



**UNIVERSIDAD  
DE ANTIOQUIA**

**ANÁLISIS TEÓRICO Y EXPERIMENTAL DE LA  
COMBUSTIÓN DE MEZCLAS GAS NATURAL-  
HIDRÓGENO BAJO EL RÉGIMEN DE  
COMBUSTIÓN SIN LLAMA**

Autor  
**FABIAN ESNEIDER CANO ARDILA**

Universidad de Antioquia  
Facultad de Ingeniería  
Medellín, Colombia  
2019



**Análisis teórico y experimental de la combustión de mezclas gas natural-hidrógeno bajo el régimen de combustión sin llama**

**FABIAN ESNEIDER CANO ARDILA**

Trabajo de investigación como requisito para optar al título de Magíster en Ingeniería,  
énfasis en Energía

Director

ANDRÉS ADOLFO AMELL ARRIETA

Universidad de Antioquia  
Facultad de Ingeniería  
Mayo 2019



## **AGRADECIMIENTOS**

A la Universidad de Antioquia, la Facultad de Ingeniería y el Departamento de Ingeniería Mecánica porque me han dado más beneficios académicos y personales de lo que esperé.

A los compañeros y profesores del grupo de Investigación GASURE, a su coordinador y mi tutor, por la ayuda y la confianza en el desarrollo de este trabajo, su excelente calidad intelectual y humana, y por velar que este trabajo se desarrollara con éxito.

A COLCIENCIAS, por la financiación de la red nacional de investigación e innovación en combustión avanzada de uso industrial INCOMBUSTION.

A mi familia. Por su apoyo incondicional. Por su comprensión. A Dios por darme todo lo que tengo y por mis triunfos académicos durante este posgrado de Maestría en Ingeniería.

## RESUMEN

En el año 2015, Colombia se comprometió a reducir un 20% las emisiones contaminantes proyectadas para el año 2030, por lo que se hace necesario apropiarse del uso de combustibles de origen renovable e implementar tecnologías de alta eficiencia en todos los sectores de la economía como la industria, transporte, residencial y de generación de electricidad. Además, se requiere de mayor profundización en el estudio de la conversión de energía usando combustibles de bajo factor de emisión y tecnologías de combustión avanzada donde se tenga una combustión estable, alta eficiencia energética y muy bajas emisiones contaminantes.

Si bien el gas natural (GN) es un combustible fósil de bajo factor de emisión de dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), se puede mejorar su combustibilidad y reducir aún más las emisiones al mezclarse con un combustible de potencial origen renovable y nulas emisiones de  $\text{CO}_2$  como el hidrógeno ( $\text{H}_2$ ).

Por lo tanto, en este proyecto se presenta el estudio de la combustión de mezclas gas natural-hidrógeno (GN- $\text{H}_2$ ) con proporciones de  $\text{H}_2$  variando de 0% a 45% en volumen, con lo cual se comienza contribuir para superar el rezago científico y tecnológico del país en esta materia, en tanto es el primer proyecto que se realiza en Colombia, no obstante la importancia de la investigación y el desarrollo tecnológico en torno a estas mezclas que se observa en la literatura científica internacional y en las políticas energéticas de muchos países. Adicionalmente, la combustión se estudió bajo el régimen de combustión sin llama, como una tecnología de combustión flexible, utilizando un horno disponible en el laboratorio de combustión del grupo de investigación GASURE que fue operado a carga constante, potencia térmica de 28 kW y a diferentes factores de aireación. Esta tecnología es considerada como promisorio debido a que se pueden obtener ultra bajas emisiones contaminantes, perfiles de temperatura uniformes y bajas inestabilidades dinámicas.

El objetivo general del proyecto fue estudiar numéricamente y experimentalmente el comportamiento del régimen de combustión sin llama con mezclas GN- $\text{H}_2$  en condiciones sub-atmosférica, en relación con la morfología de la zona de reacción, la estabilidad del régimen y la intensidad de las inestabilidades dinámicas.

Durante la etapa experimental se realizaron mediciones de emisiones en chimenea y quimioluminiscencia espontánea de radical  $\text{CH}^*$  usando cámara ICCD para observar la zona de reacción. Así mismo se midió el perfil de temperatura en el eje central del horno usando una sonda de temperatura y se determinó la eficiencia del horno mediante diagnóstico energético del sistema. Finalmente, se implementó una metodología de medición de la inestabilidad dinámica de presión al interior del horno.

En la etapa de simulación se usó el solucionador del software FLUENT para evaluar el comportamiento del horno usando las mezclas de gases, la potencia y el factor de aireación de las pruebas reales. Los modelos fueron validados con los resultados experimentales y se encontró buena concordancia entre ellos, principalmente el campo de temperatura. Para todas las mezclas se obtuvo régimen estable de combustión sin llama y ultra bajas emisiones de NO y CO (< 12 ppm). Adicionalmente se determinó el límite de operación estable del horno basado en las emisiones de NO mediante uso de pruebas dinámicas donde se varió el factor de aireación en el tiempo. Los niveles de inestabilidad dinámica o fluctuación de presión se disminuyen con la adición de  $\text{H}_2$  y fueron menores a 35 Pa para todos los casos.

**Palabras clave:** Hidrógeno, Gas natural, Combustión sin llama, inestabilidades dinámicas.

## **ABSTRACT**

In 2015, Colombia undertook to reduce by 20% the polluting emissions projected for the year 2030, so it is necessary to appropriate the use of renewable fuels and implement high efficiency technologies in all sectors of the economy such as industry, transport, residential and electricity generation. In addition, it is necessary to deepen the study of energy conversion using low emission factor fuels and advanced combustion technologies where there are stable combustion, high energy efficiency and very low polluting emissions.

Although GN is a fossil fuel with a low carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) emission factor, it can improve its combustibility and further reduce emissions when mixed with a fuel of potential renewable origin and zero CO<sub>2</sub> emissions such as H<sub>2</sub>.

Therefore, this project presents the study of the combustion of natural gas-hydrogen (GN-H<sub>2</sub>) mixtures with proportions of H<sub>2</sub> ranging from 0% to 45% in volume, which begins to contribute to overcome the scientific and technological backwardness of the country in this matter, as it is the first project carried out in Colombia, despite the importance of research and technological development around these mixtures that is observed in the international scientific literature and in the energy policies of many countries. Additionally, the combustion was studied under the flameless combustion regime, as a flexible combustion technology, using a furnace available in the combustion laboratory of the GASURE research group that was operated at constant load, 28 kW thermal power and different aeration factors. This technology is considered promising because it can obtain ultra low pollutant emissions, uniform temperature profiles, and low dynamic instabilities.

The general objective of the project was to numerically and experimentally study the behavior of the flameless combustion regime with GN-H<sub>2</sub> mixtures in sub-atmospheric conditions, in relation to the morphology of the reaction zone, the stability of the regime and the intensity of the dynamic instabilities.

During the experimental stage, chimney emissions tests and the spontaneous chemoluminescence of CH\* were performed using ICCD camera to observe the reaction zone. Likewise, the temperature profile in the central axis of the oven was measured using a temperature probe and the efficiency of the oven was determined by means of energy diagnosis of the system. Finally, a methodology for measuring the dynamic instability of pressure inside the furnace was implemented.

In the simulation stage the FLUENT software solver was used to evaluate the behavior of the furnace using the gas mixtures, the power and the aeration factor of the real tests. The models were validated with the experimental results and a good agreement was found between them, mainly the temperature field. For all the mixtures, a stable flameless combustion regime and ultra low NO and CO emissions were obtained (<12 ppm). Additionally, the limit of stable operation of the furnace based on NO emissions was determined through the use of dynamic tests where the aeration factor was varied over time. The levels of dynamic instability or pressure fluctuations are decreased with the addition of H<sub>2</sub> and were less than 35 Pa for all cases.

**Keywords:** hydrogen, natural gas, flameless combustion, dynamic instabilities.

## TABLA DE CONTENIDO

AGRADECIMIENTOS .....	2
RESUMEN.....	3
ABSTRACT.....	4
1 INTRODUCCIÓN .....	7
2 PANTEAMIENTO DEL PROBLEMA .....	8
3 OBJETIVOS DEL PROYECTO.....	9
3.1 Objetivo general .....	9
3.2 Objetivos específicos.....	9
4 MARCO TEÓRICO Y ESTADO DEL ARTE .....	10
5 METODOLOGIA .....	17
5.1 Montaje experimental.....	17
5.2 Procedimiento experimental.....	21
5.3 Metodología Numérica.....	23
6 RESULTADOS .....	27
6.1 Emisiones de especies químicas gaseosas.....	27
6.2 Distribución de temperatura y especies al interior del horno .....	33
6.3 Comportamiento de las inestabilidades dinámicas.....	35
6.4 Eficiencia energética .....	38
7 CONCLUSIONES .....	39
BIBLIOGRAFIA.....	39

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 Horno de combustión sin llama del grupo GASURE .....	17
Figura 2 Operación del quemador en modo llama y en modo sin llama .....	18
Figura 3 Esquema del montaje experimental usado en las pruebas .....	19
Figura 4 Esquema del montaje del sensor de presión y doble sistema de refrigeración .....	19
Figura 5 Caudal de aire de combustión. ....	22
Figura 6 Geometría del dominio computacional usado.....	23
Figura 7 Detalle del mallado de la geometría simulada .....	24
Figura 8 Perfil de temperatura en la línea central del horno para las dos mallas evaluadas .....	26
Figura 9 Emisiones de especies en pruebas estáticas, n=1.17.....	27
Figura 10 Inspección visual del régimen. Cambio de modo llama a modo sin llama .....	27
Figura 11 Emisiones del horno durante pruebas dinámicas en modo sin llama.....	28
Figura 12 Emisiones del horno en pruebas dinámicas en modo llama.....	29
Figura 13 Temperatura de llama, emisiones de NO y CO .....	30
Figura 14 Factor de aireación máximo del régimen de combustión sin llama. ....	31
Figura 15 Perfil de temperaturas numérico y experimental en el eje central del horno .....	32
Figura 16 Resultados CFD .....	34
Figura 17 Quimioluminiscencia de CH* usando filtro centrado en 430 nm. ....	35
Figura 18 Presión absoluta (kPa) y fluctuación de presión (Pa) Vs tiempo .....	36
Figura 19 Presión absoluta (n=1.17) y (n=2.0) .....	37
Figura 20 Densidad espectral de potencia PSD .....	37
Figura 21 Velocidad de combustión laminar (SL) y Difusividad térmica (Dth).....	38
Figura 22 Balance de energía en el horno, 0-45% H <sub>2</sub> .....	38

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1 Resumen del estado del arte de combustión sin llama con hidrógeno .....	16
Tabla 2 Error de medición de los instrumentos usados en la experimentación.....	20
Tabla 3 Diseño de experimentos .....	21
Tabla 4 Composición del gas natural usado en experimentos.....	21
Tabla 5 Simulaciones realizadas usando FLUENT 19.0.....	23
Tabla 6 Mecanismo cinético utilizado en simulaciones numéricas.....	24

## 1 INTRODUCCIÓN

En el año 2015, Colombia se comprometió a reducir un 20% las emisiones contaminantes proyectadas para el año 2030. Aunque existen leyes implementadas para cumplir con los objetivos del COP-21, es necesario apropiarse del uso de combustibles de origen renovable, garantizar su complementariedad con combustibles fósiles como el gas natural e implementar tecnologías de alta eficiencia. Además, se requiere de mayor profundización en el estudio de la conversión de energía usando combustibles de bajo factor de emisión y tecnologías de combustión avanzada donde se tenga una combustión estable, alta eficiencia energética y muy bajas emisiones contaminantes.

Sin embargo, el paso hacia las energías renovables se dificulta al analizar la intermitencia y fluctuación de la disponibilidad de fuentes renovables según su tipo. Esto genera que la oferta energética no siempre sea igual a la demanda, lo que abre la posibilidad de usar el excedente de energía eléctrica para generar hidrógeno ( $H_2$ ) por medio de electrólisis. Por dicho motivo, se hace necesario acoplar el  $H_2$  a la infraestructura disponible como los gasoductos de gas natural (GN) y desarrollar tecnologías de combustión flexible para garantizar complementariedad de  $H_2$ +GN. [1], [2]

Por lo tanto, en este proyecto se presenta el estudio de la combustión de mezclas GN- $H_2$ . Si bien el gas natural es un combustible fósil de bajo factor de emisión de dióxido de carbono ( $CO_2$ ), se puede mejorar su combustibilidad y reducir aún más sus emisiones al mezclarse con un combustible de nulas emisiones de  $CO_2$  como el  $H_2$  y de potencial origen renovable. Adicionalmente, se desea promover el régimen de combustión sin llama, como una tecnología de combustión flexible. Esta tecnología es considerada como promisorio debido a que se pueden obtener ultra bajas emisiones contaminantes, perfiles de temperatura uniformes y bajas inestabilidades dinámicas[3].

Se ha demostrado que el contenido de hidrógeno afecta fuertemente la respuesta dinámica de los sistemas de combustión y en consecuencia la estabilidad en la operación del régimen. Sin embargo, la revisión del estado del arte muestra que no se han realizado estudios sobre cuantificación de las inestabilidades del régimen de combustión sin llama cuando se utilizan mezclas de gas natural con hidrógeno a condiciones sub-atmosféricas. En este trabajo se emplea una metodología basada en revisión bibliográfica de la literatura y selección de modelos para la simulación del fenómeno y experimentación enfocada a la determinación de la estabilidad del régimen operando con mezclas gas natural-hidrógeno.

El estudio se realizó operando el horno de combustión sin llama del grupo de investigación GASURE a una presión sub-atmosférica de 853.7 mbar quemando mezclas de gas natural e hidrógeno variando desde 0%  $H_2$  a 45%  $H_2$  a potencia de 28 kW y bajo el régimen de combustión sin llama, carga de aire de 80 CFM (por sus siglas en inglés Cubic Feet per Minute) y factores de aireación desde  $n=1.17$  hasta  $n=2.00$ .

## 2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La combustión de gas natural (GN) tiene un factor de emisión de CO<sub>2</sub> entre 20 % y 40% menor que los hidrocarburos líquidos y sólidos, respectivamente [4], [5]. Sin embargo, el gas natural puede mezclarse con hidrógeno (H<sub>2</sub>), en aras de mejorar su combustibilidad y reducir las emisiones contaminantes. Se considera que el hidrógeno es un combustible lejos de ser utilizado 100% puro en los equipos térmicos pero posee las ventajas de tener cero emisiones de CO<sub>2</sub> y el potencial de ser 100% de origen renovable si se obtiene por electrólisis del agua y la electricidad usada para este fin se genera a partir de fuentes renovables [6].

Aprovechando las bajas emisiones contaminantes que tienen las mezclas GN-H<sub>2</sub> con respecto a los combustibles fósiles[7], se pretende estudiar su combustión usando un quemador que opere en régimen de combustión sin llama, pues también tiene ventajas comparativas con respecto a los modos de combustión convencionales. Esta, por su funcionamiento inherente, es una tecnología que ofrece ultra bajas emisiones de óxidos de Nitrógeno (NO<sub>x</sub>) y monóxido de carbono (CO), con la característica de tener perfiles de temperatura muy uniformes, altas eficiencias de combustión, permitiendo intercambiabilidad y complementariedad entre combustibles gaseosos con composición química diferente, obteniendo una estable y silenciosa combustión. Por dicho motivo, parte de la comunidad académica la ha denominado como la combustión del futuro, donde las temperaturas de cámara sean considerablemente altas[3].

A pesar de que a nivel internacional ya se han realizado estudios numéricos y experimentales de combustión sin llama operando con mezclas GN-H<sub>2</sub> o CH<sub>4</sub>-H<sub>2</sub>[8], [9], la caracterización del régimen se ha realizado sólo teniendo en cuenta parámetros característicos de la combustión sin llama como son la uniformidad en la temperatura dentro de la cámara de combustión, las emisiones de NO<sub>x</sub>, CO y la no presencia de llama, en condiciones de presión atmosférica estándar o alta presión, pero no en condiciones sub-atmosféricas (presiones en la zona de reacción menores de 1013 mbar).

Ahora bien, en algunos sistemas de combustión se ha demostrado que al aumentar el contenido de H<sub>2</sub> en el combustible se afecta la respuesta dinámica de la cámara de combustión [10], ya que se modifica la tasa de liberación de calor, afectando la zona de reacción y modificando los niveles de inestabilidad dinámica; este efecto es más pronunciado al operar en mezclas pobres. Sin embargo, no existen estudios a nivel nacional ni internacional a cerca de la magnitud de las inestabilidades dinámicas que se presentan al interior de la cámara de combustión operando en el régimen de combustión sin llama con hidrógeno. Las inestabilidades dinámicas afectan fuertemente la estabilidad y mueven el rango de operación del sistema cuando operan usando GN- H<sub>2</sub>.

El estudio se realizó desde el punto de vista numérico y experimental usando el conocimiento e infraestructura previa que el grupo de investigación GASURE tiene relacionados a combustión de mezclas de combustibles gaseosos y equipos que operan en régimen de combustión sin llama. Por dicho motivo se plantearon las siguientes preguntas de investigación.

- ¿Cómo varían los parámetros fluido-dinámicos, aerodinámicos, térmicos y cinético-químicos ante variaciones de la composición química de la mezcla GN+H<sub>2</sub> y cuáles son los impactos de estas variaciones sobre la morfología de la zona de reacción, la estabilidad del régimen de combustión sin llama, eficiencia térmica y las emisiones de NO<sub>x</sub> y CO?
- ¿Cuál es el efecto de la composición química de las mezclas gas natural-hidrógeno sobre las inestabilidades dinámicas involucradas en el régimen de combustión sin llama operando con exceso de aire?

### **3 OBJETIVOS DEL PROYECTO**

#### **3.1 Objetivo general**

Estudiar teórica y experimentalmente el comportamiento del régimen de combustión sin llama con mezclas gas natural-hidrógeno en condiciones sub-atmosférica, en relación con la morfología de la zona de reacción, la estabilidad del régimen y la intensidad de las inestabilidades dinámicas

#### **3.2 Objetivos específicos**

- Analizar teórica y numéricamente (cuando sea necesario) los parámetros fluido-dinámicos, aerodinámicos, térmicos y cinético-químicos ante variaciones de la composición química de la mezcla GN+H<sub>2</sub> y cuáles son los impactos de estas variaciones sobre la morfología de la zona de reacción, la estabilidad del régimen de combustión sin llama, eficiencia térmica, las emisiones de NO<sub>x</sub> y CO.
- Analizar experimentalmente el comportamiento del régimen de combustión sin llama para la mezcla GN+H<sub>2</sub> y en condiciones sub-atmosféricas, en relación con la morfología de la zona de reacción, la estabilidad del régimen, las fluctuaciones dinámicas presión (inestabilidades dinámicas) y las emisiones de NO<sub>x</sub> y CO.

#### 4 MARCO TEÓRICO Y ESTADO DEL ARTE

La combustión sin llama, conocida también como *Flameless Combustion*, *Moderate or Intense Low Oxygen Dilution (MILD)*, *Flameless Oxidation (FLOX)*, *high-temperature air combustion (HITAC)* y *normal temperature flameless combustion (NTAFC)*[11], [12] es considerada por algunos autores de la comunidad científica de combustión como el tipo de combustión más prometedor del siglo XXI[3]. Esto, debido a que operando bajo el régimen de combustión sin llama se pueden obtener muy bajas emisiones de monóxido de carbono (CO) y óxidos de nitrógeno (NOx), perfiles de temperatura uniformes, flexibilidad respecto al uso de combustibles con diferente composición química, alta eficiencia de combustión y excelente estabilidad de la combustión al compararse con los modos de combustión con llama convencionales[3], [13]–[15].

A este tipo de combustión se le denomina ‘sin llama’ debido a que no existe un frente de llama definido sobre el cual se dan las reacciones químicas de combustión sino que, por el contrario, la combustión se da más uniformemente en el volumen de la cámara de combustión sin generar el efecto lumínico de las llamas convencionales[13]. Este fenómeno tiene lugar porque al operar en régimen de combustión sin llama el flujo de aire y combustible son inyectados al interior de la cámara de combustión a una velocidad considerablemente alta, generando impulsos altos sobre el sistema, lo que hace que existan dos aspectos primordiales y simultáneos: primero, el mezclado de aire y combustible con los gases de combustión que ya se han generado previamente en todo el volumen de la cámara de combustión y segundo, la generación de una zona de recirculación de gases al interior de la cámara de combustión[3]. La otra condición determinante y que debe actuar simultáneamente con la anteriormente descrita, para obtener en régimen en condiciones estables, es que la temperatura en la zona de reacción y/o paredes de la cámara de combustión deben permanecer a una temperatura igual o mayor a la temperatura de autoignición del combustible usado.

Como el aire y el combustible se encuentran mezclados con gases de combustión previamente generados se obtiene un precalentamiento de los reactivos debido a que los gases de combustión se encuentran a alta temperatura y, si esta temperatura de precalentamiento es mayor a la temperatura de autoignición del combustible, se producirán las reacciones de combustión por autoencendido de la mezcla [11], [16]. Adicionalmente existe una zona de recirculación caracterizada por el factor de recirculación (Kv) de gases, el cual causa que los reactivos se encuentren distribuidos en todo el volumen de la cámara de combustión[17], de esta manera las reacciones ocurren simultáneamente en la mayor parte del volumen de la cámara de combustión generando una liberación de calor distribuida y por lo tanto un perfil de temperaturas uniforme, haciendo más atractiva esta tecnología en algunas aplicaciones industriales al compararse con las llamas convencionales en donde existen altos gradientes de temperaturas[18], [19].

Conocer dicho factor de recirculación es importante en el análisis teórico de la combustión sin llama ya que si se tienen valores muy pequeños pueden aparecer llamas convencionales generando picos de temperatura, mientras que valores muy altos generan un régimen de combustión sin llama inestable, donde la producción de CO se aumenta por las bajas concentraciones de oxígeno, dando lugar a una disminución en la tasa de reacción y por lo tanto a una disminución en la conversión a CO<sub>2</sub>[13]. Para obtener combustión sin llama usando metano, Effuggi et al [20] determinaron que este valor puede variar de 4 a 10, pero no debe generalizarse a todos los combustibles y geometrías.

Por otro lado, al tener mezcla tripartita de aire, combustible y productos de combustión se obtiene una atmósfera con baja concentración de oxígeno, típicamente entre 3% y 8% de O<sub>2</sub>, lo que ralentiza las tasas de reacción y a su vez produce temperaturas de llama menores en comparación con las altas temperaturas de las llamas convencionales. Esto compone otro beneficio del régimen de combustión sin llama, pues para temperaturas de llama menores se tendrán menores emisiones contaminantes y perjudiciales para la salud humana como lo son los óxidos de nitrógeno NO y NO<sub>2</sub>[18], [21], [22].

La fenomenología involucrada en la combustión sin llama se ha estudiado ampliamente, entre otros, usando combustibles gaseosos como el gas natural, un combustible de origen fósil. El gas natural es una mezcla de hidrocarburos gaseosos cuyo principal componente es el metano aunque también puede incluir etano, propano, butano y pentano. Sin embargo, la composición del gas natural puede variar ampliamente [4].

Hoy en día, el gas natural es un combustible vital para la economía mundial, siendo uno de los combustibles fósiles más limpio, seguro y útil, como lo demuestra su amplio uso en el sector industrial, comercial y residencial e incluso en el sector automotriz. El gas natural puede mezclarse con otros combustibles más reactivos en aras de mejorar su combustibilidad. De hecho, dado que aun el mundo se encuentra lejos de una economía del hidrógeno, en la que los sistemas térmicos sólo funcionen con dicho combustible en su totalidad[6], se han realizado estudios a nivel internacional de velocidad de combustión de mezclas de hidrógeno con gas natural o metano, principal componente del gas natural [23], [24].

Lo anteriormente dicho es impulsado principalmente por la gran necesidad que hay de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero como el CO<sub>2</sub>, ya que la combustión de hidrógeno puro emite vapor de agua H<sub>2</sub>O, que puede ser condensado posteriormente y recuperar el calor latente[4].

La reducción de emisiones de CO<sub>2</sub> puede lograrse con el uso de energías renovables. Sin embargo, el paso hacia las energías renovables se dificulta al analizar la intermitencia y fluctuación de la disponibilidad de fuentes renovables según su tipo. Esto genera que la oferta no siempre sea igual a la demanda y su integración a la red de distribución sea compleja [25]. Por lo que se puede usar el excedente de energía eléctrica para generar hidrógeno (H<sub>2</sub>) por medio de electrólisis y luego ser almacenado [26]. Así, el hidrógeno sería un gas 100% renovable. Dicho lo anterior, se hace necesario acoplar el H<sub>2</sub> a la infraestructura disponible como los gasoductos de GN y desarrollar tecnologías de combustión flexible para garantizar complementariedad de GN+H<sub>2</sub>.

Colombia no es ajena a esta problemática, considerando que en el año 2015 se ha comprometido con una reducción del 20% en sus emisiones proyectadas para el año 2030 a través del tratado del COP21 en París [27], por lo que el estudio de la combustión de mezclas de combustibles fósiles de bajo índice de emisión de CO<sub>2</sub> como el gas natural con gases renovables como el hidrógeno puro o el gas de síntesis obtenido de la biomasa, deben obtener especial atención.

El grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía (GASURE) ha realizado estudio fundamental de la combustión de mezclas hidrógeno, syngas con aire y syngas-gas natural con aire [28]–[33], donde se ha cuantificado que la adición de hidrógeno mejora la combustibilidad del gas natural, aumentando su velocidad de combustión laminar (SL). (SL es la velocidad con que se propaga el frente de llama desde los gases quemados hasta los gases inquemados en una llama premezclada, plana y en régimen laminar)[16] y es un parámetro importante en el estudio de la combustión porque sirve para diseñar equipos térmicos dentro del rango de estabilidad estática de combustión, sin que ocurra fenómeno de desprendimiento de llama o de retro-llama, además, sirve para validar mecanismos cinéticos de combustión[28].

Al obtener un incremento en la velocidad de combustión laminar del gas natural por la adición de hidrógeno, un gas mucho más reactivo que el metano, se reduce entonces la tendencia al desprendimiento de la llama o ‘Blow-off’, lo cual es primordial para los equipos de combustión que operan en el rango pobre, es decir, con factores de aireación mayores a uno[23]. La combustión de mezclas pobres ofrecen temperaturas de llama menores y por lo tanto se reducen las emisiones de óxidos de nitrógeno, hecho que también aplica para la combustión sin llama,

que opera con mezclas pobres[11], [34]. Sin embargo, para mezclas ultra-pobres, el gran exceso de aire diluye las reacciones y limita la temperatura de las mismas, llevándolas cerca de los límites de estabilidad.

En 2013, Veríssimo et al. [35], evaluaron cómo la velocidad de entrada del aire de combustión afecta el régimen de combustión sin llama usando  $\text{CH}_4$  a una potencia de 10 kW en una cámara de combustión de cuarzo cilíndrica. Encontraron que para factores de aireación mayor a 1.5 no se puede obtener el régimen de combustión sin llama. Además, resaltaron la importancia de la velocidad de entrada del oxidante, ya que influye en la recirculación de productos de combustión disminuyendo la concentración de oxígeno antes de que se encuentre con el combustible.

Posteriormente en 2013, Sánchez et al. [36], evaluaron el desempeño de un horno de combustión sin llama operando con gas natural y aire enriquecido con oxígeno entre 21% y 35%  $\text{O}_2$ . La característica principal de este horno es que existía regeneración de calor. Para todos los casos se pudo obtener el régimen de combustión sin llama, con un perfil de temperaturas uniforme y emisiones de  $\text{NO}_x$  por debajo de 5 ppm. Adicionalmente, la eficiencia global del horno aumentó 5% para un enriquecimiento del 30%  $\text{O}_2$ .

Las condiciones fluido-dinámicas, cinético-químicas y térmicas involucradas en la combustión sin llama también han sido estudiadas usando mezclas de gas natural-hidrógeno o metano-hidrógeno. En 2007, Derudi et al. [37], caracterizaron el rango de estabilidad del régimen de combustión sin llama en función del factor de recirculación al operar el sistema con una mezcla 70% $\text{CH}_4$  30% $\text{H}_2$  y una mezcla 40% $\text{CH}_4$  60% $\text{H}_2$  y encontraron la existencia de una zona donde no se puede asegurar el régimen de combustión sin llama y otra zona donde se obtiene el régimen de combustión sin llama puro.

En 2008, Parente et al. [38], analizaron numéricamente y experimentalmente el efecto del modelo de combustión y el mecanismo cinético en la combustión sin llama usando un quemador industrial que opera con metano y con una mezcla 80% $\text{CH}_4$  20% $\text{H}_2$ , encontrando una buena predicción entre las emisiones de  $\text{NO}$  medidas y las calculadas usando FLUENT siempre y cuando se use el modelo de interacción química-turbulencia 'Eddy Dissipation Concept' EDC [39] con un mecanismo cinético como el DRM-19 o el GRI-3.0 [40].

En 2009, Galletti et al. [41], también corroboraron la importancia del mecanismo cinético detallado en un estudio numérico y experimental realizado con una mezcla 40% $\text{CH}_4$  60% $\text{H}_2$ . La obtención de un perfil de temperaturas uniforme los llevó a concluir que el aumento del factor de recirculación determina el paso del modo llama al modo sin llama, lo cual se corroboró experimentalmente y numéricamente mediante la obtención de un perfil de temperaturas uniforme.

En 2009, Mollica et al. [9], obtuvieron una buena predicción del perfil de temperaturas y de las emisiones de  $\text{NO}$  en función del factor de recirculación usando el modelo EDC y el modelo de turbulencia k-épsilon en el mismo montaje de Derudi et al. Esta vez la simulación y experimentación fue realizada con 100% $\text{H}_2$ .

En 2010, Yu et al. [42], simularon y evaluaron la combustión de mezclas hidrógeno-metano en régimen de combustión sin llama con contenidos de hidrógeno entre 40% y 100%. Para las simulaciones utilizaron un modelo de redes de reactores perfectamente mezclados y lo resolvieron utilizando CHEMKIN en donde se varió el factor de recirculación obteniéndose un buen ajuste entre los datos experimentales y numéricos de emisiones de  $\text{NO}_x$ , las cuales fueron menores a 15 ppm para todas las mezclas de metano e hidrógeno.

En 2012, Ayoub et al. [8], evaluaron mezclas metano-hidrógeno con contenidos de hidrógeno de 0% a 100% con y sin precalentamiento de aire de combustión. El régimen de combustión sin

llama se obtuvo para todas las mezclas. Las emisiones contaminantes fueron bajas tanto para condiciones de precalentamiento del aire como para temperaturas ambiente. En este trabajo, los autores utilizaron una cámara ICCD y filtros OH\* para determinar el comienzo de la zona de reacción, la cual se acercaba más a la zona de descarga con el aumento en el porcentaje de hidrógeno, sin embargo, se evidenciaron incrementos en la generación de NOx. Cuando el aire de combustión fue ingresado a temperatura ambiente con un exceso de aire de 11% la combustión se desestabilizó y las emisiones de CO se incrementaron, para evitar esto, el exceso de aire debió ser incrementado hasta un 14%.

Los estudios más recientes de combustión sin llama con hidrógeno que han sido encontrados en la literatura hacen referencia al trabajo de Bazooyar et al. 2019, con el diseño de un combustor para una microturbina que opera con 100% H<sub>2</sub>. Para el estudio utilizaron 'Computational Fluid Dynamics' CFD y se realizó una optimización del modelo obteniendo un diseño adecuado para operar con dicho combustible de manera estable el régimen de combustión sin llama [43].

Por otro lado, en 2018, A. Chinnici et al[44], evaluaron experimentalmente y numéricamente el desempeño de un sistema de combustión solar HSRC por sus siglas en inglés '*Hybrid Solar Receiver Combustor*' donde se utilizó hidrógeno y radiación solar concentrada en el combustor, el cual operó bajo el régimen de combustión sin llama. Encontraron que la adición de H<sub>2</sub> (0-100% H<sub>2</sub> en volumen) incrementaba el calor extraído por el intercambiador de calor al interior del combustor, mientras que el consumo de combustible se disminuye debido a que el H<sub>2</sub> tiene una mayor tasa de transferencia de calor por radiación que el GN y el Gas Licuado de Petróleo GLP bajo condiciones de combustión sin llama. Adicionalmente se demostró que la adición de H<sub>2</sub> incrementa los límites de estabilidad del sistema en cuanto a absorción de calor.

De acuerdo con los anteriores estudios, la adición de hidrógeno permite trabajar con mezclas más pobres en el régimen de combustión sin llama, manteniendo ultra bajas emisiones contaminantes de NOx y CO y sin que ocurran problemas de estabilidad en la combustión. La estabilidad hace referencia a que la combustión se auto-sostenga ante cambios de composición química de combustible, dosado, potencia, carga y sin afectar su desempeño, sin grandes fluctuaciones en las especies químicas, la temperatura y en la velocidad. Las inestabilidades en la combustión pueden ser de tipo estáticas y dinámicas.

Las inestabilidades estáticas pueden definirse para combustión desde el punto de vista del desprendimiento de llama y de la retro-llama[45]. La retro-llama ocurre en quemadores de premezcla cuando la llama se propaga a través del ducto del quemador si la velocidad de combustión sobrepasa la velocidad del flujo de gases frescos, mientras que el desprendimiento de llama ocurre tanto en llamas de premezcla como en llamas no premezcladas, cuando la llama no está pegada al puerto del quemador debido a que la velocidad el flujo de gases frescos es mayor que la velocidad de combustión, éstos fenómenos son indeseados en la operación de cualquier equipo de combustión[45]. Sin embargo, en combustión sin llama no premezclada no se tiene un frente de llama determinado, entonces la utilización de estos conceptos no tiene mucho sentido, a pesar de que la zona de reacción sí se desplaza axialmente en función de la composición del combustible y del factor de aireación[8]. Por lo que un concepto más apropiado sería el de inestabilidades dinámicas.

Las inestabilidades dinámicas de combustión se caracterizan por fluctuaciones de gran amplitud en la cámara de combustión[46]. Si bien, la interacción de las fluctuaciones de la tasa de liberación de calor, presión, velocidad o concentración de combustible da lugar a una inestabilidad, ésta depende más que todo de la fase entre las fluctuaciones de la tasa de liberación de calor y la presión en la fuente de calor[47]. Esto se conoce gracias a los estudios de Rayleigh en el año 1878[48], [49].

Las fluctuaciones en la velocidad y/o variables de estado termodinámico inducen una fluctuación en la tasa de liberación de calor, la fluctuación de la liberación de calor excita las oscilaciones acústicas, y las oscilaciones acústicas generan las fluctuaciones en la velocidad y

y/o variables de estado termodinámico, cerrando así el bucle de realimentación[46]. Dependiendo de las magnitudes relativas de la energía agregada y eliminada de las oscilaciones acústicas, la amplitud de las oscilaciones puede disminuir, permanecer constante o crecer durante cada ciclo de este bucle que resultan en desprendimientos de llama, retro llama o en algunos casos fatiga de los componentes del sistema.

El nivel de inestabilidad dinámica puede cuantificarse con la fluctuación de presión medida al interior de la cámara de combustión donde se localiza la fuente de calor. Allí se generan ondas de presión que se desplazan, se reflejan en el interior del quemador y finalmente se disipan a través de las fronteras del horno. El origen de las fluctuaciones se debe a cambios en la tasa de liberación de calor en el frente de la llama. Ésta, depende principalmente de la composición química del combustible, el dosado, la tasa de reacción, la temperatura de los gases frescos, la presión, la intensidad de turbulencia, velocidades medias, longitud del quemador, diámetro del quemador y temperaturas de pared [50]. Además, se ha identificado que el contenido de  $H_2$  es una variable muy importante que afecta el sistema, ya que cambia fuertemente la respuesta dinámica en la cámara de combustión a causa del cambio en la tasa de liberación de calor [10], muy posiblemente explicado este fenómeno por la alta difusividad molecular del hidrógeno.

El cambio en la tasa de liberación de calor modifica localmente la densidad y velocidad del fluido, lo que a su vez modifica la presión local generando gradientes de presión que viajan, se reflejan y se disipan a lo largo del volumen de la cámara de combustión. La modelación de este fenómeno se realiza usando las ecuaciones de ondas de presión, teniendo en cuenta el origen térmico y las condiciones aerodinámicas del fluido[50].

Las inestabilidades dinámicas se pueden presentar en llamas premezcladas y no premezcladas y su espectro de frecuencias depende fuertemente de la geometría del quemador y de la composición química del combustible [51]. En 2015, Taamallah et al.[51], mostraron que la adición de  $H_2$  al metano desplaza las inestabilidades características para rangos de dosados más pobres. Este trabajo fue realizado para un quemador de premezcla pobre y para una llama estabilizada con torbellino 'swirl'. De esta forma, también se puede caracterizar el régimen de combustión en el que se esté operando el sistema en función de la intensidad de las inestabilidades dinámicas. Esto representa una alternativa viable en el análisis de la combustión sin llama, por su practicidad en el uso de instrumentos como los sensores piezo-resistivos de baja presión. Usualmente, para caracterizar cuándo existe o no combustión sin llama se emplea el criterio de uniformidad térmica al interior de la cámara de combustión, se deben corroborar bajas emisiones de CO y NOx, que son representativos de la combustión sin llama y además los accesos ópticos deben evidenciar ausencia del efecto lumínico que se obtiene en el modo llama [52].

Entre el 2012 y el 2015, Reddy et al. [53]–[56], realizaron diferentes estudios numéricos y experimentales sobre combustión sin llama usando combustibles líquidos como el queroseno en un quemador tipo 'swirl'. En sus estudios utilizaron cámaras de combustión en dos etapas, variaron el ángulo de divergencia de la cámara de combustión y el área del puerto de salida para optimizar la recirculación de gases de combustión, y reportaron que el nivel de sonido acústico, producido a partir de las inestabilidades dinámicas al interior de la cámara de combustión, se reduce entre 6 dB y 9 dB en el modo de combustión sin llama comparado con el régimen de combustión convencional. Sin embargo, dichas mediciones no se realizaron al interior de la cámara de combustión sino por fuera.

En el año 2010, Cui et al. [57] caracterizaron el espectro de fluctuaciones de presión en una cámara de combustión operando en modo sin llama. Como combustible utilizaron metano puro y metano diluido con nitrógeno. Para el análisis utilizaron la Densidad Espectral de Potencia (PSD) y encontraron que la dilución con  $N_2$  disminuye la estabilidad del régimen. Identificaron que al variar la composición química del combustible se alcanza una intensidad de combustión diferente, lo cual se refleja en cambios en la aerodinámica del sistema y aumentos en las

inestabilidades capturadas por el sensor de presión. Cuando la dilución de  $N_2$  aumentó, la cámara de combustión de cuarzo se rompió debido a que las inestabilidades dinámicas no fueron disipadas por la estructura. Para obtener la señal de presión utilizaron un sensor de presión dinámica Kulite XCS-190(M)-15D con una frecuencia de muestreo de 4000 Hz.

En el mismo año, Xuan et al. [58], también utilizaron un análisis espectral para determinar la estabilidad del régimen de combustión sin llama en una cámara de combustión a presión atmosférica de 1 atm. En los experimentos utilizaron syngas donde el porcentaje de  $H_2$  varió entre 21 % y 38.5 % y el CO varió entre 53 % y 38.5 %, además utilizaron una llama piloto para evaluar sus efectos en la estabilidad del régimen. Reportaron que a mayores concentraciones de  $H_2$  fue más difícil obtener el régimen de combustión sin llama y aunque se puede operar en mezclas más pobres se obtienen bajos valores de  $NO_x$  pero se incrementan las emisiones de CO. Adicionalmente, la llama piloto generó mayores inestabilidades dinámicas en el sistema, aumentando los  $NO_x$  aunque se reducen las emisiones de CO. Para obtener la señal de presión utilizaron un sensor de presión dinámica Kulite XCS-190(M)-15D.

Finalmente, puesto que el presente estudio se realizará en condiciones sub-atmosféricas, debe hacerse claridad a que las disminuciones en la presión disminuyen los flujos máxicos del oxidante que pueden ser ingresados al sistema y en consecuencia afecta los impulsos, causando cambios en la aerodinámica del sistema desde el punto de vista del factor de recirculación. Por consiguiente se debe tener en cuenta las condiciones de presión del sitio. No obstante, la cinética química también se afecta por la disminución en la presión atmosférica[45]. Para ejemplificar lo anterior se tiene que la energía mínima de ignición del combustible se aumenta con la disminución en la presión, así como también se incrementa la velocidad de deflagración laminar en proporciones que varían con las condiciones del flujo, si es laminar o no, premezclado o no, condiciones atmosféricas de presión y temperatura [45]. Por otro lado, la disminución en la presión aumenta la difusión molecular (D), disminuyendo el número de Lewis ( $Le=D_{th}/D$ ), generando mayor tendencia a las inestabilidades intrínsecas del tipo termo-difusivo. Si bien, la energía mínima de ignición y la velocidad de deflagración laminar (SL) son parámetros característicos de una llama de premezcla, ellos pudieran ser utilizados para examinar un régimen de combustión sin llama, si se considera que el aire, el combustible y los productos de combustión recirculados forman en cada coordenada espacio-temporal una llama de premezcla.

En el ejercicio de revisión de la literatura y estado del arte no se hallaron trabajos que caractericen el régimen de combustión sin llama mediante el uso de las fluctuaciones dinámicas de presión al interior de la cámara de combustión cuando se queman mezclas de gas natural e hidrógeno. Se ha demostrado que la adición de hidrógeno induce a cambios en la respuesta dinámica que afectan la eficiencia de combustión, estabilidad del régimen y cambia la región de operación hacia mezclas más pobres.

Considerando lo anterior, en el presente trabajo de investigación, se pretende estudiar el fenómeno mencionado en el régimen de combustión sin llama y hacer un aporte al estado del arte de la combustión. Para el alcance de este propósito es necesario contar con el apoyo y conocimientos previos del grupo de investigación GASURE referentes a la combustión de mezclas de combustibles gaseosos con contenido de hidrógeno y en la tecnología de combustión sin llama, contribuyendo al país y al mundo en el área de la combustión y en la utilización de fuentes de energía de origen renovable.

En la Tabla 1 se resumen las diferentes investigaciones realizadas sobre combustión sin llama con hidrógeno realizadas hasta el momento

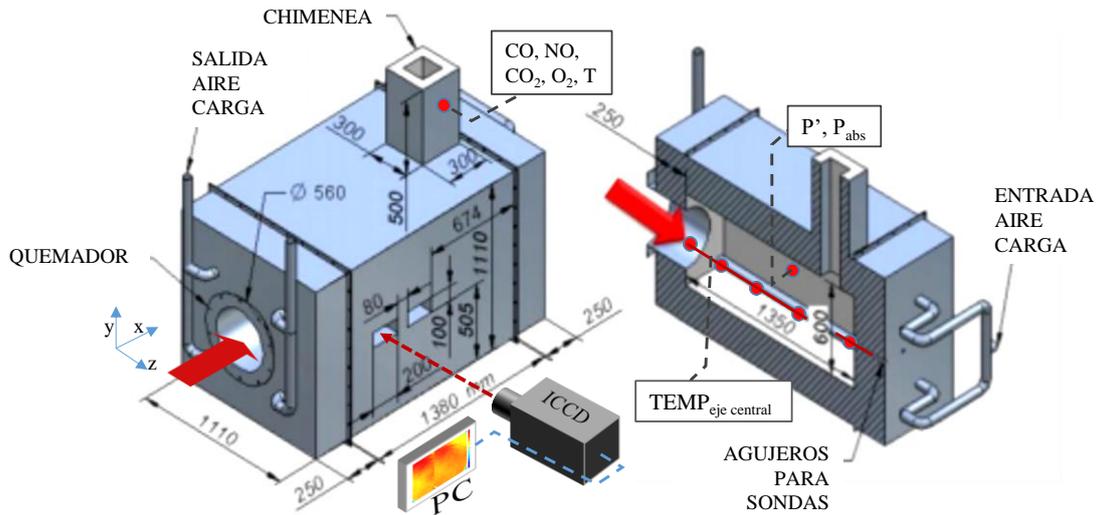
**Tabla 1** Resumen del estado del arte de combustión sin llama con hidrógeno y mediciones acústicas

<b>Autor (año)</b>	<b>Tipo</b>	<b>Combustible</b>	<b>%H<sub>2</sub></b>	<b>Potencia (kW)</b>	<b>P<sub>abs</sub> (bar)</b>	<b>Medición de Acústica</b>	<b>Temperatura (K) precalentamiento</b>
Veríssimo et al (2013) [35]	Experimental, Numérico. Sin llama	CH <sub>4</sub>	0	10	1.003	NO	673
Sánchez et al (2013) [36]	Experimental, Numérico. Sin llama	GN	0	20	0.850	NO	873
Derudi et al (2007)[37]	Experimental, Sin llama	CH <sub>4</sub> +H <sub>2</sub>	30, 60	-	0.997	NO	1173-1573
Parente et al (2008) [38]	Experimental, Numérico. Sin llama	CH <sub>4</sub> +H <sub>2</sub>	20	13	0.998	NO	1003
Galletti et al (2009) [41]	Experimental, Numérico. Sin llama	CH <sub>4</sub> +H <sub>2</sub>	60	0.3	1.008	NO	1223-1312
Mollica et al (2009) [9]	Numérico. Sin llama	H <sub>2</sub>	100	-	1.008	NO	1223-1273
Yu et al (2010) [42]	Numérico. Sin llama	CH <sub>4</sub> +H <sub>2</sub>	20-100	4	1.010	NO	1273
Ayoub et al (2012) [8]	Experimental, Sin llama	CH <sub>4</sub> +H <sub>2</sub>	0-100	20	1.009	NO	298-858
Bazooyar et al. (2019)[43]	Numérico, Sin llama	H <sub>2</sub>	100	10	2.700	NO	298
Chinnici et al. (2018)[44]	Experimental, Numérico. Sin llama	GLP, GN, H <sub>2</sub>	0-100	12	1.000	NO	298
Taamallah et al (2015) [51]	Experimental, Convencional	CH <sub>4</sub> +H <sub>2</sub>	0-20	-	1.013	SI	-
Reddy et al. (2012-2015) [53]-[56]	Experimental, Numérico. Sin llama	Queroseno	0	20-85	1.009	SI	300-700
Cui et al (2010) [57]	Experimental, Numérico. Sin llama	CH <sub>4</sub> +N <sub>2</sub>	0	20-36	2.500	SI	530
Xuan et al (2010) [58]	Experimental, Numérico. Sin llama	Syngas	21-39	20.-36	1.013	SI	600
<b>El presente trabajo</b>	<b>Experimental, Numérico. Sin llama</b>	<b>GN+H<sub>2</sub></b>	<b>0-45</b>	<b>28</b>	<b>0.850</b>	<b>SI</b>	<b>306</b>

## 5 METODOLOGIA

### 5.1 Montaje experimental

La fase de experimentación se realizó en el laboratorio de combustión del grupo de investigación GASURE ubicado a una presión sub-atmosférica de 853.7 mbar. La unidad experimental fue el horno de combustión sin llama presentado en la Figura 1, cuyo quemador cuenta con patente de invención por su innovador sistema de regeneración de calor cuando se opera en modo sin llama.



**Figura 1** Horno de combustión sin llama del grupo GASURE, laboratorio de Combustión.

El horno está dotado de las siguientes facilidades:

- Dos accesos ópticos de cuarzo, llamados también ventanas: V1 y V2, para inspección visual de la morfología de llama y acceder a ella usando cámaras, tipo ICCD que permiten capturar quimioluminiscencia instantánea de radicales OH\* o CH\*.
- Ubicación axial del quemador patentado por su novedoso sistema autorregenerativo.
- Chimenea de evacuación de gases de combustión con facilidad de inspección de especies químicas y temperatura de gases de combustión a la salida.
- Cámara de combustión con sección cuadrada de  $60 \pm 1$  cm de lado y profundidad de  $135 \pm 1$  cm.
- Sistema de intercambio de calor en contraflujo por donde se suministra el aire de carga, permitiendo medir eficiencias térmicas y evitar excesivas dilataciones térmicas de la estructura del horno.
- Estructura del horno en acero inoxidable, pintado de negro opaco para poder facilitar la realización de análisis termo-gráfico en las superficies evitando reflexiones.
- Agujeros roscados para introducción de sensor de presión y cuantificar inestabilidad de presión al interior del horno. A su vez, estos accesos permiten la introducción de sondas para medición de temperatura a lo largo de la línea central del horno como se ve en la sección longitudinal del horno de la Figura 1.
- Aislante de 25 cm de espesor en todo el horno construido con manta cerámica de alta tecnología.
- Sistema de auxiliares dotado de sistema de control del horno, válvulas solenoide, medidores de flujo volumétrico y mangueras.

El sistema de regeneración opera por ciclos intermitentes de 30 segundos. Al finalizar cada ciclo, dos inyectores de aire de combustión y dos eyectores de gas de combustión se intercalan

entre sí para precalentar el aire de combustión con la energía térmica de los gases de combustión almacenada en el ciclo previo en un regenerador de calor. A pesar de que este método permite la obtención de altas eficiencias térmicas en el horno, para este proyecto no se usó la regeneración de calor puesto que impide la implementación de una técnica de medición de presión al interior del horno. La regeneración de calor modifica el campo de flujo al interior del horno cada 30 segundos imposibilitando la medición de presión que se realizó por 180 segundos. Ahora bien, se operó el quemador usando inyección de aire y combustible fija en el plano horizontal del horno, sin ciclado ni eyección de gases de combustión.

Los experimentos se realizaron operando el quemador del horno en dos configuraciones diferentes: modo llama y modo sin llama como se muestra en la Figura 2.



**Figura 2** Operación del quemador en modo llama y en modo sin llama

La configuración del denominado modo llama consiste en descargar el combustible de manera radial por 10 diferentes agujeros y el aire de combustión se descarga usando un co-flujo axial que arrastra y mezcla con el combustible en un 'quarl' cerámico divergente. Esta configuración genera una llama convencional al interior del horno pero con bajo impulso.

La configuración para lograr el desarrollo del régimen de combustión sin llama, consiste en descargar el combustible por un único inyector de 3.2 mm centrado en la cara del quemador y de la sección transversal del horno mientras que la sección del aire de combustión se reduce a dos inyectores de un diámetro de 16 mm y separados a una distancia de 240 mm. Esta configuración genera grandes impulsos en los dos flujos y una alta recirculación de gases al interior del horno.

La medición directa de las variables del experimento fue básicamente:

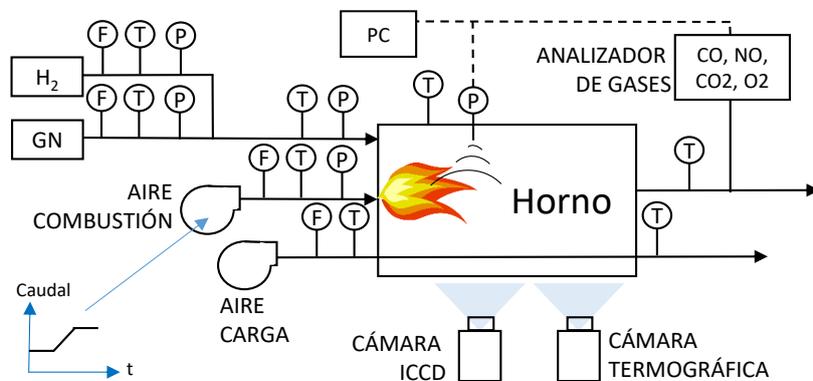
- Medición de temperatura (T)
  - Temperatura en el eje axial del horno
  - Temperaturas de pared exterior
  - Temperaturas en chimenea de gases
- Medición de flujo (F)
  - Flujo volumétricos de combustible, aire de combustión y de carga
- Medición de presión y fluctuación de presión (P)
- Emisión espontanea de CH\*
- Medición en chimenea de emisiones de NOx, CO, CO2, O2

Un esquema del montaje experimental con la instrumentación usada se muestra en la Figura 3. El suministro de hidrógeno se realizó usando cilindros recargados y el gas natural directamente de la red de gas natural del laboratorio cuya composición química se muestra en la Tabla 4. Luego de regular la presión en la fuente de suministro, se midió la presión usando manómetros, temperatura empleando termómetros y caudal de combustible utilizando rotámetros calibrados para cada gas cuya precisión se presenta en la Tabla 2. Posteriormente se mezclan las dos

corrientes de combustible y se mide temperatura y presión de suministro antes de ingresar al quemador. La temperatura de ingreso de la mezcla de gas fue de  $301 \pm 2$  K.

El aire de combustión se suministró usando un ventilador dotado de un variador de velocidad que permitió realizar dos tipos de pruebas: estáticas y dinámicas. Las pruebas estáticas consisten en fijar un caudal que representa un factor de aireación fijo de aproximadamente  $n=1.17$ , mientras que las pruebas dinámicas consistieron en variar el caudal de aire de combustión, y por lo tanto el factor de aireación, en forma de rampa como se muestra en la Figura 3. Este caudal se midió usando un medidor de placa orificio, así como también se corroboró con las emisiones de oxígeno en la chimenea del horno. La temperatura de ingreso del aire de combustión fue de  $306 \pm 2$  K.

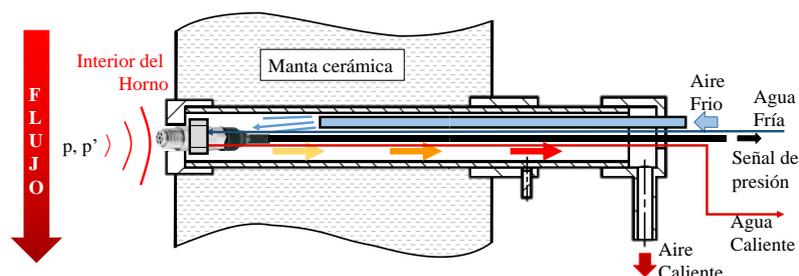
El aire de carga se suministró usando un ventilador que entrega flujo constante de aire. Dicho flujo fue medido con un medidor SIERRA con precisión de  $0.02 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ , la temperatura del aire al ingreso se obtuvo a través de 4 termopares tipo K e igualmente a la salida se midieron 4 temperaturas con termopares tipo K. La temperatura de ingreso del aire de carga fue de  $305 \pm 2$  K.



**Figura 3** Esquema del montaje experimental usado en las pruebas. P: Presión, T: Temperatura, F: Flujo

La temperatura de pared al interior del horno también se midió usando 5 termopares tipo K en la cara superior de la cámara de combustión del horno, con el fin de usarla de condición de frontera en las simulaciones numéricas.

La medición de presión y fluctuación de presión al interior del horno fue implementada usando un sensor de presión AVL LP11DA02 con una sensibilidad de  $0.049 \text{ mV/Pa}$ , frecuencia de muestreo de  $10 \text{ kHz}$ , ubicado transversalmente al sentido del flujo axial, a la mitad de la longitud de la cámara de combustión y en la mitad de la cara del horno XY como se muestra en la Figura 1. El sensor de presión, se equipó con dos sistemas de refrigeración: un sistema de refrigeración por agua localizado en la cabeza del sensor y un sistema de refrigeración por aire que protegía el cuerpo del sensor, las mangueras y cables al interior del porta sensor como se muestra en la Figura 4. El doble sistema de refrigeración fue necesario para proteger el sensor, puesto que éste solo se puede someter a una temperatura máxima de  $473 \text{ K}$  en la cabeza, sin embargo el porta sensor se calienta por convección al interior del horno y puede conducir calor hacia el sensor y hacia los cables.



**Figura 4** Esquema del montaje del sensor de presión y doble sistema de refrigeración

El perfil de temperatura de gases al interior del horno sobre la línea central del horno que se muestra en la Figura 1, se midió en 7 puntos cada 20 cm, usando una sonda de succión refrigerada por agua y con doble escudo protector en la punta con el fin de disminuir los errores de medición por radiación. Para la medición se usó un termopar tipo K, y luego de estabilizarse la temperatura se grabaron 60 datos a una frecuencia de 1 Hz en un computador a través de una interfaz gráfica.

La temperatura de pared externa se midió usando una cámara termo-gráfica TESTO 876 de 9 Hz con precisión de  $\pm 0.001$  K. Las imágenes termo-gráficas se procesaron usando el software del fabricante. Para los cálculos de pérdidas de calor se usó emisividad de 0.80, puesto que las paredes fueron pintadas de color negro opaco, coeficiente de convección de  $8 \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-1}$ , temperatura ambiente de 303 K y temperatura de los alrededores de 303 K. Para el balance de energía se utilizó el software COMBUGAS desarrollado por GASURE para determinar la eficiencia de combustión. De esta manera se podía determinar un desbalance usando las pérdidas de calor por paredes y la eficiencia útil del horno que es función del flujo volumétrico de aire de carga, la capacidad calorífica del aire y la diferencia de temperaturas medidas a la entrada y la salida del aire de carga.

La quimioluminiscencia espontánea emitida por los radicales  $\text{CH}^*$  y que sale por los accesos ópticos de la cámara de combustión se capturó usando el conjunto filtro  $\text{CH}^*$ - cámara ICCD PI-MAX, Princeton Instruments. La cámara ICCD (Intensified Charge-Coupled Device) fue enfocada en el plano central vertical del horno como se muestra en la Figura 1. En la medición con ICCD se adquirieron 200 fotografías por cada toma a una frecuencia de 1 Hz. Por cada acceso óptico, también llamado ventana, se realizaron 2 tomas diferentes para cubrir el ancho de 20 cm de las ventanas, lo que significa que por cada nivel del experimento se hicieron 4 diferentes tomas de 200 fotografías de la morfología de la llama, para un total de 3200 fotografías procesadas usando el software MATLAB. El filtro usado para la captura de quimioluminiscencia de  $\text{CH}^*$  fue un filtro centrado en la longitud de onda 430 nm con un ancho de banda de 10 nm y una transmisividad máxima de 85%. El código para procesar las imágenes consistió en promediar las intensidades de todas las imágenes de cada toma. Posteriormente, a este promedio se le sustrajo el promedio de la misma toma pero realizada al fondo del horno sin reacciones químicas. Luego, se unen las imágenes para obtener cualitativamente la morfología de la zona de reacción.

Las especies de gases se midieron a la salida de la chimenea usando un analizador de gases SICK MAIHAK y un analizador de gases BACHARACH. Estos analizadores funcionan bajo el principio de infrarrojo no dispersivo para cuantificar  $\text{CO}_2$  y  $\text{CO}$ , el principio de paramagnetismo para cuantificar el  $\text{O}_2$  y el principio electroquímico para determinar la concentración de  $\text{NO}$ . La frecuencia de muestreo de especies químicas tanto en las pruebas estáticas como dinámicas fue de 1Hz.

Los errores de medición de los instrumentos anteriormente mencionados se resumen en la Tabla 2.

**Tabla 2** Error de medición de los instrumentos usados en la experimentación

<b>Variable (instrumento)</b>	<b>Unidad</b>	<b>Error</b>
Temperatura (termopar tipo K)	K	$\pm 0.01$
Temperatura (cámara termográfica)	K	$\pm 0.001$
Flujo másico (Rotámetros)	$\text{kg s}^{-1}$	$\pm 0.00002$
Flujo volumétrico (Ventiladores)	$\text{m}^3 \text{ h}^{-1}$	$\pm 0.02$
Área (Flexómetro)	$\text{m}^2$	$\pm 0.002$
Fracción molar (Analizador de gas)	-	$\pm 0.001$
Fracción molar ( $\text{CO}$ y $\text{NO}$ )	-	$\pm 5\%$
Presión (Manómetro)	bar	$\pm 0.05$
Presión y fluctuación de presión (sensor)	Pa	$\pm 0.0001$
Tiempo (sensor piezorresistivo)	s	$\pm 0.00005$

## 5.2 Procedimiento experimental

El procedimiento experimental se aplicó a un diseño de experimentos de 23 pruebas en total. Dichas pruebas incluyen el comportamiento estático del horno y el comportamiento dinámico. Cada prueba estática dura un tiempo aproximado de dos horas donde se miden temperaturas al interior y exterior del horno, flujos volumétricos, emisión de especies químicas, quimioluminiscencia de especies químicas y presiones. Las pruebas dinámicas duran 180 segundos donde se mide básicamente presión y fluctuación de presión al interior del horno y especies químicas en función del tiempo, al inicio el caudal de combustión es constante y luego se incrementa en función del tiempo como se muestra en la Figura 5. Los experimentos realizados se resumen en la Tabla 3 y fueron aleatorizados antes de realizarse. No se realizaron más de 3 repeticiones por nivel puesto que al aumentar la potencia del experimento se incrementa el consumo de hidrógeno e inviabiliza económicamente el proyecto. Sin embargo, se realizó un análisis de varianza con modelo de efectos fijos y se encontró que, para un nivel de significancia de 0.05 el número de repeticiones mínimo es de 3.

**Tabla 3** Diseño de experimentos

Modo	%H <sub>2</sub>	%GN	Tipo prueba	# repeticiones
Llama	0	100	Estática	3
Sin llama	0	100	Estática	3
Sin llama	25	75	Estática	3
Sin llama	45	55	Estática	3
Sin llama	0	100	Dinámica	3
Sin llama	25	75	Dinámica	3
Sin llama	45	55	Dinámica	3
Llama	0	100	Dinámica	2
<b>TOTAL</b>				<b>23</b>

La unidad experimental fue el horno de combustión sin llama del grupo de investigación GASURE. Como *variable de control* se definió la adición de hidrógeno a la mezcla binaria con gas natural. Los niveles de esta variable fueron tres: 0% H<sub>2</sub>, 25% H<sub>2</sub> y 45% H<sub>2</sub> (composición en volumen). No se escogieron niveles superiores con mayor adición de hidrógeno por dos motivos: la baja probabilidad de operar sistemas de combustión con 100% H<sub>2</sub> ya que el mundo está aún lejos de una economía basada en hidrógeno y el relativo alto costo de adquisición del hidrógeno que inviabiliza económicamente el proyecto.

Las *variables de entrada*, las cuales se definen como fijas, fueron: la geometría del sistema que se especifica en la Figura 1, la potencia térmica con base al poder calorífico superior que se fijó en 28 kW, el caudal de aire de carga fijado en 80 CFM.

Las *variables no controlables* del experimento fueron la temperatura ambiente que osciló entre 298 K y 303 K, la presión atmosférica, la humedad ambiente, la composición del gas natural, la pureza del gas hidrógeno y el error humano. La composición del gas natural utilizado en los experimentos según la Transportadora de Gas Internacional SA ESP se muestra en la Tabla 4.

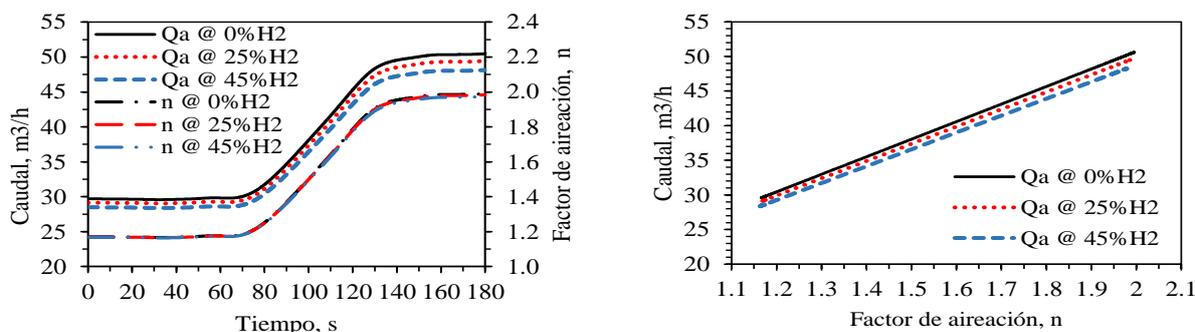
**Tabla 4** Composición del gas natural usado en experimentos

Especie	% en el GN
CH <sub>4</sub>	86.47000
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	7.72000
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	2.72000
i C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.41127
n C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.37700
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.11680
CO <sub>2</sub>	1.49000
N <sub>2</sub>	0.69494
<b>TOTAL</b>	<b>100.0000</b>
<b>PCS</b>	<b>12.848 kWh/m<sup>3</sup></b>

Las *Variables de salida* del experimento fueron: perfil de temperaturas en la línea central axial del horno, emisiones de CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, CO y NO. Densidad espectral de potencia (PSD) de la señal de presión al interior del horno. Presión absoluta, fluctuación de presión y nivel de inestabilidad de presión que se cuantificó usando la definición de desviación estándar de la señal temporal de presión. Morfología de la zona de reacción, eficiencia térmica del horno y temperaturas de pared.

Las *pruebas estáticas* consisten en operar y realizar mediciones una vez que las variables de salida de la unidad experimental permanecen estables: las emisiones de especies químicas, la magnitud de la presión al interior del horno, el perfil central de la temperatura, la temperatura de salida de los gases de combustión no varía más de 1 K en el tiempo, la temperatura de salida del aire de carga, las pérdidas de calor por paredes cuantificadas por la cámara termo-gráfica y la morfología de la zona de reacción usando la cámara ICCD. Las pruebas estáticas se realizaron usando un factor de aireación de  $n=1.17$ .

Las *pruebas dinámicas* se realizan una vez el equipo se encuentra en estado estable. Tienen como objetivo determinar el factor de aireación límite con el cual el horno puede operar en el modo sin llama, manteniendo un régimen estable de acuerdo con las emisiones de especies, principalmente de NO y CO y la no transición a modo llama parcial o totalmente. El factor de aireación se varió manteniendo fija la potencia térmica del horno de 28 kW usando una rampa lineal ascendente desde  $n=1.17$  hasta  $n=2.0$ . Es decir, se modificó el caudal de aire de combustión como se muestra en la Figura 5. Debido a la capacidad del ventilador usado, se estableció un factor de aireación no superior a  $n=2.0$ .



**Figura 5** Caudal de aire de combustión Vs tiempo y caudal de aire de combustión Vs factor de aireación, modo sin llama, 0-45 % H<sub>2</sub>.

En la Figura 5 se aprecia cómo varían experimentalmente, tanto el caudal como el factor de aireación para las tres mezclas de gases estudiados, en modo sin llama, entre 0% y 45% de Hidrógeno. Cada prueba dinámica tuvo una duración de 180 segundos. Se inició la prueba adquiriendo datos de presión al interior del horno y especies químicas a la salida de la chimenea. En los primeros 60 segundos, el horno operó en estado estable, sin perturbación del campo de flujo al interior, conservando un factor de aireación  $n=1.17$ . En los siguientes 60 segundos, el caudal de aire de combustión aumentó lenta y linealmente, haciendo que el factor de aireación aumente en incrementos de  $\Delta\delta=0.01383$  cada segundo, lo cual es muy lento. Dicho estado pseudo-estable permitió la medición de especies químicas y de presión al interior del horno, ya que la muestra de gas llegó al analizador de gases con un desfase menor a 10 segundos. Cuando el ventilador, controlado por un variador de velocidad, alcanzó el caudal máximo que corresponde a  $n=2.0$  se permitió que el horno operara 60 segundos más y al finalizar los 180 segundos se detuvo la adquisición de datos. En la Figura 5 también se evidencia un requerimiento de aire menor para las mezclas con mayor contenido de hidrógeno, para obtener el mismo factor de aireación. Esto se debe a que el volumen estequiométrico de aire ( $V_a$ ) de la mezcla con 25% y 45% H<sub>2</sub> disminuye 20% y 36 %, respectivamente, cuando se compara con el volumen de aire estequiométrico ( $V_a$ ) de la mezcla con 0% H<sub>2</sub>.

Las señales de presión se procesaron usando un filtro de Savitzky-Golay con un tamaño de ventana reducido de 5001 datos y un polinomio de orden  $n=5$ . Dichos parámetros se utilizaron luego de hacer una independencia en el resultado donde se tuvo como criterio escoger el máximo ancho de la ventana de datos posible y el mínimo orden del polinomio para reducir tiempos de procesamiento.

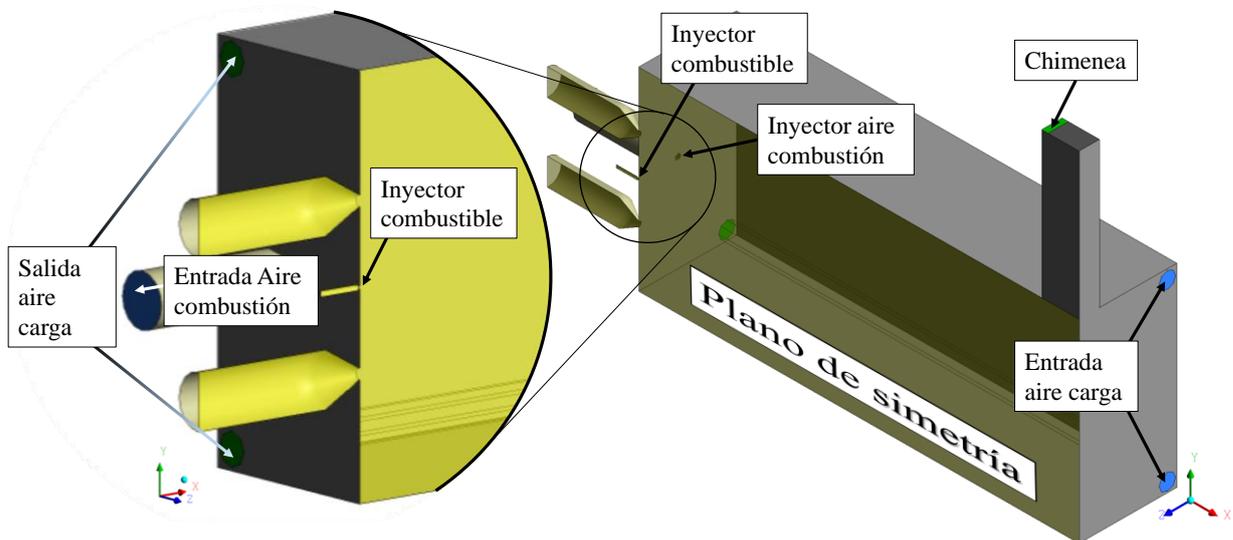
### 5.3 Metodología Numérica

En este trabajo se realizaron 3 simulaciones CFD de la operación del horno de combustión sin llama presentado en la Figura 1. El objetivo de las simulaciones CFD fue replicar el experimento estático con el mayor detalle posible, conservando las mismas condiciones de operación, principalmente, para reproducir la termo-fluidodinámica y extraer los perfiles de temperatura al interior del horno así como validar el mecanismo cinético usado a partir de los resultados experimentales. Conociendo la fluidodinámica al interior del horno se determinó un factor de recirculación  $K_v$  con el que operó el sistema usando el software REFACT desarrollado por el grupo de investigación GASURE, el cual calcula la masa recirculada a partir de las componentes rectangulares de la velocidad y de la densidad de los gases en todos los puntos del dominio computacional[59]. Con las simulaciones también se pudo caracterizar cualitativamente la morfología de la zona de reacción analizando el contorno de monóxido de carbono CO y monóxido de nitrógeno NO. Las simulaciones realizadas se muestran en la Tabla 5.

**Tabla 5** Simulaciones realizadas usando FLUENT 19.0

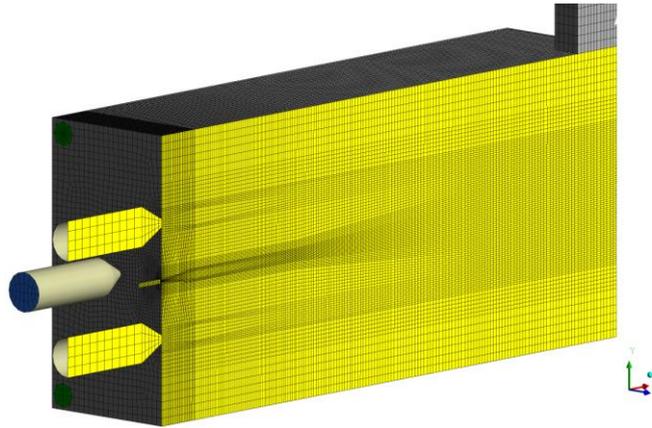
Modo	%H <sub>2</sub>	%GN
Sin llama	0	100
Sin llama	25	75
Sin llama	45	55

La geometría simulada se muestra en la Figura 6, cuyas dimensiones corresponden a las medidas internas de la cámara de combustión presentada en la Figura 1. Es decir, una cámara de 60 x 60 x 135 cm<sup>3</sup>. Sin embargo, debido a que el horno presenta simetría con respecto al plano central vertical se simuló solo la mitad de la geometría 3D. La inyección de combustible y aire de combustión se realizó sobre el plano horizontal central del horno.



**Figura 6** Geometría del dominio computacional usado

Un detalle del *mallado* realizado usando el software ICEM se muestra en la Figura 7. El mallado usado consta de 405.632 elementos hexaédricos que cumplen con una relación de aspecto menor a 10, un 'skewness' menor a 0.85 y un factor de crecimiento entre celdas menor a 20%. El refinamiento se realizó en los lugares donde los gradientes de velocidad son mayores, éste es el caso de los jets de aire y combustible.



**Figura 7** Detalle del mallado de la geometría simulada

Para las simulaciones se realizaron las siguientes *suposiciones* y *simplificaciones*:

- Se modela la mitad de la cámara de combustión en 3D ya que el sistema presenta simetría en el plano vertical central.
- Simulación en estado estable para replicar pruebas experimentales estáticas.
- La composición del gas natural se simplificó a una composición de: 86.47 % CH<sub>4</sub>, 7.72% C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>, 3.63% C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>, 1.49% CO<sub>2</sub> y 0.69% N<sub>2</sub>. Donde las especies con más de 3 carbonos se atribuyeron al propano (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>). De esta forma se evitó utilizar un mecanismo cinético detallado.
- Condiciones de operación: presión atmosférica 853.7 mbar.
- La densidad del gas se calculó usando la suposición de gas ideal incompresible.

*Los modelos.* La naturaleza del problema de estudio consiste en un flujo reactivo, turbulento de gases que son inyectados. Por lo que se debieron resolver las ecuaciones de transporte en cada celda dentro del dominio computacional de la Figura 7 usando el enfoque RANS. El modelo de turbulencia seleccionado fue el modelo *k-ε* estándar con funciones de pared estándar ya que es un modelo ampliamente usado por sus buenas estimaciones y el bajo tiempo de cálculo [60]. Para la interacción química-turbulencia se usó el modelo Eddy-Dissipation Concept EDC, modelo ampliamente validado para el caso de simulación de combustión sin llama debido a la suposición de que las reacciones ocurren dentro de las estructuras turbulentas en un tiempo finito [38], [41], [61]–[65]. Adicionalmente se usó el método de integración por tabla ISAT con una tolerancia de 0.001 [66].

El mecanismo cinético utilizado fue el mecanismo de dos pasos de Westbrook & Dryer modificado (WD4) que se compone de las reacciones R1, R2 y R3 de la Tabla 6 [67], [68]. Adicionalmente se incluyeron dos reacciones globales para el etano (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>) y el propano (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>) también de Westbrook & Dryer [69]. De esta manera se tuvieron en cuenta todas las especies que componen la mezcla combustible de gas natural e hidrógeno.

**Tabla 6** Mecanismo cinético utilizado en simulaciones numéricas.

Reacción	Orden	A	β	Ea (J/kmol)
<b>R1:</b> $CH_4 + 1.5O_2 \rightarrow CO + 2H_2O$	$[CH_4]^{0.7}[O_2]^{0.8}$	$5.03 \times 10^{11}$	0	$2.00 \times 10^8$
<b>R2<sub>r</sub>:</b> $CO + 0.5O_2 \rightarrow CO_2$	$[CO][H_2O]^{0.5}[O_2]^{0.25}$	$2.24 \times 10^6$	0	$4.18 \times 10^7$
<b>R2<sub>b</sub>:</b> $CO_2 \rightarrow CO + 0.5O_2$	$[CO_2][H_2O]^{0.5}[O_2]^{-0.25}$	$1.10 \times 10^{13}$	-0.97	$3.28 \times 10^8$
<b>R3<sub>r</sub>:</b> $H_2 + 0.5O_2 \rightarrow H_2O$	$[H_2][O_2]^{0.5}$	$7.91 \times 10^{10}$	0	$1.46 \times 10^8$
<b>R3<sub>b</sub>:</b> $H_2O \rightarrow H_2 + 0.5O_2$	$[H_2O]$	$3.48 \times 10^{13}$	0	$3.98 \times 10^8$
<b>R4:</b> $C_2H_6 + 2.5O_2 \rightarrow 2CO + 3H_2O$	$[C_2H_6]^{0.1}[O_2]^{1.65}$	$7.31 \times 10^9$	0	$1.26 \times 10^8$
<b>R5:</b> $C_3H_8 + 3.5O_2 \rightarrow 3CO + 4H_2O$	$[C_3H_8]^{0.1}[O_2]^{1.65}$	$5.62 \times 10^9$	0	$1.26 \times 10^8$

Para modelar la formación de dióxido de nitrógeno NO se usó el modelo Thermal, modelo Prompt y el modelo por óxido nitroso (N<sub>2</sub>O) intermedio implementado en FLUENT haciendo un post-procesado de los resultados de la simulación convergida [66].

Se seleccionó el modelo de radiación de ordenadas discretas (OD) y la absorptividad se calculó usando el modelo de suma ponderada de gases grises (WSGG). La densidad del gas se calculó usando la suposición de gas ideal incompresible.

Las *Condiciones de frontera* utilizadas en las simulaciones se fijaron así: Para las paredes, de 25 cm de espesor, se utilizó una conductividad de 0.32 Wm<sup>-1</sup>K<sup>-1</sup> y se definió una resistencia térmica con coeficiente convectivo de 8 Wm<sup>-2</sup>K<sup>-1</sup> en el exterior. Las condiciones de entrada de aire de carga, combustible y aire de combustión se introdujeron con flujos máscicos y las concentraciones de las especies se introdujeron con fracciones volumétricas, la intensidad de turbulencia se fijó en 10% y el diámetro hidráulico se fijó exactamente igual al diámetro de descarga de los jets. A las salidas se les declaró como condiciones de presión manométrica de cero. El plano central vertical se declaró como una condición de simetría y las demás variables que no se mencionaron corresponden a las mismas condiciones de la metodología experimental.

El sistema se inicializó en reposo (v=0) a una temperatura de 1200 K y como método de solución se seleccionó el algoritmo SIMPLE para realizar el acople entre la velocidad y la presión, mientras que para la discretización espacial se usaron los métodos de Green-Gauss en las caras para el gradiente, PRESTO! para la presión, 'Upwind' de segundo orden para el momentum, la energía, Energía cinética turbulenta (*k*), Tasa de disipación turbulenta ( $\epsilon$ ), Las especies químicas y la radiación.

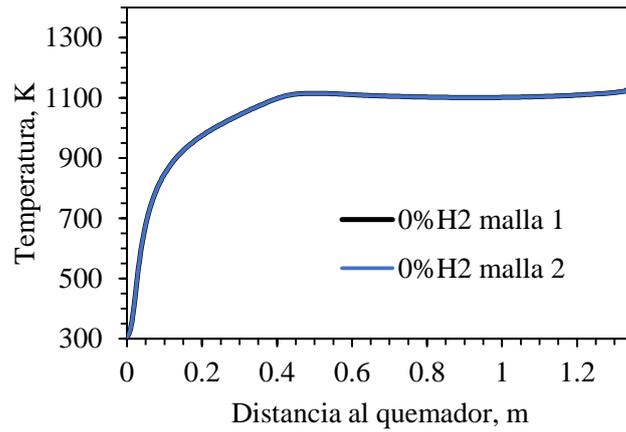
Las simulaciones se realizaron usando el solucionador de ecuaciones del software FLUENT 19.0 en una estación de cálculo DELL. Se corrieron 8 procesos en paralelo usando procesadores INTEL XEON y el tiempo de simulación aproximado por caso de estudio fue de 450 horas.

Para garantizar la convergencia de las simulaciones, en primera instancia, se resolvió el flujo hasta lograr convergencia utilizando discretización de primer orden. Posteriormente, se activaron las reacciones volumétricas y luego de lograr convergencia se incrementó el orden de la discretización hasta nueva convergencia. Finalmente, se activó el modelo de radiación de ordenadas discretas. Los NO<sub>x</sub> se realizaron usando un post-procesado de los resultados finales.

La convergencia de las simulaciones se evaluó teniendo en cuenta tres criterios:

- Cuatro monitores de variables globales y locales de velocidad y temperatura los cuales se verificaron hasta permanecer constantes iteración tras iteración.
- Que los residuales de las ecuaciones de transporte tengan comportamiento descendente y con magnitudes de 10<sup>-5</sup> para las ecuaciones de continuidad y momentum, energía de 10<sup>-6</sup>, radiación de 10<sup>-6</sup>, especies de 10<sup>-6</sup> y turbulencia de 10<sup>-6</sup>
- Balance de masa y energía en todas las fronteras del horno tuvo un error menor al 2%

Para obtener una solución independiente del mallado utilizado, se realizó un segundo mallado de 1'191.921 elementos, 3 veces más celdas que el inicial. En especial, se realizó un refinado en las paredes del horno, y en el centro del horno. Se corrió la misma configuración de la simulación de 0% H<sub>2</sub> en los dos mallados y los resultados de perfil de temperatura en el eje central se muestran se muestran en la Figura 8.



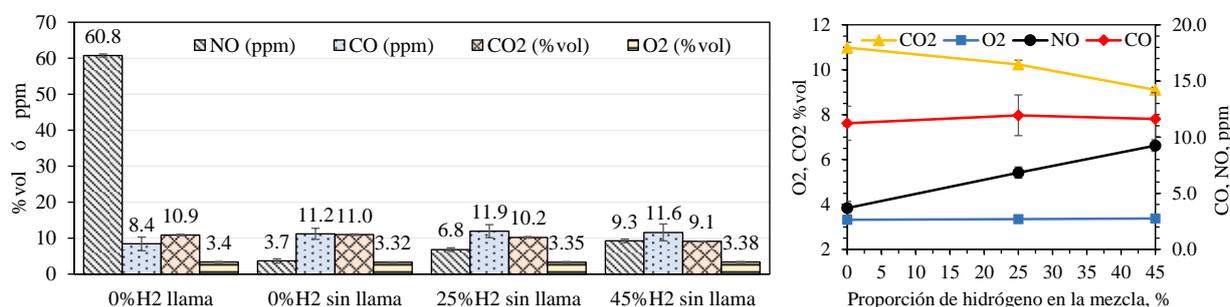
**Figura 8** Perfil de temperatura en la línea central del horno para las dos mallas evaluadas

Las diferencias en los dos perfiles no son significativas por lo que se optó por realizar las otras simulaciones con la malla 1. Puesto que el tiempo de simulación es mucho menor.

## 6 RESULTADOS

### 6.1 Emisiones de especies químicas gaseosas

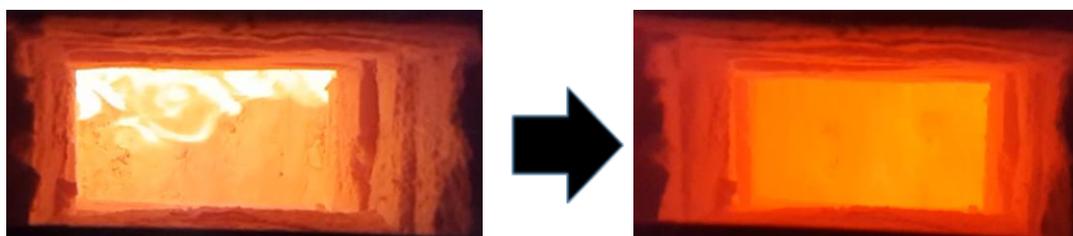
La Figura 9 muestra la magnitud de emisión de especies químicas medidas a la salida de la chimenea en fracción volumétrica (% o ppm) tanto en modo llama como en modo sin llama en función de la adición de hidrógeno a la mezcla. Todas las pruebas mostradas en esta figura son estáticas. Las emisiones de NO disminuyen un 94% usando 100% GN al pasar del modo llama al modo sin llama debido a que la formación de NO es menor cuando se tienen menores temperaturas debido al efecto de recirculación de los gases de combustión, como se da en el régimen de combustión sin llama. La verificación visual del régimen se presenta en las fotografías de la Figura 10 donde se evidencia que el modo sin llama prescinde del efecto lumínico de la llama. El régimen de combustión sin llama, así como se muestra en la Figura 10, se logró para todas las adiciones de hidrógeno evaluadas.



**Figura 9** Emisiones de especies en pruebas estáticas, modo llama y modo sin llama, 0-45% H<sub>2</sub>, n=1.17.

En el régimen de combustión sin llama se encontró que las emisiones de NO aumentan con el aumento en la adición de hidrógeno de acuerdo con los estudios realizados. Sin embargo, el incremento se hace menor a mayores adiciones de H<sub>2</sub> ya que de 0% H<sub>2</sub> a 25% H<sub>2</sub> el NO se incrementa en 84% mientras que de 25 % H<sub>2</sub> a 45 % H<sub>2</sub> el incremento es de solo 37%, resultado que concuerda con los estudios realizados por Ayoub et al [8].

El comportamiento creciente de NO puede explicarse con el aumento en la temperatura que favorece la ruta térmica de formación de NO<sub>x</sub>[70], debido a que el incremento del contenido de H<sub>2</sub> en la mezcla aumenta la temperatura de llama adiabática. Sin embargo, existe un punto donde dejan de aumentar los NO<sub>x</sub> para una gran proporción de hidrógeno que se puede atribuir a la cancelación de la formación de NO via prompt, ya que la formación de NO<sub>x</sub> via prompt es proporcional a la relación C/H[71].



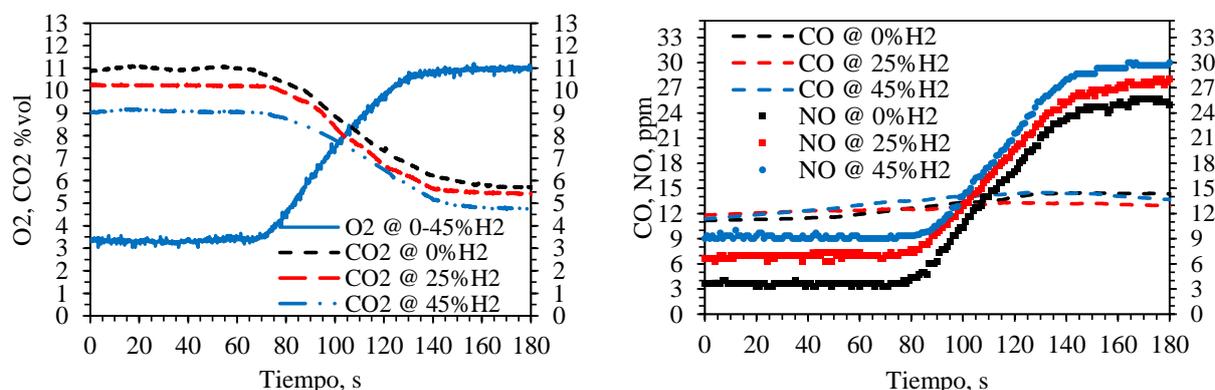
**Figura 10** Inspección visual del régimen. Cambio de modo llama a modo sin llama

Las emisiones de CO se aumentaron un 33% al cambiar de modo llama a modo sin llama utilizando 100% GN, debido a que la temperatura promedio al interior de la cámara de combustión disminuye. Sin embargo, las emisiones en modo sin llama siguen siendo ultra bajas y están dentro de lo reportado en la literatura ya que los valores obtenidos no sobrepasaron nunca las 12 ppm [3], [13], [15]. No se observó un cambio muy significativo en las emisiones

de CO entre diferentes niveles de hidrógeno y el promedio de emisión de CO fue de 11.6 ppm, sin embargo, se observa un pequeño incremento de CO al pasar de 0% H<sub>2</sub> a 25% H<sub>2</sub> y luego una disminución al pasar de 25 % H<sub>2</sub> a 45% H<sub>2</sub>, en concordancia con lo reportado por Ayoub et al [8].

Como era de esperarse la emisión de CO<sub>2</sub> prácticamente no cambió al pasar del modo llama al modo sin llama usando 100%GN ya que se conserva la composición química del combustible. Esto debido a que la emisión de inquemados (CO<sub>2</sub>≤12ppm, CH<sub>4</sub>≈0) fue tan baja en ambos regímenes que se podría asumir combustión completa con exceso de aire y determinar la composición en equilibrio de estas especies de predominan en los productos de combustión. No obstante, como ya se esperaba, se reduce significativamente la emisión de CO<sub>2</sub> con la adición de hidrógeno a la mezcla ya que el contenido de carbono en la mezcla se reduce cada vez más. En modo sin llama se reduce 7.3 % y 17.3 % la emisión de CO<sub>2</sub> cuando se adiciona 25% H<sub>2</sub> y 45 % H<sub>2</sub> al GN, respectivamente.

En la Figura 11 se muestran los resultados experimentales de emisiones medidas en chimenea durante la prueba dinámica. Dichos resultados corresponden a las pruebas dinámicas cuando se operó el horno en modo sin llama y con adiciones de 0-45% H<sub>2</sub>. Igualmente, en la Figura 12 se muestran los resultados cuando se operó el horno en modo llama.



**Figura 11** Emisiones del horno durante pruebas dinámicas en modo sin llama, 0-45% H<sub>2</sub>. P<sub>T</sub>=28kW

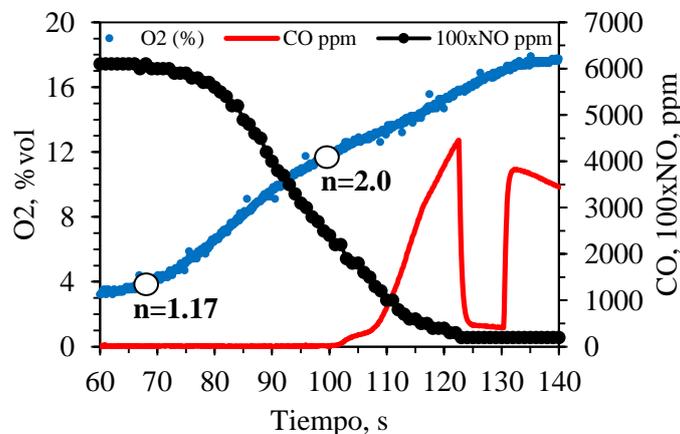
De acuerdo con la metodología, se realizó la variación del aire de combustión en función del tiempo como se muestra en la Figura 5 y se obtuvo la emisión de O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, CO y NO como lo muestran la Figura 11 y la Figura 12. En las gráficas queda evidenciado que las curvas del O<sub>2</sub> para todas las adiciones de H<sub>2</sub> se superponen, partiendo desde un tiempo t = 0 segundos con un valor constante promedio de 3.4% hasta aproximadamente 70 segundos, donde empieza a aumentar con un comportamiento lineal durante 60 segundos hasta lograr un valor constante de 11% en los últimos segundos. Al aumentar el aire de combustión se espera que aumente el porcentaje de oxígeno a la salida ya que existe un exceso de oxígeno para completar la reacción del combustible. El comportamiento inverso se obtuvo para el CO<sub>2</sub> donde se inicia con valores de 11 %, 10.2 % y 9.1 % de CO<sub>2</sub> y se termina en 5.7 %, 5.4 % y 4.7 % para el caso de 0 % H<sub>2</sub>, 25 % H<sub>2</sub> y 45 % H<sub>2</sub>, respectivamente. Cuando se tiene exceso de aire se espera que el CO<sub>2</sub> formado durante la combustión se diluya con el exceso de aire y la proporción se disminuye. La fracción volumétrica de CO<sub>2</sub> disminuye con el aumento en la adición de hidrógeno ya que la proporción de carbono en la mezcla disminuye.

A su vez, la Figura 11 muestra que a mayor adición de hidrógeno en el combustible se aumenta la emisión de NO. Para el caso del CO no se logra apreciar un efecto de la adición de hidrógeno, ya que las emisiones son casi iguales en el tiempo. En cuanto al exceso de aire se encontró que aumenta la emisión de NO con el aumento del exceso. Al aumentar el factor de aireación de n=1.17 a n=2.0 los niveles de NO aumentaron de 3.7 ppm, 6.7 ppm y 9 ppm a 25.4 ppm, 27.8

ppm y 29.6 ppm para 0% H<sub>2</sub>, 25% H<sub>2</sub> y 45 % H<sub>2</sub>, respectivamente. Es decir, que se incrementó la emisión de NO en 5.9, 3.2 y 2.3 veces para 0% H<sub>2</sub>, 25% H<sub>2</sub> y 45 % H<sub>2</sub>, respectivamente. Este comportamiento ascendente de los NO<sub>x</sub> puede explicarse como una destrucción del régimen de combustión sin llama por un efecto combinado entre termo-fluidodinámica y química: el incremento en el caudal del aire de combustión puede generar un enfriamiento súbito del horno lo cual hace que la mezcla tripartita de gases de combustión, aire y combustible se autoencienda con mayor dificultad. Este aspecto puede destruir el régimen de combustión sin llama originando llamas convencionales con altas temperaturas que generan regiones localizadas donde se producen más NO<sub>x</sub> por la vía del mecanismo térmico de Zeldovich [66].

Otra explicación puede darse desde el punto de vista cinético. El mismo comportamiento ascendente de los NO<sub>x</sub> con el aumento del exceso de aire fue encontrado por Hu et al en el año 2018 [72]. Ellos evaluaron un horno de 20 kW utilizando CH<sub>4</sub> y encontraron que la formación de NO<sub>x</sub> se aumenta al aumentar el factor de aireación de n=1.15 a n=1.43. Argumentan que la ruta térmica se debilita mientras que la ruta del N<sub>2</sub>O intermedio se fortalece para formar NO ya que la concentración de oxígeno aumenta. Minimizaron también la producción de NO en el régimen de combustión sin llama encontrando un mínimo de NO con un factor de aireación de n=1.25 donde las rutas que más tuvieron efecto fueron la reducción de NO via ‘reburn’, la via prompt y la via del N<sub>2</sub>O intermedio [72].

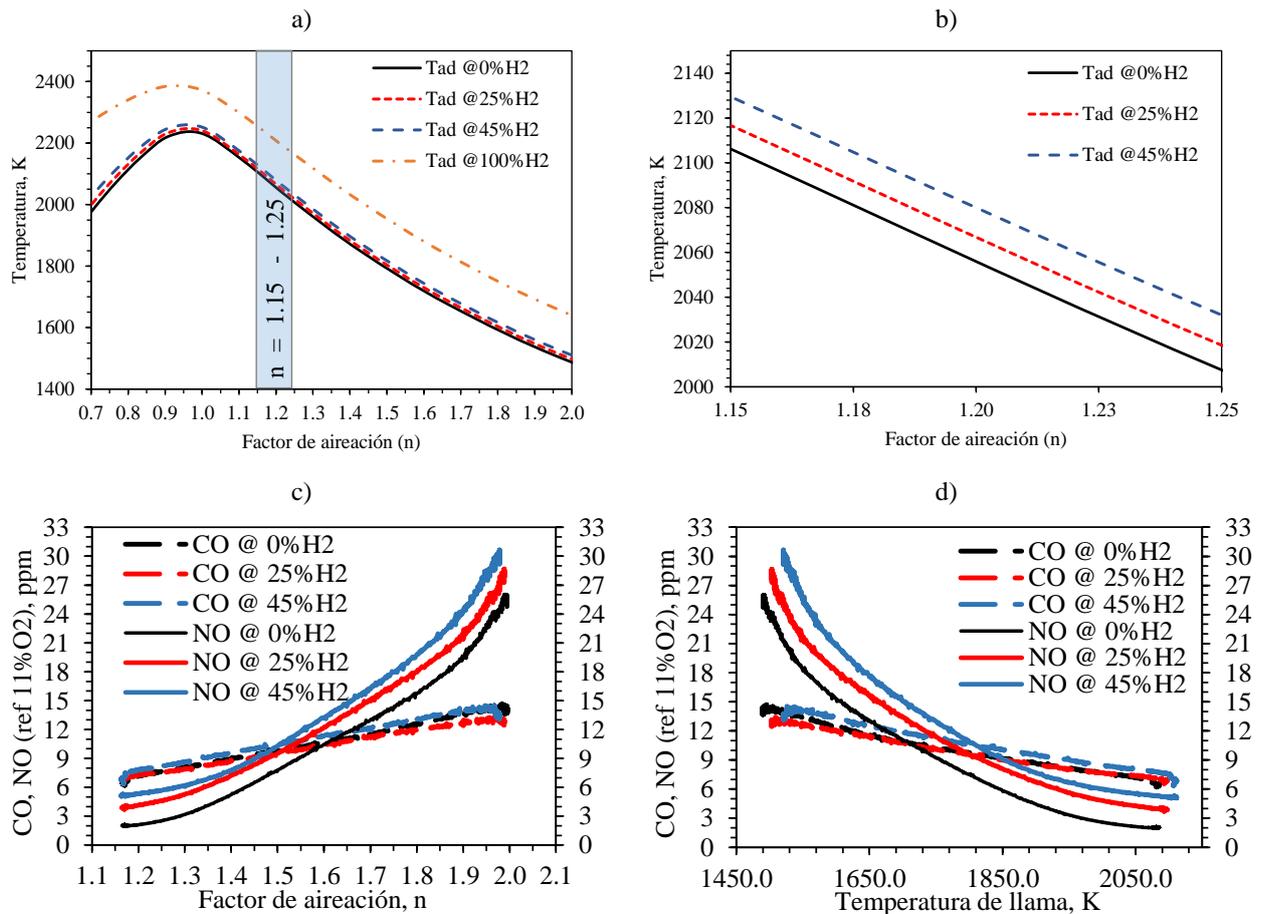
Adicionalmente, el régimen de combustión sin llama se caracteriza por tener atmósferas viciadas de gases de combustión con bajas concentraciones de oxígeno lo que ralentiza las tasas de reacción y a su vez las temperaturas de llama son menores, sin embargo, si se aumenta el caudal de aire de combustión se aumenta la recirculación al interior de la cámara de combustión del horno y la concentración de oxígeno en la mezcla tripartita se incrementa con el tiempo como se muestra en la Figura 11. Esto probablemente incrementa en algunas zonas las temperaturas de llama generando mayor producción de NO<sub>x</sub>, hecho que no sucede cuando se opera el horno en modo llama con 100 % GN. Como se muestra en la Figura 12, con el exceso de oxígeno caen los NO<sub>x</sub> ya que con el exceso de aire caen las temperaturas de llama bajo el mismo régimen convencional de modo llama como se verifica en la Figura 13a y Figura 13b. Por otro lado, el CO se aumenta a partir de un tiempo de 100 segundos donde el factor de aireación es de n=2.0 dado que la disminución de la temperatura frena la tasa de reacción del CO y se queda sin quemar emitiendo más CO en chimenea, incluso generando inestabilidades en el horno como se puede ver en la caída del CO entre 123 y 130 segundos.



**Figura 12** Emisiones del horno en pruebas dinámicas en modo llama, 0% H<sub>2</sub>.

Debido a que las emisiones de NO y CO reportadas en la Figura 11 se encuentran diluidas por el exceso de aire se corrigieron al 11 % de oxígeno como se muestra en la Figura 13c. Sin embargo, estas variables no se muestran en función del tiempo sino en función del factor de aireación para ver su efecto en las emisiones contaminantes. Mientras que para ver el efecto químico de la adición de hidrógeno en el NO y CO se calculó la temperatura de llama adiabática de dichas mezclas en función del factor de aireación como se muestra en la Figura 13a y se graficaron las emisiones en función de la temperatura de llama adiabática como se indica en la Figura 13d. Si bien la temperatura de llama adiabática es una propiedad de una premezcla mientras que el sistema operó en régimen no premezclado, sirve como indicador que aísla el efecto térmico y permite analizar el efecto químico que tiene la adición del hidrógeno en las emisiones de NO y CO.

La Figura 13b presenta un detalle de las diferencias de temperatura de llama adiabática entre niveles de hidrógeno. Este detalle se extrajo de la región azul señalada en un gráfico más amplio de la temperatura adiabática señalado en la Figura 13a que corresponde a valores entre  $n=1.15$  y  $n=1.25$ . Entre 0 % H<sub>2</sub> y 25 % H<sub>2</sub> existe una diferencia de temperaturas de 15.6 K y entre 25 % H<sub>2</sub> y 45 % H<sub>2</sub> es de 19 K fijando un factor de aireación de  $n=1.17$ , aunque la diferencia se conserva en todo el rango de factores de aireación estudiado en este trabajo. Se puede ver entonces que al aumentar la adición de hidrógeno en el combustible se hace mayor la temperatura de llama adiabática.



**Figura 13** a) Temperatura de llama vs factor de aireación 0-100% H<sub>2</sub>. b) Temperatura de llama vs factor de aireación 0-45% H<sub>2</sub> y  $n=1.15-1.25$ . c) Emisiones de NO y CO corregidas al 11% de O<sub>2</sub> vs factor de aireación. d) Emisiones de NO y CO corregidas al 11% de O<sub>2</sub> vs temperatura de llama adiabática

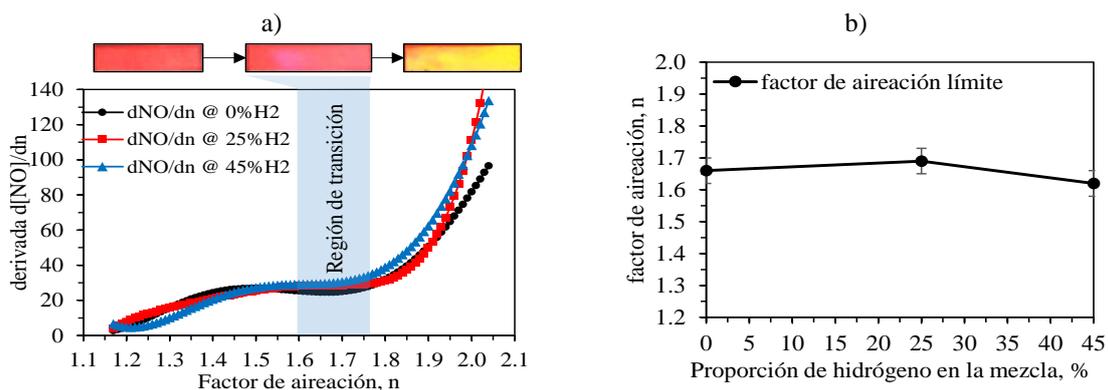
La variación del CO y NO con respecto al factor de aireación se muestra en la Figura 13c. Conforme se adiciona hidrógeno se aumentan las emisiones de NO como ya se explicó con la Figura 11. En este gráfico, el CO tiene un comportamiento ascendente con el factor de aireación, al igual que el NO. Sin embargo, el comportamiento del CO es lineal en todo el rango de factores de aireación estudiados, mientras que el NO tiene un comportamiento lineal entre  $n=1.4$  y  $n=1.8$ , por fuera de este rango el comportamiento no es lineal. El CO se aumenta ya que la disminución de la temperatura por aumento en el factor de aireación frena la tasa de reacción del CO lo que se manifiesta como combustión incompleta. A medida que aumenta el factor de aireación, el NO cambia lentamente, manteniéndose casi constante para todas las adiciones de hidrógeno, posteriormente se comporta de manera lineal ascendente donde la rapidez de emisión de NO es casi constante y luego se empieza a disparar en los últimos factores de aireación.

De la Figura 13c no se puede concluir que exista una diferencia significativa del efecto de la adición de  $H_2$  sobre la magnitud de emisión de CO para todo el espectro de factores de aireación, como se explicó con la Figura 11.

La Figura 13d muestra la dependencia de las emisiones en función de la temperatura de llama adiabática correspondiente a cada factor de aireación. Dicha gráfica sirve para desacoplar el efecto térmico y ver el efecto químico que tiene la adición de  $H_2$  en las emisiones de CO y NO.

En cuanto al CO se encontró que son mayores las emisiones de CO para la mezcla con 45%  $H_2$  comparado con las otras dos de menor contenido de  $H_2$ , sin embargo, en la Figura 13d se aprecia que las diferencias entre niveles de  $H_2$  no son grandes ( $< 1$  ppm) y no permiten concluir contundentemente puesto que las emisiones de CO de la mezcla con 25%  $H_2$  no son mayores a las emisiones de CO de la mezcla con 0%  $H_2$ .

Así mismo las emisiones tanto de NO y CO se desplazan levemente hacia mayores temperaturas de llama a medida que se aumenta la adición de  $H_2$ . El comportamiento obtenido en la Figura 13d es inverso al mostrado en la Figura 13c ya que la temperatura de llama es inversamente proporcional al factor de aireación como se observa en la Figura 13a, sin embargo, la disminución en la emisión de NO con el aumento en la temperatura, consecuencia del aumento del factor de aireación ya se discutió con la Figura 11. Adicionalmente, en la Figura 13d también se aprecia que a mayor contenido de  $H_2$  mayor es la emisión de NO, ya que las mezclas con mayor contenido de  $H_2$  presentan mayores temperaturas de llama y se puede generar mayor emisión de NOx por la ruta térmica. Tanto experimentalmente como numéricamente se corroboró este efecto térmico al interior del horno como se muestra en la siguiente sección.



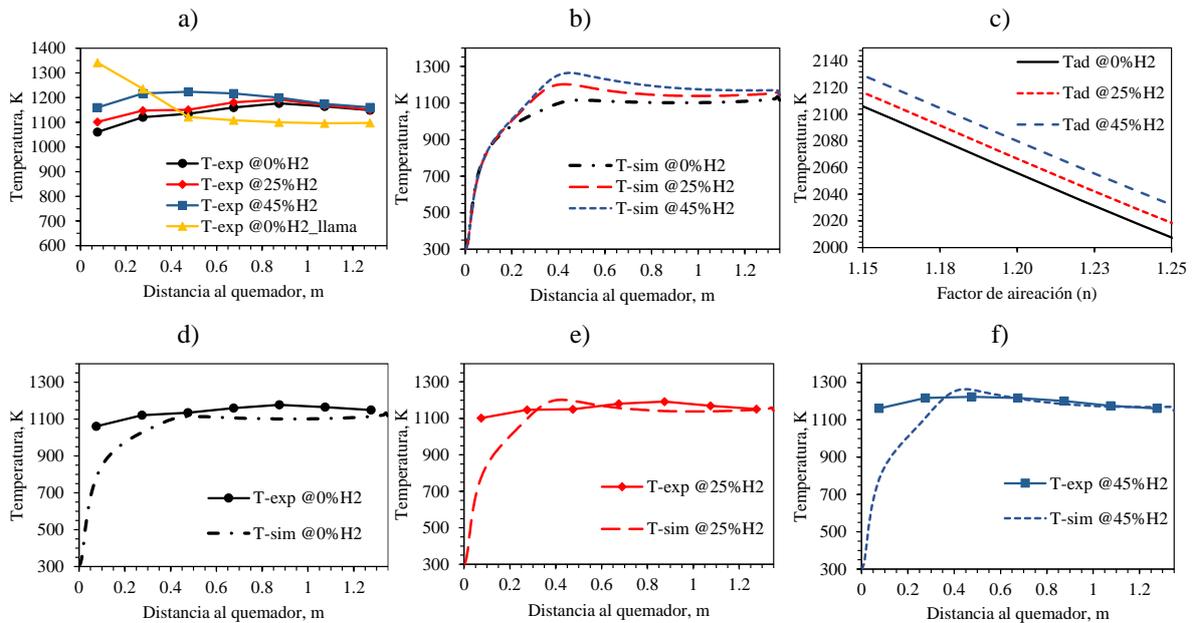
**Figura 14** a) Incremento de emisión de NO vs factor de aireación. b) Factor de aireación máximo del régimen de combustión sin llama vs % de hidrógeno.

El incremento de emisión de NO en función del factor de aireación ( $dNO/dn$ ) se calculó a partir de la información relacionada en la Figura 13c y se presenta en la Figura 14a. Dicho gráfico muestra la existencia de un factor de aireación, para todas las mezclas de combustible, donde la derivada es constante por lo que hay un punto de inflexión en la curvatura y a partir de este valor se dispara la producción de NO. Estos factores de aireación se identificaron para las tres

mezclas estudiadas mediante el uso de la segunda derivada de las curvas de la Figura 14a y quedan contenidos en la región de transición azul que se muestra en dicha figura. La región de transición comprende los tres factores de aireación de las tres mezclas a partir del cual la tasa de producción de NO se aumenta de manera significativa. En las pruebas se determinó visualmente que existe un punto donde se empieza a destruir el régimen de combustión sin llama y aparecen estructuras de llamas convencionales como se muestra en las fotografías contenidas en la Figura 14a, en este trabajo se determinó que existe un factor de aireación límite a partir del cual la producción de NO se aumenta de manera significativa, dicho punto coincide con la aparición de llamas convencionales y se denomina *factor de aireación límite del modo sin llama basado en emisión de NOx* ( $n_{lim,NOx}$ ) y se presenta en la Figura 14b.

Un experimento similar fue realizado por Taamallah et al en un quemador de premezcla pobre estabilizado por 'swirl' donde se aumentaba el factor de aireación gradualmente y la estructura de llama cambiaba para determinados rangos de factores de aireación[51]. Diferentes macroestructuras de llama fueron reportadas en dicho experimento para CH<sub>4</sub> y para una mezcla CH<sub>4</sub>/H<sub>2</sub> con adición de H<sub>2</sub> de 10 y 20 %. No reportaron emisiones contaminantes pero encontraron que la adición de H<sub>2</sub> desplazaba la operación del quemador a mezclas más pobres y reducía en LBO ('Lean Blowoff Limit') pero mantenía la correspondencia de las macroestructuras con el factor de aireación. Las diferentes macroestructuras o formas de llama presentadas por Taamallah et al corresponden a un rango de factores de aireación donde la intensidad de la señal de presión es diferente y determina el estado estable o inestable de la llama lo cual afecta la emisión de NOx, el cual para el presente estudio es un indicador importante de la estabilidad y sostenimiento del régimen de combustión sin llama.

Aunque el horno no se apagó operando en el modo sin llama, al sobrepasar los factores de aireación de la Figura 14b, el régimen no se conservó y aparecieron estructuras de llama convencionales, el incremento de emisión de NO es inaceptable y los NOx dejan de ser ultra bajos. El valor promedio fue de  $n_{lim,NOx} = 1.66$  pero no se presenta una diferencia significativa entre niveles de H<sub>2</sub>, ya que  $n_{lim,NOx}$  fue de 1.66, 1.69 y 1.62 para 0 % H<sub>2</sub>, 25 % H<sub>2</sub> y 45 % H<sub>2</sub>, respectivamente.



**Figura 15** a) Perfil experimental de temperaturas en el eje central del horno en modo llama 0% H<sub>2</sub> y modo sin llama 0-45% H<sub>2</sub>, b) perfil de temperaturas numérico en el eje central en modo sin llama 0-45% H<sub>2</sub>, c) Temperatura de llama adiabática 0-45 % H<sub>2</sub>, d) Perfil de temperaturas numérico y experimental para 0 % H<sub>2</sub>, d) Perfil de temperaturas numérico y experimental para 25 % H<sub>2</sub>, d) Perfil de temperaturas numérico y experimental para 45 % H<sub>2</sub>

## 6.2 Distribución de temperatura y especies al interior del horno

La Figura 15a muestra la temperatura del gas al interior del horno sobre su línea central medida experimentalmente. La posición  $x = 0$  metros corresponde al plano de descarga del quemador. Para el modo llama con 100% GN se obtuvo un perfil de temperaturas totalmente diferente al obtenido en modo sin llama usando adiciones de hidrógeno de 0 % a 45%  $H_2$ .

En el modo llama se obtuvo un perfil no uniforme con una temperatura máxima de 1350 K cerca a la posición del quemador y luego desciende hasta 1100 K lo que muestra que la zona de reacción es próxima al quemador, aspecto que se evidenció con la emisión de quimioluminiscencia de CH presentado posteriormente.

En modo sin llama, el perfil de temperaturas evidenciado fue más uniforme para todas las adiciones de  $H_2$  con temperatura de gases máxima de 1177 K a 0.875 metros, 1192 K a 0.875 metros y 1225 K a 0.45 metros para 0 %  $H_2$ , 25%  $H_2$  y 45 %  $H_2$ , respectivamente. Para el modo sin llama, la desviación estándar de las temperaturas en el eje central fue de 39 K, 29 K y 27 K para 0 %  $H_2$ , 25%  $H_2$  y 45 %  $H_2$ , respectivamente, mientras que la desviación estándar de la temperatura del modo llama con 0 %  $H_2$  fue de 95 K, lo cual indica que los perfiles de temperatura obtenidos en modo sin llama fueron más uniformes que el del modo llama.

La adición de  $H_2$  acercó más el pico de temperatura al puerto del quemador y aumentó la temperatura como era de esperarse, lo que indica un cambio en la morfología de la zona de reacción como puede verse en la Figura 16a y la Figura 16b donde se alarga axialmente la zona de reacción caracterizada por el contorno de CO con el aumento en la adición de  $H_2$ . Lo anterior puede deberse al cambio en la recirculación considerando que en la Figura 16a se disminuye el factor de recirculación  $K_v$  con el aumento en la adición de  $H_2$ . Esto debido a que las mezclas con mayor contenido de hidrógeno tienen un menor requerimiento de aire para completar la reacción de combustión y los impulsos del aire de combustión se reducen a causa de que el caudal es menor y el área de descarga se conserva.

Por otro lado, los perfiles de temperatura experimentales decaen al acercarse al puerto del quemador ya que se está midiendo próximo al punto de descarga del combustible, el cual entra frío. Al acercarse el perfil de temperatura a la posición final del horno las temperaturas tienden a ser las mismas para todos los niveles de  $H_2$  puesto que se mide casi en la pared del mismo que no cambia significativamente su temperatura entre niveles de  $H_2$ .

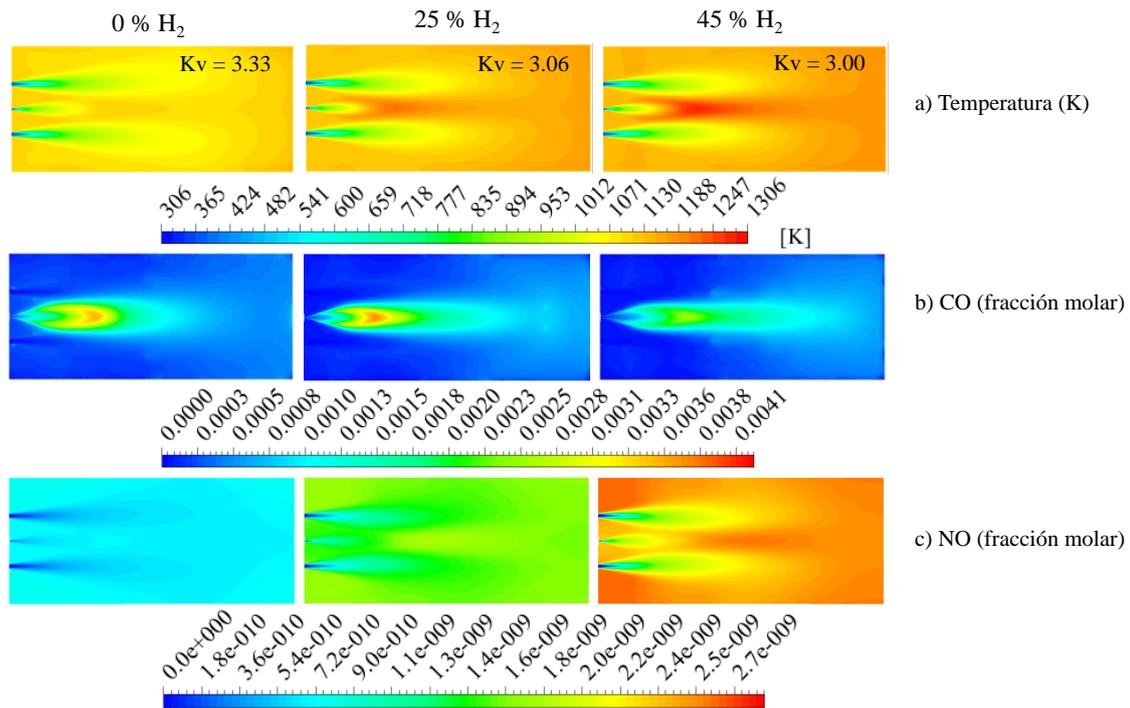
El perfil de temperatura extraído de las simulaciones numéricas se muestra en la Figura 15b y presenta un comportamiento similar al experimental, a diferencia que en la posición del quemador se mide la temperatura de entrada exacta de inyección del combustible. La temperatura máxima presentada en las simulaciones fue de 1114 K a 0.49 metros, 1202 K a 0.43 metros y 1264 K a 0.45 metros para 0 %  $H_2$ , 25%  $H_2$  y 45 %  $H_2$ , respectivamente. La comparación de los tres casos simulados con los tres casos evaluados experimentalmente se muestran en la Figura 15(d, e y f). Se encontró un buen ajuste entre los datos experimentales y numéricos de temperatura al interior del horno para todas las adiciones de  $H_2$  con lo cual se valida la metodología numérica. La diferencia en el perfil de temperaturas numérico y experimental en las primeras coordenadas ( $X=0$  m a  $X=0.3$  m) radica en que el perfil numérico mide la temperatura de ingreso del combustible en una posición exacta mientras que el perfil de temperaturas experimental se mide sobre un volumen de mezcla de gases succionado por una bomba por lo que la temperatura no es exactamente la de inyección del combustible sino, mas bien, un promedio de la temperatura de gases de combustión y del combustible.

Las emisiones de NO estimadas numéricamente son subestimadas en un orden de magnitud de  $10^3$ . Sin embargo, la tendencia a aumentar los NOx con la adición de  $H_2$  al combustible sí se describe correctamente como lo muestra la Figura 16c. Por otro lado, los picos de NO que se localizan sobre el centro del plano horizontal no coinciden con los picos de temperatura sino que se localizan aguas abajo luego del pico de temperatura.

La quimioluminiscencia espontánea emitida por el radical  $CH^*$  que fue capturada usando cámara ICCD se muestra en la Figura 17. Se pueden identificar cuatro niveles: 0 %  $H_2$  modo

llama en la Figura 17a, 0 % H<sub>2</sub> modo sin llama en la Figura 17b, 25 % H<sub>2</sub> modo sin llama en la Figura 17c y 45 % H<sub>2</sub> modo sin llama en la Figura 17d. Las escalas de intensidad de las imágenes se normalizaron con respecto a la máxima emisión obtenida entre los cuatro niveles, la cual fue el caso de la emisión de CH\* del modo llama. Sin embargo, para poder hacer comparación visual entre las imágenes se muestra la escala de color con respecto al máximo local de cada nivel.

En la emisión de CH\* obtenida del modo llama con 0% H<sub>2</sub> se evidencia que el acceso óptico a la zona de reacción no está alineado con el eje central de descarga del aire-combustible puesto que la llama aparece en la parte superior de la imagen. Sin embargo, logra capturar la llama que se localiza cerca a la descarga, en concordancia con el perfil de temperaturas experimental de la Figura 15a. Además, como esta llama se genera a partir de la mezcla combustible con mayor contenido de carbono, presenta la máxima emisión de CH\* de todos los niveles.

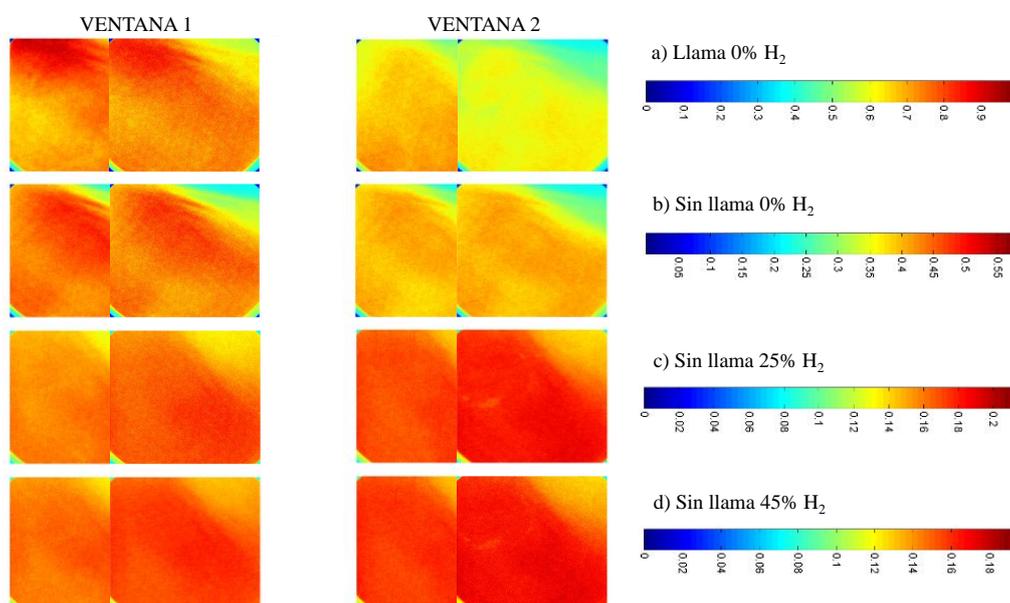


**Figura 16** Resultados numéricos en modo sin llama en plano central horizontal: a) Campo de temperatura y factor de recirculación (Kv), b) Fracción molar de CO, c) Fracción molar de NO. 0 - 45 % H<sub>2</sub>, n=1.17.

Como es de esperarse, la intensidad de la emisión cae drásticamente al pasar del modo llama al modo sin llama conservando la composición del combustible en 0 % H<sub>2</sub> ya que se obtiene un régimen diferente con reacciones químicas distribuidas en todo el volumen de la cámara de combustión. En este caso, se puede observar que las reacciones son más visibles en la primera ventana. Se debe tener en cuenta que las ventanas 1 y 2 abarcan hasta la mitad del horno como se puede observar en las dimensiones de la Figura 1, de hecho la Figura 16b muestra que luego de la mitad del horno no hay mucha información que analizar a cerca de la zona de reacción de las mezclas estudiadas. Para el caso de 25 % H<sub>2</sub> y 45 % H<sub>2</sub> se observa que las reacciones son más distribuidas en las dos ventanas lo cual es un indicio de que la zona de reacción cambia.

De acuerdo con el análisis antes realizado de la Figura 16b puede asumirse que dicho cambio en la zona de reacción se refiere a un ‘estiramiento’ de la misma, es decir, que la zona de reacción se extiende y necesita más volumen o espacio para terminar de quemar el combustible. Este hecho se valida entonces con la quimioluminiscencia de CH\* mostrado en la Figura 17c. Sin embargo, y aunque el cambio no es tan perceptible visualmente, en la Figura 17d se puede ver que la zona de reacción de la mezcla con mayor contenido de H<sub>2</sub> presenta un desplazamiento hacia la izquierda en intensidades aún mayores que la mezcla con 25 % H<sub>2</sub>, lo cual concuerda

con lo mostrado en la Figura 16b referente al argumento de estiramiento de la zona de reacción a causa de la disminución del Kv. Dicha mezcla fue la que menores intensidades de emisión de CH\* presentó debido a que es la mezcla con mayor contenido de hidrógeno y menor contenido de carbono.



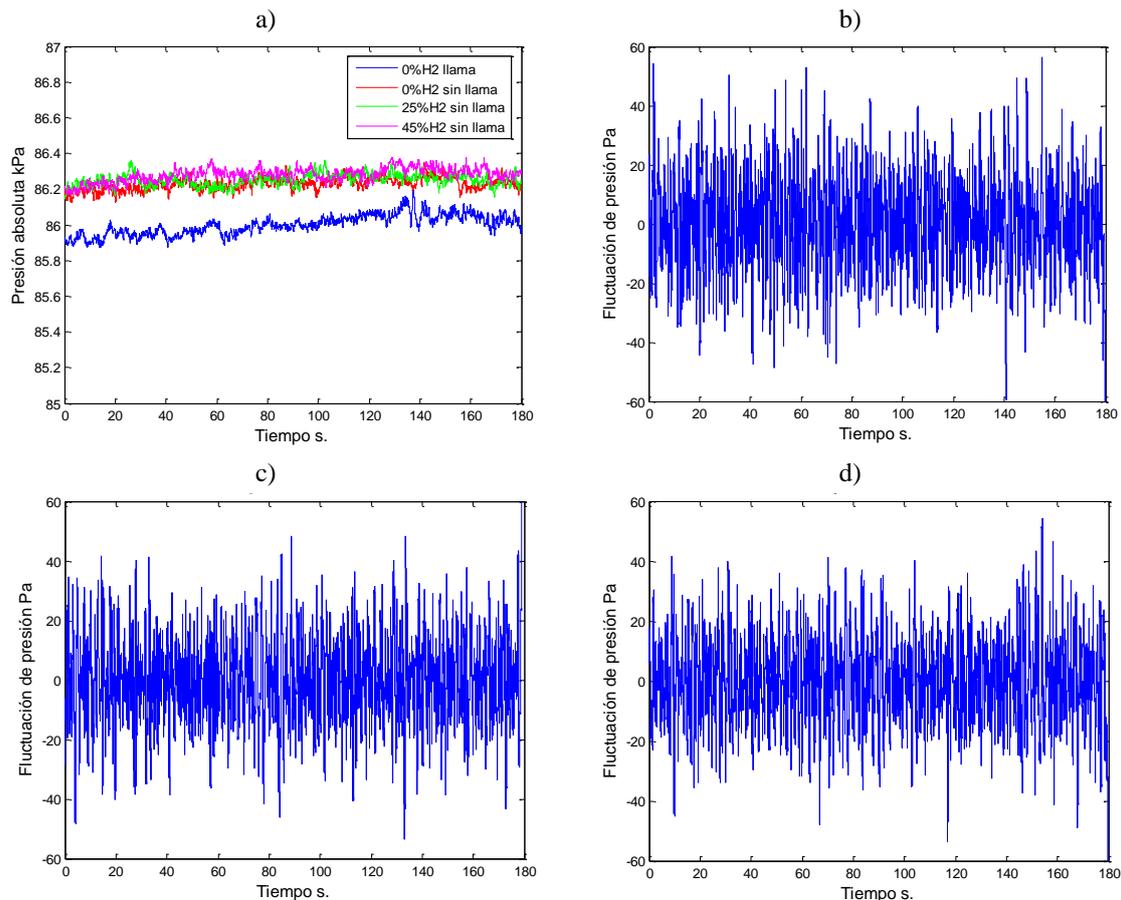
**Figura 17** Quimioluminiscencia de CH\* usando filtro centrado en 430 nm.

### 6.3 Comportamiento de las inestabilidades dinámicas

El hecho de que al adicionar hidrógeno aumenten las temperaturas de llama al interior del horno, se modifique la zona de reacción, e incluso cambie la recirculación de los gases de combustión al interior del mismo tiene varias implicaciones sobre el sistema. Genera repercusiones en el comportamiento dinámico y de estabilidad de operación del régimen desde el punto de las inestabilidades dinámicas y de presión como se muestra en la Figura 19. Si bien dichas inestabilidades no fueron tan grandes como para apagar o desestabilizar el sistema, sí cambian significativamente con los diferentes niveles de hidrógeno adicionado al combustible. Así mismo, la presión y la fluctuación de presión se cuantificaron al inicio ( $n=1.17$ ) y al final ( $n=2.0$ ) de la rampa de incremento del caudal de aire de combustión. De esta manera fue posible obtener una comparación entre dichas magnitudes antes y después de modificar el sistema.

La Figura 18a muestra la evolución temporal de las señales de presión absoluta en kPa adquiridas durante una de las repeticiones de los experimentos realizados para 0 % H<sub>2</sub> en modo llama y 0-45 % H<sub>2</sub> modo sin llama. El valor de la presión se incrementa toda vez que se incremente el caudal de aire como se describió en la Figura 5. En modo sin llama se incrementa el nivel de presión para todas las mezclas estudiadas con respecto a 0 % H<sub>2</sub> modo llama. Esto puede deberse a que en el modo sin llama se inyectan las corrientes de aire y combustible con un impulso grande haciendo que se recircule más masa en el mismo volumen, lo cual no predomina en el modo llama. El incremento de presión manométrica al pasar de modo llama a sin llama fue de 44 %.

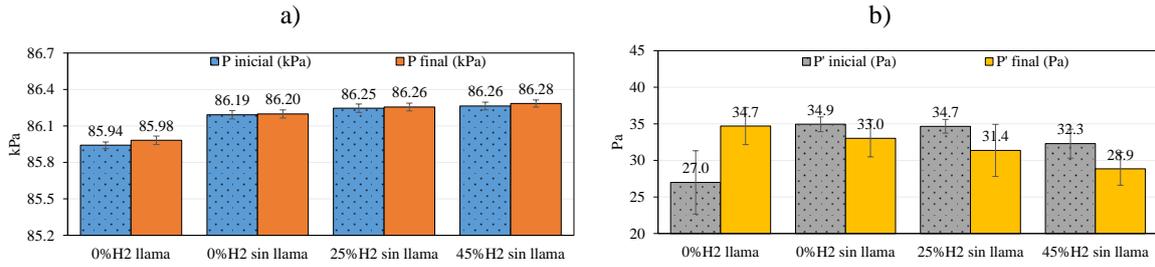
En la Figura 18a se nota una tendencia leve al aumento de presión con el incremento en la adición de H<sub>2</sub> como se detalla en la Figura 19a. En modo sin llama, con un factor de aireación inicial de  $n=1.17$ , al pasar de 0 % H<sub>2</sub> a 25 % H<sub>2</sub> el incremento en la presión absoluta fue de 7.3 % y al pasar de 0 % H<sub>2</sub> a 45 % H<sub>2</sub> el incremento en la presión absoluta fue de 8.5 %. Esto puede deberse a que a mayor adición de H<sub>2</sub> mayor la temperatura y debe representar un aumento en la presión, el cual en este caso es menor a 9%. Los mismos comportamientos se encontraron para la condición final del experimento con  $n=2.0$  pero en niveles de presión levemente superiores con incrementos menores al 2 %. Los niveles se incrementan debido al incremento en el caudal para alcanzar  $n=2.0$ .



**Figura 18** a) Presión absoluta (kPa) Vs tiempo en modo llama 0 % H<sub>2</sub> y modo sin llama 0-45 % H<sub>2</sub>, b) Fluctuación de presión (Pa) Vs tiempo para 0 % H<sub>2</sub> en modo sin llama, c) Fluctuación de presión 25 % H<sub>2</sub>, d) Fluctuación de presión 45 % H<sub>2</sub>

La fluctuación de presión para la mezcla con 0 % H<sub>2</sub> en modo sin llama, extraída de la señal de presión absoluta se muestra en la Figura 18b y cabe aclarar que todos los demás resultados tienen la misma forma. Esta es una señal simétrica alrededor del valor 0 Pa y su promedio en el tiempo coincide con la definición de desviación estándar de la señal de presión que representa el nivel de inestabilidad de las mezclas analizadas que se presenta en la Figura 19b. Al inicio de la prueba donde  $n=1.17$  y conservando una composición de 0 % H<sub>2</sub> se obtuvo un incremento en los niveles de fluctuación de presión de 29 % cuando se cambia de modo llama a modo sin llama.

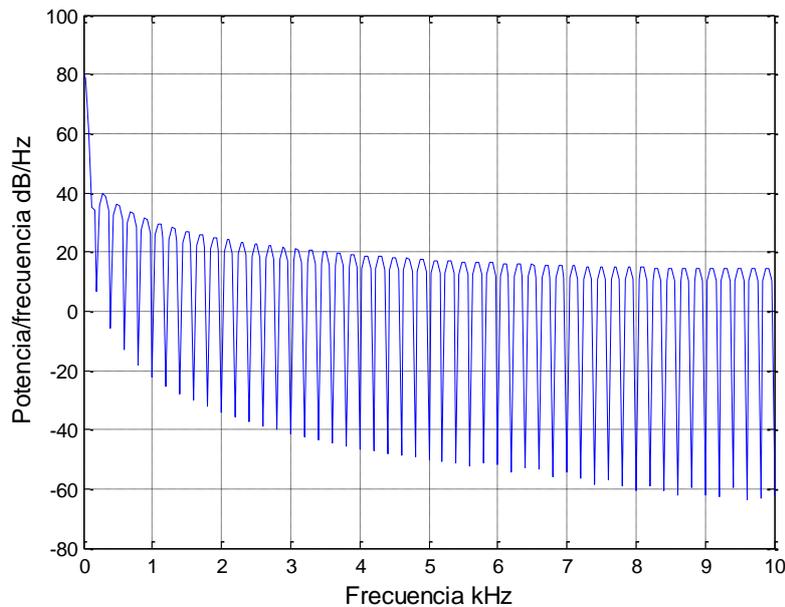
Esto implica que el nivel de inestabilidad dinámica obtenido en el régimen de combustión sin llama es mayor con respecto al modo llama. Sin embargo, tiene más sentido comparar entre niveles del modo sin llama, ya que se conserva la forma de inyección de los flujos de aire y combustible en el plano horizontal mientras que en el modo llama se inyecta solo en el eje central de la cámara de combustión del horno, lo que hace que los dos modos no sean comparables, al menos en este estudio que se realizó a condiciones sub-atmosféricas donde el nivel de inestabilidad es demasiado bajo con valores menores a 35 Pa en todos los casos. De hecho, se comprobó tanto para el modo llama como para el modo sin llama en todas las mezclas combustibles que el nivel de inestabilidad es muy pequeño debido al gran volumen de la cámara de combustión en donde se disipa la energía acústica de las ondas generadas al interior de la misma. Esto se corroboró mediante el cálculo de la densidad espectral de potencia de la señal de presión PSD presentada en la Figura 20. La PSD de todas las mezclas y los dos modos de combustión estudiados muestra que la intensidad en dB de las señales de presión se concentra en una frecuencia muy baja del espectro y que no existen otros picos en frecuencias altas que den indicio de una inestabilidad dinámica significativa.



**Figura 19** a) Presión absoluta antes ( $n=1.17$ ) y después ( $n=2.0$ ) de la rampa de aire modo llama 0 % H<sub>2</sub> y sin llama 0-45 % H<sub>2</sub>, b) Fluctuación de presión antes ( $n=1.17$ ) y después ( $n=2.0$ ) de la rampa de aire modo llama 0 % H<sub>2</sub> y sin llama 0-45 % H<sub>2</sub>

Al analizar la fluctuación de presión del modo sin llama entre niveles de hidrógeno se encontró que con la adición de H<sub>2</sub> disminuye el nivel de inestabilidad como se expone en la Figura 19b. Lo que indica que el hidrógeno tiene una capacidad de estabilizar más el régimen como encontraron [51]. Esto puede deberse a que la cinética, la difusión molecular y la difusión térmica ( $Dt/Dm = Le$ ) cambian al aumentar la adición de H<sub>2</sub>. Si bien la velocidad de combustión laminar  $S_L$  de las mezclas con mayor contenido de H<sub>2</sub> es mayor y esto tiende a hacer las llamas de premezcla intrínsecamente más inestables, la difusividad térmica de dichas llamas también tiene un efecto en la estabilidad del régimen puesto que influye en cómo se propaga la onda de calor. La difusividad térmica juega un rol en el espesor de llamas de premezcla laminar y, a mayor difusividad mayor el espesor y más difícil será perturbar las llamas haciéndolas más estables dinámicamente. Estas dos propiedades se presentan en la Figura 21a y la Figura 21b, donde se observa que a mayor adición de H<sub>2</sub> se obtiene un valor más alto para  $S_L$  como se esperaba, pero también se alcanza mayor difusividad térmica y el peso de ésta sobre el nivel de estabilidad es importante por lo que posiblemente la fluctuación de presión en estas mezclas es menor de acuerdo con la Figura 19b.

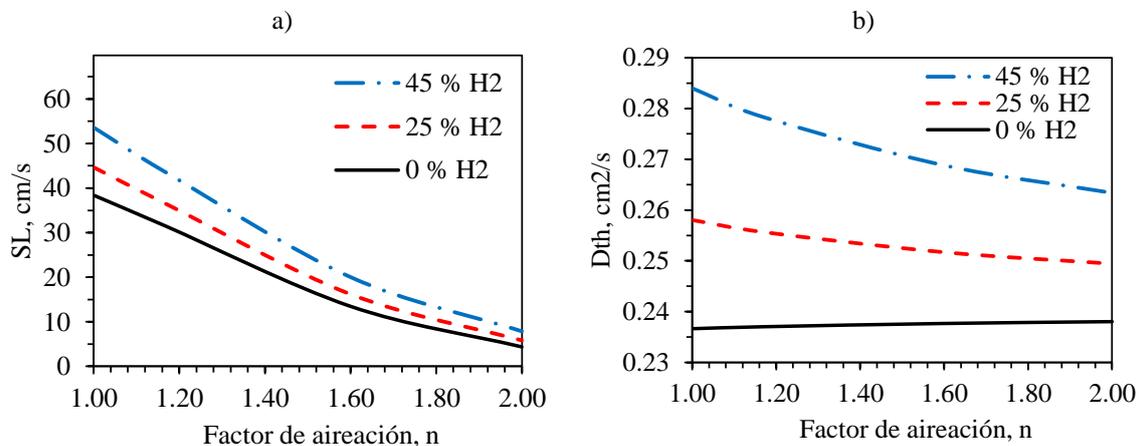
Adicionalmente, al aumentar el factor de aireación de  $n=1.17$  a  $n=2.0$ , se disminuye la magnitud de la fluctuación de la presión conservando la composición del combustible de acuerdo con la Figura 19b.



**Figura 20** Densidad espectral de potencia PSD 0% H<sub>2</sub> modo llama 0-45% H<sub>2</sub> modo sin llama. Nótese que todos los casos se superponen.

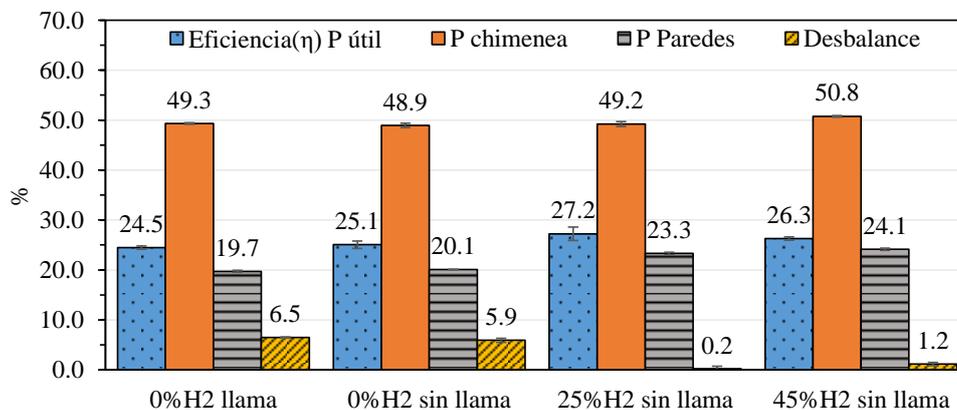
## 6.4 Eficiencia energética

Un balance de energía del horno de combustión sin llama se presenta en la Figura 22. La eficiencia útil máxima fue de 27.2 % y se presentó para el modo sin llama con 25 % H<sub>2</sub>. La eficiencia aumentó 2.4 % al pasar de modo llama a modo sin llama con 0% H<sub>2</sub> pero fue mayor la eficiencia útil cuando el horno se operó en modo sin llama con 25 % H<sub>2</sub> y 45 % H<sub>2</sub> puesto que se incrementó en 8.4 % y en 4.8 %, respectivamente, con respecto a 0 % H<sub>2</sub> modo sin llama. Esto indica que la adición de H<sub>2</sub> aumenta la eficiencia del horno cuando se opera en modo sin llama dado que al aumentar las temperaturas de llama, la diferencia de temperaturas entre los gases de combustión y las paredes del horno es mayor, logrando un mayor calentamiento de las paredes. A su vez, la diferencia de temperaturas entre las paredes y los gases de combustión con respecto a las superficies del tubo de aire de carga se hacen mayores, por lo que la transferencia de calor por radiación y por convección hacia la carga se incrementa al tener mezclas con mayor contenido de hidrógeno. Esto pudo corroborarse también con las emisiones en chimenea y por paredes teniendo en cuenta que al operar el horno con mayor contenido de H<sub>2</sub> en la mezcla se obtienen mayores pérdidas de energía por chimenea y por paredes. El desbalance máximo obtenido para el balance de energía fue de 6.5 % presentado en el modo llama con 0 % H<sub>2</sub>.



**Figura 21** a) Velocidad de combustión laminar (SL) Vs factor de aireación (n), b) Difusividad térmica (Dth) Vs factor de aireación (n), 0-45% H<sub>2</sub>.

El horno usado en los experimentos fue diseñado para operar con regeneración de calor automática, motivo por el cual las eficiencias útiles no sobrepasan el 30% cuando se usó sin recuperación de calor. Sin embargo, es un logro para este proyecto alcanzar el régimen con ultra bajas emisiones de NO<sub>x</sub> y CO ya que el aire de combustión no se precalentó y se inyectó a una temperatura de 306 K.



**Figura 22** Balance de energía en el horno en modo llama 0% H<sub>2</sub> y en modo sin llama 0-45% H<sub>2</sub>

## 7 CONCLUSIONES

Se realizó un Análisis teórico y experimental de la combustión de mezclas gas natural-hidrógeno bajo el régimen de combustión sin llama a condiciones de presión atmosférica de 853.7 mbar quemando mezclas de gas natural e hidrógeno variando desde 0% H<sub>2</sub> a 45% H<sub>2</sub> a potencia de 28 kW y bajo el régimen de combustión sin llama, carga de aire de 80 CFM y factores de aireación desde n=1.17 hasta n=2.00. Las conclusiones son las siguientes:

- Se comprobó que la combustión sin llama en el horno usado es una tecnología flexible que opera el régimen sin inestabilidad con gas natural y adiciones de hidrógeno validado hasta 45 %.
- La adición de hidrógeno aumenta la eficiencia útil del horno a causa del aumento de temperatura media al interior del mismo que aumenta la temperatura de las paredes de mismo, y por tanto, el calor útil transferido a la carga por radiación desde las paredes y por convección desde los gases de combustión son mayores.
- La adición de hidrógeno reduce los factores de recirculación al interior de la cámara de combustión lo cual alarga la zona de reacción a condiciones subatmosféricas de operación lo cual se comprobó tanto experimental como numéricamente.
- La adición de hidrógeno a la mezcla aumenta la estabilidad de operación del horno reduciendo las fluctuaciones de presión o nivel de inestabilidad dinámica al interior de la cámara de combustión.
- El nivel de inestabilidad dinámica obtenido en el régimen de combustión sin llama fue mayor con respecto al modo llama ya que los dos modos de operación y de inyección de los diferentes flujos son diferentes.
- La adición de hidrógeno aumenta la emisión de NO<sub>x</sub> por aumento de temperatura de llama y mantiene constante la emisión de CO manteniéndose ultra bajas. Sin embargo, al aumentar la adición de hidrógeno se reduce la relación C/H lo cual hace que se detenga el incremento de emisión de NO<sub>x</sub> por vía prompt.
- El mecanismo cinético de Westbrook & Dryer modificado WD4 y el modelo de interacción cinética-turbulencia son adecuados para predecir el campo de temperaturas al interior del horno cuando se opera en régimen de combustión sin llama con mezclas GN-H<sub>2</sub> validado experimentalmente desde 0 % H<sub>2</sub> a 45 % H<sub>2</sub>.
- Al aumentar el factor de aireación se reduce la emisión de NO<sub>x</sub> y se aumenta el CO en el régimen de combustión convencional como era de esperarse. Sin embargo, en el régimen de combustión sin llama se aumentan los NO<sub>x</sub> y CO con el aumento del factor de aireación por vías de formación de N<sub>2</sub>O intermedio y prompt que prevalecen sobre la ruta térmica en el régimen de combustión sin llama y también por destrucción de régimen con la inyección de aire de combustión que cambian la termo-fluido dinámica del sistema para todas las mezclas estudiadas.
- Existe un exceso de aire límite para operar el sistema con mezclas de GN-H<sub>2</sub> conservando un régimen estable y con emisiones contaminantes. Sobrepasar este límite implica la afectación del régimen y las emisiones contaminantes para las mezclas con 0-45 % H<sub>2</sub>.
- Se logró régimen de combustión sin llama sin usar precalentamiento de aire de combustión el cual se inyectó a 306 K lo cual es un logro para el proyecto.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] M. W. Melaina, O. Antonia, and M. Penev, "Blending hydrogen into natural gas pipeline networks. a review of key issues," National Renewable Energy Laboratory, 2013.
- [2] M. Qadrdan, M. Abeysekera, M. Chaudry, J. Wu, and N. Jenkins, "Role of power-to-gas in an integrated gas and electricity system in Great Britain," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 40, no. 17, pp. 5763–5775, 2015.
- [3] P. Li *et al.*, "Progress and recent trend in MILD combustion," *Sci. China Technol. Sci.*, vol. 54, no. 2, pp. 255–269, 2011.
- [4] A. A. Arrieta, "Estimación de las propiedades de combustión de combustibles gaseosos," Technical report, Universidad de Antioquia, Medellín, 2002.
- [5] U. de P. M. E. UPME, "Calculadora de emisiones-FECOC 2016," 2016. [Online]. Available: [http://www.upme.gov.co/Calculadora\\_Emisiones/aplicacion/calculadora.html](http://www.upme.gov.co/Calculadora_Emisiones/aplicacion/calculadora.html).
- [6] J. N. Phillips and R. J. Roby, "HYDROGEN-ENRICHED NATURAL GAS OFFERS

- ECONOMIC [NO. sub. x] REDUCTION ALTERNATIVE,” *Power Eng.*, vol. 104, no. 5, p. 36, 2000.
- [7] V. Di Sarli and A. Di Benedetto, “Laminar burning velocity of hydrogen–methane/air premixed flames,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 32, no. 5, pp. 637–646, 2007.
- [8] M. Ayoub, C. Rottier, S. Carpentier, C. Villiermaux, A. M. Boukhalfa, and D. Honoré, “An experimental study of mild flameless combustion of methane/hydrogen mixtures,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 37, no. 8, pp. 6912–6921, 2012.
- [9] E. Mollica, E. Giacomazzi, and A. D. Marco, “Numerical study of hydrogen mild combustion,” *Therm. Sci.*, vol. 13, no. 3, pp. 59–67, 2009.
- [10] R. L. Speth, H. M. Altay, D. E. Hudgins, and A. F. Ghoniem, “Dynamics and stability limits of syngas combustion in a swirl-stabilized combustor,” in *ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air*, 2008, pp. 767–776.
- [11] A. Cavaliere and M. de Joannon, “Mild combustion,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 30, no. 4, pp. 329–366, 2004.
- [12] A. A. A. Abuelnuor, M. A. Wahid, H. A. Mohammed, and A. Saat, “Flameless combustion role in the mitigation of NOX emission: a review,” *Int. J. Energy Res.*, vol. 38, no. 7, pp. 827–846, 2014.
- [13] J. G. Wüning, “Flox®—flameless combustion,” in *Thermprocess Symposium 2003*, 2003.
- [14] S. E. Hosseini, M. A. Wahid, and A. A. A. Abuelnuor, “Pollutant reduction and energy saving in industrial sectors by applying high temperature air combustion method,” *Int Rev Mech Eng*, vol. 6, no. 7, pp. 1667–1672, 2012.
- [15] R. Weber, J. P. Smart, and W. vd Kamp, “On the (MILD) combustion of gaseous, liquid, and solid fuels in high temperature preheated air,” *Proc. Combust. Inst.*, vol. 30, no. 2, pp. 2623–2629, 2005.
- [16] J. Warnatz, U. Maas, R. W. Dibble, and J. Warnatz, *Combustion*, vol. 3. Springer, 2001.
- [17] A. F. Colorado, B. A. Herrera, and A. A. Amell, “Performance of a flameless combustion furnace using biogas and natural gas,” *Bioresour. Technol.*, vol. 101, no. 7, pp. 2443–2449, 2010.
- [18] J. A. Wüning and J. G. Wüning, “Flameless oxidation to reduce thermal NO-formation,” *Prog. energy Combust. Sci.*, vol. 23, no. 1, pp. 81–94, 1997.
- [19] A. Milani and J. G. Wüning, “Flameless oxidation technology,” in *Advanced Combustion and Aerothermal Technologies*, Springer, 2007, pp. 343–352.
- [20] A. Effuggi, D. Gelosa, M. Derudi, and R. Rota, “Mild combustion of methane-derived fuel mixtures: natural gas and biogas,” *Combust. Sci. Technol.*, vol. 180, no. 3, pp. 481–493, 2008.
- [21] Y. B. Zeldovich, “The oxidation of nitrogen in combustion and explosions,” *Acta Physicochim. URSS*, vol. 21, no. 4, pp. 577–628, 1946.
- [22] E. L. Keating, “APPLIED COMBUSTION Second Edition,” *Mech. Eng. YORK BASEL-MARCEL DEKKER THEN CRC Press. Fr.*, vol. 206, 2007.
- [23] F. Halter, C. Chauveau, N. Djebaili-Chaumeix, and I. Gökalp, “Characterization of the effects of pressure and hydrogen concentration on laminar burning velocities of methane–hydrogen–air mixtures,” *Proc. Combust. Inst.*, vol. 30, no. 1, pp. 201–208, 2005.
- [24] F. H. V Coppens, J. De Ruyck, and A. A. Konnov, “The effects of composition on burning velocity and nitric oxide formation in laminar premixed flames of CH<sub>4</sub>+ H<sub>2</sub>+ O<sub>2</sub>+ N<sub>2</sub>,” *Combust. Flame*, vol. 149, no. 4, pp. 409–417, 2007.
- [25] D. Suchitra, R. Jegatheesan, and T. J. Deepika, “Optimal design of hybrid power generation system and its integration in the distribution network,” *Int. J. Electr. Power Energy Syst.*, vol. 82, pp. 136–149, 2016.
- [26] F. I. Khan, K. Hawboldt, and M. T. Iqbal, “Life cycle analysis of wind–fuel cell integrated system,” *Renew. energy*, vol. 30, no. 2, pp. 157–177, 2005.
- [27] A. C. Álvarez-Espinosa *et al.*, “Compromiso de Reducción de Emisiones de Gases de Efecto Invernadero: Consecuencias económicas,” DEPARTAMENTO NACIONAL DE PLANEACIÓN, 2015.

- [28] A. A. Amell, H. A. Yepes, and F. J. Cadavid, "Numerical and experimental study on laminar burning velocity of syngas produced from biomass gasification in sub-atmospheric pressures," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 39, no. 16, pp. 8797–8802, 2014.
- [29] H. A. Yepes and A. A. Amell, "Laminar burning velocity with oxygen-enriched air of syngas produced from biomass gasification," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 38, no. 18, pp. 7519–7527, 2013.
- [30] J. Pareja, H. J. Burbano, A. Amell, and J. Carvajal, "Laminar burning velocities and flame stability analysis of hydrogen/air premixed flames at low pressure," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 36, no. 10, pp. 6317–6324, 2011.
- [31] C. Cardona, A. Amell, and H. Burbano, "Laminar burning velocity of natural gas/syngas-air mixture," *Dyna*, vol. 80, no. 180, pp. 136–143, 2013.
- [32] H. J. Burbano, J. Pareja, and A. A. Amell, "Laminar burning velocities and flame stability analysis of syngas mixtures at sub-atmospheric pressures," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 36, no. 4, pp. 3243–3252, 2011.
- [33] H. J. Burbano, J. Pareja, and A. A. Amell, "Laminar burning velocities and flame stability analysis of H<sub>2</sub>/CO/air mixtures with dilution of N<sub>2</sub> and CO<sub>2</sub>," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 36, no. 4, pp. 3232–3242, 2011.
- [34] A. Cavaliere, M. de Joannon, and R. Ragucci, "Highly preheated lean combustion," *Lean Combust. Technol. Control*, pp. 55–94, 2008.
- [35] A. S. Verissimo, A. M. A. Rocha, and M. Costa, "Importance of the inlet air velocity on the establishment of flameless combustion in a laboratory combustor," *Exp. Therm. fluid Sci.*, vol. 44, pp. 75–81, 2013.
- [36] M. Sánchez, F. Cadavid, and A. Amell, "Experimental evaluation of a 20kW oxygen enhanced self-regenerative burner operated in flameless combustion mode," *Appl. Energy*, vol. 111, pp. 240–246, 2013.
- [37] M. Derudi, A. Villani, and R. Rota, "Sustainability of mild combustion of hydrogen-containing hybrid fuels," *Proc. Combust. Inst.*, vol. 31, no. 2, pp. 3393–3400, 2007.
- [38] A. Parente, C. Galletti, and L. Tognotti, "Effect of the combustion model and kinetic mechanism on the MILD combustion in an industrial burner fed with hydrogen enriched fuels," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 33, no. 24, pp. 7553–7564, 2008.
- [39] B. Magnussen, "On the structure of turbulence and a generalized eddy dissipation concept for chemical reaction in turbulent flow," in *19th aerospace sciences meeting*, 1981, p. 42.
- [40] G. P. Smith *et al.*, "GRI-MECH 3.0," [http://www.me.berkeley.edu/gri\\_mech/](http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/).
- [41] C. Galletti, A. Parente, M. Derudi, R. Rota, and L. Tognotti, "Numerical and experimental analysis of NO emissions from a lab-scale burner fed with hydrogen-enriched fuels and operating in MILD combustion," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 34, no. 19, pp. 8339–8351, 2009.
- [42] Y. Yu, W. Gaofeng, L. Qizhao, M. Chengbiao, and X. Xianjun, "Flameless combustion for hydrogen containing fuels," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 35, no. 7, pp. 2694–2697, 2010.
- [43] B. Bazooyar and H. G. Darabkhani, "Design and numerical analysis of a 3 kW flameless microturbine combustor for hydrogen fuel," *Int. J. Hydrogen Energy*, 2019.
- [44] A. Chinnici, G. J. Nathan, and B. B. Dally, "Combined solar energy and combustion of hydrogen-based fuels under MILD conditions," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 43, no. 43, pp. 20086–20100, 2018.
- [45] S. R. Turns, *An introduction to combustion*, vol. 287. McGraw-hill New York, 1996.
- [46] T. C. Lieuwen and V. Yang, *Combustion instabilities in gas turbine engines: operational experience, fundamental mechanisms, and modeling*. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2005.
- [47] W. Polifke, "Six Lectures on Thermoacoustic Combustion Instability," in *21st CISM-IUTAM Int. Summer School on Measurement, Analysis and Passive Control of Thermoacoustic Oscillations*, 2015, p. 87–Seiten.
- [48] Lord Rayleigh, "The explanation of certain acoustical phenomena," *Roy. Inst. Proc.*, vol. 8, pp. 536–542, 1878.

- [49] K. R. McManus, T. Poinso, and S. M. Candel, "A review of active control of combustion instabilities," *Prog. energy Combust. Sci.*, vol. 19, no. 1, pp. 1–29, 1993.
- [50] T. C. Lieuwen, *Unsteady combustor physics*. Cambridge University Press, 2012.
- [51] S. Taamallah, Z. A. LaBry, S. J. Shanbhogue, and A. F. Ghoniem, "Thermo-acoustic instabilities in lean premixed swirl-stabilized combustion and their link to acoustically coupled and decoupled flame macrostructures," *Proc. Combust. Inst.*, vol. 35, no. 3, pp. 3273–3282, 2015.
- [52] A. A. Amell, B. A. Herrera, C. Sepúlveda, and F. J. Cadavid, "Metodología para el Desarrollo de Sistemas de Combustión Sin Llama," *Inf. tecnológica*, vol. 21, no. 1, pp. 17–22, 2010.
- [53] V. M. Reddy, D. Sawant, D. Trivedi, and S. Kumar, "Studies on a liquid fuel based two stage flameless combustor," *Proc. Combust. Inst.*, vol. 34, no. 2, pp. 3319–3326, 2013.
- [54] V. M. Reddy, D. Trivedi, D. Sawant, and S. Kumar, "Investigations on emission characteristics of liquid fuels in a swirl combustor," *Combust. Sci. Technol.*, vol. 187, no. 3, pp. 469–488, 2015.
- [55] V. M. Reddy, A. Katoch, W. L. Roberts, and S. Kumar, "Experimental and numerical analysis for high intensity swirl based ultra-low emission flameless combustor operating with liquid fuels," *Proc. Combust. Inst.*, vol. 35, no. 3, pp. 3581–3589, 2015.
- [56] V. M. Reddy, D. Sawant, and S. Kumar, "Studies on Optimization of a Liquid Fuel Based Low Emission Combustor," in *ASME 2012 Gas Turbine India Conference*, 2012, pp. 281–289.
- [57] Y. Cui, X. Lü, G. Xu, and C. Nie, "Dynamic analysis of a flameless combustion model combustor," *Sci. China Technol. Sci.*, vol. 53, no. 8, pp. 2291–2298, 2010.
- [58] X. Lv, Y. Cui, A. Fang, G. Xu, B. Yu, and C. Nie, "Experimental Test on a Syngas Model Combustor With Flameless Technology," in *ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air*, 2010, pp. 885–894.
- [59] Camilo Lezcano Benitez, "CALCULO NUMÉRICO DEL FACTOR DE RECIRCULACION EN HORNO DE COMBUSTION SIN LLAMA," Universidad de Antioquia, 2012.
- [60] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, "Computational fluid dynamics," *finite Vol. method*, 1995.
- [61] C. Galletti, A. Parente, and L. Tognotti, "Numerical and experimental investigation of a mild combustion burner," *Combust. Flame*, vol. 151, no. 4, pp. 649–664, 2007.
- [62] D. Lupant and P. Lybaert, "Assessment of the EDC combustion model in MILD conditions with in-furnace experimental data," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 75, pp. 93–102, 2015.
- [63] P. Li, J. Mi, B. B. Dally, R. A. Craig, and F. Wang, "Premixed moderate or intense low-oxygen dilution (MILD) combustion from a single jet burner in a laboratory-scale furnace," *Energy & Fuels*, vol. 25, no. 7, pp. 2782–2793, 2011.
- [64] Y. Tu, H. Liu, S. Chen, Z. Liu, H. Zhao, and C. Zheng, "Effects of furnace chamber shape on the MILD combustion of natural gas," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 76, pp. 64–75, 2015.
- [65] M. Huang *et al.*, "Effect of air preheat temperature on the MILD combustion of syngas," *Energy Convers. Manag.*, vol. 86, pp. 356–364, 2014.
- [66] ANSYS Inc, "ANSYS Fluent Theory Guide. Release 15.0." pp. 724–746, 2013.
- [67] J. P. Kim, U. Schnell, and G. Scheffknecht, "Comparison of different global reaction mechanisms for MILD combustion of natural gas," *Combust. Sci. Technol.*, vol. 180, no. 4, pp. 565–592, 2008.
- [68] L. Wang, Z. Liu, S. Chen, and C. Zheng, "Comparison of different global combustion mechanisms under hot and diluted oxidation conditions," *Combust. Sci. Technol.*, vol. 184, no. 2, pp. 259–276, 2012.
- [69] C. K. Westbrook and F. L. Dryer, "Simplified reaction mechanisms for the oxidation of hydrocarbon fuels in flames," *Combust. Sci. Technol.*, vol. 27, no. 1–2, pp. 31–43, 1981.
- [70] C. T. Bowman, "Kinetics of pollutant formation and destruction in combustion," *Prog. energy Combust. Sci.*, vol. 1, no. 1, pp. 33–45, 1975.
- [71] G. J. Rørtveit, K. Zepter, Ø. Skreiberg, M. Fossum, and J. E. Hustad, "A comparison of low-NOx burners for combustion of methane and hydrogen mixtures," *Proc. Combust. Inst.*, vol. 29, no. 1, pp. 1123–1129, Jan. 2002.
- [72] F. Hu *et al.*, "Optimal equivalence ratio to minimize NO emission during moderate or intense low-oxygen dilution combustion," *Energy & fuels*, vol. 32, no. 4, pp. 4478–4492, 2018.