

**ESTUDIO DE LAS INESTABILIDADES DE COMBUSTIÓN DE UN
MOTOR DE ENCENDIDO PROVOCADO TRABAJANDO
CON ALTAS RELACIONES DE COMPRESIÓN**

Informe final de tesis para optar al título de:
Magister en Ingeniería, énfasis en energía.

Jonathan Steven Jaramillo Alvarez
Ingeniero mecánico

Director:
Iván Darío Bedoya
Ingeniero mecánico, PhD.

Maestría en ingeniería
Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía
Facultad de Ingeniería
Universidad de Antioquia

2017

TABLA DE CONTENIDO

Capítulo 1	4
Introducción	4
1.1 Resumen.....	4
1.2 Aspectos generales.....	5
1.3 Antecedentes	6
1.4 Planteamiento del problema	7
1.5 Objetivos	9
Capítulo 2	10
Profundización teórica y estado del arte en motores de encendido provocado..	10
2.1 Cambios que se presentan en la conversión de un motor diésel a modo de encendido provocado.....	10
2.2 Combustión en régimen pobre	12
2.3 Estructura de las llamas de premezcla turbulentas.	15
2.4 Velocidad de deflagración laminar.....	19
2.5 Análisis termodinámico del proceso de combustión.	22
2.6 Correlación entre el modelo termodinámico y los parámetros geométricos de la llama	23
2.7 Correlaciones y ecuaciones del modelo de quemado turbulento.	24
2.8 Modelo geométrico de propagación de la llama.	26
2.9 Inestabilidades de combustión	29
2.10 Variaciones cíclicas en la combustión, quemado parcial y fallo en el encendido... 32	
Capítulo 3	36
Fase experimental	36
3.1 Celda de ensayos.....	36
3.2 Diseño experimental	39
Capítulo 4	41
Metodología de análisis	41
4.1 Tratamiento de la señal de presión.....	41
4.2 Metodología para la predicción de parámetros geométricos de una combustión turbulenta y confinada.....	46
Capítulo 5	60
Análisis de resultados	60

Capítulo 6	84
Conclusiones	84
Trabajos posteriores	86
Bibliografía.....	87
Anexos.....	90
Características técnicas de los equipos.....	90
Código para determinación de parámetros geométricos del frente de llama	94

Capítulo 1

Introducción

1.1 Resumen

El agotamiento de los combustibles fósiles, las metas en la reducción de gases de efecto invernadero y la necesidad de implementar mecanismos de desarrollo sostenible en el país motivan el uso de combustibles gaseosos renovables para generación de electricidad en las zonas no interconectadas. Sin embargo, la oferta de motores estacionarios se margina al uso ya sea de diésel, gasolina, o gas natural en un rango de composiciones muy estrecho, por lo que se hace necesario encontrar una solución para que un solo motor use una franja más amplia de la gran canasta energética de la que se dispone en la actualidad. En este trabajo de investigación se estudian las inestabilidades de combustión y la dispersión cíclica en un motor de encendido provocado con mezclas gas natural/biogás como combustible y alta relación de compresión. Se han realizado pruebas experimentales para mezclas biogás y biogás enriquecido con composiciones de 60-40, 70-30 y 80-20 en porcentajes de composición volumétrica de metano y dióxido de carbono respectivamente, se adaptaron modelos de combustión turbulenta y confinada y modelos geométricos de desarrollo de llama los cuales junto con la fracción de masa quemada obtenida experimentalmente permiten calcular ciclo a ciclo parámetros geométricos de llama y velocidades de combustión con sus respectivas variaciones. El motor convertido operó con una apertura de la válvula mariposa promedio de 35% y rendimiento volumétrico promedio de 50%. En condiciones de operación estable no se superaron valores del 8% para el coeficiente de variación de la presión media indicada en ningún punto de operación debido al uso de altas relaciones de compresión. El valor más alto para el pico de detonación fue de 2.56 bares. Valores obtenidos para velocidades de deflagración turbulenta por modelos geométricos y por modelos de combustión turbulenta presentan diferencias. Se espera que los resultados del proyecto contribuyan a un mejor entendimiento de los límites prácticos de la utilización de combustibles gaseosos a altas relaciones de compresión en motores de encendido por compresión para generación de electricidad.

Palabras clave: Gas Natural, combustibles alternativos, motor, encendido provocado, combustión, relación de compresión, inestabilidades, knocking, detonación, variaciones cíclicas, modelos de combustión.

1.2 Aspectos generales

En motores de encendido provocado (MEP) el proceso de combustión inicia hacia el final de la carrera de compresión, después de que se produce una descarga eléctrica a través de una bujía. Esta descarga inflama la mezcla aire-combustible que se encuentra entre los electrodos de la bujía y posteriormente se produce la propagación de un frente de llama a través de la mezcla restante, el cual se extingue al llegar a las paredes de la cámara de combustión. Por otra parte, los motores de encendido por compresión (MEC) los cuales funcionan bajo el ciclo diésel, solo admiten aire al inicio de la etapa de admisión mientras que el combustible se empieza a inyectar en la etapa de compresión, etapa en la cual se realiza la mezcla a altas presiones y temperaturas para causar la autoinflamación del combustible. En ambos casos los gases producto de la combustión se expanden en el cilindro realizando trabajo mecánico para ser expulsados a menor temperatura en la carrera de escape. Los MEC tienen mayor eficiencia de combustión respecto a los MEP, trabajan con relaciones de compresión más altas, además de no utilizar válvula de mariposa para el control de la cantidad de aire a la entrada de la cámara, por esto, los motores MEC son más apetecibles técnica y económicamente para gran cantidad de aplicaciones, entre estas la generación de energía eléctrica mediante motores estacionarios.

Por otra parte, en nuestro país, existen limitaciones en la prestación de energía eléctrica a regiones apartadas de los centros urbanos a causa de la baja disposición de combustibles fósiles para accionamiento de plantas generadoras de electricidad, las cuales en su mayoría son movidas por motores diésel. Sin embargo, en muchas de estas regiones se tiene disponible material orgánico de desecho lo que constituye una fuente energética. Lamentablemente los motores exclusivos para este tipo de combustibles son costosos y hay poca disponibilidad comercial para potencias bajas. Además, la conversión de energía química a eléctrica de dichos combustibles no sería posible de realizar con motores diésel convencionales debido a las características de autoignición de dichos combustibles por lo que se hace necesario la conversión de motores diésel a modo encendido provocado en el cual se admite una mezcla de aire-combustible en estado gaseoso, y la ignición de la misma se da por medio de una chispa proveniente de una bujía instalada en el lugar dispuesto originalmente para los inyectores del motor diésel, todo esto conservando su alta relación de compresión.

1.3 Antecedentes

Los drásticos cambios en las condiciones climáticas en diferentes partes del mundo han generado un interés en crear mecanismos de desarrollo que contribuyan a la disminución del impacto negativo sobre el equilibrio del planeta, que generen los desarrollos científicos y tecnológicos mediante la suscripción de acuerdos de Mecanismos de Desarrollo Limpio para cumplir con metas de reducción de gases de efecto invernadero. El CH₄ es uno de los más representativos gases de efecto invernadero, y posee una actividad cerca de veinte veces mayor que la del dióxido de carbono. El componente principal del biogás es el CH₄, este combustible puede obtenerse a partir de la descomposición anaeróbica de material orgánico y su no aprovechamiento puede generar grandes cantidades de emisiones a la atmosfera. En Colombia hay escenarios importantes para la formulación de proyectos de Mecanismos de Desarrollo Limpio y para la valorización del biogás proveniente de rellenos sanitarios, los sistemas de tratamiento de aguas residuales y las fuentes de desechos agropecuarios y fuentes que se encuentran situadas cerca de los grandes centros urbanos de Colombia. La correcta obtención, tratamiento y utilización del biogás provenientes de dichas fuentes ayudaría a reducir las emisiones libres de metano las cuales alcanzan cerca del 40% de los gases de efecto invernadero en el país [1].

Uno de los sectores sociales más importantes para la implementación de mecanismos de desarrollo sostenible, lo constituyen las zonas no interconectadas del país, que son aquellas que no reciben energía eléctrica del Sistema Interconectado Nacional y que están alejadas del área de su área directa de cobertura. Entre estas zonas están el archipiélago de San Andrés, Providencia y Santa Catalina, Leticia en el Amazonas, Capurganá en el Choco, Puerto Carreño en Vichada y Mitú en Vaupés. En estas zonas la prestación del servicio eléctrico se hace principalmente mediante paneles solares, pequeñas centrales hidroeléctricas y plantas de generación diésel, pero hay una baja cobertura, pocas horas de servicio, falta de esquemas administrativos, operativos y de mantenimiento, además de altos costos por falta de vías de transporte adecuados y restricciones de seguridad que existen para su mercadeo ocasionando que estas regiones tengan indicadores de calidad de vida y desarrollo bajo en comparación al resto del país.

La zona no interconectada representa el 52% del territorio nacional en el que están incluidos 32 departamentos, 90 municipios y 1448 localidades y debido a la gran extensión en territorio, a los conflictos armados, inestabilidad económica se presenta una densidad poblacional muy baja, haciendo aún más difícil la identificación e implementación de soluciones efectivas que ayuden al desarrollo de esas zonas.

El uso de tecnologías para el aprovechamiento del biogás en motores de combustión interna alternativos (MCIA) a nivel mundial se ha reflejado en los MEC duales usados en plantas con potencias inferiores a 100 kWe y ausencia de estaciones de estabilización de la composición del biogás y los MEP con bujías de alta energía de ignición para potencias mayores a 100 kWe en sistemas de cogeneración. Sin embargo la operación y el comportamiento de la combustión en la cámara de combustión de motores diésel convertidos a modo encendido provocado trabajando con altas relaciones de compresión y usando biogás como combustible no ha sido extensamente estudiada [2].

1.4 Planteamiento del problema

El desarrollo tecnológico ha llevado al hombre a cuestionarse acerca de cómo puede mejorar cada vez más sus inventos, aprovechando al máximo sus recursos y posibilidades. El agotamiento de las fuentes tradicionales de energía ha llevado a que la mayoría de los países del mundo busquen soluciones energéticas por medio de energías alternativas como son la energía solar, energía eólica, energía producida a través de biomasa, energía hidráulica, energía mareomotriz, energía geotérmica, entre otras. La disponibilidad de estos tipos de energía depende de una determinada ubicación geográfica y de buenos desarrollos tecnológicos que optimicen el rendimiento energético en su producción. En el caso de combustibles renovables como el biogás, su producción también contribuye a la descontaminación del recurso suelo y agua ya que proviene de fuentes como residuos agrícolas, residuos urbanos y estiércol de ganado, entre otros. La utilización de mezclas de combustibles gaseosos renovables con combustibles gaseosos de origen fósil como el gas natural y el GLP en equipos térmicos es de importancia para mejorar la confiabilidad en el suministro de energía térmica y potencia mecánica o eléctrica.

El biogás está compuesto por aproximadamente dos tercios de metano en base volumétrica, lo cual lo hace un combustible de interés para sustituir total o parcialmente al gas natural. Sin embargo, debido a que en el biogás es usual la presencia de inertes, especialmente dióxido de carbono, este tiene bajo poder calorífico. El biogás tiene mayor temperatura de autoignición que el gas natural, lo cual es una ventaja al ser usado en motores de combustión interna con altas relaciones de compresión, pues se realiza el ciclo termodinámico con más eficiencia térmica y menos posibilidades de combustión detonante. En motores de encendido provocado el biogás presenta también mayor resistencia a la ignición por chispa y menores velocidades de deflagración comparadas con el gas natural, por lo que se opta en muchas ocasiones por añadir pequeñas cantidades de combustibles, como gas licuado del petróleo (GLP) o hidrógeno, a la carga admitida para reducir estas limitaciones [3]. Sin embargo, la adición de estos sin control puede afectar negativamente los límites de operación estables del motor, llevando a fenómenos indeseables como detonación (knocking), dispersión cíclica excesiva o aumento de emisiones contaminantes.

Los motores de combustión interna son máquinas térmicas que presentan gran flexibilidad de operación, pero han sido diseñados para operar en su mayoría con combustibles derivados del petróleo. Por otra parte, la oferta comercial de estos motores para trabajar con biogás como combustible solo existe para altas potencias, lo que es una barrera tecnológica en la implementación de motores de encendido provocado trabajando con tal combustible renovable. Además, la oferta comercial de biogás en Colombia no es suficiente como para suplir las cantidades necesarias de combustible para trabajar con altas potencias, lo que obliga aún más a buscar soluciones para trabajar en potencias menores.

Al realizar una transformación de un motor convencional con el fin de utilizar un combustible gaseoso renovable se afrontan, entre otros, los siguientes problemas:

- Variación en la densidad de energía de la carga (gas combustible-aire).
- Se deben realizar ajustes y modificaciones del sistema de ignición.

- Se deben realizar modificaciones al sistema de admisión, de mezclado de aire y combustible.
- Posibilidad de presentarse el fenómeno de combustión anormal.
- Cambios de la velocidad de deflagración laminar y la propagación de llama de premezcla turbulenta.
- Problemas con la estabilidad de la combustión.
- Cambios en el comportamiento de la presión pico en el cilindro.
- Cambios en las emisiones contaminantes [4].

La implementación exitosa de motores de encendido provocado modificados para el uso de combustibles renovables depende de la definición del rango de operación estable del motor. Para definir este rango es necesario estudiar la fenomenología del proceso de ignición y de la expansión de un frente de llama turbulento en un volumen confinado. Adicionalmente, es necesario estudiar cómo es afectado este rango por la composición del combustible, el régimen de carga del motor, el dosado relativo de operación, el cambio en los ángulos de encendido y las condiciones ambientales, entre otros.

El rango de operación es definido por la dispersión cíclica a baja carga y por detonación (knocking) a alta carga. La primera es usualmente estimada mediante la medición de la presión en el cilindro y el cálculo del coeficiente de variación de la presión media indicada; ocurre cuando el motor experimenta bajas cargas, o cuando la relación combustible-aire dentro de la cámara de combustión es baja, presentándose apagados parciales o totales dentro del cilindro lo que disminuye la vida útil del motor. El fenómeno de detonación, se presenta cuando el motor está sometido a altas cargas y se presenta autoignición en el combustible sin quemar antes de que el frente de llama generado por el salto de chispa llegue a este. Aunque dichas inestabilidades ya hayan sido estudiadas para motores convencionales, aún existe poca información para el caso de motores modificados para usar mezclas de gases combustibles renovables.

Cabe decir que las inversiones en sistemas de producción, tratamiento y uso de biogás como combustible para producción de energía eléctrica a partir de un motor de combustión interna u otro sistema de cogeneración no se logran recuperar por la gran cantidad de variables involucradas en el sistema, generándose así una barrera económica que espera mitigarse en el futuro con los avances tecnológicos. Por otro lado, en el país no existen experiencias exitosas en la implementación de estos sistemas de generación de energía a bajas potencias dificultando aún más el desarrollo del proyecto.

En este trabajo se realizará un estudio teórico-experimental de las inestabilidades de combustión que se presentan en un motor diésel convertido a modo encendido provocado usando mezclas biogás/gas natural y las consecuencias de estas inestabilidades sobre el rango de operación del motor. Además, se realizarán simulaciones numéricas para valorar fenómenos y cuantificar variables que no es posible estudiar por la ausencia de equipos de laboratorio. El desarrollo de este proyecto, en donde se ataca un problema científico, es de vital importancia pues está enmarcado en una problemática social, ambiental y energética, pretende implementar el conocimiento de cómo estos modelos pueden utilizarse para estudiar las inestabilidades de

combustión y a partir de la caracterización de los rangos de operación estables del motor con combustibles renovables se logren establecer condiciones en donde el rendimiento y las emisiones contaminantes mejoren, contribuyendo a la implementación de estos sistemas en la sociedad. El desarrollo de este proyecto se da gracias a una línea de trabajo desarrollada por el grupo de ciencia y tecnología del gas GASURE, en el cual se ha estudiado el comportamiento de combustibles gaseosos trabajando en motores de encendido provocado a altas relaciones de compresión [4, 5]. Gran parte de los recursos necesarios para el desarrollo de este trabajo de maestría provienen de un proyecto que lleva por nombre “ESTUDIO Y OPTIMIZACIÓN DEL DESEMPEÑO DE UN MOTOR DIESEL EN MODO ENCENDIDO PROVOCADO CON MEZCLAS DE GAS NATURAL Y COMBUSTIBLES GASEOSOS DE ORIGEN RENOVABLE” el cual es desarrollado por el grupo GASURE y es financiado por el CODI de la Universidad de Antioquia.

1.5 Objetivos

1.5.1 Objetivo general

Estudiar experimentalmente y por medio de simulación numérica el comportamiento de las inestabilidades de combustión de un motor de encendido provocado trabajando con mezclas gas natural/biogás y alta relación de compresión.

1.5.2 Objetivos específicos

- Apropiar teóricamente los modelos conceptuales de evolución de un frente de llama esférico, turbulento y confinado que explican la ocurrencia de la dispersión cíclica y la combustión detonante en motores de encendido provocado, mediante la revisión sistemática de literatura.
- Determinar experimentalmente el efecto del dosado relativo y el avance a la chispa en las inestabilidades de combustión para al menos tres composiciones diferentes de mezclas gas natural/biogás operando un motor de encendido provocado con alta relación de compresión.
- Determinar el efecto del dosado relativo y el avance a la chispa en las inestabilidades de formación y propagación del frente de llama mediante el análisis de la evolución de presión en el cilindro y el uso de los modelos conceptuales de propagación de una llama esférica para los combustibles evaluados en el objetivo anterior.

Profundización teórica y estado del arte en motores de encendido provocado

2.1 Cambios que se presentan en la conversión de un motor diésel a modo de encendido provocado

Cuando un motor diésel se convierte a modo de encendido provocado se admite una mezcla de aire-combustible en estado gaseoso, mezclada usualmente en la admisión. Por este motivo es necesario instalar una válvula mariposa con el fin de tener control de la carga a través del control de la cantidad de aire que entra al cilindro. La ignición de la mezcla dentro del cilindro se realiza por medio de una chispa proveniente de una bujía que se instala en el lugar donde antes iban los inyectores del motor diésel.

Dicha bujía es instalada con un sistema de sincronización el cual permite avanzar o retrasar la chispa según se requiera, al final del ciclo de compresión cuando el pistón está a punto de llegar al punto muerto superior se inicia el proceso de combustión.

Por otro lado, para la transformación de un motor diésel a modo encendido provocado en condiciones de operación óptima para trabajar con mezclas gaseosas como combustible, se deben tener en cuenta la solución de problemas relacionados con la composición del combustible, modificaciones en el sistema de admisión e ignición, y problemas relacionados con las emisiones contaminantes.

Los motores de encendido por compresión, antes de la conversión, además de contar con una alta relación de compresión, usualmente reducida para evitar la combustión detonante, operan con grandes excesos de aire (mezclas pobres) cuando se trabaja en puntos cercanos a la máxima carga. Este modo de operación es con el objetivo de tener el mejor balance entre eficiencias térmicas altas debidas a la alta relación de compresión y bajos niveles de material particulado y NO_x a causa de la alta dilución del combustible con aire.

Por otra parte, los motores de encendido provocado en aplicaciones estacionarias utilizan relaciones de compresión más bajas y mezclas combustibles con dosados cercanos al estequiométrico. El uso de una carga bien mezclada minimiza la formación de material particulado mientras una baja relación de compresión disminuye la probabilidad de que ocurra detonación sin mantener muy altas las temperaturas dentro de la cámara de combustión.

Los niveles de temperatura promedio dentro de la cámara de combustión cuando se opera en encendido por compresión y encendido provocado son similares. El valor del poder calorífico para el diésel y la gasolina son similares, así, el uso de mezclas con dosados cercanos al estequiométrico permite que los motores de encendido provocado requieran una menor cilindrada que los motores de encendido por compresión de aspiración natural para alcanzar iguales niveles de potencia. Debido a esto, al realizar la conversión del motor a encendido provocado

manteniendo la relación de compresión y el volumen de la cámara de combustión igual, el motor debe ser operado con aperturas parciales de la válvula mariposa. La operación del motor con la válvula mariposa parcialmente abierta genera caídas de presión en el ducto de admisión trayendo consigo disminuciones drásticas en el rendimiento volumétrico y un aumento en el porcentaje de gases recirculados en cada ciclo de operación (Figura 1) aumentando así las variaciones ciclo a ciclo. Una alternativa para operar el motor con la válvula mariposa completamente abierta sería usar mezclas cada vez más pobres, sin embargo, esta estrategia se ve limitada por la capacidad del sistema de encendido de la mezcla pues la energía requerida para la ignición aumenta con la disminución del dosado de la mezcla lo que ocasiona incontrolables problemas de falla en el encendido incluso con sistemas de alta energía.

El motor usado en este estudio cuenta con un sistema de refrigeración por aire, el flujo de aire está limitado por el régimen de giro del motor, haciendo que el trabajo con condiciones de operación a niveles de carga mayores a los que se alcanzaba en modo diésel provoquen aumentos en la temperatura y ocasionen recalentamiento disminuyendo la vida útil del mismo. Así también, un incremento en la apertura de la válvula mariposa produce un aumento en la presión en la admisión lo que genera una mayor presión al final de la carrera de compresión repercutiendo en una mayor tendencia a la detonación, lo que se acentúa cuando el motor está operando en altos grados de carga (salida de potencia cercanas o superiores a la máxima obtenida en el modo diésel original).

La conversión del modo del motor de diésel a modo de encendido provocado se hace con el objetivo de trabajar con relaciones de compresión altas y así aumentar la eficiencia termodinámica del ciclo de combustión [4].

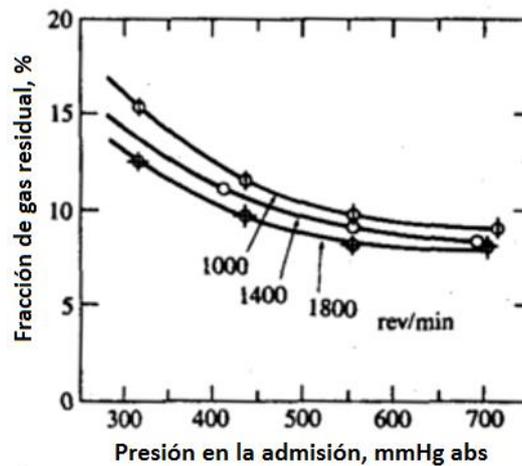


Figura 1. Porcentaje de gas residual en función de la presión en la admisión para diferentes regímenes de giro del motor [6].

2.2 Combustión en régimen pobre

En todo proceso de combustión se efectúa una mezcla entre el combustible y un oxidante (aire generalmente) con el objetivo de que éstos reaccionen y liberen la energía almacenada en el combustible. Teóricamente la cantidad de oxidante necesario para llevar a cabo un proceso de combustión completa de un metro cúbico de combustible gaseoso se define como volumen de aire estequiométrico (V_a). Esta propiedad del gas también puede ser expresada en base másica como la cantidad de aire necesaria para la reacción completa de un kilogramo de combustible (m_a) [7]. La combustión en régimen pobre se define entonces como aquella donde se excede esta cantidad de aire, de forma tal que el combustible dispone de mucho más oxidante del que teóricamente se necesita para llevar a cabo una combustión completa. Se puede decir entonces que la combustión o la mezcla combustible es más pobre conforme se aumente la cantidad de aire con respecto a V_a o m_a según sea el caso.

Debido a que la combustión en régimen pobre tiene un amplio margen de aplicación y es usada en diferentes dispositivos tales como motores de combustión interna, turbinas de gas y hornos [8–10], se hace necesario la definición de un parámetro adimensional que permita establecer el grado de pobreza de una mezcla indistinto del combustible y del tipo de medición del aire estequiométrico. Dicho parámetro es el factor de aireación (n), el cual se define como la relación entre la cantidad de aire y combustible usados en un proceso real comparados con V_a o m_a , es decir [7, 11, 12]:

$$n = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_f V_a} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f m_a}$$

Donde \dot{Q}_a y \dot{Q}_f son los flujos volumétricos, \dot{m}_a y \dot{m}_f son los flujos másicos y los subíndices f y a indican combustible y aire respectivamente. En motores de combustión interna se suele utilizar el inverso del factor de aireación para definir el grado de pobreza o riqueza de la mezcla. Esta variable de operación es comúnmente llamada dosado relativo o factor de equivalencia (ϕ). Para estos dos parámetros se tiene entonces que si $n > 1$ la mezcla es pobre y entre mayor sea n aumenta el grado de pobreza, mientras que para el inverso ϕ la mezcla pobre se obtiene cuando éste es menor a uno ($\phi < 1$) y se empobrece conforme éste se acerca a cero [11, 13].

La eficiencia térmica para la combustión pobre es más alta que para la combustión rica [14,15] y tiende a incrementarse con la disminución de la relación de equivalencia. La Figura 2 ilustra esta relación [16]. La pendiente negativa del lado rico es atribuida a la combustión incompleta. El incremento de la eficiencia en el lado pobre, al lado izquierdo de la estequiometría tiene varias razones que contribuyen con esto, la más importante es la seguridad de la disponibilidad de oxígeno para la combustión completa del combustible. Sin embargo, para los motores reales esta eficiencia caerá y no seguirá la línea teórica mostrada debido a la cantidad de gases que no participan del proceso de combustión pero que salen a la misma temperatura que los productos de la combustión [17].

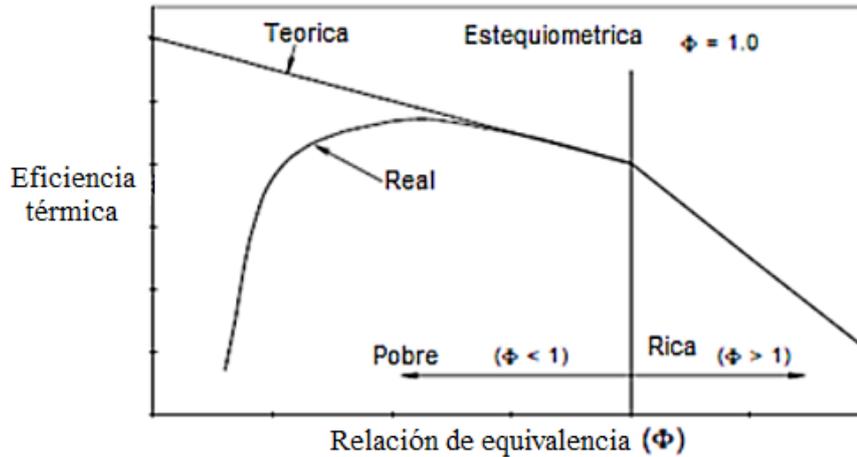


Figura 2. Variación de la eficiencia térmica contra el dosado [16].

Los beneficios de la combustión pobre llegan hasta que se llega al límite de pobreza, en este punto, la mezcla no tiene una estabilidad de combustión, produciendo una operación inestable, incremento en las emisiones de hidrocarburos sin quemar debido al apagado parcial y disminución de la eficiencia. El límite de pobreza objetivo se desplaza dependiendo de la calidad del combustible, de la relación de equivalencia y de las especificaciones del motor. Durante las condiciones de combustión pobre, la variabilidad entre ciclos lleva a que en algunos ciclos la mezcla sea muy pobre para ser encendida.

Los dosados de la carga afectan las tasas de quemado de combustible en el proceso de combustión, así ambos, el desarrollo de la llama y los ángulos de quemado tienen valores mínimos para cargas ligeramente ricas ($\Phi \approx 1.2$) mientras se ven incrementos significativos a medida que la mezcla se vuelve sustancialmente pobre en comparación con el valor estequiométrico [18].

Estudios realizados por Quader [19] muestran que el límite pobre está limitado por la ignición o por la propagación de la llama. Mientras la mezcla está en el ciclo de compresión, hay un punto crítico, antes del cual la mezcla no puede ser confiablemente encendida. El límite de propagación de la llama se refiere a la posibilidad del frente de llama de lograr alcanzar toda la mezcla de combustible más aire antes de que se extinga. Durante el ciclo de expansión, la mezcla adelante del frente de llama se enfría, llevando a una velocidad de llama más baja, si la presión y la temperatura caen también rápidamente, es posible que la llama se extinga, esta es llamada zona de quemado parcial.

La Figura 3 muestra esas zonas con respecto al tiempo de avance de la chispa y la relación de equivalencia. Por ejemplo, para una mezcla pobre si no hay avance moderado de la chispa la combustión puede ser de quemado parcial, pero si el avance es muy alto puede darse zona de apagado. El avance de la chispa tiene una zona de relación con el dosado para la cual la combustión es estable. Varias técnicas pueden ser empleadas para extender el límite pobre de un combustible, tal como mejorar la preparación de la mezcla, incrementar la relación de compresión del motor, aumentar la energía de descarga de las bujías, adicionar combustibles con velocidades de deflagración más altas a la mezcla o aumentar el nivel de turbulencia.

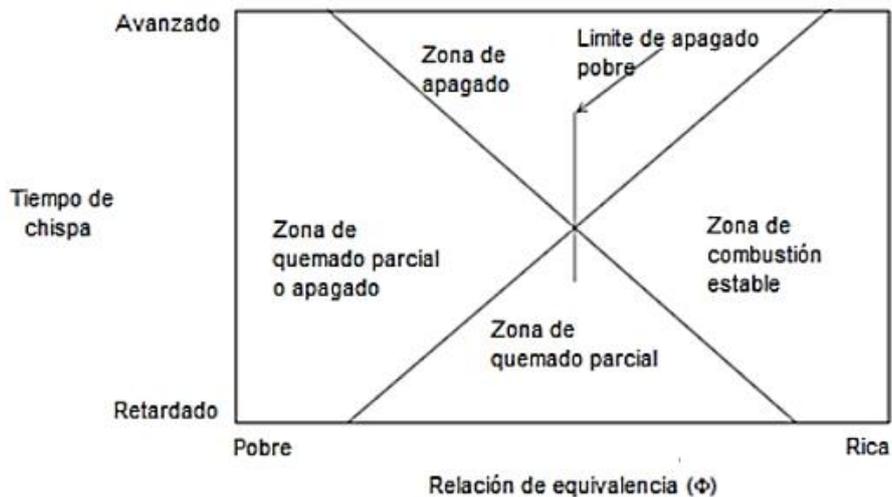


Figura 3. Zonas de combustión contra dosado y avance de chispa [16].

Por otra parte, los gases residuales afectan la resistencia dieléctrica de la mezcla combustible dificultando su ignición al momento de darse el salto de chispa. Una mezcla estratificada que tenga una chispa de alta capacidad se ha mostrado que puede extender el límite pobre, las distribuciones cilindro a cilindro de la mezcla aire combustible son importantes debido a que el cilindro más pobre será el primero que no presente encendidos de la mezcla. Una alta relación de compresión disminuye la cantidad de gases residuales dejados en el cilindro durante el ciclo de escape, sin embargo, la cantidad de gases recirculados aumenta si la relación de presiones en el escape y la admisión disminuye. Múltiples bujías aumentan también la oportunidad de que la combustión inicie en la mezcla combustible, esto incrementa la velocidad de llama efectiva y disminuya la variabilidad ciclo a ciclo [19, 20].

La eficiencia térmica de un ciclo Otto considerando calores específicos constantes está dada por la siguiente expresión:

$$\eta = 1 - \frac{1}{RC^{\gamma-1}}$$

Las dos variables que definen la eficiencia térmica de un ciclo Otto son la relación de compresión RC y la relación de calores específicos de los gases $\gamma = Cp/Cv$. Se tiene que a medida que la mezcla es más pobre en combustible, el valor de γ aumentará, incrementando la eficiencia del proceso. Además, en la medida en que la mezcla combustible se empobrece se generarán menores temperaturas en la combustión y en los gases quemados dentro del cilindro llevando a tener menos pérdidas por transferencia de calor en el proceso de expansión. Sin embargo, a medida que a la mezcla se le incremente el aire en exceso o cualquier otro diluyente, como los gases de escape recirculados, la temperatura de llama adiabática, el tiempo de desarrollo de la combustión y las tasas de liberación de calor disminuyen afectando negativamente la eficiencia [10].

Por otra parte, una ganancia de la eficiencia puede ser obtenida si se incrementa la relación de compresión, la cual está limitada por el fenómeno de combustión anormal. Mezclas pobres muestran mayores retrasos a la ignición lo cual efectivamente incrementa la resistencia a dicho fenómeno. Sin embargo, las variaciones ciclo a ciclo se incrementan a medida que la mezcla se hace más pobre, así muchos de los ciclos tienen menos sincronización presión-volumen que el óptimo. La velocidad de la llama es reducida cuando la mezcla se empobrece reduciendo el

proceso de volumen constante [16]. En general, los factores que hacen que la combustión pobre sea más eficiente son cancelados por otros factores que hacen el proceso menos eficiente.

2.3 Estructura de las llamas de premezcla turbulentas.

Durante el proceso de combustión en un motor de combustión interna se libera la energía almacenada en el combustible en un periodo de tiempo relativamente corto entre el proceso de compresión y el proceso de expansión produciendo una alta presión y alta temperatura de los gases quemados que se expanden dentro del cilindro transfiriendo trabajo al pistón. El proceso de combustión debe ser rápido, ocupando una pequeña fracción del total del tiempo del ciclo para que el proceso de conversión de energía sea efectivo, además de ser repetitivo, tal que las variaciones de un ciclo a otro sean apenas perceptibles [21].

En el proceso de combustión dentro del cilindro de un motor intervienen una combinación de fenómenos complicados que incluyen descargas eléctricas, oxidación de combustible, pérdidas por calor en geometrías complejas, y el rol de la turbulencia en variedad de escala de tamaños y tiempos [18].

El proceso de combustión comienza con una chispa en la bujía que tiene una escala de tiempo del orden de nanosegundos, generando un núcleo de alta temperatura del orden de un milímetro de diámetro entre los electrodos de la misma. El tamaño del núcleo generado por la chispa depende de la energía que la bujía libera a la mezcla combustible. La alta descarga genera temperaturas del orden de 60000 K [22] provocando una rápida conducción de calor a la mezcla combustible que se encuentre en los alrededores y también a los mismos electrodos. Favoreciendo el inicio de las reacciones exotérmicas del aire y el combustible.

El propósito del arco generado por la bujía es proveer la energía suficiente para generar un núcleo auto sostenible que garantice la propagación de la llama. Sin embargo, el perfil de temperaturas del arco parece influenciar el frente de llama del proceso de combustión permaneciendo en el proceso de reacción por un tiempo considerable [23].

El núcleo generado en la bujía produce la propagación de una llama a través del cilindro, al inicio la propagación de la llama se comporta como una llama laminar al menos cuando el motor trabaja en condiciones de velocidad media, después, ocurre una transición gradual de la llama para convertirse en una llama turbulenta [16, 17]. La turbulencia arruga y distorsiona la llama, incrementando la cantidad de reacciones en el frente en un factor sustancial. Estas distorsiones aumentan la tasa de quemado de la masa, sin embargo, las arrugas en la llama producen una distorsión local o “stretch” la cual disminuye la velocidad de difusión molecular dentro de la misma. La velocidad de la llama aumenta aproximadamente diez veces el valor de la velocidad de deflagración laminar [24], también hay resultados reportados por Keck quien observó que la velocidad de deflagración aumenta rápidamente de aproximadamente 1 m/s (velocidad característica de un frente de llama laminar esférico) a valores estables de aproximadamente 10 m/s característicos de las intensidades de turbulencia en el gas sin quemar [25]. Los tamaños del núcleo a los cuales este estado de turbulencia se alcanza parecen diferir entre algunos investigadores. Kalghatgi [26] usó técnicas Shlieren para medir las velocidades de deflagración

reportando que la llama se desarrollaba completamente cuando el radio de la misma llegaba a 11 mm . Resultados reportados por Beretta [24] usando técnicas fotográficas mostraron que la llama se desarrollaba completamente a los 20 mm , mientras Abraham [27] reportó que el tiempo requerido para que el frente de llama se desarrolle completamente tiene que relacionarse con el tiempo necesario para que el núcleo generado por la bujía tuviera el tamaño de la escala de turbulencia, el cual es del orden de 10 mm [6].

En la Figura 4 se muestra una representación de la estructura de la llama turbulenta donde se muestran parámetros característicos [21].

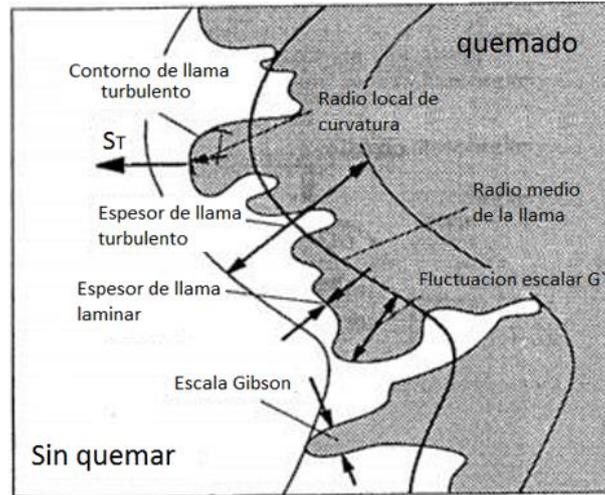


Figura 4. Parámetros característicos de una llama turbulenta [21].

Observaciones de la estructura de la llama principalmente por medio del método Schlieren o por medio de dispositivos laser muestran que temprano, en el proceso de combustión, la llama es delgada, moderadamente arrugada y siempre con una zona de reacción entre los gases quemados y sin quemar. El espesor del frente es aproximadamente 0.1 mm , la escala de las arrugas son típicas de 2 mm en velocidades de 1000 a 2000 rpm . A medida que la llama se propaga a través de la cámara, el espesor de la zona de reacción permanece casi constante, el frente de llama se vuelve más intrincado y la escala de las arrugas tiende a decrecer con el tiempo [18].

Las llamas de premezcla en mezclas combustible-aire-gases de recirculación, se caracterizan por una velocidad de deflagración laminar S_l , y un espesor de llama laminar δ_l . La velocidad de deflagración laminar es la velocidad a la que se propaga la llama en una mezcla combustible sin movimiento por delante de dicha llama, mientras que la definición más usada para el espesor de llama es $\delta_l = D/S_l$ en donde D es la difusividad molecular. Las llamas turbulentas se caracterizan por la media cuadrática de las fluctuaciones de velocidad denominada intensidad de turbulencia u' y las varias escalas de turbulencia del flujo que se encuentra por delante de la misma. Se usan varios parámetros adimensionales para caracterizar las llamas de premezcla turbulentas. El parámetro para definir la turbulencia es el número de Reynolds

$$Re_t = \frac{u' l_0}{\nu}$$

Donde l_0 es la escala integral y ν la viscosidad cinemática del fluido. Se definen los tiempos físico de mezclado turbulento τ_T y tiempo químico τ_L como:

$$\tau_T = \frac{l_0}{u}$$

$$\tau_L = \frac{\delta_l}{S_l}$$

Como ya se había mencionado, un impacto importante de la turbulencia es el “stretch” que sufre la llama o estrangulamiento de la zona de reacción. Este estrangulamiento es usualmente cuantificado por el producto del número de Lewis (Le), y el factor de Stretch de Karlovitz, (K). El número de Lewis es la razón entre la difusividad térmica α y la difusividad molecular D .

$$Le = \frac{\alpha}{D}$$

El número de Stretch de Karlovitz es la relación entre el tiempo químico τ_l y el tiempo de mezclado turbulento τ_T .

$$K = \frac{\tau_l}{\tau_T} = \left(\frac{1}{A_l} \frac{dA_l}{dt} \right) \tau_l = \left(\frac{u}{l_0} \right) \left(\frac{\delta_l}{S_l} \right)$$

Esta definición da una medida de la influencia del flujo turbulento en los procesos químicos que ocurren dentro de la llama. Mientras más alto sea el producto entre (LeK) más importante es el impacto del “stretch” en la velocidad de deflagración laminar. Bajo condiciones de operación normal este efecto es pequeño ($Le = 1$ para mezclas estequiométricas, K en ordenes de 0.1), sin embargo mezclas pobres incrementan el número de Lewis por encima de la unidad y altos regímenes de giro incrementan el factor de stretch. Estos efectos combinados pueden hacer que la llama se extinga [21]. De la definición del número de Karlovitz se pueden observar otras relaciones de interés, la relación δ_l/S_l es una medida de la distorsión local a la que la llama laminar está sujeta debido al flujo turbulento, la relación u'/l_c es una medida relativa de la fuerza de la turbulencia.

Pueden presentarse distintos tipos de llamas turbulentas. Para comprender bien los regímenes en los que puede entrar la llama es necesario entender que en un flujo se presentan simultáneamente varias longitudes de escala turbulenta. La escala más pequeña es la microescala de Kolmogorov l_K y representa los eddys más pequeños dentro del flujo, estos eddys rotan rápidamente y tienen una alta vorticidad provocando la disipación de la energía cinética del fluido en energía interna. En el otro extremo se encuentra la escala más grande del espectro, la escala integral l_0 , que caracteriza los eddys de mayor tamaño. Los diferentes tipos de estructura de la llama están gobernados por la relación entre las escalas de turbulencia l_K , l_0 y el espesor de llama laminar δ_l [28]. Los regímenes están definidos así:

A. *Llamas laminares arrugadas:* $\delta_l \leq l_K$

B. *Llamas en eddys:* $l_0 > \delta_l > l_K$

C. *Reacciones distribuidas:* $\delta_l > l_0$

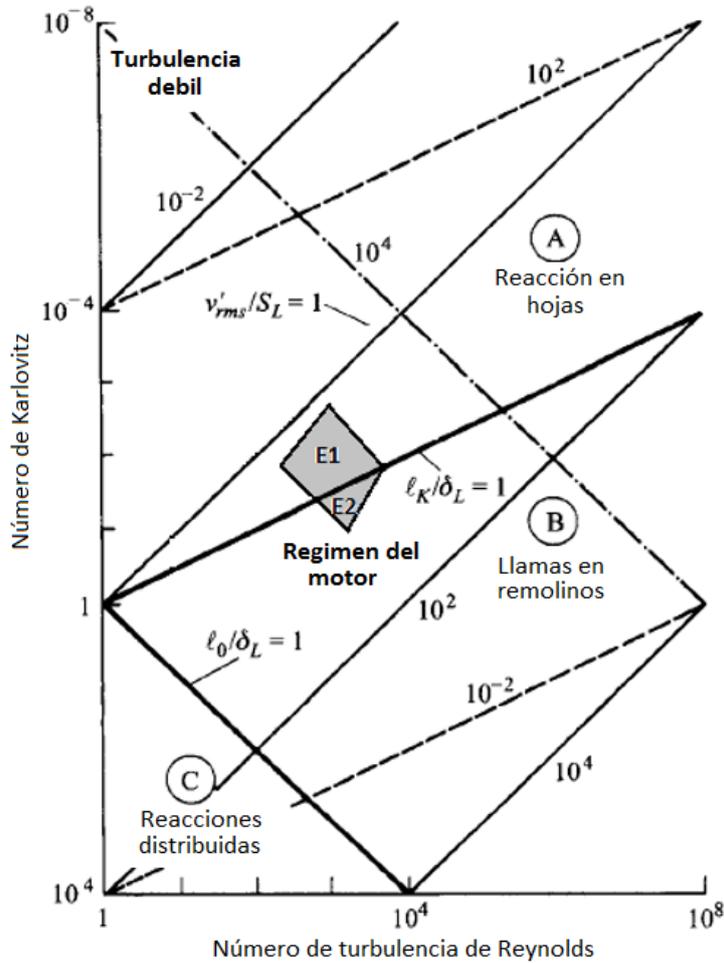


Figura 5. Diferentes regímenes de llamas turbulentas se muestran en la gráfica del número de Karlovitz contra el número de Reynolds [28].

En la Figura 5 se representa el número de Reynolds turbulento contra el número de Karlovitz y pueden verse los regímenes establecidos. También puede observarse una zona gris, la cual comprende los regímenes en los que pueden trabajar los motores de combustión interna. Esta zona se divide en dos partes, dependiendo del tamaño del espesor de llama laminar respecto al tamaño de la microescala turbulenta de Kolmogorov l_K . La zona E2, zona donde $l_K < \delta_l$, se debe en gran parte a valores bajos en la velocidad de deflagración laminar que resulta de altas tasas de gases recirculados en los ciclos de combustión. La zona E1, donde $\delta_l < l_K$, es la zona en que normalmente se encuentra la combustión de un motor [29][30][31][32], así se esperan llamas que después de desarrolladas tienen un aspecto arrugado debido al flujo turbulento como se mencionaba anteriormente [18].

El contorno de llama turbulento se asume como una zona delgada de reacción arrugada. Localmente, cada punto de este frente de llama se propaga hacia adelante dentro de la mezcla sin quemar a la velocidad de deflagración laminar S_L . Es importante aclarar que para que este modelo de llama arrugada sea válido, la escala de turbulencia de Kolmogorov l_K , la cual es la escala en la que la viscosidad molecular interfiere con el tamaño de los eddys, tiene que ser mayor que el espesor de llama laminar δ_l para que su estructura permanezca esencialmente sin perturbar, es decir en la zona E1 [21].

Cabe decir que la circulación del flujo por los electrodos puede mover el centro del núcleo de la llama fuera de los electrodos de la bujía, así ambos, la circulación de flujo y la turbulencia en los alrededores de la chispa generada por la bujía afectan la etapa de desarrollo del proceso de combustión. La propagación de la llama al exterior del núcleo se da aproximadamente de manera esférica bajo condiciones normales del flujo dentro del cilindro. A medida que la llama crece, el frente de llama hace contacto con las paredes de la cámara de combustión y localmente se extingue.

Los procesos de combustión en motores de encendido provocado tienen lugar en un flujo turbulento, esto permite obtener altas tasas de quemado por unidad de volumen. La velocidad y estructura que se genera a causa de la descarga eléctrica en la bujía depende del movimiento y composición de la mezcla combustible y de la geometría de la cámara de combustión [18].

Una relación útil entre la fracción de masa quemada x_b y la fracción de volumen quemado y_b puede ser obtenida por consideraciones de gas ideal:

$$y_b = \frac{\rho_u}{\rho_b} \left(\frac{x_b}{1 - x_b \left(1 - \frac{\rho_u}{\rho_b}\right)} \right)$$

En donde la relaciones de densidades entre mezcla sin quemar y mezcla quemada tiene un valor cercano a 4 para las condiciones de operación en un motor de encendido provocado, la relación entre las fracciones de masa y volumen quemado al interior de la cámara de combustión puede verse en la Figura 6 [18, 24].

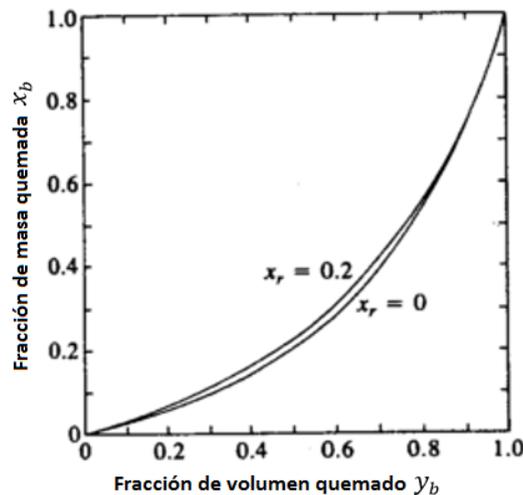


Figura 6. Relación entre la fracción de masa x_b quemada y la fracción de volumen quemado y_b en donde x_r la fracción de masa residual [18].

2.4 Velocidad de deflagración laminar.

La velocidad de deflagración laminar es una propiedad intrínseca de la mezcla combustible y se define como la velocidad relativa normal al frente de llama con la cual los gases sin quemar se mueven hacia el frente de llama y se transforman en productos bajo condiciones de flujo laminar. Los factores que gobiernan la velocidad de deflagración laminar de una mezcla combustible son la temperatura y los gradientes de concentración de especies entre la llama y la mezcla y de las propiedades termodinámicas. La velocidad de deflagración está dada por:

$$S_l = \frac{dm_b/dt}{A_f \rho_u}$$

En donde dm_b/dt es la tasa de quemado de combustible, A_f es el área del frente de llama y ρ_u es la densidad del combustible sin quemar. Debido a que bajo las condiciones de operación de un motor el espesor de la llama es del orden de 0.2 mm lo cual es mucho menor que las dimensiones características de donde esta se expande, la llama puede ser tratada como de espesor despreciable [18].

Mediciones de velocidad de deflagración laminar para el metano fueron obtenidas a condiciones de temperatura, presión y dosados típicos en motores de combustión interna por Metghalchi [33]. Los valores correspondientes fueron ajustados a la siguiente ecuación.

$$S_L = S_{L0} \left(\frac{T_u}{T_{u0}} \right)^\alpha \left(\frac{\rho_u}{\rho_{u0}} \right)^\beta$$

En donde S_L es la velocidad de deflagración laminar en cm/s , S_{L0} es la velocidad de deflagración laminar a las condiciones de referencia, T_u es la temperatura de la mezcla sin quemar en grados Kelvin, T_{u0} es la temperatura de referencia y es igual a 300°K , ρ_u es la densidad de la mezcla en g/cm^3 y ρ_{u0} es la densidad de la mezcla a 300°K y a 1 atm de presión dada en g/cm^3 , α y β son exponentes de ajuste que pueden verse en la Tabla 1.

La densidad de la mezcla sin quemar a una determinada presión, temperatura y dosado puede calcularse usando la siguiente ecuación:

$$\rho_u = \frac{0.012187 P}{T} \left(\frac{137.28 + 8\phi}{4.76 + 0.5\phi} \right)$$

En donde P es la presión de la mezcla en atmosferas, T es la temperatura de la mezcla en Kelvin y ϕ es el dosado de la mezcla. Suponiendo que la mezcla sin quemar sigue un proceso isentrópico a medida que la presión aumenta en el proceso de combustión se puede usar la siguiente expresión:

$$S_L = S_{L0} \left(\frac{\rho_u}{\rho_{u0}} \right)^\epsilon$$

$$\epsilon = \alpha (\gamma_u - 1) + \beta$$

Donde γ_u es la relación de calores específicos C_p/C_v . Esta última expresión solo aplica en los casos en donde la presión y temperatura iniciales sean las mismas de las condiciones de referencia.

En el estudio de Metghalchi [33] mezclas de metano-aire fueron quemadas en una bomba de combustión esférica a cuatro presiones iniciales 1, 2.04, 4.08 y 8.16 atm a dosados de 0.8, 1.0 y 1.2. En la Tabla 1 se muestran valores para α , β y ϵ para condiciones de temperatura inicial de 300°K.

Tabla 1. Coeficientes exponenciales para determinación de velocidad de deflagración laminar [33].

ϕ	$\alpha \pm \Delta\alpha$	$\beta \pm \Delta\beta$	$\epsilon \pm \Delta\epsilon$
0.8	1.53 ± 0.09	-0.38 ± 0.01	0.17 ± 0.01
1.0	1.29 ± 0.06	-0.26 ± 0.01	0.19 ± 0.01
1.2	1.52 ± 0.09	-0.38 ± 0.01	0.19 ± 0.02

En la Figura 7 se muestran las velocidades de deflagración laminar a las condiciones de referencia ($P_0 = 1 \text{ atm}$, $T_0 = 300\text{K}$) y sus respectivas medias cuadráticas.

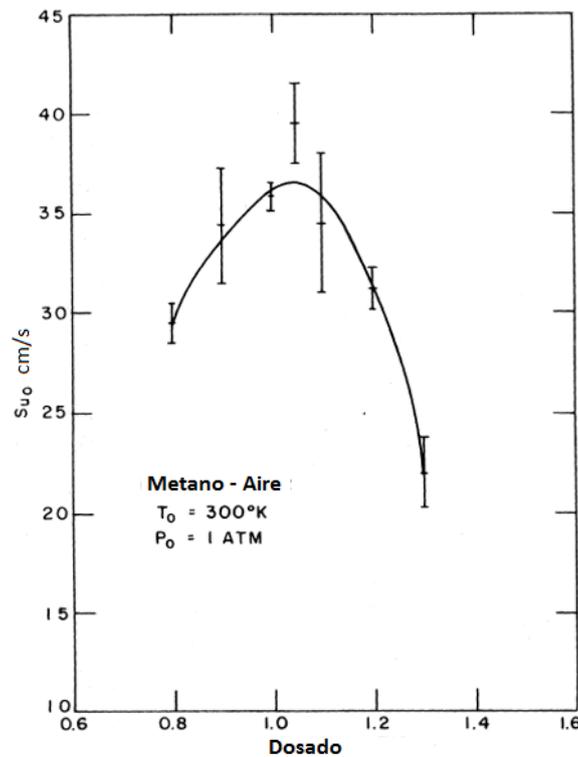


Figura 7. Velocidad de deflagración del metano a condiciones de referencia [33].

La ecuación para la curva de las velocidades de deflagración en las condiciones de referencia puede ser ajustada a un polinomio de grado 4 obteniendo la siguiente ecuación:

$$S_{L0} = 11.64 - 34.92 \phi + 74.88 \phi^2 + 40.79 \phi^3 - 56.2 \phi^4$$

Por otra parte, la presencia de gases de recirculación en el ciclo de combustión actúa como diluyentes causando una reducción sustancial en las velocidades de deflagración laminar debido a la disminución tanto en los poderes caloríficos de la mezcla como en las temperaturas de llama adiabática. La reducción en la velocidad de deflagración es esencialmente independiente del dosado, la presión y temperatura en los rangos de operación de los motores de combustión interna [18]. Una correlación para obtener la velocidad de deflagración según el porcentaje de gases recirculados es:

$$S_L(\tilde{x}_b) = S_L(\tilde{x}_b = 0)(1 - 2.06\tilde{x}_b^{0.77})$$

Donde \tilde{x}_b es la fracción molar de los gases de dilución. La correlación anterior fue obtenida por experimentación, donde el gas usado para diluir la mezcla combustible era una composición de 80% de N_2 y 20% de CO_2 , relación volumétrica [34].

2.5 Análisis termodinámico del proceso de combustión.

Para obtener una relación cuantitativa entre los aspectos geométricos del frente de llama y la curva de presión en la cámara de combustión es necesario tener un modelo termodinámico que permita relacionar la curva de presión con la tasa de liberación de calor del combustible en el proceso de combustión. Las suposiciones básicas del modelo de combustión son:

1. Dentro de la cámara de combustión, la carga se puede dividir en una fracción de masa quemada que separa la fracción de mezcla sin quemar por medio de una zona de reacción de volumen despreciable.
2. La presión es espacialmente uniforme a través de toda la cámara.
3. Tanto el gas quemado como el gas sin quemar obedecen a la ley de gases ideales con variaciones muy pequeñas de sus calores específicos.
4. La composición del gas sin quemar nunca cambia, mientras que los gases quemados se encuentran en equilibrio químico.
5. Los gases quemados dentro de la cámara se comprimen isentrópicamente.

Con estas suposiciones, y con submodelos usados para determinar la transferencia de calor fuera de la cámara, se resuelve la ecuación de energía para obtener la fracción de masa quemada en función de la presión. [35]

2.6 Correlación entre el modelo termodinámico y los parámetros geométricos de la llama.

Para tener un claro entendimiento del comportamiento del frente de llama turbulento dentro de la cámara de combustión, se introducen algunas otras variables geométricas que pueden verse con claridad en la Figura 8.

Bajo condiciones normales de la mezcla aire-combustible dentro de la cámara de combustión, la propagación de la llama generada por el núcleo de ignición (kernel) después del salto de chispa puede aproximarse a una forma esférica [36][25][18] con área superficial A_f , esta es una aproximación teórica al área superficial real del frente de llama A_l , en donde en una vista transversal al cilindro, el área enmarcada por el círculo de radio r_f sería la misma que el área encerrada por el frente de llama real. Por otra parte, mediciones realizadas a través de dispersión laser [37], y otros métodos, muestran que sigue habiendo liberación de calor dentro de la cámara incluso cuando el frente de llama se ha extinguido por completo [25][35] indicando que en el proceso de avance de la llama se generan “islas” de mezcla combustible las cuales se consumirán exponencialmente en la última fase de combustión.

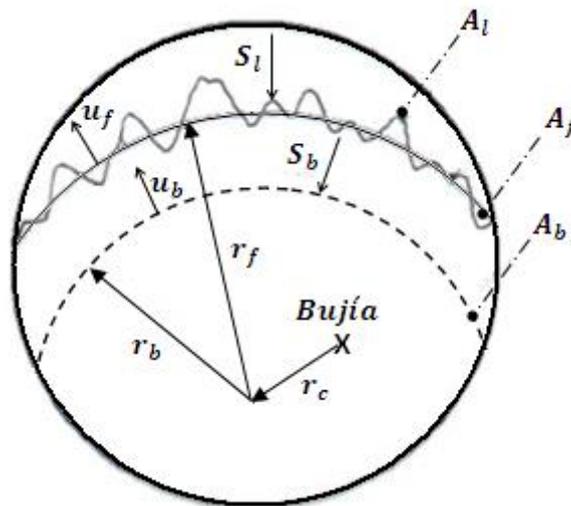


Figura 8. Parámetros geométricos del frente de llama turbulento y confinado.

1. Radio de los gases quemados r_b , definido por la expresión:

$$V_b(r_b, r_c, h)$$

En donde V_b es el volumen que contiene los gases quemados, r_c es la posición del centro de propagación de la llama y $h = v_v/A_p$ es la altura media de la cámara de combustión, v_v es el volumen de la cámara de combustión y A_p es el área del pistón, r_b es el radio de la superficie esférica concéntrica con el frente de llama que contiene el gas quemado.

2. Área esférica de quemado A_b .

$$A_b = \frac{\partial}{\partial r_b} V_b(r_b, r_c, h)$$

3. Área de quemado laminar A_l .

$$A_l = (dm_b/dt)/\rho_u S_l$$

En donde m_b es la masa quemada de combustible, ρ_u es la densidad de la mezcla sin quemar y S_l es la velocidad de deflagración laminar del combustible.

4. Velocidad media de expansión del frente de llama u_f .

$$u_f = (\partial A_c(r_f, r_c, x_c)/\partial t)/L_c$$

En donde A_c es el área encerrada por los círculos que mejor se ajustan al frente de llama y L_c es la longitud de arco de dichos círculos, esto es:

$$L_c = \partial A_c(r_f, r_c, x_c)/\partial r_f$$

5. Velocidad media de expansión de los gases quemados u_b .

$$u_b = (\partial V_b(r_b, r_c, h)/\partial t)/A_b$$

6. Velocidad de quemado S_b .

$$S_b = (dm_b/dt)/\rho_u A_b$$

7. Velocidad media del gas u_g .

$$u_g = u_b - S_b$$

Así, de las definiciones mostradas junto con las ecuaciones del diagnóstico termodinámico es posible obtener:

$$u_b = \left(\frac{\rho_u}{\rho_b} (1 - y_b) + y_b \right) S_b$$

En donde y_b es la fracción volumétrica de gases quemados.

2.7 Correlaciones y ecuaciones del modelo de quemado turbulento.

Los modelos de combustión turbulenta se usan para explicar algunos de los resultados experimentales; por ejemplo cómo el tiempo de ignición puede afectar los tiempos de consumo de masa y las variaciones ciclo a ciclo. La combustión de carga homogénea en un motor de

combustión es comúnmente dividida en tres partes. La primera fase es de quemado laminar, la cual es cuando el núcleo de la llama aún puede ser influenciado por la turbulencia, puede ser considerado el 1% de la fracción de masa quemada. La segunda fase es de quemado turbulento en la cual hay un frente de llama más grande con bolsas de mezcla sin quemar que entran a través del frente de llama. Y por último una fase de quemado final en la cual la mezcla dentro de las fronteras de la cámara y el pistón aún sigue quemándose en tasas muy bajas debido al bajo nivel de movimiento del fluido y a las bajas temperaturas [23].

Para el estudio del desarrollo del frente de llama y de las características geométricas del mismo, se usará un modelo teórico del desarrollo de una llama de combustión turbulenta realizado por Blizard y Keck [35]. Este se basa en asumir que la turbulencia se modela considerando eddys sin quemar dentro del frente de llama durante la propagación de la misma.

Si en la ignición se asume que el volumen dentro de la cámara tiene una distribución espacial homogénea de los eddys persistentes, el proceso de combustión puede verse como la propagación de un frente de llama con espesor finito a través de la mezcla combustible a una velocidad determinada por la tasa a los cuales los eddys entran a la misma u_e . En el modelo se asume que los eddys que entran se inflaman inmediatamente debido al transporte difusivo de radicales H , OH y O entre los eddys adyacentes y luego se queman a la velocidad de deflagración laminar S_l en un tiempo característico τ_b .

$$\tau_b = l_t/S_l$$

Donde l_t es el radio característico de los mismos. Este enfoque elemental incorpora los efectos de la velocidad del motor, su geometría, tamaño y avance de la chispa en la determinación de l_t , mientras que el termino S_l determina la estequiometria, tipo de combustible, fracción de residuales, densidad de la mezcla de entrada y el avance de chispa.

Por otro lado, los resultados experimentales de Keck se usaron para derivar un conjunto de dos ecuaciones de quemado de masa en motores de combustión de encendido provocado las cuales correlacionan la geometría del motor y con los parámetros de operación del mismo.

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_u A_f S_l + \frac{\mu}{\tau_b}$$

$$\frac{d\mu}{dt} = \rho_u A_f u_t - \frac{\mu}{\tau_b}$$

Donde

$$\mu = \rho_u l_t (A_l - A_f) = m_e - m_b$$

μ es la cantidad de masa que aún no se ha quemado dentro del frente de llama turbulento y u_t es una velocidad característica.

Para completar el conjunto de ecuaciones se usa una ecuación empírica para relacionar el radio del frente de llama promedio r_f con el radio del frente de los gases quemados r_b partiendo de observaciones experimentales que indican que $r_f/r_b \rightarrow 1$ cuando $r_f \rightarrow 0$ y que $(r_f - r_b) \rightarrow u_t \tau_b$ cuando $r_b \rightarrow \infty$.

$$r_f = r_b + u_t \tau_b \left(1 - \exp \left(- \left(\frac{r_b}{u_t \tau_b} \right)^2 \right) \right)$$

Es importante aclarar que este modelo de propagación de llama tiene cuatro casos límite:

1. Carga inactiva: $u_t \rightarrow 0$ ó $l_t \rightarrow \infty$

$$S_b = S_l$$

2. Estado cuasi-estable: $\frac{d\mu}{dt} \cong 0$

$$S_b = u_t + S_l$$

3. Quemado inicial: $t < \frac{l_t}{u_t}$

$$\frac{S_b}{S_l} = 1 + \frac{\rho_b u_t r_f}{3\rho_u S_l l_t}$$

4. Quemado final: $t > t_F$ ($A_f = 0$)

$$\frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_{bF}} = e^{-(t-t_F)/\tau_b}$$

Donde el subíndice F denota las condiciones en el punto donde $A_f = 0$.

Cabe aclarar que aunque el modelo de quemado turbulento desarrollado por Blizard y Keck [35] es originalmente un modelo que permite obtener un perfil de velocidad de quemado de mezcla combustible, ese modelo también permite obtener algunos parámetros geométricos de la llama generada en la combustión como el radio de los gases quemados y tiempos de quemado en la etapa final. En este trabajo no se utilizarán dichas relaciones como base para predecir las tasas de quemado; en cambio, serán útiles para observar el comportamiento de las características geométricas de la llama y de los tiempos de quemado de la carga cuando se presentan inestabilidades de combustión.

2.8 Modelo geométrico de propagación de la llama.

Se requiere de un modelo geométrico que permita calcular el área del frente de llama durante la combustión el cual se asume esférico y centrado en el punto en donde se encuentra la bujía. El área del frente de llama se obtiene mediante la obtención del volumen de los gases quemados

durante la combustión, teniendo en cuenta la extinción de la llama al momento de tocar las paredes de la cámara de combustión. Curto-Risso y su equipo realizaron un trabajo [38] en el cual hallan el área del frente de llama A_f con el objetivo de solucionar las ecuaciones planteadas por Keck en su modelo de predicción de la velocidad de quemado de masa de mezcla combustible [25]. Aunque nuestro objetivo no es el de la predicción de la velocidad de quemado de masa dentro de la cámara de combustión, dichas ecuaciones nos sirven para acoplar las curvas de quemado de masa de combustible obtenidas mediante el diagnóstico de combustión de las curvas de presión y obtener la geometría de la llama dentro de la cámara dentro del cilindro.

En la Figura 9 se muestran los parámetros geométricos que incidirán en la predicción de la geometría del frente de llama dentro de la cámara de combustión, pueden verse tres parámetros importantes, h corresponde a la altura del volumen disponible dentro de la cámara, R_f es el radio del frente de llama y R_c es la distancia del centro del cilindro a la posición de iniciación del kernel, en donde la combustión comienza su desarrollo. Cuando se asume que la turbulencia o que el flujo dentro de la cámara de combustión no afectan la posición en donde se desarrolla el núcleo de la llama, entonces R_c representa la posición en la que está colocada la bujía. Es claro que hay una fuerte dependencia del frente de llama con la distancia R_c , a medida que este valor se acerca al radio del cilindro, el frente de llama se demorará menos en alcanzar la pared del cilindro, así, el área se reduce. Cuando el valor de R_c se aproxima a cero, el frente de llama se demora un poco más en llegar a las paredes y se desarrolla un área mayor.

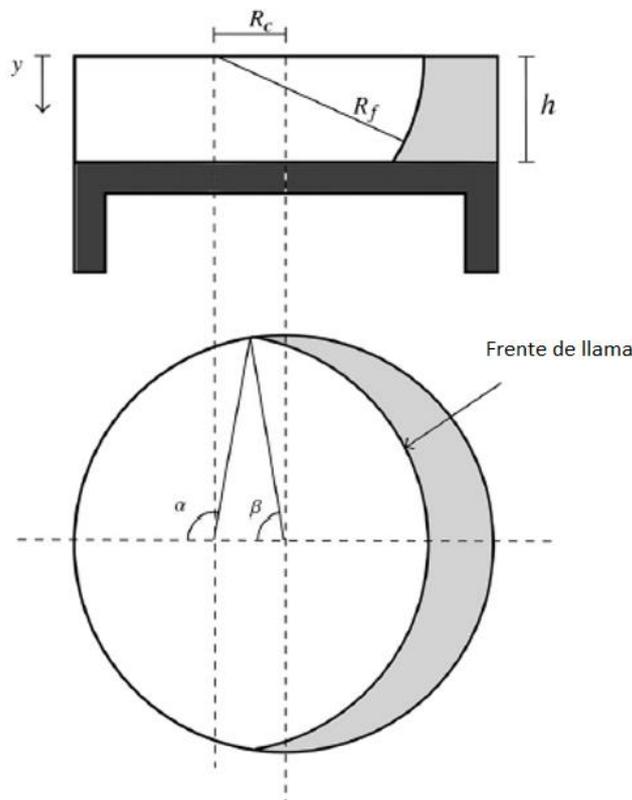


Figura 9. Definiciones geométricas para el cálculo del radio y el área del frente de llama [38].

La relación entre masa de combustible quemado y el volumen de los gases quemados está dada por:

$$V_f = V_b + \frac{m_e - m_b}{\rho_u}$$

En donde $V_b = m_b / \rho_b$. Así entonces, Curto-Risso encuentra ecuaciones matemáticas para el cálculo de siete posibles configuraciones distintas de la evolución del frente de llama en el proceso de combustión [38] las cuales pueden verse en la Figura 10. Las ecuaciones matemáticas se muestran en el capítulo 4.

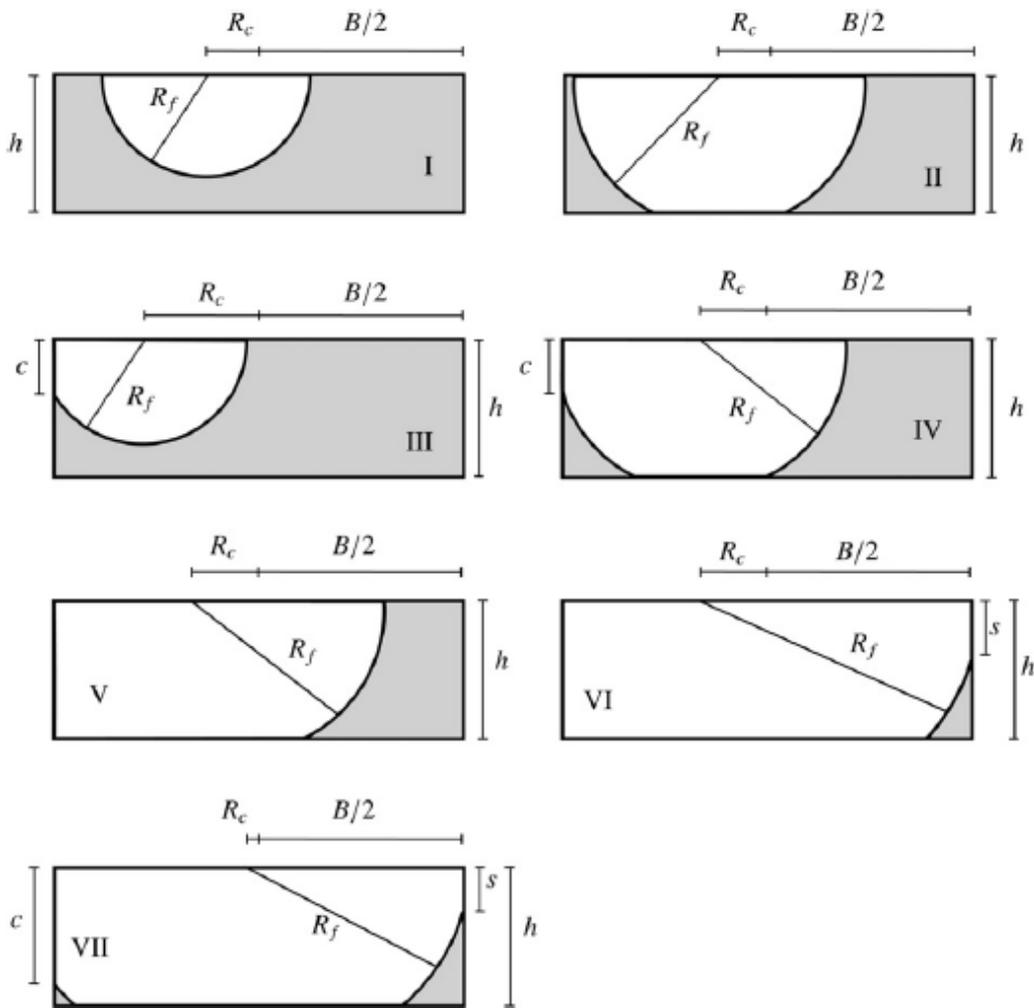


Figura 10. Posibles configuraciones del frente de llama dentro del cilindro [38].

2.9 Inestabilidades de combustión

De los varios procesos de combustión anormal en la práctica hay dos fenómenos que son importantes a considerar, estos son la detonación y la ignición de superficie. Estos fenómenos de combustión anormal deben ser considerados porque cuando son severos pueden causar un daño grave a las partes del motor, además, se consideran fuentes objetables de sonido por parte de las personas que operan el motor.

La detonación o “knock” es el nombre dado al sonido que se produce en la estructura interna del motor cuando se presenta una ignición espontánea en la mezcla residual de aire combustible a donde aún el frente de llama generado por la chispa de la bujía no ha llegado. Cuando esto ocurre, se genera una rápida liberación de energía, causando aumentos locales de presión dentro del cilindro y, por ende, propagación de ondas de presión a través de la cámara de combustión.

Otro tipo de combustión anormal es la ignición de superficie, esta se da debido a la ignición de mezcla aire combustible en puntos calientes en las paredes de la cámara de combustión, tales como en la bujía, o en las válvulas, por medios diferentes a la descarga de la chispa en la bujía. Este fenómeno puede ocurrir antes o después del salto de chispa. Cuando se da ignición de superficie se desarrolla un frente de llama turbulento en cada uno de los puntos calientes de manera análoga a como se desarrolla en una ignición normal por chispa.

Debido a que el fenómeno de ignición espontánea que causa la detonación se rige por la temperatura, presión y composición de la mezcla aire-combustible, pueden darse combinaciones de ambos fenómenos, detonación e ignición de superficie simultáneamente.

La ocurrencia y severidad de la detonación depende de la resistencia a la auto-ignición que el combustible tenga y a las características antidetonantes del motor en sí. La habilidad de un combustible para resistir la detonación es medida según su número de octano en combustibles líquidos y por el número de metano en combustibles gaseosos; entre más grande sea este número, más alta será su resistencia.

El número de octano del combustible requerido por un motor para su correcto funcionamiento depende de cómo este fue diseñado y de las condiciones de operación que afecten la temperatura y presión del gas sin quemar por delante del frente de llama, así como del tiempo requerido para quemar la carga dentro del cilindro, así, la tendencia a detonar depende tanto de la calidad del combustible disponible como de la habilidad del diseño del motor para lograr la combustión deseada, llevando la propensión a detonar al mínimo [18].

Para tener un mejor entendimiento del fenómeno de detonación, tiene que aclararse el papel de los centros exotérmicos que se generan en el gas sin quemar con relación a la propagación de la llama generada por la chispa en la bujía. Por esto se usan medidas de emisiones de luminiscencia química para analizar las reacciones causadas por la auto-ignición del gas sin quemar, Spicher y otros [39] usaron fotografías Schlieren de alta velocidad y técnicas de fibra óptica para investigar la propagación de las ondas de presión durante un ciclo de combustión con detonación, mientras, Shoji y otros [40] usaron emisión de luz y características de absorción a longitudes de onda

correspondientes al espectro de radicales OH^* , CH^* y C_2^* , mostrando que durante la combustión con detonación los radicales OH^* se producen antes a comparación con una combustión convencional, pero sus valores se incrementan con la aparición de autoignición.

Nobuyuki y otros [41] hicieron un estudio donde se demuestra que los nucleos en donde se presenta autoignición y la intensidad de las oscilaciones pueden ser visualizados con camaras de alta velocidad como lo muestra la Figura 11 en la cual se muestran una serie de imágenes a diferentes ángulos del cigüeñal, la parte superior de la imagen es para un ciclo normal (Presión inicial de 50 KPa y salto de chispa a 350°) y la parte inferior para un ciclo donde se presenta el fenomeno de knock (Presión inicial de 60 KPa y salto de chispa a 345°).

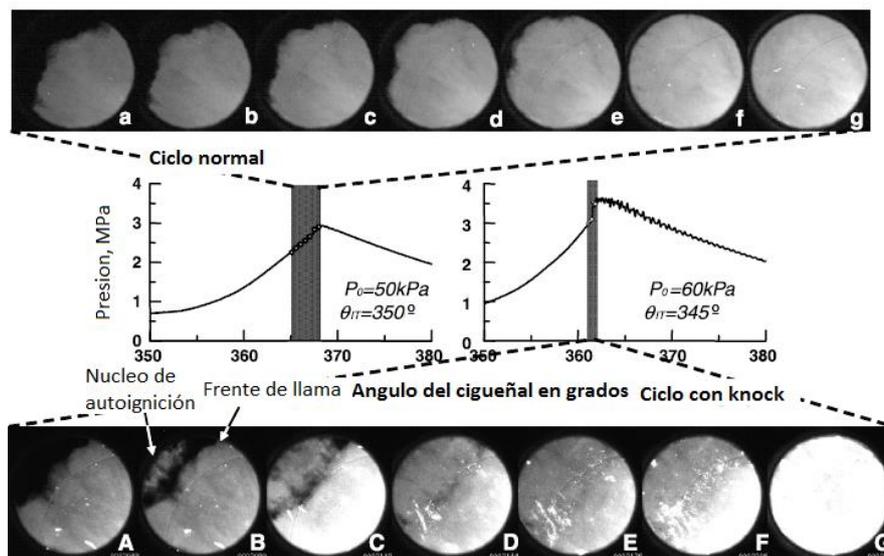


Figura 11. Imágenes de alta velocidad en relación con la presión dentro del cilindro para una combustión normal y una con combustión con detonación [41].

Aunque el sitio donde aparecen los nucleos de auto-ignición fluctuan ciclo a ciclo, estos siempre aparecen cerca de la curvatura negativa de el frente de llama regular como lo muestra la Figura 12. Cabe decir que bajo un ciclo normal este frente nunca tiene una curvatura negativa, esto sugiere que dicha curvatura es causada por la aparición de los nucleos de autoignición, tal vez debido a que la baja temperatura en la cinetica química detiene la propagacion regular del frente de llama, aunque tambien debe ser considerado que la inestabilidad hidrodinámica bajo altas presiones pueden afectar la curvatura de un frente de llama regular.

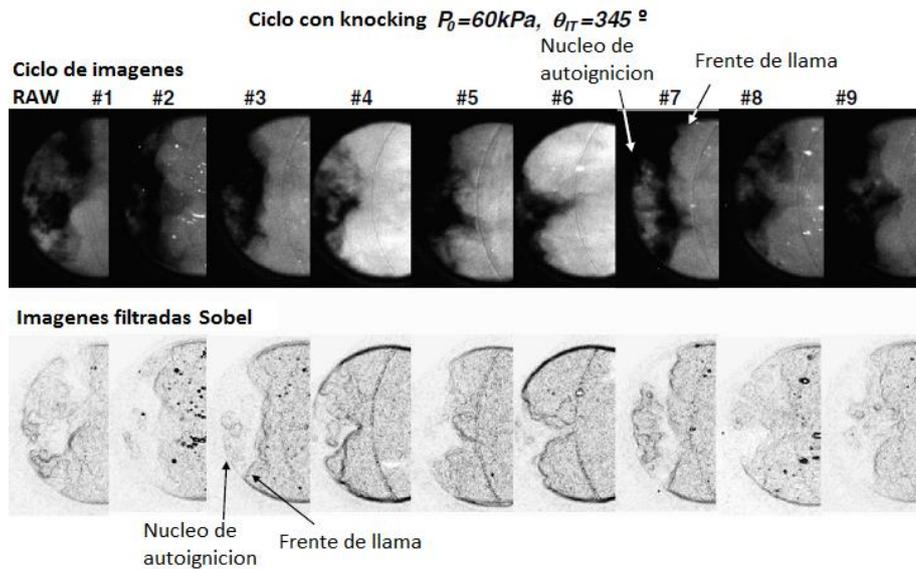


Figura 12. Imágenes ciclo a ciclo de un núcleo de auto-ignición en la región del gas sin quemar [41].

En este estudio también fue analizada la intensidad de los radicales OH^* y $HCHO^*$, mostrando que una pequeña cantidad de estos es producida antes de la aparición de los núcleos de auto-ignición como lo muestra la Figura 13, estos son relacionados a la baja temperatura química, esto muestra que los radicales OH^* juegan un rol importante en la cinética química de bajas temperaturas, siendo un buen indicador de la transición de la baja temperatura química a altas temperaturas de autoignición.

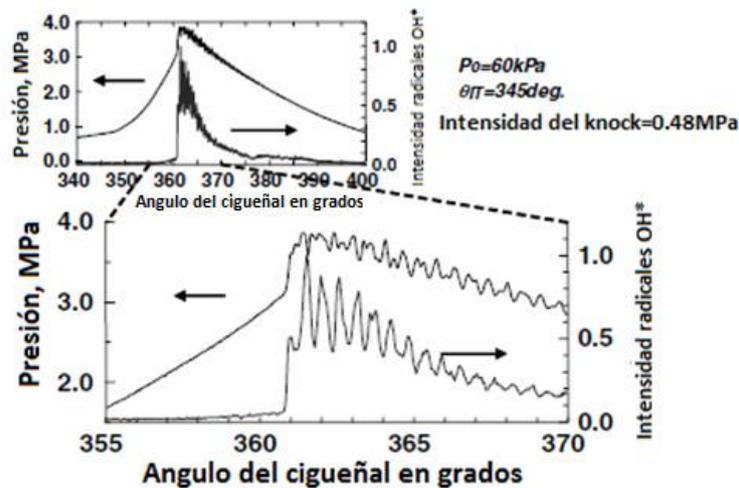


Figura 13. Oscilación de los radicales OH^* junto con la presión dentro del cilindro [41].

La técnica más aplicada para estudiar el fenómeno de detonación es por medio del análisis de la presión dentro de la cámara en la etapa de combustión usando cadenas de medición por sensores piezoeléctricos. La curva de presión arrojada por la cadena de medición se adquiere y se digitaliza, luego, por medio de un filtro de medias móviles (el cual ha mostrado buenos resultados además de ser eficiente numérica y computacionalmente) se aplica produciendo una curva más suave que la curva original. Luego, la curva suave es sustraída de la curva original produciendo una curva de desviaciones que muestra los picos de presión para cada ángulo del cigüeñal como puede observarse en la Figura 14.

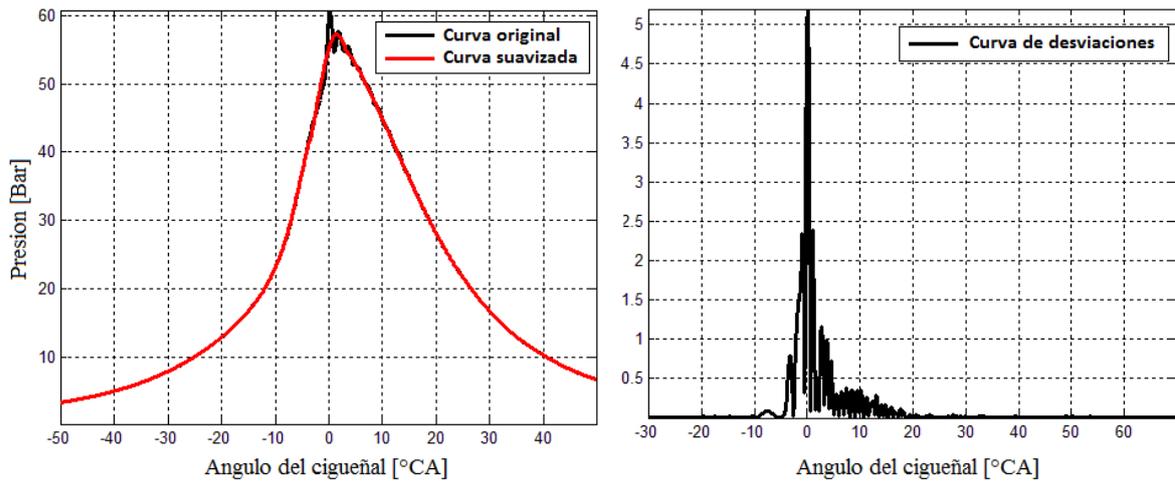


Figura 14. Procedimiento para la obtención del pico de detonación.

El promedio de la amplitud de los picos de presión es el resultado fundamental que se usa para la evaluación de la detonación o del “knocking”, pero hay otros análisis y cálculos adicionales que se realizan con el fin de mejorar la evaluación de los resultados. El proceso incluye la rectificación de los picos de presión para que todos los valores de desviación queden positivos. Esta curva rectificada puede luego ser integrada. De estos valores, de la curva rectificada, y el valor de su integral pueden obtenerse dos importantes resultados representativos tanto de intensidad (picos de presión) como de energía (integral) del fenómeno de detonación en cada ciclo. [42]

2.10 Variaciones cíclicas en la combustión, quemado parcial y fallo en el encendido

Observaciones en la presión en el cilindro contra el tiempo en un motor de encendido provocado para varios ciclos de operación sucesivos muestran variaciones sustanciales en cada uno de estos. Esto indica que se presentan variaciones sustanciales en el proceso de combustión pues el desarrollo de la presión está únicamente relacionado con el proceso de combustión. Además de esas variaciones en cada uno de los cilindros individuales, puede haber diferencias significativas en el proceso de combustión y del desarrollo de la presión entre cilindros en un motor multicilíndrico. Las variaciones cíclicas en el proceso de combustión son causadas por la variación en el movimiento de la mezcla dentro del cilindro en el momento en que se da la chispa, variaciones en la cantidad de aire y combustible introducidos en el cilindro cada ciclo, variaciones en la mezcla de mezcla fresca y gases residuales dentro del cilindro en cada ciclo, especialmente en la vecindad de la bujía. Las variaciones entre los cilindros son causadas por diferencias en esos mismos fenómenos, cilindro a cilindro.

Las variaciones ciclo a ciclo en el proceso de combustión son importantes por dos razones. Primero, ya que el tiempo óptimo de salto de chispa se coloca según el ciclo “promedio”, ciclos más rápidos que el promedio tienen efectividad sobreavanzada en el tiempo de chispa, y ciclos más lentos tienen retraso en el tiempo de chispa, provocando pérdidas en la potencia y eficiencia del motor. En los ciclos de quemado más rápido, con sus tiempos de avance chispa muy altos, es más probable que se presente el fenómeno de detonación. Así, esos ciclos son los que establecen

los límites de operación pobre del motor o limitan la cantidad de gases de recirculación (usado para control en las emisiones de NO) que el motor tolerará.

Diferentes medidas de variaciones ciclo a ciclo en la combustión son usadas. Estas pueden ser definidas en términos de las variaciones de la presión en el cilindro entre diferentes ciclos, o en términos de las variaciones en detalles del proceso de quemado que causan diferencias en la presión. Las siguientes magnitudes son usadas:

1. Parámetros relacionados con la presión. Presión máxima en el cilindro P_{max} , el ángulo del cigüeñal al cual se encuentra la máxima presión $\Theta_{P_{max}}$, la máxima tasa de aumento en la presión $(dp/d\Theta)_{max}$, el ángulo del cigüeñal en cual dicha tasa aparece, la presión media indicada.
2. Parámetros relacionados con la tasa de quemado. La máxima tasa de liberación de calor, la máxima tasa de quemado de masa, el ángulo de desarrollo de llama $\Delta\Theta_d$ y el ángulo de quema rápida $\Delta\Theta_b$, fracciones de masa quemada referentes al proceso de inicio, desarrollo y extinción del proceso de combustión.
3. Parámetros relacionados con la posición del frente de llama. Radio de la llama, frente de llama, volumen quemado en todo tiempo, tiempo de llegada de llama a determinados puntos.

Las magnitudes relacionadas con la presión son fáciles de determinar; sin embargo, la relación entre las variaciones en las tasas de combustión y las variaciones en la presión dentro del cilindro son complejas [43]. Esto porque la rapidez de variación de la presión es sustancialmente afectada por rapidez de variación en el volumen del cilindro, así como de la rapidez de quemado. Los cambios en las fases del proceso de combustión relativos a la posición del cilindro, así como cambios en la forma y magnitud de las tasas de liberación de calor afectan la presión.

La presión media efectiva indicada neta, ($IMEP_n$) por sus siglas en inglés, es una medida directa del trabajo hecho por los gases. La presión es medida por un transductor y el cambio de volumen es calculado usando el ángulo del cigüeñal y la geometría del motor. La IMEP es medida desde el inicio del ciclo de compresión y hasta el final del ciclo de expansión y omitiendo el trabajo de bombeo (Traver, 1994). La IMEP para un ciclo se calcula de acuerdo con la siguiente expresión:

$$IMEP_n = \frac{\int PdV}{V_d}$$

La estabilidad en la operación del motor es generalmente definida usando el coeficiente de variación de la IMEP (COV_{IMEP_n}), este valor es determinado por la desviación estándar de la $IMEP_n$ para varios ciclos, de acuerdo con la siguiente expresión:

$$COV (IMEP_n) = \frac{\sigma_{IMEP_n}}{IMEP_n} * 100$$

Un mayor valor de $COV (IMEP_n)$, lleva a una mayor variabilidad ciclo a ciclo del motor. Las opiniones respecto los valores máximos aceptados para el coeficiente de variación correspondiente a una operación regular aceptable del motor varía de motor a motor. Algunos autores hablan de valores máximos de 10% [18] mientras otros mencionan que este valor debe permanecer máximo entre 3% y 5% [44]. También podría definirse como parámetro de

variabilidad la desviación estándar normalizada de la presión media indicada ($desvn (IMEP_n)$) el cual toma como referencia la presión media indicada de un ciclo en motor arrastrado ($IMEP_a$) así:

$$desvn (IMEP_n) = \frac{\sigma_{IMEP_n}}{IMEP_n - IMEP_a} * 100$$

Cabe mencionar que el COV no solo puede definirse para la presión media indicada, este parámetro también es útil para medir la magnitud de la variabilidad de cualquiera de los parámetros relacionados con la variación cíclica mencionados antes.

Debido a que la dispersión ciclo a ciclo no solo se ve afectada por la aparición de ciclos con apagado parcial o total, sino también por otros factores tales como la aparición de detonación, se define el valor más bajo normalizado de la IMEP, LNV IMEP por sus siglas en inglés (Lowest Normalized Value). Este parámetro es un indicador de la aparición de ciclos apagados parcial o totalmente.

$$LNV IMEP = \frac{IMEP_{min}}{IMEP} * 100$$

En donde $IMEP_{min}$ es la magnitud de la presión media indicada más baja de todos los ciclos grabados para el punto de operación, y la IMEP es el valor promedio de la presión media indicada de todos los ciclos. Un valor del LNV IMEP **por debajo de cero** indica ciclos apagados. Valores por debajo del 80% indica la aparición de ciclos parcialmente apagados [44]. Sin embargo, este parámetro no muestra mucha información de la combustión en general, pues el valor $IMEP_{min}$ solo es la información de un solo ciclo en el proceso, este valor no da cuenta de todos los demás ciclos.

Las variaciones ciclo a ciclo son evidenciadas desde el comienzo del proceso de combustión. La dispersión en las tasas de quemado también es evidente en el proceso de combustión. Se han evidenciado tres factores que influyen en dicha dispersión.

1. Variaciones en el movimiento del flujo de gas en el cilindro durante la combustión ciclo a ciclo.
2. Variaciones en la cantidad de combustible y gases de recirculación en el cilindro ciclo a ciclo.
3. Variaciones en la composición de la mezcla dentro del cilindro, especialmente cerca de la bujía debido a variaciones en el mezclado entre el aire, combustible, gases de recirculación y gases residuales.

Las variaciones del campo de velocidad dentro del cilindro a través del ciclo y de un ciclo a otro contribuyen en gran medida a variaciones en el movimiento inicial del centro de la llama desde que comienza en el núcleo de ignición generado por la bujía y en la tasa de crecimiento de la llama, también puede afectar la tasa de quemado incluso cuando la llama ya se ha desarrollado y ha llenado sustancialmente gran parte de la cámara de combustión. Variaciones en el movimiento del gas cerca de la bujía generan una convección en la llama en sus etapas iniciales de crecimiento en diferentes direcciones y a diferentes velocidades ciclo a ciclo. Esto afecta la interacción de la llama con las paredes del cilindro cambiando el desarrollo del área del frente de llama con el

tiempo. Variaciones en las fluctuaciones turbulentas de velocidad del fluido cerca a la bujía pueden provocar variaciones en la tasa de quemado a la cual el pequeño núcleo de la llama de quemado laminar se desarrolla hasta convertirse en una llama turbulenta. Variaciones en el flujo a través de la cámara de combustión produce diferencias en la forma del frente de llama, lo que produce diferencias en los niveles de turbulencia que afectan la velocidad de propagación del frente de llama [18].

Debido a que el desarrollo del núcleo de ignición tiene extremada importancia para el correcto proceso de desarrollo y propagación de la llama a lo largo de todo el ciclo se han desarrollado modelos fundamentales que intentan predecir el comportamiento de los mismos. Maly y otros [45] y Sher y otros [46, 47] han desarrollado modelos que esencialmente incorporan procesos secuenciales individuales en tiempos de escala apropiados para predecir el tamaño y la temperatura del gas del núcleo de ignición generado por una chispa inicial basados en gran parte en la energía eléctrica depositada durante la fase de ignición. El modelo comienza desde el balance de masa y energía en la formación del núcleo de ignición junto con la primera ley de la termodinámica (Figura 15).

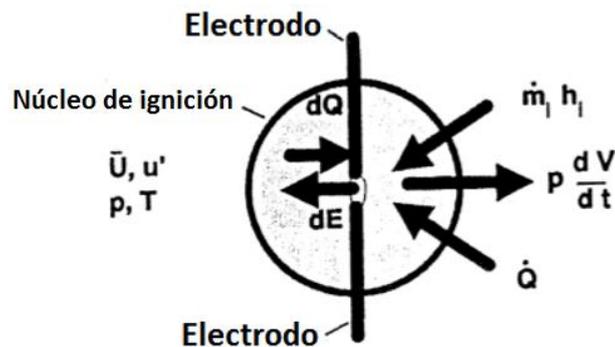


Figura 15. Frontera del sistema termodinámico del modelo de contorno del desarrollo de la llama [45].

En el modelo desarrollado por Maly y otros se tienen las siguientes suposiciones:

- La presión es uniforme en la región quemada y sin quemar.
- La ley de gas ideal es aplicable.
- El volumen del núcleo de ignición es mucho más pequeño que el volumen de la cámara de combustión.
- El gas quemado se encuentra en equilibrio químico.
- Para simplificar, solo se usan los valores medios de las propiedades termodinámicas los cuales pueden ser fácilmente remplazados por valores detallados en cálculos numéricos.

Cabe mencionar que en este estudio no se tendrán en cuenta los problemas que puedan presentarse en la formación y desarrollo del núcleo de ignición, sin embargo, se realizara en estudios posteriores debido a su gran importancia en la aparición de las variaciones cíclicas dentro del proceso de combustión.

Capítulo 3

Fase experimental

3.1 Celda de ensayos

Con el fin de desarrollar los objetivos planteados se realiza el montaje experimental que se muestra en la Figura 16. Las características técnicas más importantes de los equipos utilizados se resumen en los anexos.

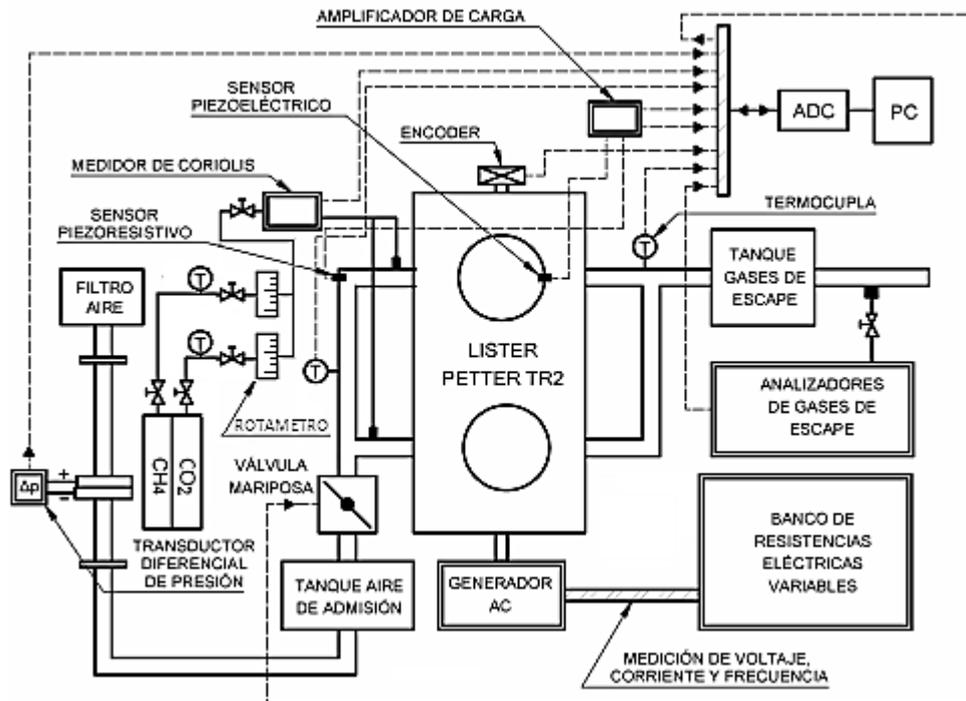


Figura 16. Montaje experimental.

El motor utilizado en las pruebas es un motor que trabajaba originalmente en modo diésel, el motor *Lister-Petter TR2* es de inyección directa con 1500 cm^3 y fue modificado para trabajar como un motor de encendido provocado conservando la misma relación de compresión, tiempos de apertura y cerrado de las válvulas que venían originalmente y sus pistones originales. La cámara de combustión tiene forma semiesférica y el pistón en su cabeza tiene labrada una cámara de combustión la cual no fue modificada. Las válvulas en la cabeza del cilindro son operadas por balancines y seguidores. La bujía fue colocada cerca al centro de la cámara de combustión. El motor fue acoplado a un generador eléctrico Leroy Somer el cual se encarga de generar carga en el motor. La Tabla 2 muestra las características técnicas más importantes del motor.

Tabla 2. Características técnicas del motor.

Fabricante	Lister Petter
Designación	TR2 - 4T
Tipo de Inyección	Inyección Directa (DI)
Operación Original	Motor Diesel (MEC)
Operación Actual	Motor a Gas (MEP)
Numero de Cilindros	2 Cilindros
Refrigeración	Por Aire
Aspiración	Natural
Cilindrada	1550 cm ³
Relación de Compresión	15.5 : 1
Diametro x Carrera	98.42 x 101.6 mm
Potencia Nominal	3 kw @ 2500 rpm

3.1.1 Medición de presión en el cilindro

En la culata del motor se instaló un captador de presión piezoeléctrico *Kistler tipo 6125C* con un rango de medición de presión de 0 a 250 bares el cual fue previamente calibrado. La medida de la presión dentro de la cámara de combustión es uno de los parámetros más importantes dentro de la experimentación pues de esto dependen en gran medida los resultados sobre los parámetros indicados del motor.

La presión en el captador de presión se calcula de acuerdo a una fuerza proporcional que se transfiere a un cristal de cuarzo que produce una carga eléctrica bajo carga. Esta señal luego es transformada a una señal de voltaje y amplificada por medio de un amplificador *Kistler 5064B* para luego ser acondicionada mediante un acondicionador *Kistler SCP 2853A120*.

3.1.2 Medición de presión en la admisión

La presión en la admisión es medida por un sensor piezorresistivo *Kistler 4005A* el cual es ubicado en el múltiple de admisión. El captador piezorresistivo consta de un diagrama elástico de silicio el cual se defleca bajo el efecto de la presión, un puente Wheatstone hecho de semiconductor está dentro del diafragma. Debido a que este puente esta desbalanceado en proporción a la presión aplicada, se produce un voltaje proporcional a ésta. La medición de la presión en el colector de admisión se realiza con el objetivo de referenciar la señal de presión dentro de la cámara de combustión. La señal de presión en el ducto de admisión luego es amplificada por un amplificador *Kistler 4665B* para luego ser acondicionada mediante un acondicionador *Kistler SCP 2853A120*.

3.1.3 Medición del ángulo de giro del cigüeñal

Para la medición del Angulo de giro del cigüeñal se utiliza un codificador angular *Kistler 2614B4* el cual consta de un disco indicador de precisión y 360 marcas de ángulo con una precisión de 0.1 grados las cuales se escanean por una celda fotoeléctrica. La información del ángulo es

transmitida por pulsos de luz desde el codificador angular a través de un cable óptico hacia un emisor-receptor electrónico. El encoder se acopla mecánicamente al eje del cigüeñal. Se usa una medición de 0.1 grados para garantizar una buena medida del fenómeno de detonación.

El codificador mide el régimen de giro por medio de una señal que se genera cada que el mecanismo completa una revolución. Esta señal sirve como disparo para coordinar la toma de la presión en la admisión y en la cámara de combustión.

3.1.4 Medición de la composición y flujo de combustible

Los gases necesarios para la obtención de las mezclas combustibles provienen de pipetas presurizadas. Las proporciones de metano y dióxido de carbono necesario se logran pasando los gases por un banco de rotámetros previamente calibrados, luego los gases pasan a un mezclador que garantiza una mezcla homogénea de gas combustible. La mezcla combustible luego pasa por un caudalímetro Coriolis marca *Siemens* serie *Sitransf C Mass 2100* el cual cuenta con un conversor electrónico de señal *Siemens Mass 6000*. La energía de entrada al motor se obtiene usando el flujo másico de la mezcla combustible y el poder calorífico del biogás.

3.1.5 Medición del flujo de aire

La medición del caudal de aire se realiza a través de un medidor de placa orificio. La diferencia de presión del flujo generada entre la entrada y salida del agujero de la placa orificio dan el valor del flujo de aire por medio de un transductor *Siemens*.

3.1.6 Medición de temperatura

Para la medición de las temperaturas tanto en la admisión, escape y aceite se instalaron *termocuplas tipo K* protegidas con una malla en fibra de vidrio contra ruido eléctrico y condiciones extremas ocasionadas por el motor que puedan afectar la correcta medición y funcionamiento de las mismas y además con un tramo roscado para mayor estabilidad y constancia en el punto de medición. Las termocuplas fueron conectadas a unos transmisores fabricados por *Status Instrument tipo SEM203 TC MKII* con el fin de hacer la transmisión de señal directo al computador y así digitalizar su señal.

3.1.7 Medición de emisiones gaseosas contaminantes

Los gases de escape son analizados para obtener su composición en volumen. Se usó un analizador de gases *Maihak S710* para el análisis de los hidrocarburos sin quemar, O₂, CO₂ y CO. El equipo de medición utiliza un sensor infrarrojo no dispersivo (NDIR) para el cálculo de la composición de dióxido de carbono, monóxido de carbono y metano, mientras que la lectura de oxígeno se da a través de una celda paramagnética.

Para la medición de los NO_x (NO y NO_2) se utilizó el equipo *Thermo 48i-HL*. El equipo funciona bajo el principio de reacciones quimicoluminiscentes.

3.1.8 Visualización de la información

Para el proceso de visualización de la información durante la fase experimental y el procesamiento de los parámetros promedio y las curvas de presión grabadas para el diagnóstico de la combustión se usaron dos softwares denominados DICOMOTOR 1.0 On-Line y DICOMOTOR 1.0 Off-Line los cuales fueron diseñados por integrantes del grupo GASURE de la Universidad de Antioquia mediante el programa Lab VIEW ®

3.2 Diseño experimental

Se consideraron las siguientes mezclas para realizar las pruebas experimentales teniendo en cuenta la composición química de la mezcla, el dosado relativo, y tiempos de avance de chispa que permitan obtener las inestabilidades de altas variaciones cíclicas y el fenómeno de detonación.

Tabla 3. Diseño experimental.

DISEÑO EXPERIMENTAL	
Dosado	0.6
	0.8
	1
Composiciones de mezcla	Biogás (60% CH ₄ - 40% CO ₂)
	Biogás enriquecido (70% CH ₄ - 30% CO ₂)
	Biogás enriquecido (80% CH ₄ - 20% CO ₂)
Angulo de retraso del salto de chispa	Bajo (altas variaciones cíclicas)
	Medio (combustión estable)
	Alto (detonación)
Régimen de giro	1800 rpm

Las pruebas experimentales se realizaron con tres composiciones volumétricas de combustible diferentes, biogás puro, biogás con enriquecimiento medio de gas natural y biogás con alto enriquecimiento de gas natural. El régimen de giro se mantuvo en 1800 rpm. Se midieron dosados de 0.6, 0.85 y 1.0 y se varió el ángulo de avance del salto de chispa con el objetivo de conseguir condiciones de altas variaciones cíclicas, combustión normal y combustión con detonación. La potencia y el porcentaje de apertura de la mariposa son variables de salida. Cada prueba consta de 600 ciclos grabados con una resolución de 0.1 grados del cigüeñal con el objetivo de tener una buena lectura del fenómeno de detonación.

Las composiciones de las mezclas de biogás y biogás enriquecido se hicieron por medio de la mezcla de metano y dióxido de carbono provenientes de pipetas presurizadas. En la Tabla 4 se

muestran las proporciones equivalentes usadas de metano y dióxido de carbono y algunas propiedades de combustión. El número de metano es una medida de la resistencia a la autoignición que posee una mezcla combustible, valores mayores a 100 en el número de metano significa que la mezcla posee una mayor resistencia a la autoignición que una mezcla en la cual solo exista metano.

Tabla 4. Propiedades de combustión y proporciones equivalentes de metano y dióxido de carbono para lograr una composición de biogás y biogás enriquecido.

Mezcla	Composición teórica		Composición equivalente		
	Biogás	Gas natural	CH4	CO2	Nomenclatura
Biogás	100	0	60	40	6040
Biogás con medio enriquecimiento	75	25	70	30	7030
Biogás con alto enriquecimiento	50	50	80	20	8020

Mezcla	Aire estequiométrico	Poder calorífico inferior	Numero de metano
	$[m^3 \text{ st aire}/m^3 \text{ st gas}]$	$[Kwh/m^3 \text{ st}]$	
Biogás	5.71	5.65	140
Biogás con medio enriquecimiento	6.66	6.60	130
Biogás con alto enriquecimiento	7.61	7.54	120

El gas natural es una mezcla de diferentes gases y su concentración puede variar de una fuente a otra, el componente principal del gas natural es metano que en ocasiones es el 99% del volumen total. Otros componentes pueden ser hidrocarburos pesados como el etanol, propano y butanol y también gases inertes como el nitrógeno, helio, dióxido de carbono, sulfuro de hidrogeno y a veces agua. En este estudio se toma el gas natural como una composición de 100% metano.

4.1 Tratamiento de la señal de presión

La presión dentro de la cámara de combustión es una variable termodinámica base para poder obtener un diagnóstico de la combustión además de entregar valores cuantitativos de variables de operación que ayudan a caracterizar el funcionamiento tales como las presiones máximas en los ciclos, ángulos de inicio de la combustión, máximos cambios de presión respecto a ángulos de giro del cigüeñal entre otras. Para obtener los datos de presión dentro del cilindro se usa un transductor piezoeléctrico el cual produce una carga eléctrica relativa al cambio en los niveles de presión. Para obtener una curva de presión de buena calidad que permita ser usada en el modelo diagnóstico de la combustión, se utiliza el software Dicomotor 1.0 off-line [48] el cual es una herramienta elaborada en el grupo GASURE y consta de una interfaz generada a través del paquete de programas MATLAB® teniendo como base un código de tratamiento de presión y diagnóstico de combustión facilitado por la escuela de Minas de la Universidad de Nantes. En la Figura 17 se muestra el diagrama de flujo del algoritmo aplicado al tratamiento de presión por dicho software.

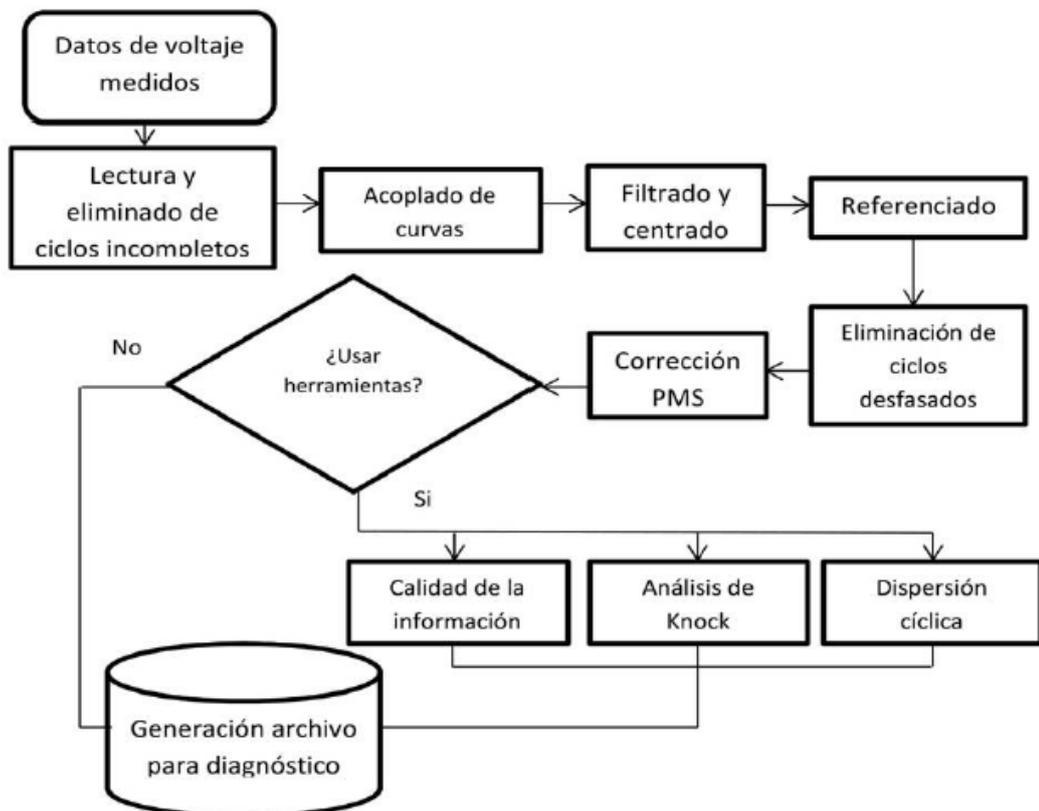


Figura 17. Diagrama de flujo del algoritmo aplicado en el tratamiento de presión por el software Dicomotor 1.0 Off-Line.

4.1.1 Lectura de datos y acoplado de curvas

Los datos son leídos por el programa y almacenados en forma matricial en donde cada columna corresponde a una posición angular y cada fila a un ciclo. Una vez obtenidas las curvas de presión en la admisión, presión en cámara y curva del motor arrastrado se verifica que las mismas no tengan un desfase de 180° CA debido a inicios de lectura en ángulos diferentes, de ser así deben acoplarse las curvas **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**

4.1.2 Filtrado y centrado

La señal de voltaje obtenida por el sensor piezoeléctrico presenta alteraciones debido a ruido eléctrico y a vibraciones que puedan presentarse durante la medición dificultando el análisis de resultados que no representen el desarrollo normal de presión dentro de la cámara de combustión, por tal motivo la señal debe filtrarse para eliminar dichos factores de error. El filtro implementado es el filtro de Savitzky-Golay [49] por medio de la implementación de algoritmos en la curva a tratar.

Por otro lado, se requiere poner en fase las tres curvas, presión en cámara, presión en la admisión y curva de presión del motor arrastrado respecto al vector de ángulo del cigüeñal. Para ello se busca el punto máximo de la curva del motor arrastrado y el pulso correspondiente a dicho valor se hace coincidir con 0° ; así mismo, dicho pulso en las curvas de presión en cámara y presión en la admisión se hacen coincidir con el valor correspondiente a 0° .

4.1.3 Referenciado

El transductor de presión piezoeléctrico produce gradientes de cargas eléctricas correspondientes a gradientes de presión en la cámara de combustión, esos datos de carga deben convertirse a valores absolutos de presión. Para referenciar la presión se usan principalmente los métodos de la presión media en la admisión y el método de los coeficientes politrópicos [50].

4.1.4 Corrección del punto muerto superior

Debido a las pérdidas por transferencia de calor y por fugas, existe un desfase entre la presión máxima en la curva de arrastre y el mínimo volumen. Este desfase se conoce como ángulo de pérdidas termodinámicas y se han propuesto numerosos métodos para determinar la correcta posición del punto muerto superior. Entre los métodos más usados se encuentran el método de Hohenberg [51] el cual es el método que se usó para la corrección del punto muerto superior, el método del exponente politrópicos [52] y el método del diagrama temperatura-Entropía [53, 54].

Luego de hacer dichos procedimientos a la curva de presión, se genera un archivo el cual podrá ser utilizado para realizar el diagnóstico de la combustión.

4.1.5 Diagnóstico de la combustión.

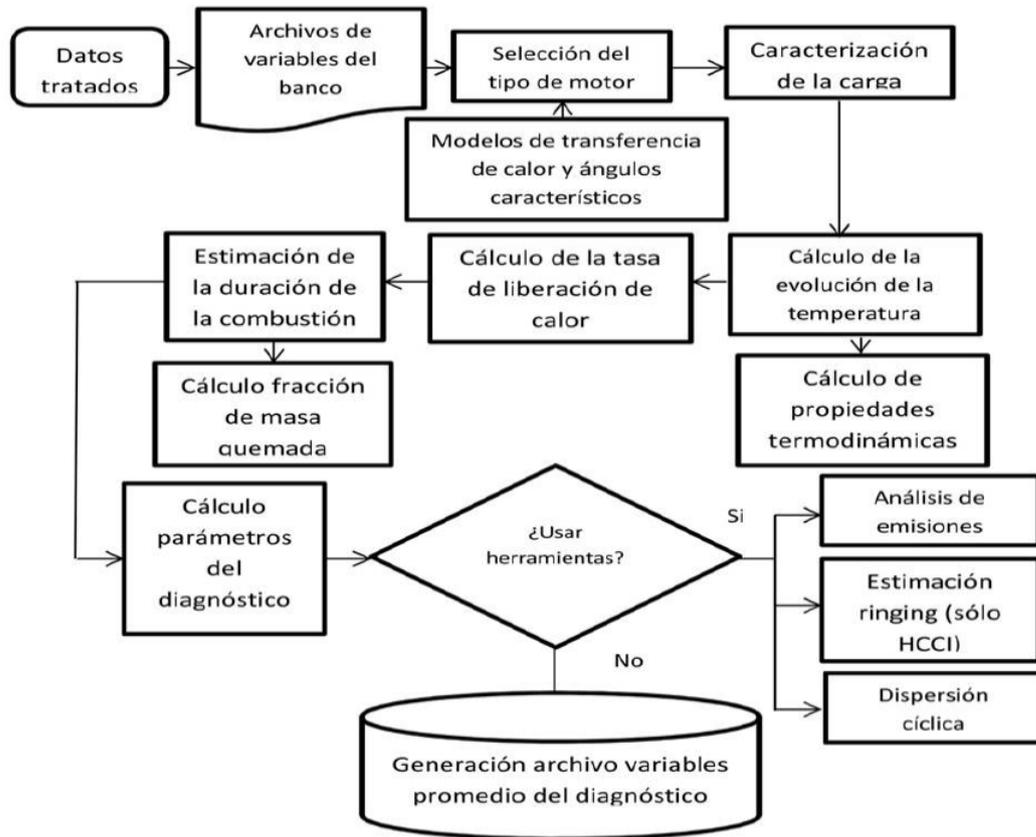


Figura 18. Diagrama de flujo del algoritmo aplicado en el diagnóstico de la combustión por el software Dicomotor 1.0 Off-Line.

El proceso de combustión se estudia mediante la tasa de liberación de calor y la fracción de calor liberados los cuales son entregados por un modelo cero dimensional de diagnóstico utilizado en el trabajo de Bilcan [55] facilitado por la Escuela de Minas de la Universidad de Nantes al cual se le hizo algunas modificaciones tanto en los algoritmos de trabajo como en su interfaz [48].

Los modelos de una zona presentan las siguientes consideraciones y simplificaciones:

- La mezcla de gases al interior del cilindro en todo el proceso de combustión se considera como un gas ideal.
- La composición de estos gases en todo el volumen del cilindro se considera homogénea y de ella forman parte el aire, el combustible y los productos de combustión.
- El cálculo de las propiedades termodinámicas las cuales varían durante todo el ciclo termodinámico se realizan con la temperatura media de los gases.

- La presión se considera uniforme en la cámara de combustión.
- La transferencia de calor a las paredes se calcula mediante correlaciones semiempíricas.

En el modelo brindado por la Universidad de Nantes se desprecia el término asociado con la transferencia de masa, quedando entonces, por balance de primera ley la siguiente expresión a resolver:

$$\frac{dQ_c}{d\theta} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_w}{d\theta}$$

En donde:

$$\frac{dQ_c}{d\theta} : \text{Tasa de energía térmica liberada.}$$

$$P \frac{dV}{d\theta} : \text{Tasa de trabajo neto transferido hacia el pistón.}$$

$$\frac{dQ_w}{d\theta} : \text{Tasa de energía térmica transferida a las paredes del cilindro.}$$

γ : Relación de calores específicos de la mezcla de gases al interior del cilindro.

V : Volumen instantáneo.

La transferencia de calor a las paredes del cilindro se calcula con la siguiente expresión:

$$dQ_w = h_g S_t (T - T_p) dt$$

En donde:

h_g : Coeficiente convectivo promedio de transferencia de calor.

S_t : Área de la superficie de transferencia de calor a las paredes.

T : Temperatura de la superficie de transferencia de calor a las paredes.

T_p : Temperatura promedio de la pared.

Y el coeficiente convectivo de transferencia de calor se estima con el modelo de Hohenberg [56] así:

$$h_g = C_1 V^{-0.06} P^{0.8} T^{-0.4} (C_m + C_2)^{0.8}$$

En donde:

V : Volumen instantaneo de la camara.

P : presion instantanea en la camara.

T : Temperatura promedio de los gases en el cilindro.

C_m : Velocidad media del piston.

C_1 y C_2 : Constantes.

La expresión $dQ/d\theta$ se define como la tasa de liberación de calor respecto al ángulo del cigüeñal y su evolución en el ciclo termodinámico del motor se usa para obtener la fracción de calor liberado.

El calor total liberado en el ciclo termodinámico debe ser aproximadamente igual a la cantidad de energía suministrada por el combustible.

$$Q = \int_{\theta_i}^{\theta_f} \frac{dQ_c}{d\theta} d\theta = \dot{m}_c PCI$$

En donde:

Q : Calor liberado [KW]

\dot{m} : Flujo masico de combustible [Kg/s].

PCI : Poder calorifico inferior de combustible [MJ/Kg]

θ_i : Angulo de inicion de la combustion.

θ_f : Angulo de finalizacion de la combustion.

Donde la fracción de calor liberada queda entonces definida por:

$$x_b = \frac{Q_c}{\dot{m}_c PCI}$$

4.2 Metodología para la predicción de parámetros geométricos de una combustión turbulenta y confinada.

En este estudio se generó un código de programación que permite encontrar las velocidades de deflagración y las velocidades de expansión de los gases quemados por dos métodos. El primero es con base en los valores del frente de los gases quemados obtenidos por medio de un modelo geométrico de llama [38], el cual permite también encontrar el valor para el área del frente de los gases quemados. El otro es con base en parámetros característicos de combustión turbulenta y confinada desarrolladas en el modelo de Keck et al [24, 25, 35].

Cabe señalar que en este estudio no se hará la predicción de la fracción de masa quemada lo cual es el objetivo principal del modelo desarrollado por Keck, esta se obtiene después de realizar el diagnóstico de la combustión por la curva de presión como fue mencionado antes.

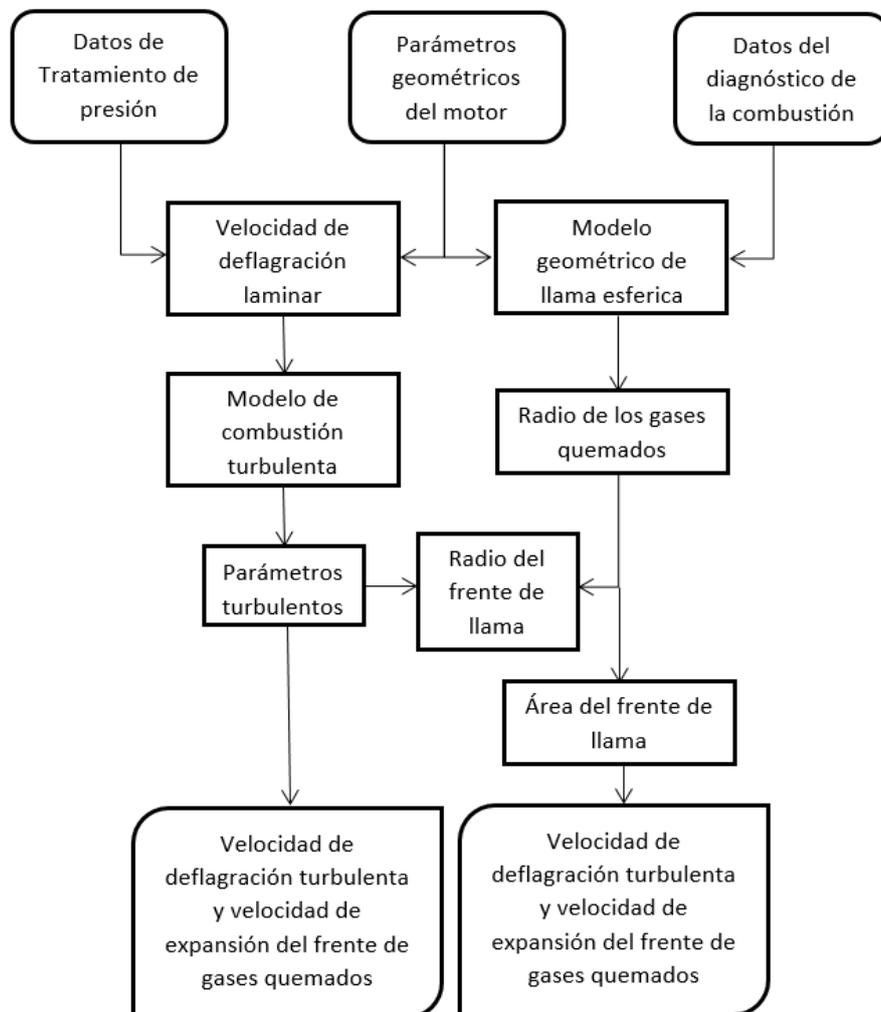


Figura 19. Diagrama de flujo del algoritmo aplicado en el código de programación para determinación de parámetros geométricos.

4.2.1 Velocidad de deflagración laminar [S_L]

Se obtendrá usando la ecuación semiempírica desarrollada por Metghalchi [33] para mezclas metano-aire, isoctano-aire y metanol-aire para condiciones de temperatura, presión y dosados típicos de motores de combustión interna. A continuación, se muestran las correlaciones para la mezcla metano-aire:

$$S_L = S_{L0} \left(\frac{T_u}{T_{u0}} \right)^\alpha \left(\frac{\rho_u}{\rho_{u0}} \right)^\beta$$

$$S_{L0} = 11.64 - 34.92 \phi + 74.88 \phi^2 + 40.79 \phi^3 - 56.2 \phi^4$$

$$T_{u0} = 300^\circ K$$

$$\rho_u = \frac{0.012187 P}{T_u} \left(\frac{137.28 + 8\phi}{4.76 + 0.5\phi} \right)$$

$$\rho_{u0} = \rho_u @_{(300^\circ K; 1 atm)}$$

Tabla 5. Coeficientes exponenciales para cálculo de S_L [33].

ϕ	α	β
0.8	1.53	-0.38
1.0	1.29	-0.26

Para las pruebas con un dosado de 0.6 se tomarán los coeficientes exponenciales de los dosados correspondientes a 0.85.

En donde:

S_L : Velocidad de deflagración laminar.

S_{L0} : Velocidad de deflagración laminar a condiciones de referencia.

T_u : Temperatura de la mezcla sin quemar.

T_{u0} : Temperatura de referencia.

ρ_u : densidad de la mezcla.

ρ_{u0} : densidad de referencia.

α y β : exponentes de ajuste.

ϕ : dosado.

4.2.2 Temperatura de la mezcla sin quemar [T_u]

Se obtiene suponiendo una compresión isentrópica en donde se supone que la presión es la misma a través de toda la cámara de combustión [57]

$$T_u = T_{u,ig} \left(\frac{P}{P_{ig}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

En donde:

$T_{u,ig}$: Temperatura del gas al momento de la ignición.

P : Presión en la mezcla.

P_{ig} : Presión del gas al momento de la ignición.

γ : Relación de calores específicos del gas sin quemar.

4.2.3 Presión del gas en la ignición [P_{ig}]

Teniendo el ángulo en donde se da la ignición junto con los datos de la curva de presión obtenidos gracias a la conversión de los datos obtenidos por el sensor piezoeléctrico.

4.2.4 Temperatura del gas en la ignición [$T_{u,ig}$]

Se supone que la mezcla de gases sigue el comportamiento de un gas ideal, así:

$$T_{u,ig} = \frac{P_{ig} V_{ig}}{m_a R_a}$$

En donde:

V_{ig} : Volumen de la cámara al momento de la ignición.

m_a : masa de aire dentro de la cámara de combustión.

R_a : constante del gas (aire).

4.2.5 Volumen de la cámara de combustión [V_θ]

El volumen instantáneo de la cámara de combustión puede obtenerse mediante relaciones geométricas del motor para cualquier valor de posición angular del cigüeñal [58].

$$\frac{V_{\theta}}{V_c} = 1 + \frac{1}{2} (r_c - 1) (R + 1 - \cos \theta - \sqrt{R^2 - \sin^2 \theta})$$

En donde:

V_c : Volumen mínimo de la cámara de combustión.

r_c : relación de compresión.

R : relación biela – manivela.

θ : posición angular del cigüeñal.

Así cuando $\theta = \theta_{ig}$ entonces $V_{\theta} = V_{ig}$.

En donde

θ_{ig} = Posición angular del cigüeñal al momento de la ignición.

4.2.6 Volumen mínimo de la cámara de combustión [V_c].

Es un parámetro geométrico del motor y puede obtenerse así:

$$V_c = \frac{\pi B^2 s}{4 (r_c - 1)}$$

En donde:

B : Diámetro del cilindro.

s : carrera.

4.2.7 Relación de compresión [r_c]

$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c}$$

En donde:

V_d : Volumen desplazado por el cilindro.

4.2.8 Volumen desplazado por el cilindro [V_d]

$$V_d = \frac{\pi B^2 s}{4}$$

4.2.9 Relación biela-manivela [R]

$$R = \frac{l}{a} = \frac{2l}{s}$$

En donde:

l: longitud de la biela.

a: longitud de la manivela.

4.2.10 Masa dentro de la cámara de combustión [m_a]

Se obtiene por relación de gas ideal a las condiciones de entrada de la cámara teniendo en cuenta el rendimiento volumétrico y suponiendo que a la solo ingresa aire al cilindro pues la cantidad de combustible es despreciable en comparación.

$$m_a = \frac{P_{atm} (V_d + V_c)}{T_{amb} R_a} n_v$$

En donde:

P_{atm} : presión atmosférica.

T_{amb} : temperatura ambiente.

n_v : rendimiento volumétrico.

Para la ciudad de Medellín puede considerarse:

$$P_{atm} = 84.9 \text{ Kpa}$$

$$T_{amb} = 298 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$R_a = 0.2870 \text{ Kpa m}^3 / \text{Kg } ^\circ\text{K}$$

4.2.11 Radio del frente de llama [r_f]

Se usa la relación mencionada en el modelo de combustión de una llama turbulenta y confinada del trabajo de Keck [25].

$$r_f = r_b + u_t \tau_b (1 - e^{-(r_b/u_t \tau_b)^2})$$

En donde:

r_b : Radio del frente de los gases quemados.

u_t : Velocidad característica.

τ_b : Constante de tiempo característico.

La relación se obtiene por relaciones experimentales que indican que $r_f/r_b \rightarrow 1$ cuando $r_f \rightarrow 0$ y que $r_f - r_b \rightarrow u_t \tau_b$ cuando $r_b \rightarrow \infty$. Sin embargo, el modelo de Keck no predice el radio del frente de llama. Para encontrar este parámetro debe usarse un modelo geométrico de llama el cual se menciona luego.

4.2.12 Velocidad característica u_t

En principio, puede obtenerse por principios de cinética química y modelos de turbulencia, por mediciones ópticas o por mediciones de tasa de quemado así:

En estado cuasi estable:

$$S_b \cong u_t + S_l$$

$$S_b = \frac{(dm_b/dt)}{\rho_u A_b}$$

En donde:

S_b : Velocidad de expansión del frente generado por los gases quemados.

A_b : Área del frente generado por los gases quemados.

m_b : masa de combustible quemado.

ρ_u : densidad del gas sin quemar.

En el modelo de Keck se utiliza la siguiente expresión entre u_t y la velocidad media de entrada del gas a la cámara \bar{u}_i [25]:

$$u_t = 0.08 \bar{u}_i \sqrt{\rho_u/\rho_i}$$

En donde:

\bar{u}_i : *velocidad media de entrada del gas a la cámara de combustión.*

ρ_u : *densidad del gas sin quemar.*

ρ_i : *densidad del gas a las condiciones de admisión.*

4.2.13 Densidad del gas sin quemar [ρ_u]

Se obtiene por medio de relaciones de gas ideal.

$$\rho_u = \frac{P}{T_u R_a}$$

4.2.14 Densidad del gas a condiciones de admisión [ρ_i]

Se obtiene por medio de relaciones de gas ideal.

$$\rho_i = \frac{P_{adm}}{T_{adm} R_a}$$

4.2.15 Velocidad media de entrada del gas [\bar{u}_i]

Relación proporcionada en el modelo de Keck [25]:

$$\bar{u}_i = 2 N s n_v (A_p / A_{IV})$$

En donde:

N : *velocidad de giro del motor*

s : *carrera*

A_p : *área del pistón*

A_{IV} : *área máxima de apertura de la válvula de admisión.*

n_v : *revoluciones*

4.2.16 Área máxima de apertura de la válvula de admisión [A_{IV}]

El área máxima de apertura de la válvula es dada por:

$$A_{IV} = \pi D_v L_{IV} C_d$$

En donde:

D_v : Diametro de la valvula

L_{IV} : Levantamiento maximo de la valvula

C_d : coeficiente de descarga

4.2.17 Coeficiente de descarga [C_d]

El coeficiente de descarga, el cual da cuenta de los efectos del flujo en la descarga puede obtenerse de la Figura 20 [18].

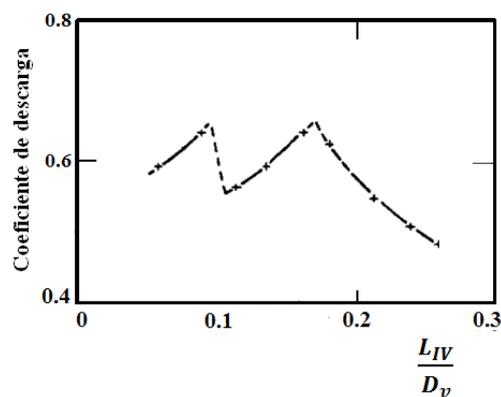


Figura 20. Coeficiente de descarga para una válvula de descarga típica en función del levantamiento de la válvula [18].

4.2.18 Constante de tiempo característica [τ_b]

Las tasas de quemado final pueden aproximarse como decaimientos exponenciales con constantes de tiempo característico τ_b .

$$\tau_b = l_t / S_l$$

En donde:

l_t : longitud caracteristica.

4.2.19 Longitud característica [l_t]

Al graficarse las diferencias $V_f - V_b$ y $A_l - A_f$ en una escala logarítmica en función de r_f puede notarse una relación.

$$\frac{V_f - V_b}{A_l - A_f} = l_t$$

En donde:

V_f : volumen encerrado por el frente de llama.

V_b : Volumen encerrado por los gases quemados.

A_l : Area del frente de llama laminar.

A_f : Area del frente de llama.

Esta relación permanece aproximadamente constante y se identifica como la longitud característica la cual es del orden de $1mm$, sin embargo, también se tienen relaciones experimentales para dicha longitud las cuales están relacionadas con el levantamiento máximo de la válvula de admisión L_{IV} , y con la relación ρ_i/ρ_u , así:

$$l_t = 0.8 L_{IV} (\rho_i/\rho_u)^{3/4}$$

Solo queda entonces encontrar una expresión para hallar el radio de los gases quemados r_b , para esto se hace necesario entonces encontrar el volumen de los gases quemados.

4.2.20 Volumen de gases quemados [V_b]

Por definición de la fracción volumétrica se tiene que:

$$V_B = y_B V_\theta$$

En donde:

y_B : fraccion volumetrica de gases quemados.

4.2.21 Fracción volumétrica de gases quemados [y_B]

Relación que se obtiene fácilmente con las definiciones básicas de fracción volumétrica, fracción másica y densidades tanto del gas quemado como sin quemar [24].

$$y_B = \frac{\rho_u}{\rho_B} \left(\frac{x_B}{1 - x_B \left(1 - \frac{\rho_u}{\rho_B} \right)} \right)$$

En donde:

ρ_B : densidad de los gases quemados.

x_B : fraccion de masa quemada.

4.2.22 Relación de densidades de gases sin quemar y gases quemados.

Para condiciones típicas de operación la relación entre las densidades de los gases sin quemar y los gases quemados varía poco durante el proceso de combustión y tiene un valor cercano a 4 [21].

$$\frac{\rho_u}{\rho_B} = 4$$

4.2.23 Fracción de masa quemada [x_B]

La fracción de masa quemada es obtenida después de realizar el diagnóstico de la combustión basado en la curva de presión tratada preliminarmente como se mostró antes.

4.2.24 Radio de los gases quemados [r_B]

Luego de tener el volumen de los gases quemados V_B se procede a encontrar el radio de los gases quemados r_B con un modelo geométrico de llama que usa relaciones geométricas. Dicho modelo se muestra en el trabajo de Curto-Risso [38].

Aunque en el trabajo inicial de Curto-Risso usan las expresiones para encontrar el frente de llama r_f , nosotros las usaremos para encontrar el radio del frente de los gases quemados r_B .

Se denota como A_c el área de una sección horizontal del volumen de gases dentro del frente de llama en una posición vertical y en el cilindro y P_c es el perímetro de esa sección.

Las variables definidas para obtener las expresiones matemáticas pueden verse en la Figura 9

$$A_c (r_B, R_c, B, y) = \frac{\beta B^2}{4} + (r_B^2 + y^2)(\pi - \alpha) - \frac{R_c B}{2} \text{sen } \beta$$

$$P_c (r_B, R_c, B, y) = 2 (\pi - \alpha) \sqrt{r_B^2 + y^2}$$

En donde:

r_B : Radio del frente de los gases quemados.

R_c : Distancia a la bujía desde el centro del cilindro en el eje horizontal.

B : diametro del cilindro.

y : cordenada vertical.

$$\alpha (r_B, R_c, B, y) = \cos^{-1} \left(\frac{B^2 - 4(r_B^2 - y^2 + R_c^2)}{8 R_c \sqrt{r_B^2 - y^2}} \right)$$

$$\beta (r_B, R_c, B, y) = \cos^{-1} \left(\frac{B^2 - 4(r_B^2 - y^2 - R_c^2)}{4 R_c B} \right)$$

Ahora se muestran las relaciones entre el radio del frente de los gases quemados R_B , el volumen de gases quemados V_B , y el área del frente de los gases quemados A_B para cada uno de los casos posibles.

Para todos los casos:

$$h = \frac{4 V_B}{\pi B^2}$$

CASO 1

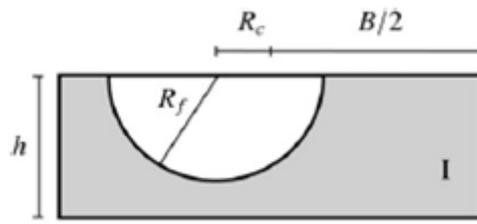


Figura 21. Caso 1 del modelo geométrico de propagación de una llama [38].

$$V_B = \frac{2}{3} \pi r_B^3$$

$$r_B = \left(\frac{3 V_B}{2 \pi} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$A_f = 2 \pi r_B^2$$

CASO 2

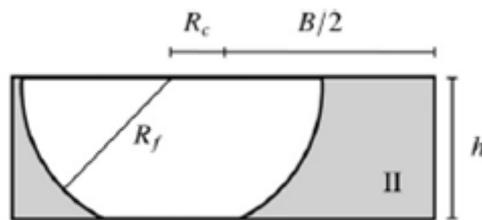


Figura 22. Caso 2 del modelo geométrico de propagación de una llama [38].

$$V_B = \frac{\pi}{3} h (3 r_B^2 - h^2)$$

$$r_B = \sqrt{\frac{1}{3} \left(\frac{3 V_B}{h \pi} + h^2 \right)}$$

$$A_B = 2 \pi r_B h$$

CASO 3

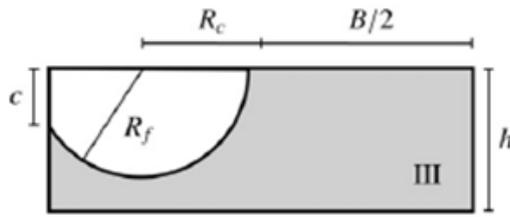


Figura 23. Caso 3 del modelo geométrico de propagación de una llama [38].

$$c = \sqrt{r_B^2 - \left(\frac{B}{2} - R_c \right)^2}$$

$$V_B = \int_0^c A_c (r_B, R_c, B, y) dy + \int_c^{r_B} \pi (r_B^2 - y^2) dy$$

$$A_B = \int_0^c P_c (r_B, R_c, B, y) dy + \int_c^{r_B} 2\pi \sqrt{r_B^2 - y^2} dy$$

CASO 4

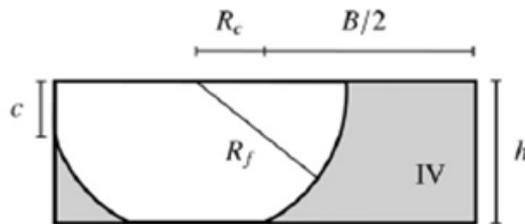


Figura 24. Caso 4 del modelo geométrico de propagación de una llama [38].

$$c = \sqrt{r_B^2 - \left(\frac{B}{2} - R_c \right)^2}$$

$$V_B = \int_0^c A_c (r_B, R_c, B, y) dy + \int_c^h \pi (r_B^2 - y^2) dy$$

$$A_B = \int_0^c P_c (r_B, R_c, B, y) dy + \int_c^h 2\pi \sqrt{r_B^2 - y^2} dy$$

CASO 5

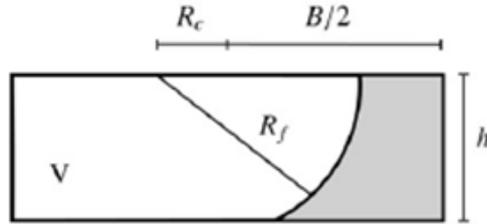


Figura 25. Caso 5 del modelo geométrico de propagación de una llama [38].

$$V_B = \int_0^h A_c (r_B, R_c, B, y) dy$$

$$A_B = \int_0^h P_c (r_B, R_c, B, y) dy$$

CASO 6

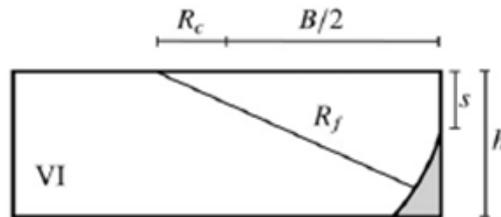


Figura 26. Caso 6 del modelo geométrico de propagación de una llama [38].

$$S = \sqrt{r_B^2 - \left(R_c + \frac{B}{2}\right)^2}$$

$$V_B = \frac{S \pi B^2}{4} + \int_S^h A_c (r_B, R_c, B, y) dy$$

$$A_B = \int_S^h P_c (r_B, R_c, B, y) dy$$

CASO 7

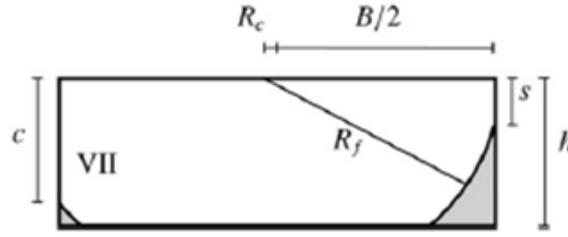


Figura 27. Caso 7 del modelo geométrico de propagación de una llama [38].

$$c = \sqrt{r_B^2 - \left(\frac{B}{2} - R_c\right)^2}$$

$$s = \sqrt{r_B^2 - \left(R_c + \frac{B}{2}\right)^2}$$

$$V_B = \frac{S \pi B^2}{4} + \int_S^c A_c(r_B, R_c, B, y) dy + \int_c^h \pi (r_B^2 - y^2) dy$$

$$A_B = \int_S^c P_c(r_B, R_c, B, y) dy + \int_c^h 2\pi \sqrt{r_B^2 - y^2} dy$$

Solo en los casos 1 y 2 es posible hallar un valor para r_B despejándolo directamente de la expresión de volumen V_B . Para los otros casos se hace necesario encontrar r_B por medio de “ensayo y error”. Se utilizarán distintos valores de r_B hasta encontrar uno que dé como resultado el volumen V_B necesitado. El algoritmo elaborado para esto se muestra en los anexos.

4.2.25 Tiempo de retraso a la ignición

Se usará el software CHEMKIN® con el fin de encontrar los tiempos de retraso a la ignición de algunos puntos de operación en donde se presente el fenómeno de detonación. Se comparan dichos resultados con los tiempos de residencia de la mezcla antes de ser quemada dentro de la cámara de combustión. Si el tiempo de retraso a la ignición resulta ser menor que el tiempo de residencia de la mezcla sin quemar entonces la simulación predecirá correctamente la aparición del fenómeno.

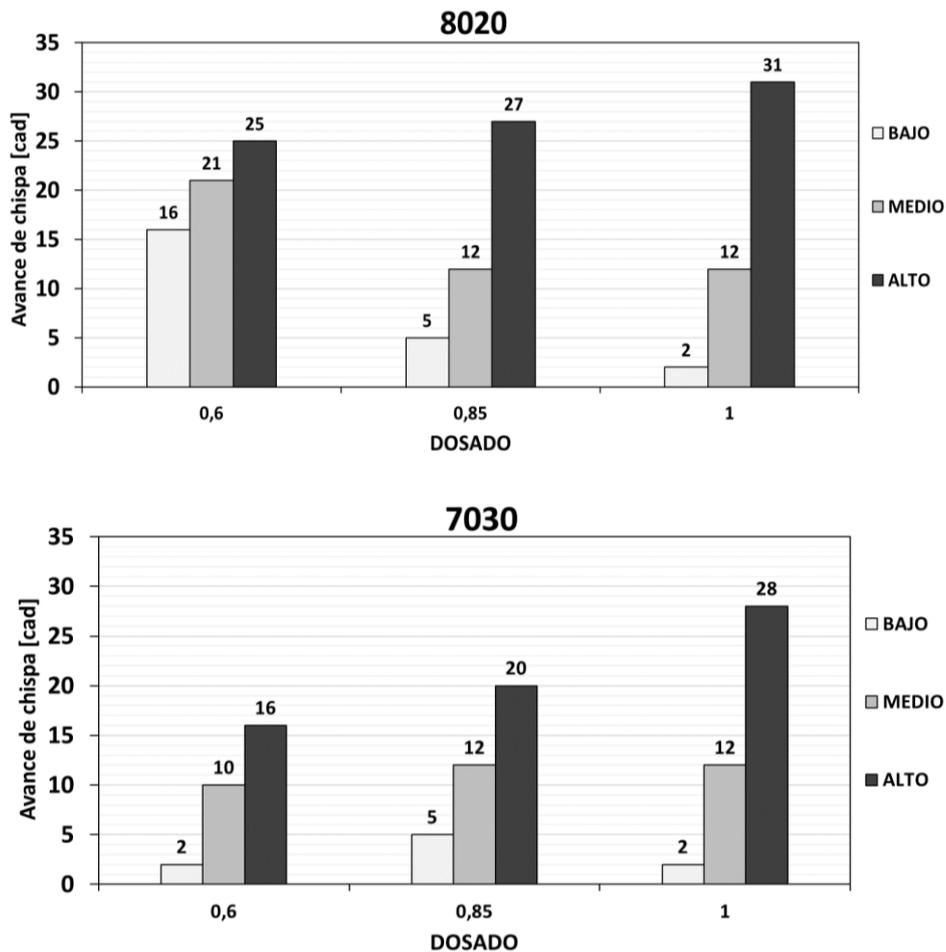
Las simulaciones se llevan a cabo con la suposición de que los reactivos en el reactor tienen una distribución homogénea sin limitaciones asociadas al transporte difusivo, calor y masa. El tiempo de retraso se halla con base en la generación de especies H_2O_2 .

Capítulo 5

Análisis de resultados

Se presentan en este capítulo los resultados que se consideran relevantes de la fase experimental realizada. En el diseño experimental se definieron tres composiciones de mezclas de metano y dióxido de carbono (Tabla 4) y los dosados a los cuales se llevaría a cabo la experimentación, sin embargo, los ángulos de retraso al salto de chispa se definieron como bajo, medio y alto, con el fin de obtener puntos de operación en donde la combustión presentara altas variaciones cíclicas (BAJO), una combustión estable (MEDIO) y el fenómeno de detonación (ALTO) respectivamente (Tabla 3).

La presentación general de los resultados se realizará mostrando cada una de las composiciones de los gases en figuras independientes. Cada figura mostrara cada uno de los parámetros a analizar en función del dosado, y para cada dosado se mostrarán las magnitudes calculadas de los diferentes avances de ángulo al salto de chispa. Los ángulos utilizados en la experimentación se muestran en la Figura 28.



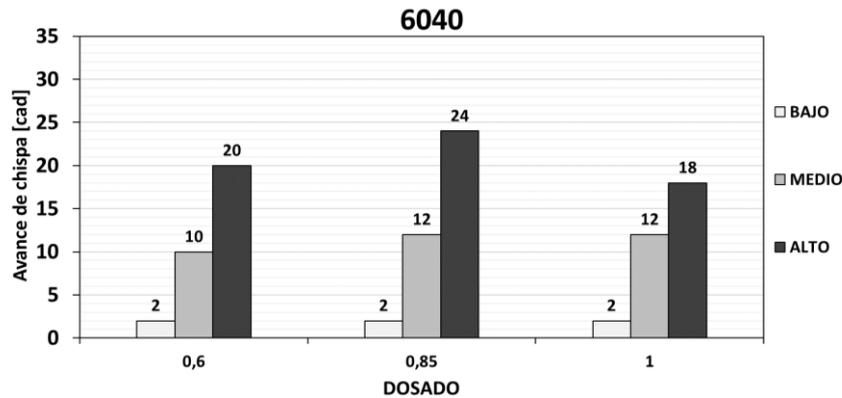


Figura 28. Valores para los avances de chispas en función del dosado y los avances de chispa para las mezclas 8020, 7030 y 6040.

Los valores para los avances de chispa correspondientes a la aparición del fenómeno detonante fueron fijados en el punto en el que el motor emitía el sonido particular de cascabeleo, mientras que para las variaciones cíclicas se eligió por medio de la observación en las fluctuaciones de la curva de presión en tiempo real. Cabe mencionar que en algunos puntos de operación no se logró llegar hasta valores en donde los fenómenos se presentaran en las magnitudes esperadas debido a que la operación del motor era inestable, en estos casos el avance de chispa se dejó hasta el punto en donde la estabilidad del motor permitiera tomar datos confiables.

En motores de combustión interna la mezcla aire combustible llega a la ignición a través de una chispa generada en la bujía. El punto óptimo donde esta chispa debe saltar se basa en el análisis de ciclos promedio. Un apropiado avance de chispa es esencial para evitar altas variaciones ciclo a ciclo en el proceso de combustión del motor. Sin embargo, en condiciones de operación normal hay ciclos que tienden a quemarse más rápido y generar el fenómeno de detonación, mientras otros ciclos tienen un quemado lento dando como resultado una combustión incompleta. Así entonces, el objetivo de modificar el avance en el cual se da el salto de chispa es para encontrar puntos en los cuales existan ciclos adelantados y atrasados respecto al ángulo en donde la combustión es óptima, es decir en el MBT (Maximum Brake Torque). Se debe mencionar que los puntos de avance de chispa medios en la experimentación no corresponden a los valores del MBT, en cambio, solo se asignaron valores en donde la combustión fuera estable. La determinación de los valores del MBT para cada punto de operación se dejará para trabajos posteriores.

Los ciclos con poco avance harán que la mayor parte del proceso de combustión de la mezcla se presente en la fase de expansión, en donde los productos de combustión sufren una disminución en la presión y temperatura haciendo que mucho de los ciclos presenten apagados parciales y totales llevando a que las variaciones ciclo a ciclo aumenten drásticamente. El aumento en las variaciones ciclo a ciclo repercuten negativamente en el comportamiento del motor. La presión en cámara de un ciclo con ángulos de avance de chispa bajo puede observarse en la Figura 29. Se observa claramente que el aumento de presión generada a causa de la combustión de la mezcla combustible se da mucho después del punto máximo de presión generada por la compresión del pistón al acercarse al punto muerto superior.

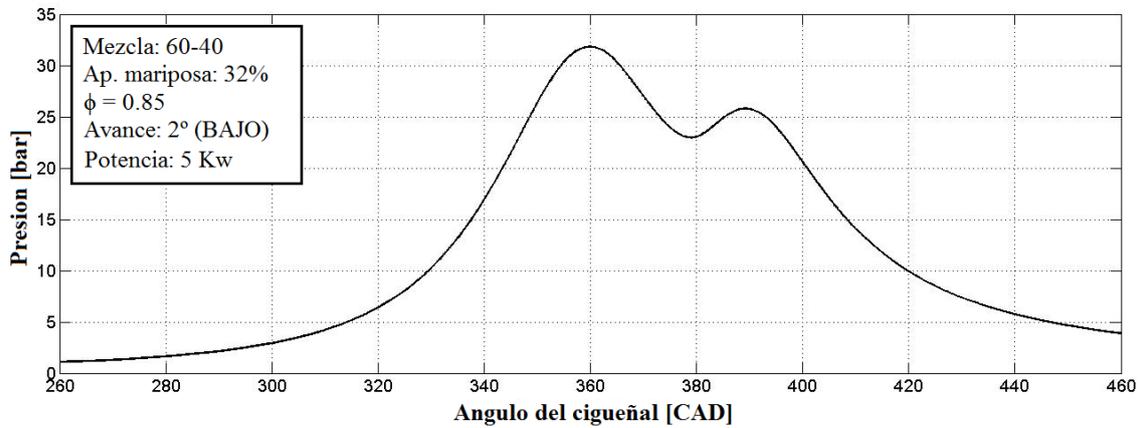


Figura 29. Presión en cámara para un ciclo con un avance de chispa bajo.

Como se ha mencionado, las altas variaciones cíclicas tienen consecuencias negativas en la operación del motor. En la Figura 30 se observan los valores de la presión media indicada (IMEP) para cada ciclo, y su valor promedio correspondiente para dos puntos de operación. Las condiciones de operación correspondientes a la parte superior de la Figura 30 muestran una alta dispersión respecto al valor promedio. Muchos de los valores, de la IMEP están por debajo del valor promedio, indicando que muchos de los ciclos sufren apagado o quemado parcial. Además, la parte inferior de la figura muestra valores para condiciones de operación estables donde todos los ciclos están muy cerca del valor promedio y por ende una menor dispersión.

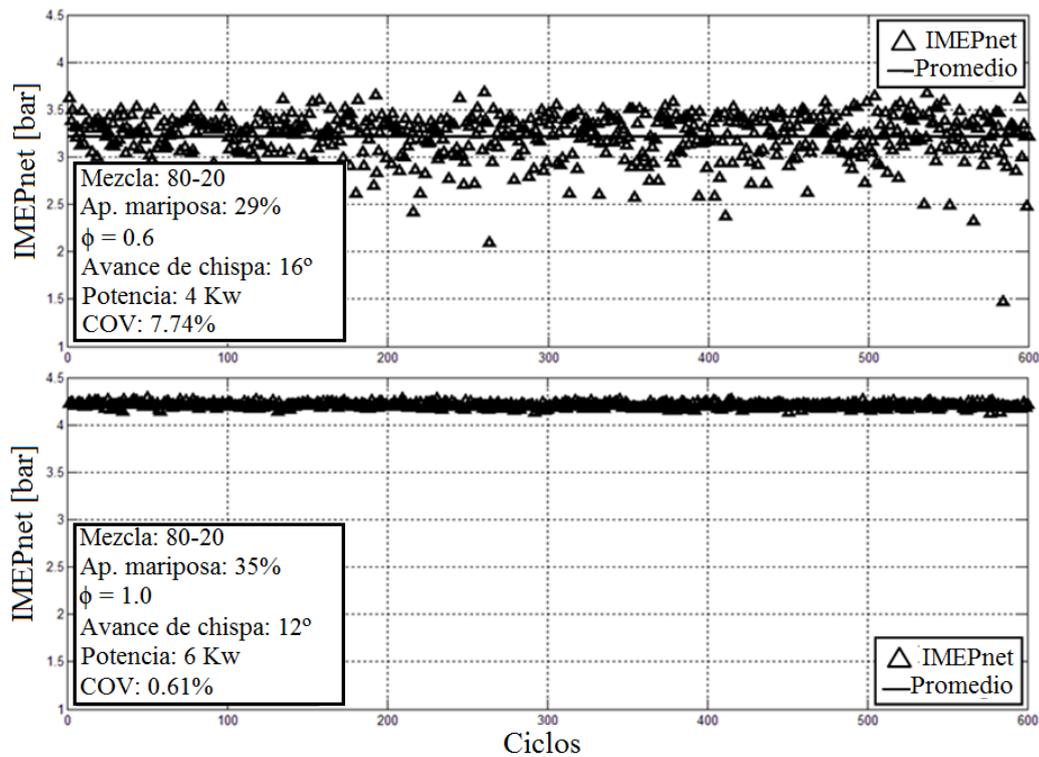


Figura 30. Valores de la IMEP para cada uno de los ciclos en puntos de operación con variación cíclica alta (alta) y variación cíclica baja (abajo).

Es importante recordar que las variaciones cíclicas de la IMEP no solo se generan por la aparición de ciclos con apagado parcial o total. Este parámetro también puede verse influenciado por el fenómeno de detonación el cual afecta en gran medida el comportamiento usual de la presión dentro de la cámara de combustión.

Por otra parte, los ciclos con avances altos llevarán a que el proceso de combustión se presente en la fase de compresión, alcanzando niveles de presión y temperatura tan elevados que en ocasiones logra alcanzar condiciones de auto-ignición del combustible antes de que el frente de llama generado por el salto de chispa llegue al gas sin quemar, fenómeno que se conoce como detonación o “knocking”. Este fenómeno puede llegar a causar daños irreparables al motor si no se corrigen a tiempo. Para obtener una medida cuantitativa de la magnitud de la detonación, a cada una de las curvas de presión para cada ciclo se le aplica un filtro de medias móviles, produciendo una curva más suave que la original. Luego la curva suave es sustraída de la curva original produciendo la curva de desviaciones donde se muestran los picos de presión para cada ángulo del cigüeñal (Figura 14) denominados picos de detonación. De esta curva entonces, se obtiene el pico máximo de los picos de detonación para ciclo para luego sacar un promedio, el cual se establece como el pico de detonación promedio para cada punto de operación. Cabe recordar que la aparición de este fenómeno afecta en gran medida las variaciones cíclicas de los parámetros referentes a la combustión dentro de la cámara.

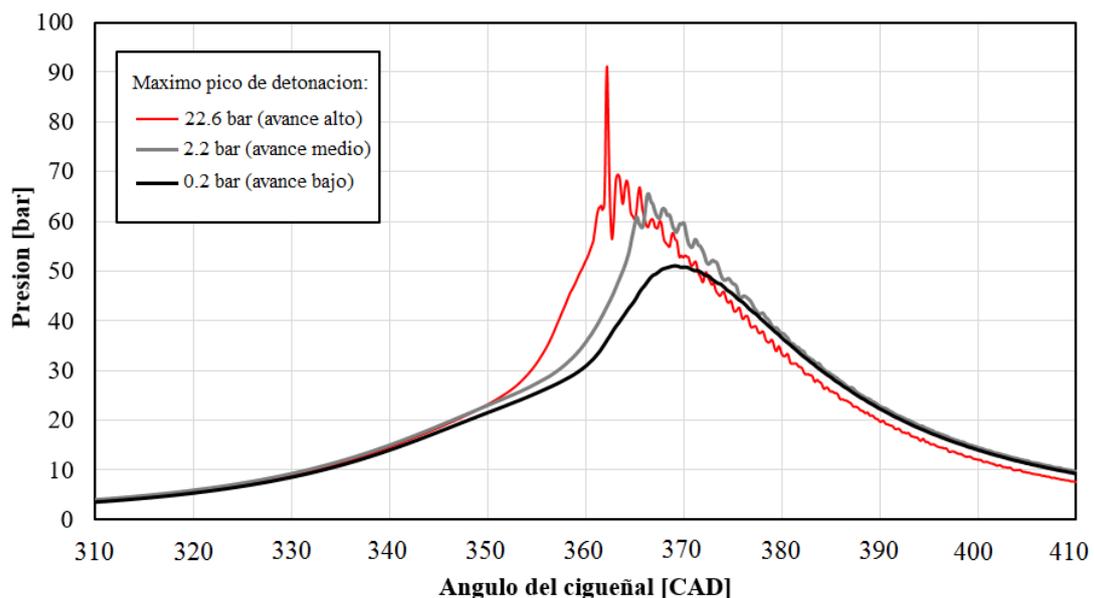


Figura 31. Pruebas experimentales realizadas para determinación del valor mínimo del pico de detonación que asegura la aparición del fenómeno [59].

Debido que no hay un valor mínimo para el pico de detonación que establezca si se presenta el fenómeno de detonación, se procedió a realizar pruebas experimentales para determinarlo [59]. En la Figura 31 se pueden observar tres curvas de presión en cámara de un solo ciclo obtenidas para una mezcla 8020, la cual es la mezcla con mayor poder calorífico, menor número de metano y por ende más propensa a que se presente autoignición. Las tres pruebas fueron realizadas a avances de ángulo del salto de chispa diferentes con el objetivo de encontrar puntos de operación donde se presentará alta detonación, detonación en un nivel medio, y un punto en donde apenas fuera perceptible el fenómeno.

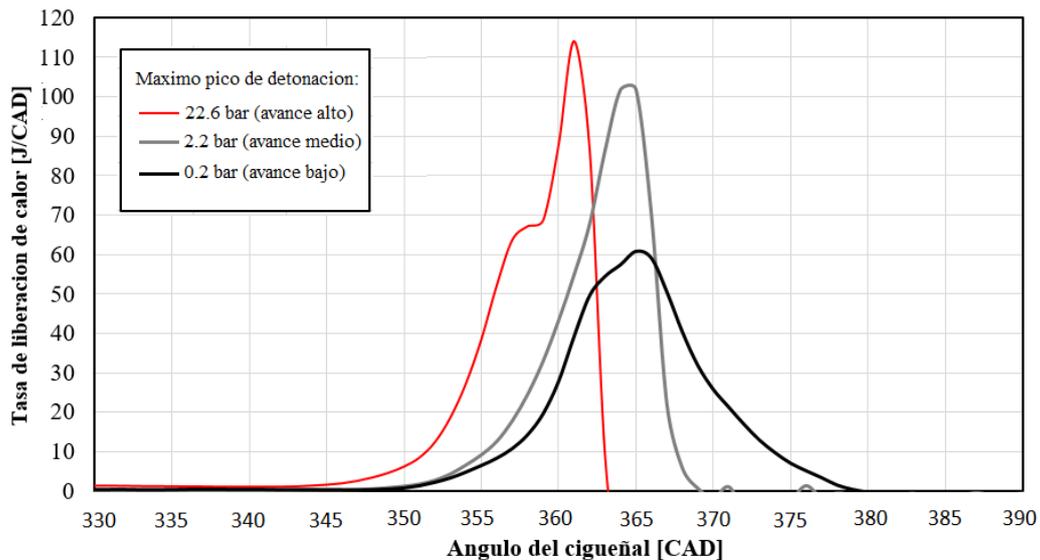


Figura 32. Tasa de liberación de calor para las pruebas de caracterización de la detonación [59].

Por otro lado, la Figura 32 muestra la tasa de liberación de calor contra el ángulo del cigüeñal para cada uno de estos puntos de operación. El ciclo correspondiente a al avance alto, es decir, el que presentó una tasa de incremento en la presión mayor, presenta una mayor magnitud en la tasa de liberación de calor, aproximadamente el doble de la magnitud del ciclo con avance bajo, sin detonación. La rápida liberación se debe a que la masa dentro del cilindro presenta varios puntos en donde comienza la ignición, por lo que la velocidad de quemado es mucho mayor. Cabe decir que estos valores para las tasas de liberación se obtienen con base en el modelo termodinámico de una zona el cual asume que la cámara de combustión se encuentra siempre a una presión uniforme, por ende, dicho modelo no es válido cuando se presenta el fenómeno de detonación.

La Figura 33 muestra los picos de detonación máximos presentados para 200 ciclos consecutivos y su valor promedio para los tres niveles de intensidad de detonación antes mencionados. Puede verse que, aunque el valor más alto del pico de detonación para el punto de operación con alta detonación es de aproximadamente 22 bares, su valor promedio es de 7.29 bares. Esto se debe a las altas variaciones ciclo a ciclo en la intensidad de detonación debidas a los cambios en la composición de la mezcla, variación en el mezclado, diferencia en los perfiles de flujo, variación del dosado y diferencias en los niveles de presión y temperatura para cada ciclo los cuales afectan notablemente las condiciones para que se presente la autoignición.

Por otra parte, para el punto de operación en donde se estaba un poco por debajo del nivel en donde la detonación se presentaba, se obtuvo un valor de 0.42 bares como valor promedio del pico de detonación. Así entonces de acuerdo a este valor, se toma como pico mínimo para presencia del fenómeno de detonación 0.5 bar para el pico de detonación promedio para cada punto de operación.

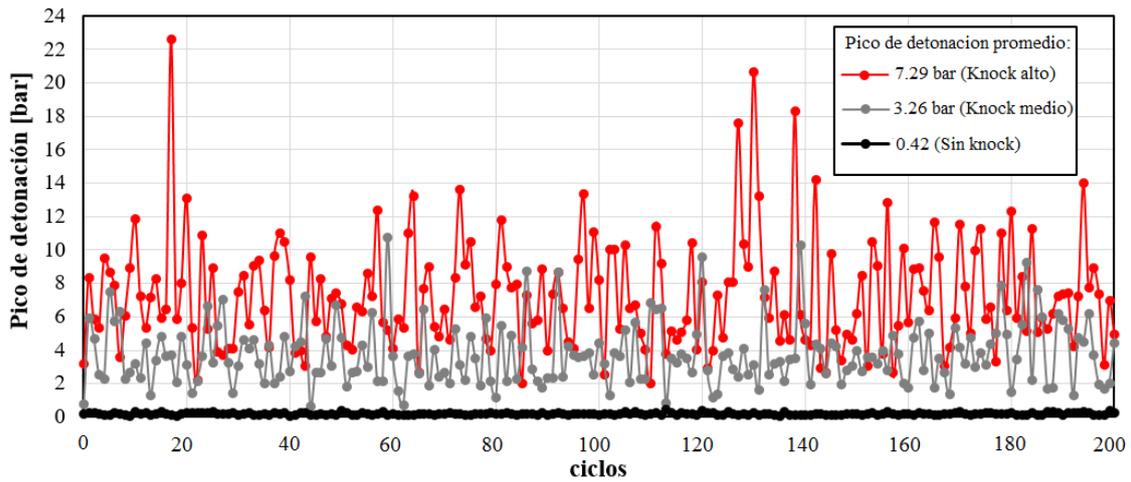
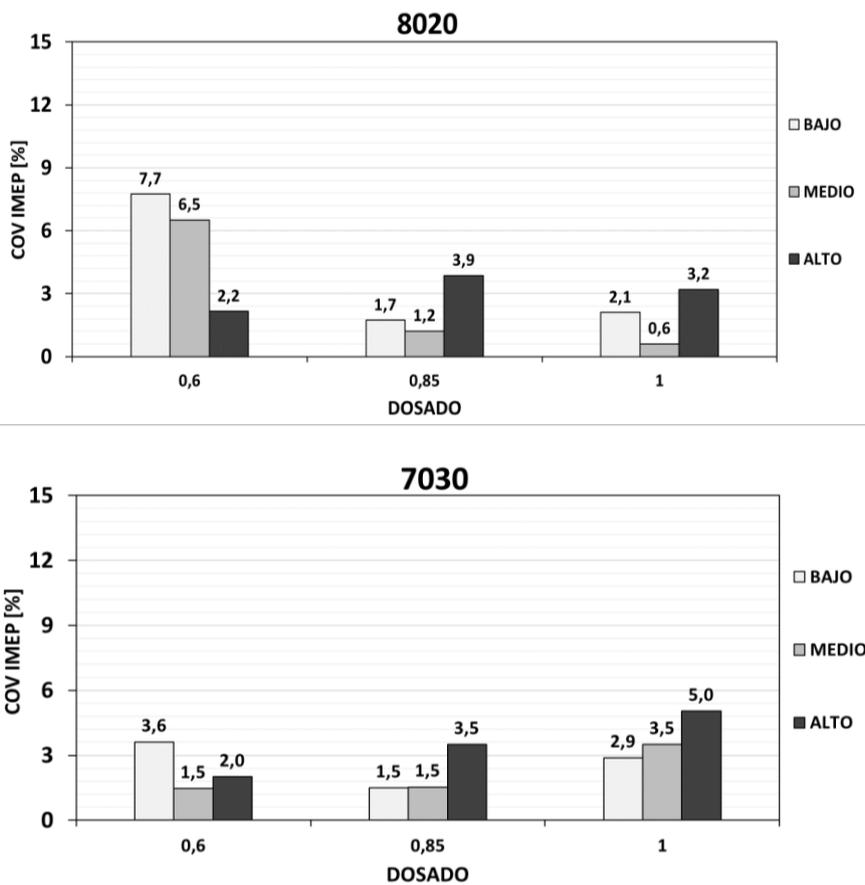


Figura 33. Picos máximos de detonación en cada ciclo para tres niveles de intensidad diferentes.

Así entonces, se discutirán los resultados experimentales referentes a las inestabilidades de combustión para cada uno de los puntos de operación establecidos en el diseño experimental. La Figura 34 muestra los valores del COV IMEP para cada uno de los puntos de operación.



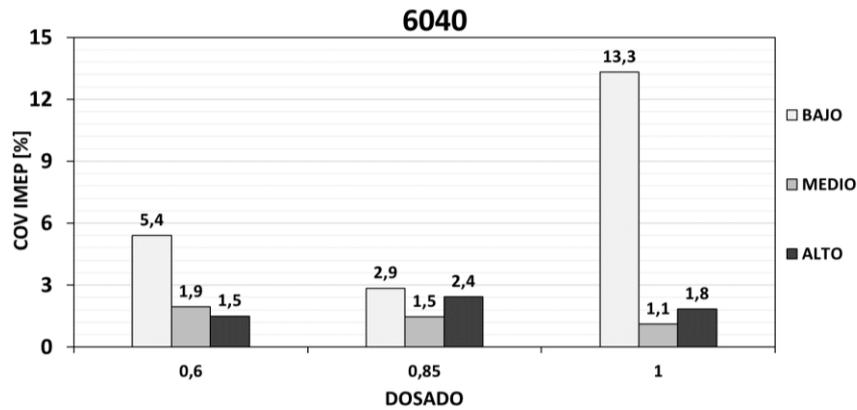


Figura 34 Valores para el COV IMEP en función del dosado y los avances de chispa para las mezclas 8020, 7030 y 6040.

En el gráfico puede observarse como tendencia general que las variaciones ciclo a ciclo siempre son bajas para los avances de chispa medios, esto debido a que este avance está cerca al MBT, punto óptimo de salto de chispa para los motores de combustión interna. A medida que el avance de chispa se ve aumentado o disminuido a esta referencia, las inestabilidades de combustión empiezan a aumentar.

Se realiza un análisis de cómo el dosado afecta la magnitud de las variaciones cíclicas, sin embargo, este análisis lo llevaremos a cabo en principio para las variaciones cíclicas que se presentan debido a los apagados parciales y apagados totales dentro del proceso de combustión (avances de chispa bajos y medios), no a las variaciones cíclicas presentadas por el fenómeno de detonación (avances de chispa altos).

Puede verse, en la Figura 34 que, para cualquier composición de la mezcla, y trabajando con avances de chispa bajos, las menores variabilidades cíclicas se presentan para el dosado de 0.85. En avances bajos, mucho del tiempo de combustión de la mezcla se da en la etapa de expansión y una disminución en el dosado a 0.6 implica una disminución en la reactividad de la mezcla. Estos efectos combinados hacen que muchos ciclos tengan apagados parciales o totales aumentando en gran medida las variaciones ciclo a ciclo. Por otra parte, al aumentar a un dosado de 1.0 la mezcla combustible tendrá dificultades para tener una oxidación completa debido a la ausencia de aire dentro de la cámara de combustión, aumentando así las variaciones ciclo a ciclo. Para la composición 6040, trabajado a un dosado de 1.0 y con un avance de chispa bajo, las variaciones ciclo a ciclo aumentaron excesivamente hasta valores superiores de 10% lo cual es lo máximo aceptable para condiciones de operación estables [18]. Esto es debido a que además de haber falta de oxígeno en la combustión y de que el proceso de combustión se da en la etapa de expansión, la mezcla tiene un poder calorífico muy bajo (100% Biogás). En este punto de operación, el motor no alcanza a llegar a un estado estable. Las revoluciones del motor operando a esta condición no lograron nunca quedarse en un valor estable, permanece oscilando alrededor de 1800 rpm.

Respecto a la operación con ángulos de chispa medios, no se tiene una tendencia definida del comportamiento en el COV IMEP con el cambio en el dosado pues para la mayoría de los puntos de operación esta magnitud está por debajo de 3%, mostrando que los valores para los avances de chispa medios no corresponden al valor del MBT, son puntos adecuados para obtener una estabilidad en la operación del motor.

Es importante mencionar que, a excepción del punto en donde no se logró estabilidad del motor, ninguno de los valores de las variaciones ciclo a ciclo llegaron a sobrepasar una magnitud del 8%, lo cual es aceptable incluso para aplicaciones de automoción [18]. Estos valores tan bajos en el COV IMEP incluso para avances de chispa altos y bajos se deben gracias al trabajo con altas relaciones de compresión lo que mejora en gran medida la eficiencia de combustión, sin embargo, la forma geométrica de la cámara de combustión también podría tener influencia en dichos resultados. El comportamiento anómalo del COV IMEP para el punto de operación con mezcla 8020 trabajando a un dosado de 0.6 en donde la magnitud del coeficiente de variación disminuye drásticamente al trabajar con un avance alto puede deberse a que en realidad este punto de operación tenga el valor del MBT más cercano al avance alto (25°) que al avance medio (21°). Es importante recordar que entre más bajo sea el dosado, menor es la reactividad de la mezcla y por ende la duración de la combustión será un poco mayor, por lo que se hace necesario ir avanzando el ángulo de chispa para alcanzar el MBT.

Ahora analizaremos el comportamiento de las inestabilidades cuando se pasa de un avance de chispa medio, a un avance alto, es decir tratando de encontrar el fenómeno de detonación. Para obtener una medida cuantitativa del fenómeno detonante se obtiene el promedio de la amplitud de los picos de presión. La Figura 35 muestra dichos valores para cada punto de operación. El límite mínimo para los picos de detonación que darán cuenta de la aparición del fenómeno es de 0.5 bares. Puede verse que, para ningún punto de operación, operando en los valores de avance de chispa medios o bajos se presenta el fenómeno. Esto se debe a que buena parte del proceso de combustión de la mezcla entra en la fase de expansión disminuyendo su presión y temperatura y por ende nunca alcanza puntos de autoignición del combustible.

Por otra parte, para cualquier mezcla combustible operando con dosados de 0.6 es más difícil alcanzar el fenómeno detonante. Esto es debido a que la mezcla combustible a este dosado tiene muy baja reactividad debido a su alta dilución con el aire. Solo para la mezcla 7030 se alcanzaron niveles en donde se observó el fenómeno, aunque no con gran magnitud. Por otra parte, cuando se trabaja en dosados de 0.85 o 1.0, se logra tener una mezcla más reactiva, así un avance alto en la chispa y, por ende, una fase de combustión que se da en mayor parte en la etapa de compresión alcanzó los niveles de autoignición del combustible por lo que se presentó el fenómeno. Es importante notar que, para la mezcla más pobre en poder calorífico, es decir el biogás sin enriquecimiento (6040) y con un dosado de 1.0 no se alcanzaron condiciones para que apareciera detonación. Este punto de operación incluso fue difícil de alcanzar debido a que el motor es difícil de estabilizar. La combustión incompleta debido a la falta de aire, junto con esta mezcla tan poco energética debido a su alto contenido de dióxido de carbono traía consigo muchos problemas para que el régimen del motor permaneciera en 1800 rpm. Para esta mezcla con tan bajo poder calorífico y trabajando con dosados de 0.85 se lograron niveles bajos de detonación. Por otra parte, para mezclas de biogás enriquecido con metano, un avance bajo en el avance de la chispa obtuvo niveles de detonación considerables.

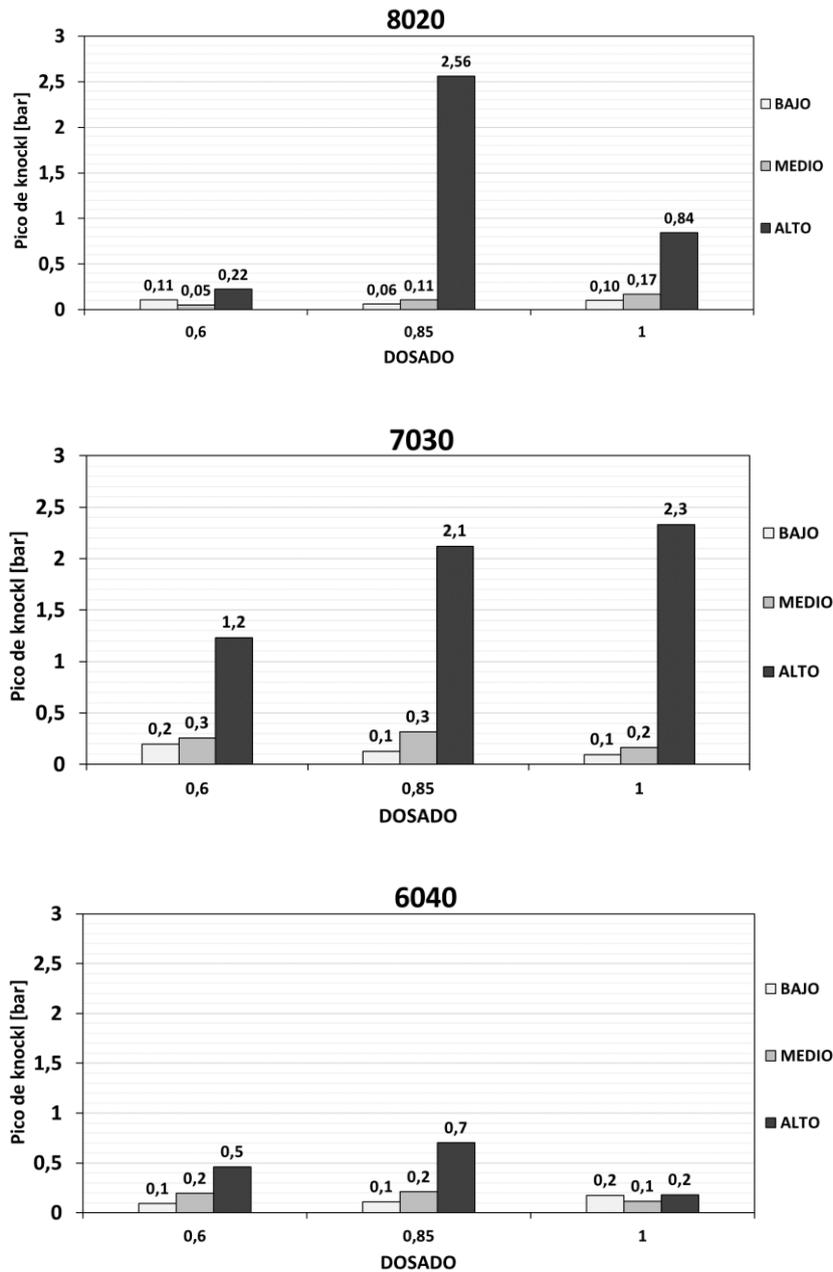


Figura 35. Valores para los picos de detonación en función del dosado y los avances de chispa para las mezclas 8020, 7030 y 6040.

La aparición del fenómeno detonante tiene un gran impacto en la forma en que se consume la mezcla combustible en el proceso de combustión. En la Figura 36 se muestran los valores para la duración en grados del proceso de combustión, el cual se define como el tiempo necesario para consumir el 95% de la masa de la mezcla combustible. En la figura puede observarse que en los puntos de operación con detonación se disminuye la duración de la combustión. Este comportamiento se debe, como ya se había mencionado, a que dentro de la cámara de combustión hay más de un punto de ignición en la mezcla combustible. Un punto debido al salto de chispa y el resto debido a la autoignición del combustible. Esta situación da lugar a una tasa de consumo de masa mucho más alta.

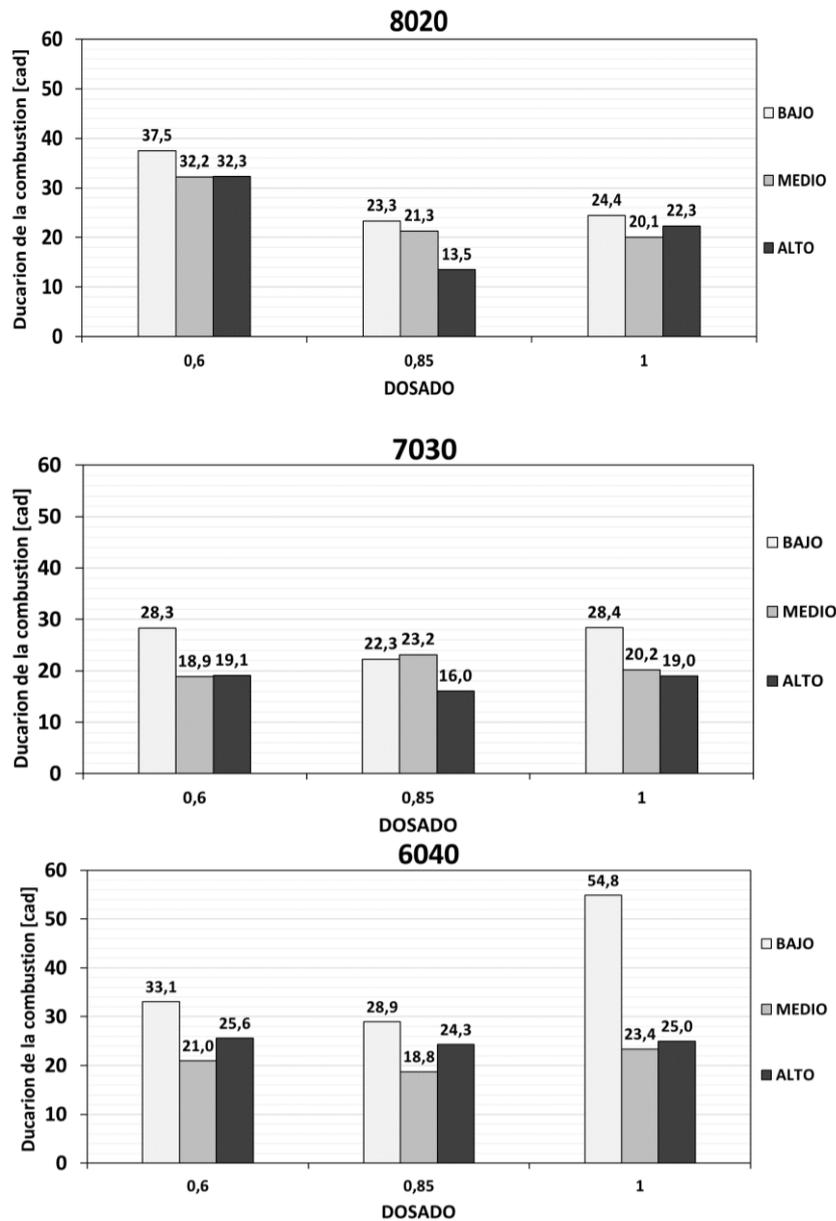


Figura 36. Valores para la duración de la combustión en función del dosado y los avances de chispa para las mezclas 8020, 7030 y 6040.

Se realizaron simulaciones computacionales en el software CHEMKIN® con el fin de encontrar el tiempo retraso a la ignición a las condiciones de composición, dosado, presión y temperatura para puntos de operación en donde se presentará el fenómeno detonante y otros puntos en donde no se presentará. La Figura 37 muestra los tiempos de retraso a la ignición predichos por el software (barras grises) y los tiempos reales de residencia de la mezcla para este punto de operación (barras blancas). El tiempo de residencia de la mezcla se tomó como el tiempo que tarda la mezcla para lograr un cambio en la presión de 2 bares. Puede verse que, con base en los resultados del software, se predice la autoignición del combustible en los tres casos en donde experimentalmente se obtuvo fenómeno. Para los puntos de operación en donde no se presentó el fenómeno de detonación, el software también predice correctamente que el tiempo de residencia de la mezcla sin quemar es menor que el tiempo necesario para alcanzar la autoignición.

Las simulaciones se llevaron a cabo con la suposición de que la mezcla se encuentra a las condiciones que se muestran debajo de cada una de las barras de la Figura 37 (composición, dosado, presión y temperatura) en un reactor completamente agitado adiabático. En este modelo los reactivos entran al reactor y se asume que son mezclados a nivel molecular, de forma homogénea haciendo que no existan limitaciones asociadas al transporte difusivo de calor y masa, de esta forma las propiedades dentro del reactor son uniformes espacialmente. Con estas condiciones en todos los puntos del reactor el proceso cinético acontece de la misma forma y simultáneamente. El tiempo de retraso a la ignición se halla con base en la generación de la especie H_2O_2 .

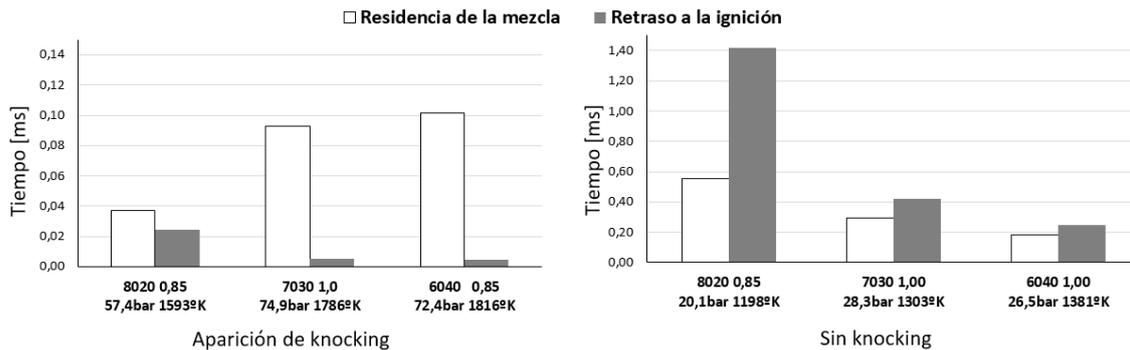


Figura 37. Tiempos de retraso a la ignición y de residencia de la mezcla sin quemar para puntos de operación con y sin detonación.

En la Figura 35 puede verse claramente como en los puntos de operación en donde se obtuvo el fenómeno de detonación, el COV IMEP también aumenta tal como se esperaba (Figura 34). Las variaciones en la curva de presión generadas por la autoignición del combustible hacen que los puntos de presión máximo de cada ciclo se dispersen de su valor promedio. Así entonces las variaciones cíclicas no solo se ven afectadas por ciclos con apagado parcial o total dentro de la cámara de combustión, sino también por efectos de sobrepresión generadas por la autoignición del gas sin quemar.

En general, para cualquier punto de operación, a un avance determinado, la duración de la combustión es menor para dosados de 0.85 que de 0.6. Aunque teóricamente la combustión mejora en dosados pobres, un dosado de 0.6 es una mezcla demasiado pobre en combustible lo que lleva duraciones de combustión más largas e incluso ciclos en donde no se logra el buen encendido de la misma.

La necesidad de colocar una válvula mariposa en el sistema de admisión del flujo combustible al hacer la conversión del motor a encendido provocado genera necesariamente caídas de presión en el ducto de admisión. La caída de la presión en el ducto de admisión hace que la eficiencia volumétrica también caiga por lo que se ve una disminución inminente en la eficiencia efectiva del motor. Por otra parte, dicha disminución en la presión lleva a que el porcentaje de gases residuales atrapados en el cilindro al momento del traslape de válvulas aumenten (Figura 1). El aumento de los gases residuales tiene repercusiones térmicas y químicas negativas en el proceso de combustión. Los gases residuales que quedan atrapados en el ciclo tienen una temperatura mucho más alta que la mezcla fresca de combustible la cual se encuentra aproximadamente a la temperatura ambiente, este aumento en la temperatura al comienzo del ciclo es el factor más determinante para que la mezcla sufra autoignición y se presente el fenómeno detonante [60]. Por otra parte, los aumentos en los gases residuales en la mezcla fresca actúan como diluyentes en la

misma por lo que sus propiedades de combustión como son las velocidades de deflagración y poder caloríficos disminuirían. Estos impactos térmicos y químicos influyen negativamente en los parámetros indicados del motor y se cree que aumentan considerablemente las inestabilidades de combustión, tanto en las variaciones cíclicas como en la probabilidad de que la mezcla sufra detonación en motores de encendido provocado.

Los valores para el rendimiento volumétrico en todas las pruebas realizadas están alrededor del 50% con aperturas de la válvula mariposa de aproximadamente 35% por lo que no se podría observar el efecto del aumento de los gases recirculados en la operación del motor si trabajara con porcentajes de apertura de la válvula mayores. Trabajar con aperturas de válvula de mariposa mayores implicaría que la potencia de salida del motor aumente por lo que se debe implementar un cambio en el sistema de refrigeración para que el motor no llegue a sufrir daños físicos.

Por otra parte, para el cálculo de los parámetros que nos permitirán obtener los parámetros geométricos y sus respectivas variaciones, se procede a utilizar el algoritmo elaborado (anexo). Como resultado, se obtienen los valores para el radio del frente de los gases quemados y para el área del frente de los gases quemados en todo instante para cada uno de los ciclos en los puntos de operación. Para la obtención de los parámetros necesarios para estudiar las inestabilidades de combustión se usarán 50 ciclos en cada punto de operación.

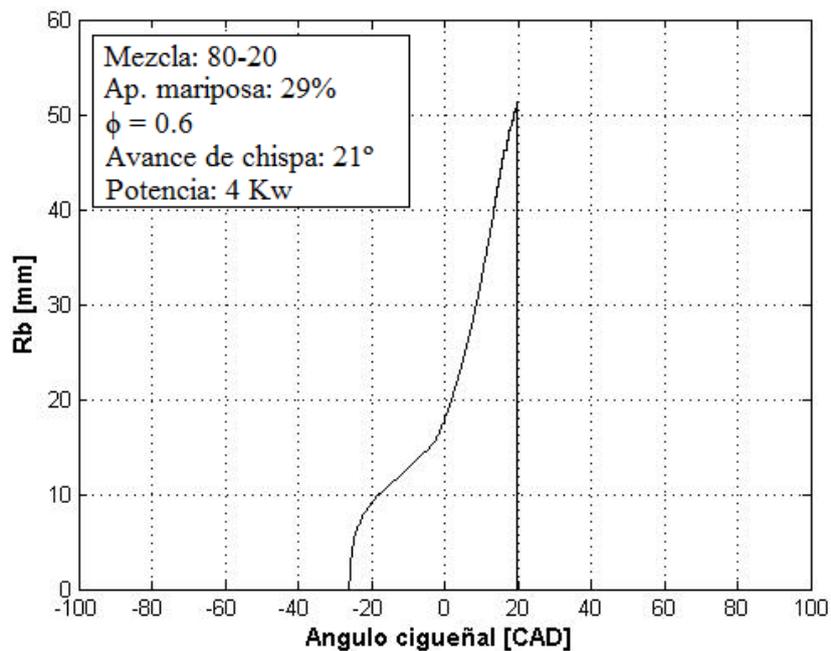


Figura 38. Radio de los gases quemados en función del ángulo del cigüeñal para un ciclo trabajando con la mezcla 8020.

En la Figura 38 se observa el valor del radio de los gases quemados contra el ángulo del cigüeñal para 1 ciclo. Los cambios en las concavidades de la figura se deben a los puntos en donde el frente de llama toca las paredes, la cabeza del cilindro o cuando el proceso de combustión cambia de desarrollarse en la fase de compresión a desarrollarse en la fase de expansión, cambiando notablemente la velocidad de crecimiento del radio del frente de llama. En el momento en el que radio del frente de llama toca las paredes del pistón se extingue por la pérdida de calor por el

cilindro. Al momento en que el frente de llama ha tocado todas las paredes del cilindro el radio del frente toma el valor de cero. Si se observa detalladamente, la curva de la figura se va haciendo cada vez menos suave a medida que el frente de llama se acerca a su punto de extinción. Esto se debe a que para hallar estos valores se utiliza un método iterativo, pues no hay solución exacta para las integrales a solucionar para hallar el valor en esos puntos. Al obtener una estimación de cómo se desarrolla el radio de los gases quemados para cada uno de los ciclos podemos obtener un estimado para otros parámetros importantes dentro del proceso de combustión.

Para lograr obtener valores referentes a las velocidades de expansión del frente de llama se utilizaron dos métodos. El primero con base en la curva obtenida para el radio de los gases quemados (Figura 43), así:

$$u_b = \dot{r}_b + \dot{r}_c \frac{\partial V_c}{\partial r_c}$$

Sin embargo, para nuestro estudio hicimos la suposición de que el centro del núcleo de ignición siempre estará entre los electrodos de la bujía y no será afectado por los campos de velocidad del flujo de mezcla combustible circundante, es decir $\dot{r}_c = 0$, Cabe decir que esta suposición afectará en gran medida la veracidad de los resultados obtenidos, pues se sabe que las variaciones a lo largo del proceso de combustión están relacionados con el movimiento inicial del núcleo de ignición. Así entonces tenemos que:

$$u_b = \dot{r}_b$$

Los valores encontrados para esta velocidad de expansión de los gases quemados se ven muy influenciados por la fase en donde la combustión inicia. Cuando la combustión inicia en la fase de compresión, la velocidad de expansión de los gases es más baja que cuando la combustión se da en la fase de expansión. Aunque las condiciones de presión y temperatura en la fase de compresión sean mayores, el poco volumen en la cámara de combustión, junto a la gran cantidad de mezcla sin quemar al momento de ignición de la combustión no permiten que el frente de llama se desarrolle a gran velocidad. Por otra parte, cuando el proceso de combustión pasa a la fase de expansión, aunque disminuyen las condiciones de presión y temperatura, aumenta el volumen disponible para que el frente de llama se desarrolle por lo que las velocidades de expansión aumentan considerablemente. En la Figura 39 se puede observar los valores de la velocidad de expansión de los gases sin quemar u_b para un ciclo en donde el inicio de la combustión se presenta en la etapa de compresión. La Figura 39 muestra que en el instante en donde se da el núcleo de ignición el radio de los gases quemados presenta un aumento súbito en su tasa de crecimiento.

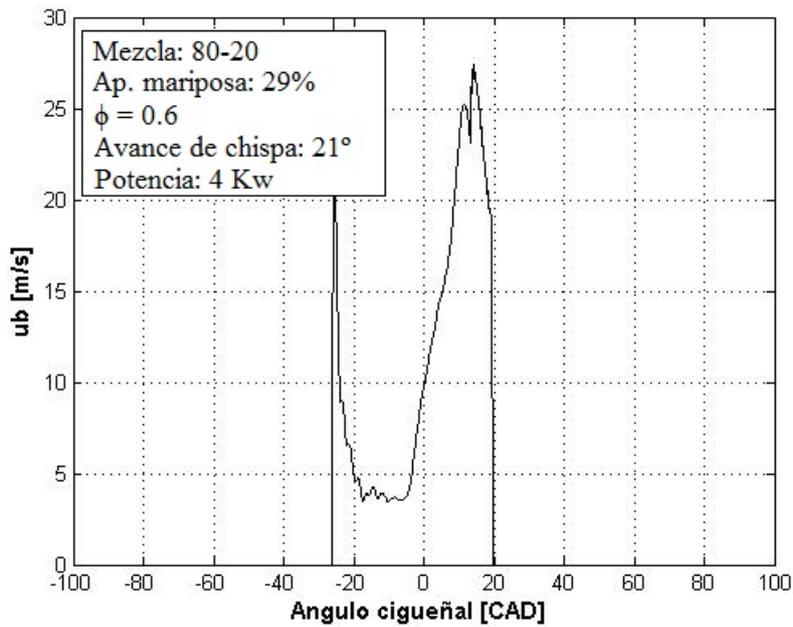


Figura 39. Velocidad de expansión de los gases quemados en función del ángulo del cigüeñal para un ciclo trabajando con la mezcla 8020.

También puede apreciarse que la velocidad de los gases quemados después de pasar a la etapa de expansión presenta unos picos máximos para luego comenzar a disminuir. Estos puntos corresponden a las posiciones en donde el frente de llama A_b , toca las paredes del cilindro. En este punto, el área del frente de llama disminuye debido a la extinción de los puntos en donde esta toca las paredes del cilindro como puede notarse en la Figura 40. Los cambios súbitos en la tasa de crecimiento del área del frente de llama que se observa corresponden a los puntos en donde el área toca primero la cabeza del pistón, y luego las paredes del cilindro, para luego hacerse cero cuando todo se ha extinguido.

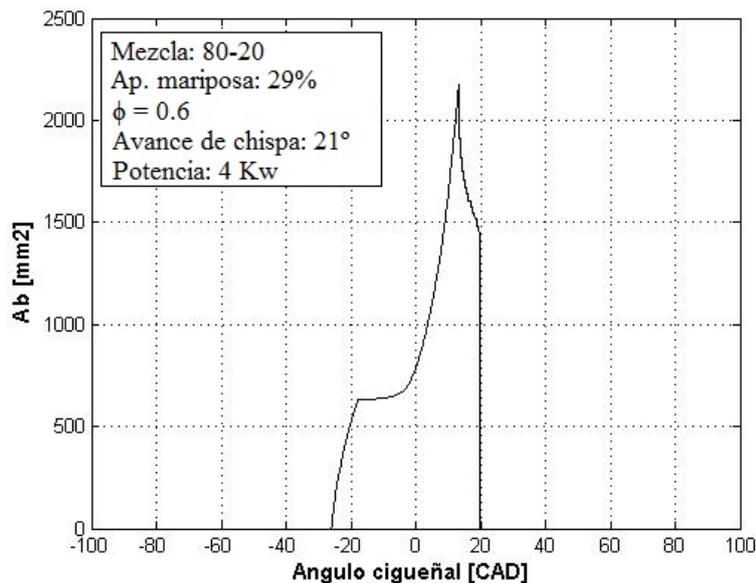


Figura 40. Área del frente de llama de los gases quemados en función del ángulo del cigüeñal para un ciclo trabajando con la mezcla 8020.

Por otra parte, las inestabilidades de combustión relacionadas con los parámetros geométricos solo se mostrarán para los avances bajo y medio debido a que para avances altos muchos de los ciclos presentan autoignición del combustible lo que darían valores imprecisos respecto a radios de frentes de llama y velocidades de expansión de los mismos. Los parámetros geométricos se obtienen con base en las tasas de liberación dentro del ciclo dadas por un modelo termodinámico que asume una presión uniforme en la cámara de combustión lo que no es cierto cuando se presenta el fenómeno de detonación. En la Figura 41 puede verse la evolución de la fracción de masa quemada para cada uno de los ciclos en el punto de operación con composición 8020, dosado de 0.85 y un avance alto, el cual tuvo un valor del pico de detonación de 2.56 bares. Puede notarse como en algunos ciclos la tasa de consumo de masa es mucho mayor. Un ciclo sin la presencia de autoignición toma aproximadamente 20 grados en lograr un consumo del 20% de la masa mientras que para un ciclo con autoignición le toma aproximadamente 4 grados en lograr el mismo consumo. Esto se debe a los varios puntos de ignición dentro del proceso.

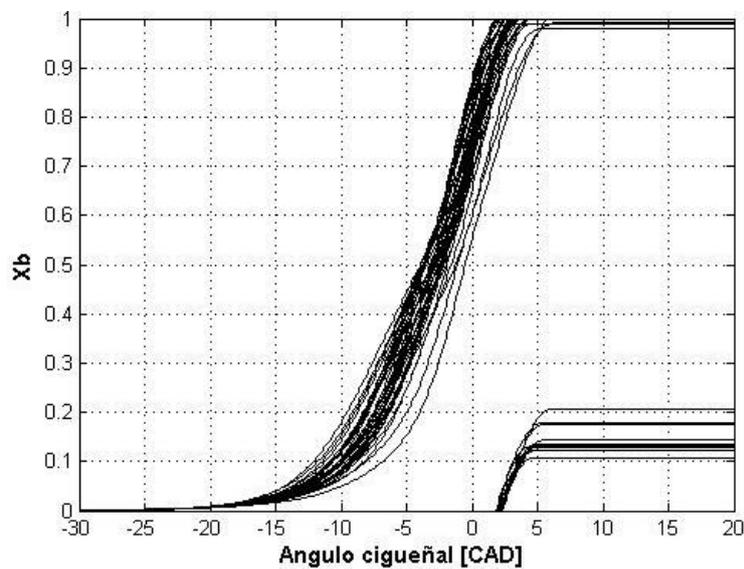


Figura 41. Fracción de masa quemada para un punto de operación con knocking.

Debido a este fenómeno los valores promedio de la velocidad de expansión del frente de los gases quemados para puntos de operación con detonación se verán enormemente afectados por los ciclos que presenten autoignición. En la Figura 42 puede verse la velocidad promedio de expansión de los gases quemados u_b para cada uno de los ciclos. Puede verse como los ciclos que presentan autoignición alcanzan velocidades hasta de 140 m/s, mientras que los ciclos sin autoignición presentan velocidades de alrededor de 20 m/s, esto produce que la velocidad promedio en este punto de operación de 42.5 m/s sea un valor errado si nos referimos a los ciclos donde solo hay combustión debido al salto de chispa. Cabe aclarar que estas velocidades de 140 m/s no son velocidades reales de expansión de un frente de llama. Estos valores son altos debido a la presencia de varios puntos de ignición dentro de la cámara, y por ende la aparición de varios frentes de llama en un mismo instante, pero ninguno con valores de expansión del frente tan altos. Por esta razón, las inestabilidades de combustión referentes a los parámetros geométricos solo serán analizadas para los avances de chispa medios y bajos.

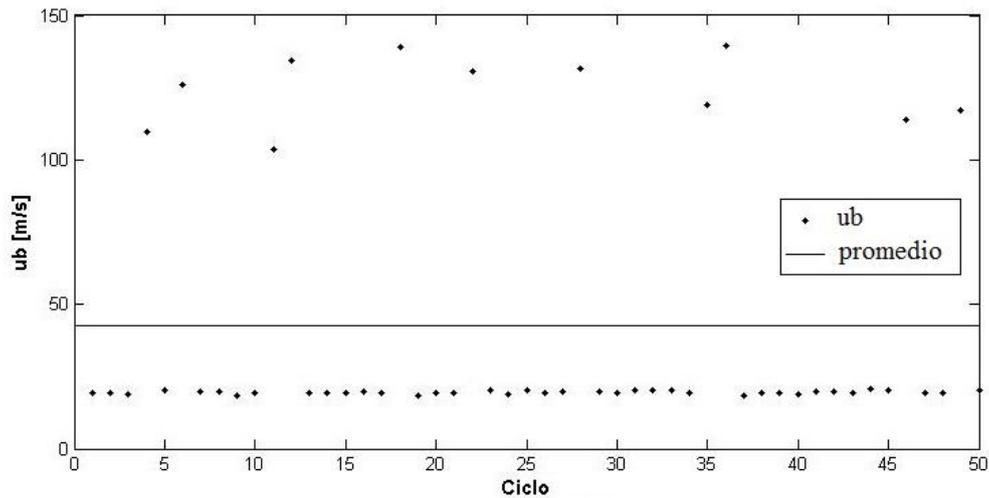


Figura 42. Velocidades promedio de expansión de gases quemados u_b para un punto de operación con detonación.

Cabe mencionar que los parámetros de inestabilidad relacionados con parámetros geométricos se verán influenciados en gran manera por las variaciones ciclo a ciclo presentadas respecto a los aspectos termodinámicos y de presión. Entre mayor hayan sido las magnitudes de las variaciones en los parámetros termodinámicos y de presión, menores precisiones tendrán los datos mostrados a continuación por el hecho de que se presentan solo valores promedio para un número de ciclos establecido en donde los ciclos con apagado parcial y con apagado total influyen mucho en la magnitud de este valor.

La Figura 43 muestra los valores promedio del radio máximo de los gases quemados en los puntos de operación realizados en la experimentación para los avances bajo y medio. La dispersión para los valores máximos del radio fue muy pequeña para todos los puntos de operación donde el motor estuvo estable, aproximadamente de más o menos $2mm$. Para la mezcla 6040 con dosado de 1.0 y avance de chispa bajo se tuvo una operación del motor inestable. Muchos de los ciclos de ese punto de operación no alcanzaron a quemar la totalidad de la fracción de masa admitida. Por este motivo, el frente de llama nunca alcanzó a tocar todas las paredes de la cámara por lo que al momento de la programación el radio máximo del frente permanecía creciendo reproduciendo erróneamente el correcto comportamiento físico que sucede dentro de la cámara de combustión. El análisis de este punto de operación no presentará resultados acertados, solo se realizaron para observar cuales eran los resultados bajo dichas circunstancias. Respecto al cambio de la magnitud de los radios máximos alcanzados con el cambio de avance de chispa se observa que los cambios son mínimos. Sin embargo, para cualquier composición, los radios máximos alcanzados en dosados de 0.6 son más bajos en comparación a los dosados de 0.85 y 1. Este comportamiento se debe a que el tiempo de retraso de ignición del combustible para un dosado de 0.6 es largo debido a la baja reactividad de la mezcla. Así entonces, el tiempo disponible para el desarrollo del frente de llama se ve reducido lo que también se refleja en un menor valor máximo para el radio alcanzado.

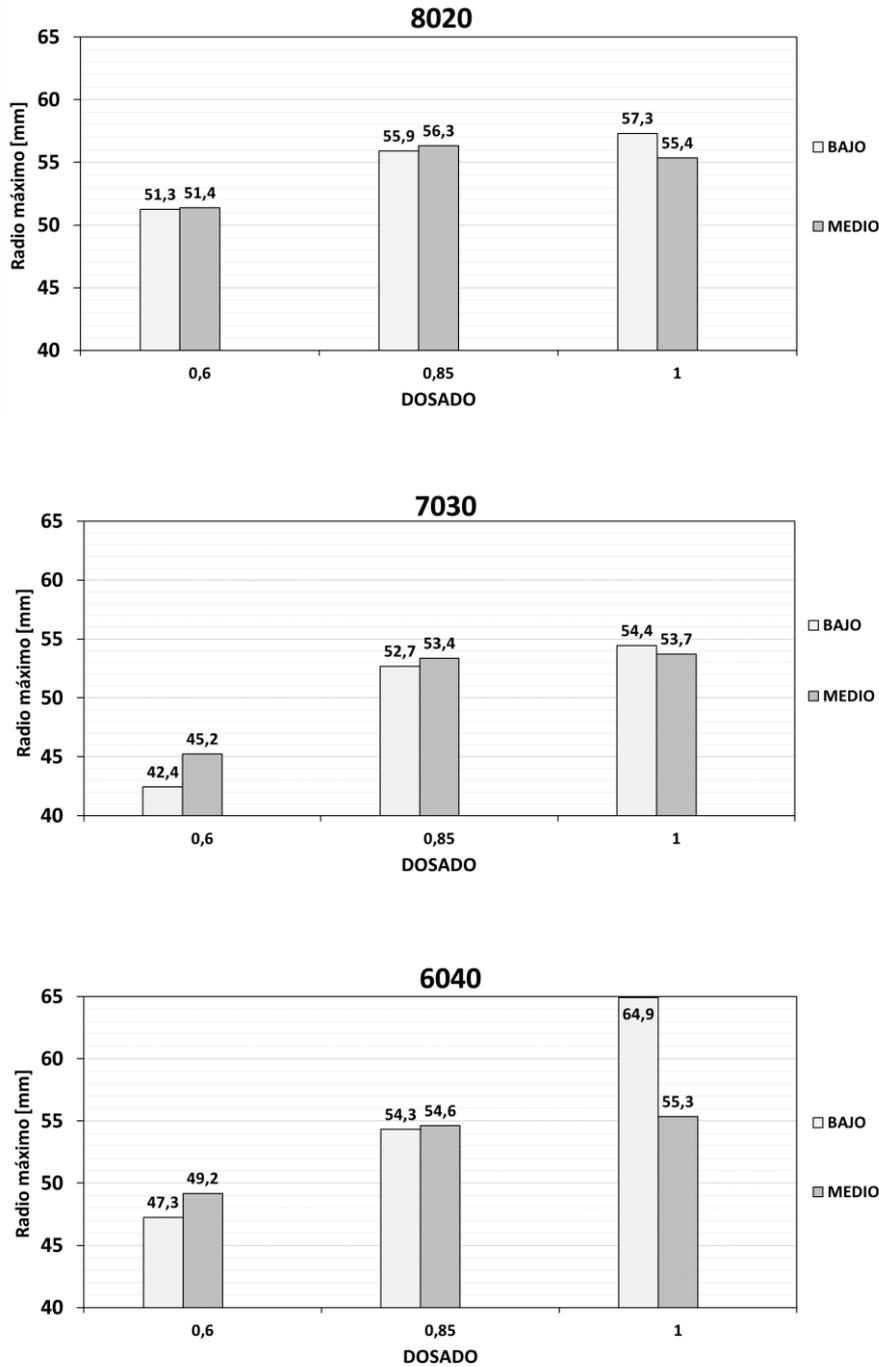


Figura 43. Valores promedio del radio máximo alcanzado en cada ciclo en función del dosado y avances de chispa bajo y medio para las mezclas 8020, 7030 y 6040.

La Figura 44 muestra los valores promedio para 50 ciclos de la velocidad de expansión de los gases quemados u_b . El valor promedio para 1 ciclo de la velocidad de expansión de los gases quemados es el promedio aritmético de todos los valores de u_b mostrados en la Figura 39. Puede verse que, en general, los valores de la velocidad de expansión del frente de los gases quemados es mayor en dosados de 0.85 para una mezcla y un avance de chispa dado. Como ya se ha mencionado el proceso de combustión se ve favorecido para estas condiciones de mezclado con el aire. Referente al avance de chispa, puede verse que, en general, los valores para la velocidad de expansión de

los gases quemados son mayores en los avances medios. Esto se debe a que en los avances bajos el número de ciclos con apagado parcial y apagado total son mayores. Así, Las altas variaciones ciclo a ciclo de estos puntos de operación ocasionan que las velocidades promedio de expansión de los gases en estos puntos disminuya.

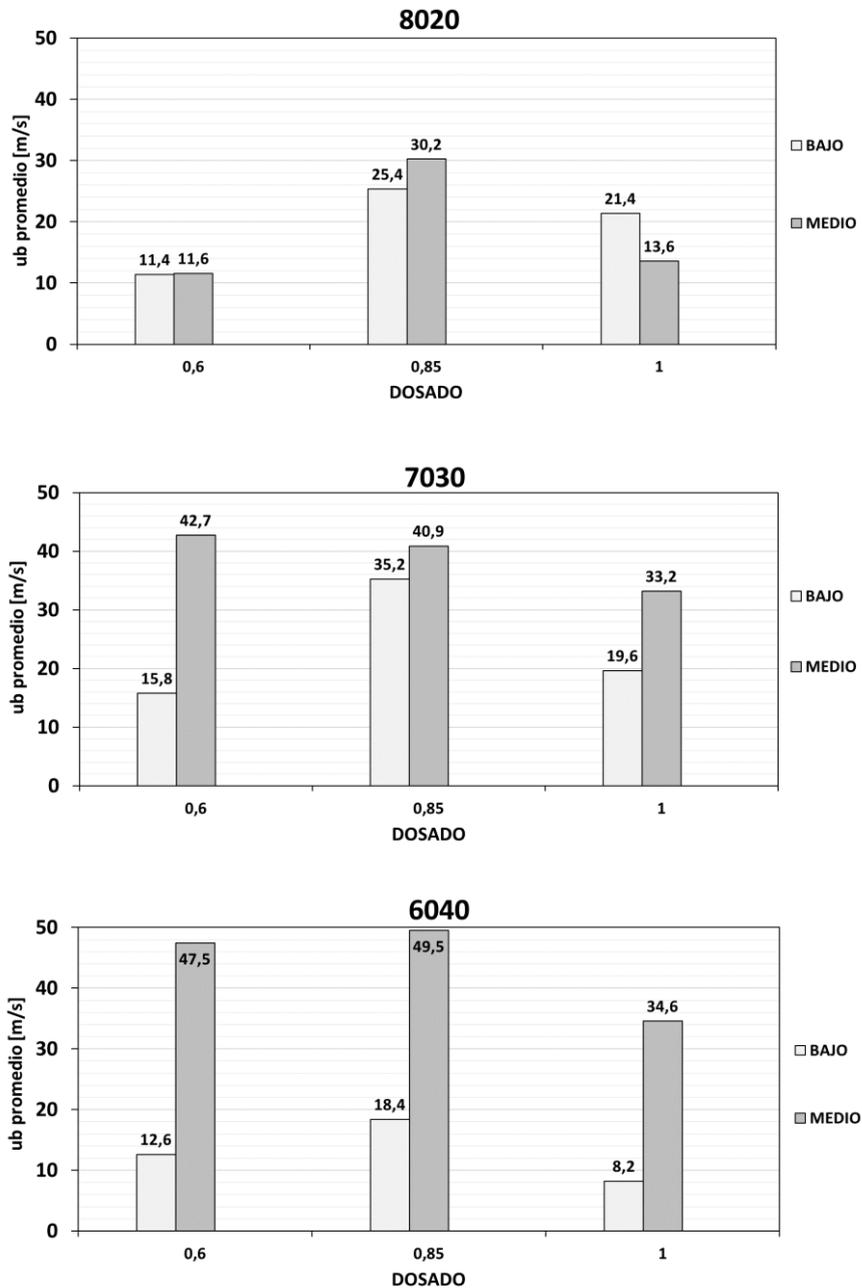


Figura 44. Valores promedio para la velocidad de expansión de los gases quemados en función del dosado y avances de chispa bajo y medio para las mezclas 8020, 7030 y 6040.

Con base en los resultados obtenidos para la velocidad de expansión de los gases quemados para cada uno de los ciclos podemos observar por qué en la mezcla 8020 a un dosado de 0.6 y a un avance medio, el coeficiente de variación de la presión media indicada COVIMEP es alto y las velocidades de expansión del frente de los gases quemado es bajo. Este comportamiento se debe

a que para este punto de operación el avance de chispa fue más alto con respecto a todos los otros puntos de operación con avance de chispa medio. Esto provoca que el comienzo de la combustión se presente en gran parte en la fase de compresión.

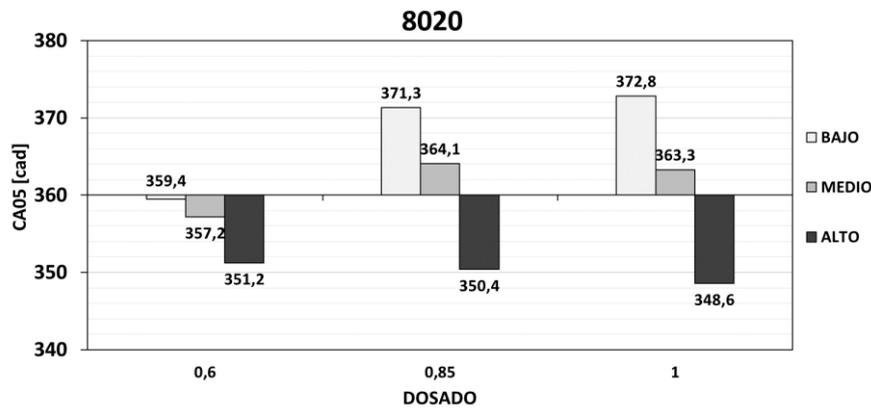


Figura 45. Ángulo de inicio de la combustión promedio (CA05) en función del dosado para la composición 8020.

En la Figura 45 se puede observar el ángulo del cigüeñal al inicio del proceso de combustión. Este valor corresponde al 5% de la fracción de masa quemada (CA05). Puede verse que el punto de operación mencionado antes ya ha consumido el 5% de la masa alrededor de 3 grados antes del punto muerto superior a diferencia de los otros puntos de operación con avance de chispa medio en donde este mismo consumo está alrededor de los 4 grados después del punto muerto superior. La velocidad de expansión del frente de llama en la etapa de compresión se ve disminuida a causa del poco volumen disponible en la cámara lo que genera un aumento de la densidad de la mezcla (Figura 49).

Los valores de velocidad de expansión del frente de llama están directamente relacionados con los valores de la duración de la combustión para cada punto de operación. Como pudo verse en la Figura 43, los valores máximos del radio del frente de llama máximo son similares y con muy poca variación ciclo a ciclo. Por este motivo, la velocidad necesariamente será mayor para los puntos de operación en donde la duración de combustión sea menor. La duración de la combustión es menor para dosados de 0.85 y por ende a este dosado es que se presentan las mayores velocidades de expansión para una composición y un avance dado.

La Figura 46 se muestran los valores para el coeficiente de variación de la velocidad de expansión del frente de los gases quemados. Como se mencionó, un inicio de la combustión en la fase de compresión origina que la velocidad de expansión de los gases quemados disminuya debido al poco volumen disponible dentro de la cámara. Por otro lado, cuando la combustión en cambio comienza en la fase de expansión, el volumen grande en la cámara disponible y por ende la disminución de la densidad de la mezcla aumenta las velocidades de expansión de los gases quemados. Sin embargo, los valores de presión y temperatura disminuyen en esta fase. Debido a esto, el ángulo de inicio en donde el núcleo de ignición se forma tiene grandes variaciones ciclo a ciclo. En la figura puede observarse que para una composición y para un avance de chispa fijo, las variaciones son menores para el dosado de 0.85, dosado en donde todas las variaciones cíclicas disminuyen debido a la buena reactividad de la mezcla. Por otro lado, para los avances de chispa bajos, la dispersión es mucho mayor. Esto es debido a que los avances bajos comenzaron su

proceso de combustión mucho más entrados en la fase de expansión en comparación con los avances medios. Esta situación trae problemas para la estabilidad del inicio y desarrollo de todo el proceso de combustión.

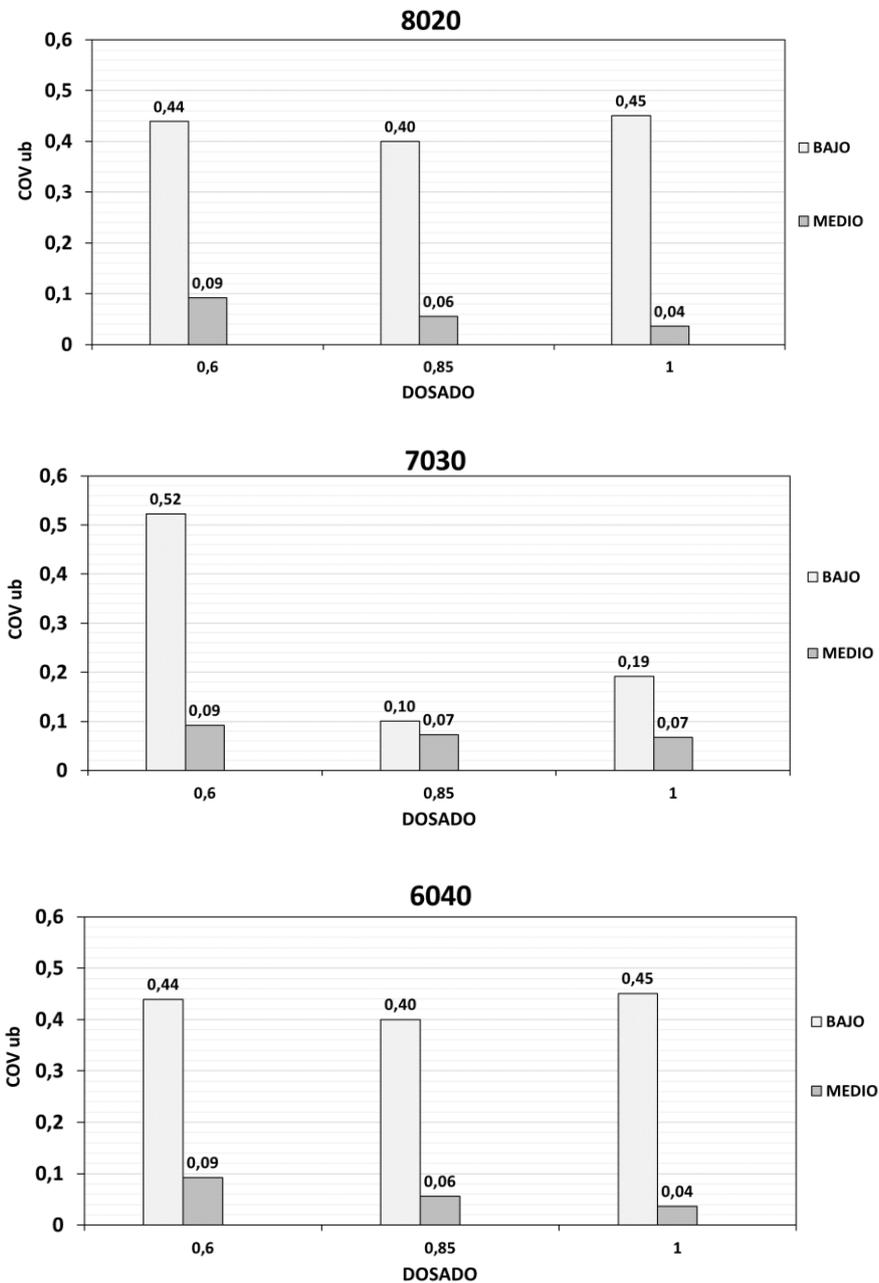


Figura 46. Coeficiente de variación de la velocidad de expansión de los gases quemados para las mezclas 8020, 7030 y 6040.

Por otra parte, se encontraron valores para la velocidad de deflagración turbulenta S_b instantáneos para cada ciclo. La relación entre la velocidad de deflagración turbulenta y la velocidad de expansión de los gases quemados se basa en las ecuaciones mencionadas en el capítulo 2.6 y se tiene que:

$$S_b = \frac{u_b}{\frac{\rho_u}{\rho_b} (1 - y_b) + y_b}$$

El promedio de este valor para los 50 ciclos en cada uno de los puntos de operación se muestra en la Figura 47. Puede verse que las tendencias de la velocidad de deflagración turbulenta para todos los puntos de operación son iguales a las de la velocidad de expansión de los gases quemados.

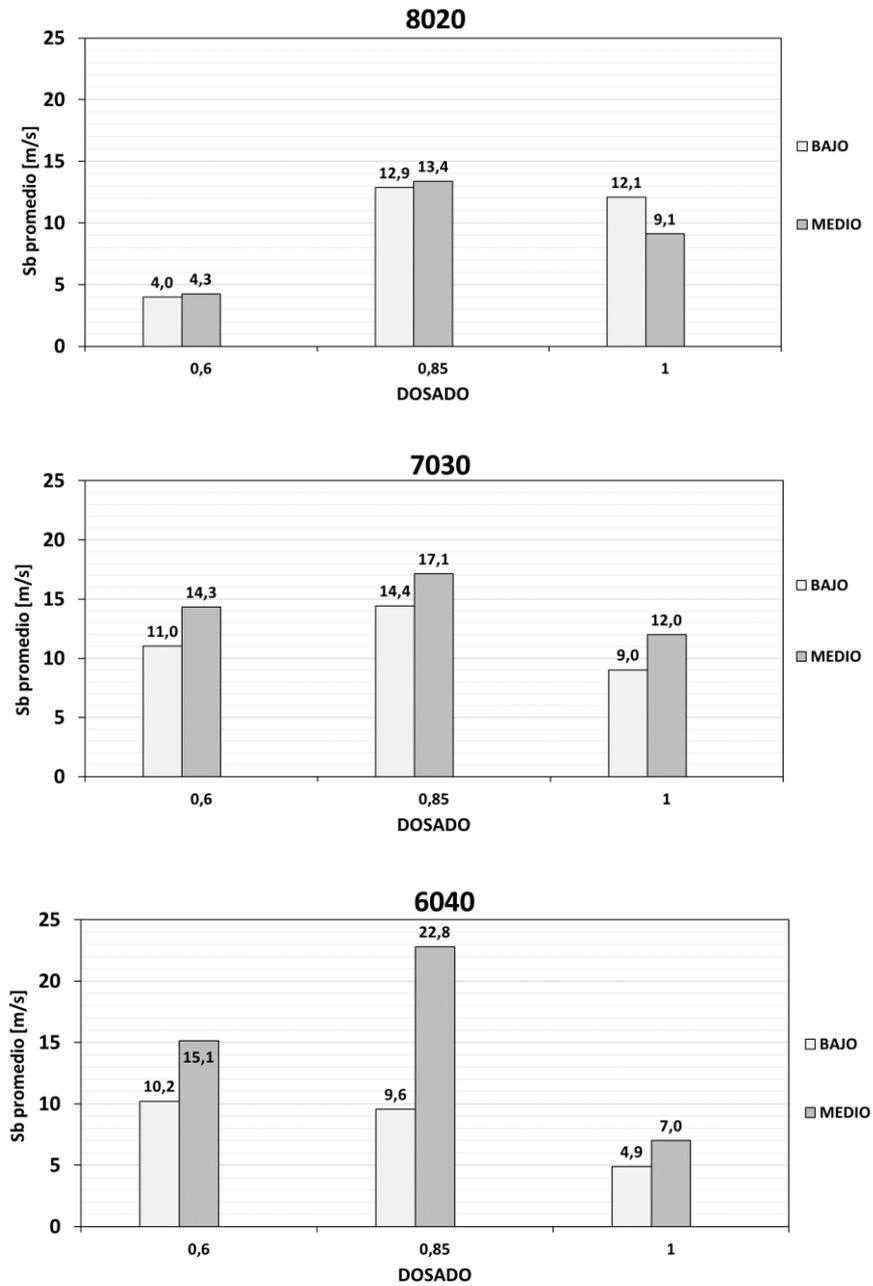


Figura 47. Velocidad de deflagración turbulenta promedio en función del dosado y avances de chispa bajo y medio para las mezclas 8020, 7030 y 6040.

Por otra parte, se utilizó el modelo de James Keck [25] para encontrar valores de velocidad turbulenta y parámetros del proceso de combustión turbulenta basados en las ecuaciones mencionadas en la sección 4.2. Los parámetros importantes que pueden dar cuenta de las variaciones cíclicas referente a parámetros turbulentos son la velocidad de deflagración laminar, la velocidad característica y la longitud característica. Aunque todos estos parámetros son posibles de hallar con la implementación del código, su estudio será realizado en estudios posteriores. La Figura 48 muestra las velocidades de deflagración promedio con base en el modelo de Keck para los diferentes puntos de operación realizados en la experimentación.

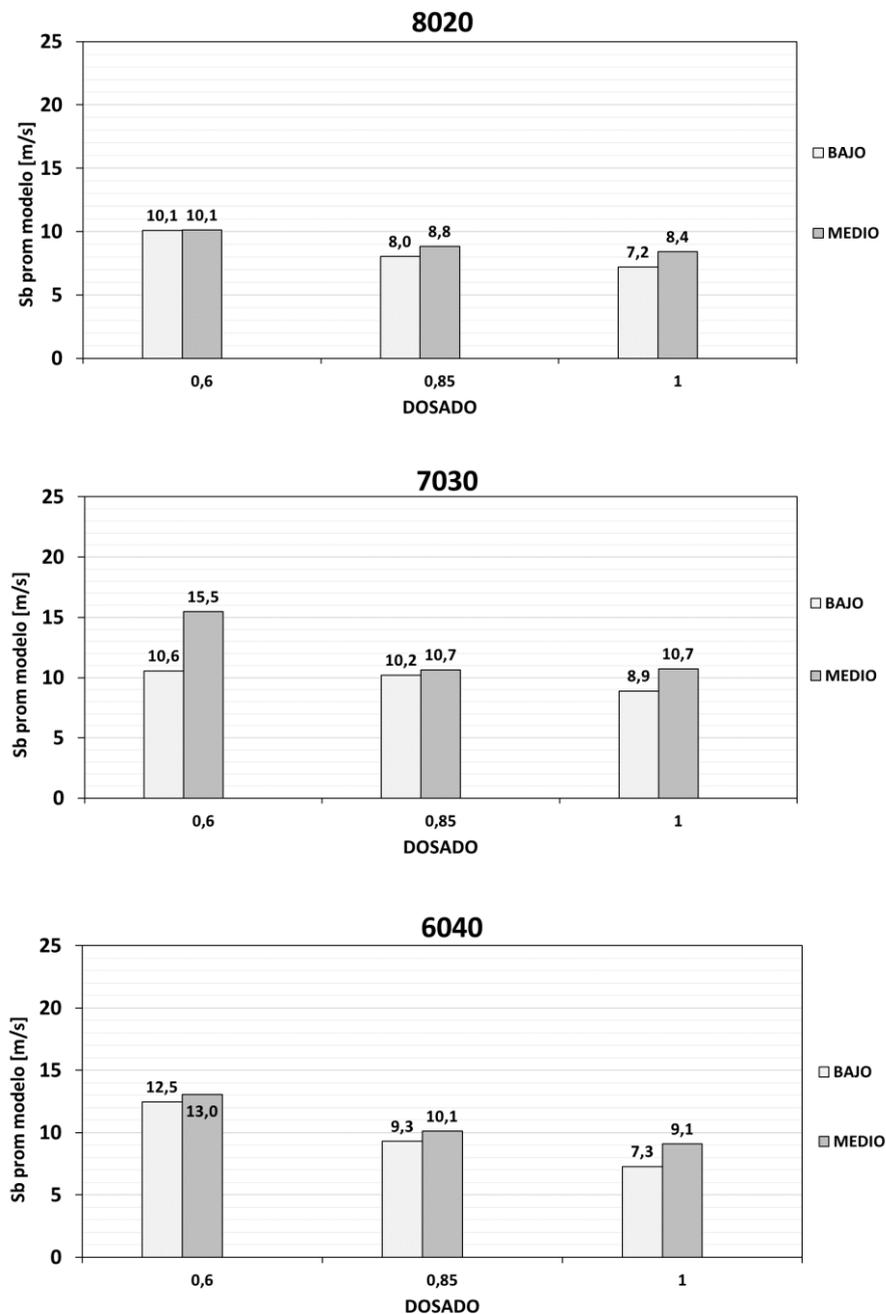


Figura 48. Velocidad de deflagración turbulenta promedio determinada por medio del modelo de Keck en función del dosado y avances de chispa bajo y medio para las mezclas 8020, 7030 y 6040.

Lo que se encontró es que en los puntos de operación en donde la combustión comienza en la fase de compresión, las magnitudes de los valores del modelo de Keck son mayores que para las velocidades de deflagración turbulenta encontradas con base en la velocidad de expansión de los gases quemados. En la Figura 49 puede verse como estos ciclos tienen velocidades de deflagración bajas en la zona en que la combustión está dentro de la fase de compresión mientras que el modelo desarrollado por Keck no sufre dicha disminución. El modelo de Keck fue desarrollado para motores de encendido provocado en donde la cabeza del pistón tiene una geometría completamente diferente al de un pistón de combustión diésel. El pistón del motor con el que se realizó la experimentación es original del motor diésel y es posible que su geometría influya en gran medida en como el radio, el área y por ende las velocidades de combustión se desarrollen. Estudio de estos parámetros para motores diésel convertido a encendido provocado utilizando geometrías diferentes en la cabeza del pistón pueden ser objeto de un estudio posterior.

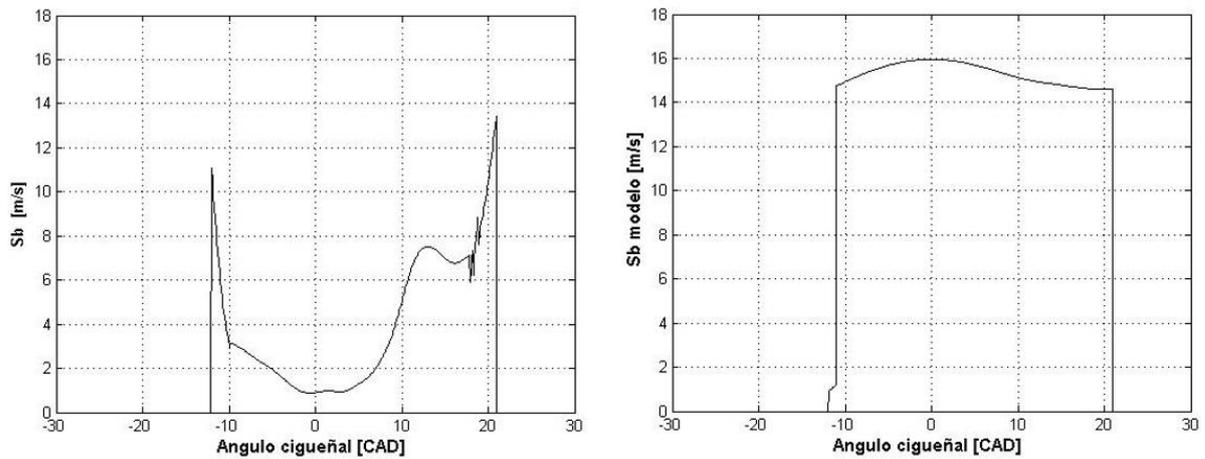


Figura 49. Impacto en la velocidad de deflagración para un ciclo en donde la combustión se presenta en la fase de compresión.

Sin embargo, los puntos de operación en donde la combustión se da en la fase de expansión (Figura 50) muestran que las velocidades de deflagración turbulenta con base en las velocidades de expansión de los gases quemados, y la velocidad de deflagración con base en el modelo de Keck tienen un comportamiento similar, aunque no siempre con magnitudes iguales. Para estos ciclos en donde la combustión se da en la fase de expansión la magnitud de las velocidades de deflagración con base en el modelo de Keck tienen magnitudes menores. Esto puede deberse a la diferencia en geometrías de la cámara de combustión del motor diésel convertido en que se hizo la experimentación a los motores de encendido provocado que sirvió de base para la creación del modelo.

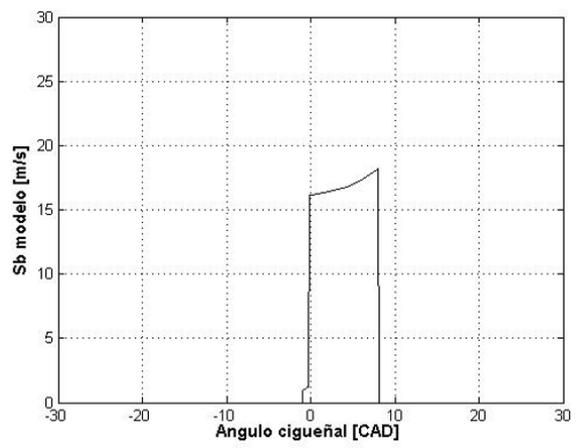
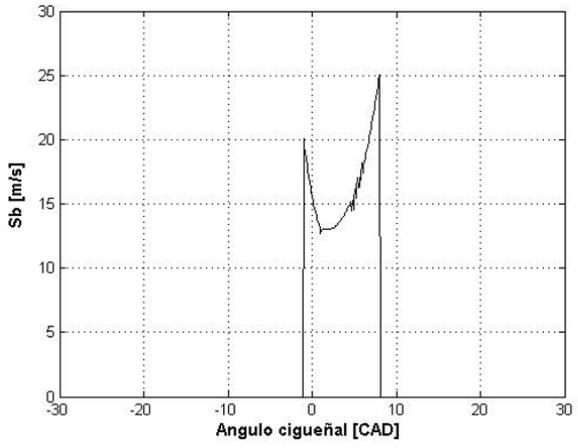


Figura 50. Velocidad de deflagración de un ciclo en donde la combustión se presenta en la fase de expansión.

Capítulo 6

Conclusiones

- El uso de aperturas parciales de la válvula mariposa implica a una disminución de la presión en el ducto de admisión reduciéndose el rendimiento volumétrico y la eficiencia indicada y efectiva. La disminución en la presión también ocasiona que el porcentaje de gases residuales aumenten en el ciclo de combustión afectando negativamente propiedades de combustión como las velocidades de deflagración laminar y poderes caloríficos. Estos aumentos en los gases residuales aumentan las inestabilidades de combustión tanto como las variaciones cíclicas como la probabilidad de detonación de la mezcla combustible.
- El punto de operación con condiciones de composición 6040 (Biogás puro) a un dosado de 1.0 y con un avance de chispa bajo fue el único punto de operación en el cual el motor no logro unas condiciones de trabajo estable. La baja reactividad de la mezcla, junto con unas condiciones de dosado en donde no favorece la homogeneidad de la misma y un avance tan bajo en donde el inicio de la combustión comienza tan entrado en la fase de expansión provoca que el régimen de giro del motor no pueda permanecer constante.
- Las magnitudes de las variaciones cíclicas se ven afectadas no solo por los ciclos con apagado parcial o apagado total sino también por la aparición del fenómeno de detonación. Inclusive para las condiciones de avance bajo de chispa, en donde el proceso de inicio y desarrollo de la combustión se presenta en la fase de expansión, no se superaron valores de 8% en el coeficiente de variación de la presión media indicada COV IMEP siempre y cuando el punto de operación fuera estable. Estos valores para el COV IMEP son aceptables incluso para condiciones de automoción. Los valores bajos en los niveles de variación de la presión media indicada son debido al trabajo con altas relaciones de compresión del motor lo cual aumenta la eficiencia de la combustión.
- El fenómeno detonante nunca llegó a presentarse para avances de chispa medios o bajos. En dosados de 0.6, incluso con avance de chispa altos, es difícil lograr que este fenómeno aparezca. La aparición del fenómeno detonante tiene un gran impacto en la forma cómo se consume la mezcla combustible pues aparecen varios puntos de ignición dentro de la cámara, disminuyendo así la duración de la combustión. El valor más alto para el pico de detonación fue de 2.56 bares y se dió para la mezcla 8020 a un dosado de 0.85 y con un avance de chispa alto.
- Las simulaciones con el software CHEMKIN® para encontrar tiempos de retraso a la ignición basados en la generación de la especie H_2O_2 para algunos puntos de operación dentro de la experimentación dieron valores que predijeron correctamente la aparición del autoencendido de la mezcla combustible para puntos de operación con avance alto, además de predecir también que no ocurriría dicho fenómeno para avances bajos.
- La duración de la combustión, en general, es menor para el dosado de 0.85 pues la mezcla combustible en estas condiciones de estar pobre en combustible sin llegar a bajas reactividades mejora en gran medida el proceso de quemado.
- Se elaboró un código en MATLAB® que permite obtener parámetros geométricos referentes a la combustión del motor. Con la implementación del código, y con base en la fracción de masa quemada y la presión dentro de la cámara en todo instante se logra obtener el radio del frente de llama, el radio de los gases quemados, el área del frente de

llama, velocidades de expansión de los frentes, velocidades de deflagración turbulenta, velocidades de expansión y de deflagración según el modelo de James Keck.

- El código generado permite obtener valores importantes que influyen en la aparición de variaciones cíclicas referentes al proceso de combustión. El código permite obtener velocidades de deflagración laminar con base en el modelo desarrollado por Metghalchi [33], longitudes características del quemado turbulento y constantes de tiempo características con base en el modelo de Keck [25].
- El código generado permite seguir, cuantificar y valorar el comportamiento de parámetros geométricos tales como radios del frente de llama, radio de los gases quemados, áreas del frente de llama, área del frente de los gases quemados, velocidades de expansión de los radios y las áreas antes mencionadas y tiempos y longitudes características de combustión,
- Los resultados referentes a parámetros geométricos para los avances de chispa bajo y medios son razonables; los resultados para los avances altos son imprecisos. Para avances altos, la aparición del fenómeno de autoignición provoca dentro de la cámara la aparición de varios frentes de llama por lo que la mezcla se consume de forma inusual.
- La forma en la que se desarrolla el frente de llama dentro de la cámara de combustión está muy influenciado por la fase en la que se dé el proceso de combustión. La tasa de crecimiento de estos parámetros es baja cuando la combustión se da en la fase de compresión y aumentan al pasar a la fase de expansión.
- La forma en que se inicia el proceso de combustión dentro de la cámara está también influenciada por la fase en la que se dé el proceso. La generación del núcleo de ignición (kernel) presenta mucha más variabilidad cuando el inicio de la combustión está en la fase de compresión. Esto se debe a la disminución de la temperatura y la presión que afectan la correcta aparición del núcleo de ignición.
- Las variaciones cíclicas se deben en gran parte a variaciones en el proceso de formación del núcleo de ignición al momento del salto de chispa. Estas variaciones son debidas a cambios locales en la composición de la mezcla, a porcentaje de gases quemados residuales, cambios en el perfil de flujo, cambios locales en la descarga eléctrica de la chispa, temperaturas de la bujía y de las paredes de la cámara, entre otras.
- El radio máximo alcanzado presenta muy baja dispersión para todos los puntos de operación. La variación para los puntos en donde el motor permaneció estable es de aproximadamente 2mm . Los radios máximos alcanzados por las mezclas con dosados de 0.6 son menores debido a que a estas condiciones el tiempo de retraso de inflamación es más alto a causa de la baja reactividad de la mezcla. Así el tiempo disponible para desarrollarse el frente de llama se ve reducido alcanzando radios menores.
- La velocidad de expansión de los gases quemados, en general, es mayor para dosados de 0.85. Son mayores para avance de chispa medios debido a que en ciclos con avance bajo, se presenta apagado parcial y total aumentando las variaciones ciclo a ciclo que afectan el valor promedio obtenido para las velocidades de expansión.
- Los valores para el coeficiente de variación de las velocidades de expansión del gas sin quemar son menores para dosados de 0.85. Para los pequeños avances de chispa la dispersión es mayor que para los avances medios debido a que los avances bajos comienzan el proceso de combustión más entrados en la fase de expansión en donde se presentan problemas para la estabilidad en el inicio y desarrollo de la llama.

- Los valores hallados para las velocidades de deflagración turbulenta con base en la tasa de crecimiento del radio del frente de los gases quemados, y las velocidades de deflagración por medio del modelo de Keck [25] no coinciden. Esto es debido a que el modelo de Keck no predice de buena manera las tasas de expansión que se presenten en la etapa de compresión. Puede deberse a que el motor con que se hace la experimentación en este estudio es original de un motor diésel el cual tiene un pistón con una geometría muy distinta a los pistones de encendido provocado. Sin embargo, el comportamiento de la velocidad de deflagración turbulenta por los dos métodos si presenta similitudes siempre y cuando la combustión se dé en la fase de expansión.

Trabajos posteriores

- El estudio de la influencia en la formación y desarrollo del núcleo de ignición después del salto de chispa puede ampliar el entendimiento de la aparición de las variaciones cíclicas dentro del proceso de combustión.
- En este estudio los avances de chispa medios no corresponden a los valores del MBT (Maximum Brake Torque) el cual es el punto óptimo en donde debe darse el salto de chispa. La determinación de estos valores para cada punto de operación nos permitirá hacer comparaciones más precisas en términos de eficiencia.
- La programación del código permite obtener valores importantes que influyen en las variaciones cíclicas tales como velocidad de deflagración laminar, longitudes características de quemado turbulento y constantes de tiempo características que permitirán aumentar el entendimiento de la influencia del comportamiento turbulento en el proceso de combustión.
- Los valores promedio obtenidos para la determinación de las variaciones ciclo a ciclo no muestran mucha información referente a los ciclos con apagado parcial y total. Para lograr estudiar estos ciclos no es debido hablar de valores promedios para varios ciclos. El estudio podría hacerse solo para un ciclo con características de apagado parcial o total lo cual es posible con el código generado.
- Los pistones usados en la experimentación son los pistones originales del motor diésel. Las características del proceso de combustión pueden verse enormemente afectados por la geometría de la cabeza de los pistones las cuales podrían ser modificadas para ser similares a las de un motor de encendido provocado.
- Las correctas soluciones que brindan el uso de energías renovables a los problemas energéticos de la actualidad tales como las zonas no interconectadas a lo largo del país también deben minimizar el impacto negativo sobre el equilibrio del planeta evitando agravar fenómenos ambientales tales como el calentamiento global o las lluvias acidas, entre otros. Por esto, no solo es suficiente el estudio del desempeño del motor, sino también el estudio de las emisiones contaminantes en motores de encendido provocado trabajando con altas relaciones de compresión y con gases de origen renovable.

Bibliografía

- [1] http://documentacion.ideam.gov.co/openbiblio/bvirtual/023421/cartilla_INGEI.pdf.
- [2] <https://www.minminas.gov.co/documents/10180/742159/09C-SolucionesEnergeticasZNI-IPSE.pdf/2871b35d-eaf7-4787-b778-ee73b18dbc0e>.
- [3] Porpatham, E. et al. Effect of hydrogen addition on the performance of a biogas fuelled spark ignition engine, *Int. J. Hydrogen Energy*, 32 (12) (2007), pp. 2057–2065.
- [4] Gomez Montoya, J. pablo and Amell Arrieta, A. A. Estudio teórico y experimental de la conversión de un motor diesel a encendido provocado , utilizando como combustible mezclas de biogás y Metano., Universidad de Antioquia, Medellín, 2012.
- [5] Jaramillo, J. and Cardona, A. Evaluacion del comportamiento de un motor diesel modo encendido provocado con biogas enriquecido con CH4 e Hidrogeno., Universidad de Antioquia, 2013.
- [6] Heywood J.B. and Vilchis F.R. (1984): —Comparison of Flame Development in a SI Engine Fuelled with Propane and Hydrogen, *Combustion Science Technology*, Vol. 38, pp. 313-324. .
- [7] Amell, A. Estimación De Las Propiedades De Combustión De Combustibles Gaseosos.
- [8] Aleiferis, P.G., et al., Flame chemiluminescence studies of cyclic combustion variations and air-to-fuel ratio of the reacting mixture in a lean-burn stratified-charge spark-ignition engine. *Combustion and Flame*, 2004. 136(1–2): p. 72-90. .
- [9] Huang, Y. and V. Yang, Dynamics and stability of lean-premixed swirl-stabilized combustion. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2009. 35(4): p. 293-364. .
- [10] El-Mahallawy, F. and S.E.-D. Habik, Chapter 5 - Combustion, Heat Transfer, and Emission in Boilers and Furnaces, in *Fundamentals and Technology of Combustion*. 2002, Elsevier: Oxford. p. 499-746. .
- [11] Dunn-Rankin, D., et al., Chapter 1 - Introduction and Perspectives, in *Lean Combustion*. 2008, Academic Press: Burlington. p. 1-18. .
- [12] El-Mahallawy, F. and S.E.-D. Habik, Chapter 1 - Combustion Fundamentals, in *Fundamentals and Technology of Combustion*. 2002, Elsevier: Oxford. p. 1-75. .
- [13] Glassman, I. and R.A. Yetter, Chapter 1 - Chemical Thermodynamics and Flame Temperatures, in *Combustion (Fourth Edition)*. 2008, Academic Press: Burlington. p. 1-41. .
- [14] Packham, K. (2007). Lean-burn engine technology increases efficiency, reduces NOx emissions. *Power topic*, 7009.
- [15] Akansu, S. O. et al. Internal combustion engines fueled by natural gas - Hydrogen mixtures, *Int. J. Hydrogen Energy*, 29 (2004), pp. 1527–1539.
- [16] Germaine, G. J. and Wood, C. G., —Lean Combustion in Spark-Ignited Internal Combustion Engines - A Review, *SAE paper 831694*. .
- [17] Taylor, C., *The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice*, The MIT Press, Cambridge Mass., 1977. .
- [18] Heywood, J. B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*, 21 (1988). United states of America: Mc Graw Hill, Inc., 1988.
- [19] Quader, A., —What Limits Lean Operation in Spark Ignited Engines - Flame Initiation or Propagation?, *SAE paper 760760*. .
- [20] Takeshi, T., —Ignition, Combustion, and Exhaust Emissions of Lean Mixtures in

Automotive Spark Ignition Engines| SAE paper 710159. .

- [21] Combustion and its modeling in spark-ignition., J.B. Heywood., Sloan automotive laboratory, MIT cambridge, Mass. 02139, USA.
- [22] Maly, R., “Spark Ignition: its Physics and Effect on the internal combustion process,” in J.C. Hilliard and G.S. Springer (eds.), *Fuel Economy in Roads Vehicles Powered by Spark Ignition Engines*, Chap. 3, Plenum Press, New York, 1984.
- [23] Brown, A. Measurement and modelling of combustion in a spark ignition engine, Brunel University, 1991.
- [24] Beretta, G.P., Radishi, M., and Keck, J.C., “Turbulent flame propagation and combustion in spark ignition engines,” *Combustion and flame*, Vol. 52, pp. 217-245, 1983.
- [25] Keck C.J. (1982): —Turbulent Flame Structure and Speed in Spark Ignition Engines|, *Proceedings Ninetieth International Symposium on Combustion*, The Combustion Institute, Vol. . pp. 1451-1466. .
- [26] Kalghatgi, G., “Spark Ignition, Early Flame Development and Cyclic Variation in I.C. Engines,” SAE Technical Paper 870163, 1987, doi:10.4271/870163.
- [27] Abraham J., Williams F.A. and Bracco F.V. (1985): —A Discussion of Turbulent Flame Structure in Premixed Charges|, SAE 850345, Vol. 94, pp. 128-143. .
- [28] Turns, S. An introduction to combustion: Concepts and applications, 2nd ed. (1999). Mc Graw Hill series in Mechanical Engineering, 1999.
- [29] Boulouchos, k., Steiner, T, and Dimopoulos, P., “investigation of flame speed models for the flame growth period during premixed engine combustion.” SAE paper 940476, 1994.
- [30] Mantzaras, J, Felton, P.G., and bracco, F.V., “Three dimensional visualization of premixed-charge engine flames; Islands of reactants and products Fractal dimensions; and homogeneity,” SAE paper 881635, in SP-759, 1985.
- [31] Liou, T.-M., Hall, M., Santavicca. D.A., and bracco, F.V, “Laser dopper velocimetry measurements in valved and ported engines,” SAE paper 840375, SAE Trans., Vol 93, 1984.
- [32] Merdjani, S, and Sheppard, C.G.W., “Gasoline engine cycle simulation using the leeds turbulent burning velocity correlations,” SAE paper 932640, 1993.
- [33] Mohamad Metghalchi. Laminar Burning velocity of isoctane-air, methane-air and methanol-air mixtures at high temperature and pressure., *B. S. Univ. Oklahoma*, (1975).
- [34] Rhodes, D, B and Keck, J. C.: “Laminar Burning Speed Measurements of indolene-air-Diluent Mixtures at High Pressures ana Temperature,” SAE paper 850047, 1985.
- [35] Blizard N. C. and Keck J.C. (1974): —Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines|, SAE 740191, Vol. 83, pp. 846-864. .
- [36] Bedoya Caro, I. dario. Estudio de la influencia del sistema de mezclado y la calidad del combustible piloto en el desempeño de un motor dual, Universidad de Antioquia, 2007.
- [37] Smith, J, R., SAE paper 820043 presented the international congress and exposition, February 1982.
- [38] Curto-Risso, P. L. et al. Optimizing the geometrical parameters of a spark ignition engine: Simulation and theoretical tools, *Appl. Therm. Eng.*, 31 (5) (2011), pp. 803–810.
- [39] Spicher, U., Kröger, H. and Ganser, J. Detection of Knocking Combustion Using Simultaneously High-Speed Schlieren Cinematography and Multi Optical Fiber Technique. SAE Technical Paper. 1991. Disponible en: <http://papers.sae.org/912312/>. .
- [40] Kim, H. S. et al. Hydrogen addition effects in a confined swirl-stabilized methane-air flame, *Int. J. Hydrogen Energy*, 34 (2) (2009), pp. 1054–1062.

- [41] Kawahara, N., Tomita, E. and Sakata, Y. Auto-ignited kernels during knocking combustion in a spark-ignition engine. *Proceedings of the Combustion Institute*. 31, 2. 2007, 2999-3006. Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S154074890>. .
- [42] Rogers, D. R. *Engine combustion: Pressure Measurements and Analysis*, 1st ed. (2010). usa: SAE international, 2010.
- [43] Ball, W. F., and Hil, R W.: "Control of a Light Duty Indirect Injection Diesel Engine for Best Trade-off between Economy and Emissions," paper C122182, in *Proceedings of Conference on Diesel Engines for Passenger Cars and Light Duty Vehicles*, Publication . .
- [44] Atkins, Richard D. 2009. *An introduction to engine testing and development*. Warrendale, Pa: SAE International.
- [45] Herweg, R. and Maly, R. R., "A fundamental model for flame kernel formation in S.I engines," SAE paper 922243, SAE trans, Vol. 101. 1992.
- [46] Refael, S. and Sher, E., "A theoretical study of ignition of a reactive medium by means of an electrical discharge," *Combust. & Flame*, Vol. 59, pp. 17-30. 1985.
- [47] Sher, E., Ben-Ya'ish, J., and Kravchik, T., "On the birth of a spark channel," *Comb. & Flame*, Vol. 89. pp. 186-194, 1992.
- [48] Castaño, E. and Heredia, S. *Diseño e implementación de una metodología para la adquisición de datos experimentales en un banco de motores de combustión interna*, Universidad de Antioquia, Grupo GASURE., 2015.
- [49] Savitzky, Abraham; Golay, Marcel J.E. (1964). «Smoothing and differentiation of data by simplified least squares procedures». *Analytical Chemistry* 36. p. 1627-1639.
- [50] Brunt M. F. J and Pond C. R. Evaluation of techniques for absolute cylinder pressure correction. SAE paper No. 970036.
- [51] Hohenberg. G. *Definition und eigenschaften des thermodynamischen Verlustwinkels*. Automobil Industrie. 1976.
- [52] Hribernik A. Statistical determination of correlation between pressure and crankshaft angle during indication of combustion engines. SAE paper 982541.
- [53] Tazerout M. Le Corre O. and Stouffs P. Compression ratio and TDC calibrations using temperature-Entropy diagram. SAE paper 1999-01-3509.
- [54] Tazerout M., Le Corre O. and Rousseau S. TDC determination in CI engines based on the thermodynamic analysis of the Temperature-Entropy diagram. SAE paper 1999-01-148.
- [55] Bilcan A. "Contribution a l'étude du cycle thermodynamique de moteurs fonctionnant en Dual-Fuel". These de doctorat. Ecole doctorale mécanique, thermique et génie civil. Université de Nantes. France. 2003.
- [56] Hohenberg, G. Advanced approaches for heat transfer calculation. SAE paper 790825.
- [57] Cengel, Y. and Boles, M. *Thermodynamics: An engineering Approach*, 6th ed. (2009). Mc Graw Hill, 2009.
- [58] Agudelo, J. R. *Motores Térmicos*. Medellín, Colombia.: Universidad de Antioquia.
- [59] Gomez Montoya, J. pablo and Amell Arrieta, A. A. Estudio para determinar las condiciones óptimas de operación de un motor de encendido provocado, con alta relación de compresión, con combustibles gaseosos de origen renovable., Universidad de Antioquia, Me.
- [60] Iván D. Bedoya, Samveg Saxena, Francisco J. Cadavid, Robert W. Dibble, Martin Wissink, Experimental evaluation of strategies to increase the operating range of a biogas-fueled HCCI engine for power generation, *Applied Energy*, Volume 97, September 2012,

Pa.

Anexos

Características técnicas de los equipos

1. Tableros de variables eléctricas

La carga del motor se realiza mediante un tablero de mando que comanda un banco de resistencias.



Tablero mando de resistencias variables

2. Medición de flujo de combustible

Para la medición del flujo másico de combustible se usa un medidor Coriolis el cual genera una señal eléctrica asociada a la magnitud del flujo másico.



Especificación	Magnitud
Fabricante	SIEMENS
Referencia	SITRANS FC MASS 2100 DI
Principio de Medición	Coriolis
Alimentación	24 V DC/AC, 50-60 Hz
Rango de Medición	0-1000 kg/h
Temperatura del Fluido	-50 180 °C
Error de Linealidad	0.1%
Error de Repetibilidad	0.05%
Presión Máxima	265 bar

Medidor coriolis y especificaciones técnicas.

3. Medición del flujo másico de aire

La medición del flujo de aire se hace por medio de una placa orificio acoplado a un transductor *Siemens*. El transductor de presión diferencial puede verse en la figura.



Especificación	Magnitud
Fabricante	SIEMENS
Referencia	SITRANS P DS III Transmitter
Principio de Medición	Diferencial de Presión
Alimentación	24 V DC
Rango de Medición	1 mbar - 400 bar
Temperatura del Fluido	-50 - 180 °C
Precisión	0.075%

Transductor de presión diferencial y especificaciones técnicas

4. Medición de emisiones contaminantes

Para el análisis de las emisiones contaminantes se usaron dos equipos, uno de ellos, equipo Maihak S710 para medir contenido de metano, monóxido de carbono, dióxido de carbono y oxígeno, y un segundo equipo, Thermo 48i-HL, para la medición de NOx.



Especificación	Magnitud
Rango CH ₄	0 - 100 % vol
Rango CO ₄	0 - 25 % vol
Rango CO	0 - 50000 ppm
Rango O ₂	0 - 100 % vol
Precisión CH ₄	0.1 % vol del Valor Absoluto
Precisión CO ₄	0.01 % vol del Valor Absoluto
Precisión CO	1 ppm del Valor Absoluto
Precisión O ₂	0.1 % vol del Valor Absoluto
Temperatura de la Muestra	0 - 45 °C
Presión de la Muestra	-0.2 - 0.3 bar
Flujo Volumétrico	5 - 100 l/h
Tiempo de Calentamiento	120 min
Conexión Eléctrica	100 - 230 VAC, 48 - 62 Hz

Analizador de gases Maihak S710 y especificaciones técnicas



Especificación	Magnitud
Rango NO	0 - 5000 ppm (0 - 7500 mg/m ³)
Rango NO ₂	0 - 5000 ppm (0 - 7500 mg/m ³)
Precisión NO	0.001 ppm del Valor Absoluto
Precisión NO ₂	0.001 pmm del Valor Absoluto
Temperatura de la Muestra	15 - 45 °C
Flujo Volumétrico	25 - 1100 cc/min
Conexión Eléctrica	100 - 240 VAC, 50 - 60 Hz

Analizador de gases Thermo 48i-HL y especificaciones técnicas

5. Cadena de medición en cámara y admisión.

El sensor de presión en cámara es un sensor Kistler 6125C el cual se acopla a un amplificador de carga Kistler 5064B el cual transforma y amplifica la señal generada por el sensor. El sensor y amplificador puede verse en la figura.



Especificación	Magnitud	Especificación	Magnitud
Rango	0 - 300 bar	Rango de Medición	$\pm 50000 - \pm 500000$ pC
Sensibilidad	-36 pC/bar	Voltaje de Alimentación	Vía SCP
Linealidad	0.4%FSO	Rango de Frecuencias	0 - >25 kHz
Frecuencia	>70 kHz	Conexiones de Salida	BNC negativo
Temperatura de Trabajo	-20 - 350 °C	Peso	0.26 kg
		Voltaje de Salida	0 - ± 10 V
		Error	< ± 1 %
		Corriente de salida	0 - ± 2 mA
		Temperatura de operación	0 - 60 °C

Medidor de presión Kistler 6125C y amplificador Kistler 5064B con especificaciones técnicas

El sensor de presión en la admisión es un sensor Kistler 4005C el cual se acopla a un amplificador de carga Kistler 4665B el cual transforma y amplifica la señal generada por el sensor. El sensor y amplificador puede verse en la figura.



Especificación	Magnitud	Especificación	Magnitud
Rango	0 - 10 bar	Voltaje de Alimentación	Vía SCP
Sensibilidad	<0.1 mbar/g	Rango de Frecuencias	0 - ≈ 5 kHz
Linealidad	0.2%FSO	Conexiones de Salida	BNC negativo
Frecuencia	0 - 40 kHz	Peso	0.32 kg
Temperatura de Trabajo	0 - 60 °C	Voltaje de Salida	0 - ± 10 V
		Error	< ± 0.1 %
		Corriente de salida	0 - ± 2 mA
		Temperatura de operación	-20 - 85 °C

Medidor de presión Kistler 5064B y amplificador Kistler 4665B con especificaciones técnicas

Una vez amplificada la señal pasa a ser acondicionada mediante un equipo de acondicionamiento Kistler SCP 2853A120 el cual puede verse en la figura.



Acondicionador Kistler SCP 2853A120

Para la sincronización de las señales de presión se encuentra incorporado el codificador angular el cual ejerce la función de reloj y genera los pulsos angulares y señal de disparo. El codificador es tipo Kistler 2614C11 y puede verse en la figura.



Especificación	Magnitud
Resolución (por Multiplicador de Pulsos)	0.1 - 6 grados
Exactitud dinámica en 10000 1/min (Retraso)	+0.02 grados
Rango de Velocidad	1 - 20000 1/min
Rango de Temperatura	-30 - 60 °C
Suministro de Energía	5 +/- 0.25 VDC, 200 mA

Codificador angular Kistler 2614C11

Código para determinación de parámetros geométricos del frente de llama

```

clear all
clc

pulsos=10;      %Numero de pulsos medidos por cada grado de avance del cigueñal

%-----CONDICIONES AMBIENTALES Y A LA ADMISION%-----
Tamb=298;      %Temperatura ambiente en K
Patm=84.9;     %Presion atmosferica en Kpa medellin
Tuo=300;      %temperatura referencia en K
%-----

%-----%DIAGNOSTICO DE COMBUSTION%-----
thetaig=335;  %Angulo de ignicion variable para cada punto de experimentacion
%-----

%-----%PROPIEDADES DEL GAS%-----
gama=1.4;     %relacion de calores especificos, puede sacarse como matriz del diagnostico
Ra=0.2870;    %Constante del gas aire (Kj/Kg*K)
phi=0.8;      %dosado
%-----

%-----%PARAMETROS GEOMETRICOS%-----
Nc=2;         %Numero de cilindros
N=1800;      %Regimen de giro

```

```

B=98.42/1000; %diametro del cilindro en metros
s=101.6/1000; %carrera en metros
rc=15.5; %Relacion de compresion
R=166/50.8; %relacion biela-manivela
Liv=10.4/1000; %Levantamiento maximo de la valvula en metros
Dv=44/1000; %Diametro de la valvula en metros
Rc=10/1000; %Distancia de la bujia al centro del cilindro en metros
cd=0.55; %coeficiente de descarga
IVC=212; %angulo de cierre de la valvula de admision
EVO=464; %angulo de apertura de la valvula de escape
%-----

%-----%CARGAR ARCHIVOS%-----
%-----%Parámetros Promedios de la operación del motor%-----
[Name Path]=uigetfile('*.txt','Abrir archivo de parametros promedio');
if Name==0
    return
end
pprom=importdata(fullfile(Path,Name));
%-----

%---%Curvas promedios del punto de operación para obtener la presión en la admisión%---
[Name Path]=uigetfile('*.txt','Abrir archivo de datos_promedio_tratamiento');
if Name==0
    return
end
padmision=importdata(fullfile(Path,Name)); %Se carga el archivo en una matriz
padm=0;
for i=1800:IVC*10
    padm=padmision(i,3)+padm;
end
padm=padm*100/((IVC*10)-1800); %Valor promedio de la presión absoluta entre el BDC y el
IVC [Kpa]
%-----

%-----%Obtención de la matriz que contiene la fracción de masa quemada%-----
[Name Path]=uigetfile({'*.txt'; '*.xls'; '*.mat'}, 'Abrir archivo de fraccion de masa
quemada Xb');
if Name==0
    return
end
xb=importdata(fullfile(Path,Name)); %Se carga el archivo en una matriz
filesize_xb=size(xb);
m=filesize_xb(2); %Número de ciclos
n=filesize_xb(1); %Numero de pulsos por ciclo
XB=zeros(n,m); %Genera una matriz de ceros con las dimensiones
originales de la matriz "xb"
for i=1:m %Bucle para los ciclos
    [a imax(i)]=max(xb(:,i)); %Toma el valor (a) y posición en el vector (imax)
del valor máximo de la fracción de masa quemada del ciclo i
    for j=1:n %Bucle para los pulsos
        if (j<=imax(i)) %Condición en la cual se dice que todos los datos del nuevo
vector son iguales al del antiguo vector hasta la posición del valor máximo
            XB(j,i)=xb(j,i);
        else
            XB(j,i)=a; %En este punto, los valores siguientes al valor máximo de
"xb" para el ciclo i, son reemplazados por dicho valor máximo ("a"), para evitar que
"xb" disminuya
        end
    end
end
figure
for i=1:m
    plot(XB(:,i)) %grafica del Rb para cada ciclo
    xlabel('pulsos')
    legend({'\phi = i'},2,'FontSize',10,'EdgeColor',[1 1 1]);
    set(gca,'XGrid','on','YGrid','on')
    title('Fraccion de masa quemada')
    ylabel('Xb')
    hold on
end
%-----

%-----%Archivos de Presión en el cilindro ciclo a ciclo%-----
[Name Path]=uigetfile({'*.txt'; '*.xls'; '*.mat'}, 'Abrir archivo de presion y angulo
(diag. combustion)');

```

```

if Name==0
    return
end
PyV=importdata(fullfile(Path,Name)); %Se carga el archivo en una matriz
%genera m:numero de ciclos
%genera n:numero de pulsos por ciclo
%-----

%-----INICION DE CALCULOS DEL CODIGO-----

%-----%Cálculo de la eficiencia volumétrica%-----
Vd= pi*B^2*s/4; %volumen desplazado en metros cubicos
Vc=(pi*B^2*s)/(4*(rc-1)); %Volumen minimo de la camara en metros cubicos
masaad=pprom(2,1)/Nc; %masa de aire
masacomb=pprom(3,1)/Nc; %masa de combustible
Tadm=pprom(6,1)+273; %Temperatura en la admision en kelvin
rhoref=Patm/(Tamb*Ra); %densidad de la mezcla en la admision (pasando presion a kpa)
nv=2*60*masaad/(Vd*N*rhoref); %eficiencia volumetrica

for j=1:50 %ciclos a tratar
    z=0;
    %Condición para indicar si el frente de llama ha tocado las paredes del cilindro
    band=0
    %bandera que ayuda a determinar condiciones en que el frente de llama se extingue

    for i=1:n %pulsos

        theta=PyV(i+IVC*10,1)/360*(2*pi); %theta en radianes
        Vt= Vc*(1+0.5*(rc-1)*(R+1-cos(theta)-(R^2-(sin(theta))^2)^(0.5)));
        %Volumen en cada instante en metros cubicos
        VT(i,j)=Vt;
        yb(i,j)= 4*(XB(i,j))/(1+3*XB(i,j)); %Fraccion volumetrica

        if i <= imax(j)
            Vb(i,j)= Vt*yb(i,j); %volumen de gases quemados real
        else
            Vb(i,j)= Vb(i-1,j);
        end

        h= 4*Vt/(pi*B^2); %altura del volumen desplazado en metros
        H(i,j)=h; %Matriz de la altura

        if i==1
            Rb(i,j)=0; %Condiciones iniciales para Rb (radio de los gases quemados)
            Rf(i,j)=0; %Condiciones iniciales para Rf (radio del frente de llama)
        else
            Rb(i,j)=Rb(i-1,j);
            Rf(i,j)=Rf(i-1,j);
        end

        if (Rf(i,j)<(sqrt((Rc+(B/2))^2 + h^2))&&(z~=1))&&(i<imax(j))
            if Rb(i,j)<((B/2)-Rc)
                if Rb(i,j)<=h %caso 1
                    Rb(i,j)=((3*Vb(i,j))/(2*pi))^(1/3); %Radio de los gases quemados
                    V(i,j)=(2/3)*pi*(Rb(i,j))^3; %Volumen de los gases quemados (Exacto)
                    Ab(i,j)= 2*pi*(Rb(i,j))^2;
                    caso(i,j)=1;
                else %caso 2 (solucion exacta)
                    Rb(i,j)=((1/3)*(((3*Vb(i,j))/(h*pi))+h^2))^(1/2);
                    V(i,j)=(pi/3)*h*(3*(Rb(i,j))^2-h^2);
                    Ab(i,j)=2*pi*Rb(i,j)*h;
                    caso(i,j)=2;
                end
            else
                if Vb(i,j) <= V(i-1,j)
                    V(i,j)= V(i-1,j);
                    Ab(i,j)=Ab(i-1,j);
                    caso(i,j)=caso(i-1,j);
                end
            end
        end
    end
end

```

```

Rb(i,j)=Rb(i-1,j);

else
Rb(i,j)=Rb(i,j)+0.001;
syms 'y';

alpha= acos( ( (B^2) -4*(Rb(i,j)^2-y^2+Rc^2)
)/(8*Rc*sqrt(Rb(i,j)^2-y^2)) );
beta= acos( ( (B^2) -4*(Rb(i,j)^2-y^2-Rc^2) )/(4*Rc*B) );
Ac= ((beta*B^2)/4)+(Rb(i,j)^2-y^2)*(pi-alpha)-((Rc*B)/2)*sin(beta);
Pc= 2*(pi-alpha)*sqrt(Rb(i,j)^2-y^2);
c=sqrt( Rb(i,j)^2-((B/2)-Rc)^2 );

if Rb(i,j)<=h %caso 3
a= pi*(Rb(i,j)^2-y^2);
b= 2*pi*sqrt(Rb(i,j)^2-y^2);
V(i,j)= int(Ac,0,c)+int(a,c,Rb(i,j));
Ab(i,j)=int(Pc,0,c)+int(b,c,Rb(i,j));
caso(i,j)=3;
else
if c<=h
if Rb(i,j)<=(Rc+(B/2)) %caso 4
a= pi*(Rb(i,j)^2-y^2);
b= 2*pi*sqrt(Rb(i,j)^2-y^2);
V(i,j)= int(Ac,0,c)+int(a,c,h);
Ab(i,j)= int(Pc,0,c)+int(b,c,h);
caso(i,j)=4;
else %caso 7
S=sqrt( Rb(i,j)^2-(Rc+(B/2))^2 );
a= pi*(Rb(i,j)^2-y^2);
b= 2*pi*sqrt(Rb(i,j)^2-y^2);
V(i,j)= ((S*pi*B^2)/4)+int(Ac,S,c)+int(a,c,h);
Ab(i,j)= int(Pc,S,c)+int(b,c,h);
caso(i,j)=7;
end
else
if Rb(i,j)<=(Rc+(B/2)) %caso 5
V(i,j)= int(Ac,0,h);
Ab(i,j)= int(Pc,0,h);
caso(i,j)=5;
else %caso 6
S=sqrt( Rb(i,j)^2-(Rc+(B/2))^2 );
V(i,j)= ((S*pi*B^2)/4)+int(Ac,S,h);
Ab(i,j)= int(Pc,S,h);
caso(i,j)=6;
end
end
end
end
end
end

else
Rb(i,j)=0;
Ab(i,j)=0;
caso(i,j)=9; %ya el frente ha desaparecido
z=1; %bandera para que no calcule mas Rb y Rf
end

if (Rb(i,j)~=0)&&(band==0)
pRbmin=i; %pulso en que comienza a crecer Rb
band=1;
hf=h; %altura de la camara de combustion al extinguirse el frente de llama
dspark=sqrt((Rc+(B/2))^2 + hf^2);
%Distancia que ha recorrido Rb desde el inicio de la combustion hasata la
extincion
end

Pig(j)=(PyV(1+thetaig*10,j+2))*100; %presion en la ignicion en Kpa
Ap= (pi*B^2)/4; %Area del piston en metros cuadrados

Vig= Vc*(1+0.5*(rc-1)*(R+1-cos(thetaig/360*(2*pi)))-(R^2-
(sin(thetaig/360*(2*pi)))^2)^(0.5)));
%Volumen de la camara al momento de la ignición

```

```

ma= Patm*(Vd+Vc)*nv/(Tamb*Ra);      %masa de aire en kilogramos
Tuig(j)= Pig(j)*Vig/(ma*Ra);        %Temperatura de admision en kelvin
theta=theta*360/(2*pi);              %Angulo a grados de nuevo

Tu(i,j)= Tuig(j)*(PyV(i+IVC*10,j+2)*100/Pig(j))^(gama-1)/gama);
%temperatura del gas sin quemar en Kelvin

rhoul(i,j)= PyV(i+IVC*10,j+2)*100/(Tu(i,j)*Ra);
%densidad mezcla sin quemar en kilogramo sobre metro3

rhousl(i,j)=(0.012187*(PyV(i+IVC*10,j+2)*0.986923)/Tu(i,j))*((137.28+8*phi)/(4.7
6+0.5*phi));
%densidad mezcla para sl en GM/CC (presion convertida de bar a atm)

rhous= (0.012187*1/300)*((137.28+8*phi)/(4.76+0.5*phi));
%densidad de referencia para sl en GM/CC (latm, 300K)

rhoi=padm/(Tadm*Ra);
%densidad de la mezcla en la admision (pasando presion a kpa)

lt(i,j)= 0.8*Liv*(rhoi/rhou(i,j))^(3/4);
%longitud caracteristica en metros

Slo= 11.64-34.92*phi+74.88*phi^2+40.79*phi^3-56.2*phi^4;
%velocidad de deflagracion referencia en centimetros sobre segundo

if phi==0.8      %Dependencia de las constantes de Sl segun el dosado
    alpha=1.53;
    beta=-0.38;
elseif phi==1
    alpha=1.29;
    beta=-0.26;
else
    disp 'No hay correlaciones de Sl para ese dosado'
end

Sl(i,j)= (Slo*(Tu(i,j)/Tuo)^alpha*(rhousl(i,j)/rhous)^beta)/100;
%Velocidad de deflagracion laminar en metros por segundo

tao(i,j)=lt(i,j)/Sl(i,j); %tiempo caracteristico en segundos
Aiv= pi*Dv*Liv*cd; %Area maxima de apertura de la valvula en metros2
ul= 2*N*s*nv*Ap/Aiv/60;%Velocidad media de entrada del gas en metros por segundo

ut(i,j)= 0.08*ul*(rhou(i,j)/rhoi)^0.5;
%Velocidad caracterisica en metros por segundo

Rf(i,j)=Rb(i,j)+ut(i,j)*tao(i,j)*(1-exp(-(Rb(i,j)/(ut(i,j)*tao(i,j)))^2)));
%radio del frente de llama en metros
end

[a,bb]=max(Rb(:,j));
Rbff=Rb(:,j);
Rbff(pRbmin:bb)=sgolayfilt(Rb(pRbmin:bb,j),3,41);
Rbf(:,j)=Rbff;

dRbb=diff(Rbf(:,j)); %diferencial de Rb/pulso
dRbb(pRbmin-1)=0;
dRbb(bb)=0;
dRbb(i)=0;
dRb(:,j)=dRbb*10*10800;

dVbb=diff(Vb(:,j)); %diferencial de Vb/pulso
dVbb(i)=0;
dVb(:,j)=dVbb*10*10800; %regla de la cadena
Ab=real(Ab);

mb1=XB*masacomb;
dmbb1=diff(mb1(:,j)); %diferencial de mb/pulso
dmbb1(i)=0;
dmb1(:,j)=dmbb1*10*10800; %regla de la cadena

mb=XB*(masacomb);
dmbb=diff(mb(:,j)); %diferencial de mb/pulso

```

```

dmbb(i)=0;
dmb(:,j)=dmbb*10*10800;      %regla de la cadena

t=1;
for i=1:n

    if (Ab(i,j)>0) && (i<bb)
        sb(i,j)= dmb(i,j) ./ (rhoul(i,j) .* Ab(i,j));
%Velocidad de deflagracion turbulenta por calculos de consumo de masa.
    else
        sb(i,j)=0;
    end
    ube(i,j)= sb(i,j) .* (4*(1-yb(i,j))+yb(i,j));
%Velocidad de expansion de los gases quemados por calculos de consumo de masa.

    taot(i,j)=lt(i,j) ./ ut(i,j); %Tiempo caracteristico del modelo de Keck
    if (i>pRbmin) && (i<bb)
        tiempo(i,j)=t/pulsos/360/N*60; %tiempo en segundos
        t=t+1;
        if tiempo(i,j)<=taot(i,j) %Caso del modelo de keck
            sbm(i,j)= S1(i,j)*(1+ tiempo(i,j) ./ (3.*taot(i,j)));
%Calculo de la velocidad de deflagracion turbulenta por modelo de keck
        else
            sbm(i,j)= ut(i,j)+S1(i,j);
        end
        ubm(i,j)=sbm(i,j) .* (4*(1-yb(i,j))+yb(i,j));
%Calculo de la velocidad de expansion de los gases quemados por el modelo de keck
    else
        tiempo(i,j)=0;
        sbm(i,j)=0;
        ubm(i,j)=0;
    end
end

%VALORES PROMEDIO

sumdRb=sum(dRb);
VRbprom(j)=sumdRb(j)/(bb-pRbmin);
sumsb=sum(sb);
sbprom(j)=sumsb(j)/(bb-pRbmin);
sumube=sum(ube);
ubeprom(j)=sumube(j)/(bb-pRbmin);
sumsbm=sum(sbm);
sbmprom(j)=sumsbm(j)/(bb-pRbmin);
sumubm=sum(ubm);
ubmprom(j)=sumubm(j)/(bb-pRbmin);
velpromrb(j)=a/(t/pulsos/360/N*60);
pRbmin(j)=pRbmin

```

```

-
-
-
-

```