

INFORME DE ACTIVIDADES

PERÍODO SIN CARGA DOCENTE:

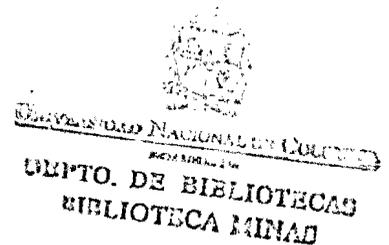
Febrero 1 de 2003 - Enero 30 de 2004

PROYECTO:

**ESTUDIO EXPERIMENTAL Y TEÓRICO DE MOTORES DE
ENCENDIDO PROVOCADO CONVERTIDOS A FUNCIONAMIENTO
BICOMBUSTIBLE GASOLINA – GAS NATURAL**

**Carlos Mario Sierra Restrepo
Escuela de Química y Petróleos
Facultad de Minas
Universidad Nacional de Colombia sede Medellín**

Medellín, Enero de 2004



I
621-43
S43

CONTENIDO

	Pág
LISTA DE TABLAS	iv
LISTA DE FIGURAS	v
1. INTRODUCCIÓN	1
2. ANTECEDENTES	3
2.1 Efecto de la composición del combustible	4
2.2 Efecto de las condiciones ambientales	5
2.3 Emisiones contaminantes	6
2.4 Modelado del proceso de combustión	7
3. ESTUDIO EXPERIMENTAL	10
3.1 Puesta a punto y adecuacion del motor CFR para ensayos	10
3.2 Especificación de equipos e instrumentos de medicion utilizados	14
3.3 Calibración y control delos equipos de medición	15
3.4 Diseño de experimentos.	21
4. MODELO MATEMÁTICO DESARROLLADO	23
4.1 Ecuaciones fundamentales.	23
4.2 Descripcion del modelo.	24
4.2.1 Cálculo del factor de compresibilidad del gas (Z).	24
4.2.2 Cálculo de los calores especificos.	30
4.2.3 Cálculo de parámetros geométricos.	31



4.2.4 Modelado de la etapa de admisión.	32
4.2.5 Modelado de la etapa de compresión	35
4.2.6 Modelado de la carrera de descarga.	36
4.3 Modelado del proceso de combustión	36
4.3.1 Ecuaciones del modelo.	37
4.3.2 Evolución de la combustión.	38
4.3.3 Cálculo de la composición de los productos de la combustión.	39
4.3.4 Método de solución.	44
5. RESULTADOS EXPERIMENTALES	46
5.1 Resultados para avance de 10 grados.	46
5.2 Resultados para avance de 15 grados	49
5.3 Resultados para avance de 20 grados	52
5.4 Resultados para avance de 25 grados	55
6. CONCLUSIONES	59
7. ACTIVIDADES PENDIENTES	60
BIBLIOGRAFÍA	61

LISTA DE TABLAS

	Pág
Tabla 1. Rangos del medidor de aire	14
Tabla 2. Rangos del analizador de gases	14
Tabla 3. Puntos de medición en ducto. Calibración Tobera	16
Tabla 4. Mediciones de velocidad contra presión. Calibración tobera	16
Tabla 5. Valores de presión para la calibrar cadena de combustión	19
Tabla 6. Tabla típica de registro de datos de calibración.	19
Tabla 7. Descripción de las pruebas a realizar en el motor CFR	21
Tabla 8. Descripción de los modos de operación	21
Tabla 9. Constantes usadas en la ecuación (77)	43

LISTA DE FIGURAS

	Pág
Figura 1. Motor usado en la experimentación	11
Figura 2 Montaje para trabajar con gas natural y gasolina líquida.	12
Figura 3 Equipo de medición de gases	13
Figura 4. Soporte para encoder.	13
Figura 5. Acople para sensor piezoeléctrico.	13
Figura 6. Correlación delta de P vs. Caudal. Calibración Tobera	17
Figura 7. Componentes sistema calibración cadena de combustión	18
Figura 8. Sistema de calibración de la cadena de combustión	18
Figura 9. Curva típica en la calibración de la cadena de combustión	20
Figura 10. Curva de calibración de la cadena de combustión	20
Figura 11. Diagrama de flujo de la subrutina ZGAS	29
Figura 12. Presión contra pulsos del codificador angular. Gas natural de guajira. Avance 10°	47
Figura 13. Presión contra pulsos del codificador angular . Gasolina. Avance 10°	48
Figura 14. Curvas de presión en cámara de combustión. Gasolina vs Gas natural de guajira. Avance 10°.	49
Figura 15. Presión contra pulsos del codificador angular. Gas natural de guajira. Avance 15°	50
Figura 16. Presión contra pulsos del codificador angular. Gasolina. Avance 15°	51

Figura 17. Curvas de presión en cámara de combustión. Gasolina vs Gas natural de guajira. Avance 15°.	52
Figura 18. Presión contra pulsos del codificador angular. Gas natural de guajira. Avance 20°	53
Figura 19. Presión contra pulsos del codificador angular. Gasolina. Avance 20°	54
Figura 20. Curvas de presión en cámara de combustión. Gasolina vs Gas natural de guajira. Avance 20°.	54
Figura 21. Presión contra pulsos del codificador angular. Gas natural de guajira. Avance 25°	55
Figura 22. Presión contra pulsos del codificador angular. Gasolina. Avance 25°	56
Figura 23. Curvas de presión en cámara de combustión. Gasolina vs Gas natural de guajira. Avance 25°.	57
Figura 24. Efecto del avance de chispa sobre la presión de combustión para una relación de compresión de 8:1.	58

1. INTRODUCCIÓN

Con la inclusión del gas natural en la canasta energética del transporte, se debe pensar en estudiar cómo afecta la conversión a gas natural el desempeño de un motor operando a diferentes condiciones ambientales y usando diferentes tipos de gases (composición).

No obstante tener una experiencia de más de 15 años en esta línea en nuestra costa atlántica se han realizado muy pocas investigaciones al respecto, resaltando los trabajos hechos por entidades como Ecopetrol – ICP y la UPME y no se tienen estudios teóricos ni experimentales que apunten a la clarificación de los principales inconvenientes y ventajas relacionados con el uso del gas natural en vehículos con motores en modo bicombustible.

Estudios hechos en la Universidad de Antioquia han mostrado como el uso de motores convertidos a funcionamiento gasolina – gas natural puede traer como consecuencia la presencia de fallas de origen térmico si no se analiza bien la combustión en dichos motores. La refrigeración, por ejemplo, es diferente al no involucrarse el calor de vaporización que se requiere originalmente para vaporizar la gasolina, lo que hace que la temperatura de admisión sea mayor. Otros aspectos tienen que ver con el tipo y energía de ignición y la composición del gas natural.

Este informe presenta el trabajo hecho durante el período de año Sabático que me fue concedido por la Universidad Nacional de Colombia para el desarrollo del proyecto de investigación “ESTUDIO EXPERIMENTAL Y TEÓRICO DE MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO CONVERTIDOS A FUNCIONAMIENTO BICOMBUSTIBLE GASOLINA – GAS NATURAL”. La investigación pretende desarrollar un modelo matemático para estudiar

teóricamente el comportamiento termodinámico del ciclo OTTO en motores que funcionan con gasolina o gas natural y evaluar experimentalmente la variación de algunos parámetros mecánicos, energéticos y ambientales, que intervienen en el funcionamiento de un motor a gasolina adaptado a funcionamiento con gasolina o con gas natural. Se muestra el diseño experimental y el montaje, los resultados y el modelo matemático planteado. Para el modelo desarrollado, se muestran las ecuaciones usadas y el algoritmo de solución propuesto.

El proyecto de investigación cuenta con la aprobación de la Universidad Nacional de Colombia y Colciencias, además de ser cofinanciado por EMPRESAS PÚBLICAS DE MEDELLÍN.

Dos situaciones se presentaron durante el desarrollo del proyecto. El decodificador angular, necesario para la medición del desplazamiento del cilindro del motor se rompió lo que impidió terminar los ensayos en su totalidad y por ende validar el modelo matemático. En el momento estamos a la espera del nuevo decodificador para terminar la experimentación. La otra situación se deriva de la pasantía realizada en la Universidad de Castilla la Mancha - España. Los investigadores de esta Universidad plantearon algunas sugerencias que consideramos válidas para mejorar el modelo. En el momento estamos implementando dichas sugerencias por lo que el modelo sufrirá algunas modificaciones (respecto al que se tiene actualmente).

2. ANTECEDENTES

El transporte es uno de los sectores que mas contribuye actualmente a la emisión de gases contaminantes. El gas natural surge como una alternativa para disminuir este problema pues los motores que trabajan con este combustible, después de una buena conversión, generan menos emisiones de hidrocarburos, monóxido de carbono y material particulado [5,6,7].

El metano, principal constituyente del gas natural, posee un alto poder antidetonante, en torno a un 25% mayor que la gasolina, lo que permite usar altas relaciones de compresión con el consecuente aumento en la eficiencia del motor. Sin embargo, según Maxwell y Jones (1994) [5], los motores a gasolina convertidos a gas natural experimentan una pérdida de potencia del 10% al 30%, dependiendo del éxito de la conversión y del tipo de motor. Esta pérdida resulta de la reducción del rendimiento volumétrico ya que el combustible gaseoso es de más baja densidad y de las restricciones adicionales que se le introducen al flujo por el mezclador (carburador) del combustible gaseoso.

Para mejorar el diseño y la puesta punto de motores de encendido provocado que trabajen con gas natural, además de trabajos experimentales, se deben hacer estudios teóricos basados en modelos matemáticos que permitan describir el comportamiento del ciclo termodinámico atendiendo a aspectos como la potencia, el consumo y las emisiones contaminantes.

Uno de los puntos a tener en cuenta es el desempeño del motor operando a diferentes condiciones ambientales y usando diferentes tipos de gases (composición). En el caso colombiano, las principales ciudades se encuentran por encima de los 1000 m.s.n.m. lo cual afecta directamente la masa de oxígeno del aire debido a la disminución de presión atmosférica y a la diferencia de pesos moleculares entre éste y el nitrógeno (ley de Fick). Esto afecta directamente el proceso de combustión al cambiar la proporción de reactivos. Sin embargo, en

nuestro país no se tienen estudios teóricos ni experimentales que apunten a la clarificación de los principales inconvenientes y ventajas relacionados con el uso del gas natural en vehículos con motores en modo bicomcombustible operando a diferentes alturas y usando gases de diferente composición.

2.1 Efecto de la composición del combustible

El desempeño y emisiones de un motor encendido por chispa (MEP) son función del ángulo de avance, la velocidad de combustión, la resistencia a la autoignición y el contenido energético de la mezcla de combustible [1, 2]. También, las propiedades del gas natural influyen sobre las prestaciones del motor y éstas dependen a su vez de la composición del combustible. Al variar la composición del mismo, se tiene un efecto significativo en la operación y las emisiones de los vehículos convertidos a gas natural, si el motor es diseñado para máximo desempeño y eficiencia con un gas determinado y no está equipado con medios de ajuste para otras composiciones. Además, la composición del combustible puede afectar la cantidad y la composición de las emisiones ya que esta define su densidad, la relación estequiométrica aire/combustible y la velocidad de la llama.

Para asegurar que el motor opere exitosamente con respecto a las prestaciones, las emisiones y la durabilidad, debe existir correspondencia entre la especificación del combustible de certificación, la especificación del combustible comercial y las especificaciones de los fabricantes de motores. Esto requiere que los tres conjuntos estén armonizados.

En resumen, la literatura consultada [2,3] indica que los factores dominantes en el control de las emisiones y el desempeño del motor operando a gas natural son en su orden; relación aire/combustible, avance de la chispa y efecto químico del combustible en la combustión, todas dependientes de la composición.

2.2 Efecto de las condiciones ambientales

La pérdida de potencia en un motor convertido a gas natural, no solamente se debe a la naturaleza del combustible ni a los accesorios de conversión; existen factores tales como las condiciones atmosféricas del lugar en el cual se encuentra operando el motor, que inciden el desempeño mecánico, energético y ambiental que igualmente afectan a un motor convencional.

Cuando un motor está funcionando a diferentes alturas, el proceso de combustión en el motor se ve afectado por la falta de oxígeno del aire, situación esta que se torna más crítica a medida que se gana altura sobre el nivel del mar; además, influyen otros factores como la calidad y poder calorífico del combustible empleado y la transferencia de calor al motor, especialmente porque existe una variación en la densidad del aire atmosférico.

Algunos investigadores, han documentado la pérdida de potencia por altura para un motor convertido en modo bicomcombustible. Por ejemplo, Agudelo y otros [4] hallaron que en condiciones normales de operación, la pérdida de potencia por altura para el caso de la ciudad de Medellín (1500 msnm) no debería sobrepasar el 16%. Estos investigadores, observaron, en términos generales, una caída de potencia y par, que por lo regular se hace más crítica a medida que incrementa el régimen de giro del motor, pero que en las condiciones normales de operación del motor en ciudad (aproximadamente 3200 rpm) no superan el 20%. En el caso del par, encontraron que la disminución es aproximadamente constante en todo el rango de operación y no supera el 20% con gas natural.

En los MEP, la presencia del combustible gaseoso (y vapor de agua) en el sistema de admisión reduce la presión parcial del aire por debajo de la presión de la mezcla, pudiéndose demostrar que a medida que disminuye el peso molecular del combustible, disminuye la relación de presiones, o lo que es lo mismo, disminuye la densidad del aire en la admisión. Gravoski y otros [8], estudiaron el efecto de

la altitud en las emisiones reguladas y en el desempeño de un motor de GN dedicado Cummins B5.9G. Los resultados obtenidos en la altura, 1600 m (5280 ft), fueron comparados con los obtenidos a 152 m (500 ft). Con mariposa completamente abierta el par a velocidades menores que la velocidad del par máximo fue aproximadamente 20% menor que al nivel del mar, lo cual está en proporción a la diferencia en la presión barométrica (630 mm Hg a 1600 m Vs 760 mm Hg al nivel del mar) y en la región de operación donde la compensación del control de carga es insuficiente.

2.3 Emisiones contaminantes

El gas natural es considerado un excelente combustible alternativo a la gasolina por sus recursos abundantes, bajo costo, combustión limpia y más bajas emisiones contaminantes. Los motores que trabajan con gas natural generan menos emisiones de hidrocarburos inquemados, monóxido de carbono y material particulado. En un proceso de combustión normal, es decir no ideal, los humos de la combustión contendrán combustible inquemado y parcialmente quemado, monóxido de carbono (CO), óxidos de azufre, óxidos de nitrógeno (NOx) y partículas. El principal contaminante procedente de los vehículos que funcionan con gas natural es el metano inquemado, el cual resulta de una inadecuada relación combustible/aire y de un mezclado incompleto. Pero, las emisiones de metano son mucho menos reactivas que las emisiones de hidrocarburos más pesados procedentes de los vehículos que funcionan con gasolina o con diesel, por lo tanto dichas emisiones no contribuyen significativamente al problema de la contaminación aunque afectan el efecto de invernadero. La legislación norteamericana diferencia entre el metano y los hidrocarburos no-metánicos y no regula el primero ya que el metano tiene baja reactividad fotoquímica y poco efecto tóxico. Por el contrario, las normas europeas regulan los hidrocarburos totales lo que es desventajoso para los motores que funcionan con gas natural. En promedio, la emisión total de hidrocarburos cuando se usa gas natural puede

ser menor en un 50 % que cuando se usa gasolina, para diferentes condiciones de operación del motor.

El monóxido de carbono (CO) se forma durante el proceso de combustión y resulta directamente del uso de mezclas ricas combustible/aire debido a que no existe el aire suficiente para completar de oxidar el carbono en el combustible a CO₂. La molécula de metano solo tiene un átomo de carbono contra cuatro átomos de hidrógeno lo cual es una baja relación con respecto a otros combustibles. Como consecuencia el gas natural es conocido como un combustible pobre en carbonos y por lo tanto genera bajas emisiones de CO y de CO₂, si se compara con las obtenidas al usar gasolina o diesel como combustible. Experimentalmente se ha encontrado que las emisiones de CO con gasolina para condiciones de WOT (válvula totalmente abierta) son el doble que las obtenidas al usar gas natural, y los niveles de emisión aumentan lentamente con incrementos en la relación aire/combustible.

2.4 Modelado del proceso de combustión [9, 10, 11, 12].

Modelar el comportamiento termodinámico del gas natural implica combinar en forma apropiada ciertas suposiciones con ecuaciones que permitan analizar las características críticas del proceso. Cuando se trata de la evolución del gas como combustible en un motor de encendido provocado (MEP) la simulación permite predecir las propiedades energéticas y ambientales y el rendimiento del motor.

Para procesos en los cuales el control de la combustión es importante, se han planteado dos tipos de modelos, clasificados como termodinámicos y dinámicos, dependiendo de si las ecuaciones utilizadas se basan simplemente en las leyes de conservación de la masa y de la energía o si se hace un análisis completo del movimiento de los fluidos.

Los modelos termodinámicos se pueden subdividir según, Heywood [12], en:

- Cero – dimensionales. Llamados así por la ausencia de modelos de flujo y porque no predicen las características geométricas del flujo.
- Fenomenológicos. Incluyen detalles adicionales según cada fenómeno, además de la ley de conservación de la energía.
- Cuasidimensionales. Incluyen características geométricas específicas del fenómeno que se está modelando.

Los modelos dinámicos, conocidos también como multidimensionales debido a que permiten incluir detalles geométricos de los flujos a partir de soluciones de las ecuaciones de flujo, pueden ser:

- Modelos de flujo cuasi – estables. Consideran el sistema como una serie de restricciones interconectadas, definidas por la geometría y un coeficiente de descarga, y determinadas por lo general en forma empírica. En este caso se usan ecuaciones de flujo unidimensional.
- Modelos de llenado y vaciado. En este tipo de modelo el sistema se representa por medio de volúmenes finitos donde la masa del gas puede aumentar o disminuir en el tiempo. Cada volumen es tratado como un volumen de control. Las leyes de conservación de la masa y de la energía se acoplan con las ecuaciones que describen el movimiento de los fluidos.

Los motores de encendido provocado que usan gas natural como combustible son particularmente atractivos para efectos ambientales. No obstante, existen pocos estudios sobre el comportamiento de la combustión en ellos, en condiciones de elevada altitud usando gases naturales de diferentes

composiciones químicas. Sus fases de funcionamiento son extremadamente complejas y muy difíciles de entender a escala fundamental, por ello no es muy práctico construir un modelo que pretenda predecir cada uno de los fenómenos. Además, la mayoría de los modelos son incompletos y siempre tendrán que hacer uso de suposiciones y relaciones empíricas.

En particular, los modelos termodinámicos son una herramienta sencilla pero muy útil para analizar los fenómenos de transferencia de calor que se dan durante la combustión en un motor y permiten obtener parámetros importantes para su predicción: fracción quemada de combustible, tiempos de chispa, duración de la combustión, etc. Con estos datos se puede posteriormente simular el comportamiento del motor para mejorar su diseño, ayudar a dimensionarlo, preparar pruebas o desarrollar sistemas de control. En este proyecto se plantea un modelo termodinámico para simular el ciclo completo de un motor de encendido provocado (MEP) tipo CFR (Cooperative Fuel research).

3. ESTUDIO EXPERIMENTAL

Este informe contiene los resultados de las mediciones en cámara de combustión de un motor CFR operando con gasolina y se comparan con el mismo motor operando con gas natural. Los resultados que aquí se presentan corresponden a gas natural de guajira, quedando pendiente comparar la gasolina con gas natural de Cusiana preparado y con G20 (metano puro) con el ánimo de determinar el efecto de la composición química del gas natural sobre la combustión del motor.

Los ensayos se realizaron variando el grado de avance de la chispa en 10°, 15°, 20° y 25 grados de ángulo de giro de cigüeñal antes del punto muerto superior y también variando la relación de compresión del motor en 8:1, 9:1 y 10:1, intentando con esto cubrir los motores más comunes del parque automotor nacional.

Los mejores resultados con gas natural se obtienen a elevada relación de compresión (10:1) y con avances de chispa grandes (25°). Las mayores diferencias entre gas natural de guajira y gasolina se obtienen con bajos avances de chispa y relaciones de compresión intermedias (9:1). La gasolina corriente registró mayores presiones de combustión que el gas natural de guajira en todos los casos, no obstante, esto no significa mayor rendimiento, ya que una presión muy elevada puede ser causa de una combustión descentrada, produciendo una disminución en el par máximo al freno (trabajo efectivo).

3.1 Puesta a punto y adecuación del motor CFR para ensayos

El motor CFR-ASTM (Figura 1) está normalizado para realizar ensayos de octanaje. Al utilizar dicho motor para ensayos de combustión con el fin de comparar diferentes combustibles se tienen ventajas como: poseer temperatura de refrigeración constante, relación de compresión variable, régimen de giro a 900 rpm constantes (controladas por un motor eléctrico), facilidad para instalar un sensor de presión piezoeléctrico en la culata, medición de presión y temperatura

del aceite, medición de temperatura de la mezcla que entra al cilindro, medición de la temperatura de los gases de escape, medición del ángulo de avance de la chispa y composición de los gases de escape.

Para poder realizar las mediciones requeridas para los análisis de esta investigación se requiere instalar un codificador angular (que permite conocer el ángulo en el que se encuentra el eje del cigüeñal), un medidor piezoeléctrico de presión en cámara de combustión con su respectiva cadena de medida (amplificador de carga, osciloscopio, tarjeta de adquisición de datos y computador), analizador de gases de escape, medidor de flujo de combustible, medidor de la presión y temperatura del gas de suministro, medidor de flujo de aire, analizador de gases de escape (composición de emisiones), medición de la humedad y temperatura relativa del ambiente.

Para adecuar el motor CFR se llevaron a cabo las siguientes actividades:

- Transporte del motor desde la Universidad Nacional a la Universidad de Antioquia (en calidad de préstamo durante toda la duración del proyecto).
- Instalación de la acometida eléctrica del motor en la Universidad de Antioquia.



Figura 1. Motor usado en la experimentación

- Revisión de circuito eléctrico del CFR

- Adecuación del motor para trabajar con gas (Construcción de acople para mezclador de gas –Figura 2)

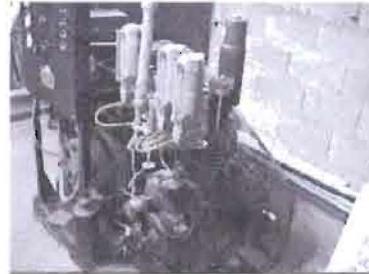
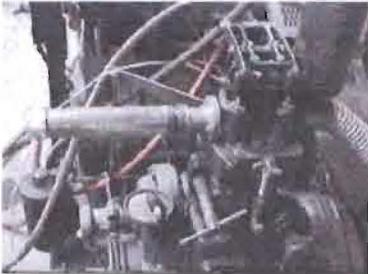


Figura 2 A la izquierda montaje para trabajar con gas natural. A la derecha montaje con recipientes para depositar gasolina líquida.

- Selección del inyector de gas apropiado según la potencia del motor: Se calculó el área de inyección del combustible gaseoso teniendo presente la presión de inyección y el rango potencia que se quería suministrar. Estos cálculos se corroboraron con un programa informático desarrollado por el Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía.
- Verificación de mezcla cercana a la estequiométrica: Aquí se detectaron contraflujos en la admisión del motor que impedían una correcta medición con el analizador de gases. Para determinar la relación aire -combustible hubo que instalar medidores separados para la medición del gas y del aire. Estos contraflujos se deben a que es un motor monocilindrico con el flujo de mezcla intermitente (Figura 3).
- Diseño y construcción del soporte para el codificador angular (Figura 4).
- Diseño y construcción del acople para el sensor de presión (Figura 5)

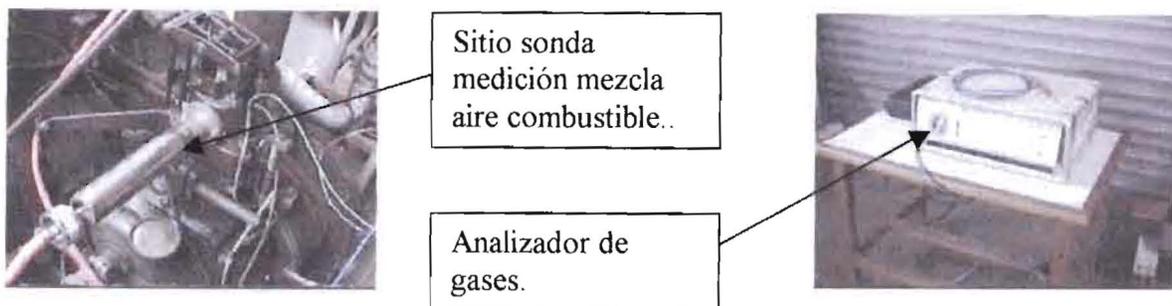


Figura 3 Equipo de medición de gases para verificar la mezcla estequiométrica.

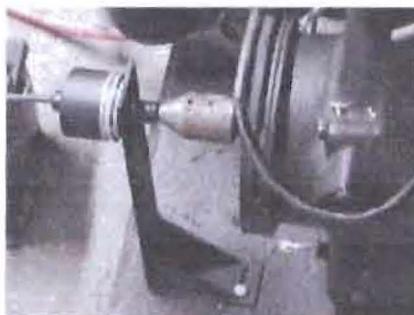
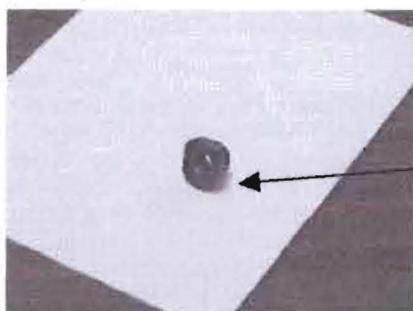


Figura 4. Soporte para encoder. El montaje debe garantizar que no se presenten deslizamientos entre el acople y el eje, o entre el acople y el encoder.



Acople para sensor piezoeléctrico a cámara de combustión.



Figura 5. Acople para sensor piezoeléctrico. Al instalar este acople se debe garantizar que no haya fugas. Es necesario utilizar sellantes de gas para altas temperaturas.

3.2 Especificación de equipos e instrumentos de medición utilizados

- Motor de ensayos ASTM-CFR
Metodo motor (900rpm)
Relación de compresión variable 4:1 a 10:1.
Convertido a funcionamiento a gas
- Medidor flujo de aire (Tabla 1)
Marca: Go-power System
Resolución indicador presión diferencial: 0.02 pulg

Tabla 1. Rangos del medidor de aire

Ø Boquilla (Pulgadas)	Rango Caudal (Lb/h)
0.5	10 – 40
0.75	30 – 94
1.18	80 – 230
1.75	220 – 510
2.75	440 – 1260
4.5	1100 – 3400

- Medidor flujo de combustible
Marca DANFOSS
Tipo: Masico. Coriolis
- Analizador de gases (MAIHAK —)
Marca: ULNOR 610
Tecnología: Infrarrojo no dispersivo
Tipo de medida: En base seca
Rangos: Tabla 2

Tabla 2. Rangos del analizador de gases

VARIABLE	RANGO INFERIOR DE MEDIDA	DE PRECISIÓN
CO	160 ppm	0.06% del CO absoluto o 5% de la lectura
CO ₂	100 ppm	0.5% del CO ₂ absoluto o 5% de la lectura
CH ₄	470 ppm.	12ppm o 5% de la lectura
O ₂	10% vol.	0.1% de O ₂ absoluto o 5% de la lectura
Tiempo de calentamiento	45 min. aprox.	

- Termocuplas
Tipo: K
DIMENSIONES: DIÁMETRO X LONGITUD
3.2mm x 100mm
5mm x 100mm
5mm x 50mm
3.2mm x 50mm
- Captador piezoeléctrico de presión.
Marca: AVL
Modelo: AVL Combustión Chamber Pressure 12QP505cl
Rango: 0 150 (2175), bar (psi).
Sensitividad: 35 PC/bar
Capacitancia: 7.7 pF
Frecuencia: 65 Khz
- Amplificador de carga piezoeléctrico.
Marca: AVL
Modelo: Piezo Amplifier 3066A01
Rango: 50 – 1600 PC/V
- Calibrador de peso muerto (Calibrador de manómetros)
Marca: AMETEK
Modelo: Testing Equipment T-15
Pistón: 0.5 Pulg²
1/10 lbf/lpc
- Osciloscopio:
Marca: Fluke
Modelo: Fluke View Scopemeter
Rango: 50 – 1600 PC/V
- Decodificador angular.

3.3 Calibración y control de los equipos de medición.

Calibración de Toberas (medir flujo de aire)

La tobera # 1 (\varnothing 44 mm) no necesita calibración porque se pueden utilizar las tablas suministradas por el fabricante para calcular el flujo másico del aire. La tobera # 2 (\varnothing 30 mm) se calibra usando un Termoanemómetro de hilo caliente

con un diámetro de la sección circular del flujo de 101.4 mm que indica la velocidad del aire en diferentes puntos de la sección transversal de flujo. Estas velocidades son promediadas y comparadas contra la caída de presión leída del manómetro inclinado del medidor de aire, para obtener la correlación entre velocidad del aire y la caída de presión que se produce. La tabla 3 muestra los puntos donde se deben tomar las mediciones de velocidad, según la norma ASTM D3154 (Método estándar para la obtención de velocidades promedio en ductos con Tubo Pitot)). Los datos obtenidos se presentan en la Tabla 4.

Tabla 3. Puntos de medición en ducto. Calibración Tobera

Punto 1	Distancia (norma)	Distancia real (mm)
1	0.026 x D	2.64
2	0.082 x D	8.31
3	0.146 x D	14.8
4	0.226 x D	22.92
5	0.342 x D	34.68
6	0.658 x D	66.72
7	0.774 x D	78.48
8	0.854 x D	86.66
9	0.918 x D	93.09
10	0.974 x D	98.76

Tabla 4. Mediciones de velocidad contra presión. Calibración tobera

Medición	V1 (m/s)	V2(m/s)	V3(m/s)	V4(m/s)	V5(m/s)	V6(m/s)
1	0.84	1.28	2.27	3.3	3.17	2.3
2	0.95	1.2	2.42	2.67	3.03	3.85
3	1	1.2	2.37	2.68	3.42	3.52
4	0.93	1.24	2.26	2.67	3.19	3.88
5	0.97	1.76	2.18	2.76	3.32	3.56
6	0.97	1.86	2.25	2.88	3.4	3.87
7	0.97	1.85	2.2	2.82	3.38	3.92
8	0.86	1.37	2.2	1.94	2.67	3.61
9	0.66	0.72	0.78	1.12	1.15	2.8
10	0.7	1.29	1.9	1.16	2.93	3.15
V prom (m/s)	0.885	1.377	2.083	2.4	2.966	3.653
Radio (m)	0.051	0.051	0.051	0.051	0.051	0.051
Caudal (m ³ /s)	0.007	0.011	0.017	0.019	0.024	0.029
ΔP (pulg. C.A)	0.18	0.66	1.02	1.56	2.18	2.8

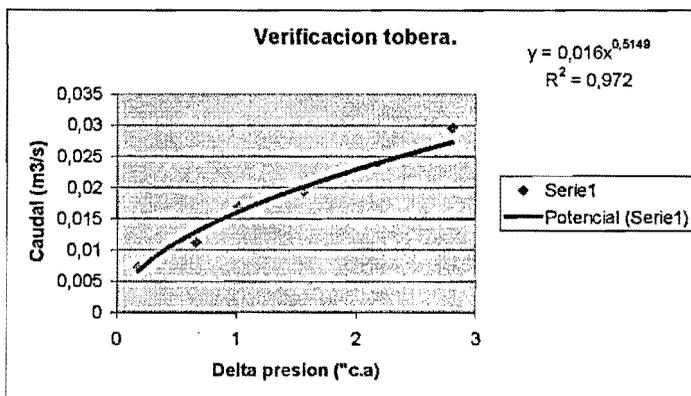


Figura 6. Correlación delta de presión vs. Caudal. Calibración Tobera

Calibración amplificador piezoeléctrico

Para ello se usa un calibrador de peso muerto. La Figura 7 muestra los equipos involucrados. El captador de presión se instala en el calibrador de peso muerto y se conecta al amplificador. Este último se conecta con el medidor y este a su vez con un computador personal para capturar y almacenar los resultados. En la Figura 8 se aprecia una vista del montaje del sistema completo para calibración de la cadena de combustión. El procedimiento usado es el siguiente:

Los captadores de presión están diseñados para trabajar bajo cargas dinámicas. Para la calibración se emplea un banco de calibrado de peso muerto, en el que se pueden generar presiones estáticas conocidas mediante pesos calibrados colocados sobre un cilindro hidráulico de sección conocida (0.1 pulg²). Se conecta el captador al amplificador de carga en su entrada de mayor capacidad eléctrica (posición *long*). El amplificador está diseñado para medir sucesos dinámicos y por ello superpone a cada medida una exponencial decreciente cuya constante de tiempos se puede variar: la posición *short* reaccionará mas rápidamente frente a cambios de señal, mientras la *long* permitirá ver con mas claridad el régimen permanente, ideal para este tipo de calibraciones.

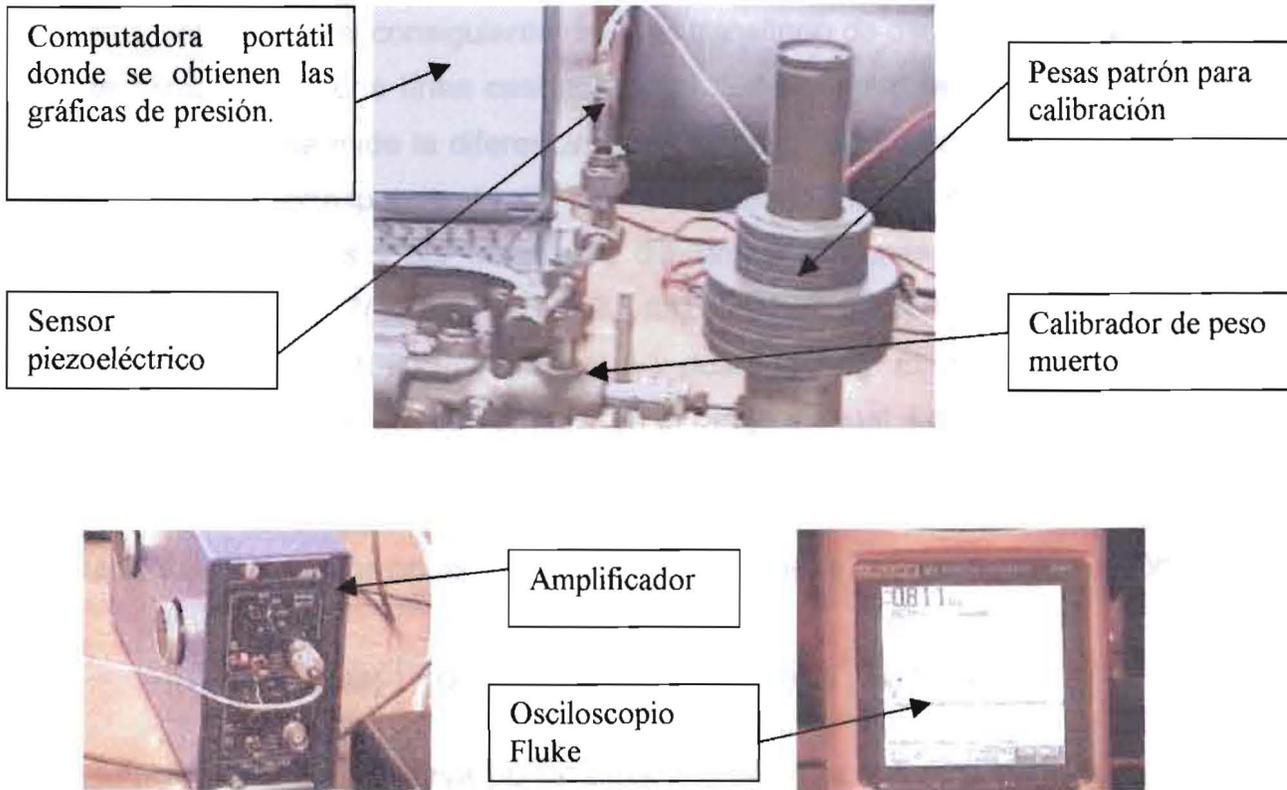


Figura 7. Componentes del sistema de calibración de la cadena de combustión



Figura 8. Vista completa del sistema de calibración de la cadena de combustión

La adquisición de datos comienza sin someter el calibrador a presión. Se da en el medidor una línea horizontal que será el valor inicial de voltaje. Luego se coloca un peso conocido (correspondiente a una presión conocida) y se registra una subida de voltaje, con el consiguiente régimen transitorio de oscilación, hasta que esta se estabiliza en una línea casi horizontal. Esto permite registrar un nuevo valor de tensión y se mide la diferencia entre los valores iniciales y finales. Este cambio en voltaje corresponde al valor de presión conocido. Este procedimiento se repite con varios pesos y por tanto para diferentes presiones. Se usan pesas codificadas como WG27(10 lbf), WG26(9.5 lbf), WG23(0.5 lbf). El amplificador se trabaja en el rango de 1600 PC/V, canal A y posición *long*. El osciloscopio fluke scopemeter se coloca en modo normal y en el rango manual. La Tabla 5 muestra los valores de presión usados para calibrar la cadena de combustión.

Tabla 5. Valores de presión usados para la calibrar de la cadena de combustión

Ensayo	1	2	3	4	5	6	7
Presión (psi)	100	200	400	600	800	900	975

La Figura 9 muestra una curva típica almacenada en el computador durante la calibración de la cadena de combustión. Para cada dato de presión se toma la diferencia en voltios entre el valor máximo y el mínimo y se registran en la tabla 6.

Tabla 6. Tabla típica de registro de datos de calibración.

PRUEBA 1					
PRESIÓN(psi)	100				
PRESIÓN(bar)	6,9				
Peso(lbf)	10				
Experimento	1	2	3	4	5
V _{mín} (mV)	-801	-802	-803	-804	-807
V _{máx} (mV)	-787	-788	-789	-790	-793
DV(mV)	14	14	14	14	14
psi/Mv	7,143	7,143	7,143	7,143	7,143
bar/mV	0,492	0,492	0,492	0,492	0,492
Media(psi/mV)	7,143				

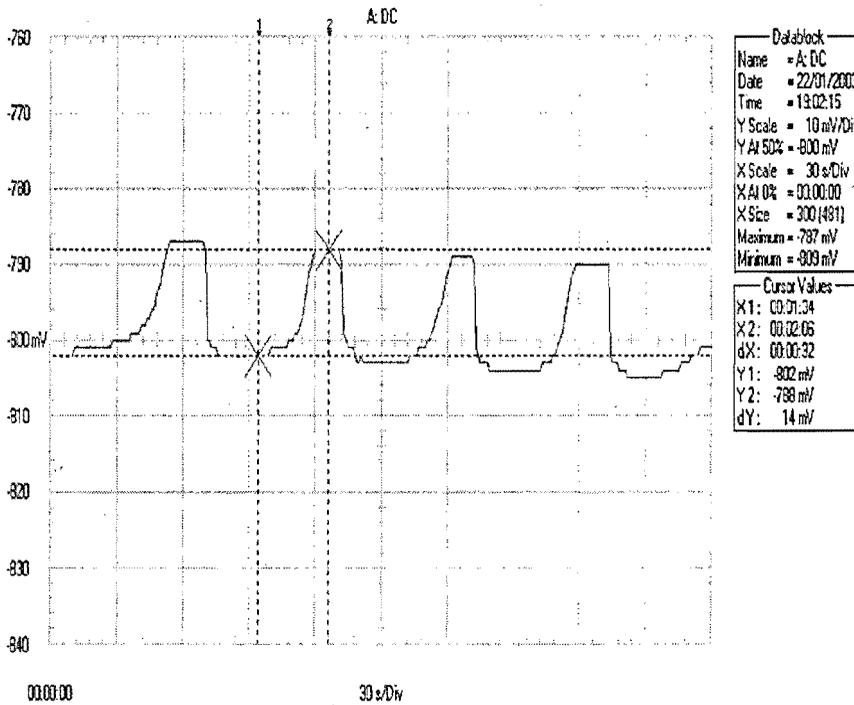


Figura 9. Curva típica registrada en la calibración de la cadena de combustión

En la figura 10 se verifica la sensibilidad y linealidad de la respuesta del sensor de presión (pendiente de la curva de presión vs diferencia de voltaje) . El factor de calibración del sensor es 7 psi/mV (0,48 bar/mV).

Calibración captador de presión

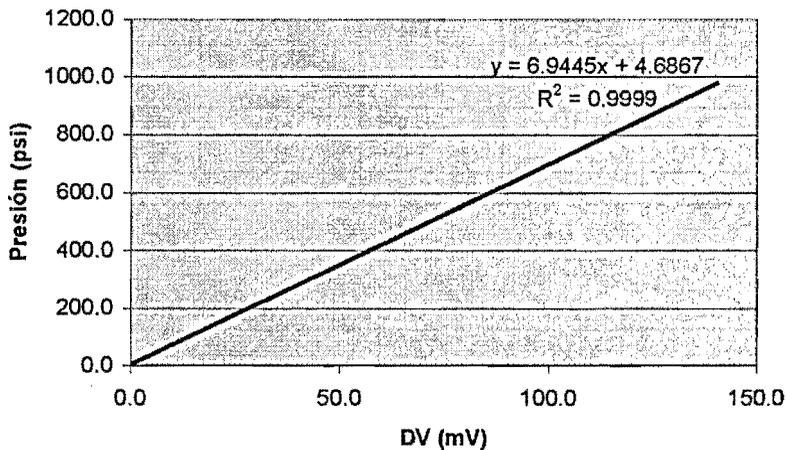


Figura 10. Resultados de la curva de calibración de la cadena de combustión

3.4 Diseño de experimentos.

La Tabla 7 muestra el diseño experimental que se sigue en el proyecto. Los modos de operación se describen en la Tabla 8. Se combinan relación de compresión del motor con grado de avance de la chispa, correspondiéndole a cada modo de operación un grado de avance específico. Los gases naturales designados con los números 1,2 y 3 corresponden a gas natural de guajira, gas natural de Cusiana preparado y G-20 (metano puro). Como lo muestra la Tabla 7, para cada altura sobre el nivel del mar se deberán realizar 64 ensayos que a su vez se tendrán que multiplicar por el número de réplicas para darle validez estadística a los resultados.

Tabla 7. Descripción de las pruebas a realizar en el motor CFR

MODO DE OPERACIÓN	No. Prueba			
	GASOLINA	GAS1	GAS2	GAS3
MO1	1	17	33	49
MO2	2	18	34	50
MO3	3	19	35	51
MO4	4	20	36	52
MO5	5	21	37	53
MO6	6	22	38	54
MO7	7	23	39	55
MO8	8	24	40	56
MO9	9	25	41	57
MO10	10	26	42	58
MO11	11	27	43	59
MO12	12	28	44	60
MO13	13	29	45	61
MO14	14	30	46	62
MO15	15	31	47	63
MO16	16	32	48	64

Tabla 8. Descripción de los modos de operación

Avance chispa->	AC1	AC2	AC3	AC4
Rel. Compresión	(_10_grados)	(_15_grad	(_20_grad	(_25_grad
RC1(7.4)	MO1	MO2	MO3	MO4
RC2(8)	MO5	MO6	MO7	MO8
RC3(9)	MO9	MO10	MO11	MO12
RC4(10)	MO13	MO14	MO15	MO16

El motor CFR permite variar la relación de compresión. Se eligen cuatro relaciones de compresión (RC) que cubran el rango de los motores típicos del mercado nacional. El valor máximo que permite el motor es 10:1. Se eligen cuatro avances de chispa diferentes que permitan verificar su efecto sobre la combustión. Los valores cubren el rango típico de los motores a gasolina y a gas natural.

4. MODELO MATEMÁTICO DESARROLLADO

4.1 Ecuaciones fundamentales.

El ciclo completo pasa por las siguientes etapas: Admisión, compresión, combustión, expansión y descarga. Cada una de ellas se simula por aparte aunque usando el mismo procedimiento básico (con algunas características propias de cada etapa). La simulación de la etapa de combustión si requiere de varias consideraciones adicionales que se tratan mas adelante. El procedimiento empleado hace uso la ley de la conservación de la energía y de la ecuación de estado para gases reales:

$$\frac{dU_{cil}}{dt} = Q - W + (mh)_{entra} - (mh)_{salida} \quad (1)$$

$$PV = Z * N_{gcil} * R * T \quad (2)$$

donde:

- U: energía interna del gas (J)
- ml: masa de gas en el cilindro (Kg)
- P: presión en el cilindro (Pa)
- V: volumen del cilindro (m³)
- W: trabajo (J)
- Q: calor transmitido (J)
- N_{gcil}: moles de gas en el cilindro (mol)
- h: entalpía (J/Kg)
- Z: factor de compresibilidad del gas
- R: constante universal de los gases
- T: temperatura(°K)

Las propiedades termodinámicas tales como calor específico y entalpía se pueden obtener de tablas [13] o se pueden calcular [14]. La transferencia de calor por la pared del motor se considera convectiva, con la temperatura de la pared constante y uniforme:

$$Q_w = h_c A_w (T - T_w) \quad (3)$$

donde:

- h_c : coeficiente de transferencia de calor por convección ($W/m^2 \cdot ^\circ K$)
 A_w : área superficial de las paredes del cilindro (m^2)
 T_w : temperatura en la pared del cilindro ($^\circ K$)

El coeficiente de transferencia de calor por convección se puede calcular con correlaciones, como por ejemplo la de Eichelberg [9, 15]:

$$h_c = 10.2 A_w p^{0.5} T^{0.3} \quad (4)$$

El volumen instantáneo del cilindro y la superficie de intercambio de calor de la cámara se conocen analíticamente a partir de las características geométricas del cilindro y el ángulo del cigüeñal.

Dependiendo de la etapa del ciclo las ecuaciones se adecuan y el sistema resultante se soluciona a través de un programa de computador desarrollado en lenguaje FORTRAN 98. El programa se estructura en forma modular y hace uso de subrutinas y funciones para los cálculos que se usan varias veces durante el programa.

4.2 Descripción del modelo.

4.2.1 Cálculo del factor de compresibilidad del gas (Z).

El cálculo de Z se hace usando la ecuación de estado cúbica de Soave-Redlich-Kwong [16] la cual tiene la siguiente forma:

$$P = \frac{RT}{(v-b)} - \frac{a \cdot \alpha}{v(v+b)} \quad (5)$$

El factor α se conoce como factor de escalamiento adimensional y se representa como:

$$\alpha = [1 + m(1 - T_r^{0.5})]^2 \quad (6)$$

$$m = 0.48 + 1.574\omega - 0.176\omega^2 \quad (7)$$

ω : factor acéntrico, característico de cada sustancia.

Además, se puede mostrar que:

$$a = 0.42747 \frac{R^2 T_c^2}{P_c} \quad (8)$$

$$b = 0.086655 \frac{RT_c}{P_c} \quad (9)$$

T_c y P_c son las propiedades críticas. El sistema de unidades que se utilice puede ser cualquiera pero teniendo en cuenta que sea dimensionalmente homogéneo.

La ecuación de SRK en términos de Z tiene la siguiente forma:

$$Z^3 - Z^2 - Z(B^2 + B - A) - AB = 0 \quad (10)$$

$$A = \frac{a \alpha P}{(R^2 T^2)} \quad (11)$$

$$B = \frac{bP}{(RT)} \quad (12)$$

Las ecuaciones de estado se aplican a componentes puros, por lo que cuando se trabaja con mezclas (caso de hidrocarburos) es necesario adaptar la ecuación de estado. Para ello se requiere conocer la composición y aclarar los tres aspectos siguientes:

- Manejo de la fracción pesada (para mezclas de hidrocarburos)
- Leyes de mezclas
- Obtención de coeficientes de interacción (particularmente importante en mezclas de hidrocarburos)

- **Leyes de Mezclas.** Las propiedades físicas de la mezcla dependen de las de sus componentes y de la cantidad de cada uno de ellos; de igual forma los parámetros de la ecuación de estado para aplicarla a una mezcla dependen de la composición

de ésta. Una ley de mezclas es una expresión que nos indica como se deben obtener las propiedades físicas de una mezcla a partir de las propiedades físicas de sus componentes usando un promedio que generalmente es aritmético o geométrico. Para el promedio aritmético:

$$a_m = \sum_{i=1}^n X_i a_i \quad (13)$$

Para el promedio geométrico se tiene:

$$a_m = \left(\sum_{i=1}^n X_i a_i^{0.5} \right)^2 \quad (14)$$

a_m es la propiedad de la mezcla; X_i son las fracciones molares de los componentes y n es el número de componentes en la mezcla. Normalmente, el parámetro b de la mezcla se obtiene de (13) y el parámetro a de (14).

- **Coefficientes de Interacción Binarios.** La ecuación (14) no tiene en cuenta la interacción que se presenta entre algunos pares de moléculas especialmente entre moléculas polares e hidrocarburos o moléculas de hidrocarburos livianos y moléculas de hidrocarburos pesados; para tener en cuenta esto la expresión (14) se redefine como:

$$a_m = \sum_{i,j} X_i X_j * (a_i a_j)^{0.5} * (1 - k_{ij}) \quad (15)$$

donde k_{ij} se conoce como coeficiente de interacción binario entre los componentes i y j . Elliot y Daubert [17] proponen el siguiente procedimiento:

- Para sistemas con Nitrógeno:

$$k_{ij} = 0.107089 + 2.9776 k_{ij}^{\infty} \quad (16)$$

- Para sistemas con CO_2

$$k_{ij} = 0.08058 - 0.77215 k_{ij}^{\infty} - 1.8407(k_{ij}^{\infty})^2 \quad (17)$$

- Para sistemas con H₂S

$$k_{ij} = 0.07654 + 0.017921 k_{ij}^{\infty} \quad (18)$$

- Para sistemas de metano con compuestos de 10 carbonos o más:

$$k_{ij} = 0.17985 + 2.6958 k_{ij}^{\infty} + 10.853 (k_{ij}^{\infty})^2 \quad (19)$$

donde

$$k_{ij}^{\infty} = [-(\varepsilon_i - \varepsilon_j)^2] / (2\varepsilon_i \varepsilon_j) \quad (20)$$

$$\varepsilon_i = [a_i \ln(2)]^{0.5} / b_i \quad (21)$$

a_i y b_i son los parámetros de la ecuación de estado para el componente i .

- **Manejo de la Fracción Pesada en mezclas de hidrocarburos.** Los componentes de una mezcla de hidrocarburos se identifican por los hidrocarburos puros hasta el C₆, CO₂, N₂, H₂S y el resto de los hidrocarburos se presenta como C₇⁺ (fracción pesada). Para obtener los parámetros de la mezcla se requieren los parámetros de cada uno de sus compuestos y esto es posible para los compuestos puros pero no para el C₇⁺ ya que por ser una mezcla indeterminada no es posible tener sus propiedades físicas. La participación de la fracción pesada es poca y se puede recurrir a correlaciones para calcular sus propiedades críticas (P_c , T_c y w) a partir de la información que se posea, normalmente su fracción molar, gravedad específica y peso molecular y en algunas ocasiones la temperatura de ebullición. Las correlaciones usadas para la caracterización de la fracción pesada en esta investigación son [16]:

* Correlación de Edminster para el factor acéntrico:

$$\omega = \frac{3}{7} \left[\frac{\text{Log}(P_c/P_o)}{(T_c/T_B) - 1} \right] - 1 \quad (22)$$

*Correlación de Riazi-Daubert

$$T_c = 544.4 \cdot (MW)^{0.2993} \cdot \gamma^{1.0555} \cdot e^{\uparrow[-1.3478 \cdot 10^{-4} MW - 0.61641 \gamma]} \quad (23)$$

$$P_c = 4.5203 \cdot 10^4 \cdot (MW)^{-0.8063} \cdot \gamma^{1.6015} \cdot e^{\uparrow[-1.8078 \cdot 10^{-3} MW - 0.3084 \gamma]} \quad (24)$$

$$T_B = 6.77857 \cdot (MW)^{0.401673} \cdot \gamma^{-1.58262} \cdot e^{\uparrow[3.77409 \cdot 10^{-3} MW + 2.984036 \gamma - 4.25288 \cdot 10^{-3} MW \cdot \gamma]} \quad (25)$$

w factor acéntrico
 T_c temperatura crítica, °R
 P_c presión crítica, lpca
 P_o presión atmosférica, lpca
 MW peso molecular
 γ gravedad específica
 T_B temperatura de ebullición, °R

- **Obtención de Z a Partir de la Ecuación de Estado de SRK.** La ecuación de SRK es cúbica y su solución se debe realizar por algún método numérico. Aquí se usa el método de Newton-Raphson, para lo cual se necesita que el primer valor supuesto para Z esté en un punto tal que en el rango ($Z_0 - Z$) la función sea monotónica. La condición anterior se asegura teniendo en cuenta que se sabe que la mezcla está en fase gaseosa lo que permite partir de un valor de Z adecuado. La función F queda:

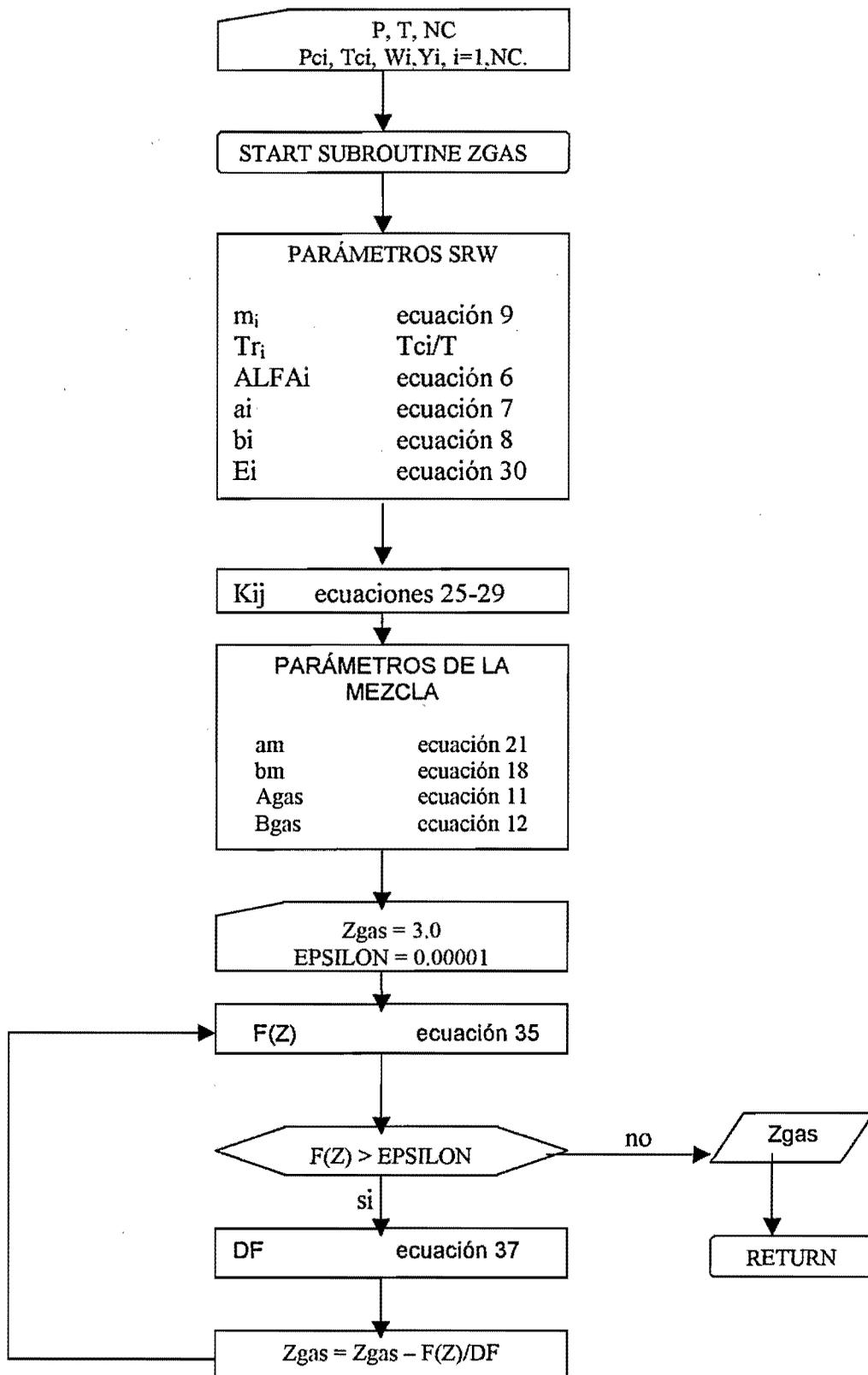
$$F(Z) = Z^3 - Z^2 - Z(B^2 + B - A) - AB = 0 \quad (26)$$

$$Z_1 = Z_0 - \{F(Z)_{Z_0} / F'(Z)_{Z_0}\} \quad (27)$$

$$F'(Z) = 3Z^2 - 2Z - (B^2 + B - A) = 0 \quad (28)$$

La figura 11 muestra la subrutina diseñada para encontrar el valor de Z.

Figura 11. Diagrama de flujo de la subrutina ZGAS



4.2.2 Cálculo de los calores específicos.

Para la buena solución de los balances de energía es fundamental un cálculo preciso de los calores específicos del gas tanto a presión como a volumen constante. A bajas presiones nos podemos basar en la experiencia ya que en ese caso es relativamente fácil medir el calor específico. Con base en los datos medidos, se pueden ajustar ecuaciones algebraicas que permiten calcular estos valores en función de la temperatura. Estos se conocen como calores específicos de los compuestos puros a "presión cero". En la literatura [12, 13] aparecen diferentes ecuaciones y en cada una de ellas su autor especifica las unidades en las que se trabaja.

En esta investigación se utilizan las correlaciones propuestas por Heywood [12]:

- Para compuestos no-hidrocarburos (H_2O , CO_2 , N_2 , O_2 , etc)

$$C_{p_{oi}} = (A1 + A2 * T + A3 * T^2 + A4 * T^3 + A5 * T^4) * 8.31827 \quad (29)$$

- Para hidrocarburos:

$$C_{p_{oi}} = 4.184 * \left(A1 + A2 * \left(\frac{T}{1000} \right) + A3 * \left(\frac{T}{1000} \right)^2 + A4 * \left(\frac{T}{1000} \right)^3 + \frac{A5}{\left(\frac{T}{1000} \right)^2} \right) \quad (30)$$

- Para la fracción pesada de hidrocarburos:

$$C_{p_{oi}} = 4.184 * \left(0.187 + \frac{0.127}{\gamma_{gas}} + 90 * 10^{-5} * (T - 273.15) \right) \quad (31)$$

$C_{p_{oi}}$	Calor específico del componente i a presión cero, J/mol-°K
T	Temperatura, °K
γ_{gas}	Gravedad específica del gas

Los valores de A_i son constantes que dependen del componente. Para algunos de los componentes usados en esta investigación los valores de A_i no se encontraron

tabulados por lo que fue necesario hacer una regresión polinómica a partir de valores encontrados en la literatura [18]. Así, para la mezcla:

$$C_{PO} = \sum_1^N Y_i C_{POi} \quad (32)$$

Y_i Fracción molar del componente i.

Para valores altos de presión la suposición de gas ideal no es válida. Haciendo uso de relaciones termodinámicas se puede mostrar que:

$$C_p = C_{PO} - T \int_0^P \left(\frac{\partial^2 V}{\partial T^2} \right)_P dP \quad (33)$$

C_p Calor específico a P, J/mol-°K
 V Volumen molar, m³/mol

En la investigación se diseña una subrutina en lenguaje Fortran para encontrar el valor de C_p solucionando la ecuación (33) por diferencias finitas, así:

$$C_p = C_{poi} - \Sigma [T^*(D^2V/DT^2)*DP] \quad (34)$$

$$D^2V/DT^2 = (VPROM1 - 2.0*VPROM + VPROM2)/4.0 \quad (35)$$

$$\beta = (1/V)(DV/DT)_P \quad (36)$$

$$K = -(1/V)(DV/DP)_T \quad (37)$$

$$C_v = C_p - (\beta^2/K)*V*T \quad (38)$$

4.2.3 Cálculo de parámetros geométricos.

Para el calculo del volumen de gas se hace necesario conocer las características geométricas del cilindro del motor. El ángulo del cigüeñal en determinado punto de los cálculos define a la vez la posición del pistón y por tanto el volumen.

Los siguientes parámetros definen los cálculos geométricos:

RC Relación de compresión = Volumen máximo / Volumen mínimo
 RVM Relación longitud de la varilla (viela)/radio manivela
 RBS Relación diámetro del cilindro / recorrido del pistón

VD volumen de desplazamiento o cilindrada, m³
 DBETA cambio posición del cigüeñal, grados
 Con los datos anteriores se hacen los siguientes cálculos:

$$VPMI = ((RC*VD)/(RC - 1.0))$$

$$VPMS = (VPMI/RC)$$

$$D = (4.0*VD*RBS/\pi)^{1/3}$$

$$L = D / RBS)$$

VPMI: Volumen en punto muerto inferior (Volumen máximo del cilindro)

VPMS: Volumen en punto muerto superior (Volumen muerto)

D: Diámetro del cilindro

L: Recorrido del pistón (Carrera)

Analizando la geometría del cilindro se puede mostrar que el volumen del mismo cuando el cigüeñal ha recorrido un ángulo α , se puede calcular como:

$$V(\alpha) = VPMS \left[1 + \frac{RC-1}{2} \left(RVM + 1 - \cos(\alpha) - \sqrt{RVM^2 - (\text{Sen}(\alpha))^2} \right) \right] \quad (39)$$

Esta ecuación se resuelve construyendo un modulo en lenguaje Fortran denominado VOLUMEN, para calcular V en cualquier instante. Este puede ser llamado desde cualquier punto del programa principal.

4.2.4 Modelado de la etapa de admisión.

En esta sección se describe como se soluciona el modelo para describir el comportamiento termodinámico del sistema durante la admisión. Lo que se busca es conocer la relación presión – temperatura – volumen en cualquier instante. Para ello el ciclo se recorre variando el ángulo del cigüeñal un determinado valor, un grado para nuestro caso, y calculando en cada punto las variables ya mencionadas. El recorrido se hace entre el ángulo de apertura de la válvula de admisión y el ángulo de cierre de la misma.

El volumen se calcula fácilmente a partir de las características geométricas, como se mencionó en el apartado anterior, y para el cálculo de la presión y la

temperatura se sigue un procedimiento iterativo que hace uso del balance de energía y de la ecuación de estado (ecuaciones 1 y 2).

En el procedimiento desarrollado todas las variables son conocidas en el punto inicial 1 y se calculan para el punto siguiente 2. Entre 1 y 2 el pistón recorre la distancia equivalente a un giro del cigüeñal de un grado.

Durante la admisión, el balance de energía (ecuación 1) queda:

$$\frac{dU_{cil}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + (\dot{m}h)_{entra}$$

La ecuación anterior puede expresarse, después de reorganizar términos como:

$$W = Q \cdot DTIEMPO - N1(u2 - u1) + N_{ADM} (u2 - u_{ADM}) - P_{ADM} V_{ADM} \quad (40)$$

$$W = Q \cdot DTIEMPO - N1 C_{V,CIL} (T2 - T1) + N_{ADM} C_{V,ADM} (T2 - T_{ADM}) - P_{ADM} V_{ADM} \quad (41)$$

Donde u_i se refiere a energías internas molares. Conocidas todas las variables en el punto 1 se procede según el siguiente procedimiento:

- Conocida la velocidad del pistón (N) se calcula el tiempo para recorrer $\Delta\alpha$.

$$DTIEMPO = \Delta\alpha / (6N)$$

- Se calculan las moles de combustible y aire que son admitidas durante el intervalo de tiempo (balance de masas). Los flujos másicos de combustible y aire son conocidos así como sus composiciones:

$$N_{COMB} = (M_{COMB} / PM_{COMB}) \cdot DTIEMPO$$

$$N_{AIRE} = (M_{AIRE} / PM_{AIRE}) \cdot DTIEMPO$$

$$N_{ADM} = N_{COMB} + N_{AIRE}$$

- Se calcula el volumen en el cilindro para un ángulo $(\alpha + \Delta\alpha)$. (ecuación 39)

- Se calculan las moles en el cilindro en el instante 2:

$$N2 = N1 + N_{ADM}$$

- Se calcula la composición de la mezcla aire-combustible en el cilindro en 2:

$$Y_{2i} = (N1*Y_{1i} + NADM*Y_{M_{INDi}})/N2$$

- Se supone T2
- Se supone P2
- Se calcula Z2 de la mezcla en el cilindro (subrutina ZGAS).
- Se calcula P2 de la ecuación de estado (2) y se compara el resultado con el valor supuesto, repitiendo los tres últimos pasos hasta que el sistema converja. Así se encuentra la presión real para el valor supuesto de temperatura.
- Se calcula una temperatura y una presión promedio para el intervalo y con ellas se encuentra Q combinando las ecuaciones 3 y 4. Así:

$$Q = DTIEMPO*(AW**2.0)*10.2*(PP**0.5)*(TP**0.5)*(TW - TP) \quad (42)$$

TW será la temperatura en las paredes del cilindro y se supone constante.

- De la ecuación 41 se calcula W y se compara:

$$W = PP(V2 - V1) \quad (43)$$

Si los dos cálculos coinciden, dentro de una tolerancia aceptable, el valor de T2 supuesto es el correcto, en caso contrario se supone otro valor y se repiten los cálculos.

Para una convergencia mas rápida el siguiente valor a suponer se obtiene utilizando el método de Newton – Raphson, definiendo una función F que sale de igualar a cero la ecuación (41).

4.2.5 Modelado de la etapa de compresión.

En este caso el desarrollo del modelo para calcular la relación P-V-T en cualquier instante es el mismo que para la admisión, con la particularidad de que el sistema es cerrado y el balance de energía queda como:

$$\frac{dU_{cil}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W}$$

$$W = Q * DTIEMPO - N1C_{vCIL}(T2 - T1) \quad (44)$$

En este caso, el ciclo se recorre variando el ángulo del cigüeñal entre el ángulo de cierre de la válvula de admisión y el ángulo de inicio de la combustión. Nuevamente, todas las variables son conocidas en el punto inicial 1 y se calculan para el punto siguiente 2. En este caso el número de moles de mezcla combustible aire y su composición permanecen constantes (sistema cerrado) y son conocidas del último cálculo para el ciclo de admisión. Así el procedimiento queda:

- Se calcula el volumen en el cilindro para un ángulo $(\alpha + \Delta\alpha)$. (ecuación 39)
 - Se supone T2
 - Se supone P2
 - Se calcula Z2 de la mezcla en el cilindro (subrutina ZGAS).
 - Se calcula P2 de la ecuación de estado (2) y se compara el resultado con el valor supuesto, repitiendo los tres últimos pasos hasta que el sistema converja. Así se encuentra la presión real para el valor supuesto de temperatura.
 - Se calcula una temperatura y una presión promedio para el intervalo y con ellas encuentro Q de la ecuación 42.
 - De la ecuación 44 se calcula W y se compara este valor con $W = PP(V2 - V1)$
- Si los dos cálculos coinciden, dentro de una tolerancia aceptable, el valor de T2 supuesto es el correcto, en caso contrario se supone otro valor y se repiten los cálculos.

Acá se aplica de nuevo el método de Newton – Raphson para obtener los valores supuestos de T2.

4.2.6 Modelado de la carrera de descarga.

El planteamiento teórico es el mismo de los dos casos anteriores. El recorrido se hace entre el ángulo de apertura del escape y el ángulo de cierre de la misma. Como no se considera cruce de válvulas este último coincide con la apertura de la admisión. Se debe tener en cuenta que para este caso la composición inicial de la mezcla corresponde a la última calculada de la carrera de combustión – expansión (gases de combustión). El procedimiento es el mismo que se propone para la etapa de admisión. El balance de energía se escribe como:

$$\frac{dU_{cil}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + (\dot{m}h)_{salida}$$

$$W = Q * DTIEMPO - N1(u2 - u1) - N_{SALIDA} (u2 - u_{SALIDA}) - P_{SALIDA} V_{SALIDA}$$

$$W = Q * DTIEMPO - N1C_{vCIL}(T2 - T1) - N_{SALIDA}C_{vSALIDA} (T2 - T_{SALIDA}) - P_{SALIDA} V_{SALIDA} \quad (45)$$

4.3 Modelado del proceso de combustión [10,12, 19, 20].

En los motores MEP se da un proceso de combustión por premezcla caracterizada por el elevado tiempo del cual dispone el combustible para vaporizarse y mezclarse con el oxidante, de forma que lo que se quema en cada instante es una mezcla homogénea de ambos reactivos. La llama empieza a propagarse desde la bujía a través de la cámara de combustión hasta que alcanza la pared de dicha cámara y se extingue. Se pueden distinguir dos zonas una quemada y otra sin quemar, siendo el frente de llama la barrera de separación entre ambas. Las propiedades del gas que evoluciona en cada una de estas zonas son prácticamente uniformes.

Las fases de funcionamiento del motor son extremadamente complejas y muy difíciles de entender a escala fundamental, por ello no es muy práctico construir un modelo que pretenda predecir cada uno de los fenómenos. Además, la mayoría de los modelos son incompletos y siempre tendrán que hacer uso de suposiciones y relaciones empíricas. En particular, los modelos termodinámicos de dos zonas son una herramienta sencilla pero muy útil para analizar los fenómenos que se dan durante la combustión en un motor de encendido provocado.

4.3.1 Ecuaciones del modelo.

El modelo presentado en esta investigación, considera las dos zonas como sistemas termodinámicos abiertos donde al aplicar los principios de conservación de masa, conservación de energía y la ecuación de estado de los gases se debe cumplir que:

$$u_{sq} \frac{dm_{sq}}{dt} + m_{sq} \frac{du_{sq}}{dt} = - \left(p \frac{dV_{sq}}{dt} \right) + Q_{sq} + m_{sq-q} h_{sq} \quad (46)$$

$$u_q \frac{dm_q}{dt} + m_q \frac{du_q}{dt} = - \left(p \frac{dV_q}{dt} \right) + Q_q - m_{sq-q} h_{sq} \quad (47)$$

$$m_q + m_{sq} = m_T \quad (49)$$

$$V_q + V_{sq} = V_T \quad (50)$$

$$P V_{sq} = Z_{sq} m_{sq} R_{sq} T_{sq} \quad (51)$$

$$P V_q = Z_q m_q R_q T_q \quad (52)$$

Como en las carreras de admisión, compresión y descarga, las ecuaciones 46 y 47 se pueden solucionar en diferencias finitas para un intervalo de tiempo $1 - 2$. Teniendo en cuenta esto, el balance de masas y diferenciando la temperatura en la ecuación de estado estas ecuaciones se pueden redefinir para tener:

$$(m2_q - m1_q)T_{sq} (Cv_{sq} + Z_{sq}R_{sq}) + (P2 - P1) \left(\frac{Cv_{sq}V_{sq}}{R_{sq}Z_{sq}} \right) + (V2_{sq} - V1_{sq}) \left(\frac{Cv_{sq}}{R_{sq}Z_{sq}} + 1 \right) P - (Z2_{sq} - Z1_{sq}) \left(\frac{Cv_{sq}PV_{sq}}{R_{sq}Z_{sq}^2} \right) - \dot{Q}_{sq} \frac{\Delta\alpha}{6N} = 0 \quad (53)$$

$$(m2_q - m1_q)(u_q - Cv_qT_q - h_q) + (P2 - P1) \left(\frac{Cv_qV_q}{R_qZ_q} \right) + (V2_q - V1_q) \left(\frac{Cv_q}{R_qZ_q} + 1 \right) P - (Z2_q - Z1_q) \left(\frac{Cv_qPV_q}{R_qZ_q^2} \right) - \dot{Q}_q \frac{\Delta\alpha}{6N} = 0 \quad (54)$$

4.3.2 Evolución de la combustión.

Para resolver el sistema de ecuaciones anterior es necesario conocer primero como evoluciona la masa de quemados. La mayoría de los modelos termodinámicos, usan la función de Wiebe como herramienta de predicción para describir la evolución de la combustión:

$$X_b = \frac{m_q}{m} = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_o}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (55)$$

- a: factor de eficiencia
- m: factor de forma
- θ : ángulo del cigüeñal ($^\circ$)
- $\Delta\theta$: duración total de la combustión ($^\circ$)
- θ_o : comienzo de la combustión ($^\circ$)

Los valores de a y m se deben obtener de mediciones reales o de la literatura, por ejemplo a puede ser 5 [12] o 6,908 correspondiente a una fracción máxima másica quemada de 0.999 [10]. El valor de m está en la literatura para la combustión con gasolina [12] o diesel pero hay muy pocos valores para el caso del gas.

Otro aspecto a tener en cuenta es el cálculo de Q. Se siguen utilizando las ecuaciones 3 y 4 pero el área de transferencia dependerá de donde vaya el frente de llama. El modelo propuesto supone un frente de llama esférico que tiene por centro la bujía y está limitado por las paredes del cilindro.

4.3.3 Cálculo de la composición de los productos de la combustión.

El combustible utilizado se generaliza y está compuesto por átomos de carbono, hidrógeno, oxígeno y nitrógeno [19, 20] su estructura molecular se expresa de forma genérica como $C_nH_mO_pN_k$. Mientras que el campo de aplicación de la mayoría de los modelos de equilibrio químico ha sido el de los MCIA y teniendo en cuenta que el contenido en oxígeno y nitrógeno de los combustibles de automoción es prácticamente despreciable, se dispone de poca información sobre la influencia que estos tres elementos tienen tanto sobre la composición como sobre las propiedades termodinámicas de los productos de la combustión. Sin embargo, su consideración resulta de gran interés para, por un lado, extender el estudio a nuevos combustibles utilizados en automoción, y por otro lado, aplicar el modelo al estudio de otros sistemas de combustión. Para el aire empleado también se usa una composición genérica y cuando esta se da en base seca se hace necesario corregirla a través de un balance molar para incluir la humedad.

Para la selección de las especies que intervienen en las reacciones que intervienen en la combustión, la literatura se basa en tres criterios: importancia térmica, importancia como contaminantes o interés como generadores de contaminantes. Atendiendo estos criterios Hernández [20] y Horrillo [19] recomiendan las siguientes 12 especies: N_2 , O_2 , CO_2 , H_2O , CO , H_2 , NO , OH , N , H , O , Ar .

Considerando las composiciones del combustible y el aire así como las especies definidas en el párrafo anterior, la expresión que describe el proceso de combustión es:

$$n_f \cdot (C_n H_m O_p N_k) + n_{ox} \cdot (X_{N_2} + X_{O_2} + X_{CO_2} + X_{H_2O} + X_{CO} + X_{H_2} + X_{NO} + X_{OH} + X_N + X_H + X_O + X_r) = n_{N_2} + n_{O_2} + n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{CO} + n_{H_2} + n_{NO} + n_{OH} + n_N + n_H + n_O + n_{Ar} \quad (56)$$

donde:

- n : número de átomos de carbono en el combustible
- m : número de átomos de hidrógeno en el combustible

- p: número de átomos de oxígeno en el combustible
 k: número de átomos de nitrógeno en el combustible
 nf: número de moles de combustible
 nox: número de moles de oxidante (aire)
 X_i : fracciones molares de las especies pertenecientes al oxidante
 n_i : número de moles de cada especie integrantes del gas quemado

La determinación de la composición de los gases quemados se hace en esta propuesta a partir de un modelo de equilibrio químico. Esta consideración de equilibrio químico es válida para el cálculo de la composición de las especies mayoritarias generadas en los procesos de combustión y para el calcular las propiedades termodinámicas medias del gas quemado. De todas formas se debe tener presente que las concentraciones medidas en el escape de algunos compuestos contaminantes difieren de los valores calculados bajo la hipótesis de equilibrio, lo que indica la importancia de la cinética química en los procesos de formación y destrucción de estas especies. La segunda fase de este proyecto integrará la cinética química al modelo.

Para encontrar solución a las 12 incógnitas que aparecen en la reacción (56), el modelo de equilibrio requiere de la solución de un sistema de 12 ecuaciones algebraicas no lineales. Cinco corresponden a los balances atómicos para cada uno de los elementos presentes en la reacción (carbono, hidrógeno, oxígeno, nitrógeno y argón) y las 7 restantes se seleccionan de las reacciones de equilibrio. Las reacciones químicas usadas son las propuestas por Way [14]:



La condición de equilibrio químico para una reacción determinada tiene su origen en la segunda ley de la termodinámica la cual permite definir la constante de equilibrio de dicha reacción. Esta constante es función exclusivamente de la temperatura y sus valores se encuentran tabulados en función de esta variable en diferentes fuentes bibliográficas [21]. La constante de equilibrio en función del número de moles para cada una de las reacciones anteriores, atiende a la expresión general:

$$K_{n, \text{reacción}} = \frac{\prod_{i=1}^{n^{\circ} \text{ productos}} n_i^{\nu_i}}{\prod_{j=1}^{n^{\circ} \text{ reactivos}} n_j^{\nu_j}}$$

siendo ν_i el coeficiente estequiométrico para la especie i de los productos y ν_j el correspondiente a la especie j en los reactivos. Las ecuaciones a resolver, basadas en las reacciones de equilibrio son:

$$K_{n,r1} n_{N_2} n_{O_2} - n_{NO}^2 = 0 \quad (64)$$

$$K_{n,r2} n_{H_2O}^2 n_{O_2} - n_{OH}^4 = 0 \quad (65)$$

$$K_{n,r3} n_{CO}^2 n_{O_2} - n_{CO_2}^2 = 0 \quad (66)$$

$$K_{n,r4} n_{H_2}^2 n_{O_2} - n_{H_2O}^2 = 0 \quad (67)$$

$$K_{n,r5} n_{N_2} - n_N^2 = 0 \quad (68)$$

$$K_{n,r6} n_{H_2} - n_H^2 = 0 \quad (69)$$

$$K_{n,r7} n_{O_2} - n_O^2 = 0 \quad (70)$$

Las ecuaciones de conservación de la masa para cada uno de los elementos vienen dadas por:

- Carbono:

$$n_f \cdot n + n_{ox} \cdot (X_{CO_2} + X_{CO}) = n_{CO_2} + n_{CO} \quad (71)$$

- Hidrógeno:

$$n_f \cdot m + n_{ox} \cdot (2X_{H_2O} + 2X_{H_2} + X_{OH} + X_H) = 2n_{H_2O} + 2n_{H_2} + n_{OH} + n_H \quad (72)$$

- Oxígeno:

$$n_f \cdot p + n_{ox} \cdot (2X_{O_2} + 2X_{CO_2} + X_{H_2O} + X_{CO} + X_{NO} + X_{OH} + X_O) = 2n_{O_2} + 2n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{CO} + n_{NO} + n_{OH} + n_O \quad (73)$$

- Nitrógeno:

$$n_f \cdot k + n_{ox} (2X_{N_2} + X_{NO} + X_N) = 2n_{N_2} + n_{NO} + n_N \quad (74)$$

- Argón:

$$n_{ox} \cdot X_{Ar} = n_{Ar} \quad (75)$$

Para calcular las constantes de equilibrio referidas al número de moles, K_n , se utilizan las constantes de equilibrio referida a las presiones parciales, K_p , ya que estas últimas se encuentran más fácilmente en la literatura [21]. Para una reacción genérica que incluya N especies, el valor de K_p de la reacción puede calcularse según la siguiente expresión:

$$\log K_{p, reacción} = \sum_{i=1}^N \nu_i \log K_{pf, especie i} \quad (76)$$

donde ν_i es el coeficiente estequiométrico para la especie i en la reacción, positivo para los productos y negativo para los reactivos, y $K_{pf, especie i}$ es la constante de equilibrio de formación de la especie i . A partir de valores de $K_{p, reacción}$ para varias temperaturas se puede realizar un ajuste [12, 19, 20] del tipo:

$$\log K_{p, reacción} = A \ln(T_e) + \frac{B}{T_e} + C + DT_e + ET_e^2 \quad (77)$$

siendo T_e la temperatura equivalente de los productos de la combustión, definida como la milésima parte de la temperatura absoluta. La tabla 7 muestra los valores

de los coeficientes A , B , C , D y E de la ecuación (77) para cada una de las reacciones consideradas.

Tabla 7. Constantes usadas en la ecuación (77)

Reacción	A	B	C	D	E
$N_2 + O_2 = 2 NO$	0.0151	-4.7096	0.06461	0.0027	0.0015
$2 H_2O + O_2 = 4 OH$	0.2344	-7.6036	2.1549	-0.0943	0.005
$2 CO + O_2 = 2 CO_2$	-0.0042	14.8627	-4.7575	0.1247	-0.0090
$2 H_2 + O_2 = 2 H_2O$	-0.7524	12.421	-2.6029	0.2596	-0.0163
$N_2 = 2 N$	0.3897	-24.583	3.1451	-0.0964	0.0059
$H_2 = 2 H$	0.4322	-11.246	2.6727	-0.0746	0.0024
$O_2 = 2 O$	0.3108	-12.954	3.2178	-0.0738	0.0034

Ahora, para una reacción general que parta de "a" moles de la especie A y "b" moles de la especie B y se obtengan "c" y "d" moles de las especies C y D respectivamente, se puede escribir:

$$K_{p, \text{reacción}} = \frac{\left(\frac{p_C}{p_o}\right)^c \left(\frac{p_D}{p_o}\right)^d}{\left(\frac{p_A}{p_o}\right)^a \left(\frac{p_B}{p_o}\right)^b} \quad (78)$$

donde p_A , p_B , p_C y p_D son las presiones parciales A , B , C y D respectivamente, y p_o es la presión normal. De esta forma se pueden relacionar K_n y K_p como:

$$K_{n, \text{reacción}} = K_{p, \text{reacción}} \left(\frac{p_o V}{RT}\right)^{c+d-a-b} \quad (79)$$

siendo V el volumen total ocupado por el gas quemado, T la temperatura absoluta y R la constante universal de los gases.

4.3.4 Método de solución.

Los cálculos se inician en $\alpha = \text{AICB}$ y van progresando cada $\Delta\alpha$

- 1) Conocida la composición del combustible, se hace un balance molar para conocer n, m, k y p. Se define $C_nH_mN_kO_p$. (Subrutina CHARACTERIZA CMB).
- 2) Los valores de a y m de la ley de Wiebe (ecuación 55) deben conocerse o ser calculados de datos experimentales.

3) Cálculos preliminares:

$$N_{\text{totales}} = N_1$$

$$V_{\text{sq1}} = V_1$$

$$T_{\text{sq1}} = T_1$$

$$Y_{\text{sq}} = Y_1$$

N_1, V_1, T_1, Y_1 y P_1 conocidos de la carrera de compresión.

$$P_{\text{Msq}} = \sum Y_{\text{sqi}} \cdot P_{M_i}$$

$$R_{\text{sq}} = r / P_{\text{Msq}}$$

$$m_{\text{total}} = N_1 \cdot P_{\text{Msq}}$$

$$\Delta\theta = \text{duracion combustion}$$

$$m_{\text{sq1}} = 0$$

$$m_{\text{q1}} = m_{\text{total}}$$

$$X_{\text{q1}} = 0$$

T_{q1} = Temperatura de llama adiabática del gas

$Y_{\text{q1}} = Y_{\text{q}}(T = T_{\text{q1}})$ Equilibrio químico

4) Calcular $V_2(\alpha + \Delta\alpha)$ (función VOLUMEN)

5) Calcular X_{q} (ecuación 55) para $(\alpha + \Delta\alpha)$

$$m_{\text{q2}} = m_{\text{total}} \cdot X_{\text{q}}$$

$$m_{\text{sq2}} = m_{\text{total}} - m_{\text{q2}}$$

6) Suponer T_{sq2}

- 7) Suponer P2
- 8) Calcular Zsq2 (subrutina ZGAS)
- 9) Calcular Vsq2 (ecuación 51)
- 10) Calcular mq2 (ecuación 53)
- 11) Comparo este valor con el calculado en 5). Si son iguales dentro de una tolerancia aceptable continuo. En caso contrario repito desde 7).
- 12) Suponer Tq2
- 13) Calcular Zq2 (subrutina ZGAS)
- 14) Calcular Vq2 = $V2 - Vsq2$
- 15) Calcular Yq2, usando las ecuaciones 64-75 (Equilibrio químico)
- 16) Calcular PMq y Rq
- 17) Calcular Tq (ecuación 52)
- 18) Comparar Tq calculada con la supuesta en 12). Si son iguales dentro de una tolerancia aceptable continuo. En caso contrario repito desde 12).
- 19) Calcular mq con la ecuación 54. Comparo este valor con el calculado en 5). Si son iguales dentro de una tolerancia aceptable continuo. En caso contrario repito desde 6).
- 20) $\alpha = (\alpha + \Delta\alpha)$
 - Vsq1 = Vsq2
 - Tsq1 = Tsq2
 - P1 = P2.
 - Yq1 = Yq2
 - mq1 = mq2
- 21) Repetir todos los pasos desde 4)

5. RESULTADOS EXPERIMENTALES

A continuación se presentan los resultados de las curvas de presión en cámara de combustión medidas en el motor CFR operando en tres relaciones de compresión (7,4:1; 8:1; 9:1 y 10:1) que intentan simular la mayoría de motores existentes en el parque automotor del país, se utilizan como combustibles gas natural de guajira y gasolina corriente. Se utilizaron cuatro avances de salto de chispa (10° , 15° , 20° y 25°) con el ánimo de cuantificar el efecto del sistema de encendido sobre el proceso de combustión con ambos combustibles. Se reflejan dos tipos de parámetros que afectan la combustión, los de operación del motor y los de tipo de combustible. A la fecha se han realizado los ensayos correspondientes a gasolina y gas natural con relaciones de compresión de 8:1; 9:1 y 10:1 para los cuatro grados de avance con tres réplicas realizadas a la altura de la ciudad de Medellín. Faltan por realizar los ensayos a relación de compresión 7,4:1 para gas natural de guajira en los cuatro avances y todos los ensayos correspondientes a gas natural de cusiana preparado y G-20 para Medellín y las otras altitudes sobre el nivel del mar que se realizarán próximamente.

5.1 Resultados para avance de 10 grados.

A continuación se presentan las curvas de presión en la cámara de combustión para un avance de chispa de 10 grados de cigüeñal para tres relaciones de compresión (8, 9 y 10) y para gas natural de guajira y gasolina corriente.

En la Figura 12 se muestra el incremento en la presión máxima de combustión en torno a un 30% a medida que se aumenta la relación de compresión de 8 a 10 utilizando gas natural de guajira. No se aprecia diferencia entre los picos de presión en cámara de combustión para relación de compresión de 8 y 9. Los valores de presión están aún en voltios y los de ángulo de giro de cigüeñal están en pulsos, se requiere llevarlos a unidades de ingeniería (bar y grados), este análisis está en proceso actualmente.



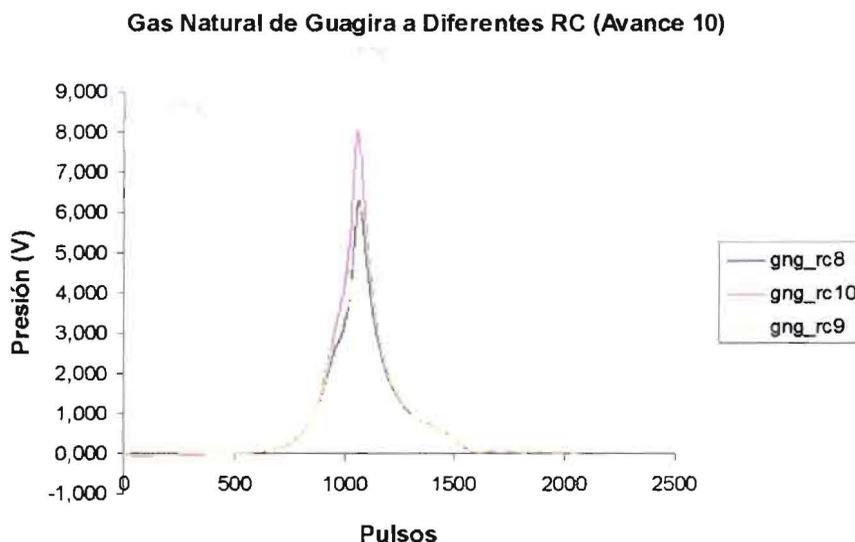


Figura 12. Presión contra pulsos del codificador angular. Gas natural de guajira (gng) a diferentes relaciones de compresión (RC). Avance 10°

En la Figura 13 se muestra el incremento de presión a medida que varía la relación de compresión para el motor operando con gasolina corriente para un avance de 10° . Aquí es evidente el incremento en la presión máxima de combustión a medida que incrementa la relación de compresión, lográndose un incremento en torno al 20% en la presión máxima en cámara de combustión al variar la relación de compresión de 8 a 10. En este punto del ensayo se apreció el sonido típico del “cascabeleo” del motor (este sonido en inglés se llama *knocking* y aparece cuando hay autoinflamación no controlada en la zona del gas que está aguas arriba del frente de llama).

La Figura 14 compara la gasolina corriente y el gas natural de guajira cuando el motor opera con un avance de 10° y a tres relaciones de compresión diferentes. La curva amarilla (de menor presión) corresponde a la curva de motor arrastrado (sin combustión), que se utiliza posteriormente para ubicar el punto muerto superior dinámico, necesario para realizar la puesta en fase del ángulo de giro de cigüeñal. Se aprecia en estas gráficas, que la disminución es aproximadamente

constante en la presión máxima de combustión con gas natural frente a gasolina independiente de la relación de compresión, esto permite inferir una pérdida de potencia efectiva al momento de usar gas natural de guajira.

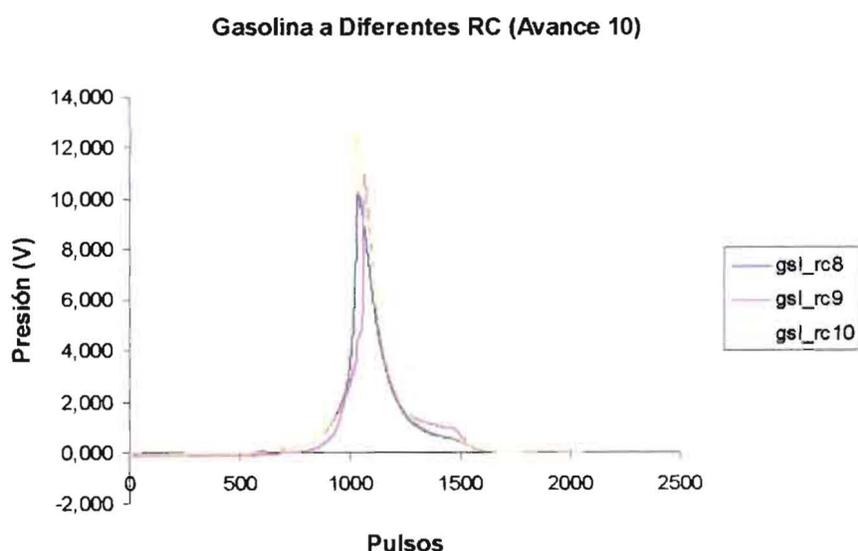


Figura 13. Presión contra pulsos del codificador angular. Gasolina (gsl) a diferentes relaciones de compresión (RC). Avance 10°

La presión máxima de combustión del motor operando con gasolina corriente es en torno a un 45% superior que con gas natural de guajira, independientemente de la relación de compresión. El pulso donde ocurre la presión máxima se mantiene prácticamente constante.

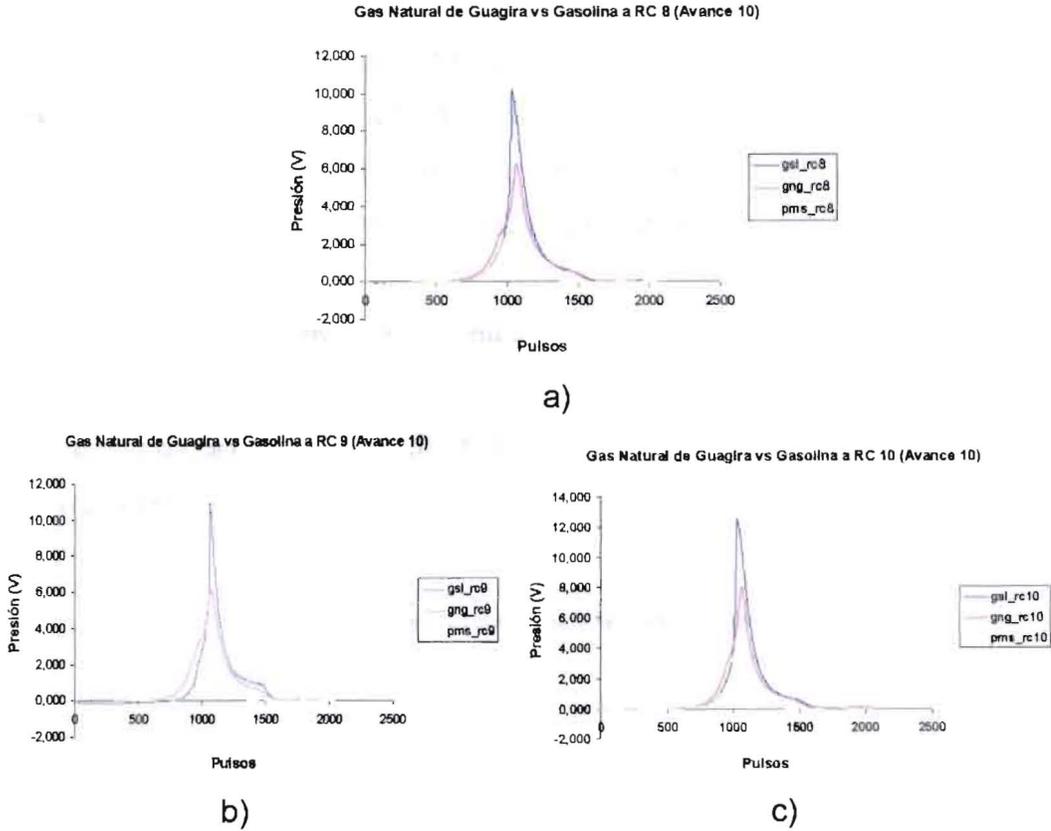


Figura 14. Curvas de presión en cámara de combustión. Gasolina vs Gas natural de guajira. Avance 10° . a) RC = 8, b) RC = 9 y c) RC = 10

5.2 Resultados para avance de 15 grados

A continuación se presentan las curvas de presión en la cámara de combustión para un avance de chispa de 15 grados de cigüeñal para tres relaciones de compresión (8, 9 y 10) y para gas natural de guajira y gasolina corriente. En la Figura 15 se muestra el incremento en la presión máxima de combustión en torno a un 20% a medida que se aumenta la relación de compresión de 8 a 10 utilizando gas natural de guajira. La diferencia entre los picos de presión en cámara de combustión para relación de compresión de 8 y 9 es muy pequeña. Con un avance de chispa de 10° la diferencia entre las presiones máximas de combustión era en torno a 30% al incrementar la relación de compresión de 8 a 10, mientras que con un avance de chispa de 15° este valor disminuye al 20%.

La Figura 16 muestra el incremento de presión a medida que varía la relación de compresión para el motor operando con gasolina corriente para un avance de 15° . Es evidente el incremento en la presión máxima de combustión a medida que incrementa la relación de compresión, lográndose un incremento en torno al 10% en la presión máxima en cámara al variar la relación de compresión de 8 a 10.

En la Figura 17 se comparan la gasolina corriente y el gas natural de guajira cuando el motor opera con un avance de 15° y a tres relaciones de compresión diferentes. La curva amarilla (de menor presión) corresponde a la curva de motor arrastrado (sin combustión).

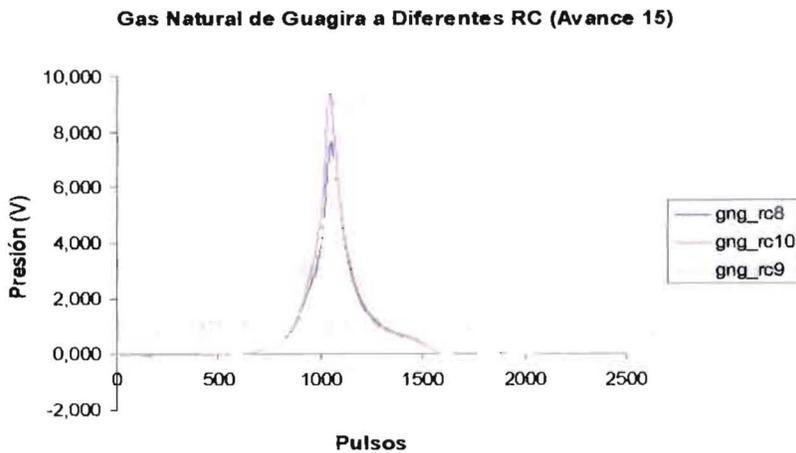


Figura 15. Presión contra pulsos del codificador angular. Gas natural de guajira (gng) a diferentes relaciones de compresión (RC). Avance 15° .

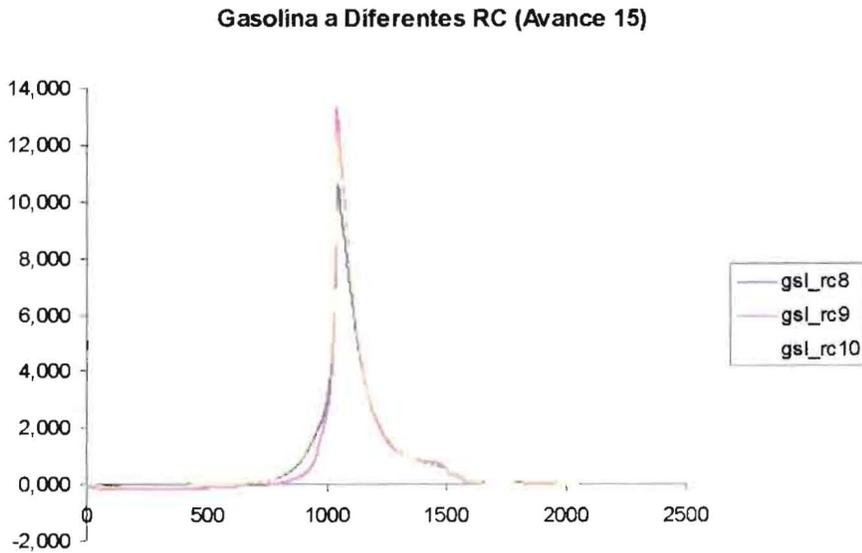
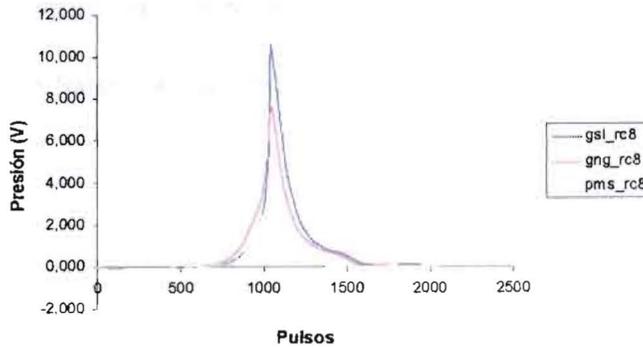


Figura 16. Presión contra pulsos del codificador angular. Gasolina (gsi) a diferentes relaciones de compresión (RC). Avance 15°

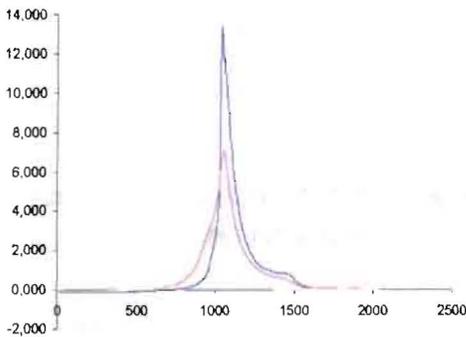
El pulso donde ocurre la presión máxima se mantiene prácticamente constante. A diferencia de los resultados de la Figura 14, en este caso la variación de la presión máxima de combustión depende de la relación de compresión, lográndose la mayor variación (45%) para una relación de compresión de 9:1, mientras que para las relaciones de compresión de 8 y 10 el porcentaje de variación es en torno a 18% para un avance de 15°.

Gas Natural de Guajira vs Gasolina a RC 8 (Avance 15)



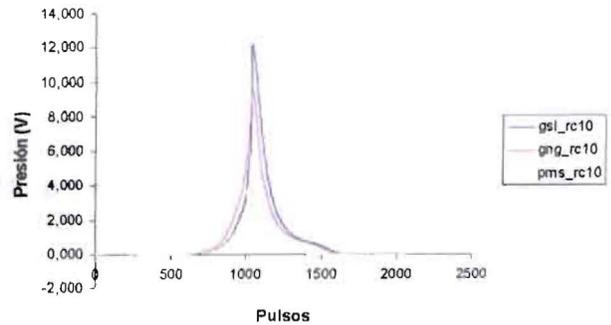
a)

Gas Natural de Guajira vs Gasolina a RC 9 (Avance 15)



b)

Gas Natural de Guajira vs Gasolina a RC 10 (Avance 15)



c)

Figura 17. Curvas de presión en cámara de combustión. Gasolina vs Gas natural de guajira. Avance 15°. a) RC = 8, b) RC = 9 y c) RC = 10

5.2 Resultados para avance de 20 grados

A continuación se presentan las curvas de presión en la cámara de combustión para un avance de chispa de 20 grados de cigüeñal para tres relaciones de compresión (8, 9 y 10) y para gas natural de guajira y gasolina corriente.

En la Figura 18 se muestra el incremento en la presión máxima de combustión en torno a un 10% a medida que se aumenta la relación de compresión, siendo la diferencia en torno a un 20% entre las relaciones de compresión extremas (8 y 10). Con avance de 20° y RC = 10 el motor presentó el fenómeno de “cascabeleo”.

A partir de este avance de chispa se empieza a notar la diferencia entre las curvas de presión correspondientes a relaciones de compresión de 8 y 9.

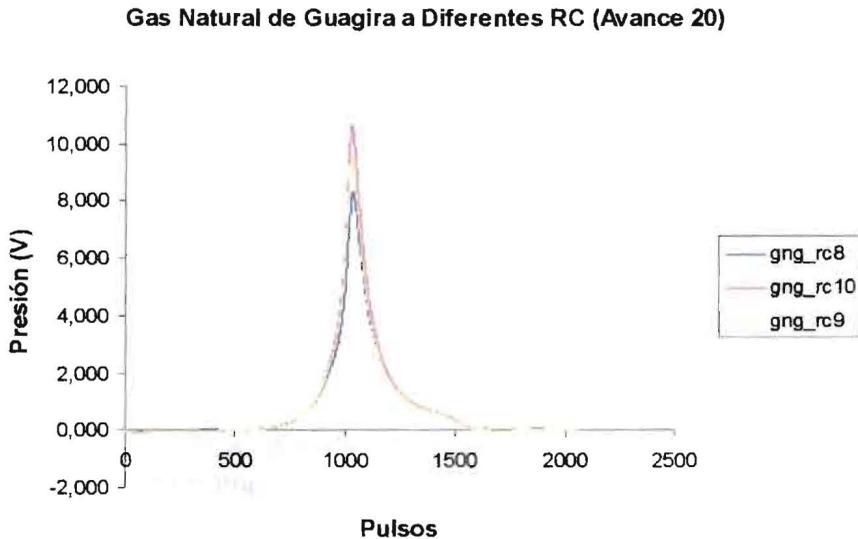


Figura 18. Presión contra pulsos del codificador angular. Gas natural de guajira (gng) a diferentes relaciones de compresión (RC). Avance 20°

La Figura 19 muestra el incremento de presión a medida que varía la relación de compresión para el motor operando con gasolina corriente para un avance de 20°. La presión máxima aumenta con incrementos en la relación de compresión, en torno al 28% al variar la relación de compresión de 8 a 10. En este punto del ensayo se apreció el sonido típico del “cascabeleo” del motor. La Figura 20 compara la gasolina corriente y el gas natural de guajira cuando el motor opera con un avance de 20° y a tres relaciones de compresión diferentes. La curva amarilla (de menor presión) corresponde a la curva de motor arrastrado. Un resultado importante que se aprecia en estas gráficas, es la disminución aproximadamente constante en la presión máxima de combustión con gas natural frente a gasolina independiente de la relación de compresión, esto permite inferir una pérdida de potencia efectiva al momento de usar gas natural de guajira.

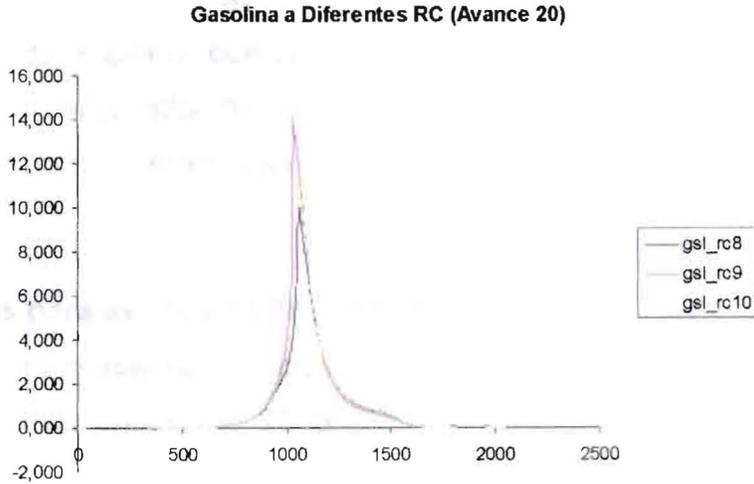
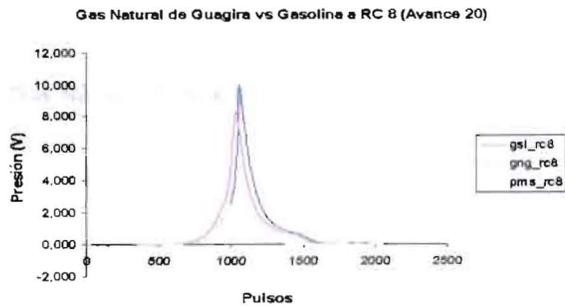
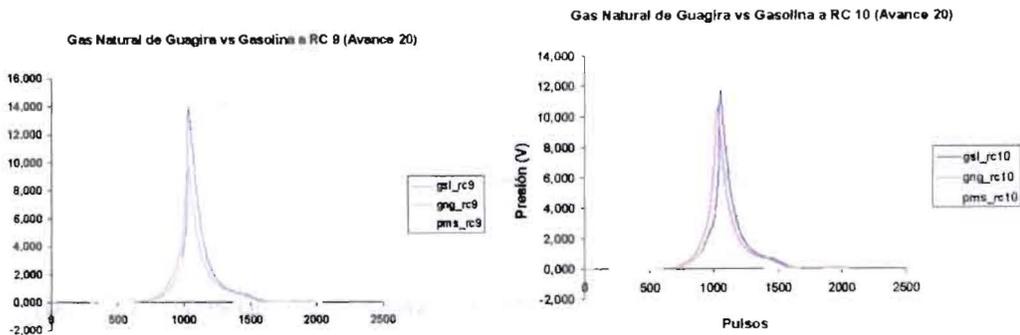


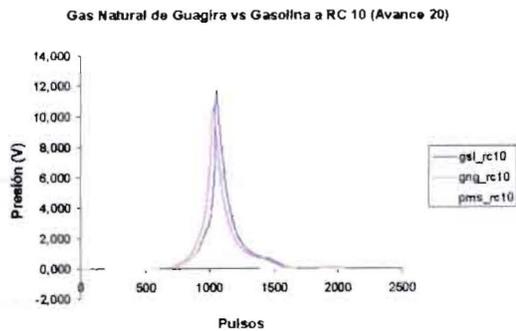
Figura 19. Presión contra pulsos del codificador angular. Gasolina (gsl) a diferentes relaciones de compresión (RC). Avance 20°



a)



b)



c)

Figura 20. Curvas de presión en cámara de combustión. Gasolina vs Gas natural de guajira. Avance 20°. a) RC = 8, b) RC = 9 y c) RC = 10

La presión máxima de combustión del motor operando con gasolina corriente es en torno a un 28% superior que con gas natural de guajira para una relación de compresión de 9, este valor disminuye para $RC = 8$ y para $RC = 10$. El pulso donde ocurre la presión máxima se mantiene prácticamente constante.

5.4 Resultados para avance de 25 grados

A continuación se presentan las curvas de presión en la cámara de combustión para un avance de chispa de 25 grados de cigüeñal para tres relaciones de compresión (8, 9 y 10) y para gas natural de guajira y gasolina corriente.

En la Figura 21 se muestra el incremento en la presión máxima de combustión a medida que aumenta la relación de compresión de 8 a 10 utilizando gas natural de guajira.

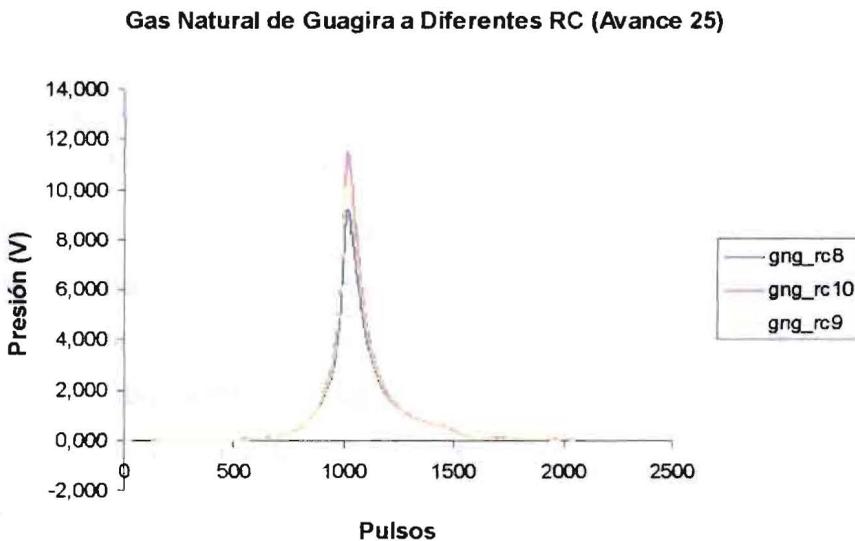


Figura 21. Presión contra pulsos del codificador angular. Gas natural de guajira (gng) a diferentes relaciones de compresión (RC). Avance 25°

En la Figura 22 se muestra el incremento de presión a medida que varía la relación de compresión para el motor operando con gasolina corriente para un

avance de 25°. Aquí es evidente el incremento en la presión máxima de combustión a medida que incrementa la relación de compresión, lográndose un incremento en torno al 20% en la presión máxima en cámara de combustión al variar la relación de compresión de 8 a 10. En este punto del ensayo se apreció el sonido típico del “cascabeleo” del motor.

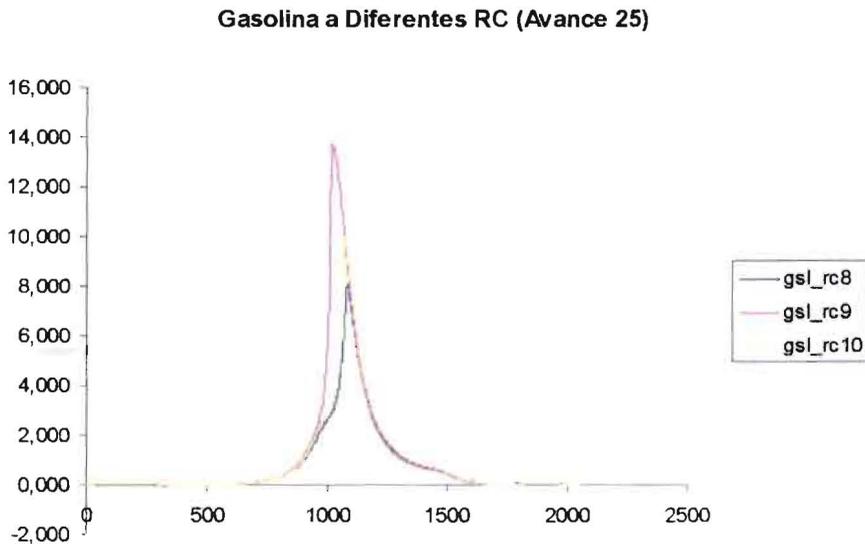
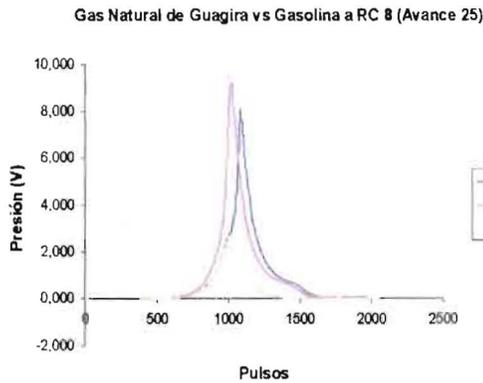


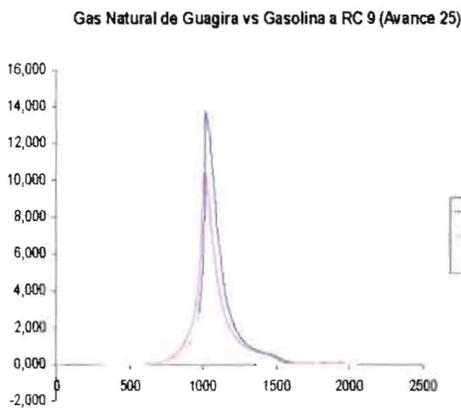
Figura 22. Presión contra pulsos del codificador angular. Gasolina (gsl) a diferentes relaciones de compresión (RC). Avance 25°

En la Figura 23 se comparan la gasolina corriente y el gas natural de guajira cuando el motor opera con un avance de 25° y a tres relaciones de compresión diferentes. La curva amarilla (de menor presión) corresponde a la curva de motor arrastrado (sin combustión), que se utiliza posteriormente para ubicar el punto muerto superior dinámico, necesario para realizar la puesta en fase del ángulo de giro de cigüeñal. Un resultado importante que se aprecia en estas gráficas, es la disminución aproximadamente constante en la presión máxima de combustión con gas natural frente a gasolina independiente de la relación de compresión, esto permite inferir una pérdida de potencia efectiva al momento de usar gas natural de guajira. La presión máxima de combustión del motor operando con gasolina corriente es en torno a un 28% superior que con gas natural de guajira para una

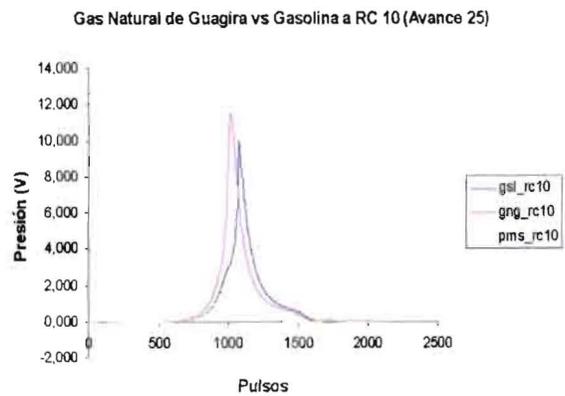
relación de compresión de 9, este valor disminuye para $RC = 8$ y para $RC = 10$. El pulso donde ocurre la presión máxima se mantiene prácticamente constante.



a)



b)



c)

Figura 23. Curvas de presión en cámara de combustión. Gasolina vs Gas natural de guajira. Avance 25° . a) $RC = 8$, b) $RC = 9$ y c) $RC = 10$

En la figura 24 se muestra el efecto del avance de chispa sobre la presión de combustión para una relación de compresión de 8:1. Para la misma relación de compresión la presión máxima de combustión aumenta a medida que se avanza la chispa, manteniendo una relación prácticamente constante de un grado de avance a otro. Esto indica claramente que el motor logra mejores prestaciones al funcionar con gas natural de guajira a medida que se avanza la chispa. El valor óptimo lo dará aquel avance que logre el mayor rendimiento efectivo.

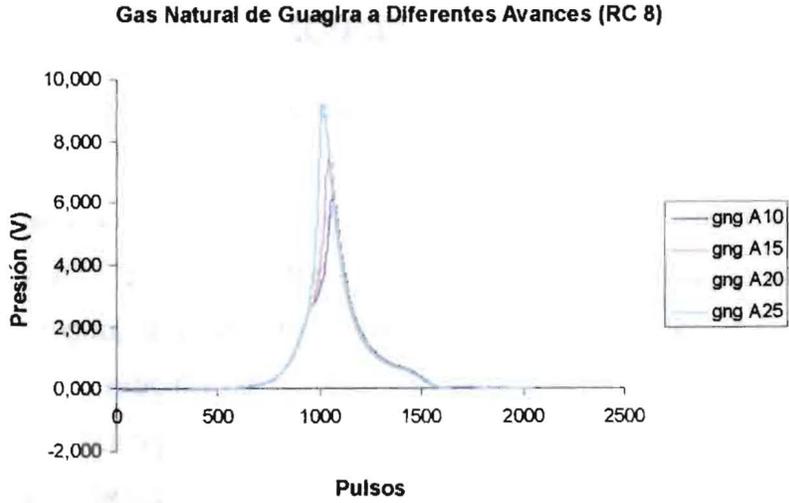


Figura 24. Efecto del avance de chispa sobre la presión de combustión para una relación de compresión de 8:1.

6. CONCLUSIONES

- 6.1 Se instrumentó la cadena de combustión debidamente calibrada en el motor de ensayos CFR.
- 6.2 Se realizaron los ensayos de combustión para relaciones de compresión de 8:1; 9:1 y 10:1 con tres réplicas estadísticas para gasolina corriente y gas natural de guajira a la altura de Medellín. Se tienen los resultados de gasolina con relación de compresión de 7,4:1, pero aún faltan los de gas natural de guajira y todos los de gas natural de Cusiana y G-20.
- 6.3 De los resultados obtenidos al momento de presentar este informe, se puede afirmar que la presión máxima de combustión incrementa con el avance de la chispa, tanto para gasolina como para gas natural de guajira. Esto puede incrementar la potencia efectiva, pero no necesariamente significa una mejora en el rendimiento, el mejor avance será aquel que de mayor trabajo indicado y menos emisiones contaminantes.
- 6.4 Mientras que con gasolina el motor siempre presentó un ruido anómalo ("cascabeleo") para altas relaciones de compresión y avances de chispa, esto no sucedió con gas natural de guajira en Medellín.
- 6.5 En todos los casos (relaciones de compresión y avances de chispa) la gasolina corriente demostró tener mayores presiones en la cámara de combustión, esto implica mayores temperaturas.
- 6.6 El gas natural de guajira demostró tener mejor comportamiento en el motor a elevada relación de compresión y elevado avance de chispa, los mejores resultados se lograron con $RC = 10$ y avance de 25° .
- 6.7 No se puede afirmar que a mayor relación de compresión existe mayor diferencia entre las presiones de combustión del gas natural y la gasolina para todos los avances probados. Las diferencias más grandes se obtuvieron con relación de compresión de 9:1, siendo más críticas a bajos avances de chispa.

7. ACTIVIDADES PENDIENTES

- Realizar mediciones a otras alturas sobre el nivel del mar y usando otros gases (gas natural de Cusiana y G-20).
- Muchas veces las concentraciones medidas en el escape de varios compuestos contaminantes difieren sustancialmente de los valores calculados bajo la hipótesis de equilibrio, lo que indica la importancia de la cinética química en los procesos de formación y destrucción de estas especies [19, 20]. La siguiente actividad será repetir los cálculos descritos en este informe usando ecuaciones que describan en forma global la cinética química de la combustión.
- Con las mediciones experimentales diagnosticar el comportamiento del motor para tener valores más ajustados de los parámetros de la ley de Wiebe.
- Trabajar un modelo de diagnóstico donde con los valores de presión medidos en el laboratorio se calcule la evolución de la combustión.
- Puesta a punto y verificación experimental del modelo matemático del ciclo Otto.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] **Hien, L.** "Effect of Gas Composition Variations on the Operation, Performance and Exhaust Emissions of Natural Gas-Powered Vehicles". IANGV-International Association for Natural Gas Vehicles, Sydney-Australia, 2002.
- [2] **Wallace,J., Segal,L.,KefferJ.** "Lean Mixture Operation of Hydrogen-Fueled Spark Ignition Engines". SAE Technical Paper Series 9852119
- [3] **Ryan, T.W. y Callahan. T. J.** "Effects of gas composition on engine performance and emissions". Gas Research Institute, Report GRI-92/0054, 1992.
- [4] **Agudelo, J.R.; Corredor, L.A.; torres, J.** "Análisis comparativo de motores convencionales y convertidos a gas utilizados en transporte público funcionando a grandes alturas". Ingeniería y Desarrollo. Universidad del Norte. 8: 70 – 88, 2000
- [5] **Maxwell, T. and Jones J.** Alternative Fuels: Emissions, Economics and Performance. Society of Automotive Engineers, Warrendale, U.S.A. 1995
- [6] **R.L. Evans and J. Blaszczyk.** "A comparative study of the performance and exhaust emissions of a spark ignition engine fuelled by natural gas and gasoline", Journal of Power and Energy, Instn Mech Engrs, Vol 211 Part D, pp.39-47, 1997.
- [7] **Machado, A., Przybylski, J. y García N.** "Emisiones Contaminantes de un Motor de Encendido por Chispa Operando con Gasolina y con G.N.C": Facultad de Ingeniería, Universidad del Zulia, Venezuela.
- [8] **Gravoski, Michael S; McCormick, Robert, et all.** "Effect of fuel composition and altitude on regulated emissions from a lean – burn, closed loop controlled natural gas engine". SAE Technical Paper Series 971707.
- [9] **Rosseau, S., Lemoult, B. and Tazerout,M.** "Combustion characterization of natural gas in a lean burn spark-ignition engine", Journal of Power and Energy, Instn Mech Engrs, Vol 213 Part D, pp. 481-489, 1999.
- [10] **Liu, Z. and Karin, G.A.** "Simulation of combustion processes in gas fuelled diesel engines", Journal of Power and Energy, Instn Mech Engrs, Vol 211 Part A, pp. 159-169, 1997.

- [11] **R.L. Evans and J. Blaszczyk.** "A comparative study of the performance and exhaust emissions of a spark ignition engine fuelled by natural gas and gasoline", *Journal of Power and Energy, Instn Mech Engrs, Vol 211 Part D*, pp.39-47, 1997.
- [12] **Heywood, J. B.** "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill Book Company, New York, U.S.A., 1988.
- [13] **Engineering Data Book.** Gas Processor Suppliers Association. Tulsa, Oklahoma. Tenth Edition, 1994
- [14] **Way R.B.** " Methods for Determination of Composition and Thermodynamic Properties of Combustion Products for Internal Combustion Engine Calculation". *Instn Mech Engrs, Combustion engines group, Vol 190 60/76*, pp. 687- 697, 1977.
- [15] **Borman, G. And Nishiwaki, K.** Internal Combustion Engine Heat Transfer. *Prog in Energy and Combustion Sci*,1987, 13, 1-46.
- [16] **Ahmed, T.** "Hydrocarbon Phase Behavior", Gulf Publishing Company, Houston, Tx, USA. 1989.
- [17] **Elliot, J.R.Jr. and Daubert, T.E.** "Revised Procedure for Phase Equilibrium Calculations with the SRK Equation of State", *Ind. Eng. Chem. Process. Des. Dev.*, No. 24, 1985, pág 743 -748.
- [18] www.chemweb.com/NIST Chemistry webBook.
- [19] **Horrillo G., Alfonso.** Utilización de modelos multizona para la predicción de las emisiones contaminantes de escape en motores de encendido provocado. Tesis Doctoral. Universidad de Valladolid ,1998
- [20] **Hernández A, J.J.** Modelado de la Formación y Emisión de Contaminantes en Sistemas de Combustión. Tesis Doctoral. Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. Universidad Politécnica de Valencia, España, 2000.
- [21] **JANAF.** Thermochemical Tables. 2a ed. U.S. National Bureau of Standards, 1971.
- [22] **Lapuerta M.,Armas O., Ballesteros R. and Carmona M.** "Fuel Formulation Effects on Passenger Car Diesel Engine Particulate Emissions and Composition". *SAE Technical Papers Series.* SAE paper 2000-01-1850. U:S.A., 2000.