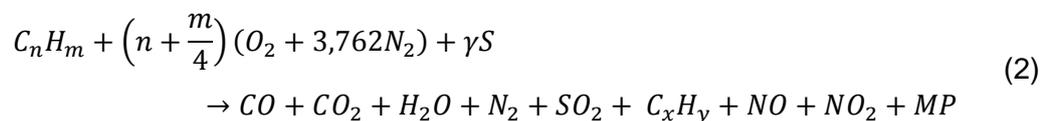
Luijten y Kerkhof, [26] trabajaron con diferentes mezclas de biogás (diferentes relaciones de  $\text{CH}_4$  y  $\text{CO}_2$ ) y encontraron que el rendimiento térmico a altas cargas no se ve afectadas por la adición de biogás; en cambio, en bajas cargas, puede disminuir hasta 22% del rendimiento del modo original.

#### 1.2.4 Reacción global aire-diesel.

Para poder analizar los productos de la combustión, primero tenemos que analizar la combustión ideal en un motor diesel y para eso plantearemos ciertos datos que nos serán útiles para su comprensión. Cuando se consigue una combustión completa, los productos contienen una ausencia de oxígeno. La ecuación general para la combustión global de un hidrocarburo con aire se expresa de la siguiente manera [27]:



Sin embargo, la combustión real no genera únicamente especies estables, porque este proceso de combustión pasa por diversas reacciones intermedias que generan diversos productos intermedios. La combustión real puede ocurrir con un exceso de aire o con una ausencia de este, además de subproductos de combustiones intermedias puede, inclusive, contener material Particulado. También, debido a la impureza del combustible (presencia de azufre, S) en los productos existe óxido de azufre ( $\text{SO}_2$ ) con todo esto la ecuación no balanceada para la combustión real de un hidrocarburo será [15]:



### Dosado Absoluto.

Un parámetro importante es el dosado absoluto  $F_{abs}$  que es la relación másica entre el combustible y el aire [15]:

$$F_{abs} = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{m}_{air}} \quad (3)$$

### Dosado relativo

Cuando todo el oxígeno y todo el combustible reaccionan sin que quede nada de reactivos se denomina *estequiométrico* o  $F_e$ , y el dosado relativo o  $F_r$  me representa el tipo de riqueza de la combustión [15]:

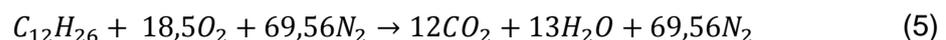
$$F_r = \frac{F_{abs}}{F_e} \quad (4)$$

Si  $F_r < 1$ : es un dosado *pobre*, donde se producirá una combustión incompleta debido a la ausencia de combustible

Si  $F_r = 1$ : el dosado *relativo* se convierte a dosado *estequiométrico*. Combustión completa.

Si  $F_r > 1$ : es un dosado *rico*, donde se producirá una combustión completa con un exceso de combustible.

En la Combustión en el Motor Diesel si bien el combustible empleado es una combinación de diesel puro y biodiesel B100, dado su porcentaje en volumen de este último y para fines de simplificación asumiremos que todo el combustible es compuesto por el dodecano ( $C_{12}H_{26}$ ). Entonces la ecuación de combustión balanceada del combustible diesel será [15]:



Su  $F_e$  del Diesel es 14,577. [17] que significa que se necesitan 14,57 kg de aire para quemar 1 kg de diesel de manera estequiométrica.

### 1.2.5 Reacción global aire-biogás.

En la combustión del biogás primero tenemos que identificar que componentes conforman nuestro combustible. En nuestra experimentación utilizaremos una mezcla aproximada de 75% de metano ( $CH_4$ ) y 25% de dióxido de carbono ( $CO_2$ ). El metano lo obtendremos del gas natural vehicular (GNV) cuya composición principal es de 88,22%  $CH_4$ ; 10,81% de  $C_2H_6$ ; 0,6%  $N_2$ ; 0,36%  $CO_2$  [30] y el  $CO_2$  será adquirido por separado. Con todo esto, nuestra ecuación de combustión para 1 mol de biogás será de la siguiente manera:

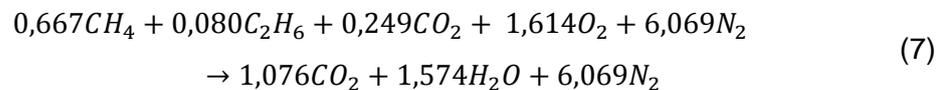
$$100\%BG_{vol} = 75\% GNV_{vol} + 25\% CO_{2vol} \quad (6)$$

**Tabla 2- Componentes volumétricos de la mezcla de GNV y  $CO_2$  para formar el BG**

BG (80%)	% GNV	Vol [ $m^3$ ]	$\delta$ [ $\frac{kg}{m^3}$ ] a 21°C	$\omega$ [ $\frac{g}{mol}$ ]	A [mol]	Moles [mol]
$CH_4$	88,22	0,662	0,675	16,043	27,839	0,667
$C_2H_6$	10,81	0,081	1,238	30,069	3,338	0,080
$N_2$	0,60	0,005	1,145	28,013	0,184	0,004
$CO_2$	0,36	0,253	1,808	44,01	10,381	0,249
Total					41,742	1,000

Fuente: elaboración propia.

Con esto se demuestra que 1  $m^3$  de BG son 41,742 mol de BG por lo tanto la ecuación estequiométrica quedaría de la siguiente manera [Fuente: elaboración propia]:

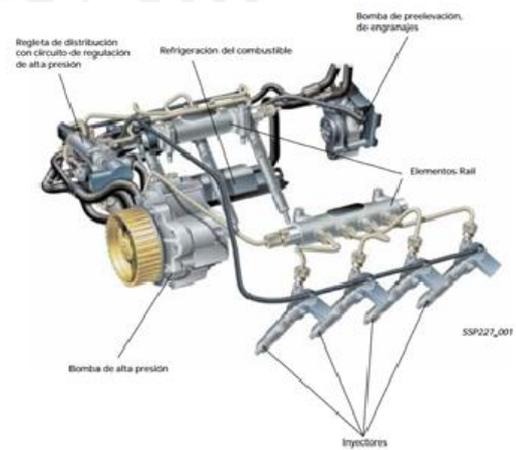


### 1.2.6 Formas de inyección del combustible diesel

En el motor Diesel que será empleado en nuestros experimentos, el sistema de inyección del combustible diesel es a través de inyectores del tipo riel común o CR (por sus siglas en inglés Common Rail). Este sistema tiene las funciones básicas de alimentar el combustible en el motor Diesel, generar la alta presión para la inyección y distribuir el combustible hacia los cilindros al inyectar el combustible en cantidades exactamente calculadas y en el momento preciso (Ver **Figura 17**) [28].

Algunas ventajas del uso del sistema del CR:

- Presión de inyección casi libremente seleccionable entre la familia de curvas características;
- Alta presión disponible a regímenes bajos y a carga parcial;
- Fácil integración a sistemas de tratamiento de gases de escape.



**Figura 17- Sistema del riel común del motor Diesel [28]**

### 1.2.7 Formas de inyección del biogás.

Para la inyección del biogás se utilizará un sistema de inyección de la marca LANDI RENZO, modelo omega (Ver **Figura 18**). Este sistema es parte de la última generación de conversión de motores de encendido por chispa que emplea gas natural vehicular (GNV). El gerenciamiento del sistema de inyección del combustible gaseoso se dará por medio de un sistema electrónico adquirido por el laboratorio. Este sistema nos permitirá modular el pulso de apertura de los inyectores en función al régimen y carga del motor. El biogás será inyectado en la línea de admisión del motor, entre el filtro de aire y el compresor.

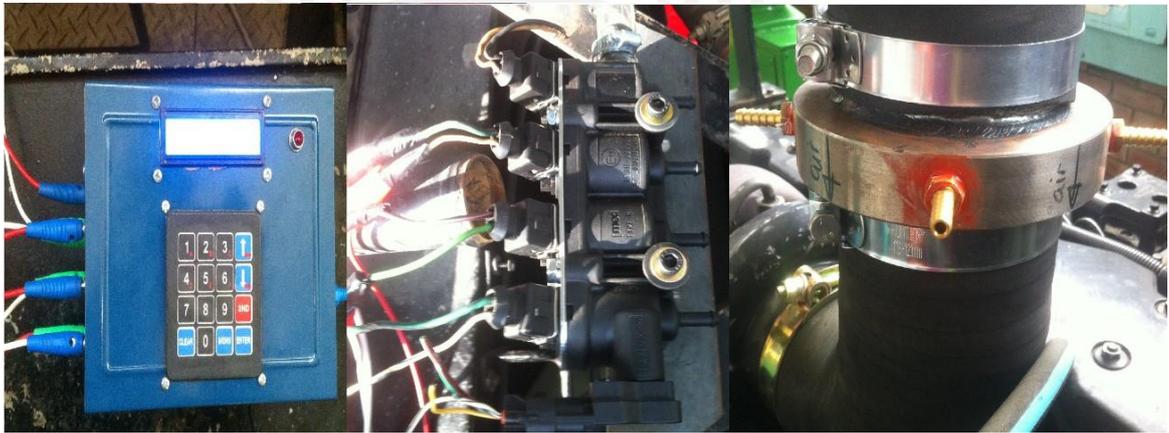


Figura 18 -Componentes que conforman el riel de inyectores del biogás

### 1.3 Aplicaciones del uso del biogás en el Perú.

En el país, para la generación de electricidad en el sistema interconectado a partir de biogás, se dispone de un potencial bastante relevante considerando los residuos del ganado vacuno, porcino y avícola. Sin embargo, solo se cuenta con una central termoeléctrica instalada y otra en proceso, ambas en Huaycoloro, Lima. Aquí la empresa PETRAMAS S.A.C. utiliza el biogás producido por los desechos orgánicos que provienen de la ciudad de Lima metropolitana.

La potencia instalada en Huaycoloro es de 4,0 MW generada por 3 grupos Caterpillar de 1,6 MW cada uno, con motores encendidos por chispa [18].



Figura 19 Planta de tratamiento de gas de Huaycoloro, Lima [18].



Figura 20 - MECH que trabajan con biogás como combustible [18].

Mientras que la potencia que será instalada en la central de BIOMASA LA GRINGA V ubicada en Huaycoloro, Lima será de una potencia de 2,8 MW con motores Caterpillar 3520 (1,6 MW) en MECH [19].



Figura 21- Planta de tratamiento del biogás en la Gringa V [19].



## CAPÍTULO 2:

### METODOLOGÍA EXPERIMENTAL

#### 2.1: Configuración experimental

Los ensayos se realizaron en el laboratorio de Energía de la PUCP, empleando un motor de encendido por compresión instalado en un banco de pruebas, conforme se aprecia en el esquema de la configuración experimental que fue empleado en el presente trabajo de tesis (ver **Figura 22**).

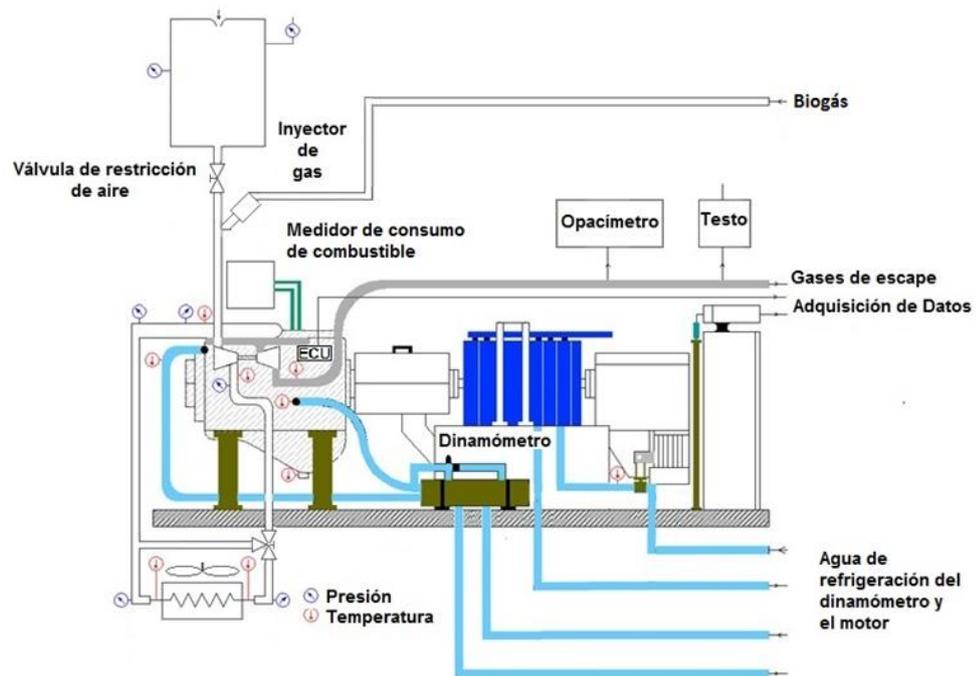


Figura 22 - Configuración experimental del motor instalado en banco de pruebas.<sup>1</sup>

### 2.1.1: Datos técnicos de los equipos.

Conforme se puede observar en la **Figura 23**, los principales equipamientos e instrumentos que fueron utilizados en este estudio son: dinamómetro, sistemas de monitoreo del motor Cummins, medidor del consumo de combustible diesel, medidor del consumo másico de gas natural, medido volumétrico de dióxido de carbono, analizador de emisiones, termocuplas tipo k, transductores de presión, entre otros. Las características más relevantes del motor, dinamómetro y analizador de emisiones gaseosas están detalladas en las Tablas 3-5.

<sup>1</sup> Fuente: elaboración propia modificada de **CUISANO [15]**.

**Tabla 3 – Datos técnicos del motor Diesel que será utilizado en el estudio.**

Marca / Modelo	Cummins / QSB6.7
Aplicación	Vehicular
Sistema de Inyección	Common rail
Volumen barrido	6,7 l
Velocidad nominal	2200 rpm



**Figura 23 - Motor Cummins QSB6.7.**

**Tabla 4 - Datos técnicos del dinamómetro.**

Marca / Modelo	Zöllner / A-350
Tipo de frenado	campo electromagnético refrigerado por agua
Rangos de torque	0 a 500 Nm y 0 a 1000 Nm
Velocidad máxima	6500 rpm

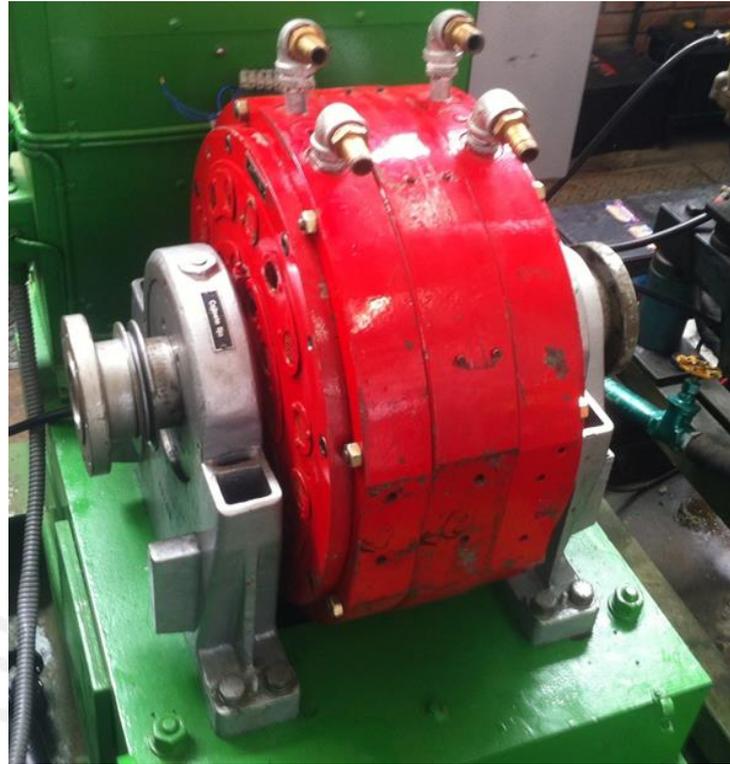


Figura 24 – Dinamómetro ZOLLER A-350

Tabla 5 – Datos técnicos del analizador de emisiones.

Marca / Modelo	Testo / 350 XL
Sensor de CO	Rango de medición: 0-10.000 ppm Resolución mínima: 1 ppm Incertidumbre: $\pm 10$ ppm (0-99 ppm); $\pm 5\%$ (100-2.000 ppm); $\pm 10\%$ (2001-10.000 ppm)
Sensor de HC	Rango de medición: 100-40.000 ppm Resolución mínima: 10 ppm Incertidumbre: $< 400$ ppm (100-4.000 ppm); $\pm 10\%$ ( $> 4.000$ ppm).
Sensor de NO <sub>x</sub>	Rango de medición: 0-3.000 ppm Resolución mínima: 1 ppm Incertidumbre: $\pm 5$ ppm (0-99 ppm); $\pm 5\%$ (100-2.000 ppm); $\pm 10\%$ (2001-3.000 ppm).



Figura 25 – Analizador de emisiones Testo 350 XL.

#### 2.1.2: Medición del consumo del combustible piloto.

El sistema consta de un medidor de flujo MICRO MOTION CORIOLIS ELITE, con un rango hasta 15 gph. (Ver **Figura 26**).

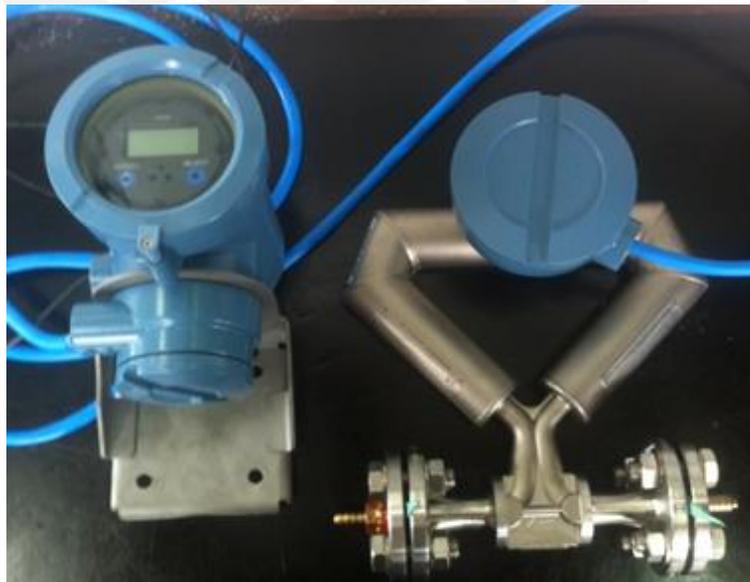


Figura 26 – Sistema para la medición del consumo de diesel.

### 2.1.3: Medición del consumo de aire.

El sistema consta con un tanque que contiene con una placa orificio en la parte superior de 73 mm de diámetro, y posee un coeficiente de pérdida de carga igual a 0,6.



**Figura 27 – Tanque pulmón con placa orificio.**

Para medir la diferencia de presión se utilizó un cilindro y un manómetro diferencial digital de marca Dywer, cuyo rango es de 0-40 pulgadas de agua (Ver **Figura 27**). El cilindro fue utilizado para amortiguar las pulsaciones de la fase de admisión del motor, de ese modo, fue posible garantizar el flujo permanente a través de la placa de orificio y, por ende, de las ecuaciones que permitieron el cálculo del consumo de aire.



Figura 28 – Manómetro diferencial digital dywer.

#### 2.1.4: Medición del consumo de combustible gaseoso.

Para la medición del consumo del combustible gaseoso, se ha utilizado un método indirecto; para esto se ha mezclado los gases de gas natural y Dióxido de carbono por medio del mezclador (Ver **Figura 29**) en donde se mide de manera independiente cada flujo de cada gas.



Figura 29 – Anillo mezclador del biogás

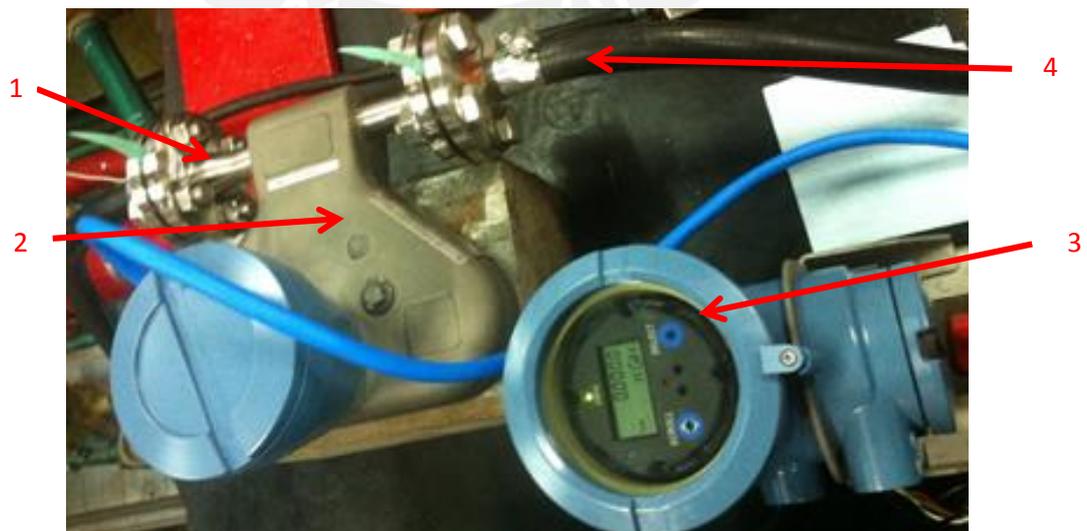
Para almacenar el gas natural se contó con un cilindro de 40L al cual se le adaptó un regulador de presión Gb2-2, que disminuía la presión desde 200 bar hasta 3 bar y también contaba con una válvula de carga, para llenar el cilindro las veces que quedaba vacío.



**Figura 30 – Cilindro de Gas Natural de 40L.**

(1). Válvula de carga; (2) Regulador GB2-2; (3) Cilindro de 40L.

Para la medición del flujo de gas natural el sistema consta de un medidor de flujo de la marca Emerson, modelo MICRO MOTION CORIOLIS ELITE, con un rango desde 0,3 gph hasta 5 gph



**Figura 31 – Sistema de medición del consumo del biogás**

(1). Ingreso del GNV; (2). Medidor de flujo; (3). Visualizador de flujo; (4). Salida de GNV.

Para almacenar el dióxido de carbono se contó con dos cilindros de 30 kg al cual se le adaptó un regulador de presión con calentador eléctrico, que disminuía su presión desde 124 hasta 1.5 bar y un acople para sumar los dos flujos de cada cilindro; Además para la medición del flujo el sistema consta de un fluxómetro, de 0.15 MPa, con un rango desde 0 a 25 L/min.



**Figura 32 – Cilindros de dióxido de carbono de 30 kg con su regulador de flujo.**

(1). Cilindro de CO<sub>2</sub>, (2).Acople; (3) Regulador de presión con calentador; (4) regulador de flujo.

## 2.2: Matriz de ensayos Experimentales.

La matriz de ensayos se elaboró según la metodología experimental, para cumplir con los objetivos inicialmente planteados. Así mismo, con nuestra configuración experimental, la secuencia de ensayos fue diseñada para evaluar el comportamiento en el modo BC. Se tuvo bastante atención a los niveles de emisiones y el desempeño del motor, con esto, se procuró verificar la influencia de la sustitución del diesel por el BG artificial y su mezcla con el aire de admisión del motor.

La corrección de estos ensayos fueron basados en la Norma Técnica Peruana NTP 383.066. A pesar que esta norma no contempla el uso de combustibles gaseosos en motores diesel, se adaptó para las necesidades dadas. Así mismo fueron medidas las concentraciones de CO, NO<sub>x</sub> y HC.

Para el desarrollo de los ensayos se trabajó en un solo régimen de giro del motor (1800 rpm) típico de la generación eléctrica rural en los grupos electrógenos. El torque medido fue de 20, 40, 60, 80, 100 Nm. Al finalizar, se subo un volumen grande de datos para su análisis.

Para la realización del ensayo no se varió ningún parámetro del motor en los aspectos de inyección del combustible diesel, ni en la relación de compresión (Rc). Luego para facilitar el entendimiento se desarrollaron 2 fases: la primera es el ensayo del modo original del diesel, la segunda es en modo BC para los diferentes combustibles gaseosos: GNV y otro de 75% GNV + 25% CO<sub>2</sub> que simularía la composición típica de un biogás de 75%.

### 2.2.1: Ensayo del modo Original (diesel).

El objetivo de este ensayo es determinar las curvas características del motor en términos de emisiones y rendimientos, y generar un conjunto de datos que servirán como base de comparación para los resultados en los demás ensayos.

En cada punto de la matriz fueron registrados los siguientes datos:

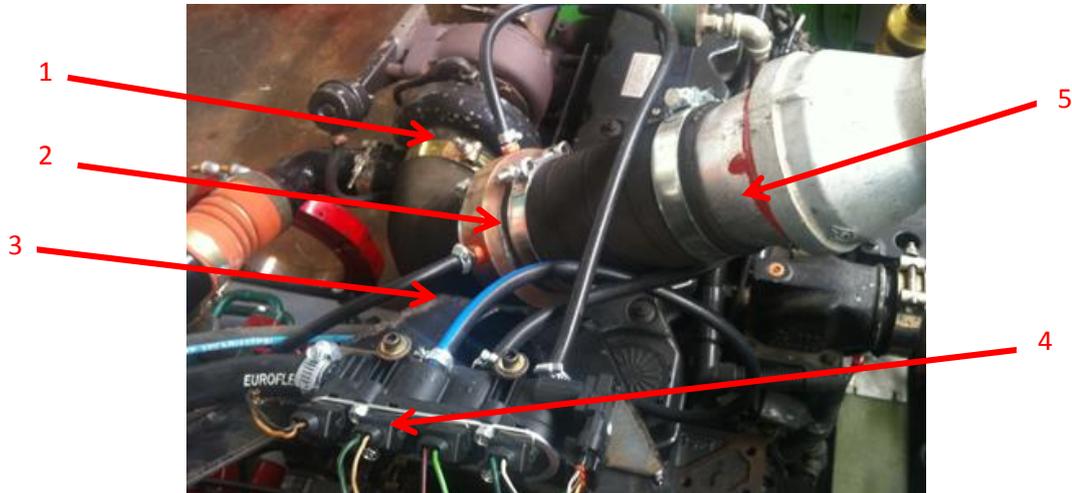
- Régimen de giro del motor [rpm];
- Torque observado [Nm];
- Consumo de combustible diesel [kg/hr];
- Presión de admisión de aire [bar]
- Temperatura de admisión del aire [°C];
- Temperatura de entrada del agua de refrigeración del motor [°C];
- Temperatura de salida del agua de refrigeración del motor [°C];
- Temperatura de los gases de escape [°C];
- Humedad relativa [%];
- Presión barométrica [bar];
- Presión diferencial en la placa orificio del medidor de aire [Pa];
- Concentraciones de monóxido de carbono :CO [ppm];
- Concentraciones de óxidos de nitrógeno :NO<sub>x</sub> [ppm];
- Concentraciones de hidrocarburos no quemados: HC [ppm];
- Concentraciones de dióxidos de carbonos CO<sub>2</sub> (%);
- Concentraciones de Oxígeno O<sub>2</sub> (%).

### 2.2.2: Matriz de ensayos en modo DBG.

El objetivo de este ensayo es reproducir el desempeño del motor en modo original al reemplazar parcialmente el diesel por el biogás artificial en modo BC. Se buscó alcanzar la mayor relación de sustitución posible y se verificó los niveles de emisiones en estas condiciones. Todo esto para compararlos con los valores originales del motor Diesel.

Fue necesario integrar un sistema electrónico de control para la adición del gas natural y el dióxido de carbono (Componentes del biogás artificial) Tal sistema fue compuesto por los inyectores de GNV y un mezclador de aire-combustible

gaseoso que fue diseñado, construido e instalado entre el filtro y la entrada del compresor.



**Figura 33 – Sistema para la inyección del biogás**

(1). Compresor; (2) Mezclador; (3) Ingreso de CO<sub>2</sub>; (4) Inyectores de GNV; (5) línea de admisión de aire

Lo primero que se desarrolló fue determinar la máxima relación de sustitución (RS) del diesel por el gas natural permitido por el sistema de inyección. El procedimiento consistió en fijar la rotación y el torque específico en el modo diesel puro y posteriormente inyectar el gas natural de forma gradual y controlada, hasta el límite máximo permitido por los inyectores. Luego al final, manteniendo el flujo energético constante, se le aumentó el flujo de dióxido de carbono.

Como será detallado en el capítulo de resultados, la máxima RS fue aproximado del 50% en cargas altas, A partir de este valor fue verificado, para un mismo punto de ensayo, el efecto de 4 porcentajes parciales de RS máx.

En cada punto del ensayo fijado, con diferentes RS fueron registrados los mismos datos del ensayo del modo original además de las siguientes medidas.

- Temperatura del gas natural a la entrada de los inyectores [°C];
- Presión de inyección del gas natural y del dióxido de carbono. [kPa];
- Consumo del GNV [kg/hr];
- Consumo de CO<sub>2</sub> [L/min];

Las demás mediciones siguieron el mismo orden que el modo original.

## 2.3: Parámetros calculados.

### 2.3.1: Potencia efectiva

La potencia efectiva observada que entrega el motor es también conocida como potencia al freno. Se midió en la salida del eje y fue absorbida por el dinamómetro. Esta depende del torque y el régimen de giro:

$$P_e = T * 2\pi * \frac{n}{60} \quad (8)$$

donde  $P_e$  es la Potencia efectiva en [kW],  $T$  es el torque al freno en [N.m] y  $n$  el régimen de giro en [rpm].

### 2.3.2: Presión media efectiva

Es una medida valiosa para comparar las capacidades de trabajo de los motores, según las diferentes cilindradas. Se define como la presión constante que durante una carrera del pistón, produce un trabajo igual al trabajo efectivo:

$$pme = \frac{W_e}{V_t} = \frac{60 * P_e}{n * V_t * i} \quad (9)$$

donde  $pme$  es la Presión media efectiva [bar],  $W_e$  es el trabajo efectivo del motor [kJ],  $V_t$  es el volumen desplazado o la cilindrada del motor [m<sup>3</sup>], e  $i$  es el número de ciclos por vuelta (en un motor de 4 tiempos es  $i = 0,5$ )

### 2.3.3: Consumo de aire húmedo y aire seco.

Para el cálculo del consumo de la masa de aire húmedo fue utilizado un medidor de flujo tipo placa orificio. Pero para ello debemos conocer la densidad del aire en el ambiente, la humedad absoluta del aire y la velocidad del aire a través de la placa. La densidad de aire se define a través de la ecuación de estado:

$$\rho_{air} = \frac{P_{atm}}{R_{air} * (273,15 + T_{amb})} \quad (10)$$

donde  $\rho_{air}$  es la densidad del aire ambiente [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ],  $P_{atm}$  es la presión atmosférica en [kPa],  $R_{air}$  es la constante del aire ambiente [ $\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$ ] y  $T_{amb}$  es la temperatura del ambiente de trabajo [ $^{\circ}\text{C}$ ]. Luego para corregir la constante del aire, se trabaja con la humedad absoluta ( $w$ ) y quedaría de la siguiente manera:

$$R_{air} = \frac{R_{air,s} + R_{vapor} * w}{1 + w} \quad (11)$$

donde  $R_{air,s}$  es la constante del aire seco (0,287 kJ/kg.K) y  $R_{vapor}$  es la constante del vapor de agua (0,46152 kJ/kg.K).

Para calcular la humedad absoluta ( $w$ ) se utilizó la ecuación de psicrometría:

$$w = \frac{0,622 * \frac{\varphi_r}{100} * P_{sat}}{P_{atm} - (\frac{\varphi_r}{100} * P_{sat})} \quad (12)$$

donde  $w$  es la humedad absoluta [kg/kg],  $\varphi_r$  es la humedad relativa [%] y  $P_{sat}$  es la presión del agua a temperatura ambiente [kPa]. Según Cuisano [15] la  $P_{sat}$  se define con:

$$P_{sat} = 10^{(30,59051 - 8,2 * \log T_{amb} + 0,0024804 * T_{amb} - 3142,31 / T_{amb})} \quad (13)$$

donde  $T_{amb}$  es la temperatura del ambiente de la sala de pruebas [K].

Con todo esto se puede calcular el consumo del aire húmedo y aire seco según la siguiente forma:

$$\dot{m}_{air,hum} = \frac{3600 * \rho_{air} * V_{air} * \pi * d_m^2}{4} \quad (14)$$

$$\dot{m}_{air,s} = \frac{\dot{m}_{air,hum}}{1 + w} \quad (15)$$

donde  $\dot{m}_{air,hum}$  y  $\dot{m}_{air,s}$  son los consumos de aire húmedo y seco respectivamente [kg/h],  $\rho_{air}$  es la densidad del aire ambiente [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ],  $d_m^2$  es el diámetro utilizado para medir el flujo de aire húmedo [m],  $w$  es la humedad absoluta [kg/kg] y  $V_{air}$  es la velocidad del aire en el diámetro medido [m/s].

La velocidad del aire húmedo dentro de la placa orificio se calculará de la ecuación de Bernoulli, introduciéndole el  $Cd$  (igual a 0,6), que es el coeficiente de descarga, de la siguiente manera:

$$V_{air} = Cd \sqrt{\frac{2 * \Delta P_{air}}{\rho_{air}}} \quad (16)$$

donde  $\Delta P_{air}$  es la presión diferencial del aire entre la placa orificio [Pa].

#### 2.3.4: Consumo específico de combustible.

Este parámetro es un indicativo de como un motor usa eficientemente su combustible para producirlo en trabajo útil.

##### Modo Diesel

El consumo específico de combustible se define como el flujo de combustible referido a la potencia efectiva desarrollada:

$$cec_d = \frac{\dot{m}_d}{P_e} \quad (17)$$

donde  $cec_d$  es el consumo específico de combustible [g/kW.h], y el  $\dot{m}_d$  es el consumo de combustible diesel [g/h]

##### Modo Bi-combustible DBG

En el modo DBG se utilizó el concepto de consumo equivalente de diesel, que indica que la energía que brindaría el diesel, que es reemplazada por el biogás artificial, para esto se corrigió con el factor de corrección a través de la relación de los poderes caloríficos del diesel y del gas natural.

$$cec_{DBG} = \frac{\dot{m}_d + \frac{PCI_{GNV}}{PCI_d} * \dot{m}_{GNV}}{P_e} \quad (18)$$

donde  $cec_{DBG}$  es el consumo específico de combustible en modo DBG [g/kW.h],  $PCI_{GNV}$  es el poder calorífico del gas natural presente en el biogás artificial (en nuestra composición del biogás es 80%) [MJ/kg];  $PCI_d$  es el poder calorífico del diesel (el DB5 es 42,45) [MJ/kg];  $\dot{m}_{GNV}$  es el consumo de combustible de gas natural en el biogás

artificial [g/h]; No hace falta indicar que el otro componente del biogás artificial es un gas inerte, que por ende no interviene en la combustión.

### 2.3.5: Rendimiento efectivo.

Es la relación entre la potencia efectiva desarrollada y la energía suministrada por el combustible.

#### Modo Diesel

$$\eta_{e,d} = \frac{P_e}{\dot{m}_d * PCI_d} \quad (19)$$

donde  $\eta_{e,d}$  es el rendimiento efectivo en modo diesel [%] y  $\dot{m}_d$  es el consumo de combustible diesel [kg/s]

#### Modo Bi-combustible DBG

Para este concepto también usamos el consumo equivalente de la siguiente forma así:

$$\begin{aligned} \eta_{eDBG} &= \frac{P_e}{\left( \dot{m}_d * \frac{PCI_{GNV}}{PCI_d} * \dot{m}_{GNV} \right) * PCI_d} \\ &= \frac{P_e}{(PCI_{GNV} * \dot{m}_{GNV}) + (\dot{m}_d * PCI_d)} \end{aligned} \quad (20)$$

donde  $\eta_{eDBG}$  es el rendimiento efectivo en el modo DBG [%] y  $\dot{m}_{GNV}$  es el consumo del gas natural presente en el biogás artificial [kg/s]

### 2.3.6: Rendimiento volumétrico.

Es un número adimensional que me relaciona el consumo de aire real del motor que es la masa admitida por unidad de tiempo, con el consumo másico de referencia que es el asociado al volumen total desplazado por el motor en unas condiciones de referencias. En resumen es un indicador del llenado del cilindro y define según la siguiente ecuación:

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_{air,hum}}{\dot{m}_{air,ref}} = \frac{\dot{m}_{air,hum}}{\rho_{air,ref} * V_t * i * \frac{n}{60}} \quad (21)$$

Donde  $\eta_V$  es el rendimiento volumétrico [%],  $\dot{m}_{air,hum}$  es el consumo de aire húmedo [kg/s],  $\dot{m}_{air,ref}$  es el consumo másico de aire de referencia [kg/s] y  $\rho_{air,ref}$  es la densidad del aire en el múltiple de admisión [kg/m<sup>3</sup>].

### 2.3.7: Dosado relativo:

El dosado relativo  $F_r$  según la ecuación (3) se quedaría definido para el modo diesel de la siguiente manera:

$$F_{r,d} = \frac{F_{e,d} * \dot{m}_d}{\dot{m}_{air,s}} \quad (22)$$

donde  $F_{r,d}$  es el dosado relativo para el modo original con diesel,  $F_{e,d}$  es el dosado estequiométrico del diesel (14,99) y  $\dot{m}_d$  es el consumo de combustible diesel [kg/h]; Sin embargo, cuando se trabajó en modo BC el dosado relativo quedó definido según Cuisano [15] de la siguiente manera:

$$F_{r,DBG} = \frac{F_{e,d} * \dot{m}_d + F_{e,DBG} * \dot{m}_{DBG}}{\dot{m}_{air,s}} \quad (23)$$

donde  $F_{r,DBG}$  es el dosado relativo para el modo DBG,  $F_{e,DBG}$  es el dosado estequiométrico del biogás artificial (16,95) y  $\dot{m}_{DBG}$  es el consumo de biogás [kg/h];

### 2.3.8: Relación de sustitución:

Modo DBG (con o sin restricción de aire).

La relación de sustitución queda definida como la cantidad másica del diesel que fue sustituido por el biogás durante el proceso de combustión:

$$RS_{DBG} = \left( 1 - \frac{\dot{m}_{d_{BC}}}{\dot{m}_{d_{original}}} \right) * 100 \% \quad (24)$$

donde  $RS_{DBG}$  es la relación de sustitución [%].

### 2.3.9: Emisiones Específicas. :

Las concentraciones de los gases emitidos por el motor son usualmente medidas en partes por millón (ppm), pero un indicador patrón para comparar las emisiones entre diversos motores son las llamadas emisiones específicas [g/kW.h] que quedan definidas como la cantidad másica de contaminante por unidad de potencia generada [17].

$$\begin{aligned}
 sNO_x &= \frac{\dot{m}_{NO_x}}{P_e} \\
 sCO &= \frac{\dot{m}_{CO}}{P_e} \\
 sHC &= \frac{\dot{m}_{HC}}{P_e}
 \end{aligned} \quad (25)$$

Donde  $\dot{m}_{NO_x}$ ,  $\dot{m}_{CO}$ ,  $\dot{m}_{HC}$ , son los consumos de emisiones de CO, NOx y HC en [g/h];  $P_e$  es la potencia efectiva en [kW]. Es importante detallar que el prefijo *s* (*specific*) es indicado para diferenciar las emisiones específicas de sus respectivas concentraciones.

Cálculo del flujo de los contaminantes.

$$\dot{m}_{gas,hum} = \dot{m}_{air,hum} + \dot{m}_{BG} + \dot{m}_d \quad (26)$$

donde  $\dot{m}_{gas,hum}$  es el flujo de los gases de escape en base húmeda [kg/h],  $\dot{m}_{air,hum}$  es el flujo del aire húmedo [kg/h],  $\dot{m}_{BG}$  es el consumo de combustible de biogás [kg/h],  $\dot{m}_d$  es el consumo de combustible diesel [kg/h].

El sistema de medición de emisiones Testo XL-350, mide las concentraciones en base seca de NO<sub>x</sub>, CO, y HC. Sin embargo, los contaminantes presentes en los gases de escape se encuentran en una base húmeda, por ello se debe utilizar un factor de corrección para determinar sus concentraciones. El factor de corrección depende del tipo de combustible empleado según la siguiente formula.

$$F_1 = 1 - (\text{relación } H/C \text{ del combustible}) * \left(\frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{m}_{air}}\right) \quad (27)$$

Con esto, el factor de corrección en modo Diesel quedaría definido de la siguiente manera:

$$F_d = 1 - (1,85) * \left(\frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_{air,s}}\right) \quad (28)$$

Donde 1,85 es la relación atómica Hidrogeno/carbono del combustible Diesel.

Para la operación BC, es razonable solo considerar la relación atómica hidrogeno/carbono del GNV (3,82 según Cuisano [15]), Por lo tanto la representación del biogás sería una media ponderada en función de ambos combustibles.

$$F_{DBG} = 1 - (1,85) * \left(\frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_{air,s}}\right) - 3,82 * \left(\frac{\dot{m}_{GNV}}{\dot{m}_{air,s}}\right) \quad (29)$$

Con todo esto los flujos de los contaminantes quedarán definidas según el modo en el que se media y empleando la siguiente relación [15]:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{NO_x} &= 0,000966 * NO_{x,s} * F_1 * \dot{m}_{gas,hum} \\ \dot{m}_{CO} &= 0,001587 * CO_s * F_1 * \dot{m}_{gas,hum} \\ \dot{m}_{HC} &= 0,000478 * HC_s * F_1 * \dot{m}_{gas,hum}\end{aligned}\tag{30}$$

donde  $NO_{x,s}$ ,  $CO_s$ ,  $HC_s$  son las emisiones medidas por el analizador de gases en [ppm];  $\dot{m}_{gas,hum}$  el flujo de los gases de escape en [g/h],  $F_1$  es el factor de corrección para base húmeda según el modo de funcionamiento ( $F_d$  en modo original y  $F_{DBG}$  en modo BC).



## CAPÍTULO 3:

### ANÁLISIS DE RESULTADOS

#### 3.1: Resultados Directos.

En las **Figuras 34-67** se muestran los resultados obtenidos en el presente trabajo respecto a la relación de sustitución (RS).

##### 3.1.1: Consumo de combustible Diesel.

Como se puede observar en la **Figura 34-35** el consumo del diesel se reduce en hasta 55% en el modo BC con GNV en 11.3 kW (Ver **Figura 34**), esto se debe a que la energía liberada por el combustible gaseoso sustituye parcialmente a la del diesel para la misma potencia comparada, Luego al emplear en una misma potencia diferentes mezclas (Ver **Figura 37**), el consumo de diesel es inalterado.

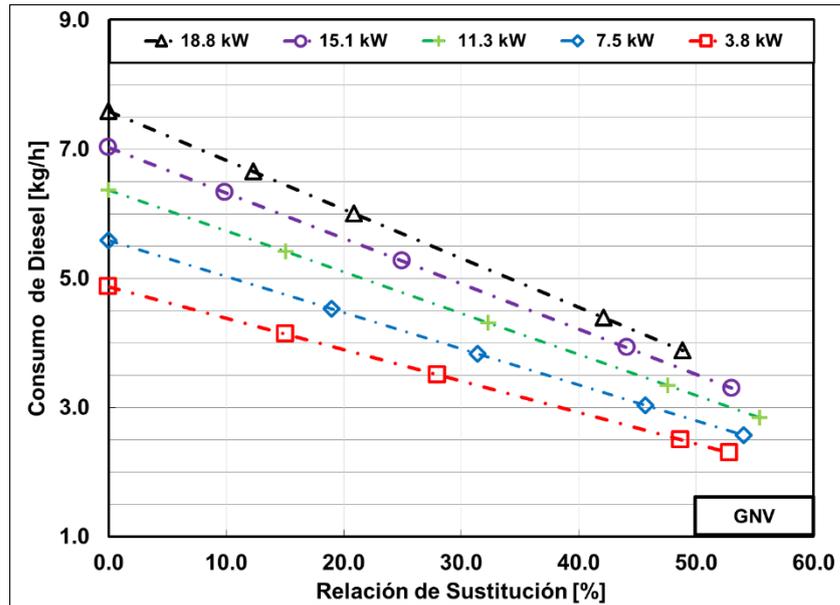


Figura 34 – Consumo de diesel para el modo BC diesel-GNV

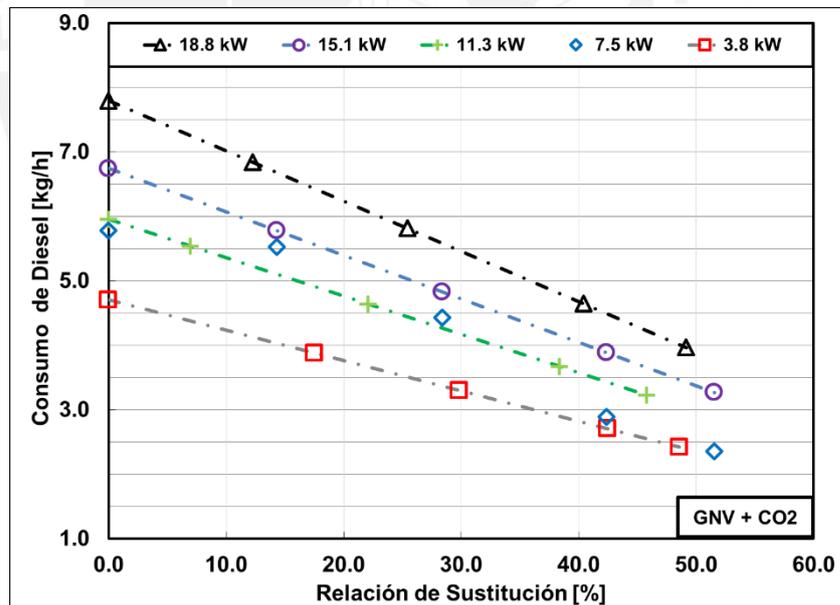


Figura 35 – Consumo de diesel para el modo BC con GNV + CO<sub>2</sub>

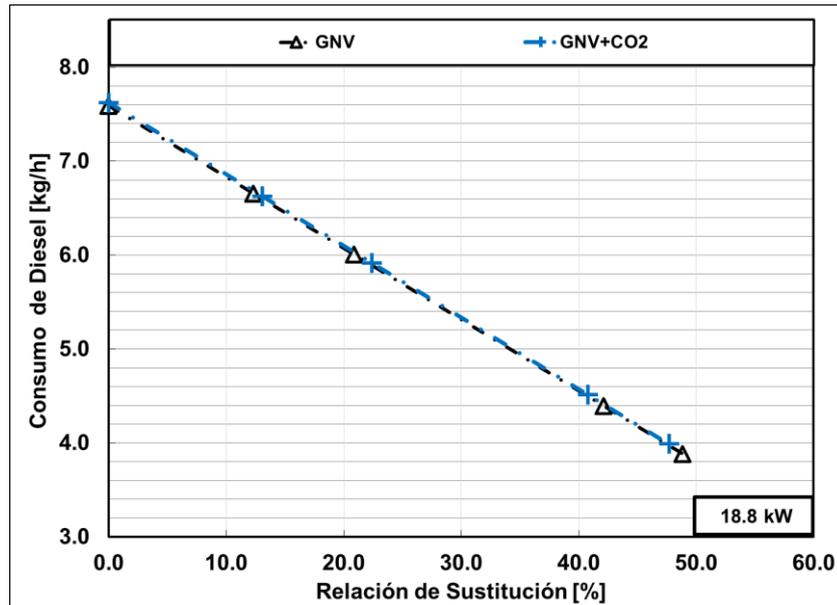


Figura 36 – Consumo de diesel para diferentes en modo BC combustibles gaseosos

### 3.1.2: Consumo de Combustible Gaseoso.

Cuando se refiere a combustibles gaseosos hacemos referencias al flujo másico que ingresa al cilindro y depende únicamente de la variación en los inyectores de gas natural y el aumento en el regulador del dióxido de carbono.

De modo general se puede apreciar que el consumo de combustible gaseoso, para un determinado valor de  $r_s$ , tiende a disminuir con la carga impuesta al motor (Ver **Figura 38**)

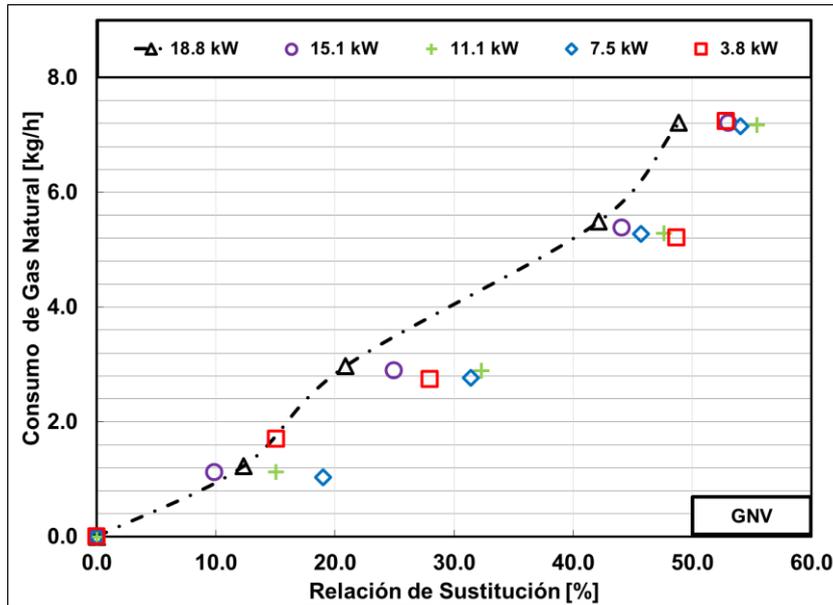


Figura 37 – Consumo de GNV para el modo BC diesel-gnv.

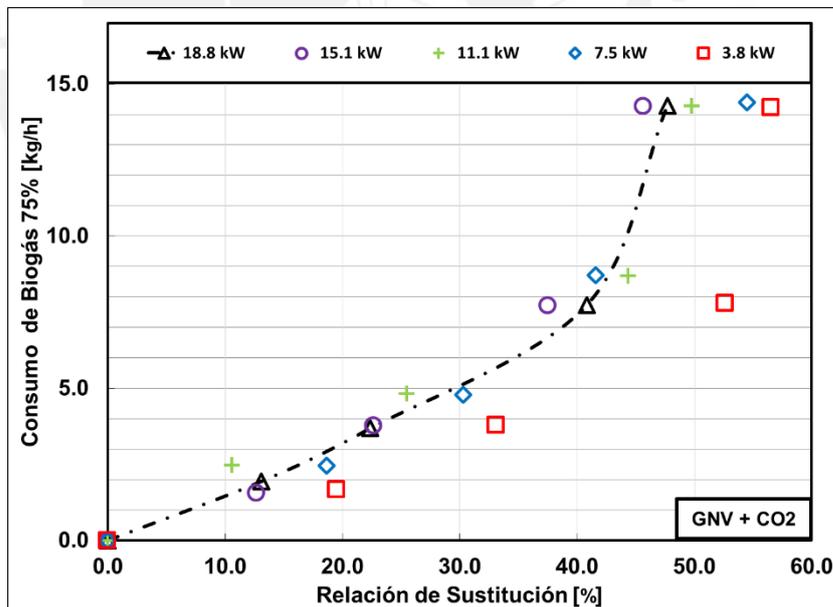


Figura 38 – Consumo de GNV 75% + CO<sub>2</sub> 20% (biogás 75%) para el modo BC.

### 3.1.2.1: Consumo de Gas Natural

Como fue previamente mencionado en el párrafo inicial del presente capítulo, Para cada mezcla de combustible gaseoso, se utilizó prácticamente la misma cantidad del flujo de gas natural regulado a través de los inyectores, (Ver **Figura 39**).

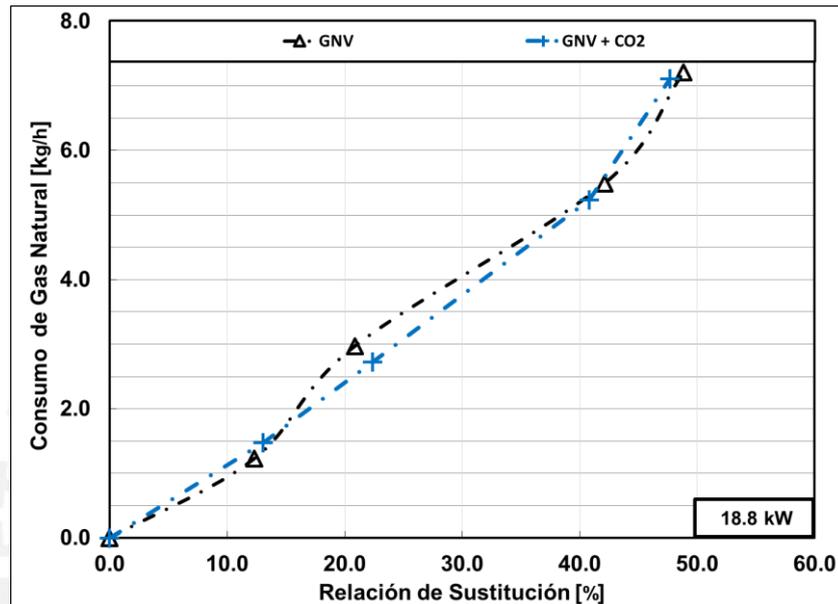


Figura 39 – Consumo de gas natural para diferentes mezclas

### 3.1.2.2: Consumo de CO<sub>2</sub>.

Como se puede observar en la **Figura 42** para la mezcla “GNV + CO<sub>2</sub>”, al gas natural se le aumento el flujo de dióxido de carbono para simular el uso de combustible gaseosos que posea características similares de un biogás, cuya composición varía entre 80 y 75% de pureza (es decir, contenido volumétrico de metano en el biogás).

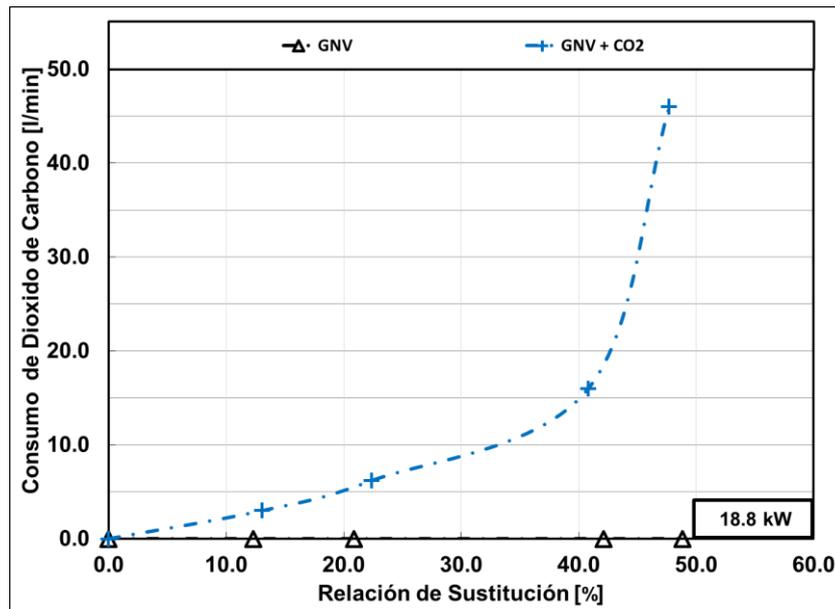


Figura 40 – Consumo del uso de CO<sub>2</sub> para diferentes mezclas en modo BC

### 3.1.2.3: Consumo de combustible Biogás.

En adición a las Figuras 39 y 40, se puede obtener el gráfico del consumo del combustible gaseoso que simularía el biogás para la misma potencia (Ver Figura 41).

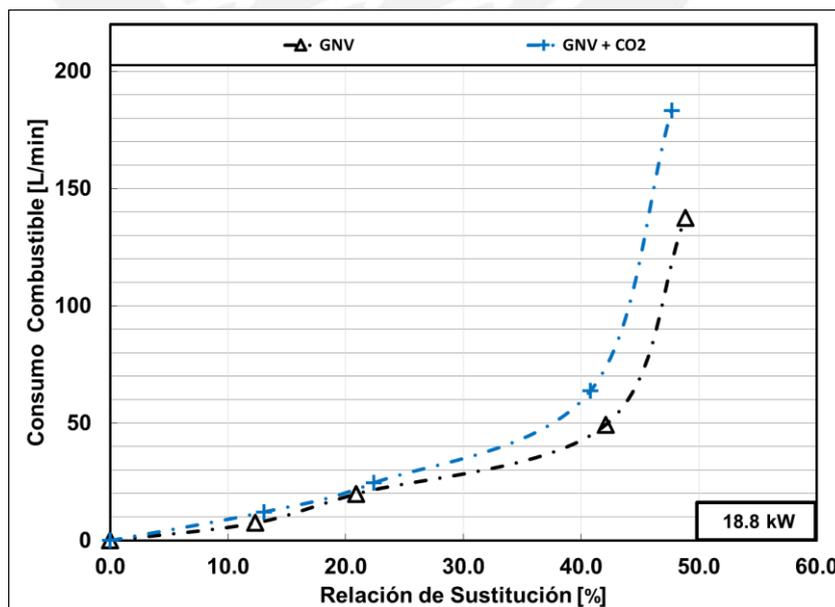


Figura 41 – Consumo de combustible gaseoso para diferentes mezclas

### 3.1.3: Consumo de Aire Seco.

A continuación se muestran las variaciones del consumo de aire seco para las diferentes potencias respecto a la relación de sustitución para cada combustible gaseoso en modo BC.

En las **Figuras 42-43** era de esperarse que el suministro del combustible gaseoso en el flujo de admisión, desplace el aire admitido al motor. Sin embargo, tal efecto es más evidente en el modo GNV +CO<sub>2</sub>, es decir cuando aumenta el flujo del combustible gaseoso. Esta tendencia es más notoria con forme aumenta el nivel de sustitución en las diferentes cargas evaluadas

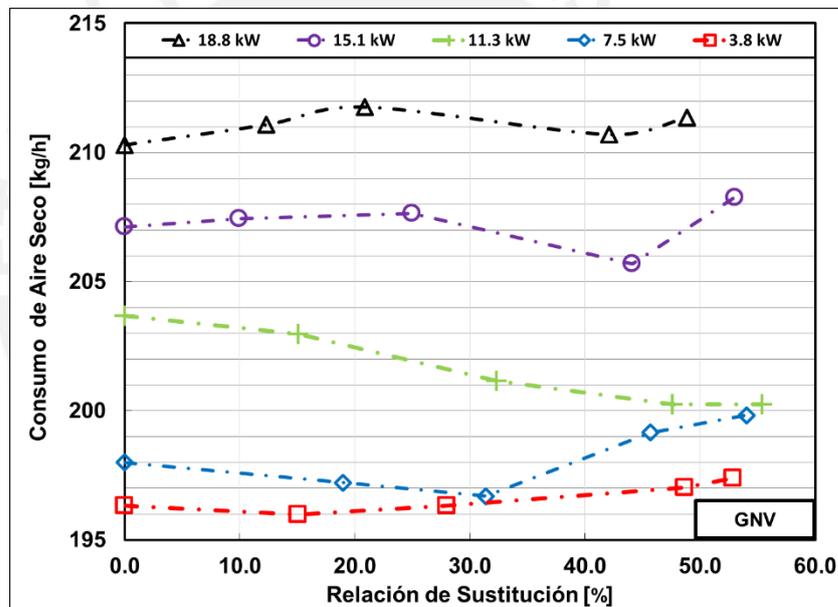


Figura 42 – Consumo de aire seco para el modo BC con GNV

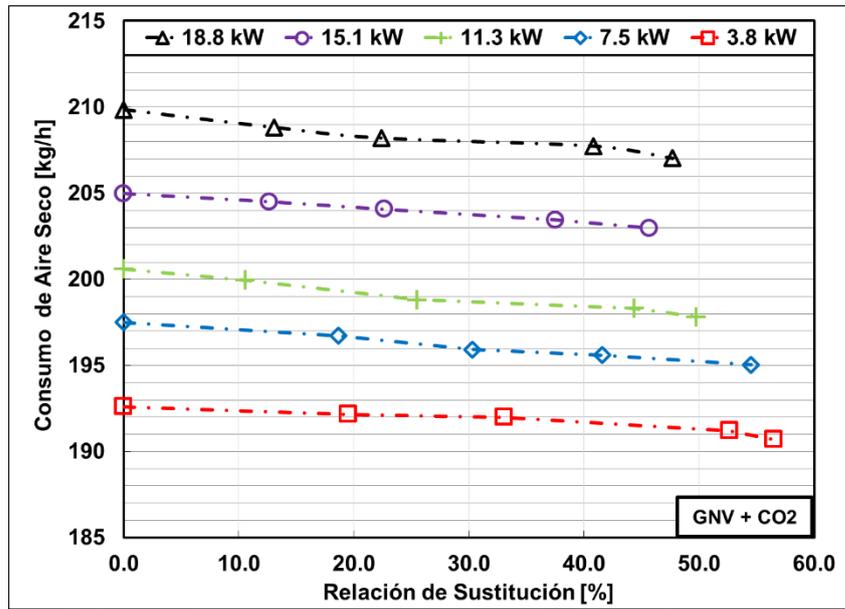


Figura 43 – Consumo de aire seco para el modo BC GNV + CO<sub>2</sub>

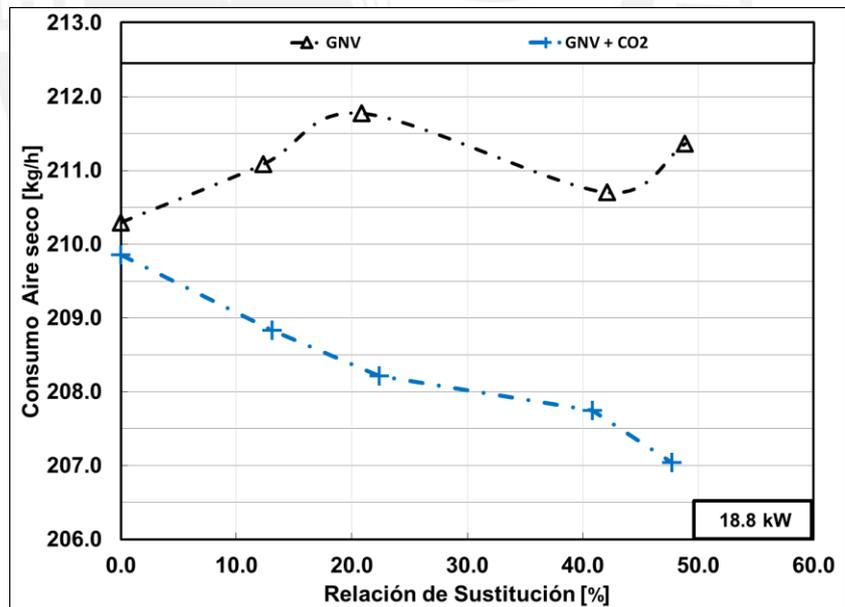


Figura 44 – Consumo de aire seco para diferente mezclas en modo BC

### 3.1.4: Consumo específico de combustible

A continuación se mostraran el parámetro específico de consumo de combustible equivalente respecto a la relación de sustitución para diferentes cargas, en diversos modos BC.

Conforme se puede observar la **Figuras 45-47** el consumo específico de combustible tiende a aumentar considerablemente en las distintas cargar evaluadas. Además, constándose la necesidad de un mayor flujo de combustible para generar una potencia equivalente al modo original durante el modo BC.

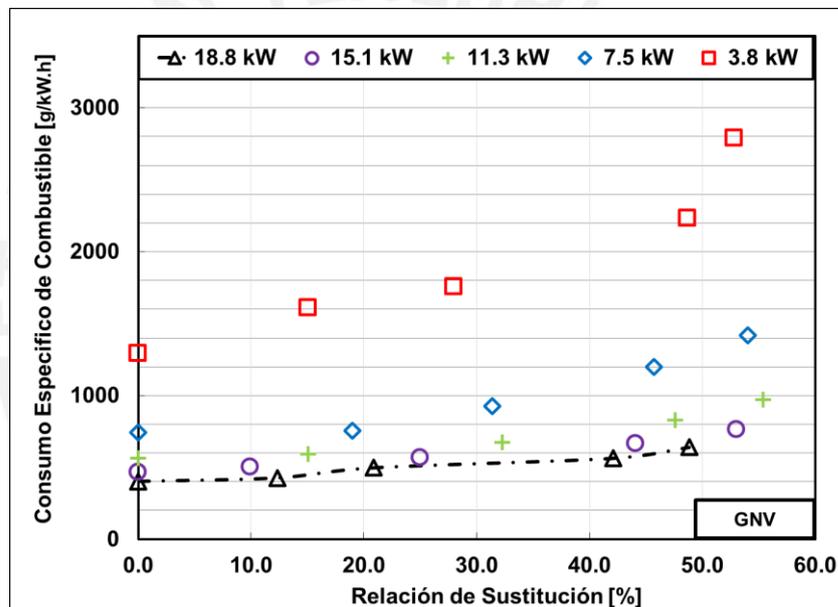


Figura 45 – Consumo específico de combustible para diesel-gas natural.

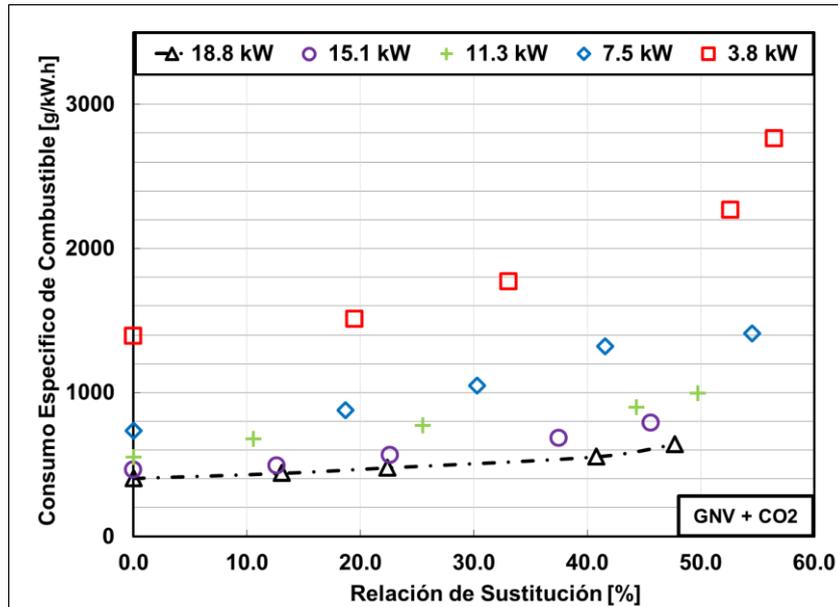


Figura 46 – Consumo específico de combustible para el modo BC GNV + CO<sub>2</sub>

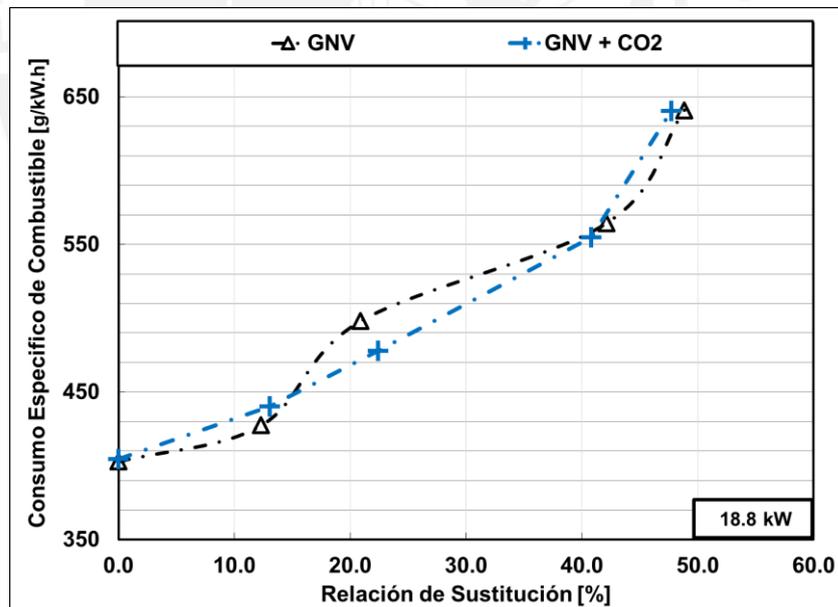


Figura 47 – Consumo específico de combustible en modo BC para diversos combustibles.

### 3.1.5: Rendimiento Efectivo.

Al igual que el observado en el consumo específico de combustible, el menor rendimiento efectivo del motor se da cuando se aumenta los porcentajes de RS en las distintas cargas ensayadas. Al mantener el nivel de carga constante, (Ver **Figura 50**) observamos que el 25 % de dióxido de carbono adicionado a los fluidos de admisión prácticamente no altera al rendimiento comparado con el modo BC diesel-gnv. Para ambos modos BC, el rendimiento efectivo disminuye desde de 21% hasta 13%, cuando el valor de RS es incrementado de 0 a 50%. Esta caída en el rendimiento representa una disminución del 38% del aprovechamiento de la energía de los combustibles (Diesel-gnv) para producir trabajo útil en el motor

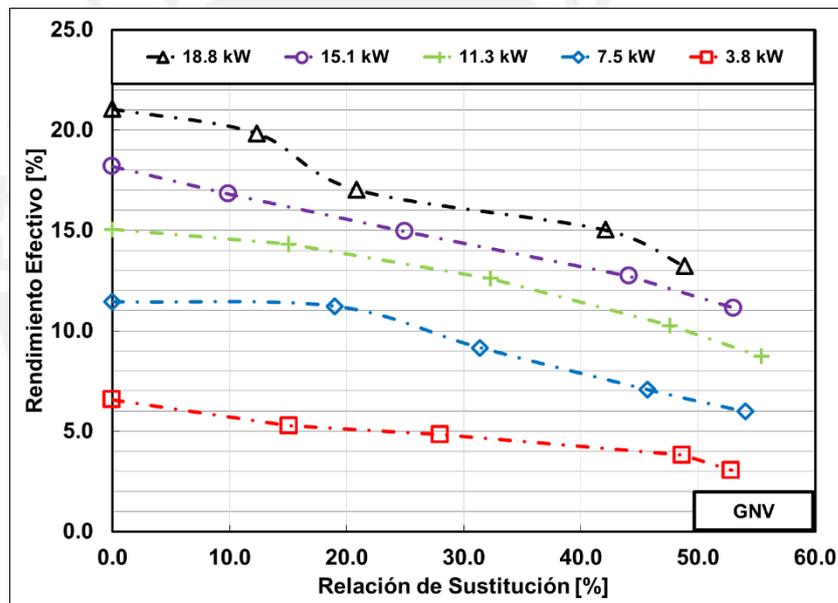


Figura 48 – Rendimiento Efectivo para el modo BC diesel-gas natural

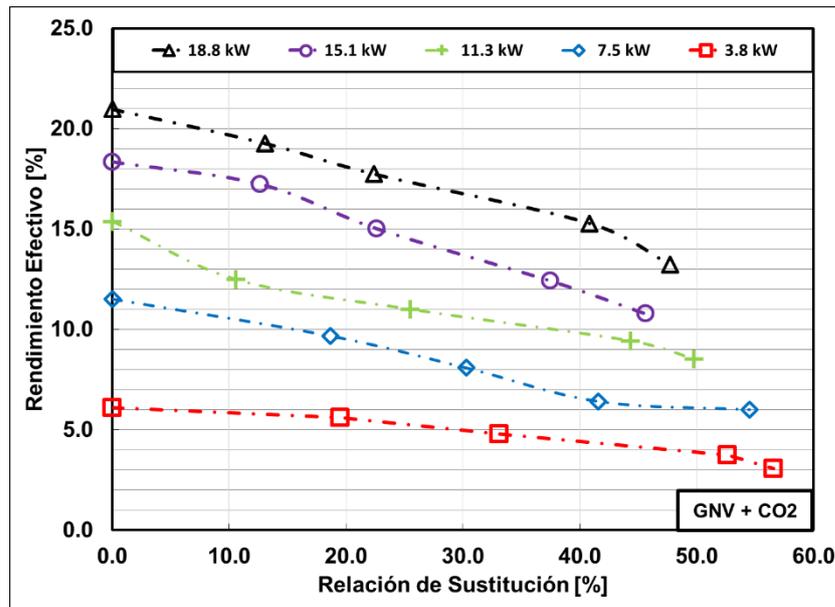


Figura 49 – Rendimiento efectivo para el modo BC con GNV 75% + CO<sub>2</sub> 25%

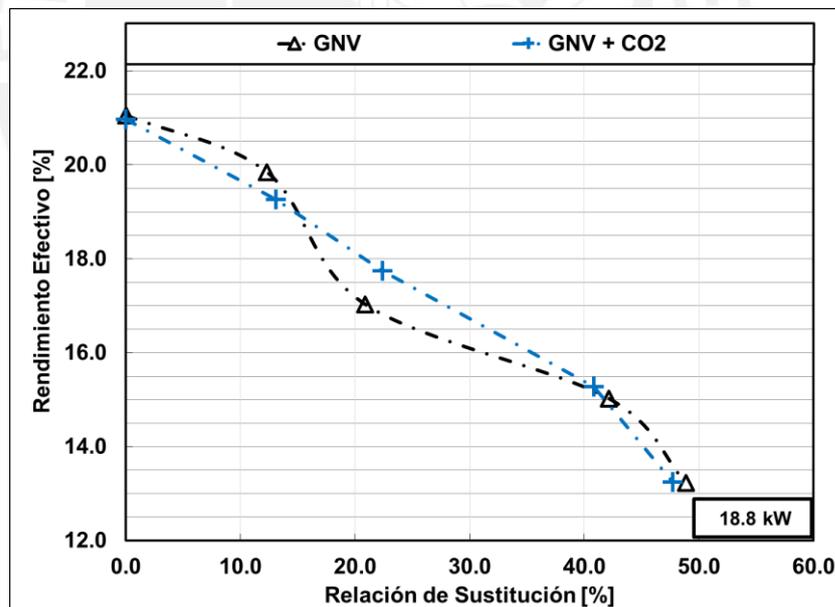


Figura 50 – Rendimiento efectivo para diversos combustibles en modo BC.

### 3.1.6: Dosado Relativo.

Como se observa en las **Figuras 51-52**, el dosado relativo de un motor turboalimentado que trabaja en el modo original diesel tiende a ser 0.4 sin embargo al incrementar el combustible gaseoso, claramente tiende a aumentar hasta 0.9, esto se debe a que al inyectarle el GNV o el GNV+CO<sub>2</sub> posee más masa carburante que además de generar trabajo en el motor, desplaza parte del aire del interior del cilindro y produce que se combusione con menos oxígeno. Sin embargo cuando se compara entre los dos modos BC (Ver **Figura 53**), no se muestra una diferencia en el modo BC GNV+CO<sub>2</sub> dado que el CO<sub>2</sub> desplaza el aire pero recién influye a altas relaciones de sustitución (mayores a 40%)

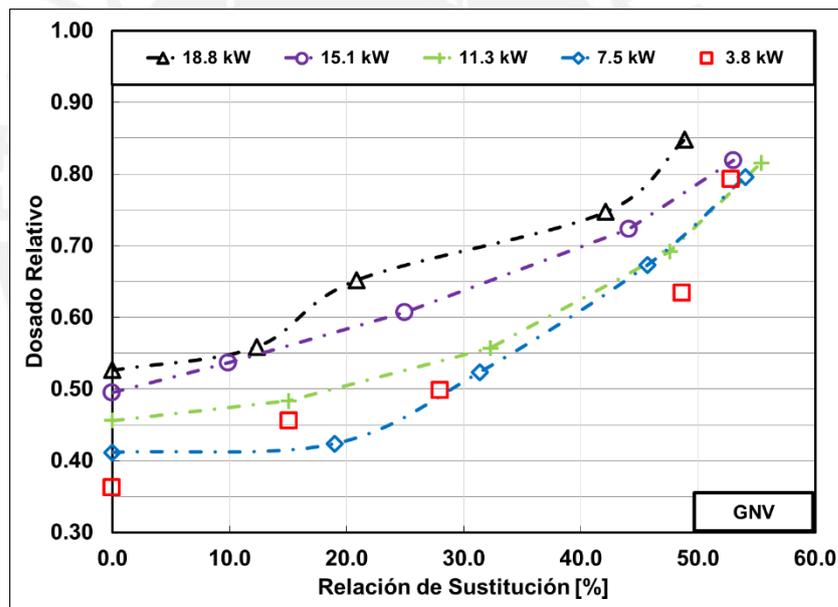


Figura 51 – Dosado relativo para el modo BC diesel-Gas Natural

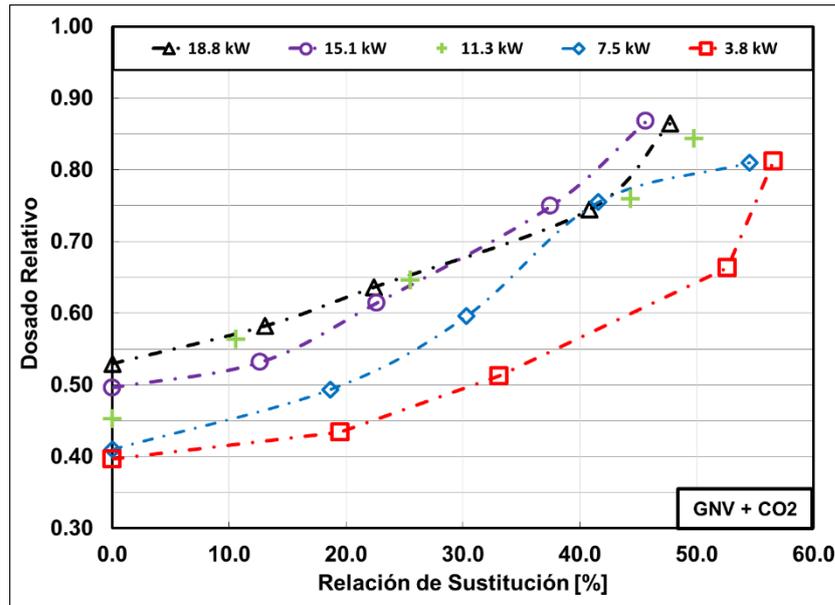


Figura 52 – Dosado Relativo para el modo BC diesel-GNV+CO<sub>2</sub>

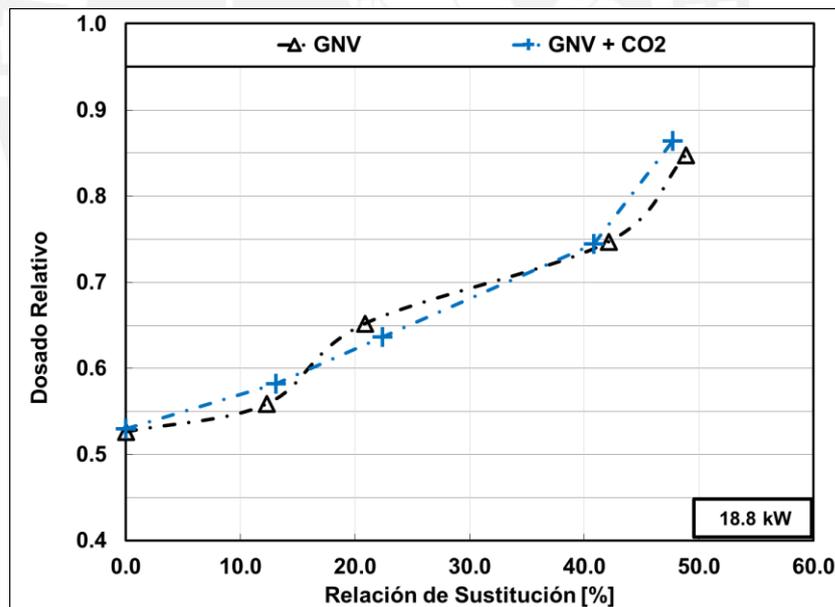


Figura 53 – Dosado Relativo respecto a diversas mezclas en modo BC

### 3.1.7: Potencia Observada.

Como se puede observar en las **Figuras 54-55** se mantiene constante las potencias generadas observadas así se cambie la relación de sustitución. Sin embargo, para la misma potencia en diversas mezclas se pueden llegar a mayores relaciones de sustitución, por ejemplo para 60 Nm se llegan a relaciones mayores de 50% en modos BC diesel –gas natural.

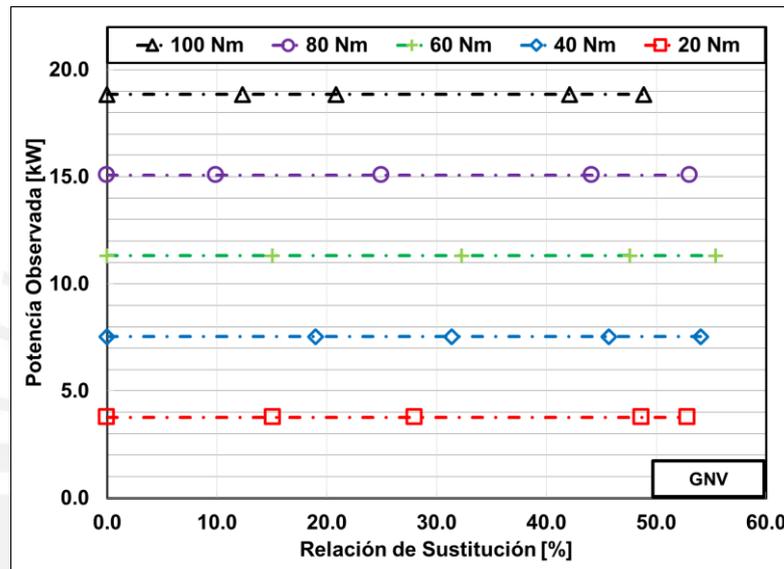


Figura 54 – Potencia observada para modo BC diesel-gas natural.

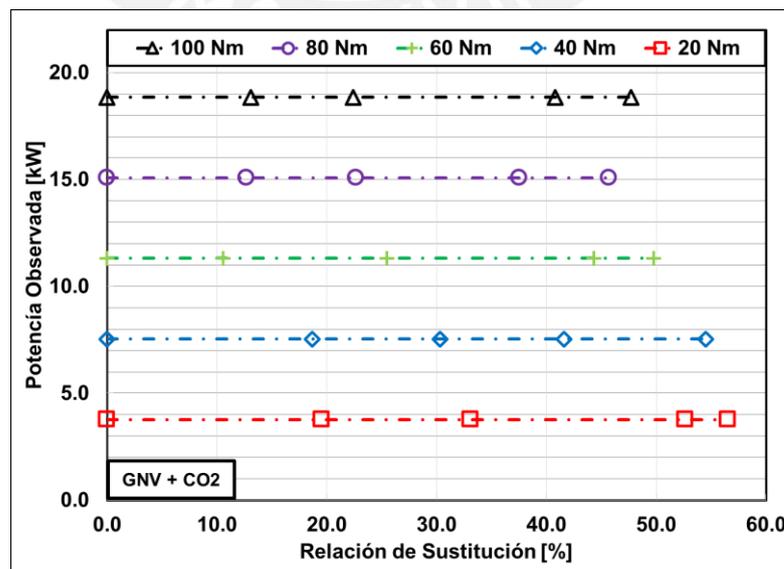


Figura 55 – Potencia observada para el modo BC con GNV + CO<sub>2</sub>

## 3.1.8: Temperatura de Gases de escape.

En la **Figura 56**, se puede apreciar que la temperatura de los gases de escape tiende a aumentar en el modo BC “GNV + CO<sub>2</sub>”, cuando se compara con la curva correspondiente al modo BC con GNV. Este incremento de la temperatura de gases podría estar asociada al aumento de la riqueza de la mezcla aire-GNV, ya que el CO<sub>2</sub> desplaza la cantidad de aire admitido. (Ver **Figura 58** de comparación del consumo del aire).

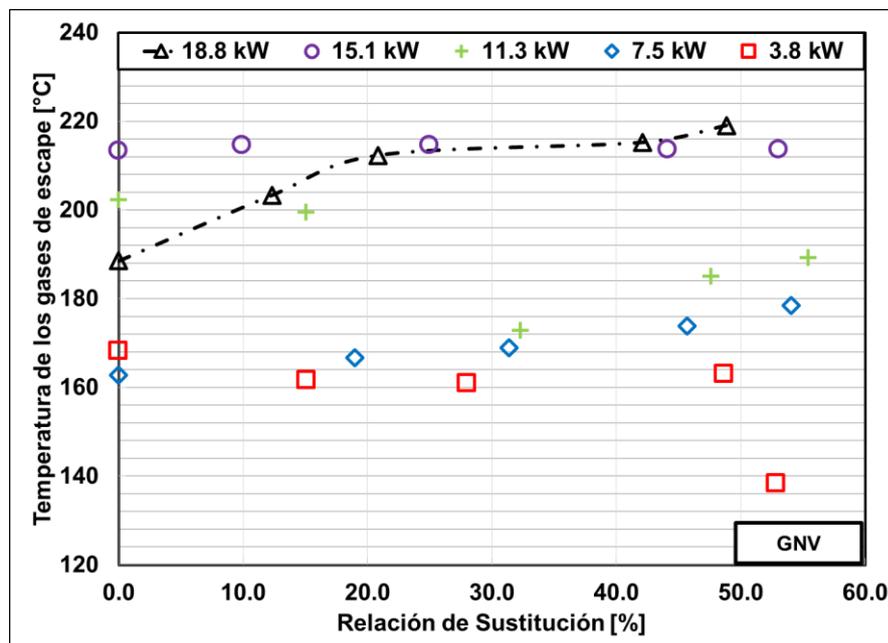


Figura 56 – Temperatura de los gases de escape para el modo BC con GNV.

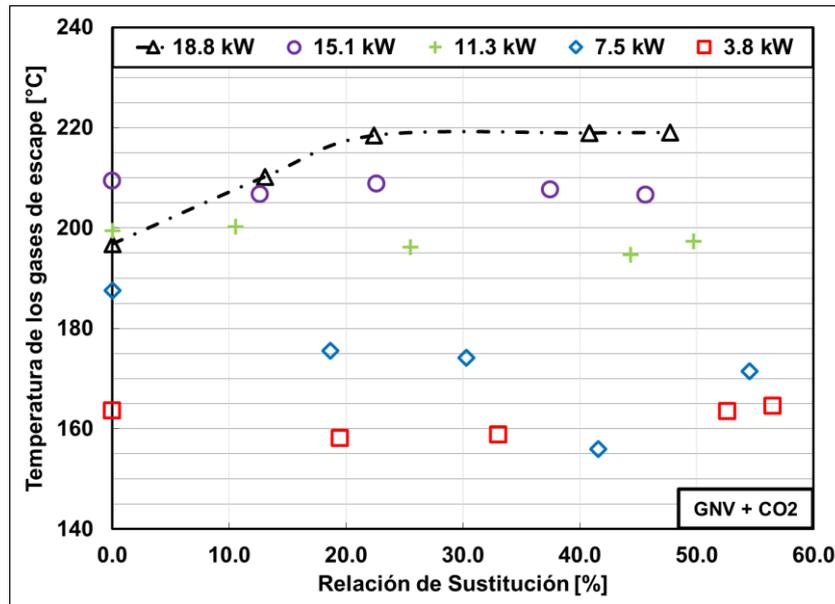


Figura 57 – Temperatura de los gases de escape para el modo BC GNV + CO<sub>2</sub>

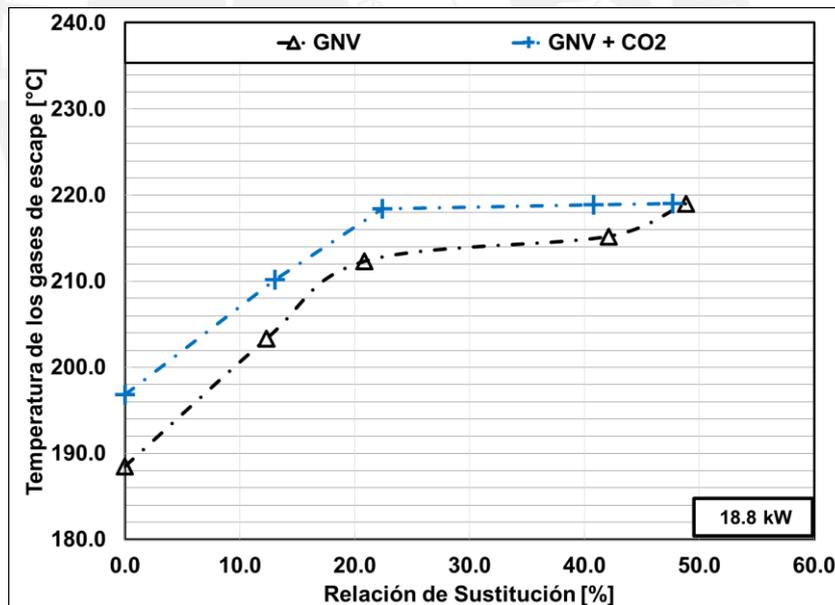


Figura 58 – Temperatura de los gases de escape respecto a las diversas mezclas en modo BC.

### 3.1.9: Emisiones específicas de los gases de escape.

#### 3.1.9.1: Emisiones específicas de NOx.

Como se puede observar en la **Figuras 59-61** las reducciones del NOx son considerables durante ambos modos BC (GNV y GNV + CO<sub>2</sub>), Esto se produce dado las bajas temperaturas de combustión generadas por el dióxido de carbono. Esta tendencia tiende a ser notable conforme se aumenta el valor de RS. Con lo que respecta al combustible gaseoso, no se destaca notable referencia al modo BC con GNV. Sin embargo en la máxima sustitución se puede observar que el CO<sub>2</sub> tendría a reducir más las emisiones de NOx. En 40% de RS, el mayor contenido de este gas inerte (CO<sub>2</sub>) reduciría la temperatura de la llama promoviendo la menor formación del óxido de nitrógeno durante el proceso de combustión.

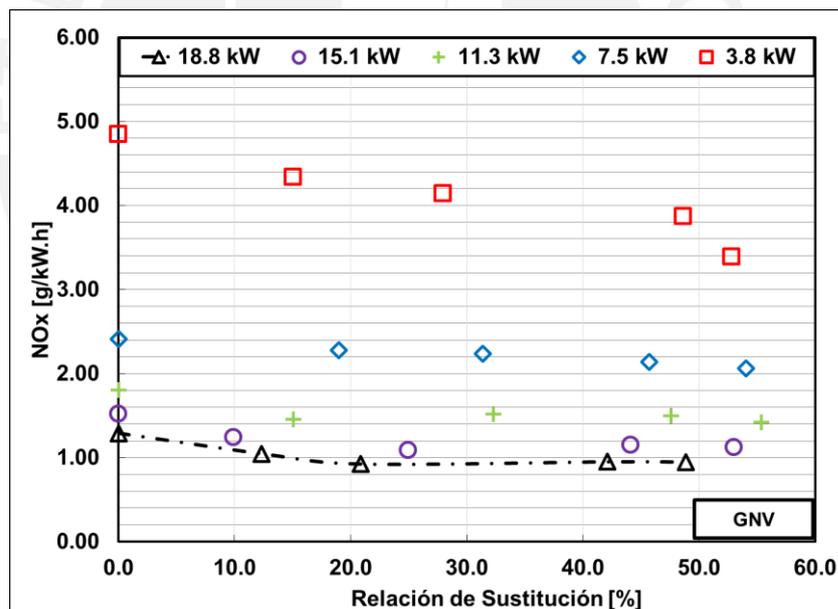


Figura 59 – Emisiones específicas de NOx para diesel-gas natural

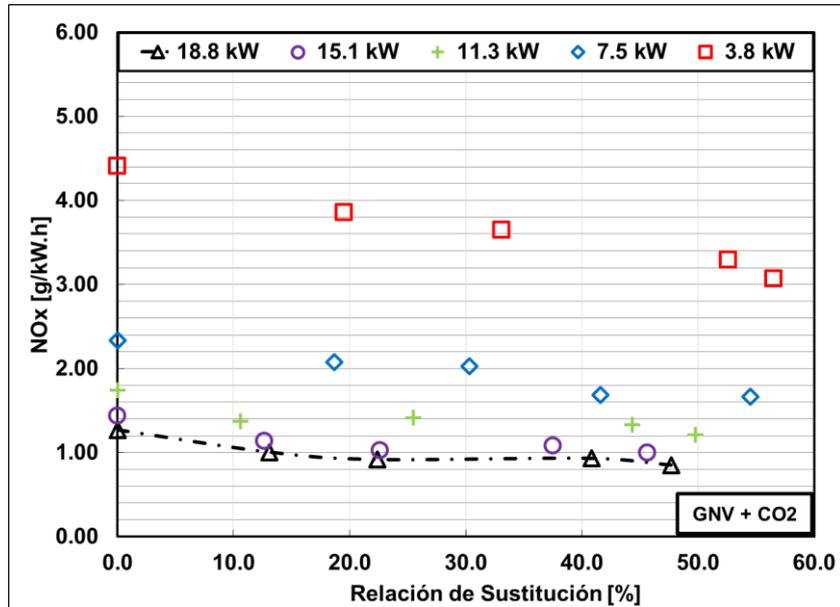


Figura 60 – Emisiones específicas de NOx para diesel-biogás 75%

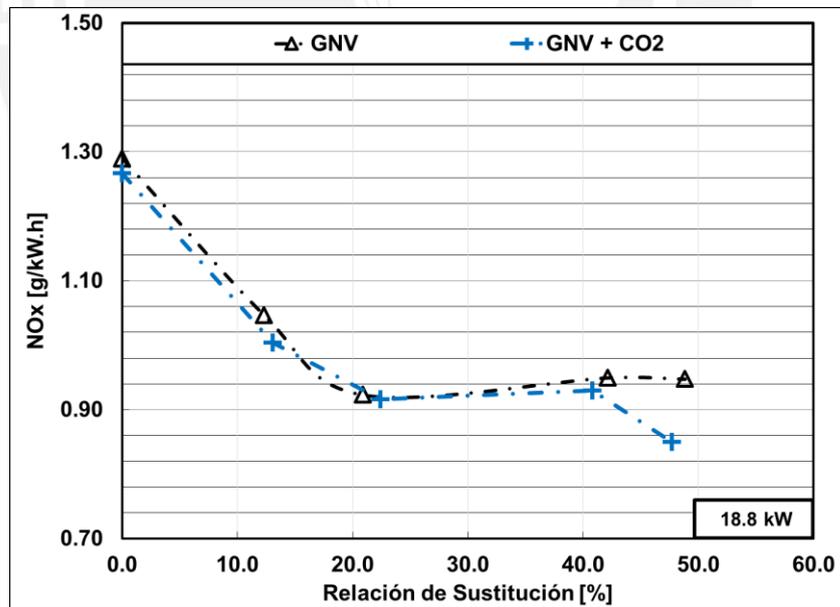


Figura 61 – Emisiones específicas de NOx en modo BC para diversos combustibles gaseosos

### 3.1.9.2: Emisiones de específicas CO.

Las emisiones de CO (Ver **Figuras 62-64**) aumentan conforme se aumenta la relación de sustitución, esto indica que se produce una mayor combustión incompleta debido a la presencia del GNV en el modo BC. Respecto al efecto del CO<sub>2</sub> adicionado al GNV, no se observa diferencias significativas respecto a la tendencia general del incremento del este gas inerte en la mezcla. (Ver **Figura 64**).

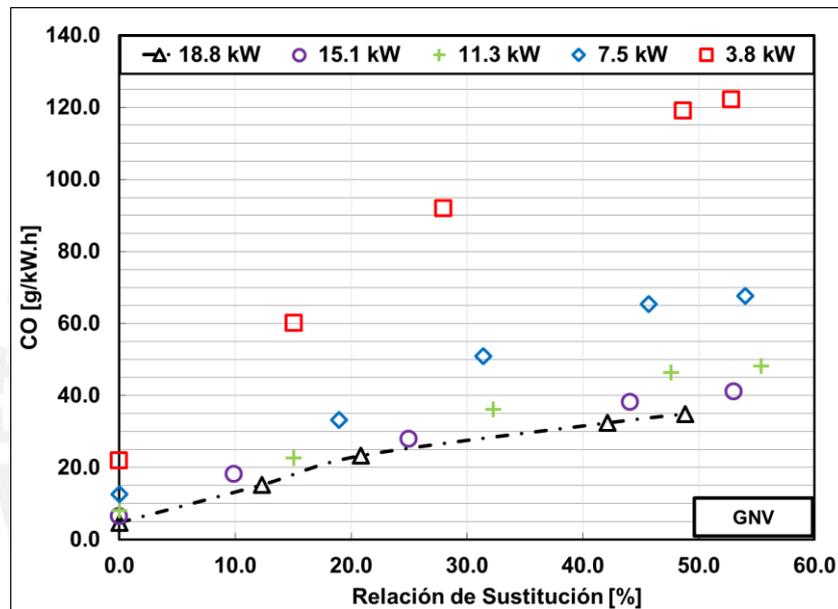


Figura 62 – Emisiones específicas de CO para el modo BC con GNV

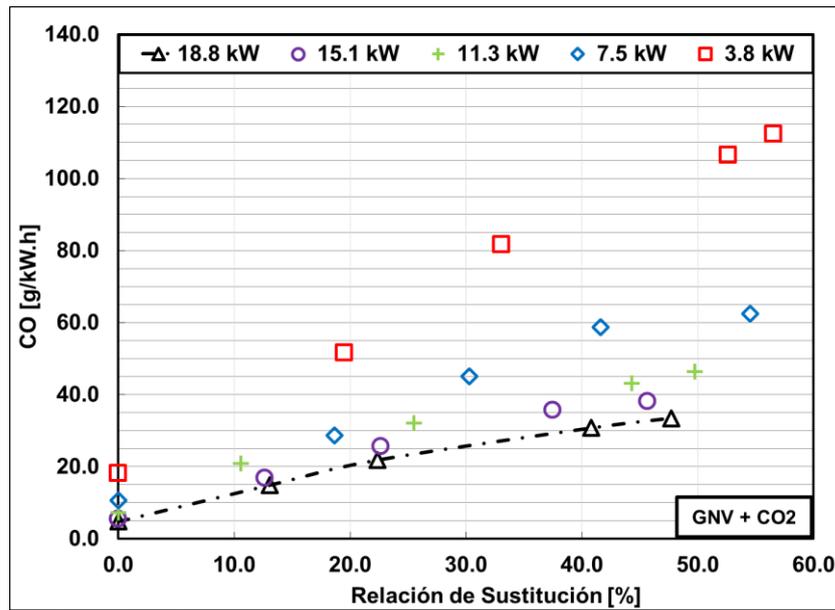


Figura 63 – Emisiones específicas de CO para el modo BC con GNV + CO<sub>2</sub>

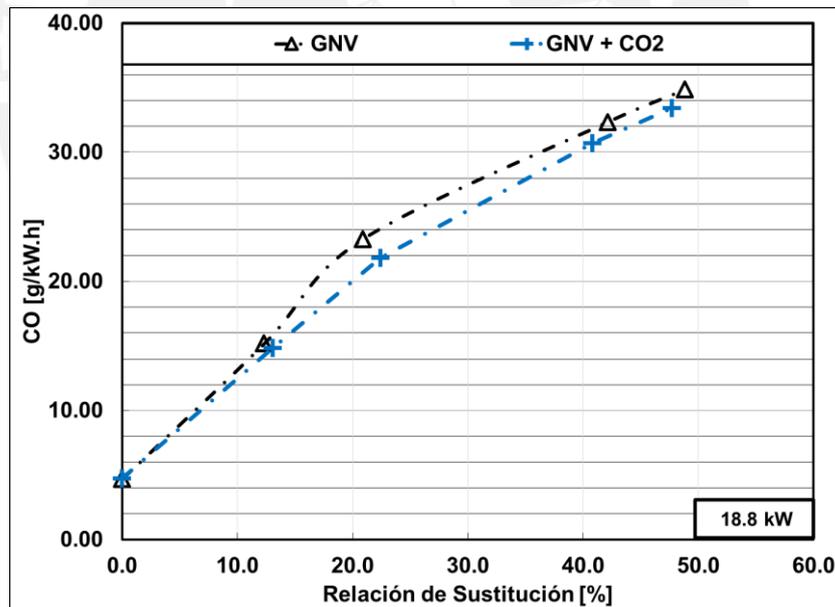


Figura 64 – Emisiones específicas de CO diversos combustibles en modo BC

### 3.1.9.3: Emisiones específicas de. HC

Como se puede observar en las **Figuras 65-67** los hidrocarburos aumentan conforme se reduce la potencia generada y aumenta la relación de sustitución. Tales tendencias se dan para ambos modos BC (GNV y GNV + CO<sub>2</sub>). Sin embargo, la presencia del CO<sub>2</sub>, sumada al GNV aumenta ligeramente las emisiones de HC principalmente en altas relaciones de sustitución. Este resultado tiende a ser coherente con el NO<sub>x</sub> (Ver **Figura 61**) ya que el CO<sub>2</sub>, al provocar una posible reducción de la temperatura de la llama, también propiciaría que menores hidrocarburos consigan reaccionar durante el proceso de combustión.

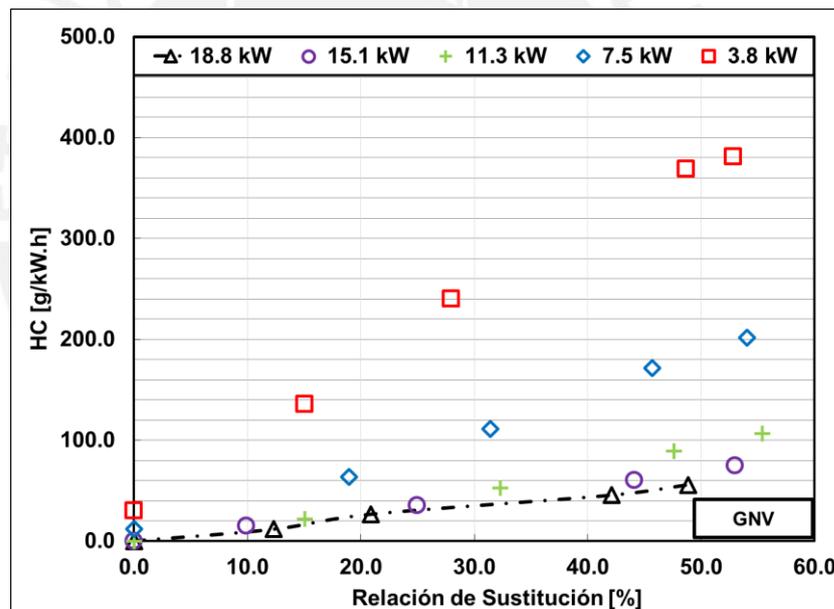


Figura 65 – Emisiones específicas de hidrocarburos no quemados en modo BC con GNV

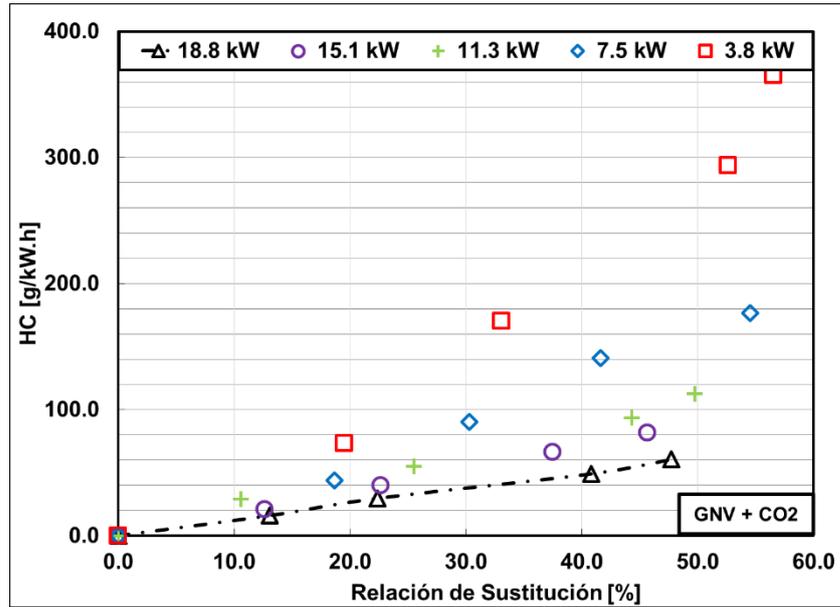


Figura 66 – Emisiones específicas de hidrocarburos no quemados en modo BC con GNV + CO<sub>2</sub>

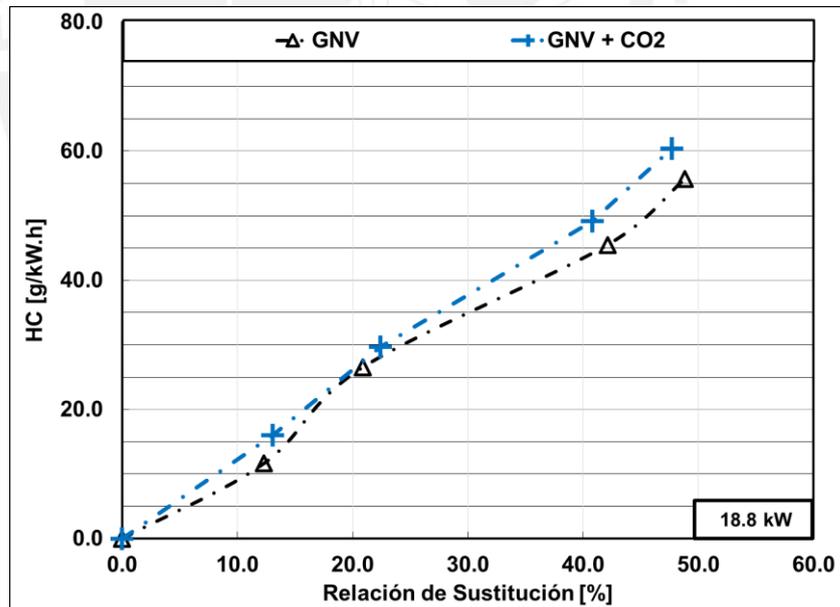


Figura 67 – Emisiones específicas de hidrocarburos no quemados en modo BC para diversos combustibles gaseosos.

### 3.1.9.4: Emisiones específicas de CO<sub>2</sub>

Como se observa en las Figuras 68-70 las emisiones específicas del dióxido de carbono aumentan respecto a la relación de sustitución, y disminuyen respecto a las cargas generadas. Como era de esperarse el incremento del CO<sub>2</sub> para altas relaciones de sustitución es mayor durante el modo BC GNV + CO<sub>2</sub> cuando se compara con el modo BC con GNV. Como en el caso de las emisiones de HC, esta diferencia se hace más notoria, debido al mayor flujo de dióxido de carbono.

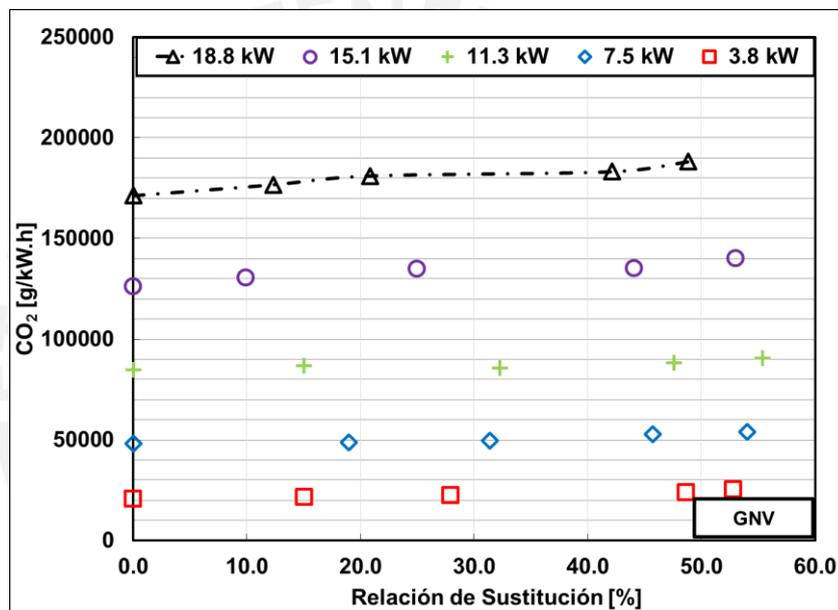


Figura 68 – Emisiones de CO<sub>2</sub> para el modo BC diesel-gas natural

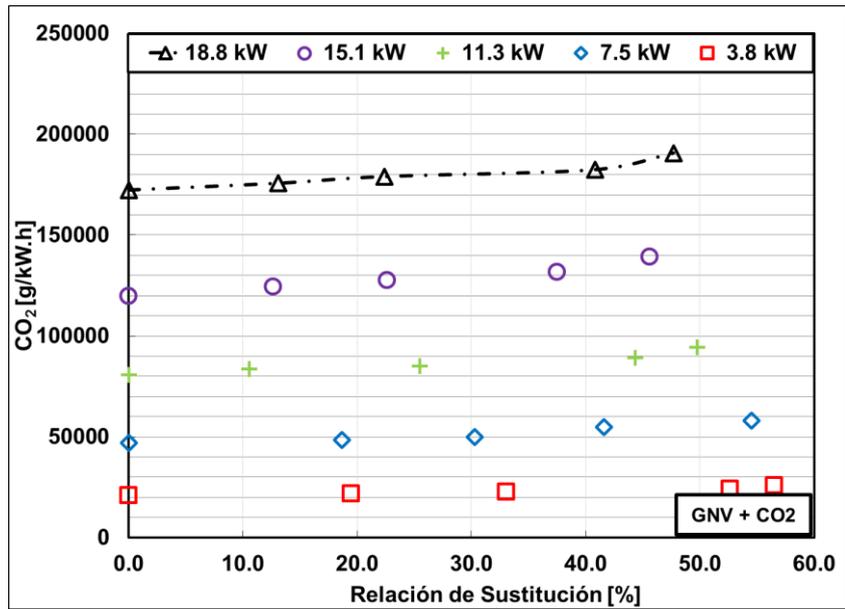


Figura 69 - Emisiones de CO<sub>2</sub> para el modo BC con GNV + CO<sub>2</sub>

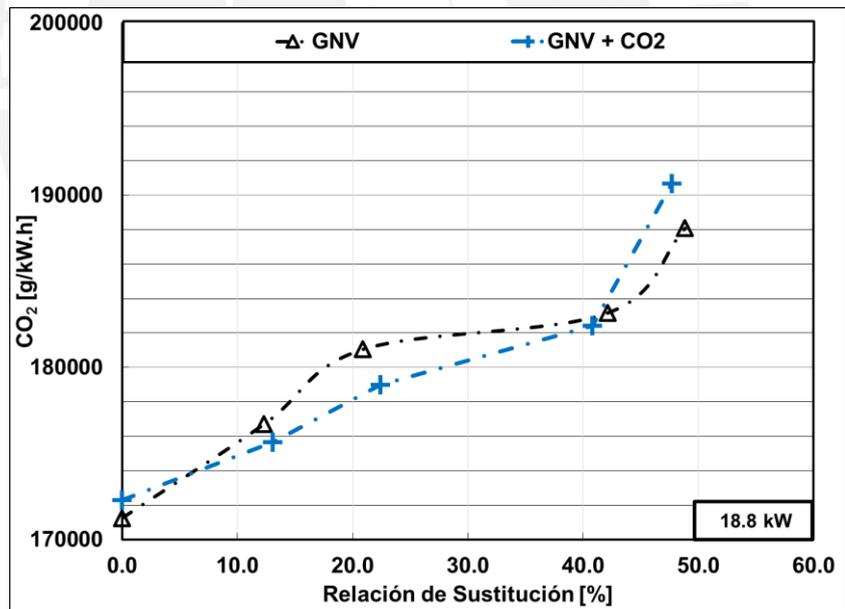


Figura 70 - Emisiones de CO<sub>2</sub> para diversas mezclas en el modo BC

## CONCLUSIONES

En el presente trabajo fue caracterizado el desempeño y las emisiones de un motor encendido por compresión funcionando en el modo bi-combustible (BC), utilizando simultáneamente diesel y una mezcla de combustible gaseoso, compuesta por gas natural y dióxido de carbono (75% y 25%, en volumen, respectivamente). De este modo, se pretendió evaluar una posible composición de un biogás que contiene alta concentración de metano y gas inerte. Los ensayos fueron realizados en un banco de pruebas del laboratorio de energía de la PUCP, el cual fue implementado para este fin. Las principales conclusiones obtenidas son:

Inicialmente, para efectos de comparación, fueron determinados los parámetros característicos del motor (torque, potencia, consumo específico de combustible, emisiones, etc.) en su modo original (es decir, consumiendo apenas diesel). Los ensayos fueron evaluados a 1800 rpm (régimen típico en grupos electrógenos Diesel), cinco niveles de carga, en términos de potencia efectiva (desde 3,8 a 18,8 kW) y diferentes relaciones de sustitución (RS) del diesel por gas.

Durante el modo BC, y en bajas potencias del motor, se consiguió reducir hasta en un 56 % el consumo de diesel y, conforme se aumentó el suministro de gas al motor, se consiguió reducir hasta en un 40% las emisiones óxidos de nitrógeno en el escape. Este efecto, en estas condiciones de operación, fue atribuido a la presencia del gas inerte  $\text{CO}_2$  y el menor tiempo de residencia de la mezcla gaseosa en la cámara de combustión, los cuales podrían favorecer la menor intensidad de la

temperatura de la llama y, consecuentemente, las menores tasas de formación de  $\text{NO}_x$ .

En todas las cargas, el rendimiento efectivo del motor durante el modo BC cae conforme aumenta RS, siendo este efecto más notable en bajas cargas. En 3,8 kW, por ejemplo, durante el modo BC con  $\text{RS} = 56,5\%$  existió una caída del 50% sobre el rendimiento efectivo original del motor.

Con relación a las emisiones de hidrocarburos y monóxido de carbono se constató que, conforme se aumentó la relación de sustitución, ambas emisiones mostraron una tendencia al incremento. En la mayor carga evaluada en el estudio (18,8 kW), las emisiones de HC y CO durante el modo original pasaron de 0 y 4,73 g/kW.h, respectivamente, para 60 y 33,4 g/kW.h en el modo BC con  $\text{RS} = 47\%$ . Del mismo modo, en el nivel más bajo de carga (3 N.m) los valores específicos de HC y CO del modo original pasaron de 0 y 18,2 g/kW.h, correspondientemente, a 365 y 112,4 g/kW.h durante el modo BC con  $\text{RS} = 56,5\%$ .

En 18,8 kW, fue observado que durante el modo BC, con RS de hasta 40%, la presencia del 25% de  $\text{CO}_2$  en la mezcla gaseosa redujo ligeramente las emisiones de CO y, al a vez, aumento levemente las emisiones de  $\text{CO}_2$ , cuando comparadas al funcionamiento BC con 0% de  $\text{CO}_2$  (es decir, 100% gas natural en la mezcla gaseosa). Sin embargo, la presencia de  $\text{CO}_2$  aumentó las emisiones de HC.

Los resultados confirman que el bajo rendimiento efectivo durante el modo BC está asociado a las reacciones incompletas del carbono e hidrógeno de la mezcla gaseosa, debido a las elevadas emisiones registradas del CO y HC.

Finalmente, es importante destacar la base de datos experimentales obtenida durante el presente trabajo, la cual podría ser tomada en cuenta para futuros ensayos de mejora del proceso BC utilizando diversas composiciones de mezclas gaseosas que simulen las concentraciones típicas de biogás

## RECOMENDACIONES

Para obtener o caracterizar mejor el ensayo en el motor Diesel, sería necesario aumentar los niveles de carga (potencia generada). Para ello se necesitaría que el dinamómetro se encontrara en condiciones óptimas de funcionamiento. Con ello se podrían evaluar condiciones más exigentes del motor.

Los ensayos de motores deberían realizarse con un analizador de emisiones que posea menor incertidumbre en las lecturas, de modo a descartar las ligeras variaciones observadas entre los valores calculados.

Para la reducción de emisiones específicas de HC y CO, sería interesante realizar las técnicas de enriquecimiento de la mezcla de admisión aire-gas. Por ejemplo las técnicas de restricción en la entrada del aire en la línea de admisión del motor, podría ser aplicada. Otra técnica interesante sería el aumento de temperatura de los gases durante la admisión al motor, de modo a aumentar la temperatura durante la reacción. Por ejemplo, se podría evitar el pasaje del aire por el *intercooler* del motor.

Dado que el flujo del combustible gaseoso se dio a través de solo 3 inyectores electrónicos, para generar mayores relaciones de sustituciones en altas cargas, se necesitaría una mayor cantidad de estos (por lo menos 8 inyectores), o en su caso que posean mayores capacidades de flujo. También sería interesante cambiar el ingreso de combustible gaseoso de la entrada de admisión de aire, a un ingreso directo a la cámara de combustión.

Finalmente, sería importante para futuros ensayos contar con un ambiente controlado, en temperatura y humedad, con el fin de estandarizar los ensayos hallados y no se vean tan afectados por las condiciones atmosféricas.



## BIBLIOGRAFÍA.

### [1] Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minas (OSINERGMIN)

2013 Balance de energía nacional 2012 desde la perspectiva de supervisor. lima

### [2] Ministerio de Energía y Minas

2012 Balance Nacional de Energía 2012". Ministerio de Energía y Minas. Consulta: 24 de mayo de 2014.  
<[http://www.minem.gob.pe/\\_publicacion.php?idSector=12&idPublicacion=469](http://www.minem.gob.pe/_publicacion.php?idSector=12&idPublicacion=469)>

### [3] J. Magaña, et al.

2012 "Producción de Biogás a nivel Laboratorio utilizando estiércol de cabras". Título para el grado se Tesis. 20-21

### [4] Bedoya Caro, et al.

2007 "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". *Revista Facultad de Ingeniería*, n° 42, 79-93.

### [5] Alperstein, M.; Swin, W. B.; Schweitzer, P. H

1958 "Fumigation kills smoke, improves Diesel performance", SAE Trans., v. 66

### [6] Cagua, et al.

2012 "Effects of Oxygen enriched air on the operation and performance of a diesel-biogas dual fuel engine". *biomass & bioenergy*, 45, 159-167.

### [7] Makareviciene, et al.

2013 "Performance and emission characteristics of biogas used diesel engine operation". *Energy Conversion and Management*, 75, 224-233

### [8] Mustafi N, et al.

2013 "Combustion and emissions characteristics of dual fuel engine operated on alternative gaseous fuels". *Fuel*, n°109, 669-678

**[9] Lacour, et al.**

- 2012 “Energy and environmental balance of biogas for dual-fuel mobile applications”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 1745-1753.

**[10] Laboratorio de Energía (PUCP)**

- 2014 “Guía De Laboratorio De Motor Encendido Por Compresion (MEC)”. Sección de Ingeniería Mecánica. Facultad de Ciencias en Ingeniería. Lima Perú.

**[11] Arango, et al.**

- 2014 “Análisis exploratorio de investigaciones sobre los motores de combustión interna que trabajan con biogás”. *Tecnura*, vol 18 N°39. 152-164.

**[12] Duc, Wattanavichien.**

- 2007 “Study on biogás premixed charge diesel dual fuelled engine”. *Energy Conversion and Management*, n°48, 2286-2308.

**[13] Helmut, et al.**

- 2011 “Diesel Engine Exhaust Emissions”. *Handbook of Diesel Engines, Vol III, Berlin*, SPRINGER BERLIN HEIDELBERG, 417-485.

**[14] Ministerio de Energía y Minas.**

- 2004 “Aprobación de límites máximos permisibles de emisiones gaseosas y partículas para el subsector electricidad”. *El Peruano*, Lima.

**[15] Cuisano, Julio C.**

- 2006 “Redução das Emissões em Motores Diesel-gás”. PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO RIO DE JANEIRO, Rio de Janeiro.

**[16] Hyun Yoon, et al.**

- 2011 “Experimental investigation on the combustion and exhaust emission characteristics of biogas–biodiesel dual-fuel combustion in a CI engine”. *Fuel Processing Technology*, vol I, n° 92, 992-1000.

**[17] Heywood, Jhon.B.**

1988 "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill Inc, New York.

**[18] OSINERGMIN.**

2014 "Central Termoeléctrica de Huaycoloro". Gerencia de Fiscalización Eléctrica, Lima.

**[19] OSINERGMIN.**

2014 "Central de Biomasa la Gringa V". Gerencia de Fiscalización Eléctrica, Lima.

**[20] Salazar, et al..**

2012 "Producción de biogás y viola a partir de excretas de ganado: experiencias en la ciudad de Tacna.". *XIX Simposio Peruano de Energía Solar y del Ambiente*, Puno.

**[21] Su Han Park, et al.**

2014 "Mixing effects of biogas and dimethyl ether (DME) on combustion and emission characteristics of DME fueled high-speed diesel engine." *Energy*, n° 66, 413-422.

**[22] Petróleos del Perú-PETROPERÚ S.A.**

2012 "Beneficios del Combustible Diesel DB5". Ministerio de Energía y Minas. Consulta: 27 de setiembre de 2014.  
<<http://www.petroperu.com.pe/portalweb/Main.asp?Seccion=62>. >

**[23] Cofre, Luis R.**

2006 "Adaptación de un turbocargador VX29 IHI a un motor diesel hino H07C de aspiración natural." ESCUELA POLITECNICA DEL EJÉRCITO, Latacunga.

**[24] Cagua-Madero, Herrera-Munera.**

2013 "Revisión de la combustión con aire enriquecido con oxígeno como estrategia para incrementar la eficiencia energética". *Facultad de Ingeniería*, UNIVERSIDAD DE BOGOTÁ, Bogotá.

**[25] Sandoval, Luis.**

2014 "Recuperación de biogás en el relleno sanitario de Ancón". ODS, Lima

**[26] Luijten, E.Kerhof.**

2011 "Jatropha oil and biogas in a dual fuel CI engine for rural electrification". *Energy Conversion and Management*, n°52, 1426-1438.

**[27] Brizuela, Romano.**

2003 "Combustión", *Vol I y II*. Facultad de Ingeniería, UBA , 24-39.

**[28] AUDI AG.**

2013 "Sistema de inyección Common Rail para el motor V8 TDI de 3,3 ltr". *Programa autodidáctico*, n°227, 1-36.

**[29] LANDIRENZO.**

2008 "Components and installation". *Handbook of NG Engines, Italia*, LANDIRENZO S.p.a, 14-15

**[30] Ministerio de Energía y Minas.**

2008 "Costos de los combustibles". *Eficiencia energética y administración de la demanda en sector productivo*, Lima, Viceministerio de Energía, Dirección general de electricidad, 11