



Estudio numérico y experimental del efecto de la co-combustión del gas natural y el hidrógeno en un quemador autorregenerativo para un horno de crisol

Alejandro Restrepo Román

Trabajo de investigación para optar al título de Magíster en Ingeniería

Seleccione tipo de orientador(es)
Andrés Adolfo Amell Arrieta, Magíster (MSc)

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

2023

Cita	Restrepo Román [1]
Referencia	[1] Restrepo Román, "Estudio numérico y experimental del efecto de la co-combustión del gas natural y el hidrógeno en un quemador autorregenerativo para un horno de crisol", Tesis de maestría, Maestría en Ingeniería, Universidad de Antioquia, Medellín, Antioquia, Colombia, 2023.
Estilo IEEE (2020)	



Maestría en Ingeniería, Cohorte XXXIII.

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



Biblioteca Carlos Gaviria Díaz

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

Universidad de Antioquia - www.udea.edu.co

Rector: John Jairo Arboleda Céspedes

Decano/Director: Julio César Saldarriaga Molina

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

Principalmente quiero agradecer a mi familia y las personas con las que convivo como tal, ellos siempre me han brindado apoyo en la vida y por tal motivo, he podido llegar y obtener siempre de forma positiva los conocimientos que he adquirido a lo largo de mi vida académica. También, quisiera dar gracias a Dios por estar junto a mí en toda la vida dándome ese impulso, sabiduría e inteligencia para lograr las metas y la comprensión de cada tema de forma efectiva.

Expreso gratitud enteramente al profesor y coordinador del Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Eficiente y Racional de la Energía -GASURE-, al profesor Andrés Amell por permitirme realizar el presente trabajo en el grupo y por la orientación científica y tecnológica recibida en un tema que realmente es de interés personal. A los compañeros del grupo de investigación también va dirigido mi agradecimiento, pues en ellos he visto una familia que me ha ayudado y apoyado con el entendimiento de diferentes temáticas que involucran el trabajo, además del soporte de parte de los estudiantes de pregrado para ejecutar los diferentes experimentos, en especial a Mateo Viana y Alejandro López por estar en todas las pruebas experimentales, además del ingeniero Juan Ferrer, por la ayuda conjunta para recuperar y complementar la programación del horno. También, añado al laboratorio de fundición de la universidad de Antioquia y su cuerpo profesoral por su contribución de la materia prima que sirvió para ejecutar las pruebas en el crisol, además de sus diferentes asesorías para realizar adecuadamente la fusión del aluminio.

Finalmente, agradezco en general a la universidad de Antioquia por ser un espacio que fomenta la educación, investigación y el pensamiento crítico en cada estudiante, incluyéndome, siendo un lugar acogedor en el cual se establecen amistades en pro del conocimiento, algo que debe ser a nivel departamental en cada institución de educación superior.

RESUMEN

Dada la transición energética que se está trazando en la última década buscando una disminución de emisiones de agentes contaminantes en las tecnologías futuras, el estudio del hidrógeno en la combustión es una de las alternativas más viables debido a la nula emisión de CO_2 y las cualidades de combustión que brinda. Con base en ello, el presente trabajo busca contribuir al estado del arte de la combustión del hidrógeno por medio del estudio numérico y experimental de la combustión de este al mezclarse con gas natural, en un horno de crisol autorregenerativo para suplir una potencia de 90 kW (con base al poder calorífico inferior), analizando la fluidodinámica y transferencia de calor del horno y el regenerador, la estabilidad de la combustión y las emisiones; lo anterior en función de la proporción del hidrógeno en la mezcla a condiciones de presión subatmosférica: 85 kPa.

En el presente proyecto se desarrollan dos experimentos para evaluar el desempeño del horno: análisis operacional del horno de crisol y sus regeneradores con hidrógeno enriquecido; estudio morfológico de una llama no premezclada en coflujo al precalentar el comburente bajo diferentes proporciones de hidrógeno-gas natural. Las mezclas evaluadas en el horno de crisol abarcan proporciones de 0, 20 y 40% vol.- H_2 en cada experimento, con la finalidad de identificar la producción de agentes contaminantes de CO_2 , CO y NO_x ; teniendo presente la curva de calentamiento y fusión del material en la fase pseudo estacionaria de operación. En la configuración del coflujo se evalúan diferentes proporciones que varían desde 0 a 100% vol.- H_2 con incrementos de 25% en función de la temperatura del comburente, cuyos valores parten desde los 25°C hasta los 400°C para una potencia térmica de 0.8 kW.

En cuanto a la morfología de llama obtenida en el coflujo, los resultados indican que conforme se precalienta el comburente existe una tendencia que sugiere un decaimiento en la altura de llama hasta (200°C) para las mezclas con gas natural, y posteriormente, un incremento en la altura de llama que se ve afectada por la formación de hollín. Contrariamente, una vez se obtiene una llama completamente de hidrógeno, esta presenta un comportamiento lineal con la temperatura del comburente. También se encontró que la fracción libre de hollín aumenta con la adición de hidrógeno y disminuye con el incremento de la temperatura del aire de combustión. Adicionalmente, el precalentamiento del comburente produce llamas más anchas, caso contrario que se obtiene con la adición de hidrógeno, fenómeno que se atribuye al impulso requerido para suplir la misma potencia de operación.

Respecto al diagnóstico del horno de crisol y sus regeneradores de calor; se encontró que para mezclas ultra pobres (factor de aireación de 2 aprox.), la operabilidad y la caída de presión de los regeneradores no se ven afectadas por los productos de la combustión, más aún, numéricamente se encontró que conforme se adiciona hidrógeno para mezclas con menor exceso de aire y mayor flujo de productos de combustión, los regeneradores de calor se saturan en tiempos más cortos, lo que implica que los tiempos de ciclaje deban ser modificados. Asimismo, conforme se adiciona hidrógeno en el horno a presión manométrica constante, existe un decaimiento en la potencia por la relación de los índices de Wobbe, incluso, al reducir la potencia de operación del gas natural, la curva de calentamiento del crisol no se ve afectada por la adición del hidrógeno, pero este sí contribuye con la disminución de la formación de CO lo que involucra un incremento en la eficiencia de combustión de hasta 0.1% y de la eficiencia global de hasta 1% aproximadamente. También, la producción de CO_2 se acerca al valor ideal para los casos con hidrógeno, lo que indica que mejora la combustibilidad de la mezcla gaseosa, y disminuyen entre 3 y 8 toneladas de CO_2 respecto al valor ideal obtenido con gas natural por TJ de energía consumido.

Del mismo modo, se encontró que el contorno de temperatura no se ve afectado con la adición de hidrógeno dados los altos flujos de aire de combustión que enfrían la reacción, y a su vez, generan un efecto dual que minimiza el incremento en la generación NO_x , obteniendo 30 ppm de diferencia entre el caso con gas natural y 40% vol.- H_2 . También, la simulación muestra que conforme se añade hidrógeno la zona de reacción se acorta, lo cual se puede explicar por la disminución en la potencia que implica una presión de descarga constante, además del incremento de la producción de radicales OH. Además, los modelos seleccionados en la sección numérica, captan la fenomenología experimental, exceptuando las especies cuyos ordenes de magnitud se expresan en ppm, como lo es el CO y NO_x . Finalmente, se encontró que una mezcla con 40% vol.- H_2 presentó una formación nula de CO, lo cual sugiere que dicha proporción es un punto recomendado de operación en el horno, encontrándose mayor eficiencia global respecto a los demás casos de estudio.

PALABRAS CLAVE: combustión del hidrógeno, fluidodinámica del hidrógeno, CFD, horno de crisol, quemador autorregenerativo, regeneración de calor, mezclas hidrógeno-gas natural.

ABSTRACT

Given the energy transition that is being traced in the last decade seeking a decrease in emissions of pollutants in future technologies, the study of hydrogen combustion is one of the most viable alternatives due to the zero CO₂ emissions and the combustion qualities. Based on this, the present work contributes to the state of the art of hydrogen combustion by means of the numerical and experimental study of hydrogen combustion when it is mixed with natural gas, in a self-regenerative crucible furnace to supply a power of 90 kW (based on the lower calorific value), analyzing the fluid dynamics and heat transfer of the furnace and regenerators, the stability of combustion and emissions; depending on the proportion of hydrogen in the mixture at subatmospheric pressure conditions: 85 kPa.

In the present project two experiments are developed to evaluate the performance of the furnace: operational analysis of the crucible furnace and its regenerators with enriched hydrogen; morphological study of a non-premixed flame in co-flow when preheating the comburent under different proportions of hydrogen-natural gas. The mixtures evaluated in the crucible furnace cover proportions of 0, 20 and 40% vol.-H₂ in each experiment, with the purpose of identifying the fraction of CO₂, CO, and NO_x pollutants; bearing in mind the heating and melting curve of the material in the pseudo stationary phase of operation. In the co-flow configuration, different proportions are evaluated, varying from 0 to 100% vol.-H₂ with increments of 25% depending on the temperature of the comburent, whose values start from 25°C to 400°C for a thermal power of 0.8 kW.

Regarding the flame morphology obtained in the co-flow, the results indicate that as the oxidizer is preheated, there is a trend that suggests a decay in the flame height up to (200°C) for mixtures with natural gas, and subsequently, an increase in the flame height that is affected by the formation of soot. Conversely, once an entire hydrogen flame is obtained, it shows a linear behavior with the temperature of the comburent. It was also found that the soot free fraction increases with the addition of hydrogen and decreases with increasing combustion air temperature. Additionally, the preheating of the comburent produces wider flames, contrary to the case obtained with the addition of hydrogen, a phenomenon that is attributed to the impulse required to supply the same operating power.

Regarding the diagnosis of the crucible furnace and its heat regenerators, it was found that for ultra-lean mixtures (excess air of approximately 2), the operability and pressure drop of the regenerators are not affected by the combustion products; moreover, numerically it was found that as hydrogen is added for mixtures with less excess air and greater flow of combustion products, the heat regenerators become saturated in shorter times, which implies that the cycling times must be modified. Also, as hydrogen is added to the furnace at constant gauge pressure, there is a decay in thermal power due to the ratio of the Wobbe indexes, even when reducing the operating power of natural gas, the heating curve of the crucible is not affected by the addition of hydrogen, but this does contribute to the decrease in CO formation, which involves an increase in combustion efficiency of up to 0.1% and overall efficiency of up to 1% approximately. Also, CO₂ production is close to the ideal value for the cases with hydrogen, which indicates that the combustibility of the gas mixture is improved, and between 3 and 8 tons of CO₂ are reduced with respect to the ideal value obtained with natural gas per TJ of energy consumed.

Similarly, there is a high flow of combustion air that cools the reaction and, in turn, generates a dual effect that minimizes the increase in NO_x generation, obtaining 30 ppm of difference between the case with natural gas and 40% vol.-H₂. Also, the simulation shows that as hydrogen is added the reaction zone shortens, which can be explained by the decrease in thermal power implied by a constant discharge pressure, in addition to the increase in the production of OH radicals. Furthermore, the models selected in the numerical section capture the experimental phenomenology, except for the species whose orders of magnitude are expressed in ppm, such as CO and NO_x. Finally, it was found that a mixture with 40% vol.-H₂ presented zero CO formation, which suggests that this proportion is an adequate operating point in the furnace, finding higher overall efficiency with respect to the other cases of study.

KEYWORDS: hydrogen combustion, hydrogen fluid dynamics, CFD, crucible furnace, regenerative heating, regenerative burner, hydrogen-natural gas blends, hydrogen-natural mixtures.

TABLA DE CONTENIDO

LISTA DE FIGURAS	1
LISTA DE TABLAS	3
1. INTRODUCCIÓN	5
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	5
1.2 OBJETIVOS DEL PROYECTO	6
1.2.1 OBJETIVO GENERAL	6
1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	6
2. MARCO TEÓRICO Y ESTADO DEL ARTE	8
2.1 MARCO TEÓRICO	8
2.1.1 HORNOS DE CRISOL	8
2.1.2 COMBUSTIÓN DEL HIDRÓGENO	8
2.1.3 PROPIEDADES TÉRMICAS Y TRANSFERENCIA DE CALOR DE LA COMBUSTIÓN DEL HIDRÓGENO	10
2.1.4 REGENERACIÓN DE CALOR	10
2.1.5 LLAMAS NO PREMEZCLADAS	12
2.1.6 INESTABILIDADES EN LLAMAS NO PREMEZCLADAS	13
2.2 ESTADO DEL ARTE	13
3. METODOLOGÍA	19
3.1 METODOLOGÍA NUMÉRICA	19
3.1.1 DESARROLLO NUMÉRICO DEL CUERPO DEL HORNO Y QUEMADOR	19
3.1.2 ANÁLISIS NUMÉRICO DE LA REGENERACIÓN DE CALOR	25
3.1.3 ANÁLISIS DE CONVERGENCIA DE LOS CASOS DE ESTUDIO	31
3.2 METODOLOGÍA EXPERIMENTAL	31
3.2.2 MEDICIÓN MORFOLÓGICA DE LA LLAMA	32
3.2.3 OPERACIÓN DEL HORNO DE CRISOL	35
3.3 VARIABLES DE MEDICIÓN NUMÉRICAS Y EXPERIMENTALES EN EL HORNO DE CRISOL ..	38
4 RESULTADOS	44
4.1 RESULTADOS NUMÉRICOS Y EXPERIMENTALES EN EL CRISOL	44
4.1.2 MORFOLOGÍA EXPERIMENTAL DE LA ZONA DE REACCIÓN CON PRECALENTAMIENTO	44
4.1.3 PERFIL DE TEMPERATURA Y TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL HORNO DE CRISOL..	48
4.1.4 PERFIL DE TEMPERATURA Y TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL HORNO DE CRISOL..	51
4.1.5 FLUIDODINÁMICA Y ZONA DE REACCIÓN	54
4.1.6 EMISIONES DE AGENTES CONTAMINANTES	56

4.2	RESULTADOS NUMÉRICOS EN EL REGENERADOR DE CALOR	60
4.2.2	FLUIDODINÁMICA	60
4.2.3	PERFIL DE TEMPERATURA Y TRANSFERENCIA DE CALOR.....	61
4.2.4	EFICIENCIA DE REGENERACIÓN.....	64
4.3	DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO HORNO DE CRISOL.....	65
4.3.2	DIAGRAMA SANKEY	66
4.3.3	FACTOR DE EMISIÓN DE CO ₂	70
5	CONCLUSIONES	72
5.1	TRABAJOS FUTUROS	74
	BIBLIOGRAFÍA.....	76
	ANEXOS.....	82
	1. ESQUEMA UTILIZADO PARA LA SIMULACIÓN TRANSITORIA DE 100 vol.-% GAS NATURAL (A DOS CICLOS).....	82
	2. ESQUEMA UTILIZADO PARA LA SIMULACIÓN TRANSITORIA DE 80-20 vol.-% GAS NATURAL E HIDRÓGENO (A DOS CICLOS)	83
	3. ESQUEMA UTILIZADO PARA LA SIMULACIÓN TRANSITORIA DE 60-40 vol.-% GAS NATURAL E HIDRÓGENO (A DOS CICLOS)	84
	4. CÓDIGO PARA LA MEDICIÓN DE ALTURA DE LLAMA PARA MEZCLAS GAS NATURAL E HIDRÓGENO	85
	5. CÓDIGO PARA LA MEDICIÓN DE ALTURA Y ANCHO DE LLAMA DE HIDRÓGENO.....	88

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Tipos de hornos de crisol convencionales (sin regeneración de calor): a) Lift-out furnace, b) bale-out furnace, c) tilting [4].....	8
Figura 2. Toneladas de CO ₂ en función del tipo de hidrocarburo [12]	9
Figura 3. Variación de las emisiones de CO ₂ para una mezcla GN(Cusiana)-H ₂ en función de la proporción de hidrógeno	9
Figura 4. Esquema de un sistema de regeneración de calor durante el primer ciclo	10
Figura 5. Fluidodinámica al interior del horno de crisol en el trabajo de Cadavid et al [75] (izquierda), geometría simplificada del horno de crisol (central y derecha)	19
Figura 6. Criterios gráficos de calidad de un mallado	20
Figura 7. Mallado del cuerpo del horno y quemador.....	21
Figura 8. a) Condiciones de frontera del horno de crisol, b) Acercamiento de la descarga del quemador y sus condiciones de frontera.....	22
Figura 9. Distribución en paralelo de los circuitos de regeneración en el horno de crisol (izquierda) Esquema del arreglo en serie de los regeneradores de calor tipo Honeycomb en el horno de crisol (derecha)	25
Figura 10. Geometría simplificada del regenerador para simular	25
Figura 11. Malla del regenerador de calor	26
Figura 12. Esquema de las condiciones de frontera de la simulación del regenerador de calor	26
Figura 13. Esquema del montaje precalentamiento de llama no premezclada con precalentamiento. 1) Sistema de adquisición de imagen, 2) Bomba de refrigeración del combustible, 3) Tubo de cuarzo, 4) Serpentin, 5) Línea de aire, 6) Mezclador, 7) Línea de combustible, 8) Resistencia eléctrica, 9) Sistema de control de temperatura con termopar.....	32
Figura 14. Esquema, dimensiones generales y fotografía del quemador tipo coflujo	32
Figura 15. Procesamiento de imagen para llamas de gas natural e hidrógeno, filtro de bits de 215.....	34
Figura 16. Procesamiento de imagen para llamas de hidrógeno puro, filtro de bits de 55	35
Figura 17. Horno de crisol de GASURE.....	35
Figura 18. Diagrama de los sistemas que componen el horno de crisol	36
Figura 19. Sistema de alimentación y mezclado del gas natural enriquecido con hidrógeno.....	37
Figura 20. Puntos de medición del horno de crisol y regenerador.....	42
Figura 21. Coordenadas de los puntos de medición de temperatura del horno de crisol.....	42
Figura 22. Parámetros de medición en el análisis morfológico de la llama	44
Figura 23. Comportamiento de la longitud de llama con aire precalentado para diferentes mezclas de gas natural e hidrógeno	44
Figura 24. Ancho de la zona de reacción en función de la proporción de hidrógeno y la temperatura de precalentamiento	46
Figura 25. Fracción de la longitud libre de hollín en función de la proporción de hidrógeno con aire precalentado	47
Figura 26. Escalamiento multidimensional de los casos de estudio	47
Figura 27. Perfil de calentamiento del termopozo del crisol en función de la proporción de hidrógeno bajo una misma presión de descarga de 30 mbar.....	48
Figura 28. Perfil de calentamiento del termopozo a igual potencia (82 kW) para 20 - 80 vol.- % H ₂ -GN, y 100 vol.- %GN.	49
Figura 29. Perfil de calentamiento del termopozo a igual potencia (77.5 kW) para 40 - 60 vol.- % H ₂ -GN, y 100 vol.- %GN.	49
Figura 30. Tiempo de fusión por bache en función de la proporción de H ₂	50
Figura 31. Capacidad de fusión por bache en función de la proporción de H ₂	50
Figura 32. Temperatura de gases en la eyección izquierda antes de entrar al regenerador.....	51

Figura 33. Mediciones experimentales de temperatura en los laterales el crisol y termopozo	52
Figura 34. Mediciones experimentales de temperatura en aire antes de entrar al regenerador, productos después de salir del regenerador y en la chimenea de eyección.	52
Figura 35. Pérdidas en las paredes de la operación del horno de crisol	53
Figura 36. Pérdidas netas por paredes para los casos de estudio	53
Figura 37. Contorno de temperatura de la simulación en el perfil frontal del horno.....	54
Figura 38. Fluidodinámica de los gases en el horno de crisol.	54
Figura 39. a) Fluidodinámica simplificada al interior del horno de crisol, b) Esquema de la transferencia de energía al interior del horno	55
Figura 40. Iso-superficie de la zona de reacción (consumo del 99%).....	56
Figura 41. Contorno isométrico de OH	56
Figura 42. Concentración de CO ₂ y O ₂ en humos secos en la salida del regenerador.....	57
Figura 43. Concentración de CO y NOx en humos secos en la salida del regenerador.....	57
Figura 44. Factor de aireación de los casos de estudio obtenidos	58
Figura 45. Variación de la temperatura de llama adiabática y factor de aireación para los casos de estudio en el horno de crisol	59
Figura 46. Líneas de flujo durante la formación de CO	59
Figura 47. Líneas de flujo durante la formación de NO	60
Figura 48. Caída de presión del regenerador de calor para los casos 0, 20 y 40% vol.- H ₂	60
Figura 49.a) Caída máxima de presión del regenerador en el ciclo de calentamiento, b) Caída de presión mínima en el ciclo de enfriamiento	61
Figura 50. Perfil numérico de temperatura del regenerador de calor, temperatura de los productos y temperatura del aire para los casos 0, 20 y 40% vol.- H ₂	62
Figura 51. Temperatura máxima y mínima del regenerador en el ciclo de calentamiento (izquierda) y en el ciclo de enfriamiento (derecha).....	62
Figura 52. Temperatura a la salida del regenerador cuando circulan productos de la combustión a igual potencia (89 kW) y dosado de 0.63.....	63
Figura 53. Eficiencia de calentamiento y enfriamiento numérico y experimental del regenerador de calor.....	65
Figura 54. Eficiencia de combustión de los casos de estudio.....	66
Figura 55. Diagrama Sankey del horno de crisol al operar con gas natural enriquecido con 0% vol.- H ₂	67
Figura 56. Diagrama Sankey del horno de crisol al operar con gas natural enriquecido con 20% vol.- H ₂	67
Figura 57. Diagrama Sankey del horno de crisol al operar con gas natural enriquecido con 40% vol.- H ₂	67
Figura 58. Eficiencia global con base al PCS y al PCI en el horno de crisol a igual presión de descarga	68
Figura 59. Factor de emisión del horno de crisol en función de la proporción de hidrógeno	70

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Resumen de estudios similares al caso de estudio	16
Tabla 2. Composición del gas natural Cusiana (Tomado de la página web del TGI, red de Sebastopol – 26 de octubre de 2021 [77]).....	21
Tabla 3. Condiciones de frontera consideradas en la simulación.....	21
Tabla 4. Ecuaciones de transporte que rigen el caso de estudio para el horno de crisol [79], [84].....	23
Tabla 5. Datos considerados para el cálculo de la viscosidad y conductividad térmica de los productos de combustión. Estos valores se extrajeron de [88]	28
Tabla 6. Propiedades térmicas y físicas del regenerador tipo honeycomb [87].....	28
Tabla 7. Propiedades de los gases considerados en la simulación del regenerador	29
Tabla 8. Condiciones de frontera consideradas en la simulación de los regeneradores durante la eyección de los productos de combustión	29
Tabla 9. Condiciones de frontera consideradas en la simulación de los regeneradores durante la adición del aire de combustión	30
Tabla 10. Ecuaciones de transporte que rigen el caso de estudio para el regenerador de calor [89]–[91]	31
Tabla 11. Caudales estándar utilizados para los experimentos de morfología de llama con aire precalentado para mezclas de gas natural e hidrógeno.....	33
Tabla 12. Capacidades de los controladores de flujo GFC17.....	33
Tabla 13. Número de Reynolds para las mediciones morfológicas de llama.....	34
Tabla 14. Caudales ideales para la fusión en el horno de crisol.....	37
Tabla 15. Propiedades energéticas del blending	37
Tabla 16. Variables consideradas en el sistema.....	41
Tabla 17. Potencias máximas obtenidas a presión de descarga constante de 30 mbar.	48
Tabla 18. Flujos obtenidos a presión de descarga constante y su aporte térmico al calentamiento.	48
Tabla 19. Composición de los productos de la combustión considerados y flujo másico para una misma potencia de 90 kW y dosado de 0.63	63
Tabla 20. Producción de especies químicas por m^3_{std} de combustible.....	65
Tabla 21. Pérdidas en humos y calor latente de vaporización.....	66
Tabla 22. Conjunto de diagramas Sankey a presión de descarga y potencia térmica constantes en función de la proporción de hidrógeno	69

1. INTRODUCCIÓN

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Dada la problemática que enfrenta la sociedad actual respecto a la alta producción de agentes contaminantes, y la influencia de estos en la vida misma a través de fenómenos tales como el efecto invernadero y en consecuencia el cambio climático, las lluvias ácidas, las emisiones gaseosas y partículas que afectan la calidad del aire; Colombia se ha comprometido a reducir en un 50% las emisiones promotoras del efecto invernadero proyectadas para el año 2030 [1], por tal motivo, es necesario implementar el uso de combustibles de origen renovable y de bajo carbono; asimismo, las tecnologías térmicas de alta eficiencia y de bajo impacto ambiental, en los diferentes sectores de la economía donde estas se aplican como la industria, el transporte y el sector residencial, entre otros. Consecuentemente, se requiere de mayor profundización en el estudio de la conversión de la energía utilizando combustibles de bajo factor de emisión, y a su vez, tecnologías de combustión avanzada donde se tenga una combustión estable, eficiente y de bajas emisiones contaminantes; como ejemplo se tiene la combustión del gas natural (GN), la cual produce menos CO_2 que los hidrocarburos tanto líquidos como sólidos, explicándose por la naturaleza del gas y el número de carbonos enlazados en el compuesto. Ahora bien, el gas natural puede mezclarse con hidrógeno (H_2) para reducir aún más las emisiones contaminantes debido a su nula producción de CO_2 , y del mismo modo, mejorar la combustibilidad de la mezcla. Cabe anexar que, el H_2 puede ser obtenido 100% de origen renovable si se produce de procesos como la electrólisis del agua en sistemas Power to Gas, lo cual brinda una alternativa que viabiliza los proyectos asociados a este combustible [2].

Las mezclas de gas natural e hidrógeno utilizadas en sistemas de combustión de alta eficiencia energética tienen efectos significativos en la reducción simultánea del consumo de energía, la descarbonización de los procesos de calentamiento y mejora de la productividad. El Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Eficiente y Racional de la Energía (GASURE) ha desarrollado un conjunto de patentes respecto al aprovechamiento energético [3], entre ellas se encuentra un quemador auto regenerativo aplicado en un horno de fusión de materiales no féreos concebido inicialmente para funcionar como gas natural como combustible; por lo tanto, se requiere ajustar y optimizar su operación con mezclas gas natural e hidrógeno. Dado los efectos del hidrógeno sobre la mezcla, en relación con las propiedades y fenómenos de combustión en una llama no premezclada con aire precalentado, la fluidodinámica, la transferencia de calor en la regeneración de este y el calentamiento en el proceso de fusión y la formación de especies contaminantes (CO_2 , CO , NO_x); se identifican pertinentes para su estudio, y, por lo tanto, surgen las siguientes de preguntas de investigación y desarrollo tecnológico:

- ¿Cuál es la composición máxima de H_2 en el gas natural que permite una combustión estable y segura en el horno de crisol?
- Cómo se afectan los parámetros de diseño y operación del quemador y horno operando con la máxima composición óptima del hidrógeno en la mezcla: potencia, tasa de aireación, eficiencia de combustión y global, factor de emisión de CO_2 , composición y masa de los productos de combustión.
- ¿Cuál es el efecto de la composición química de los productos y reactivos de las mezclas de gas natural e hidrógeno sobre la fluidodinámica y transferencia de calor al interior del horno?
- ¿Cuál es el efecto de la composición química de los productos y reactivos de las mezclas de gas natural e hidrógeno sobre la fluidodinámica y transferencia de calor en el sistema de recuperación de calor auto regenerativo?
- ¿Cómo se pueden afectar las emisiones de NO_x y CO al operarse el horno con la máxima concentración de H_2 en la mezcla con gas natural, en condiciones de combustión estable y segura?
- ¿Cómo varían la estabilidad de la zona de reacción, la temperatura, la morfología de la zona de reacción y las especies químicas en el horno conforme se añade hidrógeno a la mezcla?

1.2 OBJETIVOS DEL PROYECTO

1.2.1 OBJETIVO GENERAL

Realizar el estudio numérico y experimental de la combustión de una mezcla de hidrógeno y gas natural en un quemador autorregenerativo para un horno de crisol.

1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Predecir numéricamente la morfología de la zona de reacción, la estabilidad de la combustión, el comportamiento fluidodinámico y la transferencia de calor de los gases de combustión tanto en el horno como en el regenerador de calor ante variaciones del contenido de H₂ y aire precalentado.
2. Estudiar experimentalmente la morfología de la zona de reacción, la estabilidad de la combustión, el comportamiento fluidodinámico y la transferencia de calor de los gases de combustión tanto en el horno como en el regenerador de calor ante variaciones del contenido de H₂ y aire precalentado.
3. Evaluar experimentalmente la operabilidad del horno ante variaciones del contenido de H₂ en relación con los siguientes parámetros: potencia térmica, eficiencia de combustión y global, eficiencia del regenerador, emisiones de CO y NO_x, factor de emisión de CO₂ por energía y capacidad de fusión.

2. MARCO TEÓRICO Y ESTADO DEL ARTE

2.1 MARCO TEÓRICO

La caracterización de la fenomenología que involucra la combustión y la regeneración de calor para llamas no premezcladas con gas natural e hidrógeno involucra diferentes temáticas globales que se desglosan en los siguientes ítems a describir a lo largo del numeral (las variables cuyas unidades no son mencionadas se encuentran en sistema internacional).

2.1.1 HORNOS DE CRISOL

De acuerdo con [4], la operación de los hornos de crisol se fundamenta en el uso de un contenedor o crisol que se ubica al interior de una zona aislada con la materia prima, donde se calienta y después se vierte usualmente en un molde. El calentamiento se puede realizar por medio de productos de la combustión de carbón, derivados del petróleo, combustibles gaseosos o electricidad; los cuales no tienen contacto directo con la materia prima, sino con el revestimiento del crisol, alcanzando temperaturas de hasta 1600°C. Comúnmente se utilizan para la fusión de bronce, latón, aleaciones de zinc, aluminio y mezclas; cuyas temperaturas de fusión se encuentran considerablemente por debajo de la mencionada anteriormente. Estos hornos se clasifican según el método de extracción del material del crisol como se muestra en la Figura 1.

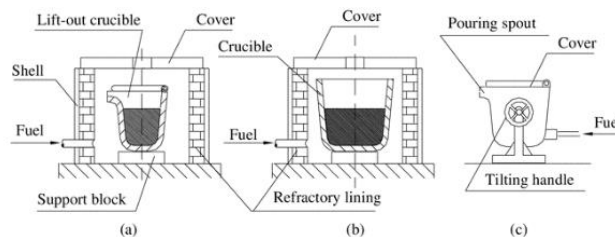


Figura 1. Tipos de hornos de crisol convencionales (sin regeneración de calor):
a) Lift-out furnace, b) bale-out furnace, c) tilting [4]

- Lift-out furnace: El crisol y el metal fundido se remueven del cuerpo del horno.
- Bale-out furnace: El metal fundido se vierte del crisol al molde.
- Tilting furnace: El metal fundido se transfiere al molde inclinando mecánicamente el crisol y el cuerpo del horno.

Usualmente este tipo de hornos presentan una capacidad entre 100 y 800 kg [5], siendo un valor dependiente del material a fundir, la potencia de operación, el tamaño del horno y el tipo de calentamiento; como ejemplo se tiene el horno de crisol eléctrico, el cual se encuentra recubierto por una resistencia eléctrica que permite un perfil homogéneo de temperatura respecto a un horno de crisol operando con energía fósil a combustión convencional (gas natural, propano, butano, entre otros) [6]. Nótese la suma importancia del estudio de la fluidodinámica al interior del horno para alcanzar un perfil cuasi-homogeneo en su operación, además de la influencia que tiene en la eficiencia del sistema [8–10]. De hecho, en [5] y [6], comentan las tendencias de regeneración de calor con la finalidad de aumentar dicha eficiencia, por ejemplo, en el trabajo de [10] comentan que usualmente en un sistema de regeneración de calor se obtienen eficiencias del 75% aproximadamente.

2.1.2 COMBUSTIÓN DEL HIDRÓGENO

El fenómeno de la combustión se asocia a una reacción de oxidación en la que elementos como el carbono, hidrógeno y/o azufre reaccionan con oxígeno, lo cual libera energía química intrínseca en el combustible y, consecuentemente forma nuevas especies químicas conocidas como productos de la combustión cuya composición depende de la naturaleza del combustible [11]. Con base en lo anterior, la mayor preocupación del desarrollo científico y tecnológico de la combustión se centra en maximizar la eficiencia de un proceso térmico y minimizar la producción de agentes contaminantes. Los combustibles convencionalmente utilizados se conocen como hidrocarburos debido al enlace de cierto número de átomos de carbono con otro número de

átomos de hidrógeno, lo que define la producción de CO₂ en los productos de la combustión como se muestra en la Figura 2, donde se observa un incremento conforme se utilizan combustibles más pesados.

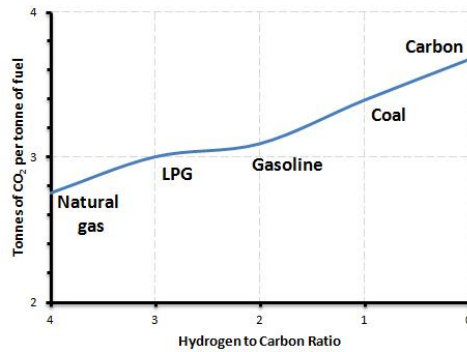
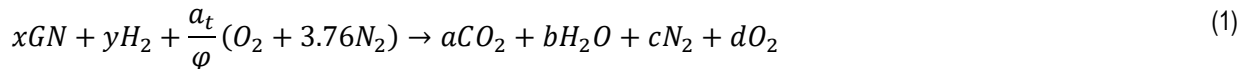


Figura 2. Toneladas de CO₂ en función del tipo de hidrocarburo [12]

* Entiéndase por “Hydrogen to Carbon Ratio” a la división entre el número de átomos de hidrógeno y el número de carbonos en el hidrocarburo.

El hidrógeno se presenta como una alternativa viable para una sustitución total o parcial al mezclarse con un hidrocarburo por la disminución de CO₂ e incremento de H₂O que conlleva en los productos de combustión, aunque dada su alta temperatura de llama adiabática, se ha encontrado que promueve la formación de NO_x [11], [13], [14]. Al asumir una combustión completa sin formación de CO ni NO_x o hidrocarburos sin quemar, se tiene la estequiometría que se muestra en la expresión (1), donde: α_t corresponde al volumen estequiométrico de aire, φ : el dosado relativo; “a”, “b” y “c” los coeficientes estequiométricos de los productos de combustión para una mezcla con proporciones “x” y “y” de gas natural e hidrógeno respectivamente.



Al realizar la estequiometría para un dosado menor o igual a uno, se obtiene el valor máximo de CO₂ que se puede obtener de la mezcla para una combustión completa, por lo tanto, la Figura 3 presenta estimaciones realizadas en el presente trabajo acerca de la variación de las emisiones de CO₂ para diferentes mezclas de gas natural proveniente de Cusiana e hidrógeno. El gas natural proveniente de Cusiana es el que abastece la ciudad de Medellín por medio de la red de Sebastopol; el cual se usará en los experimentos llevados a cabo a lo largo del trabajo, razón por la cual se usó como caso teórico de estudio para presentar la disminución de CO₂.

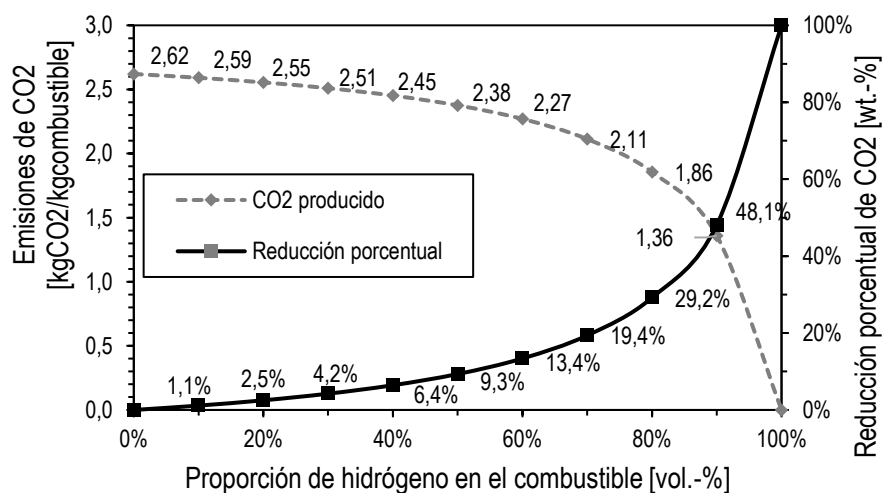


Figura 3. Variación de las emisiones de CO₂ para una mezcla GN(Cusiana)-H₂ en función de la proporción de hidrógeno

2.1.3 PROPIEDADES TÉRMICAS Y TRANSFERENCIA DE CALOR DE LA COMBUSTIÓN DEL HIDRÓGENO

Es de entender que las propiedades térmicas y reológicas tanto de los reactivos como de los productos de la combustión cambian conforme se añade hidrógeno en un hidrocarburo, de hecho en los trabajos de Long Wu et al [14], y de Choudhuri et al [15] reportaron que las propiedades de los productos de la combustión contribuyen a una mejora en la transferencia de calor global por medio de la convección, la cual prima significativamente por encima de la radiación ya que la influencia del hidrógeno disminuye las cualidades radiantes de las llamas. La literatura también comenta que la adición del hidrógeno implica el acortamiento de la zona de reacción y el ensanchamiento de estas mismas [15]–[17]; lo cual es explicado por el alto coeficiente difusivo que prima por encima del incremento del flujo volumétrico, como se puede denotar en la expresión (2) desarrollada por Roper [18]–[20] para predecir la longitud de llama no premezclada en un puerto circular. También cabe denotar que, aunque en la literatura no se encuentren estudios paramétricos de gas natural e hidrógeno con aire precalentado, algunos investigadores lo reportan para otros hidrocarburos con H₂, de hecho Mishra et al [21] encontraron que la temperatura del oxidante y la fracción de hidrógeno en la mezcla conllevan a una disminución de la longitud de llama para gas licuado del petróleo e hidrógeno, explicándose de nuevo por el efecto de la alta difusividad de las mezclas y su incremento por la temperatura del comburente, aunque solo evaluaron hasta 200°C.

$$L_f = \frac{Q_{fuel} \left(\frac{T_\infty}{T_f} \right)}{4\pi D_\infty \ln \left(1 + \frac{1}{S} \right)} \left(\frac{T_\infty}{T_p} \right)^{0.67} \quad (2)$$

Donde:

T_∞ : Temperatura del medio (K)

T_p : Temperatura media de llama (K)

T_f : Temperatura del combustible (K)

S : Volumen de aire estequiométrico

D_∞ : Coeficiente de difusión del combustible a temperatura del medio (m²/s)

Q_{fuel} : Caudal de combustible (m³/s)

L_f : Altura de llama (m)

2.1.4 REGENERACIÓN DE CALOR

Se entiende por regeneración de calor como el aprovechamiento de una fracción de la energía desechada en un proceso térmico, la cual se cuantiza en forma de un flujo caliente [22]. La autorregeneración de calor se fundamenta a partir del uso de elementos (comúnmente sólidos) que retienen el calor debido a la alta capacidad calorífica que poseen, y lo transfieren a un fluido de menor temperatura. Los componentes que permiten este fenómeno se conocen como regeneradores, los cuales habitualmente operan en 2 ciclos donde primero se calientan por medio de gases, y luego se enfrían al circular un flujo de menor temperatura, que consecuentemente se calienta por la energía almacenada inicialmente, lo anterior se logra por medio de una válvula de 4 vías que intercambia la dirección de flujo, la Figura 4 presenta un esquema común de un sistema de regeneración de calor.

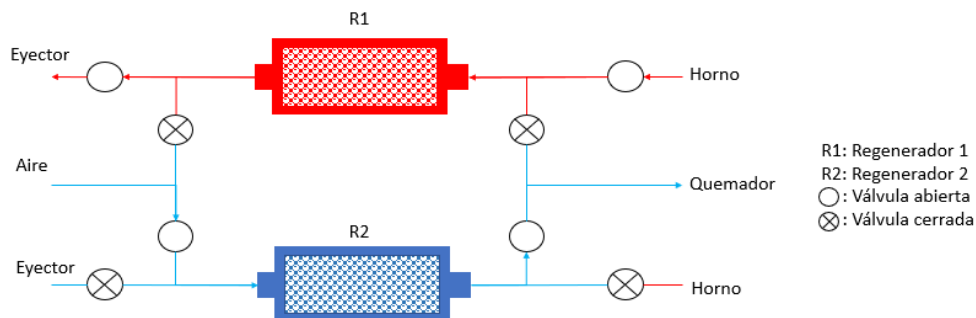


Figura 4. Esquema de un sistema de regeneración de calor durante el primer ciclo

Para caracterizar la eficiencia térmica de un regenerador en el periodo de calentamiento (E_t) se hace uso de la expresión (3) planteada por Dudukovic & Ramachandran [23], donde se relaciona el calor real transferido desde los gases de combustión hacia el regenerador en un tiempo de ciclo determinado (θ) y el calor máximo que se puede transferir desde los productos de combustión hacia el regenerador. Estos se cuantifican a partir de la energía sensible de los productos a la entrada y salida del regenerador, y la temperatura del comburente en un estado referencia como se muestra en las expresiones (4) y (5).

$$E_t = \frac{\text{Calor transferido en el tiempo } \theta}{\text{Calor máximo que se puede transferir en el tiempo } \theta} \quad (3)$$

$$\text{Calor transferido} = \sum_0^{\theta} [((h_{prod})_i - (h_{prod})_e) * d\theta] \quad (4)$$

$$\text{Calor transferido} = (\dot{m}_g C_{pg})_h \int_0^{\theta} [T_{hi} - T_{he}(\theta)] d\theta \quad (5)$$

$$\text{Calor máximo} = (\dot{m}_g C_{pg})_h (T_{hi} - T_{ci}) \theta$$

Siendo:

\dot{m}_g : Flujo másico de los productos de combustión (kg/s)

C_{pg} : Calor específico del gas a calentar (kJ/kg-K)

T_{hi} : Temperatura de los productos de combustión a la entrada del regenerador (K)

T_{ci} : Temperatura del oxidante a la entrada del regenerador (K)

T_{he} : Temperatura de los productos de combustión a la salida del regenerador (K)

h : Entalpía de los productos (kJ/kg)

Al hacer la debida sustitución de las ecuaciones (4) y (5) se tiene la ecuación (6):

$$E_t = \frac{\int_0^{\theta} [T_{hi} - T_{he}(\theta)] d\theta}{(T_{hi} - T_{ci})\theta} = \frac{1}{\theta} \int_0^{\theta} [1 - t_{he}(\theta)] d\theta \quad \therefore t_{he}(\theta) = \frac{T_{he}(\theta) - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} \quad (6)$$

De manera análoga, para caracterizar la eficiencia de enfriamiento del regenerador, la misma literatura comenta que se deben relacionar las temperaturas de entrada y salida del oxidante respecto a la energía que posee el regenerador como se muestra en la expresión (7).

$$E_c = \frac{1}{\theta} \int_0^{\theta} t_{ce}(\theta) d\theta \quad \therefore t_{ce}(\theta) = \frac{T_{ce}(\theta) - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} \quad (7)$$

*Los subíndices "c" hacen alusión al fluido frío, "h" al fluido caliente, "i" a la entrada del regenerador y "e" a la salida de este.

En virtud de lo anterior, es de suma importancia analizar la contribución energética que brinda el sistema de autorregeneración al añadir hidrógeno en la combustión en la eficiencia de calentamiento, y de igual modo, identificar si influye en el precalentamiento del oxidante para un mismo flujo de aire y así evaluar la eficiencia de enfriamiento e identificar si el sistema permite capturar un ahorro económico por medio de la disminución en el consumo de combustible, o en su defecto, aumento de la producción proyectada en la carga térmica; significando un aumento en la eficiencia global del proceso [22]; en efecto, como en el trabajo de Cadavid et al [24] donde reportan eficiencias térmicas de un regenerador de 84% con una temperatura de precalentamiento

del aire de hasta 621°C con productos del gas natural. Respecto a la influencia de la regeneración en emisiones, se tiene como referencia el trabajo de Y. Suzukawa et al [25] donde presentan un quemador de bajo NOx, disminuyendo estas emisiones a 50 ppm, siendo un valor significativamente representativo para las tecnologías de bajo NOx; además, obtuvieron un ahorro de combustible mayor al 40% tomando un caso base sin regeneración de calor. Sánchez et al [26] utilizaron quemadores autorregenerativos en un horno operando en modo de combustión sin llama con un comburente enriquecido con oxígeno, donde, si bien la tecnología es altamente reconocida por sus bajas emisiones de NOx [15–17], al implementar los anteriores parámetros obtuvieron emisiones de NOx por debajo de 5 ppm (aún más bajas) y un incremento de 5% en la eficiencia global al enriquecer con oxígeno en un 30 vol.-% y recircular por los regeneradores hasta un 80 vol.-% de los gases de combustión.

En la literatura se encuentran múltiples trabajos que implementan regeneración de calor utilizando diferentes combustibles, inclusive modificando el comburente, entre estos trabajos se tiene el de Nicolau & Dadam [30], donde realizan un análisis numérico y experimental de la distribución de temperaturas dentro de un horno de túnel para cerámica, precalentando el aire a temperaturas de 100, 150 y 200°C; obteniendo ahorros de combustible de 5.4, 9.6 y 13.8% respectivamente, motivo por el cual se concluyó que conforme aumenta la temperatura de precalentamiento del comburente, se obtiene una eficiencia global mayor. García, et al. [31] realizaron un análisis numérico del efecto de la recuperación de calor al precalentar el aire de combustión en un horno de viga andante, encontrando un incremento en la eficiencia del 32.7% al 48.5% al implementar dicha tecnología, lo que se refleja en una disminución del consumo de combustible en un 31.3% o en su defecto un aumento en la producción del 51.3%. Finalmente, en el trabajo de Han et al [32], analizan la eficiencia de un horno de combustión al precalentar aire y oxígeno por medio de un análisis numérico, encontrando que la eficiencia aumenta un 50% en oxicomustión respecto a un caso convencional sin precalentamiento. Como se puede detallar, la literatura no presenta estudios similares del uso de los productos de la combustión del gas natural enriquecido con hidrógeno implementando regeneración de calor bajo un mismo flujo de aire, lo cual se presenta como una contribución a la transición, sustitución y aporte hacia dichas tecnologías como una alternativa que podría incrementar la eficiencia de un sistema térmico por sus cualidades convectivas mencionadas anteriormente.

2.1.5 LLAMAS NO PREMEZCLADAS

Se conoce como llama no premezclada a una zona de reacción donde el combustible y el oxidante se añaden desde diferentes descargas antes de reaccionar, por tal motivo posterior a la descarga y previo a la reacción debe haber un mezclado que transporte el combustible y el comburente que se fundamenta principalmente por difusión, motivo por el cual las tasas de reacción se encuentran limitadas por el tiempo de mezclado. Sus aplicaciones parten desde velas hasta turbinas a gas para la industria aeronáutica, ya que ofrecen una adecuada estabilidad de llama y seguridad, aunque fomenta la formación de hollín [11]. Entre estudios presentados por diversos investigadores se identifica la importancia que ha tomado el hidrogeno en llamas no premezcladas, junto a sus avances tecnológicos y técnicos para su aplicabilidad. Y. Wang et al [33], estudiaron numéricamente mediante un mecanismo químico detallado el efecto químico de añadir H₂ en una corriente de combustible laminar tipo coflujo de CH₄ y C₂H₄ sobre la formación de hollín en una llama no premezclada a presión atmosférica y encontraron que el hidrógeno en el metano crea una cadena de reacciones que aumentan los puntos de nucleación para la formación de hollín, y contrariamente, para el etileno existe una menor tasa de nucleación.

Estudios asociados a alturas de llamas difusivas en coflujo se han realizado desde hace más de 20 años, de hecho A.S Gordon et al [34] caracterizaron experimentalmente la altura de llamas laminares para llamas difusivas de etano, etileno y metano puros y mezclados con hidrógeno; y compararon sus resultados con la definición analítica de altura de llama planteada por Roper. Encontraron un buen ajuste para etano y mezclas con hidrógeno, pero poco ajuste para los casos con etileno y metano al mezclarse con H₂ atribuyéndose a la

alta variación del coeficiente difusivo. Ahora bien, en la actualidad se encuentran los trabajos de Z. Wang et al. [35], donde estudiaron la altura de llama no premezclada en un quemador de coflujo normal e inverso (es decir el combustible se desplaza por la chaqueta exterior) para metano y propano al diluirlo con nitrógeno, encontraron que la longitud de llama es mayor conforme se diluye más nitrógeno; además, complementaron la ecuación analítica de Roper para cada combustible. Entre otros estudios, se tiene el trabajo de Schug et al [36] donde comentan que las llamas no premezcladas poseen longitudes luminosas contribuyentes de hollín y plantean la estrategia de adición de inertes para disminuir la formación de hollín, lo cual podría incrementar o disminuir las longitudes de llama luminosa.

Debido a lo anterior, otro objeto de estudio de las llamas difusivas, además de la altura de llama, es la formación de hollín, Fengshan Liu et al [37] determinaron si al agregar hidrogeno a una corriente de combustible (metano) afecta químicamente la formación de hollín en una llama laminar difusiva, además de los efectos térmicos y de dilución; F. Wang et al [38] menciona que hay gran literatura de los estudios de llamas JHC, aunque la mayoría se centran en el combustible CH_4 , H_2 o ambos por lo cual investigó el efecto cinético – químico de la combustión, precisamente la variación de campos de flujo, de temperatura, estructura de reacción (distribuciones de especies y tasas de producción y consumo de cada una) debido a la adición de hidrogeno a corrientes de C_2H_4 . Wang et al [39] estudiaron numéricamente el efecto de la adición de hidrógeno en la formación de hollín en llamas no premezcladas en coflujo con metano y etileno; sus resultados mostraron que el átomo H promueve la formación de puntos de nucleación del hollín al mezclarse con metano; contrariamente con el etileno se reduce la nucleación y la tasa de formación de hollín en la superficie.

En cuanto aplicaciones de llamas no premezcladas, se cuenta con un vasto conjunto de estudios en quemadores de coflujo [33], [34], [37]; por ejemplo Xing Li et al [40] investigaron de manera experimental las características de combustión no premezclada del biogás utilizando un quemador de coflujo variando la temperatura del aire impulsado en la corriente concéntrica al combustible. También, se considera la tecnología de combustión sin llama [27], [41]–[44], A. Sepman et al [45] indagaron experimental y numéricamente el efecto de añadir hidrogeno a un flujo principal de combustible compuesto en su mayoría por metano en un quemador de coflujo el cual reaccionaba bajo el régimen MILD (dilución moderada e intensa con baja concentración de oxígeno) identificando así la variación de la estructura espacial de la llama y la formación de la especie de NO en el equipo.

2.1.6 INESTABILIDADES EN LLAMAS NO PREMEZCLADAS

Las inestabilidades principalmente asociadas a los fenómenos de llamas no premezcladas son el desprendimiento de la llama y el límite de extinción (en inglés conocidos como “Lift-off Height” y “Blowout Limit” respectivamente) [11]. Ambos fenómenos son netamente dependientes de la naturaleza del combustible y de la velocidad de descarga de este, lo cual se puede corroborar experimentalmente a partir de la observación donde al alcanzar un límite de velocidad lineal de flujo, la llama se desprende de la boquilla de descarga (Lift-off); y posterior a ello, si existe un mayor incremento, la llama tiende a extinguirse (Blowout). Este efecto se explica porque la velocidad de reacción que ancla la llama en el puerto no alcanza a propagarse completamente por el contraflujo de la descarga. Bajo este análisis, Gautam [46], propuso una serie de correlaciones semiempíricas para calcular ambas propiedades para hidrógeno, propano, metano y etileno que definen la altura del desprendimiento de llama y el límite de extinción las cuales se pueden detallar en su estudio.

2.2 ESTADO DEL ARTE

Ahora bien, teniendo una revisión y apropiación de los principios de la fenomenología que abarca el caso de estudio y la influencia de la regeneración de calor en la combustión, se procede a analizar el efecto del hidrógeno en esta misma, para ello se presentan un conjunto de trabajos como el de Arteaga et al [47], donde estudiaron el efecto de la adición hidrógeno con gas natural en la estructura de una llama de coflujo, y

encontraron que conforme se incrementa la proporción de hidrógeno en la mezcla (hasta 25 vol.-%), la llama presenta mayor estabilidad en su morfología (incluso para mezclas menores al 5% vol.-%), lo cual se refleja en superficies de reacción más homogéneas por la disminución de núcleos de autoignición; también se incrementa la temperatura de la llama y se genera mayor intensidad de turbulencia en la región límite por la alta difusividad que conlleva el hidrógeno.

Similarmente, en el trabajo de El-Ghafour et al [16] se analizaron las características de la combustión para mezclas gas natural-hidrógeno en llamas no premezcladas turbulentas, allí tratan composiciones desde 100 vol.-% gas natural hasta una proporción 50-50 vol.-%. Ellos reportaron que conforme se adiciona hidrógeno, hay una mejora progresiva en la estabilidad de llama y una disminución en la longitud de esta; también se encontró un incremento gradual de la temperatura en las zonas de reacción y una disminución de CO_2 a mayor proporción de H_2 . En cuanto a especies intermedias, se incrementó la formación de NO conforme se aumentaba la concentración de H_2 en el combustible, mientras que para el CO el nivel máximo se presentó para una mezcla de 30 vol.-% de H_2 .

Del mismo modo, A. Choudhuri et al [15] estudiaron algunas características de las llamas difusivas turbulentas para mezclas gas natural-hidrógeno tales como altura de llama, emisiones contaminantes, fracción de pérdida de flux radiante y concentración volumétrica de hollín, y encontraron que la adición de hidrógeno acorta la longitud de llama (lo que significa que la reactividad de la llama incrementa), disminuye la transferencia de calor por radiación, ello debido a la disminución de la formación de hollín y CO_2 ; de igual modo las emisiones de CO disminuyen, las emisiones de NOx incrementan de manera exponencial por el aumento en la temperatura de llama, y la concentración axial de hollín disminuye.

Ge et al. [48] evaluaron mezclas de gas natural enriquecido con hidrógeno en un quemador radialmente escalonado DLE (Dry Low Emission), utilizando mezclas desde 0 hasta el 26 vol.-% de H_2 . Concluyeron que la llama se contrae cuando se aumenta el hidrógeno hasta cierta proporción, cuando es menor al 5 vol.-%, el ángulo de la llama es cuasi constante, pero, una vez el hidrógeno se eleva a más del 11 vol.-% la llama se expande hacia la pared; respecto a las emisiones, se obtuvo que el NOx aumenta gradualmente, pero el CO se mantiene constante con una ligera disminución, además se midieron las inestabilidades de la combustión por medio de la medición de la presión de ondas termoacústicas, concluyendo que el quemador evaluado puede inhibir dicha inestabilidad.

Como se mencionó anteriormente, pese a que en la literatura no se encuentra mucha información respecto a estudios con precalentamiento del comburente para llamas difusivas de GN- H_2 , se tienen análisis para otros hidrocarburos donde se sustenta el fenómeno, por ejemplo Mishra et al [21] analizaron experimentalmente las llamas de difusión para mezclas de gas licuado del petróleo e hidrógeno bajo dos casos de precalentamiento: precalentando el aire de combustión, y precalentando el conjunto de reactivos (aire y combustible). Se encontró que la longitud de llama disminuye para ambos casos de precalentamiento, además, se acorta con la adición de hidrógeno. También hallaron que la fracción de longitud libre de hollín incrementa con la proporción de hidrógeno y con el precalentamiento del aire; contrariamente, dicha longitud disminuye para el caso donde se precalientan los reactivos. En cuanto a la generación de NOx, se observó un incremento al precalentar el total de los reactivos debido al mecanismo de Zeldovich. En años posteriores estos mismos autores [49], estudiaron experimentalmente los mismos casos de estudio bajo un soporte de llama de cuerpo de farol (bluff-body) para mejorar el límite de desprendimiento y estabilidad de llama. En este documento reportan resultados similares a los presentados anteriormente con dicha tecnología.

K. Mandal et al [50], estudiaron numéricamente el efecto del precalentamiento del aire en la formación de hollín y NO en llamas no premezcladas confinadas turbulentas de metano, y encontraron un incremento en ambas variables al aumentar la temperatura de precalentamiento del aire. Similarmente, J. Lim et al [51] analizaron

numérica y experimentalmente los efectos del precalentamiento del aire en una llama no premezclada a contraflujo de metano, evaluando temperaturas entre 300 y 560 K, encontraron resultados similares a los mencionados anteriormente, es decir, incremento en el NO, CO y H₂ a mayor temperatura del comburente.

Otro tanto no tan similar, es el precalentamiento de aire en tecnologías de combustión diluida, como ejemplo se tiene el trabajo de Weber et al [52] donde estudian la combustión del gas natural con temperaturas de precalentamiento de 1300 K y encontraron una disminución de NO que involucra la tecnología, además de un flujo de calor uniforme en la cámara. En trabajos posteriores, los mismos autores [53] realizaron un estudio similar con diferentes combustibles sólidos, líquidos y gaseosos, y reportan una disminución significativa en la producción de CO₂, CO y NO_x en todos los casos. También, M. Huang et al [54] evaluaron experimentalmente la temperatura de precalentamiento del aire en la combustión sin llama de un singas y encontraron que temperaturas más altas anticipa una confluencia de las corrientes de aire y combustible, lo que brinda un incremento en la temperatura máxima de llama y la formación de NO_x; además hallar unas condiciones de precalentamiento y dosado adecuadas que minimizan las emisiones de NO_x y CO.

Finalmente, a nivel industrial Mayrhofer et al [55] analizaron el potencial del gas natural mezclado con hidrógeno como una alternativa para hornos de tratamientos térmicos, donde se consideraron aspectos tanto tecnológicos como económicos bajo una posibilidad de reducción de CO₂. Respecto a las propiedades del combustible, muestran que conforme se adiciona hidrógeno en el gas natural, el calor específico de los productos de combustión se incrementa 9% respecto al valor inicial, y la conductividad un 3.4%, lo que significa que podría existir una mejora en la transferencia de calor por convección, además, si la superficie a calentar posee baja reflexión, también hay un incremento en la emisividad para mezclas intermedias hasta un 90 vol.-% de H₂ en la mezcla. En cuanto a la eficiencia global, si bien depende de la temperatura de operación y el proceso mismo, para una temperatura de 1200°C para el tratamiento térmico de un acero, se obtuvo una reducción en las pérdidas en los gases del 7% entre gas natural e hidrógeno puros.

Para resumir, en la continua búsqueda de preservar la vida con una alta calidad ambiental, se realizan esfuerzos en búsquedas de fuentes alternativas de energías tales como combustibles no convencionales o métodos de generación de energía que no generen el impacto ambiental negativo como en el caso de hidrocarburos. Dentro de la familia de combustibles con poca participación en la matriz primaria energética se encuentra el hidrogeno [56]–[58], en nuestros días el uso de dicho combustible presenta grandes retos en aspectos como el almacenamiento, distribución y seguridad ofrecida en los equipos implementados, además que de ser implementado tiene efectos ambientales a largo plazo [59]–[62]. Cabe añadir que, como se mencionó anteriormente, Colombia, país integrante del comité mundial, pactó disminuir para el año 2030 un 20% de las emisiones de gases de efecto invernadero en el acuerdo de París (COP21), y recientemente replanteó dicha meta a una reducción del 50%, lo que significa una búsqueda e implementación de estrategias de mitigación de agentes contaminantes en sus mayores sectores potenciales apoyado de sistemas de generación de energía eléctrica de fuentes renovables, como ejemplo se encuentra la industria donde se pueden implementar equipos y métodos de combustión más eficientes que los que operan hoy día, diseñados y/o intervenidos para permitir su funcionamiento con combustibles de menor perjuicio ambiental [26], [29], [63]–[66]. A partir de ello, el presente trabajo busca contribuir al estado del arte por medio del estudio numérico y experimental de la combustión del hidrógeno mezclado con gas natural en un horno de crisol al implementar regeneración de calor, analizando la fluidodinámica y transferencia de calor del horno, la estabilidad de combustión y las emisiones; lo anterior en función de la proporción del hidrógeno en la mezcla a condiciones subatmosféricas (presión de Medellín). La Tabla 1 presenta una compilación de estudios referentes al caso de estudio cuyos resultados complementan los encontrados en el presente trabajo de investigación.

Tabla 1. Resumen de estudios similares al caso de estudio

No	Nombre	Tipo de llama no premezclada	Régimen	Combustible	Tipo de análisis	H2 (vol.-%)	Resultados relevantes
1	“Combustion characteristics of natural gas–hydrogen hybrid fuel turbulent diffusion flame” [16]	No confinada	Turbulento	GN-H ₂	Experimental	0-10-20-30-40-50	El H ₂ estabiliza la llama y la acorta en altas proporciones. Aumenta la T de llama, disminuye CO ₂ , no hubo cambios en NO y CO
2	“Effects of hydrogen enrichment of methane on diffusion flame structure and emissions in a back-pressure combustion chamber” [17]	Confinada	Turbulento	CH ₄ -H ₂	Numérico y experimental	0-5-10-15-20-25 (máscico).	Las llamas enriquecidas con H ₂ se acortan y ensanchan, para un 15% en H ₂ se disminuye la formación de NO.
3	Characteristics of hydrogen–hydrocarbon composite fuel turbulent jet flames [15]	Confinada	Turbulento	GN-H ₂	Experimental	0-5-10-15-20-25-30-35	La producción de CO y hollín (en el eje axial) decrecen, e incrementa el NO _x con la proporción de H ₂ . Disminuye la long de llama para los C _x H _y . Disminuye el flux rad, aumenta el flux total.
4	“Emission and heat transfer characteristics of methane–hydrogen hybrid fuel laminar diffusion flame” [14]	Confinada	Laminar	CH ₄ -H ₂	Experimental	0-10-20-30-40-50	Incremento en NO _x , disminución en CO y CO ₂ . Aumento en el flux total de calor.
5	Experimental study on the effects of hydrogen addition on the emission and heat transfer characteristics of laminar methane diffusion flames with oxygen-enriched air” [67]	Confinada	Laminar	CH ₄ -H ₂ + aire enriquecido	Experimental	0-10-20-30-40-50	Control del NO _x para grandes proporciones de O ₂ (35%)
6	Numerical study of a laminar hydrogen diffusion flame based on the non-premixed finite-rate chemistry model; thermal NO _x assessment [68]	No confinada	Laminar	GN-H ₂	Numérico	100	Desde un rango de potencias la formación de NO _x no cambiaba significativamente
7	Counterflow diffusion flame of hydrogen-enriched biogas under MILD oxy-fuel condition [69]	Flameless (Confinado)	Turbulento	Biogás + H ₂	Numérico y experimental	0-5-10-...-50	La adición del H ₂ contribuye a la estabilización del régimen
8	NO _x formation in hydrogen–methane turbulent diffusion flame under the moderate or	Flameless (Confinado)	Turbulento	CH ₄ -H ₂	Numérico	11-20-30	Menor concentración de H ₂ y baja temperatura de aire precalentado suprime la formación de NO

	intense low-oxygen dilution conditions [70]							
9	Study of non-premixed turbulent flame of hydrogen/air downstream Co-Current injector [71]	Confinada	Turbulento	H ₂	Numérico	100	La formación de NO se minimiza con el incremento de la velocidad del aire.	
10	Experimental analysis of the effects of hydrogen addition on methane combustion [72]	Confinada	Turbulento	CH ₄ -H ₂	Experimental	30-70	Disminución del CO, mayor formación de NO, mayor liberación de calor (aumento de T) con mayor H ₂ , incremento en la eficiencia de combustión.	
11	Behavior of hydrogen-enriched non-premixed swirled natural gas flames [73]	Confinada (Caudal=cte)	Laminar-transición-turbulento	GN-H ₂	Experimental	0-10-20-30-...-100	Adición del H ₂ acorta la llama, incremento de CO desde 0 a 80% H ₂ (red. en el tamaño de la zona de reacción y se enfría la reacción). Incremento en la temperatura de operación e incremento del NO _x .	
12	Flame length scaling in a non-premixed turbulent diluted hydrogen jet with coaxial air [74]	Confinada	Turbulento	(H ₂ -N ₂) (H ₂ -CO ₂) (H ₂ -CH ₄)	Experimental	80-100	Desarrollan una correlación para calcular la longitud de llama en función de la composición.	

3. METODOLOGÍA

Con la finalidad de brindar orden al trabajo de investigación para cumplir con los objetivos y productos propuestos, se realiza una subdivisión del proyecto que describe la metodología utilizada en el caso de estudio. La metodología inicia con la presentación de los criterios, consideraciones y casos de estudio que involucra la fenomenología numérica tanto del horno de crisol como los regeneradores de calor; abarcando la definición geométrica, mallado, criterios de calidad, simplificaciones y los modelos considerados. Posteriormente, se muestra cómo se enfrenta metodológicamente la experimentación, es decir, el estudio morfológico de la llama no premezclada con precalentamiento del aire y la operabilidad del horno de crisol junto a los regeneradores de calor, teniendo presente los rangos de operación, el perfil de temperatura y emisiones; para finalmente presentar un diagnóstico energético de la combustión del horno bajo los diferentes experimentos.

3.1 METODOLOGÍA NUMÉRICA

Para llevar a cabo el cálculo numérico del caso de estudio se hace uso de la dinámica de fluidos computacionales reactivos por medio del software "ANSYS Fluent", en el cual se busca captar variables que no se alcanzan a medir experimentalmente tanto en el horno de crisol como en los regeneradores de calor. En general, los casos de estudio son fenómenos transitorios ya que la temperatura de entrada del aire de precalentamiento cambia durante el tiempo de ciclaje, por lo tanto, la simulación del crisol asume un estado pseudo-estacionario, donde los regeneradores en cada ciclaje brindan al aire un valor RMS de temperatura en la entrada. Para realizar las simulaciones con las condiciones de frontera idóneas se parte de los datos obtenidos experimentalmente en la ejecución de la fundición en conjunto con las consideraciones previas desarrolladas por Cadavid et al [75], teniendo presente que dado que el horno se ha modificado durante estos años, existen valores que difieren de los mencionados en dicho artículo por la nueva puesta a punto de la tecnología. Por otra parte, para el análisis de la cedencia de calor y caída de presión en los regeneradores, se parte del análisis transitorio cuyas condiciones iniciales surgen de mediciones experimentales en los regeneradores de calor al operar el horno de crisol.

3.1.1 DESARROLLO NUMÉRICO DEL CUERPO DEL HORNO Y QUEMADOR

GEOMETRÍA

Inicialmente, se parte de la creación de la geometría, la cual debe ser simplificada respecto a los diferentes componentes que tiene el horno. Para ello, el grupo de investigación GASURE, como se mencionó anteriormente, ya ha desarrollado en trabajos pasados una geometría que describió adecuadamente la operabilidad del horno [75]. Dicha geometría se presenta en la Figura 5, esta simplifica las diferentes salidas con el exterior debido a que no posee piqueta, la cual es la zona por la que se vierte el material fundido.

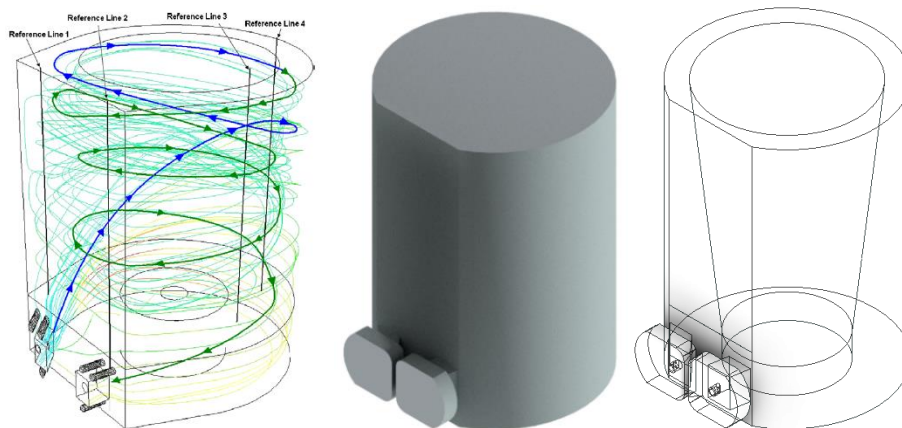


Figura 5. Fluidodinámica al interior del horno de crisol en el trabajo de Cadavid et al [75] (izquierda), geometría simplificada del horno de crisol (central y derecha).

MALLADO

A partir de lo anterior, se utiliza el software ICEM donde se realiza la discretización del sólido en un conjunto de elementos finitos, a los cuales se les da solución de las diferentes ecuaciones que rigen el fenómeno a través de una serie de modelos que se discutirán más adelante en el documento. El mallado se extrajo del repositorio del grupo de investigación y en el trabajo de Cadavid se puede comprobar el análisis de independencia de este. La malla posee 660.000 celdas, Skewness mínimo de 0.273, Aspect Ratio máximo de 18.2 y Quality mínima de 0.223. A continuación, se presenta un compilado de las definiciones de los criterios de calidad [76]:

- Skewness, el cual mide qué tan oblicuos son los ángulos de las celdas respecto a un valor ideal (60° para tetraedros y 90° para hexaedros), por lo tanto, este indicador se encuentra entre 0 y 1, siendo 1 el valor más adecuado para la malla en ICEM e inverso para otros software como Meshing o incluso el de Fluent.
- Aspect ratio, que define la relación entre el lado más largo y el lado más corto de una celda a partir del centroide, dicho indicador puede tomar cualquier valor superior a 1, y la literatura recomienda que se encuentra entre 1 y 10 para una geometría 3D en el caso del horno, y entre 1 y 5 para un arreglo 2D como el regenerador.
- Orthogonal Quality, el cual mide la relación entre el vector normal de las superficies del elemento y el vector posición entre los centroides de las caras de los elementos por analizar, este valor se encuentra entre 0 y 1, siendo 1 el valor más fiable para la malla.

La Figura 6 y la Figura 7 gráficamente la medición de los parámetros de calidad y la malla utilizada en la simulación numérica del crisol, respectivamente; además las ecuaciones (8), (9) y (10) muestran la forma de cálculo para el Skewness, Aspect ratio y Orthogonal Quality, respectivamente.

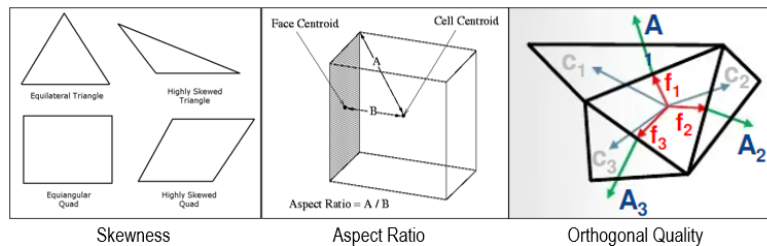


Figura 6. Criterios gráficos de calidad de un mallado

$$Skewness = \max\left(\frac{\theta_{max} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{min}}{180 - \theta_e}\right) \quad (8)$$

$$Aspect\ ratio = \frac{l_{max}}{l_{face}} \quad (9)$$

$$Orthogonal\ Quality = \min\left(\frac{\vec{A}_i \cdot \vec{C}_i}{|\vec{A}_i| |\vec{C}_i|}, \frac{\vec{A}_i \cdot \vec{f}_i}{|\vec{A}_i| |\vec{f}_i|}\right) \quad (10)$$

θ_{max} : Ángulo más grande en una cara o celda

θ_{min} : Ángulo más pequeño en una cara o celda

θ_e : Ángulo de una cara equiangular

l_{max} : Distancia mayor desde el centroide de una cara o celda

l_{face} : Distancia más cercana a la cara o lado del elemento

\vec{A}_i : Vector de superficie normal para cada cara

\vec{C}_i : Vector desde el centroide de la celda al centroide de las celdas adyacentes

\vec{f}_i : Vector desde el centroide hasta el lado medio de sus caras o lados

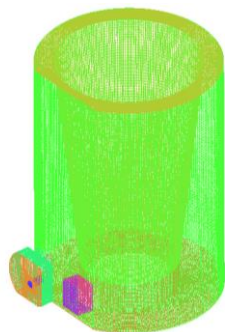


Figura 7. Mallado del cuerpo del horno y quemador

CONDICIONES DE FRONTERA

Una vez presentada la malla del crisol, se procede a establecer las condiciones de frontera consideradas en el sólido, donde se tiene que una de las aperturas de los regeneradores se toma como entrada de masa de aire precalentado, y del mismo modo, su contraparte sería una salida a -15 mbar, valor que se ha medido experimentalmente en las primeras pruebas operacionales del horno hace 10 años. Continuamente, se define la entrada de combustible con un flujo másico para suplir la potencia máxima obtenida experimentalmente a presión de suministro constante de 30 mbar para mezclas de 0, 20 y 40 vol.-% de hidrógeno en gas natural en un quemador con 4 puertos de 1/8 in de diámetro, usando como composición de gas natural el presentado en la Tabla 2 sin considerar las especies más pesadas por encima del butano.

Tabla 2. Composición del gas natural Cusiana (Tomado de la página web del TGI, red de Sebastopol – 26 de octubre de 2021 [77])

Especie	Porcentaje [%]	Especie	Porcentaje [%]
N ₂	0.4935	i-C ₄ H ₁₀	0.4918
CO ₂	1.9263	N-C ₄ H ₁₀	0.4482
CH ₄	82.7312	i-Pentano	0.0926
C ₂ H ₆	10.3804	N-Pentano	0.0436
C ₃ H ₈	3.4344	Hexano	0.0158

Posteriormente, se definen las secciones restantes como paredes, las cuales se asocian a una temperatura de combustible (ambiente) y un coeficiente convectivo con el exterior, que se define a partir de la literatura [78], cuyo valor para sistemas de convección natural se encuentra entre 5 y 10, aunque se elevó a 15 por el desgaste del horno; la pared interna del crisol se define como un sumidero de calor que simula la carga en el horno, por lo tanto, su frontera también corresponde a la temperatura de fusión del aluminio (750°C). La Tabla 3 presenta los valores utilizados en las condiciones de frontera del mallado.

Tabla 3. Condiciones de frontera consideradas en la simulación

Tipo de frontera	Parámetro	C1	C2	C3	Unidad
Entrada de aire	Flujo másico	0.0565	0.0565	0.0565	kg/s
	Temperatura	600	600	600	°C
Entrada de combustible	Flujo másico	0.00192	0.00168	0.0015	kg/s
	Temperatura	30	30	30	°C
Salida de productos	Presión de salida	-15	-15	-15	mbar
Pared del crisol	Temperatura	750	750	750	°C
Paredes externas del horno	Coficiente convectivo de transferencia de calor	15	15	15	W/m ² -K
	Temperatura externa	30	30	30	°C

* El caso C1 corresponde a 100 vol.-% gas natural, C2 a 80 - 20 vol.-% gas natural e hidrógeno, C3 a 60 – 40 vol.-% gas natural e hidrógeno.

** El valor de flujo másico del aire se obtuvo del ajuste operacional actual realizado en el horno, además, el flujo de combustible y potencia de operación es levemente menor en los casos C2 y C3 por la relación del índice de Wobbe a una presión manométrica constante.

Cabe resaltar que debido a que el flujo de aire se suministra por medio de un ventilador sin variador de frecuencia, este valor es constante en las simulaciones y modifica el dosado por el cambio en la composición del combustible, lo cual lo convierte en una variable respuesta junto a la potencia de entrada. Finalmente, la Figura 8 presenta de manera gráfica las condiciones de frontera del mallado del cuerpo del horno.

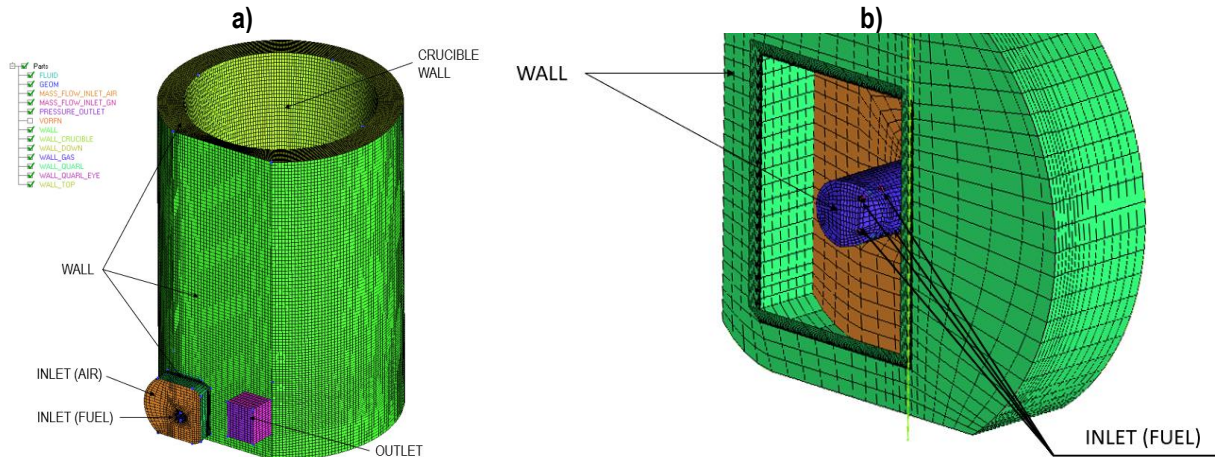


Figura 8. a) Condiciones de frontera del horno de crisol, b) Acercamiento de la descarga del quemador y sus condiciones de frontera

MODELOS NUMÉRICOS CONSIDERADOS EN EL CUERPO DEL HORNO Y QUEMADOR

A la hora de representar un fenómeno experimental de manera numérica, se deben tener en cuenta los principios físicos que rigen el fenómeno para dar una buena selección de las ecuaciones y modelos que lo definen, la Tabla 4 presenta las ecuaciones matemáticas que rigen el fenómeno bajo los modelos considerados. En este caso, para realizar la simulación en el cuerpo del horno de crisol y el quemador se seleccionaron los modelos con base al estado del arte, a continuación, se presentan los modelos y ecuaciones consideradas [76], [79]:

- $k-\epsilon$ RNG para modelar y captar la turbulencia (promedio) de los altos torbellinos que se forman por la geometría del horno, resaltándose que de acuerdo con la literatura ofrece una precisión mejorada en flujos giratorios, aunque no se muestra mejoras sobre el modelo estándar para predecir la evolución de vórtices [80], [81].
- Ecuación de energía dado el calentamiento e intercambio de energía que existe en el horno de crisol.
- Discrete Ordinates para modelar la radiación, considerando las propiedades de los gases al interior como una suma ponderada de gases grises (WSGGM por sus siglas en inglés -weighted-sum-of-gray-gases model-). Este modelo considera un sistema en equilibrio térmico con radiación difusa y gris; a partir de ello discretiza la radiación en diferentes octantes a través de una componente polar y azimutal a la cual se le brinda solución de la ecuación radiante, presentada en la Tabla 4.
- Para asociar la química y la turbulencia se utiliza el modelo Eddy-Disipation-Concept (EDC), el cual predice la fracción de masa local de cada especie, a través de la solución de la ecuación de convección-difusión para las diferentes especies en múltiples pasos.
- El mecanismo cinético-químico a considerar es el DRM22, el cuál además de ahorrar capacidad de cómputo por ser un mecanismo reducido, permite obtener aproximados a los datos experimentales por

encima de otros mecanismos reducidos y captan la cinética de las especies que involucran el gas natural e hidrógeno [82], además se añade el mecanismo de formación de NOx propuesto por la universidad de California [83]. Resultando así un mecanismo conjunto de 34 especies y 168 reacciones a considerar.

Tabla 4. Ecuaciones de transporte que rigen el caso de estudio para el horno de crisol [79], [84]

Nombre	Ecuación	#
Continuidad (promedio)	$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \nabla(\bar{\rho}\tilde{v}) = 0$	(11)
Momento (promedio)	$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{v})}{\partial t} + \nabla(\bar{\rho}\tilde{v}\tilde{v}) = \nabla\left(\mu(\nabla\tilde{v} + \nabla\tilde{v}^T) - \frac{2}{3}\nabla\tilde{v}\right) - \nabla(\bar{\rho}\tilde{v}'\tilde{v}') - \nabla\bar{p} + \bar{\rho}g$ $\bar{\rho}\tilde{v}'\tilde{v}' = \mu_t(\nabla\tilde{v} + \nabla\tilde{v}^T) - \frac{2}{3}(\bar{\rho}\tilde{k} + \mu_t(\nabla\tilde{v}))$ $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$	(12)
Energía cinética para el modelo k-ε RNG	$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho k\tilde{v}) = \nabla\left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\nabla k\right) + G_k + G_b - \rho\epsilon - Y_M + S_k$	(13)
Disipación de energía cinética para el modelo k-ε RNG	$\frac{\partial(\rho\epsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho\epsilon\tilde{v}) = \nabla\left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}\right)\nabla\epsilon\right) + C_{1\epsilon}\frac{\epsilon}{k}(G_k + C_{3\epsilon}G_b) - C_{2\epsilon}\rho\frac{\epsilon^2}{k}$ $C_{2\epsilon}^* = C_{2\epsilon} + \frac{C}{1 + \beta\eta^3}$ $\eta = S\frac{k}{\epsilon} \quad \therefore S = (2S_{ij}S_{ij})^{\frac{1}{2}}$ $S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i}\right)$ $C_{3\epsilon} = \tanh\left \frac{v_g}{v_{g\perp}}\right $ $G_b = -g_i\frac{\mu_t}{\rho Pr_t}\nabla T$ $G_k = \mu_t S^2$	(14)
Radiación (con OD-model)	$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (\alpha + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = n^2\alpha\frac{\sigma}{\pi}T^4 + \frac{\sigma}{4\pi}\int_0^{4\pi} I(\vec{r}', \vec{s}')\varphi(\vec{s} \cdot \vec{s}')d\Omega'$	(15)
Especies y EDC	$\frac{\partial(\rho Y_k)}{\partial t} + \nabla(\rho\tilde{v}Y_k) = \nabla\vec{J}_k + \dot{\omega}_k$ $\vec{J}_k = -\left(\rho D_{k,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t}\right)\nabla Y_k - D_{t,k}\frac{\nabla T}{T}$ $\dot{\omega}_k = \frac{\rho\xi^{*2}}{\tau^*(1 - \xi^{*3})}(Y_k - Y_k^*)$ $\tau^* = C_\tau\left(\frac{\nu}{\epsilon}\right)^{\frac{1}{2}}$ $\xi^* = C_\xi\left(\frac{\nu\epsilon}{k^2}\right)^{\frac{1}{4}}$	(16)

* Los términos \bar{p} , \tilde{p} , p' hacen alusión a la media aritmética, la media de Favre y fluctuación de la propiedad, respectivamente; si se desea profundizar en dichas simplificaciones para los modelos RANS, se puede remitir a la siguiente referencia [79].

** Las consideraciones no reportadas se dejaron por defecto en el software, exceptuando las modificaciones de una solución de segundo orden, pseudotransient, enhanced wall treatment y una solución basada en la presión.

Donde:

- ρ : densidad del fluido [kg/m³]
- v : velocidad de flujo [m/s]
- μ : Viscosidad dinámica laminar del fluido [kg/m-s]
- p : Presión [Pa]
- g : Gravedad [m/s²]
- k : Energía cinética [m²/s²]
- μ_t : Viscosidad dinámica turbulenta [kg/m-s]
- ϵ : Tasa de disipación de la energía [m²/s³]
- G_k : Generación de la energía cinética turbulenta por gradientes de velocidad [m²/s³]
- G_b : Generación de la energía cinética turbulenta debido a la flotación [m²/s³]
- Y_M : Contribución a la fluctuación de la turbulencia a la tasa de disipación [m²/s³]
- v_g : Componente de la velocidad paralelo al vector gravitacional [m/s]
- $v_{g\perp}$: Componente de la velocidad perpendicular al vector gravitacional [m/s]
- g_i : Componente del vector gravitacional en la i-ésima dirección [m/s²]
- S_k : Término fuente
- C_μ : 0.09
- σ_k : 1
- σ_ϵ : 1.3
- $C_{\epsilon 1}$: 1.44
- $C_{\epsilon 2}$: 1.92
- β : 0.012
- S_{ij} : Esfuerzo medio en las componentes i, j [1/s]
- I : Intensidad de radiación [W]
- \vec{r} : Posición del rayo incidente [m]
- \vec{s} : Dirección del rayo incidente [°]
- α : Coeficiente de absorción [-]
- σ_s : Coeficiente de dispersión [-]
- σ : Constante de Stefan-Boltzmann [W/m² K]
- n : Índice de refracción del medio [-]
- \vec{s}' : Dirección del haz de radiación dispersado [°]
- $\vec{\Omega}'$: Ángulo sólido del haz de radiación [sr]
- φ : Función de fase
- Y_k : Fracción másica de la especie k en la mezcla
- $\dot{\omega}_k$: Término de generación o destrucción de la especie k
- \vec{J}_k : Término de difusión másica para flujo turbulento
- Sc_t : Número de Schmidt turbulento
- $D_{k,m}$: Coeficiente de difusión másica para la especie k
- $D_{t,k}$: Coeficiente de difusión térmica por efecto Soret
- C_τ : 0.4082
- ν : Viscosidad cinemática
- C_ξ : Constante de fracción de volumen (2.1377)
- τ^* : Escala de tiempo

3.1.2 ANÁLISIS NUMÉRICO DE LA REGENERACIÓN DE CALOR

GEOMETRÍA

El horno de crisol consta de 16 regeneradores tipo Honeycomb, los cuales se acomodan 8 en la entrada y 8 en la salida de acuerdo con cada ciclaje. En cada entrada se acomodan 4 arreglos de regeneradores en paralelo que constan de dos regeneradores en serie por conducto. La Figura 9 presentan la distribución descrita de los circuitos de regeneración en el horno de crisol.

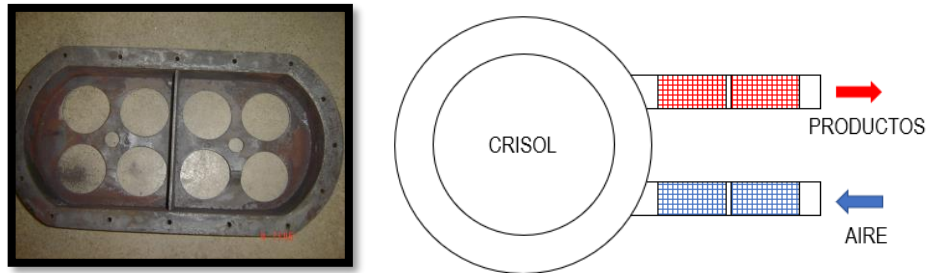


Figura 9. Distribución en paralelo de los circuitos de regeneración en el horno de crisol (izquierda) Esquema del arreglo en serie de los regeneradores de calor tipo Honeycomb en el horno de crisol (derecha)

De manera que para simplificar la geometría solo se considera un conducto en la simulación, y el flujo que circula por este corresponde a un cuarto del valor total. La Figura 10 presenta las dimensiones de la geometría del regenerador de calor considerado para la simulación, donde se asume un continuo en los regeneradores en serie, es decir, el espacio entre ambos Honeycomb es despreciable. Cabe añadir que, las unidades se encuentran en mm, y se añadieron 30 mm de tubería en cada extremo las cuales se definen como zonas de entrada y salida del fluido de trabajo, esto se realiza para evitar errores de cómputo.

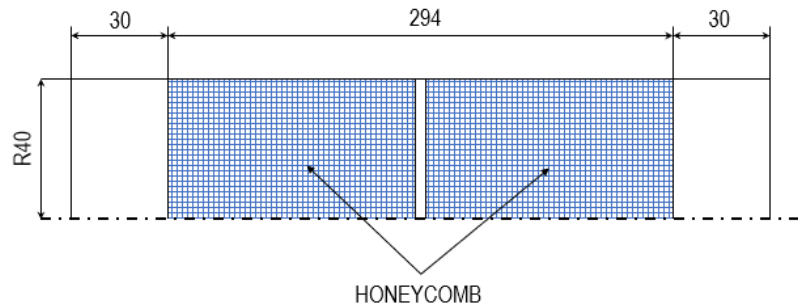


Figura 10. Geometría simplificada del regenerador para simular

MALLADO

De manera análoga al horno de crisol, bajo el software ICEM se realiza el mallado de la superficie 2D axisimétrica del regenerador de calor, de tal manera que se obtuvo una malla de 66283 elementos con un "Skewness" de 1 y "Orthogonal Quality" de 1; los cuales se acogen, como se mencionó anteriormente, a los criterios más altos de calidad y confiabilidad para la malla. Por otra parte, el Aspect Ratio obtuvo un valor de 73.1, esto se explica por los elementos elongados cercanos a las paredes, los cuales son necesarios para el desarrollo de la capa límite del flujo; por lo tanto, este criterio comúnmente es omitido para este tipo de estudios fluidodinámicos [76]. La Figura 11 presenta la malla obtenida para la simulación.

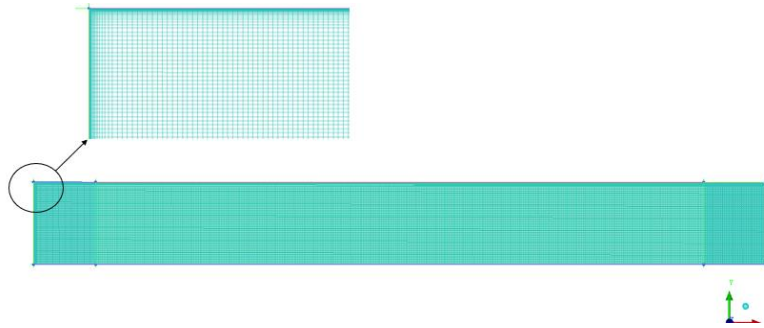


Figura 11. Malla del regenerador de calor

CONDICIONES INICIALES, PROPIEDADES DEL GAS Y ANÁLISIS TRANSITORIO

Respecto a las condiciones de frontera, dado que se tiene una simulación transitoria, existen dos casos de estudio bajo el cambio de frontera: cuando los productos de combustión se eyectan del horno y calientan los regeneradores; cuando el aire se reinyecta para precalentarse antes de entrar al horno. Por lo tanto, cuando se eyectan los gases de combustión la condición de entrada tiene la composición de los gases de combustión a la temperatura resultante de la simulación del horno de crisol, y del mismo modo, la salida se considera como “pressure outlet” a -15 mbar; el borde de la tubería se considera como una pared con un coeficiente convectivo de $15 \text{ W/m}^2\text{-K}$, y su lado paralelo el eje de axisimetría. Además de lo anterior, la superficie se divide en dos zonas: la zona central porosa continua y sus espacios adyacentes con la composición de los productos de combustión. Cuando el flujo de entrada pasa a ser el aire de combustión, las fronteras de entrada y salida intercambian su condición con la composición del aire y lo mismo el coeficiente de transferencia de calor del regenerador con el gas. La Figura 12 presenta el esquema de las condiciones de frontera utilizadas en la simulación.

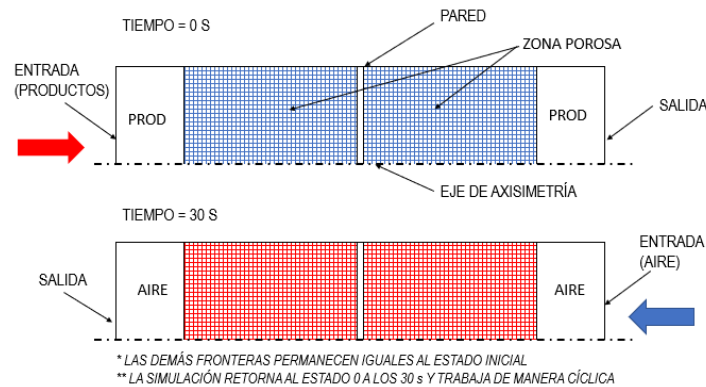


Figura 12. Esquema de las condiciones de frontera de la simulación del regenerador de calor

Como se mencionó anteriormente, las propiedades de la zona porosa se ven afectadas por el cambio en la composición y cantidad del gas que circula por el conducto, por lo tanto, a la hora de modelar el problema se requiere incorporar las propiedades lo caracterizan. Entre estas propiedades se requiere el factor de resistencia viscosa ($1/\alpha$) e inercial (C_2), dichos valores se determinan empíricamente a través de una serie de correlaciones que se desglosan a partir de una curva de velocidad de flujo en función de la caída de presión que genera el regenerador de calor, para el presente caso, dada la similitud geométrica, se tomaron los datos reportados por C. Echeverri en su trabajo de investigación [85]. Estos datos corresponden a 9250.6 m^{-1} para el factor de resistencia inercial y $1.82 \times 10^7 \text{ m}^{-2}$ para el factor de resistencia viscosa, dichos valores se ingresan a través de la opción de zona porosa en la dirección del flujo, para las direcciones transversales dichos valores se elevan 1000 veces el valor del flujo axial [86].

Ahora bien, para modelar la transferencia de calor del regenerador, es requerido conocer el coeficiente convectivo de transferencia de calor (h) porque este término define qué tanto calor cede la fase sólida y gaseosa de manera convectiva. Dicho coeficiente se calcula por medio de la ecuación (17) propuesta por Sepúlveda et al [87] para materiales tipo Honeycomb.

$$h = \left(3.61 + \frac{0.0668 \left(\frac{D_h}{L} \right) Re \cdot Pr}{1 + 0.04 \left(\left(\frac{D_h}{L} \right) Re \cdot Pr \right)^{\frac{2}{3}}} \right) \cdot \frac{k_g}{D_h} \quad (17)$$

$$Pr = \frac{\mu_g C_p}{k_g} \quad (18)$$

$$Re = \frac{D_h \left(\frac{\dot{m}_g}{A} \right)}{\mu_g} \quad (19)$$

Donde:

D_h : Diámetro hidráulico de los canales del Honeycomb [m]

L : Longitud del medio poroso [m]

Re : Número de Reynolds

Pr : Número de Prandtl

k_g : Conductividad térmica del gas [W/m-K]

μ_g : Viscosidad del gas [kg/m-s]

\dot{m}_g : Flujo másico del gas [kg/s]

C_p : Calor específico del gas [kJ/kg]

A : Área que ocupa el regenerador [m²]

El cálculo de las anteriores propiedades térmicas se lleva a cabo a través de la teoría cinética para mezclas gaseosas reportada en “*Combustion Physical and Chemical Fundamentals*” [88], partiendo de las expresiones (20) y (21):

$$\mu_i = 2.6693 \times 10^{-8} \frac{\sqrt{MT}}{\sigma^2 \Omega^{2,2*}} \quad (20)$$

$$k_i = 8.323 \times 10^{-4} \frac{\sqrt{T/M}}{\sigma^2 \Omega^{2,2*}} \quad (21)$$

Siendo:

μ_i : Viscosidad de la especie i de la mezcla a estudiar [kg/m-s]

k_i : Conductividad térmica de la especie i de la mezcla a estudiar [W/m-K]

M : Peso molecular de la especie [g/mol]

T : Temperatura de la especie [K]

σ : Diámetro de la partícula de la especie [nm]

$\Omega^{2,2*}$: Integral de colisión 2x2

La integral de colisión 2x2 para ambas propiedades se define a partir la ecuación (22):

$$\Omega^{2,2*} = \frac{1.16145}{T^{*0.14874}} + \frac{0.52487}{\exp(0.77320 * T^*)} + \frac{2.16178}{\exp(2.43787 * T^*)} \quad (22)$$

T^* corresponde a la temperatura reducida, la cual es la relación entre la temperatura absoluta en la que se encuentra la especie y el potencial intermolecular ϵ/k ; esta se expresa de acuerdo con la ecuación (23).

$$T^* = \frac{T}{\epsilon/k} \quad (23)$$

Finalmente, para determinar la viscosidad y conductividad de la mezcla gaseosa (μ_g y k_g) se utilizan las expresiones (24) y (25) respectivamente.

$$\mu_g = \frac{1}{2} \left(\sum x_i \mu_i + \left(\sum \frac{x_i}{\mu_i} \right)^{-1} \right) \quad (24)$$

$$k_g = \frac{1}{2} \left(\sum x_i k_i + \left(\sum \frac{x_i}{k_i} \right)^{-1} \right) \quad (25)$$

La Tabla 5 y la Tabla 6, presentan los datos considerados para el cálculo de la conductividad y la viscosidad de los productos de combustión para los diferentes casos de estudio y las propiedades físicas y geométricas del regenerador tipo Honeycomb respectivamente

Tabla 5. Datos considerados para el cálculo de la viscosidad y conductividad térmica de los productos de combustión. Estos valores se extrajeron de [88]

Especie	ϵ/k (K)	σ (nm)	T^*	$\Omega_{2,2}$	M_i (kg/kmol)	k_i (W/m-K)	μ_i (kg/m-s)
CO2	195.2	0.3941	6.66	0.88	44	0.0331	4.67E-05
H2O	809.1	0.2641	1.61	1.28	18	0.0795	4.59E-05
N2	71.4	0.3798	18.21	0.76	28	0.0520	4.67E-05
O2	106.7	0.3467	12.18	0.80	32	0.0551	5.65E-05

Tabla 6. Propiedades térmicas y físicas del regenerador tipo honeycomb [87]

Propiedad	Valor	Unidad
Material	Cordierita	-
Densidad	2000	kg/m ³
Calor específico	850	J/kg-K
Conductividad térmica	1.4	W/m ² -K
Forma	Cilindro circular	-
Densidad de área interfacial	1856	1/m
*Diámetro exterior	80	mm
*Longitud	148	mm
*Poros por pulgada	19	PPI
*Canales	Cuadrados	-
*Largo de lado	1	Mm
*Factor de resistencia inercial	9250.6	1/m
*Factor de resistencia viscosa	1.82x10 ⁷	1/m ²

* Información obtenida experimentalmente

Finalmente, con los anteriores valores se hace uso de las expresiones (17), (18) y (19) para hallar el coeficiente convectivo. La Tabla 7 presenta una síntesis de las propiedades obtenidas bajo la anterior metodología para hallar el coeficiente convectivo utilizado en la simulación.

Tabla 7. Propiedades de los gases considerados en la simulación del regenerador

Propiedad/Característica	Productos de la combustión				Unidad
	C1	C2	C3	Aire	
L	294				mm
D _h	1				mm
Densidad	0.2981	0.2976	0.2966	0.8683	kg/m ³
Viscosidad	4.744E-05	4.755E-05	4.760E-05	2.0520E-05	kg/m s
Calor específico	1.231	1.225	1.225	1.007	kJ/kg-K
Conductividad	0.0533	0.0534	0.0536	0.0288	W/m K
Prandtl	1.0959	1.0910	1.0876	0.7178	
\dot{m}_g	0.00974	0.00970	0.00966	0.01412	kg/s
Área de flujo	0.00503				m ²
Flux másico	1.937	1.929	1.923	2.810	kg/s-m ²
Reynolds	40.83	40.57	40.39	136.94	
Coef. Convectivo	192.91	193.37	194.13	104.60	W/m ² -K

*El caso C1 corresponde a 100 vol.-% gas natural, C2 a 80 - 20 vol.-% gas natural e hidrógeno, C3 a 60 - 40 vol.-% gas natural e hidrógeno. Los flujos de los productos se obtuvieron para la potencia máxima obtenida experimentalmente en cada caso de estudio, y se disminuyeron con la finalidad de compensar las pérdidas de flujo por los sellos.

** Las propiedades del aire se calculan a una temperatura de entrada de 70°C (343 K), y las propiedades de los productos a 1050°C (1323 K). Estos valores se obtuvieron experimentalmente.

Para llevar a cabo la simulación se realiza un documento tipo “scm” o “scheme” en el cual se añaden las condiciones de borde a partir de un condicional que depende del paso de temporal de la simulación, es decir una vez la simulación alcance un valor de tiempo, se ejecuta un comando con las nuevas fronteras a partir de la solución anterior. Dichos documentos se encuentran en el anexo 1, 2 y 3 del presente trabajo de investigación para los diferentes casos de estudio. La Tabla 8 y la Tabla 9 presentan los datos considerados en las condiciones de borde durante la eyección en el regenerador y durante la adición de aire de combustión, respectivamente.

Tabla 8. Condiciones de frontera consideradas en la simulación de los regeneradores durante la eyección de los productos de combustión

Estado 1 (0 s)					
Tipo de frontera	Parámetro	C1	C2	C3	Unidad
Entrada de productos	Flujo másico	0.00974	0.00970	0.00966	kg/s
	Composición	5.71 CO ₂	4.87 CO ₂	4.17 CO ₂	%
		10.49 H ₂ O	10.01 H ₂ O	10.08 H ₂ O	
		74.77 N ₂	74.98 N ₂	74.95 N ₂	
	9.02 O ₂	10.14 O ₂	10.78 O ₂		
Salida de productos	Presión de salida	-15	-15	-15	mbar
Paredes	Coficiente convectivo con el exterior	15	15	15	W/m ² -K
	No deslizamiento	-	-	-	-
Zona porosa (condiciones de celda)	Modelo térmico en no equilibrio	-	-	-	-
	Coficiente convectivo	192.91	193.37	194.13	W/m ² -K

** Los demás valores se dejaron por defecto en el software.

Tabla 9. Condiciones de frontera consideradas en la simulación de los regeneradores durante la adición del aire de combustión

Estado 2 (30 s)					
Tipo de frontera	Parámetro	C1	C2	C3	Unidad
Entrada de aire	Flujo másico	0.01412	0.01412	0.01412	kg/s
	Temperatura	343	343	343	K
Salida de aire	Presión de salida	-15	-15	-15	mbar
Paredes	Coefficiente convectivo con el exterior	15	15	15	W/m2
	No deslizamiento	-	-	-	-
Zona porosa (condiciones de celda)	Modelo térmico en no equilibrio	-	-	-	-
	Coefficiente convectivo	104.60	104.60	104.60	W/m ² -K

MODELOS NUMÉRICOS CONSIDERADOS

De manera similar a los modelos numéricos considerados para el horno de crisol, se realiza un análisis de la fenomenología a estudiar en los regeneradores de calor. Con base en ello, se seleccionaron los modelos adecuados que se acogen al caso de estudio, los cuales no difieren significativamente de los escogidos para el caso del horno de crisol, de ello se destaca lo siguiente:

- Para modelar la turbulencia de tal manera que capte el perfil de flujo se suele utilizar el modelo k- ω -SST, recomendado para el análisis fluidodinámica en el desarrollo de la capa límite [76], aunque dado el alto tiempo de cómputo que demanda la simulación transitoria por el ciclaje y su formación de turbulencia justo al momento de ciclar que genera errores de convergencia, se opta por tomar un modelo de k- ϵ std que simplifica dichos cambios abruptos de flujo.
- La ecuación de radiación se desprecia debido a la baja emisividad que posee el medio poroso, además los modelos que brindan solución a la ecuación radiante consideran un sistema en equilibrio (ver Tabla 4), lo cual difiere con la consideración de no equilibrio requerida en la zona porosa.
- Se considera la ecuación de especies, aunque se descarta la consideración de flujo reactivo.

El modelamiento de las ecuaciones de conservación en medios porosos introduce los conceptos de porosidad (γ), definida como la relación entre el volumen ocupado por el fluido y el volumen total; y la velocidad física (\vec{v}), que caracteriza el cambio lineal del flujo durante el interior de la región porosa. Por lo tanto, estos términos de velocidad física y porosidad se reemplazan en las ecuaciones de transporte para medios porosos, los cuales se presentan en la Tabla 10. Cabe anexar que, cuando los gradientes de flujo no son significativamente altos, se hace uso del concepto de velocidad superficial (\vec{v}_s), la cual considera que la velocidad dentro de la región porosa es igual a la velocidad a las zonas adyacentes no porosas, en ese sentido dichos términos se pueden relacionar a partir de la expresión (26).

$$\vec{v}_s = \gamma \vec{v} \quad (26)$$

Tabla 10. Ecuaciones de transporte que rigen el caso de estudio para el regenerador de calor [89]–[91]

Nombre	Ecuación	#
Continuidad	$\gamma \frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \nabla(\rho_f \gamma \vec{v}) = 0$	(27)
Momento (sin considerar las ecuaciones de k-ε)	$\rho_f \gamma \frac{\partial(\vec{v})}{\partial t} + \nabla(\rho_f \gamma \vec{v} \cdot \vec{v}) = -\gamma \nabla P + \gamma \mu \nabla^2(\vec{v}) - (\nabla P)_p$ $(\nabla P)_p = \left(\frac{\mu}{K_1} + \frac{\rho_f}{K_2} \vec{v}_s \right) \vec{v}_s$	(28)
Energía de la fase gaseosa	$\rho_f \gamma C_{p,f} \frac{\partial(T_f)}{\partial t} + \rho_f \gamma C_{p,f} \vec{v} \nabla T_f = \gamma \nabla \cdot (k_f \cdot \nabla T_f) + h_v(T_s - T_f) - \gamma \sum_{k=1}^N \dot{\omega}_k M_k h_k$	(29)
Energía de la fase sólida	$(1 - \gamma) \rho_s C_{p,s} \frac{\partial(T_s)}{\partial t} = (1 - \gamma) \nabla \cdot (k_s \cdot \nabla T_s) + h_v(T_s - T_f)$	(30)
Especies	$\gamma \rho_f \frac{\partial(Y_k)}{\partial t} + \gamma \rho_f (\vec{v} \cdot \nabla Y_k) = \gamma \rho_f \nabla \cdot (D_{km} \cdot \nabla Y_k) + \gamma \dot{\omega}_k M_k$	(31)

* Los subíndices “f” y “s” hacen referencia a la fase gaseosa y la fase sólida respectivamente. El subíndice “k” se refiere a la especie k-ésima.

** Las consideraciones no reportadas se dejaron por defecto en el software. Por fines prácticos no se desarrolló el algebra de Favre, más aún esta se puede encontrar en el documento de Lemos-[92].

De las expresiones reportadas en la Tabla 10, ρ corresponde a la densidad, \vec{v} el vector velocidad, μ la viscosidad dinámica, $(\nabla P)_p$ la caída de presión en el medio poroso dependiente de las fuerzas viscosas e inerciales, K_1 y K_2 coeficientes de permeabilidad y pérdidas inerciales, C_p calor específico a presión constante, T temperatura, k conductividad térmica, h_v coeficiente volumétrico convectivo de transferencia de calor, $\dot{\omega}$ la tasa de progreso molar, M peso molecular y h_k entalpía de la especie k. Cabe destacar que estas ecuaciones corresponden a un medio poroso, inerte, sin efectos catalíticos, con flujo monofásico y una interfaz fluido-sólido impermeable.

3.1.3 ANÁLISIS DE CONVERGENCIA DE LOS CASOS DE ESTUDIO

La convergencia de la solución numérica de las ecuaciones consideradas en los casos de estudio, se establece de la siguiente manera:

- Para el sistema horno de crisol, se toman los residuales presentados en el documento desarrollado por Cadavid et al [75], donde la ecuación de momento y energía alcanzan un orden de 10^{-2} y la ecuación de energía y radiación, órdenes de 10^{-5} . Adicionalmente, el segundo criterio de convergencia corresponde al balance de masa y energía, los cuales no deben exceder una diferencia del 5%.
- Para el sistema de regeneración de calor el residual de la ecuación de continuidad, energía y especies debe ser inferior 10^{-5} por cada paso temporal evaluado.

3.2 METODOLOGÍA EXPERIMENTAL

La fase experimental del proyecto de investigación se subdivide en dos experimentos: el primero consta del análisis morfológico de llamas no premezcladas de mezclas de gas natural e hidrógeno desde bajo diferentes temperaturas de aire de combustión buscando simular la regeneración de calor, lo anterior debido a que el horno de crisol no posee accesos visuales; el segundo experimento se basa en la caracterización operacional del horno de crisol al añadir hidrógeno con gas natural, evaluando la operabilidad del horno y su sistema de regeneradores de calor.

3.2.2 MEDICIÓN MORFOLÓGICA DE LA LLAMA

DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

Con la finalidad de estudiar la morfología de llama se realiza un experimento con un quemador de llama no premezclada con aire precalentado que emule la regeneración de calor y así captar el perfil de llama para mezclas gas natural e hidrógeno. El sistema consta de un arreglo tipo coflujo por donde circula el aire de combustión en la tubería externa que posee una resistencia eléctrica encargada de precalentar dicho aire, el cual se controla con la medición de temperatura justo antes de la descarga a través de un termopar. En la tubería interna fluye el combustible, y se mantiene enfriado por medio de un serpentín donde recircula agua a temperatura ambiente para evitar precalentamiento de este por medio del aire que lo recubre. La zona de descarga se encuentra revestida con un tubo de cuarzo que permite la visibilidad de la llama, y a su vez aislarla de corrientes parásitas que puedan generarse en el recinto donde se realizan los experimentos. Finalmente, el sistema de captación de imagen consta de una cámara Canon Rebel EOS T5 que permite ajustar los parámetros de luminosidad y apertura de foco para capturar la morfología de llama. La Figura 13 presenta el esquema simplificado del montaje utilizado para el estudio morfológico de la llama no premezclada con aire precalentado para mezclas de gas natural e hidrógeno, además, la Figura 14 presenta las dimensiones en detalle del quemador.

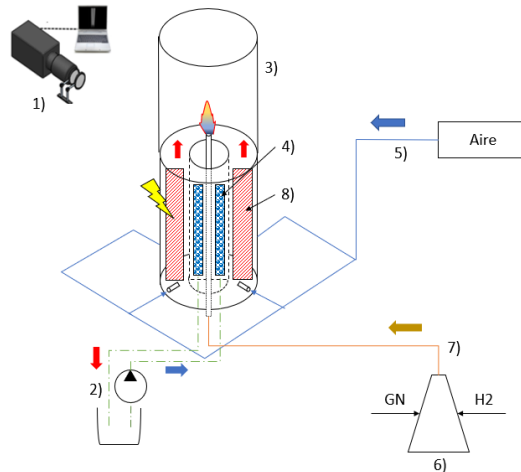


Figura 13. Esquema del montaje precalentamiento de llama no premezclada con precalentamiento. 1) Sistema de adquisición de imagen, 2) Bomba de refrigeración del combustible, 3) Tubo de cuarzo, 4) Serpentín, 5) Línea de aire, 6) Mezclador, 7) Línea de combustible, 8) Resistencia eléctrica, 9) Sistema de control de temperatura con termopar

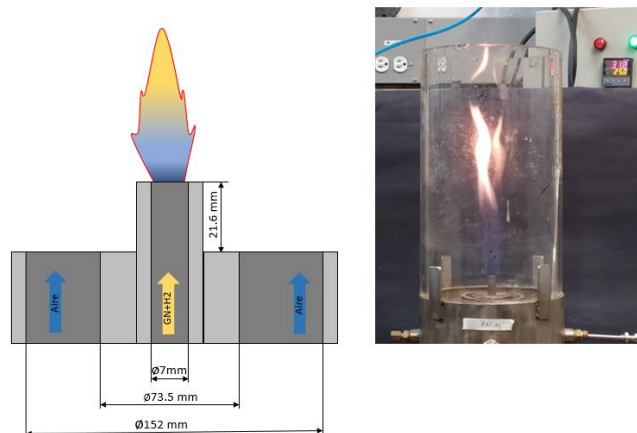


Figura 14. Esquema, dimensiones generales y fotografía del quemador tipo coflujo

EXPERIMENTACIÓN DE LLAMA NO PREMEZCLADA CON AIRE PRECALENTADO

Para denotar la influencia del hidrógeno junto al precalentamiento del aire de combustión al mezclarlo con gas natural, se realizan una serie de experimentos cuyas condiciones de operación cruzan ambas variables para una potencia fija de 0.8 kW, cuyo valor se escogió para manejar alturas de llama relativamente bajas que eviten contacto con las corrientes del medio, es decir, que no sobresalgan del tubo de cuarzo para que así se pueda captar su morfología de manera completa. Se evalúan proporciones de 0 a 100 vol.-% del H₂ en el gas natural con incrementos del 25 vol.-% bajo temperaturas de comburente desde 25°C hasta 400°C cada 100°C. La Tabla 11 presenta los caudales utilizados en el experimento de morfología de llama no premezclada.

Tabla 11. Caudales estándar utilizados para los experimentos de morfología de llama con aire precalentado para mezclas de gas natural e hidrógeno

Gas natural (vol.-%)	Hidrógeno (vol.-%)	Caudal de gas natural (slpm)	Caudal de hidrógeno (slpm)	Caudal total (slpm)
100%	0%	1.38	0.00	1.38
75%	25%	1.26	0.42	1.68
50%	50%	1.08	1.08	2.15
25%	75%	0.75	2.24	2.98
0%	100%	0.00	4.86	4.86

* La potencia se calculó con base al poder calorífico superior para la composición del gas natural presentado en la Tabla 2.

** El flujo de aire envolvente en el sistema se realizó con el máximo obtenidos por los medidores de flujo, es decir 60 slpm. Además, la presión de suministro de los combustibles es significativamente baja dada la potencia de operación, por lo que no se alcanza a registrar con una manómetro convencional y por tal motivo no se reporta.

Respecto al suministro de gas natural enriquecido con hidrógeno presentado en la Tabla 11, la alimentación se controla a partir de un arreglo de dos controladores de flujo másico AALBORG modelo GFC17, los cuales se derivan a un mezclador con una misma presión de suministro que se fija a 2 bar a través de un conjunto de reguladores de gas marca Praxair, finalmente la mezcla sale al quemador por el tubo interno del coflujo. El gas natural se obtiene de la red de Sebastopol que alimenta las instalaciones de la universidad, y el hidrógeno se suministra a través de una pipeta comercial cuya capacidad es de 5.5 m³_{std} a 2200 PSI. En cuanto a la alimentación del aire del coflujo, se tiene un tercer controlador de flujo de la misma referencia AALBORG y el suministro se basa en un compresor. La Tabla 12 presentan las capacidades de los controladores de flujo implementados.

Tabla 12. Capacidades de los controladores de flujo GFC17

Gas	Capacidad máxima de flujo (slpm)
Aire	60±0.1
Gas natural	5±0.01
Hidrógeno	5±0.01

Cabe resaltar que, dadas las potencias de operación para los presentes experimentos los flujos de reactivos se encuentran en régimen laminar, la Tabla 13 presenta el número de Reynolds para los flujos de aire y combustible para cada condición mencionada.

Tabla 13. Número de Reynolds para las mediciones morfológicas de llama

Combustible			Aire	
Gas natural (vol.-%)	Hidrógeno (vol.-%)	Reynolds (-)	Temperatura (°C)	Reynolds (-)
100%	0%	301.4	25	374.3
75%	25%	299.3	100	317.3
50%	50%	288.0	200	268.4
25%	75%	250.7	300	235.8
0%	100%	140.3	400	212.2

* Las propiedades del combustible se toman a temperatura de 25°C.

METODOLOGÍA PARA PROCESAMIENTO DE IMÁGENES

La toma de imágenes se realiza por medio de una cámara EOS REBEL T5, la cual se ajusta de tal manera que superponga un conjunto de llamas durante un tiempo de captura, y así adquirir un perfil promedio que mitigue las fluctuaciones de la llama. Los valores de configuración de la cámara son 200 de sensibilidad ISO, 3"2 de velocidad de obturación y F32 de apertura de diafragma para las mezclas de gas natural e hidrógeno; para las llamas de hidrógeno puro, que presentan poca visibilidad, se utiliza un ISO de 800 que resalta el perfil de la llama; dichos valores se obtuvieron experimentalmente previo a la toma de fotografías.

Posterior a la adquisición de imágenes, se realiza un filtro de bits que buscan resaltar el contorno superpuesto de las llamas promedio consideradas en las diferentes mezclas a diferentes temperaturas, las cuales serán más o menos intensas tanto en altura como en ancho porque se utilizan las mismas condiciones fotográficas. Para realizar el filtrado del perfil de llama se utiliza el software Python, en el cual la fotografía promedio inicialmente se transforma a una matriz que se traduce en escala de grises, y posterior a ello se fija un valor máximo de gris permitido que delimita el contorno promedio, el cual para el presente caso corresponde a 215 que se halló de manera experimental. Continuamente, se extrae el número de bits verticales (filas) que abarcan la llama para determinar su altura a partir de la relación de mm/bit de la imagen, y, de manera análoga, se utiliza el número de bits horizontales (columnas) que abarcan la llama para extraer su ancho. La Figura 15 presenta la metodología descrita para determinar el perfil de llama para mezclas de gas natural e hidrógeno.

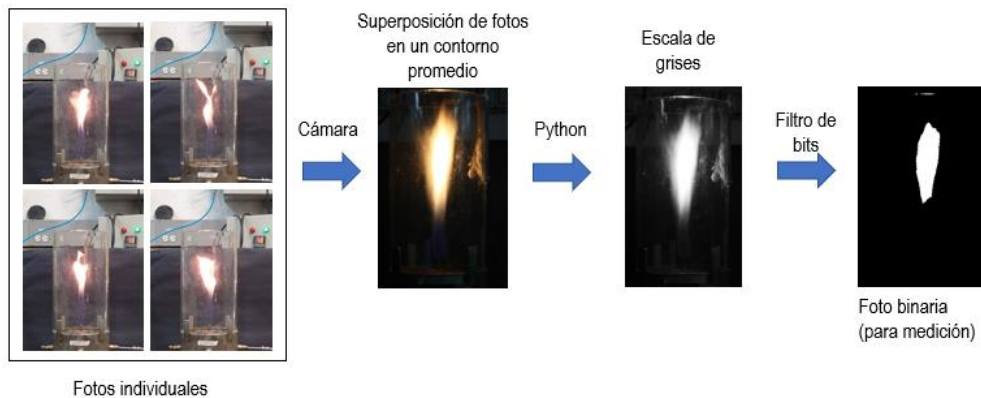


Figura 15. Procesamiento de imagen para llamas de gas natural e hidrógeno, filtro de bits de 215

Para llamas no premezcladas con hidrógeno puro, si bien se incrementa el ISO para resaltar el perfil desde la cámara, no se puede aplicar la misma metodología expuesta para llamas con gas natural ya que el contorno brinda error a la hora de extraer el perfil. Primeramente, la imagen promedio se debe someter a un modelo HSV (Matiz, Saturación, Brillo o "Hue, Saturation, Brightness" por sus siglas en inglés) el cual resalta los colores del perfil de la llama de hidrógeno, y posteriormente, se convierte a escala de grises para proceder con la misma

metodología previamente descrita, solamente cambiando el filtro de grises que obtiene un valor de mínimo de 55. La Figura 16 presenta la metodología descrita para determinar el perfil de llama para mezclas de gas natural e hidrógeno

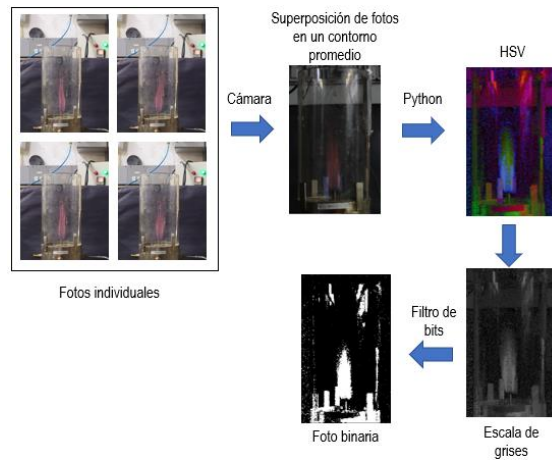


Figura 16. Procesamiento de imagen para llamas de hidrógeno puro, filtro de bits de 55

Los anexos 4 y 5 presentan el código desarrollado en Python para la medición morfológica de la llama, además, el valor de la escala de mm/bit se extrajo a través del software ImageJ, en el cual se realiza una línea de bits cuantificables sobre una distancia conocida, como lo es el diámetro y longitud de la descarga de combustible para determinar la escala tanto en x como en y. La experimentación consta de 10 fotografías superpuestas en 2 réplicas, lo que significa que son 20 fotografías en total por caso de estudio, las cuales son procesadas manualmente y se reporta el valor de la altura promedio del conjunto de casos.

3.2.3 OPERACIÓN DEL HORNO DE CRISOL

DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

La fase experimental se lleva a cabo haciendo uso del horno de crisol autorregenerativo del grupo de investigación GASURE que se muestra en la Figura 17, cabe añadir que este posee una patente de registro concedida por la Superintendencia de Industria y Comercio de Colombia n-09009848 [3]. Este horno se encuentra diseñado para operar con gas natural y posee un diámetro de 1 m con una altura de 1.2 m, un espesor de pared mínimo de 80 mm y máximo de 190 mm, además de ello, opera a una potencia nominal de 90 kW (con base al poder calorífico inferior), y sus regeneradores alcanzan a recuperar 30 kW; alcanzando así una capacidad de fusión teórica de 160 kg/h de aluminio. Cabe anexar que una vez el horno funde la carga y esta supera la temperatura de fusión, la potencia de operación se modifica a 50 kW aportados por el combustible, dicho estado se conoce como bajo fuego.



Figura 17. Horno de crisol de GASURE

El horno de crisol autorregenerativo se conforma por cuatro sistemas que se presentan en la Figura 18 y se describen a continuación:

- Módulo de auxiliares: componentes de control que actúan sobre las corrientes de aire de combustión, eyección, productos de combustión y aire de refrigeración.
- Módulo de gas: elementos necesarios para controlar la operación alternada de los quemadores, y la modulación de potencia la cambiar a bajo fuego. Involucra el control de cinco válvulas solenoides y dos reguladores de presión (SR9 y TR9)
- Cuerpo de horno y quemador: se conforma por la estructura y carcasas del horno, los quemadores autorregenerativos y el sistema hidráulico encargado de bascular el horno junto a todos los auxiliares y conexiones requeridas.
- Tablero de control: sistema donde se puede iniciar la operación del horno, cuenta con cuatro botones, cuatro alarmas luminosas y un indicador de temperatura del proceso.

Actualmente la tecnología se encuentra en la sede alterna de los laboratorios de GASURE, es decir, no se encuentra en ciudad universitaria. Esta sede no cuenta con red de gas natural y por lo tanto se debe llenar un reservorio, denominado tráiler de gas, que alimente el equipo para ejecutar los experimentos, lo cual, dada la potencia de operación podría requerir múltiples llenados. Dicho reservorio actualmente posee una capacidad de 90 m³_n y un sistema de calentamiento en la válvula de expansión que evita el congelamiento de la línea dada la caída de presión requerida para la alimentación.

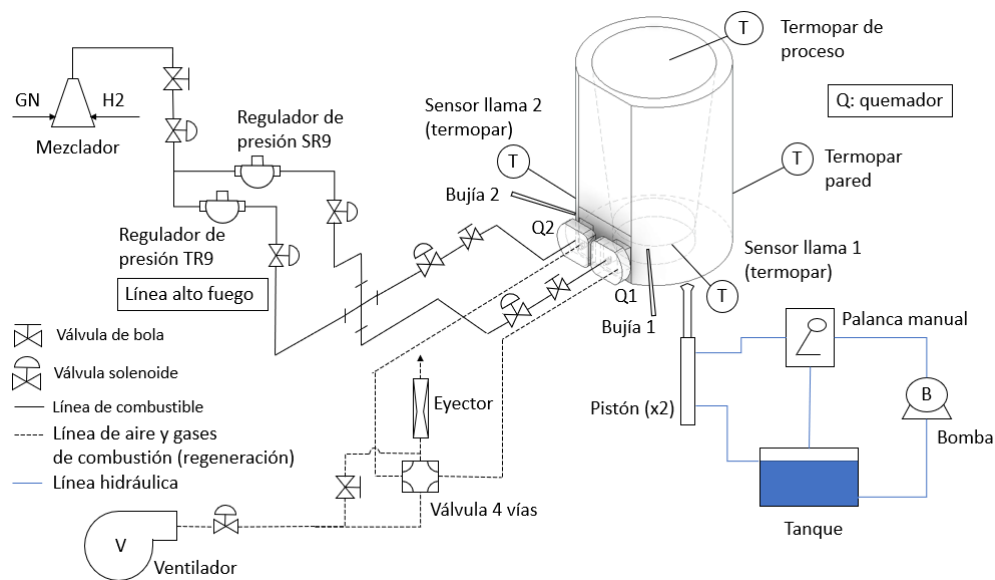


Figura 18. Diagrama de los sistemas que componen el horno de crisol

Para garantizar el mezclado del combustible se realiza un arreglo que regule tanto el caudal de hidrógeno como el de gas natural e iguale la presión de suministro de ambos gases para evitar retroflujo en el circuito, esto se logra a partir de una válvula de aguja y un regulador de presión tanto en la línea de hidrógeno como la de gas natural, además se añade un rotámetro en cada línea para caracterizar cuánto flujo circula, estos consisten en un contrapeso de cierto material que por principio de flotabilidad se eleva a una altura de acuerdo al caudal de combustible que fluye, estos se encuentran calibrados a una presión de operación de 1.2 bar lo que significa que dado que no se puede incrementar la presión manométrica, habrá un decaimiento en la potencia de salida por la relación del índice de Wobbe entre la mezcla y el del gas natural. Posterior a los rotámetros, la línea de alimentación permanece intacta a la inicial del crisol, la Figura 19 presenta el circuito previamente descrito.

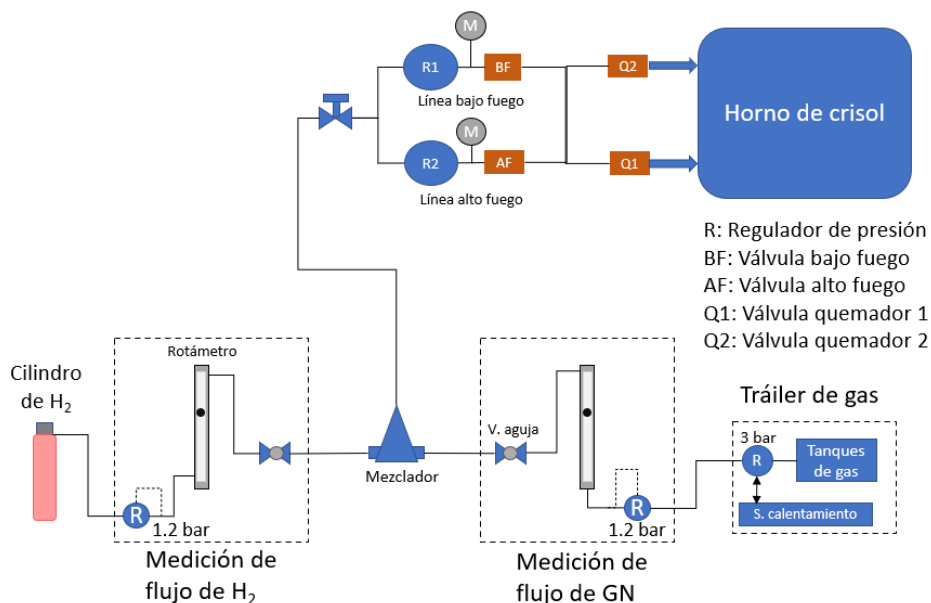


Figura 19. Sistema de alimentación y mezclado del gas natural enriquecido con hidrógeno

EXPERIMENTOS POR TRATAR

Para definir la potencia ideal de operación se establecen los flujos requeridos de cada mezcla con base al poder calorífico inferior, teniendo presente la composición del gas natural presentado en la Tabla 2, además, es de resaltar que la potencia real de operación para las mezclas es variable puesto que el sistema opera con un tren de regulación a presión de suministro constante de 30 mbar, lo que significa una disminución en la potencia conforme se añade hidrógeno por el cambio en el índice de Wobbe al utilizar la misma boquilla de descarga con 4 puertos de diámetro de 1/8 in. En la operación del crisol se evalúan proporciones de 0, 20 y 40 vol.-% de hidrógeno en el gas natural, además, el horno opera con una carga de 140 kg de aluminio que se adiciona en una serie de baches de 35 kg para identificar la capacidad de fusión. La Tabla 14 presenta los flujos de hidrógeno y gas natural ideales requeridos para una operación a potencia constante y la Tabla 15, las propiedades energéticas de las mezclas.

Tabla 14. Caudales ideales para la fusión en el horno de crisol

Gas natural (vol.-%)	Hidrógeno (vol.-%)	Caudal de gas natural (slpm - m ³ _{std} /s)	Caudal de hidrógeno (slpm - m ³ _{std} /s)	Caudal total (slpm - m ³ _{std} /s)
100%	0%	142.5 - 0.002425	-	142.5 - 0.002425
80%	20%	133.4 - 0.002223	33.7 - 0.000561	167.1 - 0.002785
60%	40%	120.6 - 0.002010	81.3 - 0.001355	201.9 - 0.003365

Tabla 15. Propiedades energéticas del blending

Gas natural (vol.-%)	Hidrógeno (vol.-%)	PCI (kWh/m ³ _{std})	PCS (kWh/m ³ _{std})	d (-)	W (kWh/m ³ _{std})	V _a (m ³ _{air,std} /m ³ _{fuel,std})	m _a (kg _{air} /kg _{fuel})
100%	0%	10.40	11.52	0.65	14.30	10.42	16.06
80%	20%	8.89	9.89	0.53	13.50	8.81	16.54
60%	40%	7.37	8.26	0.42	12.79	7.20	17.28

* W corresponde al índice de Wobbe, d la gravedad específica, V_a el volumen de aire estequiométrico, m_a la masa de aire estequiométrico, y PCI/PCS el poder calorífico inferior/superior.

Como se mencionó anteriormente, el flujo de aire se suministra de manera constante en los diferentes experimentos y por ende se modifica el dosado para cada prueba, siendo también una variable respuesta. De acuerdo con experimentos de ajuste del horno, este opera con un flujo de aire de combustión de 56.5 g/s (166.3 m³_{std}/h).

3.3 VARIABLES DE MEDICIÓN NUMÉRICAS Y EXPERIMENTALES EN EL HORNO DE CRISOL

A la hora de ejecutar el proyecto de estudio se debe tener presente el conjunto de factores que afectan la medición, destacando tanto las variables de entrada, salida y no controlables. Por tal motivo, la Tabla 16 presenta el conglomerado de variables consideradas en el fenómeno a estudiar tanto numérica como experimentalmente con su instrumento de medición.

Fracción de hidrógeno en el gas natural: se caracteriza a partir de los flujos de los combustibles que se inyectan en el sistema, los cuales se cuantizan a partir de la posición de un banco de rotámetros cuya referencia es ABB D10A11, su presión de operación es 1.2 bar y su capacidad de flujo máxima es de 150±2 slpm.

Composición de los productos de combustión en chimenea: las especies que se miden son el CO₂, CO, O₂ y NO_x, estos gases de combustión se obtendrán con una sonda conectada desde la chimenea a dos analizadores, uno para NO_x y CO y el otro para las demás especies. Las concentraciones de NO_x y CO se registran en ppm con un analizador Bacharach PCA que utiliza el principio de medición electroquímico, cuyo funcionamiento se fundamenta en un electrodo que envía una carga eléctrica proporcional a la concentración del gas. Del mismo modo, se utiliza un analizador MADUR GA-60 para medir las concentraciones porcentuales de CO₂, CO y O₂; la medición de CO₂ y CO consiste en un principio infrarrojo no dispersivo, el cual se basa en un haz infrarrojo que excita las moléculas a cierta longitud de onda, la medición de O₂ se obtiene por medio de un principio paramagnético que equipara el campo magnético de un gas con la de la muestra de un gas patrón, de acuerdo con el desplazamiento resultante, se conoce la proporción de la especie en el gas. Ambos dispositivos cuentan con una unidad de acondicionamiento y las mediciones se reportan en base seca.

Potencia térmica, factor de aireación y flujo de aire de combustión: la potencia térmica se calcula a partir del flujo de combustible máximo obtenido sobre su poder calorífico. A través de la estequiometría teórica y la cantidad de oxígeno en chimenea se determina el factor de aireación y el flujo de aire bajo una operación fija del ventilador. Dicho análisis y cálculo se realiza a través del software Combugas V2.0 desarrollado por el grupo de investigación GASURE.

Temperaturas al interior del horno, chimenea, exteriores y regeneradores: la temperatura al interior se monitorea con un arreglo de tres termopares ubicados en los laterales adyacentes al sitio de inyección. En la chimenea y regeneradores se cuenta con aperturas que permiten la introducción de un termopar para caracterizar la temperatura en los extremos de estas zonas. Para las paredes exteriores se utiliza la cámara termográfica TESTO 885 que define la temperatura media de un área deseada, con base en dicha medición y a través del cálculo propuesto en la Norma ISO 13579-1, se diagnostican las pérdidas por las paredes como se muestra en la ecuación (32)

$$L_p = h(T_1 - T_2)^{\frac{5}{4}} + \sigma \varepsilon [(T_1 + 273)^4 - (T_2 + 273)^4] \quad (32)$$

Donde L_p son las pérdidas por paredes, h el coeficiente de convección natural que, de acuerdo con la norma, para pared superior se recomienda un valor de 3.26 W/m²-K, para pared lateral 2.56 W/m²-K y pared inferior 1.74 W/m²-K; T_1 la temperatura exterior de la pared del horno (°C), T_2 la temperatura del ambiente, ε la emisividad del material, cuyo valor es 0.9 para las paredes del horno, y σ es la constante de Stefan-Boltzmann (5.67x10⁻⁸ W/m² K⁴).

Eficiencia del regenerador: esta variable se encuentra ligada a la temperatura del aire y los productos de la combustión antes y después del regenerador, y el tiempo de ciclaje; se obtiene teóricamente a partir de la energía sensible asociada a los gases de combustión, la transferencia de calor y energía que puede almacenar el regenerador, y la energía que finalmente se aprovecha para precalentar el aire, para identificar el desarrollo matemático se recomienda revisar el ítem 2.1.4.

Capacidad de fusión de aluminio: se determina por medio de la masa de aluminio a fundir y el tiempo que tardó la fusión.

Eficiencia de combustión y eficiencia global: se caracterizan a partir de un diagnóstico energético del proceso térmico, donde se determinan las pérdidas por calor sensible en los productos que dependen del factor de aireación y la temperatura de estos; las pérdidas en exteriores por paredes y accesorios que se cuantizan a partir de la temperatura en estas superficies; las pérdidas por el calor latente de vaporización y las pérdidas por combustión incompleta. Con base en lo anterior se realiza un diagrama Sankey, tomando como energía de entrada el poder calorífico intrínseco del combustible, posteriormente se restan las pérdidas en los humos para obtener el calor disponible, y luego se descuentan las pérdidas por paredes, resultando así la energía útil del sistema. Finalmente, la eficiencia de combustión se calcula con la relación entre el calor disponible y la energía de entrada en el combustible; y, del mismo modo, la eficiencia global se determina a partir de la relación entre la energía útil y la energía de entrada, dichas variables se cuantifican a partir del software Combugas V2.0. y se calculan por medio de la serie de expresiones que parten desde la (33) hasta la (36).

$$\eta_G = \frac{P_u}{P_T} \quad (33)$$

$$\eta_C = 1 - \frac{L_{hh}}{P_T} \quad (34)$$

$$P_T = Q_g * PC_v = \dot{m}_g * PC_m \quad (35)$$

$$P_u = \eta_C P_T - L_p \quad (36)$$

Donde: η_G y η_C corresponden a la eficiencia global y de combustión, respectivamente, L_{hh} a las pérdidas en los productos de combustión, P_u y P_T la potencia útil y la potencia térmica; Q_g el caudal de gas, \dot{m}_g el flujo másico de combustible, PC_v y PC_m los poderes caloríficos volumétrico y másico, que pueden ser tanto superior como inferior.

Condiciones ambientales: el horno cuenta con un termopar que se encarga de registrar la temperatura ambiente presentándolo en su interfaz gráfica, y si bien no registra la humedad, el grupo de investigación cuenta con indicadores para esta variable. Los experimentos son llevados a cabo en Medellín en el laboratorio 2 de GASURE, lo que significa que la presión atmosférica corresponde a 85 kPa.

Composición del gas: la composición se revisa en los registros del boletín electrónico de operaciones de la transportadora de Gas Internacional (TGI) para el día de llenado, en dicho boletín reportan la composición diaria según la línea de abastecimiento. La composición del gas natural corresponde al presentado en la Tabla 2, los demás días de llenado para las pruebas no cambió significativamente al presentado en la tabla. Del mismo modo, el proveedor del cilindro de hidrógeno brinda la pureza de este, teniéndose así su composición. Finalmente, el blending se caracteriza por medio de las posiciones de flujo del banco de rotámetros antes de entrar al mezclador.

Estabilidad del régimen (extinción de la combustión): la programación del horno cuenta con un sistema de seguridad que se encarga de calcular el cambio de temperatura en un intervalo de tiempo, esto significa que si el horno tiende a enfriarse en el tiempo es porque hay problemas en la estabilidad de combustión del horno,

haciendo que este se apague por seguridad luego de tres intentos de ignición. Además de ello, otro indicador son las emisiones como el CO y NOx porque un incremento abrupto en estas emisiones respecto a las condiciones base (estables) brindan una primer impresión de la inestabilidad del régimen.

Las demás variables no descritas se encuentran asociadas por medio del lenguaje Ladder en el PLC que controla el horno, por tal motivo, para evitar problemas de operación se dejarán constantes en aras de que, en algunos de los trabajos ya realizados por el grupo de investigación, estos fueron los valores adecuados que garantizan estabilidad.

Tabla 16. Variables consideradas en el sistema

	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	Flotación	[%]	X	X
	Potencia térmica	-	-	[kW]	X	X
	Factor de aireación	-	-	[-]	X	X
	Flujo de aire de combustión	Medidor Sierra	Térmico	m ³ _{std} /h	X	X
	Tiempo de ciclado de los regeneradores	PLC		[s]	X	X
	Masa de aluminio a fundir	Báscula	Equilibrio de fuerzas	[kg]	X	-
Variables respuesta	Perfil de temperatura al interior del horno en diferentes alturas	Termopar tipo K, indicador CHY806A MULTILOGGER THERMOMETER	Efecto Seebeck	[K]	X	X
	Contorno de temperatura al interior del horno	-	-	[K]	-	X
	Perfil de velocidad al interior del horno	-	-	[m/s]	-	X
	Emisiones de NO _x en chimenea	BACHARACH PCA	Celda electroquímica	[ppm]	X	X
	Emisiones de CO ₂ y CO en chimenea	BACHARACH PCA/MADUR GA-60	Infrarrojo no dispersivo/Celda electroquímica	[ppm - %]	X	X
	Emisiones de O ₂ en chimenea	MADUR GA-60	Celda paramagnética		X	X
	Contorno de emisiones	-	-	[ppm - %]	-	X
	Estabilidad del régimen	PLC-Termopar	Cambio de temperatura	-	X	X
	Zona de reacción	-	-	-	-	X
	Temperatura de los gases de combustión a la entrada y salida del regenerador	Termopar tipo K, indicador CHY806A MULTILOGGER THERMOMETER	Efecto Seebeck	[K]	X	X
	Temperatura superficial del cuerpo del regenerador	-	-	[K]	X	X
	Eficiencia del regenerador	-	-	[%]	X	X
	Temperatura externa de la pared del horno	Cámara termográfica TESTO 885	Termoelectricidad en el infrarrojo	[K]	X	X
	Eficiencia de combustión en el horno	-	-	[%]	X	X
	Eficiencia global en el horno	-	-	[%]	X	X
Consumo específico de aluminio	-	-	[kJ/kg]	X	-	
Variables no controladas	Geometría del horno	Flexómetro	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

Finalmente, la Figura 20 presenta la ubicación de los puntos de medición de las variables previamente expuestas. Además, el valor de la temperatura en la locación T1 se aproxima como la temperatura del aire precalentado antes de la combustión ya que el horno no tiene acceso para caracterizar dicho valor justo a la salida del regenerador. La Figura 21, presenta un esquema detallado de la posición de los puntos de medición de temperatura al interior del horno de crisol.

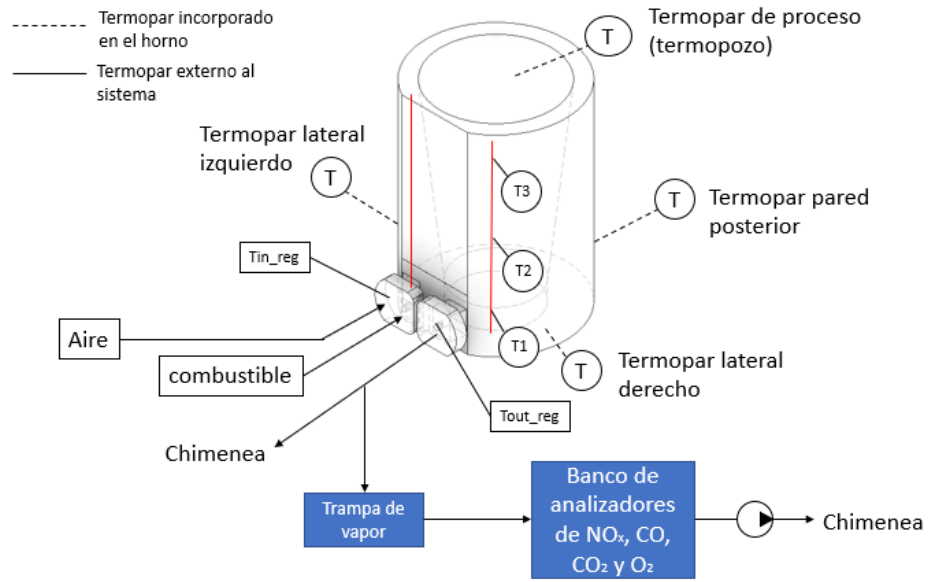


Figura 20. Puntos de medición del horno de crisol y regenerador

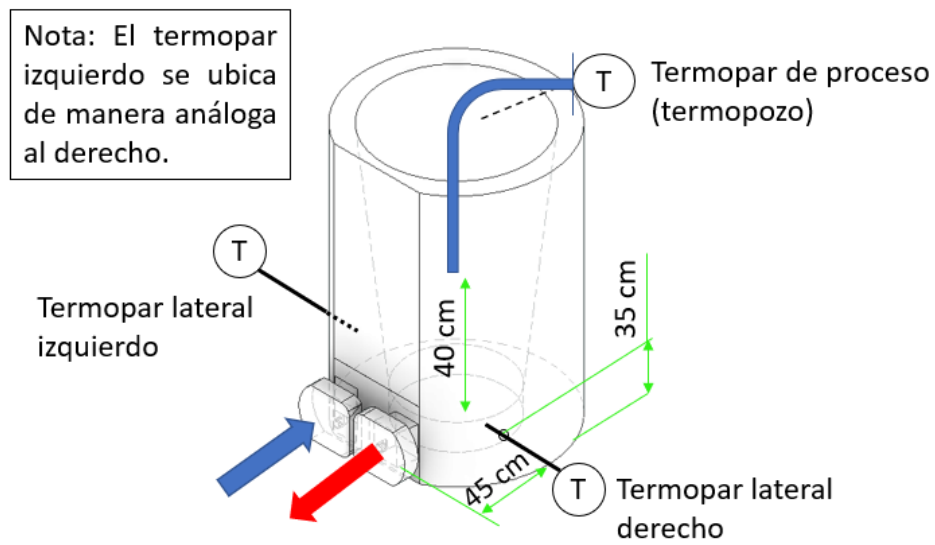


Figura 21. Coordenadas de los puntos de medición de temperatura del horno de crisol

4 RESULTADOS

4.1 RESULTADOS NUMÉRICOS Y EXPERIMENTALES EN EL CRISOL

4.1.2 MORFOLOGÍA EXPERIMENTAL DE LA ZONA DE REACCIÓN CON PRECALENTAMIENTO

La Figura 22 presenta los parámetros de medición morfológicos obtenidos a través del análisis de imagen de las llamas en los casos de estudio, y la Figura 23 muestra el resultado del comportamiento de la longitud de llama en función de la temperatura del comburente para diferentes mezclas de gas natural e hidrógeno. Dichos gráficos presentan un aumento de la altura de llama para bajas mezclas de hidrógeno, lo cual se explica por el incremento del caudal de combustible requerido para suplir la misma potencia dado el bajo poder calorífico volumétrico de H_2 , este caudal de acuerdo con la teoría de Roper es proporcional a la longitud de llama. Del mismo modo, conforme se adiciona mayor proporción de hidrógeno en el gas natural, por encima del 50 vol.-%, se denota un decaimiento abrupto en la altura de llama, explicándose por la influencia que genera el H_2 en las propiedades de la mezcla y se ven afectadas por el coeficiente difusivo, la temperatura de llama y el volumen de aire estequiométrico, los cuales incrementan y son inversos a la longitud de llama de acuerdo con la teoría de Roper. Dicha tendencia es usual en este tipo de mezclas tanto para llamas de premezcla y no premezcla, de hecho, en [21], [93]–[96] reportan que las propiedades de los hidrocarburos se empiezan a afectar significativamente para mezclas con composiciones mayores al 50%.

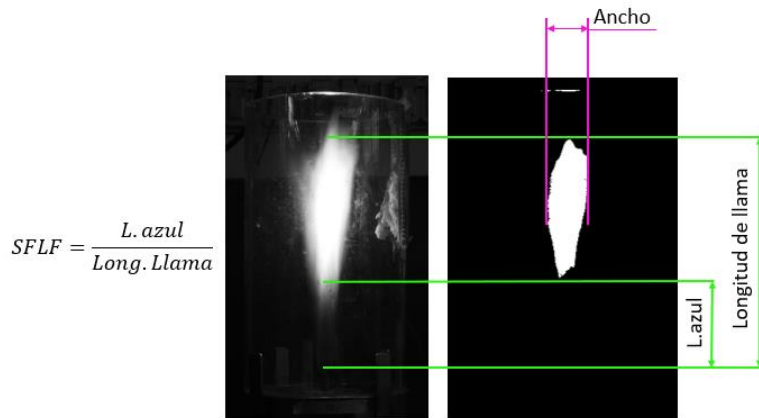


Figura 22. Parámetros de medición en el análisis morfológico de la llama

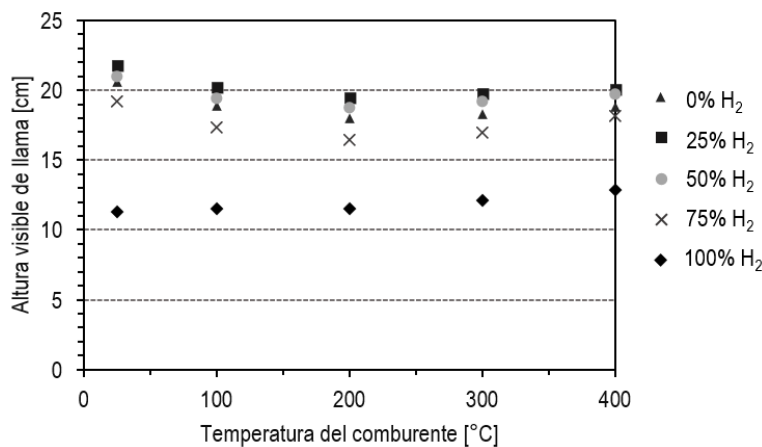


Figura 23. Comportamiento de la longitud de llama con aire precalentado para diferentes mezclas de gas natural e hidrógeno

En trabajos similares realizados para GLP-H₂ con y sin precalentamiento [21], se encontró que el comportamiento de la longitud de llama no cambiaba significativamente al menos hasta un 20 vol.-%, y a partir de ello se denotaba un decrecimiento en la longitud adimensional de llama (relación entre la longitud de la llama y el diámetro del puerto) como se muestra en los presentes resultados, esto, aunque es similar, difiere de los resultados presentados ya que en el estudio actual se denota un incremento en la longitud de llama para bajas proporciones de hasta 25% vol.-H₂ y luego que se aumenta el contenido de hidrógeno hay un decaimiento; la diferencia radica en que en dicho estudio sostienen un número de Re constante, lo que significa una velocidad lineal cuasi-constante para mezclas bajas en H₂, a diferencia del análisis actual donde varía en aras de sostener igual potencia de operación.

Es preciso señalar la dualidad de la longitud de llama, donde inicialmente predomina el caudal de combustible sobre sus propiedades intrínsecas, y posteriormente a mayores proporciones de H₂, el efecto de esta variable se ve reducido por las segundas para una misma temperatura de comburente. Es decir, a bajas proporciones de hidrógeno en la mezcla, la llama se define por el caudal, sin embargo, por encima de 50 vol.-% de hidrógeno en la mezcla, la llama se reduce debido al elevado coeficiente de difusividad de masa, al aumento significativo de la temperatura adiabática de la llama y a la disminución del volumen estequiométrico del aire.

Para proporciones con menos de 75 vol.-% H₂ en la mezcla existe una curvatura parabólica conforme se precalienta el comburente de la reacción. A una proporción fija de hidrógeno en la mezcla, con un volumen de aire de combustión y un caudal volumétrico constantes, la longitud de la llama experimenta una disminución de hasta los 200°C y un incremento leve por encima de esta. Este incremento se explica porque inicialmente hay mayor influencia del coeficiente difusivo, pero luego de alcanzar 200°C predomina la temperatura del medio.

Las mezclas con 100 vol.-% H₂ muestran alturas de llamas más cortas respecto al gas natural, incluso se alcanzan valores hasta 0.54 veces más cortas a igual temperatura. Contrariamente a los resultados presentados para las mezclas de gas natural e hidrógeno, hay un crecimiento lineal conforme se precalienta el aire, lo que indica que el coeficiente difusivo, si bien es mucho más alto que los demás casos de prueba, influye en menor medida respecto a la temperatura del medio para el control de la altura de llama para una llama de hidrógeno.

La Figura 24 muestra el comportamiento del ancho de la llama en función de la proporción de hidrógeno y la temperatura de precalentamiento del comburente, además de las tendencias obtenidas en cada caso de estudio. De dicha imagen se debe destacar que para bajas temperaturas de precalentamiento se obtienen llamas menos anchas, y, del mismo modo, conforme se adiciona hidrógeno en la mezcla, se tornan más delgadas. El cambio en función de la proporción de hidrógeno, se explica por medio del caudal requerido para suplir la misma potencia de operación, es decir, como el hidrógeno requiere mayor caudal, el momento generado por la descarga del combustible es mayor, lo que significa que el combustible se quema durante esta descarga y no se alcanza a difundir de mayor manera con el medio, ocasionando una llama corta y menos ancha; recíprocamente, al precalentar el medio se incrementa el coeficiente difusivo de este con el combustible, lo que ocasiona que se difunda de mayor manera a la hora de quemarse y generando llamas más anchas.

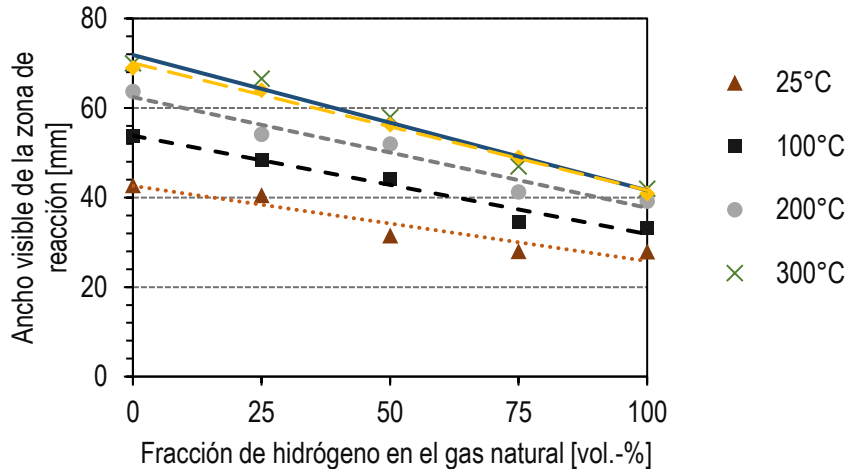


Figura 24. Ancho de la zona de reacción en función de la proporción de hidrógeno y la temperatura de precalentamiento

También se puede observar que a medida que se precalienta el comburente, la pendiente del gráfico para cada caso de estudio tiende a pronunciarse al menos hasta 200°C, a partir de este punto los resultados presentan cambios cruzados, significando que el incremento del coeficiente difusivo para estas temperaturas tiene una tasa de cambio mucho menor y, por ende, la pendiente se va a pronunciar de menor manera. La literatura presenta resultados similares como los de [16], [17], [97] donde, en general, reportan que las llamas son más cortas y anchas, con el precalentamiento y con la adición de hidrógeno en la mezcla al sostener un caudal fijo.

Otro parámetro morfológico de estudio de las llamas, es la libre longitud libre de hollín (o SFLF – soot free length fraction) que es la relación entre la longitud azul y la longitud total de la llama, por lo tanto, la Figura 25 presenta el comportamiento de dicha variable en función de la proporción de hidrógeno y la temperatura del aire de combustión. De allí se debe resaltar que conforme se adiciona hidrógeno, la longitud libre de hollín incrementa, lo cual tiene sentido por dos razones, una de ellas radica por las altas temperaturas de llama que involucran la combustión del H_2 que mitiga la producción de carbono desligado [16], y la otra es la disminución total o parcial en la contribución del carbono que involucra la combustión con hidrógeno. Contrariamente, al precalentar el comburente se presenta una disminución en la longitud libre de hollín, siendo un comportamiento similar al estado del arte [21], [98]; pese a que en la literatura es abundante el estudio de la formación de hollín, poco se encuentra respecto a la influencia del precalentamiento del aire en esta para rangos bajos de temperatura (300 a 800 K) [99], de hecho en esta última referencia, su autor sugiere que es requerido un análisis transitorio detallado de la formación de hollín para este tipo de arreglos. Ahora bien, estudios más contemporáneos como los de Sheng Qi [100] plantean que la generación de hollín en función de la temperatura, para un caso de estudio similar al actual, se forma por una reducción del tiempo de inducción de la llama, lo que presupone que el aire precalentado tendrá un periodo variado de reacción y no haya una generación homogénea de productos de la combustión, sino un conjunto de especies disociadas como el carbono, que a su vez sirven de puntos de nucleación y crecimiento del hollín; además el precalentamiento toma lugar en este fenómeno dado que brinda más energía a estas especies para su asociación.

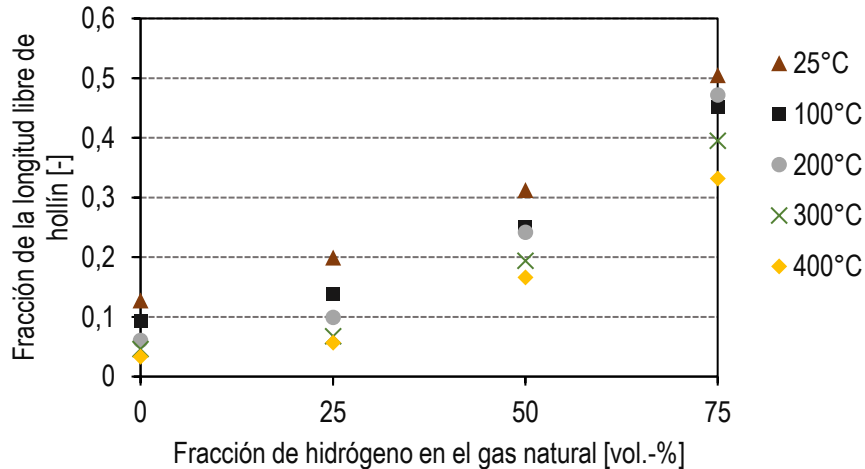


Figura 25. Fracción de la longitud libre de hollín en función de la proporción de hidrógeno con aire precalentado

Finalmente, con los resultados previamente presentados, se realiza un análisis de escalamiento multidimensional por medio del software Orange, el cual es un software libre de minería de datos y programación visual (ver [101]). Dicho análisis correlaciona los resultados a partir de una matriz de distancias en conjunto con las propiedades de la mezcla, estos se representan en un espacio bidimensional y son agrupados de acuerdo con su similitud y se separan en áreas coloreadas delimitadas [102], como se muestra en la Figura 26. Los resultados indican que agregar hasta un 50 vol.-% de hidrógeno al gas natural no afecta significativamente las características visuales (longitud visual de llama, ancho visible de llama y SFLF). Para las mezclas de combustible que contienen 75 % de H₂ y 100 % de H₂ puro, sus características visuales son significativamente diferentes al caso base de 100 % de GN, lo que explica que las regiones de color amarillo claro y amarillo ocre ocupen ubicaciones diferentes a aquellas mezclas de GN hasta 50 % de H₂, esto indica que hay nula o baja entre estas mezclas.

Este resultado puede compararse con los obtenidos por Maya et al [103], donde presentaron un estudio teórico y numérico de las propiedades de combustión de llamas premezcladas para gas natural enriquecido con hidrógeno en función del dosado para las condiciones atmosféricas de la ciudad de Medellín, Colombia. Reportaron una base de datos de diferentes propiedades como poder calorífico, índice de Wobbe, temperatura de llama adiabática, velocidad de deflagración laminar, espesor del frente de llama, diámetro crítico de extinción y energía mínima de ignición, y en general, concluyeron que la adición de hidrógeno hasta en un 45 vol.-% no afecta significativamente las propiedades con respecto al gas natural puro; lo que también se refleja en los resultados actuales en términos de morfología de la llama según el análisis de escalamiento multidimensional.

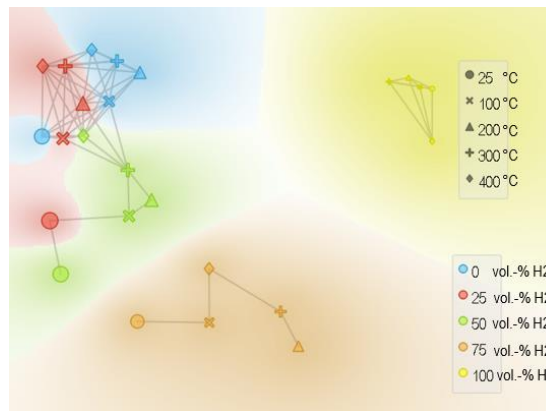


Figura 26. Escalamiento multidimensional de los casos de estudio

Con base en lo anterior y dada la literatura referenciada, se espera que los resultados experimentales en el horno de crisol no posean alta variación respecto al caso base de gas natural, debido a las relativamente bajas proporciones de hidrógeno evaluadas en el gas natural, las cuales, como se ha demostrado estadísticamente, comparten características similares, más aún se establece la disminución de aporte de carbono en el combustible, lo que contribuye a la descarbonización, lo cual es un pilar fundamental del trabajo de investigación.

4.1.3 PERFIL DE TEMPERATURA Y TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL HORNO DE CRISOL

ANÁLISIS TRANSITORIO

La Figura 27 presenta la curva de calentamiento del termopozo del crisol en un intervalo de 50 minutos partiendo desde 125°C bajo los diferentes casos de estudio al añadir hidrógeno, allí se puede denotar que conforme se adiciona hidrógeno, el target de temperatura es más prolongado en el tiempo. Este fenómeno se explica porque el cambio de combustible involucra un cambio en el índice de Wobbe, viéndose afectada la potencia de operación debido a que la presión de descarga se debe mantener constante por las condiciones que debe trabajar el banco de rotámetros. Del mismo modo, se puede detallar un efecto multivariado entre el incremento en la temperatura de llama, la disminución de la potencia y el incremento en el factor de aireación que exhiben una diferencia una desviación de 100°C entre el caso de gas natural y gas natural enriquecido con 40 vol.-% H₂ en un mismo intervalo de tiempo. Debido a lo anterior, La Tabla 17 y la Tabla 18 presentan las potencias máximas obtenidas a presión de descarga constante de 30 mbar, la potencia teórica con relación al índice de Wobbe y los flujos obtenidos experimentalmente junto a su aporte térmico en el calentamiento.

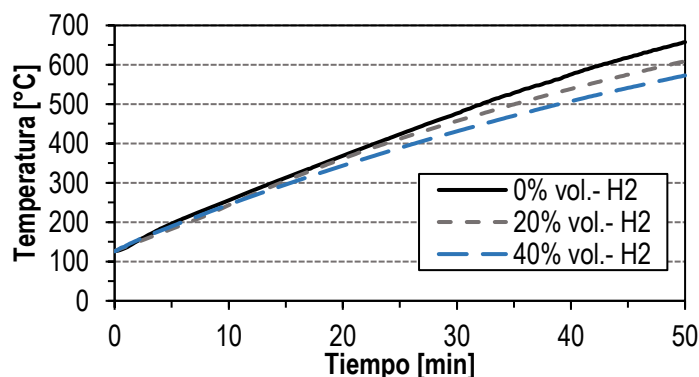


Figura 27. Perfil de calentamiento del termopozo del crisol en función de la proporción de hidrógeno bajo una misma presión de descarga de 30 mbar

Tabla 17. Potencias máximas obtenidas a presión de descarga constante de 30 mbar.

Combustible	Potencia máx. experimental (kW)	Índice de Wobbe (kWh/m ³ _{std})	Potencia máx. teórica (kW)
0 vol.-% H ₂	89	14.30	89
20 vol.-% H ₂	82	13.55	84.3
40 vol.-% H ₂	77.5	12.80	79.7

Tabla 18. Flujos obtenidos a presión de descarga constante y su aporte térmico al calentamiento.

Combustible	Flujo exp. GN (slpm)	Potencia suministrada por el GN (kW)	Flujo exp. H ₂ (slpm)	Potencia suministrada por el H ₂ (kW)
0 vol.-% H ₂	142.5±2	89.0	-	-
20 vol.-% H ₂	122.0±2	76.2	33±2	5.6
40 vol.-% H ₂	102.0±2	63.7	81±2	13.7

Para brindar comparación del perfil de calentamiento a igual potencia de operación y determinar la influencia de los productos en la tasa de calentamiento, se disminuye la potencia del gas natural por medio de la válvula de aguja del sistema conservando la misma presión de suministro de 30 mbar. La Figura 28 y la Figura 29 presentan las curvas de calentamiento a potencia constante, donde se debe destacar que, para las proporciones evaluadas no hay un cambio significativo en el perfil de calentamiento a flujo de aire constante. Dichos resultados van acorde al análisis de escalamiento multidimensional presentado en la Figura 26, donde, para la mezcla con 40 vol.-% H₂ no hay cambios significativos en las propiedades del gas, aunque se afecta la formación de agentes contaminantes que se tratarán en ítems posteriores. También, se debe tener en cuenta que, dado que se trabaja con un flujo de aire constante, habrá mayor exceso de este en los casos con hidrógeno por su menor requerimiento de aire de combustión, lo que significa que hay un efecto compensatorio entre el exceso de aire de combustión que enfría el horno y una variación en la temperatura de llama que lo calienta.

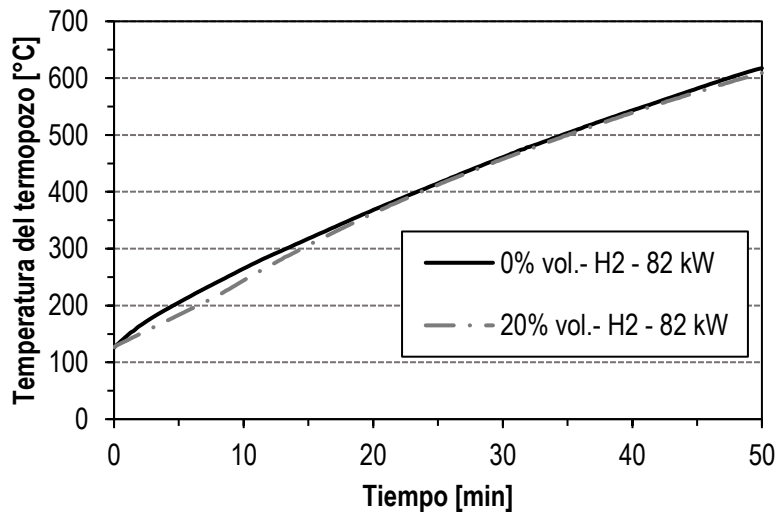


Figura 28. Perfil de calentamiento del termopozo a igual potencia (82 kW) para 20 - 80 vol.-% H₂-GN, y 100 vol.-% GN.

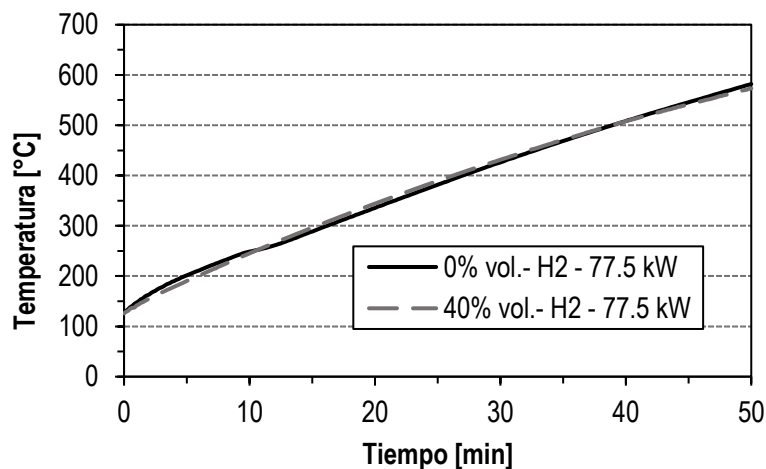


Figura 29. Perfil de calentamiento del termopozo a igual potencia (77.5 kW) para 40 - 60 vol.-% H₂-GN, y 100 vol.-% GN.

Posteriormente, al añadir la carga se realizó la toma del tiempo que tarda en fundir cuatro lotes continuos y acumulados de 35 kg cada uno, obteniéndose los datos de capacidad de fusión por bache, los cuales se presentan en la Figura 30 y la Figura 31. Donde se destaca que el caso con gas natural posee mayor capacidad

de fusión, explicándose por la mayor potencia de operación, del mismo modo, se debe resaltar el comportamiento asintótico que se alcanza durante el tercer bache para todos los casos de estudio, donde los tiempos de fusión son significativamente más cortos y se equipara la capacidad del horno con menores potencias, lo cual se presenta como una oportunidad de mejora operacional. En otras palabras, dado que no existe un cambio significativo en la capacidad de fusión a carga nominal, se puede plantear la adición del hidrógeno como una estrategia de descarbonización y ahorro energético durante estos estados en función de las especies generadas sin afectar la capacidad operacional del horno significativamente.

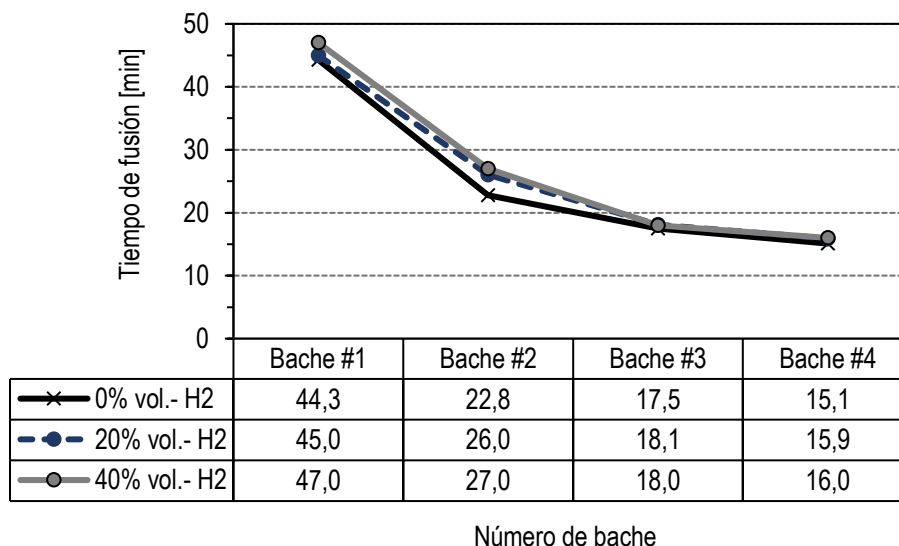


Figura 30. Tiempo de fusión por bache en función de la proporción de H₂

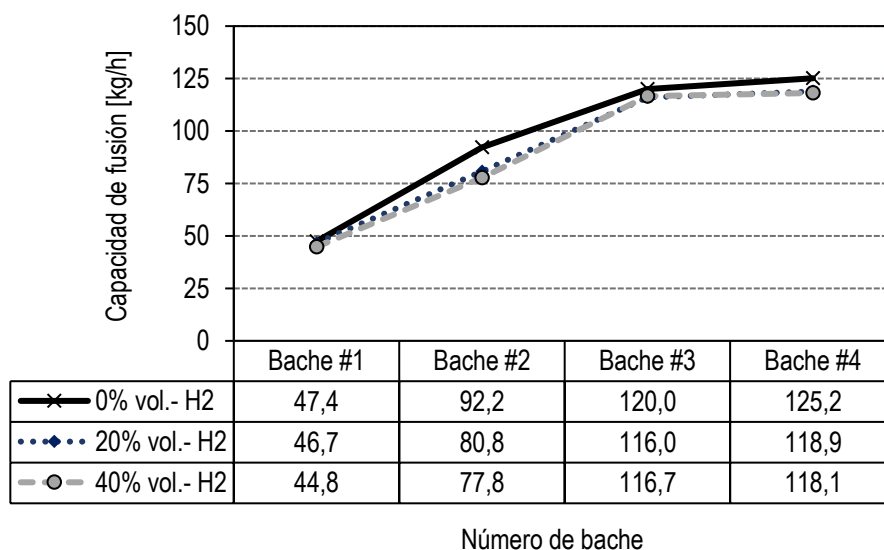


Figura 31. Capacidad de fusión por bache en función de la proporción de H₂

ANÁLISIS ESTACIONARIO

4.1.4 PERFIL DE TEMPERATURA Y TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL HORNO DE CRISOL

Una vez añadido el material en el horno, este procede a suplir la energía sensible de la carga, posteriormente el calor latente de fusión y finalmente un sobrecalentamiento de energía sensible para evitar solidificación al verter el material. En vista de ello, los resultados presentados en el presente ítem corresponden a la etapa de calentamiento durante el cambio de fase, es decir el calor latente, debido a que en esta condición el crisol entra en un estado pseudo estable. Por lo tanto, la Figura 32 presenta el gráfico de los resultados obtenidos en la simulación en la eyección antes de entrar al regenerador y la Figura 33 presenta los valores máximos y mínimos de las temperaturas obtenidas en los puertos laterales del horno durante el ciclo de llama y eyección respectivamente; en dichas figuras se puede detallar lo siguiente: Los casos mostrados en las gráficas corresponden a potencias de 90, 82 y 77.5 kW para una proporción de 0, 20 y 40 vol.-% H₂, respectivamente.

- Las temperaturas obtenidas de manera numérica en los diferentes casos de estudio se aproximan a los resultados obtenidos experimentalmente, lo cual, se explica por la ubicación del termopar y el área de salida de referencia que se extrae de la simulación para la caracterización de la temperatura, presentando desviaciones de hasta 50°C respecto a los datos experimentales. Del mismo modo, se puede inferir que las consideraciones y modelos captan la fenomenología de los casos de estudio en cuanto a energía.
- La zona lateral izquierda en modo llama alcanza temperaturas más altas respecto a la derecha en el mismo estado, indicando que el quemador derecho se encuentra levemente desgastado respecto a su contraparte. También, se puede denotar que las llamas de hidrógeno alcanzan mayores temperaturas respecto a las obtenidas con gas natural, lo cual va acorde con lo presentado en la literatura, donde en general comentan que enriquecer el combustible con hidrógeno ocasiona una variación en la temperatura de llama [103], [104]; aunque en este caso se habla de una variación máxima del 5.9% bajo un flujo de aire constante que contribuye a minimizar tal incremento de temperatura.
- Cuando el quemador derecho opera en eyección no hay un cambio significativo en la temperatura de los productos, lo que insinúa que el aire en exceso se ha mezclado con los productos cubriendo el crisol con una transferencia de calor adecuada, presentando una temperatura con mínima variación por esta salida. Contrariamente, el quemador izquierdo en eyección presenta temperaturas levemente superiores y variadas respecto al derecho, lo que sugiere el desgaste de las boquillas del quemador derecho en modo llama que posiblemente afectan la fluidodinámica en la descarga y no permite que haya un perfil de flujo que envuelva el horno y por lo tanto salgan productos más calientes.
- El termopozo se sostiene a la temperatura de fusión del aluminio, mostrando que el horno se encuentra en el estado pseudo-estable supliendo la energía latente de la carga.

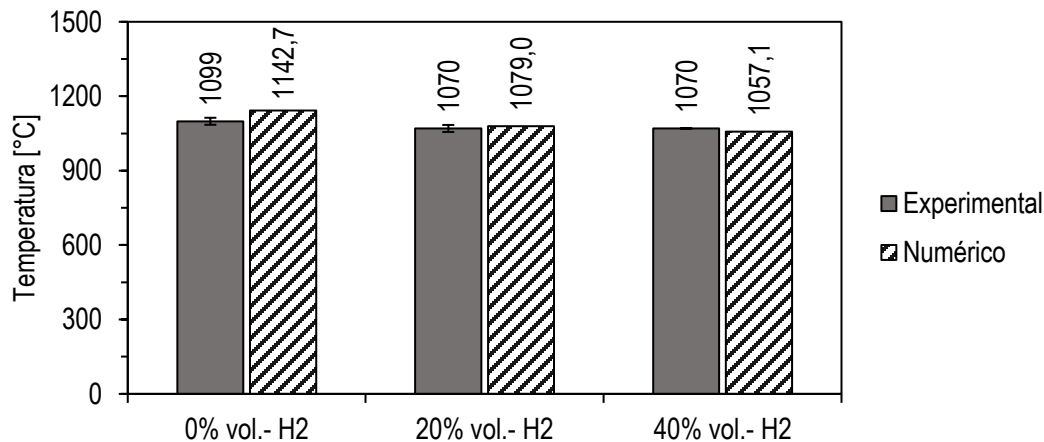


Figura 32. Temperatura de gases en la eyección izquierda antes de entrar al regenerador

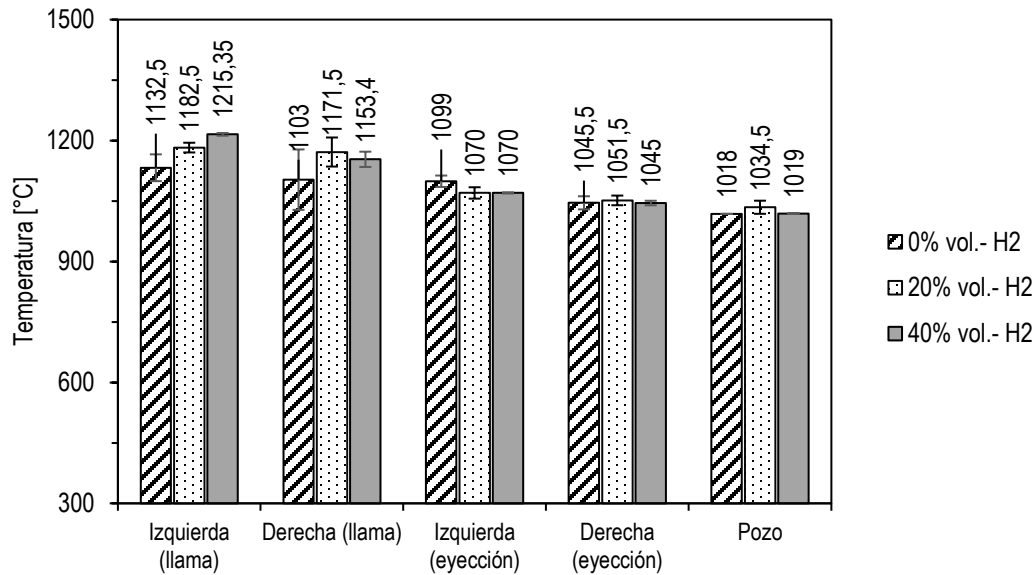


Figura 33. Mediciones experimentales de temperatura en los laterales el crisol y termopozo

Del mismo modo, la Figura 34 presenta las mediciones experimentales de temperatura del aire de combustión antes de entrar al regenerador, los productos al salir de este y la temperatura de la mezcla del aire de eyección y gases de combustión eyectados medidos en la chimenea, donde se puede denotar la influencia de la regeneración de calor, dado que los productos se encontraban alrededor de 1000°C en la eyección y salen a 74°C, para posteriormente ser evacuados a 70°C en chimenea mezclándose con la tubería de aire de eyección. En general dicho gráfico expresa que la operación del regenerador no se ve afectada con los productos de la combustión de hasta 40% vol.- H₂.

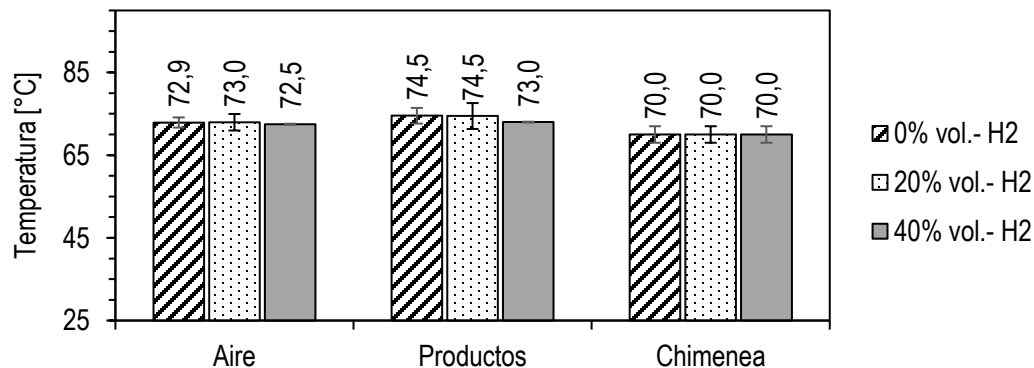


Figura 34. Mediciones experimentales de temperatura en aire antes de entrar al regenerador, productos después de salir del regenerador y en la chimenea de eyección.

Ahora bien, por medio del análisis termográfico se extraen las temperaturas obtenidas a lo largo de la superficie exterior del crisol, y con base en ello la Figura 35 un esquema de los resultados obtenidos en las áreas más significativas. Con dichas temperaturas y su área, se hace uso de la expresión (32) que denota las pérdidas por paredes para los casos de estudio, las cuales se expresan en la Figura 36, donde es de resaltar que conforme se añade hidrógeno, hay una disminución en las pérdidas en las paredes, lo cual se atribuye a la disminución de potencia del caso de estudio.

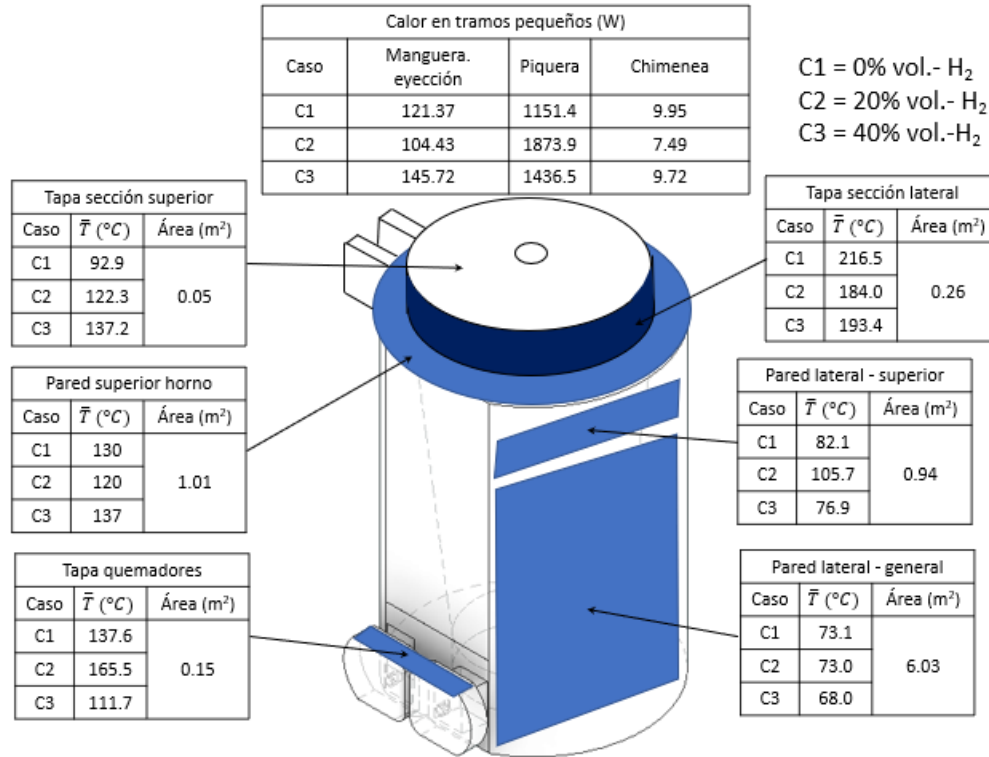


Figura 35. Pérdidas en las paredes de la operación del horno de crisol

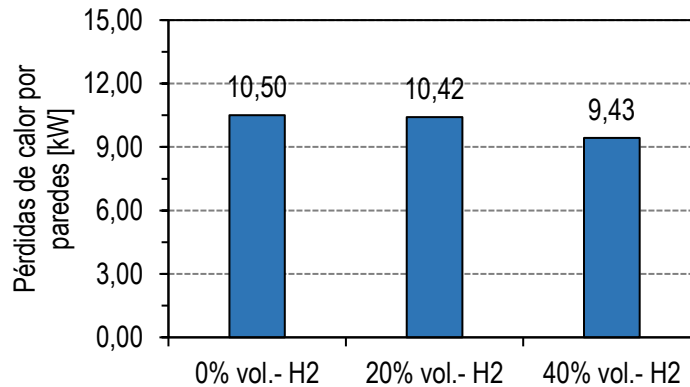


Figura 36. Pérdidas netas por paredes para los casos de estudio

Para analizar el contorno de temperatura al interior del horno de crisol se hace uso de la simulación de este, por lo tanto, la Figura 37 presenta el contorno de temperaturas desde el perfil frontal del horno. A partir de estos contornos se puede detallar que, en la sección superior el horno se encuentra ligeramente a menor temperatura para todos los casos, aunque adquiriendo valores adecuados para la fusión del material. En ese sentido, se detalla un contorno más caliente en la sección inferior cercana a la descarga, lo que indica que el combustible se encuentra reaccionando, además, se presenta un contorno ligeramente más pequeño conforme se adiciona hidrógeno, dada la disminución de potencia que este involucra a presión de descarga constante, además de la alta combustibilidad que disminuye la zona de reacción. Nótese que, si bien se disminuye la potencia de operación debido a la disminución del índice de Wobbe, las temperaturas de llama adquieren valores similares para los casos de estudio por la variación en la temperatura de llama que involucra la adición del hidrógeno.

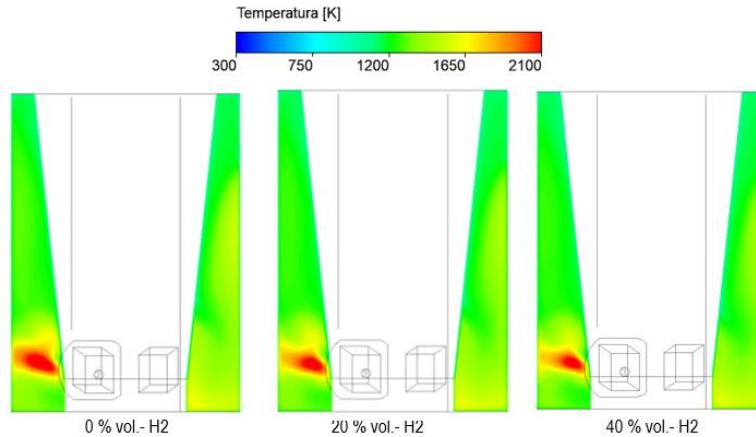


Figura 37. Contorno de temperatura de la simulación en el perfil frontal del horno.

4.1.5 FLUIDODINÁMICA Y ZONA DE REACCIÓN

La fluidodinámica al interior del horno se estudia a partir de los patrones de las líneas de flujo y el desarrollo de estos obtenidos numéricamente, los cuales se muestran en la Figura 38, de allí se denota que de manera que conforme se añade hidrógeno, el horno concentra levemente más su calor en la parte inferior, fenómeno que ubica la zona de reacción en esta sección; además, se distingue que cerca a la descarga no hay diferencia significativa en la temperatura de llama, atribuyéndose al efecto dual del enfriamiento que involucra al mayor exceso de aire y la disminución de potencia que involucran los casos con mezclas, más aún el patrón de flujo se establece a temperaturas aproximadas a la fusión del aluminio, siendo más frío a mayor proporción con hidrógeno, como se obtuvo en los resultados experimentales de temperatura presentados en la Figura 33.

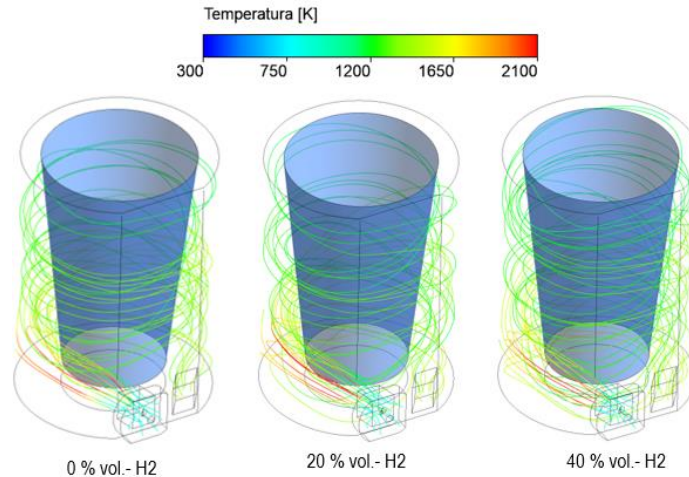


Figura 38. Fluidodinámica de los gases en el horno de crisol.

Adicionalmente, la trayectoria de los productos parte desde la pared exterior del horno donde ascienden hasta alcanzar el techo, ceden calor y posteriormente descienden en contacto por la pared interna hasta la salida. En efecto, este fenómeno se puede atribuir a los parámetros geométricos del quemador que posee aperturas de descarga radiales y axiales con el horno, lo que genera este tipo de trayectorias y dado que se están tratando modelos de simulación RANS no se captan las fluctuaciones en detalle del flujo. En otras palabras, la fluidodinámica de los productos de la combustión al interior del horno, para todos los casos de estudio describen una trayectoria que parte desde la descarga hacia la pared adyacente de forma ascendente generando una especie de torbellino que envuelve el horno, posteriormente, los gases ceden calor e incorporan su trayectoria

circular al centro del horno donde descienden entrando en contacto con la pared del crisol, finalmente, estos se eyectan por la salida en los regeneradores de calor, por lo tanto la transferencia de calor hacia el crisol parte desde la pared exterior del horno que irradia hacia el crisol, la radiación y la convección de los productos de la combustión, además los gases terminan de ceder calor en los regeneradores, obteniendo una temperatura de 75°C aproximadamente en la salida. La Figura 39 presenta el comportamiento fluidodinámico simplificado de los casos de estudio, y el análisis de transferencia de calor en dicho volumen de control.

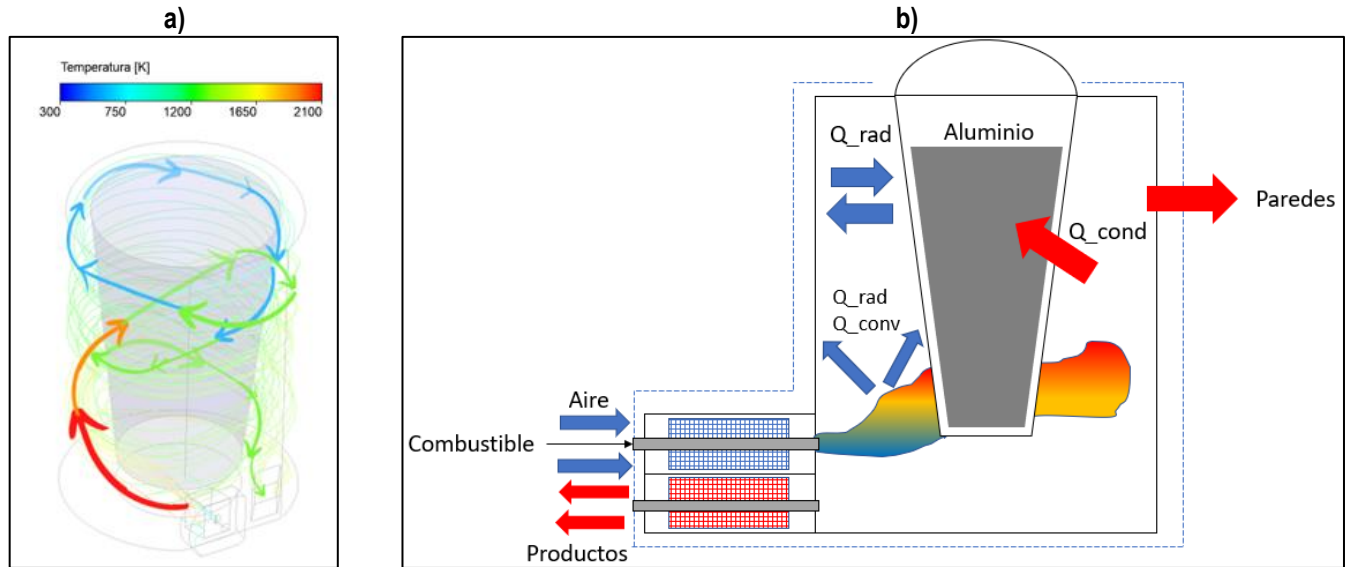


Figura 39. a) Fluidodinámica simplificada al interior del horno de crisol, b) Esquema de la transferencia de energía al interior del horno

* Q_{rad} , Q_{conv} , Q_{cond} hacen referencia a la transferencia de calor por radiación, convección y conducción, respectivamente.

Para identificar la zona de reacción química, se hace uso del parámetro denominado “Relación de mezcla de oxidación – RO ” propuesto por Yang & Blasiak [105], que se expresa según la ecuación (37), donde x_i , representa la fracción molar de la especie i , en una coordenada espacial. El valor $Ro=0$ describe la iso-superficie con combustible puro, y, contrariamente, $Ro=1$ indica el espacio donde hay oxígeno puro. Por lo tanto, la zona de reacción química se define donde la mezcla de gases al interior del horno toma un valor $Ro=0.99$, lo cual se puede entender como la frontera a partir en la que se ha consumido el 99% del combustible.

$$R_o = \frac{x_{O_2}}{x_{O_2} + 2x_{CH_4} + 3.5x_{C_2H_6} + 5x_{C_3H_8} + 0.5x_{CO} + 0.5x_{H_2}} \quad (37)$$

La Figura 40 presenta la iso-superficie que demarca la zona de reacción, a partir de ello se puede identificar que conforme se adiciona hidrógeno, la zona de reacción se acorta levemente hacia el puerto, lo cual se ha venido reportando en la literatura por el hidrógeno [16], [17], [97]; aunque también, como se mencionó anteriormente, es un efecto producido por el decaimiento de la potencia. Respecto al ensanchamiento de la llama, no se alcanza a apreciar un efecto de la adición del hidrógeno, aunque esto también puede verse afectado por la componente rotacional y la magnitud del aire que no posibilita que haya difusión perpendicular a la descarga.

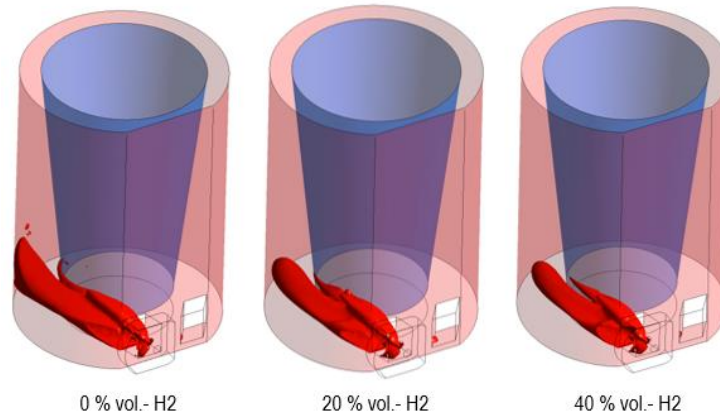


Figura 40. Iso-superficie de la zona de reacción (consumo del 99%)

Otra estrategia para analizar la zona de reacción se fundamenta en el análisis de especies intermedias, como lo son los radicales OH y CH* [38], [106]–[108], de modo que la Figura 41 presenta el contorno isométrico de la especie OH conforme se desarrolla al interior del horno, donde a partir de esta morfología no se encuentra un cambio significativo, más aún se distingue un incremento en la concentración de OH a medida que se adiciona hidrógeno, lo cual concuerda con la teoría dado que se están añadiendo más átomos de H₂ y plantea que dicha concentración acelera las reacciones de tal manera que se acorta la reacción, además se inhibe la formación de Carbono desligado u hollín (como se presentó en la sección 4.1.1), consecuentemente afectándose la formación de agentes contaminantes, los cuales serán tratados en la sección posterior de manera tanto numérica como experimental.

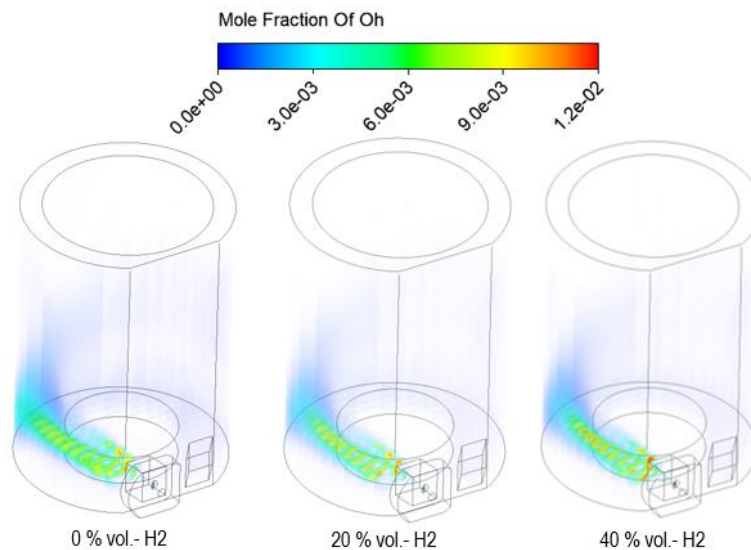


Figura 41. Contorno isométrico de OH

4.1.6 EMISIONES DE AGENTES CONTAMINANTES

Respecto a la análisis de la generación de emisiones tanto numérica como experimental, se presenta la Figura 42 y la Figura 43, las cuales muestran la proporción de especies químicas medidas en la salida de los regeneradores por fracción porcentual y ppm, respectivamente. Los resultados presentan un incremento de O₂ a la salida del regenerador de hasta 1.1% conforme se adiciona hidrógeno en la mezcla, y contrariamente una disminución de CO₂ del 1.2%. Esto se evidencia desde la disminución de la contribución de carbonos del hidrocarburo que fueron reemplazados por el hidrógeno en la mezcla, que efectivamente disminuye el

porcentaje de CO₂ y del mismo modo requiere menos aire para reaccionar, lo que genera un incremento de O₂ en chimenea porque el caudal de aire sostiene un valor fijo. También, se debe destacar que los resultados numéricos de las emisiones porcentuales se acercan a los valores medidos experimentalmente con una diferencia máxima de 0.6%, de tal manera que el mecanismo utilizado capta la fenomenología de las especies porcentuales al interior del horno.

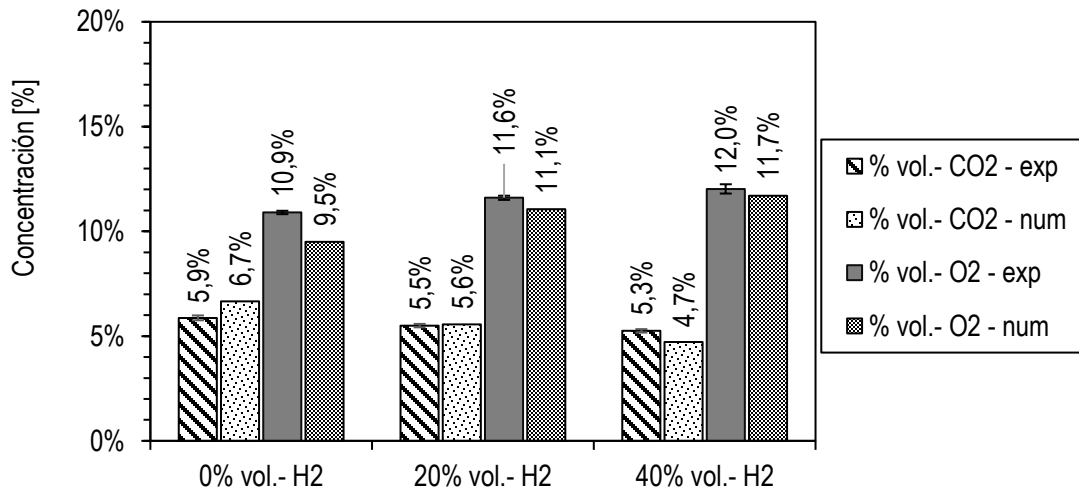


Figura 42. Concentración de CO₂ y O₂ en humos secos en la salida del regenerador

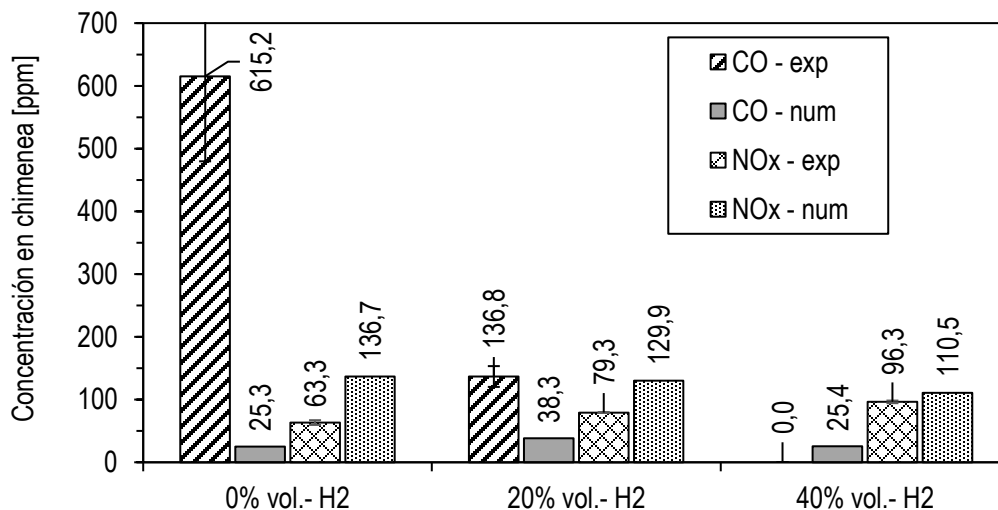


Figura 43. Concentración de CO y NOx en humos secos en la salida del regenerador

Respecto a la medición de CO y NOx en chimenea (Figura 43), experimentalmente el hidrógeno mejora la combustibilidad del hidrocarburo de tal manera que hay una formación nula de CO en el caso con 40% vol.- H₂, explicándose por el aporte de radicales OH que desencadenan una reacción completa del hidrocarburo, incluso se puede denotar que para una menor proporción de 20% vol.-H₂, la formación de CO disminuye hasta 4.5 veces el valor inicial. Adicionalmente, las emisiones de NOx incrementan conforme se añade hidrógeno en la mezcla hasta 30 ppm respecto al caso base, lo cual no se considera un valor significativo, en ese sentido, la adición de hidrógeno con alto exceso de aire genera un efecto compensatorio que controla levemente la formación de NOx por la disminución de temperatura de llama que involucra el flujo de aire y la alta dilución que inhibe la formación de dichos agentes por la ruta térmica, y, asimismo, no es tan baja la temperatura ni la

formación de puntos fríos que no se incrementa la producción de CO. En cuanto a los resultados numéricos, estos presentan un valor alejado de los obtenidos experimentalmente, sugiriendo que se requiere un mecanismo reaccional de mayor precisión y residuales incluso más pequeños de 1×10^{-05} para captar las tendencias de las especies cuyas unidades correspondan a ordenes de magnitud de partes por millón y billón.

Con base en los resultados anteriores a partir del oxígeno obtenido en la salida del regenerador mostrado en la Figura 42, se analiza el factor de aireación utilizado y no utilizado en el horno, el cual se muestra en la Figura 44. De dicho gráfico se debe resaltar que, como se mencionó anteriormente, el hidrógeno mejora la combustibilidad del hidrocarburo en aras de que minimiza la producción de CO y por lo tanto el factor de aireación utilizado tiende a la unidad, obteniéndose una combustión completa con exceso de aire, el cual, si bien penaliza un poco la eficiencia por el incremento de volumen de humos húmedos, la regeneración de calor evita que la eficiencia del sistema decaiga abruptamente. Cabe añadir que conforme se añade hidrógeno se incrementa la cantidad de aire no utilizado que se refleja en el factor de aireación total, en virtud de que el hidrógeno requiere menos oxígeno para reaccionar, y, como el flujo de aire es constante en los experimentos, es de esperarse que el factor de aireación incremente.

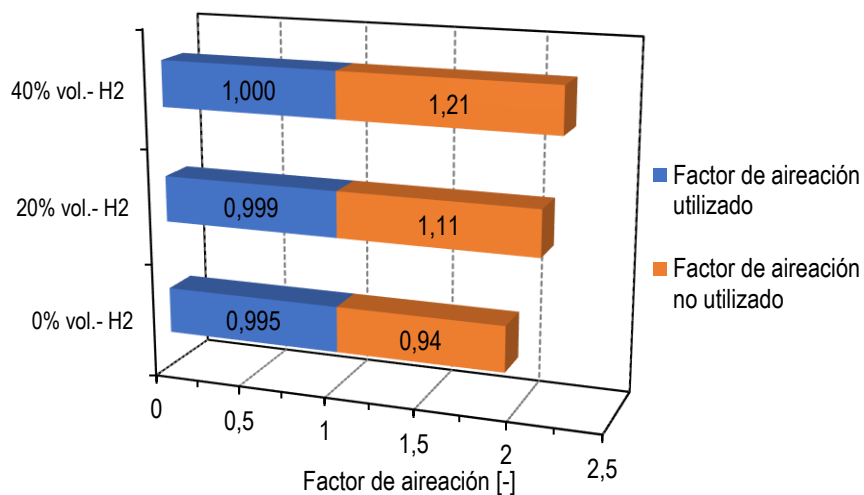


Figura 44. Factor de aireación de los casos de estudio obtenidos

Tomando el factor de aireación total para cada caso de estudio y a partir de la composición de las mezclas, se hace uso del software Python con la herramienta Cantera para el cálculo de temperatura de llama adiabática a partir de un modelo cero dimensional de equilibrio con el mecanismo de reacción GRI3.0 [109], dicho modelo se extrajo del sitio web de Cantera [110]. La Figura 45 presenta la variación de la temperatura de llama adiabática y el factor de aireación total en función de la proporción de hidrógeno en el gas natural bajo un flujo de aire constante. De dicho gráfico se debe destacar que, el factor de aireación incrementa conforme se añade hidrógeno, lo cual se explica por el menor requerimiento de aire estequiométrico que demanda el hidrógeno, en ese sentido, también se debe resaltar el decaimiento de la temperatura de llama al añadir hidrógeno, siendo el exceso de aire un efecto predominante que enfría la llama, estrategia que se puede aplicar para mitigar la producción de NOx por alta temperatura, y, del mismo modo, la producción de CO por la promoción de los radicales OH que minimizan la combustión incompleta.

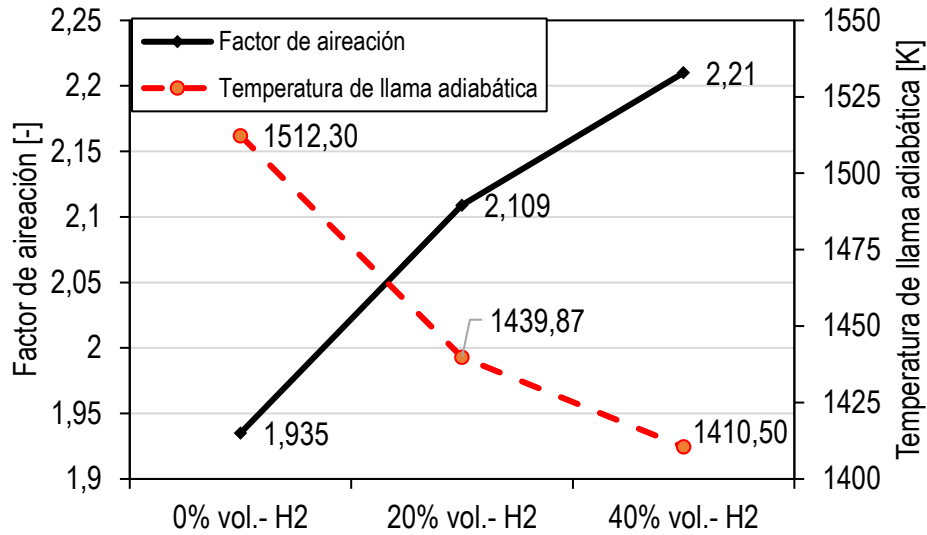


Figura 45. Variación de la temperatura de llama adiabática y factor de aireación para los casos de estudio en el horno de crisol

Ahora bien, para entender el comportamiento y desarrollo de las especies contaminantes al interior del horno se hace uso de los resultados obtenidos en la simulación, las cuales se presentan en la Figura 46 y la Figura 47 para CO y NO respectivamente. Respecto al comportamiento del CO, cabe mencionar que visualmente se aprecia que a la salida en chimenea la formación de CO es nula dado el orden de magnitud de la fracción de la especie, del mismo modo, para todos los casos se detalla el pico de CO en la zona de reacción, que se explica por la descomposición del hidrocarburo para obtener CO₂, siendo el contorno con más alta concentración en el caso con 100% gas natural por el aporte de carbono.

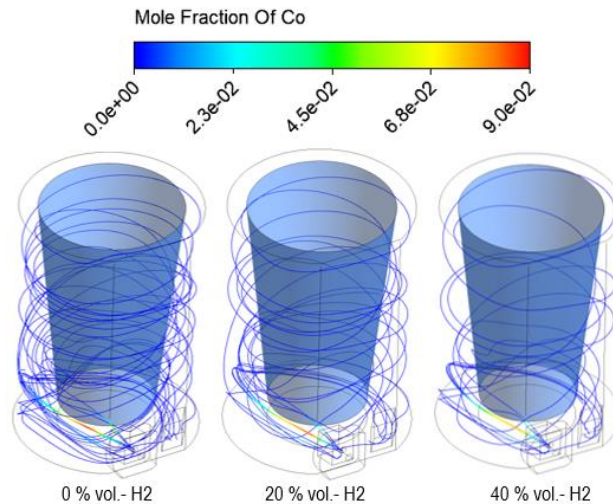


Figura 46. Líneas de flujo durante la formación de CO

Respecto al perfil de flujo de NO, se detalla que a la salida del horno se obtienen los mismos órdenes de magnitud para todos los casos, y se descompone conforme ascienden los productos en el crisol. Para los casos con hidrógeno; la formación de NO se explica por la contribución de la especie OH que reacciona con N para generar NO y H monoatómico [111]. Para el caso de 100% gas natural, la formación del NO se puede explicar por varias razones: por el mecanismo de formación rápida “Prompt NOx” que va ligado proporcionalmente al número de átomos de carbono presentes por unidad de volumen que no reaccionan adecuadamente con el

oxígeno requerido y se desarrollan en CH, los cuales reaccionan con N_2 , para obtener $NO+CO+H$ [112]; o del mismo modo, por el denominado “Fuel NO_x ” el cual se explica por el nitrógeno ligado al combustible, donde incluso 1000 ppm de N_2 , puede generar hasta 40 ppm de NO_x . En general, se pueden ver picos significativamente mayores conforme se añade hidrógeno, más aún, a la salida del horno se presentan coloraciones del mismo orden de magnitud para todos los casos como se evidencia en la Figura 43, lo cual indica que dicha especie se reagrupa a lo largo de su trayecto al interior del horno.

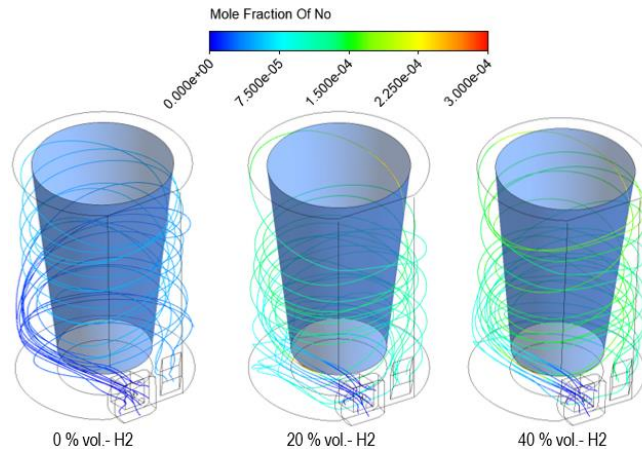


Figura 47. Líneas de flujo durante la formación de NO

4.2 RESULTADOS NUMÉRICOS EN EL REGENERADOR DE CALOR

4.2.2 FLUIDODINÁMICA

El análisis fluidodinámico se caracteriza a partir de la caída de presión que involucra el cambio en los productos de la combustión, la Figura 48 presenta el resultado obtenido a través de la simulación transitoria del regenerador una vez entra en un estado pseudo-estable, de allí cabe acentuar la superposición de las gráficas, dando a entender que para los casos de estudio evaluados no se afecta significativamente la caída de presión en la zona de regeneración, en ese sentido la Figura 49 presenta un acercamiento de la caída de presión inmediatamente el flujo se encuentra en el ciclo de calentamiento y enfriamiento del regenerador. De la Figura 48 se denota que conforme los productos ceden calor al regenerador, estos disminuyen la caída de presión en la línea, lo que se sustenta por la expresión (20), donde se muestra que la viscosidad tiene una relación proporcional con la temperatura, y del mismo modo, conforme fluye el aire de combustión hay un incremento en la presión por el incremento de la viscosidad de este.

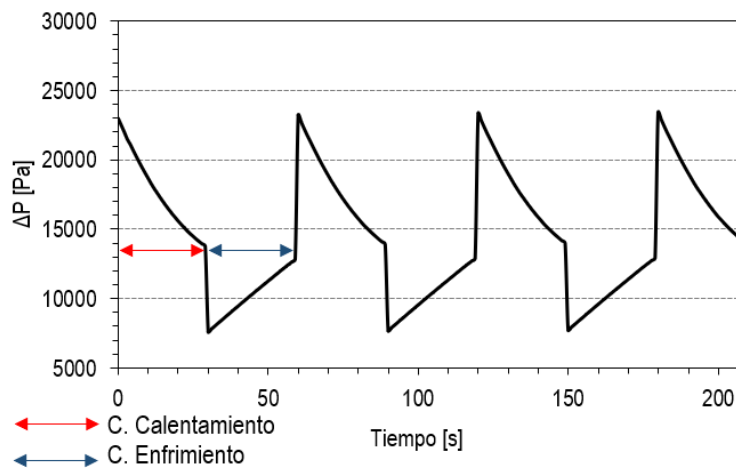


Figura 48. Caída de presión del regenerador de calor para los casos 0, 20 y 40% vol.- H_2

De igual manera, los acercamientos presentados en la Figura 49 muestran diferencias máximas de 4 mbar (432 Pa) aproximadamente, señalando que la caída de presión es despreciable a estas condiciones geométricas y operacionales. Es preciso distinguir que, si bien no es una caída de presión significativa operacionalmente para la potencia en el crisol, la tendencia para el caso de 20% vol.- H₂ se ubica con caídas de presión diferentes a los demás casos, lo que propone una necesidad de estudio a profundidad de estas proporciones dados los resultados comentados del estado del arte y obtenidos en la sección 4.1.1, donde se ha encontrado que para esta proporción hay una variación leve en la morfología de la llama. Además de ello, la tendencia obtenida en las curvas permite concluir que hasta una proporción de 40 %vol.-H₂ a altas diluciones de aire no afectan significativamente la operabilidad del regenerador al añadir hidrógeno en gas natural, obteniéndose caídas de presión despreciables.

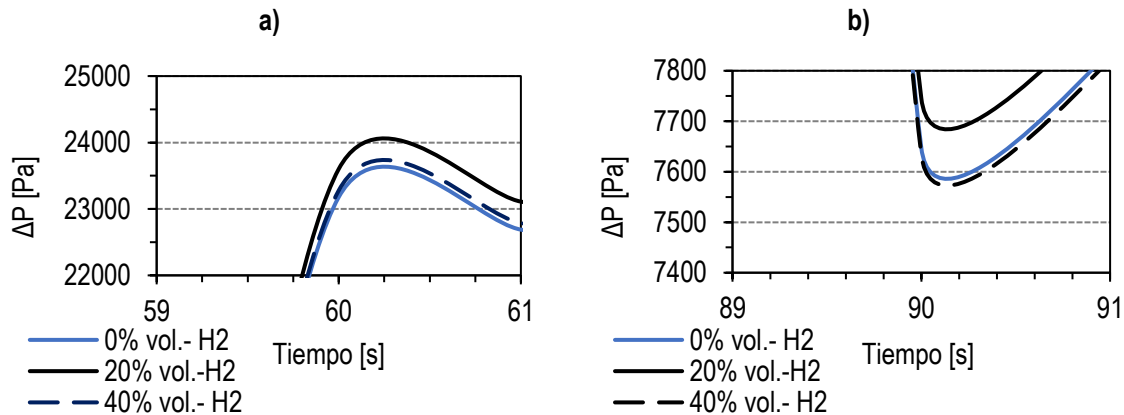


Figura 49.a) Caída máxima de presión del regenerador en el ciclo de calentamiento, b) Caída de presión mínima en el ciclo de enfriamiento

4.2.3 PERFIL DE TEMPERATURA Y TRANSFERENCIA DE CALOR

El estudio del comportamiento numérico de la temperatura se realiza a partir de tres indicadores: la temperatura promedio de los extremos izquierdo y derecho justo después de salir el gas del regenerador de calor, y la temperatura promedio de la zona regenerativa. Por lo tanto, la Figura 50 presenta el comportamiento de las tres temperaturas una vez el regenerador opera cíclicamente de manera pseudo-estable, donde se debe señalar que, al igual que el análisis de la caída de presión, las curvas de calentamiento se superponen para los tres casos de estudio, encontrándose que una vez se eyectan los productos de la combustión, el regenerador alcanza hasta 807.7 K (534.7°C), temperatura donde no alcanza a capturar todo el calor de los gases, y por ende presentando pequeños picos de temperatura justo al momento antes de ciclar. Una vez el sistema cicla, el aire empieza a tomar el calor del regenerador así que se alcanza a ver un decaimiento abrupto en la temperatura por donde entraban los productos (Temp. Izq) que corresponde al aire precalentado fluyendo en esta área, además cabe anexar que, la cedencia de calor del aire y el regenerador es mucho menor por su baja conductividad por lo que la temperatura del regenerador cae de forma amortiguada. En relación con ello, se denota que la temperatura se aproxima a los valores experimentales presentados en la Figura 34.

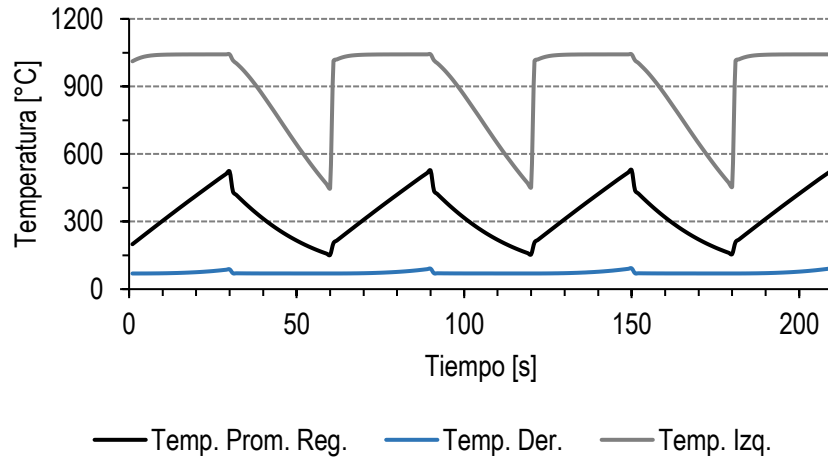


Figura 50. Perfil numérico de temperatura del regenerador de calor, temperatura de los productos y temperatura del aire para los casos 0, 20 y 40% vol.-H₂

De igual manera, la Figura 51 presenta un acercamiento del perfil de temperatura en el regenerador para los casos de estudio en los valores máximos y mínimos, a partir de allí se denota que los productos de la combustión en general hasta 40% vol.-H₂ no afectan significativamente la operabilidad del regenerador, lo cual, como se mencionó anteriormente, se podría explicar por la alta concentración de nitrógeno en los productos que minimiza el efecto de las demás especies que circulan en los productos, aunque se debe destacar una leve disminución en la temperatura del regenerador conforme se adiciona hidrógeno, siendo explicado por la gran cantidad de aire diluido en los productos y el menor flujo de productos que involucra la disminución en la potencia. No obstante, los máximos y mínimos entre 0 y 40% vol.-H₂ presentan menor diferencia de temperatura, lo que sugiere un efecto equiparable de cedencia de calor de los productos conforme hay mayor hidrógeno en el combustible incluso con una disminución en la potencia.

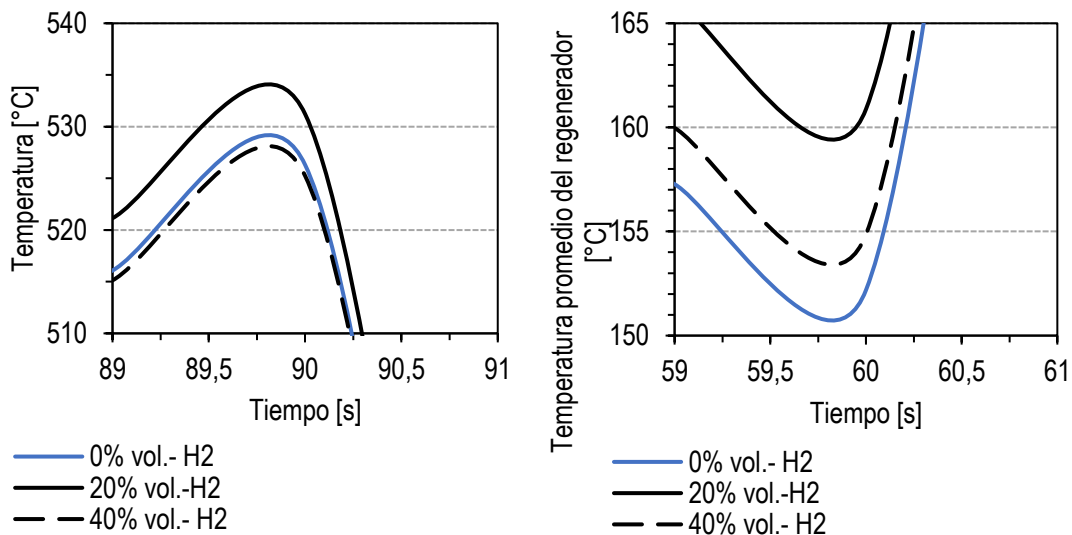


Figura 51. Temperatura máxima y mínima del regenerador en el ciclo de calentamiento (izquierda) y en el ciclo de enfriamiento (derecha)

Con base en lo anterior, y dado que los perfiles son similares tanto numéricamente como experimentalmente, el comportamiento transitorio general de temperatura a la entrada, salida y regenerador obtenido validan el modelo planteado, por lo que se procede a analizar la transferencia de calor al minimizar la alta concentración de nitrógeno e incrementar la capacidad de flujo bajo la suposición de que todo el flujo (sin bifurcarse en los cuatro regeneradores) circula por una línea de regeneradores para igual potencia de operación. La Tabla 19 presenta las nuevas composiciones consideradas para la simulación y el flujo másico de estos. La Figura 52 presenta el comportamiento de la temperatura de los productos al salir del regenerador bajo las condiciones mencionadas.

Tabla 19. Composición de los productos de la combustión considerados y flujo másico para una misma potencia de 90 kW y dosado de 0.63

Parámetro	C1	C2	C3	Unidad
Flujo másico	0.05122	0.05114	0.05104	kg/s
Composición	6.5 CO ₂ 12.0 H ₂ O 74.1 N ₂ 7.3 O ₂	6.1 CO ₂ 12.5 H ₂ O 74.0 N ₂ 7.5 O ₂	5.5 CO ₂ 13.2 H ₂ O 73.7 N ₂ 7.7 O ₂	%

De acuerdo con los resultados presentados en la Figura 52, se debe destacar que conforme se adiciona hidrógeno, los productos tienden a incrementar la energía almacenada en el regenerador en tiempos más cortos, obteniéndose que la temperatura de los gases a la salida se eleve a una tasa más alta y por ende se requieran tiempos de ciclaje más cortos respecto a los del gas natural. Para los flujos tratados, el regenerador se satura completamente en tiempos de 34, 24 y 19 s para los casos 0, 20 y 40% vol.- H₂ respectivamente; en ese sentido se destaca que con menores diluciones, los productos de la combustión poseen mayores cualidades convectivas respecto a las del gas natural, lo cual se ha reportado en diversos estudios propuestos [14], [15] donde comentan que, si bien, las llamas con hidrógeno pierden cualidades radiantes, el flux total de calor incrementa. Este fenómeno se puede atribuir a un caso donde los gases de combustión pueden perder emisividad por el mayor contenido de H₂O y en consecuencia irradian menos en el regenerador respecto a la condición con gas natural, del mismo modo, mayor contenido de H₂O afecta las propiedades convectivas de la mezcla y en consecuencia este método de transferencia de calor.

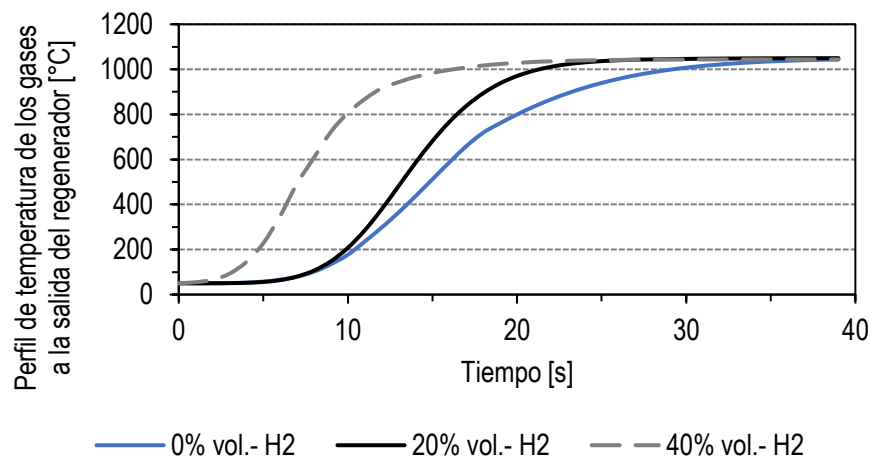


Figura 52. Temperatura a la salida del regenerador cuando circulan productos de la combustión a igual potencia (89 kW) y dosado de 0.63

4.2.4 EFICIENCIA DE REGENERACIÓN

Con base en lo anterior, y haciendo uso de las ecuaciones (6) y (7), se obtiene la eficiencia de calentamiento y enfriamiento del regenerador de calor en los casos de estudio para una presión manométrica de descarga constante de 30 mbar, la cual se muestra en la Figura 53. De dicha imagen se distingue que hay una menor eficiencia de calentamiento para los casos obtenidos por simulación, explicándose por la precisión de cálculo a través del método de la integral, en ese sentido la desviación de cálculo corresponde a 0.7% por lo que tomar la temperatura promedio de la eyección entre ambos regeneradores y la temperatura de salida de los productos aproxima adecuadamente la eficiencia de calentamiento. También, es de resaltar que asumir una temperatura promedio de 600°C para el aire de combustión en el horno subestima levemente el calor que recupera el aire, dado que la simulación presenta valores RMS alrededor de 700°C, lo que conlleva a obtener eficiencias mayores durante el ciclo de enfriamiento.

En otras palabras, en cuanto a la eficiencia de calentamiento, los valores obtenidos experimentalmente son ligeramente mayores a los obtenidos en la simulación, esta se explica porque la temperatura promedio de los gases de eyección es ligeramente superior, como se aprecia en la Figura 33, estos, del mismo modo salían a temperaturas similares del regenerador (Figura 34), por lo tanto más calor se captura y por ende hay un incremento en su eficiencia; contrariamente, la simulación parte desde una temperatura fija de los productos antes del regenerador para todos los casos, lo que implica que sea ligeramente más baja. Adicionalmente, durante este ciclo se obtienen eficiencias significativamente altas, dadas las condiciones de referencia, porque los productos se eyectan a temperaturas similares a las del aire de combustión antes de entrar al regenerador.

Respecto a la eficiencia de enfriamiento, se detalla un valor sobreestimado en relación con los datos experimentales, que se atribuye a la consideración de una temperatura constante de aire de combustión a la salida del regenerador. Además de ello, los datos tanto experimentales como numéricos sugieren que conforme se adiciona hidrógeno, la eficiencia incrementa porque la temperatura promedio durante la eyección de los gases es más baja por la disminución de potencia, lo que implica que el denominador en la expresión de eficiencia de enfriamiento sea menor y finalmente esta incrementa.

En general, para los casos de estudio experimentales y numéricos con mayor proporción de hidrógeno, hay un incremento leve en la eficiencia de calentamiento, en ese sentido, estos sugieren un incremento en la transferencia de calor con el medio poroso por medio de la convección y la alta temperatura de los productos, como se puede ver en la Figura 52. Además de ello, dicha eficiencia se encuentra 20% superior a la eficiencia de enfriamiento, dada las cualidades térmicas del aire y las condiciones de ciclaje que impiden que el flujo tome el calor en el regenerador, ante ello se puede plantear la posibilidad de adicionar al aire otro gas que fomente la cedencia de calor en este flujo.

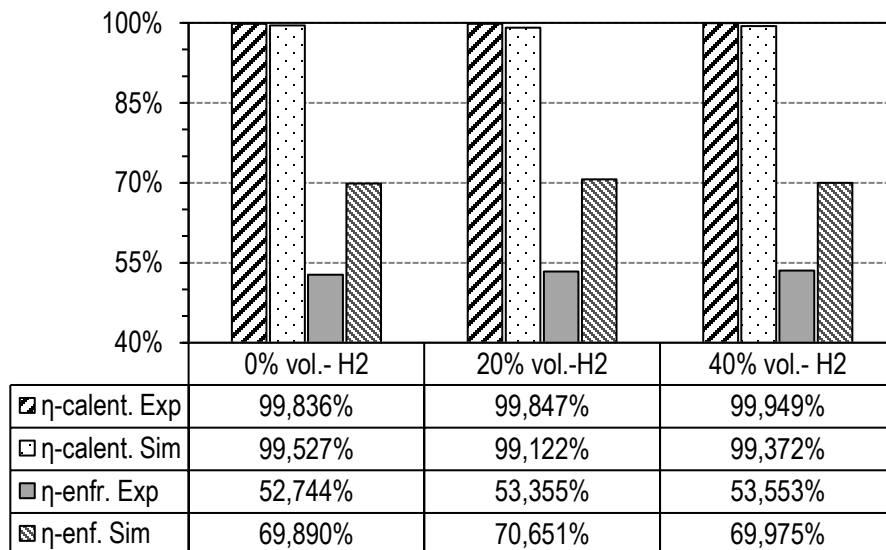


Figura 53. Eficiencia de calentamiento y enfriamiento numérico y experimental del regenerador de calor

* Para el cálculo de la eficiencia de enfriamiento del regenerador se considera que la temperatura del aire de combustión corresponde a 600°C dada la tendencia obtenida en los anteriores resultados.

4.3 DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO HORNO DE CRISOL

A través de las especies medidas en la salida del regenerador, presentadas en la Figura 42 y la Figura 43, se hace uso del software Combugas V2.0 desarrollado por el grupo de investigación GASURE, donde se obtienen la producción de especies químicas por m^3_{std} de combustible, los cuales se presentan en la Tabla 20. Cabe recordar que en general se presentan tasas de formación levemente menores conforme se adiciona hidrógeno en función del caudal de combustible.

Tabla 20. Producción de especies químicas por m^3_{std} de combustible

Gases	0% vol.- H2	20% vol.-H2	40% vol.- H2	Unidad
CO2	1.1449	0.9232	0.6941	$m^3_{CO_2}/m^3_{fuel}$
CO	0.0120	0.0023	0.0000	m^3_{CO}/m^3_{fuel}
N2	16.2355	14.6488	12.4148	$m^3_{N_2}/m^3_{fuel}$
O2	2.1184	2.0294	1.7750	$m^3_{O_2}/m^3_{fuel}$
H2	0.0103	0.0022	0.0000	$m^3_{H_2}/m^3_{fuel}$
H2O	2.0929	1.8804	1.6619	$m^3_{H_2O}/m^3_{fuel}$
Vol. Hum. Secos	19.5212	17.6059	14.8840	m^3_{hs}/m^3_{fuel}
Vol. Hum. Húmedos	21.6141	19.4863	16.5459	m^3_{hh}/m^3_{fuel}

Con base en lo anterior, la Tabla 21 presenta las pérdidas por humos y calor latente de vaporización del agua para los casos de estudio en función del volumen de combustible y la potencia, donde se recalca la influencia del hidrógeno al mejorar la combustibilidad del gas natural, debido a que atenúa la producción de CO por unidad de volumen de combustible. Cabe añadir que para estimar el calor sensible de los humos húmedos se toma un calor específico de $1.4 \text{ kJ}/m^3_{fuel}\cdot K$ y el cambio de temperatura de los productos presentado en la Figura 34, respecto a la temperatura ambiente.

Tabla 21. Pérdidas en humos y calor latente de vaporización

Pérdidas	0% vol.- H ₂	20% vol.-H ₂	40% vol.- H ₂	Unidad
Formación de CO	143.62 (0.34)	27.48 (0.07)	0.00 (0.00)	$\frac{kJ}{m_{std, fuel}^3} (kW)$
Formación de H ₂	125.15 (0.24)	26.67 (0.06)	0.00 (0.00)	
Calor latente de vap.	4143.85 (9.84)	3723.10 (9.62)	3290.60 (10.04)	
Calor sensible de humos en la salida del regenerador	1361.69 (3.23)	1227.64 (3.17)	1042.39 (3.18)	

Finalmente, la Figura 54 muestra la eficiencia de combustión al tener en cuenta las pérdidas en humos y calor latente de vaporización, los resultados indican que la disminución del CO producido por el enriquecimiento del hidrógeno en un 20% vol., incrementa la eficiencia de combustión de manera poco significativa en un 0.1% respecto al caso base del gas natural, y del mismo modo, al alcanzar un valor de 40% vol.- H₂ en el hidrocarburo, la eficiencia se reduce levemente. El incremento de la eficiencia se explica porque las ppm de CO generadas en el caso con gas natural, si bien son mayores respecto a los demás casos, estas poseen una fracción porcentual de 0.06% en los productos, lo cual no permite denotar un ahorro significativo en la combustión; respecto a la disminución de la eficiencia en el caso con mayor proporción de H₂, esta se da por la alta formación de vapor de agua que incrementa las pérdidas por calor latente de vaporización.

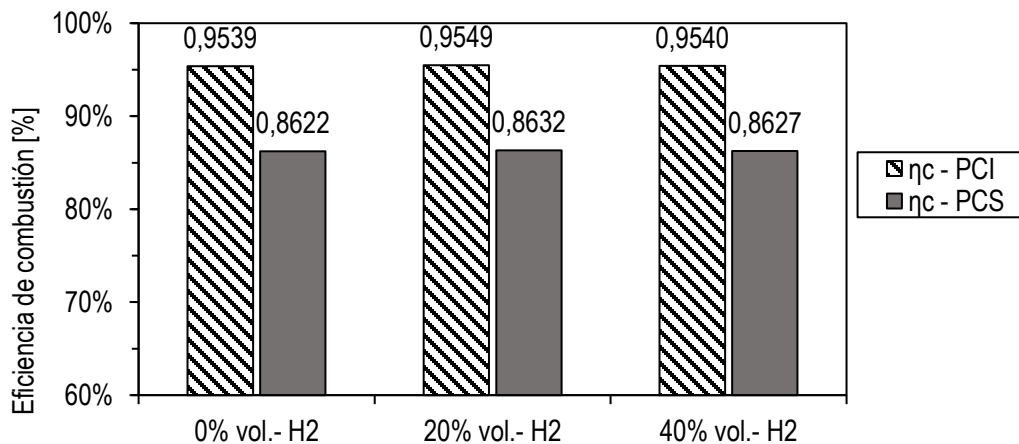


Figura 54. Eficiencia de combustión de los casos de estudio

4.3.2 DIAGRAMA SANKEY

Una vez caracterizadas las pérdidas del horno desde el punto de vista de la combustión, además de las paredes y accesos/aperturas con el exterior, se calcula la potencia útil a partir de la expresión (36), por lo tanto, la Figura 55, la Figura 56 y la Figura 57 presentan el diagrama Sankey del diagnóstico del horno de crisol en función del consumo de combustible para 0, 20 y 40% vol.- H₂ en gas natural para el último bache de fusión. De allí se puede destacar que, el porcentaje de energía utilizada en la carga es mayor conforme se añade hidrógeno (o bien sea que se disminuye levemente la potencia), explicándose por la relación entre la capacidad de fusión que se obtuvo a partir del tercer bache operacional y la energía suministrada. Asimismo, se denota que las pérdidas por vapor de agua y calor sensible en chimenea incrementan conforme se añade hidrógeno, lo cual se entiende por el aporte de átomos de hidrógeno que intensifican la formación de vapor de agua en la combustión, además, dado que el hidrógeno tiene un menor requerimiento de aire de combustión, habrá mayor volumen de aire que no reacciona; efecto que se atenúa por la regeneración de calor.

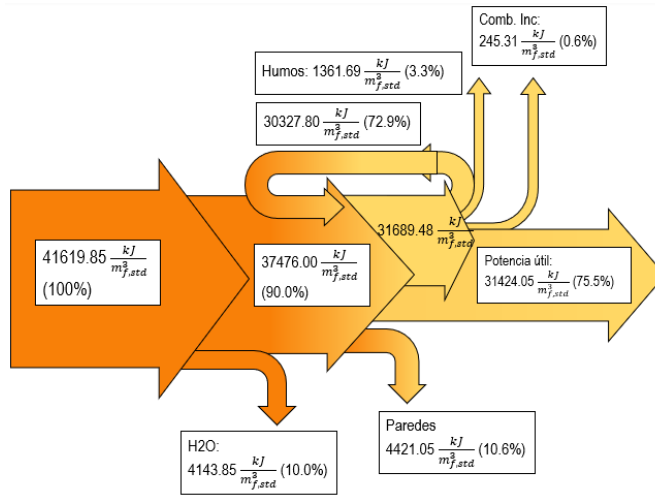


Figura 55. Diagrama Sankey del horno de crisol al operar con gas natural enriquecido con 0% vol.- H2

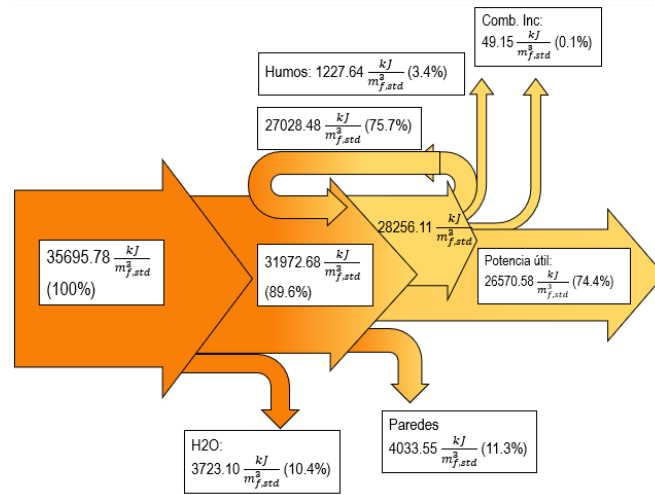


Figura 56. Diagrama Sankey del horno de crisol al operar con gas natural enriquecido con 20% vol.- H2

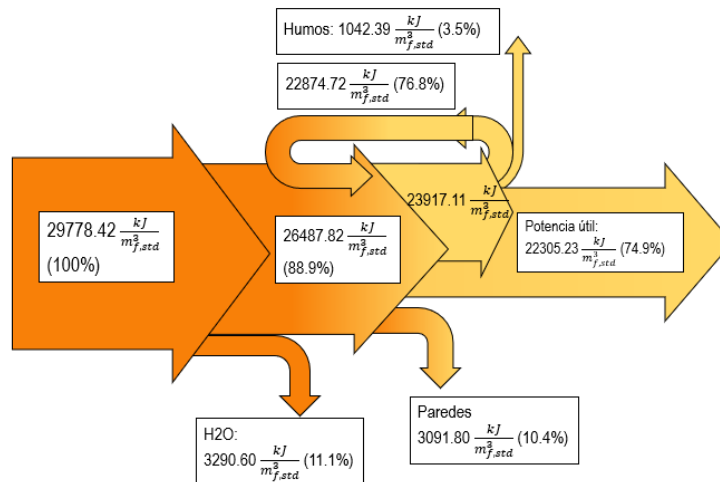


Figura 57. Diagrama Sankey del horno de crisol al operar con gas natural enriquecido con 40% vol.- H2

Con base en los resultados propuestos en el diagrama Sankey por volumen de combustible, se extrapola la operación para igual potencia en el horno de crisol, por lo tanto, la Tabla 22 presenta un comparativo del diagrama Sankey a presión y potencia de operación constantes bajo las diferentes proporciones de hidrógeno evaluadas. Es de denotar la contribución energética del hidrógeno en los casos a presión constante de 30 mbar, la cual corresponde a 5.70 y 13.75 kW que equivalen a un 6.4% y 15.5% la cantidad de la energía total de operación del horno de crisol con base al PCI para 20 y 40% vol.-H₂ en el combustible, respectivamente. Del mismo modo, se debe resaltar que, si bien los casos a igual potencia presentan leves pérdidas por la formación de vapor de agua y en volumen de humos a la salida del regenerador, no existiría un cambio significativo en la operación del crisol respecto a la operación con gas natural, lo que brinda la posibilidad de mejorar la combustión y disminuir la formación de CO, sin incrementar la producción de NO_x de manera abrupta por el alto exceso de aire que opera el horno.

Adicionalmente, con los datos obtenidos en el conjunto de diagramas Sankey, la eficiencia global con base al poder calorífico superior e inferior se presentan en la Figura 58. En dicho gráfico se muestra que la eficiencia global del horno no cambia significativamente al enriquecer con hidrógeno bajo un mismo flujo de aire, fenómeno que se atribuye a las pérdidas por el vapor de agua y calor sensible en humos húmedos y a la mejora en el quemado del hidrocarburo que brinda el hidrógeno, alcanzando hasta 1 punto porcentual entre el caso base con gas natural y 40% vol.- H₂. Respecto al caso con 20% vol.- H₂, este se presenta como una alternativa operacional para el calentamiento inicial dado que también disminuye la formación de CO, sin extender la curva de calentamiento, como se relató en ítems anteriores. En ese sentido, una vez el horno se establece operacionalmente, el caso con 40% vol.- H₂, es una alternativa viable en aras de que hay mayor incremento en la eficiencia global, emisiones nulas de CO y bajo incremento de NO_x, respecto al caso con gas natural.

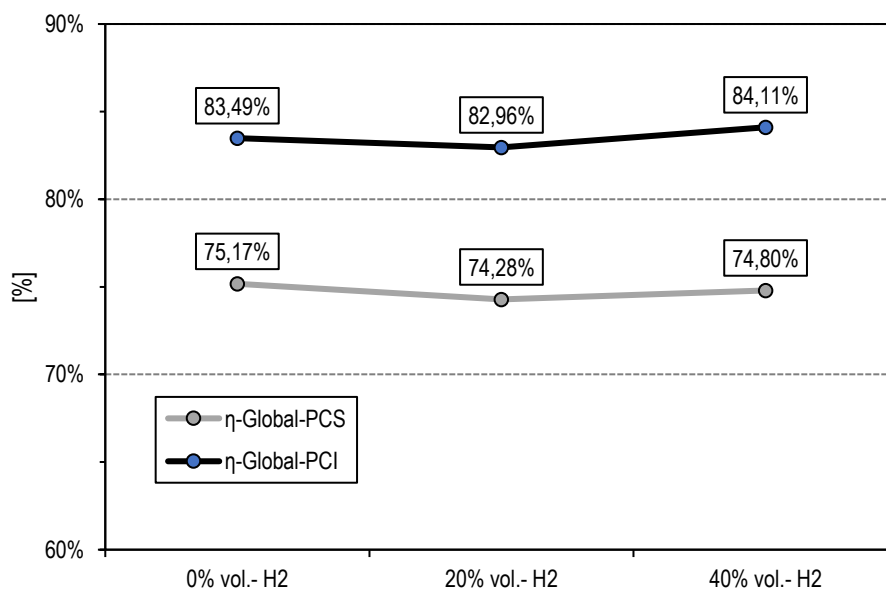
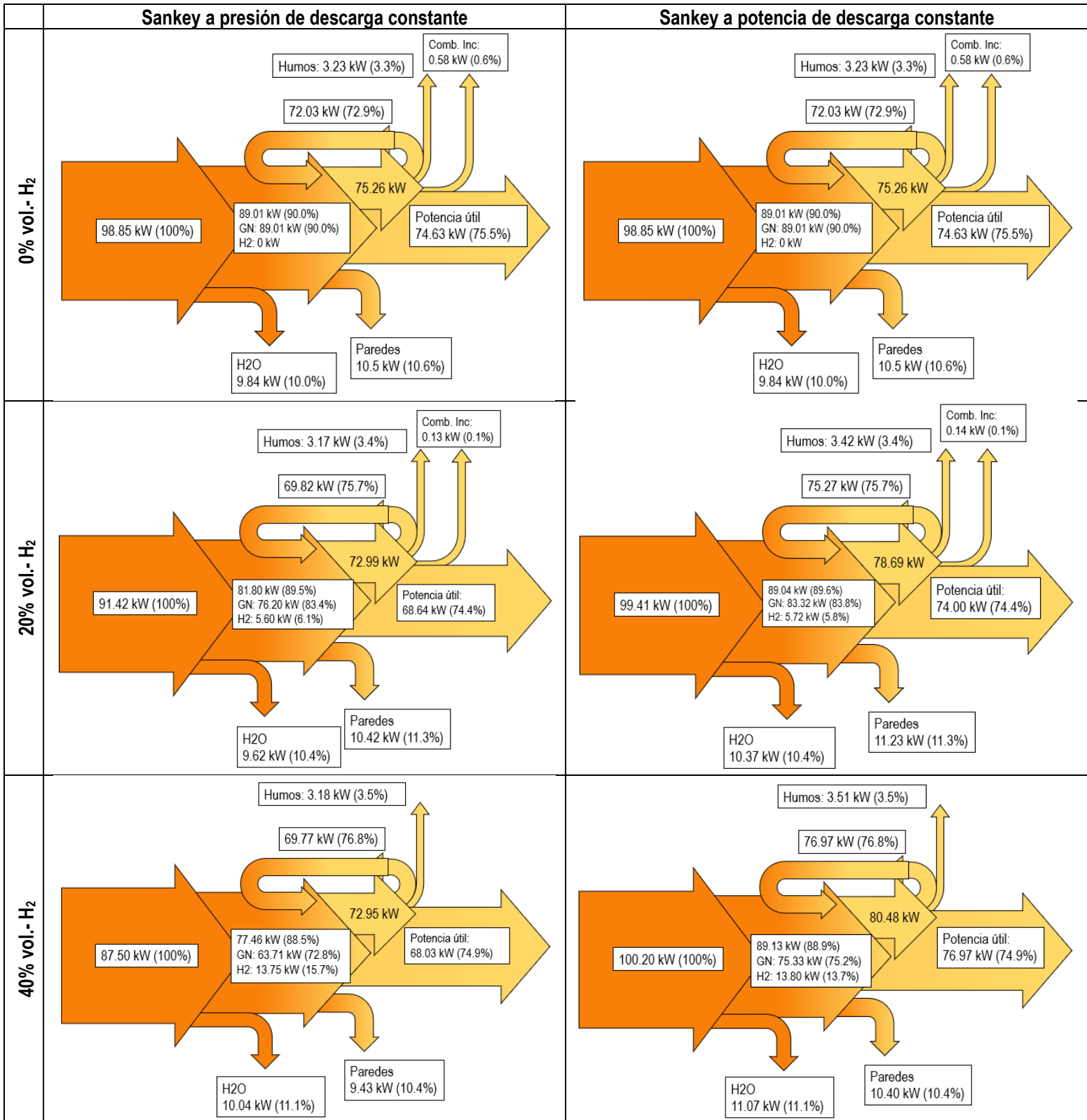


Figura 58. Eficiencia global con base al PCS y al PCI en el horno de crisol a igual presión de descarga

Tabla 22. Conjunto de diagramas Sankey a presión de descarga y potencia térmica constantes en función de la proporción de hidrógeno



* Nótese que los resultados presentados anteriores permiten aproximar las pérdidas de la combustión para una operación a igual potencia, en virtud de que se ha descrito que la fluidodinámica y transferencia de calor no se afecta significativamente para las proporciones evaluadas en los casos de estudio.

4.3.3 FACTOR DE EMISIÓN DE CO₂

Finalmente, con base en los resultados expuestos se presenta la Figura 59 que describe la formación de CO₂ por TJ de energía consumida en el horno de crisol (respecto al poder calorífico inferior) para los casos experimentales, donde se destaca lo siguiente:

- Todos los casos de estudio en general se aproximan a los valores ideales producidos de CO₂: para gas natural, existe una desviación de una tonelada de CO₂, indicando que existe una producción de carbono que permanece disociada en CO, lo cual conlleva riesgos operacionales y disminución en la eficiencia, como se mostró en la Figura 58; una vez se adiciona hidrógeno, para 20%vol.- H₂, dicha desviación se acorta a 0.1 toneladas, y, una vez el combustible opera con una mezcla de 40%, el CO₂ alcanza el valor ideal de producción.
- Existe una diferencia de hasta 9 Ton de CO₂ que se disminuyen por TJ de energía al evaluar 40% vol.- H₂ respecto al caso con gas natural, lo que representa un 15% de disminución en la producción de CO₂ para la presente tecnología, valor que contribuye al compromiso propuesto en la conferencia de las naciones unidas sobre Cambio Climático por Colombia, buscando una reducción a futuro del 50% de las emisiones del CO₂. Similarmente, el caso con 20% vol.-H₂ plantea una disminución de 3 Toneladas de CO₂, lo que representa el 6% respecto al caso con gas natural.

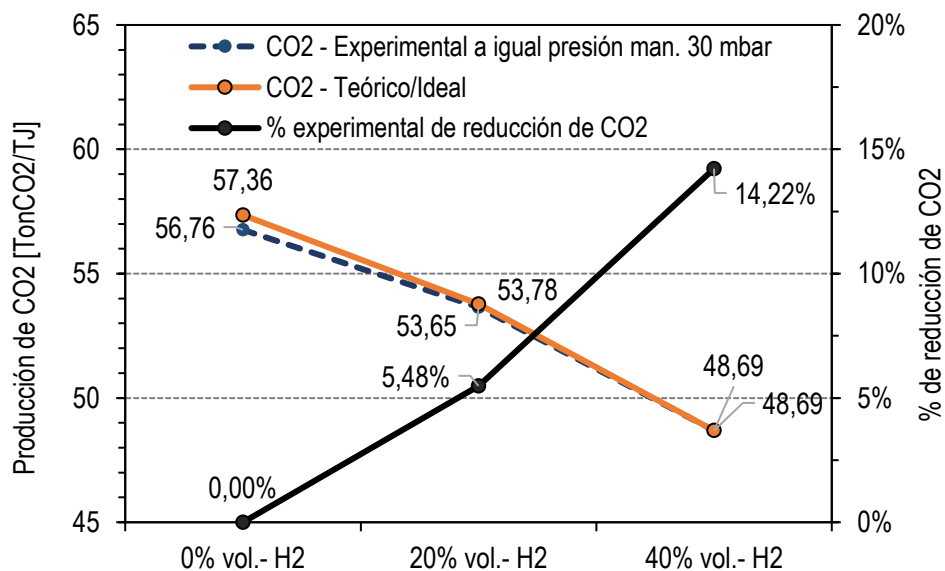


Figura 59. Factor de emisión del horno de crisol en función de la proporción de hidrógeno

5 CONCLUSIONES

De la realización del presente trabajo de investigación se obtuvieron resultados numéricos y experimentales que describen el comportamiento de la combustión y operación de un horno de crisol en conjunto con su regeneradores de calor y el precalentamiento del aire de combustión en llamas no premezcladas, en función del enriquecimiento de mezclas de gas natural e hidrógeno a condiciones de la ciudad de Medellín, Col. A partir de ello surgieron las siguientes conclusiones:

- En función de la temperatura de precalentamiento, la longitud de llama presenta un perfil parabólico bajo diferentes proporciones de hidrógeno en la mezcla. Entre un 25 y 50% vol.- H_2 se encuentran longitudes de llamas muy similares, siendo la llama de 25% la de mayor altura seguida de las de 50% y 0%, respectivamente. Esta variación en la longitud se debe a la relación entre el caudal de combustible y el coeficiente difusivo, los cuales varían a diferentes tasas de adición de hidrógeno. Es notable, además, que hasta un 50 vol.-% de H_2 las longitudes de las llamas de gas natural- hidrógeno no se distancian significativamente de una llama de gas natural puro desde un punto de vista morfológico.
- La adición de hidrógeno en la mezcla hace a las llamas menos anchas, caso contrario que al precalentar el comburente. El primer fenómeno se sustenta por la conservación de la potencia de la llama, y el segundo por el incremento en el coeficiente difusivo del medio. También, dicho enriquecimiento de hidrógeno en la mezcla incrementa la fracción de la longitud libre de hollín, en tanto que disminuye el aporte de carbono ingresado en el combustible. Sin embargo, al incrementar la temperatura de precalentamiento del comburente, a una misma proporción de hidrógeno, la longitud libre de hollín disminuye.
- Del mismo modo, para las proporciones evaluadas al interior del horno, existe un leve acortamiento en la morfología de llama y un ancho relativamente constante de manera numérica, además, dado que la curva de calentamiento obtenida experimentalmente se superpone para los casos con gas natural e hidrógeno a igual potencia, es de concluir que la morfología y el régimen de transferencia de calor hacia el crisol no cambian hasta una mezcla de 40% vol.- H_2 lo que significa un aporte térmico del 13.7% respecto al poder calorífico superior de la mezcla.
- Dadas las cualidades convectivas que involucran los productos de la combustión con hidrógeno, existe un tiempo más corto para alcanzar el calor máximo almacenado en los regeneradores, aunque para las mezclas ultra pobres evaluadas en el presente sistema, no hay un cambio operacional significativo. De disminuir el aire de combustión, se debe replantear el tiempo de ciclaje de los regeneradores de calor.
- Los resultados tanto experimentales como numéricos de la operabilidad de los regeneradores de calor muestran que la eficiencia de enfriamiento posee 20 puntos porcentuales por debajo de la eficiencia de calentamiento que se acerca al valor ideal, obteniéndose unos productos fríos a la salida de este, la reducción porcentual se explica por las propiedades térmicas del aire, el tiempo de ciclaje y las dimensiones del regenerador, que impiden que el flujo de aire alcance a recuperar todo el calor almacenado en el regenerador, ante ello, como estrategia de mejora, se plantea la posibilidad de adicionar en menor medida otro gas al aire que fomente las cualidades de cedencia de calor.
- Enriquecer con hidrógeno el gas natural a presión de suministro constante presenta un decaimiento en la potencia de operación dada la dependencia del índice de Wobbe, obteniéndose variaciones de 8.1 y 13% para los casos con 20 y 40% vol.- H_2 , respectivamente.
- La presencia de hidrógeno en mezclas ultra pobres presenta una mejora en la combustibilidad dado que se minimizó la producción de CO y hubo incrementos solo de hasta 30 ppm en la formación de NOx, lo que en general incrementa la eficiencia de combustión del sistema térmico. Si bien en la condición de flujo de aire constante hay un incremento en el factor de aireación, el cual incrementa las pérdidas por calor sensible, estas pérdidas son mitigadas por la regeneración de calor.
- Si desease operar el horno sin afectar el tren de gas, el caso con 20% vol.- H_2 se presenta como una alternativa operacional para el calentamiento inicial del horno dado que también disminuye la

formación de CO, sin extender la curva de calentamiento por el decaimiento en la potencia. Una vez el horno se establece operacionalmente, el caso con 40% vol.- H₂, es una alternativa viable en aras de que hay mayor incremento en la eficiencia global, emisiones nulas de CO y bajo incremento de NO_x, respecto al caso con gas natural. Aunque principalmente, cabe señalar la flexibilidad del quemador del horno, que permite adaptar diferentes combustibles sin afectar la operación de manera significativa. Se espera que para operaciones futuras se puedan adaptar y optimizar de manera eficiente los parámetros de operación, tales como la tasa de aireación y la duración del tiempo de ciclaje en función de los diferentes hidrocarburos, o en su defecto, combustibles con diferentes contenidos de H₂.

- Los modelos que se han propuesto en el presente trabajo captan adecuadamente la fluidodinámica y transferencia de calor al interior del horno y en la formación de especies porcentuales, tales como el CO₂ y el O₂. Los agentes contaminantes tales como el CO y NO_x, cuyas unidades de medidas se expresan en ppm y requieren mecanismos cinético-químicos más detallados, no se acercan a los resultados experimentales, lo cual se explica por el orden de magnitud de los residuales, que corresponde a 1e-05 en fracción volumétrica, y por los mecanismos simplificados del modelo.
- Los parámetros de intercambiabilidad en la operación, tales como la estabilidad de la combustión, eficiencia de regeneración, eficiencia global, eficiencia de combustión y fluidodinámica no se ven afectados negativamente por las adiciones de hidrógeno en gas natural, más aún, se debe recuperar la potencia que decae en consecuencia por la relación de los índices de Wobbe de la mezcla. Para ello se deben plantear estrategias de mejora en el tren de gas como el incremento en la presión de suministro por medio de reguladores y modificar el diámetro del orificio en la descarga. La fluidodinámica de los productos de la combustión al interior del horno, para todos los casos de estudio describen una trayectoria que asciende por la pared exterior del horno que envuelve el horno, luego, los gases se incorporan hacia el centro del horno donde descienden entrando en contacto con la pared del crisol, para finalmente ser eyectados hacia los regeneradores de calor.
- La adición de hidrógeno al gas natural en bajas concentraciones se presenta como una alternativa viable en aras de conservar las tecnologías térmicas actuales y al mismo tiempo disminuir los gases de efecto invernadero, debido a que se presenta una disminución de aporte de carbonos en la mezcla lo cual implica menores emisiones de CO₂ y CO. Esto se explica porque los resultados muestran que el perfil de calentamiento del termopozo en el horno no cambia significativamente al adicionar hasta 40% vol.-H₂ en gas natural. Adicionalmente, las emisiones de NO_x no cambian para las mezclas evaluadas, incluso con el incremento de llama que minimiza la producción de CO, en ese sentido, la adición de hidrógeno con alto exceso de aire genera un efecto compensatorio que inhibe la formación de dichos agentes contaminantes.
- Los resultados presentados indican que la operabilidad actual del horno no se ve afectada para las mezclas evaluadas, en ese sentido, el implementar blending de hidrógeno con gas natural en establecimientos como PyMES dedicados a la fundición de materiales no féreos, se presenta como una alternativa viable para futuros proyectos, lo cual se sustenta por el compromiso de Colombia en reducir en 50% la producción de CO₂ para el año 2050, planteando regulaciones o normativas (cada vez más rigurosas) tales como el impuesto al Carbono, el cual consta de un cobro anual que se realiza por tonelada de CO₂ emitido al ambiente (que se está ahorrando por la introducción del hidrógeno), o bien sea, incentivos económicos por captura y secuestro de CO₂, incluso la generación y uso de hidrógeno obtenido de fuentes renovables en procesos de Power To Gas. En resumen, este tipo de proyectos se presentan como un avance tecnológico al evaluar un combustible de nulo carbono en tecnologías convencionales, y ver cómo se afectaría la operabilidad de estas, además de realizar ajustes de tal manera que se minimice el problema de intercambiabilidad.

5.1 TRABAJOS FUTUROS

- Adecuar un variador de frecuencia al horno de crisol para ajustar el flujo de aire requerido en la operación con hidrógeno, con la finalidad de minimizar las pérdidas por calor sensible de los humos en chimenea, además de modificar el tren de gas del horno de crisol de tal manera que se puedan evaluar potencias equiparables conforme se adiciona hidrógeno en gas natural.
- Reajustar la presión de suministro del tren de gas de tal manera que el horno pueda equiparar igual potencia de operación al realizar el blending con hidrógeno o en su defecto modificar los puertos del quemador de tal manera que sea un área mayor.
- Realizar el análisis financiero de los costos de producción que viabilicen el uso del hidrógeno como sustitución total o parcial del gas natural con base en los resultados obtenidos en los diagnósticos presentados.
- Modificar el horno con compuertas para implementar técnicas diagnóstico óptico para captar la formación de especies OH, CH* y morfología de llama en el horno.
- Parametrizar el uso de otros modelos fluidodinámicos en la simulación transitoria para evaluar el cambio en los resultados obtenidos en el regenerador de calor.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Unidad de planeación minero energética-UPME, "Plan De Acción Indicativo De Eficiencia Energética 2016-2021." p. 119, 2017.
- [2] M. Qadrdan, M. Abeysekera, M. Chaudry, J. Wu, and N. Jenkins, "Role of power-to-gas in an integrated gas and electricity system in Great Britain," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 40, no. 17, pp. 5763–5775, May 2015, doi: 10.1016/j.ijhydene.2015.03.004.
- [3] GASURE - Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía, "GASURE - Desarrollos - Patentes," *Desarrollos - Patentes*, 2022. [Online]. Available: <http://gasure.udea.edu.co/es/desarrollos/patentes>.
- [4] V. Boljanovic, *Metal Shaping Processes: Casting and Molding, Particulate Processing, Deformation Processes, and Metal Removal*. Industrial Press, 2010.
- [5] C. Schmitz, *Handbook of Aluminium Recycling: Mechanical Preparation, Metallurgical Processing, Heat Treatment*. Stylus Pub Llc, 2014.
- [6] A. F. Society, *Aluminum Permanent Mold Handbook*. American Foundry Society, 2001.
- [7] M. D. Salazar-Villalpando, N. R. Neelameggham, D. P. Guillen, S. Pati, and G. K. Krumdick, "Energy Technology 2012 - Carbon Dioxide Management and other Technologies." TMS (The Minerals, Metals & Materials Society), p. 20, 2012.
- [8] X. Dai and M. Jolly, "Potential energy savings by application of the novel CRIMSON aluminium casting process," *Appl. Energy*, vol. 89, no. 1, pp. 111–116, Jan. 2012, doi: 10.1016/j.apenergy.2010.12.029.
- [9] J. Spadaro, L. Langlois, and B. Hamilton, "Greenhouse gas emissions of electricity generation chains: Assessing the difference," *IAEA Bull.*, vol. 42, pp. 19–24, Jan. 2000.
- [10] J. Galindo, J. R. Serrano, P. Piqueras, and Ó. García-Afonso, "Heat transfer modelling in honeycomb wall-flow diesel particulate filters," *Energy*, vol. 43, no. 1, pp. 201–213, Jul. 2012, doi: 10.1016/j.energy.2012.04.044.
- [11] S. McAllister, J.-Y. Chen, and A. C. Fernandez-Pello, *Fundamentals of Combustion Processes*. 2011.
- [12] D. Hone, "Shell Climate Change," *Natural gas, CO2 emissions and climate change*, 2011. [Online]. Available: <https://blogs.shell.com/2011/09/19/naturalgas/>.
- [13] M. ILBAS, I. YILMAZ, and Y. KAPLAN, "Investigations of hydrogen and hydrogen–hydrocarbon composite fuel combustion and emission characteristics in a model combustor," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 30, no. 10, pp. 1139–1147, Aug. 2005, doi: 10.1016/j.ijhydene.2004.10.016.
- [14] L. Wu, N. Kobayashi, Z. Li, H. Huang, and J. Li, "Emission and heat transfer characteristics of methane–hydrogen hybrid fuel laminar diffusion flame," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 40, no. 30, pp. 9579–9589, Aug. 2015, doi: 10.1016/j.ijhydene.2015.05.096.
- [15] A. Choudhuri, "Characteristics of hydrogen–hydrocarbon composite fuel turbulent jet flames," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 28, no. 4, pp. 445–454, Apr. 2003, doi: 10.1016/S0360-3199(02)00063-0.
- [16] S. A. A. El-Ghafour, A. H. E. El-dein, and A. A. R. Aref, "Combustion characteristics of natural gas–hydrogen hybrid fuel turbulent diffusion flame," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 35, no. 6, pp. 2556–2565, Mar. 2010, doi: 10.1016/j.ijhydene.2009.12.049.
- [17] S. Öztuna and M. K. Büyükkakin, "Effects of hydrogen enrichment of methane on diffusion flame structure and emissions in a back-pressure combustion chamber," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 45, no. 10, pp. 5971–5986, Feb. 2020, doi: 10.1016/j.ijhydene.2019.09.187.
- [18] F. G. Roper, C. Smith, and A. C. Cunningham, "The prediction of laminar jet diffusion flame sizes: Part II. Experimental verification," *Combust. Flame*, vol. 29, pp. 227–234, Jan. 1977, doi: 10.1016/0010-2180(77)90113-4.
- [19] F. G. Roper, "The prediction of laminar jet diffusion flame sizes: Part I. Theoretical model," *Combust. Flame*, vol. 29, pp. 219–226, Jan. 1977, doi: 10.1016/0010-2180(77)90112-2.
- [20] F. ROPER, "Laminar diffusion flame sizes for curved slot burners giving fan-shaped flames," *Combust. Flame*, vol. 31, pp. 251–258, 1978, doi: 10.1016/0010-2180(78)90137-2.
- [21] D. P. Mishra and P. Kumar, "Experimental investigation of laminar LPG–H₂ jet diffusion flame with preheated reactants," *Fuel*, vol. 87, no. 13, pp. 3091–3095, 2008, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2008.02.022>.
- [22] A. Mardiana-Idayu and S. B. Riffat, "Review on heat recovery technologies for building applications," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 2, pp. 1241–1255, Feb. 2012, doi: 10.1016/j.rser.2011.09.026.
- [23] M. P. Dudukovich and P. A. Ramachandran, "Heat Regenerators: Design and Evaluation," in *Heat Transfer Design Methods*, J. J. McKetta, Ed. 1992, pp. 325–347.
- [24] Y. Cadavid, A. Amell, and F. Cadavid, "Heat transfer model in recuperative compact heat exchanger type honeycomb: Experimental and numerical analysis," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 57, no. 1–2, pp. 50–56, Aug. 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.03.034.

- [25] Y. Suzukawa, S. Sugiyama, and I. Mori, "Heat transfer improvement and NO_x reduction in an industrial furnace by regenerative combustion system," in *IECEC 96. Proceedings of the 31st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, vol. 2, pp. 804–809, doi: 10.1109/IECEC.1996.553800.
- [26] M. Sánchez, F. Cadavid, and A. Amell, "Experimental evaluation of a 20kW oxygen enhanced self-regenerative burner operated in flameless combustion mode," *Appl. Energy*, vol. 111, pp. 240–246, Nov. 2013, doi: 10.1016/j.apenergy.2013.05.009.
- [27] F. E. Cano Ardila, 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, no. 1, pp. 1246–1258, Jan. 2021, doi: 10.1016/j.ijhydene.2020.09.236.
- [28] J. Wünnig, "Flameless combustion and its applications," in *14th IFRF Members Conf. Noordwijkerhout*, 2004, pp. 1–12.
- [29] A. F. Colorado, B. A. Herrera, and A. A. Amell, "Performance of a Flameless combustion furnace using biogas and natural gas," *Bioresour. Technol.*, vol. 101, no. 7, pp. 2443–2449, Apr. 2010, doi: 10.1016/j.biortech.2009.11.003.
- [30] V. de P. Nicolau and A. P. Dadam, "Numerical and experimental thermal analysis of a tunnel kiln used in ceramic production," *J. Brazilian Soc. Mech. Sci. Eng.*, vol. 31, no. 4, pp. 297–304, Dec. 2009, doi: 10.1590/S1678-58782009000400003.
- [31] A. M. García and A. A. Amell, "A numerical analysis of the effect of heat recovery burners on the heat transfer and billet heating characteristics in a walking-beam type reheating furnace," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 127, pp. 1208–1222, Dec. 2018, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.07.121.
- [32] S. H. Han, Y. S. Lee, J. R. Cho, and K. H. Lee, "Efficiency analysis of air-fuel and oxy-fuel combustion in a reheating furnace," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 121, pp. 1364–1370, Jun. 2018, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.12.110.
- [33] Y. Wang, M. Gu, L. Chao, J. Wu, Y. Lin, and X. Huang, "Different chemical effect of hydrogen addition on soot formation in laminar coflow methane and ethylene diffusion flames," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 46, no. 29, pp. 16063–16074, 2021, doi: 10.1016/j.ijhydene.2021.02.014.
- [34] A. S. GORDON, S. C. LI, and F. WILLIAMS, "Visible Flame Heights of Laminar Coflow Diffusion Flames," *Combust. Sci. Technol.*, vol. 141, no. 1–6, pp. 1–18, Jun. 1999, doi: 10.1080/00102209908924179.
- [35] Z. Wang, P. B. Sunderland, and R. L. Axelbaum, "Dilution effects on laminar jet diffusion flame lengths," *Proc. Combust. Inst.*, vol. 37, no. 2, pp. 1547–1553, 2019, doi: 10.1016/j.proci.2018.06.085.
- [36] K. P. SCHUG, Y. MANHEIMER-TIMNAT, P. YACCARINO, and I. GLASSMAN, "Sooting Behavior of Gaseous Hydrocarbon Diffusion Flames and the Influence of Additives," *Combust. Sci. Technol.*, vol. 22, no. 5–6, pp. 235–250, Jun. 1980, doi: 10.1080/00102208008952387.
- [37] F. Liu, Y. Ai, and W. Kong, "Effect of hydrogen and helium addition to fuel on soot formation in an axisymmetric coflow laminar methane/air diffusion flame," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 39, no. 8, pp. 3936–3946, 2014, doi: 10.1016/j.ijhydene.2013.12.151.
- [38] F. Wang, P. Li, J. Mi, J. Wang, and M. Xu, "Chemical kinetic effect of hydrogen addition on ethylene jet flames in a hot and diluted coflow," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 40, no. 46, pp. 16634–16648, 2015, doi: 10.1016/j.ijhydene.2015.09.047.
- [39] Y. Wang, M. Gu, L. Chao, J. Wu, Y. Lin, and X. Huang, "Different chemical effect of hydrogen addition on soot formation in laminar coflow methane and ethylene diffusion flames," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 46, no. 29, pp. 16063–16074, Apr. 2021, doi: 10.1016/j.ijhydene.2021.02.014.
- [40] X. Li, S. Xie, J. Zhang, T. Li, and X. Wang, "Combustion characteristics of non-premixed CH₄/CO₂ jet flames in coflow air at normal and elevated temperatures," *Energy*, vol. 214, 2021, doi: 10.1016/j.energy.2020.118981.
- [41] H. A. Yepes and A. A. Amell, "Effect of turbulence model on flameless combustion simulation of a regenerative furnace," *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 1257, p. 012016, Jun. 2019, doi: 10.1088/1742-6596/1257/1/012016.
- [42] M. Ayoub, C. Rottier, S. Carpentier, C. Villermaux, A. M. Boukhalfa, and D. Honoré, "An experimental study of mild flameless combustion of methane/hydrogen mixtures," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 37, no. 8, pp. 6912–6921, Apr. 2012, doi: 10.1016/j.ijhydene.2012.01.018.
- [43] M. S. Cellek, "Flameless combustion investigation of CH₄/H₂ in the laboratory-scaled furnace," *Int. J. Hydrogen Energy*, Jul. 2020, doi: 10.1016/j.ijhydene.2020.05.233.
- [44] C. Lezcano, J. Obando, and A. Amell, "Numerical Simulation of a Flameless Combustion Furnace with Mixtures of Methane and a Sub-Bituminous Pulverized Coal," *Combust. Sci. Technol.*, vol. 189, no. 9, pp. 1591–1604, Sep. 2017, doi: 10.1080/00102202.2017.1305370.
- [45] A. Sepman, E. Abtahizadeh, A. Mokhov, J. Van Oijen, H. Levinsky, and P. De Goeij, "Experimental and numerical studies of the effects of hydrogen addition on the structure of a laminar methane-nitrogen jet in hot coflow under MILD conditions," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 38, no. 31, pp. 13802–13811, 2013, doi:

- 10.1016/j.ijhydene.2013.08.015.
- [46] G. T., "Lift-off Heights and Visible Lengths of Vertical Turbulent Jet Diffusion Flames in Still Air," *Combust. Sci. Technol.*, vol. 41, no. 1–2, pp. 17–29, Sep. 1984, doi: 10.1080/00102208408923819.
- [47] L. D. Arteaga Mendez, M. J. Tummers, E. H. van Veen, and D. J. E. M. Roekaerts, "Effect of hydrogen addition on the structure of natural-gas jet-in-hot-coflow flames," *Proc. Combust. Inst.*, vol. 35, no. 3, pp. 3557–3564, 2015, doi: 10.1016/j.proci.2014.06.146.
- [48] B. Ge *et al.*, "Experiment study on the combustion performance of hydrogen-enriched natural gas in a DLE burner," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 44, no. 26, pp. 14023–14031, May 2019, doi: 10.1016/j.ijhydene.2019.03.257.
- [49] D. P. Mishra and P. Kumar, "Experimental study of bluff-body stabilized LPG–H₂ jet diffusion flame with preheated reactant," *Fuel*, vol. 89, no. 1, pp. 212–218, Jan. 2010, doi: 10.1016/j.fuel.2009.07.030.
- [50] B. K. Mandal, A. Sarkar, and A. Datta, "Numerical Prediction of the Soot and NO Formation in a Confined Laminar Diffusion Flame without and with Air Preheat," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, vol. 220, no. 5, pp. 473–486, Aug. 2006, doi: 10.1243/09576509JPE168.
- [51] J. Lim, J. Gore, and R. Viskanta, "A study of the effects of air preheat on the structure of methane/air counterflow diffusion flames," *Combust. Flame*, vol. 121, no. 1–2, pp. 262–274, Apr. 2000, doi: 10.1016/S0010-2180(99)00137-6.
- [52] R. Weber, S. Orsino, N. Lallemand, and A. Verlaan, "Combustion of natural gas with high-temperature air and large quantities of flue gas," *Proc. Combust. Inst.*, vol. 28, no. 1, pp. 1315–1321, Jan. 2000, doi: 10.1016/S0082-0784(00)80345-8.
- [53] R. Weber, J. P. Smart, and W. vd Kamp, "On the (MILD) combustion of gaseous, liquid, and solid fuels in high temperature preheated air," *Proc. Combust. Inst.*, vol. 30, no. 2, pp. 2623–2629, Jan. 2005, doi: 10.1016/j.proci.2004.08.101.
- [54] M. Huang *et al.*, "Effect of air preheat temperature on the MILD combustion of syngas," *Energy Convers. Manag.*, vol. 86, pp. 356–364, Oct. 2014, doi: 10.1016/j.enconman.2014.05.038.
- [55] 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*, Apr. 2021, doi: 10.1016/j.ijhydene.2021.03.228.
- [56] C. de Castro, L. J. Miguel, and M. Mediavilla, "The role of non conventional oil in the attenuation of peak oil," *Energy Policy*, vol. 37, no. 5, pp. 1825–1833, May 2009, doi: 10.1016/j.enpol.2009.01.022.
- [57] Y. Li and S. Kimura, "Economic competitiveness and environmental implications of hydrogen energy and fuel cell electric vehicles in ASEAN countries: The current and future scenarios," *Energy Policy*, vol. 148, p. 111980, Jan. 2021, doi: 10.1016/j.enpol.2020.111980.
- [58] N. Rajalakshmi, "Hydrogen and fuel cell for sustainable future," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 45, no. 4, pp. 3391–3393, Jan. 2020, doi: 10.1016/j.ijhydene.2019.11.104.
- [59] S. N. Reddy *et al.*, "Hydrogen: fuel of the near future," in *New Dimensions in Production and Utilization of Hydrogen*, Elsevier, 2020, pp. 1–20.
- [60] V. Rievaj, J. Gaňa, and F. Synák, "Is hydrogen the fuel of the future?," *Transp. Res. Procedia*, vol. 40, pp. 469–474, 2019, doi: 10.1016/j.trpro.2019.07.068.
- [61] A. Smoliński and N. Howaniec, "Hydrogen energy, electrolyzers and fuel cells – The future of modern energy sector," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 45, no. 9, p. 5607, Feb. 2020, doi: 10.1016/j.ijhydene.2019.11.076.
- [62] J. Ren, N. M. Musyoka, H. W. Langmi, M. Mathe, and S. Liao, "Current research trends and perspectives on materials-based hydrogen storage solutions: A critical review," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 1, pp. 289–311, Jan. 2017, doi: 10.1016/j.ijhydene.2016.11.195.
- [63] Q. Douasbin, M. Ihme, and C. Arndt, "Pareto-efficient combustion framework for predicting transient ignition dynamics in turbulent flames: Application to a pulsed jet-in-hot-coflow flame," *Combust. Flame*, vol. 223, pp. 153–165, 2021, doi: 10.1016/j.combustflame.2020.09.031.
- [64] J. Park *et al.*, "Efficient synthetic approach for nanoporous adsorbents capable of pre-and post-combustion CO₂ capture and selective gas separation," *J. CO₂ Util.*, vol. 45, no. February, p. 101404, 2021, doi: 10.1016/j.jcou.2020.101404.
- [65] P. Qian *et al.*, "Experimental study on a high efficient and ultra-lean burn meso-scale thermoelectric system based on porous media combustion," *Energy Convers. Manag.*, vol. 234, no. February, p. 113966, 2021, doi: 10.1016/j.enconman.2021.113966.
- [66] C. E. Arrieta and A. A. Amell, "Combustion analysis of an equimolar mixture of methane and syngas in a surface-stabilized combustion burner for household appliances," *Fuel*, vol. 137, pp. 11–20, 2014, doi: 10.1016/j.fuel.2014.07.079.
- [67] L. Wu, N. Kobayashi, Z. Li, and H. Huang, "Experimental study on the effects of hydrogen addition on the emission

- and heat transfer characteristics of laminar methane diffusion flames with oxygen-enriched air," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 41, no. 3, pp. 2023–2036, Jan. 2016, doi: 10.1016/j.ijhydene.2015.10.132.
- [68] G. Lopez-Ruiz, A. R. Fernandez-Akarregi, L. Diaz, I. Urresti, I. Alava, and J. M. Blanco, "Numerical study of a laminar hydrogen diffusion flame based on the non-premixed finite-rate chemistry model; thermal NO assessment," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 44, no. 36, pp. 20426–20439, Jul. 2019, doi: 10.1016/j.ijhydene.2019.05.230.
- [69] S. Chen and C. Zheng, "Counterflow diffusion flame of hydrogen-enriched biogas under MILD oxy-fuel condition," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 36, no. 23, pp. 15403–15413, Nov. 2011, doi: 10.1016/j.ijhydene.2011.09.002.
- [70] X. Gao, F. Duan, S. C. Lim, and M. S. Yip, "NO_x formation in hydrogen–methane turbulent diffusion flame under the moderate or intense low-oxygen dilution conditions," *Energy*, vol. 59, pp. 559–569, Sep. 2013, doi: 10.1016/j.energy.2013.07.022.
- [71] M. Alliche and S. Chikh, "Study of non-premixed turbulent flame of hydrogen/air downstream Co-Current injector," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 43, no. 6, pp. 3577–3585, Feb. 2018, doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.06.081.
- [72] M. İbaş and İ. Yılmaz, "Experimental analysis of the effects of hydrogen addition on methane combustion," *Int. J. Energy Res.*, vol. 36, no. 5, pp. 643–647, Apr. 2012, doi: 10.1002/er.1822.
- [73] F. COZZI and A. COGHE, "Behavior of hydrogen-enriched non-premixed swirled natural gas flames," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 31, no. 6, pp. 669–677, May 2006, doi: 10.1016/j.ijhydene.2005.05.013.
- [74] M. Kim, J. Oh, and Y. Yoon, "Flame length scaling in a non-premixed turbulent diluted hydrogen jet with coaxial air," *Fuel*, vol. 90, no. 8, pp. 2624–2629, Aug. 2011, doi: 10.1016/j.fuel.2011.03.036.
- [75] F. Cadavid, B. Herrera, and A. Amell, "Numerical simulation of the flow streams behavior in a self-regenerative crucible furnace," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 8–9, pp. 826–832, Jun. 2010, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2009.12.011.
- [76] H. K. Versteek and W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*. 2007.
- [77] Grupo Energía Bogotá, "Transportadora de Gas Internacional S.A," 2022. [Online]. Available: <https://beo.tgi.com.co/sites/Home-show>. [Accessed: 26-Oct-2021].
- [78] Y. A. Cengel, Ghajar, Afshin J., *Heat and mass transfer : fundamentals & applications*. 2015.
- [79] T. Poinot and D. Veynante, "Theoretical and Numerical Combustion," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 28, 2005.
- [80] V. Yakhot, S. A. Orszag, S. Thangam, T. B. Gatski, and C. G. Speziale, "Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique," *Phys. Fluids A Fluid Dyn.*, vol. 4, no. 7, pp. 1510–1520, Jul. 1992, doi: 10.1063/1.858424.
- [81] GNU Operating System, "RNG k-epsilon model," *RNG*, 2010. [Online]. Available: https://www.cfd-online.com/Wiki/RNG_k-epsilon_model.
- [82] A. Kazakov and M. Frenklach, "Reduced reaction sets based on GRI-Mech 1.2." [Online]. Available: <http://combustion.berkeley.edu/drm/>. [Accessed: 14-Jan-2022].
- [83] Mechanical and Aerospace Engineering (Combustion Research), "Chemical-Kinetic Mechanisms for Combustion Applications," 2012. [Online]. Available: <http://combustion.ucsd.edu>.
- [84] ANSYS Inc, *ANSYS FLUENT 12.0 Theory Guide*. 2009.
- [85] C. Echeverri-Urbe, "Análisis teórico y experimental de la combustión estabilizada en la superficie de un medio poroso confinado," Universidad de Antioquia, Medellín, Colombia, 2017.
- [86] V. Ratna Kishore, M. R. Ravi, and A. Ray, "Adiabatic burning velocity and cellular flame characteristics of H₂–CO–CO₂–air mixtures," *Combust. Flame*, vol. 158, no. 11, pp. 2149–2164, Nov. 2011, doi: 10.1016/j.combustflame.2011.03.018.
- [87] C. Sepulveda, A. Amell, and F. Cadavid, "Development of a methodology for designing and characterizing honeycomb heat regenerators," *Dyna*, vol. 77, no. 164, pp. 200–208, 2010.
- [88] J. Warnatz, U. Mass, and R. . Dibble, *Combustion: Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*, 4th ed. Springer, 1996.
- [89] A. J. Barra and J. L. Ellzey, "Heat recirculation and heat transfer in porous burners," *Combust. Flame*, vol. 137, no. 1–2, pp. 230–241, Apr. 2004, doi: 10.1016/j.combustflame.2004.02.007.
- [90] A. Yarahmadi, M. R. H. Nobari, and R. Hosseini, "A Numerical Investigation of Laminar and Turbulent Premixed Flames in Porous Media," *Combust. Sci. Technol.*, vol. 183, no. 11, pp. 1164–1183, Nov. 2011, doi: 10.1080/00102202.2011.586007.
- [91] I. Malico and J. C. F. Pereira, "Numerical Study on the Influence of Radiative Properties in Porous Media Combustion," *J. Heat Transfer*, vol. 123, no. 5, pp. 951–957, Oct. 2001, doi: 10.1115/1.1389059.
- [92] M. J. S. de Lemos, "Analysis of turbulent combustion in inert porous media," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 37, no. 4, pp. 331–336, Apr. 2010, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.12.004.
- [93] 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.
- [94] C. Tang *et al.*, "Laminar burning velocities and combustion characteristics of propane-hydrogen-air premixed flames," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 33, no. 18, pp. 4906–4914, Sep. 2008, doi: 10.1016/j.ijhydene.2008.06.063.
- [95] F. Ren, H. Chu, L. Xiang, W. Han, and M. Gu, "Effect of hydrogen addition on the laminar premixed combustion characteristics the main components of natural gas," *J. Energy Inst.*, vol. 92, no. 4, pp. 1178–1190, Aug. 2019, doi: 10.1016/j.joei.2018.05.011.
- [96] P. KUMAR and D. MISHRA, "Experimental investigation of laminar LPG–H₂ jet diffusion flame," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 33, no. 1, pp. 225–231, Jan. 2008, doi: 10.1016/j.ijhydene.2007.09.023.
- [97] S. Lille, T. Dobski, and W. Blasiak, "Visualization of Fuel Jet in Conditions of Highly Preheated Air Combustion," *J. Propuls. Power*, vol. 16, no. 4, pp. 595–600, Jul. 2000, doi: 10.2514/2.5613.
- [98] B. KONSUR, C. MEGARIDIS, and D. GRIFFIN, "Fuel preheat effects on soot-field structure in laminar gas jet diffusion flames burning in 0-g and 1-g," *Combust. Flame*, vol. 116, no. 3, pp. 334–347, Feb. 1999, doi: 10.1016/S0010-2180(97)00297-6.
- [99] Z. A. Mansurov, "Soot Formation in Combustion Processes (Review)," *Combust. Explos. Shock Waves*, vol. 41, no. 6, pp. 727–744, Nov. 2005, doi: 10.1007/s10573-005-0083-2.
- [100] S. Qi *et al.*, "Effects of gas preheat temperature on soot formation in co-flow methane and ethylene diffusion flames," *Proc. Combust. Inst.*, vol. 38, no. 1, pp. 1225–1232, 2021, doi: 10.1016/j.proci.2020.08.034.
- [101] University of Ljubljana, "Orange Software," 2022. [Online]. Available: <https://orangedatamining.com>.
- [102] I. Borg, *Modern Multidimensional Scaling Theory and Applications*, 2nd ed. 20. New York, NY: Springer New York, 2005.
- [103] L. Maya, A. Restrepo, and A. A. Amell, "THEORETICAL AND NUMERICAL STUDY OF THE COMBUSTION PROPERTIES OF PREMIXED HYDROGEN / NATURAL GAS / AIR AT A SUBATMOSPHERIC PRESSURE OF 0.849 BAR," *CT&F*, 2022, doi: <https://doi.org/10.29047/01225383.374>.
- [104] S. K. Mishra and R. P. Dahiya, "Adiabatic flame temperature of hydrogen in combination with gaseous fuels," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 14, no. 11, pp. 839–844, Jan. 1989, doi: 10.1016/0360-3199(89)90021-9.
- [105] 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.
- [106] M. A. Mueller, T. J. Kim, R. A. Yetter, and F. L. Dryer, "Flow reactor studies and kinetic modeling of the H₂/O₂ reaction," *Int. J. Chem. Kinet.*, vol. 31, no. 2, pp. 113–125, 1999, doi: 10.1002/(SICI)1097-4601(1999)31:2<113::AID-KIN5>3.0.CO;2-0.
- [107] N. Stylianidis, U. Azimov, and M. Birkett, "Investigation of the Effect of Hydrogen and Methane on Combustion of Multicomponent Syngas Mixtures using a Constructed Reduced Chemical Kinetics Mechanism," *Energies*, vol. 12, no. 12, p. 2442, Jun. 2019, doi: 10.3390/en12122442.
- [108] M. Reyes, F. V. Tinaut, B. Giménez, and J. V. Pastor, "Effect of hydrogen addition on the OH* and CH* chemiluminescence emissions of premixed combustion of methane-air mixtures," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 43, no. 42, pp. 19778–19791, Oct. 2018, doi: 10.1016/j.ijhydene.2018.09.005.
- [109] M. Frenklach *et al.*, "GRI-Mech—An Optimized Detailed Chemical Reaction Mechanism for Methane Combustion," 2000.
- [110] Cantera Developers, "Flame Temperature," *flame_temperature.ipynb*, 2022. [Online]. Available: https://cantera.org/examples/jupyter/thermo/flame_temperature.ipynb.html.
- [111] I. software. ANSYS, "ANSYS FLUENT 12.0/12.1 Documentation," *Thermal NO_x Formation*. [Online]. Available: <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node212.htm>.
- [112] I. software. ANSYS, "ANSYS FLUENT 12.0/12.1 Documentation," *Prompt NO_x Formation*. [Online]. Available: <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node213.htm>.

ANEXOS

1. ESQUEMA UTILIZADO PARA LA SIMULACIÓN TRANSITORIA DE 100 vol.-% GAS NATURAL (A DOS CICLOS)

```
(define (changeboundary)
  (cond ((= (rpgetvar 'time-step) 0)
    (ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/zone-type 19 mass-flow-
inlet")
    (ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/zone-type 20 pressure-
outlet")
    (ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/mass-flow-inlet 19 yes
yes no 0.00974 no 1323 no 0 no yes no no no yes 5 0.8 yes no 0 no 0.105
no 0.0571 no 0 no 0.1049")
    (ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/pressure-outlet 20 yes
no -1500 no 323 no yes no no no yes 5 0.8 yes no 0 no 0 no 0 no 0
yes no no")
    (ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/fluid porous_zone fluid
no no no no no no no yes no 1 no 0 no no 18200000 no 182000000000 no no
9250.6 no 925060000 no 925060000 0 0 no 0.62 constant 1 no no 1856 no
192.9 no"))))

(cond ((= (rpgetvar 'time-step) 600)
  (ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/zone-type 20 mass-flow-
inlet")
  (ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/zone-type 19 pressure-
outlet")
  (ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/mass-flow-inlet 20 yes
yes no 0.01412 no 343 no 0 no yes no no no yes 5 0.8 yes no 0 no 0.21 no
0 no 0 no 0")
  (ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/pressure-outlet 19 yes
no -1500 no 323 no yes no no no yes 5 0.8 no no 0 no 0 no 0 no 0 no 0 yes
no no")
  (ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/fluid porous_zone fluid
no no no no no no no yes no 1 no 0 no no 18200000 no 182000000000 no no
9250.6 no 925060000 no 925060000 0 0 no 0.62 constant 1 no no 1856 no
104.6 no"))))

)
```

2. ESQUEMA UTILIZADO PARA LA SIMULACIÓN TRANSITORIA DE 80-20 vol.-% GAS NATURAL E HIDRÓGENO (A DOS CICLOS)

```
(define (changeboundary)
  (cond ((= (rpgetvar 'time-step) 0)
    (ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/zone-type 19 mass-flow-
inlet")
    (ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/zone-type 20 pressure-
outlet")
    (ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/mass-flow-inlet 19 yes
yes no 0.0097 no 1323 no 0 no yes no no no yes 5 0.8 yes no 0 no 0.1014
no 0.0487 no 0 no 0.1001")
    (ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/pressure-outlet 20 yes
no -1500 no 323 no yes no no no yes 5 0.8 yes no 0 no 0 no 0 no 0
yes no no")
    (ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/fluid porous_zone fluid
no no no no no no no no yes no 1 no 0 no no 18200000 no 182000000000 no no
9250.6 no 925060000 no 925060000 0 0 no 0.62 constant 1 no no 1856 no
193.4 no"))))

(cond ((= (rpgetvar 'time-step) 600)
  (ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/zone-type 20 mass-flow-
inlet")
  (ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/zone-type 19 pressure-
outlet")
  (ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/mass-flow-inlet 20 yes
yes no 0.01412 no 343 no 0 no yes no no no yes 5 0.8 yes no 0 no 0.21 no
0 no 0 no 0")
  (ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/pressure-outlet 19 yes
no -1500 no 323 no yes no no no yes 5 0.8 no no 0 no 0 no 0 no 0 no 0 yes
no no")
  (ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/fluid porous_zone fluid
no no no no no no no no yes no 1 no 0 no no 18200000 no 182000000000 no no
9250.6 no 925060000 no 925060000 0 0 no 0.62 constant 1 no no 1856 no
104.6 no"))))

)
```

3. ESQUEMA UTILIZADO PARA LA SIMULACIÓN TRANSITORIA DE 60-40 vol.-% GAS NATURAL E HIDRÓGENO (A DOS CICLOS)

```
(define (changeboundary)
(cond ((= (rpgetvar 'time-step) 0)
(ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/zone-type 19 mass-flow-
inlet")
(ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/zone-type 20 pressure-
outlet")
(ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/mass-flow-inlet 19 yes
yes no 0.00966 no 1323 no 0 no yes no no no yes 5 0.8 yes no 0 no 0.1078
no 0.0417 no 0 no 0.1008")
(ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/pressure-outlet 20 yes
no -1500 no 323 no yes no no no yes 5 0.8 yes no 0 no 0 no 0 no 0 no 0
yes no no")
(ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/fluid porous_zone fluid
no no no no no no no yes no 1 no 0 no no 18200000 no 182000000000 no no
9250.6 no 925060000 no 925060000 0 0 no 0.62 constant 1 no no 1856 no
194.1 no"))))

(cond ((= (rpgetvar 'time-step) 600)
(ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/zone-type 20 mass-flow-
inlet")
(ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/zone-type 19 pressure-
outlet")
(ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/mass-flow-inlet 20 yes
yes no 0.01412 no 343 no 0 no yes no no no yes 5 0.8 yes no 0 no 0.21 no
0 no 0 no 0")
(ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/pressure-outlet 19 yes
no -1500 no 323 no yes no no no yes 5 0.8 no no 0 no 0 no 0 no 0 no 0 yes
no no")
(ti-menu-load-string "define/boundary-conditions/fluid porous_zone fluid
no no no no no no no yes no 1 no 0 no no 18200000 no 182000000000 no no
9250.6 no 925060000 no 925060000 0 0 no 0.62 constant 1 no no 1856 no
104.6 no"))))

)
```

4. CÓDIGO PARA LA MEDICIÓN DE ALTURA DE LLAMA PARA MEZCLAS GAS NATURAL E HIDRÓGENO

```
"""
Created on Thu Nov 25 22:39:59 2021

@author: Alejandro
"""

import cv2
import numpy as np
from tkinter import filedialog
from tkinter import Tk

def onMouse(event, x, y, flags, param):

    if event == cv2.EVENT_LBUTTONDOWN:
        # draw circle here (etc...)
        #print('x = %d, y = %d'%(x, y))
        #print(i)
        #i=i+1
        posList.append((x,y))

        if len(posList)>=p:
            cv2.destroyAllWindows()

newsize=(648,432)

# Lectura de la imagen a tratar
#image = cv2.imread("Prueba3.JPG") #Otra forma de abrir las imágenes

root = Tk()
#files = filedialog.askopenfilename(title="Select An Image",
filetypes=(("jpeg files", "*.jpg"), ("gif files", "*.gif*"), ("png files",
"*.png")))
image = cv2.imread(filedialog.askopenfilename(title="Select An Image",
filetypes=(("jpeg files", "*.jpg"), ("gif files", "*.gif*"), ("png files",
"*.png"))))
root.destroy()
#image=cv2.imread(files)

#Reescalando los bits
image=cv2.resize(image,newsize)

#Matrices de acuerdo a lo que quiera convertir la imagen
gray = cv2.cvtColor(image, cv2.COLOR_BGR2GRAY)
blur = cv2.GaussianBlur(gray, (5,5), 0)
thresh = cv2.threshold(blur, 0, 255, cv2.THRESH_BINARY_INV +
cv2.THRESH_OTSU) [1]

# Find bounding box
#x,y,w,h = cv2.boundingRect(thresh)
# x=293
# y=405
# w=10
# h=29
```

```

negativo=np.zeros(image.shape)

for i in range(len(gray[:,0])):
    for j in range(len(gray[0,:])):
        if gray[i,j]>=215: #este es el parámetro de ajuste
            negativo[i,j]=1 #pinto la matriz con los valores 1

#-----parámetros de entrada-----
p=5 #Número de clics que voy a realizar para medir
D_quem=(3/8)*25.4 #mm (No es necesario para la altura, se podría usar para
hallar lo ensanchado)
L_quem=22.5 #mm

#Para R2
E=0.8334 #Escala sacada con el mouse
E2=0.866

#Para R1
#E=0.776
#E2=0.79375

posList=[]

#Esto se hizo para dibujar un rectangulo en la figura
#cv2.rectangle(image, (x, y), (x + w, y + h), (36,255,12), 1)
#cv2.rectangle(thresh, (x, y), (x + w, y + h), (36,255,12), 1)
#cv2.putText(image, "w={},h={}".format(w,h), (x,y - 10),
cv2.FONT_HERSHEY_SIMPLEX, 0.7, (36,255,12), 2)

cv2.imshow("image", gray)
cv2.imshow("thresh", thresh)
cv2.imshow("negativo", negativo)

#cv2.imshow("blur", blur)
cv2.setMouseCallback('image', onMouse)
cv2.setMouseCallback('thresh', onMouse)
cv2.setMouseCallback('negativo', onMouse)

cv2.waitKey() #por si deseo cerrarlo

if len(posList)>=p: #Calculo de la altura de la llama
    #Escala
    #E=L_quem/((posList[0][1])-(posList[1][1])) #mm/pix

    #distancia azul
    bp_dist=(posList[0][1])-(posList[1][1]) #pix
    b_dist=E*bp_dist #mm

    #distancia amarilla
    yp_dist=(posList[1][1])-(posList[2][1]) #pix
    y_dist=E*yp_dist #mm
    Long_llama=b_dist+y_dist #mm

    #E2=D_quem/((posList[5][0])-(posList[4][0])) #mm/pix

    #Ancho máximo

```

```
ap_dist=(posList[4][0])-(posList[3][0]) #pix
a_dist=E2*ap_dist #mm

#con imageJ da para la prueba 200 mm de altura aprox

print('Longitud de llama total [mm]: ', Long_llama)
print('Longitud azul de la llama [mm]: ', b_dist)
print('Longitud amarilla de la llama [mm]: ', y_dist)
print('Ancho máximo de llama [mm]: ', a_dist)
```

5. CÓDIGO PARA LA MEDICIÓN DE ALTURA Y ANCHO DE LLAMA DE HIDRÓGENO

```
# -*- coding: utf-8 -*-
"""
Created on Thu Nov 25 22:39:59 2021

@author: Alejandro
"""

import cv2
import numpy as np
from tkinter import filedialog
from tkinter import Tk

def onMouse(event, x, y, flags, param):

    if event == cv2.EVENT_LBUTTONDOWN:
        # draw circle here (etc...)
        #print('x = %d, y = %d'%(x, y))
        #print(i)
        #i=i+1
        posList.append((x,y))

        if len(posList)>=p:
            cv2.destroyAllWindows()

newsiz=(648,432)

# Lectura de la imagen a tratar
#image = cv2.imread("Prueba3.JPG") #Otra forma de abrir las imágenes

root = Tk()
#files = filedialog.askopenfilename(title="Select An Image",
filetypes=(("jpeg files", "*.jpg"), ("gif files", "*.gif*"), ("png
files", "*.png")))
image = cv2.imread(filedialog.askopenfilename(title="Select An Image",
filetypes=(("jpeg files", "*.jpg"), ("gif files", "*.gif*"), ("png
files", "*.png"))))
root.destroy()
#image=cv2.imread(files)

#Reescalando los bits
image=cv2.resize(image,newsiz)

#Matrices de acuerdo a lo que quiera convertir la imagen
gray = cv2.cvtColor(image, cv2.COLOR_BGR2GRAY)
blur = cv2.GaussianBlur(gray, (5,5), 0)
thresh = cv2.threshold(blur, 0, 255, cv2.THRESH_BINARY_INV +
cv2.THRESH_OTSU) [1]

pr=cv2.cvtColor(image, cv2.COLOR_BGR2HSV)
pr2 = cv2.cvtColor(pr, cv2.COLOR_BGR2GRAY)
pr3 = cv2.GaussianBlur(pr2, (5,5), 0)
pr4 = cv2.threshold(pr3, 0, 255, cv2.THRESH_BINARY_INV +
cv2.THRESH_OTSU) [1]
```

```

# Find bounding box
#x,y,w,h = cv2.boundingRect(thresh)
# x=293
# y=405
# w=10
# h=29

negativo=np.zeros(image.shape)

for i in range(len(pr2[:,0])):
    for j in range(len(pr2[0,:])):
        if pr2[i,j]>=55: #este es el parámetro de ajuste
            negativo[i,j]=1 #pinto la matriz con los valores 1

#-----parámetros de entrada-----
p=5 #Número de clics que voy a realizar para medir
D_quem=(3/8)*25.4 #mm (No es necesario para la altura, se podría usar
para hallar lo ensanchado)
L_quem=22.5 #mm

#Para R2
E=0.8334 #Escala sacada con el mouse
E2=0.866

#Para R1
#E=0.776
#E2=0.79375

posList=[]

#Esto se hizo para dibujar un rectangulo en la figura
#cv2.rectangle(image, (x, y), (x + w, y + h), (36,255,12), 1)
#cv2.rectangle(thresh, (x, y), (x + w, y + h), (36,255,12), 1)
#cv2.putText(image, "w={},h={}".format(w,h), (x,y - 10),
cv2.FONT_HERSHEY_SIMPLEX, 0.7, (36,255,12), 2)

cv2.imshow("image", pr2)
cv2.imshow("thresh", pr4)
cv2.imshow("negativo", negativo)

#cv2.imshow("blur", blur)
cv2.setMouseCallback('image', onMouse)
cv2.setMouseCallback('thresh', onMouse)
cv2.setMouseCallback('negativo', onMouse)

cv2.waitKey() #por si deseo cerrarlo

if len(posList)>=p: #Calculo de la altura de la llama
    #Escala
    #E=L_quem/((posList[0][1])-(posList[1][1])) #mm/pix

    #distancia azul
    bp_dist=(posList[0][1])-(posList[1][1]) #pix
    b_dist=E*bp_dist #mm

```



```

#distancia amarilla
yp_dist=(posList[1][1])-(posList[2][1]) #pix
y_dist=E*yp_dist #mm
Long_llama=b_dist+y_dist #mm

#E2=D_quem/((posList[5][0])-(posList[4][0])) #mm/pix

#Ancho máximo
ap_dist=(posList[4][0])-(posList[3][0]) #pix
a_dist=E2*ap_dist #mm

#con imageJ da para la prueba 200 mm de altura aprox

print('Longitud de llama total [mm]: ', Long_llama)
print('Longitud azul de la llama [mm]: ', b_dist)
print('Longitud amarilla de la llama [mm]: ', y_dist)
print('Ancho máximo de llama [mm]: ', a_dist)

```