UNIVERSIDAD DE ANTIOQUIA

Estudio numérico y experimental del uso de mezclas gas natural e hidrógeno en un sistema de combustión de premezcla y transferencia de calor por radiación infrarroja

Diana Carolina Rodriguez Henao

Tesis de maestría presentada para optar al título de Magíster en Ingeniería

Asesor
Andrés Adolfo Amell Arrieta, Magíster (MSc)

Universidad de Antioquia
Facultad de Ingeniería
Maestría en Ingeniería
Medellín, Antioquia, Colombia
2024

Cita	Rodriguez Henao [1]
Referencia Estilo IEEE (2020)	[1] D. C. Rodriguez Henao “Estudio numérico y experimental del uso de mezclas gas natural e hidrógeno en un sistema de combustión de premezcla y transferencia de calor por radiación infrarroja”, Tesis de maestría, Maestría en Ingeniería, Universidad de Antioquia, Medellín, Antioquia, Colombia, 2024.

creative commons BY NC SA

Maestría en Ingeniería, Cohorte XXXVI.

Grupo de Investigación Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía (GASURE).

UNIVERSIDAD DE ANTIOQUIA
Vicerrectoría de Docencia

Sistema de Bibliotecas

Repositorio Institucional: http://bibliotecadigital.udea.edu.co

Universidad de Antioquia - www.udea.edu.co

El contenido de esta obra corresponde al derecho de expresión de los autores y no compromete el pensamiento institucional de la Universidad de Antioquia ni desata su responsabilidad frente a terceros. Los autores asumen la responsabilidad por los derechos de autor y conexos.

AGRADECIMIENTOS

“Solos vamos más rápido, pero acompañados llegamos más lejos”. A mi madre y a mi abuela, por ser las mujeres más fuertes que conozco y enseñarme el valor del trabajo duro y que con amor todo se puede lograr, a ellas pertenece cuanto logro he tenido en mi vida. A mi hermana por ser el ser más incondicional y el regalo más grande que me ha dado la vida. También agradezco a todos mis amigos, soy afortunada y siempre me he visto rodeada de buenas personas y seres humanos que me ayudan a crecer y a ser feliz y cada uno de ellos tiene un pedazo de mi alma. Gracias infinitas a Juan Fernando que nunca dejo de creer en mí, y estuvo a mi lado de manera incondicional.

A mi asesor y director del grupo GASURE, el profesor Andrés Amell, por abrirme las puertas del grupo de investigación, por enseñarnos a mí y a todo el grupo a cultivar la perseverancia, la disciplina y la convicción de llevar en alto todo lo que se hace.

A mis compañeros del grupo GASURE, en especial a Yefferson López por el apoyo en todo el desarrollo del proyecto. A Camilo Lezcano y Camilo Echeverri en particular por el apoyo en las simulaciones numéricas y a Ricardo Nájera, Alejandro Restrepo y Joey Castaño porque gracias a ellos pude sacar adelante las sesiones experimentales.

Agradezco a la Universidad de Antioquia por permitirme hacer parte de sus programas tanto de pregrado como de posgrado y así poder aspirar a grandes cosas que le debo y le agradezco a la Universidad Pública, que espero prospere y pueda llegar a un número aún mayor de personas que deseen crecer y superarse.

"Los autores agradecen el apoyo financiero proporcionado por el ICETEX, el Ministerio de Educación Nacional y el Ministerio de Ciencia, Tecnología e Innovación, en el marco del proyecto "Prospectiva y desarrollo tecnológico en la producción, las complementariedades con otros energéticos y los usos del hidrógeno en Antioquia" (Contrato No. RC–2021–1093)."

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

RESUMEN

En el marco de la transición energética que en los últimos años se viene llevando a cabo a nivel mundial, se ha buscado principalmente la disminución de emisiones contaminantes causantes del efecto invernadero y del aumento general de la temperatura del globo. Para abordar este frente desde las ciencias térmicas y la transformación de energía se puede hablar de dos formas posibles para lograr este fin, la implementación de tecnologías y procesos de transformación más eficientes y el uso de combustibles renovables en lugar de los combustibles fósiles.

Uno de los principales actores causantes de la emisión de gases contaminantes y de consumo de recursos es el sector industrial, por lo que impactar positivamente en sus procesos favorece a los objetivos de descarbonización. En algunos procesos industriales existe necesidad de sistemas de calentamiento indirecto, estos sistemas tienen como característica que los gases de combustión no entran en contacto con la carga que se desea calentar, además en estos sistemas el mecanismo de transferencia de calor dominante es la radiación, por lo anterior, estos sistemas de calentamiento se usan en procesos que requieran distribuciones de temperatura uniformes y que brinden alta eficiencia en la transferencia de calor.

Considerando lo anterior, en este estudio se plantea el análisis del desempeño de un sistema integrado en el que un quemador de aire inductor con llama de premezcla total, el cual es un sistema de combustión premezclado en el que el aire suministrado por un ventilador arrastra el combustible, descarga los gases de combustión en un tubo radiante de carburo de silicio con recirculación interna, con el objetivo de calentarlo y transferir calor mediante radiación infrarroja. Como combustible se usan mezclas de gas natural e hidrógeno en distintas proporciones volumétricas, de 0% a 100% H_2 y dos potencias distintas, 10 y 20 kW. Esto se justifica en el hecho de que el hidrógeno ha demostrado ser un combustible más limpio, ya que su combustión no genera emisiones de CO_2 y además puede ser obtenido de manera renovable; en cuanto al uso del tubo radiante de carburo de silicio como medio para transferir calor de manera indirecta, se justifica por la geometría y las características radiantes del material. Ambos temas han sido ampliamente trabajados dentro del grupo de investigación de ciencia y tecnología del gas y uso racional de la energía GASURE, sin embrago no se había estudiado el acoplamiento entre el sistema de premezcla y el tubo radiante en el IR, tampoco la operación de este tipo de sistemas con mezcla gas natural e hidrogeno e hidrógeno al 100 %.

Las sesiones experimentales se llevaron a cabo en el laboratorio de combustión del grupo GASURE en la Universidad de Antioquia - Medellín. El sistema de combustión premezclada demostró ser altamente versátil, con un adecuado funcionamiento en todo el rango de composición de las mezclas, solo requiriendo el cambio de la cabeza del quemador para los más altos contenidos de hidrógeno para contrarrestar los efectos del cambio de las propiedades de combustión de la mezcla, permitiendo mantener el factor de aireación en 1,1, que es el óptimo para favorecer la transferencia de calor y evitar que el aire en exceso se robe la energía que pretende ser transferida al tubo radiante. La variable respuesta más importante considerada en el tubo radiante es la temperatura superficial ya que este es el factor que domina la transferencia de calor por radiación, esta fue aumentando a medida que se agregaba hidrógeno a las mezclas, aumentado de la misma forma la eficiencia de radiación de 34% a 46% a en 0%H2 y 100% respectivamente, además la adición de hidrógeno también presenta una disminución en los picos de temperatura aumentado el coeficiente de uniformidad térmica del sistema de 0.8 a 0.9, esto debido a las propiedades de los productos de combustión; en cuanto a las variables referentes al quemador, no se presentan altas emisiones de CO, estas se mantienen por debajo de 100ppm y disminuyen a medida que se agrega el H_2, y las emisiones de NO_x se mantienen por los 10ppm sin aumentar ni variar significativamente al adicionar H_2, también, la eficiencia de combustión fue en aumento a medida que se agregaba el hidrógeno, pero siendo mayor está a 10kW que a 20kW con máximos de 69.42% y 63.09% respectivamente a 75% de H_2.

Las simulaciones numéricas se realizaron en el software Fluent Ansys 2022 R2, se realizó una simulación 3D axisimétrica con dos geometrías distintas, una para bajos contenidos de hidrógeno y otra para altos, se trabajó con dos mallas 1142886 y 1714438 elementos respectivamente, se modelo la fluidodinámica mediante ecuaciones RANS, la turbulencia con el modelo k-ε realizable, la radiación con el modelo de ordenadas discretas (ODM) y para la combustión el

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

mecanismo reaccional DRM-19. Se identificaron los contornos de distribución de temperatura y se apreció el cambio en la morfología de la llama con el cambio de la cabeza, en los contornos de presión se observan los cambios de presión que inducen el mezclado del aire con el gas, también se encontraron los contornos de velocidad y las líneas de flujo, donde se puede observar la recirculación interna en el tubo radiante y el mezclado, encontrando las mayores velocidades en la zona de descarga del gas y en la zona de la llama. Finalmente se encontró que los modelos numéricos seleccionados podrían considerarse adecuados.
Finalmente, se encuentra que la intercambiabilidad de combustibles fósiles por combustibles renovables como el hidrógeno verde en procesos de alta temperatura y de calentamiento de alta eficiencia es viable en términos técnicos y operativos, por lo que una vez la producción de hidrógeno es viable y sostenible económicamente puede ser una importante alternativa dentro de la transición energética.

Palabras clave
Combustión de hidrógeno, radiación infrarroja, tubo radiante, combustión premezclada

ABSTRACT

In the context of the global energy transition that has occurred in recent years, efforts have been made to reduce polluting emissions that contribute to the greenhouse effect and mitigate the increase in global temperatures. Two potential approaches can be implemented to achieve this goal from the perspectives of thermal sciences and energy transformation: enhancing the efficiency of energy transformation technologies and processes, and substituting fossil fuels with renewable alternatives.

Moreover, the industrial sector stands out as one of the main contributors to the emission of polluting gases and energy resource consumption. Therefore, positively impacting industrial processes contributes to decarbonization objectives. In certain industrial processes, there is a requirement to establish an indirect heating process. These systems are characterized by the fact that combustion gases do not directly contact the material being heated. In these systems, radiation predominates as the heat transfer mechanism, making them suitable for processes that necessitate uniform temperature distributions and high heat transfer efficiency.

In light of the above, this study proposes an analysis of the performance of a system comprising an air-inducing burner and a radiant tube made of silicon carbide with internal recirculation. The air-inducing burner represents a premixed combustion system in which air, supplied by a fan, carries the flue gases through the silicon carbide tube, aiming to heat it and transfer heat via infrared radiation. Different volumetric proportions of natural gas and hydrogen mixtures, ranging from 0% to 100% H2, were utilized at two different power levels: 10 and 20 kW. The rationale behind this lies in the cleanliness of hydrogen as a fuel, as its combustion does not generate CO2 emissions and it can be obtained renewably. The choice of the silicon carbide radiant tube as a mode of indirect heat transfer stems from the geometry and radiant characteristics of the material, which have been extensively researched within the Gas Science and Technology and Rational Energy Use research group (GASURE), with the aim of finding synergy between them.

Experimental sessions were conducted in the combustion laboratory of the GASURE group at the University of Antioquia - Medellín. The premixed combustion system proved to be highly versatile, operating effectively across all compositions within the mix ranges. Only the burner head was modified for mixtures with high hydrogen content to counteract the effects of changes in combustion properties, thereby maintaining the air factor at 1.1, which optimizes heat transfer promotion and prevents excess air from absorbing the energy intended for transfer to the radiant tube. The primary response variable considered in the radiant tube is the surface temperature, as it predominantly governs heat transfer by radiation. It increased with the addition of hydrogen to the mixtures, also enhancing radiation efficiency from 34% to 46% at 0% H2 and 100% H2

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

respectively. Moreover, hydrogen addition led to a reduction in temperature peaks, thereby increasing the thermal uniformity coefficient of the system from 0.8 to 0.9, owing to the properties of combustion products. Regarding burner-related variables, there were no high CO emissions, remaining below 100 ppm and decreasing with the addition of H2. NOx emissions remained around 10 ppm without significant increases or variations with the addition of H2. Additionally, combustion efficiency increased with hydrogen addition, with the highest efficiencies observed at 10 kW, reaching 70.9% and 64.6% respectively at 75% H2.

In conclusion, it is evident that the interchangeability of fossil fuels with renewable fuels such as green hydrogen in high-temperature processes and high-efficiency heating is both technically and operationally viable. Therefore, once hydrogen production becomes economically viable and sustainable, this concept could serve as a significant alternative within the energy transition.

Keywords

Hydrogen combustion, infrared radiation, radiant tube, premixed combustion

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

Contenido

1. INTRODUCCIÓN 10
1.1. Planteamiento del problema 10
1.2. Objetivos 11
1.2.1. Objetivo general 11
1.2.2. Objetivos específicos 11
2. ESTADO DEL ARTE 12
2.2. El hidrógeno 12
2.3. Combustión del hidrógeno 12
2.4. Quemadores de tubo radiante 16
2.5. Mezclas H2/GN en aplicación con tubos radiantes 18
2.6. CFD en el estudio de la combustión del hidrógeno y el calentamiento por infrarrojo 19
3. METODOLOGÍA 21
3.1. Metodología numérica. Simular mediante CFD del conjunto quemador de aire inductor y tubo radiante con recirculación interna. 25
3.1.1. Variables 25
3.1.2. Procedimiento 25
3.2. Metodología experimental. Evaluación experimental del efecto de la adición de hidrógeno a las variables características del sistema. 30
3.2.1. Variables 30
3.2.2. Montaje experimental 30
3.2.3. Procedimiento experimental 31
3.3. Procesamiento de datos obtenidos 32
3.3.1. Tipo de combustión, eficiencia de combustión y factor de aireación 32
3.3.2. Perfiles de temperatura 33
3.3.3. Potencia radiada y eficiencia de radiación 33
3.3.4. Relación de mezcla de oxidación 36
3.4. Análisis comparativo de los resultados experimentales y numéricos. 36
4. RESULTADOS Y ANÁLISIS 36
4.1. Resultados simulación numérica 36
4.1.1. Contornos de temperatura internos del sistema 36
4.1.2. Contornos de presión en el quemador de aire inductor 40
4.1.3. Contornos de velocidad en el quemador de aire inductor y en el interior del tubo radiante. 46
4.1.4. Perfiles de temperatura superficial del tubo radiante 49
4.1.5. Distribución de especies a lo largo del sistema 50
4.1.6. Flux de calor interno del tubo radiante 51

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

4.2. Resultados pruebas experimentales. 53
4.2.1. Temperatura de salida del tubo de los gases de combustión. 53
4.2.2. Composición de los gases de combustión a la salida del tubo. 53
4.2.3. Eficiencia de combustión del sistema, con base al PCS 54
4.2.4. Distribución de temperatura a lo largo del tubo radiante. 54
4.3. Comparación de resultados 58
4.3.1. Distribución de temperatura superficial del tubo radiante y factor de uniformidad térmica 58
4.3.2. Potencia radiada y eficiencia de radiación con base al PCS 61
5. APLICACIONES DE CALENTAMIENTO INDIRECTO / POR RADIACIÓN INFRARROJA 61
6. CONCLUSIONES 63
REFERENCIAS 65

Lista de tablas

Tabla 1 Propiedades del hidrógeno gaseoso en comparación con el metano [16] 12
Tabla 2. Definición de las condiciones de cada prueba 21
Tabla 3 Variables implicadas en el experimento 23
Tabla 4. Características de las mallas obtenidas 28
Tabla 5. Composición de entrada para el software Combugas 33
Tabla 6. Coeficientes para cálculo de propiedades del aire [46] 35
Tabla 7. Coeficiente de uniformidad térmica numérico 49
Tabla 8. Porcentajes de O_2 y CO_2 en base seca, temperatura de salida de gases y resultados obtenidos en el COMBUGAS 54
Tabla 9. Coeficiente de uniformidad térmica experimental 56
Tabla 10. Cuantificación de la energía transmitida por cada mecanismo de transferencia de calor 57

Lista de figuras

Figura 1 Propiedades de combustión a distintas mezclas GN/H2 y dosados relativos. Tomado de [14] 15
Figura 2 Montaje experimental, tomado de [24] 17
Figura 3 Propiedades termodinámicas de los gases de combustión. Tomado de [35] 19
Figura 4 Dominio del problema planteado por [24] 21
Figura 5 Fotografías del sistema a evaluar en el laboratorio del grupo GASURE 22
Figura 6. Simplificaciones realizadas a las cabezas del quemador 25
Figura 7. CAD axisimétrico del sistema, con detalle en (A) cabeza de gas natural, (B) cabeza de hidrógeno y (C) inyector de aire. 26
Figura 8. Detalles de la malla. (A) Carga y volumen de salida (B) Entrada de aire y de gas (C) Detalle en el tubo radiante y cuerpo de influencia en la zona de la llama (D) Detalle en la cabeza del quemador 27
Figura 9. Metodología numérica 29
Figura 10 Esquema experimental. 31
Figura 11. Metodología experimental 32
Figura 12. Contornos de temperatura, pruebas 1 a 5 (10kW) 37

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

Figura 13. Contornos de temperatura. Pruebas 6 a 10 (20kW) 38
Figura 14. Isosuperficies de relación de mezcla de oxidación (Ro) con la longitud de la zona de reacción 40
Figura 15. Contornos de presión. Pruebas 1 a 5 (10kW) 41
Figura 16. Contornos de presión. Pruebas 6 a 10 (20kW) 42
Figura 17. Contornos de presión al interior del tubo radiante a 10kW 44
Figura 18. Contornos de presión al interior del tubo radiante a 20kW 45
Figura 19. Pathlines de velocidad. Pruebas 1 a 5 (10kW)..... 47
Figura 20. Pathlines de velocidad. Pruebas 6 a 10 (20kW)..... 48
Figura 21. Perfiles numéricos de temperatura superficial del tubo radiante 49
Figura 22. Distribución de especies a lo largo del sistema 51
Figura 23. Esquema del arreglo de tubo radiante con recirculación interna, en rojo la pared usada para el análisis 52
Figura 24. Flux de calor al interior del tubo radiante. Por radiación (a (10kW) y b (20kW)) por convencción (c (10kW) y d (20kW)) 52
Figura 25. Temperatura de salida de los gases de combustión 53
Figura 26. Composición de los gases de combustión medidos 54
Figura 27. Imagen del software Testo IR-Soft V5.0 [48] 55
Figura 28. Perfiles de temperatura obtenidos experimentalmente 55
Figura 29. Potencia radiada y eficiencia de radiación..... 57
Figura 30. Comparación de las distribuciones de temperatura superficial del tubo radiante..... 60
Figura 31. Comparación de resultados del coeficiente de uniformidad térmica (Tu) 60
Figura 32. Comparación de la potencia radiada y la eficiencia de radiación..... 61
Figura 33. Soldador por emisión infrarroja OMEGA [51]..... 62

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Planteamiento del problema

La combustión ha sido la gran responsable de la energía térmica a lo largo de los siglos, esta ha sido uno de los motores del desarrollo de la especie humana como se le conoce hoy día. Sin embargo, todo el conjunto de procesos relacionados a la energía ha generado un sinfín de problemas medioambientales; el progreso tuvo sus consecuencias. En este marco aparece dentro de la academia y la industria, la investigación dedicada a la potencialización de los procesos y a la innovación y creación de conocimientos que permitan salvaguardar recursos vitales sin sacrificar requerimientos técnicos.

Así pues, se vuelve necesario identificar procesos y tecnologías dentro de la industria que sean críticos y que tengan potencial de mejoramiento. Uno de los grandes problemas abordados por el grupo de investigación GASURE a lo largo de su historia ha sido el desarrollo y la implementación de sistemas de combustión de alta eficiencia en la matriz energética e industrial del país. Algunas industrias, como la de alimentos y la metalúrgica tienen un requerimiento de procesos de calentamiento indirecto, para procesos que se pueden contaminar fácilmente con los gases de combustión o que requieren una mayor uniformidad en la temperatura, y que además funcionen eficientemente, es aquí donde aparecen los sistemas de calentamiento por radiación infrarroja, particularmente los tubos radiantes, que son sistemas en los que, por medio de una combustión confinada se hacen pasar los productos de combustión por dentro del tubo, calentándolo hasta cierta temperatura para transferir calor en forma de radiación a los procesos [1]. Estos procesos normalmente operan con combustibles convencionales y aportan a las problemáticas medioambientales como cualquier otro.

A nivel mundial en las últimas décadas se ha visto la necesidad de descarbonizar la economía, con el objetivo de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) y así atenuar la curva de aumento general de la temperatura terrestre [2]. Este es un proceso que no se puede llevar a cabo de manera apresurada, ya que, por motivos de infraestructura, reformar simultáneamente todos los procesos de manufactura y de transformación y distribución de energía saldría económicamente inviable. Aquí hace su entrada para la tecnología y la economía: el hidrógeno. Este es un vector energético, es decir, una sustancia que almacena energía de manera que puede liberarse posteriormente [2]. El hidrógeno hace parte de las iniciativas de descarbonización, ya que su combustión no libera dióxido de carbono y su obtención puede realizarse de manera renovable.

El grupo GASURE lleva desde hace aproximadamente dos décadas trabajando en temas de hidrógeno, principalmente en temas de combustión, analizando la influencia de este en las propiedades de combustión y transporte, y en el desempeño en general del combustible puro y en mezclas con otros combustibles en diferentes entornos y tecnologías. También, hace dos décadas igualmente, se han venido adelantando múltiples proyectos de calentamiento por infrarrojo, con distintas configuraciones y enfocado a distintas aplicaciones.

Por tanto, para este trabajo se busca trabajar para encontrar una posible sinergia entre las dos tecnologías uso del H_2 o sus mezclas con gas natural como fuentes de generación de energía térmica y transferencia de calor por radiación infrarroja, por tanto se presenta el siguiente problema de investigación y desarrollo tecnológico: “Evaluar el efecto de la adición del hidrógeno a mezclas con gas natural sobre el desempeño de un sistema de calentamiento por infrarrojo, teniendo como criterios de evaluación la temperatura superficial y potencia radiada, además de las variables de combustión como emisiones de CO, NOx, CO_2 y requerimiento de aire”. Este problema se pretende solucionar de manera experimental con elementos que se encuentran en el laboratorio de combustión y numérica mediante un software de CFD como ANSYS FLUENT, con el cual también cuenta el grupo de investigación.

La combinación de tecnologías en pro de mejorar la calidad del ambiente sin sacrificar las características técnicas se convierte en la principal finalidad de un estudio que combine la combustión del hidrógeno con un dispositivo de calentamiento con radiación, ya que es un tema

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

ausente dentro del estado de la técnica mundial. Su importancia radica en la necesidad y la viabilidad de una descarbonización gradual que involucre a uno de los principales actores responsables de la generación de GEI, la industria. Además, considerando las bajas propiedades radiantes de los productos de combustión del hidrógeno, se propone el uso de una superficie intermedia de alta emisividad para poder aprovechar la energía contenida en el hidrógeno. Con la investigación planteada en este trabajo se pretende dar respuesta a los siguientes interrogantes:

- ¿Cómo afecta la adición de hidrógeno al gas natural en términos de transferencia de calor; principalmente en la variación del coeficiente convectivo y global de transferencia de calor desde los gases de combustión a la superficie del turbo radiante?
- ¿Cómo cambia la potencia radiada por el tubo radiante de carburo de silicio con la adición de hidrógeno al gas natural?
- ¿Cómo varía el requerimiento de aire del sistema para obtener una combustión estable y a su vez, las emisiones contaminantes del sistema de combustión al adicionar hidrógeno al gas natural?
- ¿Es técnica y económicamente viable la aplicación de sistemas de calentamiento indirecto por infrarrojo con mezclas de gas natural e hidrógeno como combustible?

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo general

Analizar mediante experimentación y simulaciones numéricas el comportamiento del sistema quemador de aire inductor y tubo radiante con recirculación interna de manera acoplada, operando con mezclas gas natural – hidrógeno como combustible.

1.2.2. Objetivos específicos

- Evaluar experimentalmente el efecto de la adición de hidrógeno sobre las variables características del sistema como son: las tasas de aireación primaria y secundaria para el quemador de aire inductor; la distribución de temperatura axialmente, flux de calor radiante, eficiencia de radiación, la eficiencia global y las emisiones para el tubo radiante con recirculación interna.
- Simular numéricamente el conjunto quemador de aire inductor y tubo radiante con recirculación interna para obtener más información y caracterizar la morfología de la llama, el campo de velocidad de: la premezcla, el aire secundario y los gases de combustión al interior del tubo; y también obtener perfiles de temperatura, presión, concentración de especies y flux de calor a lo largo del tubo radiante, entre otros.
- Analizar la predicción de los modelos utilizados para la simulación del sistema de combustión y calentamiento con respecto a las variables medidas experimentalmente.
- Identificar conceptualmente procesos de calentamiento industrial en los que pueda tener aplicación el sistema de combustión y calentamiento.

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

2. ESTADO DEL ARTE

2.2. El hidrógeno

El hidrógeno es el elemento químico más abundante de universo, además de ser el más ligero y sencillo de la tabla periódica; se encuentra estable de manera diatómica (H_2) como un gas incoloro e inoloro. El hidrógeno tiene una gran versatilidad como materia prima industrial, combustible y vector energético para almacenar y transportar energía de forma química. Una de las características más llamativas es que como combustible no tiene formación de gases de efecto invernadero (GEI) directas durante su uso final [1].

2.3. Combustión del hidrógeno

Las publicaciones respecto a la combustión del hidrógeno ocupan un 20% de todas las publicaciones referentes a hidrógeno [2]. El estudio de hidrógeno como combustible empezó a publicarse aproximadamente desde la década de los 50s, después se presentó un declive a mediados de los años 90, y finalmente teniendo un auge y un incremento significativo en publicaciones desde la década de los 2000s y hasta la actualidad sigue incrementando el interés de la comunidad académica y científica en este tema [3][4][5][6][7][2]. Los estudios por su parte abarcan desde análisis de propiedades de combustión en distintas tecnologías de combustión, mezclas con otros combustibles, interacción con materiales, estabilidad de la combustión, fenómenos transitorios como la ignición y la auto ignición, morfología de la zona de reacción, emisiones contaminantes tipo NOX, entre otros. Los estudios se han realizado de manera numérica y experimental, por tanto, se dispone de mucha información para contrastar resultados y fundamentar análisis, hipótesis y consideraciones que se deben tener antes de realizar la investigación. Particularmente, en el grupo de ciencia y tecnología del gas y uso racional de la energía GASURE de la Universidad de Antioquia se han tratado ampliamente los temas de caracterización y análisis de la combustión del hidrógeno para conocer a fondo el comportamiento del energético y su aplicación en sistemas de combustión que puedan ser de utilidad para la transición energética y el proceso de descarbonización en el panorama nacional y mundial [6][7][8][9][10][11][12][13][14][15].

Como energético, respecto al gas metano que es el constituyente principal del gas natural, requiere poco aire para su combustión, es más denso en energía másicamente hablando y menos denso volumétricamente hablando, tiene un intervalo de inflamabilidad más amplio, un índice de Woobe inferior y una velocidad de deflagración mucho mayor [16][6]. En general, las propiedades de combustión en comparación al metano se muestran en la **Tabla 1**.

Tabla 1 *Propiedades del hidrógeno gaseoso en comparación con el metano* [16]

Propiedad	**Metano (CH_4)**	**Hidrógeno (H_2)**
Peso molecular [kg/kmol]	16.042	2
Densidad relativa	0.5538	0.0696
Volumen estequiométrico de aire [m^3_{aire}/m^3_{gas}]	9.52	2.38
Masa estequiométrica de aire [kg_{aire}/kg_{gas}]	17.19095	34.2007
Volumen de humos húmedos [$m^3_{(st)hh}/m^3_{(st)gas}$]	10.52	2.88
Volumen de humos secos [$m^3_{(st)hs}/m^3_{(st)gas}$]	8.52	1.88
Volumen de CO2 [$m^3_{(st)CO2}/m^3_{(st)gas}$]	1	N/A
Porcentaje máximo de CO2 [%]	9.506	N/A
Volumen de agua [$m^3_{(st)agua}/m^3_{(st)gas}$]	2	1

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

Poder calorífico superior volumétrico [kWh/m^3_{st}]	10.49	3.36
Poder calorífico inferior volumétrico [kWh/m^3_{st}]	9.43	2.83
Poder calorífico superior másico [kWh/kg_{gas}]	15.4157	39.3836
Poder calorífico inferior másico [kWh/kg_{gas}]	13.8917	33.3196
Índice de Woobe superior [kWh/m^3_{st}]	14.09	12.74
Índice de Woobe inferior [kWh/m^3_{st}]	12.67	10.73
Temperatura de rocío [°C]	59.3	72.8
Límite inferior de inflamabilidad	5	4
Límite superior de inflamabilidad	15	75
Velocidad de deflagración [m/s]	0.35	2.67
Calor específico a 300K [kJ/kgK]	2.2537	14.307

Considerando la gran diferencia de propiedades que se muestran en la **Tabla 1** y que son de vital importancia para el diseño y funcionamiento de los sistemas de combustión, una intercambiabilidad total sería técnicamente inviable, por lo que para este estudio es de particular interés el comportamiento de las propiedades de mezcla al ir adicionando hidrógeno a gas natural, para analizar tendencias y así definir aplicabilidad, beneficios y posibles problemas que se pudieran encontrar.

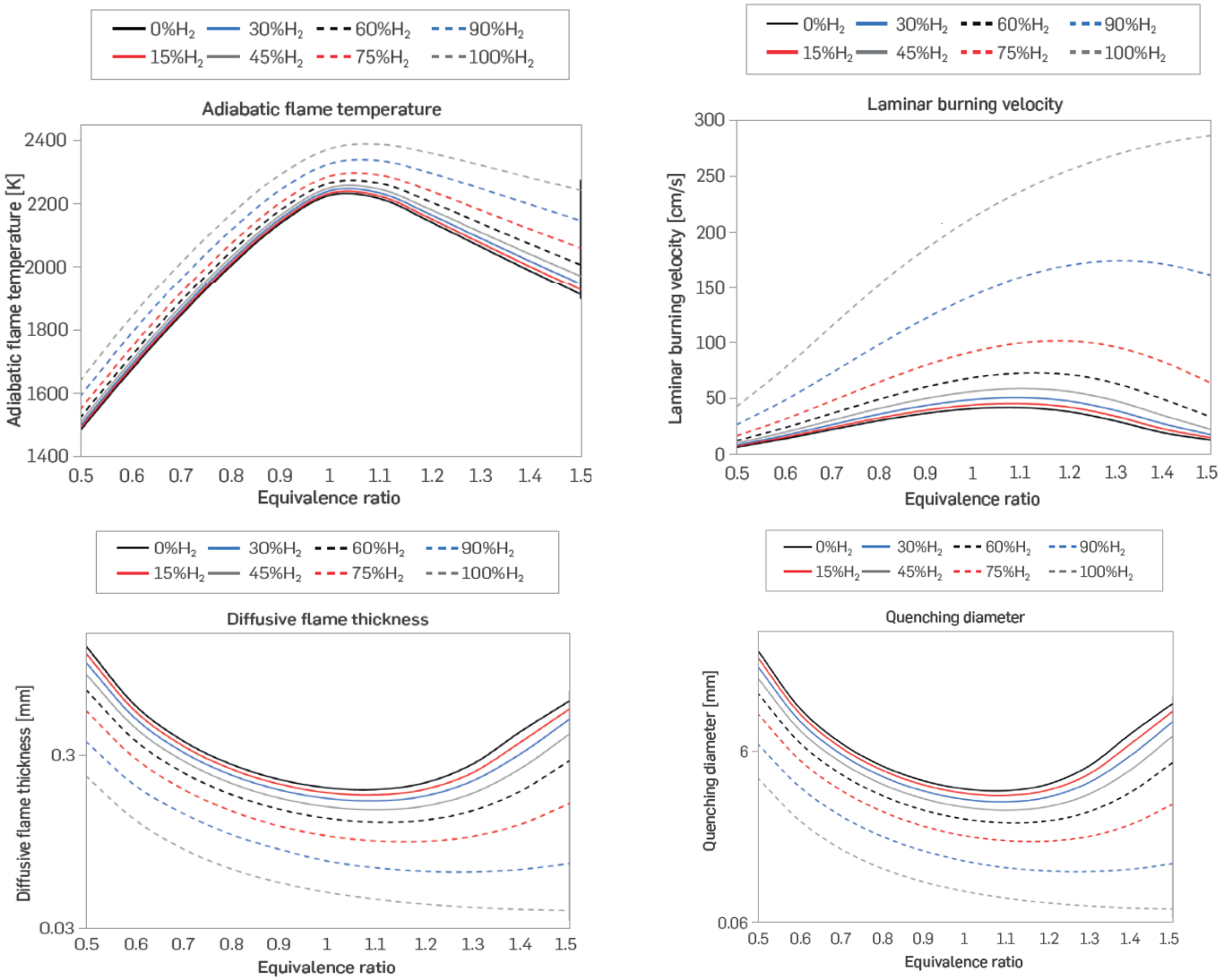
En el grupo de investigación GASURE inicialmente se consideraron mezclas con otros combustibles para ir evaluando la sustitución y la intercambiabilidad con los fósiles; en un principio se plantearon bajos porcentajes de sustitución de hidrógeno en el gas natural o en los demás combustibles para no afectar mucho el desempeño de los sistemas de combustión. Así, *García P. et al* [6], encontraron que, al adicionar hidrógeno a mezclas con gas natural, hasta 15% en volumen las propiedades de combustión volumétricas disminuyen, esto debido a la disminución del requerimiento de aire aportada por el hidrógeno a la mezcla; también se encontró que el porcentaje de CO_2 es una propiedad altamente sensible a la adición de hidrógeno, lo que se traduce en beneficios para aportar a la descarbonización de los sistemas de combustión. También, *Burbano et al* [7] estudiaron la adición de hidrógeno a mezclas con gas natural hasta 15% de hidrógeno en volumen, en dos quemadores atmosféricos; encontraron una tendencia en la disminución de la altura de cono azul y un aumento en la velocidad de deflagración laminar; también encontraron una disminución considerable en la concentración de CO con dos condiciones de operación: una dejando el factor de aireación constante y otra dejando el factor de aireación y la potencia constante, la reducción se le atribuye a el aumento de la concentración de OH que promueve la oxidación de CO en CO_2.

Arrieta el at [12] realizaron un estudio experimental de la combustión de mezclas de gas natural con gas de síntesis de alto contenido de hidrógeno en un quemador de combustión de medio poroso con radiación infrarroja. En este estudio se usaron contenidos totales de hidrógeno de 30%, 33% y 37%, con los que encontraron que, para esa tecnología, el cambio del perfil de temperatura dentro del medio poroso no fue significativo. Por otro lado, la eficiencia de radiación aumento en 12 puntos porcentuales con la mezcla con mayor contenido de hidrógeno comparado con el gas natural solo. Encontraron también que el dosado relativo tiene un efecto considerable en la estabilidad de la llama, la temperatura de la llama y la eficiencia de radiación.

Después, para considerar un espectro más amplio y la sustitución total hasta 100% de hidrógeno, *Maya el at* [14] realizaron un estudio teórico y numérico que evalúa el cambio en las propiedades de combustión con la adición del hidrógeno al gas natural, con porcentajes de sustitución desde

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

0% hasta 100% vol H_2 con incrementos de 15%. Para las llamas de premezcla, en un rango de dosados relativos entre 0.5 y 1.5 para la ciudad de Medellín, los resultados mostraron un aumento en la temperatura de llama adiabática y velocidad de deflagración laminar con el aumento en el porcentaje de hidrógeno, se mostró una disminución en el tiempo de retraso a la ignición, el espesor de la llama, diámetro crítico de enfriamiento y energía mínima de ignición, estos resultados se pueden ver en la **Figura 1**, en donde también se puede observar que el máximo/mínimo de las propiedades se encuentra en la condición estequiométrica para %GN y se desplaza hacia mezclas ricas con la adición de H_2.



Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

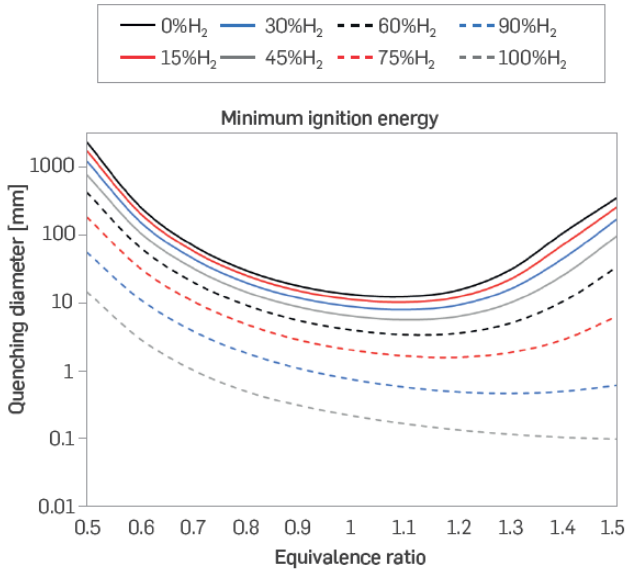


Figura 1 *Propiedades de combustión a distintas mezclas GN/H2 y dosados relativos. Tomado de* [14]

Analizando también el comportamiento de la adición de hidrógeno a gas natural en tecnologías de combustión no premezclada, *Restrepo et, al* [15] realizaron un estudio experimental del impacto de la adición de hidrógeno a mezclas con gas natural sobre la morfología de la llama en un quemador de co-flujo con precalentamiento de aire, variando el porcentaje de hidrógeno de 0 a 100%, a una potencia fija de 0.8kW. Encontraron que la altura de la llama de las mezclas de hidrógeno y gas natural no difieren mucho de la de gas natural, también que la adición de hidrógeno hace llamas más delgadas mientras que el precalentamiento del comburente las ensancha, esto debido al aumento del coeficiente difusivo del medio. Además, también se encontró que la longitud libre de hollín se aumenta al adicionar hidrógeno al combustible, pero se disminuye con el precalentamiento del comburente. Finalmente se concluyó que los sistemas no premezclados son altamente flexibles a la intercambiabilidad de gases, ya que se pudieron usar mezclas de más de 50% de hidrógeno sin ninguna modificación geométrica.

También se ha evaluado el efecto de la adición de hidrógeno a otras tecnologías de combustión que ya han demostrado ser bastante prometedoras en términos técnicos de operación y emisiones, como es el caso de la combustión sin llama o Flameless. *Cano et al* [17] realizaron un estudio experimental de las emisiones y la estabilidad dinámica del régimen flameless operando con gas natural en mezcla con hasta 45%Vol de hidrógeno, a una potencia de 28kW bajo condiciones subatmosféricas de 852mbar, encontrando que para varias mezclas, el factor de aireación máximo era de 1.66 antes de que se desestabilizara el régimen, también encontraron que la adición de hidrógeno aumento la estabilidad operacional del régimen en 7,4% de 0 a 45%vol H_2, esto se logra al reducir las fluctuaciones de presión. Además, el incremento del factor de aireación disminuyó las emisiones de NO, pero aumento las de NOx.

En el estado de la técnica internacional se ha encontrado la evaluación numérica y experimental de la velocidad de combustión en llamas de premezcla metano-hidrógeno-aire llevada a cabo por Hu et al [18] en el cual evaluaron mezclas de gas natural e hidrógeno entre 0 y 100% H2 en volumen en gas natural, identificando la presencia de 3 regímenes: el régimen de combustión dominado por metano, donde la fracción de hidrógeno es inferior al 60%; el régimen de transición, donde la fracción de hidrógeno está entre el 60% y el 80%; y el régimen de combustión de hidrógeno inhibido por metano, donde la fracción de hidrógeno es superior al 80%. Se encontró que tanto en el régimen de combustión dominado por metano como en el régimen de combustión

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

de hidrógeno inhibido por metano, la velocidad de combustión laminar aumenta linealmente con el aumento de la fracción de hidrógeno, pero, por otro lado, en el régimen de transición, la velocidad de combustión laminar aumenta exponencialmente con el aumento de la fracción de hidrógeno en las mezclas de combustible. También se encontró que la velocidad de combustión aumenta por el aumento en la concentración de los radicales H y OH.

2.4. Quemadores de tubo radiante

Los quemadores de tubo radiante son sistemas de combustión para la producción de calor radiante. Normalmente se usan en procesos que se requieren calentamiento indirecto, es decir, que los gases de combustión no entren en contacto con la carga que se desea calentar. Estos sistemas se usan comúnmente en aplicaciones como la búsqueda de la uniformidad de la temperatura al interior de hornos de tratamiento térmico [19] o la industria alimenticia. Están constituidos básicamente por un quemador y un sistema de tuberías en cuyo interior se realiza la combustión de la mezcla aire-gas para así calentar el tubo y transferir calor mediante radiación infrarroja a los procesos. [20].

Comúnmente los materiales usados para la fabricación de tubos radiantes son los aceros aleados con níquel-cromo y los cerámicos constituidos de carburo de silicio. Si bien los aceros alcanzan buenas propiedades emisivas, cuando se someten a cambios de temperatura se generan choques térmicos que pueden afectar su vida útil. Los materiales cerámicos poseen mejores propiedades emisivas y ante cambios de temperatura presentan una gran estabilidad, su único problema es que son muy frágiles ante esfuerzos mecánicos. [21][22].

La geometría con la que se diseñe el arreglo de tubos que emitirá la radiación infrarroja es muy importante para el desempeño del sistema, esto debido a que la manera como interaccione el flujo de gases calientes con las paredes internas del tubo tendrá impacto sobre la transferencia de calor de los gases al tubo y la temperatura final que este tendrá, lo que impacta la potencia radiada por el mismo. Por ejemplo, *Q. Xu & Feng* [23] encontraron que si se tiene una mayor velocidad de los gases al interior del tubo radiante, se reduce la temperatura máxima, pero se obtiene una distribución de temperatura más uniforme. Por otro lado, *Suarez et al* [24] presentaron un sistema con recirculación interna, y encontraron que se reducían los picos de temperatura generados durante la combustión, generando una reducción en las emisiones de NO_x y a su vez perfiles de temperatura más uniformes a lo largo del tubo radiante.

Respecto al desempeño del tubo radiante, sin considerar como se lleva a cabo la combustión que produce los gases que calientan el tubo, *Suarez et al* [24] realizaron un análisis numérico de la recirculación interna en un tubo radiante sin ignición y para obtener los datos de temperatura y flujos de entrada a las simulaciones realizaron una comparación con datos experimentales del montaje que se puede ver en la Figura 2, en la cual el tubo radiante se encuentra ubicado en el centro de una superficie re-radiante, para aprovechar y medir toda la radiación que podría llegar a una carga ubicada sobre el tubo radiante, donde además de la radiación se podría aprovechar la convencción forzada; el montaje también cuenta con un soporte para ubicar el radiómetro a una distancia constate del tubo.

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

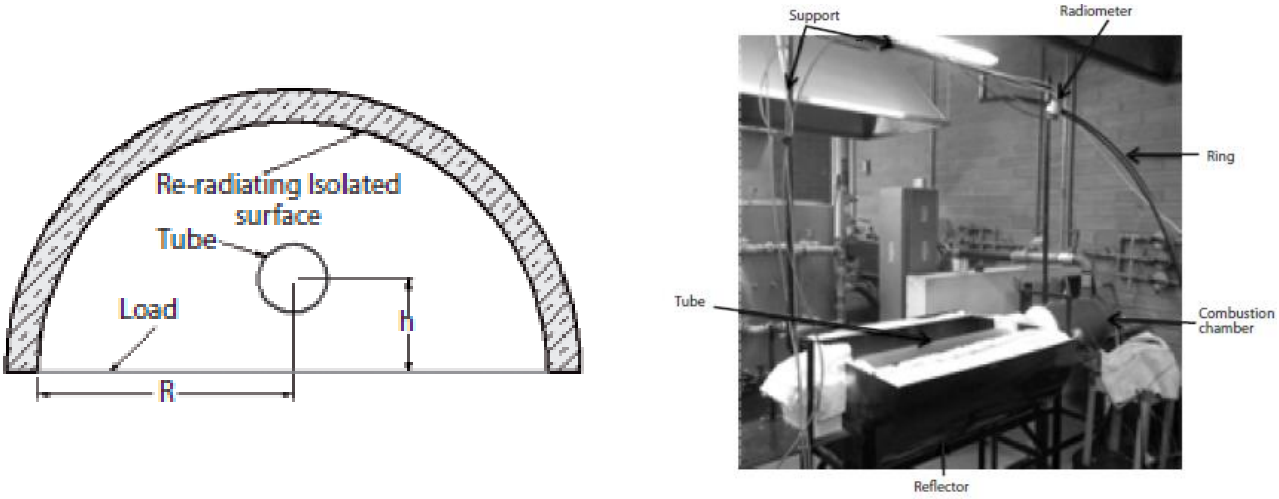


Figura 2 *Montaje experimental, tomado de* [24]

También caracterizando la radiación, *Obando et al* [25] realizaron un estudio de la transferencia de calor en forma de radiación en un horno de secado a distintas potencias (24, 41 y 55 kW), encontraron que, al variar la potencia de entrada al sistema, la eficiencia de radiación no varía y se encuentra un máximo de 32%. Para optimizar el valor de la eficiencia de radiación, *Amell et al* [26] desarrollaron un sistema de combustión auto regenerativo con tubo radiante con el cual obtuvieron un 79% de eficiencia de radiación a 28kW, con factores de aireación de 1.05 y 1.2, alcanzando eficiencias de regeneración de 90% ; encontraron que es un sistema óptimo para aplicaciones en procesos de alta temperatura, ya que la transferencia de calor es mucho más eficiente por radiación, entonces se pierde menos energía y se pueden alcanzar temperaturas más uniformes en el proceso, además que el tiempo empleado en calentar el proceso es mucho menor que con otros sistemas [20][21].

Amell et al [20] analizaron los parámetros importantes a tener en cuenta dentro del diseño, operación y optimización de los tubos radiantes, los cuales son:

- La potencia térmica, suministrada por el combustible, necesaria para compensar las pérdidas de calor, las irreversibilidades y la potencia radiada por el receptor.
- El factor de aireación
- Las propiedades del tubo radiante, las relacionadas con el material como son la emisividad y la temperatura máxima de operación y también la geometría
- La potencia radiada o energía transmitida desde la superficie del tubo por radiación infrarroja, la cual es función de la temperatura alcanzada
- La eficiencia de radiación, la cual es la relación entre la energía transmitida por radiación y la energía transmitida por el combustible.
- La absorbancia de la carga se debe ser máxima para optimización del proceso
- El factor de la forma, el cual relaciona la energía realmente recibida por el receptor respecto a la energía radiante emitida por el emisor, este depende de la geometría del sistema
- La temperatura superficial, la cual es condicionada por el material del que esté construido el emisor y de su valor depende la energía que se pueda transmitir por radiación
- La temperatura del proceso es la temperatura alcanzada por la carga del proceso, esta depende factores como la absorbancia, el calor especifico, la conductividad térmica, entre otros.

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

Además, *Amell et al* [20] recomiendan no exceder un 10% de exceso de aire en la operación para no sacrificar la eficiencia de radiación, ya que este es el parámetro que permite definir la operación óptima de un tubo radiante, dato ratificado por [27] que realizaron un estudio de optimización de los parámetros de funcionamiento de un sistema de combustión con un tubo radiante tipo W, encontrando un factor de aireación óptimo de 1.15, ya que mientras menor sea el aire, más corta sera la llama, pero mayor sera el tiempo de residencia de los productos de combustión y mayor sera la temperatura de pared [28].

Respecto al tipo de quemador que se debe usar en la operación del tubo radiante, debe ser uno que pueda garantizar el factor de aireación deseado y las condiciones fluidodinámicas de los gases de combustión, que calientan el tubo y que estos tengan la cabeza de presión suficiente para vencer las perdidas por fricción al interior del tubo, si cumple las condiciones este puede ser de premezcla parcial o no premezclado [29]. En el estado de la técnica se ha encontrado que normalmente se usan sistemas de combustión no premezclada [30][28][31][27][32][33] ajustados con sistemas que permitan el precalentamiento del aire de combustión con los productos; los quemadores regenerativos generalmente se utilizan con tubos sin recirculación [27] y los quemadores recuperativos generalmente se utilizan con tubos recirculantes [30][32][33][31].

Se encuentra también técnicas para aumentar la eficiencia de la combustión y reducir los NOx producidos por las altas temperaturas encontradas al interior de los hornos de tratamiento térmico. [30][27] usan un quemador no premezclado con swirl, [27] con el aire de combustión separado en 4 partes para cambiar la distribución del aire y asi disminuir la temperatura de la llama y por consiguiente la producción de NOx. También se ha alcanzado a llegar a regimen flameless dentro de estos sistemas [33] y se ha usado enriquecimientos de oxígeno [32] para encontrar un máximo de eficiencia en 40%O2 en usos con gas natural.

Tsioumanis et al [34] realizaron un estudio numérico y experimental de un quemador de tubo radiante recuperativo fabricado por Wellman Furnaces, su montaje contaba con dos tubos radiantes, uno interno donde se ubica la llama y uno externo por donde se recirculan los gases de combustión (single-ended radiant tube) con una potencia de 25kW dentro de un horno de tratamiento térmico trabajando con gas natural (que en el Reino Unido es prácticamente metano). Trabajaron con un dosado relativo de 0.9, y con una temperatura promedio del horno de 940°C, lo cual simula una temperatura común para este tipo de proceso. Obtuvieron una temperatura de salida de los gases de 695°C, lo cual indica una eficiencia térmica global de 65%, y se obtuvieron temperaturas superficiales del tubo radiante entre 1063°C y 1072°C. En la corriente de salida de gases obtuvieron 3% O2, 12 ppm de CO y 461 ppm de NO.

2.5. Mezclas H2/GN en aplicación con tubos radiantes

Mayrhofer, M. et al [35] realizaron un estudio de la evaluación de mezclas de 20% y 40% en volumen de hidrógeno con gas natural a una potencia de 140kW en un horno de tratamiento térmico de hierro y aluminio que cuenta con un quemador de tubo radiante (de carburo de silicio) auto-recuperativo tipo P de la marca RECOTEB®.

La inyección de hidrógeno al horno de tratamiento térmico fue realizada con el objetivo de analizar como varia la transferencia de calor de los gases de combustión al tubo radiante y esta transferencia como afecta la eficiencia del horno. Para calcular la emisividad de los gases de combustión usaron la aproximación de Leckner [36] y se encuentra que esta aumenta con el incremento de vapor en los gases de combustión hasta un pico en 90% vol de H_2 y ahí decrece ya

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

que el vapor solo tiene menor emisividad que las mezclas con CO_2, la conductividad térmica tiene un incremento de aproximadamente 12%. El comportamiento de las propiedades calculadas se muestra en la **Figura 3**.

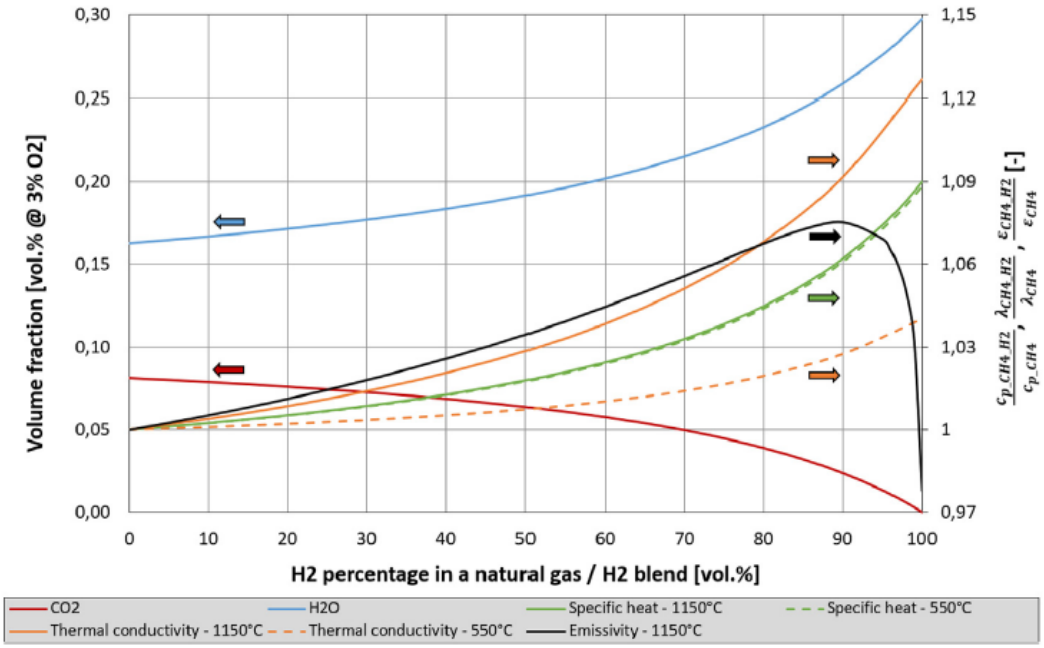


Figura 3 *Propiedades termodinámicas de los gases de combustión. Tomado de* [35]

Respecto a las emisiones de NO_x, se evaluaron experimentalmente a una potencia fija de 140kW con adiciones de hidrógeno hasta 40%vol, registraron 151ppm de NO_x para el gas natural puro y 165ppm de NO_x a 40%vol H2, registrando un incremento de solo 14ppm, debido al aumento general de la temperatura.

Finalmente mostraron que la eficiencia térmica global del horno de tubo radiante aumenta en alrededor 0.5% puntos a 20%vol de H_2 y 1.2% a 40%vol de H_2 en comparación con la configuración original a gas natural.

2.6. CFD en el estudio de la combustión del hidrógeno y el calentamiento por infrarrojo

La dinámica de fluidos computacional (CFD del inglés Computational Fluid Dynamics) es la rama de la ingeniería asistida por computadora (CAE del inglés Computer Aided Engineering) que simula el movimiento de fluidos y la transferencia de calor mediante soluciones y enfoques numéricos. Este tipo de software puede analizar una gran variedad de problemas relacionados con flujos laminar y turbulento, fluidos incompresibles y compresibles, flujos multifásicos, sistemas de reacción, combustión, semiconductores, entre otros [37]. Este tipo se simulaciones se realizan con el fin de reducir costos en el desarrollo de nuevas tecnologías y mediante estos programas se realizan chequeos de transferencia de calor, emisión de gases contaminantes, forma de llama y estabilidad de operación. Es necesario realizar revisión de estado del arte de simulaciones previas para la definición de los modelos adecuados y de las consideraciones relacionadas a simplificaciones que puedas ser adecuados para emular el sistema real. Además, también se requiere conocimiento de variables de entrada experimentales para enfocar las simulaciones e ir realizando las comparaciones.

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

El estudio de la combustión del hidrógeno en CFD ha sido ampliamente evaluado, principalmente para evaluar el comportamiento del energético en la combustión, considerando que su comportamiento es muy distinto al de los demás. Por esto, se han evaluado distintos mecanismos cinéticos, los cuales dependen de la información que se desee encontrar con las simulaciones, por ejemplo, *Maurya&Akhil* [38] desarrollaron un mecanismo cinético para la estimación de NOx en motores HCCI con hidrógeno, el cual cuenta con 30 especies y 253 reacciones. Además, estas simulaciones han demostrado ser muy contrastables con resultados experimentales, como los de *Pareja et at* [10] que realizaron estudios numéricos y experimentales de velocidad de deflagración laminar de mezclas hidrógeno-aire en un cuarto a presión estándar, con dosados relativos entre 0.3 y 0.8 en un quemador de contorno curvado, las mediciones de la velocidad de deflagración se realizaron mediante una técnica de velocidad de seguimiento de partículas (PTV, por sus siglas in ingles) combinada con fotografía Schlieren, la técnica provee la información de la velocidad de deflagración local instantánea en toda la región del frente de llama, y la velocidad de deflagración laminar se determina usando el valor promedio del medido. Los datos obtenidos experimental y numéricamente están en acuerdo, por lo que otras variables que no son tan fáciles de medir experimentalmente se pueden estimar numéricamente.

Echeverri et al [13] realizaron un estudio numérico y experimental de la adición de productos de electrólisis (H_2/O_2) a mezclas con metano para analizar la variación de las propiedades de combustión, encontrando un aumento en la velocidad de deflagración laminar y una disminución en el espesor de llama. Se encontró que para un dosado relativo de 0.75 se presentan inestabilidades intrínsecas en una mezcla de 25% H_2/O_2 en metano. Las simulaciones se realizaron en el software Chemkin Pro con la subrutina PREMIX haciendo uso del mecanismo cinético Grimech 3.0, que reproducía correctamente los resultados encontrados experimentalmente. Se encontró mediante un análisis de sensibilidad que las principales reacciones que afectan la velocidad de deflagración laminar son: $H + O_2 = O + OH$ (R38), $OH + CO = H + CO_2$ (R99), $H + O_2 + H_2O = HO_2 + H_2O$ (R35) and H + CH3 (+M) = CH4(+M) (R52), dentro del mecanismo Grimech 3.0.

En simulaciones de tubos radiantes, se encuentra que *García et al* [39] realizaron la evaluación numérica en CFD de un quemador de tubo radiante, el cual es calentado directamente por la llama y no solo por los productos de combustión, realizaron el contraste de una geometría 2D en comparación con una 3D y usaron 5 modelos cinéticos y 3 modelos de combustión para comparar resultados. Se obtuvo que los resultados de la simulación 2D axisimétrica, respecto al funcionamiento del quemador, no diferían mucho de los realizados con la geometría 3D, por lo que se consideran como una buena opción de bajo costo computacional, siempre y cuando la geometría del sistema permita este tipo de modelado.

Suarez et al [24] realizaron un análisis numérico de la recirculación interna en un tubo radiante sin ignición, en el cual encontraron que la ventana de recirculación, es decir, la diferencia entre el tubo externo y el interno no tiene una gran influencia sobre el porcentaje de recirculación de los gases al interior del sistema, pero si lo tiene sobre la uniformidad del perfil de temperatura del tubo radiante. Realizaron las simulaciones en el software de CFD Ansys Fluent 6.3.26, simularon únicamente el dominio del tubo desde la entrada de los gases de combustión, por lo que realizaron las simulaciones bajo un modelo 2D axisimétrico con 171571 nodos, el cual se muestra en la **Figura 4**. Considerando el costo computacional y la comparación entre los resultados de los distintos modelos, los usados finalmente fueron: k-e Standar para la turbulencia, P-1 para la radiación, y PRESTO para la presión.

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

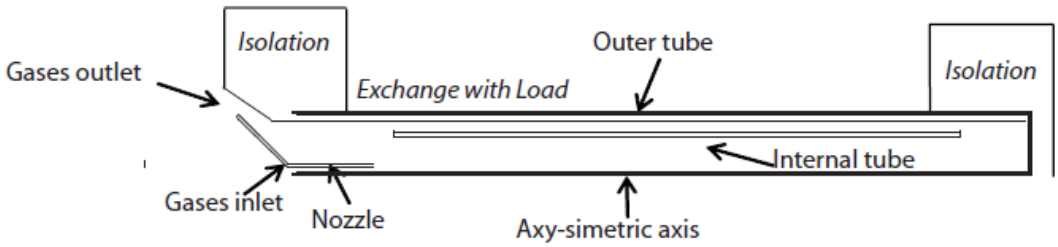


Figura 4 *Dominio del problema planteado por* [24]

Tsioumanis et al [34] realizaron la simulación del quemador de tubo radiante de Wellman Furnaces para un horno de tratamiento térmico, las simulaciones se llevaron a cabo usando el programa de CFD ANSYS CFX-10, para la turbulencia usaron el modelo k-ε, evaluaron dos modelos de radiación Discrete Transfer (DT) y Monte Carlo (MC), usaron también dos modelos de combustión Eddy Dissipation (ED) y Turbulent Flame Clousure (TFC) combinados con el modelo de radiación DT y el modelo de reacción de metano-aire de dos pasos. Finalmente, solo consideraron los resultados obtenidos con el modelo de radiación DT ya que el MC presento problemas de convergencia; encontraron que en comparación con los resultados experimentales el ED presento mejor precisión ya que el TFC sub estimaba el NO. El modelo ED no predijo adecuadamente tanto el CO como el NO, esto debido al uso de una cinética tan poco detallada. Finalmente, para el CO_2 y el O_2 obtuvieron precisiones de 98% y para la temperatura de salida de los gases de 16.7%. Se encontró que en este tipo de arreglos las excentricidades en sus elementos pueden afectar el comportamiento del mismo.

3. METODOLOGÍA

En la **Figura 5** se muestra una fotografía del sistema a evaluar tanto numérica como experimentalmente. Para este proyecto se propone usar un tubo radiante de carburo de silicio con recirculación interna, con el fin de obtener un perfil de temperatura uniforme [39], y para quemar el combustible, se propone usar un quemador de aire inductor en el cual el aire es proporcionado por un ventilador y el impulso que este lleva arrastra el combustible que se encuentra a presión manométrica cero.

Se considerarán tanto experimental como numéricamente mezclas de gas natural con 0%, 25%, 50%, 75% y por último 100% de hidrógeno en volumen, para dos potencias fijas de 10 y 20 kW. Con lo anterior esto se obtienen un total de 10 pruebas, las cuales se definen a continuación en la **Tabla 2**.

Tabla 2*. Definición de las condiciones de cada prueba*

Prueba No.	Potencia [kW]	Contenido de gas natural [%]	Contenido de H_2 [%]
1	10	100	0
2		75	25
3		50	50
4		25	75
5		0	100
6	20	100	0
7		75	25
8		50	50
9		25	75

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

10	0	100

Es necesario considerar dos cabezas para el quemador, esto debido a los cambios en las propiedades de combustión de las mezclas a medida que se agrega hidrógeno. Para bajos contenidos de hidrógeno (hasta 50% H_2) en las pruebas 1, 2, 3, 6, 7 y 8 se usa una cabeza para quemar gas natural convencional, después, para las pruebas 4, 5, 9 y 10 (75% y 100% H_2) se cambia la cabeza por una con unos diámetros de descarga más pequeños para contrarrestar la velocidad de deflagración del hidrógeno, esta cabeza fue desarrollada y evaluada con anterioridad en el grupo GASURE.

El tubo radiante se ubica en una superficie negra en lugar de una superficie re-radiante, para que esta funcione como una carga para el tubo, simulando un proceso donde la carga se ubica debajo del tubo radiante y no sobre él.

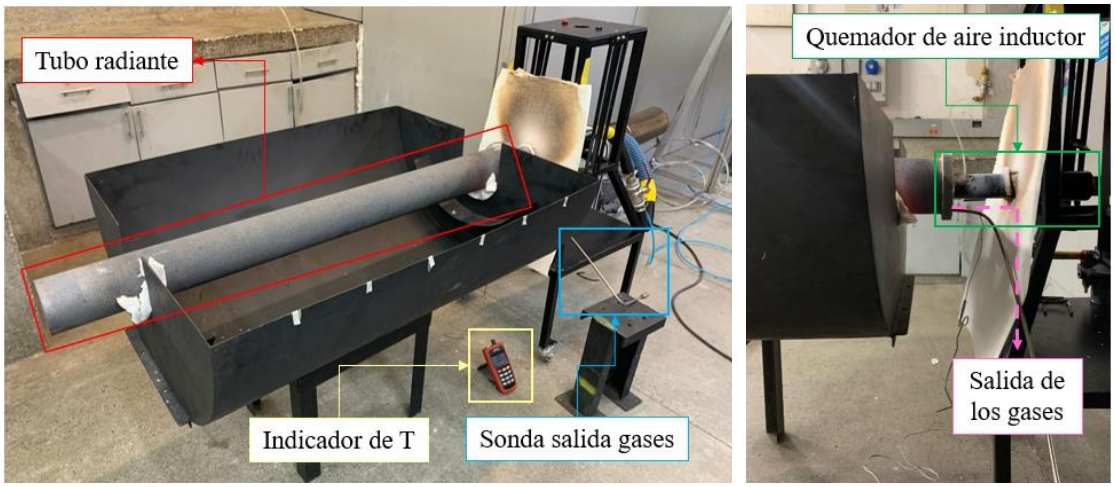


Figura 5 *Fotografías del sistema a evaluar en el laboratorio del grupo GASURE*

Inicialmente se realizará una búsqueda bibliográfica del estado del arte de este tipo de sistemas, además de los conceptos como radiación, combustión, entre otros. Así mismo, se revisará el estado del arte en la simulación computacional de este tipo de sistemas en temas relacionados con los mecanismos reacciónales, modelos de turbulencia, combustión y radiación.

Inicialmente, cuando se realizó el encendido del sistema para revisar que problemas se podrían presentar en la ejecución de las pruebas y que variables no habrían sido consideradas. Se encontró que no sería posible determinar el factor de aireación primario y secundario, sino uno total, ya que el acceso con el que cuenta el quemador para este fin queda dentro del tubo radiante durante las pruebas y no es posible estabilizar el quemador fuera del tubo bajo estas condiciones ya que se presentaría un desprendimiento de llama porque el impulso de aire que requiere la combustión confinada es mayor.

En la **Tabla 3** se reportan las variables implicadas en el proceso y la metodología mediante la cual serán evaluadas.

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

Tabla 3 *Variables implicadas en el experimento*

	Variable	Equipos de medición	Principio de medición	Unidad de medida	Experimental	Simulación numérica
Variables de entrada	Fracción de H_2 en la mezcla con GN	Rotámetro de gas natural e hidrógeno	Área variable (altura del flotador es directamente proporcional al caudal)	[%]	X	X
	Potencia térmica (Calculada con el flujo volumétrico de combustible)			[kW]	X	X
	Factor de aireación (Función de O_2 en los productos de combustión secos)	LANDTEC Gem 2000	O_2 Celda electroquímica CO_2 celda infrarroja con longitud de onda dual	[ppm - %]	X	X
Variables respuesta	Perfil de temperatura del tubo radiante	Cámara termográfica TESTO 885	Termoelectricidad en el infrarrojo	[K]	X	X
	Emisiones de CO_2 y O_2	LANDTEC Gem 2000	O_2 Celda electroquímica CO_2 celda infrarroja con longitud de onda dual	[ppm - %]	X	X
	Emisiones de CO y NOx	Bacharach PCA 3	Celda electroquímica	[ppm - %]	X	X
	Distribución de especies	-	-	[ppm - %]	-	X
	Distribución de temperatura en la llama	-	-	[K]	-	X
	Distribución de presión	-	-	[kPa]	-	X
	Distribución de velocidad en la premezcla	-	-	[m/s]	-	X
	Morfología y estabilidad de la llama	-	-	-	-	X
	Temperatura de salida de los gases	Termopar tipo K	Efecto Seebeck	[K]	X	X

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

	Variable	Equipos de medición	Principio de medición	Unidad de medida	Experimental	Simulación numérica
	Potencia radiada (Calculado a partir de la temperatura superficial del tubo radiante)	Cámara termográfica TESTO 885	Termoelectricidad en el infrarrojo	[kW]	X	X
	Flux de calor total interno del tubo radiante	-	-	[W/m^2]	-	X
	Eficiencia de combustión	-	-	[%]	X	X
	Eficiencia de radiación	-	-	[%]	X	X
Variables no controladas	Geometría del quemador y el tubo radiante	Flexómetro y calibrador	Medición de longitud	-	-	-
	Condiciones ambientales (T y humedad relativa)	Termohigrómetro	Termistor y sensor resistivo	[K], [-]	X	X
	Composición del gas natural	Cromatografía de gases (del TGI)	Sorción y desorción	[%]	X	X

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

3.1. Metodología numérica. Simular mediante CFD del conjunto quemador de aire inductor y tubo radiante con recirculación interna.

3.1.1. Variables

Las variables que se evaluaran en la parte numérica se plantearon en la **Tabla 3**. Por medio de la simulación se tiene que las variables restrictivas son: la geometría del quemador y el tubo radiante, las condiciones ambientales y la composición del gas natural. Las variables de entrada son la fracción de hidrógeno en mezcla, la potencia térmica, y el factor de aireación; y las variables respuesta son: el perfil de temperatura del tubo radiante, la potencia radiada, las emisiones de H_2, CO_2, CO, O_2, la distribución de especies, temperatura, presión y velocidad, la morfología de la llama, temperatura de salida de los gases y la eficiencia de radiación y el flux de calor al interior del tubo radiante.

3.1.2. Procedimiento

Inicialmente, en la simulación numérica se tomaron los planos que tiene el Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía – GASURE de la Universidad de Antioquia del quemador que aire inductor (el cual está diseñado para operar con gas natural, GLP, mezclas gas natural e hidrógeno y con H2) y del tubo radiante con recirculación interna. Se consideraron dos geometrías distintas, una para bajo contenido de hidrógeno y otra para alto contenido de hidrógeno; lo que cambia de una a otra geometría es la cabeza usada en el quemador. En la **Figura 6** se pueden observar las dos cabezas usadas, con el detalle de las simplificaciones necesarias. Para hacer el modelado CAD, el cual fue realizado en el software Autodesk Inventor Professional 2023, las simplificaciones consideraras fueron las siguientes:

- Los elementos estabilizadores de llama para el caso de la cabeza de gas natural se simplifican en un anillo que abarca la misma área que los agujeros
- Los agujeros de la cabeza de hidrógeno se simplifican en anillos concéntricos ubicados en la misma posición que las filas de agujeros originales
- Otros bordes y partes sobrantes fueron recortados con objeto de la simplificación, con tal que no afectasen la fluidodinámica del sistema

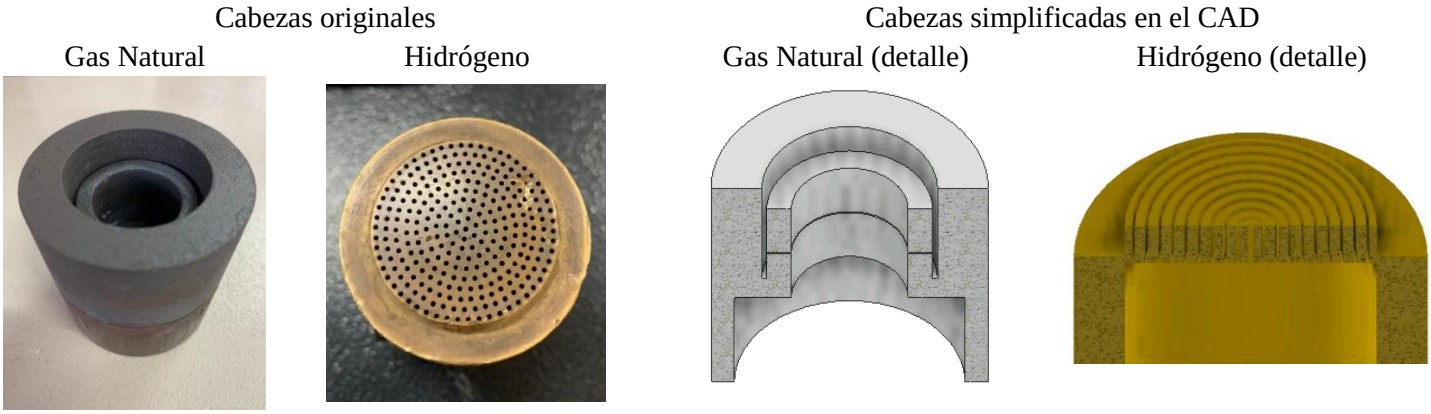


***Figura 6**. Simplificaciones realizadas a las cabezas del quemador*

El CAD resultante del que se extrajo el fluido para la simulación se muestra en la **Figura 7**, aquí se puede observar un corte axisimétrico el cual muestra de la misma forma cual es la parte de fluido que

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

se consideró en la simulación. En la **Figura 7** se muestra como detalle la zona de la cabeza (tanto de gas natural como de hidrógeno) y la zona del inyector de aire.

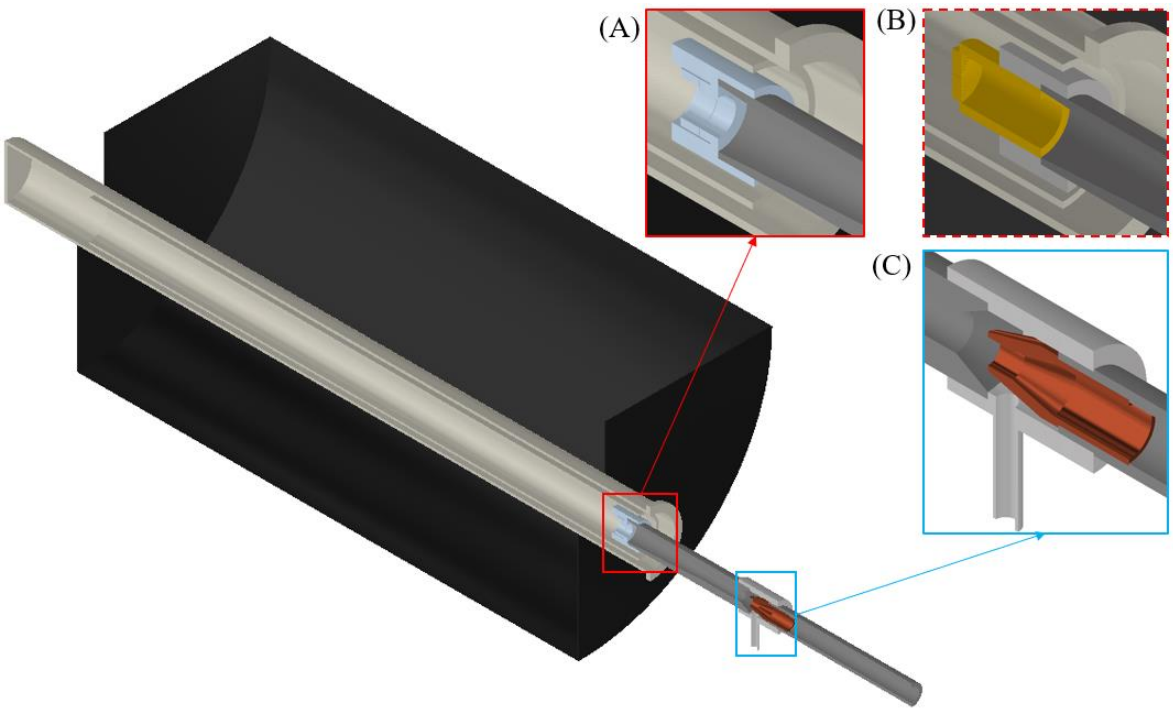


Figura 7. *CAD axisimétrico del sistema, con detalle en (A) cabeza de gas natural, (B) cabeza de hidrógeno y (C) inyector de aire.*

Una vez se tuvo definida la geometría con las simplificaciones necesarias, se procedió a realizar el mallado de la geometría cuidando al detalle el cumplimiento de los parámetros de calidad de la malla donde se sugiere no sobrepasar una relación de aspecto de 4, así como una calidad ortogonal por encima de 0.25 y una oblicuidad por debajo de 0.8. El mallado se realizó en la herramienta Meshing de Ansys Fluent, mediante el tipo de malla polihexacore (poliedros en las paredes y hexaedros en el núcleo). El procedimiento de mallado fue similar en ambas mallas, se consideró un cuerpo de influencia el cual está ubicado en la zona en que se da la llama al interior del tubo radiante interno. Estas consideraciones pueden verse en la **Figura 8**, al igual que algunas apreciaciones de las mallas realizadas, en esta se denotan las entradas en color rojo, las salidas en color azul, las paredes en color gris y la simetría en amarillo.

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

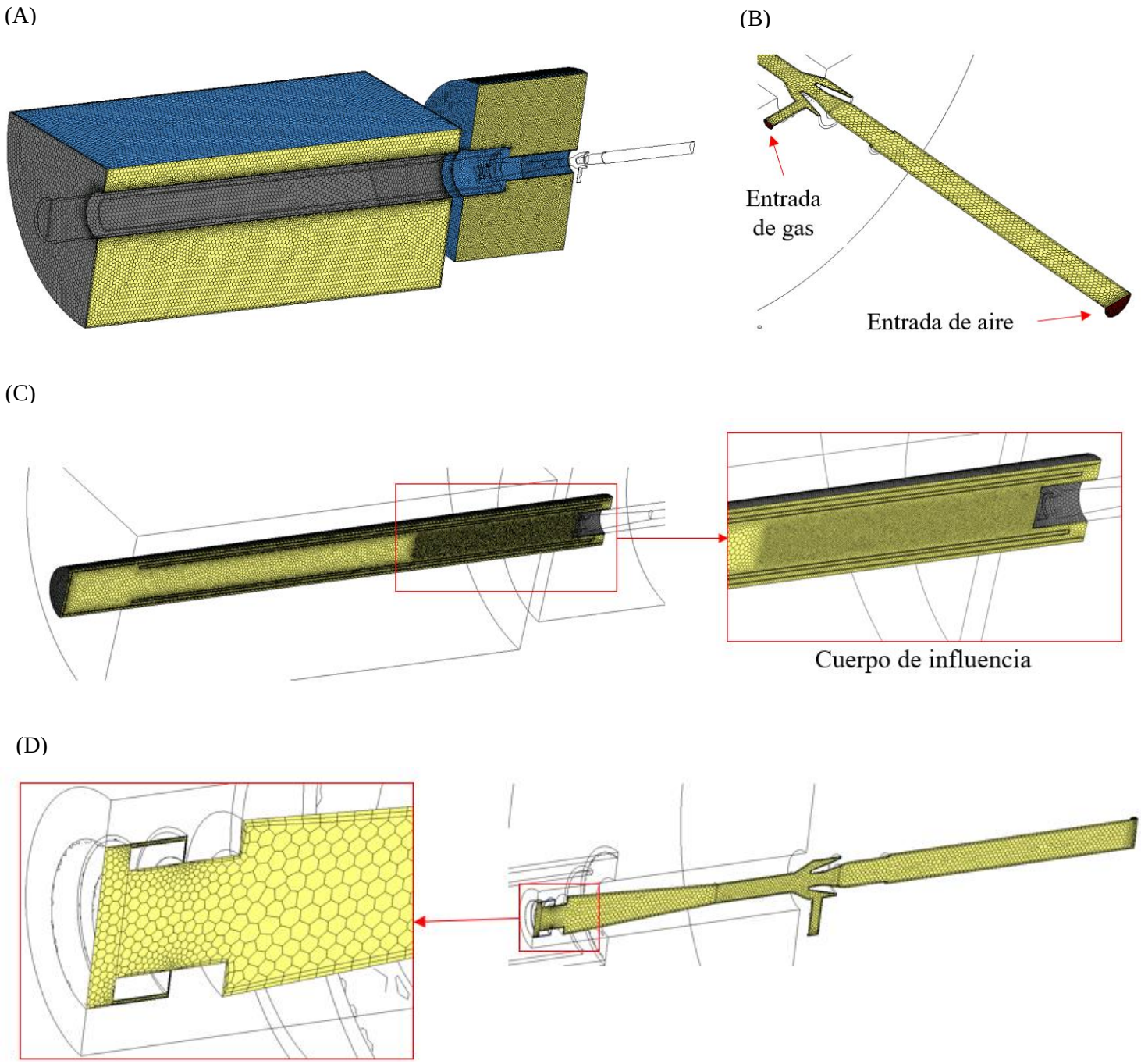


Figura 8. *Detalles de la malla. (A) Carga y volumen de salida (B) Entrada de aire y de gas (C) Detalle en el tubo radiante y cuerpo de influencia en la zona de la llama (D) Detalle en la cabeza del quemador*

Adicional a esto, se realizó una independencia del mallado, donde se refinaron las zonas que presentan mayores gradientes de temperatura, la cual fue el cuerpo de influencia donde se daba la llama. Para la geometría de gas natural se tuvieron mallas de 1035760, 1142889 y 1456918 elementos, escogiendo finalmente la de 1142889 elementos ya que no difería con la siguiente en fluidodinámica. Las características finales de las mallas se muestran en la **Tabla 4**.

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

Tabla 4. *Características de las mallas obtenidas*

Malla	Cantidad de elementos	Calidad ortogonal mínima	Máxima relación de aspecto
Gas Natural: Bajos contenidos de H2. Pruebas 1, 2, 3, 6, 7 y 8	1142889	0.29	24.2
Hidrógeno: Altos contenidos de H2. Pruebas 4. 5, 9 y 10	1714438	0.25	43.73

Para las simulaciones se usó el solucionador de doble precisión basado en la presión del software comercial ANSYS® - Fluent® versión 2022 R2. Las zonas de los dominios computacionales correspondientes a los gases se modelan como un fluido Newtoniano, incompresible y que fluye en estado estable. Por lo que su fluidodinámica se puede describir por las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas con base al Reynolds (Reynolds average Navier-Stokes - RANS). Los cambios en la densidad debido a la temperatura se tienen en cuenta siguiendo la ley de gases ideales. El calor específico de la mezcla de gases se calcula siguiendo la ley de mezclado y la viscosidad y conductividad térmica se definieron como función de la temperatura siguiendo la teoría cinética de gases. Para el acople presión-velocidad y para la interpolación de la presión se usan los algoritmos Couple y Standar, respectivamente. La turbulencia se modelará con el modelo k-ε realizable [24][28] y para el cálculo del flujo en la región viscosa de la capa limite en la cercanía de las paredes se usará el método Enhanced Wall Treatment (EWT) teniendo en cuenta los efectos térmicos. La radiación se modelará con el modelo de Ordenadas Discretas (ODM) [28][32], junto con el weighted-sum-of-grey-gases model para el cálculo del coeficiente de absorción de los gases [40] que tiene una buena precisión para estimar el comportamiento del agua [32][41] .

Para el modelado de la combustión en el quemador de aire inductor se utilizó el modelo Eddy Disipation Concept (EDC) [32][34][42] en la cual se resuelve una ecuación de transporte por cada una de las especies involucradas en el proceso de combustión. Cada ecuación tiene un término de producción/consumo de la especie y se calcula a partir del mecanismo cinético utilizado para describir la oxidación del combustible, el cual normalmente es de tipo Arrhenius. La forma como se tiene en cuenta la interacción química/turbulencia para calcular las tasas de reacción depende del modelo específico. Esta metodología, aunque es precisa, requiere un alto costo computacional.

Para la combustión, *Mayrhofer, M. et al* [35] usaron el modelo cinético Grimech 3.0, el cual tiene un elevado consto computacional para los cálculos en Fluent, por lo que se usó el modelo DRM -19 que es una simplificación del desarrollado por Grimech.

El procedimiento llevado a cabo en el proceso de simulación se describe en la **Figura 9**.

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

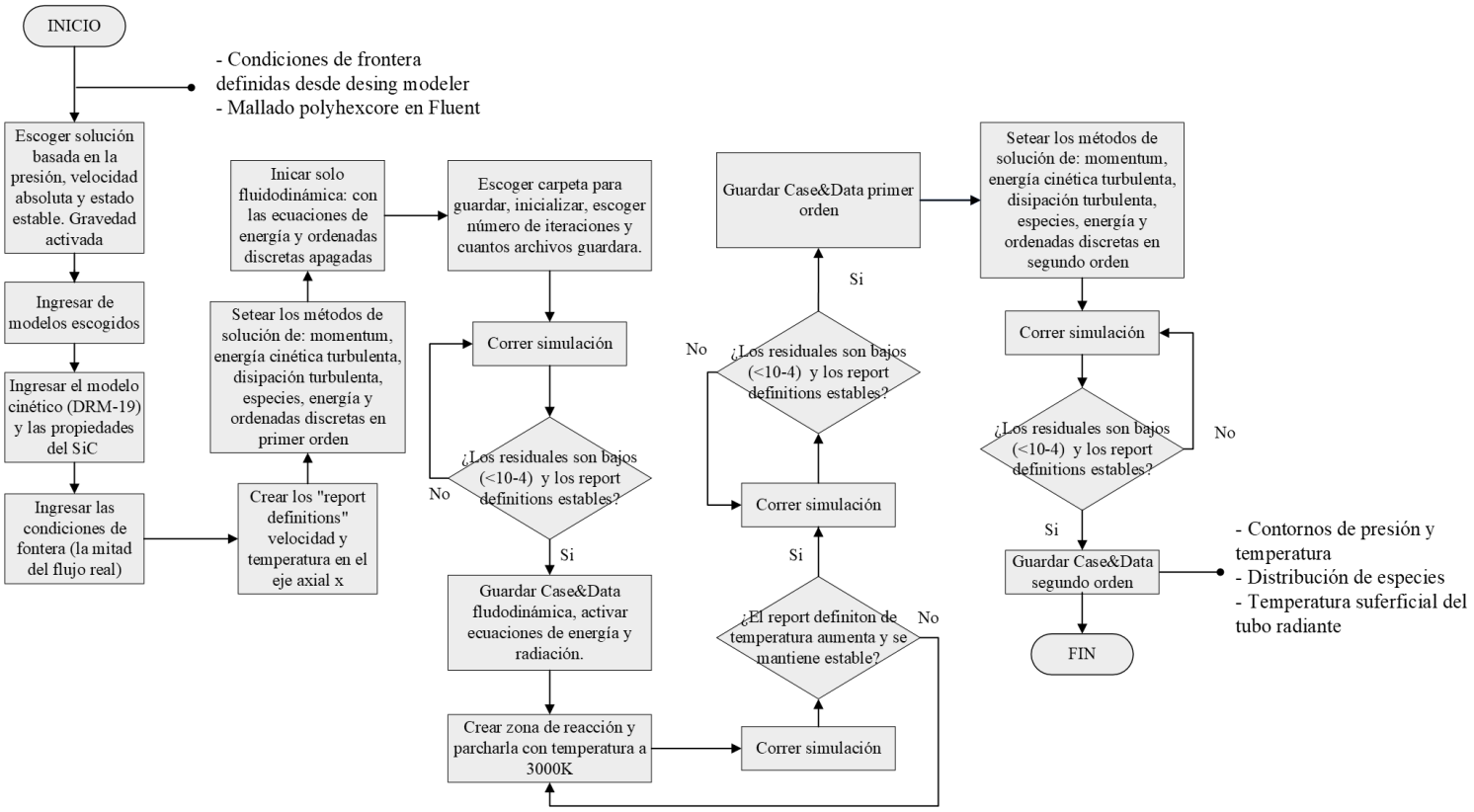


Figura 9. *Metodología numérica*

Una vez convergidas las simulaciones se procede al procesamiento de los datos. Para la determinación numérica de la fluidodinámica se procesan los contornos de velocidad en la premezcla y en la descarga de los gases de combustión al tubo radiante y de igual forma se analizan los contornos de líneas de corriente para analizar el comportamiento y la dirección de las líneas de flujo.

Se debe calcular el flujo de calor hacia los alrededores el cual se da por radiación y convección y para la cual se debe definir una temperatura ambiente. El coeficiente de transferencia de calor por convección natural se calcula mediante las correlaciones del número Nusselt para cilindros horizontales isotérmicos para el caso del tubo radiante, y para determinar el perfil de temperatura del tubo se promedia el valor de la temperatura en la superficie y a partir de este perfil de temperatura se puede determinar el flux de calor radiante. Para determinar la transferencia de calor desde los gases de combustión a al tubo radiante, Ansys Fluent permite a partir de una superficie determinar el calor total y el calor radiante transferido, y la diferencia entre estos sería el calor transferido por convección.

Se obtienen los datos y contornos de temperatura, presión, especies y velocidad del pos-procesamiento de Fluent y se calculan las demás variables de respuesta como son: potencia radiada, eficiencia de radiación y flux de calor interno al tubo radiante.

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

3.2. Metodología experimental. Evaluación experimental del efecto de la adición de hidrógeno a las variables características del sistema.

Se pretende realizar el montaje experimental del sistema quemador de aire inductor y tubo radiante con recirculación interna, mostrado en el esquema de la **Figura 2**, para así obtener datos de comportamiento reales de variables características del sistema como son: para el quemador de aire inductor, la tasa de aireación; para el tubo radiante con recirculación interna, la distribución de temperatura axialmente, potencia radiada, eficiencia de radiación, la eficiencia global y las emisiones.

3.2.1. Variables

Las variables que se evaluaran en la parte experimental se plantearon en la **Tabla 3** junto con los instrumentos que se usaran para la evaluación y el principio de medición usan. Experimentalmente se tiene que las variables restrictivas son: la geometría del quemador y el tubo radiante, las condiciones ambientales y la composición del gas natural. Las variables de entrada son la fracción de hidrógeno en mezcla, la potencia térmica, y el factor de aireación; y las variables respuesta son: el perfil de temperatura del tubo radiante, el flux de calor radiante, las emisiones de NOx, CO_2, CO y O_2, temperatura de salida de los gases, la eficiencia de radiación y de combustión.

3.2.2. Montaje experimental

La fase experimental se realizará en el laboratorio de combustión del grupo GASURE ubicado en la ciudad universitaria de la Universidad de Antioquia. En la **Figura 10** se muestra esquemáticamente el montaje experimental que consiste en el blower, el quemador de aire inductor y el tubo radiante con recirculación interna, los equipos para controlar las variables de entrada como son los rotámetros y los equipos para medir las variables de salida: el analizador de gases para medir composición a la salida de los gases, la cámara termográfica para obtener el perfil de temperatura del tubo, el radiómetro a una distancia definida y el termopar tipo K a la salida para medir la temperatura de salida de los gases.

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

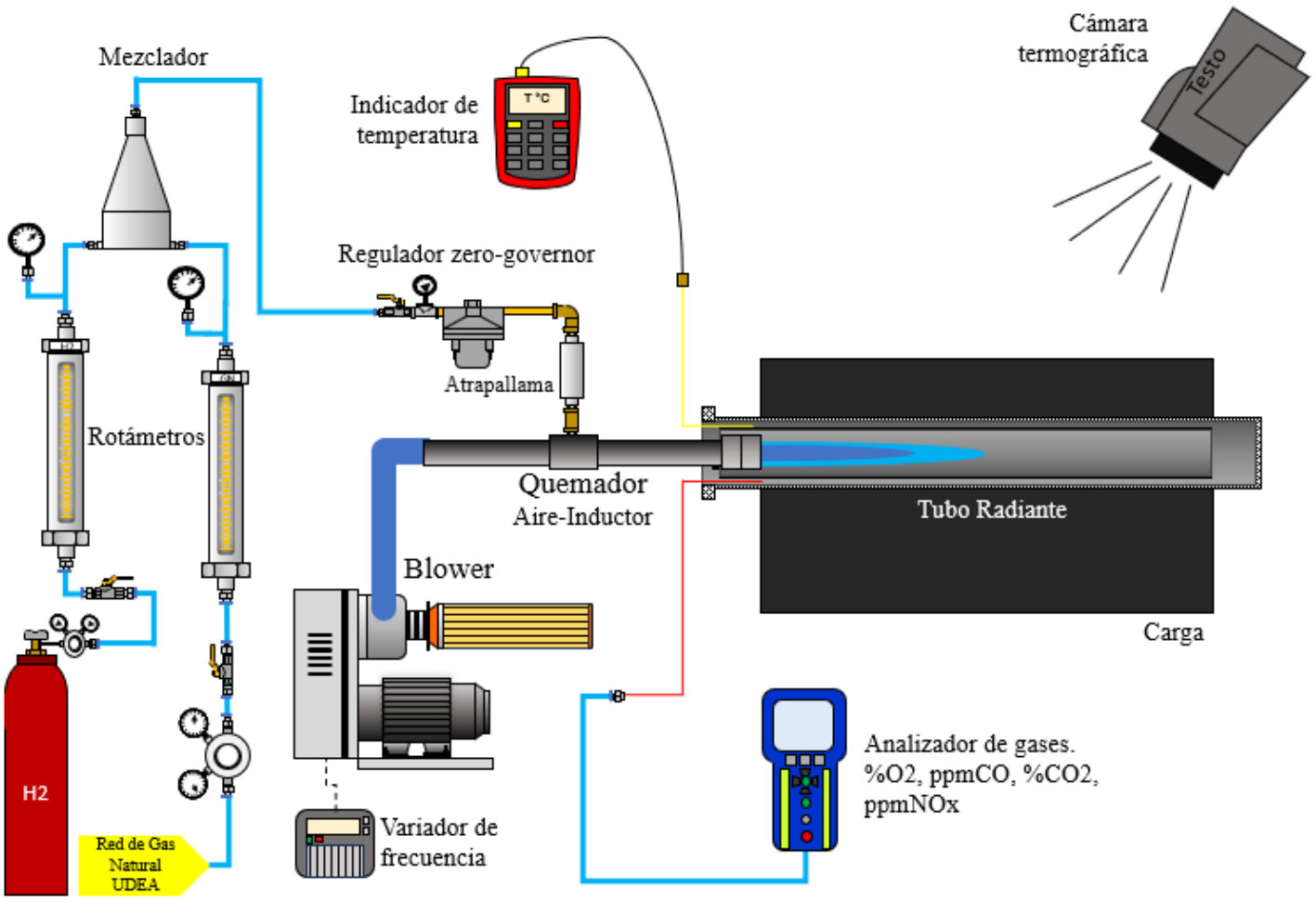


Figura 10 *Esquema experimental.*

3.2.3. Procedimiento experimental

Como se planteó anteriormente se realizan 10 pruebas, y considerando dos réplicas para cada prueba, se plantean 30 ensayos experimentales.

El procedimiento para seguir en los ensayos experimentales, una vez realizado todo el montaje y las conexiones, fue el planteado en el diagrama de la **Figura 11**, el cual se llevó a cabo en cada una de las pruebas y sus réplicas. Como se puede observar, la manera en que se controla el aire de combustión es mediante la composición de los gases de combustión, en la que se busca garantizar un valor de O_2 de 2%, el cual fue un valor calculado a partir de la estequiometria de la combustión para garantizar un factor de aireación de 1.1.

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

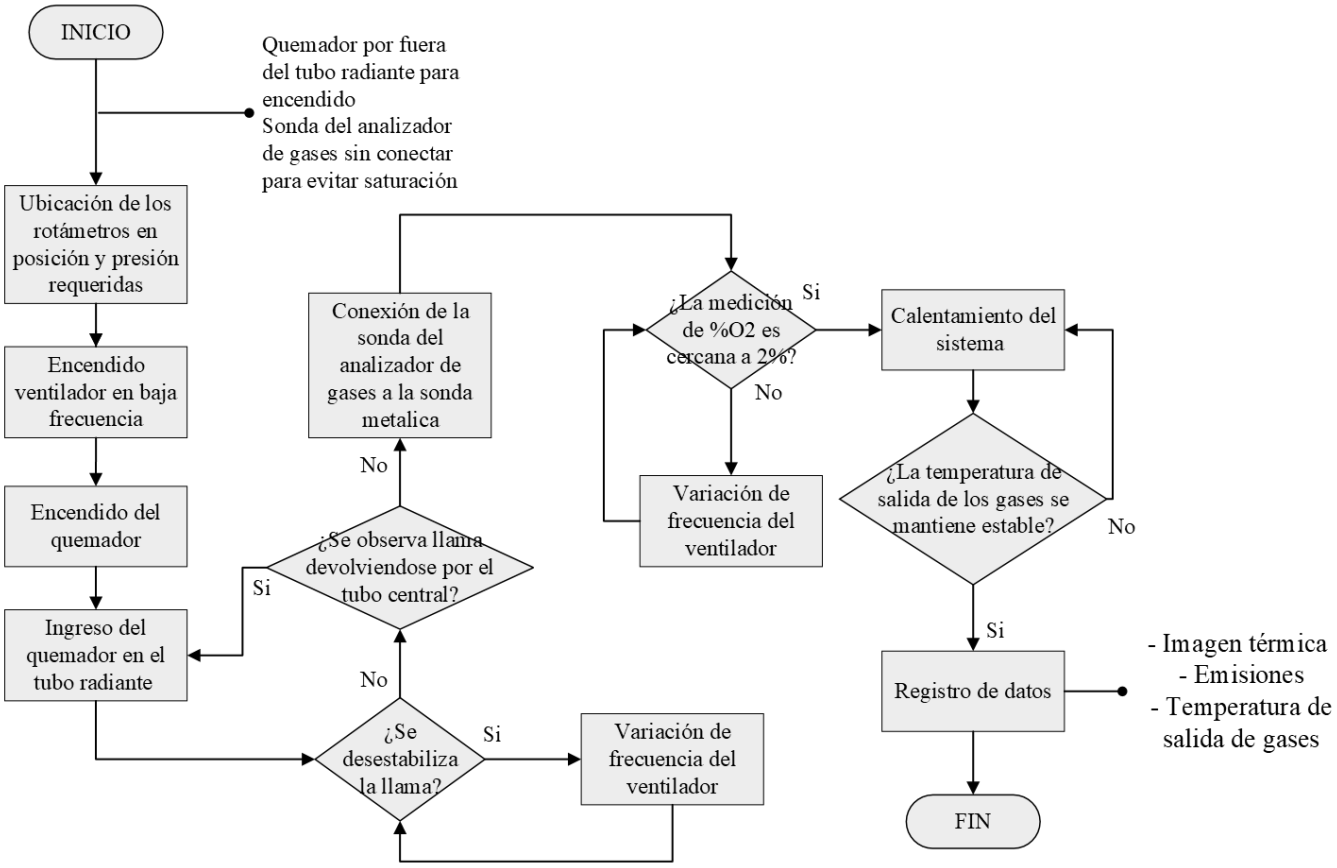


***Figura 11**. Metodología experimental*

Tras la realización de las pruebas experimentales se tienen datos de: flujo de aire y gas, temperatura y composición volumétrica de los gases a la salida del tubo radiante, intensidad de radiación e imagen térmica del tubo; para las dos potencias y las 5 composiciones. Se procede a realizar el análisis estadístico de los datos, considerando el error asociado a los instrumentos de medición y se hallan los promedios de los resultados y las desviaciones estándar de los datos. Una vez procesados los datos experimentales, se procede a calcular las demás variables de respuesta como son: flux de calor radiante del tubo, potencia radiada, eficiencia de radiación y combustión.

3.3. Procesamiento de datos obtenidos

Existen unas variables de respuesta consideradas que no son adquiridas directamente por las mediciones, por lo que deben ser calculadas mediante el tratamiento de los datos obtenidos. Los procedimientos para cada cálculo se presentan a continuación.

3.3.1. Tipo de combustión, eficiencia de combustión y factor de aireación

Los datos obtenidos de temperatura de salida de los gases de combustión y su composición se alimentan al software elaborado por el grupo GASURE, COMBUGAS, junto con la composición del combustible. El software entrega el diagrama de combustión de cada situación, la composición de los humos, las propiedades de combustión y la eficiencia de combustión, pero está diseñado para combustibles que contengan carbono, por lo que no se puede usar para procesar las pruebas 5 y 10. Para el presente caso se extraen los datos de tipo de combustión, eficiencia de combustión y factor de

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

aireación. La composición de entrada al software se cambió para cada una de las pruebas según el contenido de hidrógeno, en la **Tabla 5** se puede ver la composición usada en cada una.

Tabla 5. *Composición de entrada para el software Combugas*

Prueba	Composición molar / volumétrica - Combugas [%]						
	H_2	CH_4	CO_2	C_2H_6	C_3H_8	N_2	O_2
1 y 6	0.0	82.9	1.9	10.2	3.4	0.4	1.1
2 y 7	25.0	62.2	1.4	7.7	2.5	0.3	0.8
3 y 8	50.0	41.5	1.0	5.1	1.7	0.2	0.6
4 y 9	75.0	20.7	0.5	2.6	0.8	0.1	0.3
5 y 10	100.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

La eficiencia de combustión se define como el porcentaje de la energía contenida en el combustible que puede ser útil, el resto de la energía se pierde como calor sensible (L_g), en vaporización del agua (L_{H2O}) y por combustión incompleta (L_{CO}), si la cantidad de productos de combustión incompleta no es muy alta, las perdidas asociadas a estos no son muy significantes. La definición se muestra en la *Ecuación 1*.

$$\eta_{combustión(PCS)} = 100 - \left(\frac{L_g + L_{H2O} + L_{CO}}{P_{T(PCS)}} \times 100\right) \qquad \textit{Ecuación 1}$$

3.3.2. Perfiles de temperatura

De las sesiones experimentales se obtiene una imagen térmica de cada uno de los experimentos, la cual es adquirida mediante una cámara termográfica Testo 885, esta imagen es procesada en un software entregado por el mismo fabricante de la cámara, llamado Testo IR-Soft V5.0 , en este software se pueden manipular las imágenes para los datos de temperatura superficial, se extrae una línea recta a lo largo del tubo radiante y se asume que esta temperatura es la temperatura promedio entre los puntos en la circunferencia del tubo.

Cabe resaltar que en las aplicaciones de este tipo de sistemas se buscan distribuciones de temperatura uniformes, por tanto la manera de evaluar este parámetro es el coeficiente de uniformidad térmica (T_u), el cual se calcula como en la *Ecuación 2*, donde ($\overline{T}$) es el promedio de la temperatura, (N) la cantidad de datos del perfil de temperatura y (T_i) cada dato de temperatura correspondiente a cada dx, este valor esta entre 0 y 1 y mientras mas cercano a 1 significa que el sistema cuenta con una distribución de temperatura mas uniforme. En sistemas como hornos de combustión sin llama como el estudiando por *Amell y Echavarria* [43], este valor oscila entre 0.8 y 0.85.

$$T_u = 1 - \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\left(\frac{T_i - \overline{T}}{\overline{T}}\right)^2} \qquad \textit{Ecuación 2}$$

3.3.3. Potencia radiada y eficiencia de radiación

Con los perfiles de temperatura extraídos de IR-Soft se calcula la transferencia de calor de la superficie del tubo radiante a los alrededores, la cual está gobernada principalmente por los fenómenos de convección y radiación, estos se describen por medio de la ley de Stephan Boltzmann

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

(*Ecuación 3*) y ley de enfriamiento de Newton (*Ecuación 4*) con el aire que rodea el tubo respectivamente [44]. La transferencia de calor por cada modelo se calcula para cada dx correspondiente a cada dato que se tiene del perfil de temperatura.

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_\infty^4) \qquad \textit{Ecuación 3}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h A_s (T_s - T_\infty) \qquad \textit{Ecuación 4}$$

Donde (ε) es la emisividad del tubo radiante, que se relaciona al material que es carburo de silicio y tiene un valor de 0.92 [45], (σ) es la constante de Stephan Boltzman, que es 5.67E-08 $Wm^{-2}K^{-4}$ [44], (T_s) es la temperatura de la superficie y (T_∞) es la temperatura del medio, en este caso el aire circundante, (A_s) es el área del tubo radiante, la cual se calcula como el área de un cilindro de altura dx ($\pi L_c dx$) donde L_c corresponde al diámetro superior del tubo radiante externo (0.114m) y también hace referencia a la longitud característica de la geometría en el resto de cálculos.

(h) es el coeficiente convectivo de transferencia de calor, que se calcula despejándolo de la ecuación del número de Nusselt (Nu) el cual compara la transferencia de calor en un fluido por convección con relación a si esta transferencia sucediera solo por conducción, esta se muestra en la *Ecuación 5*.

$$Nu = \frac{h L_c}{k} \qquad \textit{Ecuación 5}$$

El (Nu) depende de la configuración geométrica del sistema y del tipo de convección que se presenta, y para convección natural externa a un cilindro, se calcula como en la *Ecuación 6*

$$Nu = \left[0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{!/2}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right]^2 \qquad \textit{Ecuación 6}$$

Se plantea en término de los números adimensionales Rayleigh (Ra), el cual se describe como el producto entre el número de Grashof (Gr), que describe la relación entre flotabilidad y viscosidad dentro de un fluido, y el número de Prandtl (Pr), que describe la relación entre la difusividad de momento y la difusividad térmica, estos se describen en la *Ecuación 7* y la *Ecuación 8* respectivamente.

$$Ra_L = Gr \times Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_C^3}{\nu^2} Pr \qquad \textit{Ecuación 7}$$

$$Pr = \frac{\mu \times C_P}{k} \qquad \textit{Ecuación 8}$$

La capacidad calorífica (C_P), la viscosidad dinámica (μ) y la conductividad térmica (k) son calculadas como un polinomio en función de la temperatura, como en la *Ecuación 9*, estos polinomios han sido desarrollados por distintos autores como regresiones de datos experimentales, los coeficientes relacionaos se presentan en la

Tabla 6.

$$Propierdad\ (T[=]K) = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 + a_4 T^4 \qquad \textit{Ecuación 9}$$

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

Tabla 6. *Coeficientes para cálculo de propiedades del aire* [46]

Propiedad	Unidad	a0	a1	a2	a3	a4
Capacidad calorífica	J/kgK	1061,332	-0,432819	1,02E-03	-6,47E-07	1,39E-10
Conductividad térmica	W/mK	-3,06E-04	9,89E-05	-3,47E-08		
Viscosidad dinámica	kg /m s	4,11E-06	5,05E-08	-1,43E-11	2,59E-15	

La difusividad térmica (α) mide la velocidad a la cual la temperatura cambia dentro de una sustancia, y se calcula como se muestra en la *Ecuación 10*.

$$\alpha = \frac{k}{\rho \times C_P} \qquad \textit{Ecuación 10}$$

La viscosidad cinemática (ν) es una medida de la resistencia interna del fluido a fluir bajo fuerzas gravitacionales

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \qquad \textit{Ecuación 11}$$

La densidad del aire (ρ) comportándose como gas ideal, puede calcularse como se muestra en la *Ecuación 12*, considerando la constante de gas ideal másica del aire, que es 0.00287 $m^3 bar\ kg^{-1}K^{-1}$

$$\rho = \frac{P_{atm}}{R_{aire} \times T_f} \qquad \textit{Ecuación 12}$$

El coeficiente de expansión térmica (β) se calcula como se muestra en la *Ecuación 13*, donde T_f es la temperatura y se calcula como el promedio entre la temperatura del medio y la temperatura superficial, y es la temperatura a la cual se evalúan todas las propiedades.

$$\beta = 1/T_f \qquad \textit{Ecuación 13}$$

$$T_f = \frac{1}{2}(T_s + T_\infty) \qquad \textit{Ecuación 14}$$

Una vez se tiene la energía en forma de calor que es transmitida por el tubo radiante se puede calcular el calor total transferido que corresponde a la suma de los dos mecanismos, como se muestra en la *Ecuación 15*

$$Q_{Total} = Q_{rad} + Q_{conv} \qquad \textit{Ecuación 15}$$

Y finalmente, la eficiencia de radiación es igual a la relación entre la potencia radiada por el tubo radiante y la potencia térmica de entrada a sistema, la cual esta relacionada al combustible.

$$\eta_{radiación(PCS)} = \frac{Q_{rad}}{P_{T,combustible(PCS)}} \times 100\ \% \qquad \textit{Ecuación 16}$$

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

3.3.4. Relación de mezcla de oxidación

Yang & Blasiak [47] definieron un parámetro para identificar la "zona de reacción química" la cual llamaron *Relación de mezcla de oxidación- Ro* que se expresa según la Ecuación 17, donde x_{O_2}, x_{CH_4}, x_{CO} y x_{H_2} representan la fracción molar de oxígeno, metano, monóxido de carbón e hidrogeno respectivamente, definidas en una determinada coordenada espacial. El valor de Ro=0 describe combustible puro sin oxígeno; Ro=1 describe oxígeno puro sin combustible. Por lo tanto, se define la zona de reacción química, donde la mezcla de gases al interior del horno toma valores de Ro=0.99, la cual se puede entender como la frontera a partir de la cual comienzan a ocurrir las reacciones de combustión.

$$R_o = \frac{x_{O_2}}{x_{O_2} + 2\,x_{CH_4} + 3.5\,x_{C_2H_6} + 5\,x_{C_3H_8} + 0.5\,x_{CO} + 0.5H_2} \qquad \textit{Ecuación 17}$$

3.4. Análisis comparativo de los resultados experimentales y numéricos.

Una vez procesados los resultados obtenidos de las simulaciones y los experimentos, se realiza la comparación entre las siguientes variables: perfil de temperatura superficial del tubo radiante, factor de uniformidad, potencia radiada y eficiencia de radiación. La comparación se realiza analizando la desviación entre los resultados de las variables mediante un gráfico de barras.

4. RESULTADOS Y ANÁLISIS

4.1. Resultados simulación numérica

4.1.1. Contornos de temperatura internos del sistema

Mediante el complemento CFD post de Ansys Fluent, se extraen los contornos de temperatura para las pruebas 1 a 5 en la **Figura 12** y para las pruebas 6 a 10 en la **Figura 13**, donde se puede ver el desarrollo de la llama al interior del tubo radiante, también puede observarse que, al cambiar la cabeza, en las pruebas 4, 5, 9 y 10, la zona de reacción demarcada por la zona de alta temperatura se da de una manera más distribuida, esto debido al cambio en la geometría del sistema, se observa también que las temperaturas de llama más altas se presentan, como se espera, en las pruebas 5 y 10, correspondientes a 100%H_2 (2034.9°C). Al adicionar hidrógeno al combustible la temperatura máxima aumenta en la llama, un 14% entre 0 y 100% H_2, como es de esperarse, esto debido a que la temperatura de llama adiabática del hidrógeno es mas alta ya que requiere menos aire para su combustión estequiométrica.

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

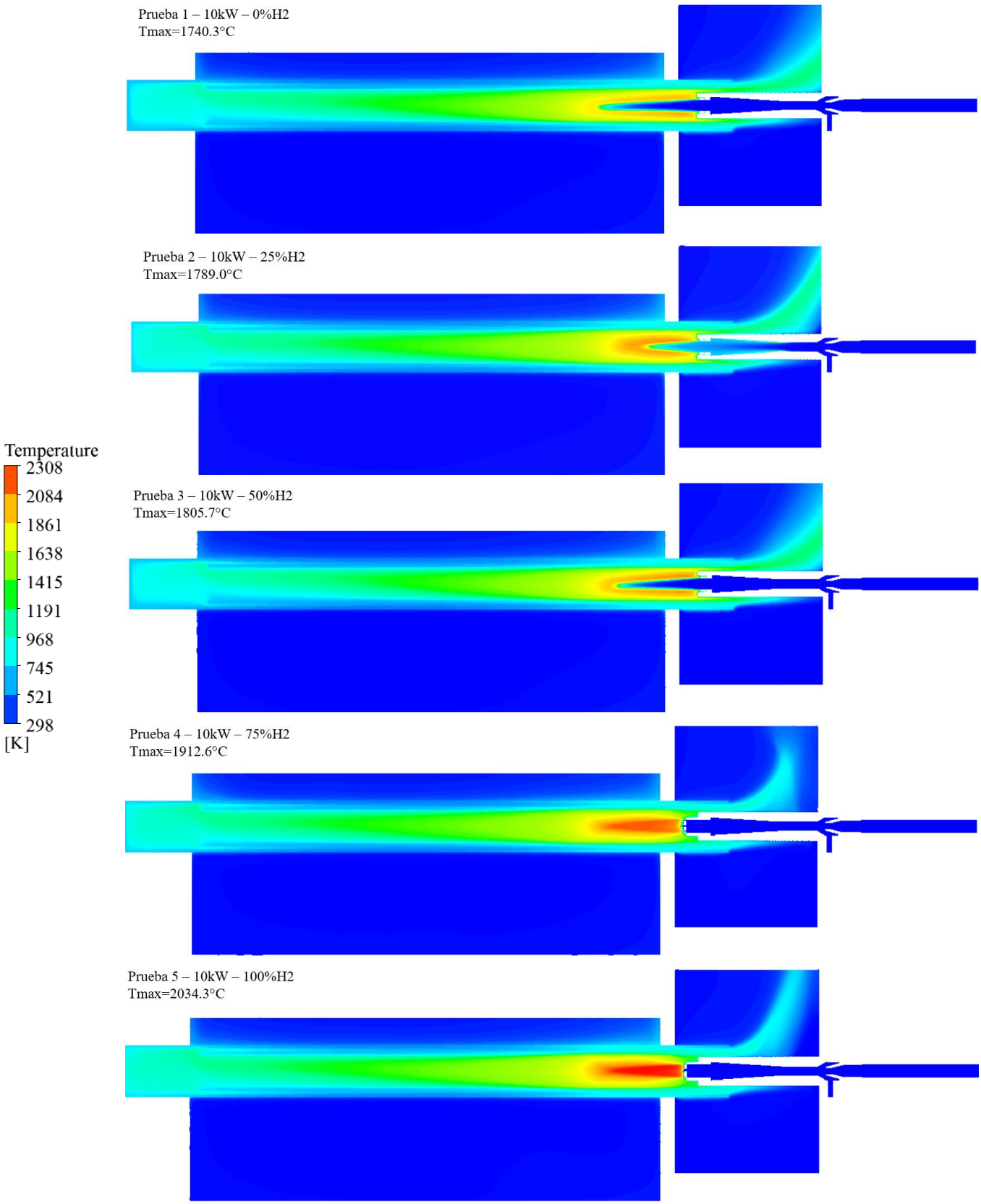


Figura 12. *Contornos de temperatura, pruebas 1 a 5 (10kW)*

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

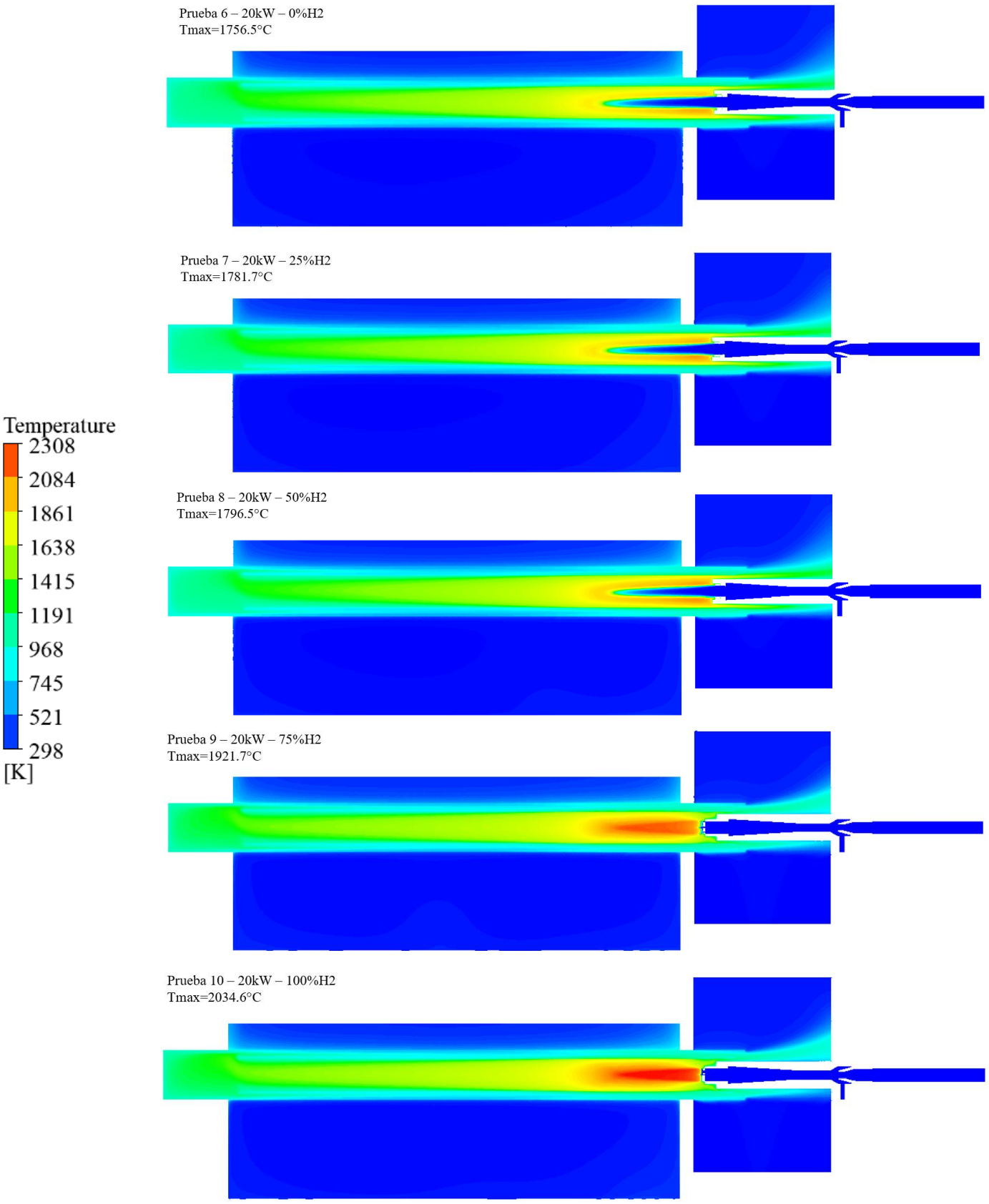
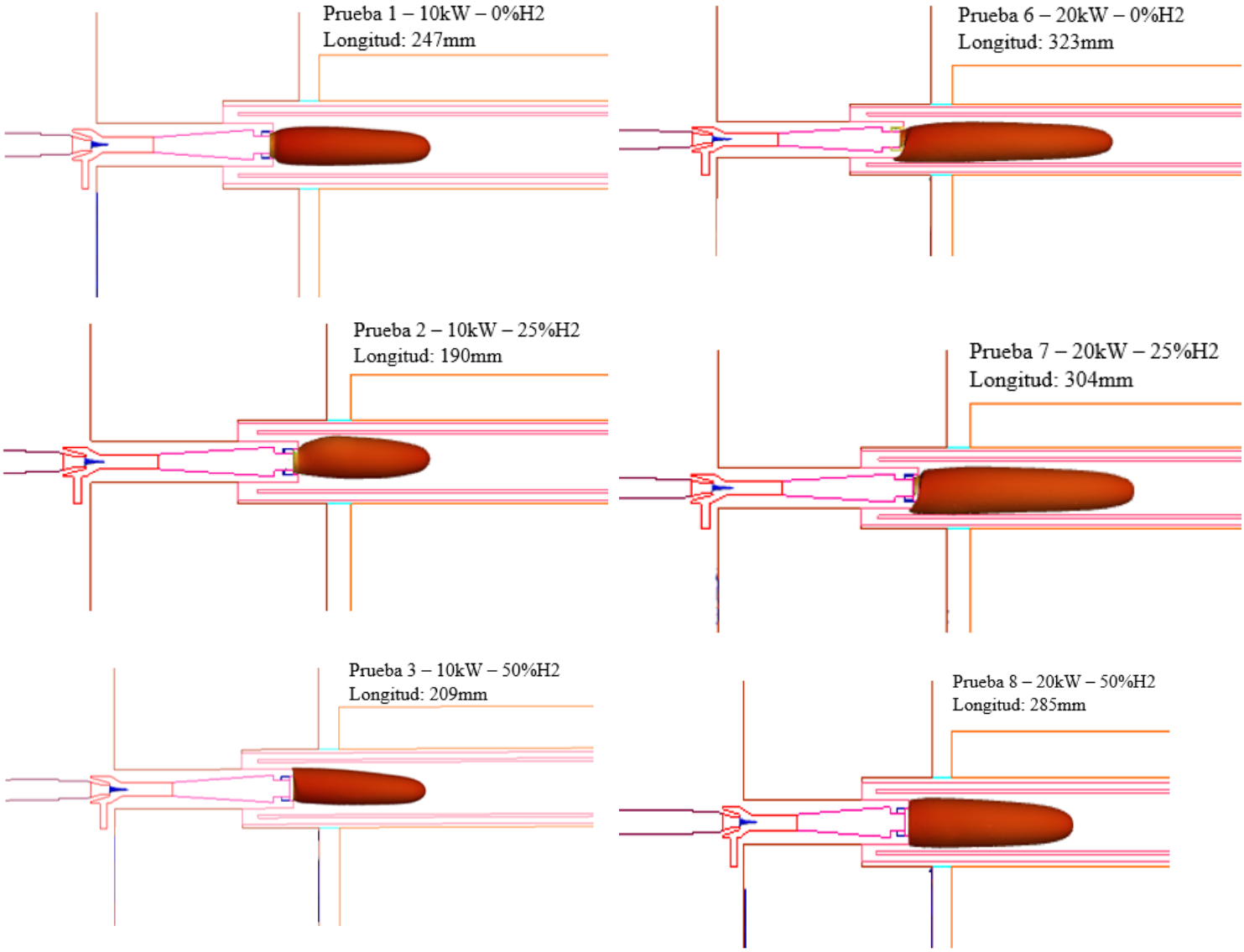


Figura 13. *Contornos de temperatura. Pruebas 6 a 10 (20kW)*

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

Para poder tener una mejor idea de la zona en la que se está desarrollando la reacción, se analizan los resultados de la relación de mezcla de oxidación mostrada en una isosusuperficie con la cual fue posible estimar la longitud de la zona de reacción, midiendo la distancia justo en las fronteras donde el Ro toma valores de 0.99. Los resultados obtenidos se muestran en la **Figura 14**, donde es posible observar que, para las pruebas con la cabeza de gas natural, la adición de H_2 implica un acortamiento de la llama, esto debido al aumento en la reactividad de la mezcla y a la alta difusividad másica del hidrógeno, también se observa que, a mayor potencia las llamas son más largas ya que se necesita una zona de reacción mayor para oxidar un flujo de combustible mas alto. También puede observarse que las zonas de reacción en las pruebas de alto contenido de hidrógeno son más delgadas, indicando que la zona más cercana al quemador es donde se concentra la reacción, lo que también se debe al diseño de la cabeza, ya que las reacciones se dan concentradas en cada uno de los pequeños agujeros de esta, mientras que en la cabeza de gas natural toda la reacción se da en la misma descarga.



Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

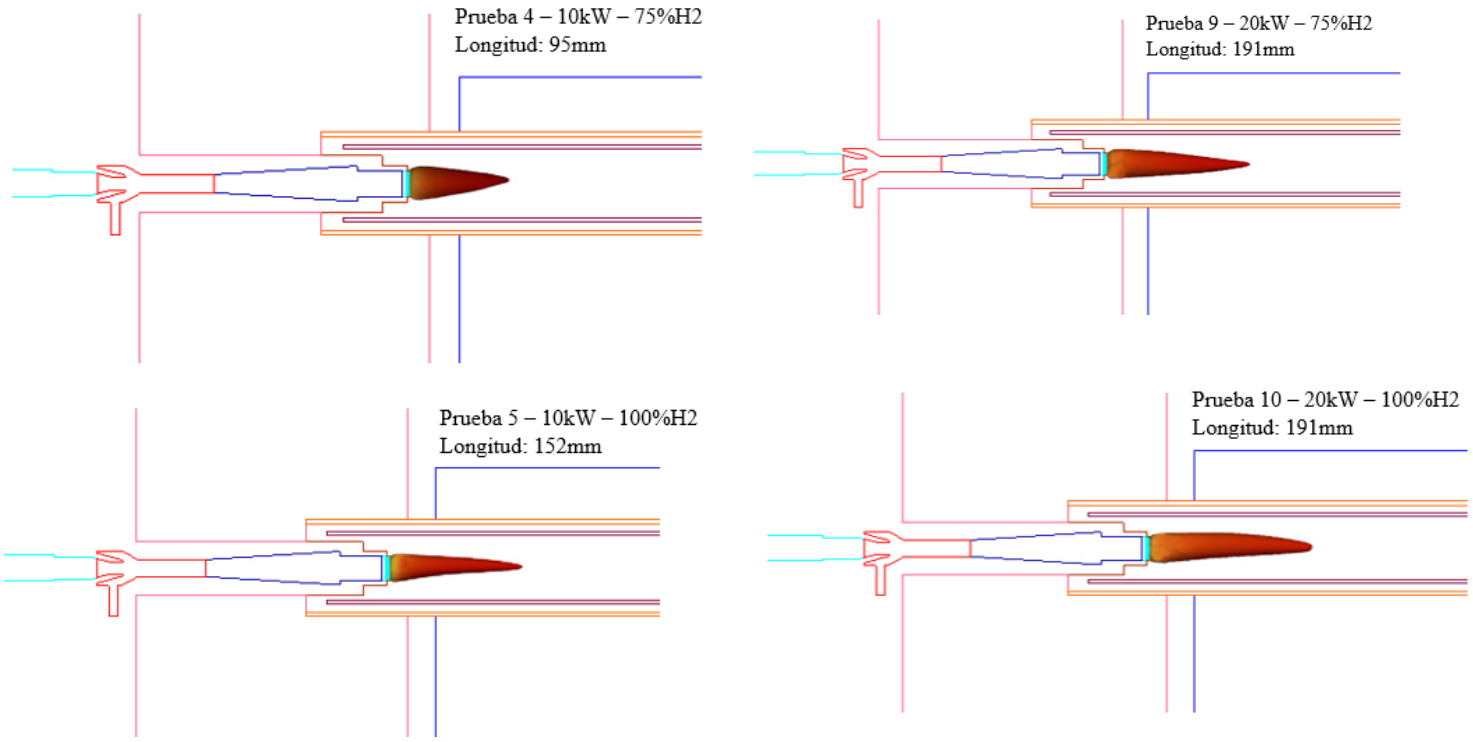


Figura 14. *Isosuperficies de relación de mezcla de oxidación (Ro) con la longitud de la zona de reacción*

4.1.2. Contornos de presión en el quemador de aire inductor

Los cambios importantes en la presión se encuentran en la zona de la mezcla del gas con el aire, por lo que se extraen los contornos con detalle en la zona del quemador, en la **Figura 15** se presentan los contornos de las pruebas 1 a 5 y en la **Figura 16** los de las pruebas 6 a 10. Se puede observar el mismo comportamiento en los dos grupos de figuras, se observa que las más altas presiones se encuentran en la zona en la que entra el aire, para después llegar al inyector, el cual por el cambio de sección genera un aumento en la velocidad y una disminución en la presión, esta presión de vacío (189Pa para 10kW y -779Pa para 20kW) es la encargada del arrastre de combustible; se observa también la alta resistencia al flujo que genera el cambio de la cabeza del quemador, ya que la presión máxima alcanzada por el aire aumenta 4 veces aproximadamente, lo que indica que el sistema requiere una cabeza de presión más alta para funcionar y hace que la zona de succión del combustible se encuentre a presiones positivas, sin embargo, ya que se conserva el diferencial de presión se sigue presentando el arrastre del combustible. Se observa también que la máxima presión se encuentra, en las dos potencias, en un contenido de hidrógeno de 75% (1243Pa para 10kW y 3928pa para 20kW) y disminuye un poco en 100% hidrógeno por la disminución en el caudal total de premezcla para la misma potencia. También se puede ver que en las pruebas correspondientes a la cabeza de hidrógeno hay zonas de baja presión en la cabeza en las zonas que se descarga la premezcla y estas zonas son las que corresponden a -82 y -53 Pa.

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

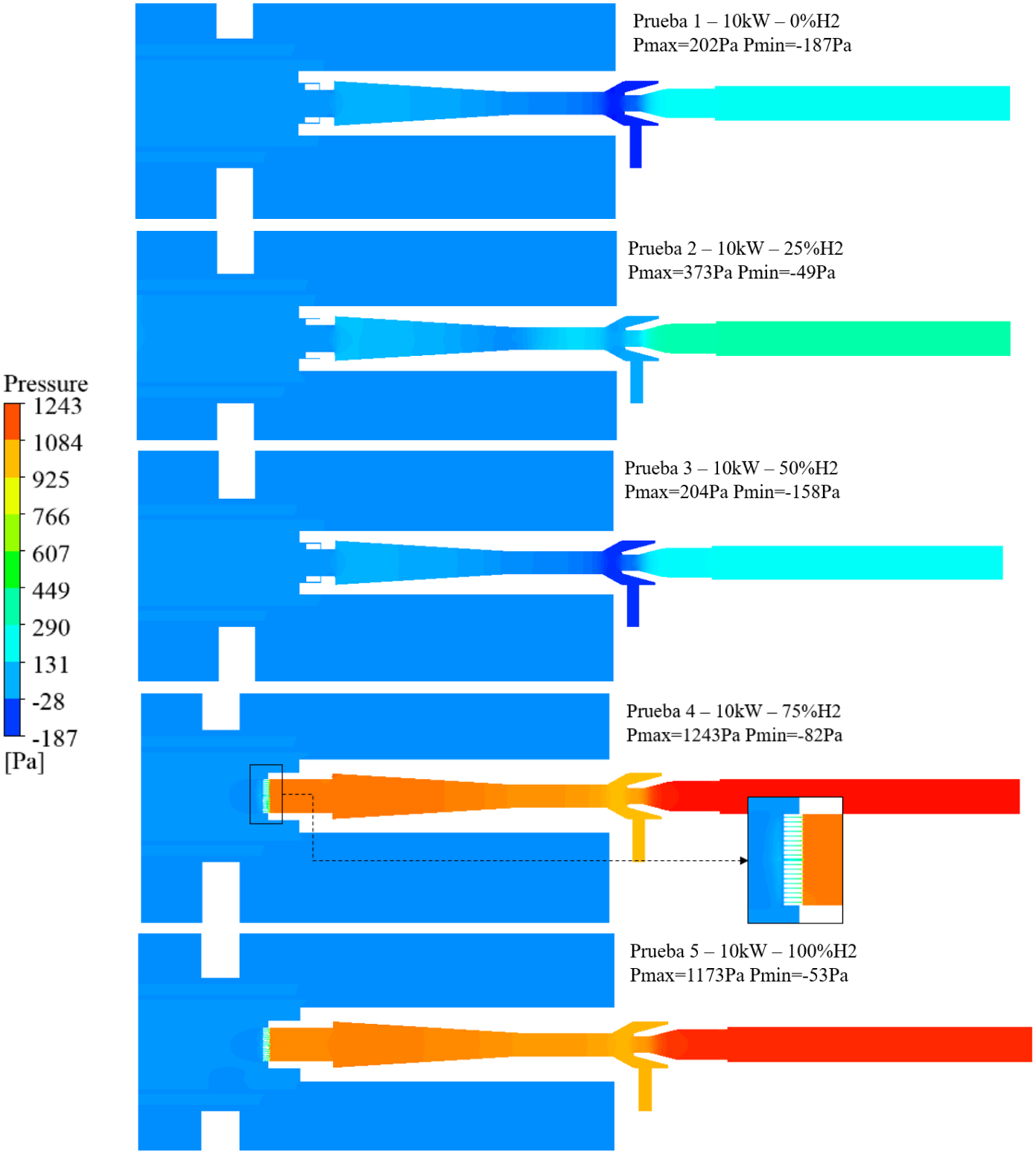


***Figura 15**. Contornos de presión. Pruebas 1 a 5 (10kW)*

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

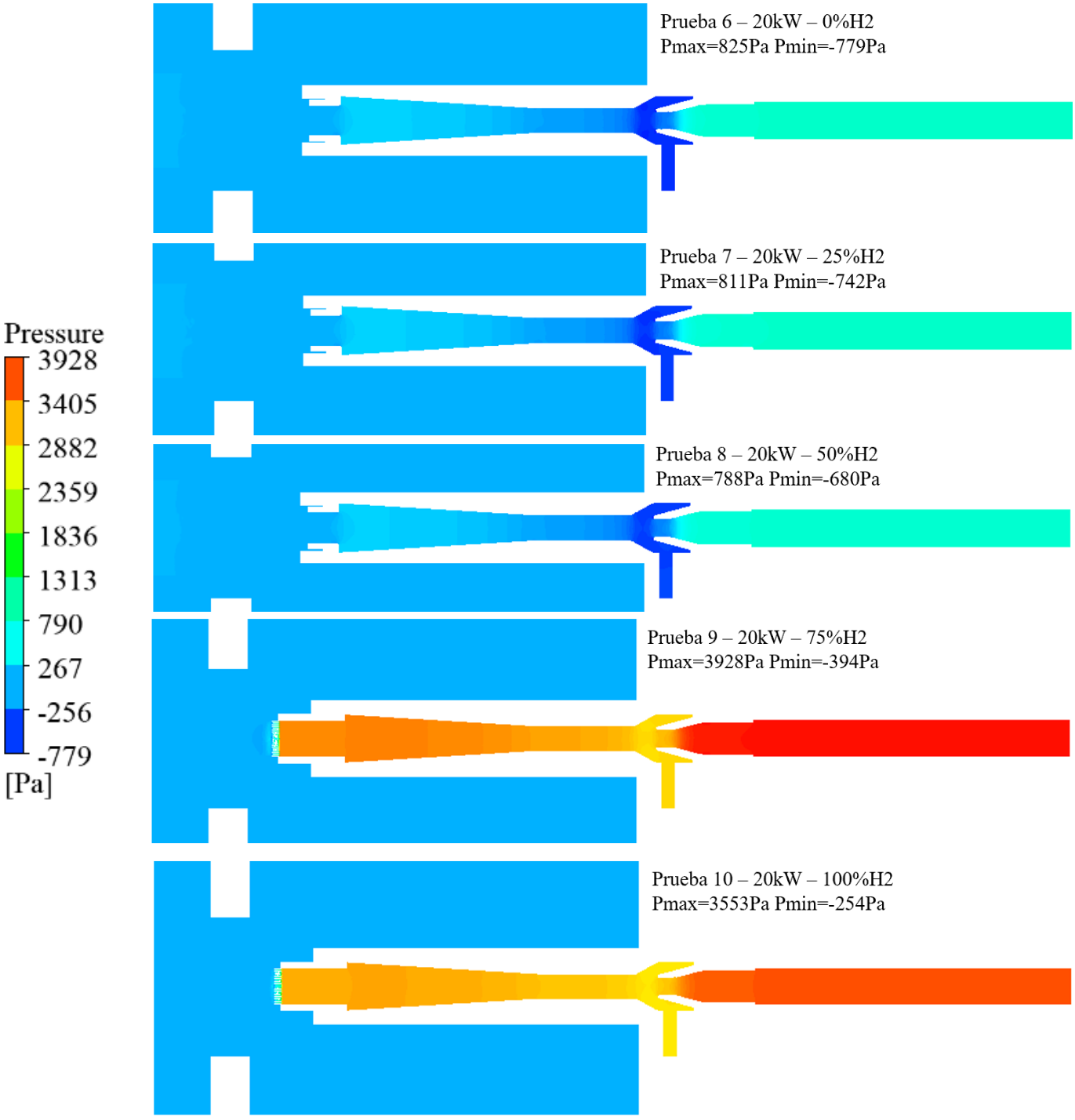


***Figura 16**. Contornos de presión. Pruebas 6 a 10 (20kW)*

También se revisó el comportamiento de la presión del fluido al interior del tubo radiante, en la **Figura 17** se presentan los contornos para 10kW y en la **Figura 18** para 20kW, estos se realizaron con una escala más pequeña a la escala de los contornos totales para poder tener resultados significativos visualmente hablando, para 10kW se aplicó un rango entre -5 y 20 Pa y para 20kW un rango entre -5 y 70 Pa. Se realiza detalle en la cabeza del quemador para las pruebas 4,5, 9 y 10 con una escala diferente a la de los contornos anteriores para identificar donde se encuentran las zonas de baja

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

presión. En general se encuentra el mismo comportamiento en ambas potencias y geometrías, en la zona donde se encuentra la cabeza hay una zona de baja presión, después, al recorrer al interior del tubo se va aumentando la presión por la acumulación de los gases, encontrando la zona de mayor presión en el extremo del tubo, aunque en realidad al interior del tubo interno no se ve un gran aumento después de aproximadamente ¼ del tubo radiante, después, los gases para poder salir del interior del sistema pasan por la zona anular entre los dos tubos radiantes donde si se observa una caída de presión significativa por la disminución del área transversal del flujo.

Puede observarse también que las presiones alcanzadas en el interior del tubo son mayores para los casos con alto contenido de hidrógeno, a excepción de la prueba 2, donde también se encontró un rango similar a las pruebas de alto H_2. Se observa también que las presiones alcanzadas al interior del sistema para la potencia de 20kW son 3 veces más altas que para 10kW, esto puede deberse a la velocidad de los gases que se están procesando.

Ahora, respecto a las zonas de baja presión en la cabeza de H_2, como puede observarse en los 4 casos, se presenta una zona de alta presión justo en la descarga de los agujeros de la cabeza e inmediatamente después una caída de presión con una zona de vacío (hasta de -5Pa), debido a las altas velocidades que generan los pequeños agujeros de la cabeza de hidrógeno, que es más evidente e intensa en las pruebas de 75% de H2, esto puede deberse a que el flujo de los productos es mayor con la presencia del CO_2.

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

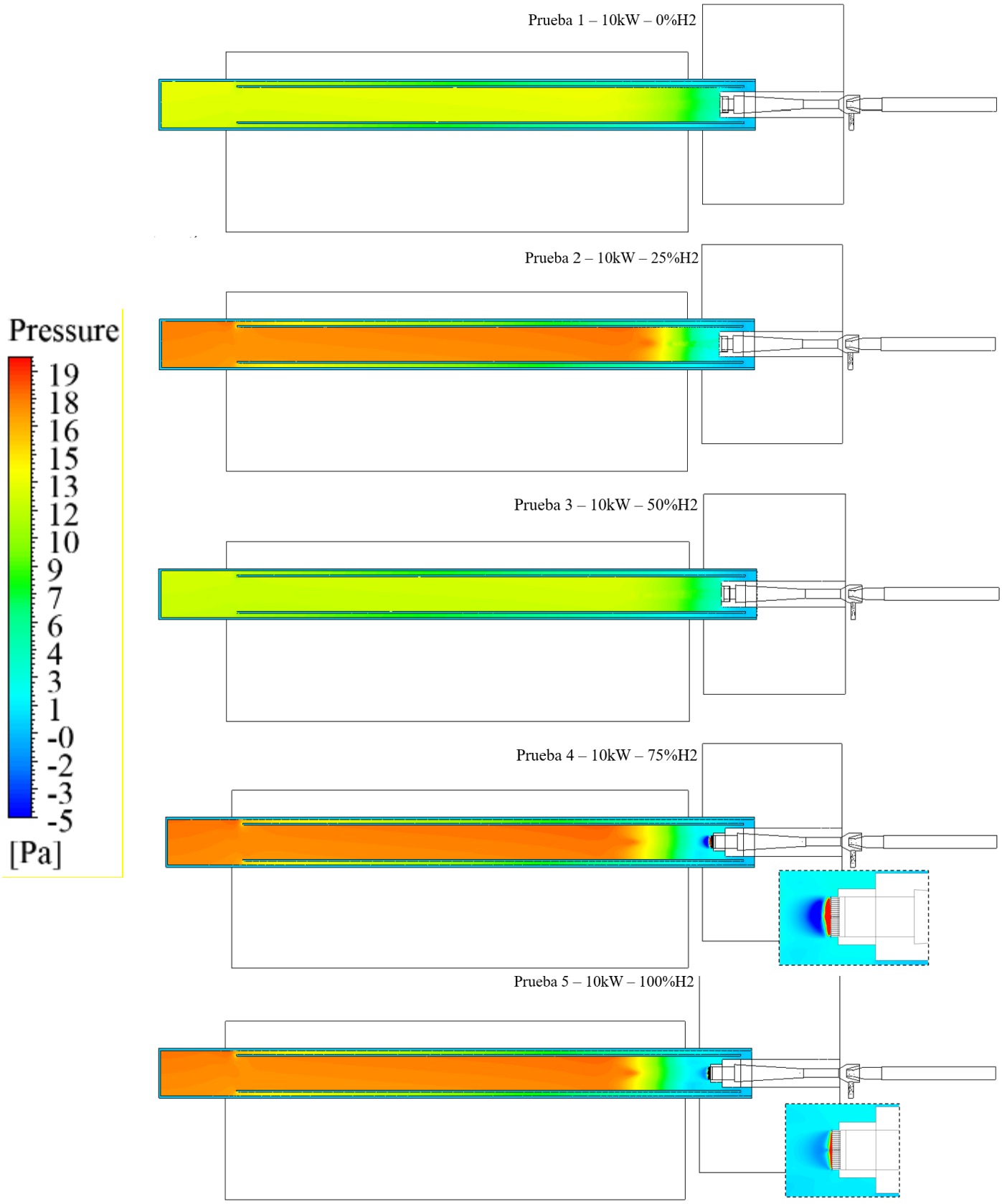


Figura 17. *Contornos de presión al interior del tubo radiante a 10kW*

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

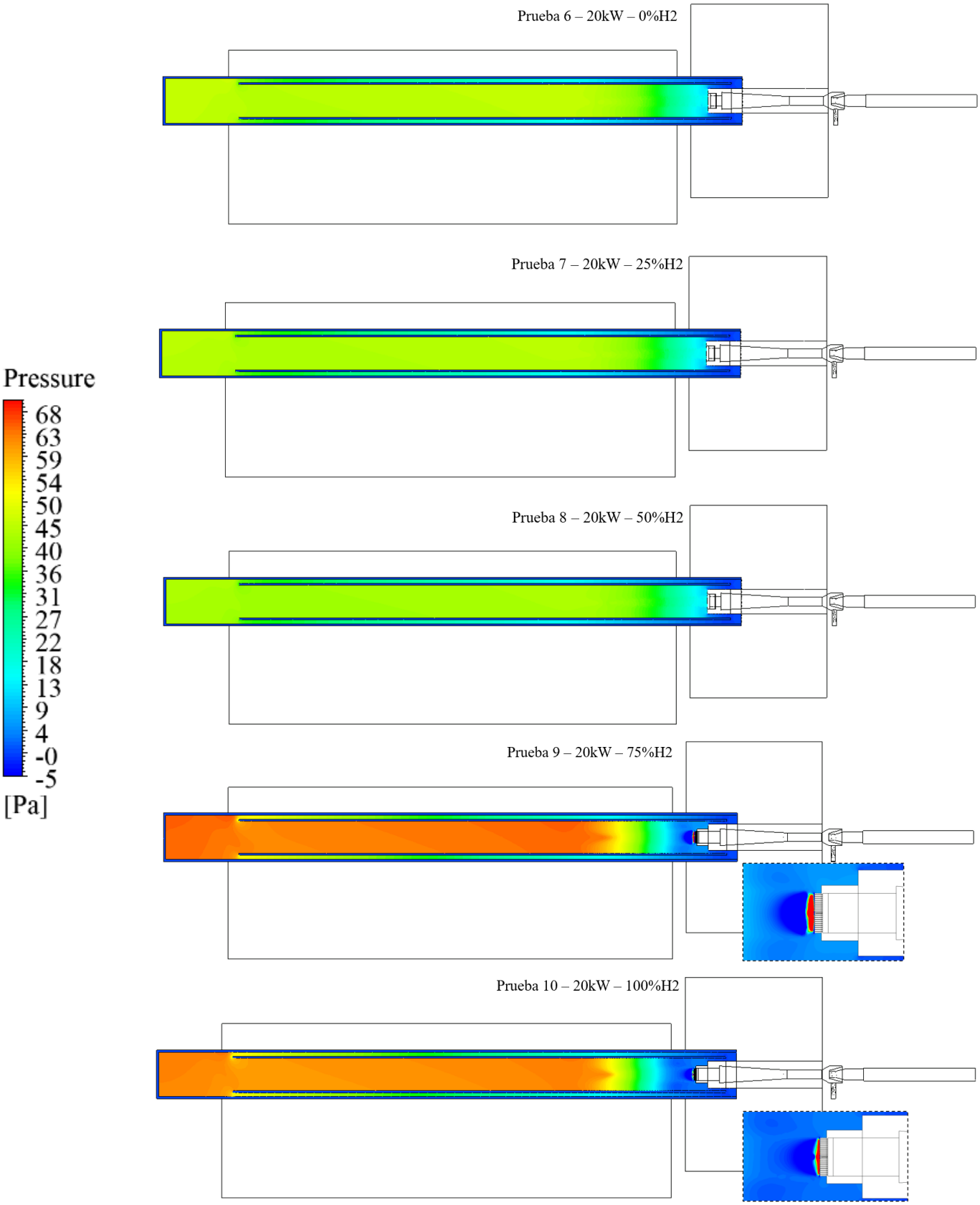


***Figura 18**. Contornos de presión al interior del tubo radiante a 20kW*

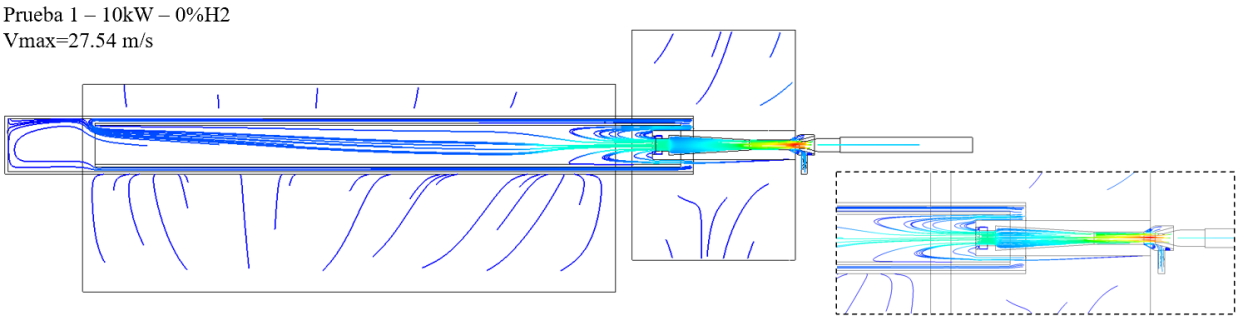
Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

4.1.3. Contornos de velocidad en el quemador de aire inductor y en el interior del tubo radiante.

Los contornos de velocidad se muestran en forma de pathlines para poder analizar la dirección que las líneas de flujo, se hace detalle en la zona del quemador ya que es donde más se encuentran líneas juntas. Se presentan en la **Figura 19** para las pruebas de 1 a 5 y en la **Figura 20** para las pruebas de 6 a 10. Se observa que se presentan mayores valores de velocidad máxima a una potencia de 20kW (36m/s para la prueba 5 y 64.7m/s para la prueba 10). Se encuentra que, para ambas potencias, hay un decaimiento de la velocidad máxima a 50%H_2 (26.4m/s para la prueba 3 y 52.7m/s para la prueba 8), y las velocidades son mucho mayores en la zona de la llama para las pruebas de alto contenido de H_2, lo que va relacionado con la alta velocidad de deflagración del H_2 y con la velocidad que permite desarrollar la cabeza de hidrógeno debido a el pequeño diámetro de los agujeros de la misma. Las magnitudes de velocidad más altas se encuentran en la zona de descarga de aire y mezclado con el gas, por la disminución del área por donde se encuentra fluyendo el aire.

Respecto a las líneas de flujo, se puede observar en la punta del tubo radiante la recirculación de los gases de combustión, que en su mayoría terminan yéndose por la zona inferior de la región anular, se debe a que justo en la zona que los gases de combustión salen del tubo interno las fuerzas de flotación que lo impulsan hacia arriba, pero se forman remolinos que los impulsan a salir por la parte inferior. Se observa también, en las pruebas realizadas con la cabeza de gas natural, que hay una fuerte corriente de gases que no sigue a lo largo del tubo, sino que se devuelven por el mismo tubo interior, este efecto se trató de evitar en las pruebas experimentales para analizar la posición relativa quemador-tubo adecuada y aunque visualmente no fue perceptible, estos resultados muestran que si podía existir cierta cantidad de gases que se devolvían, lo que se puede evitar realizando modificaciones geométricas a la cabeza de gas natural para este sistema en específico que le permitan alcanzar mayores velocidades; con la cabeza de hidrógeno no se presentaba dicho efecto por las altas velocidades en la zona de la llama y en la descarga como producto de la geometría. También se observa en el aire circundante al tubo radiante, en el área de la carga, las líneas de flujo de aire que asciende se dan por los cambios de densidad.

Se observa una disminución en la cantidad de líneas de flujo a medida que se aumenta el contenido de hidrógeno, ya que manteniendo la potencia constante a medida que se agrega hidrógeno a la mezcla, la masa total va disminuyendo.



Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

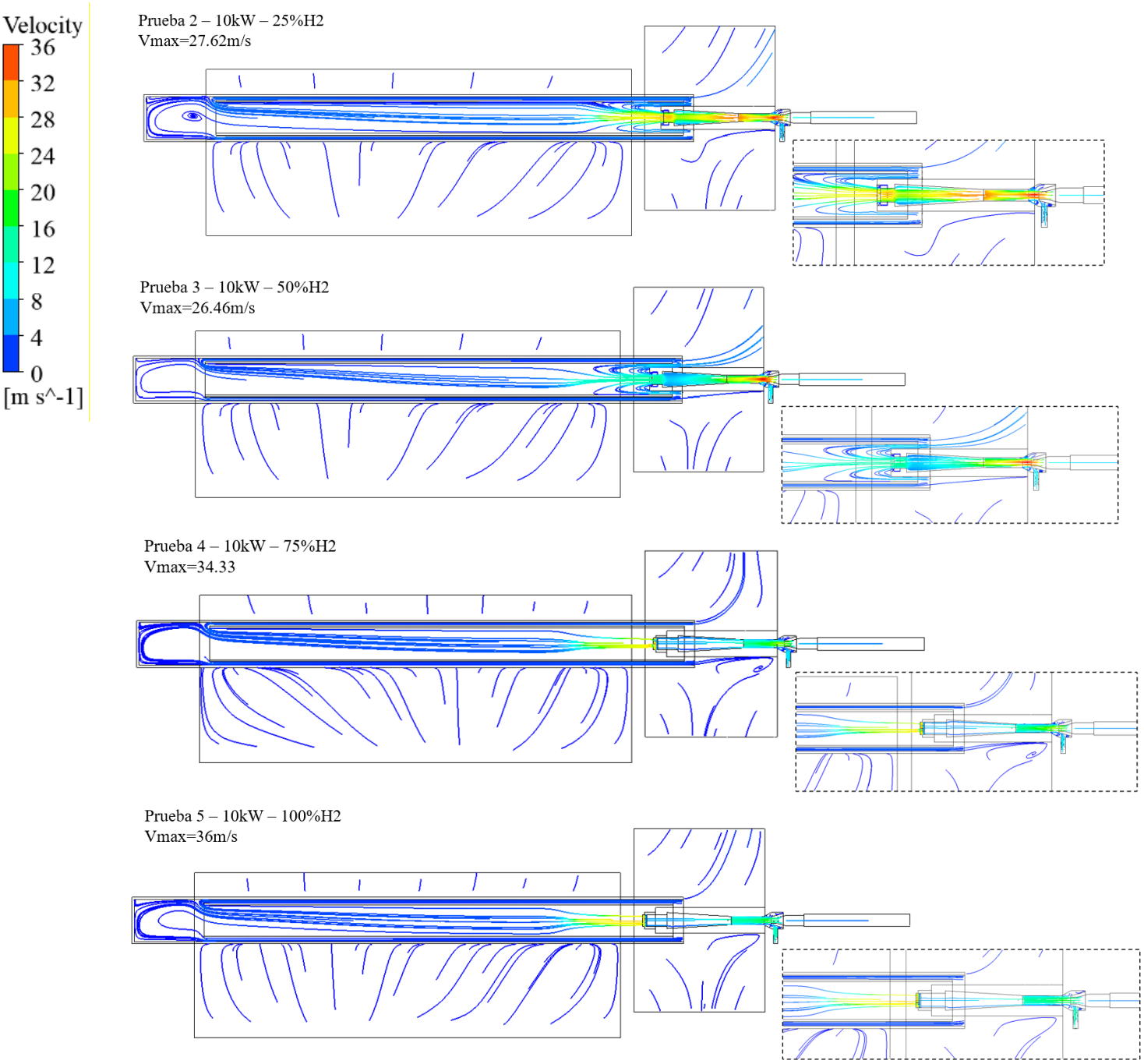


Figura 19. *Pathlines de velocidad. Pruebas 1 a 5 (10kW)*

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

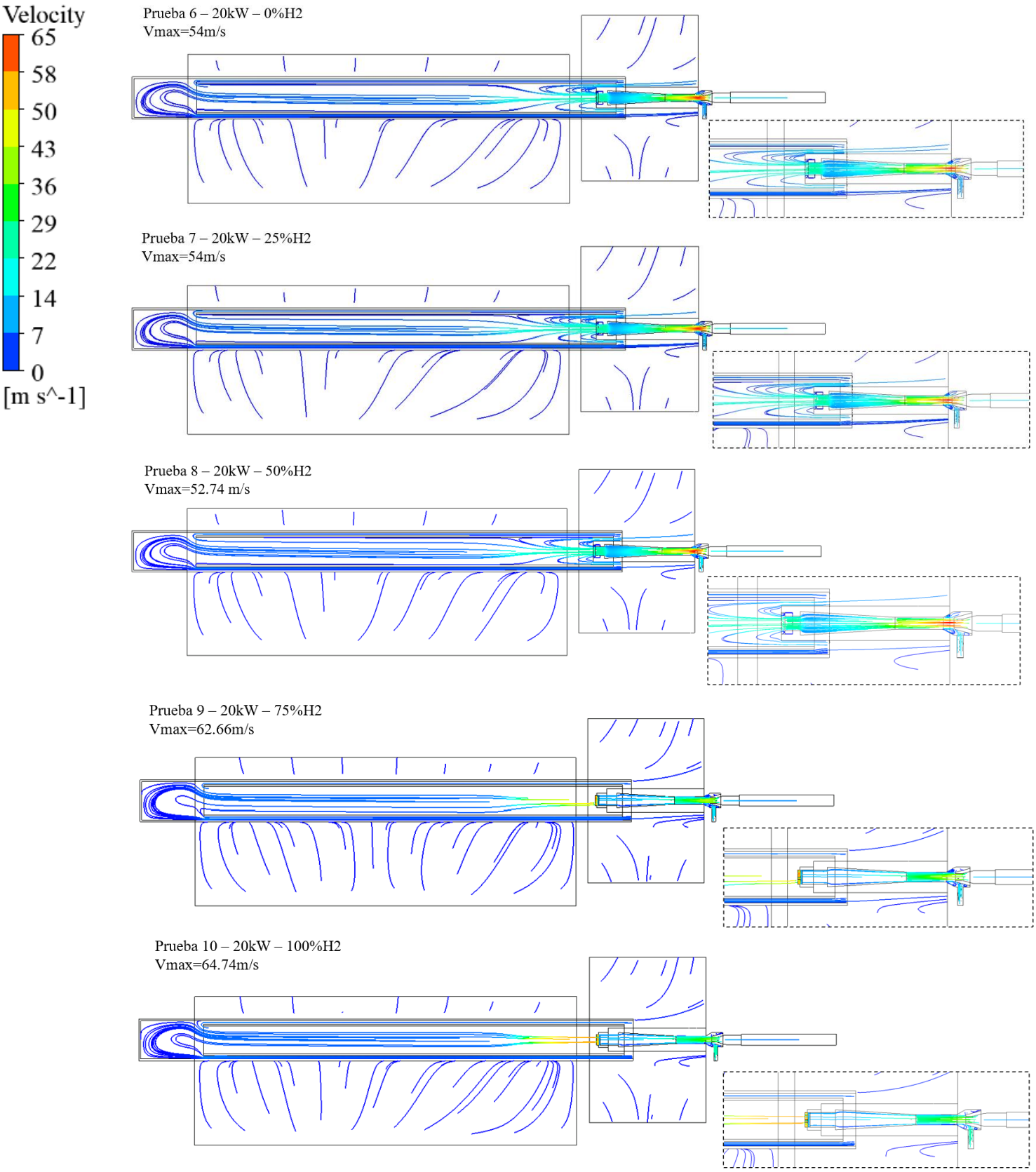


Figura 20. *Pathlines de velocidad. Pruebas 6 a 10 (20kW)*

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

4.1.4. Perfiles de temperatura superficial del tubo radiante

De cada una de las simulaciones se extrajo una línea de datos de temperatura superficial representativos en una línea transversal del tubo radiante, después, estos datos fueron graficados obteniendo los perfiles que se muestran en la **Figura 21**. En los perfiles se pueden identificar dos picos de temperatura, uno a la entrada del tubo, donde se ubica la llama y otro en la punta donde se da la recirculación de los gases al interior del tubo. No se registran cambios significativos al variar el contenido de hidrógeno, pero si con el cambio en la fluidodinámica dado por el cambio en la cabeza del quemador, mostrando un valor similar para el primer pico de temperatura, pero un aumento general en el resto del perfil.

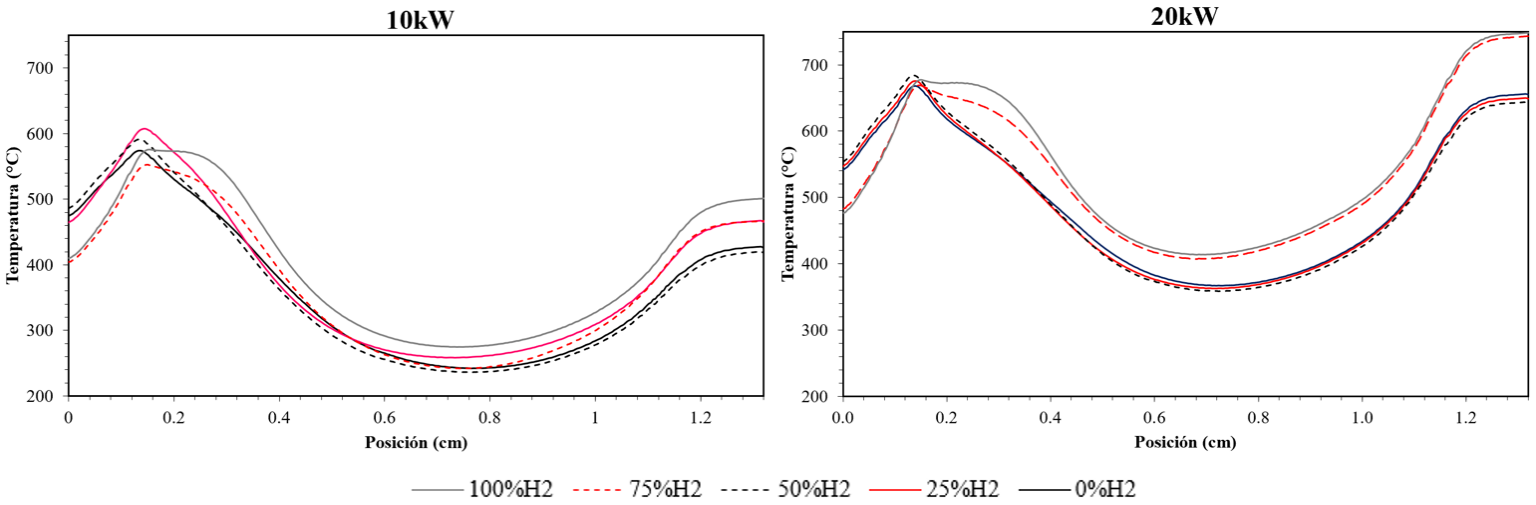


Figura 21. *Perfiles numéricos de temperatura superficial del tubo radiante*

En la **Tabla 7** se reportan los valores de coeficiente de uniformidad térmica obtenidos, se encontraron valores entre 0.72 y 0.83. Los valores más bajos se encontraron para la potencia de 10kW (0.68 en la prueba 3), lo que indica que al sistema le favorece más trabajar en altas potencias. Además, en ambas potencias se encontró que el perfil más uniforme es el obtenido con 100%H_2 (0.83 en la prueba 10) y el más bajo para 50%H_2 (0.81 en la prueba 8), pero los cambios en general no son significativos (variación máxima de 10.5% a 10kW).

Tabla 7. *Coeficiente de uniformidad térmica numérico*

Potencia [kW]	Prueba	%H2	Tu
10	1	0%	0.72
	2	25%	0.75
	3	50%	0.68
	4	75%	0.73
	5	100%	0.76
20	6	0%	0.82
	7	25%	0.82
	8	50%	0.81
	9	75%	0.83
	10	100%	0.83

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

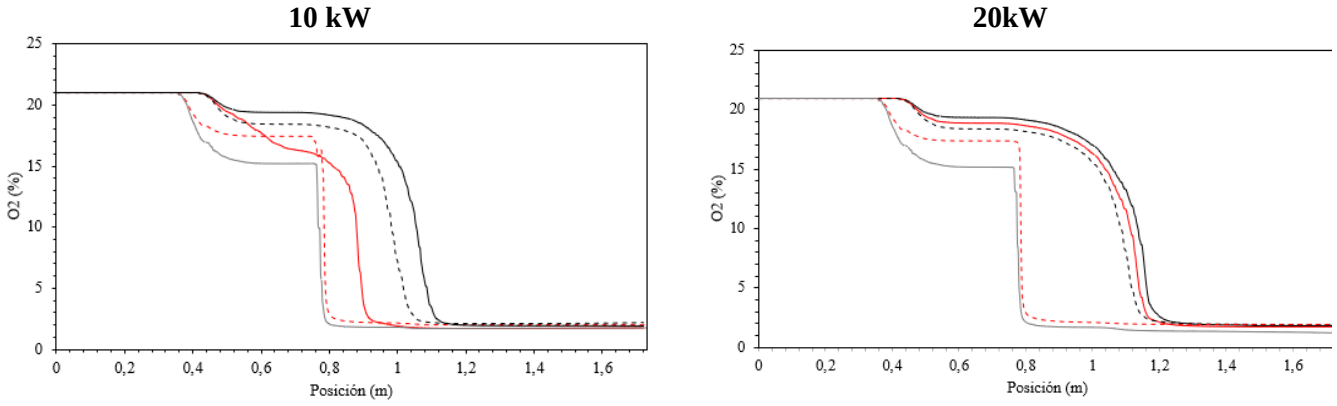
4.1.5. Distribución de especies a lo largo del sistema

Se encontró la distribución de especies (CO_2, CO, O_2) de la Figura 22 en un eje axial que pasa por todo el centro del sistema, desde el ingreso del aire hasta el final del tubo radiante interno, esto para observar el comportamiento del mezclado y los cambios que se dan en las composiciones por las distintas etapas y componentes del sistema.

En el oxígeno se puede observar que la composición inicial es la referente al aire (21% O2), después se ve una reducción debido a la premezcla, para después consumirse y llegar a un valor estable de entre 1y 2 %, lo que indica un exceso de oxígeno que está en consonancia con el factor de aireación requerido de 1.1. También se puede observar la diferencia entre las pruebas con la cabeza de gas natural y la de hidrógeno, con la primera el oxígeno se va gastando suavemente en la zona de reacción, mientras que en la segunda se ve una caída abrupta, esto debido a reactividad propia del hidrógeno, lo cual también se observó en la morfología de la zona de reacción, la cual se concentra justo en la descarga de la cabeza; este comportamiento también puede deberse al diseño de la cabeza de hidrógeno, ya que como se observó en la **Figura 18**, justo en la salida de la cabeza hay una zona de alta presión donde se está dando la reacción en todos los pequeños agujeros.

Para el CO_2, se puede ver un aumento progresivo de este para después situarse en un punto estable, se observa que a medida que se adiciona H_2 a la mezcla combustible, el contenido final de CO_2 disminuye y este valor final se alcanza más rápido, esto debido al acortamiento de la zona de reacción. También, se puede observar que, para la cabeza de hidrógeno, en las pruebas a 75%H_2, el aumento inicia antes en comparación a la del gas natural.

Para el CO, Se observar grandes picos justo donde inicia la zona de reacción, estos picos después tienden a cero, por lo que el sistema no cuenta con emisiones significativas de productos de combustión incompleta. También se puede observar que en las pruebas de 75%H_2, la pendiente inicial del pico es muy pronunciada y se da antes que, en las demás pruebas, gracias nuevamente a la reactividad y del hidrógeno y a los pequeños agujeros de la cabeza de H_2.



Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

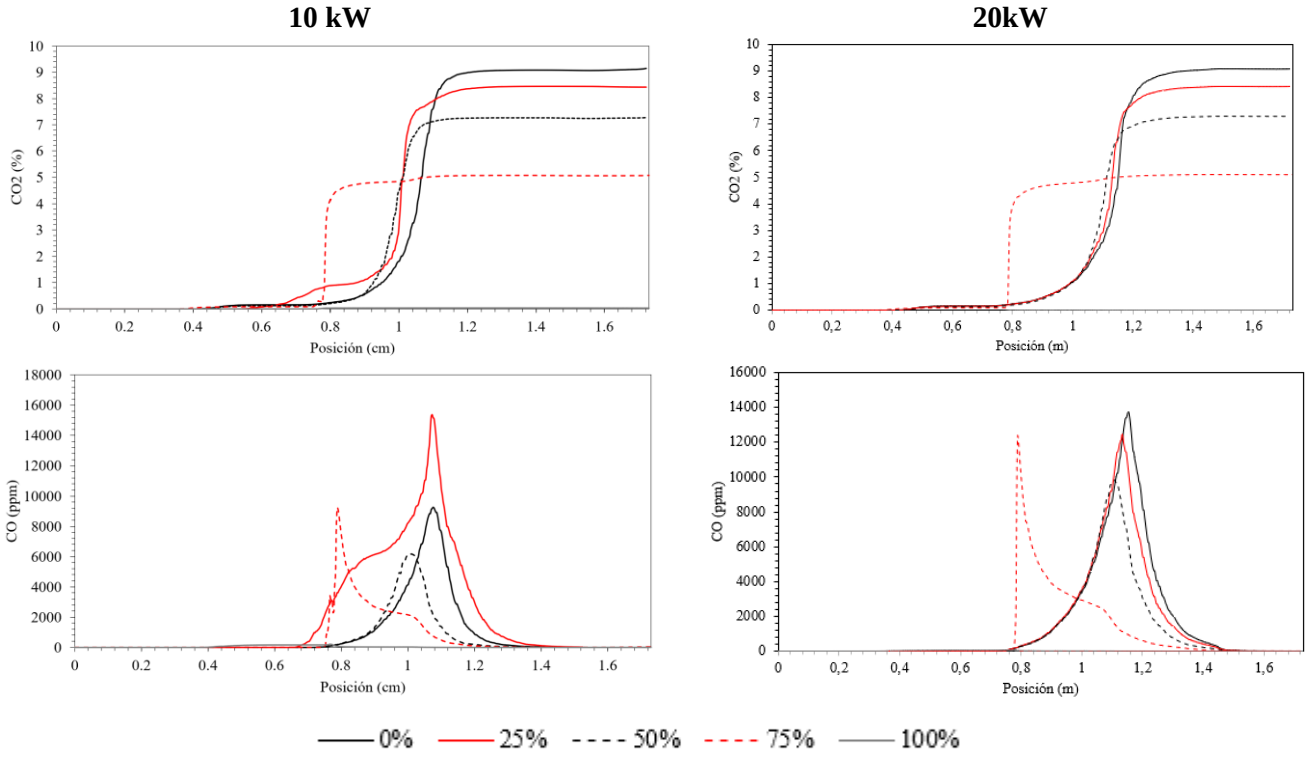


Figura 22. *Distribución de especies a lo largo del sistema*

4.1.6. Flux de calor interno del tubo radiante

Se determinó el flux de energía que llega al tubo radiante externo, el cual es el finalmente transfiere energía a los alrededores, este tubo se calienta por medio de la radiación y convección de los gases de combustión y por la radiación del tubo interno que ya fue calentando por los mismos gases de combustión. En la **Figura 23** se muestra un esquema del tubo radiante con las distancias para facilitar el análisis y en la **Figura 24** los fluxes obtenidos. Según lo anterior, el inicio del eje x en donde se realizó la gráfica corresponde a la salida de los gases hacia el exterior.

Respecto a la radiación, se presenta un valor alto cerca a la salida de los gases, es decir, al inicio del sistema, que puede deberse más a la radiación del tubo interno que a los mismos gases, ya que justo en ese punto es donde en todos los casos se desarrolla la llama. Este valor después disminuye para encontrar un valor aparentemente estable y después caer después de la zona de recirculación donde ya no se tiene influencia del tubo interno. También, se encuentra que el valor máximo de flux de radiación se presenta en las pruebas con alto contenido de H2, ya que como se encontró con anterioridad, estas pruebas tienen la zona de reacción más concentrada y una temperatura más alta, lo que calienta más el tubo interno en una zona específica haciéndolo radiar más, ya que la energía transferida por radiación es proporcional a la cuarta potencia del valor de la temperatura.

Respecto a la convección, en todos los casos se presenta un pico en una posición cercana a 1.2m, lo que corresponde a la zona de recirculación de gases donde estos se ven altamente influidos por la turbulencia, por lo que la transferencia de calor por convección aumenta. Se observa también que el flux de calor por convección es más alto en las pruebas con alto contenido de hidrógeno.

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

Finalmente se puede decir que el flux de calor lo gobierna principalmente la radiación, pero en el punto en donde uno de los mecanismos es muy alto, el otro es más bajo, y viceversa, ya que las condiciones que favorecen a uno de los mecanismos no favorecen tanto al otro.

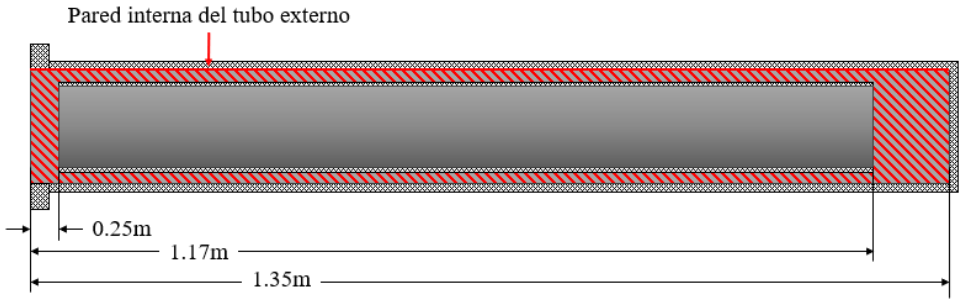


Figura 23. *Esquema del arreglo de tubo radiante con recirculación interna, en rojo la pared usada para el análisis*

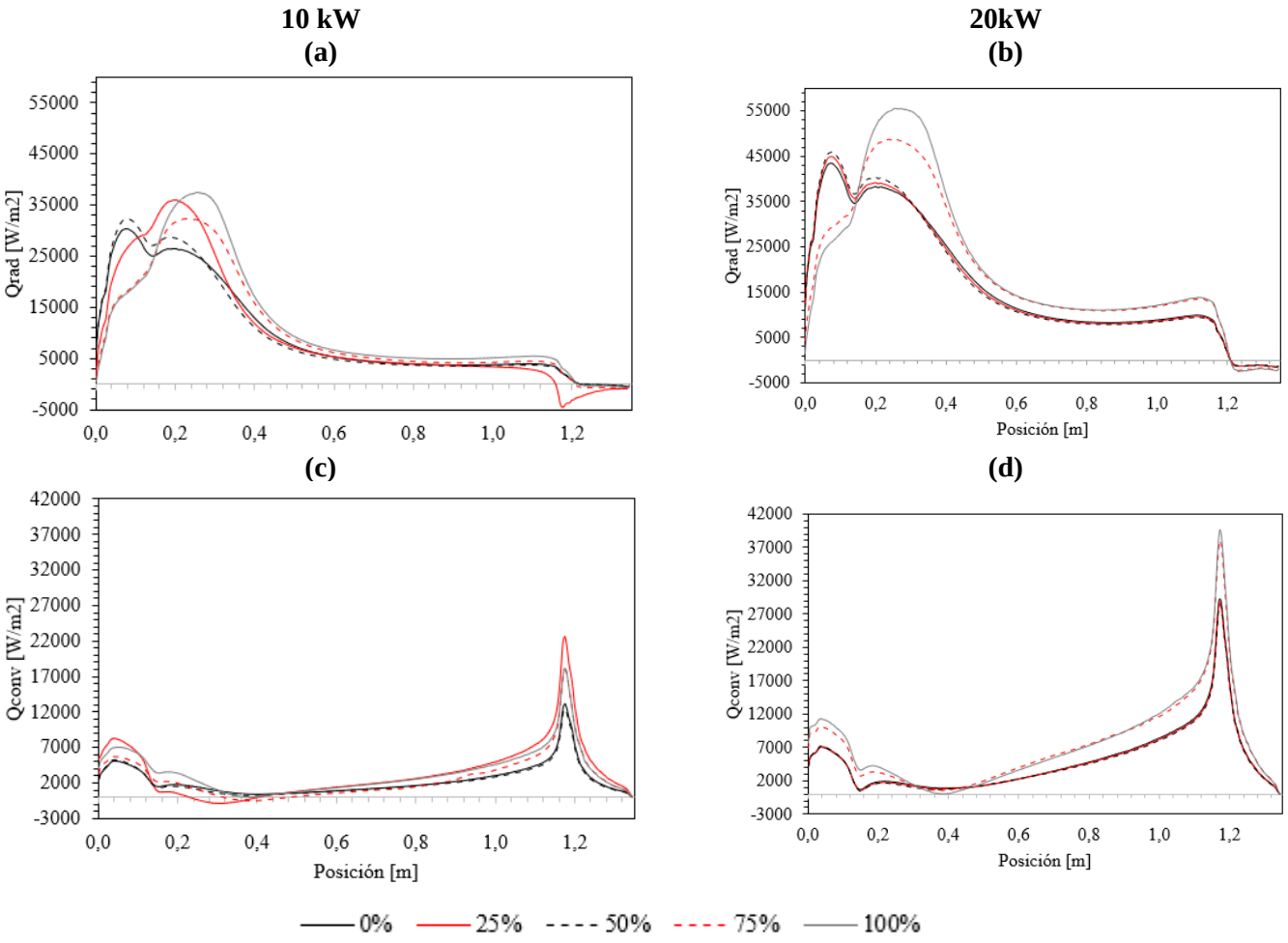


Figura 24. *Flux de calor al interior del tubo radiante. Por radiación (a (10kW) y b (20kW)) por convencción (c (10kW) y d (20kW))*

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

4.2. Resultados pruebas experimentales.

Tras realizar las 10 pruebas experimentales con sus respectivas corridas, se obtienen los datos de: perfiles de temperatura, temperatura a la salida, composición de los gases de combustión e intensidad de radiación en 6 puntos.

4.2.1. Temperatura de salida del tubo de los gases de combustión.

La temperatura de salida de los gases se observa en la **Figura 25**. Puede observarse que a medida que se incrementa el contenido de hidrógeno en la mezcla, esta aumenta, como es de esperarse ya que la temperatura de llama adiabática aumenta con la adición de H_2, pero también se observa una disminución en ambas potencias en 75% de H_2 (de 611°C a 470°C en 10kW y de 654°C a 622°C a 20kW), esto se da en el punto en que se cambia la cabeza del quemador, lo que se debe a que, como se vio en la **Figura 19** y **Figura 20**, en las pruebas con la cabeza de gas natural, una parte de los gases de combustión estaba devolviéndose por el tubo interno lo que género en estas pruebas una zona muy caliente al inicio del tubo radiante, y el valor de la temperatura medida en este punto puede deberse tanto a la temperatura que traen los gases que ya recorrieron todo el tubo, como a la energía conducida por el tubo interno y también a que en las pruebas de alto H_2 más energía es transmitida al tubo radiante, por lo que los productos salen mas fríos.

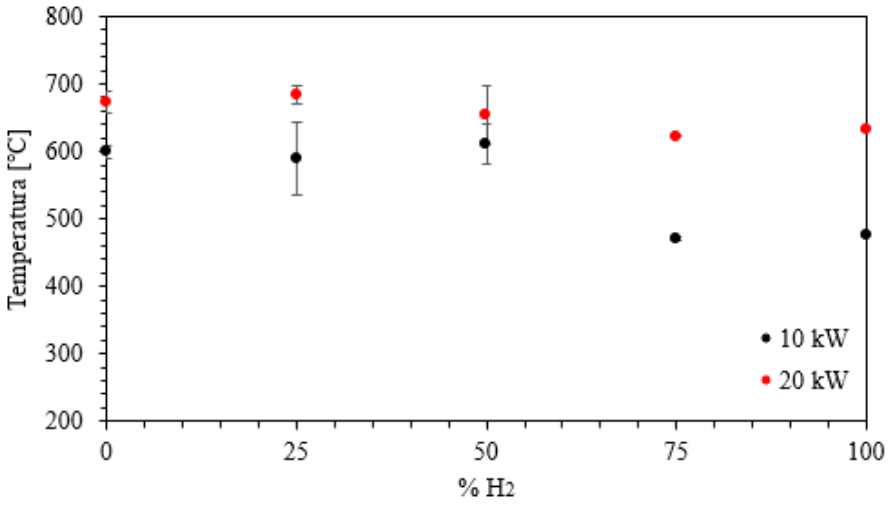


Figura 25. *Temperatura de salida de los gases de combustión*

4.2.2. Composición de los gases de combustión a la salida del tubo.

La composición en base seca de los gases de combustión que fueron medidos se muestran en la **Figura 26**, en la que se puede apreciar que el porcentaje de salida de oxígeno se pudo mantener muy cercano a 2% para poder garantizar el factor de aireación requerido en el sistema para su optima operación; se observa también en ambas potencias la reducción del CO_2 y el CO debido a la disminución de carbono en la mezcla, además las emisiones de CO se mantuvieron controladamente bajas en general (50ppm CO máximo en la prueba 2), por debajo de los 100ppm para todos los casos. En las mediciones se registraron medidas de NOx muy bajas (del orden de las 10ppm), inclusive con el aumento del porcentaje de hidrógeno en la mezcla no se vio aumento ni cambio significativo, esto puede aumentar en un entorno en el que el tubo radiante se encuentre confinado y por ende alcance mayores temperaturas de trabajo, como sería el caso del interior de un horno de tratamiento térmico. Por lo anterior se puede decir que operativamente el sistema es adecuado para trabajar bajo estas

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

condiciones. Ya que se logró mantener el sistema en 2%O_2 a la salida y bajas emisiones contaminantes.

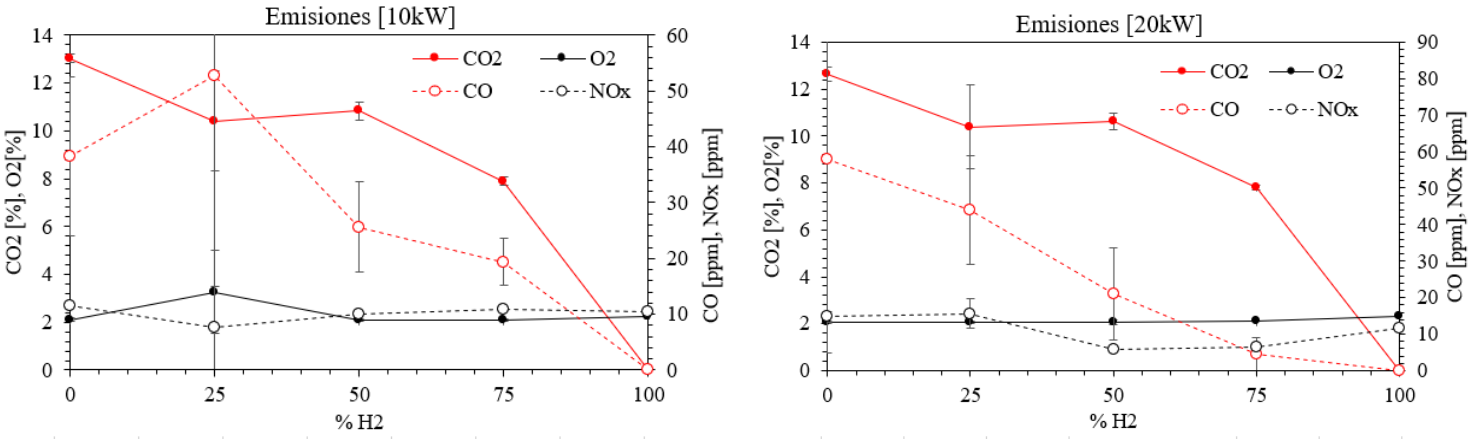


Figura 26. *Composición de los gases de combustión medidos*

4.2.3. Eficiencia de combustión del sistema, con base al PCS.

Con los datos obtenidos de las pruebas 1 a 4 y 6 a 9 se alimentó el software COMBUGAS, y se obtuvo, para cada una de las pruebas, los resultados reportados en la **Tabla 8**. El cálculo de la eficiencia de combustión se realizó sin considerar pérdidas por combustión incompleta, ya que, como se vio en la **Figura 26**, las emisiones de CO son muy bajas y las perdidas relacionadas a este son despreciables. Se observa que se logró alcanzar en cada caso el factor de aireación ideal para la operación optima del sistema de radiación [20], y se observa también que la eficiencia de combustión aumenta con el contenido de H_2, obteniendo mayores valores para la potencia más baja ya que se registran temperaturas de salida de los gases más bajas, con un máximo de 69.42% para 75%H_2 a 10kW, y para el caso de 20kW también se presentó un máximo de 63.09% a 75%H_2.

Tabla 8. *Porcentajes de O_2 y CO_2 en base seca, temperatura de salida de gases y resultados obtenidos en el COMBUGAS*

Potencia [kW]	Prueba No.	Contenido H_2 [%]	%CO_2 Salida	%O_2 salida	T sal [°C]	Tipo de combustión	η combustión (PCS) [%]	Factor de aireación (n)	
								Total	Usado
10	1	0	12.8	2.1	599.4	Mixta	65.42	1.1	1
	2	25	10.4	2.1	589.6	Mixta	65.52	1.16	1
	3	50	10.8	2.1	611.8	Mixta	64.24	1.1	1
	4	75	7.9	2.1	470.6	Mixta	69.42	1.1	1
	5	100	0.0	2.2	476.4	-	67.19	-	-
20	6	0	12.6	2.1	673.1	Mixta	62.00	1.1	1
	7	25	10.4	2.1	683.9	Mixta	61.21	1.1	1
	8	50	10.6	2.1	654.6	Mixta	62.33	1.1	1
	9	75	7.8	2.1	622.8	Mixta	63.09	1.1	1
	10	100	0.0	2.3	631.6	-	61.32	-	-

4.2.4. Distribución de temperatura a lo largo del tubo radiante.

Las imágenes térmicas obtenidas con la cámara termográfica Testo, se ven como se muestra en la **Figura 27** tras procesarla en el software IR Soft [48].

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

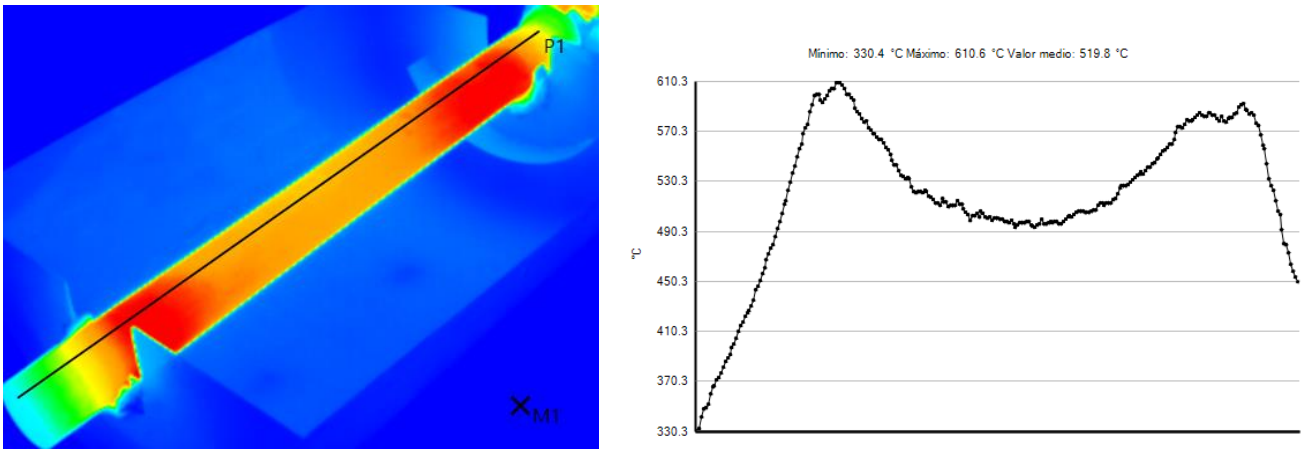


Figura 27. *Imagen del software Testo IR-Soft V5.0 [48]*

Realizando el procesamiento de las imágenes se obtienen los perfiles de temperatura reportados en la **Figura 28**.

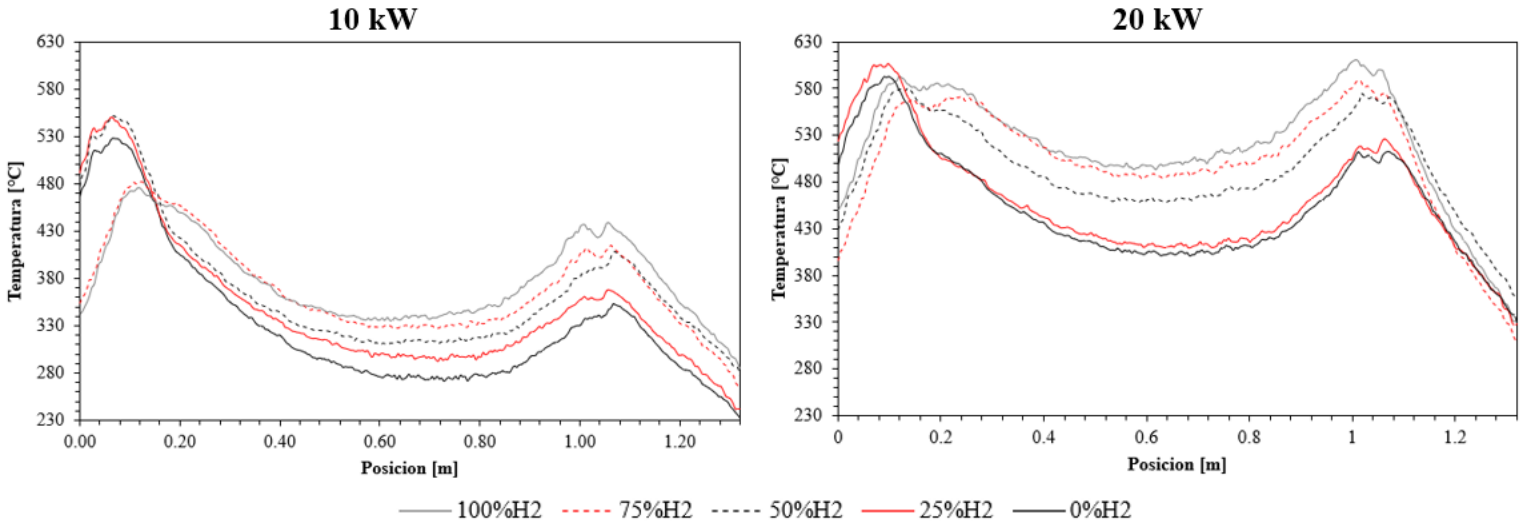


Figura 28. *Perfiles de temperatura obtenidos experimentalmente*

Puede observarse que todos los perfiles tienen el mismo comportamiento, presentando 2 picos, uno al inicio correspondiente a la zona donde se presenta la llama (Temperatura máxima de 541°C en prueba 3 y 603.1°C en prueba 7) y otro al final cercano al extremo del tubo en la zona de recirculación de los gases de combustión (Temperatura máxima de 452°C en prueba 5 y 610.6°C en prueba 7) donde la turbulencia de la recirculación aumenta la transferencia de calor. También se puede observar que al aumentar el contenido de hidrógeno en la mezcla el perfil de temperatura se desplaza hacia arriba, por lo que se alcanzan mayores temperaturas de manera general en el tubo, además, se observa una mitigación en el primer pico en los dos puntos que corresponden a la cabeza de H_2, es decir, se tienen temperaturas más altas, pero más similares, esto debido al cambio en la fluido dinámica de los gases de combustión. Esto se verifica con los coeficientes de uniformidad térmica que para cada una de las pruebas se muestran en la **Tabla 9**, donde se puede observar que a medida que se aumenta el contenido de H_2, la uniformidad aumenta, y también, que se encuentran perfiles más uniformes a una potencia mayor, se encuentra entonces un Tu máximo de 0.91 con 75% de H_2 a 20kW.

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

Tabla 9. *Coeficiente de uniformidad térmica experimental*

Potencia [kW]	Prueba	$\%H_2$	Tu
10	1	0%	0.78
	2	25%	0.80
	3	50%	0.83
	4	75%	0.88
	5	100%	0.88
20	6	0%	0.87
	7	25%	0.87
	8	50%	0.89
	9	75%	0.91
	10	100%	0.90

A partir de los perfiles de temperatura, siguiendo el procedimiento anteriormente detallado en el apartado (3.3.3) se calcula el coeficiente de uniformidad térmica, el calor transferido por convección, radiación, el calor total y la eficiencia de radiación, los cuales se muestran en la **Figura 29**. Se puede observar según los resultados de eficiencia de radiación, que al aumentar el contenido de hidrógeno en el combustible, está aumenta, es decir, más energía en forma de radiación es emitida desde el tubo radiante a los alrededores en relación a la energía total que entra en forma de combustible al sistema, esto va directamente ligado a tener un perfil de temperatura con valores más altos a medida que se agrega el hidrógeno, lo que influye de la misma forma en el aumento del calor transmitido por convección y en el calor total que sería la suma de radiación y convección. Se encuentran eficiencias de radiación similares en ambas potencias, pero en total, se encuentra el valor más alto para 10kW en $75\%H_2$, siendo 46,35%, en el caso de 20kW también se encuentra el máximo de eficiencia en $75\%H_2$, registrando en ambos casos una ligera caída en $100\%H_2$, ya que en este caso la masa total de productos de combustión disminuye y la transferencia de calor por convección se ve afectada.

A mayor contenido de H_2 se presenta una mayor transferencia de calor del interior del tubo radiante hacia la superficie que finalmente va a radiar, como se observó en la **Figura 24**, lo que se traduce en que más energía en forma de calor pueda ser transmitida a los alrededores, por tanto, la temperatura superficial es mayor y la potencia radiada y la eficiencia de radiación también, además, la temperatura de salida de los gases de combustión disminuye en las pruebas con alto contenido de hidrógeno, por lo que más energía fue transmitida al tubo radiante.

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

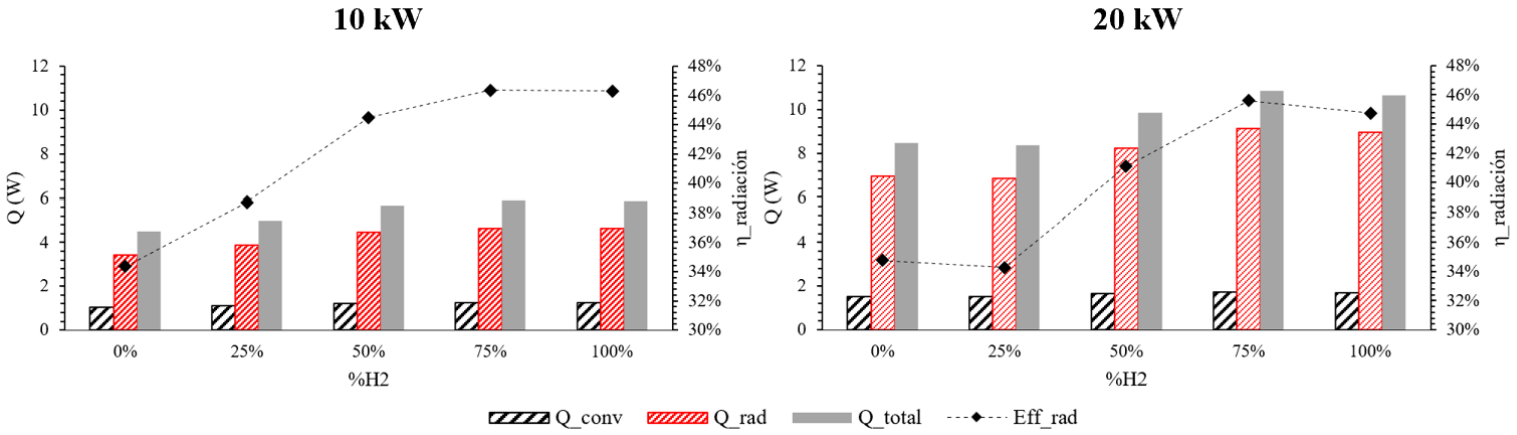


Figura 29. *Potencia radiada y eficiencia de radiación*

En la **Tabla 10** se reportan los datos con los que se construyó la **Figura 29** y además se reporta el porcentaje de energía que se transmite por ambos mecanismos. Se observa que la energía que se transmite por radiación es aproximadamente 3 veces mayor que la que se transmite por convección a 10kW, pero es de resaltar que esta relación es mayor a medida que se aumenta la potencia, llegando a ser hasta 5 veces mayor a 20kW, con lo que se confirma el hecho de que las altas temperaturas favorecen la transferencia de calor por radiación.

En general se tienen valores de eficiencia de radiación menores a los de eficiencia de combustión, con una diferencia de aproximadamente 20 puntos porcentuales, los cuales coinciden con el porcentaje de energía que se libera a los alrededores en forma de calor por convección, como puede observarse en la **Tabla 10**

Tabla 10. *Cuantificación de la energía transmitida por cada mecanismo de transferencia de calor*

Prueba	%H2	Q_conv [kW]	%Convección	Q_rad [kW]	%Radiación	Relación Radiación/Convección
1	0%	1.05	23.4%	3.43	76.6%	3.27
2	25%	1.12	22.5%	3.87	77.5%	3.45
3	50%	1.22	21.5%	4.45	78.5%	3.65
4	75%	1.26	21.4%	4.64	78.6%	3.67
5	100%	1.26	21.4%	4.63	78.6%	3.67
6	0%	1.52	18.0%	6.95	82.0%	4.56
7	25%	1.51	18.1%	6.85	81.9%	4.54
8	50%	1.65	16.7%	8.22	83.3%	4.99
9	75%	1.72	15.9%	9.12	84.1%	5.29
10	100%	1.71	16.0%	8.95	84.0%	5.24

Este cambio en la transferencia de calor de los productos de combustión hacia el tubo radiante, considerando que las pruebas se realizan a potencia térmica constate se debe al cambio en las propiedades de transferencia de calor de los productos de combustión al tubo radiante.

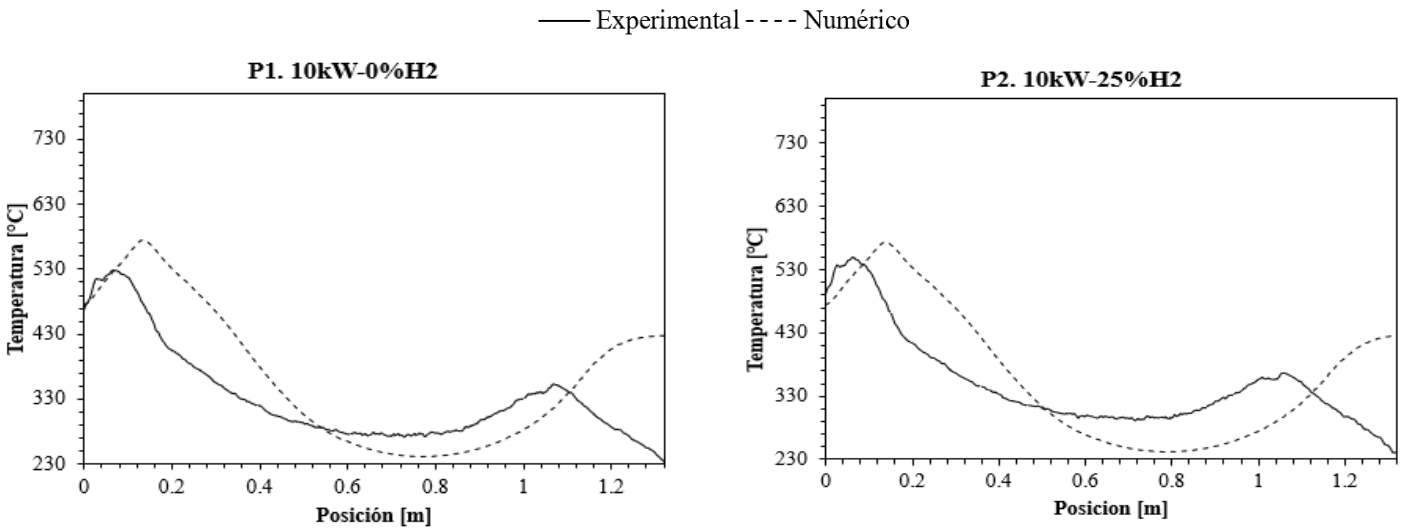
Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

4.3. Comparación de resultados

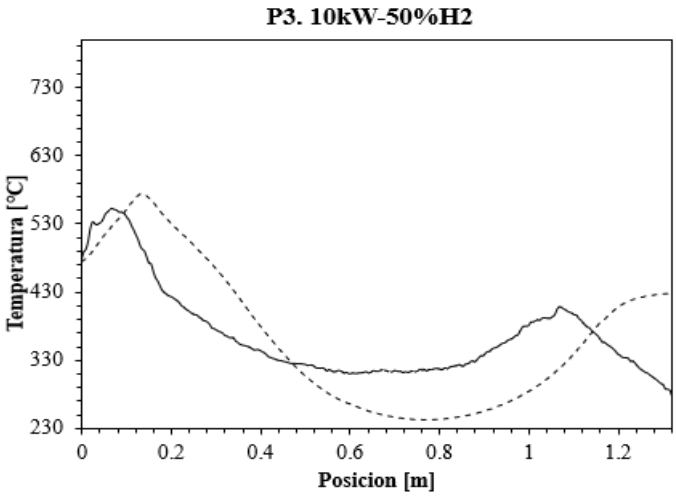
En este apartado se busca comparar los resultados obtenidos numérica y experimentalmente para validar los modelos numéricos usados

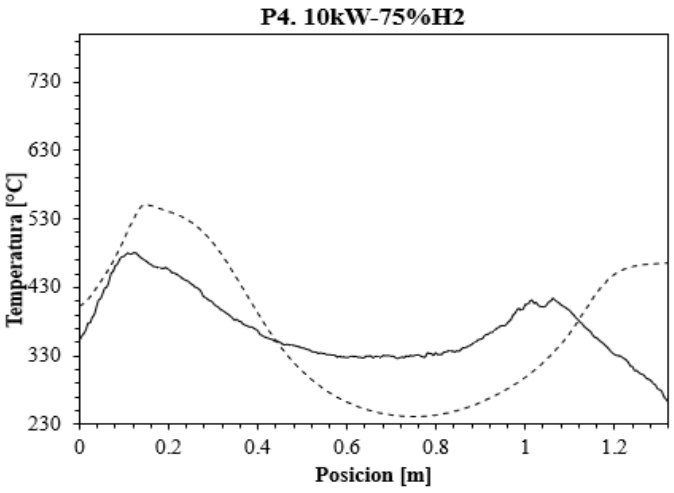
4.3.1. Distribución de temperatura superficial del tubo radiante y factor de uniformidad térmica

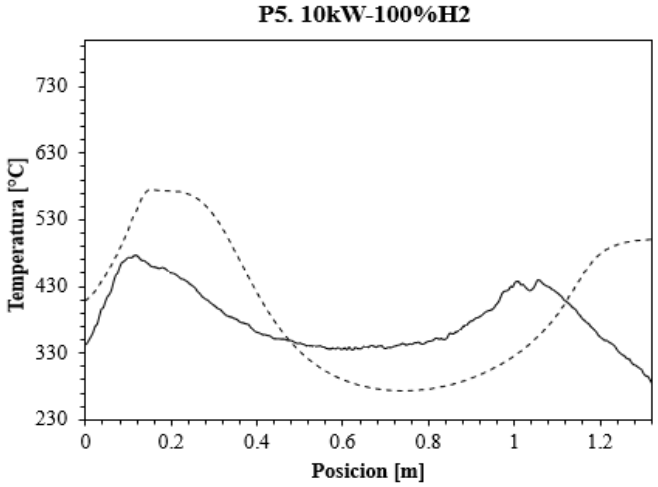
En la **Figura 30** se observa el compilado comparativo para cada una de las pruebas. Se puede observar que, aunque en ambos perfiles experimentales y numéricos se presentan dos picos, la ubicación de estos es un tanto distinta, en las simulaciones se presentan picos más altos que se dan un poco más lejos de la entrada del tubo, además, el segundo pico para la parte numérica se encuentra en todo el extremo del tubo radiante, mientras que experimentalmente se encuentra el pico y después una caída hacia el extremo del tubo. Se observa también que se registra un valle de baja temperatura más pronunciado entre los dos picos para los resultados numéricos como si en esta zona la simulación no registrase bien la transferencia de calor desde los gases al tubo radiante, principalmente para las pruebas con más alto contenido de H_2, que son las que se pueden observar mucho más diferentes. Como se mencionó en el apartado numérico de los perfiles de temperatura, estos no cambiaban mucho entre ellos, se podría decir entonces que los perfiles resultantes son más aproximados a las pruebas con bajos contenidos de H_2 y que los modelos escogidos para la simulación no evaluaron correctamente la transferencia de calor de los gases de combustión con más bajo contenido de CO_2 a las paredes del sólido. También se observa que la tendencia en la pendiente después del primer pico de temperatura es similar en el cambio de la cabeza del quemador tanto para las pruebas experimentales como los resultados numéricos.

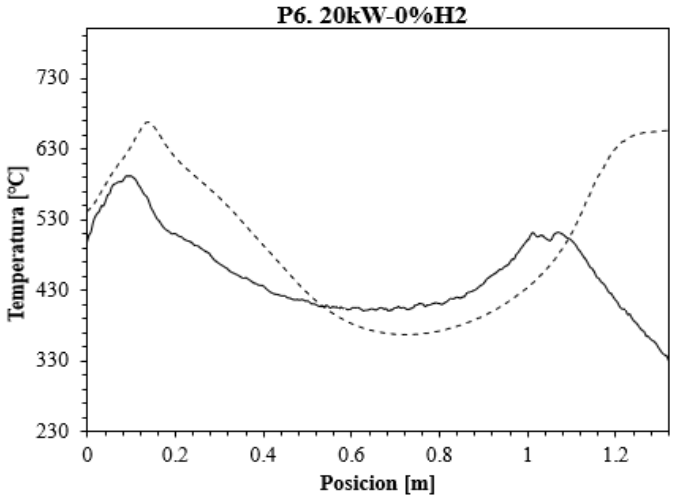


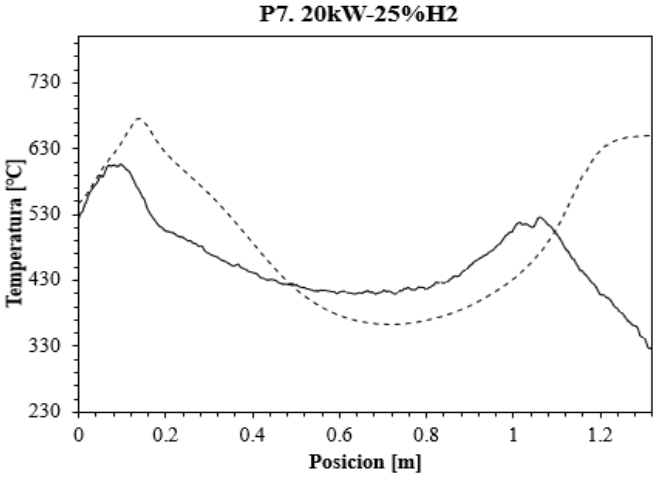
Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

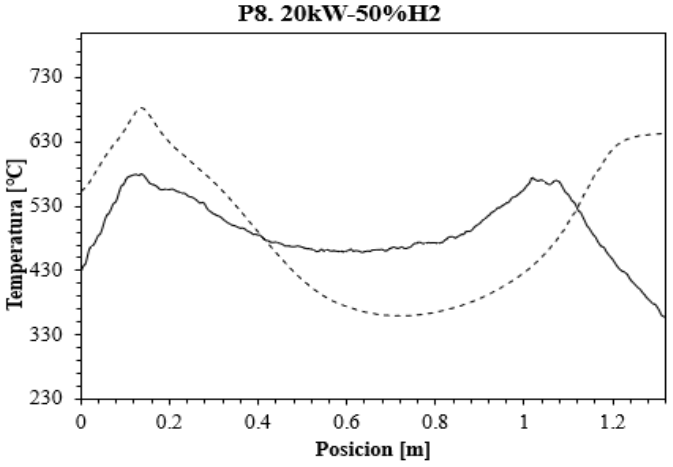












Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

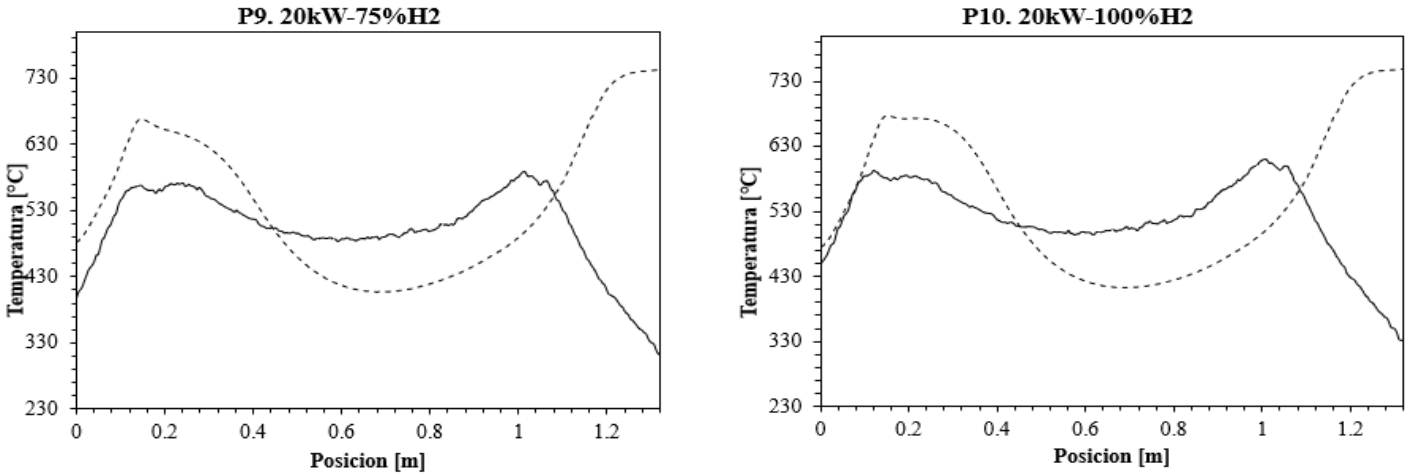


***Figura 30**. Comparación de las distribuciones de temperatura superficial del tubo radiante*

En la **Figura 31** se presenta la comparación entre los factores de uniformidad. El comportamiento que se puede observar en la comparación de los perfiles de temperatura también se ve reflejado en estos resultados, ya que los picos más altos y lo valles más pronunciados dan por resultado factores de uniformidad mucho más bajos que los resultados experimentales, alcanzando las desviaciones más altas de hasta 19% en la prueba de 10kW con 50%H_2 y 75%H_2, de resto se encuentran desviaciones entre el 5% y el 9%. En el caso de los datos experimentales, la uniformidad térmica siempre aumenta con el contenido de hidrógeno, mientras que en los resultados numéricos se reporta una disminución en 50% de H_2, pero en ambos casos se muestra que el perfil de temperatura más uniforme se encuentra a 100% H_2.

En términos prácticos, los resultados obtenidos numéricamente presentan una situación hipotética desfavorable para las aplicaciones que se buscan estos sistemas, ya que se buscan perfiles de temperatura más uniformes, como en los hornos de tratamiento térmico [35] y, además, precisamente los sistemas con recirculación interna buscan uniformizar estos perfiles en comparación a un tubo radiante abierto-abierto [24].

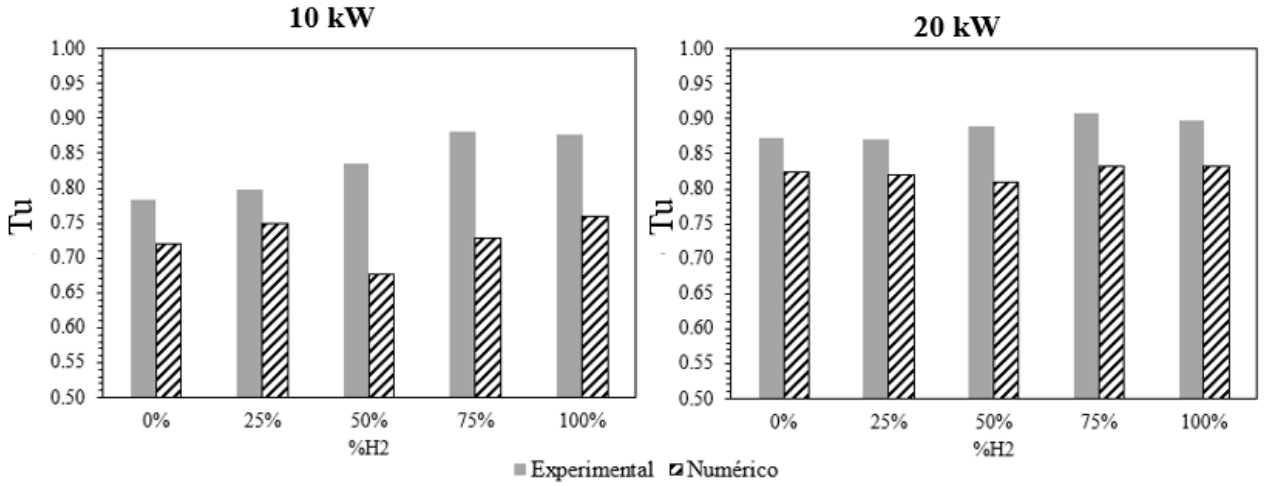


***Figura 31.** Comparación de resultados del coeficiente de uniformidad térmica (Tu)*

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

4.3.2. Potencia radiada y eficiencia de radiación con base al PCS

En la **Figura** 32. Comparación de la **potencia radiada y** la eficiencia de radiación entre los resultados obtenidos, relacionados a la potencia radiada calculada a partir de los perfiles de temperatura. Con estos resultados es más fácil observar las desviaciones presentes en los perfiles de temperatura por tratarse variables respuesta del perfil. Se encuentra que ambas metodologías obtuvieron tendencias iguales, al aumentar el calor convectado y radiado tanto experimental como numéricamente, con excepción de las pruebas a 50% y 75% deH2 a 10kW, donde numéricamente se ve un cambio en la tendencia ya que en estos dos puntos se da una disminución del valor, pero es de considerar que en estos dos puntos se encuentran la desviación de datos experimentales y numéricos más baja de la potencia radiada y la eficiencia de radiación, con desviaciones que oscilan entre 2% y 5%. Para 20kW también se puede observar la diferencia más pequeña entre resultados en la prueba con un contenido de 50%H2, con desviaciones de 15% tanto para la potencia radiada como para la eficiencia de radiación.

Si bien en los perfiles de la **Figura 30** puede verse que las temperaturas del valle del perfil son más bajas para los datos numéricos, en general los datos de potencia radiada y eficiencia de radiación son mayores para los datos numéricos, estos debido a que tienen picos de temperatura más altos, lo que demuestra los valores más bajos obtenidos en los factores de uniformidad. Por tanto, se puede decir que la simulación sobreestimó un poco los resultados finales de potencia radiada, obteniendo aproximadamente valores un de hasta 30% más altos numéricamente.

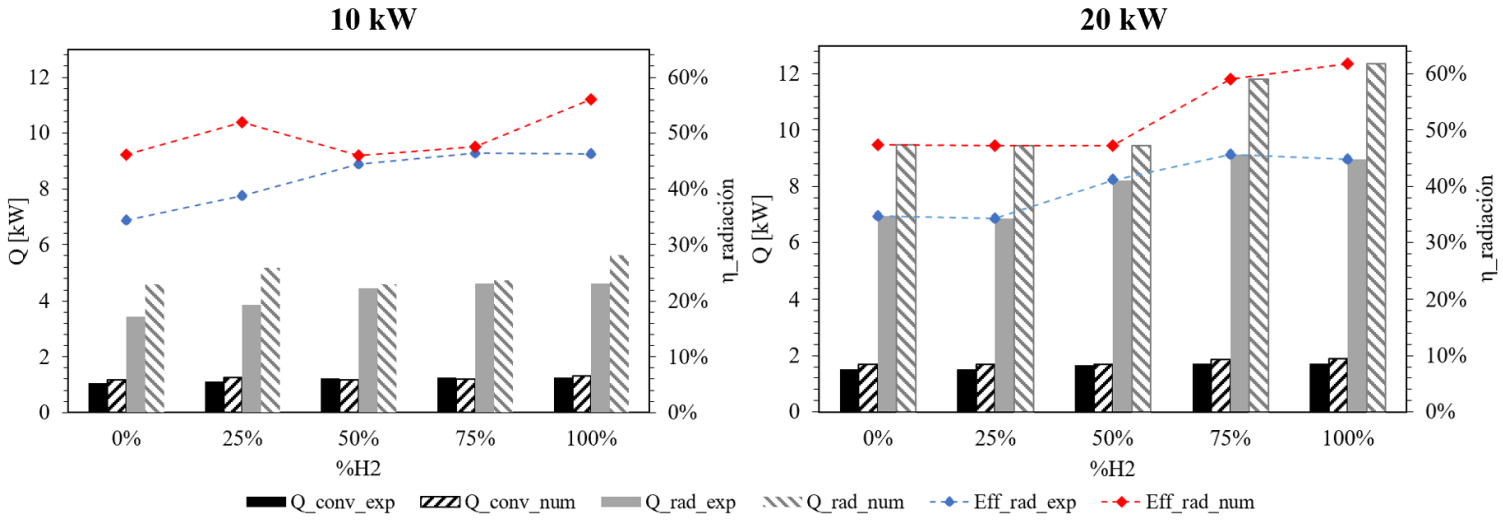


Figura 32. *Comparación de la potencia radiada y la eficiencia de radiación*

5. APLICACIONES DE CALENTAMIENTO INDIRECTO / POR RADIACIÓN INFRARROJA

Uno de los objetivos del presente trabajo es analizar la aplicabilidad de sistemas de calentamiento por infrarrojo con hidrógeno como combustible a procesos reales, por lo que se hace una búsqueda de procesos con este tipo de requerimientos y sus características de operación. En sistemas de combustión, se presentan sistema de calentamiento directo e indirecto, el calentamiento directo se da cuando los gases de combustión tiene contacto con la carga a calentar, lo cual podría presentar un problema por el alto contenido de agua en los productos de combustión del hidrógeno; el

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

calentamiento indirecto se da cuando se usa una superficie intermedia entre los productos de combustión y la carga, por lo que el calentamiento se da por la energía transmitida mediante la superficie intermedia, lo que puede mejorar la transferencia de calor si la propiedades radiantes de los productos de combustión no son muy buenas.

Se habla de calentamiento indirecto en los procesos que normalmente trabajan con combustión, pero en general se busca identificar procesos industriales que trabajan o pueden trabajar mediante el calentamiento con radiación infrarroja principalmente por las características absortivas de la carga, independientemente de la fuente de dicha radiación. Se realiza la aclaración ya que otros procesos que también trabajan con calentamiento indirecto se calientan mediante transferencia de calor por conducción, convección y mezcla entre ellas y radiación.

En el estado del arte industrial, normalmente los procesos con calentamiento por infrarrojo mediante tubo radiante son los llevados a cabo en hornos de tratamiento térmico de muy alta temperatura; pero considerando los beneficios y las características operacionales de estos sistemas, pueden existir procesos de más baja potencia y temperatura en los que estos sistemas sean aplicables.

- En el grupo GASURE se realizó el desarrollo de un prototipo para la tostación de café por radiación infrarroja [49], con lo que se demostró que este proceso puede llevarse a cabo por medio de radiación infrarroja, ya que el café absorbe energía en esta longitud de onda. Las temperaturas alcanzadas en la superficie de tubo radiante sin carga y al ambiente, son óptimas e inclusive más altas que las utilizadas en el desarrollo del prototipo para tostar el café.
- Algunos procesos para los que la empresa chine Pamaens [50] comercializa calentadores por radiación infrarroja como son: máquinas de termoformado y conformado al vacío, maquinas extrusoras de PVC, máquinas de estampación, sistemas de tratamiento térmico y máquinas de embalaje. Para los sistemas de termoformado de plásticos es muy importante la ausencia de contacto entre la fuente de calentamiento y la carga y también se requiere calentamiento uniforme. También existen procesos para soldar plásticos, se usan por ejemplo en la construcción de tanques de geometrías complicadas como el que se observa en la **Figura 33**, de la empresa alemana Heraeus [51].

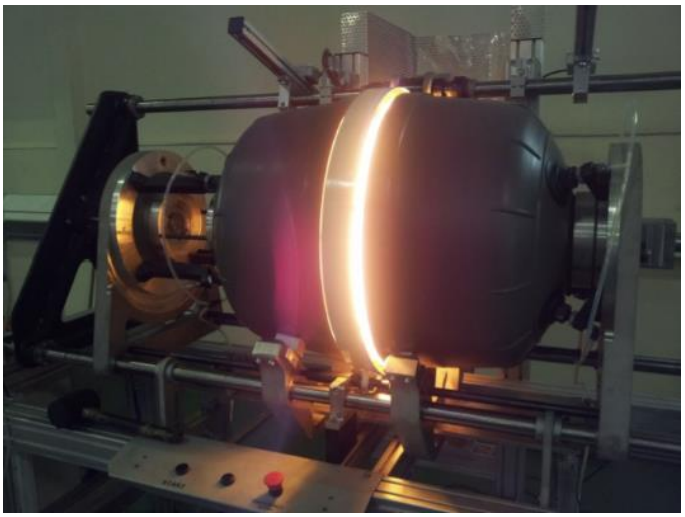


Figura 33. *Soldador por emisión infrarroja OMEGA [51].*

- En la industria alimenticia la radiación infrarroja tiene un amplio rango de usos, ya que uno de los principales requerimientos es que se evite la contaminación de los alimentos y los

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

utensilios, por ejemplo, se usa para precalentar los moldes en la fabricación de chocolates y dulces

- En ciertas industrias como en la fabricación de equipos y electrodomésticos se aprovecha la radiación infrarroja para el secado de pinturas y barnices en procesos de producción, la radiación evapora el agua y los solventes que absorben energía en dicha longitud de onda.
- Procesos en los que se pueden darse temperaturas menores e iguales a la temperatura de rocío en consecuencia, presentarse condensación del vapor de H_2O.

6. CONCLUSIONES

En el trabajo se estudió numérica y experimentalmente el impacto que tiene la aplicación del hidrógeno en mezcla con gas natural como combustible, en un sistema de combustión de premezcla constituido por un quemador de aire inductor y forzado con calentamiento por radiación infrarroja a través de un tubo radiante de carburo de silicio, usando contenidos de hidrógeno en mezcla de 0%, 25%, 50%, 75% y 100%, manteniendo un factor de aireación de 1.1 y a dos potencias térmicas, de 10 y 20 kW. Se analizaron experimentalmente los efectos sobre las emisiones del sistema, la eficiencia de combustión, la potencia radiada como un resultado de la temperatura superficial del tubo radiante y la eficiencia de radiación; numéricamente se analizó el efecto sobre la distribución de presiones, la morfología de la zona de reacción, la distribución de especies y el calor radiante y convectivo al interior del tubo radiante, pudiéndose concluir finalmente que:

- El sistema demostró ser altamente versátil y flexible en su operación con el cambio en la composición del combustible como consecuencia del contenido del hidrogeno, lográndose estabilidad en la combustión, condiciones de operación fluidodinámica y aerodinámica óptimas, gran disponibilidad y operación optima en el régimen de calentamiento. Por tanto, se demostró que el sistema evaluado (sistema de premezcla total con quemador de aire inductor y sistema de calentamiento con tubo radiante), garantiza condiciones de intercambiabilidad óptima al usar 100% gas natural, mezclas gas natural con bajo y altos contenido de hidrógeno e hidrogeno puro. Los ajustes necesarios son mínimos y se relacionan con el cambio de geometría cabeza del quemador y aumento de la frecuencia del ventilador.
- La adición de hidrógeno al gas natural tuvo un impacto positivo en las variables de salida al aumentar en general el perfil de temperatura del tubo radiante, aumentando a su vez la potencia radiada y la eficiencia de radiación, además de un leve aumento en el coeficiente de uniformidad térmica lo que es beneficioso para las aplicaciones de calentamiento indirecto.
- La eficiencia de combustión se mantuvo en valores entre 60 y 70 % con máximos a 75%H_2 en ambas potencias, ya que en 100% se obtiene una mayor temperatura de gases a la salida y un mayor porcentaje de agua en los productos de combustión.
- Las simulaciones numéricas permitieron observar el comportamiento interno del sistema para poder entender los fenómenos de funcionamiento, como la zona de baja presión en que se da el arrastre del combustible y el hecho de que, al cambiar la geometría de la cabeza, la caída de presión que debe vencer el ventilador que suministra el aire es aproximadamente 4 veces mayor a la requerida cuando se usa la cabeza de gas natural convencional.
- La adición de hidrógeno a la mezcla acorta la zona de reacción debido al aumento de la velocidad de reacción de la mezcla, por lo que necesita un intervalo espacial más corto, ahora bien, con la cabeza de hidrógeno se tienen intervalos de reacción mucho más cortos y temperaturas más altas debido a la geometría de la misma, ya que la premezcla en lugar de quemarse en una sola descarga lo hace en muchas descargas pequeñas a la misma vez, lo que

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

se traduce en zonas de reacción más cortas pero más delgadas con terminación en punta y consumo de reactivos y generación de productos con perfiles axiales abruptos.

- Las zonas de mayor velocidad en el sistema y donde se aglomeran más líneas de flujo son: la zona de arrastre del combustible por medio del aire y la zona de reacción. Las mayores velocidades se dan en las pruebas de más alto contenido de hidrógeno, debido a la geometría de la cabeza y a la reactividad de este, pero se tienen menos líneas de flujo debido a que al conservar la misma potencia y aumentar el contenido de hidrógeno el caudal total de la mezcla disminuye ya que el hidrógeno requiere menos aire para su combustión.
- El flux de calor interno al tubo externo se ve gobernado por la radiación emitida principalmente por el tubo interno que fue calentando antes por los productos de combustión. Una vez se termina el tubo radiante interno y llega la zona de recirculación el flux radiante se cae y por el contrario se da un pico de aumento en el flux convectivo debido a la zona de turbulencia.
- Los modelos numéricos escogidos para realizar el análisis resultaron ser adecuados para simular este tipo de sistemas, sobrestimando las variables de respuesta relacionadas a la potencia radiada, ya que se encuentran picos de temperatura más altos castigando la uniformidad en el perfil de temperatura del tubo radiante, el cual se encontró por debajo de los obtenidos experimentalmente. En general, el CFD puede usarse adecuadamente para estimar el comportamiento y los impactos que pueden tener estos sistemas para evitar el uso de insumos y simplificar las experimentaciones y evaluar configuraciones para agilizar los diseños. También, evaluar y analizar los fenómenos que no son verificables físicamente y así entender mejor fenomenológicamente el sistema.
- El sistema evaluado puede incrementar su eficiencia si le habilita un sistema de recuperación de calor de los gases de combustión que salen del sistema, dado que la temperatura con que salen los gases oscila entre 470°C y 680°C dependiendo de si la potencia térmica es 10 0 20 KW.
- En la apuesta por una transición energética que permita conservar de manera eficiente la comodidad y el desarrollo al que ha podido llegar la humanidad después de la revolución industrial, el hidrógeno juega un papel muy importante en términos de intercambiabilidad de combustibles. En particular, en los sistemas de calentamiento por infrarrojo para procesos de alta temperatura o requerimiento calentamiento indirecto, el hidrógeno puede aplicarse de manera eficiente en términos operativos. El objetivo en este punto se centra en reducir el costo en la producción de hidrógeno para volver a su vez económicamente sostenible.

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

REFERENCIAS

[1] MinEnergía, "Hoja de Ruta del Hidrógeno en Colombia ," 2021.

[2] A. L. Sánchez and F. A. Williams, "Recent advances in understanding of flammability characteristics of hydrogen," *Prog Energy Combust Sci*, vol. 41, pp. 1–55, Apr. 2014, doi: 10.1016/j.pecs.2013.10.002.

[3] J. Warnatz, M. D. Allendorf, R. J. Kee, and M. E. Coltrin, "A model of elementary chemistry and fluid mechanics in the combustion of hydrogen on platinum surfaces," *Combust Flame*, vol. 96, no. 4, pp. 393–406, 1994, doi: 10.1016/0010-2180(94)90107-4.

[4] M. Oevermann, "Numerical investigation of turbulent hydrogen combustion in a SCRAMJET using flamelet modeling," *Aerosp Sci Technol*, vol. 4, no. 7, pp. 463–480, 2000, doi: 10.1016/S1270-9638(00)01070-1.

[5] W. Waidmann, F. Alff, M. Böhm, U. Brummund, W. Clauß, and M. Oschwald, "Supersonic combustion of hydrogen/air in a scramjet combustion chamber," *Space Technology*, vol. 15, no. 6, pp. 421–429, 1995, doi: 10.1016/0892-9270(95)00017-8.

[6] J. M. Garcia Posada, A. A. Amell Arrieta, and H. J. Burbano Martinez, "Análisis comparativo de las propiedades de combustión de la mezcla metano-hidrógeno con respecto al metano," *Ingeniería y desarrollo*, vol. 20, 2006.

[7] H. J. Burbano, A. A. Amell, and J. M. García, "Effects of hydrogen addition to methane on the flame structure and CO emissions in atmospheric burners," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 33, no. 13, pp. 3410–3415, 2008, doi: 10.1016/j.ijhydene.2008.04.020.

[8] J. Pareja, H. J. Burbano, and Y. Ogami, "Measurements of the laminar burning velocity of hydrogen-air premixed flames," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 35, no. 4, pp. 1812–1818, 2010, doi: 10.1016/j.ijhydene.2009.12.031.

[9] H. J. Burbano, J. Pareja, and A. A. Amell, "Laminar burning velocities and flame stability analysis of H 2/CO/air mixtures with dilution of N2 and CO2," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 36, no. 4, pp. 3232–3242, 2011, doi: 10.1016/j.ijhydene.2010.11.089.

[10] 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, doi: 10.1016/j.ijhydene.2011.02.042.

[11] C. A. Cardona and A. A. Amell, "Laminar burning velocity and interchangeability analysis of biogas/C 3H8/H2 with normal and oxygen-enriched air," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 38, no. 19, pp. 7994–8001, 2013, doi: 10.1016/j.ijhydene.2013.04.094.

[12] C. E. Arrieta, A. M. García, and A. A. Amell, "Experimental study of the combustion of natural gas and high-hydrogen content syngases in a radiant porous media burner," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 17, pp. 12669–12680, 2017, doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.03.078.

[13] C. Echeverri-Uribe, A. A. Amell, L. M. Rubio-Gaviria, A. Colorado, and V. McDonell, "Numerical and experimental analysis of the effect of adding water electrolysis products on the laminar burning velocity and stability of lean premixed methane/air flames at sub-atmospheric pressures," *Fuel*, vol. 180, pp. 565–573, 2016, doi: 10.1016/j.fuel.2016.04.041.

[14] L. F. Maya Murcia, A. Restrepo Román, and A. A. Amell Arrieta, "Theoretical and Numerical Study of the Combustion Properties of Premixed Hydrogen/Natural Gas/Air At a Subatmospheric Pressure of 0.849 Bar," *CTyF - Ciencia, Tecnologia y Futuro*, vol. 11, no. 2, pp. 39–49, 2021, doi: 10.29047/01225383.374.

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

[15] A. Restrepo, M. Viana, A. Colorado, and A. A. Amell, “Experimental investigation of hydrogen enriched natural gas diffusion reactions using preheated air in a hot coflow burner,” *Int J Hydrogen Energy*, no. xxxx, 2022, doi: 10.1016/j.ijhydene.2022.09.232.

[16] A. A. Amell Arrieta, “Estimación de las propiedades de combustión de combustibles gaseosos,” Medellín, 2016.

[17] F. Cano, J. E. Obando Arbeláez, and A. A. Amell Arrieta, “Emissions and dynamic stability of the flameless combustion regime using hydrogen blends with natural gas,” *Int J Hydrogen Energy*, vol. 46, pp. 1246–1258, 2021.

[18] E. Hu, Z. Huang, J. He, C. Jin, and J. Zheng, “Experimental and numerical study on laminar burning characteristics of premixed methane–hydrogen–air flames,” *Int J Hydrogen Energy*, vol. 34, no. 11, pp. 4876–4888, Jun. 2009, doi: 10.1016/j.ijhydene.2009.03.058.

[19] I. Rahimipetroudi, K. Rashid, J. B. Yang, and S. K. Dong, “Use of response surface methodology to optimize NO<inf>x</inf> emissions and efficiency of W-type regenerative radiant tube burner under plasma-assisted combustion,” *J Clean Prod*, vol. 244, 2020, doi: 10.1016/j.jclepro.2019.118626.

[20] Andrés. Amell Arrieta, Henry. Copete López, and J. Pablo. Gómez Montoya, “Análisis de los parámetros para el diseño y optimización de un tubo radiante Analysis of the relevant parameters for the design and optimization of a radiant tube,” *Revista Facultad de Ingeniería*, vol. 38, pp. 31–39, 2006.

[21] J. L. Castañeda, A. A. Amell Arrieta, and F. J. Cadavid Sierra, “La radiación infrarroja como mecanismo de transferencia de calor de alta calidad en procesos de calentamiento,” *Ing Cienc*, vol. 8, no. 16, pp. 97–127, 2012, doi: 10.17230/ingciencia.8.16.5.

[22] K. B. Yoon and D. G. Jeong, “Oxidation failure of radiant heater tubes,” *Eng Fail Anal*, vol. 6, pp. 101–112, 1998.

[23] Q. Xu and J. Feng, “Analysis of nozzle gas speed on the performance of the zoned and staged gas-fired radiant tube,” *Appl Therm Eng*, vol. 118, pp. 734–741, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.03.037.

[24] J. L. Suarez, A. A. Amell, and F. J. Cadavid, “Numerical analysis of internal recirculation into a radiant tube without internal ignition,” *Revista Soluciones de Postgrado EIA*, vol. 10, pp. 117–132, 2013.

[25] J. E. Obando, Y. Cadavid, and A. A. Amell Arrieta, “Theoretical, experimental and numerical study of infrared radiation heat transfer in a drying furnace,” *Appl Therm Eng*, vol. 90, pp. 395–402, 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.06.087.

[26] A. Amell, H. Copete, and F. Cadavid, “Desarrollo y evaluación de un sistema de combustión autoregenerativo y radiante para procesos de alta temperatura en PYMES,” *Dyna (Medellin)*, vol. Año 74, pp. 61–69, 2007.

[27] I. Rahimipetroudi, K. Rashid, J. B. Yang, and S. K. Dong, “Use of response surface methodology to optimize NOx emissions and efficiency of W-type regenerative radiant tube burner under plasma-assisted combustion,” *J Clean Prod*, vol. 244, p. 118626, Jan. 2020, doi: 10.1016/j.jclepro.2019.118626.

[28] Y. Wang, J. Li, L. Zhang, H. Ling, and Y. Li, “Numerical Simulation of the Thermal Process in a W-Shape Radiant Tube Burner,” *JOM*, vol. 66, no. 7, pp. 1253–1264, Jul. 2014, doi: 10.1007/s11837-014-1021-0.

[29] D. A. Henao, C. A. Cano, and A. A. Amell, “Design and construction of a regenerative radiant tube burner,” 2001.

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

[30] G. Scribano, X. Cheng, and M.-V. Tran, “Numerical simulation of the effects of hydrogen and carbon monoxide ratios on the combustion and emissions for syngas fuels in a radiant burner,” *Energy*, vol. 214, p. 118910, Jan. 2021, doi: 10.1016/j.energy.2020.118910.

[31] M. Prashant, “Combustion in Radiant Tube Heaters Numerical and Parametric Studies,” Delft University of Technology, Delft, 2018.

[32] A. M. García, Y. López, and A. A. Amell, “Numerical analysis of oxygen enrichment in a self-recuperative radiant-tube burner,” *Int J Heat Mass Transf*, vol. 223, p. 125154, May 2024, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.125154.

[33] R. Dzurňák, G. Jablonský, and A. Varga, “Influence combustion method of natural gas in ceramic tube at indirect heating,” in *38th Meeting of Departments of Fluid Mechanics and Thermodynamics*, 2019, p. 030013. doi: 10.1063/1.5114741.

[34] N. Tsioumanis, J. G. Brammer, and J. Hubert, “Flow processes in a radiant tube burner: Combusting flow,” *Energy Convers Manag*, vol. 52, no. 7, pp. 2667–2675, Jul. 2011, doi: 10.1016/j.enconman.2011.02.008.

[35] M. Mayrhofer, M. Koller, P. Seemann, R. Prieler, and C. Hochenauer, “Assessment of natural gas/hydrogen blends as an alternative fuel for industrial heat treatment furnaces,” *Int J Hydrogen Energy*, vol. 46, pp. 21672–21686, 2021.

[36] B. Leckner, “Spectral and total emissivity of water vapor and carbon dioxide,” *Combust Flame*, vol. 19, no. 1, pp. 33–48, 1972, doi: 10.1016/S0010-2180(72)80084-1.

[37] J. D. Anderson, *Computational Fluid Dynamics: The Basics with Applications*. McGraw-Hill, 1995.

[38] R. K. Maurya and N. Akhil, “Development of a new reduced hydrogen combustion mechanism with NO<inf>x</inf> and parametric study of hydrogen HCCI combustion using stochastic reactor model,” *Energy Convers Manag*, vol. 132, pp. 65–81, 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2016.11.021.

[39] A. M. García, M. A. Rendon, and A. A. Amell, “Combustion model evaluation in a CFD simulation of a radiant-tube burner,” *Fuel*, vol. 276, 2020, doi: 10.1016/j.fuel.2020.118013.

[40] A. A. Amell Arrieta, A. M. Garcia Vergara, and M. A. Rendón, “Combustion model evaluation in a CFD simulation of a radiant-tube burner,” *Fuel*, vol. 276, 2020.

[41] G. Krishnamoorthy and M. Jimenez, “Non-gray modeling of radiative heat transfer in hydrogen combustion scenarios,” *Int J Energy Res*, vol. 36, no. 6, pp. 789–797, May 2012, doi: 10.1002/er.1836.

[42] Q. Gao, Y. Pang, Q. Sun, D. Liu, and Z. Zhang, “Numerical analysis of the heat transfer of radiant tubes and the slab heating characteristics in an industrial heat treatment furnace with pulse combustion,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 161, p. 106757, Mar. 2021, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2020.106757.

[43] J. D. Echavarría and A. A. Arrieta, “Estudio del régimen de combustión sin llama ante la variación de la carga térmica,” *Ing Cienc*, vol. 13, no. 25, pp. 185–208, Apr. 2017, doi: 10.17230/ingciencia.13.25.8.

[44] Y. Cengel and A. Ghajar, *Transferecia de calor y masa - fundamentos y aplicaciones* , 6th ed. McGraw-Hill, 2020.

[45] N. M. Ravindra, S. R. Marthi, and A. Bañobre, *Radiative Properties of Semiconductors*. Morgan & Claypool Publishers, 2017. doi: 10.1088/978-1-6817-4112-3.

[46] A. Shitzer, “Wind-chill-equivalent temperatures: regarding the impact due to the variability of the environmental convective heat transfer coefficient,” *Int J Biometeorol*, vol. 50, no. 4, pp. 224–232, Mar. 2006, doi: 10.1007/s00484-005-0011-x.

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores

[47] W. Yang and W. Blasiak, “Numerical study of fuel temperature influence on single gas jet combustion in highly preheated and oxygen deficient air,” *Energy*, vol. 30, no. 2–4, pp. 385–398, Feb. 2005, doi: 10.1016/j.energy.2004.05.011.

[48] Testo SE & Co. KGaA, “ IRSoft v5.1,” 2024. Accessed: Sep. 05, 2024. [Online]. Available: https://www.testo.com/es-AR/software-testo-irsoft/p/0501-8809

[49] A. Amell, C. Echeverri, J. E. Ferrer, and D. C. Rodriguez, “Ajuste, escalado y evaluación en condiciones de procesos productivos industriales de sistemas de combustión avanzados de alta eficiencia energética y bajas emisiones - Alianza SENECA,” 2023.

[50] Pamaens - Energy Savings, “Infrared Heaters.” Accessed: Sep. 05, 2024. [Online]. Available: https://www.pamaens.com/products/infrared-heaters/

[51] Heraeus, “Omega infrared emitters weld filter container ,” Apr. 2015. Accessed: Sep. 05, 2024. [Online]. Available: https://www.heraeus.com/media/media/hng/doc_hng/industries_and_applications_1/infrared_heat_1/case_stories/en/Omega_infrared_emitter_weld_filter_container.pdf

Prohibida la reproducción parcial o total sin la autorización de los autores