



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA
Y ELÉCTRICA**

Unidad Zacatenco

Sección de Estudios de Posgrados e Investigación

TESINA PARA EL GRADO DE
ESPECIALIDAD EN INGENIERÍA TÉRMICA

TÍTULO:

**Software para el cálculo de la potencia, torque,
emisiones contaminantes y economía de
combustible en un motor convertido a gas
natural.**

Alumno:

Artemio Ricardo Magaña Flores

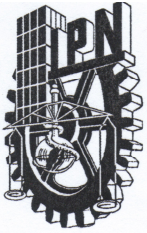
Director de tesis:

Dr. Florencio Sánchez Silva



México DF

Diciembre 2011



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

ACTA DE REVISIÓN DE TESINA

En la Ciudad de México, D. F. siendo las 13:00 horas del día 15 del mes de Diciembre del 2011 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de la Tesina, designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de E.S.I.M.E. para examinar la tesis titulada:

“SOFTWARE PARA EL CÁLCULO DE LA POTENCIA, TORQUE EMISIONES CONTAMINANTES Y ECONOMÍA DE COMBUSTIBLE EN UN MOTOR CONVERTIDO A GAS NATURAL”.

Presentada por el alumno:

MAGAÑA

Apellido paterno

FLORES

Apellido materno

ARTEMIO RICARDO

Nombre(s)

Con registro:

A	1	0	0	6	7	0
---	---	---	---	---	---	---

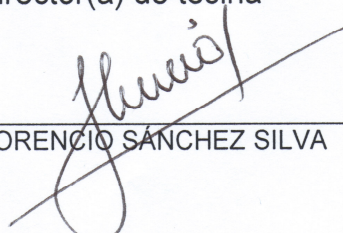
aspirante de:

ESPECIALIZACIÓN EN INGENIERÍA TÉRMICA

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron **APROBAR LA TESINA**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

LA COMISIÓN REVISORA


Director(a) de tesina


DR. FLORENCIO SÁNCHEZ SILVA

Presidente


DR. GEORGIY POLUPAN

Secretario


M. EN C. GUILIBALDO TOLENTINO ESLAVA

PRESIDENTE DEL COLEGIO DE PROFESORES


DR. JAIME ROBLES GARCÍA





INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL

COORDINACION GENERAL DE POSGRADO E INVESTIGACION

CARTA CESION DE DERECHOS

En la Ciudad de México, Distrito Federal, del día 15 del mes de diciembre del año 2011, el (la) que suscribe Ing. Artemio Ricardo Magaña Flores alumno(a) del Programa de Especialidad en Ingeniería Térmica con número de registro A100670, adscrito a la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la ESIME Unidad Zacatenco, manifiesta que es autor(a) intelectual del presente Trabajo de Tesis bajo la dirección del Dr. Florencio Sánchez Silva y cede los derechos del trabajo intitulado: Software para el calculo de la potencia, torque, emisiones contaminantes y economía de combustible en un motor convertido a gas natural, al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección: artemioricardo@hotmail.com

Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

Ing. Artemio Ricardo Magaña Flores

Resumen

El presente trabajo estuvo encaminado a caracterizar y dar respuesta a la problemática que se presenta al diseñar o adaptar sistemas bi-combustibles en motores que fueron diseñados para operar con gasolina, lo cual ofrece ciertas limitaciones para el aprovechamiento de las ventajas del gas natural, una de las ventajas principales y que causa mucho interés que su combustión genera menores niveles de CO_2 comparado con la combustión de la gasolina. Sin embargo de acuerdo a los datos experimentales se puede observar que algunos parámetros y características de funcionamiento se ven afectada en mayor medida.

Para el presente estudio, se utilizó un banco de pruebas de motor, se instrumentó y adecuó un motor a gasolina V8 de 6.2L con un sistema adaptado de gas natural, una vez puesto a punto el sistema bi-combustible se procedió a caracterizar, cada uno de los aspectos que afectan el funcionamiento del motor. Se determinó el efecto de la composición del gas natural comprimido (GNC) en los contaminantes HC, CO y NOx comparando los niveles emitidos por el sistema tradicional de alimentación de gasolina. Analizando los gases de escape, mapas de chispa, control de mezcla a las siguientes velocidades de rotación: vacío, 2000, 3000, 4000 y 5000 rpm. Se pudo constatar cómo algunos parámetros son modificados y/o deteriorados por la diferencia de combustible (potencia, torque, emisiones contaminantes, temperaturas, eficiencia volumétrica, etc).

El objetivo de este trabajo fue el desarrollar una herramienta que ayude para un mejor entendimiento de los sistemas de combustible a gas natural ya sea convertidos o dedicados. Y así poder hacer una mejor selección de los sistemas y componentes que mejor se adecuen a las necesidades del mercado. Este estudio sentara las bases para el desarrollo de una herramienta de simulación para el cálculo de parámetros como lo son el torque, la potencia, consumo de combustible y las emisiones contaminantes de estos sistemas que operan con gas natural

Abstract

The present work was focused to characterize and give an answer to the concern regarding designing or adapting bi-fuel systems to be installed in gasoline engines. The gasoline engines reduced the maximum performance of the natural gas due to reduced compressor ratios to handle knock characteristics of the gasoline fuel. One of the biggest advantages of the natural gas against gasoline is regarding CO₂ emissions; the natural gas typically emits much less CO₂, although this big advantage, experimental data show that the performance of other important parameters is reduced.

For this study, it was used a dynamometer engine, a V8 gasoline was instrumented and adapted to use the natural gas system as bi-fuel system. Once the setup was ready we proceeded to characterize each parameter that affects the engine performance. The effect of the composition of natural gas (CNG) in HC, CO and NO_x compared the levels emitted by the traditional system of gasoline. Analyzing the exhaust gas, spark maps, mixture control at the following rotation speeds: idle, 2000, 3000, 4000 and 5000 rpm. We could see how some parameters are modified and / or deteriorated by the difference in fuel being consumed (power, torque, emissions, temperature, volumetric efficiency, etc).

The goal of the work was to develop a tool that helps in the understanding of natural gas systems (converted or dedicated). And be able to select the best components and system that meets the product requirements for is market. This study can be used a starting point in the development of a simulation tool to calculate some important parameters such as torque, power, fuel consumption and exhaust emissions of the engines that operates with natural gas.

Introducción.

Durante los últimos años el uso de gas natural ha tenido un crecimiento importante, ya que ofrece una fuente de energía alterna para motores de combustión interna, que tradicionalmente han usado gasolina y diesel. El gas natural presenta una serie de ventajas que hacen competitivo su uso como combustible. Una de estas ventajas es resistencia al fenómeno llamado detonación (knock), el cual permite operar a mayores tasas de compresión, lo cual resulta en mayor eficiencia; otra de las ventajas es relacionada con los gases producto de la combustión, el cual produce menores hidrocarburos y monóxidos de carbono comparados con combustibles como la gasolina.

El diseño de motores a gas natural para uso vehicular se había concentrado en sistemas dedicados para el uso exclusivo de gas natural, sin embargo en los últimos años han surgido aplicaciones bi-combustible y tri-combustible, las cuales ofrecen la ventaja de poder usar indistintamente los combustibles de acuerdo a las necesidades del usuario o del sistema.

Una de las dificultades que se presentan al diseñar sistemas a gas natural, es poder seleccionar los componentes (sistema de combustible, sistema de emisiones, etc) adecuados para un funcionamiento óptimo que cumplan con los requerimientos deseados antes de tener un prototipo físico.

Al no tener disponible una herramienta analítica capaz de calcular las condiciones y rangos de operación, a las cuales estarán sometidos los diversos sistemas que componen el sistema de tren motriz. Son requeridas diversas pruebas experimentales, antes de poder tener parámetros de diseño confiables.

En los últimos años se han desarrollado programas gubernamentales y del sector privado que incentivan el uso de gas natural vehicular como una fuente de limpia basados en estudios y publicaciones referentes a motores diseñados específicamente para aprovechar al máximo las ventajas del gas natural. Estas ventajas se ven comprometidas al diseñar sistemas bi-combustible ya que se requiere de un motor capaz de adaptarse a ambos combustibles. Actualmente en México el desarrollo de este tipo de tecnología es muy limitado, lo cual fuerza el uso de sistemas optimizados y desarrollados para otros mercados.

El uso de una herramienta que permita modelar y estimar el comportamiento de ambos combustibles agilizaría y optimizaría los costos asociados al un nuevo desarrollo.

Índice

Resumen	v
Abstract	vi
Introducción	7
Capítulo 1 Conociendo el gas natural	13
1.1 Historia del gas natural	13
1.2 Descripción y composición del gas natural	16
1.2.1 ¿Qué es el gas natural?	16
1.2.2 Composición típica del gas natural	17
1.2.3 La formación del gas natural	19
1.3 El gas natural como fuente de energía mundial	20
1.3.1 Reservas mundiales de gas seco, 2006	21
1.3.2 Consumo de gas natural, 1996-2006	22
1.4 Gas natural en el sector automotriz	22
1.5 Primer vehículo a gas natural	24
1.5.1 Propiedades físicas del gas natural	25
1.6 Regulación del Gas Natural en México	27
1.7 Intercambiabilidad de gases	28
Capítulo 2 Sistemas de alimentación de Combustible	31
2.1 Gas natural como combustible del motor de encendido por chispa	31
2.2 Comparación de las propiedades de los combustibles	32
2.2.1 Comparación del contenido energético	33
2.2.2 Comparación de la temperatura de auto-ignición	33
2.2.3 Comparación del rango de inflamabilidad	34
2.2.4 Comparación de la Temperatura pico de flama	35
2.2.5 Comparación de la eficiencia volumétrica	35
2.3 Teoría de operación del sistema de CNG	36
2.3.1 Trayectoria del CNG dentro del sistema de combustible	36
2.3.2 Características del regulador de presión del gas natural vehicular	37
2.3.3 Desempeño del regulador de presión	38
2.3.4 Efecto Joule-Thomson	39
2.3.5 La expansión del CNG (Gas Natural)	39
2.3.6 Sistemas de alimentación de combustible CNG o GNV	40
2.3.7 Sistemas de combustible GNC aspirado y de lazo abierto	41
2.3.8 Sistema de combustible GNC de lazo cerrado	42
2.3.9 Sistema de combustible GNC de inyección secuencial	42
2.4 Puntos a considerar del sistema de CNG	43
2.5 Preparación de la mezcla	44
2.6 Control y medición de combustible líquido (Carburado e inyección)	45
2.6.1 Carburadores	46
2.6.2 Inyección de combustible en motores de encendido por chispa	49
2.6.3 Inyección directa de combustible	50
2.6.4 Inyección Multi-puerto	51
2.7 Condiciones ambientales que afectan la potencia generada en el motor	52
2.7.1 Efecto de la temperatura del aire en la potencia de salida	52
2.7.2 Efectos de la altitud sobre la potencia	53
2.8 Almacenamiento y manejo a bordo del vehículo	54
2.9 Prácticas recomendadas por SAE para sistemas CNG	55
Capítulo 3 Procesos De Combustión	56
3.1 Visión genérica de los ciclos de operación del motor	56
3.1.1 Ciclo teórico de funcionamiento: admisión, compresión, explosión o encendido y escape	57
3.2 Operación del Motor de encendido por chispa con respecto al ángulo del cigüeñal	58
3.3 Parámetros de rendimiento del motor	60

3.4	Potencia indicada y al freno y mep.....	63
3.5	Variables de operación que afectan el desempeño del motor de encendido por chispa, eficiencia y emisiones.....	64
3.5.1	<i>Tiempo de Ignición o Chispa.....</i>	65
3.5.2	<i>Tiempo de encendido para motores diseñados para operar con combustible gaseoso.....</i>	66
3.6	Características esenciales del proceso de combustión.....	67
3.6.1	<i>Velocidad de flama.....</i>	67
3.6.2	<i>Perfiles de las fracciones de masa de mezcla.....</i>	71
3.6.3	<i>Estructura de la flama y su velocidad.....</i>	72
3.6.4	<i>Velocidad de Quema Laminar.....</i>	74
3.6.5	<i>Velocidad de flama de la mezcla gas natural y aire.....</i>	75
3.7	Octanaje y propiedades antidetonantes.....	75
3.7.1	<i>Combustión Anormal.....</i>	75
3.7.2	<i>Detonación o Knock.....</i>	75
3.7.3	<i>Ignición superficial.....</i>	77
3.8	Propiedades anti-detonación del gas natural.....	79
3.9	Composición de la mezcla.....	80
3.9.1	<i>Cambios en la relación aire/combustible.....</i>	80
3.10	Composición y relación estequiométrica A/F del gas natural.....	81
3.11	Combustión parcial, Misfire, y la estabilidad de combustión.....	83
3.12	Emisiones Contaminantes.....	84
Capítulo 4	Datos experimentales y cálculos.....	86
4.1	Instalación de la experimentación.....	86
4.1.1	<i>Implementación Experimental.....</i>	86
4.2	Barridos del punto de ignición.....	87
4.2.1	<i>Comparación del 10% por ciento de masa quemada.....</i>	88
4.2.2	<i>Comparación del 50% por ciento de masa quemada.....</i>	88
4.2.3	<i>Comparación del 90 % de masa quemada.....</i>	89
4.2.4	<i>Comparación del avance de MBT.....</i>	90
4.2.5	<i>Análisis de resultados.....</i>	91
4.3	Barridos de la relación aire/combustible (A/F).....	91
4.3.1	<i>Dependencia del punto de MBT con respecto a la relación A/F.....</i>	91
4.3.2	<i>Comportamiento del MBT en modo CNG.....</i>	92
4.3.3	<i>Comportamiento del MBT en modo Gasolina.....</i>	92
4.3.4	<i>Análisis de resultados.....</i>	92
4.4	Temperaturas del sistema de escape.....	93
4.4.1	<i>Métodos para el control de temperatura.....</i>	93
4.4.2	<i>Control de Temperatura al variar A/F.....</i>	94
4.4.3	<i>Temperatura de los gases de combustión en modo gas natural al variar A/F.....</i>	94
4.4.4	<i>Temperatura de los gases de combustión en modo gasolina al variar A/F.....</i>	94
4.4.5	<i>Control de la temperatura debido al avance de la chispa.....</i>	95
4.4.6	<i>Análisis de resultados.....</i>	96
4.5	Comparación de la generación de gases contaminantes.....	97
4.5.1	<i>Generación de los hidrocarburos.....</i>	97
4.5.2	<i>Generación de los NOx.....</i>	98
4.5.3	<i>Generación de los CO.....</i>	99
4.5.4	<i>Análisis de resultados.....</i>	100
4.6	Medición del Torque y Potencia en ambos modos.....	100
4.6.1	<i>Curvas de torque y potencia.....</i>	100
4.7	Fenómeno de desplazamiento del aire.....	100
4.7.1	<i>Efecto de las transiciones de combustibles.....</i>	101
	Conclusiones.....	102
	REFERENCIAS.....	104

Índice de Figuras

FIGURA 1.1 ORÁCULO DE DELFOS	13
FIGURA 1.2 RECONSTRUCCIÓN DEL PRIMER POZO DEL 'CORONEL' DRAKE EN TITUSVILLE, PENNSYLVANIA	14
FIGURA 1.3 LUZ DE CALLE A NATURAL GAS.....	14
FIGURA 1.4 QUEMADOR DE GAS NATURAL.....	16
FIGURA 1.5 GASODUCTO	16
FIGURA 1.6 PATRÓN DE LA FLAMA DE GAS NATURAL.....	17
FIGURA 1.7 MOLÉCULA DEL METANO, CH ₄	18
FIGURA 1.8 CONSUMO MUNDIAL DE ENERGÍA	20
FIGURA 1.9 CONSUMO REGIONAL DE ENERGÍA	21
FIGURA 1.10 RESERVAS MUNDIALES DE GAS SECO	21
FIGURA 1.11 PRIMER VEHÍCULO GAS NATURAL.....	25
FIGURA 1.12 DIAGRAMA DE INTERCAMBIABILIDAD DE GAS	29
FIGURA 2.1 INYECCIÓN DE GAS NATURAL.....	31
FIGURA 2.2 COMPARACIÓN DE CONTENIDO ENERGÉTICO.....	33
FIGURA 2.3 COMPARACIÓN DE LA TEMPERATURA DE IGNICIÓN.....	34
FIGURA 2.4 DEFINICIÓN DE RANGO DE INFLAMABILIDAD.....	34
FIGURA 2.5 COMPARACIÓN DE RANGO DE INFLAMABILIDAD.....	35
FIGURA 2.6 COMPARACIÓN DEL PICO DE TEMPERATURA DE FLAMA.....	35
FIGURA 2.7 COMPARACIÓN DE EFICIENCIA VOLUMÉTRICA.....	36
FIGURA 2.8 RESPUESTA A LAS VARIACIONES DE FLUJO DEL REGULADOR DE PRESIÓN SCMH (METROS CÚBICOS POR HORA ESTÁNDAR).....	38
FIGURA 2.9 EFECTO JOULE-THOMSON CUANDO EL CNG SE EXPANDE.....	39
FIGURA 2.10 SISTEMA A GAS NATURAL CON MEZCLADOR.....	41
FIGURA 2.11 SISTEMA A GAS NATURAL CON INYECCIÓN MULTI-PUERTO.....	43
FIGURA 2.12 REQUERIMIENTOS TÍPICOS DE RELACIONA AIRE/COMBUSTIBLE	46
FIGURA 2.13 SISTEMA DEL CARBURADOR. (IZQUIERDA) CNG, (DERECHA) GASOLINA.....	47
FIGURA 2.14 VARIACIÓN EN LA RELACIÓN DE EQUIVALENCIA CONFORME EL FLUJO SE INCREMENTA.....	48
FIGURA 2.15 INYECCIÓN DIRECTA.....	50
FIGURA 2.16 INYECCIÓN EN EL PUERTO DE ENTRADA	52
FIGURA 2.17 EFECTO DE LA TEMPERATURA DEL AIRE DE ADMISIÓN.....	53
FIGURA 2.18 EFECTO DE LA ALTITUD EN LA POTENCIA PRODUCIDA POR EL MOTOR (PRESIÓN BAROMÉTRICA).....	54
FIGURA 3.1 GEOMETRÍA BÁSICA DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA RECIPROCANTE. V _e , V _t Y V _v , INDICA VOLUMEN DE HOLGURA, VOLUMEN DESPLAZADO, Y EL VOLUMEN TOTAL DEL CILINDRO.....	57
FIGURA 3.2 COMPONENTES DEL MOTOR OTTO.....	58
FIGURA 3.3 CICLO DE EVENTOS EN MOTOR DE CUATRO TIEMPOS DE ENCENDIDO POR CHISPA. PRESIÓN DEL CILINDRO P (LÍNEA CONTINUA, CICLO DE COMBUSTIÓN, LÍNEA DISCONTINUA, CICLO SIN COMBUSTIÓN), VOLUMEN DEL CILINDRO V/V _{MAX} , Y LA FRACCIÓN DE MASA QUEMADA X _B SE TRAZAN EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DEL CIGÜEÑAL.....	60
FIGURA 3.4 POTENCIA BRUTA INDICADA, AL FRENO Y DE FRICCIÓN (P _i P _b , P _f), LA PRESIÓN MEDIA EFECTIVA DE FRICCIÓN Y FRENO, EL CONSUMO DE COMBUSTIBLE ESPECÍFICO INDICADO Y AL FRENO, Y LA EFICIENCIA MECÁNICA PARA UN MOTOR TÍPICO.....	63
FIGURA 3.5	64
FIGURA 3.6 TORQUE Y BSFC	66
FIGURA 3.7 VELOCIDAD DE LA FLAMA.....	67
FIGURA 3.8 PRESIÓN DE CILINDRO, FRACCIÓN DE MASA QUEMADA Y FRACCIÓN DE VOLUMEN QUEMADO EN 5 CICLOS CONSECUTIVOS DEL MOTOR DE ENCENDIDO POR CHISPA, EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DEL CIGÜEÑAL. (TIEMPO DE IGNICIÓN 30° ANTES DEL PUNTO MUERTO SUPERIOR BTC), GARGANTA TOTALMENTE ABIERTA 1044 REV/MIN, Φ=0.98.....	69
FIGURA 3.9 BARRIDOS DE PUNTO DE IGNICIÓN.....	70
FIGURA 3.10 DEFINICIÓN DE ÁNGULO DE DESARROLLO DE FLAMA, Y EL ÁNGULO DE RÁPIDA QUEMA, Δθ _D , CON RESPECTO A LA FRACCIÓN DE MASA QUEMADA EN COMPARACIÓN CON LA CURVA DE ÁNGULO DEL CIGÜEÑAL.....	72

FIGURA 3.11 EFECTO DE LA VELOCIDAD DEL MOTOR EN EL ÁNGULO DEL DESARROLLO DE LA FLAMA (0 A 10 POR CIENTO QUEMADO) Y EL ÁNGULO DE LA QUEMA GENERAL (DE 0 A 90 POR CIENTO QUEMADO). $\Phi = 1.0$ PRESIÓN ENTRADA DE 0,54 ATM, CHISPA DE 30 °BTC.	73
FIGURA 3.12 EFECTO DE LA RELACIÓN COMBUSTIBLE/AIRE EN LA VELOCIDAD DE QUEMA.	74
FIGURA 3.13 PRESIÓN NORMAL DE OPERACIÓN CON PRESENCIA DE DETONACIÓN.	76
FIGURA 3.14 PRESIÓN NORMAL DE OPERACIÓN SIN PRESENCIA DE DETONACIÓN.	77
FIGURA 3.15 DIAGRAMA P-V EN PRESENCIA DE DETONACIÓN.	78
FIGURA 3.16 DIAGRAMA LOGARÍTMICO P-V EN PRESENCIA DE DETONACIÓN.	79
FIGURA 3.17 EFECTOS DE LA VARIACIÓN DE F/A EN IMEP, ISFC Y H_F	81
FIGURA 3.18 CAMBIO EN LA RELACIÓN ESTEQUIOMÉTRICA CON RESPECTO AL NÚMERO DE WOBBE.	83
FIGURA 4.1 POSICIÓN DONDE EL 10% DE MEZCLA HA SIDO QUEMADA, A) GAS NATURAL, B) GASOLINA.	88
FIGURA 4.2 POSICIÓN DEL 50% DE MASA QUEMADA, IZQ-GAS NATURAL, DER-GASOLINA.	89
FIGURA 4.3 POSICIÓN DEL 90% DE MASA QUEMADA, A) GAS NATURAL, B) GASOLINA.	90
FIGURA 4.4 BARRIDOS DE CHISPA A DIFERENTES RPM Y PRESIONES DE ADMISIÓN. AZUL) GAS NATURAL. ROJO) GASOLINA.	91
FIGURA 4.5 BARRIDOS DE A/F A DIFERENTES RPM Y PRESIONES DE ADMISIÓN. A) GAS NATURAL B) GASOLINA.	92
FIGURA 4.6 BARRIDOS DE A/F A DIFERENTES RPM Y PRESIONES DE ADMISIÓN. A) GAS NATURAL B) GASOLINA.	93
FIGURA 4.7 BARRIDOS DE A/F UTILIZANDO GAS NATURAL.	94
FIGURA 4.8 BARRIDOS DE A/F UTILIZANDO GASOLINA.	95
FIGURA 4.9 BARRIDOS DE A/F UTILIZANDO GASOLINA.	96
FIGURA 4.10 BARRIDOS DE A/F UTILIZANDO GASOLINA (ROJO) Y GAS NATURAL (AZUL).	97
FIGURA 4.11 CONCENTRACIÓN DEL HC A) BARRIDOS DE A/F B) BARRIDOS DEL AVANCE DE CHISPA (AZUL-GAS NATURAL, ROJO-GASOLINA).	98
FIGURA 4.12 CONCENTRACIÓN DEL NOX A) BARRIDOS DE A/F B) BARRIDOS DEL AVANCE DE CHISPA (AZUL-GAS NATURAL, ROJO-GASOLINA).	99
FIGURA 4.13 CONCENTRACIÓN DEL CO. A) BARRIDOS DE A/F B) BARRIDOS DEL AVANCE DE CHISPA (AZUL-GAS NATURAL, ROJO-GASOLINA).	100
FIGURA 4.14 CURVAS DE TORQUE Y POTENCIA. AZUL-GAS NATURAL, ROJO-GASOLINA.	100
FIGURA 4.15 CURVAS DE EFICIENCIA VOLUMÉTRICA. AZUL-GAS NATURAL, ROJO-GASOLINA.	101
FIGURA 4.16 EFECTO EN LA CARGA (AIRE DISPONIBLE) EN EL MOTOR AL CAMBIAR DE COMBUSTIBLE.	101

Índice de Tablas

TABLA 1.1 COMPOSICIÓN DEL GAS NATURAL.	17
TABLA 1.2 CONSUMO NACIONAL DE GAS NATURAL POR SECTOR, 1996-2006.	22
TABLA 1.3 DEMANDA NACIONAL DE COMBUSTIBLE 1996-2006.	24
TABLA 1.4 TABLA COMPARATIVA DE PROPIEDADES FÍSICAS DEL GAS NATURAL.	25
TABLA 1.5 PROPIEDADES DEL GAS NATURAL EN MÉXICO.	27
TABLA 1.6 FAMILIAS DEL GAS NATURAL.	29
TABLA 2.1 PROPIEDADES DEL GAS NATURAL Y GASOLINA.	32
TABLA 2.2 PROPIEDADES DE LOS COMBUSTIBLES.	32
TABLA 2.3 EFECTO DE REGULACIÓN DEL GAS NATURAL.	40
TABLA 3.1 NUMERO DE RON.	79

Nomenclatura:

<i>(A/F)</i>	Relación Aire/Combustible.
<i>BC, ABC, BBC</i>	<i>Punto muerto inferior de la posición del cigüeñal, antes del Punto muerto inferior, después Punto muerto inferior.</i>
<i>CN</i>	<i>Numero de Cetanos</i>
<i>EGR</i>	<i>Gases Recirculados</i>
<i>EI</i>	<i>Indice de Emisión</i>
<i>EPC, EPO</i>	<i>Válvula de escape cerrando, abriendo</i>
<i>EVC, EVO</i>	<i>Válvula de escape cerrando, abriendo</i>
<i>(F/A)</i>	<i>Relación Combustible/aire</i>
<i>IPC, IPO</i>	<i>Válvula de admisión cerrando, abriendo</i>
<i>IVC, IVO</i>	<i>Válvula de admisión cerrando, abriendo</i>
<i>mep</i>	<i>Presión efectiva principal</i>
<i>sfc</i>	<i>Consumo específico de combustible</i>
<i>bsfc</i>	<i>Consumo específico de combustible por energía producida.</i>
<i>TC, ATC, BTC</i>	<i>Punto muerto superior, antes del punto muerto superior, después del punto muerto superior</i>
<i>We</i>	<i>Numero de Wobee</i>
<i>BSNO_x</i>	<i>Producción de Oxido nítrico por generación de energía</i>
<i>BSHC</i>	<i>Producción de Hidrocarburos por generación de energía</i>
<i>BSCO</i>	<i>Producción de Oxido de Carbono por generación de energía</i>
<i>UIE</i>	<i>Límite superior de Inflamabilidad</i>
<i>SIE</i>	<i>Limite inferior de Inflamabilidad</i>
λ	<i>Relación Lambda</i>
ϕ	<i>Relación 1/λ</i>
CH_4	Metano
C_2H_6	Etano
C_3H_8	Propano
C_4H_{10}	Butano
CO_2	Dióxido de Carbono
O_2	Oxígeno
N_2	Nitrógeno
H_2S	Ácido Sulfúrico
A, He, Ne, Xe	Gases Raros
SCMH	Metros cúbicos por hora estándar
MPa	Mega pascales
°C	Grados centígrados
°F	Grados Fahrenheit
PSI	Presión por pulgada cuadrada
WOT	Acelerador completamente abierto
P	Potencia
T	Torque
r_m	Eficiencia mecanica

Capítulo 1 Conociendo el gas natural

1.1 Historia del gas natural

¡El gas natural no es nada nuevo! de hecho, la mayor parte del gas natural que se saca de debajo de la tierra tiene millones y millones de años. Sin embargo, fue recientemente que los métodos para su obtención, transporte a la superficie, y su uso se han comenzado a desarrollar.

Antes de que hubiera un entendimiento de lo que era gas natural, era un misterio para el hombre. A veces, las cosas tales como rayos encendían el gas natural que se escapaba por debajo de la corteza terrestre, esto creaba un fuego proveniente de la tierra, quemando el gas natural. Estos incendios desconcertaban a las civilizaciones más tempranas, y fueron la raíz de mitos y supersticiones.

Los primeros descubrimientos de yacimientos de gas natural fueron hechos en Irán entre los años 6000 y 2000 a.C. Dichos yacimientos, fueron probablemente encendidos por primera vez mediante algún relámpago, y sirvieron para alimentar los "fuegos eternos" de los adoradores del fuego de la antigua Persia.

Una de las más famosas flamas se encontraba en la antigua Grecia, en el Monte Parnaso, aproximadamente 1000 a.C. Se dice que un pastor de cabras encontró lo que parecía una "flama ardiente", la cual se levantaba de una fisura en la roca. Los griegos, creyendo que era de origen divino, construyeron un templo alrededor de la flama. Este templo albergaba a una sacerdotisa conocida como el Oráculo de Delfos (figura 1.1), quien daba profecías que emanaban de la flama.



Figura 1.1 Oráculo de Delfos

Se menciona también el uso del gas natural en la antigua China hacia el 900 a.C. Fue precisamente en China dónde se reporta la perforación del primer pozo conocido de gas natural de 150 metros de profundidad en el 211 a.C. Los chinos perforaban sus pozos con varas de bambú y primitivas brocas de percusión, con el claro propósito de

buscar gas en yacimientos de caliza. Quemaban el gas para secar las rocas de sal que encontraban entre las capas de caliza.

El gas natural fue desconocido en Europa hasta su descubrimiento en Inglaterra en 1659, e incluso entonces, no se masificó su utilización.

El Gas natural, no sintético fue descubierto e identificado en los Estados Unidos en 1626, tan pronto como los exploradores franceses descubrieron a los nativos encender los gases que se filtran alrededor del Lago Erie. La industria estadounidense de gas natural tiene sus inicios en esta área, en 1859, por el coronel Edwin Drake (un conductor de trenes antiguos que abría de adoptar el título de "Coronel" para impresionar a la gente del pueblo) quien cavó el primer pozo. Drake descubrió petróleo y gas natural a tan solo 69 metros bajo la superficie de la tierra.



Figura 1.2 Reconstrucción del primer pozo del 'Coronel' Drake en Titusville, Pennsylvania



Figura 1.3 Luz de calle a Natural Gas

La mayoría de la industria reconoce el inicio de la industria del gas natural en Estados Unidos, con la construcción de una tubería de dos pulgadas de diámetro, la cual corría a lo largo de 5 millas y media desde el pozo (figura 1.2) hasta el pueblo de Titusville, Pennsylvania. La construcción de este gasoducto demostró que el gas natural podría ser transportado en condiciones seguras y relativamente fáciles desde su fuente subterránea con fines prácticos.

La primera utilización de gas natural en Norteamérica se realizó desde un pozo poco profundo en la localidad de Fredonia, estado de Nueva York, en 1821. El cual era

distribuido a los consumidores a través de una cañería de plomo de diámetro pequeño, para cocinar e iluminarse (figura 1.3).

A lo largo del siglo XIX, el uso del gas natural permaneció olvidado debido a que no se contaba con la capacidad de transportar grandes cantidades de gas a través de largas distancias, razón por la cual el gas natural se mantuvo desplazado del desarrollo industrial por el carbón y el petróleo.

Un importante avance en la tecnología del transporte del gas ocurrió en 1890, con la invención de las uniones a prueba de filtraciones. Sin embargo, los materiales y técnicas de construcción eran difíciles de manejar, y no era posible transportarlo más allá de 160 kilómetros de su fuente. El transporte de gas por largas distancias se logró a fines de la segunda década del siglo XX, gracias al avance en la tecnología de cañerías. En Estados Unidos entre 1927 y 1931 se construyeron más de 10 grandes sistemas de transmisión de gas. Cada uno de estos sistemas se realizó con cañerías de 51 centímetros de diámetro y en distancias de más de 320 kilómetros. Después de la Segunda Guerra Mundial se construyeron más sistemas de mayores longitudes y diámetros. Se hizo posible la construcción de cañerías de 142 centímetros de diámetro.

A principios de la séptima década del siglo XX, en Rusia se originó la cañería de gas más larga, llamada la red de Northern Lights, de 5470 kilómetros de longitud, la cual cruza los Montes Urales y aproximadamente 700 ríos y arroyos, uniendo Europa Oriental con los campos de gas de Siberia del Oeste en el círculo Ártico. Otra red de gas, más corta, pero de gran dificultad de ingeniería, es la que se extiende desde Argelia, a través del Mar Mediterráneo hasta Sicilia. El mar tiene más de 600 metros de profundidad en algunos tramos de la ruta.

Durante la mayor parte del siglo XIX, el gas natural se utilizó casi exclusivamente como una fuente de luz. Sin una infraestructura de gasoductos, el gas era difícil de transportar a lugares lejanos, o para utilizarse en las casas para calentar o cocinar. La mayor parte del gas natural producido en esta época fue fabricado a partir del carbón, en lugar de transportarse de un pozo. Cerca del final del siglo XIX, con el auge de la electricidad, las luces de gas natural se convirtieron en luz eléctrica. Esto llevó a los productores de gas natural a buscar nuevos usos para sus productos.

En 1885, Robert Bunsen inventó lo que hoy es conocido como el mechero de Bunsen. Se las arregló para crear un dispositivo que mezclaba el gas natural con el aire en las proporciones adecuadas, creando una flama que puede utilizarse de forma segura para cocinar y calentarse. La invención del mechero Bunsen abrió nuevas oportunidades para el uso de gas natural en Estados Unidos, y en todo el mundo. La invención del dispositivo de regulación de temperatura, permitió un mejor uso del potencial de calentamiento del gas natural, logrando que la temperatura de flama fuera ajustada y controlada (figura 1.4).



Figura 1.4 Quemador de Gas Natural

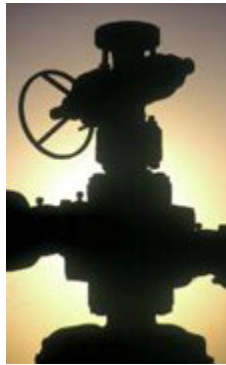


Figura 1.5 Gasoducto

La industria del gas natural ha existido en USA por más de 100 años, y sigue creciendo. La reestructuración y el cambio hacia combustibles más limpios han creado un enorme mercado para el gas natural en todo el país (figura 1.5). Las nuevas tecnologías están en continuo desarrollo que permiten a los ciudadanos el uso de gas natural en nuevas y emocionantes maneras. Con todas las ventajas del gas natural, no es de extrañar que se haya convertido en el combustible preferido en muchos países, en todo el mundo.

1.2 Descripción y composición del gas natural

1.2.1 ¿Qué es el gas natural?

El gas natural es una mezcla de hidrocarburos simples que se encuentran en estado gaseoso, en condiciones ambientales normales de presión y temperatura.

El gas natural comercial está compuesto aproximadamente en un 95% de metano (CH_4), que es la molécula más simple de los hidrocarburos.

Además puede contener pequeñas cantidades de etano, propano y otros hidrocarburos más pesados, también se pueden encontrar trazas de nitrógeno, bióxido de carbono, ácido sulfhídrico y agua.

Como medida de seguridad, en la regulación se estipula que los distribuidores deberán adicionar un odorizante al gas natural para que se pueda percibir su presencia en caso de posibles fugas durante su manejo y distribución al consumidor final.

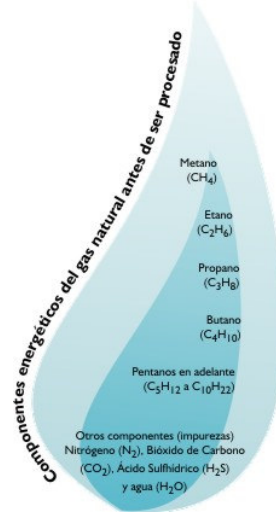


Figura 1.6 Patrón de la Flama de Gas natural.

El gas natural, en sí mismo, podría ser considerado como un gas sin interés, es incoloro, sin forma y sin olor en su forma pura. Muy poco atractivo, excepto que el gas natural es combustible, abundante en el mundo y cuando se quema emite una gran cantidad de energía y pocas emisiones. A diferencia de otros combustibles fósiles, el gas natural es de combustión limpia y emite niveles bajos de productos potencialmente dañinos al aire. Nosotros requerimos de energía constante, para calentar nuestros hogares, cocinar nuestros alimentos, y generar la electricidad. Esta necesidad de energía ha elevado el gas natural a un gran nivel de importancia en nuestra sociedad y en nuestras vidas.

El gas natural es un combustible formado por una mezcla de gases de hidrocarburos. Mientras el gas natural está formado principalmente de metano, también puede incluir etano, propano, butano y pentano (figura 1.6). La composición del gas natural puede variar ampliamente, como lo muestra la siguiente tabla que describe la composición típica del gas natural antes de ser refinado.

1.2.2 Composición típica del gas natural

Tabla 1.1 Composición del Gas Natural

Metano	CH ₄	70-90%
Etano	C ₂ H ₆	0-20%
Propano	C ₃ H ₈	
Butano	C ₄ H ₁₀	
Dióxido de Carbono	CO ₂	
Oxígeno	O ₂	0-0.2%
Nitrógeno	N ₂	0-5%
Ácido Sulfúrico	H ₂ S	0-5%
Gases Raros	A, He, Ne, Xe	Trace

En su forma más pura, como el gas natural usado en los hogares, es metano prácticamente puro. El metano es una molécula compuesta por un átomo de carbono y cuatro átomos de hidrógeno, y se conoce como el CH₄ (figura 1.7). El distintivo a "huevo podrido", olor que solemos asociar con el gas natural es en realidad un odorante llamado mercaptano, que se añade al gas antes de que sea entregado al usuario final. El mercaptano ayuda a detectar cualquier fuga, sirviendo para fines de seguridad.



Figura 1.7 Molécula del Metano, CH₄

Etano, propano y los otros hidrocarburos asociados comúnmente con el gas natural tienen fórmulas químicas ligeramente diferentes. El gas natural es considerado "seco" cuando es prácticamente puro metano, es decir cuando la mayoría de los otros hidrocarburos asociados son eliminados. Cuando otros hidrocarburos están presentes, el gas natural es "húmedo".

El gas natural tiene muchos usos, residencial, comercial e industrial. Se encuentra en depósitos debajo de la tierra, asociados a menudo con depósitos de petróleo. Empresas de producción buscan evidencias de estos depósitos mediante el uso de sofisticada tecnología que ayuda a encontrar la ubicación del gas natural, y perforan pozos en la tierra donde es probable que se encuentre. Una vez extraído desde el subsuelo, el gas natural es refinado para eliminar las impurezas como el agua, otros gases, arena y otros compuestos. Algunos hidrocarburos se extraen y se venden por separado, incluidos el propano y el butano. Otras impurezas se eliminan también, como el sulfuro de hidrógeno (el proceso de refinado puede producir azufre, que luego se vende por separado). Después de la refinación, el gas natural limpio se transmite a través de una red de tuberías, a miles de kilómetros. A partir de estos gasoductos, el gas natural es entregado a su punto de uso.

El gas natural puede ser medido de diferentes maneras. Como gas, por el volumen que ocupa a temperaturas y presiones normales, expresado en metros cúbicos. Empresas de producción y distribución frecuentemente miden el gas natural en miles de pies cúbicos (Mpc), millones de pies cúbicos (MMcf), o trillones de pies cúbicos (bpc). Mientras que con la medición por volumen útil, el gas natural se mide como una fuente de energía. Al igual que otras formas de energía, el gas natural comúnmente se mide y se expresa en unidades térmicas británicas (Btu). Un Btu es la cantidad de gas natural capaz de producir energía suficiente para calentar una libra de agua en un grado a presión normal. Para dar una idea, un pie cúbico de gas natural contiene alrededor de

1,027 Btu. Cuando el gas natural es enviado a una residencia, este es medido por la utilidad de gas en "termas" para fines de facturación. Una terma es equivalente a 100,000 Btu, o poco más que 97 pies cúbicos de gas natural a condiciones estándar de presión y temperatura.

1.2.3 La formación del gas natural

El gas natural es un combustible fósil. Como el petróleo y el carbón, esto significa que es, en esencia, compuesto por los restos de plantas, animales y microorganismos que vivieron hace millones y millones de años atrás. Pero, ¿Cómo estos organismos, vivos alguna vez se convirtieron en una mezcla inanimada de gases?

Hay muchas teorías en cuanto a los orígenes de los combustibles fósiles. La teoría más aceptada dice que los combustibles fósiles se forman cuando la materia orgánica (como los restos de una planta o animal) se comprime bajo la tierra, a muy alta presión por un tiempo muy largo. Esto se conoce como el metano termogénico. Al igual que en la formación del petróleo, el metano termogénico se forma de las partículas orgánicas que están cubiertas de lodo y otros sedimentos. Con el tiempo, más y más sedimentos, lodo y otros residuos se acumulan en la parte superior de la materia orgánica. Estos sedimentos y residuos ejercen una gran presión sobre la materia orgánica, que se comprime. Esta compresión, combinada con las altas temperaturas de las profundidades de la tierra, rompen los enlaces de carbono en la materia orgánica. Conforme se entierra más profundamente en la corteza terrestre, la temperatura se eleva más y más. A temperaturas bajas (depósitos menos profundos), más petróleo se produce en relación con el gas natural. A temperaturas más altas, sin embargo, más gas natural se crea, en lugar de petróleo. Es por eso que el gas natural se suele asociar con el petróleo en los depósitos que son de 1 a 2 millas por debajo de la corteza terrestre. Los depósitos profundos, muy lejos bajo tierra, por lo general contienen principalmente gas natural, y en muchos casos, el metano puro.

El gas natural también se puede formar a través de la transformación de la materia orgánica por microorganismos diminutos. Este tipo de metano se conoce como metano biogénico. Los Metanógenos son los pequeños microorganismos productores de metano, descomponen la materia orgánica para producir metano. Estos microorganismos se encuentran comúnmente en áreas cerca de la superficie de la tierra que son nulas de oxígeno. Estos microorganismos también viven en los intestinos de muchos animales, incluyendo seres humanos. La formación de metano de esta manera, por lo general se lleva a cabo cerca de la superficie de la tierra, y el metano producido se pierde normalmente en la atmósfera.

Una tercera forma en que puede aparecer el metano (y gas natural), es a través de procesos abiogénicos. En zonas muy profundas en la corteza terrestre, existen gases ricos en hidrógeno y moléculas de carbono, como estos gases aumentan gradualmente hacia la superficie de la tierra, pueden interactuar con los minerales que también existen bajo tierra, en ausencia de oxígeno; esta interacción puede resultar en una reacción, la formación de los elementos y compuestos que se encuentran en la

atmósfera (como nitrógeno, oxígeno, dióxido de carbono, argón y agua). Si estos gases se encuentran bajo una presión muy alta en su camino hacia la superficie de la tierra, es probable que se formen depósitos de metano, similar al metano termogénico.

1.3 El gas natural como fuente de energía mundial

La energía siempre ha desempeñado un rol importante en el desarrollo humano y económico, así como en el bienestar de las sociedades. Es un elemento esencial para la calidad de vida del ser humano y un insumo básico en todas las actividades productivas, así que cualquier crecimiento de la economía global genera un aumento necesario en el consumo de energéticos. Al mismo tiempo, el consumo de energía es sensible a cualquier variación en los precios de los energéticos, ya que si éstos se elevan, el consumo de energía tiende a disminuir.

Consumo mundial de energía primaria por tipo de fuente, 2006
(participación porcentual)

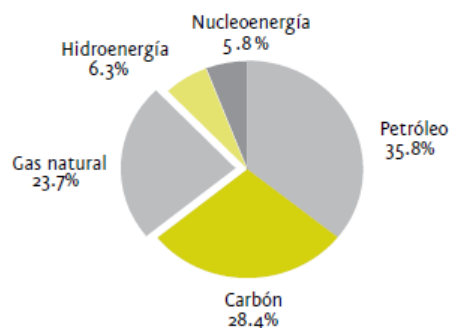
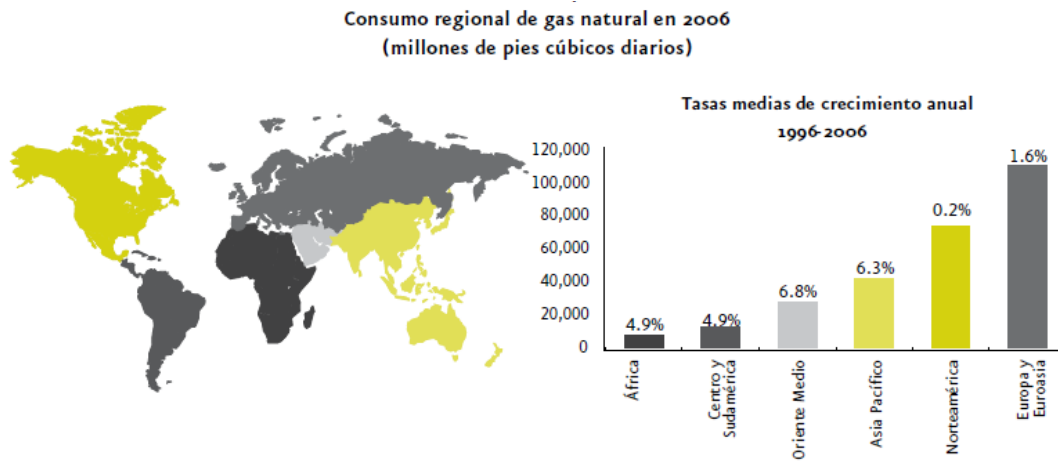


Figura 1.8 Consumo mundial de energía

En Norteamérica, el uso de gas natural para generación de electricidad continuó creciendo durante 2006 (Figura 1.8), mientras la demanda disminuyó en los sectores industrial y residencial. La región de Norteamérica está integrada por tres países, los cuales se encuentran entre los primeros doce consumidores de gas natural en el mundo. Estados Unidos continuó como el principal consumidor en el mundo durante 2006, registrando una demanda de 1697.67 mm³ (59,953 mmpcd millones de pies cúbicos diarios), volumen que representó 21.7% del total.

Canadá consumió un volumen de 264.7mm³ (9,348 mmpcd), que lo convirtió en el cuarto país del tabulador, mientras México generó una demanda que lo situó en el doceavo lugar de los consumidores mundiales.

En los últimos años el mercado de gas natural en el mundo se ha caracterizado por un mayor uso en los sectores de consumo (figura 1.9), resultado de los beneficios ecológicos y económicos que ofrece respecto a otros combustibles, además de los desarrollos tecnológicos en el transporte del gas que han intensificado los intercambios interregionales a través del gas natural licuado (GNL).



Fuente: Sener con base en información de BP Statistical Review of World Energy, 2007.

Figura 1.9 Consumo regional de energía

1.3.1 Reservas mundiales de gas seco, 2006

Históricamente las reservas mundiales de gas natural, en la mayoría de los años, se han incrementado. Hasta finales de 2006, las reservas probadas de gas natural permanecieron prácticamente sin cambio, ya que reportaron un ligero ascenso de 0.7% (figura 1.10) respecto al año anterior para totalizar 181.36 bm³ (6,405 billones de pies cúbicos - bpc)).

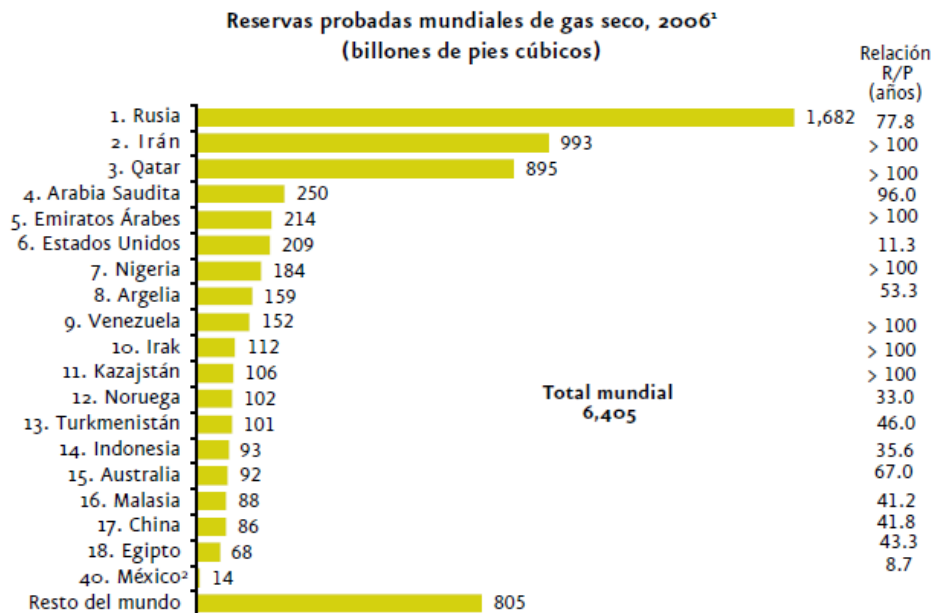


Figura 1.10 Reservas Mundiales de Gas Seco

1.3.2 Consumo de gas natural, 1996-2006

La creciente utilización del gas natural se encuentra sustentada en los beneficios ambientales, energéticos y económicos, respecto a otros combustibles. El crecimiento de la demanda de gas natural es sensible a cualquier variación en la actividad económica del país, ya que este hidrocarburo participa directa o indirectamente en el quehacer de toda la población debido a la versatilidad que presenta para ser utilizado como materia prima o combustible.

Si bien, hay una relación directamente proporcional entre estas variables, no llega a ser lineal debido a que la demanda del combustible también es función de los precios relativos del gas natural respecto a otros combustibles sustitutos, según el sector de uso final.

De esta manera, tanto la actividad económica nacional como el comportamiento de los precios relativos al gas natural durante 2006 (Tabla 1.1), favorecieron un crecimiento considerable en la demanda del hidrocarburo dentro del mercado interno. En lo que respecta a la actividad económica de México, durante 2006 el Producto Interno Bruto (PIB) registró un crecimiento real anual de 4.8%, superior al anticipado por los analistas económicos al inicio del año, e incluso al proyectado en la Prospectiva del Mercado de Gas Natural 2006-2015, donde se estimó un crecimiento de 3.6%. Además, este crecimiento en el PIB fue el más alto desde el 2000, cuando se registró una tasa de 6.6%.

Tabla 1.2 Consumo nacional de gas natural por sector, 1996-2006

Consumo nacional de gas natural por sector, 1996-2006 (millones de pies cúbicos diarios)												
Sector	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	tmca
Total	3,594	3,760	4,060	3,993	4,326	4,358	4,851	5,287	5,722	5,890	6,531	6.2
Petrolero ¹	2,053	2,139	2,265	2,072	2,216	2,277	2,289	2,427	2,608	2,833	3,017	3.9
Eléctrico	596	653	756	821	1,011	1,157	1,501	1,835	2,050	2,013	2,390	14.9
Industrial	865	886	963	1,023	1,019	838	966	924	957	935	1,014	1.6
Residencial	60	62	56	57	60	64	71	81	86	87	84	3.5
Servicios	20	20	20	20	20	21	22	19	20	21	23	1.7
Transporte vehicular	-	-	-	0	1	1	2	2	2	2	2	n.a.

1.4 Gas natural en el sector automotriz.

GNC es la sigla en español que indica el combustible Gas Natural Comprimido, esta compresión se realiza para la propulsión del vehículo; GNV es la sigla de Gas Natural Vehicular que identifica tanto al producto, gas natural usado en el vehículo como al vehículo; CNG (Compressed Natural Gas) es el equivalente del GNC en inglés y NGV (Natural Gas Vehicle) el equivalente de GNV. Hay una tendencia en los países

centrales a usar NGV abarcando tanto al combustible gas natural comprimido y al vehículo a gas natural.

El GNC es almacenado en cilindros a alta presión (200 bar o sea alrededor de 200 kg/cm²) y puede usarse como combustible alternativo en cualquier vehículo alimentado a gasolina con sistema a carburador o sistema de inyección. La condición antidetonante (“anti pistoneo”) de una gasolina se indica por el índice de octano, que en la premium alcanza un valor de unos 95 octanos en el método de ensayo denominado “ensayo Research”. En el caso del GNC, su condición natural antidetonante es de 120 a 130 octanos, sin necesidad de aditivos tóxicos de plomo orgánico, ni benceno, ni MBTE (éter metil tert-butílico) o tóxicos muy cuestionados que contienen las gasolinas.

Debe ponerse suma atención en el tema del benceno por ser un gran causante de entre otras enfermedades la leucemia, incluso en las cercanías de estaciones de servicio según recientes investigaciones. Se trata de una de las sustancias más cancerígenas que se conoce, que suele aumentarse en las gasolinas cuando se baja o elimina el contenido de sales de plomo orgánico, que se usaba hasta hace unos pocos años como antidetonante. También el GNC es el combustible alternativo ideal para sustituir al gasoil en el transporte automotor de pasajeros y carga.

La utilización del gas natural comprimido (GNC) para uso automotor es mínima en México, a pesar de sus ventajas para la sociedad, si bien desde 1999 ha ido penetrando en el sector autotransporte del país, a 2006 sólo se consumieron 0.056 mm³ diarios (2.0 mmpcd) de gas natural, que representaron 0.04% del total de combustibles consumidos en el sector autotransporte.

Al cierre de 2006 existían siete estaciones de servicio operando en México. Dos estaciones de servicio en el Estado de Nuevo León en el transcurso del año, la primera inició operaciones durante marzo y se ubica en el municipio de Guadalupe, y la segunda se ubica en la ciudad de Monterrey e inició operaciones en julio. Estas dos estaciones se sumaron a las otras cinco que venían operando desde 2005 ubicadas en Tultitlán (Edo. de México), Toreo-Cuatro Caminos, Venustiano Carranza y Tacubaya (Distrito Federal), y en Gómez Palacio (Durango). Dado que el GNC es visto en las grandes ciudades como alternativa para solucionar algunos problemas de contaminación atmosférica, casi todas las estaciones de servicio en operación, se ubican en zonas Metropolitanas como la del Valle de México y Monterrey.

Las estrategias para abaratar los costos de las conversiones a GNC mediante la diversificación de los componentes del equipo, han sido efectivas. Además, los empresarios del GNC han implantado estrategias comerciales como financiamientos accesibles para liquidar el costo de las motorizaciones, y hasta convenios que permiten a los usuarios el uso del kit de conversión de GNC mediante el pago de rentas por uso, logrando en algunos tipos de autos como taxis, una reducción de costos de más del 50%. Asimismo, la promoción para abastecer de GNC a flotillas de uso intenso en el transporte público e industrial llevó a alcanzar un parque vehicular de 2,773 unidades en 2006.

El crecimiento del parque vehicular del sector autotransporte es impulsado principalmente por los vehículos a gasolina, combustible que predomina en el sector y cuyo parque creció 8.0% en 2006 (Tabla 1.2). El diesel también presentó un incremento de 4.6% en el parque vehicular derivado de la entrada de nuevas tecnologías a finales de 2005, y de su incursión en el segmento de transporte de particulares.

En el caso del gas LP, su parque vehicular ha perdido dinamismo y está dejando de ser un combustible atractivo derivado de los incrementos en el precio del carburante, que incluso durante 2006 llegó a estar por encima del precio de la gasolina Magna, en términos equivalentes de energía. Si bien, el GNC es un combustible vehicular que prácticamente no contamina, y posee un precio de referencia más económico que las gasolinas y el gas LP, con la entrada del diesel de ultra-bajo azufre (UBA) enfrentarán competencia tanto en precio como para capturar mercado en las zonas Metropolitanas.

Tabla 1.3 Demanda nacional de combustible 1996-2006

Demanda nacional de combustibles del sector autotransporte, 1996-2006
(millones de pies cúbicos diarios de gas natural equivalente)

Año	Combustibles del sector autotransporte					Penetración del gas natural con relación al total (%) ¹
	GNC	Gasolinas	Gas LP	Diesel	Total	
1996	-	2,308.2	26.7	1,134.9	3,469.7	-
1997	-	2,390.6	29.4	1,203.9	3,623.9	-
1998	-	2,457.5	50.2	1,244.0	3,751.7	-
1999	0.0	2,454.3	101.2	1,242.0	3,797.6	0.00
2000	0.6	2,552.2	128.3	1,261.0	3,942.2	0.02
2001	1.3	2,644.3	136.9	1,251.8	4,034.5	0.03
2002	1.7	2,714.6	152.7	1,258.5	4,127.6	0.04
2003	2.0	2,883.8	156.0	1,331.9	4,373.7	0.05
2004	2.0	3,054.7	154.7	1,412.4	4,623.8	0.04
2005	1.9	3,224.7	137.3	1,514.8	4,878.7	0.04
2006	2.0	3,449.5	132.8	1,651.6	5,235.8	0.04
tmca	n.a.	4.1	17.4	3.8	4.2	

n.a.: no aplica.

¹ Se refiere a la penetración del GNC en respecto a todos los combustibles del sector autotransporte.

Fuente: IMP con base en CRE, INEGI, Pemex y empresas privadas.

1.5 Primer vehículo a gas natural

A partir de 2009, había más de 11 millones de vehículos a gas natural comprimido (GNC) en todo el mundo. Brasil y la India, están tratando de difundir la idea que la quema de este combustible fósil es más limpia.

La historia del coche de gas natural primero no es tan clara como muchos de los otros vehículos. Científicos, ingenieros y pensadores en todo el mundo han experimentado con varios tipos de combustibles alternativos durante años, empezando con el diesel como combustible alternativo en 1897.

Lo más probable es que el primer automóvil de GNC o GNV haya sido inventado por alguien que también estaba experimentando con el hidrógeno, gasolina o biocombustibles. Lo que se sabe es que en la década de 1930 en EE.UU. se había hecho correr vehículos de gas natural (figura 1.11). Algunos de estos mismos vehículos también utilizaron gas manufacturado.



Figura 1.11 Primer vehículo gas natural

Después de la Segunda Guerra Mundial, la expansión del crudo condujo a una reducción por el uso de GNV es en los EE.UU., pero en Europa aumentó el interés y el uso de los vehículos GNV. Sin embargo el uso de los vehículos a gas natural nunca se eliminó totalmente en los EE.UU.

1.5.1 Propiedades físicas del gas natural

La presente tabla muestra una comparación de las propiedades físicas del gas natural vehicular con respecto a las propiedades de los combustibles líquidos más comúnmente usados en la industria

Tabla 1.4 Tabla comparativa de propiedades físicas del gas natural

GNV	COMB. LÍQUIDOS (GASOLINA, DIESEL, GLP)
<ul style="list-style-type: none"> • Más liviano que el aire • Se eleva • Evapora muy rápido • No se acumula en zonas bajas • Mezcla rica, combustiona lentamente • Enciende a temperaturas de aproximadamente 600 °C • No es tóxico • Sin olor, se agrega odorizante para detectar fugas 	<ul style="list-style-type: none"> • Más pesados que el aire • Desciende • Evaporan muy lentamente a temperatura ambiente • Se acumula en zonas bajas • Mezcla rica explota • Vapores de la gasolina y diesel encienden a aprox. 200 °C • Tóxicos, especialmente la gasolina • Fuerte olor propio

Los efectos ambientales de los combustibles para automotor se clasifican como:

a. Efectos de la exposición directa a los combustibles

La exposición directa a los combustibles líquidos trae un riesgo a los conductores, a la gente que trabaja en las operaciones de distribución y a aquéllos que están en la vecindad inmediata de áreas donde se usan o almacenan. Tienen los riesgos de incendio y toxicidad.

Todos los combustibles líquidos son tóxicos en mayor o menor grado. Se conoce como un riesgo de salud a la exposición prolongada de la piel a los combustibles líquidos, a tragar o inhalar sus emanaciones. Por contraste el gas natural no es tóxico, y solo puede presentar algún riesgo de salud si estuviese presente en altas concentraciones en un lugar cerrado que pueda causar asfixia a través de la depresión del nivel de oxígeno.

b. Efectos locales de las emisiones al aire

Dependiendo de la geografía, densidad de población y modelos climáticos, los efectos "locales" de las emisiones de automotor pueden extenderse a áreas más allá de los 100 km de su fuente. Los efectos locales de mayor preocupación son los efectos adversos a la salud y de daño al ambiente natural y a las estructuras hechas por el hombre.

Los efectos locales tienden a ser de la mayor severidad en áreas urbanas donde la calidad del aire es generalmente peor que en áreas de escasa población. Existe hoy día el mayor conocimiento sobre las partículas que emite el escape de los vehículos a gasoil (escape diesel), que ha merecido su clasificación como contaminante tóxico del aire, y que constituye un flagelo que atenta contra la salud pública en un grado mayor al del hábito de fumar.

Las emisiones de los motores de los vehículos que causan efectos locales son los COV (Componentes Orgánicos Volátiles), CO (monóxido de carbono) y NOx (Óxidos de Nitrógeno), partículas y tóxicos, siendo significativas las acciones que se legislan en materia de ozono a nivel de suelo y partículas.

En general puede afirmarse que el gas natural ofrece ventajas de mucha menor contaminación en el ciclo de vida de los combustibles o sea en el ciclo que empieza en la extracción del petróleo y/o gas natural hasta su uso final.

c. Contaminación de suelo y agua derivada de derrames, pérdidas, y la descarga de los combustibles

La preocupación fundamental de las pérdidas accidentales o filtraciones del almacenamiento de gasolina y gasoil es su efecto sobre el manto freático.

Son muy importantes las pérdidas de estos combustibles que pueden contaminar grandes extensiones de suelo y que se infiltran muy profundamente hasta llegar a los acuíferos. En los últimos años la situación de contaminación producida por las gasolinas modernas publicitadas como ecológicas, conteniendo moléculas de oxígeno provenientes de aditivos (MTBE), han traído problemas en caso de pérdidas que han terminado por acabar con poblados en donde ha sido imposible procesar el agua contaminada de los mantos.

En el caso de una pérdida de gas natural de un gasoducto o estación de compresión, no existe riesgo de contaminación de agua o suelo. Además debido a que el gas natural es más liviano que el aire, en caso de pérdida, el gas natural se mezcla rápidamente con el aire y se disipa.

1.6 Regulación del Gas Natural en México

El gas natural que se comercializa dentro de la república mexicana debe de cumplir con ciertas propiedades mínimas, las cuales son regularizadas en la NORMA OFICIAL MEXICANA NOM-001-SECRE-2003, sobre la calidad del gas natural, la cual tiene como finalidad establecer las características y especificaciones que debe cumplir el gas natural que se conduzca en los sistemas de transporte, almacenamiento y distribución de gas natural, para preservar la seguridad de las personas, medio ambiente e instalaciones de los permisionarios y de los usuarios.

Tabla 1.5 Propiedades del Gas Natural en México

Propiedad	Unidades	Especificación			
		Mínimo	Máximo	Máximo Dic./2005	Máximo Dic./2007
Oxígeno	% Vol.	---	0,2		
Inertes					
Nitrógeno (N ₂)	% Vol.	---	5,0		
Bióxido de Carbono (CO ₂)	% Vol.	---	3,0		
Total de inertes	% Vol.	---	5,0		
Contenido de licuables a partir del propano (C ₃ +)	l/m ³	---	0,059	0,050	0,045
O bien, temperatura de rocío de hidrocarburos de 1 a 8000 kPa	K (°C)		271,15 (-2)		
Humedad (H ₂ O)	mg/m ³	---	112		
Poder calorífico superior	MJ/m ³	35,42	41,53		
Índice Wobbe	MJ/m ³	45,8	50,6		
Acido sulfhídrico (H ₂ S)	mg/m ³	---	6,1		
Azufre total (S)	mg/m ³	---	150,0		
Material sólido	---	Libre de polvos, gomas y cualquier sólido que pueda ocasionar problemas en los ductos y sus instalaciones. Así como en cantidades que provoquen deterioro en los materiales que normalmente se encuentran en dichas instalaciones y que afecten su utilización.			

1.7 Intercambiabilidad de gases

Los gases de la misma familia son normalmente intercambiables.

Delbourg, de Gaz de France, ha definido el diagrama de intercambiabilidad de gases (figura 1.12), en el cual cada gas viene representado por un punto expresado en coordenadas rectangulares (potencial de combustión en abscisas e índice de Wobbe (MJ/Sm³) en ordenadas). En el cual de acuerdo a su posición en el espacio, se puede determinar el grado de intercambiabilidad de diversos gases. Entre mas contiguos se encuentren, mas compatibles son.

Mediante curvas experimentales, derivadas del comportamiento de la llama de un gas a su desprendimiento de la boca del quemador, retroceso de llama o combustión incompleta, se puede trazar el campo de funcionamiento correcto de un quemador para un gas determinado. En el gráfico de la figura 1.12 representamos el diagrama de Delbourg para los gases de las tres familias.

Cualquier gas cuyo punto representativo en el diagrama caiga dentro de las áreas ralladas, es intercambiable con otro gas de las mismas familias listadas en la tabla 1.6.

Tabla 1.6 Familias del Gas Natural

PROPIEDADES		
Familias	Ámbito	Gas de referencia
Primera	Gases de P.C.S. comprendido entre 4,2 y 4,7 (gases manufacturados) $\text{te/m}^3(\text{n})$	Gas de P.C.S. de $4,5 \text{ te/m}^3(\text{n})$
Segunda	Gases ricos: gas natural y aire propanado	Metano puro
Tercera	Gases muy ricos: propano, butano	Butano puro

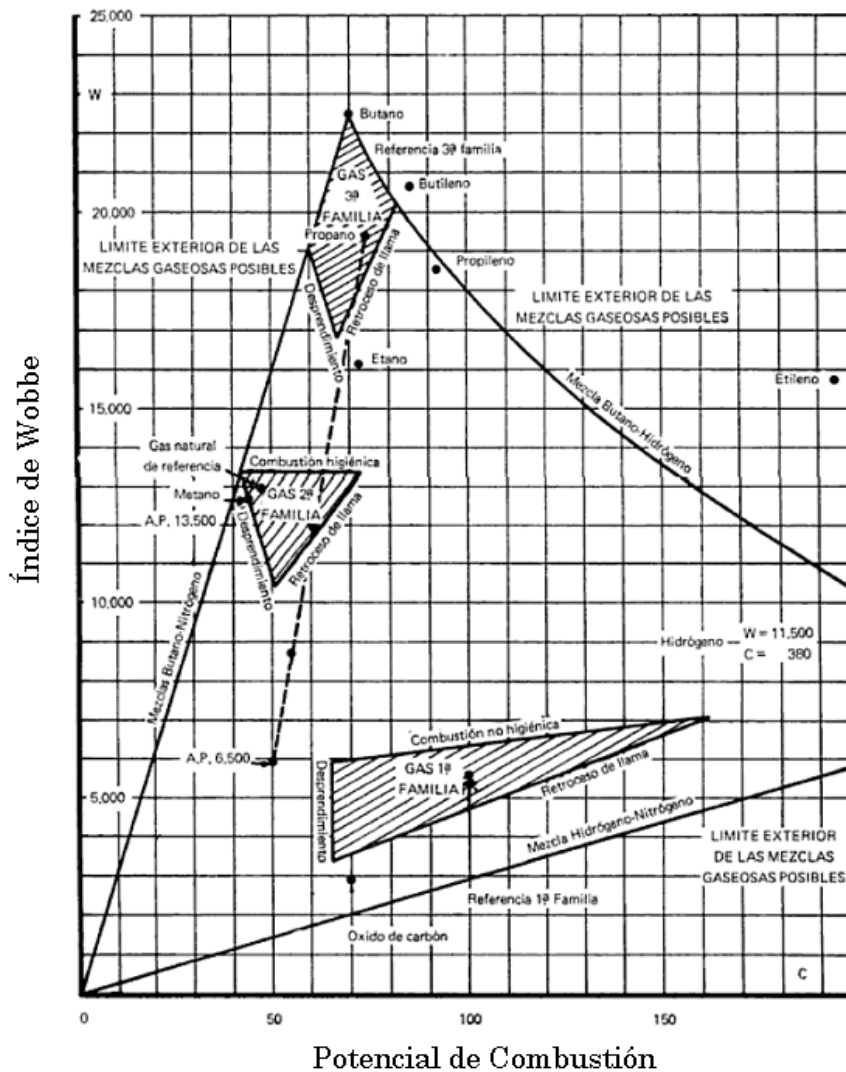


Figura 1.12 Diagrama de intercambiabilidad de gas

Capítulo 2 Sistemas de alimentación de Combustible

2.1 Gas natural como combustible del motor de encendido por chispa

Durante la década de 1970 los precios del petróleo crudo subieron rápidamente varias veces su costo (en términos reales), y también el interés acumulado sobre la disponibilidad a largo plazo del petróleo. Las presiones para mejorar considerablemente el rendimiento del motor de combustión interna han tomado mucho interés durante los últimos años. Sin embargo, los requisitos de control de las emisiones han hecho que mejorar el consumo de combustible del motor sea más difícil, así como la eliminación y reducción de plomo en la gasolina ha obligado a los motores de encendido por chispa a reducir la relación de compresión del motor. Gran parte del desarrollo se está haciendo sobre el uso de combustibles alternativos a la gasolina y al diesel. De los combustibles no derivados del petróleo, gas natural, el metanol y el etanol (metil y etil alcohol) están recibiendo la mayor atención. El hidrógeno puede tener posibilidades a largo plazo.



Figura 2.1 Inyección de Gas Natural

El concepto de gas natural como combustible usado en los motores de encendido por chispa (SI spark ignition) no es nuevo. El gas natural ha sido considerado como un combustible alternativo para motores de combustión desde la primera parte del siglo XX. El reciente interés en el gas natural como combustible para los motores, surge debido a su potencial para emitir niveles más bajos de contaminantes, así como su capacidad de combustión, sin peligro de detonación en motores diseñados para operar a altas tasas de compresión.

En la tabla 2.1 se observan algunas de las propiedades y valores del gas natural comparables a gasolina.

Tabla 2.1 Propiedades del Gas Natural y Gasolina.

PROPIEDAD	GAS NATURAL	GASOLINA
Fase a condiciones ambientales	Gaseosa	Líquida
Contenido de Energía, MJ/kg	475	44
Composición	Cerca del 84-97% metano, el resto son otros gases	Primordialmente Hidrocarburos C4 a C12
Octanaje (R + M)/2	105-122	84-100
Relación estequiométrica A/F (máscica)	16.5-17.1:1	14.7:1
Velocidad de Flama en el aire a con relación estequiométrica (ram/s)	375	390
Radio de equivalencia de inflamabilidad pobre	0.52	0.66

2.2 Comparación de las propiedades de los combustibles

En la tabla 2.2 se muestra la comparación de diferentes propiedades típicas de los combustibles utilizados en motores de combustión interna.

Tabla 2.2 Propiedades de los combustibles.

	CNG	METANOL	LNG	ETANOL	PROPANO	GASOLINA	DIESEL
Fórmula	CH ₄	C ₃ H ₈	CH ₄	C ₂ H ₅ OH	C ₃ H ₈	C ₈ H ₁₆	C ₁₂ H ₂₆
Octanaje de investigación	130	112	130	111	112	91-98	N/A
Octanaje de Motor	130	91	130	92	97	82-90	
Cetano	-10	3	-10	8	5-10	8-14	40-60
Punto de Ebullición °F/°C	-259/-162	N/A	-259/-162	N/A	-44/-42	(81-464)/	N/A
Contenido de Energía (volumen) (BTU/ft ³) / (kJ/L)	213,300/7,875	425,000/15,688	569,200/21,013	570,000/21,027	637,500/25,535	862,100/31,825	950,400/35,082
Energía vs Gasolina %	25	49	66	66	74	100	110
Relación estequiométrica A/F Ratio (masa)	17.3	6.5	17.3	9.0	15.7	14.7	15.0
Temperatura de Auto ignición °F/°C	842/450	N/A	842/450	N/A	1,004/540	428/220	437/225
Pico de Flama	3,254/1,790	N/A	3,254/1,790	N/A	3,614/1,990	3,591/1,977	3,729/2,054
Temperatura °F/°C							
Límite bajo de Inflamabilidad (volumen %)	5.3	4.0	N/A	N/A	2.1	1.4	N/A
Límite alto de Inflamabilidad (volumen %)	15.0	75.0	N/A	N/A	10.4	7.6	N/A

2.2.1 Comparación del contenido energético.

El contenido energético por unidad de combustible (densidad de energía) es un factor importante que afecta el rango y la potencia de salida de los motores de combustión interna. La figura 2.2 compara el contenido de energía de combustibles alternativos a la gasolina. En el eje de las ordenadas se puede observar la comparación del contenido energético de los combustibles con respecto a la gasolina, teniendo esta el 100%.

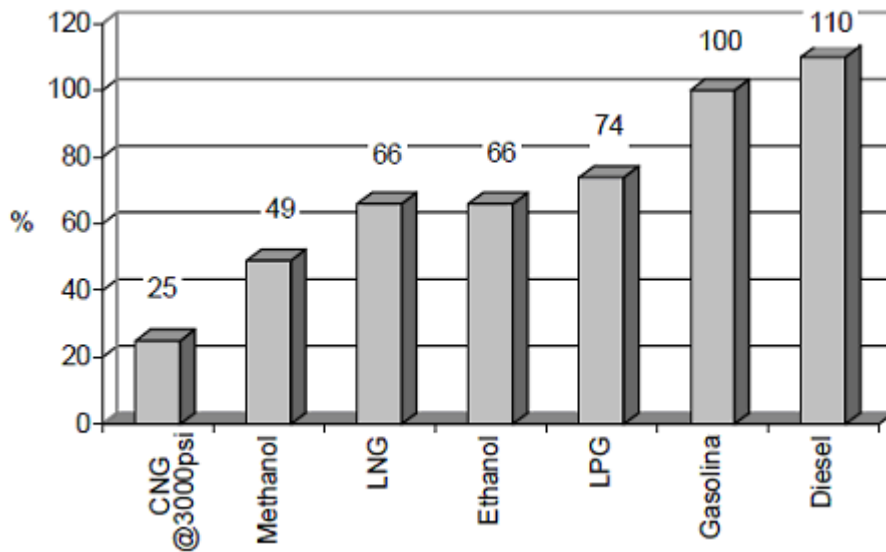


Figura 2.2 Comparación de Contenido energético.

2.2.2 Comparación de la temperatura de auto-ignición

La temperatura de ignición es la temperatura a la cual un combustible inicia su combustión sin necesidad de una chispa o flama. En lo que respecta a la temperatura de auto ignición de LPG, GNC y LGN es mucho más segura que la gasolina o el diesel debido a que la temperatura de ignición es mucho mayor. La figura 2.3 compara la temperatura de ignición de diversos combustibles.

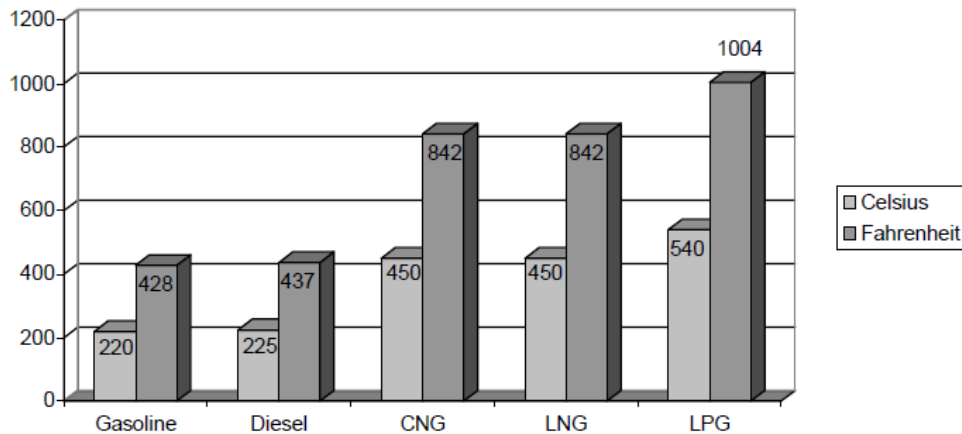


Figura 2.3 Comparación de la temperatura de ignición.

2.2.3 Comparación del rango de inflamabilidad

El rango de inflamabilidad es la distancia desde la mezcla con aire más pobre (LIE- límite de explosividad inferior) a la más rica (UEL-Límite superior de explosión) que puede quemarse.

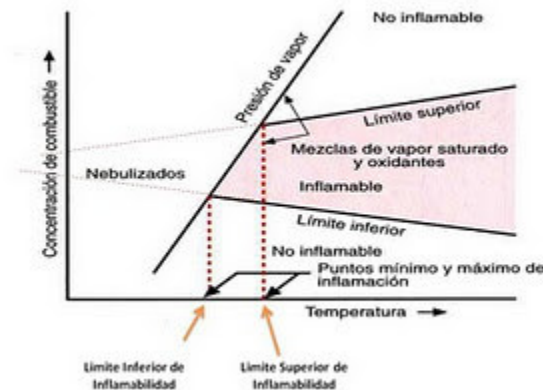


Figura 2.4 Definición de Rango de Inflamabilidad.

Los combustibles con rangos estrechos son los más seguros para trabajar, pero son menos versátiles, ya que ofrecen menos posibilidades de elección de la mezcla aire-combustible. En la figura 2.5 se compara el rango de inflamabilidad de diversos combustibles.

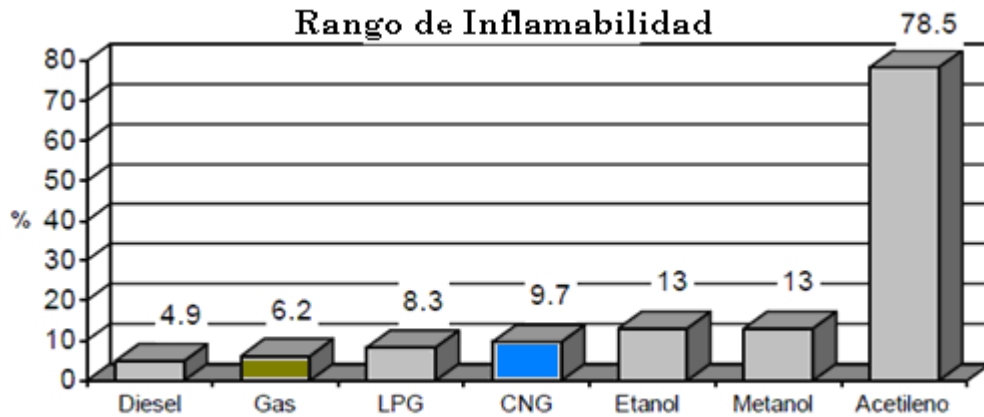


Figura 2.5 Comparación de rango de Inflamabilidad.

2.2.4 Comparación de la Temperatura pico de flama

La figura 2.6 compara la temperatura pico de la flama de diversos combustibles. Se puede ver que el GNC tiene una temperatura pico de flama de 1790°C (3254°F) que es 187°C (337°F) o 9,5% más fría que la temperatura pico de la gasolina a 1977°C (3591°F). La temperatura pico de la flama de propano que es 1991°C (3614°F) sólo 13°C (23°F) o menos del 1% más alto que el de la gasolina.

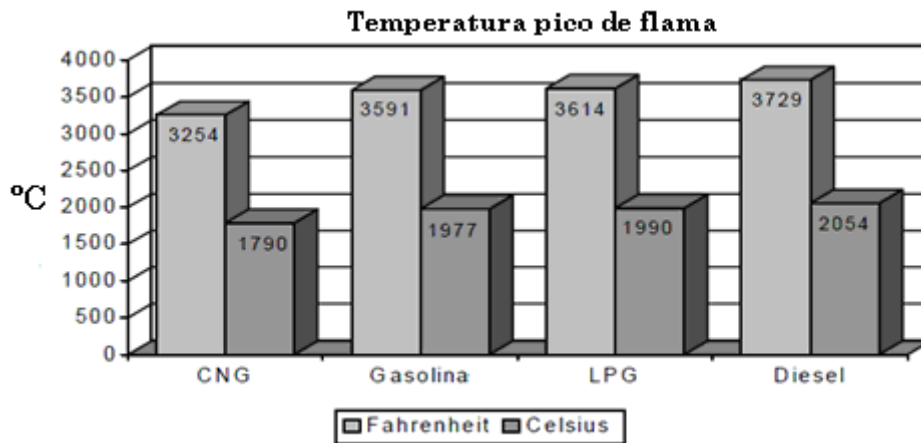


Figura 2.6 Comparación del pico de temperatura de flama.

2.2.5 Comparación de la eficiencia volumétrica

Uno de los procesos mas importantes que gobiernan la cantidad de potencia que puede ser obtenida de un motor es la de aspirar la mayor cantidad de aire posible durante cada ciclo de motor. Mas aire significa mayor combustible que puede ser quemado y por lo tanto mayor cantidad de energía puede ser convertida a potencia mecánica. El introducir una pequeña cantidad de combustible líquido es mucho más fácil que el introducir una gran cantidad de aire que reaccione con el combustible.

Debido a la naturaleza del combustible gaseoso este reduce en mayor medida la eficiencia volumétrica ya que cualquier cantidad de combustible añadida al aire antes de entrar en el cilindro, desplazará un volumen igual de aire y reducirá la eficiencia volumétrica y la potencia del motor. La figura 2.7 muestra la reducción de la eficiencia volumétrica de los diferentes combustibles.

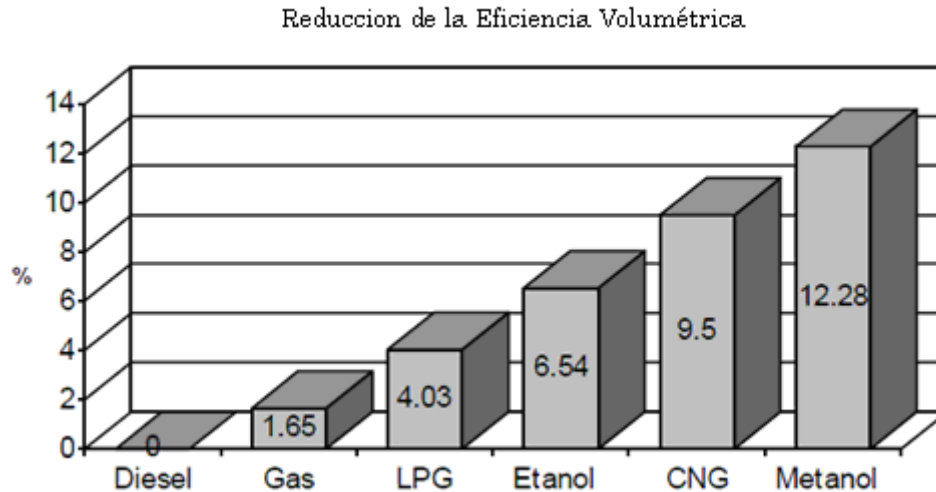


Figura 2.7 Comparación de eficiencia volumétrica.

2.3 Teoría de operación del sistema de CNG

Los motores a gas natural requieren de algún mecanismo para mezclar el aire de combustión y controlar las cantidades de combustible antes de la combustión. Puede parecer que el gas natural y el aire fácilmente se mezclan para formar una mezcla uniforme que fluye de manera uniforme para todos los cilindros. Pero en la práctica, debido a las diferencias en la densidad del aire y del gas natural, estos gases no forman una mezcla homogénea inmediatamente. Para lograr una buena mezcla es esencial que exista un tiempo y/o un adecuado nivel de turbulencia esté presente.

2.3.1 Trayectoria del CNG dentro del sistema de combustible

1. El gas natural se almacena en el interior del vehículo en un cilindro de almacenamiento de combustible bajo presión en forma de gas comprimido (CNG), a una presión máxima de aproximadamente 248.21bar (3600psi).
2. Cuando la válvula en el cilindro de almacenamiento de combustible se abre, el GNC fluye a la válvula de 1/4 de vuelta (apagado de emergencia), a la misma presión que estaba en el cilindro. Como el nombre sugiere la válvula 1/4 de vuelta requiere solamente un 1/4 vuelta para abrir o cerrar. El propósito de la válvula 1/4 de vuelta es proporcionar un medio de detener rápidamente el flujo de combustible en caso de avería del sistema. La válvula de 1/4 de vuelta se monta cerca del cilindro y normalmente se deja en la posición abierta. Una calcomanía normalmente está adherida a la parte exterior del vehículo que indique la ubicación del "paro de emergencia".

3. Desde la válvula de 1/4 de vuelta, el CNG fluye a la válvula multi-vuelta a la misma presión del cilindro. La válvula multi-vuelta se monta en el compartimiento del motor y proporciona un lugar para cerrar el flujo de GNC para el desmontaje y/o mantenimiento del sistema de combustible y/o el motor, cuando se requiera. Un manómetro de alta presión se monta en el lado del cilindro de la válvula multi-vuelta para mostrar la presión del cilindro. Una unidad electrónica para enviar el nivel de combustible, puede ser montado en el lado de la salida de la válvula de multi-vuelta. También un pico o conexión de llenado puede ser montada directamente o de forma remota conectada a la salida de la válvula de multi-vueltas.
4. Desde la válvula multi-vueltas, el GNC fluye hacia el regulador de alta presión (HPR) a la misma presión del cilindro. En el HPR se reduce la presión del GNC, en una etapa desde la presión del cilindro hasta la presión de utilización dependiendo del sistema utilizado.
5. Dependiendo del sistema utilizado, este puede contener más etapas antes de ser mezclado con el aire, las cuales se listan a continuación:
 - Desde el HPR, el GNC fluye hacia el filtro de combustible "lockoff". El filtro de combustible "lockoff" está normalmente cerrado. Se requiere una señal de vacío o una señal eléctrica del motor de arranque o de la posición de encendido del switch de ignición para abrir. Esta es una característica de seguridad deseable, porque si el motor se para o se apaga, el flujo de combustible se para automáticamente. Cuando el filtro de combustible "lockoff" recibe la señal eléctrica o el vacío deseado del motor, se abre y permite el flujo de GNC para el regulador de presión de segunda etapa.
 - Desde el filtro de combustible, el CNG fluye hacia el regulador de presión. A medida que el GNC fluye a través del regulador de presión se reduce la presión en dos etapas a partir de la presión de salida HPR a poco más de la presión atmosférica (es muy importante que la presión de salida del regulador y la presión de entrada del mezclador de aire y combustible correspondan adecuadamente, este problema se puede evitar mediante el uso de un regulador de presión y un mezclador de aire y combustible del mismo fabricante).

2.3.2 Características del regulador de presión del gas natural vehicular

Dentro de las principales funciones de los reguladores de presión se encuentran las siguientes:

- Reduce la presión del gas natural comprimido desde los cilindros (entrada desde 17.23 a 248.21 bar (250 a 3600 psig).
- Administra la presión del gas al sistema de combustible del motor.

- Administra la variabilidad de la composición del gas.
- Es capaz de resistir el aceite proveniente de los compresores del gas natural.
- En algunas ocasiones es provisto con sensores de presión, así como de las conexiones entre el sistema de alta presión y el de baja presión, la válvula de alivio, etc.

2.3.3 Desempeño del regulador de presión

Debe ser capaz de responder lo suficientemente rápido para compensar las variaciones en el flujo del gas (parte superior figura 2.8). Durante todo el rango de flujo deberá tener una respuesta de salida predecible de presión, flujo y temperatura (parte inferior figura 2.8).

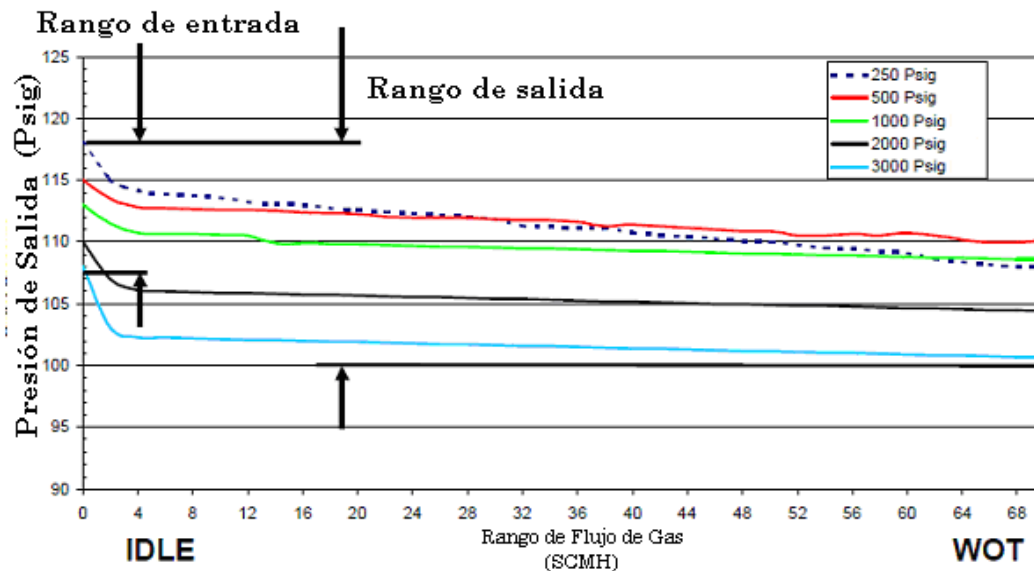
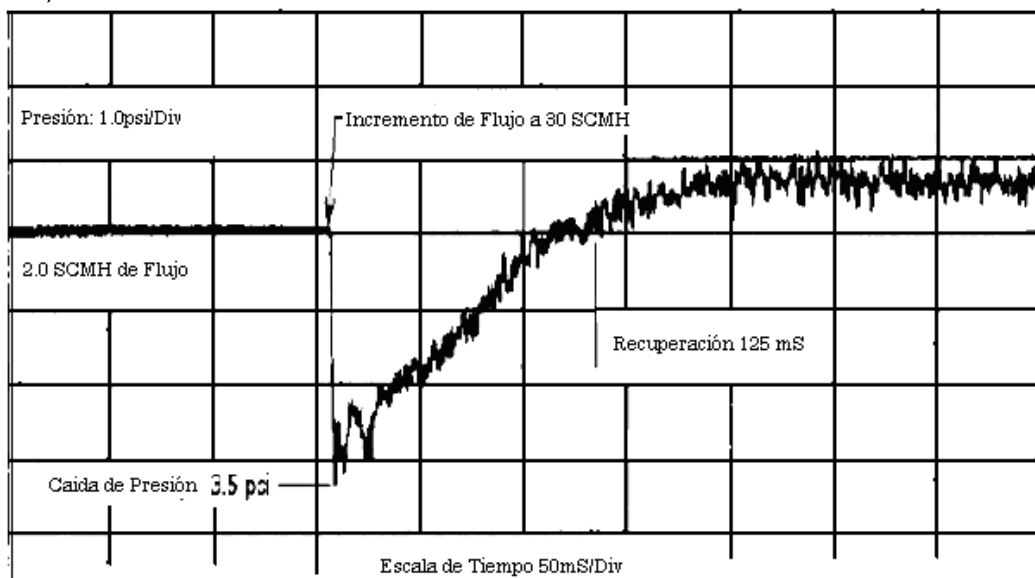


Figura 2.8 Respuesta a las variaciones de flujo del regulador de presión SCMh (Metros cúbicos por hora estándar).

2.3.4 Efecto Joule-Thomson

Conforme el gas se expande, éste se enfría debido al efecto Joule-Thomson (Figura 2.9). La humedad en el CNG puede formar partículas de hielo, si el equipo no está diseñado para manejar estas partículas de hielo, se requerirá de calor para prevenir este fenómeno.

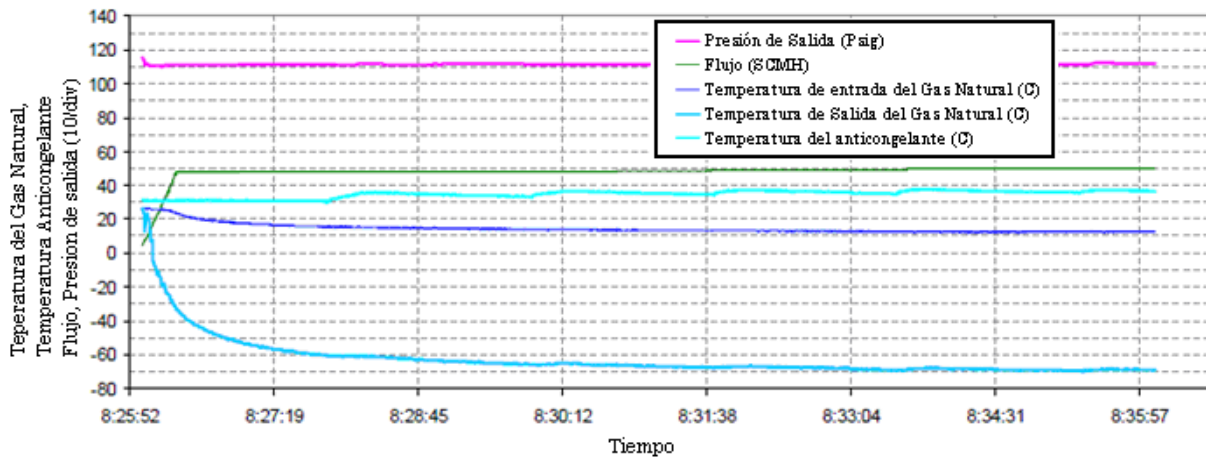


Figura 2.9 Efecto Joule-Thomson cuando el CNG se expande

2.3.5 La expansión del CNG (Gas Natural)

Se requiere una gran cantidad de trabajo para comprimir el gas natural y almacenarlo en el tanque del vehículo a unos 25 MPa. Como este gas pasa a través de la expansión en el regulador de presión durante el llenado de combustible, el proceso de regulación se traducirá en el enfriamiento del gas y el material que entra en contacto. La tabla 2.3 muestra el efecto de regulación de gas metano a partir de un estado inicial dado a un determinado estado final y la cantidad de energía, Q_{in} , obligados a mantener la temperatura de los gases de salida a su estado inicial. El proceso de regulación se supone que es un proceso isoentálpico.

Tabla 2.3 Efecto de regulación del gas natural.

PRESIÓN DEL TANQUE MPA	TEMPERATURA INICIAL, °C	PRESIÓN DE SALIDA, MPA	TEMPERATURA TEÓRICA DE SALIDA, °C	Q _{I,N} , MJ/KG
21	25	5.0	-30	175
21	25	0.7	-55	220
21	25	0.1	-60	235
21	-17.8	5.0	-76	230
21	-17.8	0.7	-12.5	300
21	-17.8	0.1	-13.5	31
6.9	25	5.0	-15	35
6.9	25	0.7	-4	80
6.9	25	0.1	-5	95
6.9	-17.8	5.0	-30	45
6.9	-17.8	0.7	-60	115
6.9	-17.8	0.1	-62	130

En la práctica, las temperaturas de salida serían mayores que las mostradas en la tabla 2.3 debido a la transferencia de calor de los alrededores, incluso cuando el entorno está a una temperatura más baja, como -17.8 °C (0 °F). Sin embargo, los resultados muestran una considerable caída en la temperatura del gas conforme se reduce la presión en el regulador de presión. Esta reducción de la temperatura enfría el cuerpo del regulador (y los tubos de flujo), que puede tener un impacto en el flujo de gas si no se toma en cuenta durante el diseño. Las bajas temperaturas del combustible pueden crear condensación (e incluso congelación) en las partes internas del regulador o en la tubería. Además, el agua puede condensarse o incluso congelarse en el exterior del cuerpo del regulador altamente enfriado y/o en las tuberías. También existe la posibilidad de variaciones de flujo de combustible en el carburador o los inyectores de combustible, lo que puede provocar un funcionamiento del motor inestable. Algunos de estos problemas pueden ser disminuidos mediante la instalación de un regulador de presión al lado de los cilindros de alta presión, y el uso de líneas de combustible del regulador al compartimiento del motor. La otra opción es usar un regulador de presión calentado que proporcione una fuente de calor para estabilizar la temperatura del combustible.

2.3.6 Sistemas de alimentación de combustible CNG o GNV

Dependiendo del diseño del motor y de la estrategia de abastecimiento de combustible, es importante el punto de mezcla, los cuales pueden ser:

- Antes de la mariposa.
- Después de la mariposa, pero antes de que la mezcla se reparta en los corredores del múltiple de admisión.
- En los sistemas de inyección por puerto, en el momento de la inducción en el cilindro.

2.3.7 Sistemas de combustible GNC aspirado y de lazo abierto

(También denominados de primera y segunda generación)

Desde el regulador de presión el gas natural fluye hacia el mezclador de aire y combustible (Figura 2.10). Por lo regular en los mezcladores de aire y combustible el paso de combustible está normalmente cerrado. Se requiere una señal de vacío del motor para sacar el combustible de la toma de combustible. De nuevo, esto es una característica de seguridad deseable, porque si el motor se para o se apaga, el flujo de combustible se detiene automáticamente. Cuando el mezclador recibe la señal de vacío desde el motor, éste lleva una cantidad medida de gas natural desde el regulador de presión y lo mezcla con el aire a la proporción adecuada, para lograr un rendimiento máximo del motor en todo el rango de operación.

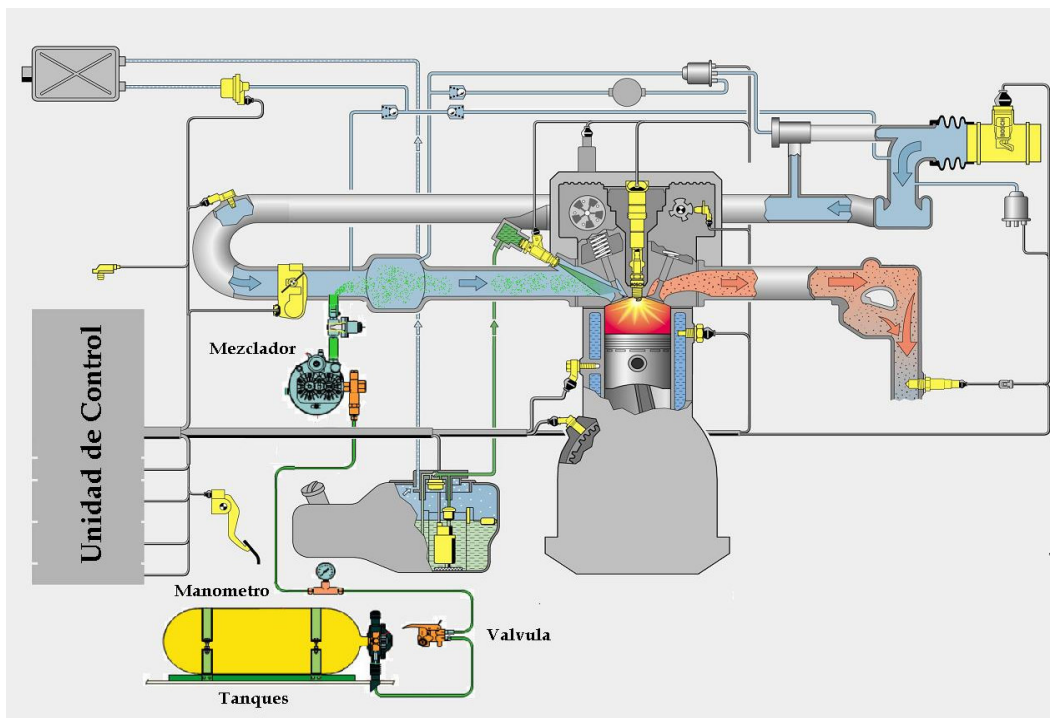


Figura 2.10 Sistema a gas natural con mezclador.

El sistema mecánico tiene sus severas limitaciones, no puede mantener un preciso A/F y no responde lo suficientemente rápido durante los transitorios del motor.

Se sigue utilizando en vehículos con carburador (Ford Falcon, Fiat Uno, Peugeot 404, Peugeot 504, Peugeot 505, Renault 9, Renault 12, Renault 18, etc.)

Al aparecer los vehículos que sustituyeron la alimentación de combustible al motor con carburador por el sistema de inyección, la tecnología GNC introdujo dispositivos electrónicos que emulan, o sea imitan las señales que envían a la computadora del vehículo, los componentes del sistema de inyección de combustible gasolina (inyectores, sensores, etc.).

A la tecnología que describe los primeros sistemas de inyección, se le denomina tecnología de lazo abierto o de segunda generación, compatible con el avance de la industria automotriz.

2.3.8 Sistema de combustible GNC de lazo cerrado

(También denominado de tercera generación)

Debido a la necesidad de una regulación más precisa de la proporción A/F, algunos de los sistemas tienen "electrónica de corte" de control mecánico de la relación A/F. Esto se logra mediante el uso de la señal del sensor de oxígeno de escape y un control de la computadora (en algunos casos, el control de la computadora ajusta la presión del regulador en el dispositivo de mezcla), analógicamente a la de control de retroalimentación usado en los motores de gasolina de encendido por chispa.

Este sistema se diferencia del sistema de lazo abierto de modo tal que los sensores del motor actúan sobre el control electrónico del equipo de gas, que a su vez acciona un motor de "paso a paso" que dosifica electrónicamente el gas que necesita el motor de acuerdo con el requerimiento de marcha para un óptimo funcionamiento.

La tendencia es el uso de esta tecnología en una gran cantidad de modelos de vehículos, acompañando el avance general de diseño de los vehículos con electrónica adecuada.

2.3.9 Sistema de combustible GNC de inyección secuencial

(También denominado de Cuarta o Quinta Generación)

Es el sistema de mayor avance tecnológico y su funcionamiento es similar al del sistema de inyección secuencial de gasolina del vehículo a convertir. El regulador entrega gas a alta presión y se inyecta a cada cilindro en forma secuencial, proporcionando un control rápido y preciso de la relación A/F en todo el rango de operación del motor, similar a los sistemas de inyección de gasolina. El funcionamiento es controlado por la computadora del vehículo que genera las señales de inyección y por una computadora propia del equipo de gas que las interpreta para comandar la inyección de gas. De este modo el funcionamiento del vehículo es igual en gas que en gasolina. Este sistema es el que utilizan las fábricas automotrices para sus vehículos a gas originales y está disponible en los talleres de conversión que le indicará al potencial usuario, el respectivo Productor de Equipos Completos que debe ser consultado expresamente en cada caso.

La tendencia es la aplicación de esta tecnología en modelos de vehículo a partir de modelos 2008 e incluso de algunos modelos anteriores, que tienen ya un avanzado diseño de electrónica de gran rendimiento. El sistema de inyección por puerto (Figura 2.11) ayuda a prevenir las variaciones en la relación A/F cilindro a cilindro y se puede

simplificar el diseño del múltiple de admisión ya que la acumulación de combustible líquido ya no es un problema.

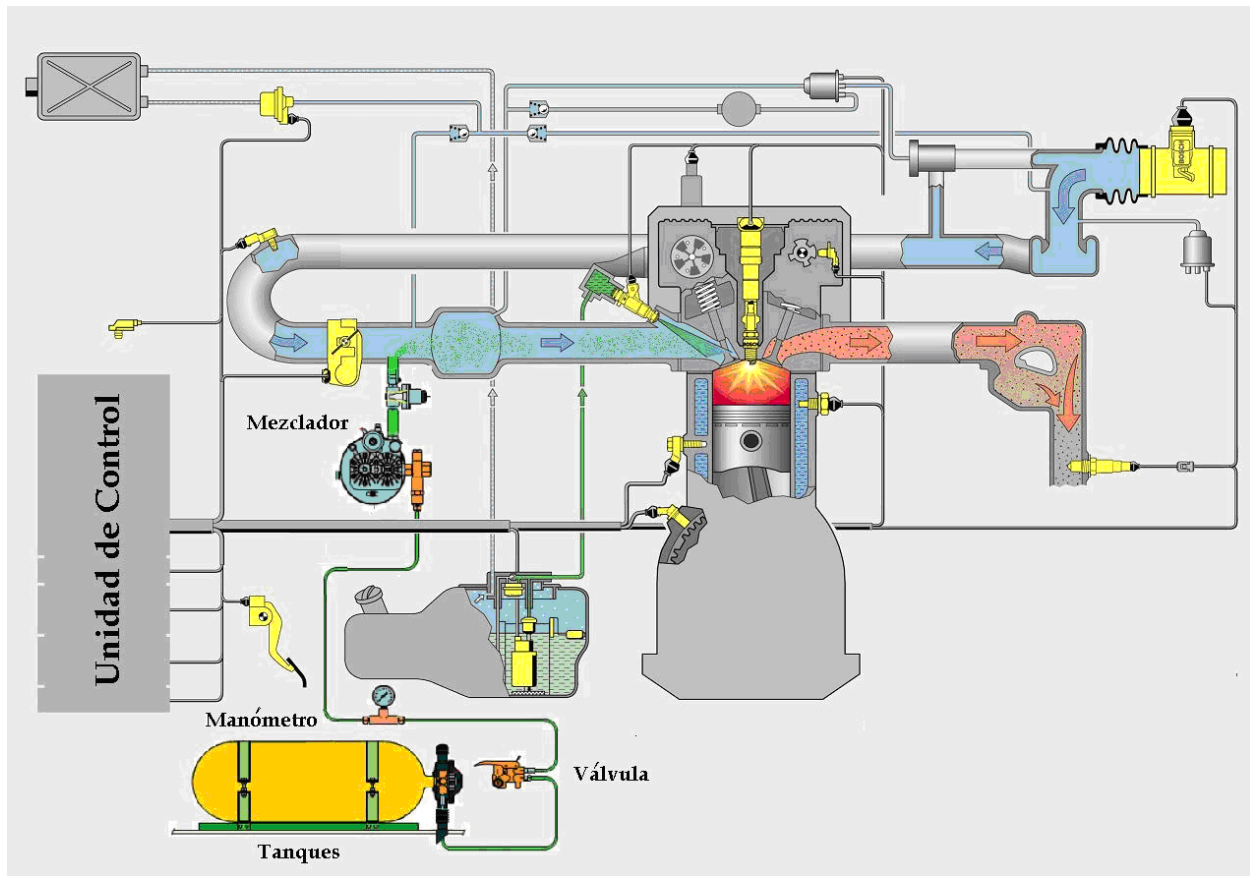


Figura 2.11 Sistema a gas natural con inyección multi-puerto

La mayoría de los sistemas de inyección de gas natural funcionan a presiones de combustible más altas que las que normalmente se encuentran en los sistemas de inyección de gasolina. Las presiones en un inyector pueden ser de entre 700 kPa a 1,2 MPa, dependiendo del diseño del sistema de inyección. Mayores presiones incrementan la velocidad de inyección de combustible, lo que requiere una menor duración de la inyección para inyectar una determinada cantidad de combustible. Por otro lado, el aumento de la presión de inyección limita la cantidad de combustible almacenado que el motor puede utilizar. Esto es particularmente importante en los vehículos de GNC, ya que la densidad de energía de combustible es menor que la gasolina en términos de volumen.

2.4 Puntos a considerar del sistema de CNG

Los siguientes puntos requieren una especial atención en el diseño y/o incorporación de los sistemas de inyección de combustible a gas natural en los vehículos:

- *Las tasas de flujo del inyector deben ser suficientes para satisfacer las demandas del motor.*
- *Mayores presiones de inyección aumentan la posibilidad de fugas de combustible - la fuga de gas natural debe ser eliminada cuando el motor está apagado -.*
- *El gas natural no tiene lubricación. Por lo tanto, la válvula de admisión y su asiento deben ser de un material que pueda soportar el impacto continuo de las válvulas de admisión sin ningún tipo de deterioro.*
- *El gas natural no tiene cambio de fase al inyectarse. Por lo tanto, la válvula de admisión y su asiento se someten a mayor temperatura (la gasolina extrae parte del calor de la válvula para su cambio de fase) al usar un combustible en estado gaseoso.*
- *Dado que el flujo másico de gas natural (y por lo tanto la tasa de flujo de energía) depende de la presión del gas y su temperatura, es necesario mantener la temperatura del gas constante o adquirir su valor y darle seguimiento a fin de realizar los cambios necesarios en la duración de la inyección mediante la unidad de control.*
- *La boquilla de inyección debe entregar el combustible de tal manera que ayude a formar fácilmente una buena mezcla con el aire de combustión.*
- *Un inyector de gas natural puede ser sometido a una temperatura más alta que los inyectores de combustible de gasolina. En este último caso, el combustible líquido proporciona un efecto de enfriamiento en los inyectores. Se debe considerar la deficiencia del gas natural para enfriar el inyector.*

2.5 Preparación de la mezcla

La función principal del sistema de admisión del motor y el sistema de combustible consiste en preparar una mezcla aire-combustible que cumpla con los requisitos del motor a lo largo de su rango de operación de velocidad y carga. En teoría, el mejor aire-combustible (A/F) para un motor de SI es la que desarrolla la potencia de salida deseada con la mejor economía de combustible, al tiempo que garantiza un funcionamiento fiable durante todo el rango operativo. Sin embargo, en realidad, otras restricciones tales como el control de emisiones, a menudo dictan la relación A/F que se puede utilizar en los motores de encendido por chispa. Esto es particularmente cierto para los motores de los automóviles, donde los controles de las emisiones son muy estrictos. En general, la relación A/F que proporciona la mejor economía de combustible, un funcionamiento fiable y que cumple con los requisitos de emisiones a una determinada potencia de salida depende de la velocidad del motor y la carga.

Los requisitos de la relación A/F de un motor SI se muestran en la Figura 2.11 en función del flujo de aire de entrada en el múltiple de admisión (o la apertura del acelerador). La figura muestra un valor normalizado de A/F, llamada equivalencia relación Φ . La equivalencia relación Φ es la relación estequiométrica de la relación A/F para el combustible a la actual proporción A/F utilizada. Por lo tanto, $\Phi = 1$ representa una mezcla estequiométrica, $\Phi > 1$ significa que la mezcla es rica, y $\Phi < 1$ significa que la mezcla es pobre (la equivalencia relación Φ es, en esencia, la inversa de Lambda o

λ). En ralentí y con carga muy ligera un motor SI generalmente exige la relación A/F un poco más rica. La masa de los gases de escape que queda en el cilindro residualmente, tiende a permanecer casi constante mientras que la masa de la carga fresca introducida en el cilindro, disminuye conforme el acelerador se cierra progresivamente con cargas ligeras y condiciones de marcha en ralentí.

En consecuencia, el porcentaje de dilución residual de la carga aumenta a medida que el acelerador se cierra. La dilución de la carga de residuos no es grave en la mayoría de las cargas y velocidades, pero plantea un problema cuando el acelerador se cierra como durante la desaceleración y en ralentí. Esto puede dar lugar a una inestabilidad de combustión y fallas de encendido parciales (misfire), bajo condiciones severas. Para compensar el aumento del nivel de dilución, el sistema de combustible debe proporcionar una mezcla más rica, con $\Phi > 1$, como se muestra en la figura 2.12.

En condiciones de carga parcial (media apertura de la mariposa), mezclas más pobres incrementan el ahorro de combustible del motor. Un aumento en la economía de combustible se produce debido a menores pérdidas de calor, menor trabajo de bombeo, y una mayor cantidad de trabajo de expansión debido al cambio en las propiedades térmicas de la mezcla. Además, el efecto de la fracción de gas residual es menos importante a esta apertura del acelerador. La dilución de la mezcla por aire en exceso ofrece el beneficio adicional de una eficiencia térmica mayor, manteniendo la estabilidad de combustión del motor. Los controles estrictos de emisiones requieren el uso de catalizadores de tres vías, lo que exige que los motores operen con mezclas estequiométricas. La dilución en estos casos se logra mediante la recirculación de una porción de los gases de escape en el cilindro, un método conocido como recirculación de los gases de escape (EGR). En mariposa totalmente abierta (WOT) es importante la utilización eficaz de todo el aire inducido en el cilindro. En WOT, la máxima potencia para un rendimiento volumétrico dado, se obtiene con una mezcla más rica, donde la relación de equivalencia puede ser alrededor de 1.1.

2.6 Control y medición de combustible líquido (Carburado e inyección).

El carburador o el sistema de inyección de combustible del motor SI mide el combustible en el flujo de aire (o directamente en el cilindro en algunos arreglos) según la demanda del motor, que depende de la carga del motor y la velocidad, como se explicó anteriormente

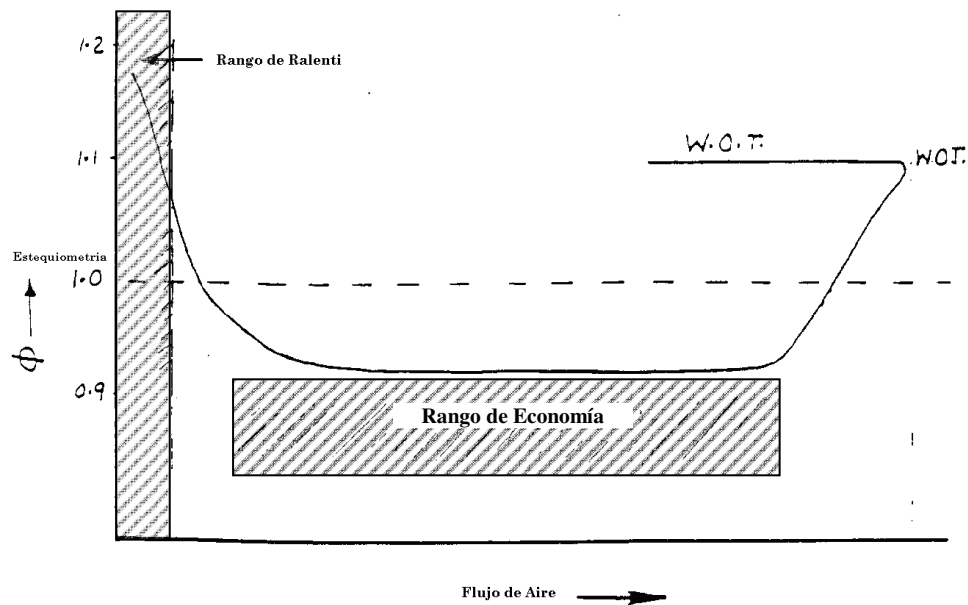


Figura 2.12 Requerimientos típicos de relación aire/combustible

2.6.1 Carburadores.

Los carburadores se utilizan en los motores de carga homogénea, para medir y controlar el flujo de combustible que es introducido en la corriente de aire. También ayuda a mezclar el combustible con el aire mediante la atomización del líquido en pequeñas gotas que se evaporan rápidamente durante su paso en el cilindro. Debido a su simplicidad, los carburadores han sido los dispositivos de combustible más comunes para controlar el flujo de combustible en los motores de encendido por chispa. En un carburador simple, el aire fluye a través de una tobera convergente-divergente, llamada venturi, que se muestra en la Figura 2.13. Una diferencia de presión es creada entre la entrada al carburador y la garganta del venturi, esta diferencia de presión es utilizada para medir el flujo de combustible adecuado para el correspondiente flujo de aire.

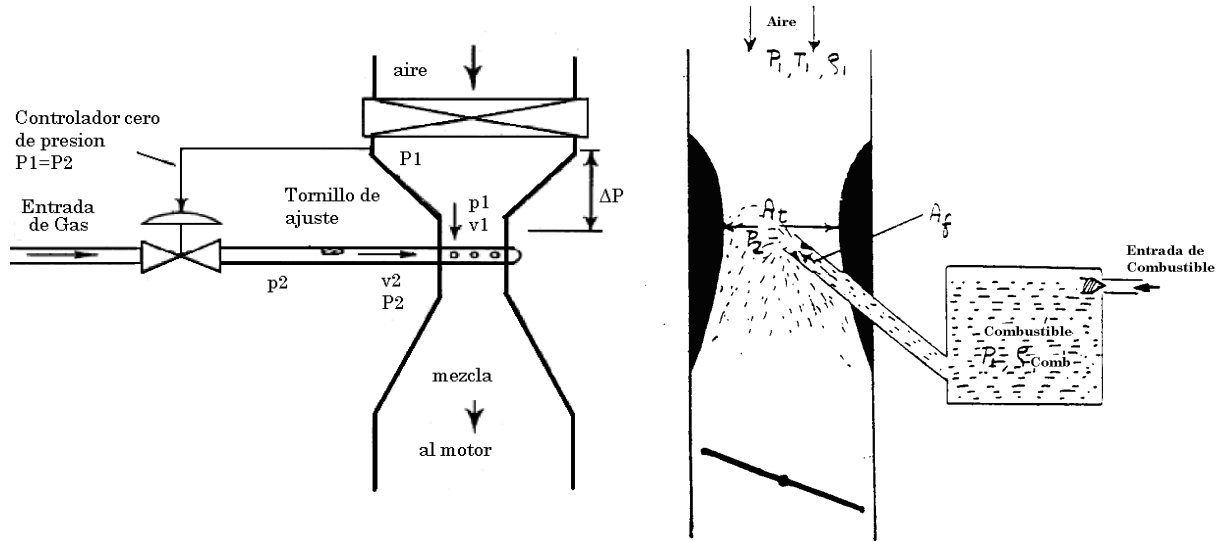


Figura 2.13 Sistema del carburador. (Izquierda) CNG, (derecha) Gasolina

El flujo de aire a través del carburador puede ser descrito en términos de estado termodinámico del aire en la entrada, en la garganta, así como de las características físicas del venturi. Asumiendo un flujo de aire constante, adiabático a través del venturi, el flujo de masa de aire, \dot{m}_a , puede ser descrito por (ver figura 2.9).

$$\dot{m}_a = A_t \left\{ 2g_c \cdot C_p \cdot T_1 \cdot \rho^2 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad 2.1$$

La ecuación anterior puede ser descrita en términos de la velocidad del sonido a la entrada del carburador. La ecuación se convierte en:

$$\dot{m}_a = C_a \cdot \rho_1 \cdot C_1 \cdot A_t \left\{ \frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad 2.2$$

Donde g_c es la constante gravitacional, C_p es el calor específico del aire a presión constante (~ 1.0 kJ/kg-K), $\gamma = C_p/C_v$ (~ 1.4 para el aire), y Q es la velocidad del sonido. El coeficiente de descarga, C_a , es incluida para corresponder con el flujo del proceso que normalmente ocurre en el venturi.

La ecuación anterior puede ser escrita como sigue:

$$\dot{m}_a = C_a \cdot A_f \cdot \left(\frac{P_1}{T_1} \right) \cdot \left[\frac{2g_c \cdot C_p}{R^2} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \left\{ \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad 2.3$$

El flujo de combustible a través del orificio con área de sección transversal A_f puede ser descrita por una relación similar. Asumiendo un flujo estable e incompresible de combustible, la relación de flujo \dot{m}_f está dada por:

$$\dot{m}_f = C_f \cdot A_f \cdot [2g_c \cdot (P_1 - P_2) \cdot \rho_f]^{\frac{1}{2}} \quad 2.4$$

donde C_f es el coeficiente de descarga del orificio y varía entre 0.6 y 0.8.

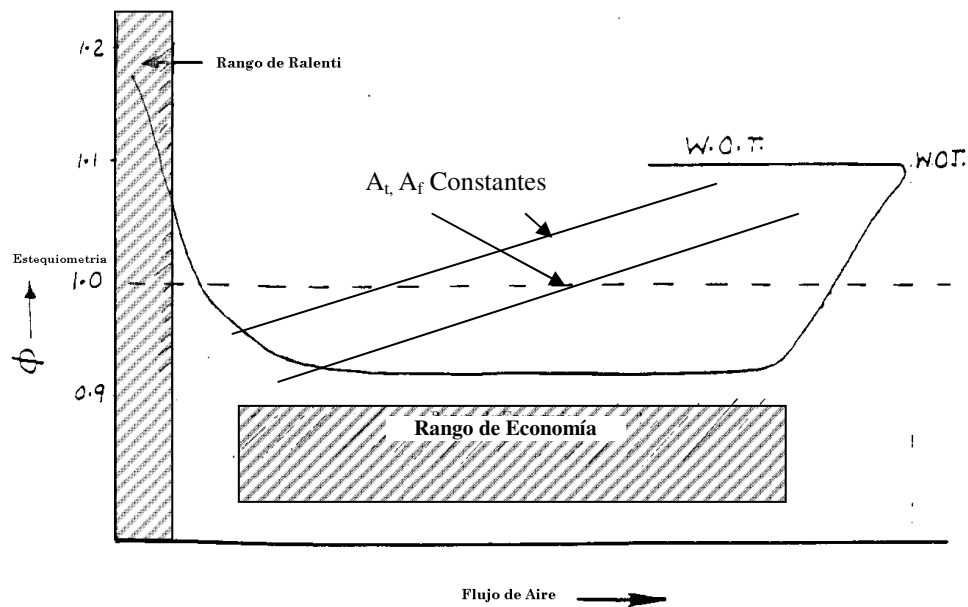


Figura 2.14 Variación en la relación de equivalencia conforme el flujo se incrementa.

La figura 2.14 muestra la variación en el radio de equivalencia conforme la diferencia de presión se incrementa $\Delta P = P_1 - P_2$. Es evidente que la relación de equivalencia entregada por un simple carburador no puede cumplir todas las demandas de A/F del motor mostradas en la figura 2.10. Si los parámetros son diseñados para producir relaciones estequiométricas A/F en el rango medio de flujo, entonces el carburador entregará mezclas pobres en las condiciones de ralenti (IDLE) y en cargas pequeñas, por otro lado el carburador posiblemente no entregará mezclas suficientemente ricas a condiciones donde la mariposa está completamente abierta (WOT).

El carburador simple no puede satisfacer todas las regiones de operación del motor. Para poder cumplir con estas demandas, los modernos carburadores son diseñados con varios componentes que los hacen más complejos que el carburador simple. Generalmente el carburador tiene:

- Un sistema de ralentí (idle) para medir y entregar el combustible en condiciones de idle y cargas ligeras.
- Un sistema principal de medición y entrega compensado, para entregar una mezcla constante A/F sobre la mayor parte de la región de operación del motor.
- Un sistema de enriquecimiento que provee una mezcla rica a altas cargas.
- Una bomba de aceleración, para bombear una pequeña cantidad de combustible cuando el acelerador es abierto rápidamente.
- Un sistema de compensación por altitud, para ajustar el flujo de aire con el cambio de las condiciones atmosféricas.
- Un sistema de enriquecimiento durante el arranque del motor y durante el calentamiento, mediante un limitador del flujo de aire que pasa a través del carburador.

2.6.2 Inyección de combustible en motores de encendido por chispa

La inyección de combustible ofrece muchas ventajas sobre los sistemas carburados en los motores de encendido por chispa:

- Incremento en torque y potencia debida al incremento en la eficiencia volumétrica por (a) incremento en la densidad de carga, (b) la eliminación de la pérdida de presión por el carburador y (c) múltiples de admisión más largos con pérdidas de presión menores.
- La respuesta del sistema de inyección de combustible a cambios en carga/velocidad es muy rápida. Por lo tanto pueden alcanzarse aceleraciones rápidas.
- Menos variación en la relación A/F si el combustible es inyectado cerca de la válvula de admisión en un motor de múltiples cilindros.
- Un mayor y preciso control de la relación A/F puede ser obtenido con la ayuda del control electrónico del motor.
- Un fácil encendido, ya que la atomización no depende de la velocidad del motor durante las primeras vueltas, en el sistema de carburación es muy estrecha esta dependencia.
- Reducción de los hidrocarburos emitidos por el motor (debido al control del combustible durante las aceleraciones y desaceleraciones).

Los requerimientos de mezcla son esencialmente los mismos entre los sistemas inyectados y los carburados, excepto los de carga estratificada.

Clasificación y tipos de sistemas de inyección de combustible:

2.6.3 Inyección directa de combustible.

En la inyección directa, el combustible es inyectado directamente en el cilindro mediante la instalación de un inyector en la cabeza de cilindro. El inyector puede ser actuado mecánicamente o electrónicamente. El combustible puede ser inyectado cerca del final del tiempo de compresión. También puede ser inyectado al inicio de la compresión, después que la válvula sea cerrada.

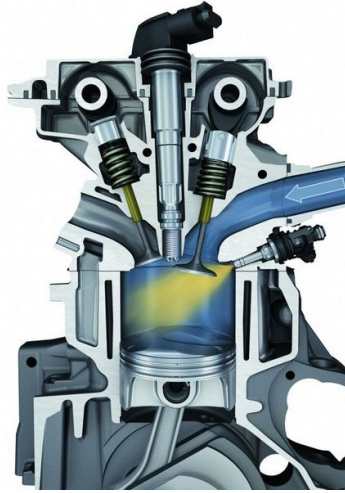


Figura 2.15 Inyección Directa

2.6.3.1 Beneficios de la inyección directa:

1. Un control preciso de la relación A/F, con menos variación de cilindro a cilindro en A/F, puede ser alcanzada con un buen diseño del sistema de inyección de combustible.
2. Con una respuesta rápida del A/F, durante las aceleraciones y las desaceleraciones, las respuestas a los transitorios del motor pueden ser muy buenas.
3. Debido al incremento en la eficiencia volumétrica, se espera un incremento en la potencia de salida.
4. Con un buen inyector y diseño del sistema de inyección que concuerden con el campo de flujo dentro del cilindro, es posible alcanzar una buena estratificación de la carga, la cual se traduce en un mejor control de las emisiones.
5. Un sistema propiamente sellado puede reducir las pérdidas por emisiones evaporativas, comparados con los sistemas de múltiple puerto o los de inyección en el cuerpo de la mariposa.
6. Como la presión en el sistema de inyección directa es mucho mayor que los sistemas de inyección en el múltiple de admisión, se puede alcanzar una mejor atomización del combustible, la cual resulta en una mejor evaporación.
7. En los sistemas de combustible gaseoso como es el caso del gas natural, la inyección directa puede producir un incremento sustancial de la potencia

(dependiendo de la densidad del combustible), debido a un pronunciado incremento en la eficiencia volumétrica.

2.6.3.2 Desventajas de la inyección directa:

1. El sistema de inyección necesita ser más preciso y el inyector tiene que operar en ambientes más hostiles. Consecuentemente, el inyector tiene que ser capaz de resistir las altas temperaturas y presiones encontradas en la cámara de combustión de los motores de encendido por chispa.
2. En muchos de los casos, mayores presiones de inyección son requeridas (mucho más si el combustible es inyectado cerca del final del tiempo de compresión). La bomba de combustible, el inyector y otros componentes del hardware requieren de diseños más complejos y costosos.
3. Tiene que llevarse a cabo un cuidadoso análisis sobre los efectos de las ondas de presión, debido a las altas presiones utilizadas en los sistemas de inyección directa.
4. Una distribución adecuada dentro del cilindro, conlleva estrictos requerimientos del sistema de inyección y sobre todo del inyector.
5. Los residuos de carbón en la válvula del inyector pueden producir un comportamiento errático del spray de combustible, una mezcla inadecuada, etc.

2.6.4 Inyección Multi-puerto

En este caso, el combustible se inyecta en el puerto de admisión de cada cilindro. El sistema requiere un inyector por cilindro. En algunos sistemas, un inyector adicional (o inyectores) se utiliza para el suministro de combustible adicional durante el arranque y el calentamiento del motor. A pesar de que los sistemas de inyección multi-puerto pueden ser controlados mecánicamente o electrónicamente, la mayoría de los motores de los automóviles modernos están equipados con sistemas electrónicos de inyección. El inyector de este sistema es una simple válvula de inyección electromagnética.

2.6.4.1 Ventajas de la inyección de combustible de puerto

- Un aumento de potencia y de torque debido al aumento en la eficiencia volumétrica del motor.
- Una distribución uniforme del combustible y una menor variación de A/F entre los cilindros del motor, en comparación con el sistema de inyección en el cuerpo de la mariposa o de un sistema con carburador.
- Una respuesta rápida del motor a los cambios en la apertura del acelerador.
- Mejor control de la relación A/F, la cual ayuda a reducir las emisiones de escape y produce una mejor economía de combustible.
- Un mejor control de la relación A/F durante el arranque en frío y calentamiento del motor.

2.6.4.2 Desventajas de la inyección de combustible en el puerto

- Requiere más de un inyector de combustible, generalmente un inyector por cilindro.
- Un riel de combustible es generalmente necesario para conectar los inyectores a una fuente común.
- Interacciones de onda producidos por la apertura y cierre - requiere un diseño cuidadoso de la amortiguación.
- Más costoso debido al número de inyectores y la unidad de control electrónico requerida para operar.

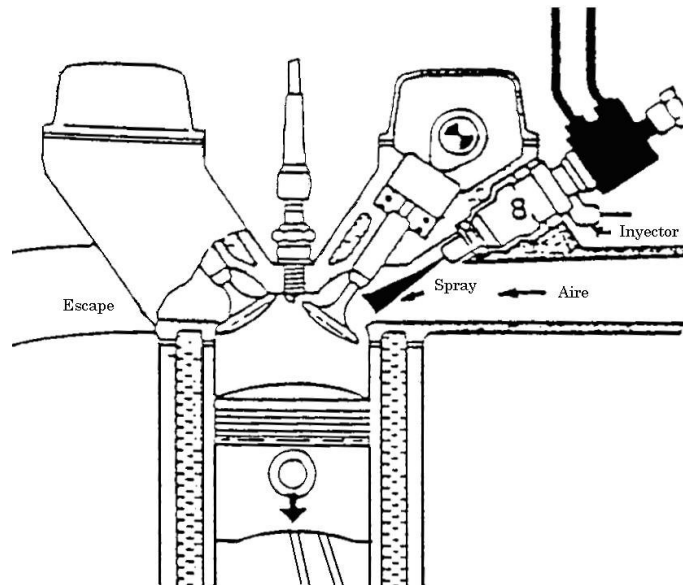


Figura 2.16 Inyección en el puerto de entrada

2.7 Condiciones ambientales que afectan la potencia generada en el motor

2.7.1 Efecto de la temperatura del aire en la potencia de salida

La temperatura del aire que entra en un motor es muy importante por dos razones:

1. Aire caliente entrando en un motor puede producir la detonación y preignición, que dañan o destruyen un motor a corto plazo. Mientras más fría sea la temperatura del aire de entrada más sano será para el motor, como se observa en la figura 2.17.

2. A medida que la temperatura del aire que entra en un motor aumenta, éste se expande volviéndose cada vez menos denso y más ligero. Esto reduce la eficiencia volumétrica y por lo tanto la salida de potencia del motor. Por cada aumento de 5.5°C (10°F) en la temperatura del aire de admisión del motor, la salida de potencia cae aproximadamente 1%. Dado que la temperatura del aire bajo el cofre puede llegar fácilmente a 80°F , es muy importante que la toma de aire del motor sea canalizada

fuera del compartimiento del motor. Como ejemplo, un motor que produce 100 HP a 60°F, sólo producirá 86 caballos de fuerza al aspirar aire a 80°F. Esta disminución en la potencia, se explica por el hecho de que el motor requiere 7 libras de aire para hacer un caballo de fuerza durante 1 hora. Cuando el aire se calienta se expande y se vuelve menos denso y más ligero (como en un globo de aire caliente), de esta manera, se requiere un mayor volumen de aire para pesar siete libras. Un motor funcionando a plena carga y RPM's, sólo puede respirar un volumen fijo de aire. El número de libras de aire disponibles se reduce con el uso de aire caliente.

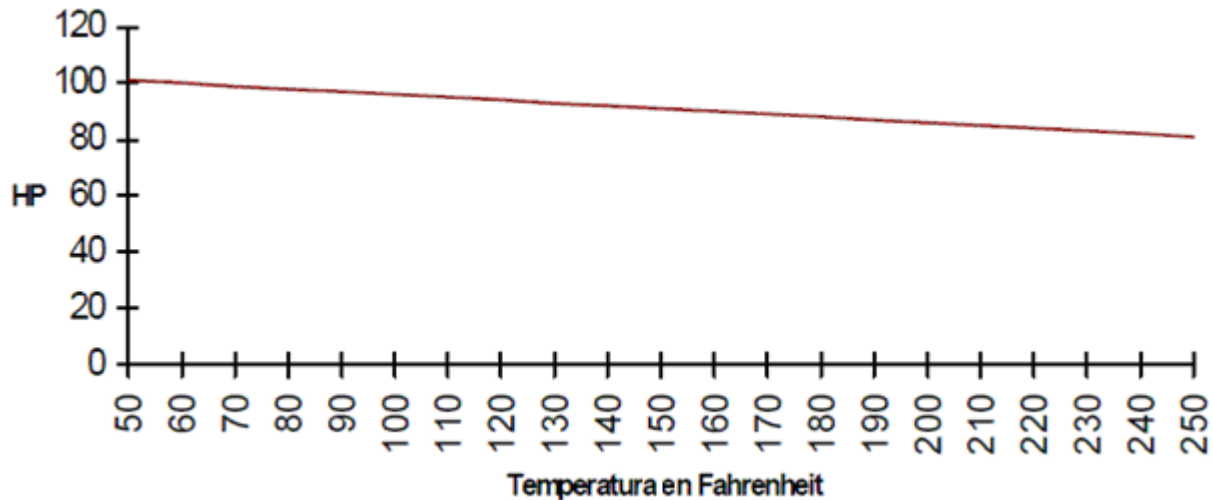


Figura 2.17 Efecto de la temperatura del aire de admisión.

2.7.2 Efectos de la altitud sobre la potencia

La altitud a la que un motor funciona tiene un efecto dramático en la producción de energía. Dado que la presión atmosférica (1.01 bar a nivel del mar) disminuye a medida que la altitud aumenta, el aire se vuelve menos denso y más ligero. Por lo tanto, tiene el mismo efecto sobre la producción de caballos de fuerza que la temperatura del aire, como se describió en la sección anterior. La tasa de disminución de potencia es del 3% por cada 304.8 m (1000 pies) de incremento de la altitud. Como ejemplo un motor que hace 100 caballos de fuerza al nivel del mar, sólo hará alrededor de 85 caballos de fuerza en una elevación de 1609 m (5280 pies).

Una ventaja de utilizar combustibles gaseosos (GLP, GNC) sobre los combustibles líquidos (gasolina), es que cuando la altitud aumenta, el cambio de la densidad del aire y de los combustibles gaseosos son muy similares, por lo tanto, la relación aire-combustible se mantiene sin cambios. Sin embargo, con un combustible líquido, a medida que aumenta la altitud, el aire se vuelve menos denso, pero el combustible líquido no cambia por lo tanto, la mezcla de aire y combustible se hace más rica y la salida de potencia del motor se reduce más del 3%, reducción causada por la disminución de la presión atmosférica figura 2.18.

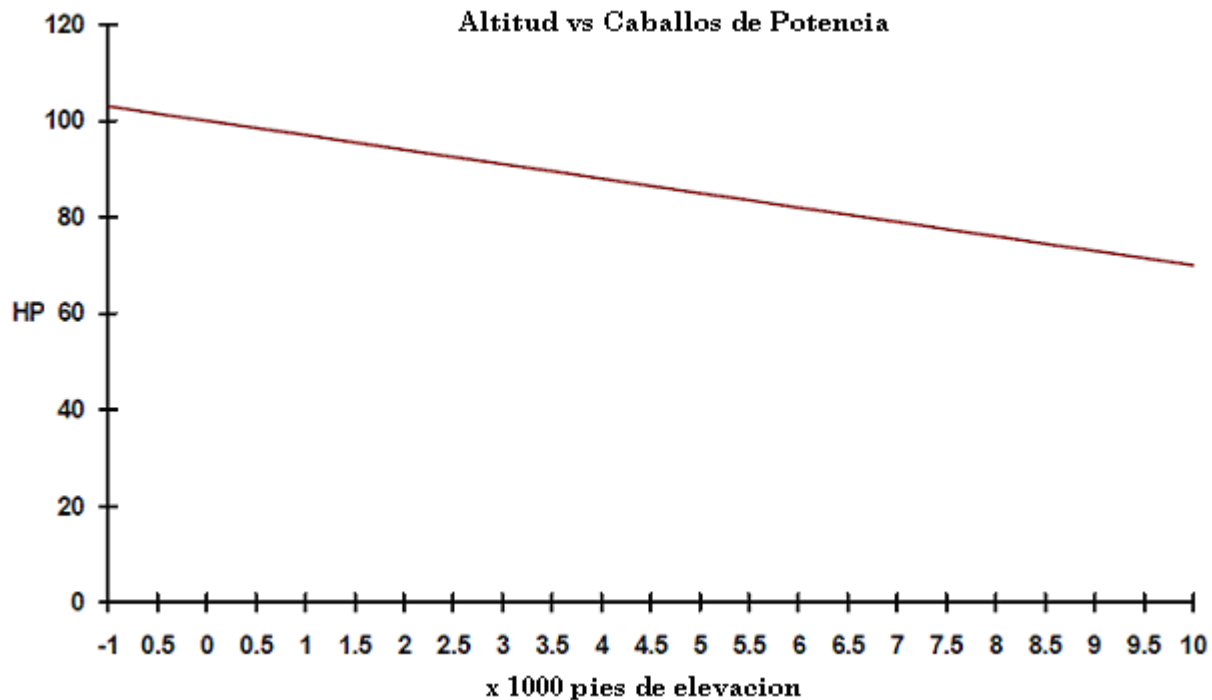


Figura 2.18 Efecto de la altitud en la potencia producida por el motor (presión barométrica)

2.8 Almacenamiento y manejo a bordo del vehículo

El gas natural puede ser almacenado a bordo de un vehículo, ya sea como un gas comprimido (GNC) o en forma líquida (GNL). El GNC se almacena en cilindros de alta presión, con presiones de trabajo de hasta 25 MPa (alrededor de 3.600 psi). El contenido de energía volumétrica del gas natural a 25 MPa es de aproximadamente 25 por ciento de la gasolina, mientras que la de gas natural licuado es más del 50 por ciento de la gasolina. El almacenamiento de gas natural en estado líquido requiere contenedores criogénicos (termos) con la ventilación o el almacenamiento de los vapores de gas para evitar la acumulación de presión. El almacenamiento del CNG se considera costoso y no es una manera práctica de almacenamiento a bordo, al menos por el momento. En la actualidad, el GNC es utilizado en mayor medida que el gas natural licuado. Para aplicaciones en vehículos, en algunas ciudades las empresas de servicios públicos de gas (y otras compañías), iniciaron la creación de infraestructura para el abastecimiento de combustible para los vehículos con gas natural.

En el pasado, los cilindros de GNC fueron contruidos de acero, pero el uso de aluminio con material reforzado con fibra, llegó a ser más común. Los cilindros de almacenamiento se construyen con los estrictos estándares establecidos por USDOT. En cada una de las botellas se realiza una prueba hidrostática al principio y luego a intervalos periódicos a una presión muy por encima de la presión de servicio. El tamaño y el peso de los cilindros de GNC a menudo se citan como principales inconvenientes del uso de GNC en los vehículos. La evolución reciente de los materiales compuestos de alta resistencia, ha permitido reducir el peso de los cilindros de GNC.

El almacenamiento de GNC representa un problema importante en algunas aplicaciones vehiculares tales como automóviles de pasajeros. Los camiones ligeros y pesados tienen un volumen adicional para el almacenamiento de GNC, aunque el mayor peso de almacenamiento puede ser un problema. El manejo de GNC es similar al de cualquier gas a alta presión, excepto que este gas es un combustible. Las tuberías y conexiones deben ser fuertes y herméticas. Las líneas de combustible deben ser de material de alta resistencia, tales como el acero, y deben ser capaces de soportar altas presiones. El reabastecimiento de combustible se lleva a cabo mediante una conexión dentro del vehículo a una línea de alimentación de alta presión, usando una conexión de bloqueo positiva.

2.9 Prácticas recomendadas por SAE para sistemas CNG

El Comité Técnico de Combustibles de SAE ha desarrollado una práctica recomendada, la cual establece los límites aceptables de la composición del gas natural para uso en vehículos de GNC. Esta recomendación tiene por objeto proteger las superficies interiores del contenedor de combustible y otros componentes del sistema de combustible del vehículo, tales como los elementos del inyector de combustible, contra la corrosión, depósitos líquidos o partículas de polvo grandes. Algunas de las recomendaciones se listan a continuación:

- *No añadir metanol al gas en la estación de GNC.*
- *La presión del agua a temperatura de punto de rocío (a presión de almacenamiento de GNC) por lo menos 5,6°C por debajo de las temperaturas de bulbo seco más bajas mensuales en el área de almacenaje. Esto generalmente requiere el uso de una secadora de gas independiente unido a la estación de compresión.*
- *Filtración de combustible para eliminar las partículas de más de 5 micras de tamaño y el uso de filtros para eliminar el aceite proveniente del compresor.*
- *Nº de Wobbe entre 1300 y 1420 BTU/scf(48.5 - 52.9 MJ/m³).*
- *El propano y el contenido de hidrocarburos más alto se limita a asegurar que no se condense más del 1% del combustible a la temperatura mínima.*
- *Odorización para asegurarse de que las fugas de gas sean claramente detectables en concentraciones no mayores de 1/5 del límite de inflamabilidad normal en el aire (esto es alrededor del 1% de gas en el aire por volumen).*

Capítulo 3 Procesos De Combustión

El propósito de los motores de combustión interna es la producción de la energía mecánica a partir de la energía química contenida en el combustible. En los motores de combustión interna, a diferencia de los motores de combustión externa, esta energía es liberada por la combustión o la oxidación del combustible dentro del motor. La mezcla aire-combustible antes de la combustión y los productos quemados después de la combustión son los fluidos de trabajo.

3.1 Visión genérica de los ciclos de operación del motor

En los motores rotativos el pistón se mueve hacia arriba y hacia abajo en un cilindro, transmitiendo la potencia a través de un mecanismo de biela y manivela al eje de transmisión, como se muestra en la figura. 3.1. La rotación constante de la manivela produce un movimiento cíclico del pistón. El pistón se detiene en la parte superior central (TC) de la posición del cigüeñal y abajo hacia el centro (BC) posición de arranque, cuando el volumen del cilindro es mínimo o máximo, respectivamente. El volumen del cilindro mínimo se llama volumen de holgura V_c . El volumen desplazado por el pistón es la diferencia entre el volumen máximo o total V , y el volumen de holgura, se llama V_d volumen desplazado o de carrera. La relación entre el volumen máximo y volumen mínimo es la relación de compresión r_c . Los valores típicos de r_c son de 8 a 12 para los motores de encendido por chispa (SI) y de 12 a 24 para motores de encendido por compresión.

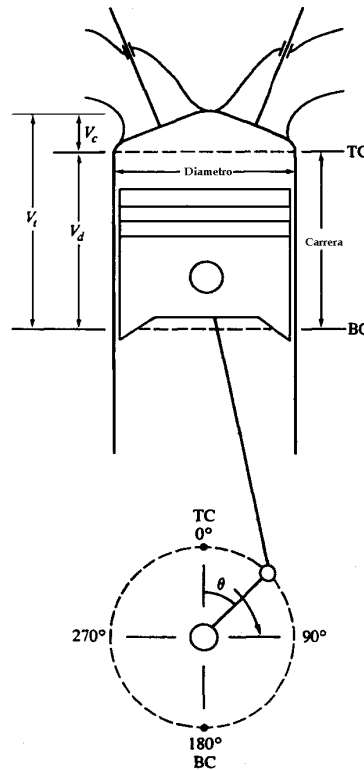


Figura 3.1 Geometría básica del motor de combustión interna recíprocante. V_c , V_t y V_d indica volumen de holgura, volumen desplazado, y el volumen total del cilindro.

3.1.1 Ciclo teórico de funcionamiento: admisión, compresión, explosión o encendido y escape

En el ciclo teórico de funcionamiento existen 4 tiempos: admisión, compresión, explosión y escape, cuya duración es de 180° cada uno. En dos vueltas o revoluciones existen: 4 carreras, 2 vueltas de cigüeñal (720°), 1 chispa, 1 apertura y cierre de válvula de admisión, y 1 apertura y cierre de válvula de escape.

1. Una carrera de admisión, que se inicia con el pistón en el punto muerto superior TC y termina con el pistón en el punto muerto inferior BC, introduce una mezcla A/F fresca al cilindro. Para aumentar la masa inducida, la válvula de entrada se abre poco antes del inicio de la carrera y se cierra después de que termine. El llenado dependerá de la posición del acelerador (apertura de mariposa), y la velocidad de giro del motor.

2. Una carrera de compresión, cuando ambas válvulas están cerradas y la mezcla dentro del cilindro se comprime a una pequeña fracción de su volumen inicial. Hacia el final de la carrera de compresión, la combustión se inicia y el cilindro se presuriza más rápidamente.

3. Una carrera de potencia, o una carrera de expansión, que comienza con el pistón en el punto muerto superior (TC) y finaliza en el punto muerto inferior (BC), conforme la

alta temperatura y la alta presión de los gases empujan el pistón hacia abajo y fuerzan al cigüeñal a girar. Este trabajo se va a almacenar en forma de energía cinética en el cigüeñal. Se produce cerca de cinco veces el trabajo sobre el pistón durante la carrera de potencia en comparación al trabajo que se hace durante la compresión. A medida que el pistón se acerca a punto muerto inferior (BC), la válvula de escape se abre para iniciar el proceso de escape y la presión del cilindro se reduce a un valor similar a la de la presión de escape.

4. Una carrera de escape, donde los restantes gases quemados salen del cilindro; en primer lugar, porque la presión del cilindro puede ser sustancialmente mayor que la presión de escape; como los gases son empujados por el pistón a medida que avanza hacia el punto muerto superior (TC). Conforme el pistón se acerca al TC, la válvula de entrada se abre, justo después del TC la válvula de escape se cierra y el ciclo comienza de nuevo.

Componentes principales en los motores Otto (de gasolina)

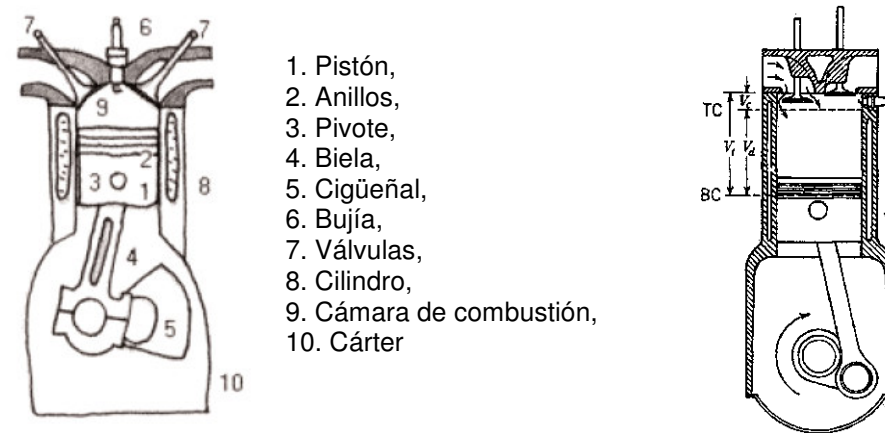


Figura 3.2 Componentes del Motor Otto.

3.2 Operación del Motor de encendido por chispa con respecto al ángulo del cigüeñal.

La secuencia de eventos que tienen lugar en el interior del cilindro del motor se ilustra en la figura 3.3. Varias variables se representan en función del ángulo del cigüeñal a través de todo el ciclo de cuatro tiempos. El ángulo del cigüeñal es una variable independiente, útil, porque los procesos de motor ocupan intervalos del cigüeñal a ángulos casi constantes en un amplio rango de velocidades del motor. La figura 3.3 muestra el tiempo de la válvula y la relación de volumen del motor de encendido por chispa. Para mantener los flujos altos de mezcla a altas velocidades de revolución de motor (y por lo tanto, las salidas de alta potencia), la válvula de entrada, se abre antes de TC, se cierra considerablemente después de BC. Durante la ingesta, el combustible

y aire introducido en el cilindro son mezclados con los gases residuales del ciclo anterior. Después de que la válvula de admisión se cierra, el contenido del cilindro se comprime a una presión y temperatura superior a la atmosférica, conforme el volumen del cilindro se reduce. El calor se transfiere al pistón, cabeza y las paredes del cilindro, pero el efecto sobre las propiedades de gas no quemado es modesto.

Entre 10 y 40 grados de ángulo del cigüeñal antes del TC una descarga eléctrica a través de la bujía inicia el proceso de combustión. Una flama turbulenta se desarrolla a partir de la descarga de chispa, se propaga a través de la mezcla de aire, combustible y gas residual en el cilindro, y se extingue en la pared de la cámara de combustión. La duración de este proceso de combustión varía según el diseño y operación del motor, pero es típicamente de 40 a 60 grados de ángulo del cigüeñal, como se muestra en la figura 3.3. Conforme la mezcla aire-combustible se quema por la flama, la presión del cilindro de la figura. 3.3 (línea continua) se eleva por encima del nivel debido a la sola compresión (línea discontinua).

Esta última curva "llamada la presión del cilindro sin combustión" que es la traza de presión obtenida a partir de un motor sin que ocurra la combustión. Tenga en cuenta que debido a las diferencias en el patrón de flujo y la composición de la mezcla entre los cilindros, y dentro de cada cilindro ciclo a ciclo, el desarrollo de cada proceso de combustión es ligeramente diferente.

Como resultado, la forma de la curva de presión en función del ángulo del cigüeñal en cada cilindro y ciclo a ciclo, no es exactamente la misma.

Existe un óptimo tiempo de ignición o chispa que, para una mezcla dada de aire y combustible dentro del cilindro, se obtiene un par máximo. Un tiempo de chispa más avanzado (antes) o retrazado (más tarde) producirá un menor torque. A este punto óptimo se le llama máximo par al freno o (MBT), este punto óptimo es un compromiso empírico entre un inicio muy temprano de la combustión en la carrera de compresión (cuando la transferencia de trabajo es a los gases en el cilindro) ó completar la combustión demasiado tarde en la carrera de expansión (y por lo tanto bajar el pico de presión en la carrera de expansión).

Alrededor de dos tercios del camino a través de la carrera de expansión, la válvula de escape comienza a abrirse. La presión del cilindro es mayor que la presión del múltiple de escape y se produce un proceso de purga. El flujo de los gases quemados es a través de la válvula de escape y el múltiple de escape hasta que la presión del cilindro y la presión de escape se equilibran. La duración de este proceso depende del nivel de presión en el cilindro. El pistón desplaza a los gases quemados del cilindro al múltiple de escape durante la carrera de escape. La válvula de escape se abre antes del final de la carrera de expansión para asegurar que el proceso de purga no dure demasiado en la carrera de escape.

La válvula de escape permanece abierta hasta justo después de TC, la admisión se abre justo antes de TC. Las válvulas se abren y cierran lentamente para evitar ruido y

el desgaste excesivo de la leva. Para asegurarse de que las válvulas estén completamente abiertas cuando las velocidades del pistón están en su nivel más alto, los períodos de apertura de la válvula a menudo se superponen. Si el flujo de admisión es reducido por debajo de la presión del múltiple de escape, entonces se produce un reflujo de los gases quemados en el múltiple de admisión cuando la válvula de admisión se abre por primera vez.

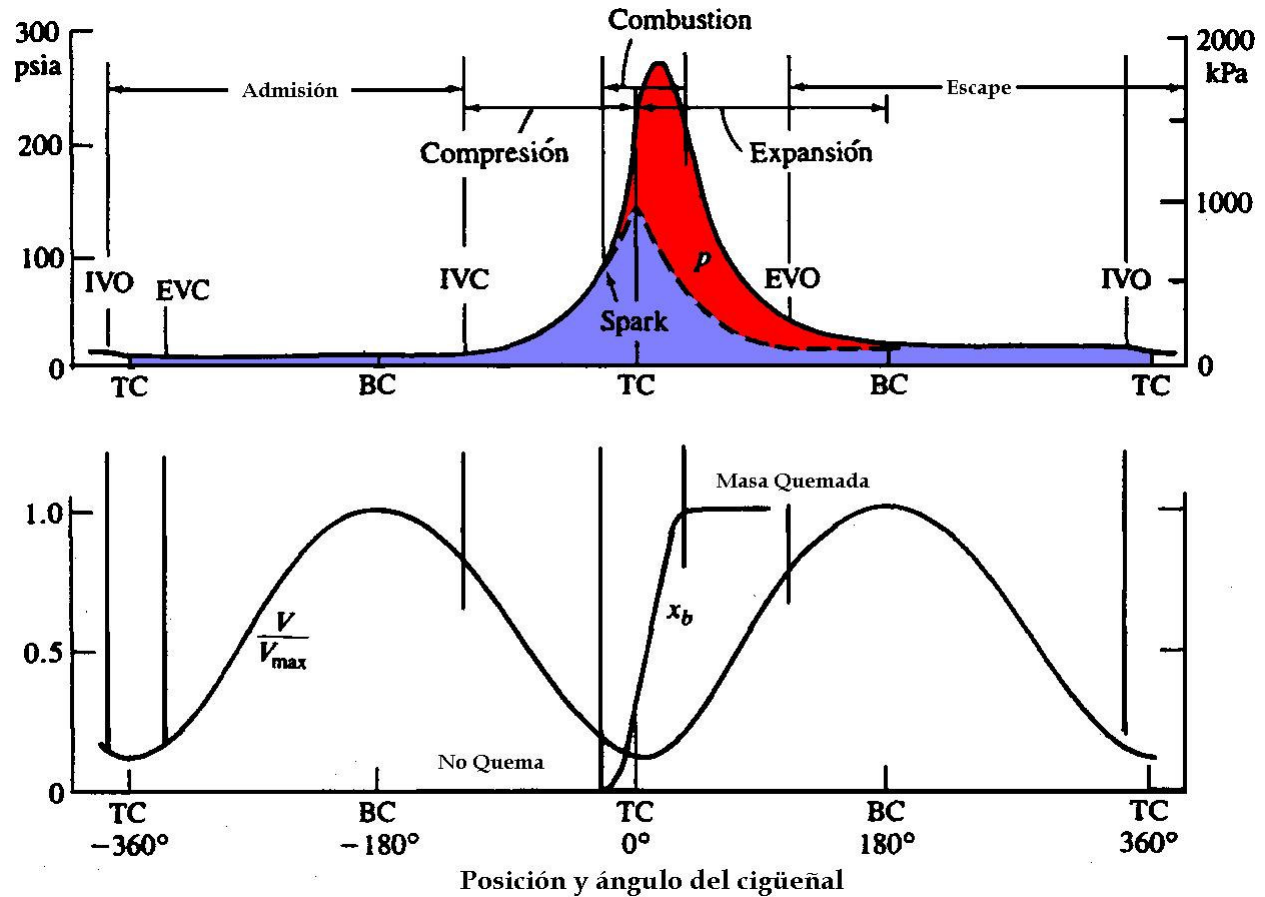


Figura 3.3 Ciclo de eventos en motor de cuatro tiempos de encendido por chispa. Presión del cilindro p (línea discontinua, ciclo de combustión, línea continua, ciclo sin combustión), volumen del cilindro V/V_{max} , y la fracción de masa quemada x_b se trazan en función del ángulo del cigüeñal.

3.3 Parámetros de rendimiento del motor

Los parámetros de interés sobre el rendimiento del motor son la potencia, torque y consumo específico de combustible. La potencia y torque dependen del volumen de desplazado del motor.

La potencia P se puede expresar como:

$$P = \frac{mepA_p\bar{S}_p}{4} \tag{3.1}$$

El torque T se expresa como:

$$T = \frac{mepV_d}{(4\pi)} \quad 3.2$$

Así, para un motor bien diseñado, donde los valores máximos de la presión media efectiva y la velocidad del pistón son limitados por el flujo (en los motores de aspiración natural) o limitada por estrés (en los motores turbo), la potencia es proporcional al área del pistón y el torque al volumen desplazado. La presión media efectiva se puede expresar como.

$$mep = \eta_f \eta_v Q_{HV} \rho_{a,f} \left(\frac{F}{A} \right) \quad 3.3$$

para motores de ciclo de cuatro tiempos, y como

$$mep = \eta_f \eta_v \Lambda Q_{HV} \rho_{a,f} \left(\frac{F}{A} \right) \quad 3.4$$

El consumo específico de combustible está relacionado con la eficiencia de conversión de combustible por la ecuación:

$$sfc = \frac{1}{\eta_f Q_{HV}} \quad 3.5$$

Estos parámetros tienen ambos valores de potencia al freno e indicados. La diferencia entre estas dos cantidades es la fricción del motor (de bombeo) y los requisitos de su relación es la eficiencia mecánica r_m .

La importancia de estos parámetros varía con la velocidad de funcionamiento de un motor y el rango de carga. La máxima o normal potencia al freno y las cantidades tales como bmep derivada del mismo, definen el potencial completo de un motor. El torque máximo al freno (y bmep se deriva de ella), en todo el rango de velocidad, indica la capacidad del diseñador para obtener un alto flujo de aire a través del motor en todo el rango de velocidad y su uso con eficacia. Por lo tanto en todo el rango, y muy especialmente las partes del rango en que el motor funcionará durante largos períodos de tiempo, el consumo de combustible, la eficiencia y las emisiones del motor son importantes como se observa en la figura 3.4.

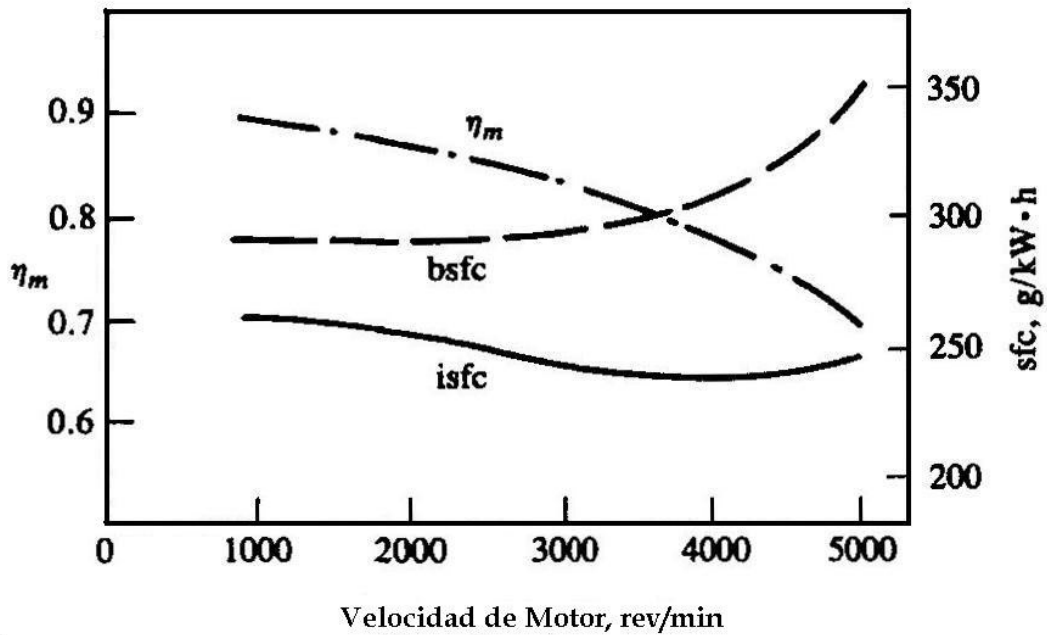
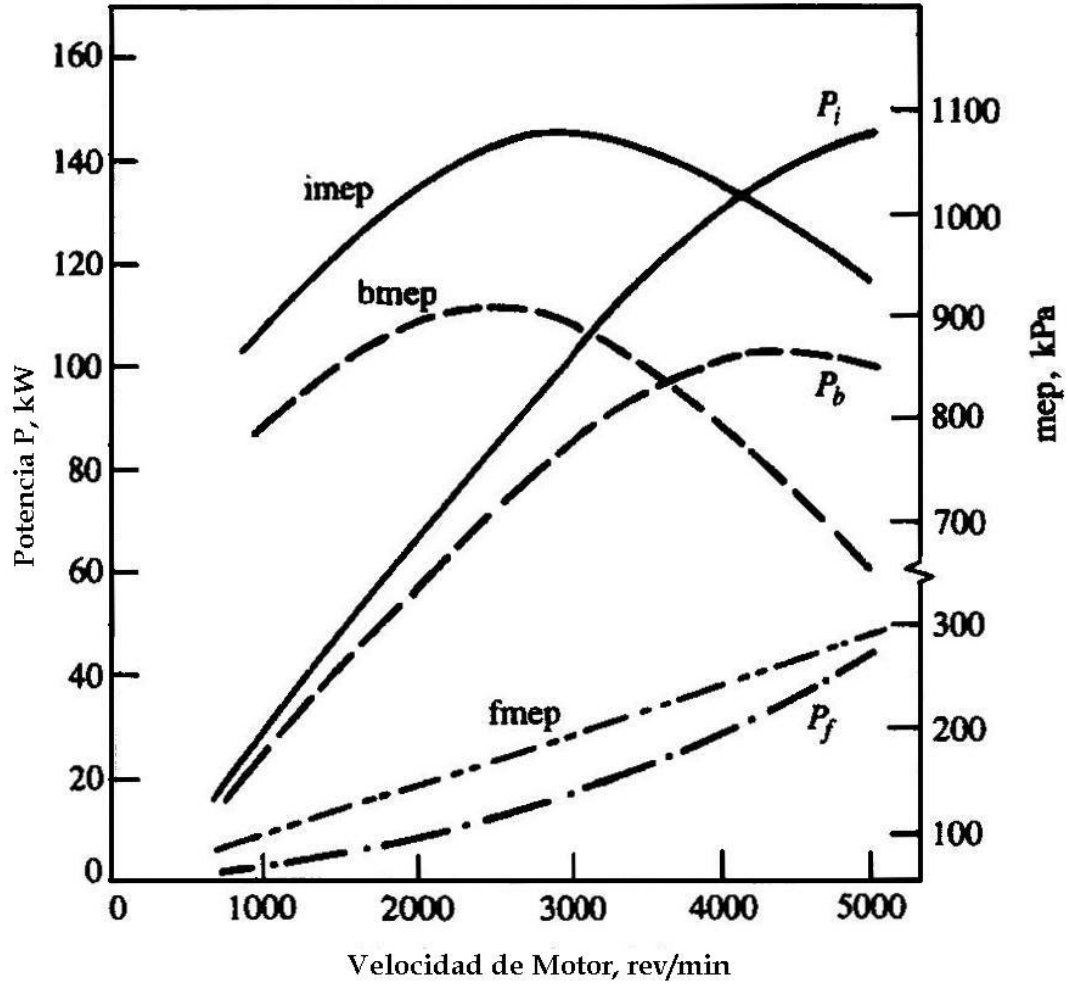


Figura 3.4 Potencia bruta indicada, al freno y de fricción (P_i , P_b , P_f), la presión media efectiva de fricción y freno, el consumo de combustible específico indicado y al freno, y la eficiencia mecánica para un motor típico.

3.4 Potencia indicada y al freno y mep

La característica típica de funcionamiento con la válvula de regulación o acelerador completamente abierto en motores de encendido por chispa para automóviles se muestra en la figura 3.5. La potencia mostrada es la potencia bruta del motor de base, lo que incluye sólo los accesorios propios del motor. La potencia máxima neta de un motor totalmente equipado con el sistema de admisión, escape completo y sistema de enfriamiento total, es de aproximadamente 14 % menor. La potencia indicada se obtiene sumando la potencia de fricción a la potencia al freno; es el promedio de la transferencia de trabajo de los gases en los cilindros del motor a los pistones durante la carrera de compresión y de expansión del ciclo del motor. La presión media efectiva indicada muestra un máximo en la mitad del rango de la velocidad de motor, justo debajo de 3000 rev/min. La forma de la curva de potencia indicada sigue la curva de IMEP. Dado que el consumo específico de combustible indicado a carga completa varía poco en el rango de velocidad, esta variación de IMEP y potencia con la velocidad se debe principalmente a la variación en la eficiencia volumétrica, η_v . Con la fricción, la presión efectiva media aumenta casi linealmente con el aumento de la velocidad, la fricción se incrementará más rápidamente, por lo tanto, la eficiencia mecánica disminuye al aumentar la velocidad desde un máximo de alrededor de 0,9 a baja velocidad a cerca de 0,7 en 5000 rev/min. Así los picos de bmep son a una velocidad inferior a imep. La potencia de freno muestra un máximo alrededor de 4300 rev/min; el aumento de la velocidad por encima de este valor resulta en una disminución de P_b . La indicada eficiencia de conversión de combustible se incrementa en un 10 por ciento desde 0,31 hasta 0,34 en el rango de velocidad de 1000 a 4000 rev/min. Esto se debe principalmente a la reducción de la importancia de la transferencia de calor por ciclo con el aumento de la velocidad.

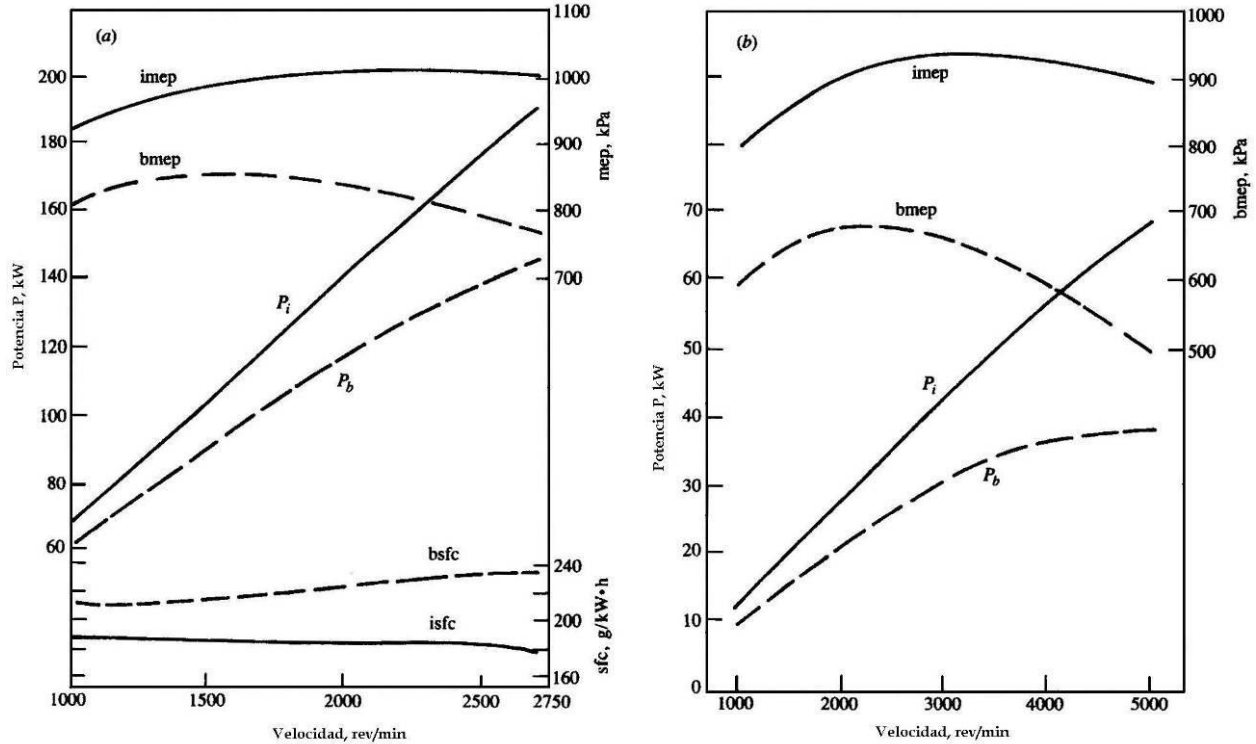


Figura 3.5

Potencia indicada y al freno bruta (P_i P_b), presión efectiva media (imep, bmep), y consumo de combustible específica (isfc, bsfc) para: (a) 8.4-un motor diesel típico.

A carga parcial con la posición del acelerador fija, estos parámetros se comportan de manera similar, sin embargo, a altas velocidades el torque y la presión efectiva media disminuye más rápidamente al aumentar la velocidad a plena carga. El acelerador o garganta estrangula el flujo a velocidades más y más bajas, a medida que el área efectiva del acelerador se reduce, limitando el flujo de aire. La pérdida por bombeo aumenta también el componente de fricción total.

3.5 Variables de operación que afectan el desempeño del motor de encendido por chispa, eficiencia y emisiones.

Las variables de operación más importantes que afectan el rendimiento de motor de encendido por chispa, eficiencia, emisiones a una determinada carga y velocidad son: sincronización de la chispa, relación estequiométrica combustible/aire o aire/combustible, y la fracción de los gases de escape que se reciclan para el control de las emisiones de NOx. La carga es, por supuesto, variada según la variación de la presión del colector de admisión.

3.5.1 Tiempo de Ignición o Chispa

En la figura 3.6 se explica cómo las variaciones en el punto de la chispa con respecto al punto muerto superior, afectan el desarrollo de presión en el cilindro del motor de encendido por chispa (SI). Si la combustión se inicia muy temprano en el ciclo, la transferencia de trabajo del pistón a los gases en el cilindro al final de la carrera de compresión es demasiado grande, si la combustión se inicia demasiado tarde, el pico de presión del cilindro se reduce y la transferencia de trabajo del gas sobre el pistón en la carrera de expansión disminuye. Existe una chispa especial que proporciona un torque máximo a una velocidad fija, composición de la mezcla y velocidad de flujo, que se conoce como punto de MBT "torque máximo de freno" o "torque máximo medio". Este punto también da el consumo específico de combustible máximo y mínimo. La figura 3.6 muestra el efecto de las variaciones de avance de la chispa en el torque al freno a carga máxima a velocidades seleccionadas entre 1200 y 4200 rev/min, para un motor de producción de ocho cilindros. En cada velocidad, la chispa se avanza desde un punto inicialmente retrazado, el par se eleva a un máximo y luego disminuye. El tiempo de MBT depende de la velocidad; cuando la velocidad aumenta, la chispa debe ser avanzada para mantener el punto óptimo, debido a que la duración del proceso de combustión en grados del cigüeñal aumenta. La óptima sincronización de la chispa también depende de la carga, como la carga y la presión del colector de admisión se reducen, la sincronización de la chispa debe ser más avanzada para mantener el rendimiento óptimo del motor.

La curva de máximo torque de freno en la figura 3.6 (a) es un poco plana, por lo que una determinación exacta del punto de MBT es difícil, pero es importante porque, las emisiones de NO y HC varían significativamente con el punto de ignición. En la práctica, para permitir una precisa selección del punto de chispa, es común dar 1 o 2 por ciento de reducción en torque con respecto al máximo valor.

En la figura 3.6 la composición de la mezcla y la velocidad de flujo son mantenidas constantes a cada velocidad de motor. Si el flujo de mezcla es ajustado para mantener constante el torque al freno, el efecto de las variaciones del punto de ignición en el consumo de combustible a carga constante puede ser evaluado. La figura 3.6. (b) muestra los resultados obtenidos funcionamiento del ciclo de motor. Las curvas para diferentes condiciones de operación de carga parcial y la duración de combustión (de rápido a lento) se han normalizado y caen esencialmente en la parte superior de cada una. Cinco grados de retardo en el tiempo de la chispa tienen sólo un efecto modesto en el consumo de combustible de 10 a 20 grados (de rotación del cigüeñal) de retardo, el impacto es mucho más importante.

El tiempo de la chispa afecta la presión máxima del cilindro y por lo tanto la temperatura de los gases quemados y no quemados. Retardar el tiempo de ignición del punto óptimo reduce estas variables. Retardar el tiempo a veces se utiliza tanto para el control de las emisiones de NO y para evitar la detonación. La temperatura de escape también se ve afectada por chispa. Retrazar el punto de chispa lejos de MBT aumenta la temperatura de escape, tanto la eficiencia del motor y la pérdida de calor a las

paredes de la cámara de combustión se reducen. El retardar la chispa se utiliza a veces para reducir las emisiones de hidrocarburos mediante el aumento de la fracción oxidada durante la expansión y escape debido a una mayor temperatura de los gases quemados. Una chispa retardada se puede utilizar en ralentí para acercar el punto de ignición cerca del punto muerto superior TC, donde las condiciones para evitar fallos de encendido son más favorables.

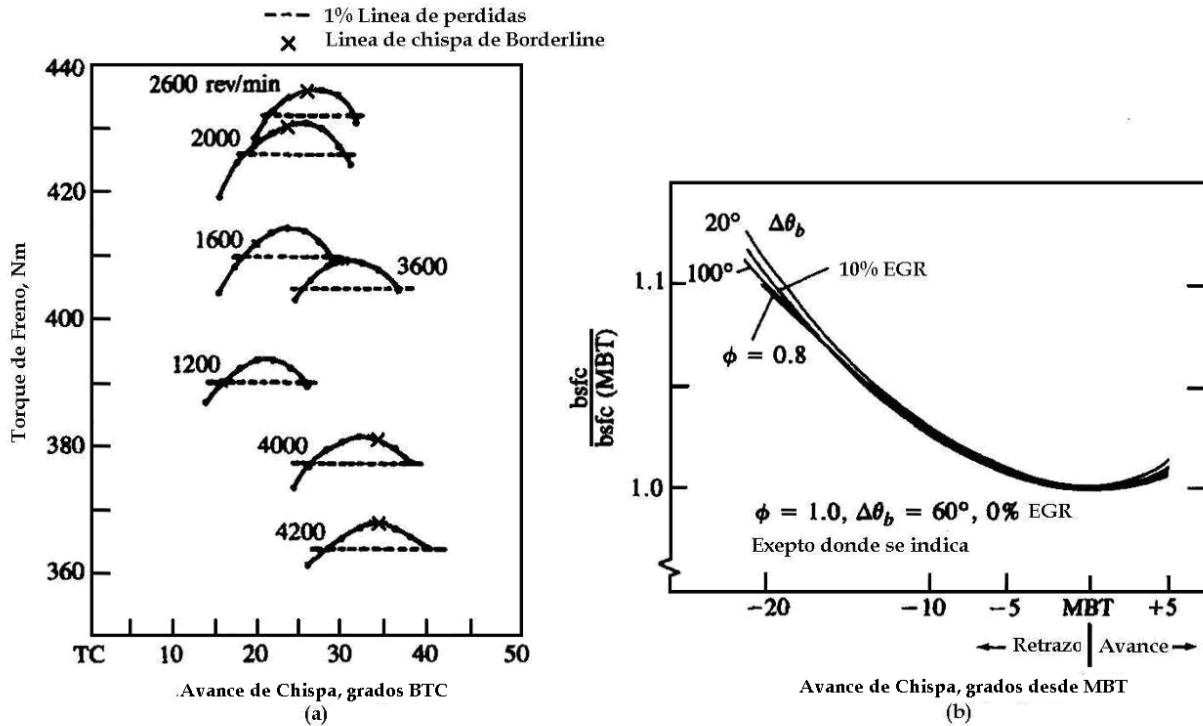


Figura 3.6 Torque y BSFC

(a) Variación el torque al frenado con respecto al avance de la chispa, con toda la mariposa abierta, a velocidades de motor 1200 a 4200 rev / min. Un pérdida 1% de torque con respecto a MBT y el avance de la chispa de borderline (b) predicciones de la variación en el consumo de combustible específicos al frenado (normalizada con el valor de MBT) a diferentes cargas parciales del motor.

3.5.2 Tiempo de encendido para motores diseñados para operar con combustible gaseoso.

Motores diseñados por el fabricante para funcionar con GLP o GNC tendrán una curva de tiempo de ignición más adelantada con respecto a la posición del punto muerto superior, que un motor comparable diseñado para funcionar con gasolina. La razón de esto es el hecho de que el GLP se quema más lentamente que la gasolina y el gas natural tiene una velocidad de flama aún más lenta que el GLP. Para compensar esto, el tiempo de ignición debe ser avanzado.

La gran mayoría de los sistemas desarrollados por terceros para utilizar gas natural (es decir no por el diseñador del motor o vehiculo), se guían por una regla empírica la cual sugiere adelantar el tiempo de ignición un 20% a 30% por encima de la especificación

de la gasolina. Este valor es resultado de la suma del tiempo de ignición base más el tiempo de avance centrífugo y no debe ser mayor de 32 grados a 2500 RPM (o el valor de máximas RPM en vacío, permitidas por el sistema de control).

Si se utiliza de avance de vacío, el tiempo de ignición inicial más el tiempo de avance centrífugo, más el tiempo de avance de vacío no debe ser mayor de 45 grados de avance total.

3.6 Características esenciales del proceso de combustión

3.6.1 Velocidad de flama

En un motor convencional de encendido por chispa, el combustible y el aire se mezclan en el sistema de admisión, introducido a través de la válvula de admisión al cilindro, donde la mezcla con el gas residual se lleva a cabo, y se comprime. Bajo condiciones normales de funcionamiento, la combustión se inicia hacia el final de la carrera de compresión, en la bujía por una descarga eléctrica. Después de la descarga eléctrica "la chispa", una llama turbulenta se desarrolla, se propaga a través del combustible premezclado con el aire y gases quemados hasta que llega a las paredes de la cámara de combustión, y luego se consume.

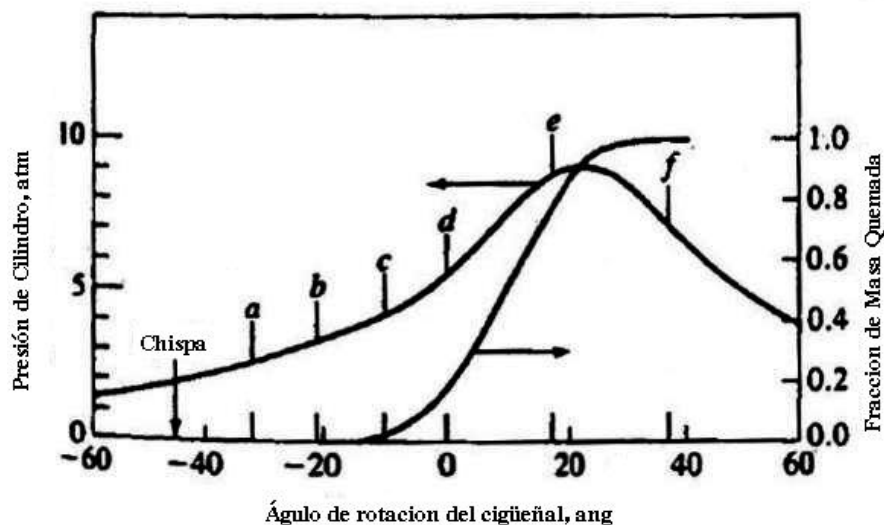


Figura 3.7 Velocidad de la Flama.

Las características adicionales del proceso de combustión se observan en los datos de la figura. 3.8, tomada de varios ciclos consecutivos de operación en un motor de encendido por chispa. Se muestran la presión del cilindro, la fracción de la masa quemada (determina a partir de los datos de presión), todas en función del ángulo de rotación del cigüeñal. Después de la chispa, hay un período durante el cual la liberación de energía a través de la flama en desarrollo es demasiado pequeña para el aumento de presión, debido a la combustión disminuida. Conforme la flama sigue creciendo y

propagándose a través de la cámara de combustión, la presión aumenta de forma constante por encima del valor que tendría en ausencia de la combustión. La presión alcanza el valor máximo después del TC (punto muerto superior), pero antes de que la carga del cilindro sea totalmente quemada, y después disminuye a medida que el volumen del cilindro sigue en aumento durante el resto de la carrera de expansión.

El desarrollo de la flama y posterior propagación varían, ciclo a ciclo, ya que la forma de la presión, la fracción de volumen quemado y las curvas de fracción de masa quemada en cada ciclo varían significativamente. Esto se debe a que el crecimiento de la flama depende de los movimientos locales de la mezcla y de su composición. Estas cantidades varían en los ciclos sucesivos de un cilindro determinado y pueden variar de cilindro a cilindro.

El movimiento y la composición de la mezcla son muy significativos en las inmediaciones de la bujía al momento de la descarga eléctrica, ya que estos gobiernan las primeras etapas de desarrollo de la flama. Las variaciones ciclo a ciclo y cilindro a cilindro en la combustión son importantes porque los ciclos extremos limitan el régimen de funcionamiento del motor.

Observando que las curvas de fracción de volumen quemado aumentan de forma más pronunciada que las curvas de fracción de masa quemada, en gran parte, esto se debe a que la densidad de la mezcla no quemada por delante de la flama es casi cuatro veces la densidad de los gases quemados detrás de la flama. Además, hay una cierta mezcla no quemada detrás de la flama visible; incluso cuando la cámara de combustión es completamente quemada, 25 por ciento de la masa aún está por quemarse. A partir de esta descripción es posible dividir el proceso de combustión en cuatro fases distintas: (1) de encendido por chispa, (2) desarrollo de la primera flama, (3) propagación de la flama y (4) terminación de flama.

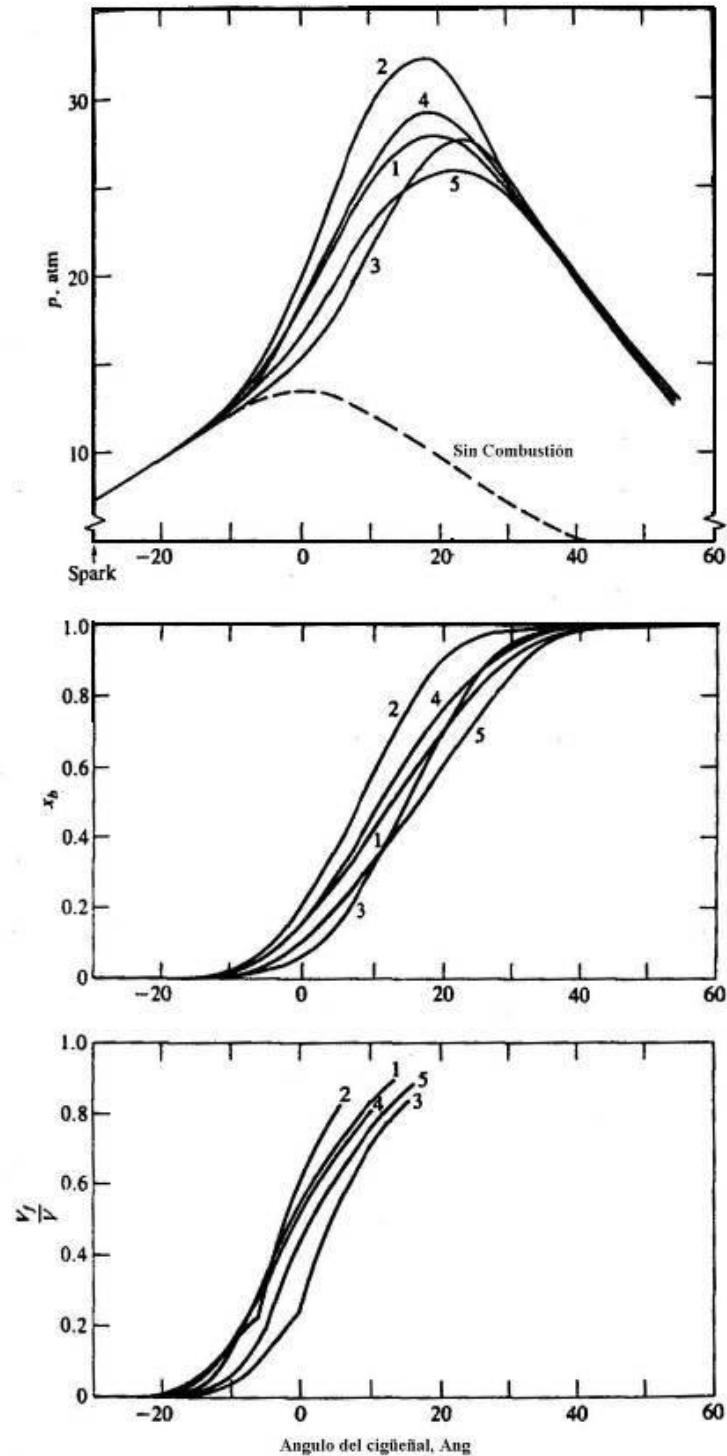


Figura 3.8 Presión de cilindro, fracción de masa quemada y fracción de volumen quemado en 5 ciclos consecutivos del motor de encendido por chispa, en función del ángulo del cigüeñal. (Tiempo de ignición 30° antes del punto muerto superior BTC), Garganta totalmente abierta 1044 rev/min, $\Phi=0.98$

El evento de combustión debe estar debidamente ubicado con respecto al punto muerto superior para obtener la máxima potencia o torque. La duración total del

desarrollo de la flama y el proceso de propagación es por lo general entre 30 y 90 grados de ángulo del cigüeñal. Las curvas de presión contra el ángulo del cigüeñal se muestran en la fig. 3.9 (a) las cuales nos permiten entender por qué el torque del motor (a una velocidad de motor y condiciones del múltiple de admisión dadas) varía conforme la chispa es variada en relación con el punto muerto superior (TC). Si el inicio del proceso de combustión mediante la chispa es adelantado progresivamente antes del punto muerto superior (TC), la transferencia de trabajo en la carrera de compresión (que es desde el pistón a los gases del cilindro) se incrementa. Si el final del proceso de combustión es progresivamente retardado mediante el retraso del tiempo de ignición, el pico de la presión del cilindro se produce más adelante en la carrera de expansión y se reduce en magnitud.

Estos cambios reducen la transferencia de trabajo desde los gases durante la carrera de expansión del cilindro al pistón. El punto óptimo que da el torque máximo llamado punto de MBT, se presenta cuando las magnitudes de estas dos tendencias opuestas, se compensan entre sí. Si el punto de chispa se avanza o se retrasa de este punto óptimo, se producirá un menor torque. El ajuste de la chispa óptima dependerá de la tasa de desarrollo de flama y su propagación, la longitud de la ruta de viaje de la flama a través de la cámara de combustión, y los detalles del proceso de terminación de la flama después de que se llega al final del cilindro. Estas dependen del diseño del motor, las condiciones de operación, las propiedades del combustible, aire, mezcla de gases quemados. La figura 3.9 (b) muestra el efecto de la variación del punto de ignición en el Torque de un motor típico de encendido por chispa en el cual el máximo torque es bastante plano en la región de MBT.

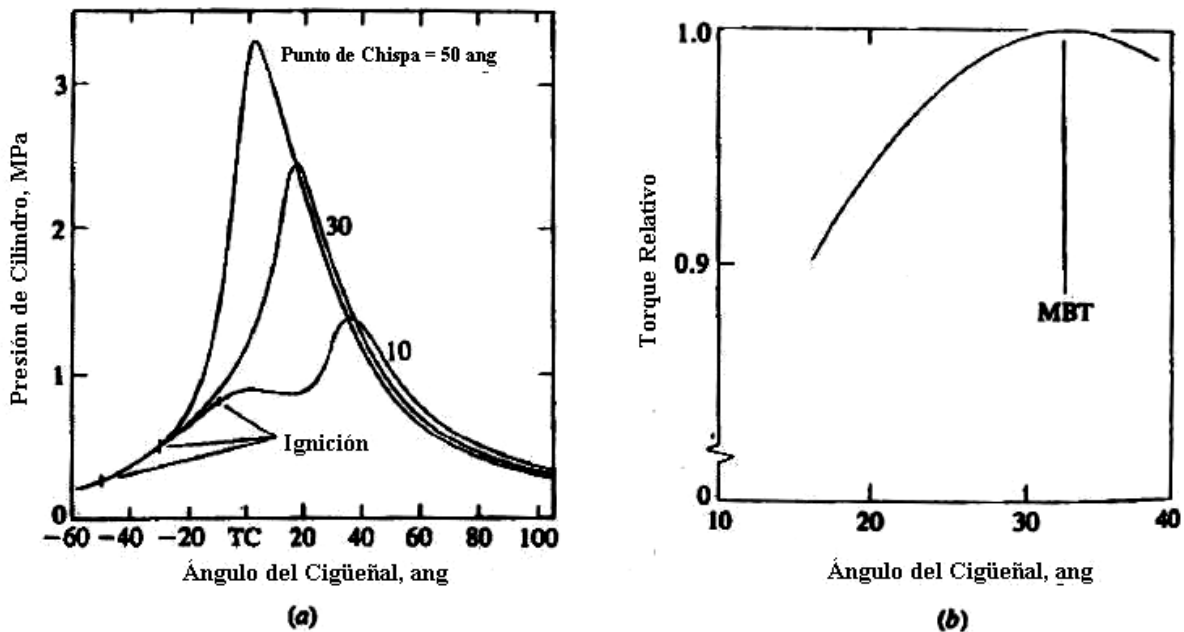


Figura 3.9 Barridos de punto de ignición.

Las reglas empíricas para relacionar el perfil de masa quemada y la presión máxima del cilindro con respecto al ángulo del cigüeñal en el momento de MBT se usan a menudo.

Por ejemplo, con una óptima sincronización de la chispa:

- La presión máxima se produce en alrededor de 16° después de TC.
- La mitad de la carga o masa se quema alrededor de $6-8^\circ$ después de TC (el rango puede variar de acuerdo al fabricante del motor).

En la práctica, la chispa es a menudo retrasada para dar una reducción de un 1% o 2% en el torque con respecto al valor máximo, para permitir una definición más precisa del tiempo relativo al óptimo punto de ignición.

3.6.2 Perfiles de las fracciones de masa de mezcla

Los perfiles de las fracciones de masa de mezcla quemada en función del ángulo del cigüeñal para cada ciclo de cada muestra en la figura 3.10, tienen una característica en forma de S. La velocidad a la que la mezcla aire-combustible se quema aumenta desde un valor bajo inmediatamente después de la descarga de chispa a un máximo, hacia la mitad del proceso de quema y luego disminuye a cerca de cero cuando se aproxima al final del proceso de combustión. Resulta conveniente utilizar las curvas de fracción de masa quemada o de liberación de energía, para caracterizar las distintas etapas del proceso de combustión del motor de encendido por chispa durante su duración en el ángulo del cigüeñal y por la fracción que ocupan en el ciclo del motor.

Las siguientes definiciones son las más comúnmente utilizadas para caracterizar los aspectos de liberación de energía de la combustión:

Ángulo del desarrollo de la flama $\Delta\theta_d$. Es el intervalo de ángulo del cigüeñal entre la descarga de chispa y el momento en que una pequeña fracción, pero significativa de la masa del cilindro se ha quemado, o la energía química del combustible se ha liberado. Por lo general, esta fracción es de 10 %, aunque otras fracciones como 1 y 5 % se han utilizado.

Ángulo de rápida quema $\Delta\theta_b$. Es el intervalo de ángulo del cigüeñal requerido para quemar la mayor parte de la carga. Se define como el intervalo entre el final de la etapa de desarrollo de la flama (por lo general la fracción de masa quemada o energía de liberación de fracción de 10 %) y el final del proceso de propagación de llama (por lo general fracción de masa quemada o fracción de la energía de liberación de 90 %).

Ángulo de la combustión general $\Delta\theta_o$. La duración del proceso de combustión en general. Es la suma de $\Delta\theta_d$ y $\Delta\theta_b$.

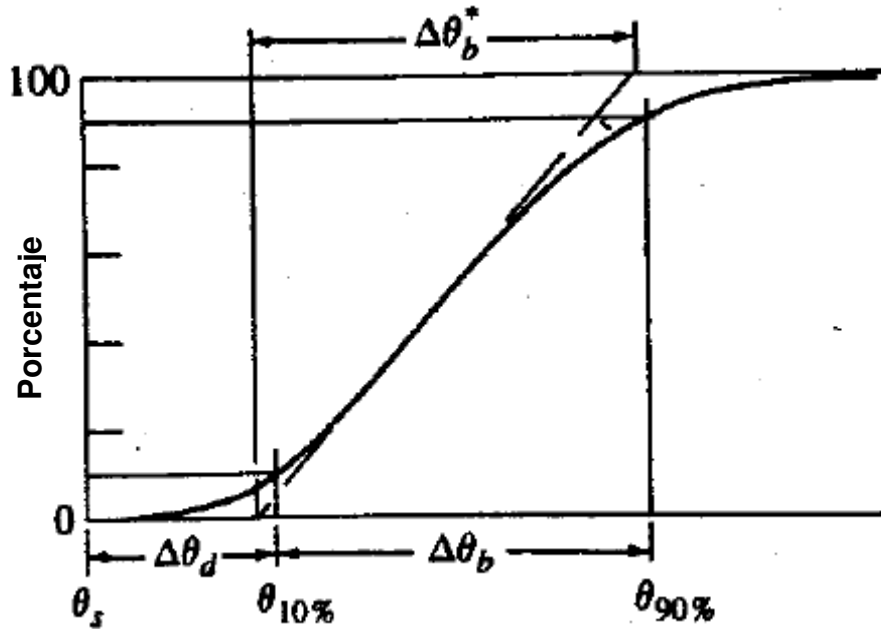


Figura 3.10 Definición de ángulo de desarrollo de flama, y el ángulo de rápida quema, $\Delta\theta_d$, con respecto a la fracción de masa quemada en comparación con la curva de ángulo del cigüeñal.

3.6.3 Estructura de la flama y su velocidad

Observaciones experimentales

El proceso de combustión en el motor de encendido por chispa se lleva a cabo en un proceso de flujo turbulento. Este flujo se produce por los altos flujos de corte producidos durante el proceso de admisión y modificados durante la compresión. La importancia de la turbulencia en el proceso de combustión del motor fue reconocido hace mucho tiempo a través de experimentos, donde el evento de admisión, y la turbulencia que genera, fueron eliminados provocando que la tasa de propagación de la flama se redujo sustancialmente. Comprender la estructura de esta flama, a lo largo de su desarrollo a partir la descarga de chispa y la velocidad a la que se propaga a través de la cámara de combustión que depende del movimiento, composición de la mezcla y geometría de la cámara de combustión, es fundamental para la optimización del motor.

La tasa de quema de mezcla está fuertemente influenciada por la velocidad del motor. Está bien establecido que la duración de la combustión en grados de ángulo del cigüeñal aumenta lentamente con la velocidad del motor. La figura 3.11 muestra cómo los intervalos entre la descarga de chispa y hasta que el 10 % de fracción de masa es quemada, así como el intervalo entre la descarga de chispa y el 90 % de fracción de masa quemada $\Delta\theta_d + \Delta\theta_b$, varían con la velocidad de motor. Ambos intervalos aumentan por un factor de alrededor de 1.6 a un factor de 4 con el aumento de la velocidad del motor, es decir, la velocidad de combustión a través del proceso de combustión aumenta casi, aunque no del todo, tan rápido como la velocidad del motor.

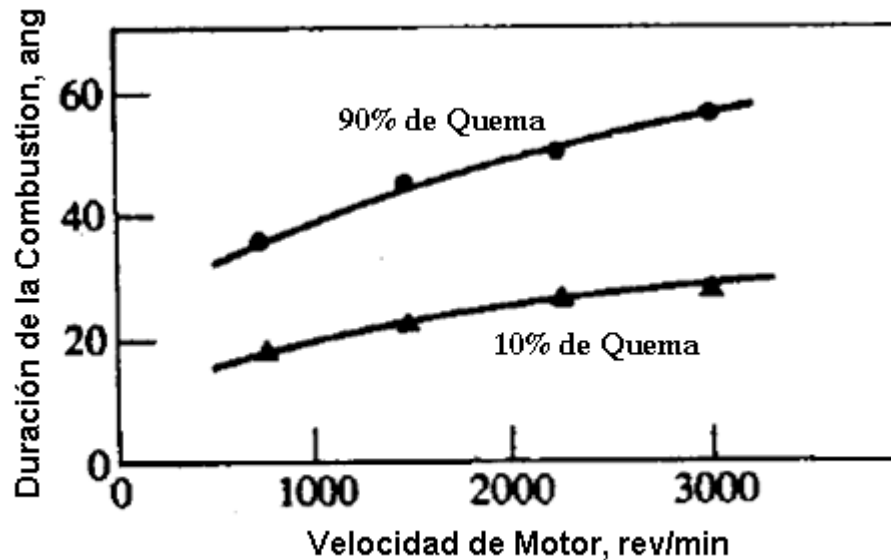


Figura 3.11 Efecto de la velocidad del motor en el ángulo del desarrollo de la flama (0 a 10 por ciento quemado) y el ángulo de la quema general (de 0 a 90 por ciento quemado). $\Phi = 1.0$ presión entrada de 0,54 atm, chispa de 30 ° BTC.

Por otra parte, a una velocidad de motor específica, el aumento de la velocidad del gas en el cilindro aumenta la velocidad de combustión: el tamaño de la flama en presencia de remolinos, es mayor que para el caso de reposo con la misma ubicación de bujía. El aumento de la velocidad del motor y la introducción de un remolino aumentan los niveles de turbulencia en el cilindro y en el momento de la combustión.

También es conocido que la composición y el estado de la mezcla no quemada afecta la velocidad de combustión. La reducción de la presión de entrada aumenta tanto el desarrollo de la flama y la rapidez de quema. La relación combustible/aire afecta a la velocidad de combustión. Tanto el desarrollo de la flama y la rapidez de la quema muestran un mínimo de para mezclas un poco enriquecidas ($\Phi \approx 1,2$) y aumentan significativamente a medida que la mezcla se vuelve más pobre que el valor estequiométrico ($\Phi \approx 1$). La fracción de gas quemado en la mezcla no quemada, debido a la fracción de gas residual y cualquier gases de escape reciclados, afecta a la velocidad de combustión: el aumento de la fracción de gas quemado alenta tanto el desarrollo de las flama, como su propagación. Mientras que las mezclas de iso-octano o gasolinas convencional con aire y gases quemados (en idénticas condiciones) tienen velocidades de combustión totalmente comparables, propano, mezclas de metano, metanol y etanol presentan pequeñas diferencias en la rapidez de quema y las mezclas aire-hidrógeno presentan diferencias sustanciales. En la química básica de la combustión de la mezcla, el combustible, el aire y los gases quemados influyen en el proceso de combustión.

3.6.4 Velocidad de Quema Laminar

Una importante propiedad intrínseca de un combustible, aire o mezcla de gases quemados es su velocidad laminar de quema. Esta velocidad de quema se define como la velocidad, con respecto a la normal al frente de la flama, con el cual gases no quemados se mueven hacia el frente de flama y se transforman en productos bajo condiciones de flujo laminar. Algunos detalles de la estructura de la flama ayudan a explicar el significado de esta cantidad. Una flama es el resultado de una reacción química auto-sustentable que ocurre dentro de una región de espacio llamada frente de flama, donde la mezcla no quemada es calentada y convertida en productos. El frente de flama se compone de dos regiones: una zona de precalentamiento y una zona de reacción. En la zona de precalentamiento, la temperatura de la mezcla no quemada se eleva principalmente por la conducción de calor desde la zona de reacción. Al llegar a una temperatura crítica, se inicia la reacción química exotérmica. La región entre la temperatura donde la reacción química exotérmica comienza y la frontera caliente en el equilibrio intermedio del gas quemado se llama la zona de reacción.

El efecto de la relación de mezcla combustible/aire en una velocidad de combustión laminar para varios combustibles de hidrocarburo y metanol se mostraron en la figura 3.12.

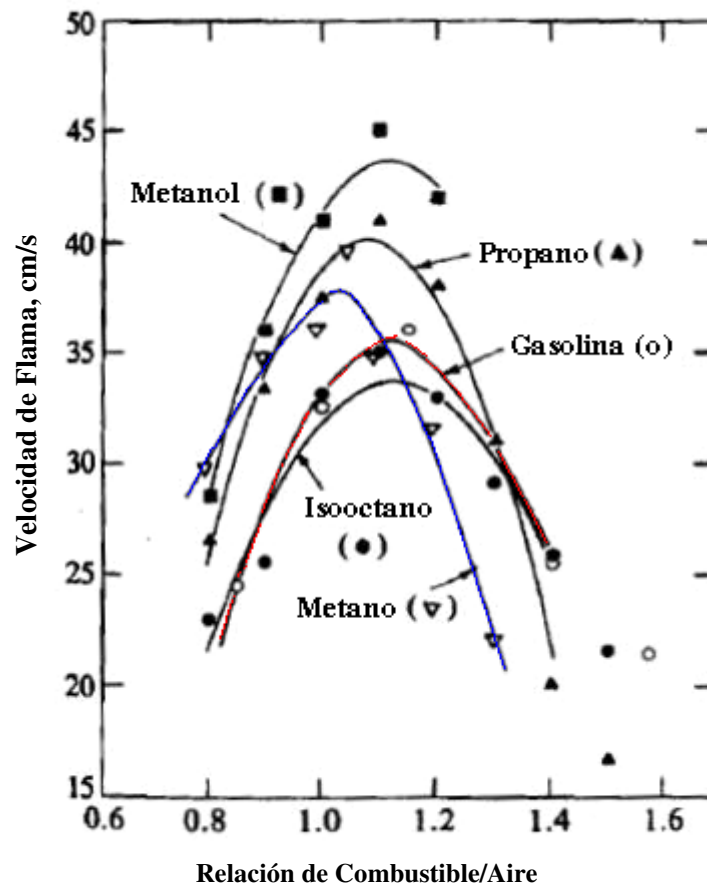


Figura 3.12 Efecto de la relación combustible/aire en la velocidad de quema.

3.6.5 Velocidad de flama de la mezcla gas natural y aire

El metano tiene una alta energía de activación y por lo tanto la velocidad de flama laminar de la mezcla gas natural y aire es menor que el de otros hidrocarburos. Aunque el efecto de la velocidad de la flama más baja puede no ser muy evidente en el rendimiento motor de encendido por chispa en condiciones estequiométricas, pero si se observa un efecto en las relaciones pobres de Aire/Combustible (A/F). Por lo tanto, la compensación para la lenta propagación de flama se hace mediante el avance de chispa. Esta diferencia en puede ser compensada, en cierta medida, por el uso de una cámara de combustión de alta turbulencia, usando un motor con tasa de compresión más alta, o mediante el uso de una compacta cámara de combustión donde se reduce el recorrido de la flama.

3.7 Octanaje y propiedades antidetonantes

3.7.1 Combustión Anormal

Hasta ahora hemos descrito una combustión normal en el que el la flama de encendido por chispa se mueve constantemente a través de la cámara de combustión hasta que la carga está completamente consumida. Sin embargo, por ejemplo, varios factores como son la composición del combustible, diseño del motor y ciertos parámetros de funcionamiento, depósitos en la cámara de combustión pueden evitar que este proceso de combustión normal se produzca.

Dos tipos de combustión anormal han sido identificados como: Detonación e Ignición superficial.

3.7.2 Detonación o Knock

Knock es el fenómeno anormal de combustión más importante. Su nombre proviene del ruido que resulta de la auto-ignición de una parte del combustible, aire, mezcla de gases residuales por delante de la flama que avanza. Como la flama se propaga a través de la cámara de combustión, la mezcla no quemada por delante de la flama llamada gas final se comprime, haciendo que su presión, temperatura y densidad aumenten. Algunos de los gases finales de mezcla aire-combustible puede sufrir reacciones químicas antes de la combustión normal. Los productos de estas reacciones pueden tener auto-ignición, es decir, de forma espontánea y con una rápida liberación de una gran parte o la totalidad de su energía química. Cuando esto sucede, el gas final se quema muy rápidamente, liberando su energía a una velocidad de 5 a 25 veces mayor que la combustión normal. Esto provoca oscilaciones de presión de alta frecuencia dentro del cilindro que producen el ruido seco metálico llamado knock o detonación.

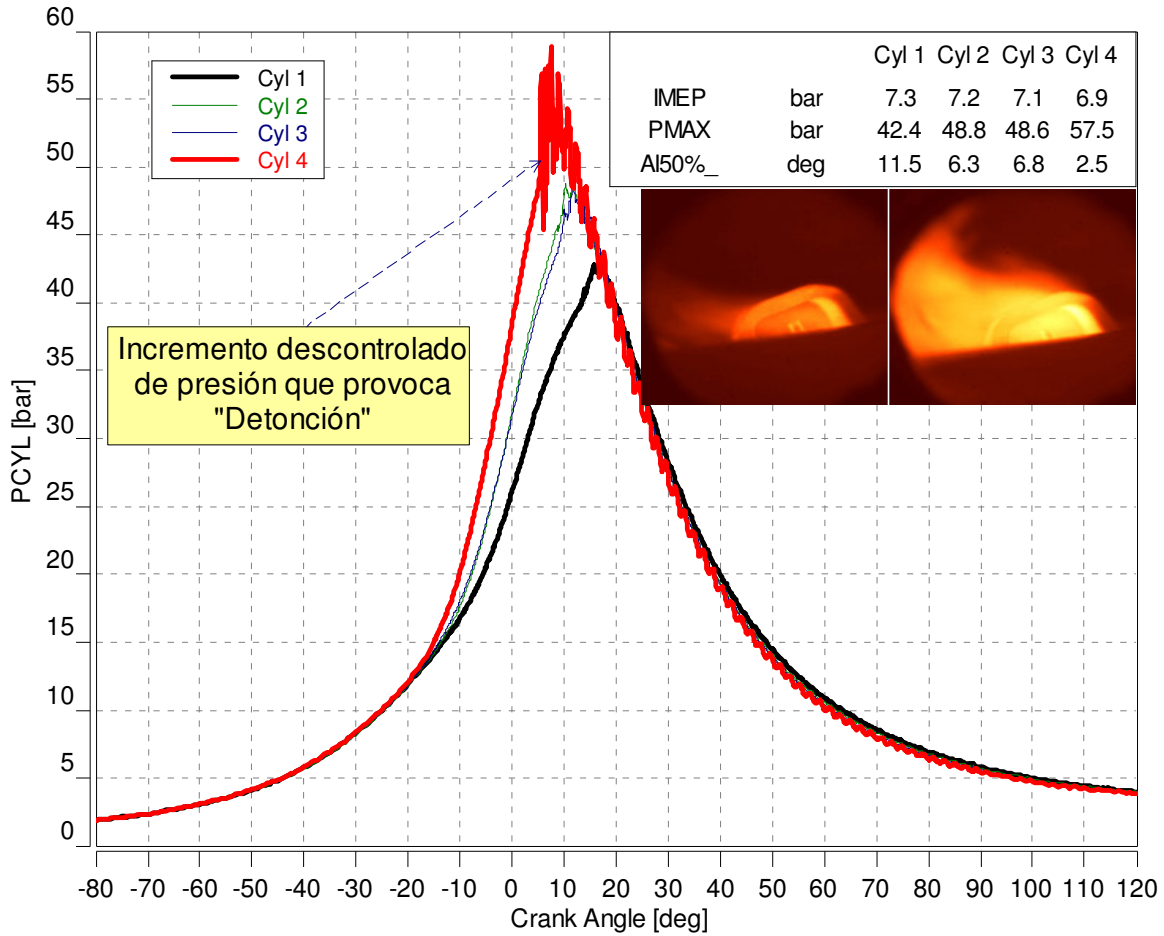


Figura 3.13 Presión normal de operación con presencia de detonación.

La presencia o ausencia de detonación refleja el resultado de una carrera entre el avance del frente de la flama y las reacciones de precombustión en el gas final no quemado. La detonación no se producirá si el frente de flama consume el gas final antes de que estas reacciones tengan tiempo para hacer que la mezcla aire-combustible produzcan una auto-ignición. La detonación se producirá si las reacciones de precombustión producen una auto-ignición antes de que llegue el frente de flama.

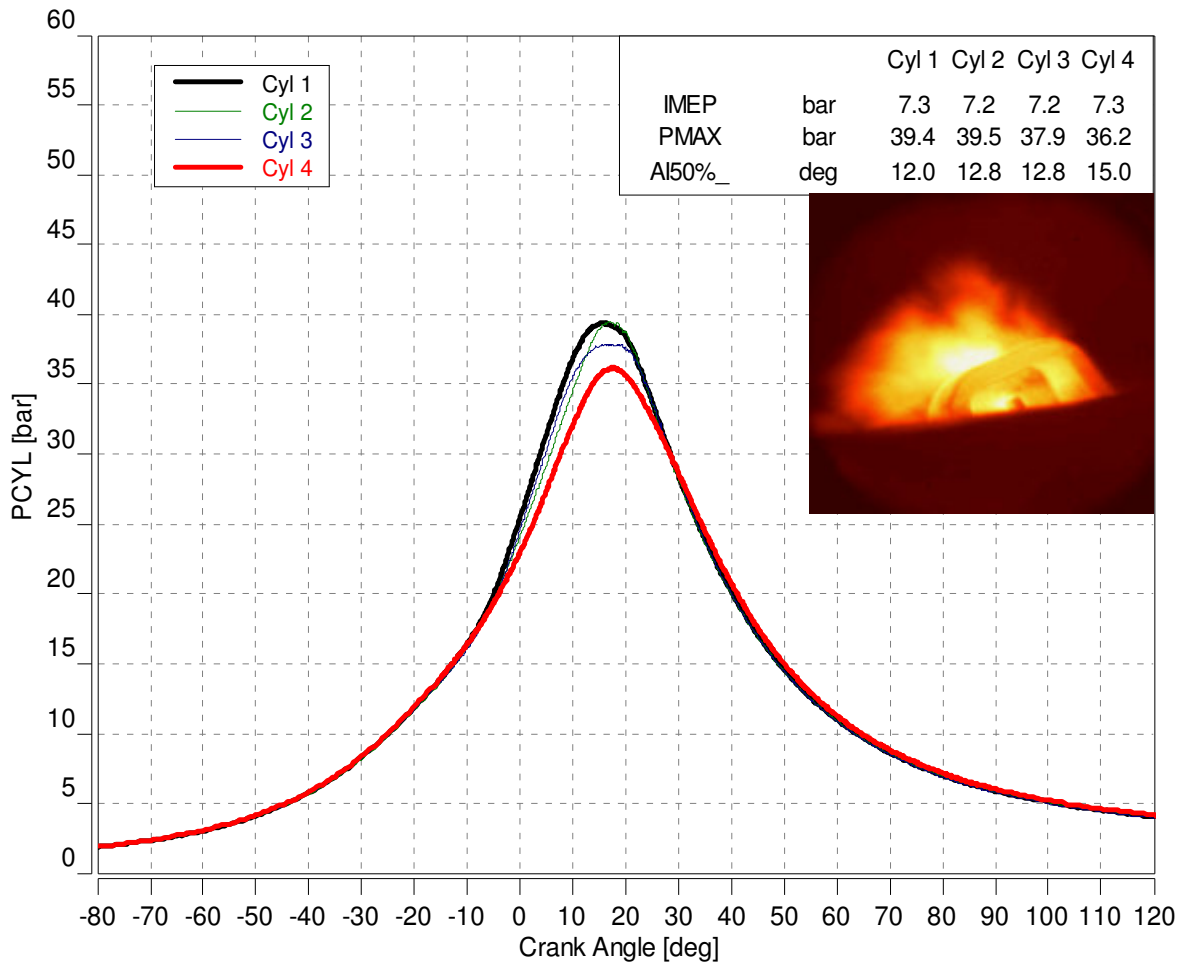


Figura 3.14 Presión normal de operación sin presencia de detonación.

3.7.3 Ignición superficial

El otro fenómeno importante de combustión anormal es el de ignición de superficie. La ignición de superficie es la ignición de la mezcla de combustible y aire por los puntos sobrecalentados de válvulas o bujías, depósitos, o por cualquier otro punto caliente en la cámara de combustión: es una ignición por cualquier otra fuente de ignición que no sea por chispa normal. Puede ocurrir antes de la descarga en la bujía (pre-ignición) o después de la ignición normal (post-ignición). Se puede producir una sola flama o muchas flamas. La combustión no controlada es más evidente y sus efectos más graves, cuando es resultado de pre-ignición. Sin embargo, aun cuando el encendido de superficie se produce después de la descarga de la bujía (post-ignición), la descarga de chispa ya no tiene el control completo del proceso de combustión.

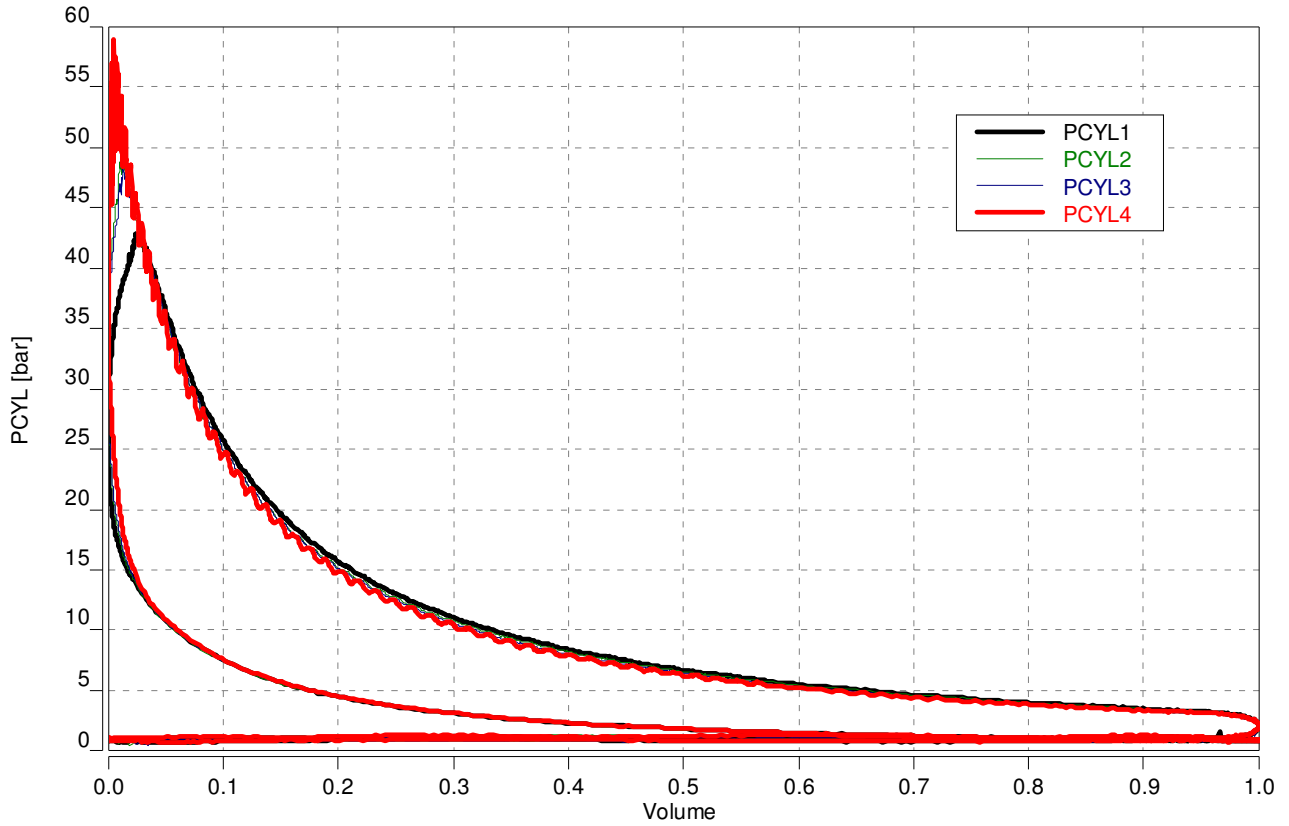


Figura 3.15 Diagrama P-V en presencia de detonación

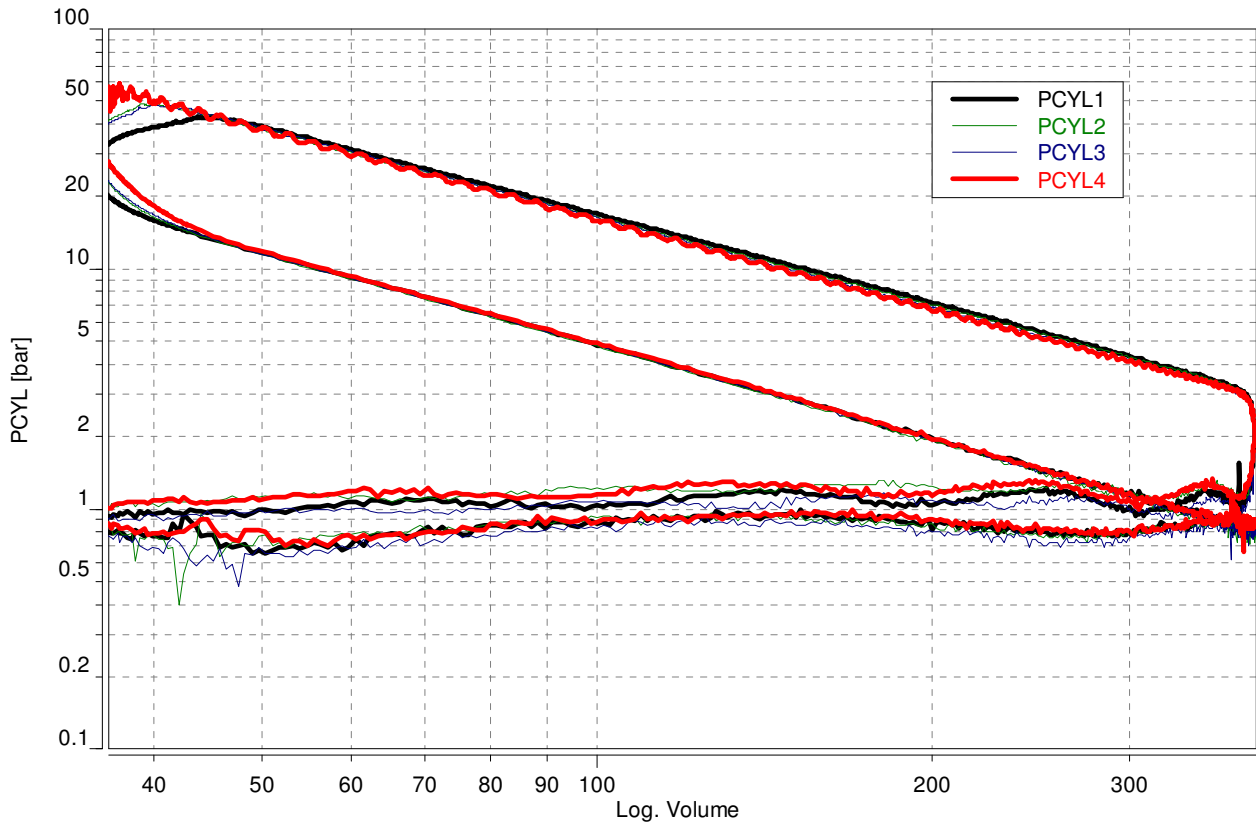


Figura 3.16 Diagrama logarítmico P-V en presencia de detonación.

3.8 Propiedades anti-detonación del gas natural.

El gas natural, debido a su alto contenido de metano, tiene una temperatura de ignición alta y es resistente a la auto-ignición. Esto proporciona sus excelentes propiedades antidetonantes. Sin embargo, la dilución con otros hidrocarburos como el propano y el butano, puede reducir su resistencia a la detonación. Metano puro tiene un octanaje (RON) de alrededor de 125, mientras que la mayoría de los otros hidrocarburos del gas natural tienen un RON, como se muestra a continuación:

Tabla 3.1 Numero de RON

<i>Combustible</i>	<i>RON</i>
Metano	125
Etano	115
Propano	110
Butano	94

El RON de gas natural por lo tanto depende de su composición. Mientras que los motores de encendido por chispa pueden funcionar con metano puro con relaciones de compresión de hasta unos $CR=14$ sin causar golpes, las cantidades de butano y propano del gas natural determina las relaciones de compresión que se pueden utilizar de forma segura. Además, la mezcla del propano y butano en el gas natural no puede ser homogénea con otros componentes y por lo tanto puede aparecer en forma estratificada cuando el gas natural a alta presión es inyectado antes de introducirse en el motor. Con una mezcla no uniforme se puede llegar a tener eventos de detonación incluso a relaciones de compresión relativamente bajas (alrededor de 11:1). Si se van a emplear altas tasas de compresión ($CR > 11.0:1$), entonces se debe prestar especial atención a la calidad del combustible utilizado en el vehículo.

La resistencia a la detonación de la mayoría de las mezclas de gas natural supera el rango máximo de la escala de octanaje ASTM (que es 120,34); Esta es una razón por la cual no existen métodos de prueba estándar octanos existen para el gas natural. Con el fin de medir mejor la resistencia de las mezclas de golpe de gas natural, una escala de metano con distinto número se ha creado (con el metano puro con N° de metano, MN, 100 y el hidrógeno puro con $MN = 0$). Se encontró que el MON y MN están estrechamente relacionados por la ecuación

$$\begin{aligned} MON &= (0.679MN) + 72.32 \\ MN &= (1.445MON) - 103.42 \end{aligned} \quad 3.6$$

El desempeño antidetonante de gas natural es mejor en el metano puro o en las mezclas de metano y gases inertes, reduciéndose un poco con concentraciones crecientes de los hidrocarburos no metánicos. Este efecto no suele ser significativo

para el rango típico de la composición del gas suministrado por las tuberías de gas disponibles en el país, sin embargo puede llegar a ser importante en los motores con radios de compresión altos al usar gas natural, propano o mezclas de aire-combustible.

3.9 Composición de la mezcla.

Es necesario considerar el efecto de los cambios en la composición de la mezcla en el rango de funcionamiento del motor y las características de las emisiones en dos regímenes:

- (1) Acelerador completamente abierto (WOT) o carga completa,
- (2) Cargas parciales.

En WOT, el flujo de aire en el motor es el máximo que el motor puede respirar sin embargo el flujo de combustible puede variar. El flujo de aire es fijado por las variables de diseño del motor y la velocidad de giro del motor. A cargas parciales, el flujo de aire, flujo de combustible, y el flujo del EGR se pueden variar. Evaluación de cambios en la composición mezcla a carga parcial se debe hacer en carga y velocidades fijas, es decir, en condiciones donde el motor proporciona el nivel de torque deseado a la velocidad especificada. Para mantener el torque constante conforme la mezcla es variada, normalmente se requiere cambiar la posición del acelerador.

3.9.1 Cambios en la relación aire/combustible.

La teoría básica para comprender el efecto de los cambios en la relación combustible/aire se muestran en la figura 3.17, donde se puede apreciar la eficiencia de conversión de combustible indicado y presión media efectiva en función de la relación combustible/aire. El pico de presión media efectiva se encuentra a una relación algo rica, F/A entre 1 y 1.1. Debido a la disociación a las altas temperaturas producto de la combustión, oxígeno molecular está presente en los gases quemados en condiciones estequiométricas, por lo que un poco de combustible puede ser adicionado y parcialmente quemado. Esto aumenta la temperatura y el número de moles de los gases quemados en el cilindro. Estos efectos aumentan la presión dando una mayor potencia y mayor presión efectiva.

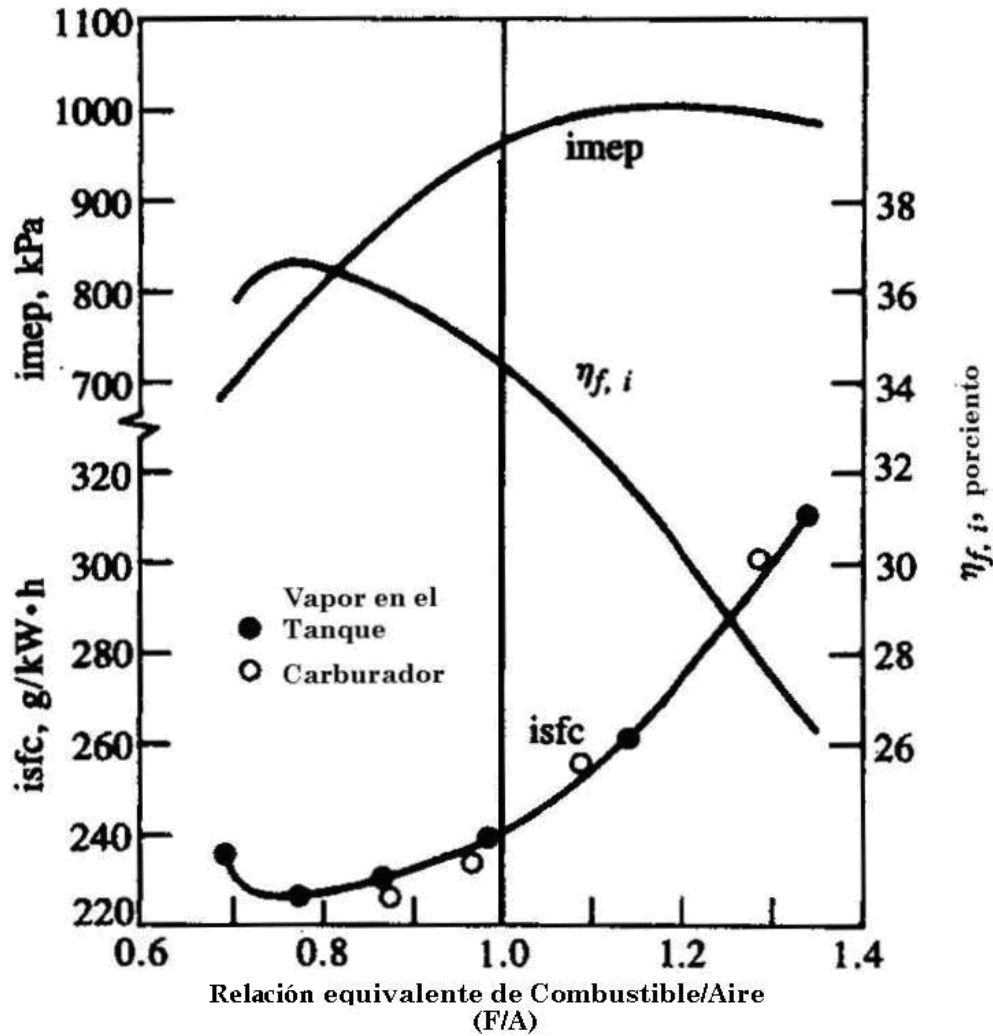


Figura 3.17 Efectos de la variación de F/A en imep, isfc y η_f

3.10 Composición y relación estequiométrica A/F del gas natural.

La calidad entregada por los ductos de gas natural es una mezcla de varios gases diferentes, sin embargo el componente principal es el metano, el cual puede estar presente desde 80 a 97 por ciento del volumen total. El gas natural presenta una composición muy variable, la cual es controlada a través de procesos y paso de separación para eliminar la mayoría de sulfuro de hidrógeno y deshidratar el gas a niveles de agua estables. El gas natural no es específicamente vendido por su composición química, sino por su contenido energético. Por lo tanto, las principales propiedades del gas natural utilizadas en la práctica son su gravedad específica, poder calorífico por unidad de volumen (MJ/m^3) y el número de Wobbe.

El Número de Wobbe es una medida del flujo de energía química a través de un orificio y se define por:

$$\text{Numero_de_Wobbe} = W = \frac{\text{Valor_calorífico_columétrico}}{\sqrt{\text{Gravedad_específica}}}$$

y a menudo se expresa en términos adimensionales. Tiene las unidades de MJ por metro cúbico.

El número de Wobbe de un gas es proporcional al valor calórico de la cantidad de gas que fluirá a través de un orificio subsónicamente en respuesta a una caída de presión dada. Dado que la mayoría de los sistemas de medición se basan en orificios, un cambio en el número de Wobbe del combustible se traducirá en un cambio casi proporcional en la tasa de flujo de energía, y por lo tanto en la relación A/F. La Figura 3.18 muestra el efecto de las variaciones en el número de Wobbe en un motor de gas natural, utilizando varios tipos de sistemas de medición de combustible. El efecto de las variaciones en el número de Wobbe para vehículos a GNC es similar al efecto de variar el contenido de energía volumétrica del combustible en los vehículos a gasolina. A menores valores en un número de Wobbe más pobre es la relación A/F, mientras que un número más alto da una mezcla más rica. Los motores modernos de encendido por chispa que operan con mezclas estequiométricas y con control de lazo cerrado son capaces de compensar algunas variaciones en el número de Wobbe, tal cual lo hacen para las variaciones en el contenido energético de la gasolina o el uso de mezclas de alcohol.

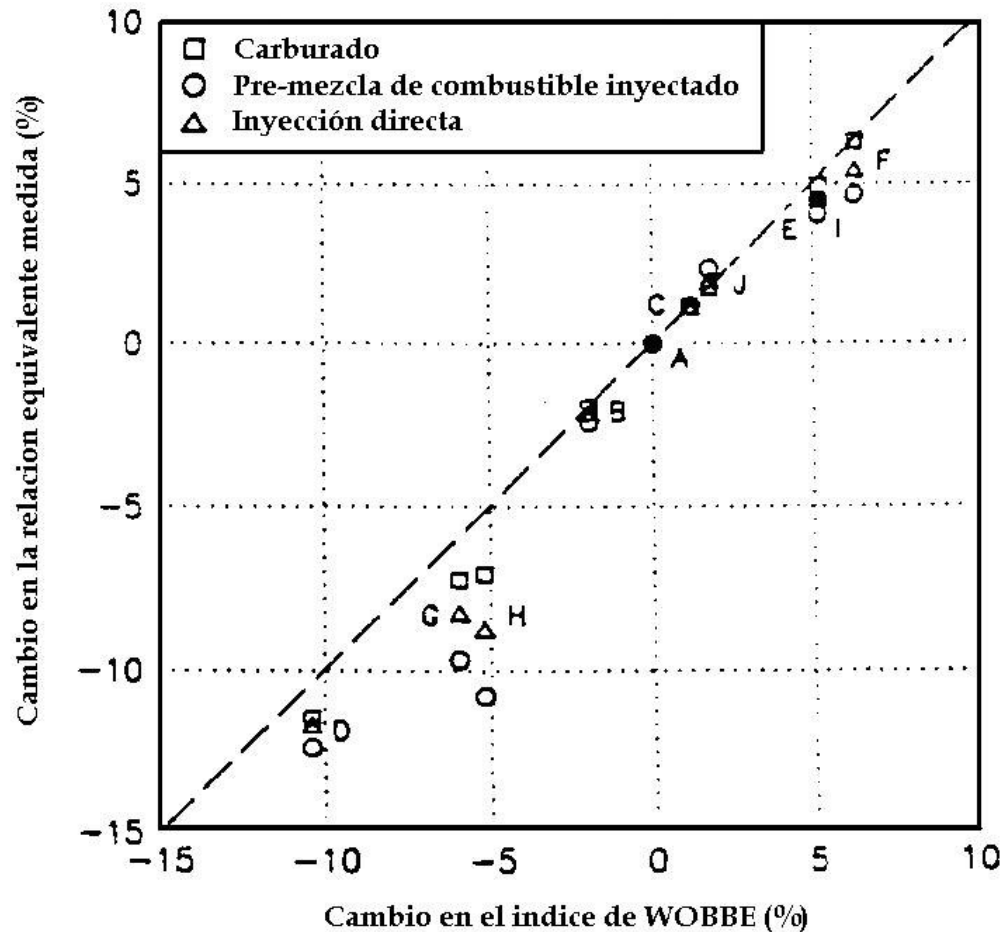


Figura 3.18 Cambio en la relación estequiométrica con respecto al número de Wobbe

3.11 Combustión parcial, Misfire, y la estabilidad de combustión

A medida que la mezcla no quemada en un motor de encendido por chispa se empobrece con exceso de aire o se diluye con cantidades crecientes de gas residual quemado y gases de escape reciclados, el período de desarrollo de la flama, la duración de la fase de combustión rápida, y las variaciones en cada ciclo en el proceso de combustión se incrementan. Eventualmente, se alcanza un punto donde el funcionamiento del motor se vuelve áspero e inestable, y las emisiones de hidrocarburos aumentarán rápidamente. El punto en que esto fenómeno ocurre se define como el límite estable de funcionamiento del motor. Este fenómeno se produce por la prolongación de todas las etapas del proceso de combustión, conforme la mezcla no quemada se diluye. Al incrementar la disolución, en primer lugar una porción de los ciclos quema muy despacio, que apenas la combustión puede terminar antes de la apertura de la válvula de escape. Entonces, cuando la combustión se alarga aún más, en algunos ciclos no hay tiempo suficiente para completar la combustión dentro del cilindro; incluso, puede comenzar a ocurrir que en algunos ciclos la flama se extinga antes que de la válvula de escape se abra y antes de que la flama se haya propagado

a través de la cámara combustión. Por último, pueden empezar a ocurrir los fallos de encendido en el que nunca se enciende la mezcla. La proporción de los ciclos de combustión parcial o no combustión aumenta con rapidez si la mezcla se hace aún más pobre o diluida, alcanzando el punto donde el motor no funcionará en lo absoluto.

3.12 Emisiones Contaminantes.

A continuación se describirá la dinámica de formación de los principales contaminantes emitidos por los motores de combustión interna y sus efectos nocivos sobre el hombre y sobre el ecosistema:

CO: es un producto de la oxidación parcial del combustible, cuya concentración es elevada cuando el motor es alimentado con mezclas ricas y muy baja cuando la mezcla es pobre. Es un gas extremadamente tóxico puesto que la hemoglobina de la sangre se une de forma más estable al CO que al oxígeno, impidiendo así una adecuada oxigenación de los tejidos.

NOx: Con esta simbología se hace referencia tanto al monóxido de nitrógeno, NO (cerca del 98% del total de óxidos de nitrógeno liberado por un motor), como al dióxido de nitrógeno NO₂ (2%). Ambos provienen fundamentalmente de la oxidación del nitrógeno atmosférico a las altas temperaturas alcanzadas en la cámara de combustión. En general, al aumentar la temperatura se registran concentraciones crecientes de NOx, aunque es necesario considerar otros factores como la disponibilidad de oxígeno para la oxidación. La máxima concentración de óxido de nitrógeno, se da para mezclas ligeramente ricas (máxima temperatura), y también en mezclas pobres con amplia disponibilidad de oxígeno.

HC: con este término se quiere indicar una gran variedad de hidrocarburos derivados de la combustión incompleta, de la descomposición y/o de la fuga de combustible. El origen de los HC en los motores de combustión interna es bastante variado. Puede deberse a fenómenos tales como la absorción del combustible por parte del aceite lubricante, la extinción local de la llama, la excesiva dilución de la mezcla, sobre todo a cargas bajas. Esta dilución es causada por el retorno del gas de combustión a la cámara, debido a la reducida presión que se produce en el múltiple de admisión y a la elevada contrapresión de la descarga. Los HC contribuyen, junto a los NOx, al conocido fenómeno del "smog". Los HC provocan sobre los seres vivos efectos variables y aun no probados, desde daños fisiológicos hasta efectos cancerígenos.

CO₂: El dióxido de carbono es el producto principal, junto con el agua, de la combustión de hidrocarburos. En un funcionamiento normal de un motor se busca obtener las condiciones de máxima producción de CO₂, puesto que esto significa una buena y completa combustión y reducida cantidad de otros contaminantes. No es un gas venenoso para los seres vivientes pero sí perjudicial para el medio ambiente puesto que, junto a otros gases, es responsable del efecto invernadero, esto es, el aumento de temperatura de la atmósfera terrestre como consecuencia de que estos gases dejan

pasar la radiación que llega directamente del sol, mientras reflejan aquellas provenientes de la corteza terrestre. El efecto invernadero es un fenómeno extremadamente complejo y no está aún totalmente definido.

La información previamente expuesta servirá como base para el análisis, comparación y estudio de las características importantes de un motor de combustión interna convertido y modificado para utilizar ambos combustibles (gasolina y gas natural).

Capítulo 4 Datos experimentales y cálculos

4.1 Instalación de la experimentación

4.1.1 Implementación Experimental

Las emisiones de los gases de escape y las características de comportamiento tales como potencia, torque, tiempo de ignición de MBT, etc. del sistema del motor bi-combustible fueron medidas en carga máxima y a cargas parciales sobre un amplio rango de velocidades.

Estas mediciones se hicieron con las siguientes instalaciones:

- Un motor de encendido por chispa
- Un dinamómetro de motor
- Un analizador de emisiones de escape
- Un analizador de combustión
- Un sistema de control de temperatura
- Medidores de flujo de gas natural
- Medidores del flujo de gasolina
- Un sistema de adquisición de datos (Dinamómetro, ECU, emisiones)
- Sistema de control de desarrollo
- Kit de conversión a gas natural
- Sistema de alimentación de gas natural

El motor de prueba se convirtió de un motor de gasolina a un motor bi-combustible (GNC + gasolina), mediante un sistema de alimentación de combustible que es capaz de entregar gasolina o gas natural a voluntad. Con el fin de lograr los datos deseados, los sensores se montaron en lugares adecuados para medir parámetros tales como:

- Sistema de posición del cigüeñal
- Medidor de la relación de combustible lambda
- MAF (medidor del flujo de masa de aire)
- Medidor de la temperatura del múltiple de admisión,
- Medidor de la temperatura del aceite y su presión,
- Temperatura del combustible y su presión,
- Temperatura del múltiple de escape y la temperatura de salida del anticongelante
- Presión del cilindro.
- Velocidad de flama (quema)
- Sistema de analizador de gases de escape

Los datos fueron recolectados de forma simultánea desde los sensores y enviados a un sistema de adquisición de datos que está conectado en tiempo real al sistema de

control del motor "ECU" (unidad de control electrónica). Así como, los datos de torque, potencia, emisiones y temperaturas de gases de escape se registraron; estos datos incluían la concentración del NO_x, el total de los hidrocarburos no quemados (THC), CO, CO₂ y O₂ en los gases de escape. Los datos de la unidad de control incluían datos como el tiempo de inyección, la duración de la inyección y el avance del encendido, y la salida de sus diferentes modelos.

Las pruebas se hicieron para ambos combustibles (gas natural y gasolina), en condiciones de estado estacionario. Cuando el equipo de gas natural se instaló en el motor, la calibración también se modificó para poder funcionar con gas natural al no utilizar los sistemas que compensan, por la no evaporación de la gasolina, como se explica en el capítulo 2 donde se describen los sistemas de inyección multi-puerto.

El kit de gas natural estaba compuesto por: 2 reguladores de presión uno por cada banco, 8 inyectores de gas natural (2 rieles de combustible), un módulo de control para el sistema de gas natural, el avance de chispa y la relación aire-combustible que eran fijadas por el módulo de control original del vehículo, el filtro de gas natural y un interruptor para la selección del cambio del modo de combustible. Para una mejor descripción del sistema ver capítulo 2 en la sección donde se trata el tema de "sistema de combustible GNC de inyección secuencial".

Los cambios necesarios en hardware y software del sistema de conversión se hicieron para asegurar una buena transición del motor del vehículo, es decir se aseguró un correcto funcionamiento en ambos modos permitiendo el uso de combustible dual.

El sistema de gas natural mide la cantidad de combustible consumido en función de las condiciones de operación y sustituye la inyección de gasolina cilindro a cilindro hasta que la transición es completa permitiendo el uso de gas natural. La eliminación o reducción de la cantidad de gasolina está garantizada por la interrupción de las señales eléctricas que controlan los inyectores de gasolina (ECU principal de gasolina) a través de emuladores instalados internamente en la unidad de control de gas natural. La entrega de gas natural a los cilindros se realiza a través del envío de una señal eléctrica proporcional a la cantidad de gas natural equivalente al valor calorífico de la gasolina a los inyectores de gas natural. El control y el cálculo de la equivalencia de la gasolina a gas natural es llevado a cabo por la unidad de control de gas natural.

En este estudio, la medición de los tiempos de inyección de los inyectores de gasolina y gas natural se pueden utilizar para determinar el consumo de combustible. Mediante los tiempos de inyección de gasolina y gas natural se puede determinar el caudal de combustible de los inyectores. Por lo tanto, el consumo de combustible del motor puede ser determinado por la suma de las tasas de flujo de combustible de todos los inyectores.

4.2 Barridos del punto de ignición

Los barridos del punto de ignición o barridos de chispa consisten en un barrido hacia adelante del punto de ignición y se realiza avanzando paso a paso el punto de ignición con respecto al ángulo del cigüeñal hasta que MBT o BLD se encuentra, entonces un barrido inverso se lleva a cabo con el fin de retrasar el punto de ignición hasta que ocurran combustiones incompletas. Este proceso se conoce como barridos de chispa como se explico en el capítulo 3. En ambos casos se tiene especial cuidado de no exceder los límites físicos del motor. El indicador de detonación y el indicador de falla en la combustión se llevan a cabo mediante el analizador de combustión.

4.2.1 Comparación del 10% por ciento de masa quemada

En la figura 4.1 se puede observar el la velocidad de la flama del motor funcionando a 3000 rpm y 72 kPa de presión en el múltiple de admisión, utilizando gas natural y gasolina como combustible.

Como se observa en la figura 4.1(a), el inicio de la quema de la mezcla al usar gas natural es más rápido que al usar gasolina (figura 4.1 (b)), debido a que ocupa menos tiempo (más grados del cigüeñal) para inicial la propagación de la flama y quemar el 10% de la mezcla llegando a requerir para su desarrollo mas, de 14° del cigüeñal. Al ocurrir la ignición a 30° antes del punto muerto superior en ambos casos el 10% de quema de mezcla ocurre a 5° después del punto muerto superior al usar gas natural y a 14° grados al usar gasolina.

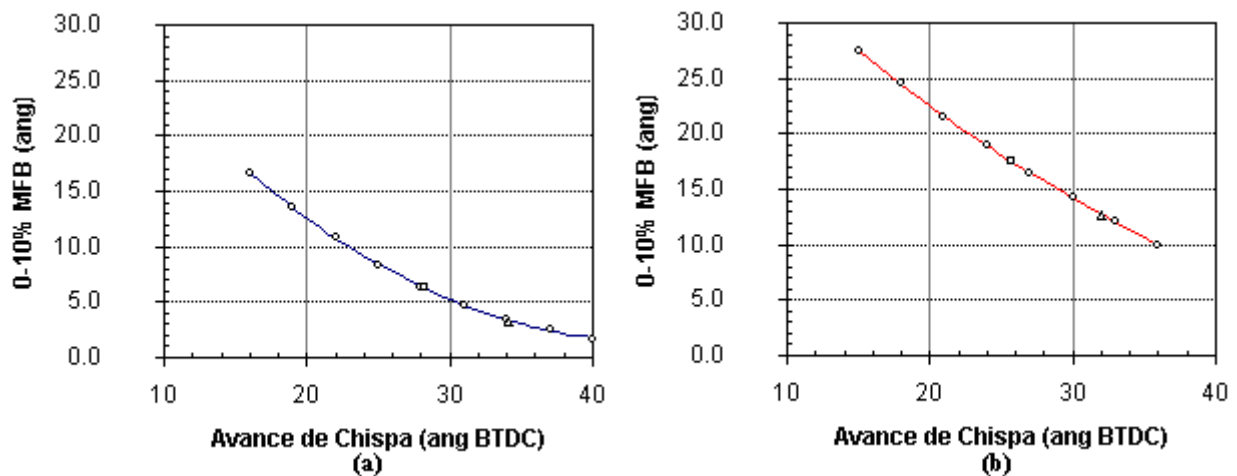


Figura 4.1 Posición donde el 10% de mezcla ha sido quemada, a) gas natural, b) gasolina.

4.2.2 Comparación del 50% por ciento de masa quemada

En la figura 4.2 se puede observar la velocidad de la flama del motor funcionando a 3000 rpm y 72 kPa de presión en el múltiple de admisión, utilizando gas natural y gasolina como combustible.

La posición donde el 50% de la mezcla ha sido quemada es un parámetro muy importante, el cual nos ayuda a conocer que tan eficiente esta operando un

determinado motor (como se explico en el capitulo 3, (sección 3.6)). Y al analizar las graficas de la figura 4.2 y se observa que el para quemar el 50% de la mezcla dentro del rango sugerido (6° - 8° después del punto muerto superior (sección 3.6)) se debe de iniciar la combustión aproximadamente 1.5° antes que al utilizar gasolina (gas natural: 32° y gasolina 30° antes del punto muerto superior).

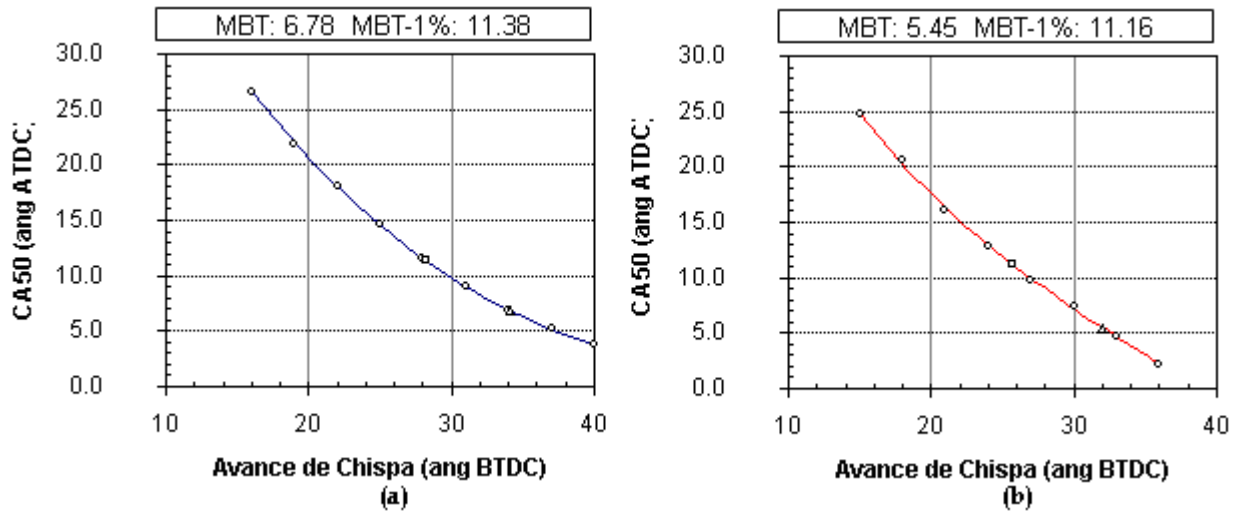


Figura 4.2 Posición del 50% de masa quemada, izq-gas natural, der-gasolina.

4.2.3 Comparación del 90 % de masa quemada

En la figura 4.3 se puede observar la velocidad de la flama del motor funcionando a 3000 rpm y 72 kPa de presión en el múltiple de admisión, utilizando gas natural y gasolina como combustible.

Como se observa, el final de la combustión, la cual corresponde al ángulo donde el 90% de mezcla ha sido quemada. Al usar gas natural (figura 4.3a) como combustible se requieren mayores ángulos de cigüeñal para completar el ciclo, que para el caso de usar gasolina como combustible (figura 4.3b), llegado a requerir mas de 6° después del punto muerto superior, si la combustión es iniciada a 16° antes del punto muerto superior

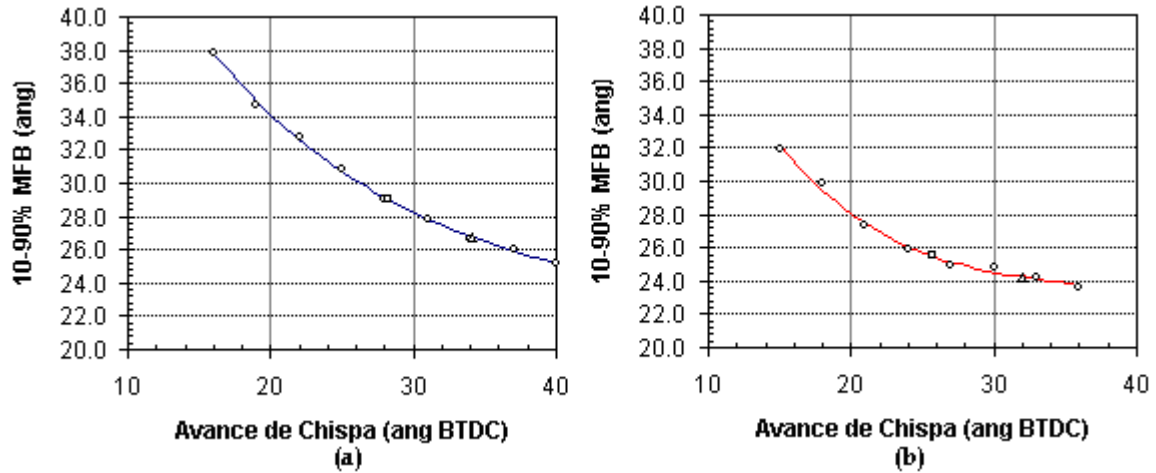


Figura 4.3 Posición del 90% de masa quemada, a) gas natural, b) gasolina.

4.2.4 Comparación del avance de MBT

En la figura 4.4 se puede observar el comportamiento del punto de MBT para varios barridos de avance de chispa en el cual se observa el comportamiento a diferentes velocidad de giro de motor y diferentes eficiencias volumétricas, que van desde el 40% al 80%. Se observa que a pesar de que las condiciones de operación son comparables entre el gas natural y la gasolina (temperatura de aire de entrada y del anticongelante de motor), a bajas rpm se produce menor torque al usar gas natural, sin embargo a mayores rpm la diferencia en torque es minima.

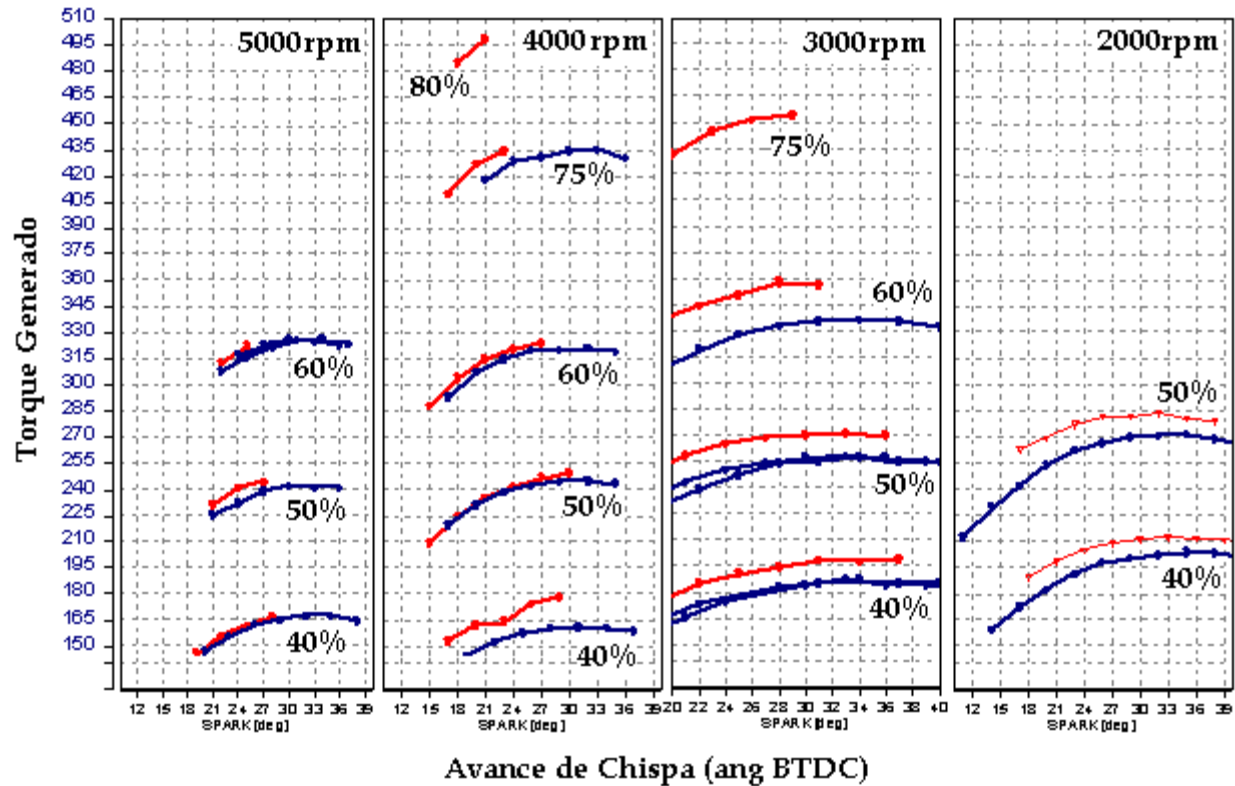


Figura 4.4 Barridos de chispa a diferentes rpm y presiones de admisión. Azul) Gas natural. Rojo) Gasolina.

4.2.5 Análisis de resultados

De los datos experimentales se puede observar que la velocidad de flama al inicio de la combustión (MBF10%), es más lenta para la gasolina, sin embargo ésta posee una pendiente de liberación de energía más rápida, lo que provoca que el punto de MBT y el final de la combustión sea un poco más temprana que al usar gas natural, es decir que al usar gas natural se requiere mayor adelanto de la chispa con respecto al punto muerto superior, para tener la quema del 50% de la mezcla dentro del valor recomendado (6^o-8^o después del punto muerto superior (sección 3.6)).

Como se observo en la figura 4.4 el mayor contribuyente a la perdida de potencia y torque al usar gas natural es debido a la disminución de la eficiencia volumétrica máxima. Al operar a 4000rpm usando gasolina si es posible el alcanzar una eficiencia del 80% sin embargo al usar gas natural solo se puede alcanzar una eficiencia volumétrica del 75%.

4.3 Barridos de la relación aire/combustible (A/F).

4.3.1 Dependencia del punto de MBT con respecto a la relación A/F.

Como se explicó en el capítulo 3, sección 3.9.1 la relación aire/combustible afecta la producción de la potencia, por lo que cada vez que se varia la relación aire/combustible

(lambda), se tiene que ajustar el tiempo en que se inicia la combustión mediante la ignición, para poder mantener el punto de MBT, explicado en la sección 3.5.1.

4.3.2 Comportamiento del MBT en modo CNG.

Como se puede observar al usar gas natural como combustible, cualquier modificación de la relación aire/combustible provoca que el punto del 50% de la masa quemada (CA50) se modifique alejándose de los ángulos de cigüeñal recomendados. Por lo que para mantener los valores recomendados (6-8 grados después del punto muerto superior) se tiene que adelantar el punto de ignición hasta 6 grados más como se muestra en la figura 4.5a.

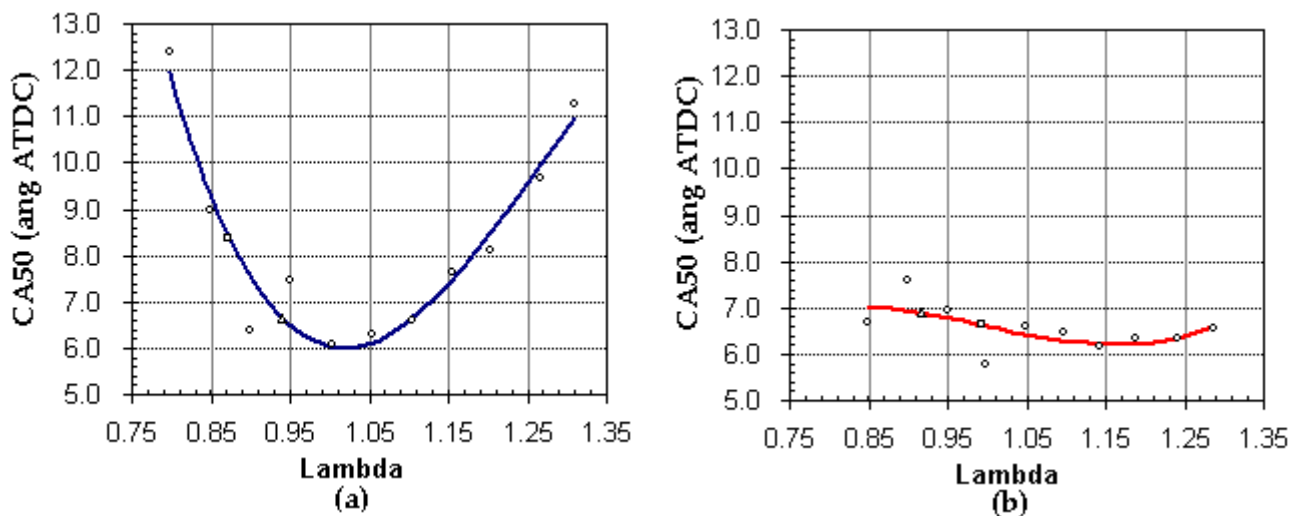


Figura 4.5 Barridos de A/F a diferentes rpm y presiones de admisión. a) Gas natural b) Gasolina

4.3.3 Comportamiento del MBT en modo Gasolina.

Como se puede observar al usar gasolina como combustible, la modificación de la relación aire/combustible provoca que el punto del 50% de la mezcla quemada (CA50) se modifique de forma lineal alejándose y acercándose de los ángulos de cigüeñal recomendados explicados en el capítulo 3, sección 3.6. Por lo que para mantener los valores recomendados (6-8 grados después del punto muerto superior) se tiene que tener una compensación lineal como se observa en la figura 4.5b.

4.3.4 Análisis de resultados.

Al analizar la figura 4.6 donde se muestran diferentes barridos de la relación aire/combustible, se puede concluir que para poder asegurar un correcto avance de chispa de MBT, se tienen que implementar dos compensadores independientes debidos a la relación de combustible, ya que como se observa, usando gas natural (líneas azules), la compensación debe de ser de forma parabólica y con mayor ganancia, en comparación a la compensación cuando se utiliza gasolina (línea roja),

que requerirá una compensación mas lineal y de menor amplitud para mantener avance de chispa en los valores recomendados, (6-8 grados después del punto muerto superior) al variar la relación aire/combustible.

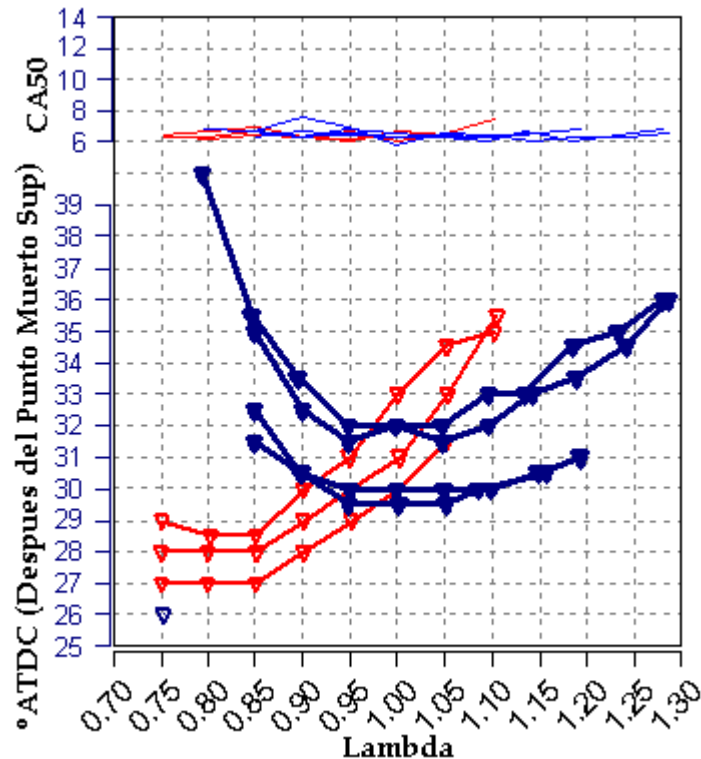


Figura 4.6 Barridos de A/F a diferentes rpm y presiones de admisión. a) Gas natural b) Gasolina

4.4 Temperaturas del sistema de escape.

4.4.1 Métodos para el control de temperatura.

El poder controlar la temperatura de los gases de escape es punto muy importante para proteger diversos componentes del sistema, como lo son las válvulas de admisión y escape, convertidor catalítico, etc. Debido a la naturaleza del gas natural, no se presenta el efecto de cambio de fase y su correspondiente extracción de calor en las válvulas de admisión (sección 2.4), por lo que estas válvulas están sometidas a mayor temperatura por lo que un correcto y efectivo control de la temperatura es de vital importancia en los sistemas bi-combustible y dedicados.

Dentro de los métodos de control de temperatura mayormente utilizados se encuentran la modificación del avance de chispa, relación aire/combustible y el limitar el aire disponible para la su combustión con el combustible.

4.4.2 Control de Temperatura al variar A/F.

El modificar la relación aire/combustible para el control de la temperatura ha sido una de las opciones mayormente utilizadas por la industria automotriz por su fácil implementación. Una de las principales desventajas del que presenta este método es referente a los límites de inflamabilidad inferior y superior del combustible utilizado, por lo que es muy importante asegurar que en todo el tiempo el motor funcione dentro de estos límites y la pérdida de torque generado por el motor sea mínima.

Este análisis se realiza variando la relación de combustible empezando por el límite inferior de inflamabilidad (LIE) con incrementos de 0.05 de lambda hasta llegar al límite superior de inflamabilidad (UIE) o hasta que los límites físicos del motor lo permitan.

4.4.3 Temperatura de los gases de combustión en modo gas natural al variar A/F.

En la figura 4.7b se observa el efecto de variar la relación de aire/combustible en el control de temperatura cuando se usa gas natural como combustible. Al enriquecer la mezcla ($\lambda = 0.8$) se observa un incremento en la inestabilidad de combustión mucho mayor que el empobrecer la mezcla ($\lambda = 1.3$). Aunado a esto, el aplicar un delta de 0.2 de lambda y empobrecer la mezcla ($\lambda = 1.2$), tiene un efecto más eficiente para el control de temperatura que el aplicar el mismo delta hacia el lado de mezcla rica ($\lambda = 0.8$), reduciendo la temperatura con un delta del más del doble como se observa en la figura 4.7a.

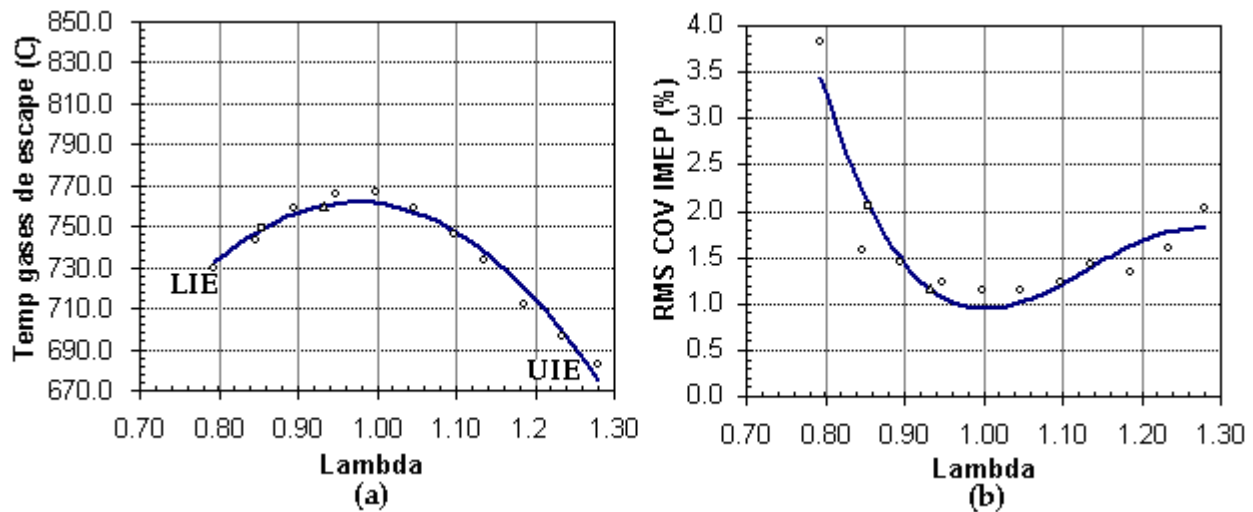


Figura 4.7 Barridos de A/F utilizando gas natural

4.4.4 Temperatura de los gases de combustión en modo gasolina al variar A/F.

En la figura 4.8b se observa el efecto de variar la relación de aire/combustible en el control de temperatura cuando se usa gasolina como combustible. Al enriquecer o empobrecer la mezcla no se observa un incremento en la inestabilidad de combustión manteniéndose cercana al 1%. Al aplicar un delta de 0.2 de lambda y empobrecer la mezcla ($\lambda=1.2$), tiene un efecto similar para el control de temperatura que el aplicar el mismo delta hacia el lado de mezcla rica ($\lambda=0.8$), sin embargo el rango de inflamabilidad es mas amplio del lado rico (LIE) como se observa en la figura 4.8a.

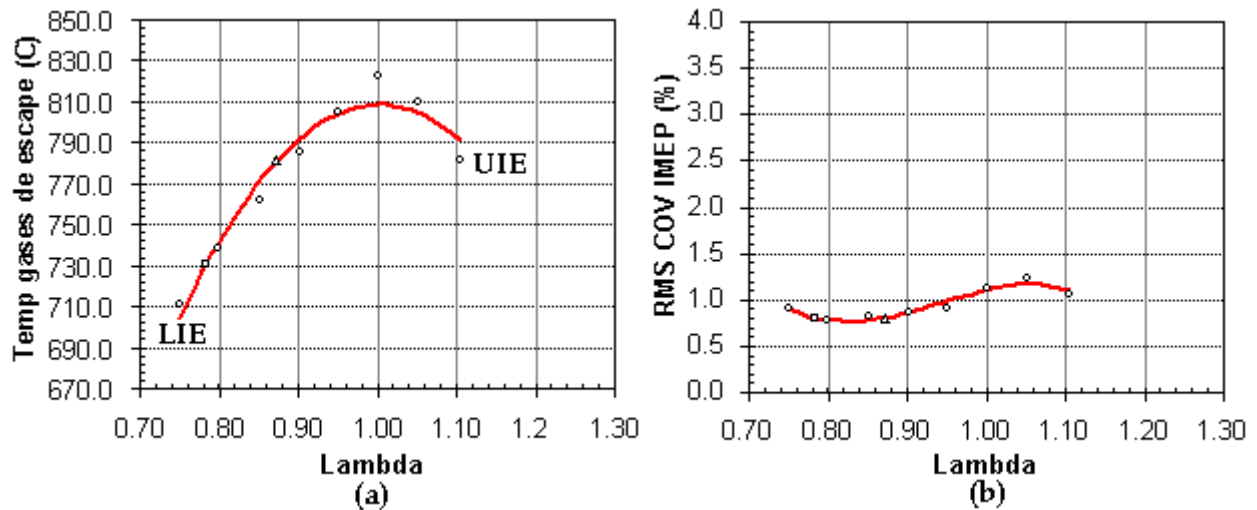


Figura 4.8 Barridos de A/F utilizando gasolina

4.4.5 Control de la temperatura debido al avance de la chispa.

El control de la temperatura variando el punto de ignición tradicionalmente ha sido utilizado primordialmente para calentar y llevar el sistema de control de las emisiones a su temperatura de operación más rápidamente y poder reducir las emisiones del sistema de escape durante los arranques en frío. En la figura 4.9 es mostrado el efecto de variar el punto de ignición desde un valor muy cercano del punto muerto superior del cilindro hasta un punto alejado del TC, pasando por la región de MBT. Como se puede observar el comportamiento de la temperatura de los gases de escape presentan una tendencia similar en ambos modos de funcionamiento (gas natural y gasolina) en la cual para ayudar a calentar el sistema de control de emisiones se puede retrasar el punto de ignición acercando la chispa a TC. Si por el contrario el control necesita proteger el sistema contra la sobre temperatura es posible adelantar la chispa mas allá de la región de MBT enfriando los gases de manera casi lineal, sin embargo esta ventaja es limitada en caso usar gasolina debido a que en esta región de operación se pueden presentar eventos de detonación descritos en la sección 3.7.2. Como el gas natural no presenta esta limitación, este tipo de control puede ser implementado dentro del la unidad de mando electrónica con eficacia, teniendo cuidado de no activarla en modo gasolina.

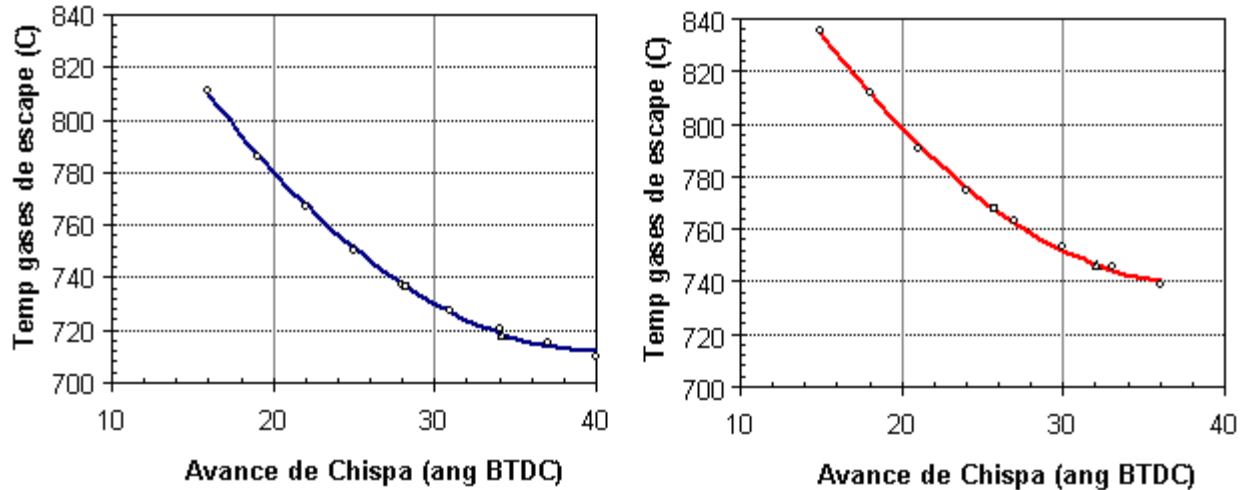


Figura 4.9 Barridos de A/F utilizando gasolina

4.4.6 Análisis de resultados

Como se observa en la figura 4.9 el gas natural tiene una temperatura de combustión menor que la gasolina lo cual ofrece una ventaja respecto al consumo de combustible, al permitir operar mayor tiempo a relaciones de combustible estequiométricas sin necesidad de activar el control de temperatura por sobre calentamiento. Otra característica que presentan los combustibles, es referente al rango de operación, los límites inferior (LIE) y superior de inflamabilidad (UIE) de las mezclas presentan tendencias opuestas. Mientras que las mezclas de gasolina presentan un mayor rango y control con mezclas ricas, el gas natural presenta un rango de operación mayor a relaciones de mezclas pobres, así como una mayor disminución de la temperatura respecto al las mezclas ricas, sin incrementar la inestabilidad de combustión. Esta importante característica, abre la posibilidad de ahorrar combustible durante el control de temperatura de los gases de escape, caso opuesto en los sistemas de gasolina que típicamente usan mezclas ricas para el control de la temperatura aumentando considerablemente el consumo de combustible.

El uso de de un control de temperatura variando el avance de chispa ofrece la desventaja en modo gasolina estar limitado a cargas bajas donde la temperatura no suele ser un problema, a cargas altas esta opción no es viable debido al fenómeno de detonación. Tanto al usar gas natura como gasolina el efecto de adelantar la chispa por encima del punto de MBT tiene la desventaja de tener un mayor efecto en la potencia y torque producido que el método de variar la relación estequiométrica como se explico en los capítulos anteriores.

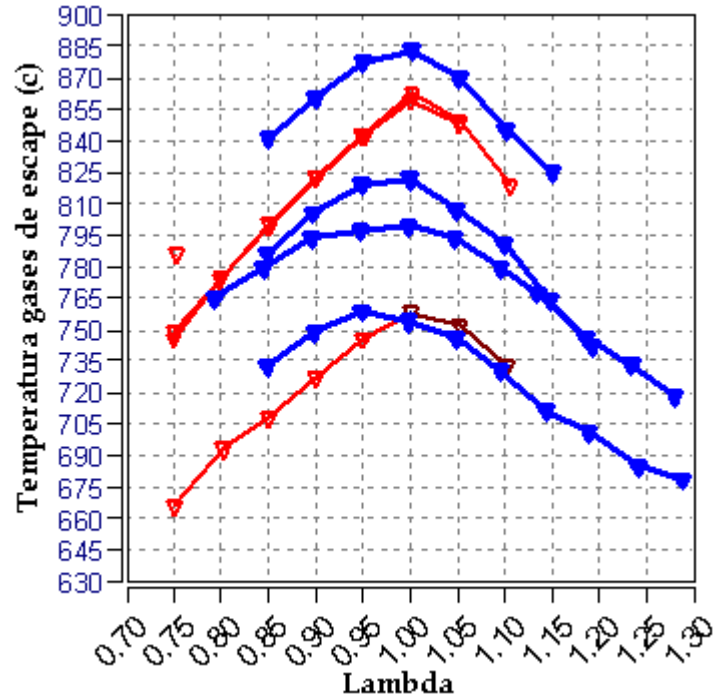


Figura 4.10 Barridos de A/F utilizando gasolina (rojo) y gas natural (azul).

4.5 Comparación de la generación de gases contaminantes.

4.5.1 Generación de los hidrocarburos.

Como se explicó anteriormente en el capítulo 3 la generación de los hidrocarburos en el sistema de escape puede ser por una combustión incompleta, una fuga de combustible, pérdidas de combustión, una excesiva dilución de la mezcla, etc.

En la figura 4.11a se observa que al operar ambos combustibles a relaciones estequiométricas ($\lambda = 1$), el motor al utilizar gas natural produce menor cantidad de hidrocarburos (HC) por cada kilowatt hora, en comparación con la gasolina, sin embargo a relaciones estequiométricas pobres ($\lambda > 1$), existe un punto donde produce mayores cantidades de HC.

En la figura 4.11b se observa el efecto del avance de chispa sobre la generación de HC, donde se muestra que si el motor se opera en la región de MBT se estarán produciendo mayores cantidades de HC.

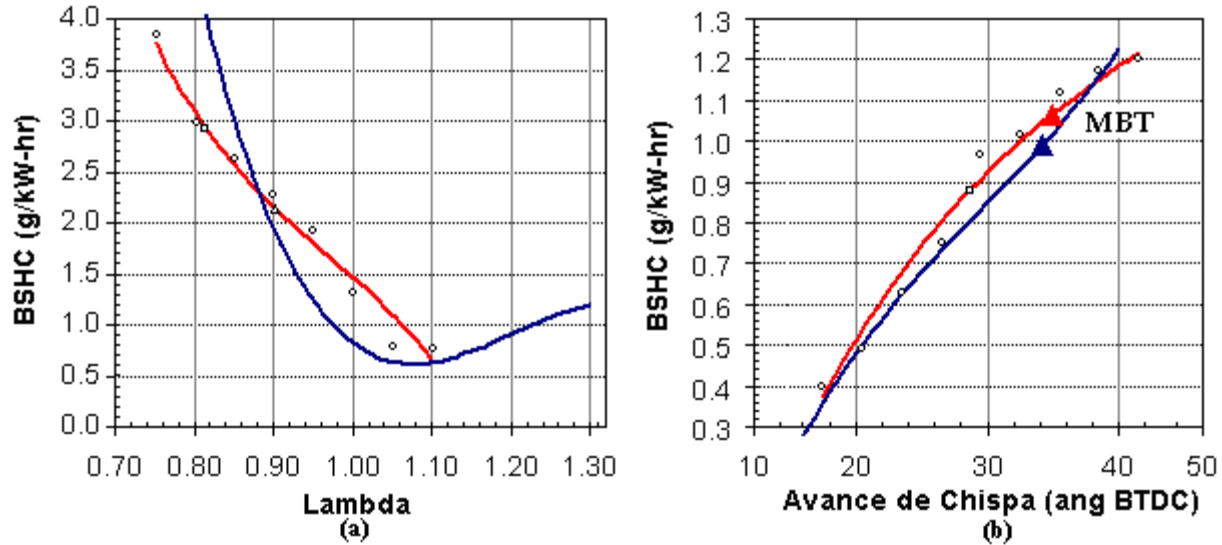


Figura 4.11 Concentración del HC a) Barridos de A/F b) Barridos del avance de chispa (azul-Gas Natural, Rojo-Gasolina).

4.5.2 Generación de los NOx.

Como se explico en el capitulo 3, el NOx proviene fundamentalmente de la oxidación del nitrógeno atmosférico a altas temperaturas. Esto se corrobora ya que al aumentar la temperatura se registran concentraciones crecientes de NOx, presentando una relación muy estrecha con la temperatura (figura 4.7), para el caso de gas natural. En el caso de la gasolina la generación del NOx es prácticamente lineal a la concentración de oxígeno en la mezcla, como se muestra en la figura 4.12.

La generación de los NOx para ambos combustibles presentan una dependencia lineal con respecto al avance de chispa, sin embargo el utilizar gas natural presenta una disminución en la generación del NOx respecto a la gasolina durante todo el rango del avance de chispa (b) y relación aire/combustible (a).

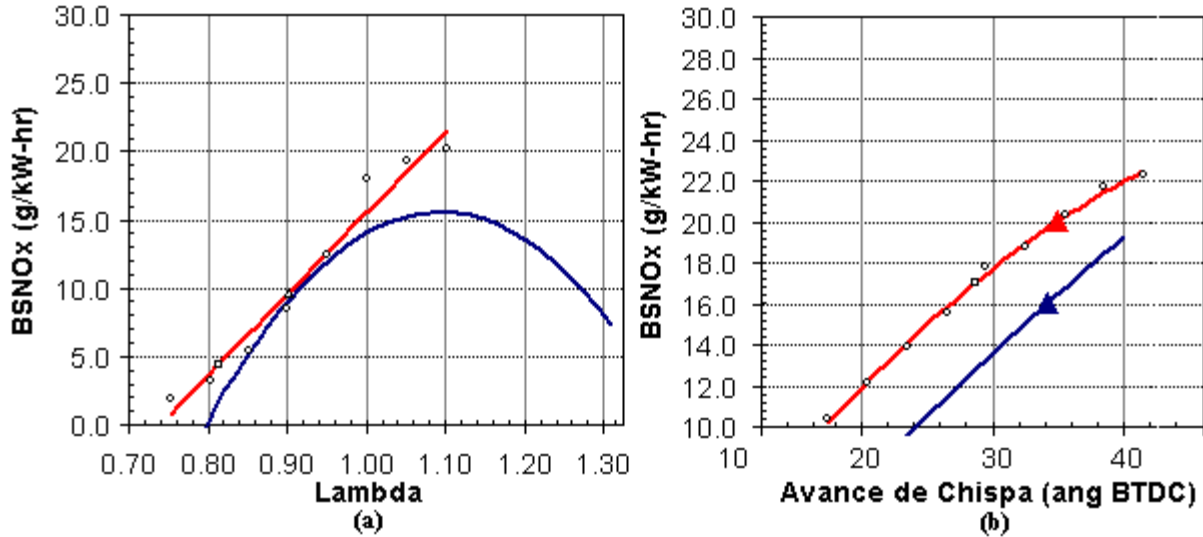


Figura 4.12 Concentración del NOx a) Barridos de A/F b) Barridos del avance de chispa (azul-Gas Natural, Rojo-Gasolina).

4.5.3 Generación de los CO.

De acuerdo a lo expuesto en el capítulo 3, sección 3.12 el CO es un producto de la oxidación parcial del combustible, cuya concentración es elevada cuando el motor es alimentado con mezclas ricas y muy bajo cuando la mezcla es pobre, lo cual es observado en la figura 4.13, donde ambos combustibles siguen la misma tendencia al variar la relación aire/combustible. Sin embargo se observa una ligera disminución al utilizar gas natural para las relaciones de mezcla ricas.

La dependencia con el avance de chispa para ambos combustibles, presenta un comportamiento inverso. Mientras que para la gasolina, el operar a avances de chispa retrazados reduce la generación de CO, en el gas natural produce un efecto contrario, aumentando la generación de CO. En el caso del gas natura existe un rango donde esta dependencia con el avance de chispa desaparece, manteniendo un nivel estable.

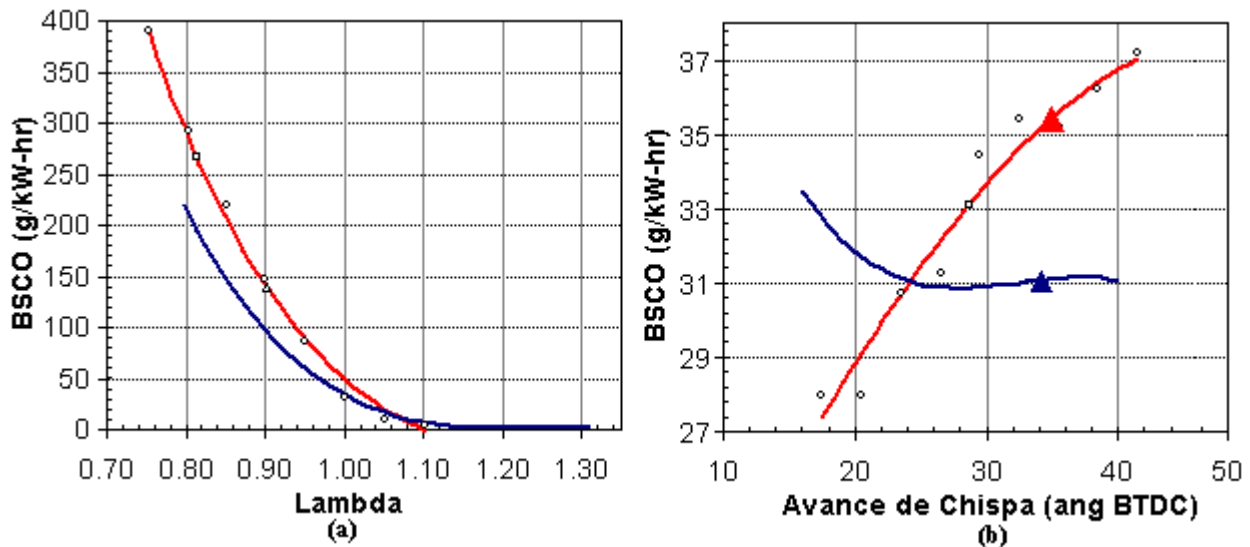


Figura 4.13 Concentración del CO. a) Barridos de A/F b) Barridos del avance de chispa (azul-Gas Natural, Rojo-Gasolina).

4.5.4 Análisis de resultados

Se observo que en general un motor alimentado con gas natural y operando en las regiones de operación optimas de relación aire/combustible y avance de chispa (λ =estequiométrica, MBT), producirá menor cantidad de gases contaminantes.

4.6 Medición del Torque y Potencia en ambos modos.

4.6.1 Curvas de torque y potencia.

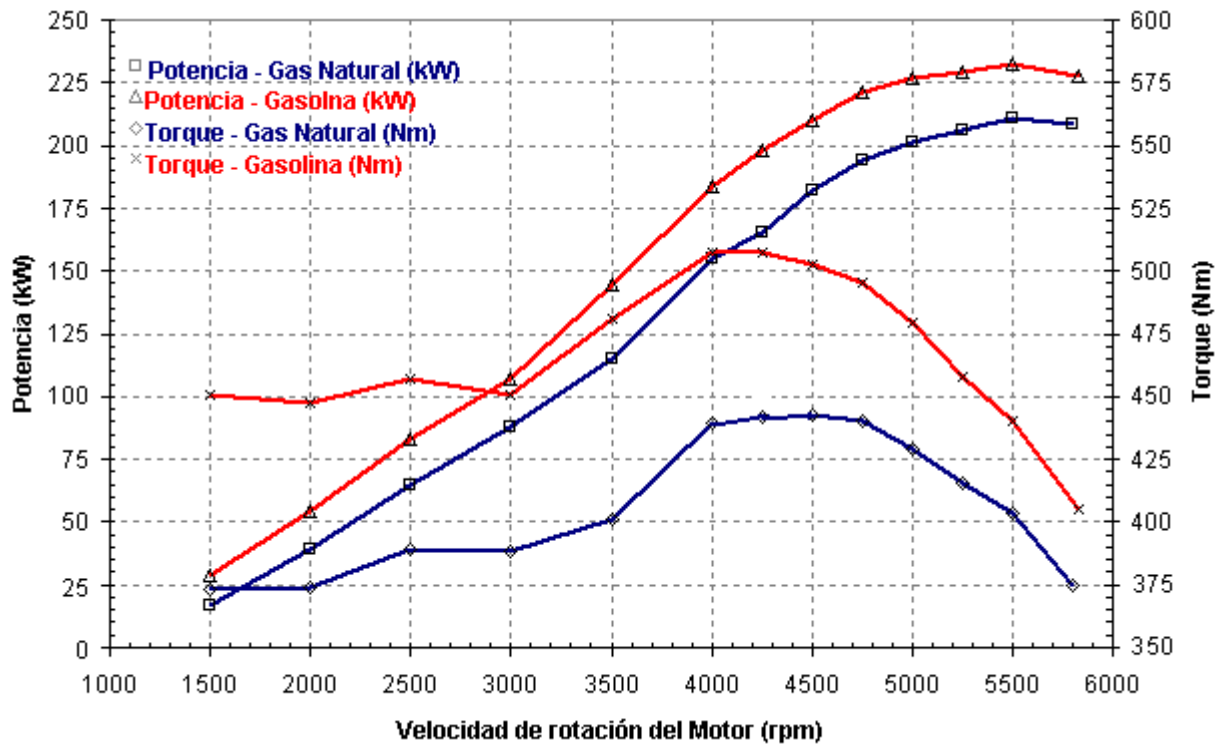


Figura 4.14 Curvas de torque y Potencia. Azul-Gas Natural, Rojo-Gasolina.

En la figura 4.14 se presenta la curva de potencia y torque del motor bi-combustible al utilizar gas natural y gasolina como combustibles, como se observa el modo gas natural presenta una deterioro den la potencia y torque producidos, respecto a las curvas producidas por la gasolina. El utilizar gas natural produce una disminución de 12.7% en la potencia y del 11.8% en el torque.

4.7 Fenómeno de desplazamiento del aire.

Como se observa en la figura 4.15 al utilizar gas natural como combustible y operar a carga máxima (WOT), se produce una disminución en la eficiencia volumétrica respecto a la operación con gasolina. Este efecto es producto de la inyección de combustible en estado gaseoso, el cual desplaza el mismo volumen (que ocupa la masa de gas natural) de aire al ser inyectado.

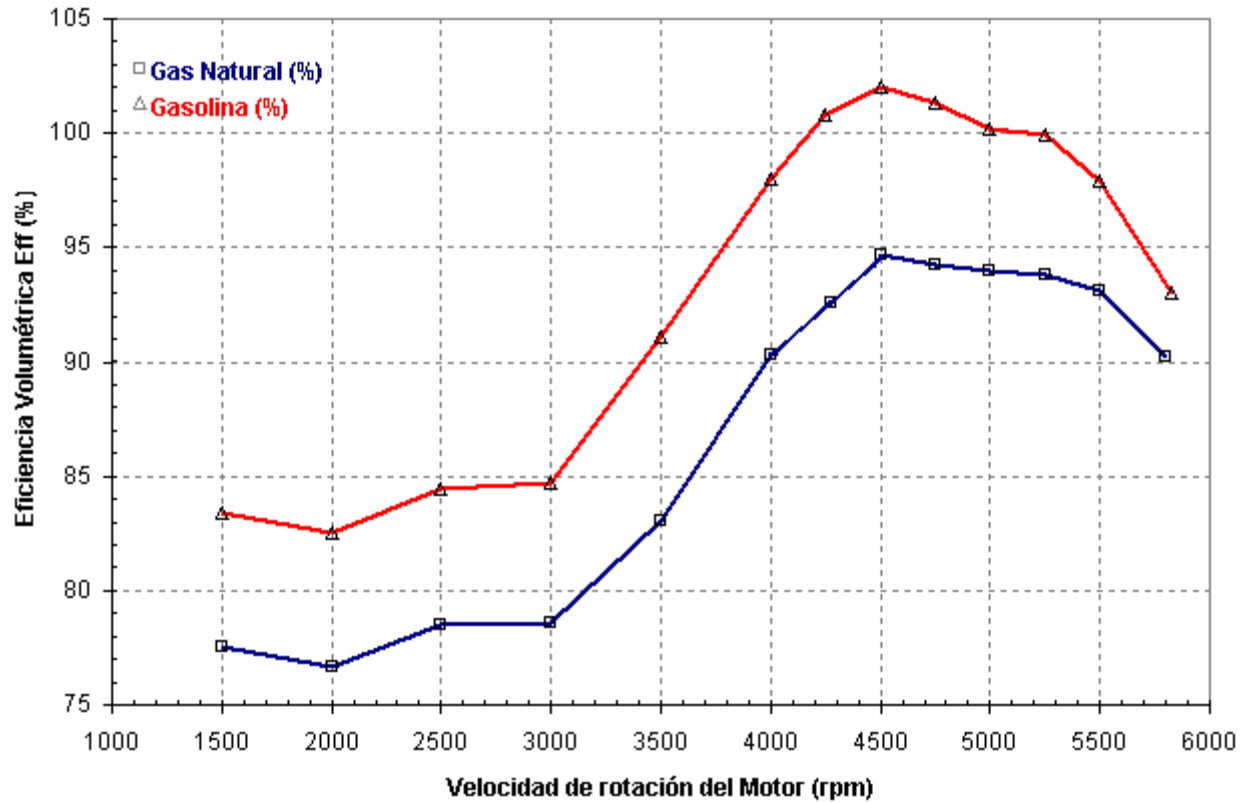


Figura 4.15 Curvas de eficiencia volumetrica. Azul-Gas Natural, Rojo-Gasolina.

4.7.1 Efecto de las transiciones de combustibles.

En la figura 4.16 se observa el efecto de desplazamiento del aire al aumentar la carga de aire disponible en el motor, al realizar una transición de modo gas natural a gasolina, a condiciones de máxima potencia (WOT) y al nivel del mar.

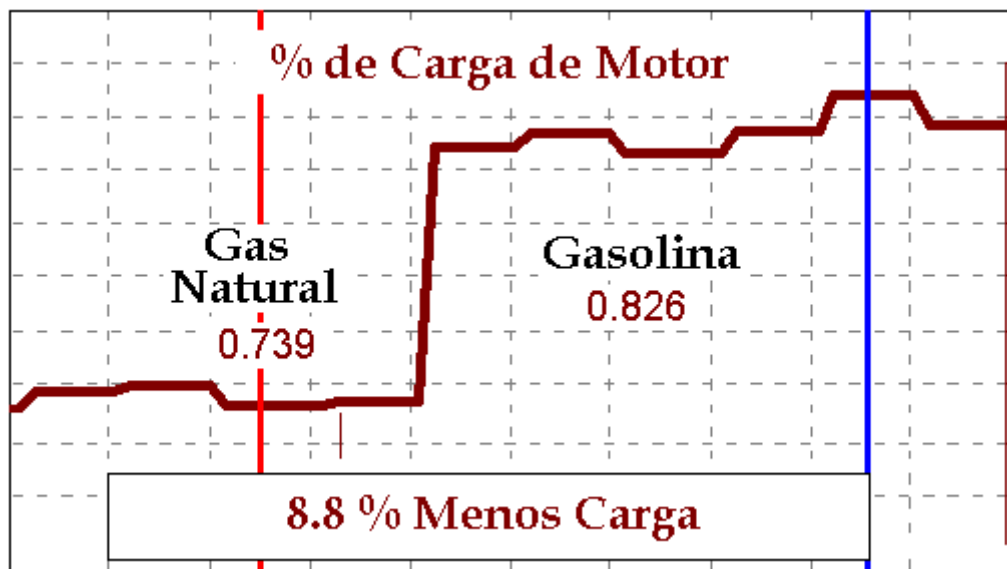


Figura 4.16 Efecto en la carga (aire disponible) en el motor al cambiar de combustible.

Conclusiones.

En este trabajo se llevó a cabo el estudio de los parámetros que gobiernan el funcionamiento de un motor de combustión interna de 2 válvulas por cilindro de ignición por chispa, al operar en modo bi-combustible. El estudio abarcó diferentes aspectos de los sistemas bi-combustible, tratando temas como las propiedades y características propias del gas natural comprimido, describiendo las diferentes arquitecturas y componentes del sistema de alimentación de combustible, ventajas y desventajas. Hasta llegar a describir los procesos y parámetros que modifican la operación del motor de combustión interna. Después de describir los procesos y sistemas, se procedió con la experimentación y caracterización de ambos sistemas de combustible (gas natural y gasolina) para su posterior comparación con la teoría desarrollada en los capítulos 2 y 3

Los resultados obtenidos confirman que:

1. La velocidad de flama al inicio de la combustión (MBF10%), es más lenta para la gasolina, sin embargo ésta posee una pendiente de liberación de energía más rápida, lo que provoca que el punto de MBT y el final de la combustión sea un poco más temprana que al usar gas natural, es decir que al usar gas natural se requiere mayor adelanto de la chispa con respecto al punto muerto superior, para tener la quema del 50% de la mezcla dentro del valor recomendado (6^º-8^º después del punto muerto superior).
2. Para poder asegurar un correcto avance de chispa de MBT, se tienen que implementar dos compensadores independientes debidos a la relación de combustible, ya que como se observo, usando gas natural, la compensación debe de ser de forma parabólica y con mayor ganancia, en comparación a la compensación cuando se utiliza gasolina, que requerirá una compensación mas lineal y de menor amplitud al variar la relación aire/combustible.
3. El gas natural tiene una temperatura de combustión menor que la gasolina lo cual ofrece una ventaja respecto al consumo de combustible, al permitir operar mayor tiempo a relaciones de combustible estequiométricas sin necesidad de activar el control de temperatura por sobre calentamiento.
4. Los límites inferior (LIE) y superior de inflamabilidad (UIE) de las mezclas presentan tendencias opuestas. Mientras que las mezclas de gasolina presentan un mayor rango y control con mezclas ricas, el gas natural presenta un rango de operación mayor a relaciones de mezclas pobres.
5. Se observo que en general un motor alimentado con gas natural y operando en las regiones de operación optimas de relación aire/combustible y avance de chispa (λ =estequiométrica, MBT), producirá menor cantidad de gases contaminantes.

6. El modo gas natural presenta un deterioro de la potencia y torque producidos, respecto a las curvas producidas por la gasolina. El utilizar gas natural produce una disminución de 12.7% en la potencia y del 11.8% en el torque.
7. El mayor contribuyente a la pérdida de potencia y torque al usar gas natural es debido a la disminución de la eficiencia volumétrica máxima (al introducir el combustible en estado gaseoso, este desplaza la misma cantidad de volumen de aire).

Como conclusión final se podría añadir que, la conversión de un sistema mono-combustible de gasolina a uno bi-combustible (gas natural-gasolina), para su máximo aprovechamiento requiere de mínimas modificaciones para poder asegurar un nivel de desempeño aceptable y no causar un gran deterioro en los parámetros tales como potencia, emisiones de gases contaminantes, economía de combustible y durabilidad de componentes.

REFERENCIAS

- [1] Heywood J.B.: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, U.S., 1988.
- [2] Willard W. Pulkrabek.: Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, Prentice Hall.
- [3] Blair G. and Mackey D., Racing Engine Design Options Investigated by Engine Simulation, SAE paper 2000-01-3546, 2000.
- [4] William B. Ribbens, Ph.D.: Understanding Automotive Electronics, Butterworth–Heinemann, U.S, 1998.
- [5] Allan Bonnick.: II Automotive Science and Mathematics, Butterworth–Heinemann, U.S, 2008.
- [6] Andy Stodart and Ian Aitchison, John Lapetz.: Emissions Performance of Bi-fuel CNG and Bi-fuel LPG Passenger Cars Using Sequential Multi-point Injection Systems, SAE paper 2001-01-1195, 2001.
- [7] David Dyntar, Christopher Onder and Lino Guzzella.: Modeling and Control of CNG Engines, SAE paper 2002-01-1295, 2002.
- [8] Ramon Molina Valle, Vander Ferreira Rodrigues, J. E. Silva.: Performance and Emission Analysis of the Otto Cycle Engine Converted to Bi-Fuel Gasoline and Natural Gas (VNG), SAE paper 2002-01-3543, 2002.
- [9] Poulos S.G., Heywood J.B.: The Effect of Chamber Geometry on Spark Ignition Engine Combustion, SAE Paper 830334, 1983.
- [10] Osamu Watanabe, Susumu Nakajima, Hiroyuki Goto and Toshihide Matsunaga.: Development of CNG Engine with Variable Valve Timing Electronic Control, SAE paper 2007-01-3615, 2007.
- [11] V S Midhun, S Karthikeyan, Nagarajan and S Krishnan Nissan-Ashokleyland, India
S D Rairikar, K P Kavathekar, S S Thipse and N V Marathe The Automotive Research Association India, India.: Development of CNG Injection Engine to Meet Future Euro-V Emission Norms for LCV Applications, SAE paper 2011-26-0002, 2011.

[12] Jianyong Zhang and Jianqiu Li.: Development of the Main Controller of Compressed Natural Gas Engine Based on the 32-Digit PowerPC561, SAE paper 2008-01-1738, 2008.

[13] Rogério Jorge Amorim, Ramón Molina Valle, José Guilherme Coelho Baeta, José Eduardo Mautone Barros, Remo Dias Bahia de Carvalho.: The Influence Of Different Compression Ratios On The Performance Of An Cng-Fuelled Flex Internal Combustion Engine, SAE paper 2005-01-4141, 2005.

[14] Lancaster D.R. et al.: Measurement and Analysis of Engine Pressure Data, SAE paper 750026, SAE Trans., vol.84, 1975.

[15] Ramos J.I.: Internal Combustion Engine Modelling, Hemisphere Publishing Corporation, 1989.

[16] Presentación Grupo de Motores del Politecnico de Milán.
www.engine.polimi.it.

[17] Jeff Gotthelf.: The Natural Gas Vehicle Fuel Pressure Regulator, ITT Industries / Conoflow.

[18] Cámara Argentina del Gas Natural Comprimido. <http://www.gnc.org.ar/>

[19] Secretaria de Energía.: Prospectiva Gas Natural 2007-2016.