



**UNIVERSIDAD
DE ANTIOQUIA**

**Estudio numérico-experimental de la ignición y
combustión del propano en un motor de encendido
por compresión de carga homogénea (HCCI) a
condiciones de Medellín**

Autor

Edisson Steven Castaño Mesa

Universidad de Antioquia

Facultad de Ingeniería

Medellín, Colombia

2020



Estudio numérico-experimental de la ignición y combustión del propano en un motor de encendido por compresión de carga homogénea (HCCI) a condiciones de Medellín

Edisson Steven Castaño Mesa

Trabajo de investigación como requisito para optar al título de:
Magister en Ingeniería – Área Energética

Asesor:

Prof. Iván Darío Bedoya Caro - Universidad de Antioquia

Evaluadores:

Prof. Salvador Martín Aceves Saborío – Lawrence Livermore National Laboratory

Ph.D. Jhon Alexander Pareja Restrepo – Technische Universität Darmstadt

Línea de Investigación:

Combustión y Máquinas Térmicas

Grupo de Investigación:

Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía - GASURE

Universidad de Antioquia

Facultad de Ingeniería

Medellín, Colombia

2020.



GASURE

Grupo de ciencia y tecnología del gas
y uso eficiente y racional de la energía

Edisson Steven Castaño Mesa
Ingeniero Mecánico

ESTUDIO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE LA IGNICIÓN Y COMBUSTIÓN DEL PROPANO EN UN MOTOR DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN DE CARGA HOMOGÉNEA (HCCI) A CONDICIONES DE MEDELLÍN

Trabajo de Investigación para Obtener el Título de Magíster en Energía
Laboratorio de Combustión Grupo GASURE

Tutor: Iván Darío Bedoya Caro

Facultad de Ingeniería
Departamento de Ingeniería Mecánica
Universidad de Antioquia
Marzo de 2020

Resumen

Esta investigación propone un estudio experimental de la combustión HCCI en un motor de combustión interna operado con propano como combustible, implementado un control de temperatura en la admisión, suministro de combustible y análisis termodinámico en tiempo real, permitiendo obtener los límites de operación y determinar su comportamiento estable y seguro. Para esto se propone un motor diesel estacionario de cuatro tiempos, y dos cilindros, el cual es acondicionado para la funcionamiento en combustión HCCI. También estos resultados son comparados con resultados de un estudio numérico de bajos costos computacionales demostrando su utilidad como herramienta para el diseño inicial de esta clase motores.

Para el control del motor y sus principales variables de operación en modo HCCI, se desarrollo un sistema de suministro de combustible usando toberas convergentes acelerando el combustible gaseoso hasta las condiciones sónicas. El control de temperatura en la admisión fue realizado a través de un calentador eléctrico compacto enlazado a un sistema PID con alta respuesta para disminuir la dispersión cíclica. Por su parte la velocidad de giro del motor, fue controlada con variadores de frecuencia acoplados a un sistema en serie de motor-generator eléctrico. Factores como la refrigeración del motor, la forma del pistón y relación de compresión fueron modificadas para lograr el fenómeno.

Los datos de operación recolectados fueron analizados usando un modelo diagnostico termodinámico, el cual supone un presión uniforme a lo largo de toda la cámara de combustión. El fenómeno pudo ser obtenido para dosados relativos entre 0,1 y 0,4 como es reportado normalmente en la literatura. Dadas las condiciones de operación de 1800rpm, presión atmosférica para la ciudad de Medellín de 84,7kPa, una relación de compresión de 17,4 : 1 y las condiciones de refrigeración, se obtuvo el fenómenos para un rango de temperaturas de admisión entre 260°C y 290°C.

Como resultados más importante, y bajos las condiciones anteriormente mencionadas, se obtuvo un IMEP máximo cercano a 1,0bar, operando el motor a una eficiencia indicada máxima cercana al 20 %. La dispersión máxima estuvo cercana al 9 % asociada a la variación del IMEP para 100 ciclos medidos consecutivamente. Se pudieron obtener valores máximos de intensidad de ringing, variable asociada directamente a la detonación indeseable, cercanos al 32MW/m². Desde el punto e vista de emisión de contaminantes, se obtuvieron valores máximos de 0,8 % para el monóxido de carbono (CO) y 130ppm para los óxidos de nitrógeno (NOx). También se pudo apreciar el efecto considerable que tiene el control empleado para la temperatura de admisión y su relación directamente proporcional con el enfazado de la combustión.

Finalmente, las simulaciones cero-dimensionales de una zona mostraron unos resultados aceptable para la predicción de los posibles rangos de ampliación de la operación del motor. Por esto se determinó que controlando la temperatura de admisión de a un valor inferior podría obtenerse máximo un IMEP de 2,3bar para las condiciones de Medellín. También se muestras que el efecto del cambio de la composición del combustible, en este caso GLP, casi despreciable sobre la ignición y el enfazado de la combustión.

Palabras Clave: HCCI, Motor, Combustión, propano, Ringing, IMEP, CA50, control, lazo abierto, lazo cerrado, ignición, radicales.

Agradecimientos

Agradezco a mi madre, Gloria quien siempre me acompaña durante todos los caminos escogidos y a quien le debo mi esencia como persona. A mi padrino Gabriel por su incondicional orientación, a mi esposa Mariana por su persistente apoyo para terminar con este trabajo de investigación y en general a mi familia por estar en todo momento de la vida como un soporte para seguir adelante.

Al profesores Iván Darío Bedoya Caro por todo el conocimiento entregado tanto académico como profesional abriendo las puertas de la investigación y de la ciencia generada por años en los laboratorios.

A mis compañeros del Grupo Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía -GASURE- y la Universidad de Antioquia por todo lo aportado para la realización de este trabajo.

Edisson Steven Castaño Mesa

"... el científico no tiene por objeto un resultado inmediato. El no espera que sus ideas avanzadas sean fácilmente aceptadas. Su deber es sentar las bases para aquellos que están por venir y señalar el camino..."

"... Lo que hoy queremos es tener un contacto más cercano y mejorar nuestro entendimiento como individuos y comunidades en el mundo entero, así como la eliminación del egoísmo y el orgullo, siempre propenso a empujar el mundo hacia la barbarie primitiva y el conflicto... La paz solo nos puede llegar como la consecuencia natural de una iluminación universal..."

El gran Nikola Tesla

Índice General

Resumen	I
Agradecimientos	III
Índice General	V
Índice de Figuras	VII
Índice de Tablas	IX
Lista de Variables	XI
Lista de Abreviaciones	XV
1 Introducción	1
1.1 Objetivo General	3
1.2 Objetivos Específicos	3
2 Marco Teórico y Estado del Arte	5
2.1 Combustión HCCI	5
2.2 Auto-ignición y modelado numérico de motores HCCI	8
2.3 Modelado de la combustión	12
2.4 Concepto de control y su aplicación en la combustión HCCI	15
2.5 Control de flujo de combustibles gaseosos en régimen sónico	19
3 Metodología	23
3.1 Montaje experimental del motor HCCI	23
3.2 Modelado HCCI cero-dimensional de una zona	26
3.3 Determinación del sistema de control de temperatura	29
3.4 Calibración del sistema de suministro de combustible sónico	33
3.5 Análisis termodinámico de la combustión en tiempo real	36
4 Resultados	43
4.1 Resultados del centrado de la combustión	43
4.2 Límites de carga del motor HCCI con propano	48
4.3 Eficiencia de la operación HCCI con propano	52
4.4 Emisiones del motor HCCI con propano	55
4.5 Evaluación numérica de estrategias de mejoramiento	56
Conclusiones	63
Bibliografía	65

Índice de Figuras

2.1	Esquemas comparativos entre las dos formas de combustión convencional y la HCCI.	6
2.2	Rangos de operación de las dos formas de combustión convencional y la HCCI.	6
2.3	Concentración de los radicales H, OH, H ₂ O ₂ y HO ₂ en partes por millón (ppm) como función del ángulo de giro del cigüeñal en un modelo de 10 zonas.	9
2.4	Diagrama del logaritmo de la presión versus el logaritmo del volumen para una curva de presión sin altas variaciones de temperatura (baja curvatura). Temperatura de admisión de 260°C y $\phi=0,35$.	13
2.5	Esquema de un cilindro y sus interacciones de masa y energía.	13
2.6	Curva representativa de una tasa de liberación de calor en un motor HCCI.	15
2.7	Esquema general de un sistema controlado.	16
2.8	Curva de respuesta de un sistema sometido a una entrada de forma escalón.	17
3.1	Esquema del montaje experimental desarrollado para el estudio.	25
3.2	Comportamiento de la temperatura de las paredes en función del dosado relativo según el estudio realizado por Magnus Sjöberg y John E. Dec para un motor HCCI.	28
3.3	Comportamiento de los radicales involucrados en el fenómeno de ignición para la simulación del motor con un dosado de 0,26, 492K y 1,02bar en el IVC.	28
3.4	Evolución de la temperatura para la simulación del motor con un dosado de 0,26, 492K y 1,02bar en el IVC.	29
3.5	Comportamiento temporal del sistema de calentamiento de la admisión frente a dos entradas escalón de la corriente de control.	30
3.6	Esquema general del sistema controlado para el calentamiento del aire de admisión.	31
3.7	Curva de control de temperatura de admisión y corriente de control para $T_d = 0$.	31
3.8	Curva de control de temperatura de admisión y corriente de control para $T_d = 0,0007$.	32
3.9	Curva de control de temperatura de admisión y corriente de control para $T_d = 0,002$.	32
3.10	Esquema del montaje experimental para calibrar el sistema de suministro de combustible.	34
3.11	Flujos másicos medidos y calculados para las dos toberas con diámetros de 0,010" y 0,016".	34
3.12	Coefficientes de descarga para cada punto de medición en ambas toberas.	35
3.13	Porcentaje de error de los dosados estimados en la operación respecto a los deseados.	36
3.14	Dispersión de la presión media indicada -IMEP- para la operación real de un motor HCCI.	39
3.15	Curva de presión con altas intensidades de Ringing.	40
3.16	Fracción de masa quemada normalizada y obtención del CA50 para un motor HCCI.	41
4.1	Resultados de la medición de la presión en cámara para el motor HCCI con propano. Dosado relativo $\phi = 0,20$.	43
4.2	Resultados de la medición de la presión en cámara para el motor HCCI con propano. Dosado relativo $\phi = 0,25$.	44
4.3	Variación del ángulo del 50% de la tasa de liberación de calor acumulada (CA50) con el dosado relativo para el motor HCCI con propano.	44

4.4	Fracción de masa quemada normalizada para el motor HCCI con propano. Temperatura de admisión 260°C.	45
4.5	Temperatura en el cilindro para el motor HCCI con propano. Temperatura de admisión 260°C.	45
4.6	Tasa de liberación de calor para el motor HCCI con propano. Dosado relativo $\phi = 0,25$.	46
4.7	Tasa de liberación de calor para el motor HCCI con propano. Dosado relativo $\phi = 0,35$.	46
4.8	Comportamiento de la temperatura en la admisión controlada para el motor HCCI con propano. <i>Setpoint</i> de 270°C.	47
4.9	Comportamiento del CA50 en función del tiempo para el motor HCCI.	48
4.10	Resultados del IMEP para el motor HCCI con propano.	48
4.11	Desviación estándar normalizada del IMEP para el HCCI con propano.	49
4.12	IMEP de 100 ciclos del motor HCCI con propano. Temperatura de admisión de 260°C.	50
4.13	Presión de 25 ciclos aleatorios. Temperatura de admisión de 270°C y $\phi = 0,10$.	50
4.14	Resultados de la intensidad de Ringing para el HCCI con propano.	51
4.15	Resultados de la medición de la presión en cámara para el motor HCCI con propano. Temperatura de admisión de 260°C.	52
4.16	Resultados de la eficiencia indicada para el HCCI con propano.	53
4.17	Resultados de la eficiencia de combustión para el HCCI con propano.	54
4.18	Tasa de liberación de calor en función de la temperatura de admisión para el motor HCCI con propano. Dosado relativo $\phi = 0,10$.	54
4.19	Resultados de las emisiones de monóxido de Carbono (CO) para el HCCI con propano.	55
4.20	Resultados de las emisiones de óxidos de nitrógeno (NOx) para el HCCI con propano.	55
4.21	Comparación de los resultados experimentales y numéricos para la presión en cámara de la combustión HCCI con propano para una temperatura en la admisión de 260°C y $\phi = 0,35$.	56
4.22	Comparación de los resultados experimentales y numéricos para la temperatura en cámara de la combustión HCCI con propano para una temperatura en la admisión de 260°C y $\phi = 0,40$.	57
4.23	Comparación del efecto del dosado sobre la temperatura en el IVC para la combustión HCCI con propano para a una temperatura en la admisión de 260°C.	58
4.24	Comparación y efecto del dosado relativo sobre el inicio de la combustión (CA05) para un motor con propano a una temperatura en la admisión de 260°C.	59
4.25	Resultados numéricos del efecto de T_{IVC} sobre la presión en cámara a para $\phi = 0,40$ de un motor HCCI con propano.	60
4.26	Resultados numéricos de la IMEP a diferentes valores de T_{IVC} y $\phi = 0,40$, para la combustión HCCI con propano.	60
4.27	Resultados numéricos de la presión en cámara para la combustión HCCI con diferentes composiciones de GLP, a $\phi = 0,40$ y $T_{IVC} = 217^\circ\text{C}$.	61

Índice de Tablas

2.1 Regla de sintonización inicial definida por Ziegler y Nichols basados en la respuesta escalón del sistema	17
3.1 Características originales y cambios del motor	23
3.2 Diseño experimental del motor HC-CI a 1800 rpm y 1495 m.s.n.m (84.7 kPa) con propano. . .	25
3.3 Precisión de las variables medidas en la experimentación	26
3.4 Características geométricas usadas en las simulaciones	27
3.5 Parámetros de transferencia de calor usados en las simulaciones	27
3.6 Composición y propiedades del propano	33

Lista de Variables

β	Constante para intensidad del ringing	—
θ	Posición angular	<i>CAD</i>
ρ	Densidad	kg/m^3
ϕ	Dosado relativo	—
ϕ_r	Dosado real	—
ϕ_{stq}	Dosado estequiométrico	—
η_i	Eficiencia indicada	%
η_c	Eficiencia de combustión	%
η_V	Rendimiento volumétrico	%
γ	Relación de calores específicos	—
$\gamma_{k,r}$	Coefficiente de la especie i en los reactivos en la reacción k	—
$\gamma_{k,p}$	Coefficiente de la Especie i en los productos en la reacción k	—
μ	Viscosidad dinámica	$kg/m \cdot s$
ν_s	Velocidad del swirl	m/s
$\dot{\omega}_i$	Tasa de consumo molar	$mol/m^3 \cdot s$
a	Exponente para concentración del combustible	—
$a_{j,i}$	Coefficiente j para la especie i del polinomio	—
A	Especie A en la reacción elemental k	—
A	Área de descarga de la tobera	m^2
A^*	Área de descarga de la tobera	m^2
A_o	Coefficiente pre-exponencial forma Arrhenius	$cm^3/mol \cdot s$
A_s	Área superficial de la cámara de combustión	m^2
b	Coefficiente para concentración del oxígeno	—
B	Diámetro del pistón	m
B	Especie B en la reacción elemental k	—
c	Salida del sistema controlado temporal	—
$c_{p,i}$	Calor específico a presión constante del elemento i	$J/kg \cdot K$
$c_{v,i}$	Calor específico a volumen constante del elemento i	$J/kg \cdot K$
$c_{v,m}$	Calor específico a volumen constante de la mezcla	$J/kg \cdot K$
C	Constante de coeficiente convectivo	—
C	Especie C en la reacción elemental k	—
$C_{1,1}$	Constante velocidad de gases Woschni	—
$C_{1,2}$	Constante velocidad de gases Woschni	—
C_2	Constante velocidad de gases Woschni	$m/s \cdot K$
C_d	Coefficiente de descarga	—
$CA05$	Ángulo del 5 % de la combustión	<i>grad</i>
$CA50$	Ángulo del 50 % de la combustión	<i>grad</i>
$CA90$	Ángulo del 90 % de la combustión	<i>grad</i>
COV	Coefficiente de variación	%
D	Especie D en la reacción elemental k	—
e	Error del controlador PID temporal	—
E	Error del controlador PID (Laplace)	—
E_a	Energía de activación	$kJ/kmol$

<i>EVC</i>	Cierre válvula de escape (Exhaust Valve Close)	<i>grad</i>
<i>EVO</i>	Apertura válvula de escape (Exhaust Valve Open)	<i>grad</i>
<i>G</i>	Función de transferencia	—
<i>h</i>	Coefficiente de transferencia de calor	$W/m^2 \cdot K$
<i>h_b</i>	Entalpía de la masa de fuga	$kJ/kg \cdot K$
<i>h_c</i>	Coefficiente convectivo en cámara	$W/m^2 \cdot K$
<i>h_i</i>	Entalpía del combustible	$kJ/kg \cdot K$
<i>h_i</i>	Entalpía de la especie <i>i</i>	$kJ/kg \cdot K$
<i>h_i</i>	Entalpía de la masa que ingresa al cilindro	$kJ/kg \cdot K$
<i>h_o</i>	Entalpía de la masa que sale del cilindro	$kJ/kg \cdot K$
<i>k</i>	Conductividad térmica	$W/K \cdot m$
<i>k</i>	Reacción elemental <i>k</i>	—
<i>K_p</i>	Constante proporcional	<i>s</i>
<i>IMEP</i>	Presión media indicada	<i>bar</i>
<i>l</i>	Longitud de la biela	<i>m</i>
<i>L</i>	Carrera	<i>m</i>
<i>L</i>	Tiempo de retraso	<i>s</i>
<i>m</i>	Exponente número de Reynolds	—
<i>m</i>	Masa total en el cilindro	<i>m</i>
<i>\dot{m}</i>	Flujo másico total	kg/s
<i>\dot{m}_a</i>	Flujo másico de aire	kg/s
<i>\dot{m}_f</i>	Flujo másico de combustible	kg/s
<i>\dot{m}_r</i>	Flujo másico real de gas	kg/s
<i>\dot{m}_s</i>	Flujo másico ideal de gas	kg/s
<i>m_a</i>	Masa de aire atrapa en el cilindro	<i>kg</i>
<i>T</i>	Temperatura en el cilindro	<i>K</i>
<i>m_b</i>	Masa de fuga desde el cilindro (<i>Blowby</i>)	<i>kg</i>
<i>m_i</i>	Masa que ingresa al cilindro	<i>kg</i>
<i>m_f</i>	Masa de combustible atrapa en el cilindro	<i>kg</i>
<i>m_r</i>	Masa residual de gas atrapada en el cilindro	<i>kg</i>
<i>m_o</i>	Masa que sale al cilindro	<i>kg</i>
<i>Ma</i>	Número de Mach	—
<i>M_i</i>	Masa molar de la especie <i>i</i>	$kg/kmol$
<i>M_f</i>	Masa molar del combustible <i>i</i>	$kg/kmol$
<i>M_m</i>	Masa molar de la mezcla	$kg/kmol$
<i>n</i>	Exponente número de Nusselt	—
<i>n_c</i>	Numero de cilindros	—
<i>N</i>	Velocidad angular	<i>rpm</i>
<i>N</i>	Número total de especie químicas del mecanismo	—
<i>Nu</i>	Número de Nusselt	—
<i>p</i>	Presión	<i>bar</i>
<i>p_a</i>	Presión de admisión	<i>bar</i>
<i>p_m</i>	Presión de motor arrastrado	<i>bar</i>
<i>p_o</i>	Presión de suministro del gas	<i>bar</i>
<i>p_r</i>	Presión de referencia	<i>bar</i>
<i>p*</i>	Presión crítica	<i>bar</i>
<i>Pr</i>	Número de Prandtl	—
<i>q_L</i>	Calor perdido por paredes del recipiente	kJ/m^3
<i>q_R</i>	Calor generado por unidad de volumen	kJ/m^3
<i>Q</i>	Calor liberado	<i>J</i>
<i>Q_c</i>	Poder calorífico inferior del combustible	kJ/kg
<i>Q_{ch}</i>	Calor total liberado	kJ/kg
<i>Q_{ht}</i>	Calor transferido a las paredes	<i>J</i>
<i>r_c</i>	Relación de compresión	—

R	Relación entre longitud de biela y carrera	—
\hat{r}_F	Tasa consumo global del combustible	$kmol/m^3$
R_g	Constante de gases ideales de la mezcla	$J/kg \cdot K$
R_u	Constante universal de los gases	$J/kmol \cdot K$
Re	Numero Reynolds	—
RGF	Fracción de masa residual	%
RI	Intensidad del ringing	MW/m^2
\bar{S}_p	Velocidad media del pistón	m/s
t	Tiempo	s
T	Constante de tiempo del sistema	s
T	Temperatura en el cilindro	K
T_a	Temperatura de admisión	K
T_d	Constante de tiempo derivativa	s
T_i	Constante de tiempo integral	s
T_o	Temperatura de suministro del gas	K
T_r	Temperatura de referencia	K
T_w	Temperatura de las paredes del cilindro	K
u	Velocidad del flujo en dirección de x	m/s
U	Energía interna	J
V	Volumen instantáneo del cilindro	m^3
V	Volumen mínimo cilindro	m^3
V_d	Cilindrada	m^3
V_r	Volumen de referencia	m^3
\bar{w}	Velocidad promedio de los gases en el cilindro	m/s
W	Trabajo realizado	J
W_i	Trabajo indicado	J
x	Dirección cartesiana	m
x_i	Fracción másica de la especie i	—
y_i	Fracción molar de la especie i	—

Lista de Abreviaciones

ABDC	Después del Punto Muerto Inferior (After Bottom Dead Center)
ATDC	Después del Punto Muerto Superior (After Top Dead Center)
BBDC	Antes del Punto Muerto Inferior (Before Bottom Dead Center)
BTDC	Antes del Punto Muerto Superior (Before Top Dead Center)
CAD	Grados de Giro de Cigüeñal (Crank Angle Degree)
MCIA	Motores de Combustión Interna Alternativos
NDIR	Radiación Infrarroja No Dispersiva
TDC	Punto Muerto Superior (Top Dead Center)
SI	Encendido Provocado (Spark Ignition)
CI	Encendido por Compresión (Compression Ignition)
PM	Material Particulado (Particulate Matter)
DPF	Filtro de Partículas Diesel (Diesel Particulate Filter)
SCR	Catalizador de Reducción Selectivo (Selective Catalytic Reduction)
SCR	Rectificador de Silicio Controlado (Silicon Controlled Rectifier)
RON	Número de Octano (Research Octane Number)
GLP	Gas Licuado del Petróleo
EGR	Recirculación de Gases de Escape (Exhaust Gas Recirculation)
HCCI	Encendido por Compresión de Carga Homogénea (Homogeneous Charge Compression Ignition)
PCCI	Encendido por Compresión de Pre-mezcla (Premixed Charge Compression Ignition)
RCCI	Encendido por Compresión de Reactividad Controlada (Reactivity Controlled Compression)
SACI	Encendido por Compresión Asistido por Chispa (Spark Assisted Compression Ignition)
SA-HCCI	HCCI Asistido por Chispa (Spark Assisted HCCI)
PID	Controlador Proporcional-Integral-Derivativo
VVA	Actuadores Variables de Válvulas (Variable Valve Actuator)
FTM	Gestión Térmica Rápida (Fast Thermal Management)
CO	Monóxido de Carbono
THC	Hidrocarburos Totales sin Quemar
H ₂ O	Agua
CO ₂	Dióxido de Carbono
NO _x	Óxidos de Nitrógeno
O ₂	Oxígeno
N ₂	Nitrógeno
C ₃ H ₈	Propano
C ₄ H ₁₀	Butano
H	Hidrógeno
OH	Hidroxilo
H ₂ O ₂	Peróxido de Hidrógeno
HO ₂	Hidroperoxilo

Capítulo 1

Introducción

Bajo la problemática ambiental actual, particularmente en los países con normatividad ambiental mejor establecida, se han destinado recursos a la investigación y desarrollo de tecnologías de explotación de los recursos energéticos de una forma más limpia que rijan a estos mismos límites ambientales. Adicionalmente existe la necesidad de desarrollar tecnologías que operen con altas eficiencias térmicas, permitiendo aprovechar y explotar estos mismos recursos energéticos de la forma más racional y disminuyendo lo mayor posible el consumo de combustibles. También por tendencias al aprovechamiento de combustibles limpios provenientes de fuente renovables, se busca una flexibilidad en la operación de estas tecnologías, permitiendo la operación estable pese a cambios en la composición química de estos combustibles.

Actualmente, existen tecnologías convencionales, los motores de encendido provocado o SI (*Spark Ignition*), y los motores de encendido por compresión o CI (*Compression Ignition*). Los motores de encendido provocado han sido acondicionados con catalizadores en el sistema de escape para disminuir las emisiones de contaminantes locales, oxidando el monóxido de carbono CO y hidrocarburos totales sin quemar THC para transformarlos en agua H₂O y dióxido de carbono CO₂, así mismo reduciendo los óxidos de nitrógeno NO_x a oxígeno O₂ y nitrógeno N₂ [1]. Sin embargo, debido al uso de válvulas de mariposa para garantizar una relación aire y combustible cercana a la estequiométrica, a cargas parciales presentan bajas eficiencias térmicas atribuidas al aumento de las pérdidas de bombeo. Por otro lado, los motores de encendido por compresión presentan altas eficiencias térmicas en todos los rangos de carga debido a que operan con relaciones de compresión más altas y sin válvula mariposa [2], pero que en comparación con los motores de encendido provocado, estos pueden producir mayores emisiones de NO_x y material particulado PM debidos a la naturaleza misma de la combustión (combustión no pre-mezclada), por lo cual debe ser también equipados con robustos sistemas de pos-tratamiento de gases de escape, incluso más sofisticados que los usados en motores a gasolina. Algunos de los sistemas usados en motores de encendido por compresión son los filtros de partículas (*DPF*), catalizadores de reducción selectivos (*SCR*), catalizadores de NO_x para mezcla pobre (*Lean NO_x catalyst*), entre otros.

A partir de las desventajas mencionadas anteriormente para las tecnologías convencionales, en el contexto mundial se han llevado a cabo estudios en nuevas formas de combustión denominadas avanzadas, que aprovechan los principales beneficios de cada una de estas tecnologías. De esta tendencia surgió la combustión HCCI (*Homogeneous Charge Compression Ignition*) como una posible solución potencial a la disminución conjunta de emisiones de NO_x y PM. Sin embargo, la implementación de la combustión HCCI genera pérdidas de potencia de aproximadamente el 50% [3] comparado con la potencia producida por el mismo motor operando en su forma convencional debido a la necesidad de mantener mezclas entre el aire y el combustible pobres o altamente diluidas.

Adicionalmente, la combustión HCCI requiere de robustos y rápidos sistemas de control y monitoreo que permitan mantener estable y centrada la combustión con el fin de no entrar a regiones de operación no segura y de inestabilidades que desencadenen alta variabilidad cíclica, o en casos más extremos el apagado del motor [4]. Atribuido a la homogeneidad del combustible y la ignición simultánea en toda la cámara de

combustión se generan altas tasas de liberación de calor y pendientes grandes de aumento de la presión ($dp/d\theta$) en intervalos angulares pequeños (la combustión toma lugar en aproximadamente 10° de giro de cigüeñal) [5], lo cual induce fuertemente al fenómeno llamado ringing, fenómeno altamente indeseado en la operación HCCI por la posibilidad de causar daños físicos en el motor.

En la combustión HCCI, combustibles gaseosos con resistencia alta a la ignición como el biogás o gas natural con un número de octano (*RON - Research Octane Number*) cercanos a 120 o el GLP (en base de propano) con números de octano cercano a 112 comparados con la gasolina quien tiene octanajes entre 90 – 97,8 [6-8], han sido poco probados, pero los cuales tienen una gran aplicabilidad en la operación de motores estacionarios en zonas no conectadas a la red general de energía [9-12]. Debido a su disponibilidad actual, el GLP podría reducir costos de generación dado su precio aproximado de 5800 COP/gal (COP/gal = Pesos colombianos por galón), mientras que combustibles fósiles como la gasolina y el diesel tienen precios de 9600 COP/gal y 9400 COP/gal, respectivamente [13] con contenidos energéticos similares siendo para el GLP de 238 COP/kWh mientras que la gasolina y el diesel poseen 276 COP/kWh y 248 COP/kWh, respectivamente.

La principal desventaja de la aplicabilidad del GLP en la combustión avanzada es la presencia de altas temperaturas de admisión cercanas a los 135°C [14] para condiciones atmosféricas a nivel del mar y velocidades bajas de 900 rpm, pero pudiendo existir variaciones dependiendo de la composición del mismo. Estas altas temperaturas de admisión a su vez restringen la aplicabilidad de cada una de las formas de combustión avanzada, además reduciendo los rangos de operación estable de las mismas en la máquina, reduciendo aún más la potencia y aumentando la tendencia para la ocurrencia de ringing, lo cual tiene fuertes repercusiones en la estructura física de la máquina. De lo anterior, para ciertas composiciones del GLP estas condiciones de temperatura en la admisión que garanticen de igual forma la auto-ignición del combustible pueden cambiar basado en las propiedades térmicas de cada uno de sus componentes, como temperatura de auto-ignición, tiempo de retraso a auto-ignición y límites de inflamabilidad [15]. Por consiguiente, teniendo unos rangos de operación estable más estrechos cuando se usa el GLP comparado con el uso de gasolina o diesel se esperaría que estas formas de combustión fueran más difíciles de obtener y por lo tanto requieran sistemas de control más robustos.

Por lo tanto con este trabajo de investigación se desea aportar al entendimiento acerca de la utilidad que pueden tener las tecnologías de combustión avanzada en motores de combustión interna no sólo en aplicaciones automotrices sino también en aplicaciones estacionarias para la producción de energía eléctrica, mejorando la calidad de vida de sector aislados de las principales ciudades, donde estas pueden ser limpias y amigables con el medio ambiente, flexibles en su operación e independientes del uso de combustibles convencionales. Generar conciencia con el objetivo de impulsar el uso de tecnologías de combustión más limpias que ayuden a la conservación de un aire y medio ambiente más limpio y sano para la sociedad, libre de emisiones locales como el NO_x , CO y PM, además de disminuir las emisiones globales como el CO_2 ligadas a la disminución de consumo de combustibles por ser tecnologías más eficientes.

Otro impacto relevante en este estudio, es incursionar en dichos temas de combustión avanzada en motores en el contexto nacional, los cuales son poco tratados en el entorno colombiano debido a que aún no son tecnologías comerciales y ni disponibles para el público, pero que son temas de gran interés en el contexto internacional por sus ventajas operacionales desde hace varios años. Finalmente, la generación de nuevo conocimiento en temas alrededor de la combustión HCCI mediante el uso del propano como combustible dadas las condiciones y pisos térmicos del país como en el caso de la ciudad de Medellín (1495 m.s.n.m), además de ser operado el motor a altas velocidades superiores para esta tecnología, de 1800 rpm que han sido poco exploradas, lo cual afecta las condiciones termodinámicas y de operación. Finalmente, este estudio abarca la implementación de sistemas de control de temperatura de admisión, suministro combustible y análisis termodinámico de la combustión en tiempo real, para lograr un control de la operación estable y segura del motor, además de la comparación de los resultados experimentales con resultados de modelos cero-dimensional de una zona, lo cual se presenta como una buena aproximación inicial y punto de partida para el desarrollo e implementación de futuros motores de combustión en el país sin requerir de grandes costos computacionales.

1.1. Objetivo General

Estudiar experimentalmente y numéricamente la combustión HCCI del propano a condiciones de Medellín en un motor estacionario.

1.2. Objetivos Específicos

- Modelar y construir el control de lazo cerrado y lazo abierto para controlar la combustión HCCI del propano en tiempo real, con alta velocidad de rotación del cigüeñal a condiciones de Medellín.
- Determinar experimentalmente los rangos de operación estable de la combustión HCCI del propano con alta velocidad de rotación del cigüeñal a condiciones de Medellín, mediante el análisis en tiempo real de la dispersión cíclica, la intensidad de ringing y el CA50.
- Analizar numéricamente estrategias para la disminución de inestabilidades de combustión, observadas durante la experimentación de la combustión HCCI con propano, mediante la simulación del proceso de ignición y variables de combustión con el software CHEMKIN.

Capítulo 2

Marco Teórico y Estado del Arte

2.1. Combustión HCCI

Desde la introducción de los motores de combustión interna en la sociedad moderna, dichas máquinas han jugado un rol muy importante en la economía y en la sociedad, con una fuerte influencia en el sector transporte y producción de energía eléctrica, modelando así gran parte del mundo actual. Sin embargo, en las recientes décadas con el aumento de problemas e impacto ambiental que generan estas máquinas debido a su producción de emisiones contaminantes tanto gaseosas como particuladas y observado con mayor influencia en los países desarrollados, han sido restringidos los niveles de estas emisiones contaminantes por muchos gobiernos en el contexto mundial. Adicionalmente, por la deficiencia de recursos energéticos en muchos países del mundo se busca reducir el consumo de esta fuente de energía o explotar el consumo de fuentes energéticas alternativas.

Actualmente, existe una fuerte tendencia a trabajar en el desarrollo de motores de combustión avanzada, que se caracterizan por su baja producción de emisiones NO_x y material particulado y altas eficiencias térmicas. Este tipo de motores son operados usualmente con mezclas de aire y combustible bajas (dosados relativos mínimos cercanos a 0,1 y máximos cercanos a 0,4) reduciendo sus temperaturas máximas de operación [3]. La tecnología HCCI es la forma más tradicional y más estudiada de la combustión avanzada, la cual opera con características que provienen de las dos tecnologías convencionales, admitiendo una pre-mezcla homogénea de combustible y aire al cilindro, pero dándose lugar al encendido de la mezcla al final de la carrera de compresión por auto-ignición, por lo que se deben garantizar las condiciones necesarias de presión y temperatura en la admisión para garantizar la auto-ignición al final de la carrera de compresión [16]. Un esquema comparativo entre las dos formas de combustión convencionales y la combustión HCCI se muestra en la figura 2.1

En la figura 2.1 [17], la imagen izquierda muestra un motor de encendido por compresión (*Diesel*) en el cual la combustión tiene origen cuando el combustible es inyectado directamente en el cilindro antes de que el pistón llegue al punto muerto superior gracias a las condiciones de presión y temperatura alcanzadas, esto durante la carrera de compresión, por lo cual se tiene un mezclado pobre que favorece la presencia de dosado relativos puntuales incluso mayores que 1 incrementando la formación de partículas (*Particulate Matter-PM*) y NO_x . Por otra parte, la imagen central muestra un motor de encendido provocado *Spark Ign.* donde a diferencia de los anteriormente dicho, existe un alto mezclado casi homogéneo entre el aire y el combustible, lo cual finalmente es encendido por una chispa que salta desde la bujía antes de que el pistón alcance el punto muerto superior propiciando el avance de un frente de llama a través de todo el cilindro. Finalmente la imagen de la derecha muestra un motor HCCI donde existe una mezcla muy homogénea casi perfecta como en motor de encendido provocado, pero donde la mezcla entre el aire y el combustible consigue auto encenderse por las condiciones de presión y temperatura alcanzadas durante la carrera de compresión como en el motor de encendido por compresión.

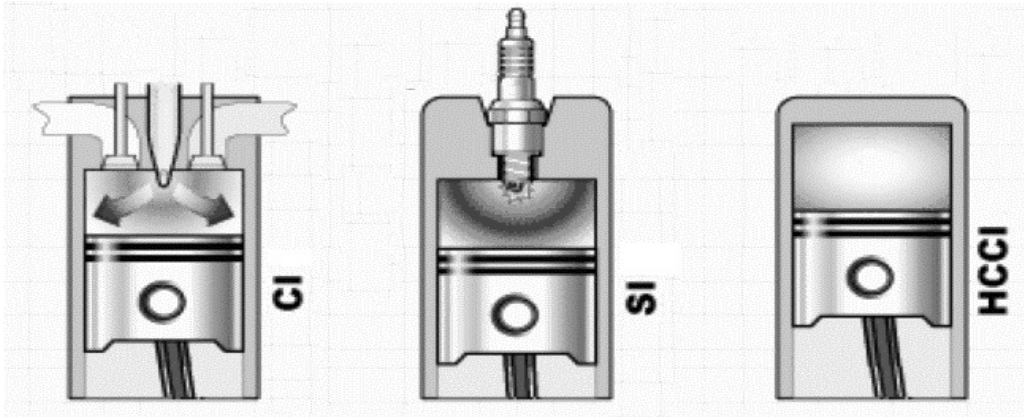


Figura 2.1: Esquemas comparativos entre las dos formas de combustión convencional y la HCCI.

Una de las principales ventajas de la combustión HCCI son sus bajas emisiones contaminantes las cuales no requieren de sistemas de pos-tratamiento de gases de escape. Lo anterior obedece a que estos operan con dosados relativos inferiores a 1 y mezclas homogéneas similar a la operación pre-mezclada de los motores de encendido provocado, lo cual hace que las temperatura internas de operación máximas sean inferiores a los 2100K. Por su parte los motores de encendido provocado operan con dosados relativos cercanos a 1, alcanzando temperaturas de operación cercanas a las 2600K, lo cual promueve la alta formación de NO_x. Por su parte los motores de encendido por compresión convencionales, operan con dosados relativos globales entre 0,2 y 0,7, pero debido a su naturaleza de operación, inicialmente alcanzan dosados puntuales entre 1 y 4, propiciando la alta formación de *Soot* (Hollín) considerado como material particulado, pero la cual presencia una transición hacia dosados más bajos cercanos a 1 alcanzando también combustión a altas temperatura y consecuentemente altos niveles de NO_x. Lo anteriormente descrito se puede ver en la figura 2.2 [18].

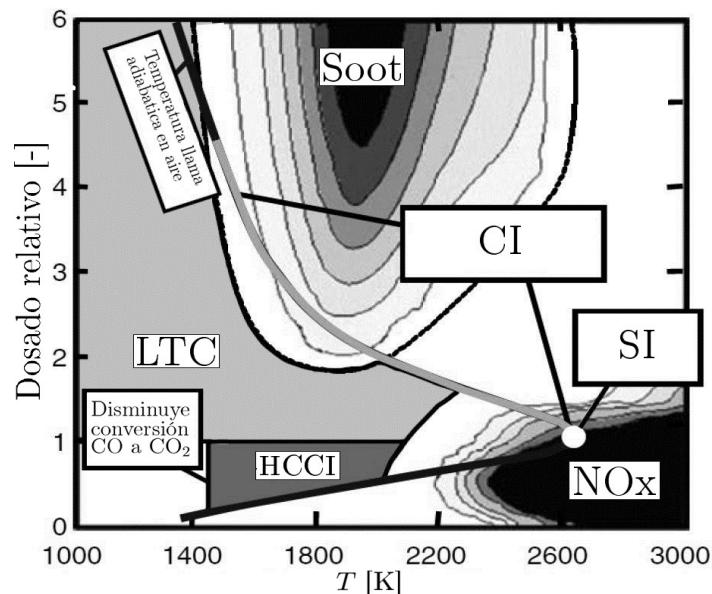


Figura 2.2: Rangos de operación de las dos formas de combustión convencional y la HCCI.

Las primeras investigaciones en este proceso de combustión fueron llevadas a cabo en el año de 1979 por Onishi [19] y Noguchi [20], trabajando en motores de 2 tiempos a gasolina tratando de controlar la combustión irregular debida a auto-ignición en mezclas pobres. Sin embargo, las raíces teóricas y prácticas del concepto

de combustión HCCI son atribuidas completamente al ruso Nikolai Semenov y sus colegas, debidos a sus trabajos realizados en las teorías de auto-ignición en los años 30. Después de Onishi y Noguchi, un trabajo fue desarrollado por Thring [21], el cual examinó en esta forma de combustión el efecto de la recirculación de gases de escape (*EGR* que viene de su nombre en inglés *Exhaust Gas Recirculation*) usados para generar alta dilución de la mezcla garantizando bajas temperaturas de combustión y las condiciones de auto-ignición, variando también el dosado relativo para reducir las producción de emisiones contaminantes. Thring también fue quien oficialmente puso el nombre de HCCI a esta tecnología. Pese a su baja producción de emisiones contaminantes y altas eficiencias, un factor importante desde los inicios de esta tecnología son sus grandes limitaciones y estrechos rangos de operación para la producción de altas cargas o potencias, y su operación a alto régimen de giro, este último con miras a garantizar el tiempo mínimo de residencia necesario para que ocurra la auto-ignición del combustible. Más tarde Olsson *et al* [4] mediante varios sistemas implementados como combinaciones de iso-octano y heptano, turbocargador, alta relación de compresión y sistemas de calentamiento de aire en la admisión lograron ampliar los rangos de operación de carga y velocidad [18]. Sin embargo todo esto no resulta muy efectivo a la hora de producir estos motores en masa, debido a sus altos costos y cantidad de auxiliares que deben ser implementados para garantizar rangos amplios de operación [22,23].

Posteriormente en mira de buscar una solución a los anterior, se han desarrollado otras estrategias que afectan directamente la combustión, diversificando las formas de combustión avanzada. Estas van desde cambios en los tiempos de inyección del combustible llamado como combustión PCCI (Premixed Charge Compression Ignition) llevando el motor desde combustión CI a HCCI con diesel como combustible [24], mezclas de combustibles con diferentes propiedades de ignición relacionada con la combustión RCCI (Reactivity Controlled Compression Ignition) o asistencia mediante fuentes de ignición externa como una chispa, esto asociada a la combustión SA-HCCI (Spark Assisted HCCI) o SACI (Spark Assisted Compression Ignition) donde se busca hacer una transición entre la combustión SI y HCCI para llegar final mente a la asistencia por chispa [25]. Esta última, es decir SA-HCCI o SACI, es una estrategia que da luz a posibles mejoras en la operación de los motores de combustión avanzada, permitiendo obtener mayores potencias y velocidades del motor, además pudiendo ser obtenida mediante la transición de la combustión de encendido provocado sin la ayuda de costosos y gran cantidad de sistemas auxiliares.

Un parámetro de vital importancia en la operación de los motores de combustión avanzada es el *CA50*, dicho parámetro es el ángulo del ciclo térmico donde se ha liberado en forma de calor el 50 % de la energía química almacenada en el combustible ingresado. Comúnmente, el CA50 es determinado mediante una análisis termodinámico con *modelos cero-dimensionales de una zona* de la combustión llevada a cabo al interior del cilindro basados en la medición de presión [3]. Dado que la liberación de la energía química almacenada en el combustible se da a altas velocidades para la combustión HCCI (aproximadamente 10° de giro del eje del cigüeñal), se busca que el CA50 este lo más cercano al punto muerto superior cuando termina la carrera de compresión, de forma que idealmente se quemé un 50 % antes y un 50 % después de este punto [4].

Pocos estudios se han llevado a cabo en motores con combustión HCCI con GLP como combustible, o en su defecto usando propano -C₃H₈-, ya que el GLP contiene un gran porcentaje de este combustible gaseoso en su composición, en segundo lugar el butano -C₄H₁₀-, entre otros con menores composiciones. Uno de los primeros estudios reportados, es el de Flowers *et al.* [26] quienes operan un motor de 1,9 litros originalmente construido para su operación en modo Diesel convencional, adecuado para operar posteriormente en HCCI. El estudio investiga el efecto del flujo de combustible y la temperatura de admisión sobre los demás parámetros de desempeño del motor cuando este opera a 1800 rpm. Los resultados muestran que a medida que se aumenta la temperatura de admisión y un flujo de combustible constante existe un leve incremento del dosado relativo, lo cual puede ser debido a que la cantidad de aire admitido disminuye por efecto de la misma temperatura. La eficiencia de la combustión tiende a estabilizarse en 95 % a medida que aumenta la temperatura de admisión y el flujo de combustible. Respecto a la emisiones, el CO y los HC disminuyen también con la temperatura y el dosado relativo, pero ocurre un efecto contrario para los NOX. Por su parte la eficiencia indicada se mantiene en un valor promedio de 30 % mientras que el IMEP aumenta de -0,9 a 4,0bar cuando aumenta el dosado relativo pero disminuye levemente cuando la temperatura de admisión aumenta de 120°C a 145°C .

Yap *et al.* [27] analizaron la combustión HCCI con propano en un motor mono-cilíndrico acoplado a

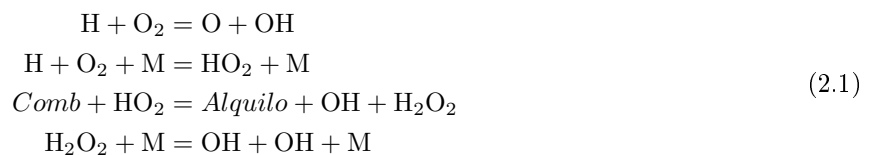
un generador obteniendo altos valores de IMEP y ultra bajas emisiones de NO_x . Diferentes condiciones de temperatura son establecidas en la admisión para obtener la combustión HCCI con valores desde 100°C a 170°C , donde se puede apreciar que a medida que aumenta dicha temperatura, el flujo másico de aire ingresado al motor disminuye. Por otro lado, las emisiones de NO_x tiene una gran variación yendo desde 10 ppm hasta un valor de 800 ppm cuando el IMEP es llevado desde 1,6 a 4,0 bar. Este estudio también reporta un IMEP máximo cercano 4,5 bar, pero con emisiones de NO_x de hasta 1600 ppm. Son presentadas las emisiones de NO_x cuando se varía la relación de compresión, encontrándose que a mayor relación de compresión menores emisiones de NO_x con un máximo cercano a 300 cuando el IMEP alcanza un valor de 4 bar. Sin embargo, este estudio no reporta valores de intensidad del ringing (*RI - Ringing Intesity*), ni dosados relativos obtenidos, lo cual es importante para la operación de la combustión HCCI, pero debe ser sabido que su valor limite está en 6 MW/m^2 [10].

También, se han desarrollado estudios de la combustión HCCI con GLP, donde se han alcanzado valores de IMEP desde 2,2 a un máximo de 3,7 bar aproximadamente, mediante la técnica de tiempos de válvula variables (*VVT - Variable Valve Timing*) usando dosados relativos cercanos a 0,45 [11]. Esto experimentos fueron llevados a cabo a una velocidad de 1000rpm. Otro factor característico que muestra este estudio, es el tiempo de duración de la combustión que varía desde 2,7CAD hasta 8,7CAD. De esa misma forma se reportan valores para la eficiencia de la combustión que van desde 77% hasta aproximadamente 86% con unas emisiones de CO correspondientes de 0,11% hasta 0,47% en base volumétrica. Cabe destacar que las emisiones de NO_x no son reportadas en este estudio, lo cual es un indicador también del buen control de la operación del motor.

2.2. Auto-ignición y modelado numérico de motores HCCI

El caso de tener una altas o bajas condiciones de auto-ignición es favorable o no favorable dependiendo de la tecnología. En los motores de encendido provocado (MEP) es un fenómeno indeseado, ya que estos admiten una premezcla de aire y combustible, que es encendida por una chispa para posteriormente ser quemada por la propagación de un frente de llama que va desde la mismas fuente de ignición hacia todos los lugares de la cámara de combustión, sin embargo, bajo ciertas condiciones de presión, temperatura y tiempos de residencia, estos lugares más lejanos de la cámara de combustión pueden alcanzar la auto-ignición propiciando un fenómeno indeseado llamado knocking (cascabeleo), que incluso podría generar daños físicos en la máquina. En tecnologías como los motores de encendido por compresión convencionales o de encendido por compresión de carga homogénea -HCCI-, el fenómeno de auto-ignición, es un fenómeno deseable y vital para la propagación y culminación de la combustión.

En una mezcla de aire y combustible, la auto-ignición puede ser detectada conociendo las concentraciones temporales de algunos radicales químicos tales como el hidrógeno H, hidroxilo OH, peróxido de hidrógeno H_2O_2 e hidroperoxilo HO_2 , siendo seleccionados en diferentes estudios como los más importantes en la fase de ignición [28, 29]. Los radicales H_2O_2 y HO_2 están asociados a la liberación de calor a bajas temperaturas incrementando su concentración lentamente conforme el ciclo avanza con su pico máximo de concentración cercano al inicio de la combustión, contrario a los que pasa con los radicales H y OH, quienes alcanzan su máximo pico de concentración justo cuando la combustión ocurre. Sin embargo se pueden alcanzar picos de OH 200 veces mayores a los alcanzados por el H. Al final de la combustión que da lugar al proceso de liberación de calor principal, la concentración de ambos radicales H y OH cae a zero, con el último de estos mucho más lento. Una secuencia corta de ramificación para la producción del radical OH se muestra en la ecuación [2.1] y su evolución a lo largo de proceso de ignición en la figura [2.3] [28].



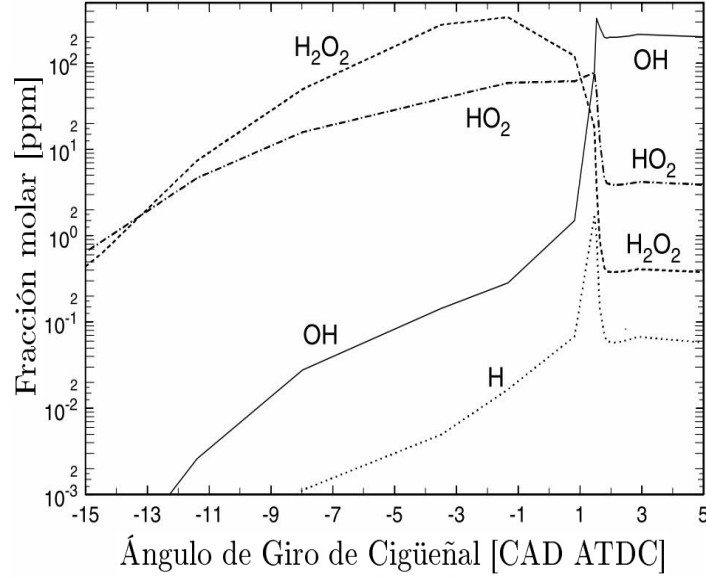


Figura 2.3: Concentración de los radicales H, OH, H₂O₂ y HO₂ en partes por millón (ppm) como función del ángulo de giro del cigüeñal en un modelo de 10 zonas.

De lo anterior se puede ver que en términos generales, la ignición en un motor HCCI ocurre cuando el radical H₂O₂ que se ha venido acumulando con el progreso del ciclo termodinámico se empieza a descomponer para formar dos radicales OH, como consecuencia una estimación de la temperatura de auto-ignición puede ser obtenida justo cuando la descomposición de este radical H₂O₂ tiene lugar en el cilindro [30]. Basados en lo anterior, el fenómeno de auto-ignición en los motores HCCI puede ser estudiado asemejando el sistema a un reactor perfectamente agitado y cerrado asumiendo una o más zonas. Para los estudios donde se requiera analizar varias zonas y la ocurrencia de una estratificación térmica, se debe considerar cada una de estas zonas como un reactor contiguo a la siguiente zona.

Desde el punto de vista teórico, el fenómeno de auto-ignición ocurre cuando el calor transferido a las paredes es menor al calor generado al interior del sistema, es decir, cuando hay un calentamiento de la mezcla del aire y del combustible al interior del recipiente o espacio donde se encuentra confinada la mezcla [6], donde específicamente para los motores de combustión interna, el cilindro hace la veces de recipiente. Por eso para un entendimiento básico del mecanismo térmico-químico que promueve la auto-ignición, se debe considerar un volumen bajo ciertas condiciones de presión y temperatura iniciales de toda la mezcla, y aplicarse la ecuación de conservación de la energía como se muestra en la ecuación [2.2] [31].

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \left(-\rho c_p u \frac{\partial T}{\partial x} + k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) + \hat{r}_F Q_c = -\dot{q}_L + \dot{q}_R \quad (2.2)$$

Para la ecuación [2.2] \dot{q}_L es la pérdida de calor a través de la superficie del recipiente o paredes del cilindro y \dot{q}_R es el calor generado por unidad de volumen y tiempo de la mezcla en su interior. El primer término asociado a las pérdidas de calor puede involucrar las pérdidas por radiación o convección, ambas simultáneamente o ninguna de las dos dependiendo del tipo de estudio y fenómeno al que se aplique la ecuación [2.2]. Por otro lado, el término asociado a la liberación de calor del combustible se encarga de cuantificar la descomposición química del combustible y su liberación de energía, por cual puede ser expresada en términos de una reacción global de un solo paso de la forma Arrhenius para el combustible de estudio como lo muestra la ecuación [2.3] [31].

$$\dot{q}_R = A_0 [F]^a [O]^b \exp\left(-\frac{E_a}{R_u T}\right) M_f Q_c \quad (2.3)$$

En la anterior ecuación se tiene A_0 es un factor pre-exponencial, E_a es la energía de activación, \hat{R}_u es la constante universal de los gases, $[F]$ y $[O]$ son las concentraciones del combustible y oxígeno respectivamente, a y b son exponentes definidos para el mecanismo global usado, M_f es la masa molar del combustible y \hat{Q}_c es el poder calorífico. Como se pudo ver anteriormente, para la obtención de las propiedades de ignición, se requiere hacer uso de la ecuación de la conservación de las especies químicas y la ecuación de la conservación de la energía basada en la primera ley de la termodinámica para un sistemas cerrado. Para tal caso que se requiera realizar un estudio con mayor profundidad, en lugar de usar una reacción global de un solo paso, se podría implementar un mecanismo cinético detallado que haya sido desarrollado para el combustible en cuestión y que permita estudiar aquellas variables deseadas. Los mecanismos cinéticos detallados se caracterizan por considerar una cantidad extensa de especies químicas que se combinan entre si para genera un número de reacciones elementales a través de las cuales se oxida el combustible. La ecuación 2.4 muestra la estructura de estas reacciones elementales.



Basados en los mostrado por la ecuación 2.4 y empleando nuevamente la forma de Arrhenius aplicado a todo el mecanismo cinético para determinar de forma más detallada la generación de calor, podemos reescribir la ecuación 2.3 como se ve en la ecuación 2.5 [32, 33].

$$\dot{q}_R = \sum_{i=1}^N x_i h_i \dot{\omega}_i = \sum_{i=1}^N x_i h_i \left(M_i \sum_{k=1}^m (\gamma_{k,p} - \gamma_{k,r}) A_{0,k} T^{n_k} \exp\left(-\frac{E_{a,k}}{R_u \cdot T}\right) [A]_k^{\gamma_A} [B]_k^{\gamma_B} \right) \quad (2.5)$$

En la ecuación 2.5 se tiene que X_i , h_i y M_i es la fracción másica, entalpía total y masa molar de la especie i , respectivamente con un total de N especies químicas consideradas. La tasa de consumo molar $\dot{\omega}_i$ se puede encontrar conociendo cada una de las reacciones elementales k del mecanismo cinético detallado, donde $\gamma_{k,p}$ y $\gamma_{k,r}$ son los coeficientes de la especie i en los productos y reactivos para la misma reacción k , respectivamente. De una forma análoga se debe reconocer cada término presente en la ecuación 2.5. Por otro lado, específicamente hablando de la aplicación en motores de combustión interna, las pérdidas de calor pueden ser cuantificadas usando la correlación desarrollada por Woschni [2, 34, 35], quien define que el calor transferido a las paredes del cilindro es función de la temperatura de la mezcla T , la temperatura de las paredes T_w y un área de las paredes A_s , dado un coeficiente convectivo promedio h_c como lo muestra la ecuación 2.6.

$$\dot{q}_L = h_c A_s (T - T_w) \quad (2.6)$$

Como es conocido el área de transferencia de calor, y la temperatura pueden ser estimados para cada instante de tiempo. Para la determinación del coeficiente convectivo, Woschni define el Número de Nusselt [36] como una función únicamente del número Reynolds, lo cual es mostrado en la ecuación 2.7.

$$Nu = \frac{h_c B}{k} = a \left(\frac{B \bar{w} \rho}{\mu} \right)^m Pr^n \quad (2.7)$$

Woschni asume que la densidad puede ser determinada considerando la mezcla como un gas ideal como función de la presión p , la temperatura T y la velocidad promedio de los gases en el cilindro \bar{w} , además que

la conductividad térmica k y la viscosidad μ pueden representarse solo como una función aproximada de la temperatura $T^{0,75}$ y $T^{0,62}$, respectivamente [1,2]. Posteriormente resolviendo la ecuación [2.7] para obtener el coeficiente convectivo promedio se obtienen la ecuación [2.8]. El término de la velocidad promedio de la mezcla de aire y combustible \bar{w} también se puede ver en la ecuación [2.9].

$$h_c = CB^{m-1}p^m\bar{w}^mT^{0,75-1,62m} \quad (2.8)$$

$$\bar{w} = \left(C_{1,1} + C_{1,2} \frac{\nu_s}{\bar{S}_p} \right) \bar{S}_p + C_2 \frac{V_d T_r}{p_r V_r} (p - p_m) \quad (2.9)$$

Donde C , $C_{1,1}$ y $C_{1,2}$ son constante, B es el diámetro del pistón del motor tomado como una longitud característica, V_d es la cilindrada y p_m es la presión de motor arrastrado. Por lo tanto, el modelado de los motores HCCI puede jugar un papel importante en la caracterización preliminar de la operación que permita estimar los posibles rangos de operación estable y segura, la potencia que podría ser generada e incluso calcular una posible formación de emisiones. Varios estudios demuestran la diferencia de las predicciones obtenidas cuando es empleada una o más zonas [37], en parámetros como la presión, temperatura, tasa de liberación de calor y combustible quemado al interior del cilindro.

El estudio realizado por Aceves *et. al* [28] presentó un procedimiento híbrido para el modelado de motores HCCI, donde inicialmente se realiza un modelado de la fluido dinámica que permita evaluar la distribución de temperatura al interior del cilindro sin que aún exista combustión, donde esta información alimenta posteriormente el modelado de cinética química donde sí interviene el proceso de combustión. El caso específico de estudio valida la predicción de la metodología planteada teniendo como referencia resultados experimentales hechos usando gas natural, etanol e iso-octano como combustibles. Los modelados realizados consideran 1 y 10 zonas, lo cual permite hacer una comparación sobre su aproximación a los resultados experimentales. Los resultados del modelado muestran una excelente predicción de factores como la máxima presión, duración de la combustión, eficiencia indicada y eficiencia de la combustión cuando son usadas 10 zonas, sin embargo las predicción de emisiones de HC y CO no son tan acertadas. Para el caso del modelado de una zona, las predicciones del pico máximo de presión no son tan acertadas, con diferencias de hasta 25 bar, generando también duraciones de la combustión más cortas, debido a que este modelo asume que el cilindro es isotérmico ocasionando que toda la mezcla encienda en el mismo instante de tiempo.

Posteriormente Aceves *et. al* [38,39] aplicaron la anterior metodología para la operación de un motor HCCI con propano como combustible. El estudio demuestra nuevamente la excelente capacidad de predicción de las técnicas de modelado usando 10 zonas, para variables como la presión y la tasa de liberación de calor para los tres casos de operación seleccionado experimentalmente. Sin embargo en esta ocasión, se realiza un análisis adicional con el objetivo de determinar las estrategias que permiten reducir la emisiones de HC y CO, tales como bajo *Swirl*, paredes a temperaturas más altas y eliminación de espacios entre las fronteras del pistón y el cilindro.

Con el objetivo de tener una mejor predicción de la formación y cantidad de emisiones que saldrán como resultado del proceso de combustión en un motor HCCI con iso-octano como combustible, Flowers *et. al* [29] plantearon un estudio teórico modelando en este caso el sistema con una mayor cantidad de zonas, es decir, 10, 20 y 40 zonas, que después son comparados con valores experimentales. Como resultado se obtiene que incrementar el número de zonas por encima de 10 tiene un efecto muy reducido sobre la predicción de parámetros de desempeño como la presión, IMEP, eficiencia y duración de la combustión, así como para la predicción de emisiones de HC. Pero en el caso de las emisiones de CO, el aumento en el número de zonas si tiene un efecto considerable, para lo cual las simulaciones de 20 y 40 zonas predijeron aproximadamente el doble de la emisiones de HC que aquella de 10 zonas, pero aún usando 40 zonas, el modelo subestima en un factor de 6 las emisiones reales medidas experimentalmente. Más tarde, Aceves *et. al* [30] mejoraron la predicción de las fuentes generadoras de emisiones a través de un análisis espacial usando nuevamente el modelo de 40 zonas.

Estudios aún más simplificados han sido llevados a cabo por John E. Dec [40] usando modelos de 1 sola zona, para cual se precisa que los modelos de este tipo no pueden predecir tasas de liberación de calor, picos de presión y cantidades reales para las emisiones de HC y CO de forma aceptable, por el contrario puede ser utilizados sólo para predecir con razonable precisión el tiempo de ignición ya que esta variables es dominada por reacciones que toman lugar en los puntos más calientes al interior del cilindro. Un segundo factor importante que permite estudiar el modelado usando 1 zona, es el comportamiento de la mezcla de aire y combustible no cercana a las paredes con su respectivas especies químicas lo cual es fundamental en la combustión HCCI ya que su naturaleza es dominada por las tasa de reacción.

Basados en el trabajo anteriormente mencionados, John E. Dec y Magnus Sjöberg [41] plantean un estudio tanto experimental como de modelado paramétrico usando una zona para la operación de un motor HCCI a bajas cargas, debido a que en estos rangos de operación las temperaturas al interior del cilindro son bajas promoviendo la formación de CO por el enfriamiento de las paredes y de las fronteras entre el pistón y el cilindro (*Crevice*) en la carrera de expansión. Los parámetros que se variaron son el dosado relativo, la temperatura en la admisión y la velocidad de operación del motor.

2.3. Modelado de la combustión

Como resultado del movimiento del pistón, el volumen que ocupa la masa al interior del cilindro siempre esta cambiando a medida que cambia la posición angular del cigüeñal, lo cual hace también cambiar la presión de la misma, así como la transferencia de calor hacia las paredes. Otra variable que cambia con la posición angular, es la masa atrapada ya sea por flujos que ingresan o salen a través de zona de contacto entre anillos y cilindro (*crevices*), o simplemente por fugas debidas a sellos insuficientes entre parte del motor como las válvulas y sus asientos [42, 43]. Así, para estudiar el proceso de combustión que ocurre al interior del cilindro es necesario conocer todas las interacciones de masa y energía que tienen lugar en cada instante de tiempo, es decir, para cada posición del cigüeñal. Este proceso de combustión puede ser modelado con cierta rigurosidad determinada conociendo la presión al interior de la cámara.

Usualmente, la presión en la cámara de combustión es medida a través de la inserción de transductores de presión piezoeléctricos, los cuales contienen un elemento de cristal de cuarzo que libera carga eléctrica cuando sometido a esfuerzos (aceleraciones) debido a los cambios de presión en función del angulo de giro del cigüeñal. Esta carga generada es directamente proporcional a la presión instantánea, y posteriormente esta carga eléctrica es amplificada a través de un dispositivo que amplifica una señal de voltaje directamente proporcional a la misma carga eléctrica [44]. Una correcta lectura de la presión que permita finalmente estudiar parámetros de la combustión, depende de la realización de un adecuado tratamiento de la señal de voltaje medida. Un tratamiento adecuado de la presión depende de una correcta referenciación para transformar el voltaje medido a presión absoluta, preciso centrado con la posición angular o el volumen, conocimiento del volumen muerto con aceptable precisión y tratar de mantener lo más bajo posible las variaciones de temperatura del sensor. Para verificar la calidad de señal de presión medida y tratada, se pueden usar los diagramas del logaritmo de la presión versus el logaritmo del volumen en la expansión, analizando que no haya una curvatura excesiva, como se puede ver en la figura 2.4. Para los demás puntos que determinan el adecuado tratamiento, basta con usar nuevamente un diagrama del logaritmo de la presión versus el logaritmo del volumen, pero para estos casos de motor arrastrado [2].

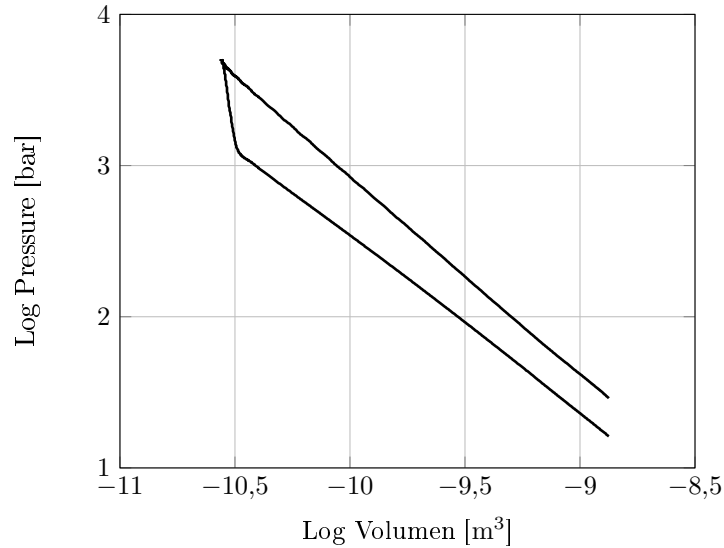


Figura 2.4: Diagrama del logaritmo de la presión versus el logaritmo del volumen para una curva de presión sin altas variaciones de temperatura (baja curvatura). Temperatura de admisión de 260°C y $\phi=0,35$.

Conociendo que existe una correcta medición de la presión en cámara, se puede plantear una balance termodinámico usando la primera ley referente a la conservación de la energía, asumiendo que las fronteras del sistema están limitadas por las paredes del cilindro, el pistón y las válvulas, además viendo este como un volumen dividido en una o más zonas. Sin embargo, la mayoría de estos análisis son realizados asumiendo una única zona donde la presión medida es uniforme para cada instante temporal o posición angular. Un esquema del cilindro y las interacciones de masa y energía en él, es mostrado en la figura [2.5](#) [\[1\]](#).

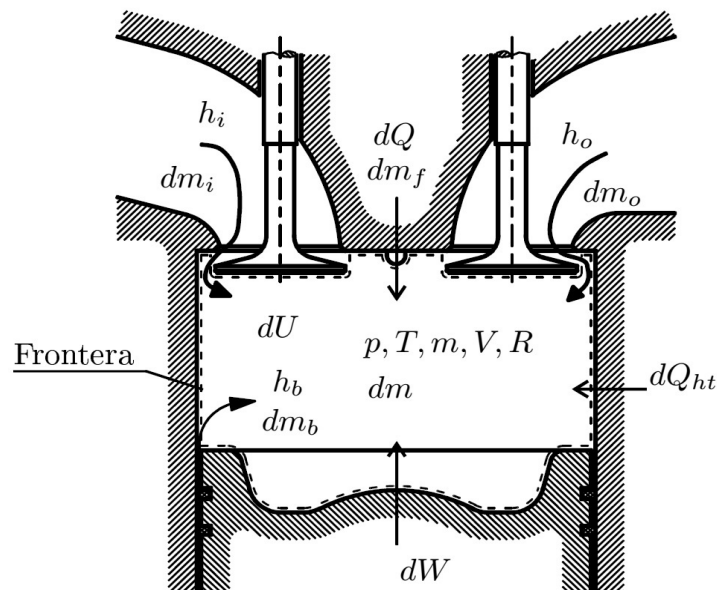


Figura 2.5: Esquema de un cilindro y sus interacciones de masa y energía.

Basados en el esquemas del cilindro mostrado en la figura [2.5](#) se puede finalmente realizar una balance de masa y energía con todas las interacciones mostrados para el volumen de control encerrado por las líneas

punteadas, omitiendo los pequeños aportes de energía cinética, además asumiendo que se quiere analizar el ciclo termodinámico completo, es decir, incluyendo las interacciones de masa y energía desde la carrera de admisión hasta la carrera de escape. La ecuación 2.10 muestra el resultado de la aplicación de la conservación de la masa, mientras que la ecuación 2.11 muestra la aplicación de la primera ley de la termodinámica.

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_i}{d\theta} + \frac{dm_o}{d\theta} + \frac{dm_b}{d\theta} + \frac{dm_f}{d\theta} \quad (2.10)$$

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dU}{d\theta} + \frac{dW}{d\theta} + \frac{dQ_{ht}}{d\theta} + h_i \frac{dm_i}{d\theta} + h_o \frac{dm_o}{d\theta} + h_b \frac{dm_b}{d\theta} + h_f \frac{dm_f}{d\theta} \quad (2.11)$$

De la ecuación 2.10 se puede destacar que el término dm_i es el cambio de la masa que está ingresando por la válvula de admisión constituida por el aire, combustible inyectado en el puerto y gases de escape recirculados (*Exhaust Gas Recirculation - EGR*) que ingresan durante la carrera de admisión, el término dm_o representa el cambio de la masa que sale por la válvula de escape constituida por los gases quemados y aquellos que no alcanzaron a ser quemados durante el proceso de combustión, el término dm_b representa el cambio de la masa que escapa por las zonas de contacto entre los anillos y el cilindro durante el periodo de válvulas cerrada, y el $dm_{f,i}$ representa el cambio de la masa de combustible que ingresa cuando se tienen sistema de inyección directa.

Ahora, en la ecuación 2.11 dQ representa la tasa de liberación de calor, dU representa el cambio de la energía interna del volumen de control, el término dW representa el trabajo ejercido sobre el pistón, dQ_{ht} representa la transferencia de calor por las paredes del cilindro y pistón, y finalmente los demás términos representan los flujos de energía asociados a la entalpía por la interacción de todas los flujos másicos.

Sin embargo, realizar un balance de masa y energía para todo el ciclo termodinámico requiere de la medición de una gran cantidad de variables con altas precision, lo cual obliga a la implementación de costosos equipos de medición además un sistemas de adquisición de datos sumamente rápido que permitan realizar operación y análisis en tiempo real. Dado lo anterior, es muy importante delimitar el período angular donde ocurren los fenómenos que se desean estudiar. Generalmente, los análisis termodinámicos de la combustión experimental se realizan durante el período de válvulas cerradas, es decir, desde que se cierra la válvula de admisión hasta que se abre la válvula de escape. Ahora, para el análisis de este periodo también pueden haber diferentes modelos simplificados de las ecuaciones 2.10 y 2.11, los cuales dependen de precisión requerida para el análisis.

Una forma de obtener un modelo simplificado que permita hacer una aproximación aceptable es la planteada por Saxena [18] para un motor HCCI o Zhang [45] para un motor de encendido provocado, ambos queriendo hacer un cálculo estimado del CA50 para el control de cada tecnología, donde se propone un método sencillo de cálculo de la tasa de liberación de calor asumiendo que no hay transferencia de calor hacia las paredes y que el volumen de control o cámara de combustión es totalmente cerrada, es decir, sin interacciones másicas durante el período de válvulas cerradas y y adiabático. Además se asume que el flujo se comporta como un gas ideal con calores específicos constantes generalmente asumiendo que son los del aire, quien es el gas de mayor proporción durante todo el proceso de combustión. Así, la ecuación 2.11 puede ser transformada en la ecuación 2.12

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{d\theta} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{d\theta} \quad (2.12)$$

Donde V es el volumen instantáneo para la posición angular θ , p la presión y γ la relación de calores específicos. Generalmente a la ecuación 2.12 se le conoce como la tasa de liberación de calor neta. Otros modelos como el propuesto por Brunt [46] para un motor diesel de encendido por compresión e inyección directa, incorpora sólo la transferencia de calor dejando por fuera la transferencia de masa que se da por los intersticios entre anillos y cilindro. Además se estudia el efecto de variar las relación de calores específicos

dependiendo del dosado relativo de operación y la transferencia de calor a paredes, la ecuación 2.12 puede ser transformada en la ecuación 2.13 [47].

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{d\theta} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ_{ht}}{d\theta} \quad (2.13)$$

Otros trabajos también centrados en estudiar sólo el proceso de combustión con buena precisión, lo cual ocurre durante el período de válvulas cerradas, han incorporado a la ecuación 2.13 el flujo de masa y energía causada por la interacción de masa que se da por los intersticios entre anillos y cilindro, conocidos como *blow by gas* [43], dejando sólo por fuera los flujos de masa y energía por las fronteras de las válvulas. Finalmente una curva representativa de la tasa de liberación de calor que se da en un motor e combustión interna a medida que avanza el ciclo termodinámico es mostrada en el figura 2.6, la cual incluye todos los términos tanto de transferencia de calor como de *blowby gases*, usando calores específicos variables.

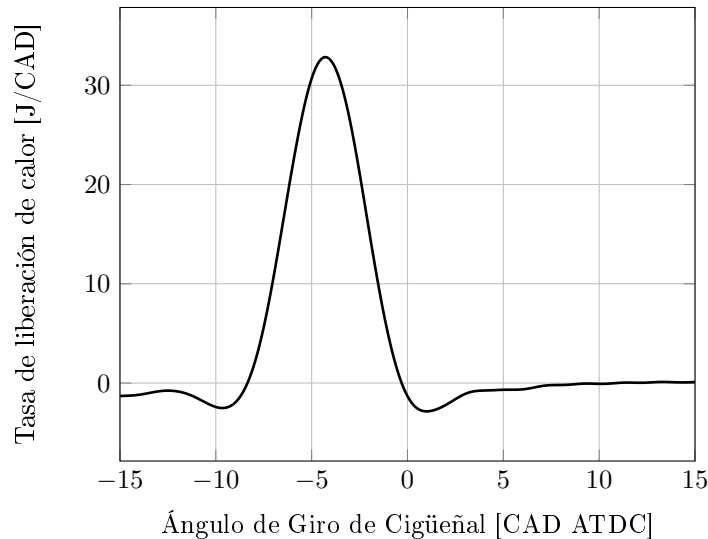


Figura 2.6: Curva representativa de una tasa de liberación de calor en un motor HCCI.

2.4. Concepto de control y su aplicación en la combustión HCCI

Para la operación controlada de un motor de combustión interna pueden aplicarse diferentes técnicas que permitan obtener un valor deseado de una variable de respuesta frente al cambio de otra variable de control, este valor deseado puede ser obtenido con un error aceptable permitido, o que simplemente frente a un cambio de aquella variable de control como el dosado relativo, régimen de giro, presión o temperatura de admisión se obtenga un valor aleatorio no esperado para esa variable de respuesta, como la eficiencia, IMEP, composición de emisiones, potencia, etc. Por lo anterior dependiendo de los requerimientos de operación y la exactitud requerida se debe seleccionar el control adecuado, ya sea en lazo abierto o en lazo cerrado para una o más variables de control asociadas a una o más variables de respuesta.

En un sistema de lazo abierto, la variable de respuesta no tiene efecto sobre la acción de la variable de control, es decir, no se mide la variable de respuesta ni se re-alimenta a un controlador para ser comparada con ese valor deseado (set point), es decir, no hay un cálculo del error entre el valor deseado y el valor medido para esa variable de respuesta determinada. Así, a cada valor que se le asigne a la variable que puede ser controlada le corresponde una operación de respuesta con unos valores definidos para las variables de respuesta, por lo cual se puede concluir que la precisión de la aproximación a un valor estimado depende de la calibración del sistema o planta. Comúnmente este tipo de controles en lazo abierto sólo se

usa si se conoce la relación analítica entre la variable de control y aquella de respuesta, bajo condiciones definidas sin ninguna perturbación. Como ejemplo, se puede tener la relación directa entre las condiciones de presión y temperatura del combustible y su flujo másico dependiendo del principio de operación de medidor, o el flujo de aire que ingresa al motor como una función de su velocidad y condiciones en la admisión [48].

Por otro lado, los sistemas de control re-alimentados o en lazo cerrado alimentan el controlador con una señal de error que se determina de una comparación o diferencia entre la señal de entrada y la señal de re-alimentación, es decir, entre el valor deseado y el valor medido para dicha variable de salida. La comparación busca reducir el error y llevar la variable de salida a tal valor deseado haciendo uso de un controlador automático que envíe señales de control a un actuador que tenga efecto sobre el sistema o planta y finalmente sobre la variable deseada [48].

La función del controlador automático es realizar la tarea de comparación entre el valor de salida medido por el sensor instalado en la planta contra el valor de salida deseado (set point), posteriormente este determina la desviación y produce una señal de control hacia el actuador que finalmente reduce la desviación a cero o a un valor pequeño. La figura 2.7 muestra un diagrama de bloques de un sistema básico en lazo cerrado que consiste en un controlador automático, un actuador, una planta y un sensor [49].

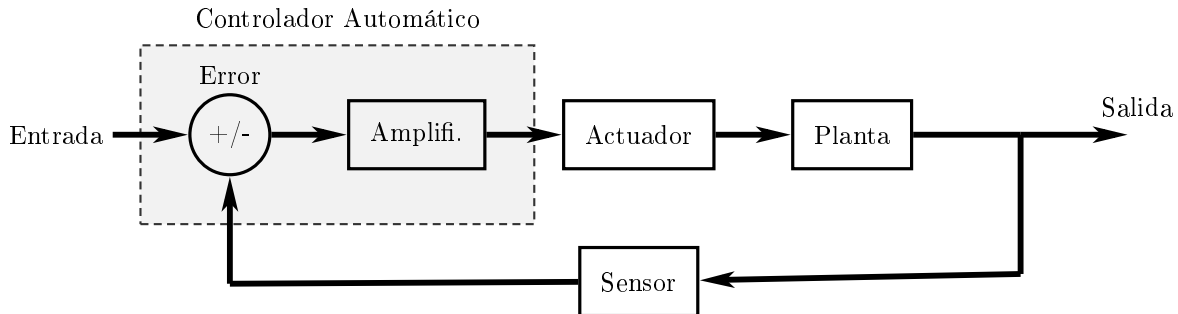


Figura 2.7: Esquema general de un sistema controlado.

Si se puede obtener un modelo matemático de la planta, es posible aplicar diversas técnicas de diseño de controladores con el fin de determinar los parámetros que cumplan las especificaciones del transitorio y del estado estacionario del sistema en lazo cerrado. En el caso de la aplicación a motores, generalmente la planta es el mismo motor, cuando se trata de controlar la velocidad y otro parámetro de operación. En el caso del control de la temperatura de admisión, esta se controla dependiendo de los cambios en el régimen de giro, la refrigeración, la disipación de calor, el flujo de combustible por el colector de admisión, es decir todo el motor sería la planta o sistema. Sin embargo, si la planta es tan complicada que no es fácil obtener su modelo matemático, tampoco es posible un método analítico para el diseño de un controlador PID (*Proporcional-Integral-Derivativo*). En este caso, se debe recurrir a procedimientos experimentales para la sintonización de los controladores PID. La estructura de un controlador PID se muestra en la ecuación 2.14

$$C(s) = \mathcal{L}\{c(t)\} = \mathcal{L}\left\{K_p e(t) + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e(t) dt + K_p T_d \frac{de(t)}{dt}\right\} = E(s) K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s\right) \quad (2.14)$$

Donde K_p es la constante proporcional, T_i es el tiempo integral, T_d es el tiempo derivativo, $C(s)$ es la salida del sistema y $E(s)$ es el error obtenido. La selección de los parámetros para el controlador, que cumplan con las especificaciones de comportamiento necesarias se conoce como sintonización del controlador. Ziegler y Nichols [50] sugirieron reglas para sintonizar los controladores PID, es decir, determinar unos valores para K_p , T_i y T_d basado en la respuesta a un escalón. K.J. Aström *et al* hicieron posteriores modificaciones a la

propuesta inicial de Ziegler y Nichols para tratar de reducir condiciones como un sobre-impulso excesivo o incluir términos asociados a la inclusión de filtros [51, 52]. Sin embargo, para una aproximación inicial, las reglas de Ziegler-Nichols, que se presentan en la figura 2.8 y la tabla 2.1, son muy convenientes cuando no se conocen los modelos matemáticos exactos de la planta. No obstante, como el sistema resultante puede presentar un sobre-impulso no aceptable para la operación requerida, serán necesarios unos ajustes finos durante la operación hasta que se obtenga el resultado aceptable y permitido. De hecho, las reglas de sintonía de Ziegler-Nichols dan una estimación razonable de los parámetros del controlador y proporcionan un punto de partida para una sintonía fina, en lugar de dar los parámetros K_p , T_i y T_d definitivos.

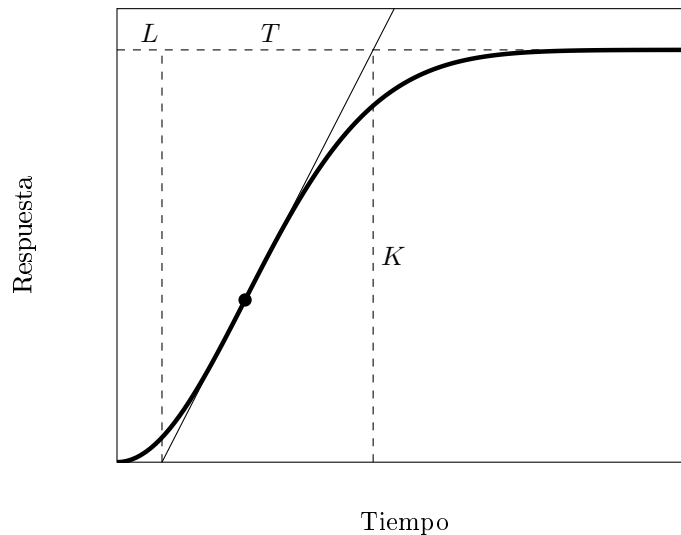


Figura 2.8: Curva de respuesta de un sistema sometido a una entrada de forma escalón.

De la figura 2.8 se puede observar que la línea continua más gruesa representa la respuesta del sistema en el tiempo frente a una entrada escalón, mientras que la línea continua delgada representa la recta tangente en el punto de inflexión de la respuesta del sistema. En la figura 2.8 también se puede ver que el tiempo de retraso L se obtiene cuando la recta tangente corta el eje temporal, mientras que el contaste de tiempo del sistema T se obtiene cuando la misma recta tangente toca la amplitud alcanzada K . Con los parámetros anteriores se puede obtener finalmente la sintonización inicial del sistema según la tabla 2.1

Tabla 2.1: Regla de sintonización inicial definida por Ziegler y Nichols basados en la respuesta escalón del sistema

Controlador	K_p	T_i	T_d
P	$\frac{T}{L}$	∞	0
PI	$0,9 \frac{T}{L}$	$0,9 \frac{L}{0,3}$	0
PID	$1,2 \frac{T}{L}$	$2L$	$0,5L$

Uno de los más grandes desafíos en la combustión HCCI es un preciso control de los tiempos y ángulos de la combustión lo cual es llevado a cabo generando las óptimas condiciones de presión y temperatura para la auto-ignición del combustible, ya que si la combustión es muy temprana se producen al interior de la cámara

altas presiones y temperaturas generando alta producción de NO_x , alto consumo de combustible posiblemente fallos en la máquina, si la combustión es muy tardía se podría extinguir la combustión generando aumentos en el consumo de combustible y en la producción de emisiones de THC y CO. En un caso extremo podrían aparecer fallas en el encendido y de repetirse ocasionar el detenimiento del motor. Otro caso factible será la ocurrencia de alta dispersión e inestabilidad por el apagado de un ciclo seguido de otro ciclo de combustión fuerte debido a la masa residual rica en combustible que queda atrapada. Entonces existe un rango angular donde la combustión debe ser ajustada para garantizar la mejor operación del motor, para lo cual se han son necesarios controles de tipo Lazo Cerrado o *Close Loop*. Una variable comúnmente aceptada para este control es la posición angular del 50 % de la tasa de liberación de calor acumulada, es decir, donde se ha liberado el 50 % de la energía química aportada por el combustible reconocida con el término CA50 [3]. Esta variable permite un buen control en lazo cerrado porque tal posición angular contiene la máxima tasa de liberación de calor y la diferencia angular entre el CA40 y CA60 es demasiado pequeña, por lo que hay gran constancia de esta variable ciclo a ciclo.

Otros casos que ya han sido estudiados mantienen una relación determinada entre otras variables de salida o respuesta tales como la presión media indicada –IMEP–, la eficiencia, el nivel de Ringing, la concentración máxima de emisiones o incluso simplemente la temperatura de admisión, y una variable de entrada controlable que puede ser la cantidad de gases recirculados –EGR–, la misma temperatura de admisión, la modificación de los tiempos de apertura y cierre de las válvulas, o el dosado relativo. Un ejemplo comúnmente encontrado también, es la comparación de la temperatura medida en la admisión y una temperatura de referencia (set point) que finalmente va a permitir controlar la potencia del calentador.

Uno de los sistemas más estudiados son los actuadores de válvulas variables VVA o *Variable Valve Actuator* [53], lo cual es usado para controlar el cambio de la temperatura de que entra a la cámara de combustión, por medio de la retención de gases del ciclo anterior o mediante la re-aspiración de gases de escape calientes a través de la válvula de escape. Los VVA generan un cruce de válvulas negativo contrario a lo que ocurre en tecnologías convencionales. Con esto la válvula de escape tiene un cierre rápido y la de admisión tiene un retraso en la apertura resultando con esto la recompresión de los gases residuales en el tiempo de la renovación de la carga. Si se incrementa este cruce negativo de válvulas se obtiene una mayor cantidad de masa residual y con esto más tempranamente empezara el desarrollo de la combustión y viceversa. El VVA es atractivo ya que muchas compañías productoras de motores tienen la capacidad de producir estos sistemas. Una fuerte desventaja de los sistemas VVA es que implican igual temporización de válvulas en todos los cilindros, donde además su estrecho rango de operación es una limitación importante en la producción de cargas altas. A altas cargas entonces se debe retener lo menos posible de masa residual disminuyendo el cruce de válvulas de negativo con propósito de disminuir la temperatura de la masa total atrapada retrasando con esto la combustión [54], por otro lado la carencia de buena dilución hace muy rápida la descomposición del combustible adelantando la combustión, generando fluctuaciones en la presión y pérdidas de eficiencia [55].

Otra alternativa fuerte para el control de la ignición es el aumento en la temperatura del aire que va a ser admitido por el motor. Más directamente este método implementa un tipo de calentadores eléctricos instalados en los ductos de admisión del motor y controlados mediante un sistema de control en lazo cerrado [4], por las características de los calentadores eléctricos estos tienen una inercia térmica lo que genera un tiempo muerto hasta que el sistema llegue al estado estacionario reduciendo el rango de operación para ser usado en combustión HCCI en estado transitorio. Por esto Haraldsson *et al* [56] proponen una sofisticada solución a este problema cuando se requiere trabajar en combustión HCCI en estado transitorio, es solución es llamada *Fast Thermal Management* o FTM, la cual hace uso de dos fuentes de temperatura una caliente y una fría. Con esta solución las inercias térmicas de las dos fuentes de temperatura se transforman en una ventaja puesto que ayudan a mantener el control cuando se necesita una temperatura muy baja o una muy alta. Con el sistema FTM el aire de admisión es una mezcla de aire frío y caliente lo cual se logra con dos válvulas de tipo mariposa inversamente coordinadas para obtener la temperatura deseada. Incluso en sistemas más sofisticados se implementa un sistema de control de estos en lazo cerrado para cada uno de los cilindros en operación obtenido con una válvula de aire caliente en común para todos los cilindros que estén en juego, pero una válvula de aire frío independiente [57]. Sin embargo en usos estacionarios de motores en modo HCCI no deben ser descartados los sistemas de calentamiento con resistencias eléctricas [10].

Otro sistema similar fue implementado por Flowers *et al* [58] para el pre-calentamiento de la carga admitida, esta vez usando un quemador de gas externo para iniciar la operación o arranque en frío del sistema mientras se consigue un calentamiento mínimo que permita estabilizar la combustión HCCI. Cuando ya el sistema consigue estabilizar su temperatura de operación, la carga sigue siendo pre-calentada a través de un intercambiador de calor que transfiere el calor de desecho de los gases de escape cuando ya han salido de la etapa de compresión del turbocompresor. Este intercambiador de calor es usando comúnmente en aplicaciones de regeneración para centrales con turbinas a gas. Otro intercambiador es usado de forma paralela al anterior pero esta vez como enfriador (*intercooler*) de forma que al sistema de gestión térmica de la carga llegan dos flujos de aire de a diferentes condiciones de temperatura, los cuales son posteriormente mezclados en proporciones específicas que permitan obtener la temperatura apropiada para controlar el CA50 obteniendo el menor consumo de combustible. Se debe tener presente que esta mezcla es determinada y controlada para cada uno de los seis cilindros, debido a la diferencias que pueden existir en la relación de compresión y demandas de temperatura en la admisión por otros factores o perturbaciones al sistema. Este optimo control para cada cilindro que permita conseguir el mínimo consumo de combustible es logrado usando un técnicas avanzadas de control cómo *extremum seeking* [59], además de reducir los tiempos de respuesta frente a cambios repentinos en la potencia demanda incluso teniendo un mapa completo de la operación del sistema.

2.5. Control de flujo de combustibles gaseosos en régimen sónico

Las ventajas del los flujos compresibles a través de toberas ha sido fuertemente explotado en aplicaciones a la medicina, procesos químicos, aplicaciones aeroespaciales para turbinas de propulsión, aplicaciones en cualquier sistema térmico donde se requiera un control preciso de flujos gaseosos. En el caso de algunos sistemas térmicos, la energía o flujo másico de combustibles gaseoso es fundamental para limita la generación de potencia asegurando una relación del aire y el combustible adecuada para la operación [60]. Por lo anterior, los motores de combustión interna operados por gas, requieren un control preciso de la cantidad de combustible que permitan operar el motor con dosado relativo deseado propio del tipo de combustión. El correcto control del flujo de combustible permite estudiar con precisión variables como la eficiencia térmica, la eficiencia de combustión, el consumo específico de combustible, entre otros, ya que todos dependen de una comparación entre la potencia generada y la potencia térmica ingresada con el combustible.

Otros dispositivos como los medidos de efecto Coriolis, también entregan buena precisión de lectura del flujo másico que pasa por su interior, sin embargo también debe ser acoplado un sub-sistema que permita regular el mismo flujo másico requerido para la operación. Adicional a lo anterior, tienen grandes costos en el mercado y requieren mantenimiento y calibración frecuente [61]. Por su lado los rotámetros, que son medidores de área variable, son mucho menos costosos que los medidores de efecto Coriolis, pero su medición se basa en la determinación del flujo volumétrico del gas haciendo su operación fuertemente dependiente de las condiciones de presión, temperatura y viscosidad, además de la lectura de la posición vertical del flotador lo cual le resta precisión la medida [62,63].

Por lo tanto, la implementación del control de flujo másico de gases a través de orificios calibrados o toberas convergentes, alcanzado las condiciones de flujo sónico (crítico), permite garantizar una precisión aceptable de la medición del flujo másico de gas que permita tener paralelamente una disminución del error, alta flexibilidad en su operación, mantenimiento a bajo costo, además de una metodología sencilla de calibración.

El flujo másico que pasa a través de una tobera ya sea convergente o divergente, puede ser estimado según la teoría termodinámica de un *flujo compresible*, en el cual se asume que no hay transferencia de calor por las paredes del sistema además de despreciar la fricción, también es considerado que el flujo en cuestión en un gas ideal que tiene una relación de calores específicos constante. Así asumiendo un sistema axisimétrico en estado estacionario [64,65], se puede escribir la ecuación [2.15] para obtener el flujo másico que atraviesa la tobera.

$$\dot{m} = \frac{AMap_0\sqrt{\gamma/(RT_0)}}{[1 + (\gamma - 1)Ma^2/2]^{(\gamma+1)/[2(\gamma-1)]}} \quad (2.15)$$

De la ecuación 2.15 se puede ver que el flujo másico que pasa por la tobera depende de la presión y la temperatura de suministro del gas p_0 y T_0 , respectivamente, además del número *Mach* Ma que se desea alcanzar con el gas cuando sale de la tobera, y la relación de calores específicos constante γ propia del gas a controlar como también del área final o de descarga de la tobera A . Cabe recordar que el número Mach es una relación entre la velocidad del gas v en un punto determinado de la tobera y la velocidad del sonido c_0 del gas para el mismo punto. Sabiendo que el flujo se consideró isentrópico, es decir, sin transferencia de calor y sin fricción, se puede obtener una relación entre la presión de estancamiento p_0 y la presión estática p en cualquier punto a lo largo de la tobera como una función del número Mach Ma y la relación de calores específicos γ del flujo gaseoso, como se muestra en la ecuación 2.16

$$\frac{p_0}{p} = \left[1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2}\right)Ma^2\right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (2.16)$$

La anteriores ecuación 2.16 se obtiene combinando la relación de la temperatura de estancamiento con la relación para determinar la velocidad del sonido en un gas ideal y la relación de flujo isentrópico. Las condiciones *críticas* de un gas son aquellas necesarias para acelerar el mismo gas justo hasta a la velocidad del sonido, es decir, cuando el número Mach nes igual a 1, lo cual convierte la presión estática en la ecuación 2.16 en la presión crítica p^* , haciendo que la relación de presiones se torne dependiente sólo de la relación de calores específicos, como lo muestra la ecuación 2.17. Por lo tanto, si la relación entre la presión de descarga p_b y la presión de suministro p_0 , es decir p_b/p_0 , es menor a la relación de presión crítica p^*/p_0 , el flujo a través de la tobera es considera como un flujo sónico o flujo chocado (*choked flow*).

$$\frac{p^*}{p_0} = \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (2.17)$$

Como se dijo anteriormente la condiciones críticas ocurren en la garganta o final de la tobera convergente, donde el área también se denomina área crítica A^* . Cuando se alcanzan las condiciones críticas, se dice que el flujo másico que pasa a través de la tobera llega a su máximo valor, pudiendo ser determinado únicamente conociendo la presión y la temperatura de suministro, además de las variables geométricas de la tobera como el área crítica y de las propiedades termodinámicas del combustible como la relación de calores específicos. Por lo tanto la ecuación 2.15 puede ser reescrita como se muestra en la ecuación 2.18

$$\dot{m}_s = A^*p_0\sqrt{\frac{\gamma}{RT_0}}\left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{(\gamma+1)/[2(\gamma-1)]} \quad (2.18)$$

Analizando la ecuación 2.18 se puede ver que la presión de descarga p_b no afecta el flujo másico, siempre y cuando se garantice una relación de presiones inferior a la relación crítica (flujo sónico), entonces manteniendo constante la temperatura de suministro, el área de la garganta de la tobera o área crítica y conociendo las propiedades del combustible, se puede controlar el flujo másico como una función lineal sólo en función de la presión de suministro. Sin embargo, como la ecuación 2.18 describe un flujo isentrópico, existirán diferencias entre este flujo másico ideal \dot{m}_s y el real \dot{m}_r que atraviesan la tobera. De esa forma debe ser definido un coeficiente de descargar que permita ajustar el flujo ideal para ser llevado a un flujo real. Este coeficiente de descarga C_d se muestra en la ecuación 2.19

$$C_d = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_s} \quad (2.19)$$

Para determinar el coeficiente de descarga, algunos estudios han sido llevados a cabo con el objetivo de probar flujos sónicos (críticos) a través de toberas convergentes con gargantas de pequeños diámetros midiendo el flujo másico que pasa a través de ellos dadas unas condiciones de suministro. John Kayser *et al* [64] presentaron un estudio experimental de un flujo compresible de gas que permitiera estudiar su comportamiento cuando pasaba por toberas convergentes con diámetros pequeños entre 0,9mm y 1,9mm. Varias geometrías y formas de orificios de descarga fueron probadas, encontrando el coeficiente de descarga haciendo pasar aire como flujo primario, o alguno otros gases como el dióxido de carbono -CO₂-, argón -Ar-, helio -He- y mezclas entre ellos. Como resultado se obtuvo que el coeficiente de descarga no es dependiente del tipo de gas permaneciendo constante en valores cercanos a 0,8 cuando la relación entre la presión de descarga y suministro fue inferior a la relación de presión crítica.

Shin-ichi Nakao *et al* [66] presentaron un estudio donde se usaba un método gravimétrico para la calibración de sistema con flujos másicos de gases pequeños usando dos venturis sónicos con diferente geometría. Los resultados mostraron que el coeficiente de descarga para ambos venturis (tipo N3 y N5) en función de relaciones entre la presión de descarga y suministro inferiores a 0,5, no presentaba grandes variaciones, manteniéndose cercano a 0,94 and 0,97 para la geometría N3 y N5 respectivamente, con una variación promedio del 0,05%. Demostraron también que cuando la relación entre la presión de descarga y suministro fue ligeramente mayor que 0,5, el coeficiente de descarga disminuye considerablemente, debido a que se pierden las condiciones críticas o de flujo sónico, es decir se supera la relación de presión crítica.

Capítulo 3

Metodología

Este capítulo detalla la forma y los caminos seguidos para la construcción, instrumentación, y control del sistema completo que permite lograr la combustión HCCI, permitiendo su estabilización y operación segura con el objetivo de garantizar una correcta medición de los mapas iniciales de operación, así como el método usado para el modelo numérico cero-dimensional de una zona mostrando la relación entre parámetros geométricos y operacionales del motor experimental con el motor a simular. También una breve descripción del modelo empleado para el análisis termodinámico de la combustión y la obtención de parámetros indicados.

3.1. Montaje experimental del motor HCCI

El montaje experimental con el que se cuenta para la experimentación consta de un sistema completo de adquisición de datos en tiempo real, donde estos datos alimentan modelos los cuales permiten calcular variables de operación del motor en modo HCCI, es decir, además de los sistemas de control del combustible y su dosado relativo, temperatura de la admisión, carga y velocidad angular. Esta interfaz gráfica fue desarrollada completamente en el software LabVIEW. Las tarjetas de adquisición empleadas son la NI PCIe-6341, NI PCIe-6351 con frecuencia de muestro máximas de 500 kHz y 1.25 MHz, respectivamente, además de los módulo NI-9217 para lectura de temperaturas y NI-9265 para salidas de corriente, acoplados al chasis cDAQ-9174.

El motor de combustión empleado es un motor diseñado para operar originalmente en modo de encendido por compresión con diesel, donde sus características principales son presentadas en la tabla [3.1](#)

Tabla 3.1: Características originales y cambios del motor

Característica	Descripción
Fabricante	Lombardini 25LD425-2
Tipo de Inyección	Inyección Directa (DI)
Operación Original	Motor Diesel (CI)
Operación Futura	HCCI
Número de Cilindros	2 Cilindros
Refrigeración	Por Aire
Aspiración	Natural
Cilindrada	851 cm ³
Relación de Compresión	C1 17,4 : 1; C2 19 : 1
Diametro x Carrera	85 x 75 mm
Longitud biela	117,5 mm
Potencia Nominal	14 kW @ 3600 rpm
Par Nominal	42 N · m @ 2200 rpm

La relación de compresión del cilindro 1 fue cambiada debido a modificaciones realizadas al pistón, la nueva relación de compresión es de 17,4 : 1. Durante todo este estudio sólo fue controlada la operación del cilindro 1 del motor ya que era importante estudiar la combustión una vez se lograra la obtención y control del fenómeno HCCI. Dado lo anterior, el cilindro 2 siempre estuvo bajo condiciones de motor arrastrado y sin combustión. Los sistemas de admisión y escape también fueron modificados acorde a las necesidades para la obtención del fenómeno.

La información principal para este análisis termodinámico en tiempo real es la medición de presión en cámara, lo cual se realizará un sensor piezoeléctrico Kistler tipo 6125C, con un amplificador de carga Kistler tipo 5064B, los cuales están acoplados a un acondicionador de señal Kistler tipo *Signal Conditioning Platform - SCP 2853A*. Para la temporización de estas señales se utilizará un codificador angular Kübler de 3600 pulsos por cada revolución. Esta medición de presión es usada para encontrar las demás variables relacionadas con la combustión al interior del cilindro, como la temperatura, la tasa de liberación de calor, el calor transferido a las paredes, fracciones de masa quemada entre otros. Cabe destacar que este análisis es realizado con los datos tomados con un período angular de 0,1CAD correspondiente a una frecuencia de lectura de datos igual a 108kHz cuando para una velocidad de operación es de 1800rpm, así 15 ciclos son analizados por cada segundo. Para las demás variables medidas como las presiones absolutas, manométricas, temperaturas, entre otras, fueran almacenados sus valores por cada ciclo termodinámico del motor, es decir, 15 valores de cada una de ellas por cada segundo.

Para el control de la velocidad deseada, la reducción de generación de potencia por cilindro en la combustión HCCI y que para este fue desactivado un cilindro, fueron acoplados en línea un generador eléctrico y motor eléctrico. Para el control de la potencia generada en modo HCCI y asegurar una velocidad constante es usado con un controlador de potencia trifásico NOVUS PCWE-3P-100 acoplado a un banco de resistencias eléctricas que disipan la potencia eléctrica generada en forma de calor con una capacidad de 20kW y un generador eléctrico YIHUA ST-20-3 con capacidad de generación de 20kW a 1800rpm. Este controlador de potencia puede ser operado desde el computador mediante el sistema de adquisición de datos y adicional la medición de voltaje entre cada fase, corriente de cada fase, frecuencia y potencias total generada serán enviados al sistema de adquisición de datos mediante un analizador de redes EBCHQ 54115/PD76-24E-WFF. Para garantizar el constante movimiento y control fino de las revoluciones el motor de combustión es conducido mediante un motor eléctrico acoplado en serie con el generador eléctrico. Este motor eléctrico es asíncrono de tipo WEG PG020183CSA con una capacidad máxima de 15kW a 220V operando a 1800rpm, controlado mediante un variador de velocidad vectorial SCHNEIDER ATV-312HD15M3 de 15kW a 220V trifásico.

El calentamiento del aire en la admisión será llevado a cabo mediante una resistencia eléctrica operada desde el computador mediante el sistema de adquisición de datos, lo cual se explicará en una sección posterior de este mismo informe. Presiones en la admisión y escape serán medidas por sensores de presión absoluta WIKA PA-379 con rango desde 0 a 7 bar, llevados al sistema de adquisición de datos. Para la medición de temperatura se cuenta con termocuplas tipo K en lugares específicos donde se considere necesaria esta medición.

También se podría contar con la posibilidad de sobrealimentar el motor mediante un turbo-cargador que se encuentra modificado y acomodado al montaje, donde a este le fue removida la caracola de expansión (turbina) y puesta en su lugar una polea menor. Esta rueda es movida mediante una banda que es montada en una polea mayor acoplada a un motor eléctrico Motor asíncrono WEG PG007363CSA de 5,5kW a 220V trifásico y con velocidad de 3600rpm, operado mediante un variador de velocidad vectorial SCHNEIDER ATV-312HU55M3 de 5,5kW a 220V trifásico. Este sistema de banda y poleas tiene una relación de transmisión de 10, esto para garantizar altas velocidades de la caracola de compresión (compresor) y conseguir aumentos significativos de la presión en la admisión. Sin embargo, en este estudio se pretendía estudiar la combustión HCCI bajo condiciones atmosféricas de la ciudad de Medellín, la cual está aproximadamente a 1495 metros sobre el nivel del mar (m.s.n.m.), correspondiente a una presión atmosférica de 84,7kPa.

Para la medición y control de combustible gaseoso se cuenta con un medidor de flujo sónico a través de toberas convergentes (orificios calibrados). Estos datos de flujos de GLP serán también llevados y leídos

mediante el sistema de adquisición. Sobre este control se habla más detalladamente en las siguientes secciones de este informe.

Las emisiones contaminantes en un motor HCCI son sumamente importantes, ya que dependiendo de sus valores se puede garantizar las obtención del fenómeno de combustión en cuestión, las más importantes en este caso son el monóxido de carbono CO y los óxidos de nitrógeno NOx. Para estos entonces se usó un medidor portátil BACHARACH PCA3, el cual reportaba la concentración de las anteriores especies químicas nombradas, además de las concentraciones de dióxido de carbono CO₂ y el oxígeno O₂. La concentración de CO y CO₂ se realizaron mediante un equipo de efecto NDIR (Non-Dispersive Infrared), la concentración de O₂ mediante una celda paramagnética, mientras que la concentración de NOx a través de una cámara de reacción quimicoluminiscente. Un esquema completo del montaje experimental se muestra en la figura [3.1](#).

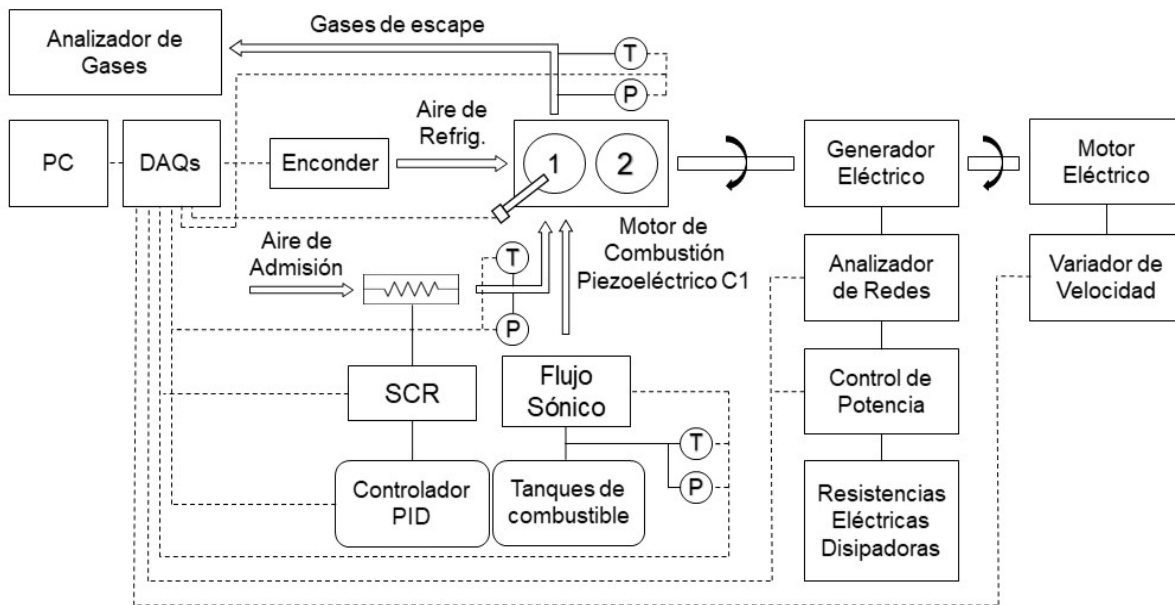


Figura 3.1: Esquema del montaje experimental desarrollado para el estudio.

El diseño experimental para lograr este estudio, consiste en llevar el motor a operaciones con diferentes dosados relativos ϕ , y en cada uno de estos dosados obtener diferentes valores para la temperatura de la admisión T_a . La tabla [3.2](#) muestra el diseño experimental llevado a cabo.

Tabla 3.2: Diseño experimental del motor HCCI a 1800 rpm y 1495 m.s.n.m (84.7 kPa) con propano.

Factores	Niveles	Valor Aprox.
Dosado Relativo	ϕ_1	$\sim 0,10$
	ϕ_2	$\sim 0,20$
	ϕ_3	$\sim 0,25$
	ϕ_4	$\sim 0,35$
	ϕ_5	$\sim 0,40$
Temperatura admisión	$T_{a,1}$	260°C
	$T_{a,2}$	270°C
	$T_{a,3}$	280°C
	$T_{a,4}$	290°C

Para la toma de datos, se tuvo en cuenta tanto la estabilidad de la temperatura en los gases de escape como la estabilidad de la temperatura controlada del aire de la admisión, además de parámetros de combustión como el CA50, intensidad del ringing e IMEP, que puede ser visualizado en línea. La variación en la concentración de las emisiones contaminantes también fue un parámetro para la verificación de la estabilidad que garantizaba el estado estacionario del motor para un determinado punto de operación. En la tabla 3.3 se presenta la precisión de las variables medidas. Los valores de dosados relativos definidos en la tabla 3.2 fueron determinados debido a la operación reportada en todos los estudios reportados para la combustión HCCI convencional. Valores superiores a 0,45 han sido reportados para combustión SA-HCCI, lo cual no es objeto del presente trabajo. En el caso de la temperatura en la admisión, fue definida con base a simulaciones numéricas previas realizadas para la combustión HCCI con gas natural como combustible, conociendo que ambos combustibles tienen números de octano RON similares cercanos a 120 para el gas natural y 112 para el GLP.

Tabla 3.3: Precisión de las variables medidas en la experimentación

Variable	Precisión	Unidades
Presión en Cámara	$\pm 0,001$	bar
Presión en la Admisión	$\pm 0,01$	bar
Combustible gaseoso	± 3	mg/s
Temperatura	$\pm 0,2$	$^{\circ}\text{C}$
Posición Angular	$\pm 0,1$	CAD
Régimen de Giro	± 5	rpm
NO _x	± 5	ppm
CO	± 10	ppm
O ₂	$\pm 0,3$	%vol
CO ₂	$\pm 0,3$	%vol

3.2. Modelado HCCI cero-dimensional de una zona

Como se dijo ya anteriormente, la ecuación 2.3 puede representar también la tasa de aumento o disminución de alguna especie química k en el tiempo, lo que sugiere que puede ser usado un mecanismo cinético-químico ya sea detallado o simplificado. Teniendo en cuenta que un mecanismo cinético detallado posee más especies químicas y más reacciones elementales, habrá una tendencia a obtener mejores aproximaciones a los valores experimentales reportados en literatura. Así, para poder plantear una solución numérica a este problema, se utilizó el software *Chemkin Pro*, usando en este caso un modelo de un reactor perfectamente agitado y cerrado que considera la transferencia de calor hacia las paredes del recipiente, el cual toma toda la masa como una única zona sin resolución dimensional, es decir, no hay variación espacial de las propiedades o variables calculadas. Para lo anterior, se seleccionó el mecanismo cinético detallado *San Diego* corriendo el modelo para diferentes valores de dosado relativo y temperatura en el cierre de la válvula de admisión. El combustible seleccionado fue GLP con un 99,5% C₃H₈, igual al combustible empleado para la fase experimental del estudio.

El mecanismo cinético detallado *San Diego* empleado en este estudio, fue diseñado para la determinación de condiciones relevantes de llamas así como las de ignición y detonación a altas temperaturas, teniendo como hidrocarburos mayores el propano C₃H₈ y el butano C₄H₁₀, lo cual lo hace ideal para la estimación de propiedades de ambos combustibles o mezclas en ellos. Adicionalmente, para este caso fueron agregadas las ecuaciones de reacción para la química del nitrógeno que permiten predecir las tendencias de formación de NO_x [67].

Por ser el caso de un motor de combustión interna, el tiempo de simulación está representado por un determinado ángulo de giro del cigüeñal. Para este estudio se estableció un tiempo total de 220 CAD ya que en el motor empleado en la fase experimental se da el cierre de la válvula de admisión (*IVC - Intake Valve Close*) en -115 CAD antes de que el pistón llegue al punto muerto superior (*BTDC - Before Top Dead Center*), y la apertura de la válvula de escape (*EVO - Exhaust Valve Open*) se da a 95 CAD después de

que el pistón llegó al punto muerto superior (*ATDC - After Top Dead Center*). Este tiempo hace relación al ángulo en el cual la mezcla de combustible y aire, sometida a condiciones variables de presión y temperatura, reacciona hasta que ocurre la auto-ignición del combustible. El resultado del ángulo de retraso a la ignición fue determinado con base al cambio de la pendiente de la temperatura, sin embargo también se realiza una breve comparación con el pico de concentración del radical OH, que es comúnmente el más utilizado en la literatura para obtener esta variable [68]. Las condiciones de presión y temperatura iniciales a las que fueron realizadas las simulaciones, corresponden a la presión y temperatura obtenidos de la medición experimental al interior del cilindro, para un respectivo dosado relativo de la mezcla.

Los parámetros geométricos característicos del motor usados para el estudio numérico se pueden apreciar en la tabla 3.4, mientras que aquellos relacionados a la transferencia de calor son mostrados en la tabla 3.5, los cuales corresponden también a medidas geométricas del motor empleado en la fase experimental y variables de transferencia de calor según el modelo de Woschni [2, 34].

Tabla 3.4: Características geométricas usadas en las simulaciones

Descripción	Símbolo	Valor	Unidades
Cierre válvula de admisión	IVC	-115	BTDC
Apertura válvula de escape	EVO	95	ATDC
Relación de compresión efectiva	$r_{c,e}$	16,8	-
Volumen muerto	V_c	25,95	cm ³
Diámetro del pistón	B	8,5	cm
Longitud de la biela	l	11,75	cm
Radio cigüeñal	a	3,75	cm
Velocidad angular	N	1800	rpm

Tabla 3.5: Parámetros de transferencia de calor usados en las simulaciones

Descripción	Símbolo	Valor	Unidades
Coefficiente Nusselt	a	0,035	-
Exponente Reynolds	m	0,8	-
Exponente Prandtl	n	0	-
Constante 1,1	$C_{1,1}$	2,280	-
Constante 1,2	$C_{1,2}$	0,308	-
Constante 2	C_2	0,054	cm/s · K
Rel. Vel. de Swirl y Media de Pistón	ν_s/\bar{S}_p	2,00	-

La constante C_2 usada para determinar la velocidad media de los gases en el cilindro \bar{w} es tomada del trabajo realizado por Chang *et al* [69] quien ajusta el modelo existente para motores HCCI, definiendo que esta es un sexto de la originalmente brindada por Woschni. La relación entre la velocidad de swirl ν_s y la velocidad media del pistón se mantiene igual a 2,0 debido a que el motor usado en la fase experimental, es un motor originalmente para operación diesel convencional, el cual entrega su potencia nominal a bajas revoluciones (1800 rpm), siendo este valor para la relación ampliamente usado en la literatura en otros estudios numéricos, además conociendo que la variación de este parámetro no tiene efecto significativo sobre la predicción del tiempo de ignición [38]. La temperatura en las paredes se establece constante con la posición angular pero teniendo variaciones en función del dosado relativo de operación. Para varios estudios han medido esta temperatura y observado su comportamiento como en el caso de Taylor y Toong [2], ya que Chemkin Pro no permite establecer su variación temporal. Estos valores de temperatura se ajustan también a motores refrigerados por aire y han sido comúnmente utilizado en estudios anteriores con muy buenas aproximaciones [2, 70, 71]. Sin embargo para esta metodología se seleccionó el estudio realizado por Magnus Sjöberg y John E. Dec [72], quienes midieron y reportaron la temperatura de las paredes para un motor HCCI operado

con iso-octano a diferentes dosados relativos y velocidades. La figura 3.2 [72] muestra el comportamiento de esta temperatura en función del dosado relativo, esta curva de tendencia será usada en este trabajo para el modelo cero dimensional de 1 zona.

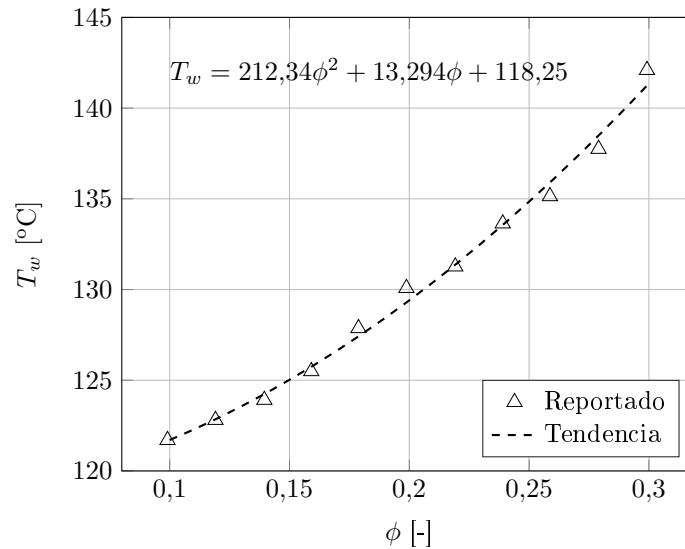


Figura 3.2: Comportamiento de la temperatura de las paredes en función del dosado relativo según el estudio realizado por Magnus Sjöberg y John E. Dec para un motor HCCI.

Como se dijo en el capítulo anterior, la ignición se determinó observando el comportamiento de los radicales nombrados, en particular para el radical H_2O_2 , calculando el inicio de decrecimiento para favorecer la formación de otros. El comportamiento de los radicales a medida que avanza el ciclo termodinámico simulado para el motor se muestra en la figura 3.3, además de la evolución de la temperatura al interior del cilindro para única zona simulada como se muestra en la figura 3.4.

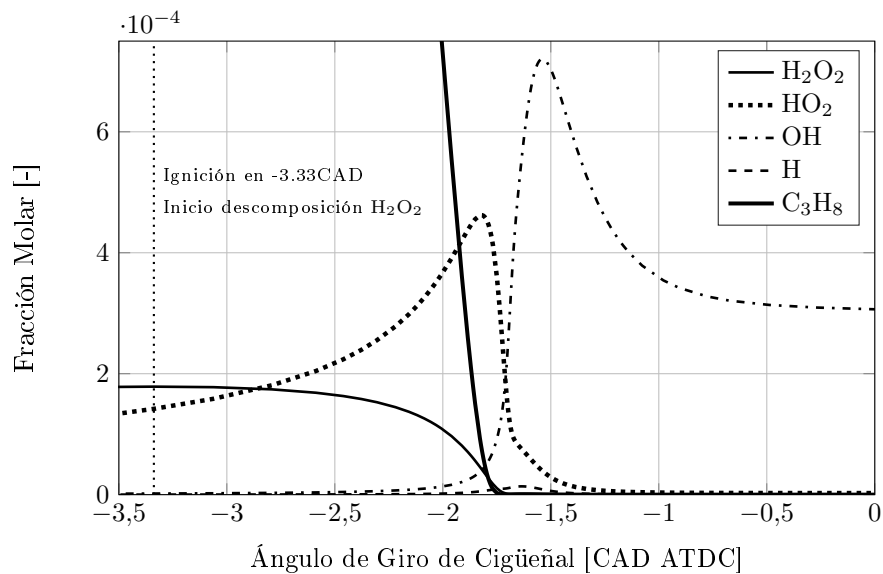


Figura 3.3: Comportamiento de los radicales involucrados en el fenómeno de ignición para la simulación del motor con un dosado de 0,26, 492K y 1,02bar en el IVC.

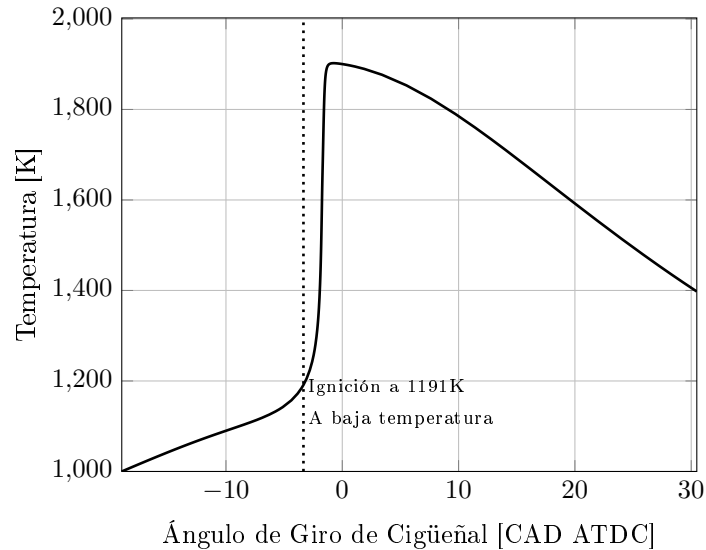


Figura 3.4: Evolución de la temperatura para la simulación del motor con un dosado de 0,26, 492K y 1,02bar en el IVC.

Como se ve en la figura 3.3 el cálculo de la ignición arrojó que este fenómeno ocurre justo en $-3,33$ CAD BTDC, lo cual coincide con el inicio del consumo del radical H_2O_2 donde en ese momento la temperatura de toda la carga al interior del cilindro se encontraba a 1191K, lo cual permite decir que el fenómeno de ignición se está dando a baja temperatura (<1200 K), y justo después de este instante se puede ver un cambio de pendiente súbito en la temperatura hasta alcanzar la temperatura máxima de 1902K como lo muestra la figura 3.4. Justo en el tiempo en que ocurre esta pendiente súbita, se asume que está ocurriendo el proceso de combustión y de mayor liberación de energía del combustible.

De la figura 3.3 también se puede apreciar que justo en el momento en que el radical H_2O_2 empieza a ser consumido más rápidamente, y cuando el radical HO_2 llega a su pico máximo, se inicia la formación y pico de los radicales H y OH asociado con la liberación de calor a alta temperatura para cuando se tiene lugar el proceso de combustión, sin embargo, la diferencia de magnitud entre sus picos es considerable, con una relación de 52 a 1. Por lo tanto se asumirá para todos los casos y resultados numéricos en este estudio, que la ignición tendrá lugar justo cuando el radical HO_2 presenta su primer punto de inflexión.

3.3. Determinación del sistema de control de temperatura

Como fueron descritos anteriormente, existen diferentes métodos de controlar la ignición de un motor HCCI, de forma que este permita buena flexibilidad y seguridad para operación segura dentro de rangos estables. Un sistema que brindó buenos resultados y rápida respuesta para su control fue el *Fast Thermal Management* [56]. Sin embargo para este trabajo, por ser la primera aproximación para la obtención de este tipo de combustión avanzada en el laboratorio de combustión del Grupo GASURE, se desarrolló un sistema de control PID con una resistencia eléctrica de respuesta rápida acoplada a un sistema de control de potencia el cual modifica el ángulo de dos fases eléctrica. (*Silicon Controlled Rectifier - SCR*). La señal de control es de tipo corriente con valores controlables de 4mA a 20mA (miliamperios).

El calentador o resistencia eléctrica a controlar es de tipo de montaje en línea con el sistema de admisión del aire suministrada por SYLVANIA de rosca NPT $1 - 1/4$ " pulgadas, con una capacidad de calentamiento máximo de aproximadamente 760°C para un flujo de aire de 400SCFH. La potencia máxima entregada al aire corresponde a 6kW, para el caso que se requiera alcanzar la temperatura máxima de operación con el mayor flujo permitido por el fabricante. Para este caso de estudio, la potencia máxima demandada será de

aproximadamente de 0,7kW con flujo de aire promedio de 290SCFH y una temperatura máxima en la admisión de 260°C. La selección también tuvo como criterio, una minimización de la restricción para el ingreso de aire, además de ser pensada para trabajos futuros en varios cilindros de un mismo motor.

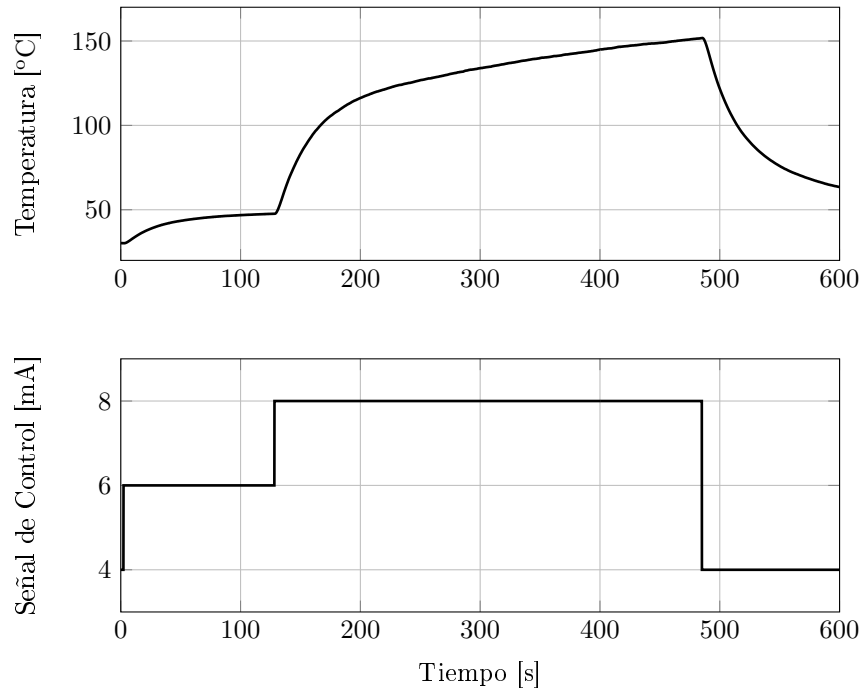


Figura 3.5: Comportamiento temporal del sistema de calentamiento de la admisión frente a dos entradas escalón de la corriente de control.

Para lograr hacer una identificación de una curva de respuesta del sistema que permitiera posteriormente encontrar y ajustar parámetros de un controlador PID, se extrajeron datos de la evolución del sistema con un intervalo temporal de 0,1 segundos cuando este era sometido a cambios fijos (entradas escalón) de la corriente de control del SCR, el cual admite corrientes en un rango de 4mA a 20mA. La figura 3.5 muestra ese comportamiento del sistema para dos entradas escalón diferentes de la corriente de control. Estas curvas de comportamiento son ingresadas al software *MATLAB*, donde posteriormente se hace una identificación del sistema en términos de la transformada de Laplace frente a la excitación o cambio en la misma señal de control. Para este sistema se encontró la representación matemática mostrada en la ecuación 3.1

$$G(s) = \frac{44940}{10190s^2 + 385,3s + 1} \quad (3.1)$$

Una vez está identificada la función del sistema se realizó una aproximación inicial para la determinación de los parámetros del controlador PID usando el método descrito Ziegler *et al* [50], obteniendo unos valores iniciales de para las constantes. Sin embargo, para unos mejores resultados del control de la temperatura de admisión se realizó una sintonización durante la operación del motor arrastrado pero sin combustible. Basados en los resultados anteriores, se puede realizar un esquema del sistema real de control utilizado según la figura 3.6

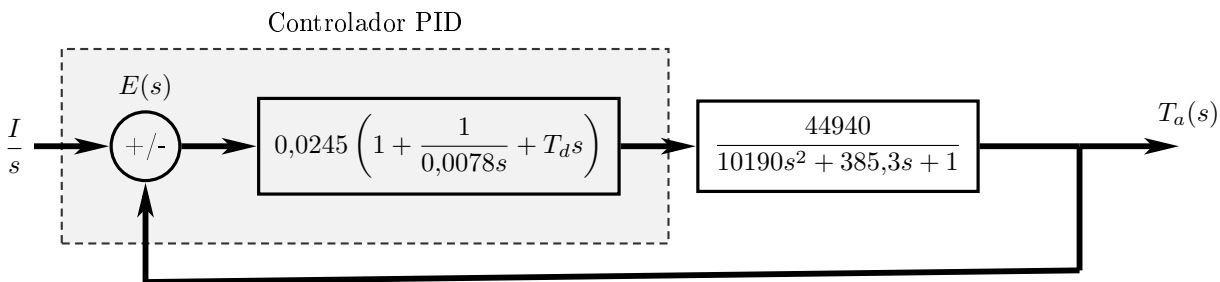


Figura 3.6: Esquema general del sistema controlado para el calentamiento del aire de admisión.

De la figura 3.6 se puede ver que el bloque inferior que hace referencia a la medida del sensor desaparece, ya que este tiempo de retraso está incluido ya dentro de la ecuación 3.1, por ser adquirida de datos medidos experimentalmente además que en este estudio se usaron termocuplas tipo K de respuesta rápida que permitieran disminuir el retraso en la medición acelerando también la respuesta del sistema. Cabe destacar que en el casos donde se implementan sensores de respuesta rápida, las funciones de transferencia de estos sensores $S(s)$ se convierten inmediatamente en un valor constante e igual a la unidad, es decir que en caso que $S(s) = 1$. De la figura 3.6 se puede ver también que la constante asociada al termino diferencial del controlador T_d no tiene un valor fijo, debido a que se encontró una fuerte influencia de esta en la operación sobre la disminución del sobre-impulso lo cual garantiza valores de temperatura más cercanos a los deseados.

La sintonización se realizó en tiempo real usando un código desarrollado en el software *Lab VIEW* haciendo variaciones para el parámetro T_d con valores de 0, 0,0007 y 0,002, los resultados de esto se muestran las figuras 3.7, 3.8 y 3.9, respectivamente.

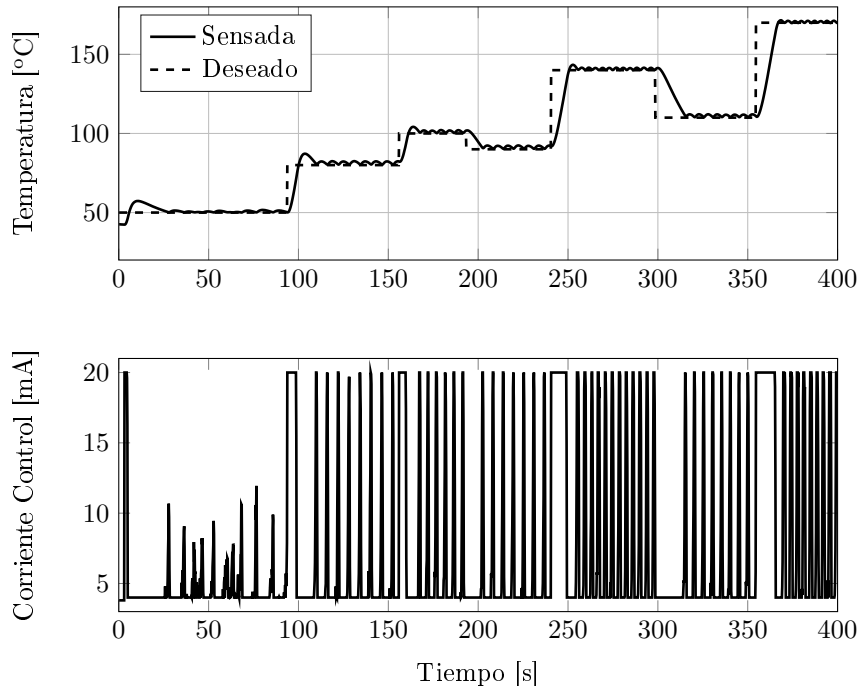


Figura 3.7: Curva de control de temperatura de admisión y corriente de control para $T_d = 0$.

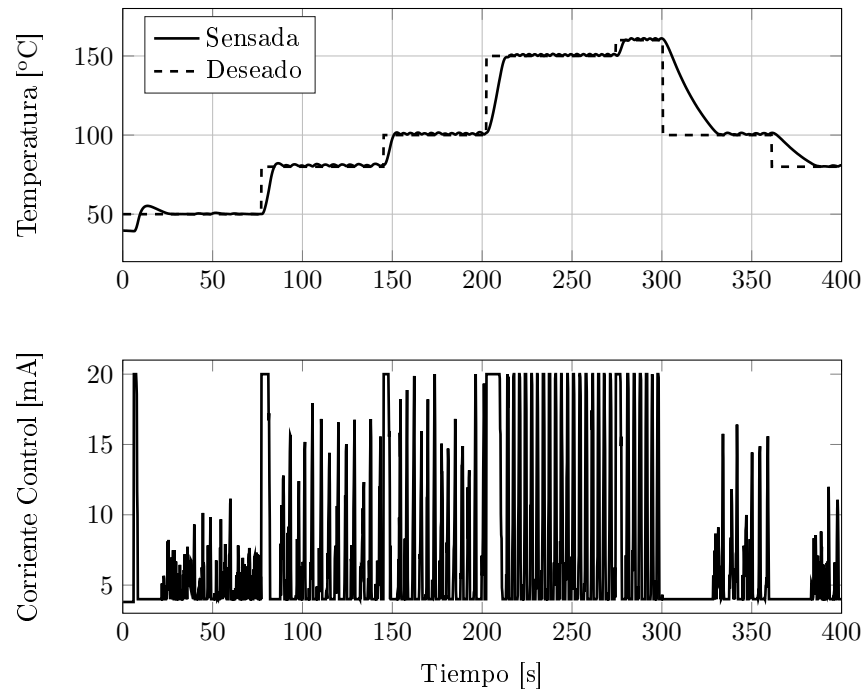


Figura 3.8: Curva de control de temperatura de admisión y corriente de control para $T_d = 0,0007$.

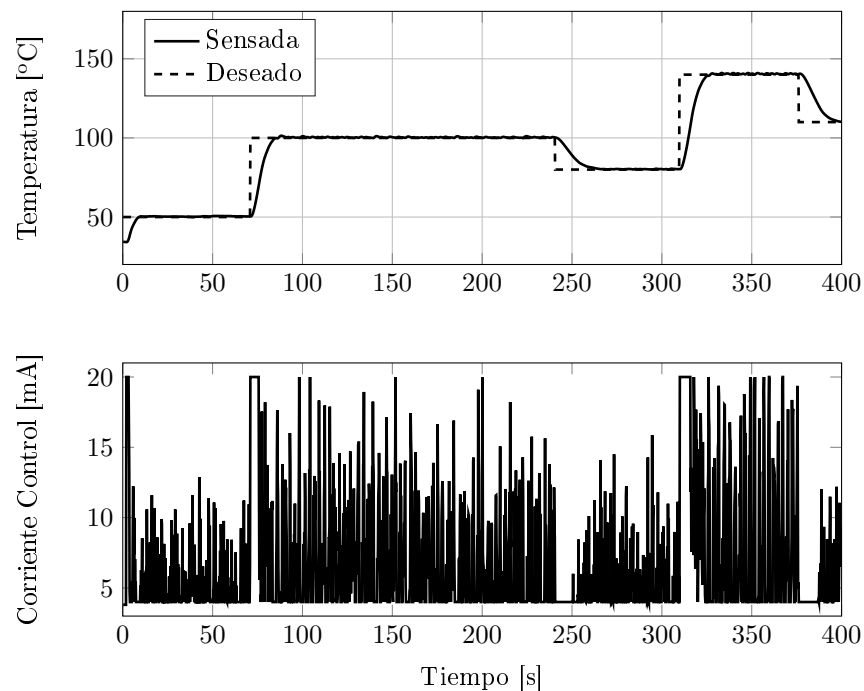


Figura 3.9: Curva de control de temperatura de admisión y corriente de control para $T_d = 0,002$.

De las anteriores figuras que muestran las curvas de respuesta del sistema de control de temperatura en la admisión, se puede ver que cuando crece el parámetro T_d se presenta un control más fino de la temperatura teniendo variaciones máximas entre la temperatura medida y la temperatura deseada de 3°C, 1,5°C y 0,5°C

para los valores de K_d de 0, 0,0007 y 0,002, respectivamente, lo cual es debido a que se reduce el sobre-impulso haciendo para un control más robusto. También se puede ver que el valor de la corriente de control también varía teniendo mayores variaciones cuando T_d es mayor lo que hace que dispositivo de control de potencia SCR (Silicon Controlled Rectifier) tenga una operación más dinámica. Para que para este motor el flujo de aire a calentar es pequeño y por ende la demanda de potencia también lo es, la corriente de control máxima se restringió a 10mA, de forma que hubiera una protección sobre la resistencia evitando su sobrecalentamiento y posible deterioro prematuro.

3.4. Calibración del sistema de suministro de combustible sónico

Durante todo este estudio el combustible usado para la operación y obtención del fenómeno HCCI es el propano, este combustible pudo ser encontrado en el mercado con una certificación de su composición, conteniendo un 99,5% en volumen de C_3H_8 y el resto de composición era un balance en nitrógeno N_2 (0,50%) generalmente denominado como propano de grado 2.5 (G2.5), donde esta última especie química no generaba un aporte energético para la operación por ser un gas inerte. Por lo tanto a lo largo de este trabajo se asumirá que el combustible es propano únicamente (100%). Otras propiedades del combustible son mostradas en la tabla [3.6](#)

Tabla 3.6: Composición y propiedades del propano

Descripción	Símbolo	Unidades	Propano G2.5	Propano
Fracción propano	$y_{C_3H_8}$	%vol	99,5	100
Fracción nitrógeno	y_{N_2}	%vol	0,5	0
Constante del gas	R_g	kPa · m ³ /kg · K	0,1888	0,1885
Masa molar	$M_{C_{omb}}$	kg/kmol	43,92	44,0
Dosado estequiométrico	ϕ_{stq}	—	0,0643	0,0641
Relación calores específicos	$\gamma_{g@25^\circ C}$	—	1,1271	1,1264
Poder calorífico inferior	Q_c	kJ/kg	46192	46340
Relación de presión crítica	p^*/p_0	—	0,5790	0,5792

Basado en la composición y propiedades del combustible planteadas en la tabla [3.6](#) se procedió realizando la calibración de las toberas convergentes o agujeros calibrados seleccionados para el suministro de combustible propano hacia el motor. Para la selección de los diámetros de las toberas se realizó una estimación aproximada del flujo máximo y mínimo según los dosados relativos ϕ de operación que podrían variar desde 0,1 a 0,4 y conociendo que el motor operará a 1800rpm con una cilindrada de 425,5cm³. Así los flujo máxicos de propano encontrados varían entre 100g/h y 350g/h, aproximadamente. También conociendo la relación de presión dada en la tabla [3.6](#), la presión atmosférica de la ciudad de Medellín (a 1495 metros sobre el nivel del mar) de 84,7kPa aproximadamente e igualando la contrapresión o presión de descarga a este valor, se determinó que la presión absoluta de suministro mínima necesaria para alcanzar el régimen sónico será de 150kPa, lo cual corresponde a una presión manométrica de suministro mínima de 65kPa.

Por seguridad en el manejo y operación, la presión manométrica de suministro máxima se limitó a 550kPa (aproximadamente 5,5bar) de forma que se disminuyan la posibilidad de fugas a mayores presiones. La temperatura de suministro fue mantenida cercana a los 300K a través de resistencias electricas de muy bajas potencia que calentaban el tubo (tubing) de acero inoxidable por donde fluía el propano, permitiendo eliminar la temperatura como una variable en el cálculo y control del suministro del mismo propano. Finalmente los diámetros de los orificios de la tobera fueron de 0,010” y 0,016”, los cuales también tuvieron que ser calibrados para asegurar un suministro preciso del combustible.

Para el proceso de calibración se uso el montaje experimental mostrado en la figura [3.10](#). El filtro de aire fue implementado con el objetivo de remover el agua contenida en el aire ambiente comprimido. Un regulador de presión análogo fue usado para ajustar la presión a los valores deseado para la obtención de los coeficientes de descarga, donde para la verificación de la misma presión de suministro fueron usados

transductores de presión de referencia Novus NP-430D fabricados para medir en un rango de 0bar a 10bar de presión manométrica. Termocuplas tipo K con un rango de medición de -50°C a 650°C . Por su parte las válvulas electrónicas on/off permitían seleccionar el agujero por el cual pasaría el flujo de combustible. Todas las anteriores señales eran recibidas por un tarjeta de adquisición de señales NI PCIe-6341 con el objetivo de calcular en tiempo real el flujo másico de propano ideal a través de una interfaz gráfica de control usando el software *LabVIEW*.

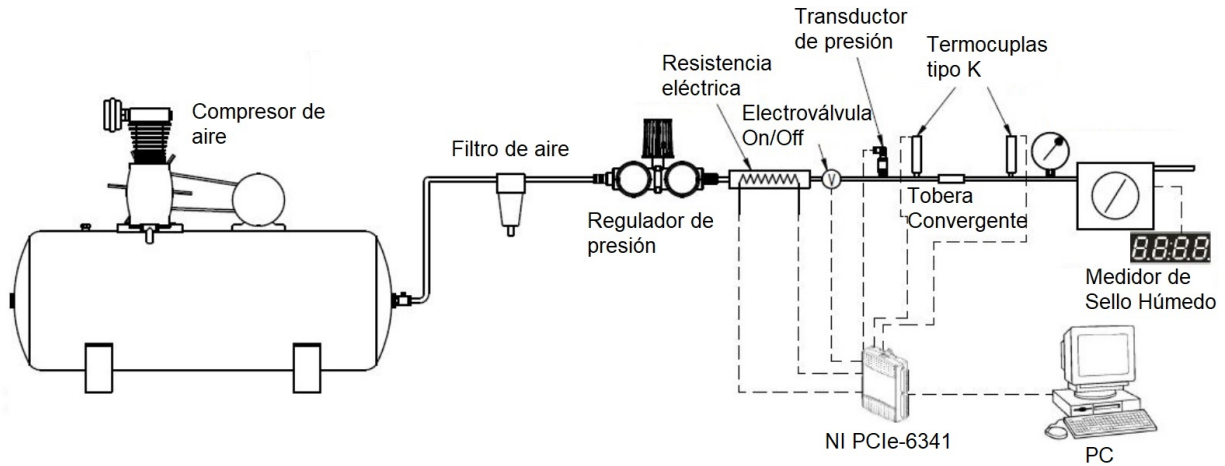


Figura 3.10: Esquema del montaje experimental para calibrar el sistema de suministro de combustible.

Finalmente para comparar los valores de los flujos másicos ideales calculados, fue usado un medidor de sello húmedo Shinagawa tipo W-NK-5, el cual entregaba valores reales para los flujos. Una vez determinados ambos flujos, tanto el ideal calculado a través de las variables medidas como el real medido con el sello húmedo, se calculan los coeficientes de descarga usando la ecuación 2.19 [73]. La presiones de suministro (manométricas) usadas para la calibración iniciaron en 1,75bar hasta 4,5bar, correspondiente a relaciones entre la presión de suministro y la contrapresión que van desde 3 hasta 6,5. Los resultados se muestran en la figura 3.11 para los flujos másicos, mientras que en la figura 3.12 se muestran para los coeficientes de descarga.

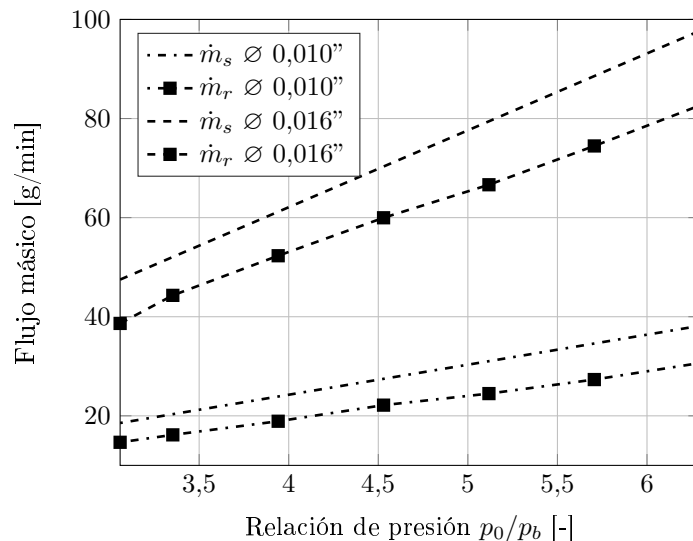


Figura 3.11: Flujos másicos medidos y calculados para las dos toberas con diámetros de 0,010'' y 0,016''.

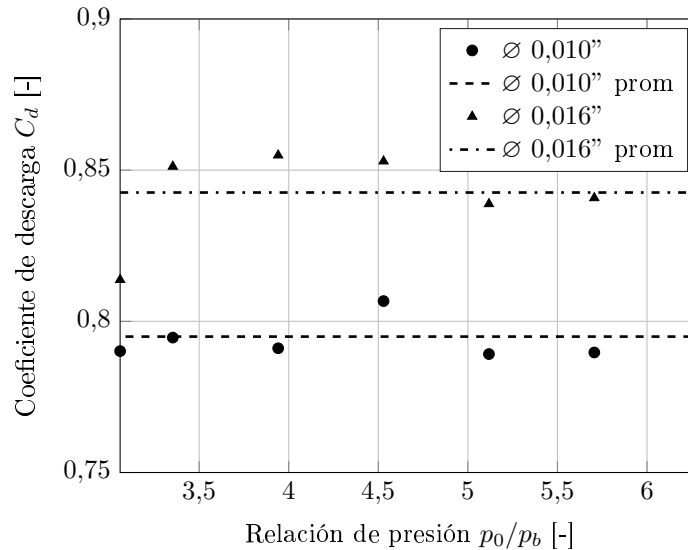


Figura 3.12: Coeficientes de descarga para cada punto de medición en ambas toberas.

De la figura 3.11 se puede ver la relación lineal con pendiente cercana a cero, entre el flujo másico respecto a los cambios de la relación de presión, lo cual es el mayor beneficio de este tipo de dispositivos para el suministro de gas, ya que con esto se puede obtener una relación lineal entre la presión y flujo másico deseado, se debe tener presente que la presión de descarga o contrapresión se mantuvo constante y siempre fue medida para garantizar las condiciones de flujo sónico o crítico, por lo tanto la relación aumenta debido a los aumentos de la presión de suministro. Por su parte, se puede ver en la figura 3.12 los diferentes puntos obtenidos para el coeficiente de descarga, los cuales se mantienen muy cercanos al valor promedio, con porcentajes de variaciones promedio de 0,89% para la tobera con diámetro de 0,010'', y 1,67% para la tobera con diámetro de 0,016''. Por lo tanto, los valores para los coeficientes de descarga son de 0,7950 y 0,8426 para las toberas usadas, que tienen diámetros de 0,010'' y 0,016'', respectivamente.

Para terminar la metodología de control del suministro de combustible, gracias a la lectura de variables como la temperatura y presión en el sistema de admisión del motor, régimen de giro, y conociendo el comportamiento lineal con respecto a la presión de suministro, se puede plantear una función analítica de control en función del dosado relativo deseado para la operación. Esta relación se muestra en la ecuación 3.2

$$p_0(\phi) = \phi \phi_{stq} \eta_V V_d N \frac{p_a}{R_a T_a} \frac{1}{C_d A^*} \sqrt{\frac{R_g T_0}{\gamma_g} \left(\frac{\gamma_g + 1}{2} \right)^{(\gamma_g + 1)/[2(\gamma_g - 1)]}} \quad (3.2)$$

De ecuación 3.2 se puede ver que muchas de las variables allí encontrados con sub-índice g son constantes para diferentes puntos de operación ya que son propio del combustible que es usado en todo este estudio, además las variables con sub-índice a que se refieren a variables medidas y determinadas para el aire de admisión. T_0 es la temperatura de suministro, N es la velocidad angular, η_V es un rendimiento volumétrico estimado como 0,85, C_d y A^* son propios de la tobera seleccionada. Por lo tanto la única variable que puede cambiada es el dosado relativo para obtener una presión de suministro p_0 .

Finalmente, dado que en la ecuación 3.2 requiere un dosado relativo (ϕ) que es deseado para operación del motor, es requerido un método de verificación que permita conocer si el valor real de operación del dosado relativo es cercano al valor deseado usado en la ecuación 3.2. Para esta verificación se usó una método de cálculo del dosado relativo a través de las emisiones contaminantes medidas. Por lo tanto, teniendo ambos valores del dosado relativo, pudo ser obtenido el porcentaje de error o desviación del valor estimado o real respecto al valor deseado. Los resultados se muestran en la figura 3.13

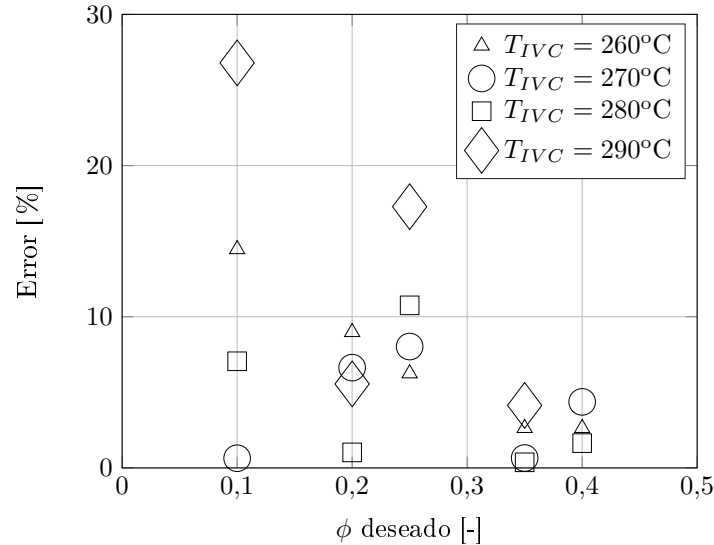


Figura 3.13: Porcentaje de error de los dosados estimados en la operación respecto a los deseados.

3.5. Análisis termodinámico de la combustión en tiempo real

Para iniciar un balance termodinámico de la combustión, deben ser planteadas principalmente las ecuaciones fundamentales de la conservación de la masa en un sistemas cerrado y la primera ley de la termodinámica la cual obedece al principio de la conservación de la energía. Para la conservación de la masa se consideran principalmente los aportes hechos por el combustible y el aire requerido para la oxidación del combustible. De acuerdo a lo anterior, además de la masa de aire y de combustible, se deben tener en cuenta otros flujos de masa que interactúan durante el proceso de combustión. La masa de corto circuito es la masa que se escapa del cilindro cuando el motor se encuentra en le momento de cruce válvulas, el flujo de masa de fugas hacia el interior del cárter del motor, la cual se escapa el espacio entre anillos y cilindro debido a las altas presiones alcanzadas en la combustión, finalmente, la masa de masa residual o masa de gases recirculados (EGR), la cual varía de una tecnología a otra. Dado que la masa de aire y de combustible posee mayor facilidad de medición de los demás aportes restantes, se han desarrollado ciertas correlaciones que ayudan a su estimación de ser necesario. La masa que queda atrapada en el cilindro durante el periodo de válvulas cerrada se expresa en la ecuación 3.3

$$m = m_f + m_a + m_r - m_b \quad (3.3)$$

La masa m_b es aquella que se escapa a través de la pared del cilindro y los anillos del pistón. La cuantificación de esta masa que se fuga depende de las condiciones de presión y temperatura dentro del cilindro, este fenómeno es comúnmente conocido como *Blowby*. Esta masa está aproximadamente entre el 1% y 2% de la masa inicial atrapada en el cilindro para el proceso de combustión. Ahora la ecuación 3.3 puede ser nuevamente escrita aplicando una relacion para m_b en función de la posición angular [74, 75] como se muestra en la ecuación 3.4

$$m(\theta) = m_f + m_a + m_r - \int C p^2(\theta) d(\theta) \quad (3.4)$$

Siendo m la masa total en el interior del cilindro durante el tiempo de la combustión, m_f es la masa de combustible, m_a es la masa de aire y m_r es la masa de gases residuales. Por otro lado, al aplicar la primera

ley de la termodinámica para realizar un balance de energía al interior del cilindro durante el período de válvulas cerradas se puede obtener la ecuación [3.5](#)

$$dQ = dU + dQ_{ht} + dW + \sum h_i \cdot dm_i \quad (3.5)$$

Donde dQ es la energía química liberada por el combustible durante la combustión, dU es el cambio en la energía interna de los gases contenidos en el cilindro, dQ_{ht} es el calor transferido a las paredes del cilindro, dW es el trabajo hecho por el pistón, el último término representa la energía que acompaña al flujo de masa que entran o salen del cilindro que normalmente es considerada como la masa correspondiente a las fugas hacia el cárter del motor. El cambio en la energía interna se puede estimar asumiendo como un gas ideal la masa al interior del cilindro, y sabiendo que su composición y temperatura puede variar durante todo el ciclo térmico. El término del trabajo desarrollado por el pistón puede ser reemplazado asumiendo que la presión al interior de todo el cilindro es uniforme. La transferencia de calor a paredes, se asume que el principal mecanismo de transferencia es la convección, por lo que esta interacción energética se ve fuertemente afectada por la temperatura T al interior del cilindro, la temperatura de las paredes T_w , el área interior del cilindro A_s y un coeficiente de convección promedio h_c .

$$\frac{dQ_{ht}(\theta)}{dt} = \frac{1}{6N} h_c(\theta) A_s(\theta) (T(\theta) - T_w) \quad (3.6)$$

Para la determinación del coeficiente convectivo para la transferencia de calor se han planteado a través de la historia ciertas correlaciones por las que ha sido posible estimar esta cantidad de energía de una manera aceptable. Una de las primeras correlaciones comúnmente usada es la desarrollada por Woshni [\[2,34,76,77\]](#). La correlación de Woshni es aplicada principalmente a motores de encendido provocado obteniéndose mejores estimaciones para estos. Posteriormente, Hohenberg [\[78\]](#) modificó la correlación de Woshni para mejorar las estimaciones en motores diesel de inyección directa, pero que también ha venido siendo usada para motores de encendido por compresión en general. Esta correlación puede ser expresada en la ecuación [3.7](#)

$$h_c(\theta) = 130 p^{0,8}(\theta) (\bar{S}_p + 1,4)^{0,8} V^{-0,06}(\theta) T^{-0,4}(\theta) \quad (3.7)$$

Incluso la ecuación [3.7](#) planteada por Hohenberg, ha sufrido modificaciones en diversos estudios de forma que esta correlación se pueda ajustar con mayor proximidad a los datos medidos, para su futura utilización en la predicción de pérdida de calor por paredes en operaciones específicas de motores de combustión [\[69\]](#). Así, para el balance de energía al interior del motor, se puede obtener una forma más detallada de todos los aportes energéticos al interior del cilindro transformando la ecuación en una función del tiempo y de todas aquellas variables medidas o conocidas para el proceso. Esto se presenta en la ecuación [3.8](#), lo cual es normalmente llamado en la literatura como la tasa de liberación de calor global.

$$\frac{dQ(\theta)}{d\theta} = m(\theta) c_v(\theta) \frac{dT(\theta)}{d\theta} + \frac{1}{6N} h_c(\theta) A_s(\theta) (T(\theta) - T_w) + p(\theta) \frac{dV(\theta)}{d\theta} + h(\theta) \frac{dm(\theta)}{d\theta} \quad (3.8)$$

3.5.1. Variables para el Análisis Termodinámico

Para realizar el análisis termodinámico de la combustión es necesario un conjunto variables que varían con la posición angular durante todo ciclo térmico del motor. La principal variable para la obtención de todas las demás variables necesarias para el análisis de la combustión, es la presión al interior del cilindro, donde esta presión es obtenida mediante experimentación. Por lo tanto es obtenido un valor de la presión al interior

de la cámara de combustión para cada ángulo de giro del cigüeñal, lo que hace posible también un ajuste del volumen instantáneo en cada posición angular con esta misma presión. Cuando los datos de presión son obtenidos y se acoplan con los ángulos de cigüeñal, estos últimos pueden ser convertidos a valores de volumen instantáneo mediante la ecuación [3.9](#) [2](#).

$$\frac{V(\theta)}{V_c} = 1 + \frac{1}{2}(r_c - 1) \left[R + 1 - \cos \theta - (R^2 - \sin^2 \theta) \frac{1}{2} \right] \quad (3.9)$$

Una vez es obtenida presión, volumen y masa, puede ser determinada la masa molar de la mezcla, la constante de gas ideal para la mezcla, para con todas estas anteriores determinar la temperatura instantánea del ciclo en función del ángulo del cigüeñal, asumiendo que esta es constante a lo largo de toda la cámara de combustión, de igual forma que con la presión. La ecuación [3.12](#) muestra el cálculo de esta temperatura.

$$M_m(\theta) = \sum y_{i,m}(\theta) M_i \quad (3.10)$$

$$R_g(\theta) = \frac{R_u}{M_m(\theta)} \quad (3.11)$$

$$T(\theta) = \frac{p(\theta) V(\theta)}{m(\theta) R_g(\theta)} \quad (3.12)$$

Ya que el fenómeno de la combustión trae asociados procesos de transformación química del aire y de combustible ingresado, se puede decir que la fracción volumétrica $y_i(\theta)$ y $R_g(\theta)$ es una función de θ ya que dependiendo de la posición angular del eje del cigüeñal. Para el cambio de la energía interna el ciclo el *Calor Específico a Volumen Constante* se define también como función del ángulo θ y de la temperatura. Para esto se usan los polinomios de *Calor Específico a Presión Constante* como se muestra en la ecuación [3.13](#) [2](#). Obtenido el calor específico a volumen constante para cada una de las especies en el ángulo requerido, se puede obtener esta misma variable para la mezcla en el mismo instante.

$$c_{v,i}(\theta, T(\theta)) = \frac{R_u}{M_i} (a_{1,i} + a_{2,i}T + a_{3,i}T^2 + a_{4,i}T^3 + a_{5,i}T^4 - 1) \quad (3.13)$$

$$c_{v,i}(\theta, T(\theta)) = c_{p,i}(\theta, T(\theta)) - \frac{R_u}{M_i} \quad (3.14)$$

$$x_{i,m}(\theta) = y_{i,m}(\theta) \frac{M_i}{M_m(\theta)} \quad (3.15)$$

$$c_{v,m}(\theta, T(\theta)) = \sum x_{i,m}(\theta) c_{v,i}(\theta, T(\theta)) \quad (3.16)$$

Otras variables importante y que son calculadas por la determinación de todas las anteriores relaciones son el trabajo indicado y el calor total liberado por el combustible para cada ciclo térmico. Esto se muestran en las ecuaciones [3.17](#) y [3.18](#), respectivamente.

$$W_i = \int_{\theta_i}^{\theta_f} p(\theta) dV(\theta) \quad (3.17)$$

$$Q_{ch} = \int_{\theta_i}^{\theta_f} dQ(\theta) d\theta \leq m_f Q_c \quad (3.18)$$

3.5.2. Variables de Estabilidad de Operación

Para saber la proporción en la que está siendo oxidado el combustible se definen dos parámetros que relacionan el consumo másico de aire y de combustible. El dosado absoluto ϕ_r se define como la relación real de aire y combustible cuando el motor está en operación. La relación estequiométrica ϕ_{stq} se conoce como la relación entre la cantidad de aire mínima para garantizar la oxidación total de combustible. Ahora, la relación relativa con respecto al dosado estequiométrico se conoce como dosado relativo ϕ , lo cual se muestra en la ecuación [3.19](#).

$$\phi = \frac{\phi_r}{\phi_{stq}} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \frac{1}{\phi_{stq}} \quad (3.19)$$

Cuando el dosado relativo es igual a 1 se habla de mezclas estequimétricas normalmente encontrada en motores de encendido provocado, cuando el dosado relativo es mayor a 1 se tiene una combustión con exceso de combustible. Ahora cuando el dosado relativo es menor a 1 se habla de mezclas pobres, lo que por lo general ocurre en la operación de motores de encendido por compresión como diesel o HCCI. Otra variable de gran importancia es el IMEP (*Indicated Mean Effective Pressure*) o presión media indicada es un parámetro de interés a la hora de comparar el desempeño del motor. Este parámetro se define como la relación entre el trabajo indicado neto por ciclo termodinámico en cada uno de los cilindros y el volumen total desplazado o cilindrada, como se muestra en la ecuación [3.20](#).

$$IMEP = \frac{W_i}{V_d} \quad (3.20)$$

El IMEP también puede ser utilizado como una herramienta para medir la dispersión cíclica de operación del motor, por lo tanto la figura [3.14](#) muestra la variación o dispersión del IMEP durante la operación real de un motor HCCI, donde su valor promedio se mantiene en aproximadamente 0,78bar. Una variable estadística para medir esto es la desviación estándar normalizada del IMEP, la cual se obtiene con el valor promedio y la desviación estándar del IMEP haciendo una normalización basados en la IMEP necesaria del motor para su operación arrastrada. Esto se muestra en la ecuación [3.21](#).

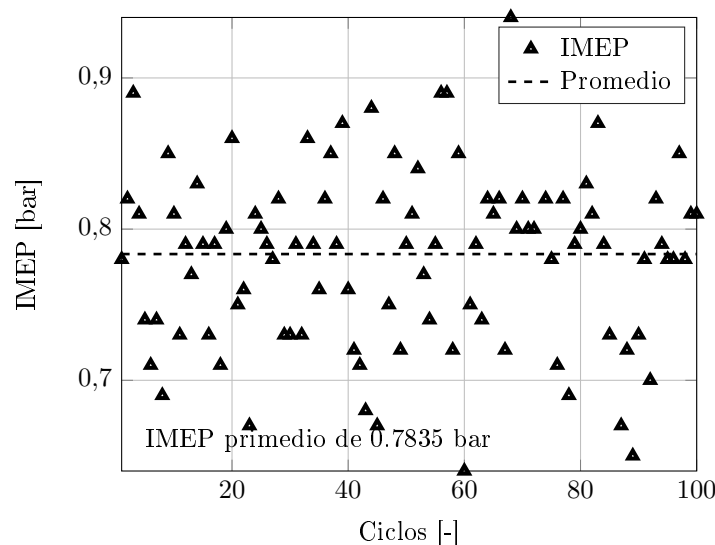


Figura 3.14: Dispersión de la presión media indicada -IMEP- para la operación real de un motor HCCI.

$$NSD_{IMEP} = \frac{\sigma_{IMEP}}{IMEP - IMEP_{Arrastrado}} \times 100 \% \quad (3.21)$$

En motores con combustión HCCI se presenta un fenómeno que puede caracterizar las fluctuaciones de presión en la cámara de combustión lo cual también ayuda a cuantificar la dispersión del motor en su operación cuando son deseadas altas cargas o altas potencias. Este fenómeno es conocido como *Intensidad del Ringing* (*RI - Ringing Intensity*) [79]. La ecuación 3.22 muestra como puede ser estimada esta variable [10].

$$RI = \frac{1}{2\gamma} \frac{\left(\beta \frac{dp}{dt} \Big|_{max} \right)^2}{p_{max}} \sqrt{\gamma R_g T_{max}} \quad (3.22)$$

El Ringing es también una medida del ruido audible generado por la combustión y el cual se manifiesta en fluctuaciones de presión que puede alcanzar los 20 bar, desatacando que esto ocurre en fracciones de tiempo extremadamente pequeñas. Una curva de presión con excesivo Ringing se puede ver en la figura 3.15, donde para este caso puntual se tiene un aumento de presión con una magnitud de 10 bares que crece en 1 CAD.

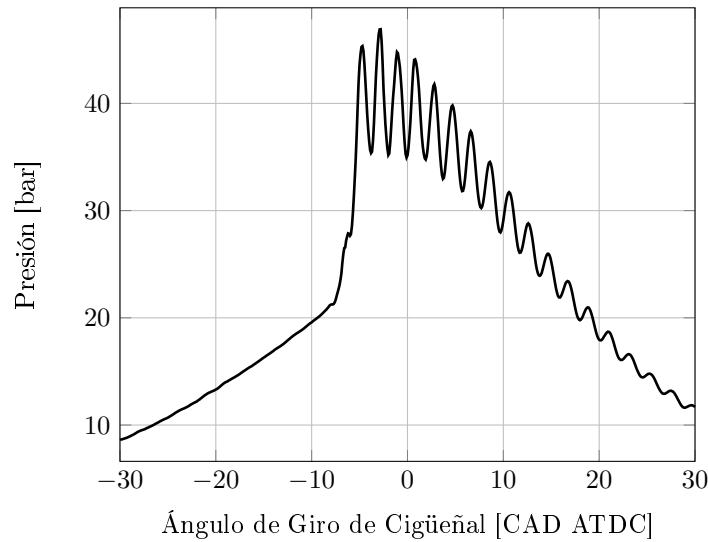


Figura 3.15: Curva de presión con altas intensidades de Ringing.

Otra variable importante para cuantificar el desempeño del motor en su operación es la eficiencia indicada, la cual puede ser obtenida mediante la ecuación 3.23. Esta nos dice cuanta de la energía aportada por el combustible, y que fue posteriormente liberada durante el proceso de combustión, pudo ser convertida finalmente en trabajo mecánico. Otro parámetro es la eficiencia de la combustión, la cual compara cuanta de la energía ingresada con el combustible pudo ser finalmente liberada en forma de calor independientemente de su uso final, lo cual puede ser obtenido mediante la ecuación 3.24

$$\eta_i = \frac{W_i}{\dot{m}_f Q_c} \quad (3.23)$$

$$\eta_c = \frac{Q_{ch}}{\dot{m}_f Q_c} \times 100 \quad (3.24)$$

Finalmente, como se mencionó el CA50 es un parámetro de vital importancia en la operación de un motor con combustión avanzada, ya que este nos permite centrar la combustión y evitar daños en la misma máquina cuando hay grandes adelantos en la ignición o prevenir el apagado de ciclos cuando hay un retraso grande

en el mismo fenómeno. Este parámetro puede ser calculada mediante la ecuación 3.25. Además la figura 3.16 muestra la fracción de masa quemada normalizada o la acumulación del calor liberado normalizado, donde se puede apreciar gráficamente la determinación del CA50.

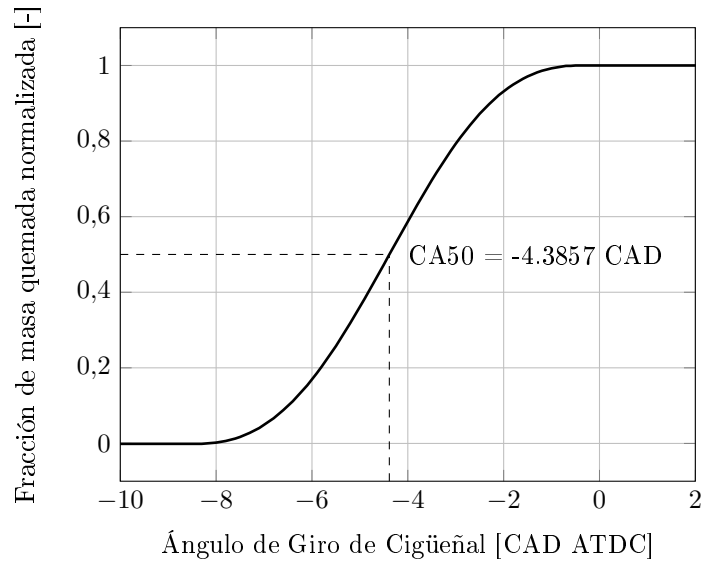


Figura 3.16: Fracción de masa quemada normalizada y obtención del CA50 para un motor HCCI.

$$x_b(\theta = CA50) = \frac{\int_{\theta_i}^{\theta_{50}} dQ(\theta) d\theta}{Q_{ch}} = 0,5 \quad (3.25)$$

Se debe tener en cuenta que variables como la intensidad del ringing, CA50, la eficiencia indicada, la eficiencia de la combustión, entre otras, pueden ser también analizadas para cada uno de los ciclo térmicos, dando estimativos de dispersión cíclica diferentes a los obtenidos con el IMEP, los cuales son importantes en el momento de estudiar el desempeño del motor.

Capítulo 4

Resultados

En este capítulo se mostrarán los resultados de la operación del motor HCCI con propano y el efecto de las variables de control como lo son el dosado relativo y la temperatura de admisión. También se mostrarán los resultados de dispersión cíclica asociada a la operación del motor en los límites de estabilidad, tanto de apagado como de altas intensidades de ringing. Finalmente se presentará una comparación entre los resultados experimentales y los obtenidos del modelado numérico cero dimensional de una zona, y su aplicabilidad y capacidad de predicción de variables iniciales para la construcción e implementación de un motor HCCI.

4.1. Resultados del centrado de la combustión

Haciendo un preámbulo a los resultados posteriores que se presentan sobre el CA50 siendo una variables de gran relevancia para conocer el centrado de la combustión, en las figuras 4.1 y 4.2 se muestra el efecto de la temperatura en la admisión cuando se mantiene constante el dosado relativo de operación en el motor. La temperatura de admisión es la variables de principal control en este estudio, y cuando esta es aumentada la combustión presentan una tendencia de adelanto independiente para los dosados relativos de 0,20 y 0,25. Este adelanto de la combustión visualizado a través de las curvas de presión en el motor, se puede ver con mayor claridad cuando se calcula la variable CA50 como se muestra en la figura 4.3

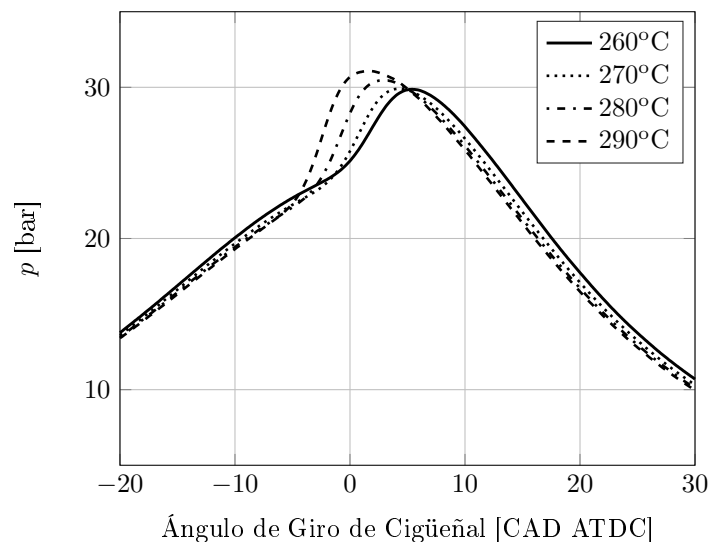


Figura 4.1: Resultados de la medición de la presión en cámara para el motor HCCI con propano. Dosado relativo $\phi = 0,20$.

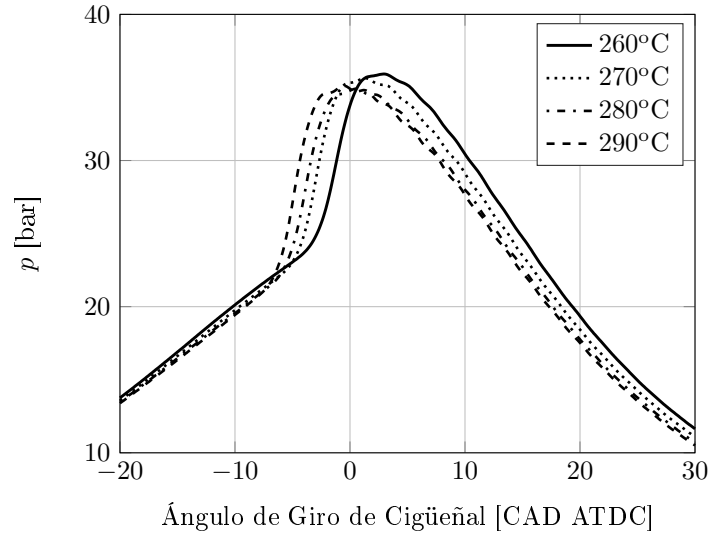


Figura 4.2: Resultados de la medición de la presión en cámara para el motor HCCI con propano. Dosado relativo $\phi = 0,25$.

Como fue dicho anteriormente el parámetro más importante para determinar el centrado de la combustión y su tiempo de ocurrencia en el ciclo termodinámico, es el CA50, que corresponde al 50% de la acumulación del calor total liberado. Este parámetro permitía mantener el motor en rangos de operación segura y estable, además de permitir llevar el motor a límites de alta dispersión por ciclos apagados (*misfire*), o al extremo opuesto con ocurrencia de altas intensidades de ringing. Los resultados del CA50 se muestra en la figura 4.3 para cada temperatura probada en la admisión en función de la variación del dosado relativo de la operación.

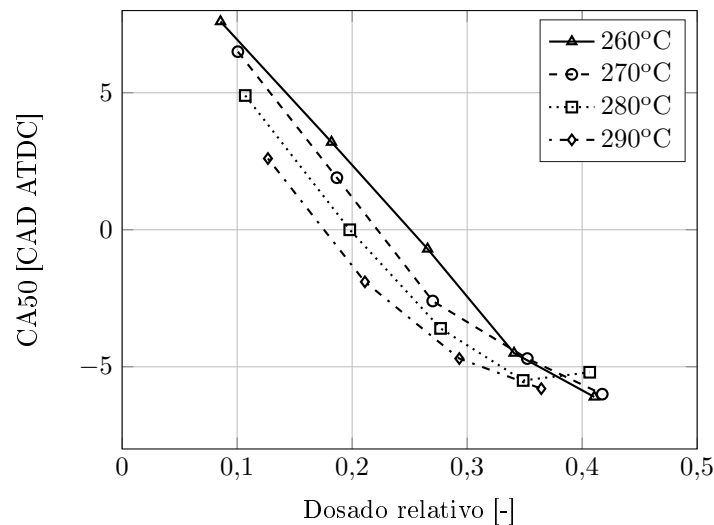


Figura 4.3: Variación del ángulo del 50% de la tasa de liberación de calor acumulada (CA50) con el dosado relativo para el motor HCCI con propano.

Para visualizar con mayor claridad el efecto del dosado relativo sobre el CA50, la figura 4.4 muestra la fracción de masa quemada normalizada mientras que la figura 4.5 muestra la temperatura al interior del cilindro, ambas para una temperatura de admisión de 260°C. Basados en la figura 4.4, se puede observar que cuando aumenta el dosado relativo las curvas se van desplazando hacia la izquierda, es decir, adelantándose

el proceso de liberación de calor y por ende la combustión, donde para un dosado relativo aproximado de 0,20 se tiene un CA50 aproximado de 3,2CAD ATDC, mientras que para un dosado relativo de aproximadamente 0,40 se tiene un CA50 aproximado de 6,1CAD BTDC. Adicionalmente, se puede ver que incrementando también el dosado relativo, las fracciones de masa quemada se tornan más pronunciadas, es decir, la duración de la combustión disminuye llegando a valores cercanos a los 15CAD para un dosado relativo de 0,20, pero valores menores cercanos a los 9CAD cuando el dosado es llevado a valores de 0,40.

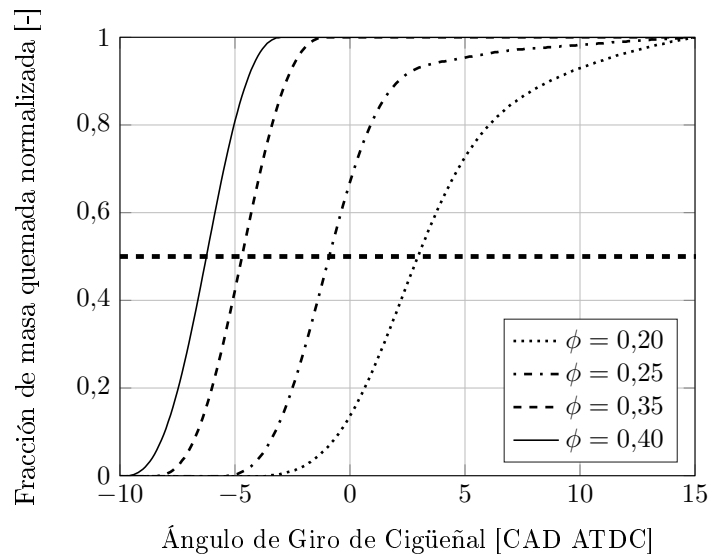


Figura 4.4: Fracción de masa quemada normalizada para el motor HCCI con propano. Temperatura de admisión 260°C.

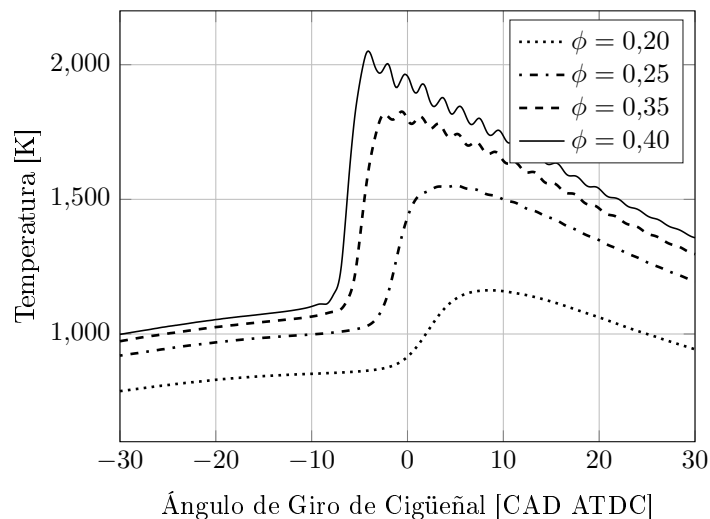


Figura 4.5: Temperatura en el cilindro para el motor HCCI con propano. Temperatura de admisión 260°C.

Por otro lado, se puede ver en la figura 4.5 que para un dosado cercano a 0,20 se tienen temperaturas máximas en el punto muerto superior de 1162K mientras que cuando el dosado crece cercano a 0,40, se alcanzan hasta 2040K en el mismo punto, lo anterior asociado estas mayores liberaciones de calor. También es interesante conocer el efecto de la temperatura de admisión sobre la tendencia y comportamiento del CA50.

Para esto se muestran la tasas de liberación de calor en las figuras 4.6 y 4.7, correspondientes a puntos de operación manteniendo el dosado relativo en 0,25 y 0,35, además variando la temperatura de admisión de 260°C a 290°C. En las figuras 4.6 y 4.7 se puede ver que cuando hay incrementos de la temperatura de admisión, se presentan picos de liberación de calor de similares magnitudes cercanos a los 25J/CAD y 35J/CAD para dosados de 0,25 y 0,35, respectivamente. Sin embargo el efecto que es evidente es el adelanto de la combustión, donde para la figura 4.6, en el caso de una temperatura en la admisión de 260°C se tiene un inicio de la liberación de calor en 6,3 CAD BTDC, mientras que para una temperatura de 290°C se obtienen valores de 9,6CAD BTDC, es decir, un adelanto de 3,3CAD. De igual forma en la figura 4.7 en el caso de una temperatura en la admisión de 260°C se tiene un inicio de la liberación de calor en 9,3 CAD BTDC, mientras que para una temperatura de 290°C se obtienen valores de 10,5CAD BTDC, es decir, un adelanto de 1,2CAD.

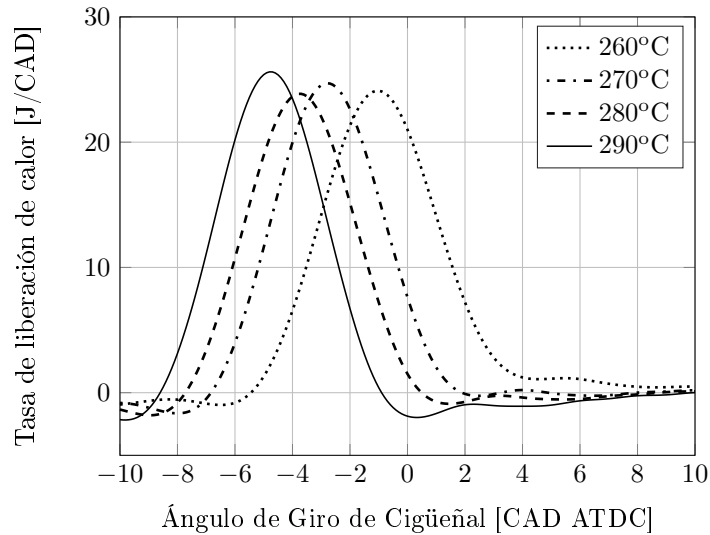


Figura 4.6: Tasa de liberación de calor para el motor HCCI con propano. Dosado relativo $\phi = 0,25$.

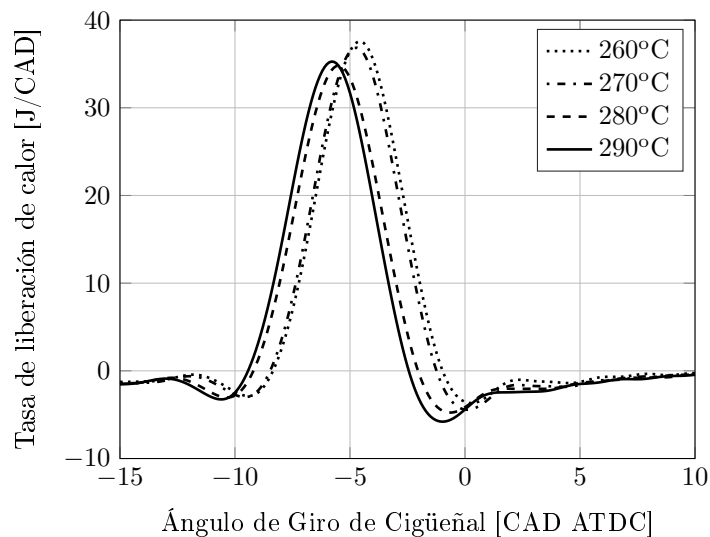


Figura 4.7: Tasa de liberación de calor para el motor HCCI con propano. Dosado relativo $\phi = 0,35$.

En las figuras 4.6 y 4.7 se puede ver también que a medida que el dosado relativo crece, pasando de un valor de 0,25 a 0,35, estas diferencias en el ángulo donde inicia la liberación de calor del combustible se disminuyen cuando la temperatura de admisión crece de 260°C a 290°C, lo cual se muestra conociendo que para un dosado relativo de 0,25 está diferencia fue de 3,3CAD mientras que para un dosado relativo de 0,35 fue de 1,2CAD.

Dado que en modo HCCI la combustión tiene duraciones cercanas a los 10CAD, mientras que en tecnologías convencionales esto toma entre 50CAD y 60CAD, un adelanto de 3,3CAD como se pudo ver en la figura 4.6, puede ser muy determinante para la obtención de altas eficiencias y bajas intensidades de ringing, además de la disminución de emisiones como se mostrara posteriormente. Para complementar, es de gran importancia tener un control robusto y fino como se describió en capítulos anteriores en este estudio, ya que la dispersión cíclica de la operación del motor también dependerá del ajuste y variación de la variable de control de la ignición y el enfazado de la combustión.

En la figura 4.6 se mostró el efecto de aumentar la temperatura en la admisión, siendo estos aumentos deseados para poder conocer la operación del motor en varios rangos, sin embargo la fluctuaciones indeseadas pero propias del sistema de control también tienen una fuerte influencia sobre la respuesta del motor. En la figura 4.8 se muestra como es el comportamiento de la temperatura de admisión controlada para un valor deseado (*setpoint*) de 270°C. En esta se aprecia que su comportamiento se aproxima a una función sinusoidal cuando se hace un suavizado a los datos tomados durante un tiempo aproximado de 15 segundos, presentando variaciones máximas de 0,2°C y una desviación del valor deseado de 0,8°C aproximadamente.

Ahora comparando estos resultados de la temperatura en la admisión con la fluctuación del CA50 mostrada en la figura 4.9 se puede ver un comportamiento muy similar también de forma sinusoidal, donde las fluctuaciones de 0,2°C en la temperatura de admisión presentan una fluctuación de 0,5 CAD para el CA50. Además se puede ver que existe un desfase entre las dos formas sinusoidales aproximadas, ya que a medida que la temperatura de admisión tiene pendientes negativas, el CA50 incrementa, es decir que se retrasa la combustión con un desfase temporal entre ambas curvas de 2,4 segundos.

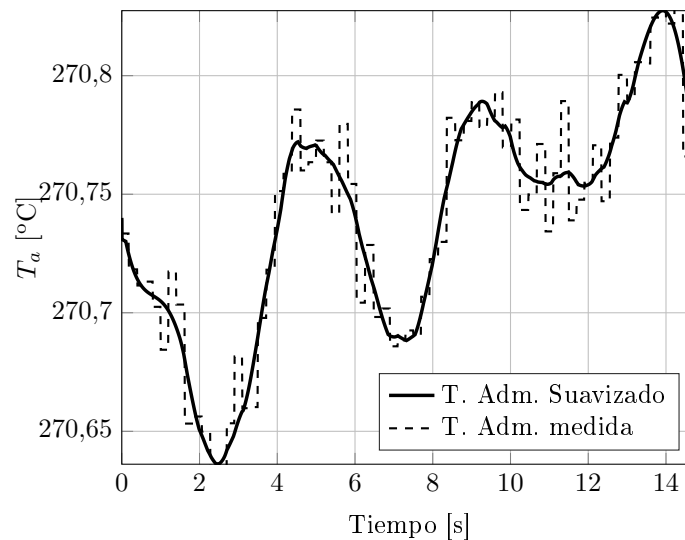


Figura 4.8: Comportamiento de la temperatura en la admisión controlada para el motor HCCI con propano. *Setpoint* de 270°C

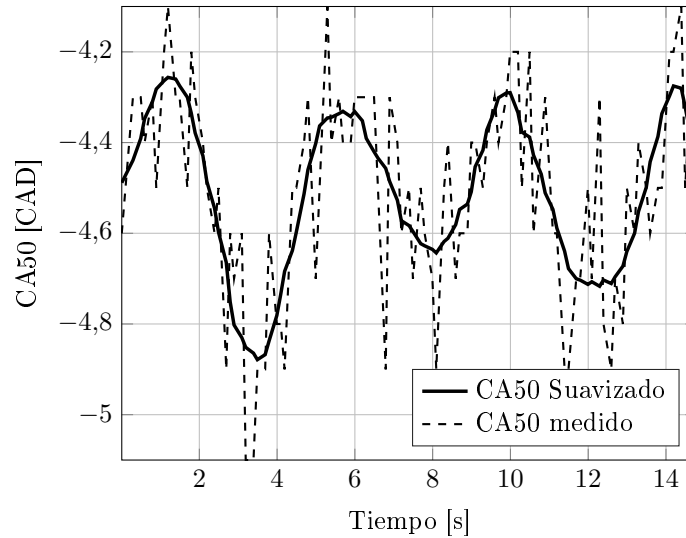


Figura 4.9: Comportamiento del CA50 en función del tiempo para el motor HCCI.

4.2. Límites de carga del motor HCCI con propano

En la figura 4.6 se mostró que, cuando se mantiene el dosado relativo constante pero se varía la temperatura en la admisión, los picos de la tasa de liberación de calor son muy similares y por ende el calor total liberado es muy similar también para todos los casos, pero es claro que los tiempos de combustión durante los cuales ocurren esas liberaciones de calor son sumamente diferentes. Así estos tiempos de combustión tienen un efecto considerable sobre la capacidad de generación de carga que puede ser representada por la IMEP. En la figura 4.10 se muestran los resultados de IMEP para diferentes dosados relativos y temperaturas en la admisión, mientras que la figura 4.11 muestra los resultados del coeficiente de variación para cada punto de operación, lo cual es una medida directa de una alta o baja dispersión.

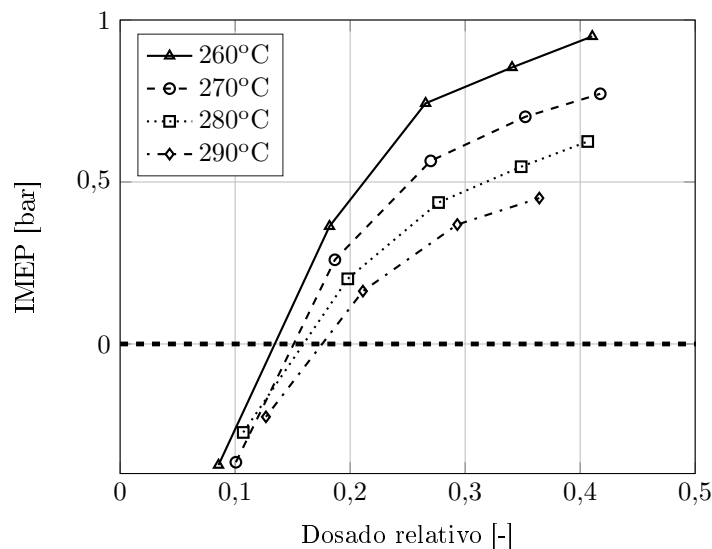


Figura 4.10: Resultados del IMEP para el motor HCCI con propano.

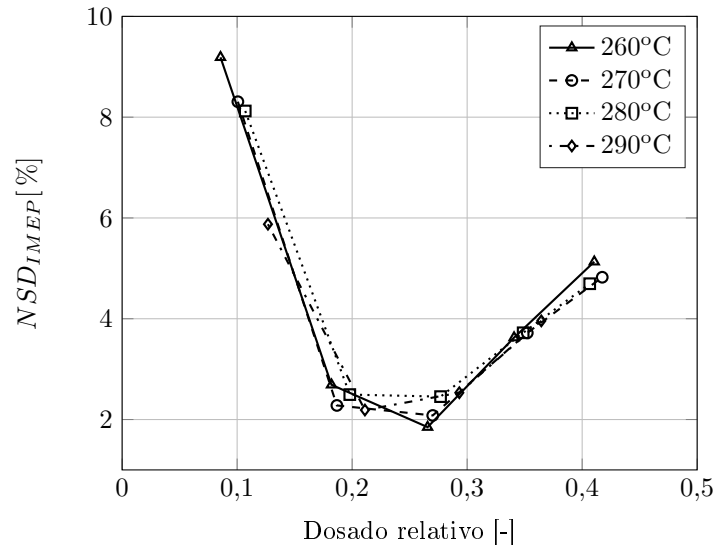


Figura 4.11: Desviación estándar normalizada del IMEP para el HCCI con propano.

De la figura 4.10 se puede ver claramente que aumentar el dosado relativo incrementa la IMEP independiente del nivel temperatura en la admisión, así la IMEP máxima que pudo ser obtenida fue cercana a 0,95 bar para una temperatura en la admisión de 260°C y un dosado relativo de 0,40, donde para esa misma temperatura en la admisión pero a un dosado relativo más bajo cercano a 0,20 se tiene una IMEP aproximada de 0,37bar, lo cual obedece a una reducción de 0,57bar correspondiente a dos quintas partes IMEP frente a una reducción de la mitad del dosado relativo. Aunque el efecto de la variación de la temperatura no es tan significativo, vale destacar que manteniendo un dosado relativo cercano a 0,35 con una temperatura en la admisión de 260°C se obtuvo una IMEP cercana a 0,85 bar, mientras que para una temperatura de 290°C se tiene un valor de IMEP de 0,45bar, es decir que frente a un aumento grande de la temperatura de admisión cercano a 40°C se tiene una disminución de 0,40bar.

Por otro lado, en la figura 4.11 también se puede ver que para dosados relativos muy bajos existen altas desviaciones estándar normalizadas con un máximo cercano al 9% para condiciones de temperatura de admisión de 260°C y un dosado relativo de 0,10 lo cual se explica conociendo que a dosados bajos existe una gran probabilidad de ocurrencia y combinación de ciclos apagados, parcialmente encendidos o encendidos completamente.

Este índice de variación disminuye a medida que aumenta el dosado relativo hasta valores cercano 0,25 presentando desviaciones estándar normalizadas siempre inferiores al 2,5% con un mínimo de 1,85%, lo cual indica que la variación cíclica durante estas condiciones de operación es pequeña aumentando la estabilidad de operación, pero esta variación aumenta nuevamente, siendo menos significativo, cuando el dosado relativo sigue incrementando hasta 0,40 donde la alta ocurrencia de ringing incrementa la dispersión e inestabilidad con valores de coeficientes de variación cercano al 5,0%. En la figura 4.12 se puede ver la dispersión cíclica de la operación para tres diferentes dosados de 0,20, 0,25 y 0,40 para una temperatura de admisión de 260°C.

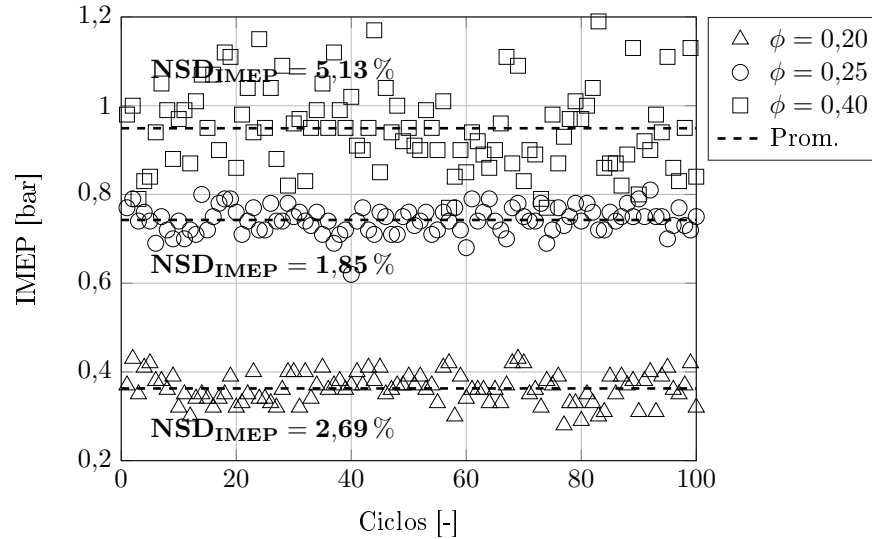


Figura 4.12: IMEP de 100 ciclos del motor HCCI con propano. Temperatura de admisión de 260°C.

En la figura 4.10 se puede ver que para dosados entre 0,10 y 0,15 se obtuvieron valores de IMEP inferiores a 0, lo cual se puede explicar ya que hay una alta variación cíclica, donde según la figura 4.11 se presentan coeficientes de variación entre 6% y 9%, con una cantidad alta de ciclos apagados (*misfire*), como se muestra en la figura 4.13, adicionalmente la generación de trabajo resulta baja por la poca cantidad de combustible admitido para mantener un dosado de 0,1, lo cual finalmente no permite que el balance termodinámico de cada ciclo sea positivo, requiriéndose una inversión energética superior para la carrera de admisión, compresión y escape, que lo generado en la carrera de expansión. Además, debido a las altas temperaturas en la admisión requeridas para la operación del motor HCCI bajo condiciones de 1800rpm y presión atmosférica de 84,7kPa, la cantidad de aire admitido se reduce, y por ende el combustible suministrado para mantener estos bajos dosados, haciendo que el trabajo necesario para las carreras de admisión, compresión y escape sea muy superior al trabajo generado en la carrera de expansión donde se da la combustión y aporte de energía para aquellos ciclos que consiguen encender.

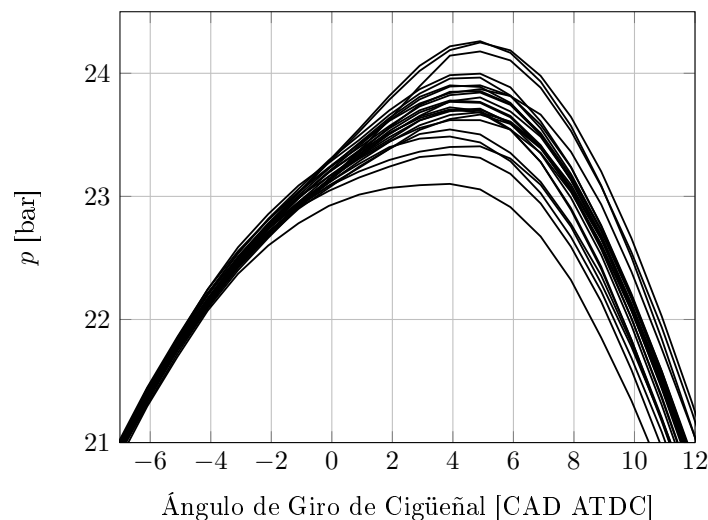


Figura 4.13: Presión de 25 ciclos aleatorios. Temperatura de admisión de 270°C y $\phi = 0,10$.

La figura 4.13 permite observar la alta ocurrencia de ciclos apagados, combinado con ciclos parcialmente encendido o encendidos completamente cuando los dosados relativos son bajos. Pero en dosados relativos altos la intensidad del *ringing* permite explicar los aumentos en la dispersión ciclo a ciclo, aunque esta dispersión no ocurra en la misma magnitud que para bajos dosados. La figura 4.14 permite observar el comportamiento de la intensidad del *ringing* frente a variaciones del dosado relativo y la temperatura de admisión. Se puede ver que para dosados bajos la intensidad de *ringing* es cercano a 0, por lo cual se ve que esto no incide en la variación ciclo a ciclo de la operación para tales dosados. Sin embargo cuando los dosados son superiores a 0,20 empieza a aparecer un aumento considerable en la intensidad de este fenómeno aún sin ser audible en el sitio de operación del motor. El valor máximo de intensidad de *ringing* obtenido fue de 32MW/m² para un dosado cercano a 0,40 y temperatura en la admisión de 260°C. En la figura 4.14 no se reportan resultados para un dosado relativo de 0,4 y una temperatura de admisión de 290°C ya que fue decidido durante la fase experimental no someter el motor a estas intensidades del *ringing* para prevenir daños físico futuros.

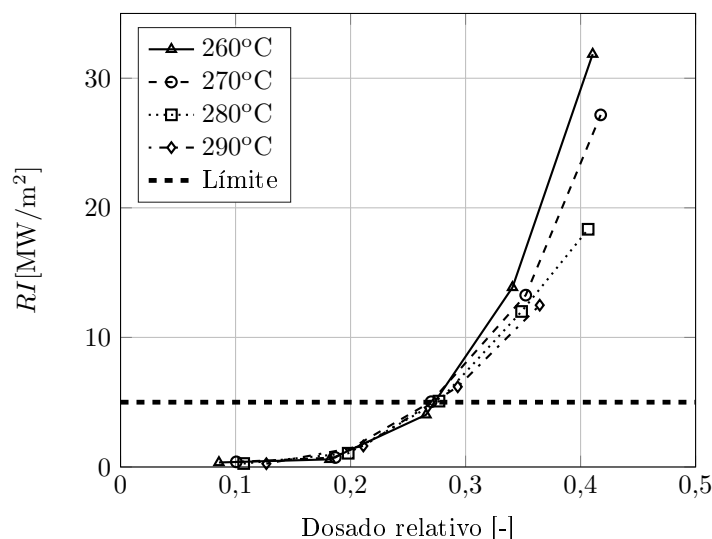


Figura 4.14: Resultados de la intensidad de Ringing para el HCCI con propano.

Según estudios ya realizados [80], el límite de la intensidad del *ringing* fue de 6MW/m² para un combustible como el biogás teniendo condiciones de admisión, de presión de 2,0 y 2,2 bar, y temperaturas de 200°C y 210°C, las cuales son notoriamente diferentes a las de este estudio, con una presión en la admisión constante de 0,847bar (84,7kPa) y temperaturas desde 260°C hasta 290°C. En caso de presentarse intensidades superiores se puede ver comprometida la integridad y estructura física de las partes del motor, siendo comprobables estas altas intensidades con el aumento del ruido audible durante la operación del motor [79, 81]. Para este estudio el ruido audible fue detectado durante la operación cuando los dosados relativos superaron el valor de 0,25 correspondientes también a intensidades de *ringing* de 5MW/m². Cabe destacar que el ruido no fue medido a través de un micrófono o sensor de sonido, sin embargo varias estudios proponen como aceptable la percepción humana del ruido como limite permitido asociado a las fluctuaciones de la presión en la cámara de combustión [82].

La figura 4.15 muestra la presión al interior del cilindro para una temperatura en la admisión de 260°C cuando se varía el dosado relativo. Se puede ver en esta misma figura que para valores de 0,25, 0,35 y 0,40 empieza a verse una fluctuación u oscilación en la curva de presión además de un adelanto de la posición del cambio de pendiente o punto de inflexión en cada curva, lo cual está directamente asociado con el aumento de la intensidad de *ringing* mostrada en la figura 4.14, ya que a mayor adelanto de la curva de presión existe mayores condiciones que propician la detonación.

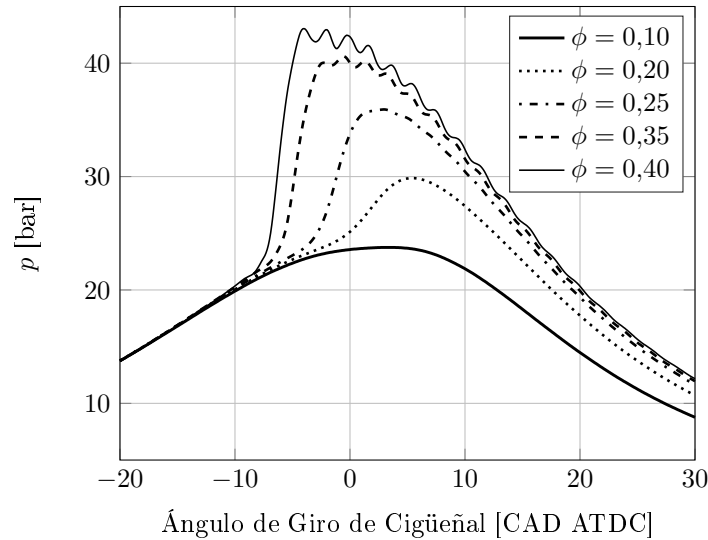


Figura 4.15: Resultados de la medición de la presión en cámara para el motor HCCI con propano. Temperatura de admisión de 260°C.

Retomando nuevamente el análisis del comportamiento presentado en la figura 4.14 cuando se mantienen dosados relativos constantes superiores a 0,35, se puede apreciar que fueron obtenidos mayores valores para intensidad del ringing para temperaturas en la admisión más bajas, donde para un dosado relativo cercano a 0,40 se tiene intensidades de ringing de 18MW/m² y 32MW/m² para temperaturas en la admisión de 280°C y 260°C, respectivamente. La anterior tendencia descrita y mostrada en la figura 4.14 es contraria a lo reportado generalmente en otros trabajos similares, sin embargo existen diferencias significativas en las condiciones de operación de este estudio, como lo es la alta velocidad de operación de 1800rpm, altas temperaturas de operación en la admisión entre 260°C y 290°C, además de presión atmosférica baja dada la altura de la ciudad de Medellín cercana a 84,7kPa. Además consideraciones de diseño del motor como lo es el tipo de refrigeración por aire forzado, el cual opera adecuadamente al régimen de velocidad de 3600rpm donde se genera la potencia nominal, y el largo traslapo angular de las válvulas, lo cual (hablar del efecto del traslapo angular alto sobre el RGF).

Para lograr entender este fenómeno, se plantea que bajo condiciones de alta intensidad de ringing, con dosados relativos superiores a 0,35, existe un sobrecalentamiento de las paredes del cilindro generando que la transferencia de calor por las paredes se reduzca considerablemente, conociendo que la temperatura en la admisión también es menor, por lo tanto la diferencia de temperaturas entre la premezcla admitida y las paredes se reduce finalmente y como consecuencia la transferencia de calor presenta el mismo comportamiento. Esta tendencia fue estudiada por Chang *et al* [83], prediciendo que el efecto de la temperatura de las paredes del cilindro tiene un efecto térmico, incluso del doble, sobre el encendido comparado con el efecto de la temperatura de la admisión. Esta tendencia encontrada para este fenómeno anteriormente descrito se puede verificar en secciones posteriores de este estudio dadas las emisiones de NO_x y CO, y las eficiencias de operación determinadas.

4.3. Eficiencia de la operación HCCI con propano

La eficiencia indicada en un motor combustión HCCI está fuertemente relacionada con el centrado de la combustión y la ubicación del CA50 a lo largo del ciclo termodinámico. Conociendo que la combustión HCCI tiene lugar en periodos de tiempo sumamente cortos, de aproximadamente 10CAD de duración lo cual es muy inferior a los que pasa en tecnologías convencionales con valores de entre 50CAD y 60CAD, se debe controlar con precisión el retraso de la combustión de forma que el CA50 este cercano al punto muerto superior para el final de la carrera de compresión o incluso después de este punto como se reporta en varios trabajos.

Sin embargo al retrasar la combustión puede generar grandes ineficiencias de combustión asociadas a altas emisiones de monóxido de carbono o incluso a una alta dispersión cíclica con una gran cantidad de ciclos apagados. Para este estudio era importante conocer el comportamiento del motor frente a las variaciones de aquellos parámetros de control que permitieran afecta el valor de CA50 y poder medir que pasa como aquellas variables de respuesta como lo son ambas eficiencia, tanto la de combustión como la indicada.

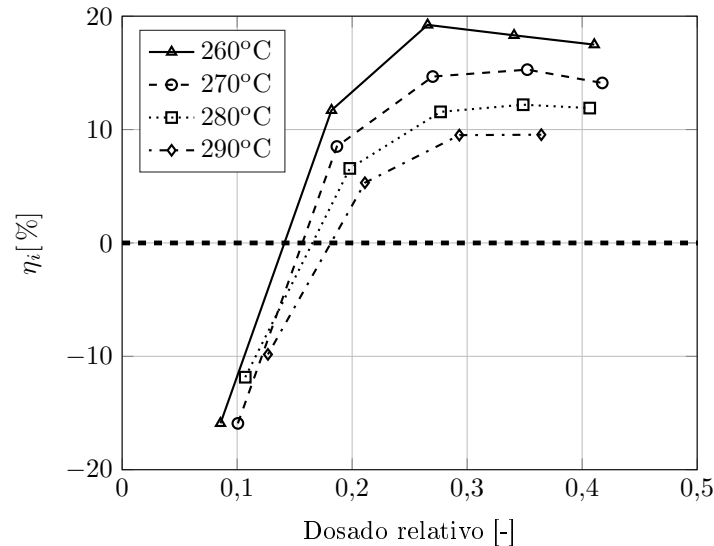


Figura 4.16: Resultados de la eficiencia indicada para el HCCI con propano.

La figura 4.16 presenta las eficiencias indicadas obtenidas para todos los puntos en los cuales fue operado el motor con combustión HCCI con propano como combustible. Fijando una la temperatura de admisión, se puede ver que existe una tendencia de crecimiento rápido de la eficiencia indicada a medida que se incrementa el dosado relativo hasta un valor de 0,25, pero cuando es superado este valor de dosado, empieza a presentarse una disminución leve de la eficiencia lo cual puede ser provocado por el mayor adelanto de la ignición y combustión, es decir la ocurrencia de un CA50 antes del punto muerto superior generando a su vez mayores intensidades de ringing. La eficiencia indicada máxima que pudo ser obtenida fue de 19,25%. Para un dosados relativos cercanos a 0,10 se presentan eficiencias indicadas negativas (inferiores a cero) ya que para estos puntos de operación existe un gran porcentaje de ciclos térmicos apagados (*misfire*) sin aporte de trabajo, y para aquellos que logran encender se tiene un aporte de trabajo en la carrera de expansión sumamente bajo asociado a la baja cantidad de combustible ingresada y por ende un bajo aporte energético, lo cual que finalmente no logran superar los valores de trabajo requeridos para completar las demás carreras necesarias, admisión, compresión y escape.

Por otro lado en la figura 4.17 se puede ver el comportamiento de la eficiencia de combustión. Los valores más bajos obtenidos se presentan cuando el dosado relativo de operación es cercano a 0,10 ya que la combustión tiene lugar en un posición posterior al punto muerto superior, lo cual está relacionado a que las temperatura de la masa atrapada dentro del cilindro son bajas por el poco aporte energético del combustible, sin embargo para las temperaturas más altas en la admisión se tiene valores de eficiencia de combustión cercana a 52%. A medida que se incrementa el dosado hasta valores cercanos a 0,20 se puede un crecimiento pronunciado debido a que se consigue adelantar la ignición generando mayores temperaturas al interior del cilindro que ayudan a quemar una mayor cantidad de combustible, reduciendo las emisiones de CO, para estos dosados se tiene una eficiencias de combustión como máximo de 67% para una temperatura en la admisión 260°C. Incrementando aún más el dosado relativo hasta 0,40 se tiene una eficiencia de combustión máxima de 79%.

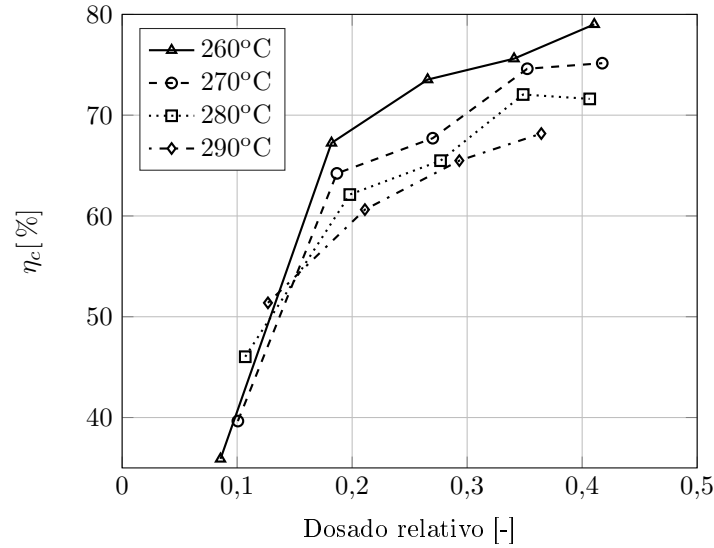


Figura 4.17: Resultados de la eficiencia de combustión para el HCCI con propano.

Para tratar de explicar el fenómeno de bajas eficiencias tanto indicadas como de combustión y la alta diferencia entre ellas cuando se aumenta la temperatura en la admisión pero se mantiene el dosados en 0,10, se puede ver en la figura 4.18 que a medida que se aumenta esta misma temperatura desde 260°C hasta 290°C, existe un adelanto en la liberación de la combustión con picos mayores que van desde 2,9J/CAD hasta 5,2J/CAD, respectivamente, permitiendo obtener mayores eficiencias ya que se genera una mayor liberación total de la energía almacenada en el combustible. Además, para las temperaturas más bajas, existe una tendencia a que la liberación de calor se dé mucho después del punto muerto superior cercano a la apertura de la válvula de escape generando un enfriamiento y quemado parcial del combustible.

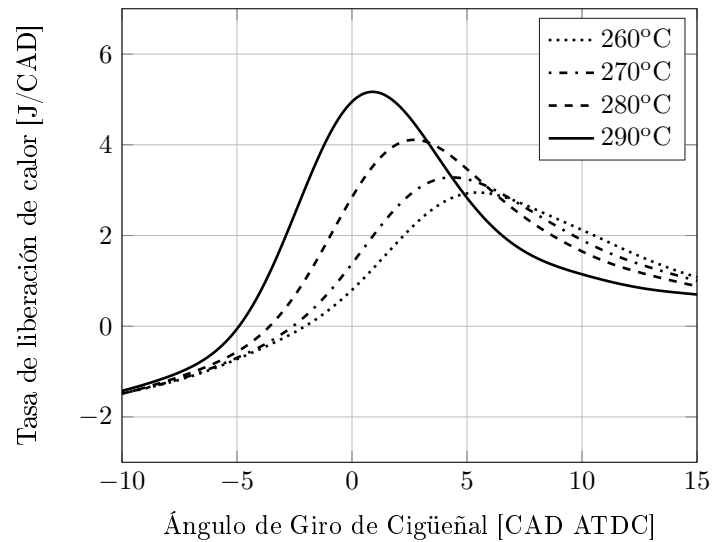


Figura 4.18: Tasa de liberación de calor en función de la temperatura de admisión para el motor HCCI con propano. Dosado relativo $\phi = 0,10$.

4.4. Emisiones del motor HCCI con propano

Como se ha enunciado anteriormente, la principal ventaja de la combustión HCCI es su baja concentración de emisiones contaminantes, las cuales son altas en los demás modos de combustión ya convencionales. Para este estudio fueron medidas las concentraciones en volumen de las emisiones contaminantes de CO mostradas en la figura 4.19 y las correspondientes los NO_x mostradas en la figura 4.20.

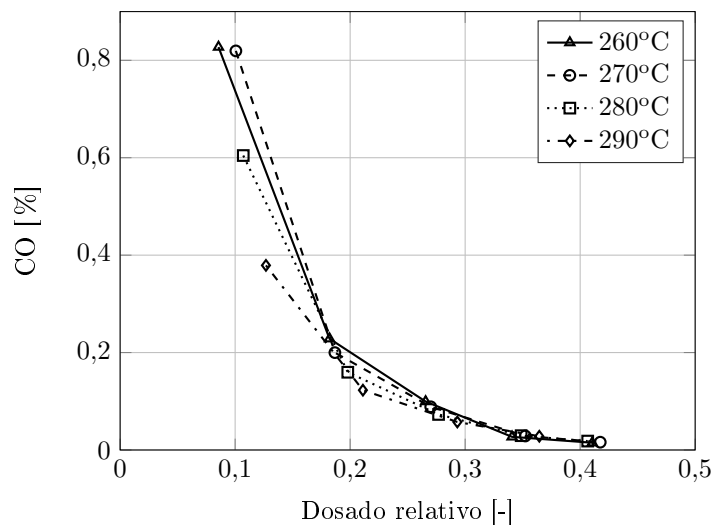


Figura 4.19: Resultados de las emisiones de monóxido de Carbono (CO) para el HCCI con propano.

Según la figura 4.19, como era de esperarse fueron obtenidos las mayores emisiones de CO cuando los dosados relativos son bajos, debido a que hay bajas eficiencias de la combustión y una gran probabilidad de ciclos apagados como fue mostrado en figuras anteriores. Las concentraciones máximas de CO estuvieron cercanas a 0,83% (8300 ppm) para dosados relativos cercanos a 0,10 y temperaturas de admisión bajas de 260°C. A medida que los dosados relativos aumentan se tiene una disminución considerable de las emisiones de CO hasta un valor cercano a 0,015% (150 ppm), lo anterior debido a temperaturas más altas que favorecen la combustión completa además de una ignición más adelantada.

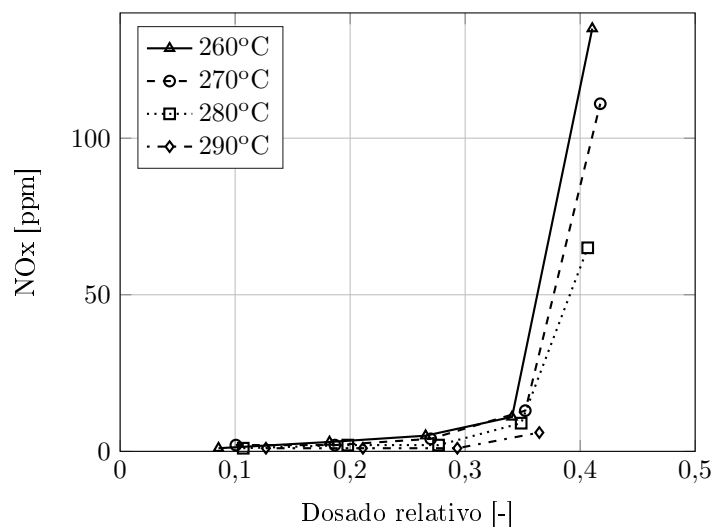


Figura 4.20: Resultados de las emisiones de óxidos de nitrógeno (NO_x) para el HCCI con propano.

La lectura de las emisiones de CO se debe hacer en conjunto con las emisiones de NO_x , ya que la primera nombrada puede determinar el límite más bajo para la operación adecuada del motor HCCI, mientras que la segunda permite conocer el límite máximo de operación en términos manteniendo siempre la ventaja principal de esta tecnología. Se puede ver entonces en la figura 4.20 que para dosados bajos, hasta valores de 0,35, se tienen emisiones de NO_x siempre inferiores a 13 ppm, comparado con tecnologías convencionales donde puede presentarse emisiones de NO_x en promedio de 2000 ppm para motores de encendido por chispa y a 800 ppm para motores de encendido por compresión con GLP como combustible [84,85]. Sin embargo cuando se supera el dosado anteriormente descrito hasta 0,40 se tiene aumentos considerables de estas emisiones llegando a 135 ppm para una temperatura en la admisión 260°C . Se puede ver que fueron obtenidas mayores emisiones de NO_x para temperaturas menores en la admisión lo cual se relaciona y concuerda con el efecto encontrado en la figura 4.14 ocasionado posiblemente, como ya se dijo, por un efecto de recalentamiento de las paredes del cilindro y la disminución del de la diferencia de temperatura entre la masa al interior del cilindro y las paredes del mismo. Se debe tener en cuenta que aunque se hayan obtenido estos últimos valores de 135 ppm de NO_x estos son significativamente menores comparados a los emitidos por la tecnologías convencionales reportados anteriormente, teniendo en cuenta que este motor no estaba equipado con sistemas de pos-tratamiento de gases como catalizadores de reducción.

4.5. Evaluación numérica de estrategias de mejoramiento

Como se describió en secciones anteriores de este trabajo, el modelo cero dimensional de una zona, permite obtener las tendencias y comportamientos de la combustión HCCI, sin embargo existe una considerable diferencia entre la de magnitud de las variables cuando estas son comparadas con las obtenidas a través de la aplicación de los modelos termodinámicos a los resultados experimentales de la medición de presión en cámara. Para este caso se realizó un estudio paramétrico de la temperatura en el IVC (T_{IVC}) de forma que se obtuvieran tendencias correspondientes a las obtenidas a través del modelo termodinámico aplicado a presión en cámara medida para los dosados y temperaturas de admisión correspondientes. En la figura 4.21 se muestran la evolución de la presión en cámara, tanto experimental como numérica, para la operación del motor HCCI con propano dado un dosado relativo de 0,35 y una temperatura en la admisión de 260°C .

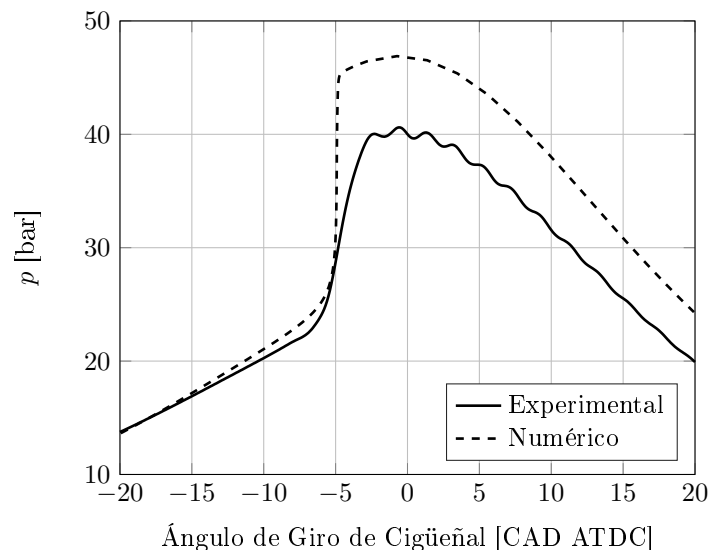


Figura 4.21: Comparación de los resultados experimentales y numéricos para la presión en cámara de la combustión HCCI con propano para una temperatura en la admisión de 260°C y $\phi = 0,35$.

En la figura 4.21 se puede ver que los resultados numéricos empiezan a diferir de los experimentales, teniendo una pendiente más pronunciada, después que se pasan los -20 CAD ATDC. Justo cuando en la

posición de -5 CAD ATDC se obtiene un aumento significativo de la presión lo cual obedece al proceso de liberación de calor teniendo un inicio muy cercano al que se puede ver para curva experimental. Sin embargo ambas pendientes son diferentes, siendo más pronunciada la numérica que la experimental, lo cual es atribuido a que el modelo seleccionado asume que la masa atrapada es una única zona y por lo tanto la liberación de la energía térmica del combustible en cada lugar de la cámara de combustión se da simultáneamente, contrario a lo que ocurre en la experimentación, donde se presenta una estratificación térmica de la carga dando lugar a el encendido inicialmente de la masa que esté más en el interior que aquella que está próxima a las paredes del cilindro. La diferencia en la magnitud de los pico de presión también puede ser atribuida a la diferencia anteriormente descrita, además de que este tipo de modelos no es capaz de predecir la fluctuación o ondas de presión, llamada a lo largo de este trabajo como ringing.

Tendencias muy similares se pueden ver en la evolución de la temperatura al interior del cilindro como se muestra en la figura 4.22. Es importante destacar que aún siendo los comportamientos y tendencias muy similares, presentando el pico de temperatura en posición muy similares, la magnitud de estos vuelve a ser muy diferente, donde esta diferencia está alrededor de 270°C . Otra característica importante, es la diferencia entre ambas curvas de temperatura durante todo el periodo angular de la compresión hasta antes del cambio de pendiente de ambas curvas o ignición. Esta diferencia puede atribuirse a varios factores tales como la estimación de la masa total que es usada en el modelo termodinámico para el cálculo de la temperatura a través de la medición de la presión como se muestra en la ecuación 3.12, la gran cantidad de gases provenientes del cárter del motor que no podían ser medidos para alimentar el modelo termodinámico y el balance de masa mostrado en la ecuación 3.4, los valores de masa residual del ciclo anterior puede ser una variables que genere diferencias aún más cuando se emplea un método de estimación de esta en lugar de una medición real, conociendo que el motor posee un gran periodo de cruce de válvulas el cual afecta directamente esta variable, por ultimo se debe considerar que el modelo de transferencia de calor Woschni [34, 34] usado en la fase numérica fue desarrollado para motores refrigerados por líquido a temperaturas generalmente mejor controladas por estos sistemas de refrigeración, lo cual puede contribuir a estas diferencias en los resultados.

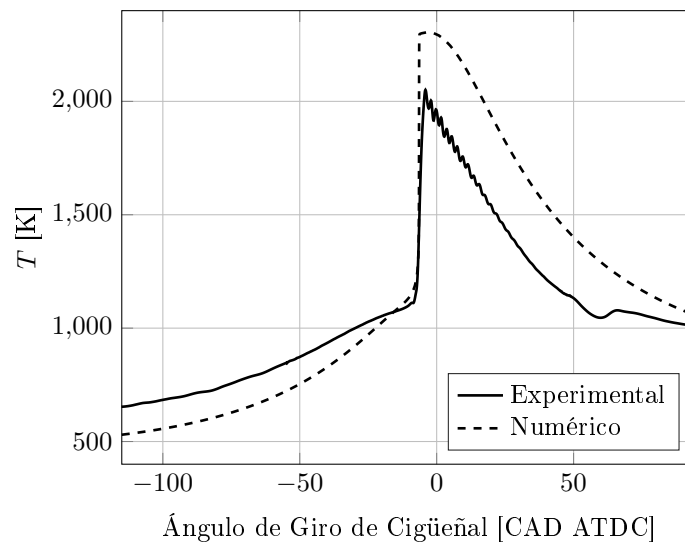


Figura 4.22: Comparación de los resultados experimentales y numéricos para la temperatura en cámara de la combustión HCCI con propano para una temperatura en la admisión de 260°C y $\phi = 0,40$.

Para comparar esta diferencia de temperatura en el IVC, que finalmente es un parámetro inicial que debe ser ingresado para la simulación, se puede ver en la figura 4.23 el comportamiento de esta variable, tanto en los resultados numéricos como en los experimentales, obteniendo siempre valores mayores para los resultados experimentales. Se puede ver también que esta diferencia aumenta con mayores dosados relativos, presentando diferencias máximas de hasta 150K para un dosado de $0,40$. El aumento de las diferencias pue-

de ser atribuido a la transferencia de calor real hacia las paredes del cilindro durante la fase experimental, debido a que el motor posee un sistema de refrigeración por aire que tuvo que ser modificado para obtener la combustión HCCI, el cual se mantuvo constante (caudal de aire de refrigeración) para todos los dosados relativos de operación, permitiendo mantener el cilindro más frío cuando se opere con los dosados más bajos donde existe menor ingreso de combustible y por ende menor liberación de calor.

Otra factor que debe considerarse, es que durante la fase experimental y dentro de la planeación del montaje se ubicó la termocupla para la medición de la temperatura del aire de admisión lo más cerca posible de la válvula de admisión, sin embargo entre los dos puntos existe una longitud física del ducto de admisión, que facilita la disipación de calor y por ende la caída de la temperatura para cuando ya la premezcla pasa exactamente por la válvula de admisión sin poderse medir realmente su valor justo en este punto, por el contrario esta temperatura es obtenida a través del cálculo de la temperatura promedio en el cilindro para ese instante basado en la medición de presión en una ubicación central. Además, la descarga de combustible en el puerto a temperaturas inferior tiene efecto de disminución de la temperatura del aire cuando ambos se mezclaban, lo cual es más considerable a medida que aumentaban los dosados relativos de 0,1 a 0,4 reduciendo el volumen de aire admitido a su vez.

Cabe destacar que en el caso de realizar los análisis numéricos usando las temperaturas en el IVC experimentales tal y como se muestra en la figura 4.23 se obtendrían tendencias de presión y temperatura en el cilindro además de evolución de especies químicas diferentes y desfazadas temporalmente hacia la carrera de compresión generando divergencias con los valores medidos experimentalmente, particularmente en variables como el CA05 y la IMEP. Por lo anterior, a lo largo de este estudio, se ha dicho que estas simulaciones numéricas cero-dimensionales de una zona, ayudan a predecir tendencias y comportamiento aproximados que permitan obtener un punto de partida para iniciar una fase experimental, y que para conseguir mejores resultados ajustados a la operación, se deben considerar más factores como la fluid-dinámica durante la carrera de admisión, estratificación térmica de la carga, geometrías reales y condiciones de transferencia de calor.

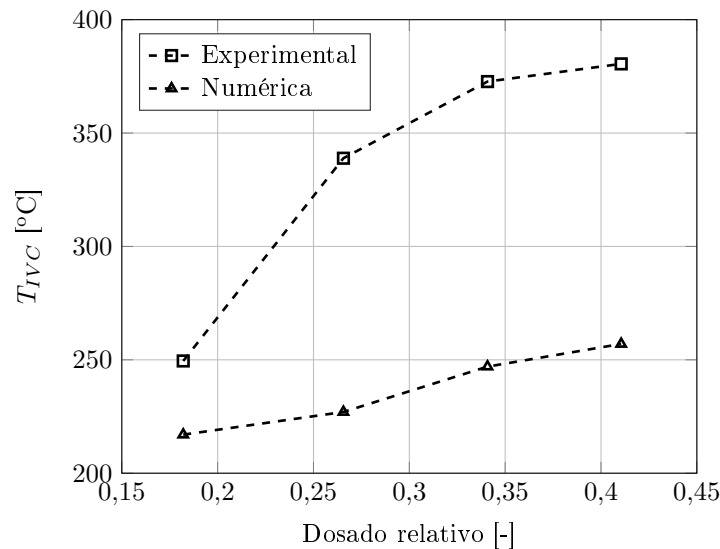


Figura 4.23: Comparación del efecto del dosado sobre la temperatura en el IVC para la combustión HCCI con propano para a una temperatura en la admisión de 260°C.

Conociendo todas las diferencias expuestas anteriormente en los resultados y magnitudes de variables como la presión y la temperatura en cámara, se puede ver también la comparación de los resultados para el inicio de la combustión, donde según otros estudios basados en modelos cero dimensionales de una zona esta variables puede ser predicha con cierta exactitud permitiendo conocer tendencias para futuros estudios que busquen extrapolar resultados logrando extender los límites de operación a mayores cargas y mejorar la

estabilidad a bajas. En este estudio el inicio de la combustión será determinado como el CA05 lo cual es 5% de la liberación de calor usando los datos experimentales mientras que para los numéricos según la evolución del radical H_2O_2 como se mostró en la metodología de este trabajo. Los resultados se muestran en la figura 4.24 para una temperatura en la admisión de 260°C.

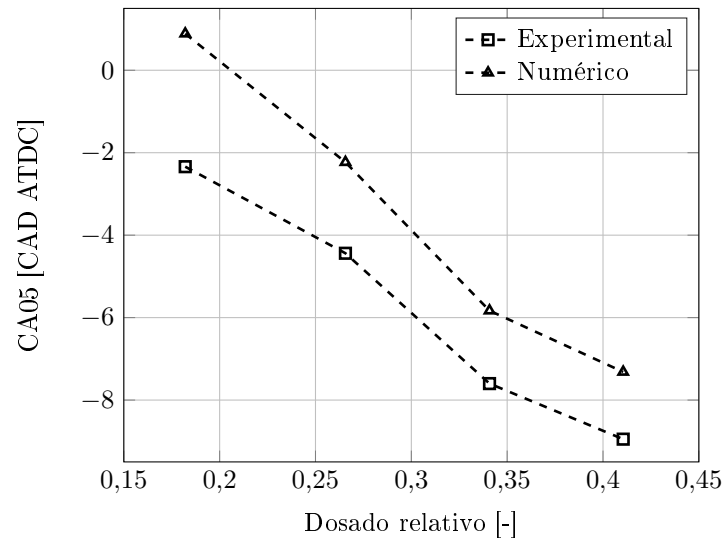


Figura 4.24: Comparación y efecto del dosado relativo sobre el inicio de la combustión (CA05) para un motor con propano a una temperatura en la admisión de 260°C.

De la figura 4.24 se puede ver que el efecto del dosado relativo sobre el inicio de la combustión CA05 es igual en ambos resultados, tanto numéricos como experimentales, en esto se ve que aumentar el dosado genera un adelanto en el inicio de la combustión, moviéndose desde una posición cercana a -2CAD ATDC para un dosado aproximado de 0,20, hasta una posición cercana a -9CAD ATDC para un dosado aproximado de 0,40. Se debe tener en cuenta que al aumentar el dosado relativo también se aumenta la temperatura en las paredes del cilindro, lo cual es configurado en Chemkin según la figura 3.2, pudiendo demostrar finalmente que este fenómeno ocurre experimentalmente ya que se obtienen las mismas tendencias. Sin embargo, cuando se comparan los resultados numéricos con los experimentales, se tienen diferencias para cada dosado aún teniendo simular tendencia, donde esta diferencia disminuye con el aumento del dosado relativo, yendo desde 3CAD para un dosado relativo cercano a 0,20 hasta 1,7CAD para un dosado de 0,40.

Según los resultados anteriores, las simulaciones cero dimensionales de una zona, pueden ser una acertada herramienta en la predicción de las tendencias y comportamiento de la operación real de un motor HCCI, permitiendo anticipar valores estimados de variables que permitan controlar el centrado de la combustión. Como ya es dicho, en este estudio se usó la temperatura de admisión para controlar el centrado de la combustión con el CA50, donde según el valor de este último se pudieron generar valores de IMEP máximo cercano a 1bar, sin embargo es muy importante conocer para futuros estudios los valores estimados de temperatura en la admisión, relacionadas con la temperatura en el IVC, de forma que estos valores de IMEP o carga generada puedan ser ampliados. La figura 4.25 muestra los resultados de la presión en cámara para la operación del motor en HCCI con propano, variando la temperatura en el IVC mientras se mantiene el dosado relativo en el máximo de operación de este estudio, correspondiente a 0,40, mientras que en la figura 4.26 se muestra el valor de IMEP que podría ser alcanzado. Basados en la figura 4.10, para valores de dosados mayores se tienen mayores IMEP, dada una condición de temperatura en la admisión.

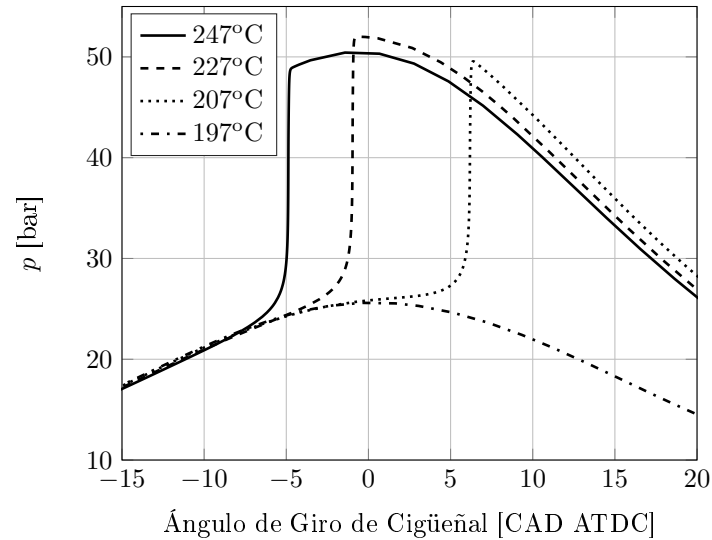


Figura 4.25: Resultados numéricos del efecto de T_{IVC} sobre la presión en cámara a para $\phi = 0,40$ de un motor HCCI con propano.

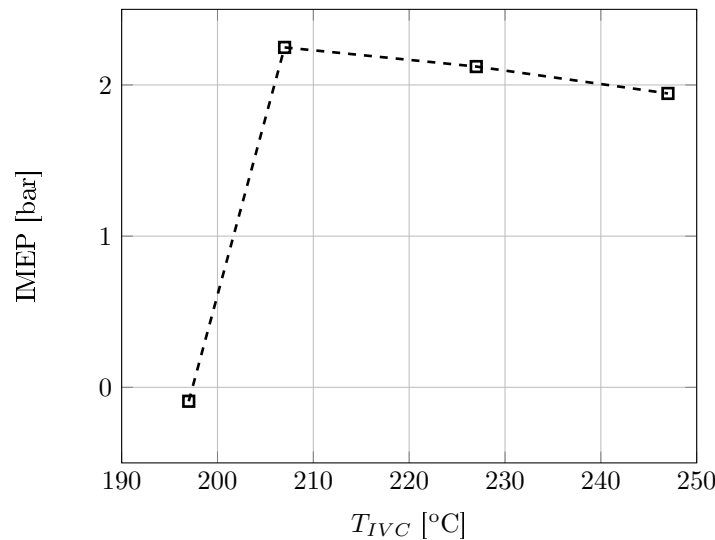


Figura 4.26: Resultados numéricos de la IMEP a diferentes valores de T_{IVC} y $\phi = 0,40$, para la combustión HCCI con propano.

En la figura [4.25](#) se puede ver la presión en cámara para diferentes temperaturas en el IVC, donde claramente existe un retraso de la combustión relacionado a un desplazamiento de las curva de presión hacia la derecha, es decir, hacia la zona de expansión a medida que la temperatura en el IVC va disminuyendo, hasta que para una temperatura de 470K se puede ver una curva de presión sin incrementos asociados a la combustión, lo cual obedece a que no pudieron ser alcanzadas las condiciones necesarias para el encendido de la mezcla de aire y combustible pudiéndose verificar esto en la figura [4.26](#) donde se presentan un IMEP de $-0,1$ bar. También en la figura [4.26](#) se puede ver que frente a crecimientos de la temperatura en la admisión se tienen disminuciones en la IMEP obtenida, teniendo un máximo de 2,25bar para una temperatura en el IVC de 480K. El anterior valor de 2,25bar duplica el valor máximo obtenido durante la fase experimental, por lo tanto en estudios futuro se debe buscar la obtención de estos valores durante la operación del motor.

Conociendo que para este estudio fue usado propano como combustible, para futuros estudios es conveniente analizar las tendencias de operación con combustible similares. El combustible similar y que puede ser conseguido en todas las regiones del país es el GLP, quien posee como principales especies químicas el propano y el butano, variando la proporción de ambas dependiente del lugar de extracción. El GLP es usado actualmente en diferentes regiones del país para sistemas de calefacción domesticas, pero otra aplicación podría ser la generación de energía eléctrica a bajo costo. Por esto, la figura 4.27 muestra el comportamiento de la presión en cámara cuando se tiene GLP con diferentes composiciones. Se evidencia que el butano tiene un efecto de adelantar la combustión, pero este adelanto se da en proporciones pequeñas. Para una operación con 100% C_3H_8 se tiene un CA05 de 0,7CAD ATDC, mientras que para una operación con 100% C_4H_{10} se tiene un CA05 de -359CAD ATDC, es decir existe una diferencia de 1,75CAD de adelanto de la combustión, siendo esta la situación extra, por lo tanto se puede concluir que el efecto de la composición es mínimo según los resultados numéricos.

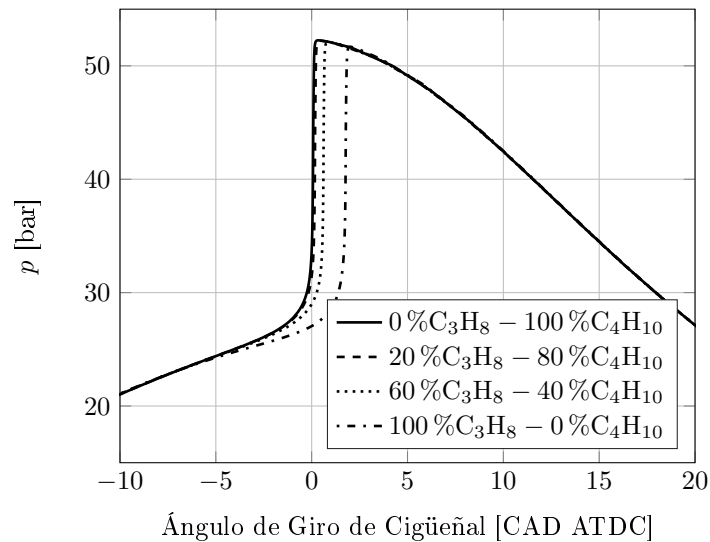


Figura 4.27: Resultados numéricos de la presión en cámara para la combustión HCCI con diferentes composiciones de GLP, a $\phi = 0,40$ y $T_{IVC} = 217^{\circ}C$.

Finalmente, es necesario notar que los resultados numéricos obtenidos en las figuras 4.25, 4.26 y 4.27 corresponden a simulaciones para un dosado relativo $\phi = 0,4$, ya que para este fueron obtenidos los mayores valores de IMEP cercanos a 1bar como se muestra en la figura 4.10, además de las mayores eficiencias tanto indicada cercana al 18% como de combustión cercana a 80%, como se muestra en las figuras 4.16 y 4.17, respectivamente. Lo anterior entonces demuestra que si es requerida una ampliación de los límites operación tratando de conocer el máximo posible valor, los parámetros de operación controlados deben ser configurados tal y como se realiza en este estudio. Es cierto que a dosados relativos cercanos a 0,4, también aparecen otros factores indeseables como los es la alta intensidad de ringing entre 20MW/m² y 30MW/m² como se muestra en la figura 4.14, además del incremento considerable en las emisiones de NOx que podrían estar entre 60ppm y 130ppm, como lo muestra la figura 4.20.

Conclusiones

Factores como la relación de compresión son de vital importancia ya que permite reducir la temperatura en la admisión requerida para lograr la auto-ignición del combustible, pero también se debe procurar por no tener relaciones de compresión muy altas que generen tasas de expansión grandes favoreciendo la formación de CO. El tipo de refrigeración también juega un papel importante, porque permite tener un mejor control de la transferencia de calor a las paredes independiente de las revoluciones de operación, por el contrario en los motores refrigerados por aire se debe procurar por ser operados al régimen de potencial nominal para garantizar una óptima refrigeración reduciendo los posibles daños en el motor por sobrecalentamiento. Importante también la correcta selección de los equipos de adquisición de datos, que permitan muestras las variables medidas a la frecuencia y velocidad que ocurren los fenómenos (108 kHz a 1800 rpm). El sensor piezoeléctrico debe soportar las ondas de presión generadas por el ringing y la temperatura de operación sin ocurrencia de *drift* térmico en la captación de la señal, debido al sobrecalentamiento de las partes. Para captar fenómenos de detonación o ringing es recomendado usar codificadores angulares (*encoder*) con resolución angular de 0,1CAD.

Para el control del régimen de giro es recomendado la implementación de variadores de frecuencia para el motor eléctrico que arrastra el motor de combustión garantizando la velocidad deseada, pero se debe tener cuidado con la generación de ruidos electromagnéticos propios del principio físico de operación, el cual hace una reconstrucción de una onda sinusoidal con diferentes frecuencia. Para estos caso es fundamental acoplar filtros completos rectificquen y suavicen la señal reconstruida por los pulsos. Para este montaje fue necesario fabricar un eje en nailon para aislar e interrumpir la transmisión del ruido electromagnético desde el montaje completo hasta el enconder, ya que estos ruidos pueden interrumpir la medición de variables como la presión en cámara.

Respecto al sistema de control de la temperatura en la admisión, se concluye que haciendo una afinación del controlador PID se logra disminuir la fluctuación de la temperatura controlada respecto a su valores deseado de 3°C a 0,5°C. Un control rápido y ajustado de la temperatura de admisión, siendo esta la variables con la cual se controla el centrado de la combustión, es de gran importancia para disminuir la dispersión ciclo a ciclo del motor y mejorar la respuesta frente a cambios rápidos deseado. Es necesario un aislamiento del sistema de admisión para reducir los tiempos de calentamiento del motor dada su inercia térmica, además reduciendo las pérdidas de calor y el consumo de energía para el calentamiento.

Respecto al sistema de flujo sónico para el control y suministro de combustible, se obtuvieron buenos resultados además de brindar fácil y rápida operabilidad frente a respuesta del motor. El diseño de selección automático de agujeros en tiempo real dejaba sólo como variable de control la presión de suministro. Sin embargo para mejorar la señal de retroalimentación, de forma que se aseguren unos dosados reales más cercanos a los deseado, deben ser implementados sistemas de medición directa de emisiones, ya sea haciendo un balance de masa en línea con los analizadores de gases o con la instalación de sensores de oxígeno de banda pancha propiamente calibrados, justo como lo hacen los vehículos comerciales actuales a gasolina o diesel. Para motores HCCI la estimación de aire admitido usando las condiciones medidas de admisión y régimen de giro, que en este estudio fue usada para el control del dosado relativo, presenta desviación que si bien no son grandes deben ser corregidas para aumentar aun más la precisión.

Para el análisis termodinámico de la combustión basada en la medición de presión en cámara, juega un

papel importante el modelo empleado para el cálculo de la tasa de liberación de calor. La mayoría de estos modelos asumen que la presión medida es uniforme a lo largo de todo el cilindro, pero se debe tener cuidado justo cuando se presentan altas intensidades del ringing, ya que durante estas condiciones de operación por la naturaleza del fenómeno, la presión es muy diferente a lo largo de todo el volumen encerrado por el cilindro. Aunque muchos estudios realizados emplean un modelo clásico y sencillo con calores específicos constantes, sin modelos de transferencia de calor a las paredes, ni fugas de masa, aún presentando buenas aproximaciones en sus resultados, resulta más conveniente y preciso incluir todos los términos posibles de manera que se puede hacer un control más preciso del centrado de la combustión, siempre y cuando se cuente con los recursos computacionales y de adquisición de datos necesarios para dicha labor.

Respecto a la obtención del fenómeno de combustión HC-CI, pese a las condiciones poco favorables a la que fueron realizados los experimentos, es decir, una presión atmosférica de 84,7kPa para la ciudad de Medellín a 1495 m.s.n.m y el régimen de giro de 1800rpm, que demandaban altas temperaturas en la admisión por la disminución del tiempo de residencia de la carga en el cilindro, se obtuvieron resultados aceptables respecto a valores de eficiencia indicada con un máximo de 20 % con IMEP de 1 bar. Respecto a la eficiencia de combustión se obtuvieron valores máximo de 78 %. Se pudo aumentar el dosado relativo hasta valores límites de intensidad del ringing de 32MW/m², superiores a lo permitido por el incremento del ruido audible como indicador de posibles riesgos y daños para la integridad física del motor. Las temperaturas máximas en cámara fueron cercanas a los 2050K, lo cual es una temperatura baja para la combustión comparada con la operación de las tecnologías convencionales (hasta 2500K), permitiendo disminuir la formación de emisiones de óxidos de nitrógeno (NOx) por debajo de 135ppm. Las emisiones mínimas de monóxido de carbono (CO) obtenidas fueron cercanas a 0,82 %, inferiores comparando con las tecnologías convencionales.

Pudo ser comprobado que la duración de la combustión cuando se alcanza el fenómeno HC-CI es considerablemente reducida, cercana a los 10CAD, mientras que para una tecnología convencional gira alrededor de los 50CAD a 60CAD. De lo anterior fue posible ver como las tasas de liberación de calor presentan picos considerables jugando un rol importante el control y centrado de la combustión usando el CA50, de forma que se prevengan altas intensidades de ringing o altas dispersiones cíclicas. Para estas operaciones límites, es decir, desde una alta dispersión cíclica generada por una alta probabilidad de ciclos apagados hasta una alta intensidad de ringing, existen puntos de operación muy estables con coeficientes de variación muy bajos cercanos al 4 %.

Se pudo observar que las simulaciones cero dimensionales de una zona, tiene una capacidad predictiva aceptable para observar tendencias y comportamiento de la combustión HC-CI. Para esto se debe conocer con buena precisión y aplicar modelos adecuados de transferencia de calor hacia las paredes. Se deben estimar adecuadamente de las condiciones iniciales ya que son el punto de partida para que Chemkin determine el ciclo termodinámico completo. Sin embargo, en caso de requerirse un estudio más preciso, se debe pensar en estudios numéricos de más zonas, donde se incluyan modelos de transferencia de masa para el período de válvulas abiertas. Las estimaciones de variables como la temperatura en el cilindro son las que presentan mayores desviaciones cuando se comparan con aquellas obtenidas desde modelos termodinámicos a través de los resultados experimentales, lo cual depende fuertemente de la masa en el cilindro, conociendo que esta varía con el RGF, masa de combustible, masa de aire y la masa que se escapa por los espacios entre los anillo y el cilindro.

Como recomendaciones para futuros trabajos es indispensable trabajar arduamente en las metodologías de control de la combustión, que permitan controlar directamente el CA50, no sólo modificando la temperatura en la admisión sino otras variables o sistemas como la cantidad de gases de escape recirculados (EGR), los tiempos de apertura y cierres de ambas válvulas (VVA), entre otras técnicas. Para contrarrestar los límites bajos de carga generados por la obtención del fenómeno a la altura de la ciudad de Medellín, es necesario incorporar un sistema de turbocargador para lograr aumentar la presión en la admisión garantizando los mismos dosados relativos, además de permitir menores temperaturas en la admisión que aumentan la cantidad de aire admitido. La implementación de sistemas de encendido auxiliares para mejorar la estabilidad y ampliar a su vez los rangos de carga, como lo planteado en la combustión SA-HC-CI es una buena estrategia, o incluso combustión PCCI con sistemas de inyección directa modernos de riel común (common rail) que operan a altas presiones.

Bibliografía

- [1] Günter P. Merker, Christian Schwarz, Gunnar Stiesch, and Frank Otto. *Simulating combustion - Simulation of combustion and pollutant formation for engine development*. Springer, 2006.
- [2] John B. Heywood. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Education, 1988.
- [3] Hua Zhao. *HCCI and CAI engines for the automotive industry*. CRC Press - Wooghead Publishing Limited, 2007.
- [4] Jan-ola Olsson, Per Tunestål, and Bengt Johansson. Closed-loop control of an HCCI engine. *SAE International*, page 12, 2001.
- [5] Shiro Yamaoka, Hiromu Kakuya, Shinji Nakagawa, Toshiharu Nogi, Atsushi Shimada, and Yusuke Kihara. A Study of controlling the auto-ignition and combustion in a gasoline HCCI engine. *SAE International*, page 10, 2004.
- [6] Jürgen Warnatz, Ulrich Maas, and Robert W. Dibble. *Combustion - physical and chemical fundamentals, modelling and simulation, experiments, Pollutant formation*. Springer, 4th edition, 2006.
- [7] David a. Rothamer and Jamie H. Jennings. Study of the knocking propensity of 2,5-dimethylfuran-gasoline and ethanol-gasoline blends. *Fuel*, 98:203–212, 2012.
- [8] Laura Manofsky, Jiri Vavra, Dennis Assanis, and Aristotelis Babajimopoulos. Bridging the gap between HCCI and SI: spark-assisted compression ignition. *SAE International*, page 18, 2011.
- [9] Ivan D. Bedoya, Samveg Saxena, Francisco J. Cadavid, and Robert W. Dibble. Exploring strategies for reducing high intake temperature requirements and allowing optimal operational conditions in a biogas fueled HCCI engine for power generation. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 134:9, 2012.
- [10] Iván D. Bedoya, Samveg Saxena, Francisco J. Cadavid, Robert W. Dibble, and Martin Wissink. Experimental evaluation of strategies to increase the operating range of a biogas-fueled HCCI engine for power generation. *Applied Energy*, 97:618–629, 2012.
- [11] Kitae Yeom, Jinyoung Jang, and Choongsik Bae. Homogeneous charge compression ignition of LPG and gasoline using variable valve timing in an engine. *Fuel*, 86:494–503, 2007.
- [12] Changhoon Oh, Jinyoung Jang, and Choongsik Bae. The effect of LPG composition on combustion and performance in a DME-LPG dual-fuel HCCI engine. *SAE International*, page 22, 2010.
- [13] Ricardo Ramírez C. and Oliver Díaz I. Plan indicativo de abastecimiento de gas licuado del petróleo (GLP). Technical report, Unidad de Planeación Minero Energética (UPME) del Ministerio de Minas y Energía, 2018.
- [14] Giuseppe Genchi and Emiliano Pipitone. Preliminary experimental study on double fuel HCCI combustion. *Energy*, 81:784–793, 2015.
- [15] Kenneth K. Kuo. *Principles of combustion*. John Wiley & Sons, Inc, 1986.

- [16] Samveg Saxena and Iván D. Bedoya. Fundamental phenomena affecting low temperature combustion and HCCI engines, high load limits and strategies for extending these limits. *Progress in Energy and Combustion Science*, 39:457–488, 2013.
- [17] King Abdullah University of Science and Technology. Reactive flow modeling laboratory - homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines research, 2019.
- [18] Samveg Saxena. *Maximizing power output in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines and enabling effective control of combustion timing*. PhD thesis, University of California, Berkeley, 2011.
- [19] Shigeru Onishi, Souk H. Jo, Katsuji Shoda, Pan D. Jo, and Satoshi Kato. Active thermo-atmosphere combustion (ATAC) - A new combustion process for internal combustion engines. *SAE International*, page 12, 1979.
- [20] Masaaki Noguchi, Yukiyasu Tanaka, Taro Tanaka, and Yukihisa Takeuchi. A study on gasoline engine combustion by observation of intermediate reactive products during combustion. *SAE International*, page 16, 1979.
- [21] R. H. Thring. Homogeneous-charge compression ignition (HCCI) engines. *SAE International*, page 12, 1989.
- [22] Jan-Ola Olsson, Per Tunestål, Göran Haraldsson, and Bengt Johansson. A turbo charged dual fuel HCCI engine. *SAE International*, page 13, 2001.
- [23] Salvador M. Aceves, J. Ray Smith, Charles K. Westbrook, and William J. Pitz. Compression ratio effect on methane HCCI combustion. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 121:569–574, 1999.
- [24] Cheng Fang, Fuyuan Yang, Minggao Ouyang, Guojing Gao, and Lin Chen. Combustion mode switching control in a HCCI diesel engine. *Applied Energy*, 110:190–200, 2013.
- [25] Zhi Wang, Jian-Xin Wang, Shi-Jin Shuai, Guo-Hong Tian, Xinliang An, and Qing-Jun Ma. Study of the effect of spark ignition on gasoline HCCI combustion. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 220:817–825, 2006.
- [26] Daniel Flowers, Salvador M. Aceves, Joel Martinez-Frias, J. Ray Smith, Michael Au, James Girard, and Robert W. Dibble. Operation of a four-cylinder 1.9L propane fueled homogeneous charge compression ignition engine: Basic operating characteristics and cylinder-to-cylinder effects. *SAE International*, page 13, 2001.
- [27] D. Yap, J. Karlovsky, A. Megaritis, M. L. Wyszynski, and H. Xu. An investigation into propane homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine operation with residual gas trapping. *Fuel*, 84(18):2372–2379, 2005.
- [28] Salvador M. Aceves, Daniel L. Flowers, Charles K. Westbrook, J. Ray Smith, William Pitz, Robert W. Dibble, Magnus Christensen, and Bengt Johansson. A multi-zone model for prediction of HCCI combustion and emissions. *SAE International*, page 13, 2000.
- [29] Daniel L. Flowers, Salvador M. Aceves, Joel Martinez-Frias, and Robert W. Dibble. Prediction of carbon monoxide and hydrocarbon emissions in iso-octane HCCI engine combustion using multizone simulations. *Proceedings of the Combustion Institute*, 29(1):687–694, 2002.
- [30] Salvador M. Aceves, Daniel L. Flowers, Francisco. Espinosa-Loza, Joel. Martinez-Frias, John E. Dec, Magnus Sjöberg, Robert W. Dibble, and Randy P. Hessel. Spatial analysis of emissions sources for HCCI combustion at low loads using a multi-zone model. *SAE International*, page 13, 2004.
- [31] Sara McAllister, Jyh-Y. Chen, and A. Carlos Fernandez-P. *Fundamentals of combustion processes*. Springer, 2006.
- [32] Sthepen R. Turns. *An introduction to combustion - Concepts and applications*. McGraw-Hill Education, 2000.

- [33] Thierry Poinot and Denis Veynante. *Theoretical and numerical combustion*. Edwards, 2005.
- [34] Eugen G. Woschni. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. *SAE International*, page 19, feb 1967.
- [35] Reaction Design. Chemkin - Theory manual, 2015.
- [36] Yunus A. Cengel and Afshin J. Ghajar. *Transferencia de calor y masa - Fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill Education, 2011.
- [37] A. Aziz Hairuddin, Talal Yusaf, and Andrew P. Wandel. A review of hydrogen and natural gas addition in diesel HCCI engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews journal*, 32:739–761, 2014.
- [38] Salvador M. Aceves, Daniel L. Flowers, Joel Martinez-Frias, J. Ray Smith, Charles K. Westbrook, William J. Pitz, Robert W. Dibble, John F. Wright, Wole C. Akinyemi, and Randy P. Hessel. A sequential fluid-mechanic chemical-kinetic model of propane HCCI combustion. *SAE International*, page 13, 2001.
- [39] Kathi Epping, Salvador M. Aceves, Richard Bechtold, and John E. Dec. The potential of HCCI combustion for high efficiency and low emissions. *SAE International*, page 15, 2002.
- [40] John E. Dec. A computational study of the effects of low fuel loading and EGR on heat release rates and combustion limits in HCCI engines. *SAE International*, page 18, 2002.
- [41] John E. Dec and Magnus Sjöberg. A parametric study of HCCI combustion - the sources of emissions at low loads and the effects of GDI fuel injection. *SAE International*, page 23, 2003.
- [42] Günter P. Merker, Christian Schwarz, and Rüdiger Teichmann. *Combustion engines development - mixture formation, combustion, emissions and simulation*. Springer, 2012.
- [43] J. A. Gatowski, E. N. Balles, K. M. Chun, F. E. Nelson, J. A. Ekchian, and John. B. Heywood. Heat release analysis of engine pressure data. *SAE International*, page 20, 1984.
- [44] Rudolf Pischinger. Engine Indicating - User Handbook. Technical report, AVL, 2002.
- [45] Yahui Zhang and Tielong Shen. Cylinder pressure based combustion phase optimization and control in spark-ignited engines. *Control Theory and Technology*, 15(2):83–91, 2017.
- [46] Michael F.J. Brunt, Harjit Rai, and Andrew L. Emtage. The calculation of heat release energy from engine cylinder pressure data. *SAE International*, page 16, 1998.
- [47] Michael F.J. Brunt and Kieron C. Platts. Calculation of heat release in direct injection diesel engines. *SAE International*, page 17, 1999.
- [48] Katsuhiko Ogata. *Ingeniería de control moderna*. Pearson Education S.A., Madrid, 5ta edition, 2010.
- [49] Richard C. Dorf and Robert H. Bishop. *Sistema de control moderno*. Pearson - Prentice Hall, 10a edition, 2005.
- [50] J. G. Ziegler, N. B. Nichols, and N. Y. Rochester. Optimum settings for automatic controllers. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 115:759–768, 1942.
- [51] C.C. Hang, K.J. Åström, and W.K. Ho. Refinements of the Ziegler–Nichols tuning formula. *IEE Proceedings D - Control Theory and Applications*, 138:111–118, 1991.
- [52] K. J. Åström and T. Hägglund. Revisiting the Ziegler-Nichols step response method for PID control. *Journal of Process Control*, 14(6):635–650, 2004.
- [53] Stelios Karagiorgis, Nick Collings, Keith Glover, Neil Coghlan, and Anthemios Petridis. Residual gas fraction measurement and estimation on a homogeneous charge compression ignition engine utilizing the negative valve overlap strategy. *SAE International*, page 12, 2006.

- [54] Elliott A. Ortiz-Soto, Jiri Vavra, and Aristotelis Babajimopoulos. Assessment of residual mass estimation methods for cylinder pressure heat release analysis of HCCI engines with negative valve overlap. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 134:481–490, 2012.
- [55] Laura M. Olesky, George A. Lavoie, Dennis N. Assanis, Margaret S. Wooldridge, and Jason B. Martz. The effects of diluent composition on the rates of HCCI and spark assisted compression ignition combustion. *Applied Energy*, 124:186–198, 2014.
- [56] Göran Haraldsson, Per Tunestål, Bengt Johansson, and Jari Hyvönen. HCCI closed-loop combustion control using fast thermal management. *SAE International*, page 12, 2004.
- [57] Göran Haraldsson, Per Tunestål, Bengt Johansson, and Jari Hyvönen. Transient control of a multi cylinder HCCI engine during a drive cycle. *SAE International*, pages 347–362, 2005.
- [58] Daniel L. Flowers, Nick J. Killingsworth, Francisco Espinosa-Loza, Joel Martinez-Frias, Salvador M. Aceves, Miroslav Krstic, and Robert W. Dibble. Demonstrating optimum HCCI combustion with advanced control technology. *SAE International*, page 9, 2009.
- [59] Nick J. Killingsworth, Salvador M. Aceves, Daniel L. Flowers, Francisco Espinosa-loza, and Miroslav Krstic. HCCI engine combustion-timing control: optimizing gains and fuel consumption via extremum seeking. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 17:1350–1361, 2009.
- [60] Yunes A. Cengel and Michael A. Boles. *Termodinamica*. McGraw-Hill Education, 2012.
- [61] Roger C. Baker. Coriolis flowmeters: industrial practice and published information. *Flow Measurement and Instrumentation*, 5:229–246, 1994.
- [62] Roger C. Baker. *Flow measurement handbook - industrial designs, operating principles, performance, and applications*. Cambridge University Press, 2000.
- [63] Béla G. Lipták. *Instrument engineers' handbook. Process measurement and analysis*. CRC Press, 1995.
- [64] John C. Kayser and Robert L. Shambaugh. Discharge coefficients for compressible flow through small-diameter orifices and convergent nozzles. *Chemical Engineering Science*, 46:1697–1711, 1991.
- [65] Genick Bar-Meir. *Fundamentals of compressible fluid mechanics*. Potto Project, 2006.
- [66] Shin-I. Nakao, Yoshikazu Yokoi, and Masaki Takamoto. Development of a calibration facility for small mass flow rates of gas and the uncertainty of a sonic venturi transfer standard. *Flow Measurement and Instrumentation*, 7:77–83, 1996.
- [67] Forman A. Williams, Kalyanasundaram Seshadri, and Robert Cattolica. *The San Diego Mechanism. Chemical-Kinetic Mechanisms for Combustion Applications*, 2016.
- [68] L. R. Cancino, M. Fikri, A.A.M. Oliveira, and C. Schulz. Ignition delay times of ethanol-containing multi-component gasoline surrogates: shock-tube experiments and detailed modeling. *Fuel*, 90:1238–1244, 2011.
- [69] Junseok Chang, Orgun Güralp, Zoran Filipi, Dennis N. Assanis, Tang-W. Kuo, Paul Najt, and Rod Rask. New heat transfer correlation for an HCCI engine derived from measurements of instantaneous surface heat flux. *SAE International*, page 18, 2004.
- [70] Edisson S. Castaño M. and Sebastián Quintana H. *Diseño e implementación de una metodología para la adquisición y análisis de datos experimentales en un banco de motores de combustión interna*. PhD thesis, Universidad de Antioquia, 2015.
- [71] Ivan D. Bedoya, Francisco Cadavid, Samveg Saxena, Robert W. Dibble, Salvador M. Aceves, and Daniel L. Flowers. A sequential chemical kinetics-CFD-chemical kinetics methodology to predict HCCI combustion and main emissions. *SAE International*, page 17, 2012.

- [72] Magnus Sjöberg and John E. Dec. An investigation of the relationship between measured intake temperature, BDC temperature, and combustion phasing for premixed and di HCCI engines. *SAE International*, page 18, 2004.
- [73] Sebastián H. Quintana, Edisson S. Castaño M., Santiago Marín, Iván D. Bedoya, and Jaime F. Zapata. Measurement and control of natural gas mass flow in a dual-fuel engine operating at partial load through sonic nozzles. *Flow Measurement and Instrumentation*, 65:187–194, 2019.
- [74] Ravindra R. Malagi. Estimation of blowby in multi-cylinder diesel engine using finite element approach. *SAE International*, page 14, 2012.
- [75] Miguel Sierra A. *Dynamic skip fire optimization for a V8 natural gas SI engine*. PhD thesis, Technische Universiteit Eindhoven - University of California Berkeley, 2014.
- [76] Eugen-G. Woschni and Johann Fieger. Experimental investigation of the heat transfer at normal and knocking combustion in spark ignition engines. *SAE International*, 43:63–37, 1982.
- [77] K. Sihling and G. Woschni. Experimental investigation of the instantaneous heat transfer in the cylinder of a high speed diesel engine. *SAE International*, page 9, 1979.
- [78] Günter F. Hohenberg. Advanced approaches for heat transfer calculations. *SAE International*, page 19, 1979.
- [79] J. A. Eng. Characterization of pressure waves in HCCI combustion. *SAE International*, page 15, 2002.
- [80] Iván D. Bedoya. *An experimental and numerical analysis of biogas combustion in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines for power generation*. PhD thesis, Universidad de Antioquia, 2012.
- [81] John E. Dec and Yi Yang. Boosted HCCI for high power without engine knock and with ultra-low NOx emissions – using conventional gasoline. *SAE International*, 3:750–767, 2010.
- [82] Jeremie Dernet, John E. Dec, and Chunsheng Ji. Investigation of the sources of combustion noise in HCCI engines. *SAE International*, 7:730–761, 2014.
- [83] Kyoungjoon Chang, Aristotelis Babajimopoulos, George A. Lavoie, Zoran S. Filipi, and Dennis N. Assanis. Analysis of load and speed transitions in an HCCI engine using 1-D cycle simulation and thermal networks. *SAE International*, page 15, 2006.
- [84] Seungmook Oh, Seokhwan Lee, Young Choi, Kern-Y. Kang, Junho Cho, and Kyoungok Cha. Combustion and emission characteristics in a direct injection LPG/gasoline spark ignition engine. *SAE International*, page 10, 2010.
- [85] M. Alam, S. Goto, K. Sugiyama, M. Kajiwara, M. Mori, M. Konno, M. Motohashi, and K. Oyama. Performance and emissions of a DI diesel engine operated with LPG and ignition improving additives. *SAE International*, page 11, 2001.