

PROGRAMA:

Incremento del Grado de Madurez Tecnológico (TRL) de Sistemas Energéticos Sostenibles y Eficientes para la Transición Energética y la Reindustrialización del País

PROYECTO 105484:

Evaluación del efecto combinado de la autorregeneración de calor y el uso de mezclas hidrógeno/gas natural sobre la eficiencia energética y descarbonización en procesos de fusión de materiales no ferrosos, para pasar de un TRL 8 a un TRL 9

Documento de trabajo:

Análisis fenomenológico de la operabilidad del horno de crisol para mezclas 40-60 / GN-H₂ y simulaciones numéricas

Elaborado Por:

Alejandro Restrepo Román
Jousef Emil Karam Acevedo
Juan Esteban Ferrer Ruiz
Diana Carolina Rodríguez Henao
Iván Darío Bedoya Caro
Andrés Adolfo Amell Arrieta

Revisión y aprobación:

Iván Darío Bedoya
Andrés Amell Arrieta/

Contenido

Lista de figuras	3
Lista de tablas	3
1 Introducción.....	4
2 Caso de estudio.....	4
2.1 Propiedades de los gases	5
2.2 Intercambiabilidad.....	5
2.3 Emisiones	7
2.4 Rendimiento operacional.....	8
2.5 Regeneración de calor	9
3 Proyecciones numéricas	10
3.1 Horno de crisol	10
3.2 Regeneradores de calor GN/H ₂	18
4 Conclusiones	24
5 Bibliografía.....	25

Lista de figuras

Figura 1. Horno de crisol de GASURE.....	4
Figura 2. Comportamiento de la potencia para una presión de suministro constante al sustituir H ₂ en GN	6
Figura 3. Comportamiento de la presión para equiparar una potencia térmica al sustituir H ₂ en GN.....	6
Figura 4. Comportamiento de las emisiones de CO ₂ , O ₂	7
Figura 5. Comportamiento de las emisiones de CO, NO _x	8
Figura 6. Comportamiento de las emisiones de las toneladas de CO ₂ anuales emitidas en función de la proporción de H ₂	8
Figura 7. Eficiencia de combustión hasta 40% de H ₂ en GN a presión manométrica constante	9
Figura 8. Temperatura a la salida del regenerador cuando circulan productos de la combustión a igual potencia (90 kW) y dosado de 0.63	10
Figura 9. Malla del horno de crisol en polyhexacore.	10
Figura 10. Iso-superficie de la zona de reacción (consumo del 99.9%)	13
Figura 11. Concentración de a) CO ₂ y O ₂ ; b) CO y NO _x de acuerdo con las simulaciones	14
Figura 12. Líneas de flujo en función de la temperatura	15
Figura 13. Flux de calor en el crisol.	15
Figura 14. Criterio de obtención de combustión diluida por medio de la temperatura al interior de la cámara y la temperatura de entrada del oxidante. T _{in} corresponde a la temperatura de precalentamiento del aire.	16
Figura 15. Puntos de obtención de perfiles de temperatura.....	16
Figura 16. Perfiles de temperatura obtenidos en el horno	17
Figura 17. Comportamiento de la temperatura de las partículas al interior del horno.	18
Figura 18. 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).....	19
Figura 19. Dimensiones del regenerador de calor por simular.....	19
Figura 20. Malla del regenerador de calor.....	19
Figura 21. a) Curva de saturación del regenerador. b) Tasa de calentamiento del regenerador.....	23

Lista de tablas

Tabla 1. Composición del gas natural. Tomado de la red de Sebastopol.....	5
Tabla 2. Propiedades del gas natural e hidrógeno. Tomado de la red de Sebastopol.....	5
Tabla 3. Condiciones de frontera consideradas en la simulación.....	11
Tabla 4. Datos considerados para el cálculo de la viscosidad y conductividad térmica de los productos de combustión. Estos valores se extrajeron de [23]	20
Tabla 5. Propiedades térmicas y físicas del regenerador tipo honeycomb [22]	20
Tabla 6. Propiedades de los gases considerados en la simulación del regenerador	21
Tabla 7. Condiciones de frontera consideradas en la simulación de los regeneradores durante la eyección de los productos de combustión.....	22

1 Introducción

En la “Convocatoria Ecosistemas en Energía Sostenible, Eficiente y Asequible-2023 – convocatoria 938”, se desarrolla el proyecto “Evaluación del efecto combinado de la autorregeneración de calor y el uso de mezclas hidrógeno/gas natural sobre la eficiencia energética y descarbonización en procesos de fusión de materiales no ferrosos”, con el propósito de avanzar del nivel de madurez tecnológica (TRL) 8 a un TRL 9. Dentro de este marco, se ha establecido que uno de los entregables debe ser el análisis fenomenológico de la operación del horno de crisol desarrollado por el grupo de investigación GASURE en altas sustituciones de H₂ en gas natural (superior al 40%). En ese sentido, basándose en la teoría de intercambiabilidad de gases y los resultados de los últimos experimentos realizados en el horno, que incluyen proporciones de hasta un 40% de H₂ (vol.-%), El presente informe explora escenarios potenciales sobre la fenomenología de la operación del horno de crisol para mezclas de 40/60 – GN/H₂ (vol.-%), según las sugerencias planteadas por el interventor del proyecto. Todo ello se presenta con el fin de complementar el plan de ejecución presupuestal y de actividades, en particular la Actividad 1.1 del proyecto.

2 Caso de estudio

El horno de crisol autorregenerativo desarrollado por el Grupo de Ciencia y Tecnología y Uso Racional de la Energía - GASURE (patente de registro concedida por la Superintendencia de Industria y Comercio de Colombia n-09009848 [1]), 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. Una vez el horno funde la carga y esta supera la temperatura de fusión, la potencia en la etapa de sostenimiento disminuye a 60 kW por ahorro energético. La Figura 1 presenta el estado actual del horno de crisol.



Figura 1. Horno de crisol de GASURE

La operación de horno se fundamenta en un par de quemadores de llama no premezclada, de los cuales uno de estos genera una llama a partir de una corriente de aire envolvente que arrastra la descarga de combustible. En la sección del quemador opuesto se eyectan los productos de la combustión que circulan por un arreglo de 4 regeneradores de cordierita de diámetro de 80 mm y longitud de 294 mm. Estos almacenan el calor de los productos, el cual es recuperado por una corriente de aire en el siguiente ciclo donde la llama es generada por el quemador que se encontraba en eyección, intercambiando así la operación de horno.

2.1 Propiedades de los gases

Para llevar a cabo el análisis fenomenológico, se presentan en la Tabla 1 la composición del gas natural considerado, y en la Tabla 2 las propiedades de este en conjunto con las propiedades del hidrógeno.

Tabla 1. Composición del gas natural. Tomado de la red de Sebastopol

Especie	Proporción (%-v/v)
CH4	83.90
C2H6	9.60
C3H8	3.10
C4H10	1.08
CO2	1.80
N2	0.52

Tabla 2. Propiedades del gas natural e hidrógeno. Tomado de la red de Sebastopol

Propiedad	Gas natural	Hidrógeno
Masa de combustible (kg/kmol)	19.23	2
Gravedad específica	0.663	0.069
Masa de humos húmedos (kg/hh/kgf)	20.18	42.19
PCSm (MJ/kg)	51.71	141.72
PCIm (MJ/kg)	46.83	119.96
PCSV (MJ/m3std)	42.40	12.10
PCSIv (MJ/m3std)	38.30	10.19

2.2 Intercambiabilidad

El equipo opera en una condición de baja presión en la descarga (<100 mbar) y de acuerdo con la teoría de intercambiabilidad de gases, la potencia térmica se caracteriza bajo la expresión (1).

$$P_T = c \times A \sqrt{\frac{2p}{\rho_{air_{std}} d} \times \frac{T_{std}}{T} \times \frac{P_{atm} + p}{P_{std}}} \times PCS_v \quad (1)$$

Donde:

- c : coeficiente de descarga del orificio
- p : Presión manométrica (kPa)
- P_{atm} : Presión atmosférica (kPa)
- P_{std} : Presión de referencia (101.325 kPa)
- T : Temperatura del gas (K)
- T_{std} : Temperatura de referencia (288.6 K)
- A : Área transversal del orificio de descarga (m^2)
- d : Gravedad específica del gas
- PCS_v : Poder calorífico superior volumétrico (kWh/m³)

Con base en dicha expresión, al sustituir parcialmente el gas natural pueden surgir dos escenarios de intercambiabilidad: uno implica una sustitución con una operación del horno a presión manométrica constante, lo cual resulta en una potencia variable debido a la variación del índice de Wobbe (que es la relación entre el poder calorífico y la gravedad específica); el otro escenario implica una sustitución que garantiza una potencia constante, siendo la presión manométrica la variable de respuesta que asegura el aumento de la potencia. Aunque también existe una dependencia del área, la temperatura y la presión del sitio, por efectos de aplicación, el horno se probará en Medellín y no se afectará

Prohibida la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización de las entidades que tienen derecho de propiedad intelectual sobre el documento.

geométricamente por lo que dichas variables son constantes. La Figura 2 y la Figura 3 presentan el comportamiento de los escenarios planteados. De allí se debe resaltar que existe una caída de potencia de hasta 20 kW para proporciones de 80% H₂ aproximadamente a una presión manométrica constante, de la misma manera para recuperar la potencia operacional, la presión manométrica debe incrementar 15 mbar, si bien el horno opera a 30 mbar, esto es una generalidad que se cumple para cualquier quemador que opere a baja presión y va a implementar estas mezclas. La tendencia de ambos gráficos se explica por la dualidad que implica la caída del índice de Wobbe en la mezcla H₂-GN, más aún, una vez el hidrógeno predomina en la mezcla debido a su baja gravedad específica, hay un incremento en el Wobbe y se puede recupera algo de potencia operacional y en ese sentido un decaimiento en la presión de suministro requerida. Para el caso de estudio sugerido por el interventor, se espera que para un 60% de H₂ en gas natural, la potencia decaiga hasta 84 kW, y si se requiere recuperar la operación a 100 kW la presión de suministro debe incrementar 12 mbar, valor que se debe contemplar en el resorte del regulador del tren de gas.

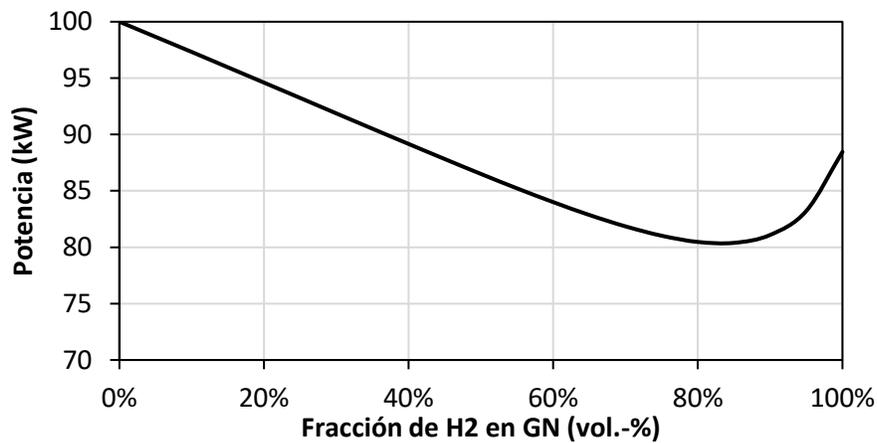


Figura 2. Comportamiento de la potencia para una presión de suministro constante al sustituir H₂ en GN

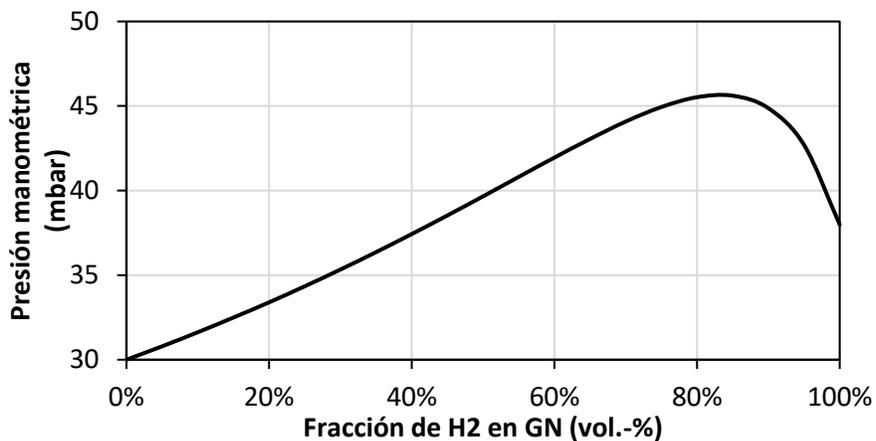


Figura 3. Comportamiento de la presión para equiparar una potencia térmica al sustituir H₂ en GN

2.3 Emisiones

En primera instancia para caracterizar las emisiones esperadas para una proporción de 60/40-H₂/GN se tomará el histórico evaluado de las pruebas más recientes en el horno con proporciones de hasta 40% con un caudal de aire constante, en ese sentido, la Figura 4 y la Figura 5, presentan el comportamiento de las emisiones porcentuales y en ppm, respectivamente. De allí se debe resaltar que, aunque las pruebas experimentales se realizaron a presión manométrica constante (potencia térmica variable), de acuerdo con la tendencia y la teoría se puede esperar que:

- A medida que aumenta la proporción de hidrógeno, también aumenta la concentración de O₂ en la chimenea debido a la mayor demanda de aire para la combustión y el caudal de aire. Aunque este aumento conlleva pérdidas por calor sensible en los gases de escape, la implementación de la regeneración de calor contribuye a mitigar dichas pérdidas. En el marco del Anexo relacionado con gemelos digitales, se está considerando la instalación de un ventilador junto con un variador de frecuencia y un sensor de O₂ en la chimenea. Esta configuración permitiría ajustar la proporción de aire/combustible según la mezcla para maximizar la eficiencia de combustión del equipo.
- La concentración de CO₂ en la chimenea disminuye a medida que aumenta la proporción de hidrógeno, lo cual se explica por la reducción en la contribución de carbono durante la combustión debido a la sustitución de hidrógeno.
- La presencia de monóxido de carbono (CO) disminuye a medida que aumenta la proporción de hidrógeno (H₂). Es evidente que al alcanzar el 40% de H₂, las emisiones de CO se eliminan por completo. Este fenómeno se explica por la acción de los radicales OH, promovidos por el hidrógeno, que mejoran la combustión del combustible.
- El aumento en la proporción de hidrógeno (H₂) conlleva a un incremento en los niveles de óxidos de nitrógeno (NO_x), debido al aumento en la temperatura de la llama. En este contexto, se recomienda realizar un balance para determinar la proporción más adecuada en términos de emisiones, considerando todas las especies presentes. Alternativamente, se puede regular la temperatura de la llama mediante el flujo de aire en la combustión para controlar los niveles de NO_x. Con la tendencia lineal que muestra el gráfico, se esperaría adquirir 112 ppm de NO_x.

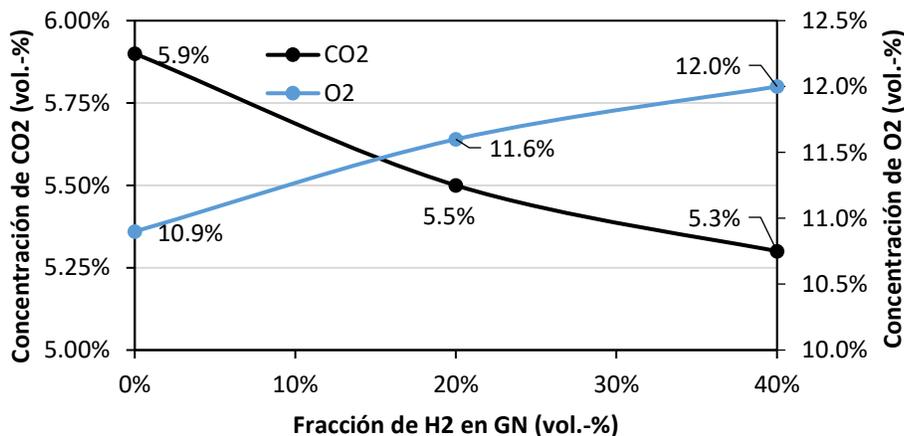


Figura 4. Comportamiento de las emisiones de CO₂, O₂

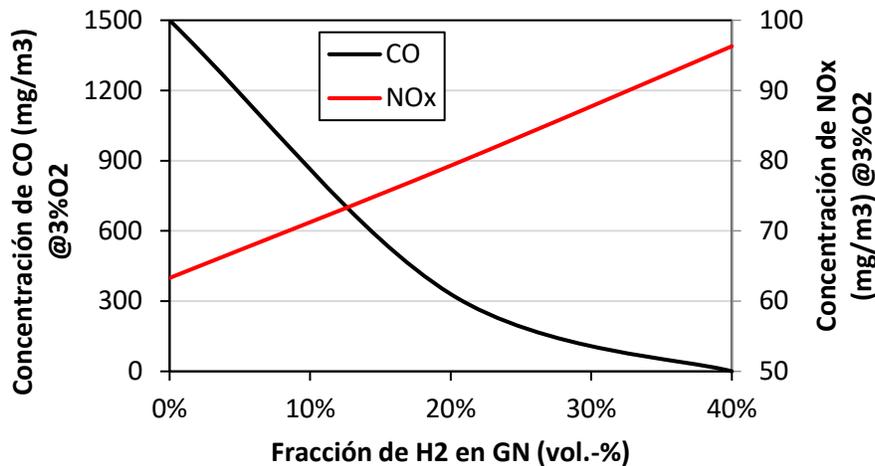


Figura 5. Comportamiento de las emisiones de CO, NOx

Finalmente, la Figura 6 presenta un análisis paramétrico de las toneladas teóricas obtenidas de CO₂ en función de la proporción de hidrógeno para un factor de planta de 8720 h/año y una potencia constante de 90 kW (PCI), de allí se puede denotar que para una proporción de 60% H₂, existe una emisión de 116.87 Ton/año lo que representa un 40% del valor de emisión a una operación con 100% gas natural.

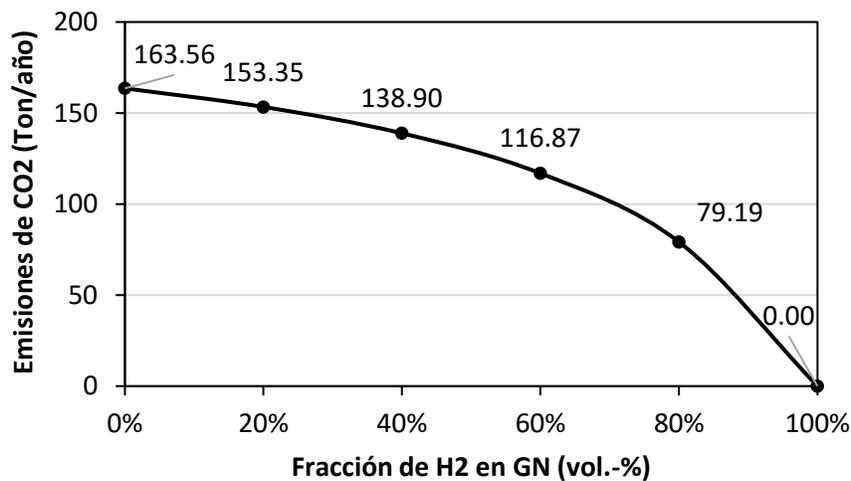


Figura 6. Comportamiento de las emisiones de las toneladas de CO₂ anuales emitidas en función de la proporción de H₂

2.4 Rendimiento operacional

De manera análoga a las emisiones, también se analizó la eficiencia de combustión y global del horno para diversas proporciones de H₂ hasta un máximo del 40%. La Figura 7 ilustra la eficiencia de combustión considerando las pérdidas por humos y el calor latente de vaporización. Los resultados muestran que la reducción del CO debido al enriquecimiento con hidrógeno en un 20% vol. apenas incrementa la eficiencia en un 0.1% con respecto al caso base del gas natural. De igual manera, al alcanzar una proporción del 40% vol. de H₂ en el hidrocarburo, la eficiencia se reduce ligeramente. Este aumento mínimo en la eficiencia se explica por las partes por millón (ppm) de CO generadas en el caso con gas natural, las cuales, aunque son mayores que en los otros casos, representan solo un

0.06% en los productos finales, lo que no genera un ahorro significativo en la combustión. En cuanto a la disminución de la eficiencia en el caso con mayor proporción de H₂, esto se debe a la alta formación de vapor de agua que aumenta las pérdidas por calor latente de vaporización y el incremento en el calor sensible por el oxígeno en chimenea. Es fundamental tener en cuenta que los resultados obtenidos en las pruebas anteriores se realizaron bajo presión manométrica constante (potencia térmica variable), y las nuevas pruebas tienen como objetivo compensar las pérdidas energéticas, es decir sostener la potencia térmica. Por lo tanto, estos resultados no pueden extrapolarse directamente. Sin embargo, proporcionan una idea del orden de magnitud operacional del horno en las condiciones que se espera operar.

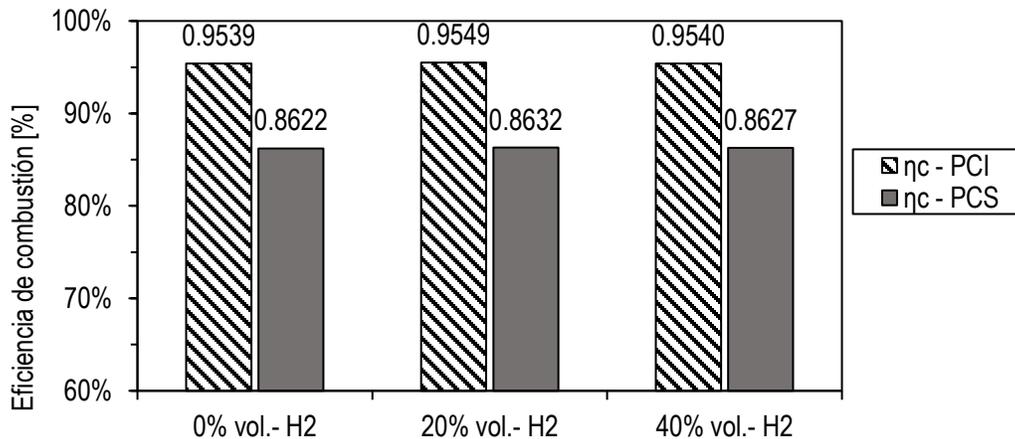


Figura 7. Eficiencia de combustión hasta 40% de H₂ en GN a presión manométrica constante

2.5 Regeneración de calor

La regeneración de calor en el crisol ha sido estudiada a partir de simulaciones CFD al interior del horno y de la teoría de diseño de regeneradores presentada en el documento “*Heat Transfer Design Methods*” de Dudukovic & Ramachandran [2], [3]. A partir de la teoría se dimensionaron los regeneradores actuales en el crisol, y con la simulación se corroboró como se saturaban los regeneradores de calor con los productos de la combustión, para una potencia constante de 90 kW (PCI), se obtuvo el comportamiento de la temperatura a la salida de los gases en el regenerador hasta 40% de sustitución de H₂ en GN, el cual se muestra en la Figura 8. De allí se encontró que conforme se adiciona hidrógeno, la energía almacenada en el regenerador incrementa en tiempos más cortos, lo que conlleva a una elevación más rápida de la temperatura de los gases a la salida y, por lo tanto, en la necesidad de ciclos más cortos en comparación con el gas natural. Para los flujos tratados, el regenerador se satura completamente en 34, 24 y 19 segundos para los casos de 0%, 20% y 40% vol.-H₂ respectivamente. Con menores diluciones, los productos de la combustión poseen cualidades convectivas superiores a las del gas natural, pese a que pierdan cualidades radiantes [4], [5]. Esto se debe a que los gases de combustión pueden tener una menor emisividad debido al mayor contenido de H₂O, lo que resulta en una menor radiación en el regenerador en comparación con la condición con gas natural. Asimismo, un mayor contenido de H₂O afecta las propiedades convectivas de la mezcla y, por lo tanto, el proceso de transferencia de calor por convección.

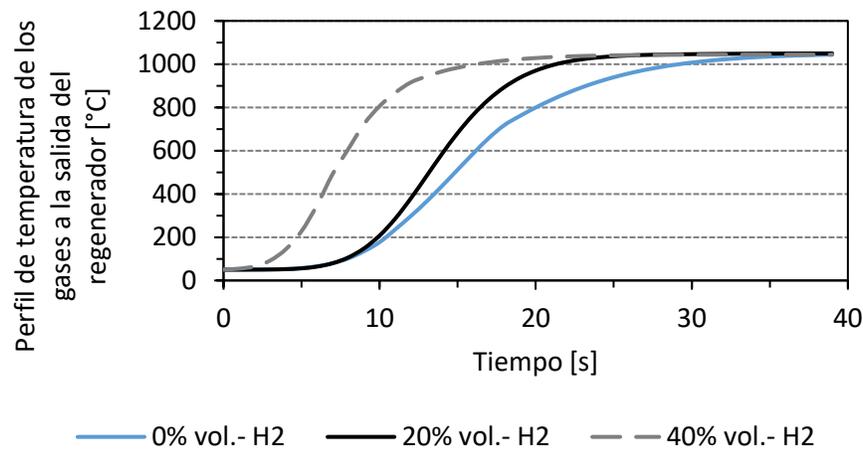


Figura 8. Temperatura a la salida del regenerador cuando circulan productos de la combustión a igual potencia (90 kW) y dosado de 0.63

3 Proyecciones numéricas

3.1 Horno de crisol

Para el desarrollo de la simulación del horno de crisol, se implementó una nueva malla, ya que la utilizada en artículos y tesis de grado del repositorio del grupo de investigación se desarrolló hace más de 10 años. Por lo tanto, la nueva malla se actualizó utilizando la herramienta de polyhexmesh. La Figura 9 presenta la nueva malla considerada en las simulaciones del horno de crisol cuya calidad mínima ortogonal corresponde a 0.4, y la relación de aspecto máxima de 20.4.

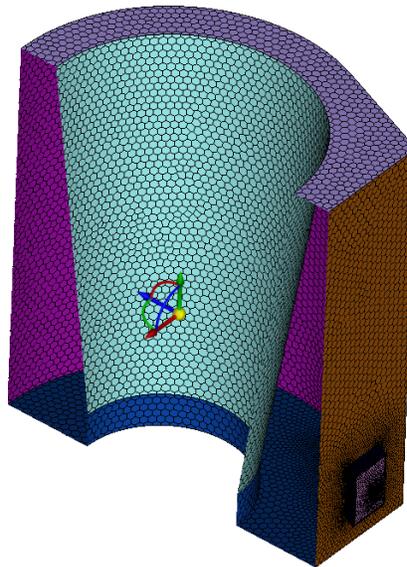


Figura 9. Malla del horno de crisol en polyhexacore.

En cuanto a las condiciones de frontera consideradas en el sólido, una de las aperturas de los regeneradores se toma como entrada de masa de aire precalentado. De manera similar, su contraparte se considera una eyección de salida a 45 mbar. Esta condición ha sido evaluada previamente en -15

Prohibida la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización de las entidades que tienen derecho de propiedad intelectual sobre el documento.

mbar. Sin embargo, bajo otra simulación del horno en conjunto con los regeneradores (que aún no ha convergido), se ha observado que antes de los regeneradores la presión es positiva.

La entrada de combustible se ajusta para suministrar la potencia de 90 kW, considerando mezclas de 0% y 60% en volumen de hidrógeno en gas natural. Las secciones restantes se definen como paredes, las cuales se asocian a una temperatura ambiente y un coeficiente convectivo con el exterior fijado en 15, según trabajos previos. La pared interna del crisol se define como un sumidero de calor que simula la carga en el horno, por lo tanto, su frontera 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	100% GN	40% GN – 60% H2	Unidad
Entrada de aire	Flujo másico	0.0565	0.0565	kg/s
	Temperatura	600	600	°C
Entrada de combustible	Flujo másico	0.00192	0.00168	kg/s
	Temperatura	30	30	°C
Salida de productos	Presión de salida	45	45	mbar
Pared del crisol	Temperatura	750	750	°C
Paredes externas del horno	Coficiente convectivo de transferencia de calor	15	15	W/m ² -K
	Temperatura externa	30	30	°C

Actualmente el flujo de aire aún se suministra por medio de un ventilador sin variador de frecuencia, este valor es constante en las simulaciones. *Para el mes de junio se complementan las simulaciones del mes de mayo, con resultados donde se disminuye la proporción de aire para sostener un n de 1.2.*

Los modelos considerados en la simulación se seleccionaron con base al estado del arte [12], [13], [14], [15]; estos son los siguientes:

- k-ε 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.
- 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-).
- 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 [16], donde se obtienen resultados más aproximados a los datos experimentales y captan la cinética de las especies que involucran el gas natural e hidrógeno, además se añade el mecanismo de formación de NOx propuesto por la universidad de California [17]. Resultando así un mecanismo conjunto de 34 especies y 168 reacciones a considerar.

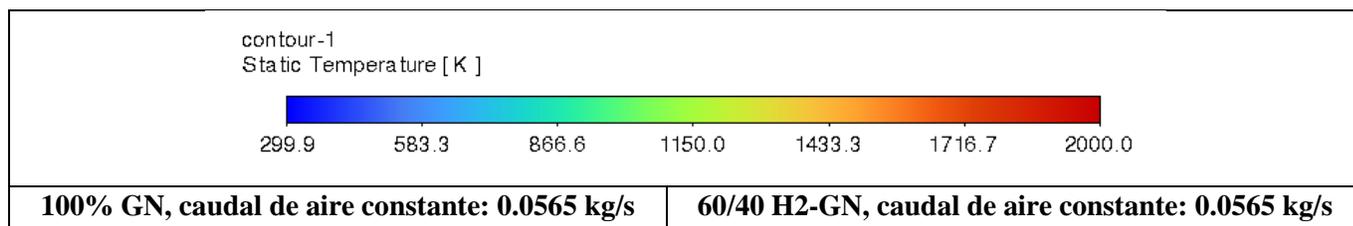
Prohibida la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización de las entidades que tienen derecho de propiedad intelectual sobre el documento.

Los resultados parciales de las simulaciones son los siguientes:

La zona de reacción se identifica con la *Relación de mezcla de oxidación – RO* propuesto por Yang & Blasiak [18], que se expresa según la ecuación (1), 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 $Ro=0.999$, lo cual se puede entender como la frontera a partir en la que se ha consumido el 99% del combustible.

$$R_o = \frac{x_{O_2}}{x_{O_2} + 2x_{CH_4} + 3.5x_{C_2H_6} + 5x_{C_3H_8} + 0.5x_{CO} + 0.5x_{H_2}} \quad (1)$$

La Figura 10 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 distribuye en mayor medida al interior del horno lo cual puede ser un efecto producido por el mayor impulso del gas y del aire para equiparar la potencia a un mismo factor de aireación, también se alcanza a denotar un efecto en el enfriamiento de los gases por la disminución en el aire requerido en la combustión pese a que no haya un cambio en la temperatura máxima de los gases. Respecto al ensanchamiento de la llama, al igual que en las simulaciones realizadas en artículos y trabajos de grado anteriores, no se aprecia un efecto significativo de la adición de hidrógeno. Esto también puede estar influenciado por la componente rotacional, que impide la difusión perpendicular a la descarga. Sin embargo, en el caso con un menor factor de aireación, se puede observar que la zona de reacción se prolonga en mayor medida hacia el interior del horno. Este fenómeno se explica por el mezclado del combustible y el aire: al disminuir el caudal de aire, la zona de reacción se alarga porque el aire necesario se encuentra en puntos más alejados del quemador. Para un valor de Ro del 99%, la reacción se distribuye mayormente en la cámara, mientras que con un valor del 99.9%, se distribuye por toda la cámara. En cuanto a la temperatura, no se observa un cambio significativo en la operación, aunque en general, los casos con H_2 presentan temperaturas ligeramente más altas que los de gas natural. Estos resultados son consistentes con el estado del arte y validan la simulación.



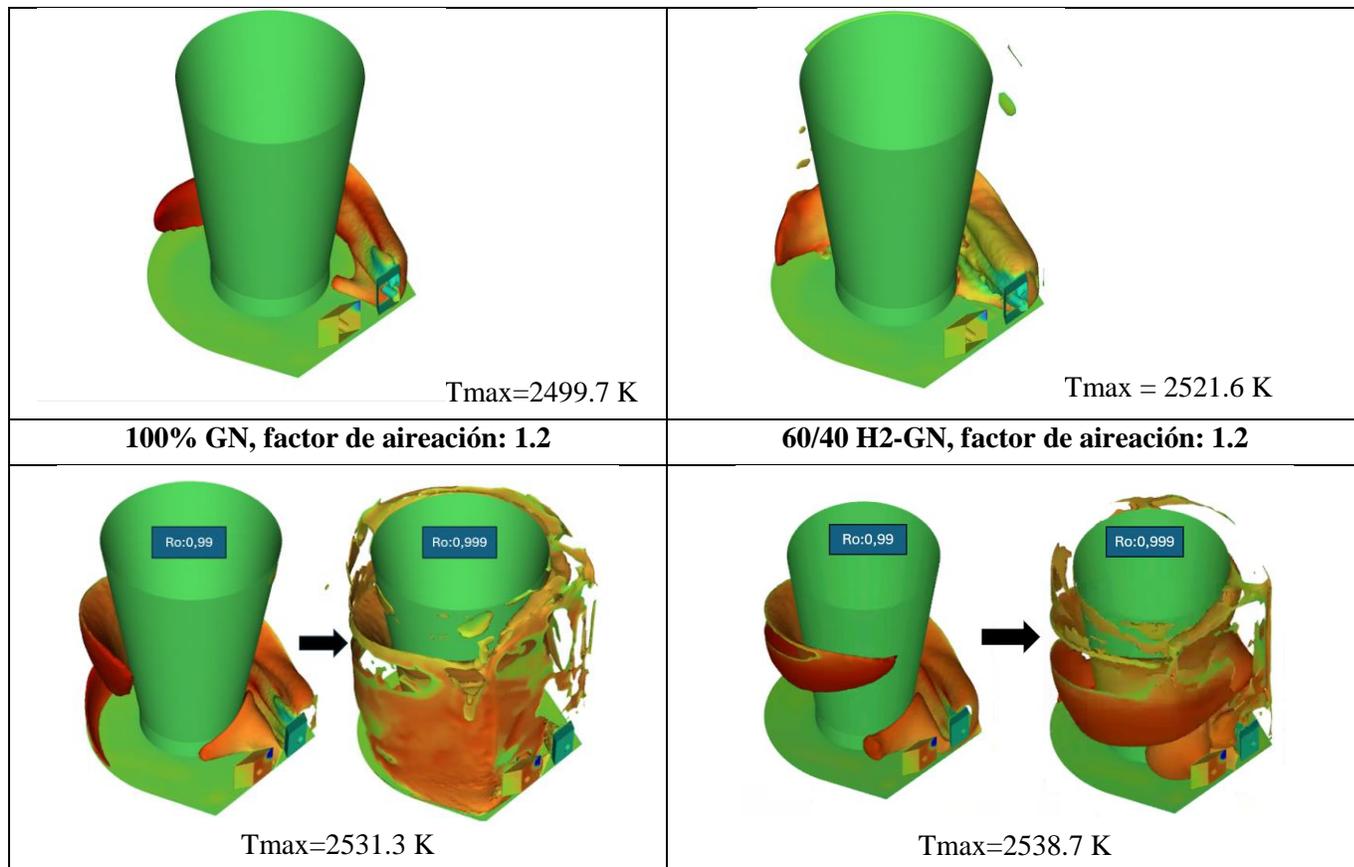


Figura 10. Iso-superficie de la zona de reacción (consumo del 99.9%)

La generación de emisiones proyectadas en el horno se presenta en la Figura 11, las cuales presentan un incremento de O_2 a la salida del horno de hasta 1.25% conforme se adiciona hidrógeno en la mezcla, y contrariamente una disminución de CO_2 del 1.6%. 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 CO_2 y del mismo modo requiere menos aire para reaccionar, lo que genera un incremento de O_2 en chimenea porque el caudal de aire sostiene un valor fijo. Respecto a la medición de CO y NO_x , el hidrógeno mejora la combustibilidad del hidrocarburo tal como se ha proyectado en simulaciones previas y disminuyendo la producción de CO, explicándose por el aumento en la temperatura de llama y el aporte de radicales OH que desencadenan una reacción completa del hidrocarburo. Las emisiones de NO_x aumentan conforme se añade hidrógeno a la mezcla en todos los casos, alcanzando un valor máximo de 370 ppm de NO_x con un caudal de aire constante, en comparación con una combustión ajustada con un $n:1.2$, que produce 336.11 ppm. Este fenómeno puede explicarse por el alto aporte de nitrógeno en la zona de reacción. Además, se sugiere un efecto positivo del H_2 en la producción de NO_x , dado que en el caso con gas natural, un menor factor de aireación redujo la producción de NO_x . Se observa que la producción de CO también se incrementa en consecuencia de la modificación de la fluidodinámica del horno, el CO aumenta en menor medida para el H_2 debido a que mejora la combustibilidad de la mezcla.

a)

b)

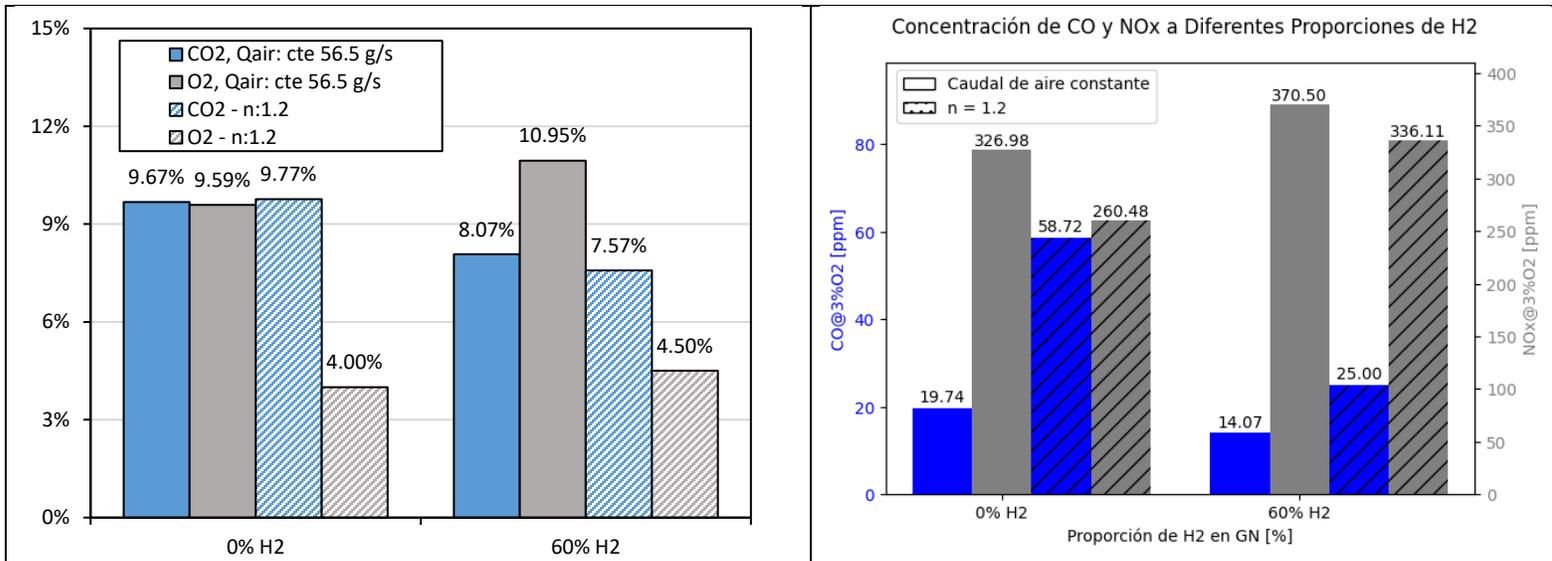
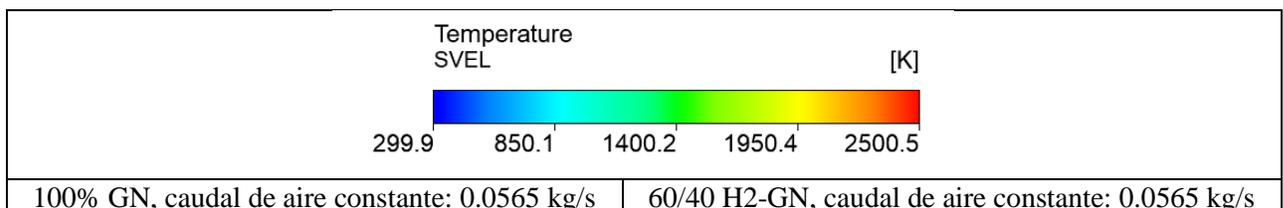


Figura 11. Concentración de a) CO₂ y O₂; b) CO y NOx de acuerdo con las simulaciones

El comportamiento de la fluidodinámica al interior del horno se presenta en la Figura 12 y en los vídeos anexos, de allí se cabe destacar que los productos de la combustión describen una trayectoria ascendente por la pared exterior del horno, envuelven el horno, y luego 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. Esto sugiere que la fluidodinámica no se ve afectada por la proporción de hidrógeno evaluada y el caudal de aire de combustión. Las simulaciones procesadas para un bajo factor de aireación indican que las corrientes de flujo retienen ligeramente más energía, debido a que se encuentran a mayor temperatura al fluir alrededor del crisol. Sin embargo, la cedencia de calor se denota significativamente para los diferentes casos de estudio, como se muestra en la Figura 13. De esta figura se debe resaltar que los casos con alto exceso de aire involucran una menor cedencia de calor en la superficie del crisol, respecto a los casos con un factor de aireación ajustado. El caso con alto exceso e hidrógeno posee el menor flux de calor, lo cual se explica, como se mencionó anteriormente, por el volumen de aire requerido; dado que el hidrógeno requiere menos aire de combustión, hay más presencia de inerte que toma calor de la reacción. Por otra parte, al ajustar el aire de combustión, los resultados sugieren que hay mayor cedencia de calor, atribuyéndose al efecto del estiramiento de la llama que acoge en mayor medida el crisol. Cuando se añade hidrógeno en la mezcla, el calor por convección es ligeramente mayor respecto al gas natural; sin embargo, la llama es menos radiante, lo que hace que el flujo neto sea equiparable en ambos casos con una diferencia de 103.22 W/m².



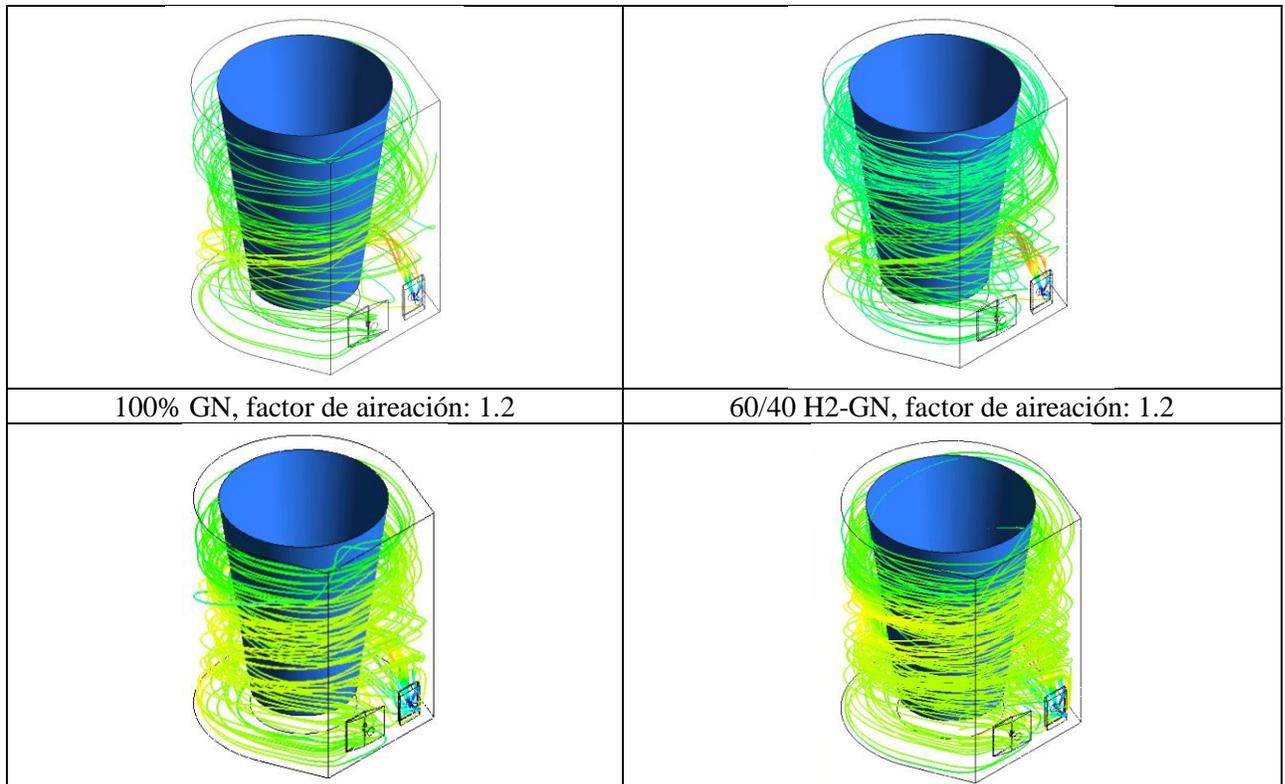


Figura 12. Líneas de flujo en función de la temperatura

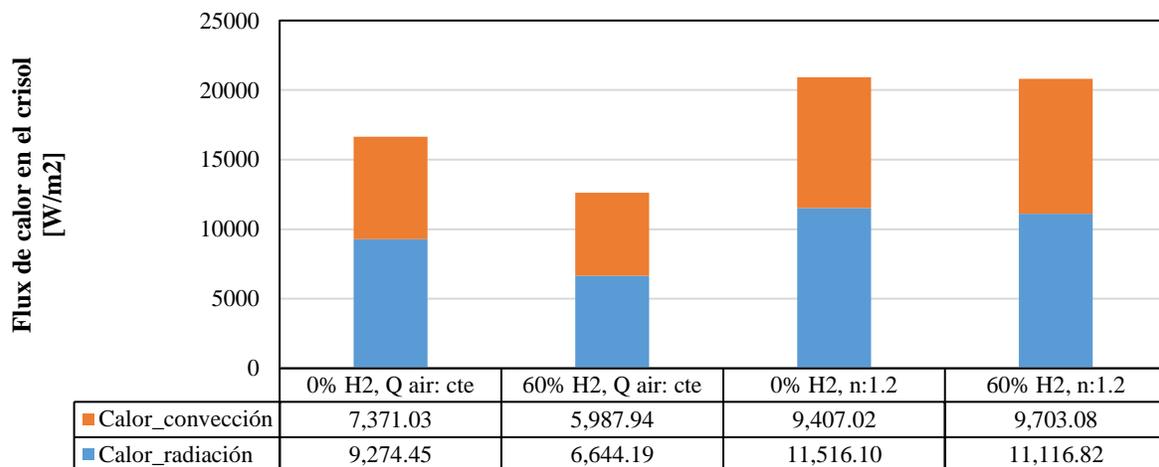


Figura 13. Flux de calor en el crisol.

Para analizar la fenomenología dentro del horno de crisol y determinar si opera en régimen de combustión diluida (MILD combustion), se utiliza la definición propuesta por A. Cavalier et al. [19]. Este trabajo compila las diferentes características físico-químicas que un sistema térmico debe cumplir para que ocurra dicho fenómeno. Uno de estos parámetros es el comportamiento de la temperatura dentro del horno, ya que, en este régimen, se presentan menores picos de temperatura en la cámara, lo que resulta en una menor producción de NO_x y un aumento en la transferencia de calor

por radiación. Para alcanzar este régimen, es necesario que la cinética permita que la zona de reacción sea influenciada por los productos de la combustión, lo que a su vez distribuye la zona de reacción en todo el volumen de la cámara. Esto implica que las temperaturas dentro del volumen deben superar la temperatura de autoignición del combustible.

Con base en lo anterior, existen dos criterios para evaluar la combustión diluida en un sistema térmico: el gradiente de temperatura dentro de la cámara debe ubicarse en la región sombreada de la Figura 14, y la fracción de mezcla o “mixture fraction” (Z) debe mostrar un grado adecuado de dilución en diferentes puntos del volumen de control, similar al valor de R_o definido previamente.

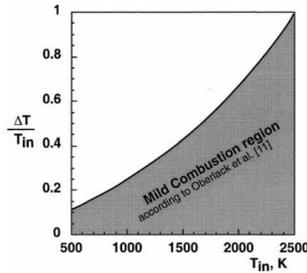


Figura 14. Criterio de obtención de combustión diluida por medio de la temperatura al interior de la cámara y la temperatura de entrada del oxidante. T_{in} corresponde a la temperatura de precalentamiento del aire.

Por lo tanto, se analizó el perfil de temperaturas al interior del horno desde 4 ejes verticales que recorren el horno de crisol como se muestra en la Figura 15, partiendo desde el lateral derecho de la inyección de los reactivos hasta la eyección en su zona opuesta. Adicionalmente, se tomó el comportamiento de la temperatura sobre la longitud de la trayectoria de las moléculas al interior del horno.

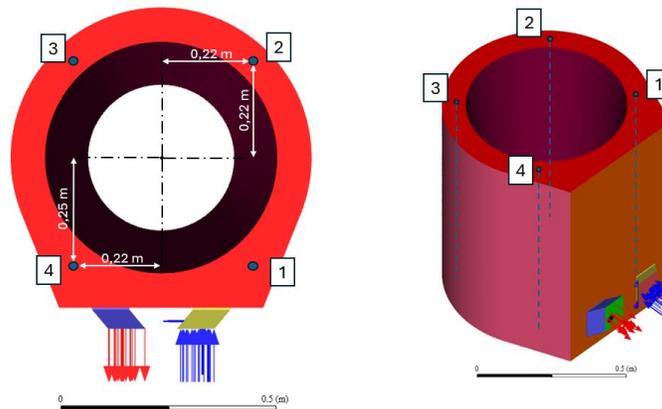


Figura 15. Puntos de obtención de perfiles de temperatura

La Figura 16 y la Figura 17 muestran el comportamiento de la temperatura a lo largo de los ejes verticales del horno y la trayectoria de los productos en su interior. Se observa que, cerca del puerto de descarga, se alcanzan picos de temperatura que corroboran la presencia de una zona de reacción, como se había propuesto en las iso-superficies del R_o (Figura 10). Sin embargo, no se evidencian diferencias significativas entre los picos de temperatura al comparar los casos con adición de hidrógeno y aquellos con ajuste del exceso de aire. A medida que el flujo se desarrolla dentro del horno, el pico de temperatura se desplaza 20 cm verticalmente en todos los casos, con una mayor

superposición de temperaturas cuando se ajusta el factor de aireación. Este patrón se repite en los demás ejes de referencia, donde los picos de temperatura, aunque menores en comparación con el inicial, son más altos en los casos con ajuste del aire de combustión. Esto se debe a que la llama se estira en busca de oxígeno al no haber un excedente de aire. En contraste, el caso de mezcla con un alto exceso de aire mostró las temperaturas más bajas en la cámara, debido a la mayor demanda de aire de reacción, lo que introduce más nitrógeno, el cual absorbe parte del calor en la cámara. Por otro lado, las trayectorias de los productos en el interior del horno no se ven significativamente afectadas en los casos evaluados, recorriendo hasta 8 metros antes de salir del equipo térmico. Esta misma tendencia se refleja en las temperaturas, donde los productos de combustión con mezcla y alto exceso de aire alcanzan temperaturas de salida de 1300 K, seguidos por el caso con alto exceso y 100% gas natural, con una temperatura de gases de chimenea de 1400 K, y finalmente, los casos con factor de aireación ajustado, que alcanzan una temperatura de 1600 K. Esto sugiere que, al ajustarse el factor de aireación, el horno debe reducir su potencia para evitar daños en los componentes internos y, al mismo tiempo, contribuir indirectamente a la reducción del consumo de hidrocarburos.

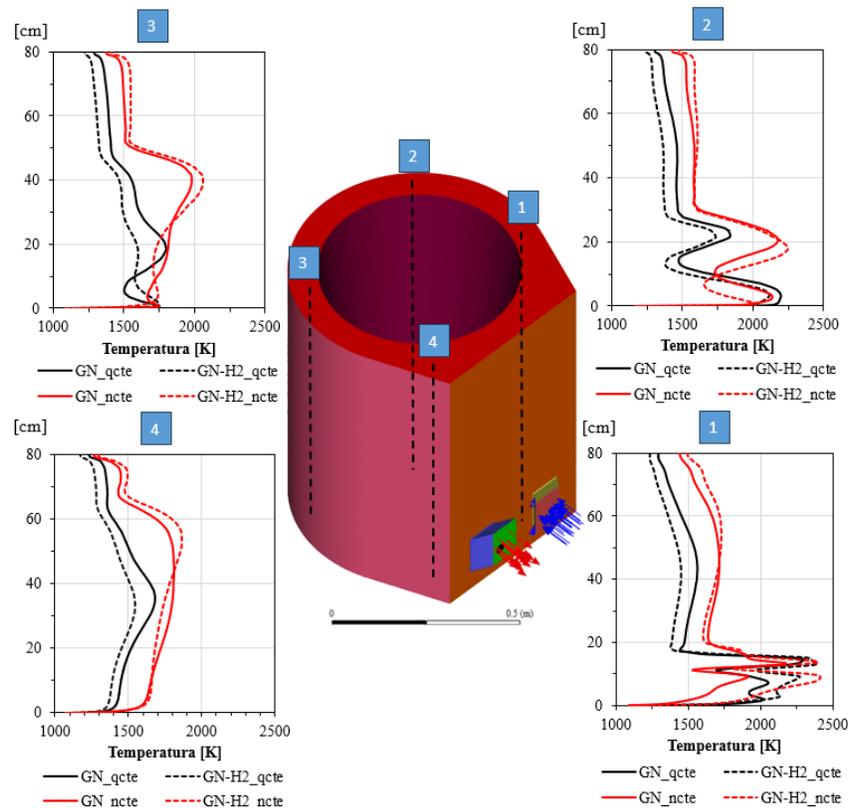


Figura 16. Perfiles de temperatura obtenidos en el horno

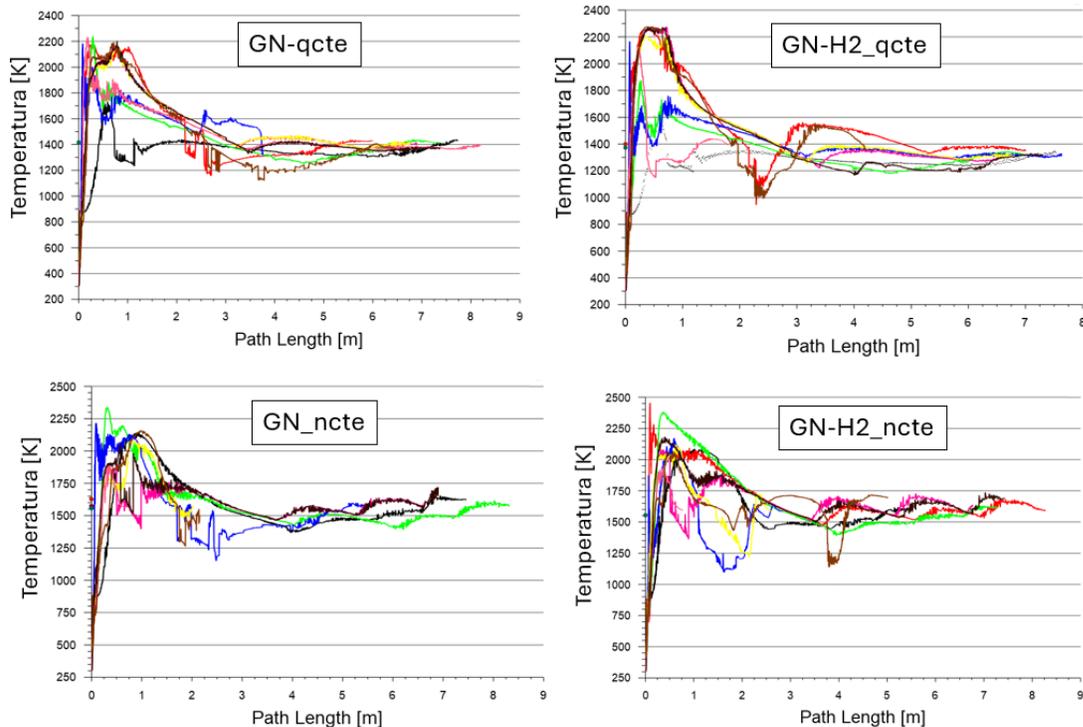


Figura 17. Comportamiento de la temperatura de las partículas al interior del horno.

En resumen, la fluidodinámica no se ve afectada si se añade H₂ hasta un 60%, ni tampoco si se ajusta el factor de aireación del quemador. Lo que sí cambia son las emisiones de CO y NO_x. Si se añade hidrógeno sin ajustar el factor de aireación, es decir, con un caudal de aire significativamente alto, las emisiones de NO_x aumentan en comparación con un caso con n:1.2. En el caso del CO, ocurre lo contrario: reducir el caudal de aire incrementa la producción de CO, lo cual se atribuye en parte al mezclado del combustible y a la elongación de la zona de reacción, reflejada por el parámetro RO y el comportamiento de la temperatura al interior del horno a lo largo de la trayectoria de los productos de la combustión. En cuanto a la producción de especies mayores, como CO₂ y O₂, se observa el comportamiento esperado estequiométricamente: incremento de O₂ para un n mayor y disminución de CO₂ conforme se añade H₂ a la mezcla. Adicionalmente, los resultados de cedencia de calor sugieren la incorporación de un variador de frecuencia para el blower del equipo para controlar en mayor precisión el factor de aireación en la combustión.

3.2 Regeneradores de calor GN/H₂

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 18 presentan la distribución descrita de los circuitos de regeneración en el horno de crisol.

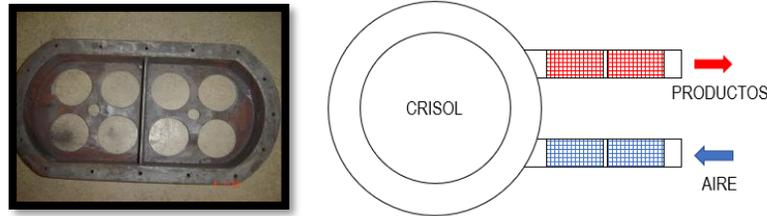


Figura 18. Distribución en paralelo de los circuitos de regeneración en el horno de crisol (izquierda) Esquema del arreglo en serie de los regeneradores de calor tipo Honeycomb en el horno de crisol (derecha)

De manera análoga al crisol, se plantea una nueva geometría y mallado de acuerdo con la reposición de regeneradores de calor que se traerán para la repotenciación del crisol, los cuales amplían la longitud de la zona de regeneración a 370 mm. Esto se debe a que al destapar el quemador en laboratorio se encontró que existe espacio disponible para cubrir con regeneradores. Con base en ello la Figura 19 presenta las dimensiones de la geometría por simular y la Figura 20 el mallado en polyhex de esta.

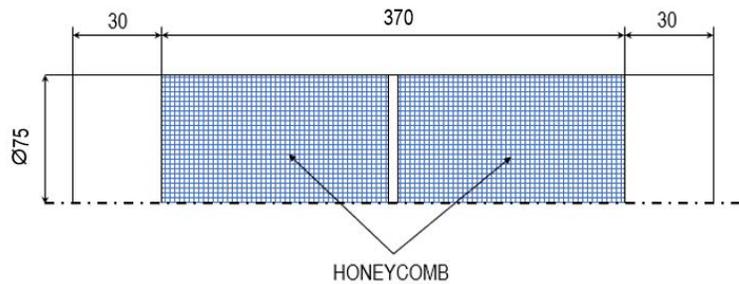


Figura 19. Dimensiones del regenerador de calor por simular.

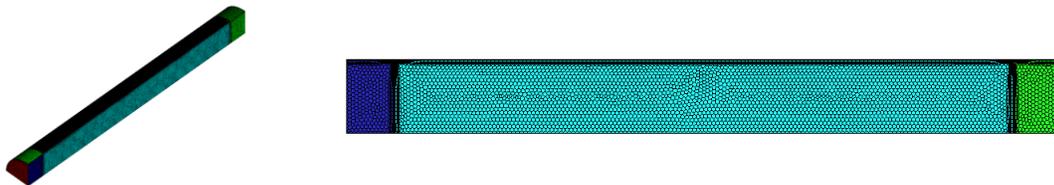


Figura 20. Malla del regenerador de calor

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 del regenerador, se tomaron los datos reportados por C. Echeverri en su trabajo de investigación [20]. 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 [21].

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 (2) propuesta por Sepúlveda et al [22] para materiales tipo Honeycomb.

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

$$Pr = \frac{\mu_g C_p}{k_g} \quad (2)$$

$$Re = \frac{D_h \left(\frac{\dot{m}_g}{A} \right)}{\mu_g} \quad (3)$$

Donde:

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

μ_g : Viscosidad del gas [kg/m-s]

L : Longitud del medio poroso [m]

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

Re : Número de Reynolds

C_p : Calor específico del gas [kJ/kg]

Pr : Número de Prandtl

A : Área que ocupa el regenerador [m²]

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

El cálculo de las propiedades térmicas de los gases se lleva a cabo a través de la teoría cinética para mezclas gaseosas reportada en “Combustion Physical and Chemical Fundamentals” [23]. La Tabla 4 y la Tabla 5 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 4. Datos considerados para el cálculo de la viscosidad y conductividad térmica de los productos de combustión. Estos valores se extrajeron de [23]

Especie	ϵ/k (K)	σ (nm)	T*	$\Omega_{2,2}$	Mi(kg/kmol)
CO2	195.2	0.3941	6.66	0.88	44
H2O	809.1	0.2641	1.61	1.28	18
N2	71.4	0.3798	18.21	0.76	28
O2	106.7	0.3467	12.18	0.80	32

Tabla 5. Propiedades térmicas y físicas del regenerador tipo honeycomb [22]

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	-

Prohibida la reproducción total o parcial de este documento sin la autorización de las entidades que tienen derecho de propiedad intelectual sobre el documento.

Densidad de área interfacial	1856	1/m
*Diámetro exterior	75	mm
*Longitud	148	mm
*Poros por pulgada	19	PPI
*Canales	Cuadrados	-
*Largo de lado	1	Mm
* Información obtenida experimentalmente		

Los factores de resistencia inercial y viscosa se extrajeron a partir de los análisis realizados por el doctor asociado al proyecto con base en una simulación en detalle del regenerador donde se obtuvo una expresión que caracteriza la presión en función de la velocidad del flujo, la cual se muestra en la ecuación (4).

$\Delta P = 1.67v^2 + 318.72v$	(4)
--------------------------------	-----

Con dicha ecuación se determinan los coeficientes que acompañan el polinomio, los cuales aproximan el factor de resistencia viscosa ($1/\alpha$) y el factor de resistencia inercial (C_2) y por medio de las expresiones (5) y (6).

$318.72 = \frac{\mu L}{\alpha}$	(5)
---------------------------------	-----

$1.67 = \frac{1}{2} C_2 \rho L$	(6)
---------------------------------	-----

La Tabla 6 presenta una síntesis de las propiedades consideradas, el coeficiente convectivo y los factores de resistencia inercial y viscosa utilizados en las simulaciones.

Tabla 6. Propiedades de los gases considerados en la simulación del regenerador

Propiedad/Característica	Productos de la combustión				Unidad
	0% H ₂ – Qair: cte 56.5 (n:1.83)	60% H ₂ – Qair: cte 56.5 g/s (n:1.92)	0% H ₂ – n: 1.2	60% H ₂ – n: 1.2	
L	370				370
D _h	1				1
Densidad	0,2273	0,2232	0,2245	0,2186	kg/m ³
Viscosidad	4,711E-05	4,702E-05	4,646E-05	4,643E-05	kg/m s
Calor específico	1,294	1,313	1,348	1,381	kJ/kg-K
Conductividad	0,0513	0,0521	0,0516	0,0529	W/m K
Prandtl	1,189	1,184	1,215	1,212	
$\dot{m}_{g_{regenerador}}$	0.0146	0.0145	0.0097	0.0092	kg/s
$\dot{m}_{g_{simulación}}$ (1/4 reg)	0.00365	0.00363	0.00243	0.00231	
Área de flujo	0.004418				m ²
Flux másico	3,305	3,282	2,196	2,082	kg/s-m ²
Reynolds	70,15	69.81	47.26	44,85	
Coef. Convectivo	185,84	188,91	186,65	191,42	W/m ² -K
Factor de resistencia viscosa	18284979.95	18319978.85	18540796.50	18552776.34	1/m ²
Factor de resistencia inercial	39.71	40.44	40.21	41.29	1/m

Para llevar a cabo la simulación, se monitorea el incremento de la temperatura del regenerador conforme fluyen los productos de manera transitoria. El paso temporal se ajustó a 0.05 s. La Tabla 7 presentan los datos

considerados en las condiciones de frontera durante la eyección en el regenerador para determinar la curva de saturación.

Tabla 7. Condiciones de frontera consideradas en la simulación de los regeneradores durante la eyección de los productos de combustión

Tipo de frontera	Parámetro	0% H ₂ – Qair: cte 56.5 g/s (n:1.83)	60% H ₂ – Qair: cte 56.5 g/s (n:1.92)	0% H ₂ – n: 1.2	60% H ₂ – n: 1.2	Unidad
Entrada de productos	Flujo másico	0.00365	0.00363	0,00243	0.00231	kg/s
	Composición	5.72 CO ₂ 10.40 H ₂ O 74.86 N ₂ 10.40 O ₂	4.05 CO ₂ 12.46 H ₂ O 74.05 N ₂ 9.43 O ₂	8.49 CO ₂ 15.43 H ₂ O 72.86 N ₂ 3.23 O ₂	6.25 CO ₂ 19.21 H ₂ O 71.37 N ₂ 3.16 O ₂	%
Salida de productos	Presión de salida	-15	-15	-15	-15	mbar
Paredes	Coefficiente convectivo con el exterior	15	15	15	15	W/m ² -K
	No deslizamiento	-	-	-	-	-
Zona porosa (condiciones de celda)	Modelo térmico en no equilibrio	-	-	-	-	-
	Coefficiente convectivo	185.84	188.91	186.65	191.42	W/m ² -K

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

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:

- Se opta por considerar un modelo de $k-\epsilon$ std utilizado en simulaciones previas del grupo de investigación.
- La ecuación de radiación se desprecia debido a que los modelos que brindan solución a la ecuación radiante consideran un sistema en equilibrio, lo cual difiere con la consideración de no equilibrio requerida en la zona porosa.
- Se hace uso de la ecuación de especies, aunque se descarta la consideración de flujo reactivo.

La Figura 21 a) y b) presenta comportamiento de la temperatura promedio del regenerador en el tiempo al entrar en contacto con el flujo de productos de la combustión y su tasa de calentamiento, respectivamente. De dichas figuras es de resaltar lo siguiente:

- La adición de hidrógeno a altos caudales no afecta significativamente la transferencia de calor en el regenerador. Esto se debe a la alta concentración de nitrógeno en la mezcla gaseosa, así como al alto flujo de aire de combustión. Estas condiciones inhiben las propiedades convectivas que podrían ser aportadas por la concentración de combustibles. En los casos donde el factor de aireación se ajusta a 1.2, se observa una ligera mayor transferencia de calor con gas natural, lo que sugiere que el flujo másico de productos que ceden calor en la zona de regeneración prevalece. Sin embargo, este incremento de calor es poco significativo para la operación cíclica del horno.
- Las tasas de transferencia de calor son significativamente mayores en los casos con mayor caudal de aire, alcanzando hasta 2.6 veces más cuando el regenerador opera a 800 K. En los cuatro casos de estudio, se monitoreó la temperatura de salida de los productos, encontrándose que durante el tiempo evaluado, los productos ceden todo su calor hasta alcanzar la temperatura ambiente. Esto debe ser cuidadosamente considerado debido a la posible condensación en la línea, especialmente durante los primeros encendidos cuando el horno aún se encuentra a temperatura ambiente.
- El modelo de calentamiento en 3D difiere considerablemente de los casos 2D presentados anteriormente. Esto puede atribuirse al factor de resistencia viscoso, el cual se había fijado como un valor constante en las primeras simulaciones. Como se denota en las expresiones presentadas, este factor depende de la viscosidad de los productos.

- Según las tendencias observadas en las tasas de calentamiento, se estima que el regenerador alcanzará una pendiente de 0 a los 60 segundos, es decir, una tasa de calentamiento constante para los casos con caudal de aire constante. En contraste, en la combustión con menor cantidad de productos de combustión, la tasa de calentamiento continúa incrementándose. Este fenómeno se atribuye a la capacidad de retención de calor del regenerador.

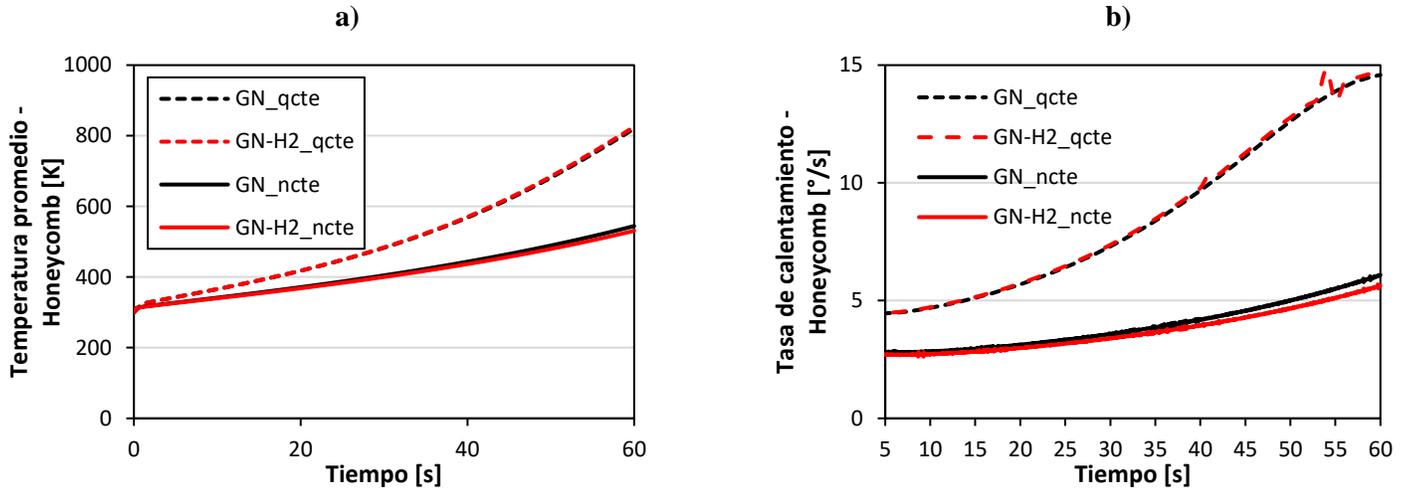


Figura 21. a) Curva de saturación del regenerador. b) Tasa de calentamiento del regenerador

4 Conclusiones

El análisis de las operaciones del horno de crisol, basado en datos experimentales históricos con mezclas de hasta un 40% de hidrógeno en gas natural y simulaciones numéricas con un 60% de hidrógeno en volumen, revela las siguientes conclusiones sobre la fenomenología del horno al operar con dicho gas:

La adición de hidrógeno a la premezcla de gas natural ha demostrado ser adecuada para reducir las emisiones de monóxido de carbono (CO), pese al incremento en la producción de óxidos de nitrógeno (NO_x). Ambas tendencias se deben al incremento de la temperatura de la llama y a la formación de radicales OH. Estos resultados son consistentes para mezclas con un 40% de hidrógeno en volumen y se validan para proporciones mayores a través de las simulaciones actualizadas.

Se identificó que reducir el factor de aireación a aproximadamente 1.2 podría mejorar el rendimiento del horno por varias razones: al disminuir el factor de aireación, se reduce el volumen de humos, lo que incrementa significativamente la temperatura en la cámara del horno hasta 300 °C respecto a la operación actual. Esto sugiere la posibilidad de reducir la potencia del horno y, por ende, el consumo de hidrocarburos. Además, la tasa de transferencia de calor, tanto por convección como por radiación, es significativamente mayor en comparación con las capacidades operacionales actuales del horno. Los patrones de flujo y los perfiles de temperatura indican que el horno no opera en régimen de combustión diluida.

El análisis del comportamiento térmico de los honeycombs muestra que los regeneradores operan eficazmente tanto con mezclas de gas natural e hidrógeno como con gas natural puro. Ajustar el factor de aireación reduce la tasa de calentamiento de los regeneradores, permitiendo el uso de longitudes de regeneración menores y disminuyendo la caída de presión a un rango de 1.1-1.2.

Se recomienda ajustar el factor de aireación a un valor cercano al estequiométrico (1.1-1.2) para optimizar la zona de reacción, reducir las longitudes de regeneración y minimizar la caída de presión en la línea. Adicionalmente, el tren de gas debe operarse con un margen de presión de 15 mbar por encima de la presión operativa. Para lograr esto, se sugiere seleccionar una válvula controladora de flujo adecuada, la cual será detallada en los entregables P3-3.2 y P3-4.2.

5 Bibliografía

- [1] GASURE - Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía, “GASURE - Desarrollos - Patentes,” Desarrollos - Patentes. [Online]. Available: <http://gasure.udea.edu.co/es/desarrollos/patentes>
- [2] 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. [Online]. Available: https://classes.engineering.wustl.edu/eece503/Lecture_Notes/Heat_Regenerators-Design_and_Evaluation.pdf
- [3] M. Dudukovich and Ramachandran, *Heat Transfer Design Methods*. CRC Press, 1991. doi: 10.1201/9781482277050.
- [4] 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.
- [5] 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.
- [6] Honeywell, “Dimensionamiento de tuberías de gas.” Accessed: Jun. 10, 2024. [Online]. Available: <https://www.kromschroeder.de/marketing/adlatus/flowrate/flowrate.html>
- [7] HyDelta, “Impact of high speed hydrogen flow on system integrity and noise ,” 2021.
- [8] ENA - energy networks association, “Velocity Design with Hydrogen.” Accessed: Jun. 10, 2024. [Online]. Available: <https://smarter.energynetworks.org/projects/10027185/>
- [9] ACER - European Union Agency for the Cooperation of Energy Regulators, “Transporting Pure Hydrogen by Repurposing Existing Gas Infrastructure: Overview of existing studies and reflections on the conditions for repurposing,” 2021. Accessed: Jun. 10, 2024. [Online]. Available: https://acer.europa.eu/sites/default/files/documents/Publications/Transporting%20Pure%20Hydrogen%20by%20Repurposing%20Existing%20Gas%20Infrastructure_Overview%20of%20studies.pdf
- [10] Y. Liu, A. Rao, F. Ma, X. Li, J. Wang, and Q. Xiao, “Investigation on mixing characteristics of hydrogen and natural gas fuel based on SXM static mixer,” *Chemical Engineering Research and Design*, vol. 197, pp. 738–749, Sep. 2023, doi: 10.1016/j.cherd.2023.07.040.
- [11] Honeywell, “E-Solutions For Combustion.” Accessed: Jun. 10, 2024. [Online]. Available: <https://process.honeywell.com/us/en/hts/e-solutions>
- [12] Hendrik. K. Versteek and W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*. 2007.
- [13] T. Poinso and D. Veynante, “Theoretical and Numerical Combustion,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 28, 2005.
- [14] 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,” *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, vol. 4, no. 7, pp. 1510–1520, Jul. 1992, doi: 10.1063/1.858424.
- [15] GNU Operating System, “RNG k-epsilon model,” RNG. [Online]. Available: https://www.cfd-online.com/Wiki/RNG_k_epsilon_model
- [16] A. Kazakov and M. Frenklach, “Reduced reaction sets based on GRI-Mech 1.2.” Accessed: Jan. 14, 2022. [Online]. Available: <http://combustion.berkeley.edu/drm/>
- [17] Mechanical and Aerospace Engineering (Combustion Research), “Chemical-Kinetic Mechanisms for Combustion Applications.” [Online]. Available: <http://combustion.ucsd.edu>
- [18] 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.
- [19] A. Cavaliere and M. de Joannon, “Mild Combustion,” *Prog Energy Combust Sci*, vol. 30, no. 4, pp. 329–366, Jan. 2004, doi: 10.1016/j.pecs.2004.02.003.
- [20] 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. doi: <http://hdl.handle.net/10495/7406>.
- [21] 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.
- [22] C. Sepulveda, A. Amell, and F. Cadavid, “Development of a methodology for designing and characterizing honeycomb heat regenerators,” *Dyna (Medellin)*, vol. 77, no. 164, pp. 200–208, 2010.
- [23] J. Warnatz, U. Mass, and R. W. Dibble, *Combustion: Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*, 4th ed. Springer, 1996.