



Estudio numérico y experimental del efecto de la inyección de agua sobre la estabilidad y emisiones de un sistema de combustión operando en régimen de combustión sin llama

Yefferson López Zuluaga

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

Director
Andrés Adolfo Amell Arrieta, Magíster (MSc)

Universidad de Antioquia
Facultad de Ingeniería
Maestría en Ingeniería
Medellín, Antioquia, Colombia
2022

Cita	López Zuluaga [1]
Referencia	[1] Y. López Zuluaga, “Estudio numérico y experimental del efecto de la inyección de agua sobre la estabilidad y emisiones de un sistema de combustión operando en régimen de combustión sin llama”, Tesis de maestría, Maestría en Ingeniería, Universidad de Antioquia, Medellín, Antioquia, Colombia, 2022.
Estilo IEEE (2020)	



Maestría en Ingeniería, Cohorte XXXI.

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



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

Universidad de Antioquia - www.udea.edu.co

Rector: John Jairo Arboleda Céspedes.

Decano/Director: Jesús Francisco Vargas Bonilla.

Jefe departamento: Pedro León Simanca.

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

A mis padres Miriam y Carlos, quienes con su amor y sacrificio me han permitido formarme tanto a nivel personal como académico. A mis hermanos, por ser motivación para aprender nuevas cosas diariamente, por el acompañamiento incondicional que han tenido conmigo, dándome una mano cada vez que lo he requerido.

Al profesor y director del grupo de investigación GASURE Andrés A. Amell por abrirme las puertas al grupo de investigación y con ello poder acceder a todo el conocimiento que han desarrollado en todos sus años de historia, por creer en mis capacidades y brindarme su apoyo como asesor en este trabajo de investigación. Durante todo el tiempo que he sido parte del grupo de investigación, no me quedan más que palabras de gratitud por el conocimiento adquirido.

A todos mis compañeros del grupo de investigación GASURE que me acogieron y me han hecho sentir parte del grupo de trabajo, en especial quisiera agradecer a Cristián Mejía, Julián Obando y Camilo Echeverri por su ayuda durante la fase experimental y numérica del trabajo.

A la Universidad de Antioquia por ser mi hogar de formación y brindarme la educación necesaria para poder estar hoy en día aspirando al título de Magister en Ingeniería. En general a todos los profesores que tuve durante la carrera, por sus esfuerzos y dedicación para que yo, al igual que todos mis compañeros de curso, pudieran llegar cada día a sus casas con nuevas cosas aprendidas.

"Los autores agradecen al Programa Colombia científica como fuente de financiación, en el marco de las convocatorias Ecosistema científico, contrato No. FP44842- 218-2018."

RESUMEN

En este trabajo se presentan los resultados obtenidos para la evaluación numérica y experimental del efecto que tiene el agua inyectada desde una fuente externa sobre la estabilidad y las emisiones de un régimen de combustión sin llama, cuando el agua se diluye en la zona de reacción. Se tomaron como criterios de evaluación la uniformidad de temperatura y la emisión de especies contaminantes como el monóxido de carbono y el óxido de nitrógeno. Para el estudio experimental se utilizó un horno de combustión sin llama operando con Gas Natural a 30 kW y cuyo quemador permite la operación con y sin auto regeneración de calor. El horno pertenece al grupo de investigación GASURE (Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso racional de la Energía) adscrito a la facultad de ingeniería de la Universidad de Antioquia, ubicada en Medellín, Colombia. Se midieron perfiles de temperatura y de especies al interior de la zona de reacción. También se registraron valores de presión, emisión de gases en chimenea y la captura de imágenes de radicales CH^* y OH^* . Para el estudio numérico, se utilizó el software Ansys Fluent 2020 donde se realizaron las distintas simulaciones que lograron capturar las variables de interés que no eran posibles medir con el montaje experimental. Para las simulaciones se utilizaron los modelos de $k-\epsilon$ *realizable*, *Ordenadas Discretas* y *Eddy Dissipation Concept*, para modelar la turbulencia, la transferencia de calor por radiación y la combustión respectivamente, utilizando un mecanismo de reacción de 7 pasos. Adicionalmente, se utilizó el modelo de reactores en cadena para predecir el comportamiento de las especies contaminantes de interés.

El estudio se llevó a cabo considerando diferentes flujos máxicos de agua líquida inyectados directamente a la zona de reacción del horno cuando este operaba en el régimen de combustión sin llama sin auto regeneración de calor, con auto regeneración de calor y con enriquecimiento del aire con oxígeno.

Se encontró que el horno operando en el régimen de combustión sin llama sin auto regeneración se vuelve inestable cuando la relación entre la masa de agua líquida inyectada sobre la masa de combustible es mayor a 2.5. Cuando se implementan estrategias como la regeneración de calor en el quemador y el enriquecimiento de aire de combustión con oxígeno, es posible aumentar la relación máxima de masa de agua líquida inyectada sobre la masa de combustible a la que puede operar el sistema a 4.3 y 5 respectivamente. Las conclusiones del trabajo fueron encontradas de forma experimental y ratificadas con buena precisión por las simulaciones numéricas.

Palabras clave:

Combustión sin llama, inyección de agua, transferencia de calor, estabilidad de la combustión, sistemas reactivos, dinámica de fluidos computacional (CFD).

ABSTRACT

This work presents the results obtained by numerical and experimental evaluation of the effect of water dilution on the stability and emissions of a flameless combustion regime when injected from an external source in the reaction zone. Temperature uniformity and the emission of pollutant species such as carbon monoxide and nitrogen oxide were taken as evaluation criteria. For the experimental study, a flameless combustion furnace operating with Natural Gas at 30 kW was used and whose burner allows operation with and without self-regeneration of heat. The furnace belongs to the research group GASURE (Group of Science and Technology of Gas and Rational Use of Energy) attached to the engineering faculty of the University of Antioquia, located in Medellín, Colombia. Temperature and species profiles were measured inside the reaction zone. Pressure values, stack gas emission and the capture of images of CH* and OH* radicals were also recorded. The numerical study was carried out using the software Ansys Fluent 2020. Simulations captured the variables of interest that were impossible to measure with the experimental setup. The *k-ε* *realizable*, *Discrete Ordinate*, and *Eddy Dissipation Concept* models were used to model turbulence, radiative heat transfer, and combustion, respectively, using a 7-step reaction mechanism. Additionally, the *Reactor Network* model was used to predict the behavior of the pollutant species of interest.

The study was carried out considering different mass flows of liquid water injected directly into the furnace reaction zone when it operated in a flameless combustion regime at different conditions: i) without self-regeneration of heat, ii) self-regeneration heat and, iii) with oxygen enrichment of the air.

The furnace operating under the flameless combustion regime without self-regeneration becomes unstable when the ratio of the mass of injected liquid water to the mass of fuel is greater than 2.5. When strategies such as the regeneration of heat in the burner and the oxygen enrichment of combustion air are implemented, it is possible to increase the maximum ratio of injected liquid water mass to fuel mass at which the system can operate to 4.3 and 5, respectively. The conclusions were found experimentally and ratified with good accuracy by numerical simulations.

Key words:

Flameless combustion, water injection, heat transfer, combustion stability, reactive systems, Computational Fluid Dynamics (CFD).

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN	4
ABSTRACT	5
Nomenclatura.....	9
1. INTRODUCCIÓN.....	9
1.1. Planteamiento del problema	10
1.2. Objetivos.....	11
1.2.1. Objetivo general	11
1.2.2. Objetivos específicos.....	11
2. MARCO TEÓRICO Y ESTADO DEL ARTE	12
2.1. Obtención del régimen de combustión sin llama.....	12
2.2. Parámetros para determinar la obtención y estabilidad del régimen de combustión sin llama.....	15
2.3. Efecto de la dilución de agua en la combustión	16
2.4. Estudio de la combustión sin llama	19
2.5. CFD en el estudio de la combustión sin llama	20
3. METODOLOGIA.....	22
3.1. Montaje experimental	22
3.2. Procedimiento experimental	24
3.3. Índice crítico de estabilidad del régimen de combustión sin llama en presencia de altas concentraciones de H ₂ O.	28
3.4. Variables del diseño de experimentos	28
3.4.1. Variables de entrada	28
3.4.2. Variables respuesta	29
3.4.3. Variable de control	30
3.4.4. Variables no controlables	30
3.5. Balance de energía.....	31
3.6. Procedimiento numérico.....	32
3.7. Resumen de experimentos y simulaciones	35
4. RESULTADOS Y ANÁLISIS	36
4.1. Efecto de la adición de agua en el régimen de combustión sin llama sin auto regeneración.....	38
4.2. Efecto de la adición de agua en el régimen de combustión sin llama utilizando auto regeneración.....	47
4.3. Efecto del agua en el régimen de combustión sin llama utilizando aire enriquecido con oxígeno.....	51
4.4. Eficiencia útil considerando la recuperación de agua en los productos de combustión	54

4.5. Resultados numéricos para los puntos de inyección de agua límites	55
5. CONCLUSIONES.....	60
6. DISCUSIONES, SUGERENCIAS Y TRABAJOS FUTUROS	61
7. BIBLIOGRAFIA	61

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Combustión convencional vs combustión sin llama.[9]	12
Figura 2. Diagrama del explicativo de la combustión sin llama.	13
Figura 3. Regímenes de combustión según dilución del comburente y la temperatura de los reactivos. Adaptada de [13]	13
Figura 4. Calor específico del H ₂ O _(g) y del CO ₂ con base molar (izquierda) y másica (derecha). [41]	18
Figura 5. Diagrama detallado del horno de combustión sin llama del grupo GASURE con los puntos de medición. [47].....	22
Figura 6. Puntos de medición para la obtención del plano horizontal.....	25
Figura 7. Sondas refrigeradas para la medición de temperatura y especies.	25
Figura 8. Esquema del montaje usado para las mediciones de quimioluminiscencia espontánea.	26
Figura 9. Diagrama esquemático del sistema de eyección de gases durante la auto regeneración.....	27
Figura 10. Mallado de la geometría del horno.....	34
Figura 11. Temperatura al interior de la cámara de combustión sin inyectar agua.	36
Figura 12. Balance de energía sin inyección de agua.....	37
Figura 13. Temperatura y especies en el eje axial a la descarga de combustible para el régimen de combustión sin llama sin auto regeneración y a varios flujos de agua.	38
Figura 14. Temperatura y especies en el eje paralelo a la descarga de aire para el régimen de combustión sin llama sin auto regeneración y a varios flujos de agua.	39
Figura 15. Visualización de la cámara de combustión a través de la ventana 1.....	40
Figura 16. Contornos de OH* al interior de la cámara de combustión.	41
Figura 17. Contornos de CH* al interior de la cámara de combustión.	42
Figura 18. Histogramas de los contornos de CH* y OH* en la ventana 1. (Eje x: intensidad normalizada. Eje y: frecuencia).....	43
Figura 19. Concentración de especies en chimenea a 1500 (figura superior) y 1800 mg/s de agua (figura inferior).....	44
Figura 20. Presión manométrica al interior del horno durante las micro explosiones. ...	45
Figura 21. Balance de energía para la combustión sin llama sin auto regeneración de calor.	47
Figura 22. Evolución de la concentración de especies en chimenea utilizando auto regeneración de calor.....	48

Figura 23. Concentración de especies en chimenea para 2700 mg/s de agua con regeneración.....	49
Figura 24. Balance de energía para la combustión sin llama con auto regeneración de calor.	51
Figura 25. Evolución de la concentración de especies en chimenea utilizando aire enriquecido.	51
Figura 26. Concentración de especies en chimenea para 3200 mg/s de agua con aire enriquecido.	52
Figura 27. Balance de energía para la combustión sin llama con enriquecimiento de oxígeno.	53
Figura 28. Eficiencia útil para las condiciones de máxima inyección de agua.	54
Figura 29. Perfiles de temperatura experimentales y numéricos.....	55
Figura 30. Contornos de temperatura y fracción molar de agua.	56
Figura 31. Contornos de velocidad y fracción molar de CO ₂	57
Figura 32. Gráfico de emisiones de CO y NO en la chimenea del horno.	58
Figura 33. Volumen y Relación de la zona de reacción.....	59

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Principales equipos de medición utilizados durante los experimentos.	23
Tabla 2. Composición molar del Gas Natural.	26
Tabla 3. Resumen de experimentos y simulaciones.....	35
Tabla 4. Resumen de variables que serán medidas de forma experimental y numérica.	35
Tabla 5. Balance de energía sin inyección de agua con base al PCS. Unidades en kW.	37
Tabla 6. Factor m para las condiciones evaluadas.....	46
Tabla 7. Balance de energía para la combustión sin llama sin auto regeneración de calor. Unidades en kW.	47
Tabla 8. Factor m para las condiciones evaluadas con auto regeneración de calor.	49
Tabla 9. Balance de energía para la combustión sin llama con auto regeneración de calor. Unidades en kW.....	50
Tabla 10. Factor m para las condiciones evaluadas con aire enriquecido.....	52
Tabla 11. Balance de energía para la combustión sin llama con enriquecimiento de oxígeno. Unidades en kW.....	53
Tabla 12. Masa total de agua que se puede recuperar para las condiciones de máxima inyección de agua.	55

Nomenclatura

CFD: Dinámica de fluidos computacional.
PCS: Poder Calorífico Superior.
Flameless: Combustión sin llama.
H₂O: Agua
CO₂: Dióxido de carbono.
CO: Monóxido de carbono.
NO_x: Óxidos de nitroso.
K_v: Factor de recirculación.
R_{Tu}: Factor de uniformidad de la temperatura.
R_o: Relación de mezcla de oxidación.

R_F: Relación de volumen de reacción.
C_p: Calor específico.
SCFM: Pies cúbicos estándar por minuto.
RANS: Reynolds-averaged Navier–Stokes equations.
EDC: Eddy Dissipation Concept.
OD: Modelo de ordenadas discretas.
GPH: Galones por hora.
m: Índice crítico de estabilidad.
ε: Efectividad.

1. INTRODUCCIÓN

La energía ha jugado un papel importante como elemento esencial para el desarrollo económico, social y científico de los países. Durante los últimos años la demanda de productos energéticos ha crecido en un orden de 3% anual, con una participación de los combustibles fósiles cercana al 85% [1], de donde se concluye que la combustión es y continuará siendo un fenómeno importante para el crecimiento de las sociedades; sin embargo, los combustibles fósiles constituyen una de las mayores fuentes de contaminación ambiental por la producción de gases contaminantes como son los NO_x, el CO y el CO₂, los cuales perjudican tanto la salud de las personas, como el medio ambiente. Por lo tanto, el estudio de la combustión para identificar mecanismos que permitan la atenuación de los contaminantes, así como la reducción del consumo de energéticos, adquiere una gran importancia científica y tecnológica.

En Colombia el panorama de la eficiencia energética ha venido cobrando mayor interés, teniendo en cuenta que en 2015 las pérdidas en la matriz energética nacional fueron del 52%, con unos costos estimados de energía desperdiciada cercana a los 4700 millones de dólares por año[2], lo que refleja claramente que el potencial teórico de Colombia para mejorar en cuanto a eficiencia energética es significativo, principalmente en relación a la energía térmica extraída de combustibles fósiles. Ante ello, Colombia se ha puesto la meta de reducir en al menos un 51 % las emisiones de los GEI (Gases de Efecto Invernadero) según los compromisos adquiridos en el tratado COP21 de París para el año 2030 [2], para lo cual podría ayudar el aumento de la eficiencia en procesos industriales de alta, media y baja temperatura donde es intensivo el consumo de combustibles fósiles.

En procesos de alta temperatura, hoy en día es común el uso de intercambiadores de calor para alcanzar mayores eficiencias a causa del precalentamiento del aire de combustión usando la energía sensible de los productos de combustión. Una consecuencia de las altas temperaturas de precalentamiento de aire es que se incrementa la temperatura de llama, lo que tiene un gran efecto en la formación de NO_x por el mecanismo de *Zeldovich* [3, 4]. Como solución al conflicto entre ahorrar combustible y reducir emisiones, en los últimos años se han realizado múltiples estudios sobre la combustión sin llama con la cual se ha logrado reducir consumos de combustible, una mayor uniformidad de temperatura en el volumen de la cámara de combustión, aumento de la transferencia de calor por radiación hacia la carga y una reducción en la formación de CO y NO comparado con la combustión convencional [4].

Para lograr el régimen de combustión sin llama, se requiere que la temperatura de las paredes internas de la cámara de combustión este por encima de la temperatura de autoignición del combustible y una adecuada recirculación de los productos de combustión dentro del volumen de la cámara. Con esto se logra que a pesar de no se pueda apreciar una llama visualmente, las reacciones químicas de liberación de calor continúen ocurriendo en toda la cámara de combustión. Sin embargo, a pesar de todas las ventajas que tiene un sistema de combustión operando bajo el régimen de combustión sin llama, son pocas las industrias que actualmente han acogido este tipo de tecnología, debido principalmente al poco estudio que se ha hecho por evaluar el comportamiento de un sistema de combustión sin llama cuando se acopla a un proceso industrial específico, lo cual genera desconfianza en los potenciales usuarios.

Este estudio se lleva a cabo debido a que las tendencias tecnológicas apuntan a integrar tecnologías eficientes como la combustión sin llama en procesos industriales, donde dicho régimen de combustión tiene el potencial para satisfacer los requerimientos de producción de procesos como el secado de materiales, la desalinización de agua de mar o el tratamiento de aguas residuales. En todos estos procesos la liberación de vapor de agua resulta como consecuencia y dependiendo de la configuración del sistema de transferencia de calor utilizado, el agua (H_2O) liberada puede entrar a diluirse con los productos de combustión que recirculan dentro de la cámara de combustión sin llama y debido a las propiedades térmicas del agua como el calor específico, la alta emisividad y absorptividad, que sumado a que el agua liberada puede bajar la temperatura de los gases en la zona de reacción y en efecto la temperatura de las paredes, se hace necesario un estudio del efecto térmico y fluido dinámico que puede tener la dilución de agua inyectada directamente a la zona de reacción en la estabilidad del régimen de combustión sin llama.

1.1. Planteamiento del problema

Buscar caminos que permitan la integración entre tecnologías más eficientes con procesos industriales, se vuelve una tarea obligatoria para mejorar la eficiencia energética en el país en condiciones de sostenibilidad ambiental. Por lo tanto, si se desea implementar un horno de combustión sin llama en un proceso industrial donde el producto procesado libere agua, se debe inicialmente estudiar los factores cinético-químicos, aerodinámicos, de transferencia de calor y masa, de condiciones de estabilidad y de formación de emisiones de NO_x y CO [5, 6] bajo las condiciones del proceso.

En este trabajo se pretende dar un paso en el estudio de la integración de tecnologías de combustión sin llama acopladas a procesos donde se libere agua directamente en la zona de reacción química (como el secado, la desalinización del agua de mar y el manejo de aguas residuales), a raíz de que en la literatura no se encuentran trabajos donde se evalúe el efecto de la inyección de agua líquida sobre la zona de reacción de un horno de combustión sin llama.

El estudio se realizó desde un punto de vista numérico y experimental usando el conocimiento e infraestructura con la que cuenta el grupo de investigación GASURE relacionado a la combustión del gas natural en equipos que operan bajo el régimen de combustión sin llama y con la motivación de dar respuesta a los siguientes interrogantes:

- ¿Cómo afecta la dilución de agua en la estabilidad del régimen de combustión sin llama, estudiado bajo los criterios de uniformidad de la temperatura, la no ocurrencia de llamas intermitentes dentro de la cámara de combustión, la no

ocurrencia de micro explosiones, la emisión de agentes contaminantes como el CO y NO, en un horno operando con gas natural como combustible?

- ¿Existe un límite máximo de inyección de agua sobre la zona de reacción, en la que no se pierdan las bondades del régimen de combustión sin llama?
- ¿Es posible aumentar la cantidad de agua que puede ser inyectada a la zona de reacción de un horno de combustión sin llama conservando la estabilidad del régimen, cuando se implementan estrategias como la auto regeneración de calor o el enriquecimiento del aire de combustión con oxígeno?

Para dar respuesta a los anteriores interrogantes, se realizó un diseño de experimentos tanto numérico como experimental para uno de los hornos de combustión sin llama con los que cuenta el grupo GASURE, el cual operó con gas Natural a 30 kW con base al Poder Calorífico Superior (PCS) y con un exceso de aire del 20%. Para las simulaciones numéricas se tomó el volumen de la cámara de combustión correspondiente al horno utilizado para los experimentos, usando el software Ansys Fluent 2020 como plataforma de simulación.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo general

Estudiar numérica y experimentalmente el efecto de la dilución del agua sobre la morfología de la zona de reacción, estabilidad y emisiones en un régimen de combustión sin llama operando con gas natural.

1.2.2. Objetivos específicos

- Analizar teórica y numéricamente en un régimen de combustión sin llama el efecto que tiene la dilución de agua sobre su estabilidad, morfología de la zona de reacción, sus parámetros característicos y emisiones de CO y NOx.
- Evaluar experimentalmente el comportamiento de la estabilidad y emisiones, en un régimen de combustión sin llama en un horno de 30 kW, cuando se varía la cantidad de agua diluida a partir de una fuente externa.
- Determinar numéricamente las condiciones aerodinámicas óptimas para atenuar los posibles efectos negativos de la dilución del agua, sobre la estabilidad del régimen de combustión sin llama y sus emisiones.
- Evaluar experimentalmente la validez de las condiciones óptimas identificadas numéricamente en relación con la aerodinámica de los jets, al cambiar las condiciones térmicas (precalentamiento del aire de combustión) y químicas (enriquecimiento del aire de combustión con oxígeno) para atenuar los posibles efectos negativos de la dilución del agua, sobre la estabilidad del régimen de combustión sin llama y sus emisiones.

2. MARCO TEÓRICO Y ESTADO DEL ARTE

2.1. Obtención del régimen de combustión sin llama

Uno de los primeros fenómenos documentados ocurrió en Alemania a finales de la década de los ochenta, en donde se obtuvo el régimen de combustión sin llama en un horno con un quemador auto recuperativo. Cuando la temperatura del horno era de 1000 °C y alrededor de 650 °C de temperatura de precalentamiento del aire, no pudo observarse ninguna llama y ninguna señal UV pudo ser detectada, a pesar de esto, el combustible se quemó completamente, las emisiones de monóxido de carbono en la chimenea eran inferiores a 1 ppm y las emisiones de óxidos de nitrógeno fueron cercanas a cero. A pesar de que no había llama, la combustión era estable y suave [7], a este fenómeno se le denominó combustión sin llama, el cual también conocido como: *Flameless combustion, moderate or intense low oxygen dilution - MILD combustion, high-temperature air combustion HTAC o HITAC, flameless oxidation – FLOX o normal temperature air flameless combustion – NT AFC* [5, 8].

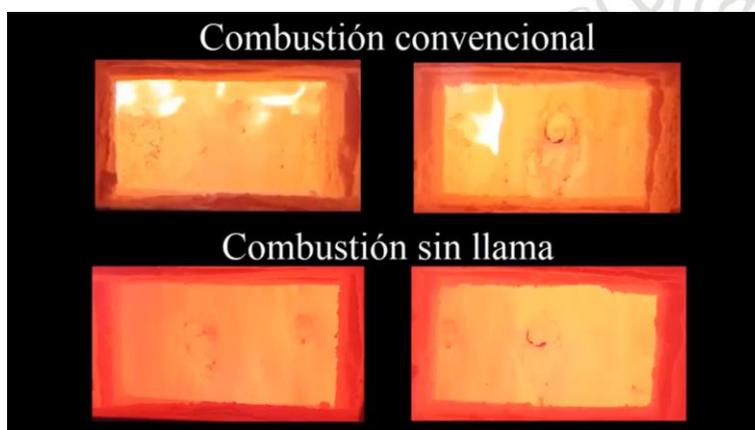


Figura 1. Combustión convencional vs combustión sin llama.[9]

En la Figura 1 se presenta la comparación visual entre un horno de combustión sin llama del grupo GASURE cuando opera con gas natural en régimen combustión convencional y en régimen de combustión sin llama, observándose que pese a perderse el efecto luminoso (llama) que se tiene normalmente en la zona de reacción, el horno permanece a altas temperaturas porque las reacciones químicas aún se están llevando a cabo durante la combustión sin llama.

Esta tecnología complementada con sistemas de recuperación de calor sensible permite obtener altas temperaturas de precalentamiento de aire con mayores eficiencias sin la producción significativa de agentes contaminantes. De acuerdo con la metodología planteada por Amell *et al* [10], los parámetros más importantes que se deben de tener en cuenta para obtener el régimen de combustión sin llama, son una alta intensidad de recirculación de los gases de combustión, una alta temperatura en las paredes de la cámara de combustión e impulsos de descarga de aire y gas adecuados. La recirculación se requiere para que se genere una mezcla tripartita entre combustible, aire de combustión y gases quemados, que permitan bajar la concentración de oxígeno a valores entre 3% y 15% antes de la zona de reacción, con lo cual el tiempo característico de reacción se incrementa, extendiendo así la zona de reacción por todo el volumen de la cámara de combustión. La temperatura de las paredes de la cámara de combustión debe permanecer a una temperatura mayor que la temperatura de autoignición del combustible, para permitir las reacciones de combustión. Por último, para garantizar las condiciones

óptimas de recirculación, se requiere que los impulsos de aire y gas sean adecuados para obtener el factor de recirculación necesario, como se observa en la Figura 2. El régimen de combustión sin llama se caracteriza por la no formación de un frente llama visible, por un perfil de temperatura y flux de calor uniformes, logrando la reducción de las emisiones de NO_x y CO de forma significativa y una mayor transferencia de calor por radiación a la carga desde la paredes y el volumen de gas, disminuyendo las inestabilidades acústicas de la combustión [11].

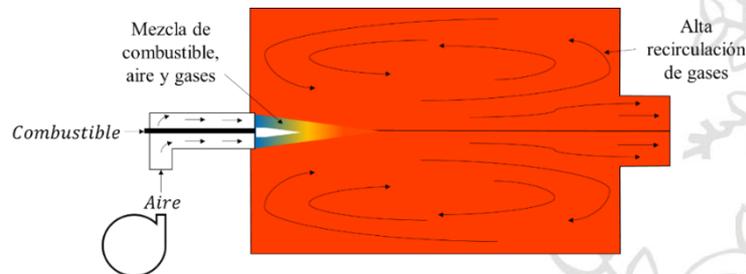


Figura 2. Diagrama del explicativo de la combustión sin llama.

En conclusión, el régimen de combustión sin llama opera bajo los principios de recirculación de calor y gases de combustión. La recirculación de los productos de combustión calientes disminuye la concentración de oxígeno a nivel local y aumenta la temperatura de los reactivos; esto ralentiza las reacciones y conduce a una zona de reacción distribuida. La distribución de la liberación de calor a un mayor volumen, produce una distribución de la temperatura casi uniforme, como consecuencia, el flujo neto de radiación puede ser mejorado en más de un 30% y las emisiones de algunos contaminantes son menores que las de las llamas convencionales, en los que la liberación de calor se limita a un frente de llama [12].

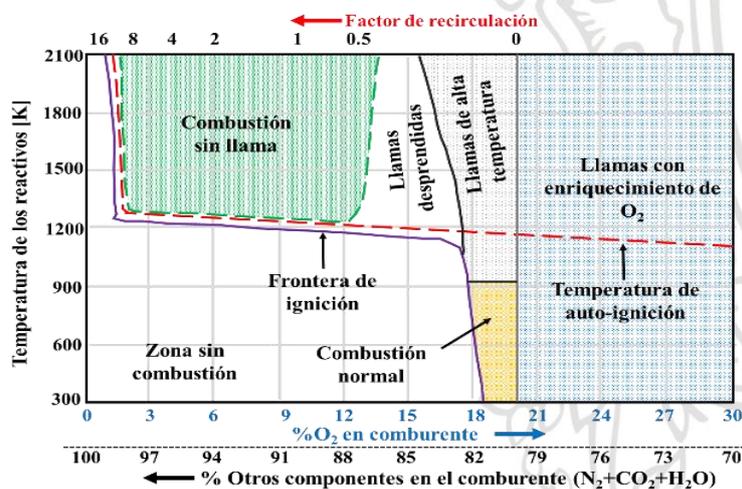


Figura 3. Regímenes de combustión según dilución del comburente y la temperatura de los reactivos. Adaptada de [13]

En la Figura 3, se muestra el diagrama de las condiciones requeridas para la obtención de diferentes regímenes de combustión, donde se observa que para que se dé la combustión sin llama, se deben tener adecuadas tasas de recirculación a temperaturas superiores a las de autoignición, y bajas concentraciones de oxígeno en el comburente, por lo que es importante estudiar el efecto que trae la dilución de inertes sobre la estabilidad del régimen ya que se sabe que estos juegan un papel importante en la temperatura de la llama, pudiendo alterar el régimen de combustión.

Veríssimo et al. [14] examinaron la importancia de la velocidad de entrada del aire para lograr la combustión sin llama con un quemador de 10 kW utilizando metano como combustible y una cámara de combustión cilíndrica de cuarzo. Encontraron que la zona principal de reacción no se mueve con los cambios de velocidad y además que el régimen de combustión sin llama no puede ser establecido para factores de aireación mayores a 1.5, además se resalta la importancia de la velocidad de entrada del oxidante, puesto que dependiendo de esta es que se generan las corrientes de recirculación para bajar la concentración de oxígeno al comburente antes de que este entre en contacto con el combustible.

Por otro lado, *Sánchez et al.* [15] evaluaron los efectos del enriquecimiento del aire con oxígeno en el desempeño de un horno de combustión sin llama con un quemador regenerativo, utilizando como combustible gas natural y variando la concentración volumétrica del oxígeno en el aire de combustión de 21% a 35%. Encontraron que para todos los enriquecimientos con oxígeno fue posible obtener el fenómeno de combustión sin llama con sus características típicas, como una zona de reacción distribuida en todo el volumen y un perfil de temperatura uniforme. Además, las emisiones de NOx estaban por debajo de 5 ppm y la eficiencia global aumento casi 5% para un enriquecimiento del 30%. Además, encontraron que a medida que aumenta la concentración de oxígeno se obtiene un menor flujo másico del jet del aire descargado, trayendo como consecuencia una menor tasa de dilución de los productos de combustión debido a la disminución del impulso del jet, lo cual puede enfriar la zona de reacción y generar una menor intensidad de mezclado turbulento que causa la aparición de gradientes significativos de temperatura.

Otra de las principales ventajas que tiene la combustión sin llama es su alta flexibilidad en el uso de combustibles sin la aparición de las inestabilidades que se pueden presentar en las llamas. Estas inestabilidades pueden ser de diferentes tipos, siendo las más comunes las denominadas inestabilidades estáticas que comprometen la operación eficiente y segura en los sistemas de combustión, caracterizándose por la ocurrencia del fenómeno de desprendimiento de llama [16], que se generan por la pérdida del equilibrio entre la velocidad de combustión y la velocidad de descarga del combustible. Esta inestabilidad se genera cuando la velocidad de la corriente supera la velocidad de deflagración, generando un desprendimiento parcial o total de la base de la llama, pudiendo evolucionar a una condición de llama aérea que puede generar un posterior apagado, mostrando un grave problema de seguridad debido a que el gas fresco descargado puede entrar en los límites de inflamabilidad del combustible, pudiendo generar accidentes.

La velocidad de deflagración juega un papel bastante importante en la estabilidad de una llama, por lo que se debe tener presente los factores que lo afectan. En el GASURE se han realizado diferentes estudios sobre dicho parámetro, definiendo que los factores más importantes a considerar son la tasa de aireación primaria (para hidrocarburos, cuando la mezcla tiende a ser estequiométrica, la velocidad de deflagración tiende a ser mayor, disminuyendo para mezclas ricas y pobres), la naturaleza del combustible y comburente (el incremento de oxígeno en el aire incide en el aumento de la velocidad de deflagración), temperatura y presión de la premezcla (para hidrocarburos, a mayor presión menor velocidad de deflagración laminar, siendo proporcional con la temperatura) y el contenido de gases inertes, los cuales reducen la velocidad de deflagración laminar, por lo que es

trascendental estudiar el efecto de la adición de especies como el H₂O sobre la estabilidad del régimen. [17–21]

2.2. Parámetros para determinar la obtención y estabilidad del régimen de combustión sin llama

A continuación, se describen los principales parámetros con los que se consigue y se evalúa la obtención del régimen de combustión sin llama, así como su estabilidad.

Temperatura de autoignición: es la temperatura mínima que debe alcanzar la mezcla combustible-oxidante para que se inicie la combustión y se auto propague; esta temperatura depende de la composición de la mezcla y de la presión [22].

Factor de recirculación: El factor de recirculación (K_v) está definido como la relación entre el flujo másico de gases de combustión recirculados (\dot{m}_r) y el flujo másico de aire (\dot{m}_a) y combustible (\dot{m}_f) tal como se muestra en la Ecuación 1 [23]:

$$K_v = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_a + \dot{m}_f} \quad \text{Ecuación 1}$$

Este parámetro indica cuanta cantidad de los gases calientes que contienen baja concentración de oxígeno, está recirculando. Entre mayor sea K_v , mayor será el grado de dilución que tomará lugar para la mezcla tripartita que dará lugar a la combustión. Este parámetro es muy importante puesto que si se tienen valores para el factor de recirculación muy pequeños (< 1) pueden aparecer llamas convencionales generando picos de temperatura, mientras que para valores muy altos (> 7) generan un régimen de combustión sin llama inestable donde la producción CO se aumenta debido a las excesivamente bajas concentraciones de oxígeno que dan origen a una disminución en la tasa de reacción y por lo tanto disminuye la conversión a CO₂. Para la combustión sin llama se tienen valores típicos entre 1.5 y 6 [13, 24].

Conviene aclarar que la combustión sin llama puede ser obtenida cuando el aire de combustión se descarga a temperatura ambiente o cuando se encuentra precalentado por efecto de la recuperación de calor; lo importante es que los jets con que se descargue el aire al interior de la cámara de combustión tengan el suficiente impulso para obtener un factor de recirculación adecuado. Para igual flujo másico de aire descargado e igual sección de descarga, el jet a mayor temperatura tendrá un mayor impulso y en consecuencia generará una mayor recirculación.

Factor de uniformidad de temperatura: Con el propósito de cuantificar la uniformidad de la temperatura de los gases en la cámara de combustión, en la literatura se define el factor de uniformidad térmica T_u , el cual entre más cercano a uno, es porque menor gradiente de temperatura existe en el volumen de la cámara de combustión [25]. Este valor puede ser calculado a partir de la Ecuación 2, donde T_i es la temperatura en un punto i , \bar{T} es la temperatura promedio y N el número de puntos totales que se toman para el cálculo. Rafidi y Blasiak [26] presentan resultados del factor de uniformidad térmica para modo llama y modo sin llama, en los cuales para combustión convencional se encontró que este factor es cercano a cero y en el caso de combustión sin llama se encontraron valores superiores a 0.67. En el trabajo realizado por Echavarría y Amell [25] el factor de uniformidad térmica oscilaba entre 0.8 y 0.85.

$$R_{Tu} = 1 - \sqrt{\frac{1}{N} \sum \left(\frac{T_i - \bar{T}}{\bar{T}} \right)^2} \quad \text{Ecuación 2}$$

Relación de mezcla de oxidación: Si bien cuando se opera en modo de combustión sin llama, no es posible ver una forma de llama definida, *Yang & Blasiak* [27] definieron un parámetro para identificar la “zona de reacción química” la cual llamaron *Relación de mezcla de oxidación- Ro* que se expresa según la Ecuación 3, donde x_{O_2} , x_{CH_4} , x_{CO} y x_{H_2} representan la fracción molar de oxígeno, metano, monóxido de carbono e hidrógeno respectivamente, definidas en una determinada coordenada espacial. El valor de $R_o=0$ describe combustible puro sin oxígeno; $R_o=1$ describe oxígeno puro sin combustible. Por lo tanto, se define la zona de reacción química, donde la mezcla de gases al interior del horno toma valores de $R_o=0.99$, la cual se puede entender como la frontera a partir de la cual comienzan a ocurrir las reacciones de combustión.

$$R_o = \frac{x_{O_2}}{x_{O_2} + 2 x_{CH_4} + 3.5 x_{C_2H_6} + 5 x_{C_3H_8} + 0.5 x_{CO}} \quad \text{Ecuación 3}$$

Relación de volumen de reacción: *Yang & Blasiak*, también propusieron un parámetro que llamaron *Relación de volumen de reacción -R_F* definido según la Ecuación 4, como la relación entre el volumen de la zona de reacción- V_q y el volumen de la cámara de combustión- V_{cc} . El volumen de la zona de reacción se entiende como el volumen interno de la zona de reacción química, es decir, el volumen por debajo del cual R_o es igual a 0.99.

$$R_F = \frac{V_q}{V_{cc}} \quad \text{Ecuación 4}$$

Si bien los dos últimos parámetros definidos no indican la existencia de la combustión sin llama propiamente, son parámetros que se definen para determinar la forma de la zona de reacción y así poder comparar con otros sistemas de combustión sin llama, lo cual es muy útil cuando se realiza el proceso de escalado.

2.3. Efecto de la dilución de agua en la combustión

Aunque no se ha encontrado en la literatura trabajos donde se reporte la interacción directa de una inyección de agua con el régimen de combustión sin llama, es posible encontrar estudios que ayudan a acercarse mejor al fenómeno. El efecto de la adición de agua en el aire de combustión sobre la temperatura de un régimen de combustión sin llama fue investigado por *Park et al.* [28], donde usaron un reactor en contraflujo para demostrar que la temperatura máxima se reduce con el aumento de la cantidad de agua en el aire de combustión. *Cheong et al.* [29] encontraron que la adición de vapor de agua puede ayudar a reducir la formación de NO en los sistemas de combustión debido a la reducción de la temperatura en las zonas más calientes y la reducción del contenido de radicales H y O en la zona de reacción. Si bien la combustión sin llama permite reducir la formación de NO_x comparado con la combustión convencional, la adición de agua ayuda a reducir aún más las emisiones de esta especie. Por otro lado, *Liu et al.* [30] reportaron que la adición de H₂O tiene un mayor impacto que el dióxido de carbono (CO₂) en la obtención del régimen de combustión sin llama debido al incremento de zonas con baja temperatura. Adicional a esto, *Tu et al.* [31] encontraron que debido a la forma en que se dan las reacciones en el régimen de combustión sin llama, es más fácil mantener el régimen al

diluir el aire de combustión con CO_2 que con H_2O , donde concluyen que es más estable el comportamiento con CO_2 que con H_2O para operar un sistema bajo combustión sin llama. Posteriormente *Chen et al.* [32] concluyeron que es más fácil realizar la combustión sin llama diluyendo con H_2O , pero que es más probable que la combustión se mantenga estable con el tiempo con una dilución de CO_2 .

Boushaki et al. [33] estudiaron el efecto de la adición de vapor de agua sobre la velocidad de deflagración laminar de una llama premezclada de metano/aire, reportando que la adición del agua tiende a disminuir la velocidad de combustión laminar al igual que la temperatura de llama adiabática. *Zou et al.* [34] hicieron un cálculo cinético de la oxicomustión diluyendo agua en una configuración en contraflujo, encontrando que altas concentraciones de vapor agua favorecen las reacciones de tercer cuerpo, dando lugar a una mayor formación de radicales OH y menores radicales H. Como complemento a lo anterior, *He et al.* [35] señalaron que la conversión del CO a CO_2 a través de la reacción $\text{CO} + \text{OH} \leftrightarrow \text{CO}_2 + \text{H}$ se mejora en la oxicomustión con vapor de agua, lo cual reduce las emisiones de CO.

Mohamed E. et al [36] investigaron el efecto simultaneo que tiene el CO_2 y el H_2O en la reactividad y la cinética de la combustión de pellets de biomasa. Encontraron que, a mayor concentración de agua, había un mayor tiempo de retraso a la ignición debido al alto calor específico que tiene el H_2O , lo cual hacía que se redujera la temperatura de las partículas de combustible. De igual forma, se encontró que se aumentaba la tasa de quemado de la biomasa, debido al incremento en la reactividad y el mejoramiento en la difusividad y la capacidad calórica.

Shyam P. et al [37] estudiaron el efecto de las distintas metodologías para introducir agua en la cámara de combustión de un motor diésel, donde concluyeron que al inyectar vapor de agua al cilindro de los motores diésel, se reducen las emisiones de NO_x hasta en un 90 % resultado de una disminución en la temperatura de los productos de combustión como consecuencia de la dilución de la fase gaseosa de las especies; además el material particulado también se redujo, debido a que la presencia de agua durante la formación del material particulado, reduce la tasa de formación de las partículas y mejora su quemado por el incremento en la concentración de especies oxidantes como el OH. Sin embargo, uno de los problemas reportados del incremento de agua en los productos de combustión, era que se presentaban micro explosiones de pequeñas gotas de agua.

Guizhi Du et al [38] estudiaron el efecto de la adición de agua en las características de combustión de un motor HCCI que operaba con gas natural, y para el cual variaron la temperatura de entrada de la mezcla y el dosado de esta. Encontraron que la presión en el cilindro, la tasa de liberación de calor y el tiempo de inicio de la combustión, decrecían con el incremento de la adición de agua. También se destaca que con la adición del agua se mejoraban problemas de inestabilidad como es el caso de la reducción de la intensidad de ringing o la mitigación del knocking. También se evidenció que los efectos mencionados, son más sensibles cuando se tienen bajas temperaturas de entrada de la mezcla y se tienen condiciones de mezclas pobre. Finalmente, se reporta que la adición de agua puede reducir la tasa de producción y consumo de radicales como el H, OH, H_2O_2 , CO y HCO, sin embargo, las vías de reacción no se ven alteradas.

Sabia et al. [39] mostraron los resultados numéricos y experimentales del proceso de combustión sin llama de una mezcla de propano/oxígeno sobre un rango de temperatura

de 850K-1250K y una composición de la mezcla de condiciones ultra ricas a ultra pobres, las cuales fueron diluidas con CO₂ y con H₂O desde 90% hasta el 97%, llevando a cabo los experimentos en un reactor tubular a presión atmosférica, identificando así varios regímenes de combustión en función de la composición de la mezcla y de la temperatura de entrada, cuyos resultados experimentales mostraron que el CO₂ y el H₂O alteran significativamente el proceso de ignición, observando una reactividad mucho más lenta respecto a las mezclas que fueron diluidas con nitrógeno, realizando las simulaciones por medio de un código comercial y mecanismos de cinética química detallados.

Cavaliere et al. [40] hacen una comparación entre la combustión sin llama y la combustión convencional utilizando combustibles líquidos, definiendo las variables más importantes de entrada que se deben tener en cuenta para el análisis de la combustión en ambos modos, encontrando que debido a la recirculación de inertes como el CO₂ y el H₂O que tienen alta emisividad, en el caso de la combustión sin llama, hay disminución en la temperatura y el mezclado entre el combustible y el comburente se ve afectado debido a la dilución. Por otro lado, respecto a los aspectos termodinámicos, se realizó un análisis de los rangos de los perfiles de temperatura en el equilibrio en función de la fracción de la mezcla, encontrando que las propiedades termodinámicas se ven altamente afectadas debido al factor de dilución en la combustión sin llama, mientras que, respecto a los aspectos cinético-químicos, las tasas de reacción se disminuyen debido a la disminución de la concentración de oxígeno.

En estudios recientes por el grupo de investigación GASURE [41], se ha hecho un previo análisis comparando el efecto del H₂O y el CO₂ añadidos desde una fuente externa sobre el régimen de combustión sin llama, encontrando que, si bien en la literatura se encuentra que el CO₂ puede tener un efecto térmico más significativo en la combustión comparado con el agua debido a su mayor calor específico (C_p) por unidad de volumen, cuando el estudio se hace considerando una base másica, los papeles se invierten en cuanto al efecto térmico, debido a que, si se considera un mismo flujo másico de entrada, se tiene que el CO₂ es más denso que el H₂O(g) y el C_p por unidad de masa es mayor en el vapor de agua, por lo que el efecto del agua, en este caso, sería mayor en cuanto a la respuesta térmica del sistema. En la Figura 4, se observa que la capacidad calorífica molar para el CO₂ es mayor que la del H₂O(g); sin embargo, el análisis se invierte de manera considerable al analizarlo con base másica, donde se observa una mayor capacidad calorífica másica para el vapor de agua que para el dióxido de carbono.

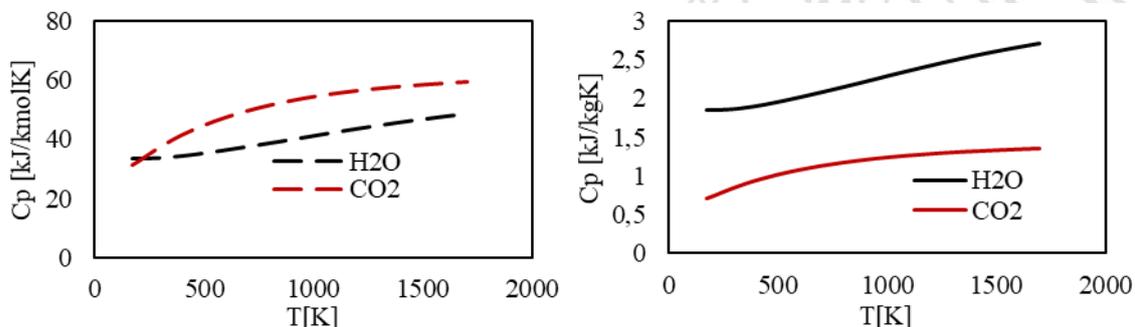


Figura 4. Calor específico del H₂O(g) y del CO₂ con base molar (izquierda) y másica (derecha). [41]

Zeng et al. [42] realizaron un estudio experimental y de modelado del efecto que tiene la dilución de la combustión con N₂ y CO₂ sobre las características de ignición de la mezcla metano- aire, el cual es un parámetro bastante importante a considerarse para la

combustión sin llama, mostrando que a medida que aumenta la tasa de dilución con ambas especies se incrementa el tiempo de retraso a la ignición, siendo el efecto mucho más fuerte para el CO_2 debido a que presenta un efecto de inhibición entre el metano y el aire, cuyos resultados se compararon con los obtenidos con el software Chemkin en los que utilizaron diferentes mecanismos, siendo el GRI 3.0 el más acertado. Esto evidencia la importancia de estudiar el aumento de la dilución de un componente como el agua en los productos de combustión.

Cadavid et al. [43], estudiaron la variación de relación entre agua/combustible en una turbina de gas usando un sistema de compresión húmeda, con el fin de determinar las variaciones en las emisiones de NO_x y CO al variar la composición del gas combustible. Encontraron que, si el flujo de combustible aumenta para mantener el dosado global constante, más agua puede ser introducida al sistema de compresión con el fin de mantener la temperatura de llama y las emisiones deseadas.

Vandel et al. [44] estudiaron la influencia de la dilución del vapor de agua y el dióxido de carbono en la estructura y estabilidad de una llama con swirl de metano con aire enriquecido. Encontrando que la estructura y estabilidad de la llama depende principalmente de la velocidad de deflagración laminar, la cual depende solo de las condiciones iniciales de la premezcla, la temperatura y la presión. Teniendo en cuenta que la temperatura de la llama es un parámetro de diseño de cámaras de combustión, se observó que en el caso de la dilución con H_2O , el valor de la velocidad de deflagración laminar determina la temperatura de llama adiabática. En un estudio similar *Chica et al.* [45], estudiaron el efecto del enriquecimiento de oxígeno y la dilución de agua en llamas laminares de metano a altas presiones, encontrando que para un enriquecimiento de oxígeno dado, la velocidad de deflagración laminar y la temperatura de llama disminuyen cuando la dilución de H_2O aumenta.

En resumen, los estudios descritos previamente, muestran que la dilución de H_2O reduce la velocidad de deflagración de la llama y la temperatura de combustión, parámetros clave en la estructura y estabilidad de la llama. Además, una menor temperatura de llama conlleva una reducción de las emisiones de NO_x . También se observó que la dilución con éste reduce la tasa de reacción y produce un retraso en la autoignición.

2.4. Estudio de la combustión sin llama

Colorado et al. [23] mostraron que la combustión sin llama es bastante flexible para la utilización de combustibles no convencionales, realizando las pruebas con gas natural y biogás con los que se obtuvo campos y uniformidad de temperatura similares para ambos combustibles, pero para el biogás las temperaturas fueron menores debido a la gran cantidad de gases inertes (CO_2) en su composición que enfrían las reacciones y por ende la temperatura del proceso, confirmando la flexibilidad del *flameless* para gases convencionales y no convencionales.

Amell et al. [46] realizaron un estudio cinético químico de la formación de óxidos de nitrógeno en la combustión sin llama del metano, principal constituyente del gas natural, empleando una llama de difusión unidimensional de flujo opuesto como modelo matemático, mostrando a partir de las velocidades de generación de los NO_x al diluir el oxidante con N_2 y con productos de combustión, que los mecanismos térmicos y prompt son los más relevantes para la formación y consumo de NO .

Echavarría et al. [47] evaluaron numérica y experimentalmente la estabilidad del régimen de combustión sin llama ante la variación de la carga térmica utilizando gas natural como combustible y bajo diferentes flujos de aire y de la mezcla aire-helio. Evaluaron el efecto que trae el aumento de la capacidad calorífica sobre la estabilidad de la carga térmica, mostrando que los perfiles de temperatura presentan una disminución en la cámara de combustión a medida que el flujo de aire de carga se incrementaba, sin afectar la uniformidad térmica dentro del horno. Además, mostraron que entre mayor sea la capacidad calorífica de la mezcla, aumentaba de la eficiencia útil cuando se pasa de un flujo de aire de carga de 43 SCFM a 63 SCMF seguido de una disminución de la eficiencia al incrementar más el flujo.

Sabia et al. [48] realizaron un estudio numérico de las condiciones que se deben tener en cuenta para obtener la combustión sin llama. Utilizaron gas natural como combustible y oxígeno puro como comburente en condiciones muy diluidas y con precalentamiento a presión atmosférica. Se varió la temperatura de entrada del aire desde 1100 K hasta 1400 K. Concluyeron que la tasa de dilución que se genera en la combustión sin llama con oxicomustión puede cambiar el comportamiento reactivo de las mezclas por completo con respecto a las de una combustión convencional. Por lo anterior, sugieren que a condiciones extremadamente diluidas se utilicen mecanismos que predigan correctamente cinéticas lentas, cuyo mecanismo reaccional utilizado fue validado con los datos experimentales obtenidos para el tiempo de retraso, mostrando una buena predicción.

Con respecto a las emisiones de agentes contaminantes, *Reddy et al.* [49], *Saha et al.* [50], y *Wang et al.* [51] realizaron estudios numéricos y experimentales de la combustión sin llama en diferentes hornos con diversas densidades de energía, encontrando emisiones de NO_x y CO mucho menores a las técnicas convencionales. Además, concluyen que las emisiones acústicas se reducen mediante el proceso de combustión sin llama debido a la reducción de la fluctuación de la liberación de calor, lo cual muestra el potencial de aplicación esta tecnología en procesos industriales.

2.5. CFD en el estudio de la combustión sin llama

Amell et al (2009) [52] implementaron modelos RANS (Reynolds-averaged Navier–Stokes equations) para el estudio fenomenológico de la combustión sin llama con simulación numérica. Los códigos CFD son una herramienta fundamental para el estudio de los regímenes de combustión en los que todavía existen vacíos de conocimiento por llenar, debido a que permite evaluar de forma acoplada la turbulencia, combustión, transferencia de calor y formación de agentes como los NO_x, los cuales son fenómenos encontrados comúnmente en los sistemas de combustión. Concluyeron que, para la turbulencia, el modelo *k-ε estándar* y el *k-ε realizable* son los más adecuados debido a que son populares por su robustez, bajo costo computacional y buena precisión en un amplio rango de flujos turbulentos. Con respecto a la combustión, el modelo *Eddy Dissipation Concept (EDC)* es el más adecuado para realizar la interacción entre la cinética química y la turbulencia, debido a que permite acoplar mecanismos de reacción de múltiples pasos que posibilitan la obtención de resultados con mayor grado de precisión.

Es importante describir la radiación durante el régimen de combustión sin llama, ya que en esta se da un fenómeno volumétrico, por lo que la liberación de calor por radiación por unidad de volumen constituye un factor esencial para el desempeño del horno y la

transferencia de calor. En dicho régimen la intensidad de radiación se aumenta a pesar de los incrementos moderados de temperatura. El modelo RANS más usado modelar la radiación es el de *Ordenadas Discretas (OD)* acompañado del cálculo del coeficiente de absorción de los gases de combustión con el modelo de *Suma Ponderada de Gases Grises* debido a que el H₂O y el CO₂ de los productos de combustión tienen propiedades de radiación importantes que afectan la transferencia de calor del proceso. Por último, respecto a las emisiones de NO_x, los modelos más utilizados son los modelos térmicos (termal NO_x, Zeldovich et al., 1947), prompt NO_x (Fenimore, 1971) y reducción NO_x (Kandamby et al., 1996), siendo el térmico uno de los más importantes y está sustentado bajo el mecanismo de *Zeldovich* que se vuelve significativo a altas temperaturas.

Alok & Jeevan [53] hicieron un estudio numérico RANS resaltando la importancia y el papel que ha jugado el CFD en el desarrollo de la combustión sin llama, lo cual ha permitido que una vez se han validado los modelos para simular la combustión sin llama, se puedan hacer comparaciones ante modificaciones con un alto grado de confiabilidad. Para su trabajo, ellos utilizan el modelo *Realizable k-ε* para el modelado de la turbulencia. El modelo EDC se consideró para el proceso de combustión y usando un mecanismo global. Además, tuvieron en cuenta la radiación usando un modelo de OD, y concluyendo que, con la ayuda de simulaciones numéricas, se obtienen resultados acordes, al menos en el ámbito de la distribución de temperatura y las especies.

A manera de conclusión, se encuentra que hay una deficiencia en el estado del arte respecto al efecto que tendría la dilución de agua proveniente de un proceso de secado y vaporización directa en la zona de reacción, sobre la estabilidad del régimen de combustión sin llama. Si bien, existen estudios sobre la implicación del agua ligada al combustible o al aire de combustión, con los cuales se pueden generar hipótesis respecto al efecto del agua; no se ha identificado que existan estudios precisos sobre el efecto del agua diluida en la zona de reacción, cuando esta provenga de un proceso donde se libere agua. Por lo tanto, es de suma importancia generar conocimiento y aportar al estado del arte en este ámbito, lo que ayudaría a tomar mejores decisiones a la hora de integrar un sistema de combustión sin llama con un proceso industrial como lo es el secado, la desalinización del agua y el tratamiento de aguas residuales, entre otros.

3. METODOLOGIA

3.1. Montaje experimental

En la Figura 5 se presenta un esquema general de la configuración del sistema de combustión sin llama y los equipos auxiliares que se requieren para la operación, ya sea en modo llama, modo sin llama sin regeneración, modos sin llama con auto regeneración y modo sin llama con aire enriquecido. Adicionalmente, se indican los puntos de medición de las diferentes variables de interés como lo son la temperatura y la concentración de especies. El horno corresponde a uno de los hornos de combustión sin llama que posee el Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía (GASURE) de la Universidad de Antioquia ubicada en Medellín, Colombia donde se tiene una presión atmosférica de 854 mbar. La cámara de combustión tiene una longitud de 1.35 m y una sección cuadrada de 0.6 m. Los gases de combustión son evacuados a través de una chimenea de sección cuadrada de 0.1 m y 0.5 m de longitud. Todas las paredes del horno están aisladas con 25 cm de fibra cerámica. El horno también cuenta con dos ventanas de cuarzo por donde es posible realizar una inspección visual de la operación del sistema y las cuales se utilizan para capturar imágenes de radicales OH^* y CH^* . El quemador utilizado fue patentado por el grupo GASURE y puede operar en modo llama, en modo sin llama y en modo auto regeneración. Durante la operación en combustión sin llama, el combustible es descargado por una boquilla de 3.2 mm y el aire de combustión es descargado por dos boquillas de 10 mm separada 240 mm entre sí.

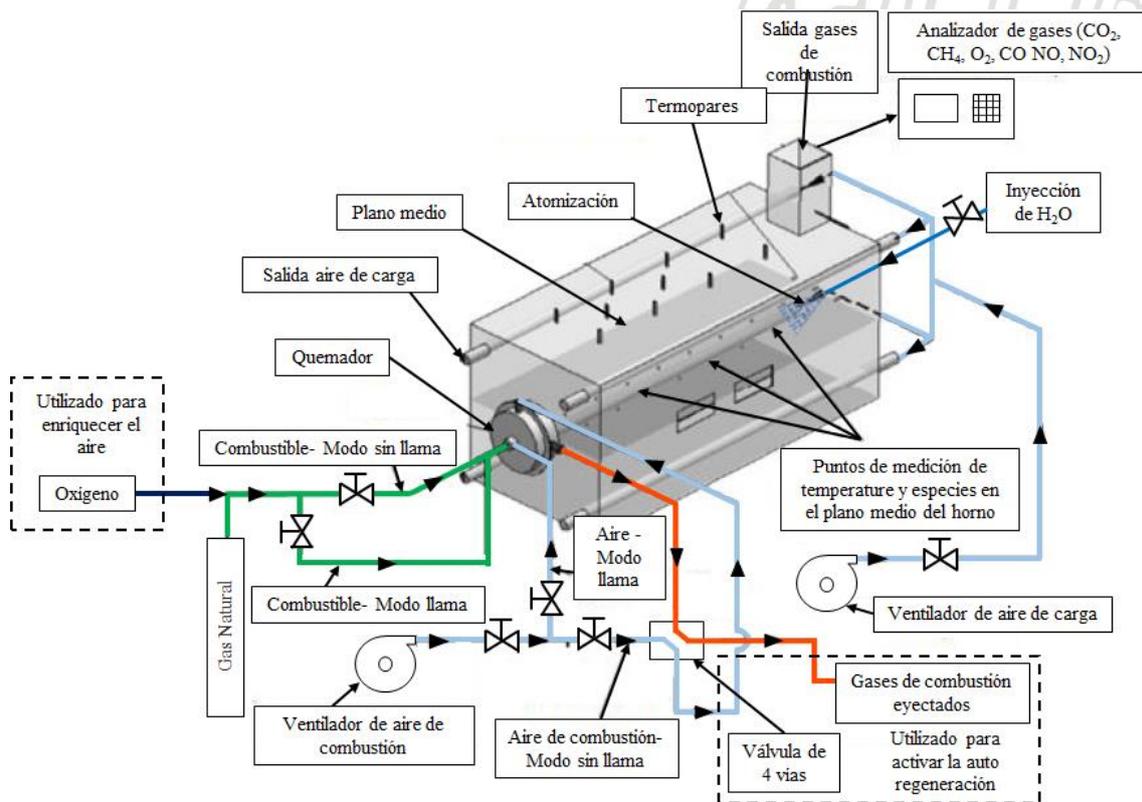


Figura 5. Diagrama detallado del horno de combustión sin llama del grupo GASURE con los puntos de medición. [47]

Se cuenta con diez termopares ubicados en la pared superior del horno para ir registrando la temperatura de las paredes. Por la chimenea se extrae una muestra de gases para tener registro de la combustión al interior de la cámara de combustión. En la parte lateral derecha se encuentra la entrada de cuatro tubos de aire de carga de 2 pulgadas de diámetro,

utilizados para simular los requerimientos calóricos de los diferentes procesos que se buscan evaluar en el horno. En este caso, debido a que la carga térmica se suministra directamente como agua líquida que se vaporiza y pasa a diluirse en los gases dentro de la cámara de combustión, se fijó una cantidad mínima de aire (20 CFM medidos con medidor de flujo SIERRA) con el objetivo de evitar el daño de los tubos de carga, y debido a que el aire se calentaba a una temperatura cercana a los 310 °C, se perdían cerca de 2 kW. En la cara posterior del horno (pared opuesta al quemador), se encuentra la entrada para la inyección de agua líquida, la cual se suministra a partir de atomizadores con capacidades entre 1 GPH y 6 GPH (GPH= Galones por Hora), que se utilizan según el flujo de agua requerido.

El flujo de gas natural fue regulado a partir de un banco de rotámetros calibrados, y fue suministrado por la red de gas de la Universidad de Antioquia. El flujo de gas también era registrado por un medidor de flujo volumétrico “GFO RM G16” con el fin de corroborar la medición correcta de la potencia y mantener la potencia constante. El aire de combustión y de carga se suministró a partir de dos ventiladores acoplados a dos variadores de frecuencia para ajustar la cantidad de aire requerido. El flujo de aire de combustión se reguló a partir de dos técnicas: al medir la concentración de oxígeno en los productos de combustión y a partir de un medidor de flujo de placa orificio.

En la Tabla 1 se listan los equipos de medición utilizados durante los experimentos junto con su precisión y principio de funcionamiento, la cual ayuda para el cálculo de error experimental utilizando el software RStudio.

Tabla 1. Principales equipos de medición utilizados durante los experimentos.

Equipo de medición	Variable que mide	Precisión	Principio físico/químico
Cámara termográfica TESTO 876	Perfil de temperatura de las paredes externas del horno	± 2 K	Principio termoeléctrico con radiación infrarroja
Termopares tipo K	Temperatura de flujos de entrada y salida del horno	± 1 K	Principio termoeléctrico
Banco de rotámetros	Caudal del combustible y/o de oxígeno	$\pm 1e^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$	Principio de área variable y equilibrio de fuerzas
Analizador de gases SICK MAIHAK	Concentración de O ₂	1 % del valor medido	Principio paramagnético
	Concentración de CO y CO ₂		Principio de infrarrojo no dispersivo
Analizador de gases Thermo Scientific	Concentración de NO y NO ₂		Principio de quimioluminiscencia
Pirómetro de succión con termopar tipo S	Perfil de temperatura dentro del horno	± 1 K	Principio termoeléctrico
Siemens Sitrans F C Massflo MASS2100	Flujo másico de agua	± 0.13 %	Ley de Coriolis del movimiento

Equipo de medición	Variable que mide	Precisión	Principio físico/químico
Sensor de presión AVL LP11DA02	Fluctuaciones de presión	± 0.0001 Pa	Piezorresistivo
Mass flowmeter Sierra 620S Fast-Flo	Caudal de aire de carga y de eyección	$\pm 2.1\%$	Principio termoelectrico
Cámara ICCD Princeton Instruments	Contornos de OH y CH	N. A	Principio de quimioluminiscencia

3.2. Procedimiento experimental

Una de las condiciones requeridas para la obtención del régimen de combustión sin llama consiste en garantizar una temperatura de las paredes internas del horno por encima de la temperatura de autoignición de la mezcla aire-combustible, que para la mezcla gas natural con aire es de 800 °C. Por lo tanto, todas las pruebas inician con la operación del horno en modo llama a una potencia de 30 kW con un exceso de aire del 20 %. Se monitorean los diez termopares ubicados en las diferentes paredes del horno hasta que todas ellas alcanzan un valor superior a 900 °C, momento en el cual se pasa a operar el horno en modo de combustión sin llama. Se utilizan las ventanas provistas en el horno, para realizar una inspección visual al interior de la cámara de combustión y verificar la desaparición de la llama. También se verifica que la concentración de las especies CO y NO disminuyan a valores por debajo de las 10 ppm y que el O₂ sea de aproximadamente 3.81 % en base seca, lo cual indica que el horno opera con un exceso del 20 % de acuerdo con la composición del gas natural.

En la Figura 6 se muestran los siete accesos por los cuales se introducen las sondas de temperatura y especies. Por cada acceso se toman tres medidas a 10, 30 y 50 cm a partir de la pared de la cámara de combustión, con lo que se tienen 21 valores de especies y temperaturas al interior del horno, lo cual sumado al registro de datos en la chimenea, permite un mapeo completo de la operación del sistema. Para las mediciones de temperatura se utiliza una sonda de succión refrigerada con agua y con doble escudo protector en la punta para corregir errores de medición por radiación. La sonda está equipada con un termopar tipo S que registra datos en un computador a través de una interfaz gráfica a una frecuencia de 1 Hz. La emisión de gases se midió en la chimenea utilizando los analizadores de gases SICK MAIHAK con los que se midió la concentración en base seca de CO, CO₂, O₂ y CH₄ y el analizador Thermo Scientific, con el que se midió la concentración de NO. Los datos se midieron con una frecuencia de muestreo de 1 Hz y fueron tomados durante todas las etapas del experimento. Estos mismos analizadores fueron usados para medir el perfil de concentración de especies dentro del horno, para lo cual se acopló a una sonda refrigerada con succión, que permite el flujo de gases requerido por los analizadores para su correcto análisis de composición. El flujo de agua usado para la sonda de gases y de temperatura fue ajustado de tal manera que las pérdidas de energía fueran bajas (~ 1 kW). Cada que se finalizaba una prueba, se realizaba una calibración básica de los analizadores de gases, que consiste en pasar nitrógeno puro para establecer los ceros de cada especie medida por los equipos.



Figura 6. Puntos de medición para la obtención del plano horizontal.

En la Figura 7 se presentan de forma esquemática las dos sondas utilizadas ya sea para la medición de temperaturas o concentración de especies al interior de la cámara de combustión.

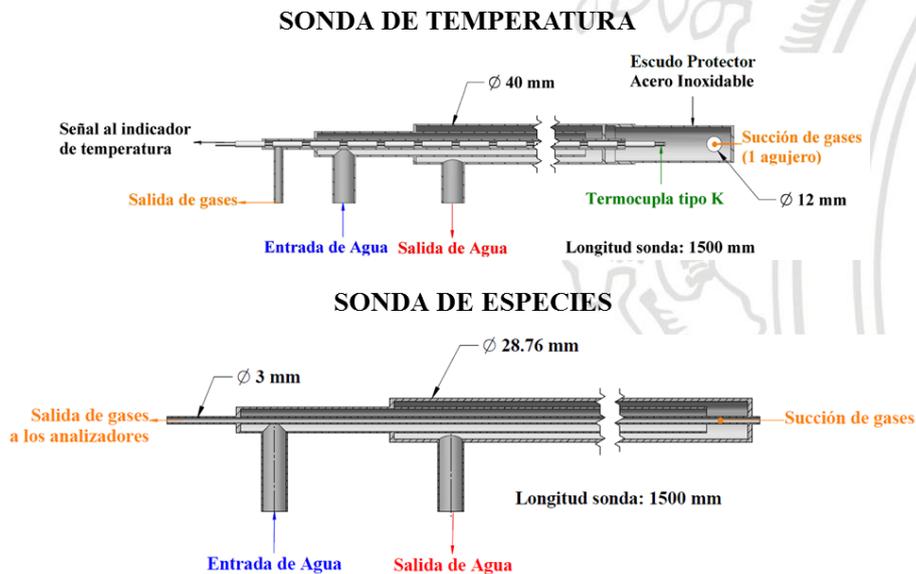


Figura 7. Sondas refrigeradas para la medición de temperatura y especies.

Para caracterizar la zona de reacción, se capturó la quimioluminiscencia espontánea emitida por los radicales OH^* y CH^* a través de los dos accesos ópticos del horno, ubicados en la pared frontal, estando el primero a 25 cm de distancia horizontal del quemador, separados entre sí 8 cm y con una relación de aspecto de 20cm/10cm en el largo/ancho de cada ventana como se esquematiza en la Figura 8. Las imágenes son con la ayuda de una cámara ICCD PI-max (Intensified Charge- Couple Device) de segunda generación con resolución de 1024x1024 pixeles. Para la captura del radical OH se utilizó un filtro ajustado a la longitud de onda de 308 nm con un ancho de banda de 10 nm y una transmisividad máxima del 85% para captar la emisión de este radical. Para el CH se utiliza un filtro de interferencia centrado en una longitud de onda de 430 nm, con un ancho de banda de 10nm. Las mediciones con el filtro de OH^* se realizaron con un tiempo de exposición de 80 ms, y una ganancia igual a 10, mientras que con el filtro de CH^* , el cual tiene una transmisividad mayor que el de OH^* , se usó un tiempo de exposición de 20 ms, e igualmente una ganancia de 10. La cámara fue ubicada de forma perpendicular al horno

justo al frente de las ventanas de cuarzo, cubriendo un ancho de 20 cm en cuatro puntos de medición. Se tomaron 100 fotografías por cada punto que fueron promediadas utilizando un código en Python, restándole el fondo del horno sin reacciones químicas (background), para posteriormente unir las y obtener la intensidad de la zona de reacción. Para la obtención de las imágenes de background, se procede apagando el horno y realizando un barrido de gases de combustión con el aire suministrado por el ventilador, hasta que la concentración de O₂ a la salida del horno sea de 20.9%.

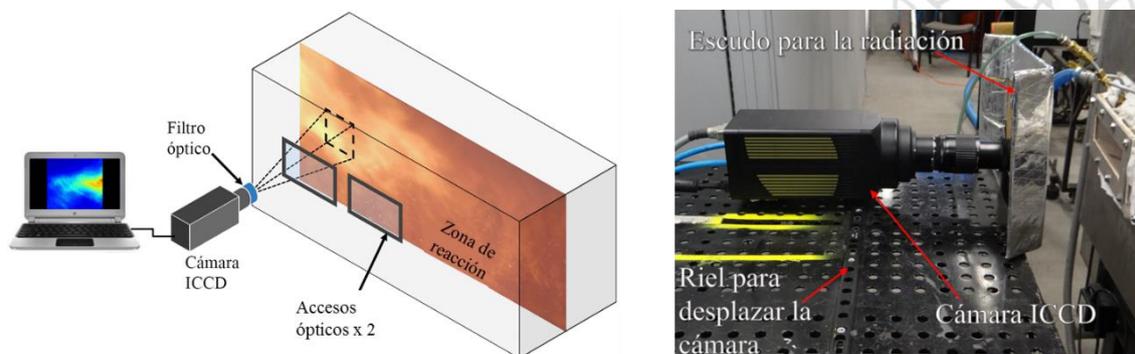


Figura 8. Esquema del montaje usado para las mediciones de quimioluminiscencia espontánea.

En la Tabla 2 se presenta la composición del combustible a partir de la cual se estimaron los valores requeridos para las diferentes potencias que se manejaron. Para dicha composición se fijó un factor de aireación de 1.2 que se mantuvo constante en todas las pruebas.

Tabla 2. Composición molar del Gas Natural.

Composición del combustible		
		Porcentaje molar
Metano	CH₄	82.68
Etano	C₂H₆	10.31
Propano	C₃H₈	3.36
n-Butano	C₄H₁₀	0.97
n-Pentano	C₅H₁₂	0.147
i-Hexano	C₆H₁₄	0.019
Dióxido de C	CO₂	1.938
Nitrógeno	N₂	0.559

Evaluación del efecto de la adición de agua en el régimen de combustión sin llama sin auto regeneración: Para evaluar el efecto del agua proveniente de la inyección de un jet de H₂O sobre el régimen de combustión sin llama, se introdujo agua atomizada por la pared opuesta al quemador como se mostró en la Figura 5, cuando el horno operaba a una potencia de 30 kW con un factor de aireación de 1.2 y sin activar la componente de auto regeneración ni de aire enriquecido. Se realizaron mediciones sin suministrar agua, suministrando 1000 mg/s, 1400 mg/s, 1500 mg/s y 1800 mg/s de agua. El horno se dejaba operando cerca de una hora en cada condición antes de comenzar las mediciones para garantizar el estado estable. Durante estas pruebas, se evaluó si los resultados variaban al

cambiar la ubicación de la inyección de agua, para lo cual se realizó una inyección por la parte media inferior del horno, y se concluyó que los resultados obtenidos no cambiaban. Por lo tanto, se decidió seguir operando con la inyección de agua en la pared opuesta al quemador.

Evaluación del efecto de la adición de agua en el régimen de combustión sin llama utilizando auto regeneración: Para evaluar el efecto del agua sobre el sistema operando en el régimen de combustión sin llama con auto regeneración, el sistema de calentamiento operó a 30 kW con un exceso de aire cercano al 20 %. Para la auto regeneración se utilizó una válvula de 4 vías, la cual permite que mientras dos de las cuatro boquillas del quemador estén suministrando el aire de combustión, por las otras dos boquillas se esté succionando el 60 % de los gases de la cámara de combustión con el fin de precalentar el regenerador. Para garantizar la succión del 60 % de los gases a través del regenerador, se disponía de dos medidores de flujo “Mass flowmeter Sierra 620S Fast-Flo” calibrados con un medidor de flujo de placa orificio. Uno de los medidores registraba el flujo de aire utilizado en el sistema de eyección para la extracción de los gases, mientras que el otro medidor registraba el aire más los productos de combustión que salían luego del eyector, por lo que la diferencia entre estas dos medidas corresponde al flujo de gases de combustión. Para corroborar la medición, también se hacía una medición de gases luego del sistema de eyección, donde conociendo la concentración de O₂ o CO₂, se puede estimar el flujo de gases eyectados. En la Figura 9 se presenta un diagrama esquemático del sistema de eyección. Para controlar el flujo de gases extraídos de la cámara de combustión, además de controlar el aire de eyección, también se contaba con un dámper en la chimenea del horno con el fin de reducir la sección de salida de los gases por chimenea y facilitar la extracción a través del quemador auto regenerativo.

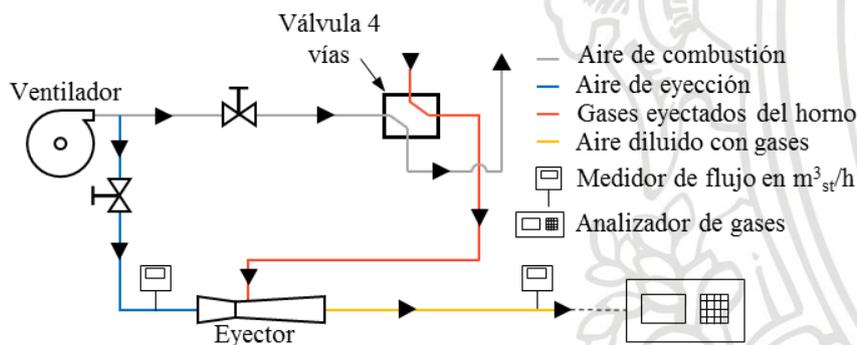


Figura 9. Diagrama esquemático del sistema de eyección de gases durante la auto regeneración.

Cada 30 segundos la válvula de 4 vías invierte la dirección de los flujos, haciendo que ahora el aire de combustión sea suministrado a través de las boquillas por las cuales anteriormente se succionaban gases, haciendo un precalentamiento del aire de combustión; por otro lado, las boquillas que antes funcionaban para suministrar el aire de combustión ahora funcionan como succionadoras de gases calientes. Para esta condición se realizaron pruebas sin suministrar agua, suministrando 1800 mg/s, 2200 mg/s, 2500 mg/s y 2700 mg/s de agua.

Evaluación del efecto del agua en el régimen de combustión sin llama utilizando aire enriquecido con oxígeno: Para realizar las pruebas de aire enriquecido con oxígeno, se utilizó una pipeta de oxígeno al 99.999 % de pureza el cual era premezclado con el aire de combustión antes de ingresar al quemador en las proporciones adecuadas para

garantizar que el porcentaje en volumen de oxígeno en el aire fuera de 35.5%. Para ello se contaba con medidores para los flujos de aire y oxígeno y además se observaba que la concentración en base seca de O₂ en chimenea fuera cercana a 6.8 %, correspondiente a un exceso de aire enriquecido del 20%. Para esta condición se realizaron pruebas sin suministrar agua, suministrando 1800 mg/s, 2500 mg/s, 3000 mg/s y 3200 mg/s de agua. En la Tabla 3 se presenta la lista de casos que serán evaluados de forma experimental.

3.3. Índice crítico de estabilidad del régimen de combustión sin llama en presencia de altas concentraciones de H₂O.

Con el fin de generalizar los resultados obtenidos durante este trabajo, en el cual se opera un horno en el régimen de combustión sin llama a 30 kW y con un exceso del 20 % cuando se suministra Gas Natural, se ha encontrado que relacionar el flujo másico de agua que ingresa al sistema de forma inyectada (\dot{m}_{H_2O}) sobre el flujo másico de combustible (\dot{m}_{Fuel}), permite establecer los límites críticos de inyección de agua a la zona de reacción para cualquier sistema térmico que opere a una potencia determinada. Se define entonces el factor m de acuerdo con la Ecuación 5, donde m representa el Índice crítico de estabilidad del régimen de combustión sin llama en presencia de altas concentraciones de H₂O. Se trata de encontrar la condición en el que el régimen se desestabiliza al generarse altas concentraciones de CO seguidas de micro explosiones, caídas de temperatura y del cese de las reacciones químicas en cada uno de los casos evaluados, estableciendo el valor m obtenido en cada prueba y finalmente encontrando el valor máximo permisible de agua inyectada a la zona de reacción.

$$m = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{m}_{Fuel}}$$

Ecuación 5

3.4. Variables del diseño de experimentos

3.4.1. Variables de entrada

Corresponden a los factores que se mantendrán constantes y de los cuales se parte para las condiciones iniciales del sistema:

- *Potencia térmica del horno- Pot:* De pruebas que ya se han realizado en el horno de combustión sin llama operando con gas natural, se ha encontrado que este opera estable para un rango de potencias entre 15 y 40 kW. Para este trabajo se fijará la potencia en 30 kW. De esta potencia se obtienen los flujos másicos de combustible de acuerdo con el poder calorífico del gas natural.
- *Flujo de aire de combustión- \dot{m}_a :* Se fija de manera que se tenga un exceso de aire del 20% ya sea para la operación con aire normal o con aire enriquecido.
- *Flujo del aire de carga - $\dot{m}_{a,carga}$:* Mediante un variador de velocidad, marca SIEMENS y con una precisión de 1 Hz, se fijará un flujo de aire de carga mínimo se fijará de 20 CFM.
- *Geometría del sistema de combustión:* La geometría del horno es una variable fija, ya que este prototipo ya está fabricado y no se modificará.

3.4.2. Variables respuesta

Corresponden a las variables o parámetros que se quieren obtener como resultado del experimento, estos son:

- *Plano de temperaturas de la cámara de combustión:* Adicional a la verificación visual, cuando se está en el régimen de combustión sin llama, se debe realizar una medición de la temperatura a lo largo del plano horizontal y vertical de la cámara de combustión y verificar que la temperatura a lo largo de la cámara de combustión no presenta un pico considerable como lo es en modo llama. Esta medición se realiza con un termohigrómetro digital CHY820U el cual tiene una precisión de 1 °C, en donde el termopar esta por dentro de una sonda para evitar el error de la medición por el efecto de la radiación de las de las paredes del horno hacia la superficie del termopar.
- *Eficiencia útil:* La eficiencia útil es la energía aprovechada con respecto a la energía total entrada con el combustible. Se determina teniendo en cuenta todas las pérdidas del sistema como lo son el aire de carga, la introducción de las sondas refrigeradas, las pérdidas por paredes, las pérdidas por calor sensible y perdido por combustión incompleta. La energía aprovechada se entenderá como la energía utilizada para evaporar el agua inyectada.
- *Emisiones de O₂, CO₂, CO y NO_x:* Lo gases de combustión se toman con una sonda conectada a dos analizadores, uno para los NO_x y el otro para las especies restantes mencionadas. Se usa un analizador SICK MAIHAK s710 para medir las concentraciones de CO₂, CO y O₂ en los productos de combustión. Este dispositivo utiliza el método de infrarrojo no dispersivo para el CO y CO₂ con un rango de medición de 0-50000 ppm y 0-40 % vol respectivamente. En el caso del O₂ utiliza una celda paramagnética con un rango de medición de 0 – 100 % vol. Las concentraciones de NO y NO₂ se registran con un analizador THERMO SCIENTIFIC 42i-HL que utiliza el principio de quimioluminiscencia con rangos variables de medición que pueden ir desde 0-10 hasta 0-5000 ppm. Ambos dispositivos cuentan con una unidad de acondicionamiento y las mediciones se reportan en base seca.
- *Especies a lo largo de la cámara de combustión:* Se miden las especies (CH₄, CO₂, CO, O₂ y NO_x) a lo largo del plano central de la cámara de combustión. Esta medición se realiza con una sonda refrigerada que lleva los gases a los analizadores anteriormente mencionados (SICK MAIHAK s710 y THERMO SCIENTIFIC 42i-HL).
- *Estabilidad del régimen de combustión sin llama:* Para la cual se tienen en cuenta que los valores típicos para la combustión sin llama de uniformidad de temperatura, emisiones de agentes contaminantes como el CO y NO_x y la no aparición de llamas intermitentes o estables dentro de la cámara de combustión. También se tiene en cuenta la ocurrencia de micro explosiones acompañadas de

un incremento súbito en el CO, como criterio de inestabilidad en el régimen de combustión sin llama.

- *Obtención de perfiles de OH* y CH**: Contornos para cada uno de estos radicales.
- *Índice crítico de estabilidad del régimen de combustión sin llama en presencia de altas concentraciones de agua - m*: Se calcula para cada uno de los experimentos realizados.

3.4.3. Variable de control

Corresponde al parámetro que se hará variar con el fin de medir su efecto en las variables respuestas consideradas anteriormente. Esta variable también podría considerarse dentro de las variables de entrada, con la diferencia de que esta no será fija durante todos los experimentos.

Flujo de agua inyectada \dot{m}_{H_2O} : Para lo cual se utilizará un medidor de flujo másico “Siemens Sitrans F C Massflo MASS2100”. El agua será impulsada con una bomba de agua que permite presiones de descarga de hasta 15 bares.

3.4.4. Variables no controlables

Se refiere a parámetros que no se pueden controlar, ya sea porque no se tienen los medios o no es posible. Estos factores pueden traer algún ruido a las mediciones y ocasionar un error en las mediciones, por lo tanto, se deben tratar de reducir o mitigar en lo posible.

- *Temperatura, humedad y presión del ambiente*: Los dos primeros factores varían en el transcurso del día (temperatura 20 a 25 °C, humedad 55 a 60 %RH), aunque estos niveles de variación no tienen una incidencia significativa sobre las variables, y por último la presión atmosférica es constante (854 mbar para Medellín). Este último factor es de gran importancia para los equipos térmicos, ya que la mayoría de las tecnologías extranjeras son realizadas y probadas para operar a nivel del mar (presión atmosférica 1013 mbar) y se debe tener en cuenta que con el cambio en la altura con el nivel del mar estos equipos pueden llegar a perder hasta un 20% de su capacidad nominal.
- *Error humano*: Debido a que en cada una de las pruebas se deben mover los instrumentos para la medición de la temperatura y las emisiones, puede ocurrir que el instrumento de medición no se ubique en el mismo punto durante diferentes mediciones. Se han realizado marcaciones en las sondas y en la estructura donde se apoyan las sondas de medición para tratar de mitigar este factor.

Por otro lado, es importante estimar cuál es el número de réplicas sugerido para un experimento de este tipo. Para ello usando la función “`ss.2way(a, b, alpha, beta, f.A, f.B, B)`” del software RStudio, se calcula el valor de f.A y f.B según las expresiones $\sqrt{\frac{aD^2}{2b\sigma^2}}$ y $\sqrt{\frac{bD^2}{2a\sigma^2}}$ respectivamente, donde D es la mínima diferencia que se desea detectar en la variable respuesta; si se hace el análisis para la temperatura este valor sería cercana a los

154.3 °C. a y b corresponden a los niveles del factor A y B respectivamente, los cuales tienen un valor de 3 y σ^2 es la varianza, la cual se define a partir de la desviación estándar; está última, se estimó teniendo en cuenta la desviación de los datos obtenidos para la temperatura de experimentos pasados en el horno de combustión sin llama, donde se obtuvo un valor de 48.15. El nivel de significancia se consideró de 0.05 con una potencia del 80 %. Al operar en el software, se obtiene que el número de réplicas sugerido para este experimento es de 2.

3.5. Balance de energía

El balance de energía permite conocer cómo se distribuye de forma global la energía térmica en el horno. Para realizar los balances de energía obtenidos a partir de datos experimentales, se requiere conocer:

La energía térmica de entrada (**E. Entrada**):

$$E. \text{Entrada} = \dot{m}_g PCS$$

Donde \dot{m}_g es el flujo másico de combustible y PCS es el poder calorífico superior del combustible.

La energía que es recuperada por precalentamiento del aire de combustión (**E. recuperada**):

$$E. \text{Recuperada} = \dot{m}_a \int_{T_{a,in}}^{T_{a,out}} C_{p,aire} dT$$

Donde \dot{m}_a es el flujo másico de aire de combustión, T_{in} es la temperatura a la que entra el aire de combustión al regenerador, T_{out} es la temperatura de salida del aire de combustión del regenerador y $C_{p,aire}$ es el calor específico del aire. Esta energía solo aplica para los casos en que se activó la auto regeneración del quemador.

La energía que es aportada al aire de carga que pasa a través de los cuatro tubos (**E. Aire Carga**):

$$E. \text{Aire Carga} = \dot{m}_{a,carga} \int_{T_{carga,in}}^{T_{carga,out}} C_{p,aire} dT$$

Donde $\dot{m}_{a,carga}$ es el flujo másico de aire de carga, $T_{carga,in}$ es la temperatura de entrada del aire de carga y $T_{carga,out}$ es la temperatura de salida del aire de carga.

La energía que se requiere para calentar el agua, evaporar el agua y sobrecalentar el vapor de agua que se inyecta de manera externa (**E. Agua Inyectada**).

$$E. \text{Agua Inyectada} = \dot{m}_{H_2O} \left(\int_{T_{in}^{\circ C}}^{95^{\circ C}} C_{p,agua} dT + h_{fg_{H_2O}} + \int_{95^{\circ C}}^{T_{out}^{\circ C}} C_{p,vapor_{agua}} dT \right)$$

Donde \dot{m}_{H_2O} es el flujo másico de agua inyectado, $T_{in}^{\circ C}$ es la temperatura de entrada del agua, $T_{out}^{\circ C}$ es la temperatura de salida del agua, $C_{p,agua}$ es el calor específico del agua líquida, $h_{fg_{H_2O}}$ es la entalpia de vaporización del agua y $C_{p,vapor_{agua}}$ es el calor específico del vapor de agua.

Adicional a lo anterior, se requiere estimar las diferentes pérdidas de energía del sistema que corresponden a:

La pérdida por calor sensible de los gases (**P. Sensible**) que salen por chimenea y/o por el quemador cuando se aplica la auto regeneración:

$$P. Sensible = \dot{m}_{gases} \int_{T_{amb}}^{T_{gout}} C_{p,gases} dT$$

Donde \dot{m}_{gases} es el flujo másico de gases de combustión que corresponde a la suma del flujo másico de aire de combustión más el flujo másico de combustible, $C_{p,gases}$ es el calor específico de los gases de combustión, T_{amb} es la temperatura ambiente y T_{gout} es la temperatura de los gases a la salida del horno.

Las pérdidas por la entalpía de vaporización del agua (**P. H₂O**):

$$P. H_2O = Y_{H_2O} * \dot{m}_{gases} * h_{fg_{H_2O}}$$

Donde Y_{H_2O} es la fracción másica de agua en los productos de combustión.

Las pérdidas por combustión incompleta (**P. Comb. Incom**):

$$P. Comb. Incom = Y_{CO} * \dot{m}_{gases} * PC_{CO}$$

Donde Y_{CO} es la fracción másica del CO en los productos de combustión y PC_{CO} es el poder calorífico del CO.

Las pérdidas por las paredes externas del horno (**P. Paredes**):

$$P. Paredes = P. Radiación + P. Convección$$

$$P. Paredes = \sigma_{SB} \epsilon_W A_W (T_W^4 - T_{amb}^4) + h A_W (T_W - T_{amb})$$

Donde σ_{SB} es la constante de *Stefan-Boltzmann*, ϵ_W es la emisividad de las paredes del horno, A_W es el área de la pared, T_W es la temperatura de la pared y h es el coeficiente de convección natural de la pared.

3.6. Procedimiento numérico

Toda simulación numérica requiere de varios pasos para su ejecución, donde se tiene en cuenta un pre-procesamiento y un post-procesamiento. Para el primer caso, se siguen las siguientes pautas:

1. Definición de la geometría del horno. Esto corresponde a medidas del volumen de la cámara de combustión, diámetros de descarga de aire y combustible, área de la sección de salida de los gases, espesor de los aislamientos térmicos, así como de los materiales utilizados, geometría del quemador y demás dimensiones o características que puedan ser necesarias para la elaboración del dominio computacional.
2. Cómputo de las condiciones de entrada para las simulaciones. Este ítem contempla un balance de masa y energía para determinar cuáles serán los flujos de combustible y aire con el fin de operar el horno a una potencia térmica de 30 kW y un exceso de aire del 20%.
3. Para introducir el agua al sistema, se supone que está ingresa al sistema como una condición de frontera definida a partir del flujo másico y el tamaño de las partículas de agua.

4. Se procede a realizar el mallado de la geometría, teniendo en cuenta los parámetros recomendados para la calidad de la malla donde se sugiere no sobrepasar un valor de 10 en la relación de aspecto de los elementos, tener un valor de oblicuidad no mayor a 0.8 y tener una calidad ortogonal por encima de 0.25, siendo este último factor el que más puede afectar las simulaciones que incluyen reacciones químicas, por lo que se debe prestar mucha atención en este ítem. Adicionalmente, se busca refinar el tamaño de la malla en los puntos donde se espera que haya mayores gradientes de las variables como temperatura, presión y especies.
5. Se procede a ajustar los modelos RANS que se encontraron para la simulación de la combustión sin llama. Según la trayectoria del grupo de investigación, se recomienda utilizar un modelo *k-epsilon* para la turbulencia, un modelo de *Ordenadas Discretas* para la radiación y un modelo *EDC (Eddy Disipation Concept)* para la combustión.

Para la parte del post-procesamiento se procede de la siguiente manera:

1. Una vez converja la simulación en el software ANSYS-Fluent, lo cual se determina cuando los residuales para la ecuación de continuidad estén por debajo de 0.0001, se procede a hacer una independencia del mallado. El cual consiste en observar zonas con altos gradientes ya sea de temperatura, presión o especies, y refinar estas zonas, aumentando el número de mallas. De esta manera se vuelven a correr las simulaciones y se verifica que los resultados no cambien significativamente con el aumento del número de elementos en la malla.
2. Para analizar los resultados, se hace uso de gráficas y contornos plano horizontal del horno con el fin de tener un mayor detalle de lo que está sucediendo al interior del horno. Así mismo, se procede a calcular los diferentes parámetros que definen si se está obteniendo el régimen de combustión sin llama o no; estos hacen referencia al factor de recirculación y el factor de uniformidad de la temperatura.
3. Se construyen gráficos de temperatura, de velocidad y de especies y se concluye respecto a la simulación teniendo en cuenta la cantidad de agua inyectada en la zona de reacción y comparando con los resultados experimentales.

El dominio computacional usado para las diferentes simulaciones corresponde al volumen interno del horno de combustión sin llama utilizado para los experimentos. La adición externa de agua es inyectada simulando un atomizador por la pared posterior del horno, lo cual directamente diluye el agua con los productos de combustión. El horno opera a 30 kW con un exceso de aire del 20 % utilizando como combustible gas natural con una composición de 82.67 % CH₄ + 10.31 % C₂H₆ + 4.51 % C₃H₈ + 1.53 % CO₂ + 0.98 N₂. Para la pérdida de calor por las paredes se fijó un coeficiente de convección natural de 10 W/m². K y una emisividad de las paredes de 0.8 correspondiente a la emisividad de la pintura negro mate de cuyo color se encuentran pintadas todas las paredes del horno. Para las simulaciones se tuvo en cuenta el efecto de la gravedad. Debido a la simetría tanto geométrica como fluido dinámica del horno, se ha mallado a la mitad del dominio total del horno.

En la Figura 10 se presenta la malla utilizada, la cual se compone de 582000 elementos hexaédricos refinando áreas con altos gradientes de velocidad o temperatura como las descargas de aire, combustible y agua. En cuanto a los parámetros de calidad del mallado,

se obtuvo una malla con un *aspect ratio* de menos de 12, un *Skewness* máximo de 0.85, un *orthogonal quality* mínimo de 0.44 y una tasa de crecimiento entre celdas de menos del 20 %. La recuperación de calor fue simulada teniendo en cuenta la temperatura a la que se precalienta el aire la cual es de 450 °C aproximadamente, mientras que el 60 % de los gases de la cámara de combustión era evacuado por dos boquillas de succión. Para el enriquecimiento del aire con oxígeno, simplemente se modifica la condición de frontera del flujo másico de aire de combustión, donde se especifica que el volumen de O₂ en el aire es de 35.5 %.

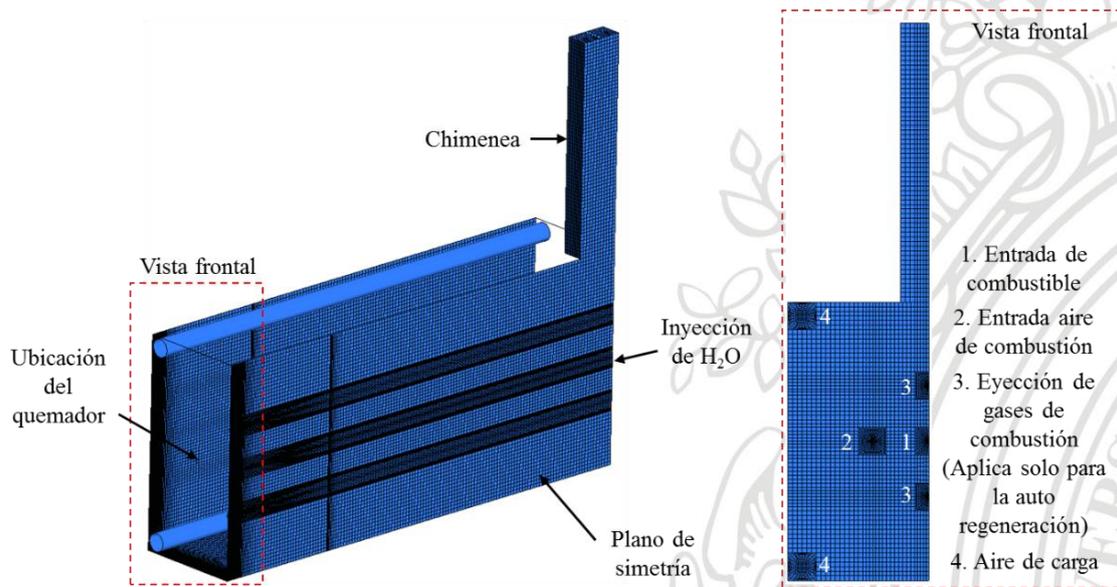


Figura 10. Mallado de la geometría del horno.

Las simulaciones CFD fueron realizadas usando el solucionador de doble precisión basado en la presión del software comercial ANSYS-Fluent® 2020. El fluido en el horno es la mezcla de los gases resultados de la combustión del gas natural. Esta mezcla de gases es modelada como un fluido Newtoniano incompresible en estado estable, por lo tanto, el modelo viscoso está basado en las ecuaciones promediadas de Navier- Stokes (RANS). La turbulencia fue modelada con el modelo *k-ε realizable* [31] junto con el método de tratamiento mejorado en las paredes (*Enhanced Wall Treatment method*) [54] para el cálculo de flujo en la región viscosa de la capa limite en las celdas adyacentes a los muros del horno, teniendo en cuenta los efectos térmicos. Las propiedades de los fluidos involucrados se modelaron bajo la ley de gas ideal. Los algoritmos *SIMPLE* y *PRESTO!* [54] fueron aplicados para el acople presión-velocidad y la interpolación de la presión respectivamente. El modelo *Eddy Dissipation Concept (EDC)* fue usado para la interacción química-turbulencia ya que este modelo ha mostrado tener buenas predicciones para el régimen de combustión sin llama [55]. Se utilizó el mecanismo de *Westbrook & Dryer* para el metano [56], añadiendo dos reacciones adicionales que fueron incluidas para la cinética del etano y el propano propuestas por los mismos autores [57]. Con dicho mecanismo se puede capturar el CO, pero no los NO_x; esta última especie se capturó utilizando el modelo de cadena de reactores de ANSYS-Fluent con el mecanismo de cinética detallada *UC San Diego*. La radiación fue modelada con el modelo de *Ordenadas Discretas (DO)* [58] acoplado con el modelo de *Suma Ponderada de Gases Grises*. Se usaron los mismos coeficientes para la absorción usados por *Smith et al.* [59] para la mezcla de gases. Finalmente, la inyección de agua se hizo con el *Modelo de Fase*

Discreta (DPM) como una inyección tipo cono de partículas tipo gota cuya distribución de diámetros se hacía de acuerdo con una distribución *Rosin-Ramler* para 10 diámetros de gota que se inyectaban en un cono de 30 ° por un agujero de 0.2 mm de acuerdo con el tipo de atomizador utilizado experimentalmente. Los parámetros utilizados para la distribución de las gotas de agua fueron tomados de la literatura disponible.

3.7. Resumen de experimentos y simulaciones

En la Tabla 3 se presenta el resumen de los experimentos y simulaciones llevadas a cabo cuando el sistema operaba a 30 kW en el régimen de combustión sin llama bajo diferentes condiciones de inyección de agua, donde se marca con una X las condiciones experimentales que fueron simuladas. Adicionalmente, en la Tabla 4 se presentan las variables que serán capturadas vía simulación y experimentación.

Tabla 3. Resumen de experimentos y simulaciones.

Potencia [kW]	Condición	Flujo de agua inyectado [mg/s]	Experimental	Simulación
30	Combustión sin llama	0	X	X
		1000	X	
		1400	X	
		1500	X	X
		1800	X	
	Combustión sin llama + auto regeneración de calor	1800	X	
		2200	X	
		2500	X	X
	Combustión sin llama + enriquecimiento de oxígeno	1800	X	
		2500	X	
		3000	X	X
		3200	X	

Tabla 4. Resumen de variables que serán medidas de forma experimental y numérica.

Variable	Simulación	Experimental
Distribución de temperatura	X	X
Especies en la zona de reacción	X	X
Emisiones	X	X
Distribución de OH* y CH*	X	X
Eficiencia útil	X	X
Temperatura de la carga	X	X
Flujo másico de la carga	X	X
Factor de recirculación	X	
Volumen de la zona de reacción	X	

4. RESULTADOS Y ANÁLISIS

Durante la ejecución de las pruebas experimentales, se tenían tres focos principales de observación. El primero consistió en evaluar el efecto de la dilución del agua sobre la zona de reacción de un horno de combustión sin llama sin auto recuperación; el segundo consistió en evaluar lo que sucedía cuando se implementaba la regeneración de calor y el tercero consistió en analizar lo que sucedía cuando se enriquecía el aire de combustión con O_2 . Inicialmente se realizaron mediciones de línea base para cada uno de los casos a evaluar, es decir, cuando no se inyectaba agua hacia la zona de reacción.

En la Figura 11 se presentan los gráficos de temperatura promedio al interior del horno cuando se opera a 30 kW en modo llama, en modo sin llama con y sin recuperación de calor y cuando se opera con aire de combustión enriquecido con O_2 . En los resultados mostrados no se tenía inyección de agua y se puede observar que para todos los casos en los que se tiene combustión sin llama, la temperatura es más uniforme a lo largo de la cámara de combustión comparado con el registro de temperaturas de la operación en modo llama. Dentro de las condiciones en las cuales el horno operaba bajo el régimen de combustión sin llama, se observa que las mayores temperaturas se alcanzan cuando se trabaja con aire enriquecido con O_2 en un 35.5 %, seguido de la operación con auto regeneración de calor y finalizando con la operación del horno en combustión sin llama sin auto regeneración.

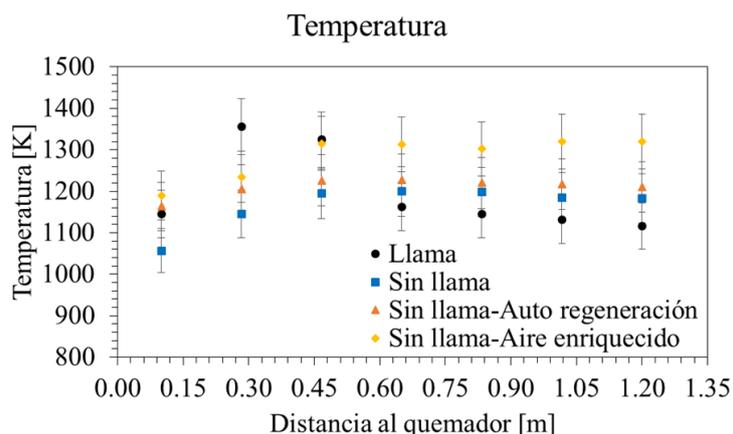


Figura 11. Temperatura al interior de la cámara de combustión sin inyectar agua.

Durante la operación del horno en las condiciones donde no se inyectaba agua las temperaturas internas y externas del horno son mayores como es de esperarse. Con el fin de comparar las condiciones de operación estable del horno en modo llama, en modo sin llama sin auto regeneración de calor, modo sin llama con recuperación de calor y modo sin llama con enriquecimiento de oxígeno, cuando no se inyecta agua con las condiciones en las que se inyecta agua, se han realizado balances de energía del sistema para todas las condiciones mencionadas.

En la Tabla 5 se tabulan los valores para el balance de energía de las condiciones de operación del horno donde no se inyectaba agua. En esta se aprecia que para todos los casos la potencia se mantuvo constante a una potencia de 30 kW, que para el caso de la auto regeneración de calor se suman 3.7 kW adicionales debido al precalentamiento del aire de combustión que se logra con la implementación de esta metodología. Se observa que la energía que se va para el calentamiento del aire de carga está entre 2 y 3.5 kW debido a que para los experimentos se utilizó un caudal de aire mínimo con el fin de

proteger los tubos de carga, ya que la carga del sistema correspondería a la inyección de agua al interior de la zona de reacción. Este mismo hecho explica por qué se tiene altas pérdidas de calor por las paredes del horno, donde al no existir un sumidero de calor o carga, la energía aportada al sistema se concentra en el calentamiento de las paredes del horno. Para todos los casos, se observa que las pérdidas por combustión incompleta son bajas. Las pérdidas por calor sensible son más bajas en los casos en los que se implementa la auto regeneración de calor y el enriquecimiento de oxígeno. Durante la auto regeneración, el 60 % de los gases pasan a través de los regeneradores, saliendo a menor temperatura hacia el ambiente, lo cual explica la disminución en las pérdidas por calor sensible, y lo cual se ve reflejado en la energía que se recupera. Para el caso del enriquecimiento de oxígeno, se disminuye la masa de gases que son expulsados por chimenea haciendo que las pérdidas por calor sensible se reduzcan incluso teniendo en cuenta que la temperatura de los gases en chimenea aumenta como se verá más adelante.

Tabla 5. Balance de energía sin inyección de agua con base al PCS. Unidades en kW.

	E. Entrada	E. Recuperada	E. Aire Carga	P. Sensible	P. H₂O	P. Comb Incom	P. Paredes	Desbalance
Modo llama	30	0.00	2.09	11.40	2.62	0.35	12.35	1.19
Modo sin llama sin auto recuperación	30	0.00	2.11	12.12	2.62	0.02	11.97	1.16
Modo sin llama con auto recuperación de calor	30	3.69	3.28	7.04	2.62	0.14	18.48	2.13
Modo sin llama con aire enriquecido	30	0.00	3.52	8.13	2.62	0.01	13.89	1.83

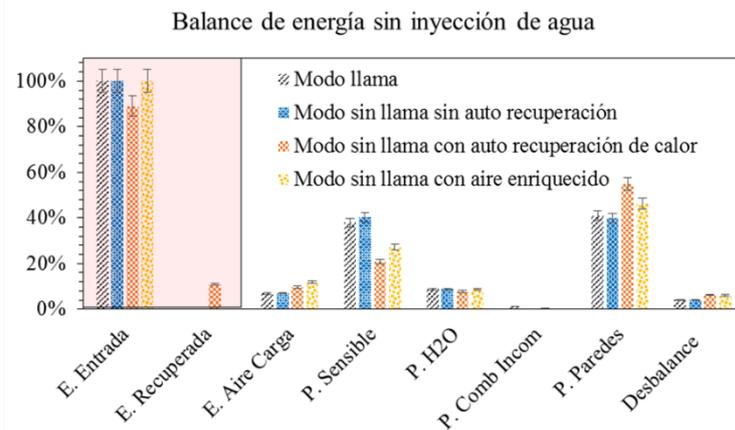
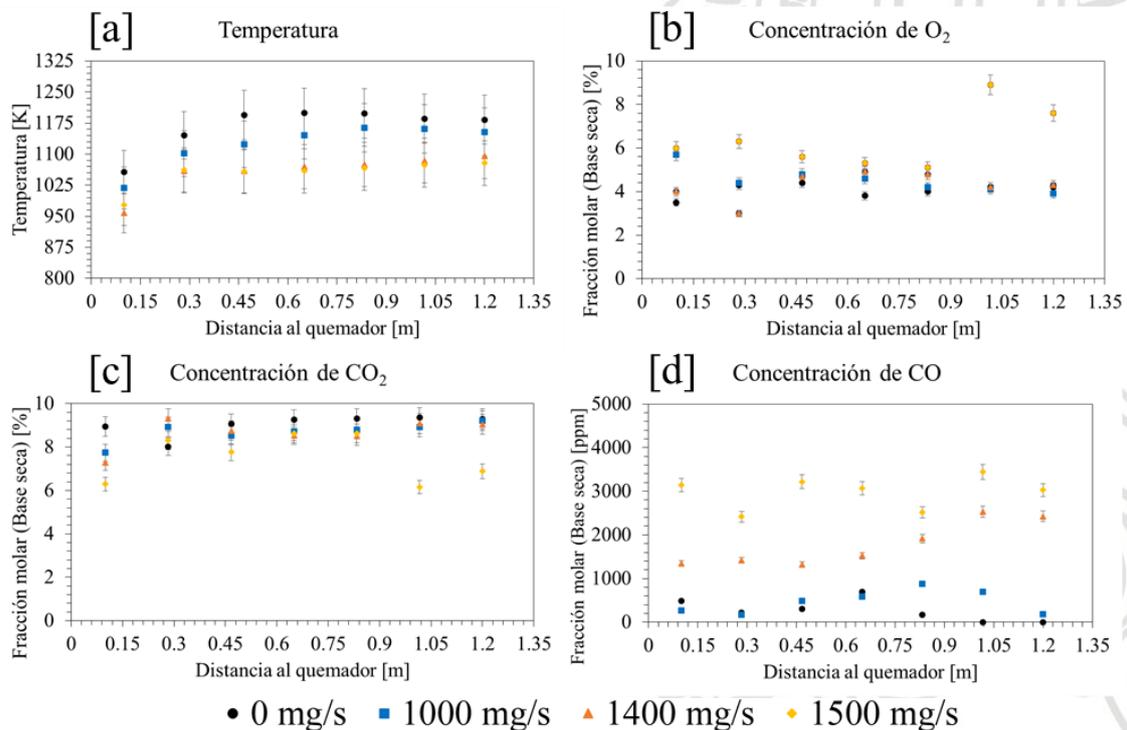


Figura 12. Balance de energía sin inyección de agua.

En la Figura 12 se puede apreciar de manera gráfica los porcentajes equivalentes a los diferentes tipos de energía involucrados en el balance. Para el caso de la operación en combustión sin llama con auto regeneración, la energía recuperada corresponde a un 11 % de la energía que finalmente ingresa al sistema. Los balances fueron realizados con base al PCS del combustible. Como se mencionó anteriormente, debido a que no se le está suministrando agua al sistema, se encuentra que las pérdidas por paredes constituyen la mayor pérdida de energía del sistema, seguidas de las pérdidas por calor sensible.

4.1. Efecto de la adición de agua en el régimen de combustión sin llama sin auto regeneración

En la Figura 13 se presentan las gráficas para la temperatura (Figura 13a) y la concentración de las especies O_2 (Figura 13b), CO_2 (Figura 13c) y CO (Figura 13d), para la operación del horno en el régimen de combustión sin llama sin agua inyectada (0 mg/s) y con diferentes flujos de inyección de agua (1000, 1400 y 1500 mg/s). La etiqueta de las gráficas corresponde al flujo de agua utilizado durante la prueba y los datos son los obtenidos a lo largo del eje axial a la descarga de combustible. Se observa que la temperatura al interior de la cámara de combustión decrece a medida que se aumenta el flujo de agua, pasando de una temperatura máxima de 1200 K cuando no se introduce agua, a una temperatura máxima de 1163 K, 1084 K y 1078 K cuando se introduce 1000, 1400 y 1500 mg/s de agua respectivamente. Para todos los casos el valor de Tu obtenido de forma experimental oscilaba entre 0.72 y 0.74, indicando buena uniformidad en la temperatura para todos los casos y permaneciendo el régimen de combustión sin llama en condiciones estables.



• 0 mg/s ■ 1000 mg/s ▲ 1400 mg/s ◆ 1500 mg/s
Figura 13. Temperatura y especies en el eje axial a la descarga de combustible para el régimen de combustión sin llama sin auto regeneración y a varios flujos de agua.

Respecto a la concentración de especies, se observa que existe una uniformidad en los valores de las diferentes a lo largo del horno; sin embargo, se aprecia que, en el caso del CO , este aumenta considerablemente a medida que se aumenta el flujo de agua, teniendo

valores inferiores a 30 ppm cuando no se introduce agua, a valores por encima de 2500 ppm cuando se introduce 1500 mg/s. Cabe aclarar que, si bien al interior del horno se presentaban altos valores de CO para las condiciones de mayor flujo de agua, en chimenea se tenían valores de 2, 11, 26 y 34 ppm de CO para los casos de 0, 1000, 1400 y 1500 mg/s de agua respectivamente. No se presenta gráfica para la concentración de NO debido a que cuando se introduce agua su concentración pasaba de 9 ppm a 0 ppm, situación que se explica por el efecto combinado de las condiciones de dilución características del régimen de combustión sin llama y la adición de H₂O sobre la temperatura y en consecuencia sobre la formación de NO.

En la Figura 14 se presentan las mismas variables registradas anteriormente, con la diferencia de que esta vez se graficaron los valores de temperatura y concentración de especies a lo largo del eje axial a la descarga de aire que se encuentra a 120 mm de distancia del eje axial a la descarga de combustible. Esto con el fin de constatar que existía una buena uniformidad tanto de especies como de temperatura a lo largo de la cámara de combustión. Se observa que, para el caso de la temperatura (Figura 14a), se tienen perfiles uniformes, conservándose la tendencia de que entre mayor cantidad de agua inyectada menor la temperatura de los gases al interior del horno. En cuanto a la concentración de O₂ (Figura 14b), se observa que esta especie en general tiende a ser constante a lo largo del horno siendo levemente mayor cerca al quemador que es donde se encuentran las descargas de aire. No obstante, para el caso de 1500 mg/s de agua inyectada se presenta mayor variación en la concentración de esta especie. Conclusión similar a la anterior se puede obtener para la concentración de CO₂ (Figura 14c). Para el CO (Figura 14d) nuevamente se encuentra que, a mayores flujos de inyección de agua, mayor tiende a ser la concentración de esta especie a lo largo de la cámara de combustión.

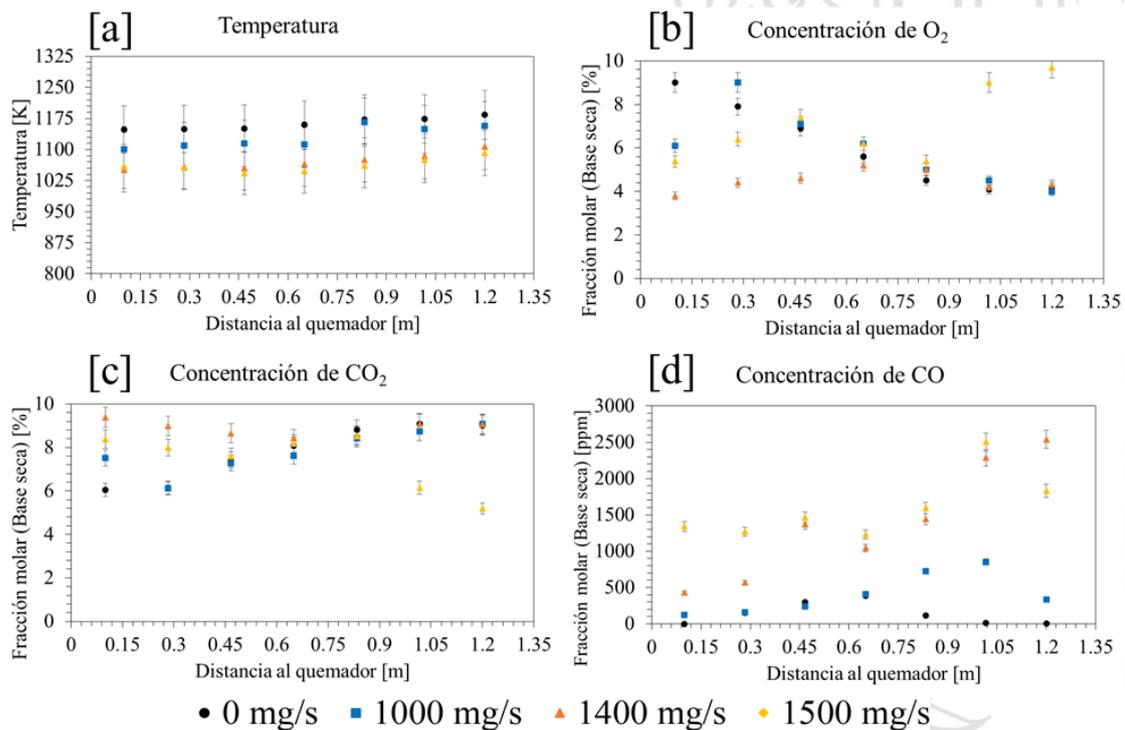


Figura 14. Temperatura y especies en el eje paralelo a la descarga de aire para el régimen de combustión sin llama sin auto regeneración y a varios flujos de agua.

Como se indicó anteriormente, pese a que para mayores flujos de agua se presentaban altas concentraciones de CO, el valor registrado en chimenea era bajo, llegando a tener valores máximos de 34 ppm para el caso de 1500 mg/s. Por otro lado, el sistema llegó a condiciones de operación estable donde no se registró presencia de destellos de llama al interior del horno y la temperatura de los gases en chimenea llegaba a valores constantes, lo cual se evidenciaba en las más de dos horas que permanecía el horno operando para una condición de flujo de agua determinada.

Otra de las variables de interés que se deseaba capturar durante los experimentos, era observar el comportamiento de los radicales CH^* y OH^* dentro de la cámara de combustión. Esto se realizó tanto para la operación en modo llama como la operación en modo sin llama para los diferentes flujos de agua evaluados.

En la Figura 15 se presenta cómo se veía el interior del horno durante la operación en modo llama (figura izquierda) y durante la operación en modo sin llama (figura derecha) observado a través de la ventana 1 del horno.

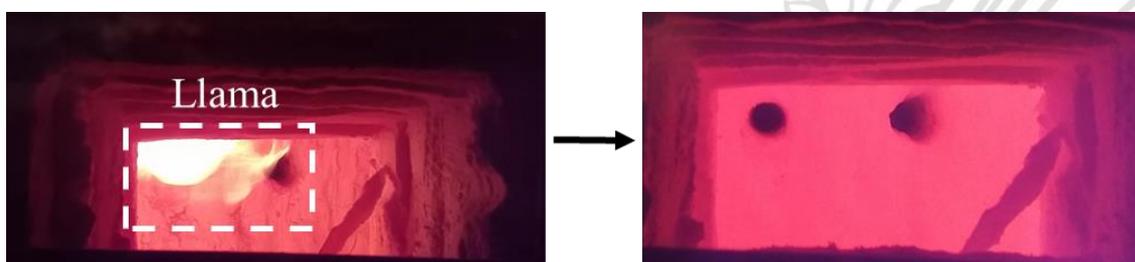


Figura 15. Visualización de la cámara de combustión a través de la ventana 1.

Se implementó la técnica de quimioluminiscencia espontánea para los radicales OH^* y CH^* con el propósito de evaluar de manera cualitativa la uniformidad de la distribución de especies al interior de la cámara de combustión. En la Figura 16 se presentan los resultados de OH^* tomados al interior de la cámara de combustión, donde se registraron dos puntos a lo largo de cada uno de los dos accesos ópticos, para un total de cuatro puntos de medición. Para la obtención de cada una de las imágenes presentadas se promediaron las imágenes obtenidas y se les restó una imagen de background promedio. Las imágenes fueron normalizadas con respecto a la intensidad máxima registrada durante todas las pruebas (18819), con el propósito de presentar las intensidades entre 0 y 1. De las imágenes se concluye que en modo llama se identifican altas concentraciones del radical OH^* en la zona más cercana al quemador que es donde se da la llama. Cuando se pasa a operar en modo sin llama, se observa que la intensidad de los radicales OH^* disminuye comparado con el modo llama, pero ahora se tiene una concentración más uniforme a lo largo de la cámara de combustión.

Cuando se inyecta agua, la intensidad del radical OH^* disminuye significativamente; sin embargo, al aumentar el flujo de agua no se observa que siga disminuyendo considerablemente la intensidad de dicho radical. La reducción de la intensidad del radical OH^* cuando se inyecta agua, se podría atribuir a que como el CO aumenta con la adición de agua, al analizar la reacción $\text{CO} + \text{OH} \leftrightarrow \text{CO}_2 + \text{H}$, se tiene que un aumento de CO aumenta la conversión del radical OH en radicales H, lo cual explica la reducción de la intensidad del radical.

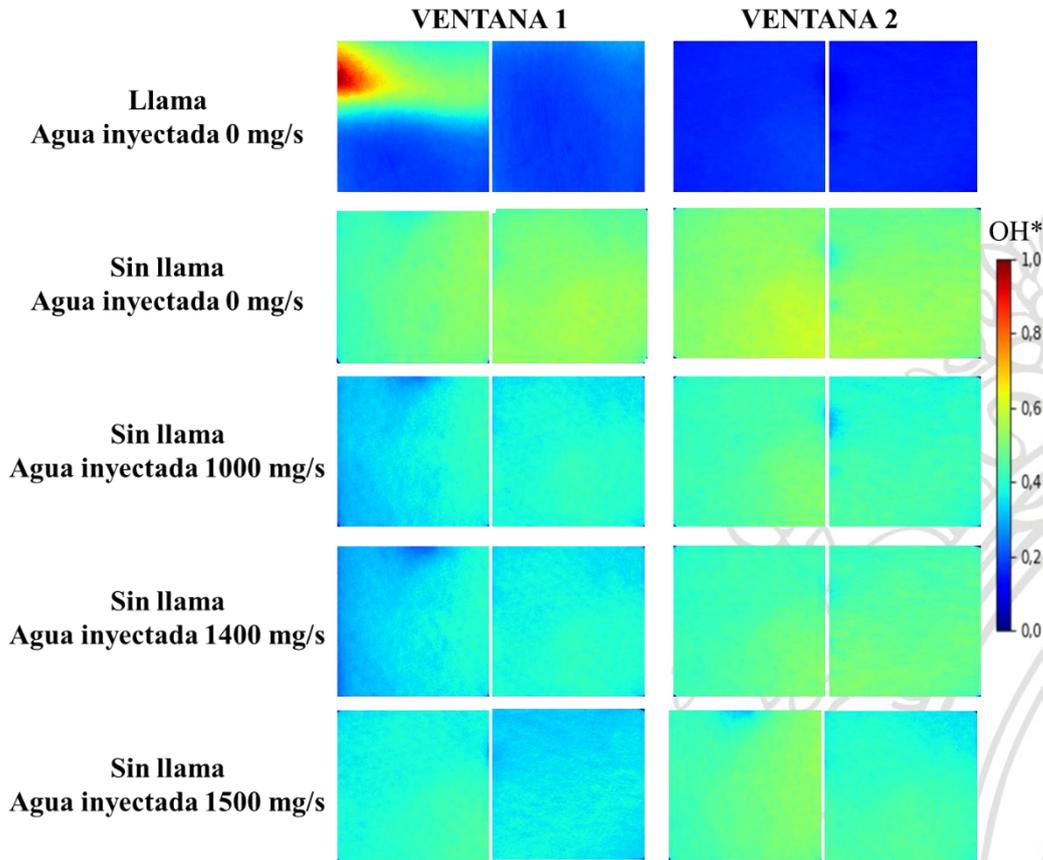


Figura 16. Contornos de OH^* al interior de la cámara de combustión.

Por otro lado, en la Figura 17 se presentan los contornos para el radical CH^* , los cuales fueron normalizados por la intensidad máxima encontrada que fue de 925 y que corresponde a la condición de modo llama. Nuevamente se encuentra que, al pasar la operación del horno a modo sin llama, se disminuye la intensidad del radical CH^* comparado con la operación en modo llama. En este caso, también se encuentra que, al aumentar el flujo de agua inyectado, la intensidad del radical disminuye, lo cual se asocia a una reducción en su concentración. Similar a lo encontrado para el radical OH^* , una vez se ha inyectado agua, el aumentar el flujo de agua, no contribuye a una disminución significativa de la intensidad del radical CH^*

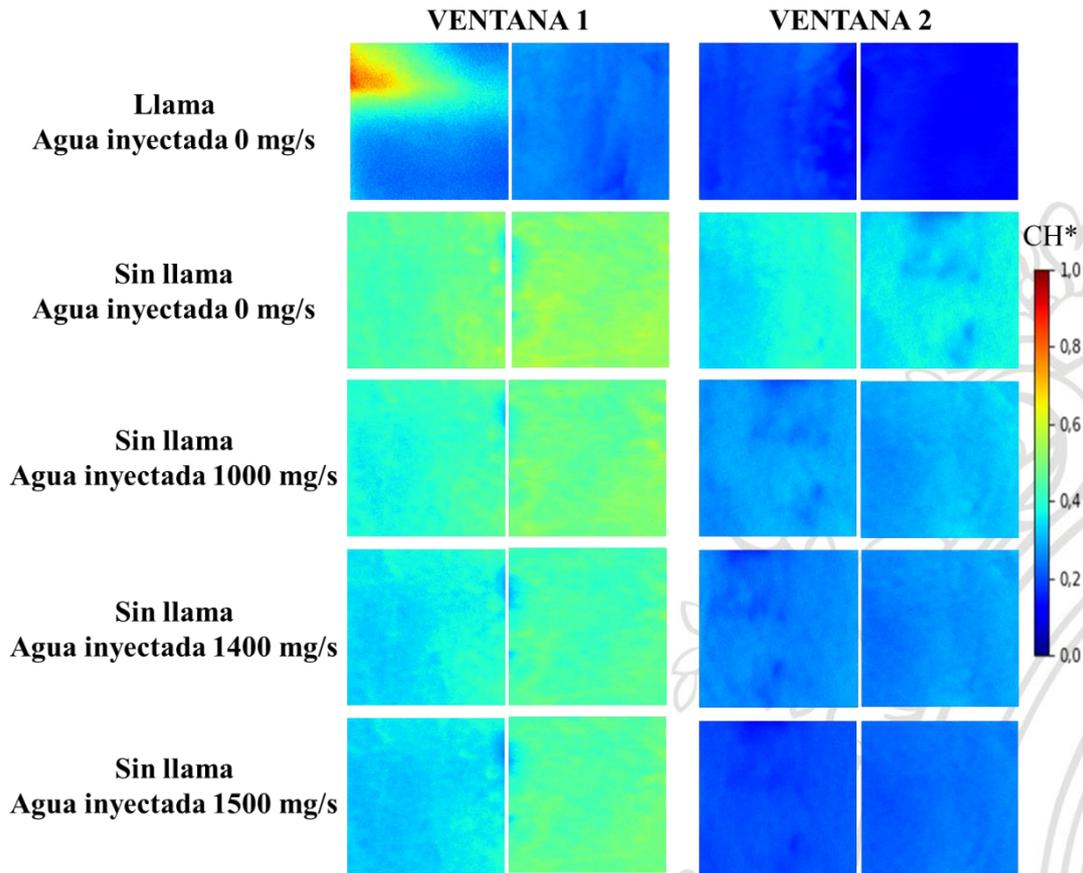


Figura 17. Contornos de CH^* al interior de la cámara de combustión.

Con el fin de observar mejor el efecto que tiene el agua sobre la intensidad de los radicales CH^* y OH^* , se han construido histogramas de la intensidad normalizada del radical contra la frecuencia. En la Figura 18 se presentan los histogramas obtenidos para cada uno de los radicales y para los diferentes flujos de agua inyectados.

Se observa que cuando el horno opera en modo llama, existe mayor rango de intensidades diferentes para cada uno de los radicales a lo largo del horno, mientras que cuando se pasa a operar en modo sin llama, las intensidades de los radicales tienden a concentrarse en un valor de intensidad, lo cual evidencia la mayor homogeneidad de la concentración de especies cuando se opera en modo sin llama comparado con el modo llama. En la gráfica se resalta nuevamente como cuando se inyecta agua, la intensidad de los radicales disminuye, pero con una tendencia a estabilizarse en un valor a medida que se incrementa el flujo de agua.

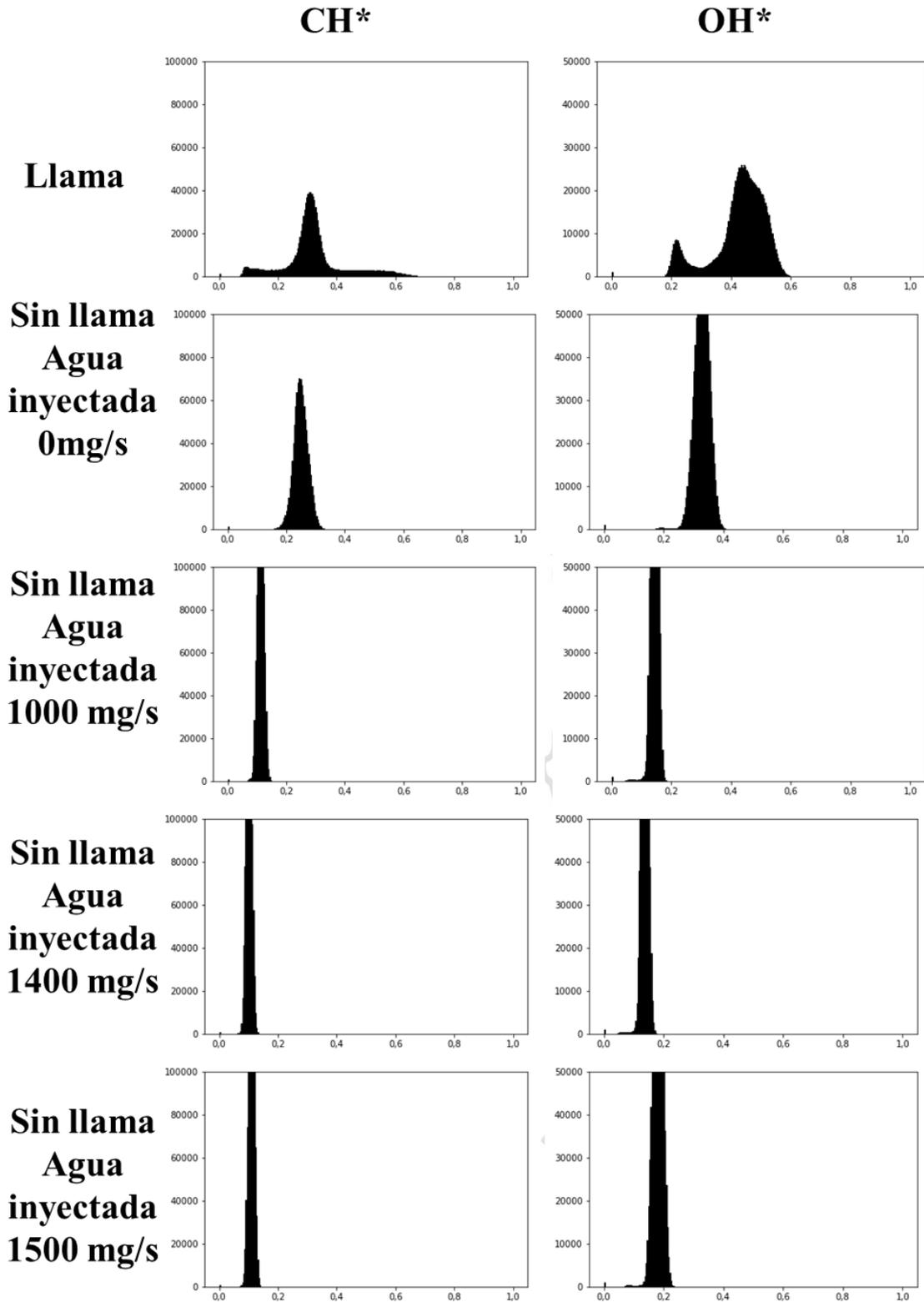


Figura 18. Histogramas de los contornos de CH^* y OH^* en la ventana 1. (Eje x: intensidad normalizada. Eje y: frecuencia).

Hasta este punto se han presentado resultados para inyecciones de agua hasta 1500 mg/s de agua, debido a que hasta dicha cantidad fue posible tener una operación estable del horno bajo el régimen de combustión sin llama a 30 kW durante las horas que duraba el experimento. A partir de un flujo de agua de 1500 mg/s la temperatura al interior del

horno disminuía sin llegar a un estado estable, comenzando a presentar inestabilidades en su operación asociadas a apagones y encendidos abruptos del sistema lo que generaba pequeñas micro explosiones.

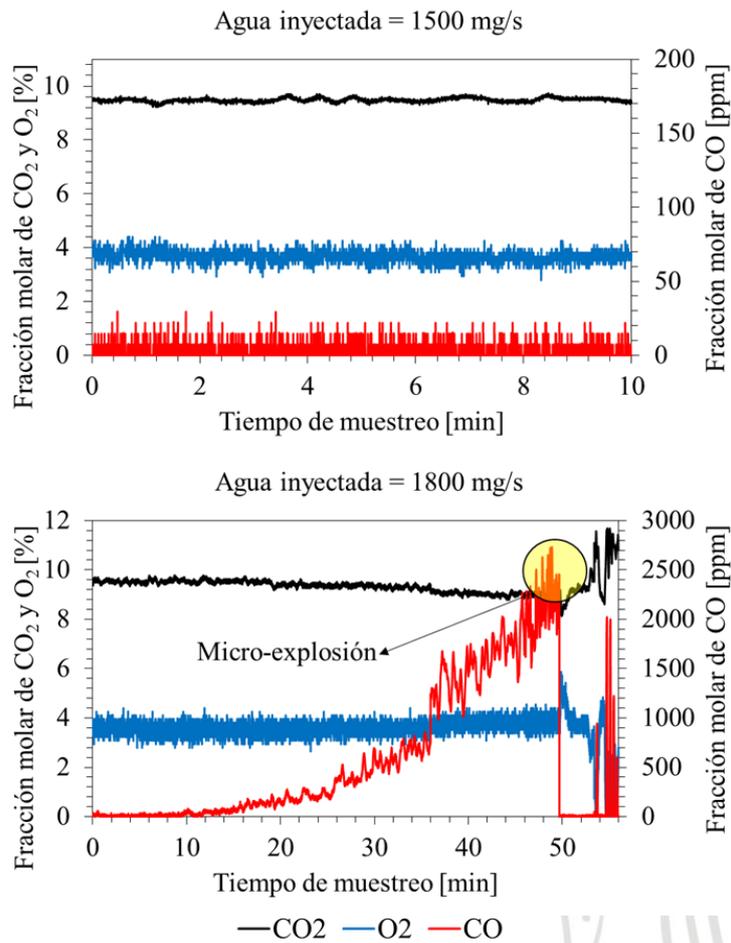


Figura 19. Concentración de especies en chimenea a 1500 (figura superior) y 1800 mg/s de agua (figura inferior).

En la imagen superior de la Figura 19, se presenta la concentración de CO₂, O₂ y CO en la chimenea del horno cuando se inyectaban 1500 mg/s de agua líquida luego de que el horno había llegado a su estado estable, observando que la concentración de las especies evaluadas fue constante durante los 10 minutos en los que se tomó la muestra de datos, observando que el CO se mantuvo en valores cercanos a los 30 ppm. Cuando se introducen 1800 mg/s de agua, se observa en la imagen inferior de la Figura 19 que pasados uno 10 minutos desde iniciada la prueba el CO comienza a aumentar constantemente y pasados unos 50 minutos se presentaba la primera micro explosión que se ve reflejado principalmente en la concentración de CO medida por los analizadores de gases, la cual cae abruptamente y posteriormente comienza a aumentar nuevamente hasta generarse otra pequeña micro explosión. Este evento se repite hasta que se llega a un apagado total del horno. Cabe aclarar que la resolución del analizador de gases utilizado se encuentra en porcentaje para las especies O₂ y CO₂, mientras que para el CO la medición se realiza en ppm lo cual hace que se puedan observar con mayor detalle las variaciones en el CO que posibles variaciones en el O₂ o CO₂ cuando ocurren las micro explosiones.

Durante la ocurrencia de las micro explosiones, se registró la presión manométrica al interior de la cámara de combustión como se muestra en la Figura 20. La presión interna del horno durante la operación en combustión sin llama es positiva y de 10 pascales (0.1mbar); sin embargo, cuando ocurrían las micro explosiones, la presión interna del horno aumentaba entre 40 y 50 mbar, lo que se traduce en intensidades de 6% aproximadamente.

Las micro explosiones se generan debido a que las condiciones térmicas y fluido dinámicas de los gases al interior del horno se ven afectadas por la alta dilución de agua en los productos de combustión, lo cual reduce la temperatura de la mezcla reactiva a niveles críticos. Teniendo en cuenta que la combustión sin llama se da de forma volumétrica en toda la cámara de combustión, la adición de altas cantidades de agua propicia la detención de las reacciones químicas en ciertas zonas del horno, mientras que en otras zonas se siguen dando las reacciones de combustión, debido a que el mezclado, y por lo tanto la dilución del agua, no es homogénea en toda la cámara de combustión. Existen zonas donde la temperatura es suficiente como para promover las reacciones de liberación de calor como las zonas cercanas a las paredes del horno, por lo tanto, llegan momentos en los que una zona de mezcla de gases con alta concentración de agua alcanza zonas de alta temperatura como las paredes y se produce una combustión súbita que genera las micro explosiones. Sin embargo, las paredes del horno se van enfriando conforme se van dando micro explosiones hasta darse el apagado total del sistema.

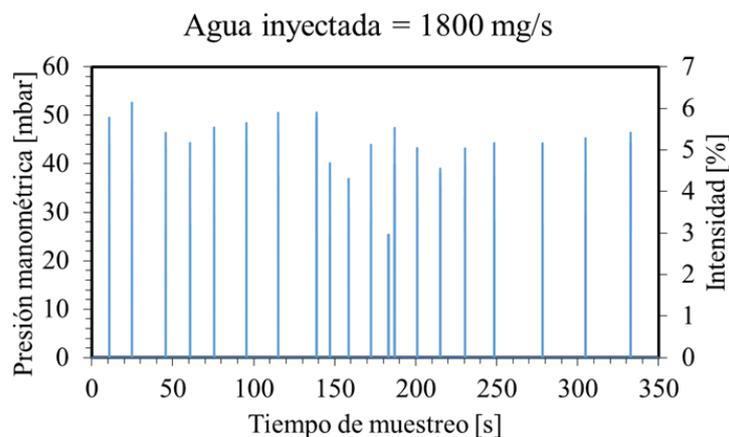


Figura 20. Presión manométrica al interior del horno durante las micro explosiones.

Como se mencionó en la metodología uno de los parámetros indicativos de la pérdida de estabilidad en un sistema operando bajo el régimen de combustión sin llama bajo inyecciones de agua, consiste en estimar el parámetro m (Índice crítico de estabilidad del régimen de combustión sin llama en presencia de altas concentraciones de H_2O). En la Tabla 6 se ha registrado el valor para el parámetro m para las condiciones evaluadas sin auto regeneración de calor, teniendo en cuenta que para la composición de Gas Natural que se tiene y la potencia de 30 kW, el flujo másico de combustible era de 5.82×10^{-4} kg/s. Se concluye que un horno operando bajo el régimen de combustión sin llama, será estable siempre que la relación de la masa de agua que se le inyecte al sistema de forma externa sobre la masa de combustible este por debajo de 2.5.

Con el fin de corroborar la conclusión anterior, se llevaron a cabo pruebas a potencias de 25 kW y 40 kW, donde los flujos másicos de combustible son de 4.85×10^{-4} y 7.762×10^{-4} kg/s respectivamente. En la Tabla 6 se evidencia que efectivamente cuando

se excede la relación de 2.5 entre la masa de agua inyectada y el combustible, se generan inestabilidades asociadas a altas emisiones de CO y la aparición de micro explosiones. La fracción másica de agua que se reporta a la salida de la chimenea tiene en cuenta el flujo másico de agua inyectada y la cantidad másica de agua que se forma en la combustión del gas natural.

Tabla 6. Factor m para las condiciones evaluadas.

Potencia [kW]	Flujo másico de agua inyectado [kg/s]	Factor m	CO en chimenea [ppm]	Temperatura de gases en chimenea [K]	Fracción másica de H ₂ O en chimenea	Micro Explosiones
30	0	0	2	1183	0.099	No
	1000 e-6	1.72	11	1153	0.170	No
	1400 e-6	2.40	26	1095	0.195	No
	1500 e-6	2.57	34	1078	0.201	No
	1800 e-6	3.09	> 2000	Apagado	0.219	Sí
40	1505 e-6	1.94	10	1161	0.178	No
	1850 e-6	2.38	17	1098	0.195	No
	2000 e-6	2.57	28	1051	0.201	No
	2200 e-6	2.83	> 1500	Apagado	0.210	Sí
25	1000 e-6	2.06	0	1105	0.183	No
	1200 e-6	2.47	35	1064	0.198	No
	1250 e-6	2.57	43	1034	0.201	No
	1500 e-6	3.09	> 4000	Apagado	0.219	Sí

Con ayuda de los valores reportados en la Tabla 6 para las emisiones de CO, la temperatura de gases en chimenea y la fracción másica de agua en los productos de combustión, se realizó el balance de energía del sistema para los casos en que se opera bajo el régimen de combustión sin llama y para diferentes flujos de inyección de agua. En la Tabla 7 se presenta el balance de energía para diferentes flujos de inyección de agua. Para todos los casos se tiene una potencia térmica de entrada de 30 kW. Se observa que cantidad de energía que se va hacia el aire de carga presenta una tendencia a disminuir a medida que se aumenta el flujo de agua, lo cual se debe a la reducción de la temperatura de los gases al interior del horno. En este caso, la energía que se va por el aire de carga podría considerarse una pérdida al tener en cuenta que en estos experimentos se tiene como carga la inyección de agua. La energía del agua inyectada se entiende como la energía que se requiere para evaporar el agua líquida que es inyectada al sistema, es decir, que es la suma de la energía requerida para llevar el agua desde la temperatura de entrada hasta la temperatura de ebullición (95 °C) más la energía requerida para evaporar el agua, la cual se calcula a partir del flujo másico de agua y la entalpía de vaporización del agua (2257 kJ/kg). Las pérdidas por calor sensible no tienen un cambio significativo en los casos evaluados, debido a que la reducción en la temperatura de los productos de combustión es compensada con un aumento en el flujo másico de los mismos. Sin embargo, se observa que las pérdidas por el agua sin condensar que sale por chimenea son mayores a medida que se agrega agua al sistema, pasando de una pérdida de 2.6 kW cuando no se inyecta agua a una pérdida de 6 kW cuando se inyectan 1500 mg/s de agua.

Tabla 7. Balance de energía para la combustión sin llama sin auto regeneración de calor.
Unidades en kW.

Inyección de agua [mg/s]	E. Aire Carga	E. Agua inyectada	P. Sensible	P. H ₂ O	P. Comb Incom	P. Paredes	Desbalance
0	2.11	0.00	12.12	2.62	0.02	11.97	1.16
1000	2.10	2.53	12.88	4.93	0.14	6.55	0.88
1400	1.93	3.53	12.72	5.82	0.34	5.08	0.57
1500	1.96	3.79	12.39	6.05	0.45	4.66	0.70

En la Figura 21 se presenta el balance de energía a través de porcentajes donde se destaca la reducción en las pérdidas por las paredes externas del horno a medida que se le inyecta mayor flujo de agua al sistema, debido a la reducción en la temperatura de las paredes internas del horno producto de la inyección del agua. Entendiendo la energía útil como la energía que se utiliza para evaporar el agua inyectada sumado a la energía que se va por el aire de carga, se tiene que la eficiencia útil del proceso en modo sin llama sin auto regeneración con 0 mg/s, 1000 mg/s, 1400 mg/s y 1500 mg/s de agua inyectada es del 7 %, 15.4 %, 18.2 % y 19.2 % respectivamente. La eficiencia útil para el caso de 1500 mg/s de agua inyectada, que corresponde al máximo flujo que se puede inyectar al sistema operando a 30 kW cuando no se utiliza auto regeneración ni enriquecimiento de oxígeno, indica que la desestabilización del sistema operando en modo sin llama no se debe a una falta de potencia térmica de entrada, si se tiene en cuenta que el horno en experimentos anteriores ha demostrado tener eficiencias útiles mayores al 30% [15]. Lo anterior sugiere que las inestabilidades se deben a factores térmicos y fluido dinámicos de los gases al interior del horno como se explicó anteriormente. Finalmente, también se destaca que, si se condensara el agua en los productos de combustión, se podría aumentar considerablemente la eficiencia del sistema, teniendo en cuenta que cuando se inyecta la máxima cantidad de agua posible al sistema, la pérdida por calor latente de vaporización del agua aumenta a un 20.2 %, luego de tener un valor de 8.7 % cuando no se inyecta agua.

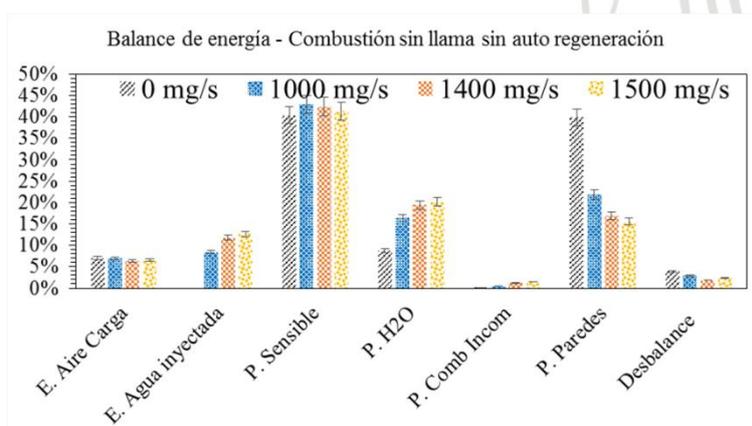


Figura 21. Balance de energía para la combustión sin llama sin auto regeneración de calor.

4.2. Efecto de la adición de agua en el régimen de combustión sin llama utilizando auto regeneración

Debido a que las inestabilidades presentadas por efecto de la dilución del agua inyectada sobre la zona de reacción del régimen se deben a efectos térmicos y fluido dinámicos, se realizaron pruebas activando la auto regeneración de calor en el quemador, durante la cual se regeneraba el 60 % de los productos de combustión. La temperatura de entrada del aire

de combustión era de 91 °C ($T_{c_{in}}$) antes de los regeneradores, y este era precalentado a temperaturas de 450 °C ($T_{c_{out}}$), luego de que los gases calientes del horno, que estaban a 860 °C ($T_{h_{in}}$) en promedio, pasaran por el regenerador de calor. Con estos valores de obtuvo una efectividad ε para el quemador regenerativo de 0.7 de acuerdo con la Ecuación 6, donde C_c es la capacitancia el fluido frío que en este caso corresponde al aire, C_{min} es la capacitancia menor entre la capacitancia del fluido frío (aire) y fluido caliente (gases de combustión).

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c_{out}} - T_{c_{in}})}{C_{min}(T_{h_{in}} - T_{c_{in}})}$$

Ecuación 6

Las pruebas experimentales utilizando regeneración, consistieron en aumentar paulatinamente la cantidad de agua inyectada el sistema partiendo de un flujo de 1800 mg/s que fue el valor para el cual se desestabilizó el sistema sin utilizar regeneración. El horno se dejaba operando una hora bajo una condición para garantizar su estado estable, aunque cabe aclarar que cuando se utiliza la auto regeneración, debido a los ciclos del quemador, la concentración de especies en la chimenea fluctúa. Una vez obtenido un estado estable, se recolectaba una muestra de datos durante un intervalo de tiempo.

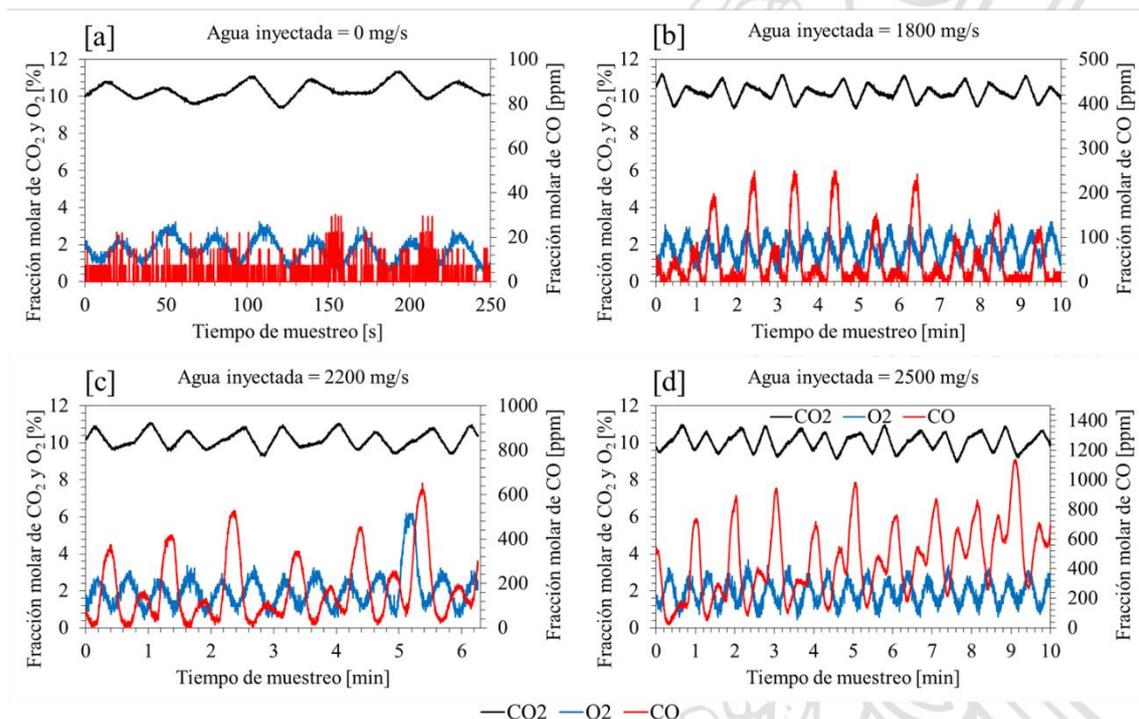


Figura 22. Evolución de la concentración de especies en chimenea utilizando auto regeneración de calor.

En la Figura 22 se presentan los resultados obtenidos para las condiciones de operación estable donde se evidencia que a medida que se ingresa agua al sistema, las concentraciones de CO aumentan al interior del horno. Al introducir 1800 mg/s de agua (Figura 22b), el CO fluctúa entre 0 y 250 ppm, pero nunca llegando a generar inestabilidades asociadas a micro explosiones, por lo que el efecto térmico y fluido dinámico de la auto regeneración ayuda a aumentar la cantidad de agua que es posible inyectar a la zona de reacción de la combustión sin llama. Esto se debe a que ahora la mezcla entre combustible, aire de combustión, productos de combustión y agua inyectada presenta mayor temperatura pudiendo así mitigar el efecto de la dilución del agua que hacía que disminuyera la temperatura a valores críticos. Esto se evidencia, cuando se

observa que al introducir 2200 mg/s de agua (Figura 22c), si bien el CO aumenta a valores entre 40 y 600 ppm, el sistema aún permanece estable en su operación. Hecho similar se presenta cuando se ingresan 2500 mg/s de agua (Figura 22d), donde el CO aumenta a valores entre 100 y 1000 ppm, pero llegando a una condición de funcionamiento estable donde no se presenta inestabilidades asociadas a micro explosiones.

Para las condiciones con auto regeneración fue posible operar de forma estable hasta flujos de agua inyectada de 2500 mg/s. En la Figura 23 se presenta el comportamiento de las especies CO₂, O₂ y CO en la chimenea cuando se aumenta el flujo de agua a 2700 mg/s. Se observa que, pasados cerca de 15 minutos de prueba, comenzaron a aumentar las emisiones de CO considerablemente, llegando a alcanzar valores de 4500 ppm en chimenea, momento en el cual se comenzaron a presentar micro explosiones. Nuevamente se presenta el fenómeno descrito anteriormente, donde una vez ocurrida una micro explosión, el CO comenzaba a aumentar nuevamente hasta generarse una nueva inestabilidad llegando al apagado del sistema.

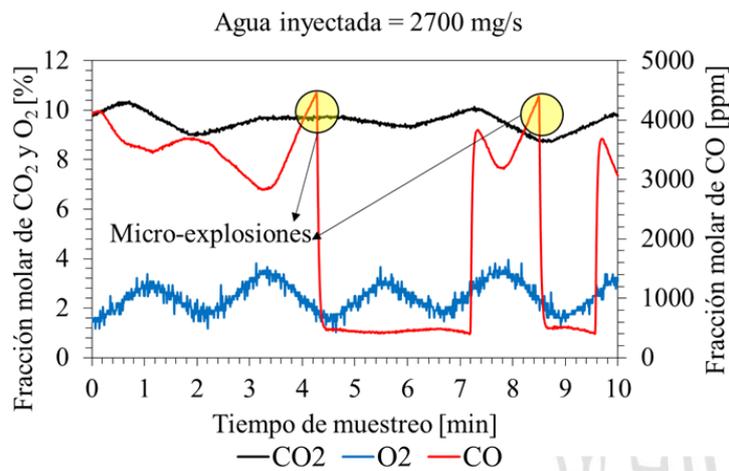


Figura 23. Concentración de especies en chimenea para 2700 mg/s de agua con regeneración.

En la Tabla 8 se tabulan las variables más importantes obtenidas cuando se utiliza la regeneración del 60 % de los gases y una efectividad del recuperador de 0.7, encontrando que la masa de agua sobre la masa de combustible se puede aumentar a 4.3 para una operación estable del régimen de combustión sin llama, lográndose también una mayor eficiencia energética debido a la recuperación de calor. La fracción másica de agua que se reporta a la salida de la chimenea tiene en cuenta el flujo másico de agua inyectada y la cantidad másica de agua que se forma en la combustión del gas natural.

Tabla 8. Factor m para las condiciones evaluadas con auto regeneración de calor.

Potencia [kW]	Flujo másico de agua [kg/s]	Factor m	CO en chimenea [ppm]	Temperatura de gases en chimenea [K]	Fracción másica de H ₂ O en chimenea	Micro-Explosiones
30 con auto regeneración de calor	0	0	0-30	1213	0.101	No
	1800 e-6	3.09	0-250	1150	0.219	No

Potencia [kW]	Flujo másico de agua [kg/s]	Factor m	CO en chimenea [ppm]	Temperatura de gases en chimenea [K]	Fracción másica de H ₂ O en chimenea	Micro-Explosiones
	2200 e-6	3.78	40-600	1102	0.242	No
	2500 e-6	4.29	100-1000	1062	0.258	No
	2700 e-6	4.64	> 4000	Apagado	0.268	Sí

En la Tabla 9 se presenta el balance de energía para el caso de la combustión sin llama con auto regeneración de calor cuando no se inyecta agua y cuando se inyecta la cantidad máxima de agua que se puede inyectar en este caso (2500 mg/s). En este caso se observa que la energía recuperada disminuyó con la inyección de agua debido a que los gases de combustión al interior del horno se encontraban a menor temperatura a medida que se inyectaba agua, como se observó en la Tabla 8. También se encuentra que como al inyectar agua, esta actúa como sumidero de calor, las pérdidas por las paredes disminuyen. Para los casos evaluados los desbalances representan menos de 2.2 kW y los cuales se deben a que, durante la medición de las variables requeridas para el balance, alguna de las sondas de medición, ya sea la de temperatura o la de especies, se encontraba al interior del horno, lo cual representa una pérdida cercana a 1 kW como se indicó anteriormente; esto sumado a factores como pequeños errores de medición y la precisión de los equipos de utilizados.

Tabla 9. Balance de energía para la combustión sin llama con auto regeneración de calor. Unidades en kW.

Inyección de agua [mg/s]	E. Recuperada	E. Aire Carga	E. Agua inyectada	P. Sensible	P. H ₂ O	P. Comb Incom	P. Paredes	Desbalance
0	3.69	3.28	0.00	7.04	2.62	0.14	18.48	2.13
2500	2.60	1.92	6.29	7.21	8.30	0.57	6.86	1.46

En la Figura 24, se presenta el balance a través de porcentajes, de donde se destaca que la eficiencia útil del sistema es de un 25.2 % si se tiene en cuenta la energía que se utiliza para evaporar el agua y la participación del aire de carga. Esto representa un aumento de 6 puntos porcentuales si se compara con la condición de máximo flujo de agua cuando no se tenía auto regeneración. Al inyectar los 2500 mg/s de agua al sistema operando a 30 kW en modo sin llama con auto regeneración, se tiene la posibilidad de recuperar el 25.5 % de la energía si se logra recuperar el agua que se tiene en los productos de combustión.

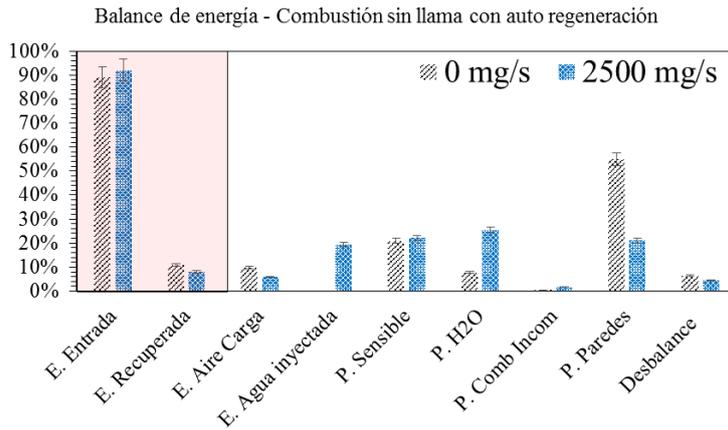


Figura 24. Balance de energía para la combustión sin llama con auto regeneración de calor.

4.3. Efecto del agua en el régimen de combustión sin llama utilizando aire enriquecido con oxígeno

Otra de las estrategias implementadas para aumentar la cantidad de agua que se le puede ingresar al sistema de combustión sin llama, consistió en enriquecer el aire de combustión con oxígeno, pasando de tener una concentración de O_2 en el aire de 21 % a 35.5 %. Con esto se logra una mayor temperatura de gases lo que ayuda a mitigar el efecto térmico y adicionalmente disminuye la masa de comburente requerida para un exceso de aire del 20%, lo cual disminuye impulsos de descarga de aire al tener menor masa descargándose por un área de boquilla que se mantuvo constante, ayudando a que la dilución del agua inyectada sobre la zona de reacción sea menor.

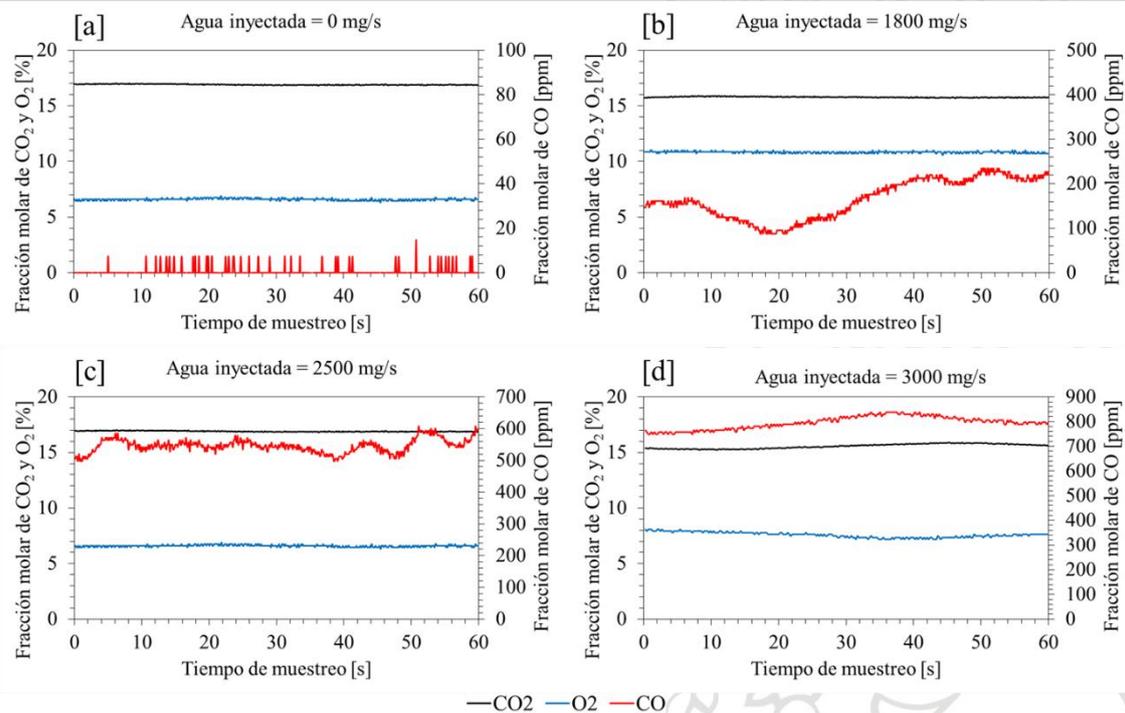


Figura 25. Evolución de la concentración de especies en chimenea utilizando aire enriquecido.

En la Figura 25 se presentan los resultados obtenidos para las pruebas con aire enriquecido a un 35.5 % de oxígeno y una potencia de 30kW con un 20 % de exceso de

aire enriquecido. Nuevamente se encuentra que el CO aumenta con el aumento del flujo másico de agua, donde a 0 mg/s (Figura 25a) se tiene una concentración de CO de 0 ppm en promedio, y de 200, 550 y 800 ppm para los flujos de 1800 (Figura 25b), 2500 (Figura 25c) y 3000 mg/s de agua (Figura 25d), respectivamente. La muestra de datos se recolectaba una vez el sistema llegará al estado estable, encontrando que cuando se enriquece el aire de combustión con oxígeno, el sistema no se desestabiliza con 1800 mg/s y que permanece estable hasta los 3000 mg/s de agua.

Cuando se aumentó el flujo de agua a 3200 mg/s, el CO comenzó a aumentar progresivamente sin llegar a un estado estable. En la Figura 26 se observa que se presentaron micro explosiones pasados cerca de 20 minutos de prueba, cuando el CO en chimenea alcanzó valores de 4500 ppm. Al igual que en los casos anteriores, el fenómeno se presenta hasta que el sistema se apaga completamente.

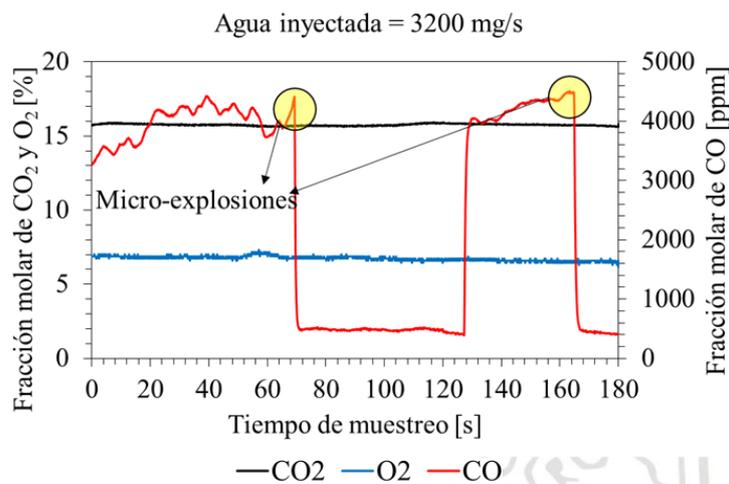


Figura 26. Concentración de especies en chimenea para 3200 mg/s de agua con aire enriquecido.

En la Tabla 10 se reportan los principales valores de interés que permiten concluir sobre la operación del sistema con aire enriquecido. Para los valores del factor m cuando se enriquece el aire de combustión con oxígeno hasta un 35.5 %, se encuentra que la masa de agua sobre la masa de combustible se puede aumentar a 5.1 para una operación estable del régimen de combustión sin llama. La fracción másica de agua que se reporta a la salida de la chimenea tiene en cuenta el flujo másico de agua inyectada y la cantidad másica de agua que se forma en la combustión del gas natural.

Tabla 10. Factor m para las condiciones evaluadas con aire enriquecido.

Potencia [kW]	Flujo másico de agua [kg/s]	Factor m	CO en chimenea [ppm]	Temperatura de gases en chimenea [K]	Fracción másica de H ₂ O en chimenea	Micro-Explosiones
	0	0	0	1232	0.159	No
30 con aire enriquecido al 35.5 %	1800 e-6	3.09	200	1166	0.326	No
	2500 e-6	4.29	550	1107	0.374	No

Potencia [kW]	Flujo másico de agua [kg/s]	Factor m	CO en chimenea [ppm]	Temperatura de gases en chimenea [K]	Fracción másica de H ₂ O en chimenea	Micro-Explosiones
	3000 e-6	5.15	800	1090	0.404	No
	3200 e-6	5.49	> 4000	Apagado	0.416	Sí

En la Tabla 11 se presenta el balance de energía con base al PCS para la operación del horno en el régimen de combustión sin llama cuando se enriquece el aire con oxígeno a un 35.5 % en volumen para el caso en que no se inyecta agua y el caso en que se inyecta 3000 mg/s. Se observa que, para los mismos 30 kW de potencia térmica de entrada, ahora es posible suministrar una cantidad de agua que requiere 7.56 kW para ser evaporada. En este caso, se tiene que la pérdida por calor sensible disminuye con la adición de agua, debido a que, pese a que aumenta la masa de los productos de combustión, la temperatura de estos cae a valores de 817 °C, luego de estar en valores de 959 °C cuando no se inyecta agua.

Tabla 11. Balance de energía para la combustión sin llama con enriquecimiento de oxígeno. Unidades en kW

Inyección de agua [mg/s]	E. Aire Carga	E. Agua inyectada	P. Sensible	P. H ₂ O	P. Comb Incom	P. Paredes	Desbalance
0	3.52	0.00	8.13	2.62	0.01	13.89	1.83
3000	1.17	7.56	7.65	9.30	0.83	3.33	0.17

En la Figura 27 se presenta el gráfico para la traducción a valores porcentuales del balance de energía de la cual se puede concluir que la eficiencia útil del sistema es de un 29.1 % si se tiene en cuenta el agua evaporada y la pequeña fracción de energía que se va por el aire de carga. Esto, sumado a que ahora se puede recuperar un 31 % de la energía si se recupera el agua de los productos de combustión cuando se inyectan 3000 mg/s, hace que la metodología de enriquecer el aire con oxígeno para mitigar los efectos negativos del agua, se la más viable desde un punto de vista energético.

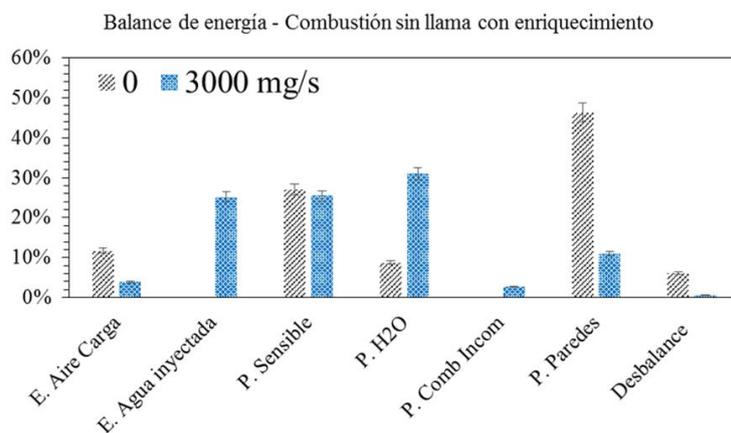


Figura 27. Balance de energía para la combustión sin llama con enriquecimiento de oxígeno.

4.4. Eficiencia útil considerando la recuperación de agua en los productos de combustión

Con el fin de estimar los órdenes de magnitud del potencial que se tendría para aplicar un sistema de combustión sin llama en un proceso donde se libere agua a la zona de reacción como lo son los procesos de desalinización de agua y procesos de tratamientos de agua residuales, se hace necesario replantear la definición de eficiencia útil del proceso. Planteando la energía útil del sistema evaluado como la suma entre la energía suministrada al aire de carga, la energía suministrada al agua inyectada y la energía recuperada al condensar el agua en los productos de combustión (agua inyectada más agua resultante de la combustión de los hidrocarburos), se puede obtener la eficiencia útil del proceso al tener en cuenta la potencia térmica de entrada más la energía recuperada en el caso de la auto regeneración. En la Figura 28 se presentan los resultados obtenidos para la eficiencia útil bajo las condiciones descritas, observando que cuando se opera en condición de combustión sin llama sin auto regeneración, combustión sin llama con auto regeneración y combustión sin llama con aire enriquecido, la eficiencia útil es de 39.3 %, 50.6 % y 60.1 %, respectivamente. Es de destacar que el mayor aporte a la eficiencia útil lo representa la recuperación del agua en los productos de combustión, lo cual destaca la importancia de implementar sistemas para la recuperación del agua.

Por otro lado, se debe tener en cuenta que la eficiencia útil es calculada con base a un sistema de calentamiento a escala de laboratorio en el cual las pérdidas por paredes externas representan una fracción importante de la energía térmica suministrada, debido a todos los accesos que se tienen en las paredes como las ventanas y los agujeros para introducir las sondas.

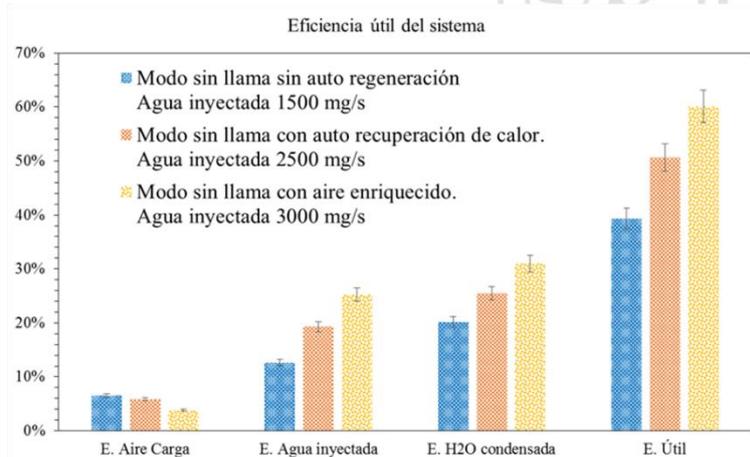


Figura 28. Eficiencia útil para las condiciones de máxima inyección de agua.

En la Tabla 12 se presenta la relación entre el flujo másico de agua inyectada sobre el flujo másico de agua en los productos de combustión cuando no se inyecta agua y el flujo másico total de agua que se podría obtener si se condensa el agua presente en los productos de combustión. Se observa que la masa de agua inyectada es mayor comparada con la masa de agua que se produce por la combustión del Gas Natural. Se tiene que para un sistema de calentamiento operando con Gas Natural en modo de combustión sin llama y un exceso de aire del 20 %, se tiene el potencial de producir 9.57 kg/h de agua si no se implementa la auto regeneración de calor, 13.17 kg/h de agua si se implementa la recuperación de calor y 14.97 kg/h de agua si se implementa el enriquecimiento del aire de combustión con oxígeno.

Tabla 12. Masa total de agua que se puede recuperar para las condiciones de máxima inyección de agua.

	Masa agua inyectada [kg/s]	Agua inyectada/ Agua productos	Masa total de agua [kg/h]
Modo sin llama sin auto recuperación. Agua inyectada 1500 mg/s	1500 e-6	1.29	9.57
Modo sin llama con auto recuperación de calor. Agua inyectada 2500 mg/s	2500 e-6	2.16	13.17
Modo sin llama con aire enriquecido. Agua inyectada 3000 mg/s	3000 e-6	2.59	14.97

4.5. Resultados numéricos para los puntos de inyección de agua límites

Los siguientes casos fueron simulados numéricamente con el fin de obtener información que no se pudo obtener experimentalmente como el factor de recirculación y la fracción molar de agua:

- Cuando se opera el horno en modo de combustión sin llama a 30 kW y un exceso de aire de 20 %, es posible ingresar una inyección de agua de hasta 1500 mg/s.
- Cuando se implementa la regeneración de calor de 60 % de los gases, se pueden ingresar hasta 2500 mg/s.
- Cuando se implementa el enriquecimiento de oxígeno al 35.5 % de O₂ hasta 3000 mg/s pueden ser inyectados.

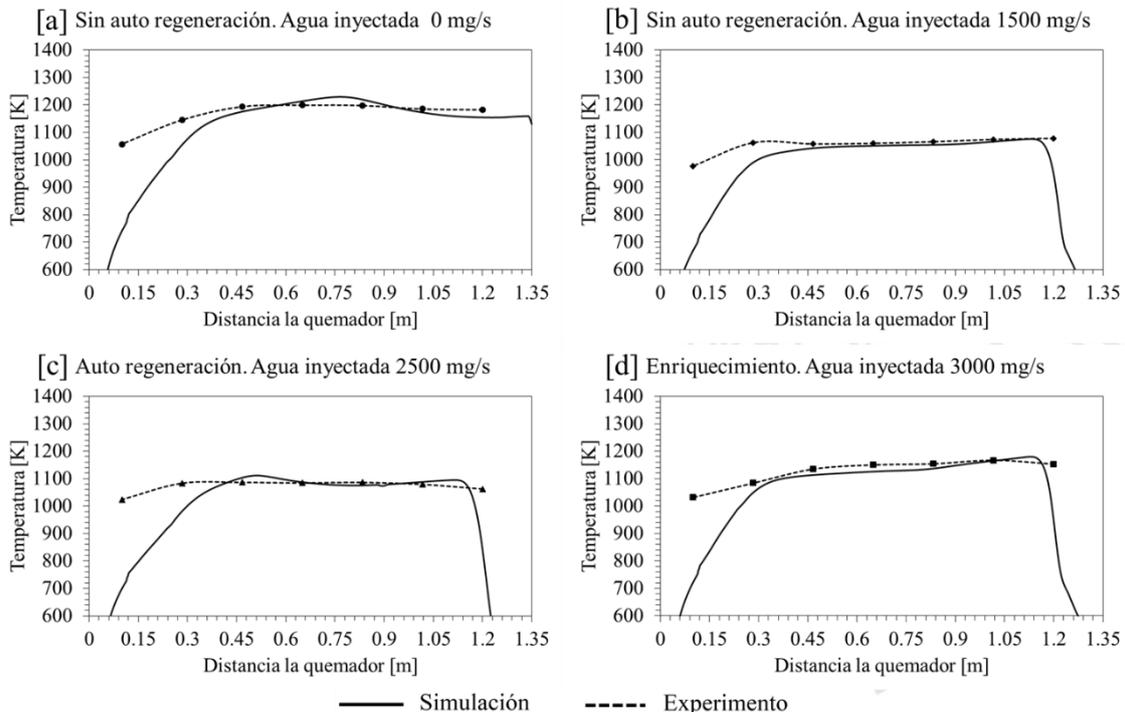


Figura 29. Perfiles de temperatura experimentales y numéricos.

En la Figura 29 se presentan los perfiles de temperatura para la línea central del horno, es decir el eje axial a la descarga de combustible y agua, donde se observa una buena predicción numérica sobre los resultados experimentales. Con fines comparativos, también se agregan los resultados del sistema operando sin inyección de agua (Figura 29a). Se observa que, para los casos evaluados con agua, la temperatura interna del horno disminuye respecto al caso donde no se agrega agua. De esta manera se obtiene que experimentalmente los picos de temperatura eran de 1200 K, 1078 K, 1086 K y 1167 K para los casos de 0 mg/s, 1500 mg/s, 2500 mg/s con regeneración y 3000 mg/s con aire enriquecido respectivamente. Para las condiciones de simulación los picos fueron de 1229 K (2.4 % de error frente a experimentos), 1075 K (0.28 % de error frente a experimentos), 1111 K (2.3 % de error frente a experimentos) y 1179 K (1.03 % de error frente a experimentos) para los casos de 0 mg/s, 1500 mg/s, 2500 mg/s con regeneración y 3000 mg/s con aire enriquecido respectivamente. En los casos de simulación, la temperatura comienza a ascender desde los 300 K, debido a que al comienzo de la línea evaluada se encuentra la descarga de combustible; así mismo, la temperatura comienza a descender al final del horno debido a la inyección de agua que se da en este lugar.

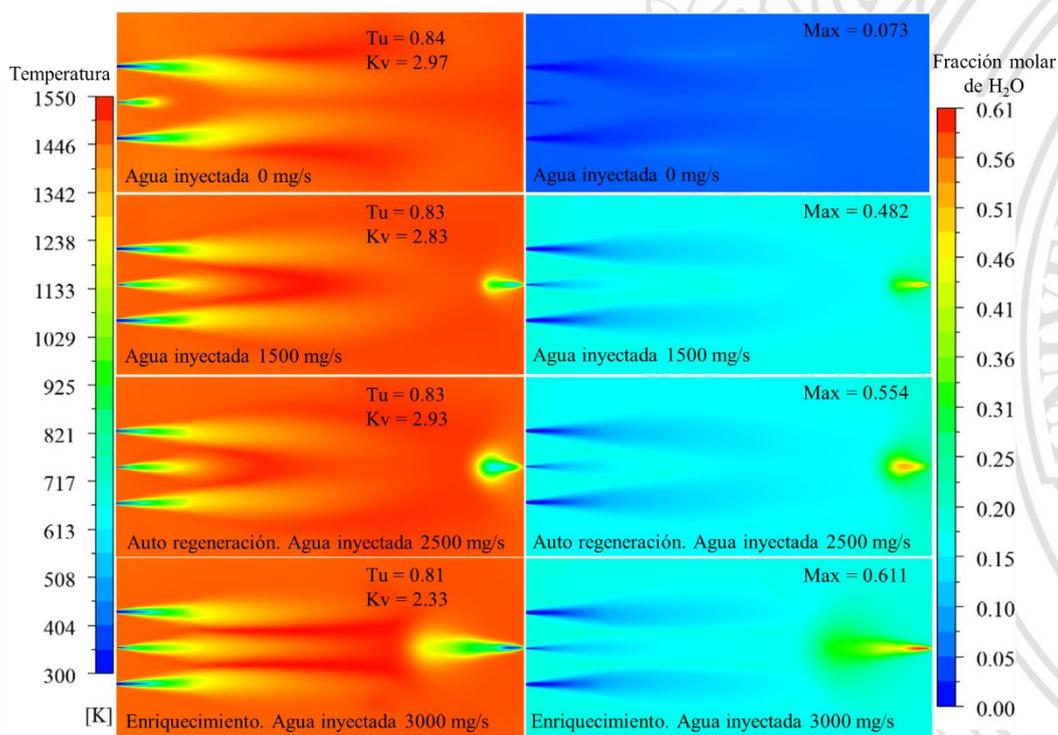


Figura 30. Contornos de temperatura y fracción molar de agua.

En la Figura 30 se presentan los contornos de temperatura y fracción molar de agua en el plano medio del horno para los cuatro casos descritos. Respecto a los contornos de temperatura, se observa una buena uniformidad para todos los casos, teniendo valores de T_u entre 0.81 y 0.84 lo cual es indicio de la obtención y estabilidad del régimen de combustión sin llama. Adicionalmente, se encuentra que los factores de recirculación K_v son apropiados para la operación del régimen, teniendo valores ente 2.33 y 2.97, correspondiendo el menor con el caso de aire enriquecido, debido a que en dicho caso se tenía menor impulso de descarga de aire como se describió anteriormente. Por otro lado, se observa que cuando el horno opera sin agua diluida en los productos de combustión, fracción molar de agua máxima que se tiene es de 0.073, la cual aumenta a valores de 0.48, 0.55 y 0.61 para los casos de 1500 mg/s, 2500 mg/s con regeneración y 3000 mg/s

con aire enriquecido respectivamente, evidenciando que hay una dilución uniforme del agua que ingresa al sistema con los productos de combustión.

En la Figura 31 se presentan los contornos de velocidad y fracción másica de NO en el plano medio horizontal para los casos evaluados numéricamente. Respecto al contorno de velocidad, se observa que la descarga del combustible presenta un valor de 96 m/s y es constante para todos los casos dado que se suministró el mismo flujo másico de combustible para todos los casos, correspondiente a una potencia de 30 kW. Para los casos en los que se operó el sistema en modo llama sin auto regeneración de calor, la velocidad de descarga del aire de combustión era de 74 m/s, la cual se aumentaba a 97 m/s cuando se implementaba la auto regeneración y se disminuía a 45 m/s cuando se operaba con enriquecimiento de oxígeno. En el caso de la auto regeneración se debe al aumento de la temperatura del aire de combustión, lo cual hace que disminuya la densidad y de esta manera aumente la velocidad al igual que el impulso del jet de aire. Cuando se enriquece el aire con oxígeno, disminuye la masa de aire que se suministra por los jets de aire cuando se mantiene el factor de aireación de 1.2, lo que se traduce en una reducción de la velocidad y del impulso de descarga del aire.

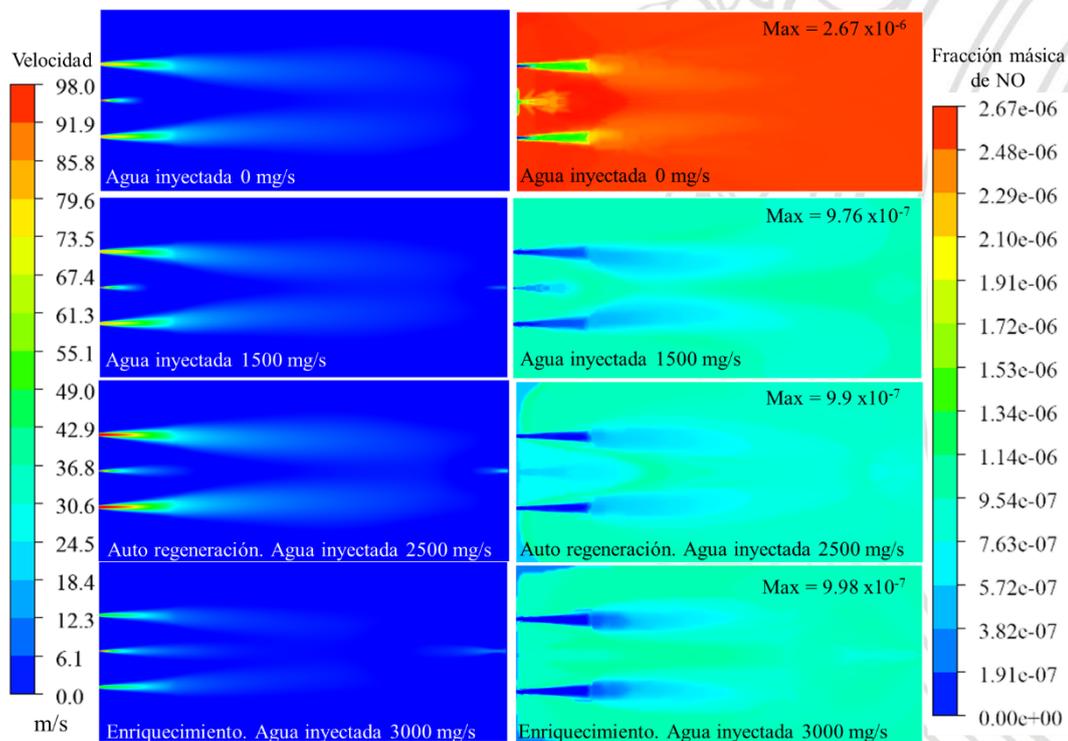


Figura 31. Contornos de velocidad y fracción molar de CO_2 .

Por otra parte, en la Figura 31 también se presentan los contornos para la fracción másica de NO obtenida a partir de un post-procesamiento utilizando el modelo de cadena de reactores de Ansys Fluent con el mecanismo de cinética detallada UC San Diego. Debido a que la solución varía acorde al número de reactores con el que va a realizar el post-procesamiento, fue necesario realizar una independencia del número de reactores para garantizar que la simulación no cambiara al aumentar este parámetro, obteniendo valores confiables con el menor tiempo computacional posible. Se realizó el procedimiento para 500, 800, 1000 y 1200 reactores, con 1000 iteraciones para cada caso obteniendo que a partir de 800 reactores no variaban los resultados, por lo que se decidió trabajar con dicho número. En los contornos se observa que cuando se tiene una operación en modo sin

llama sin inyección de agua se obtienen las mayores concentraciones de NO (2.67×10^{-6} máxima), aunque cabe aclarar que siguen siendo muy bajos comparados con las concentraciones que se tienen en modo llama. Al inyectar agua, se observa como los valores de concentración de NO llegan a ser muy bajos, incluso por debajo de 1 ppm lo cual corresponde a lo encontrado durante las pruebas experimentales.

En la Figura 32 se presenta la comparación entre las emisiones de CO y NO obtenidas a través de experimentación y de simulación. El CO se capturó de acuerdo con el mecanismo cinético de *Wesbrook & Dryer*, mientras que los NOx con ayuda del modelo de cadena de reactores. Se encontró que las simulaciones sobreestiman los valores de NO y subestiman los valores de CO comparado con los datos experimentales. Las diferencias en la predicción del NO son bajas teniendo en cuenta que se tiene una escala en partes por millón, donde la mayor diferencia se encuentra en el caso de combustión sin llama sin auto regeneración de calor, para la cual por simulación se predice una concentración de 2.5 ppm en chimenea mientras que en la fase experimental se encontró un valor de 9 ppm. En cuanto al CO, se encuentra buena predicción cuando se opera sin auto regeneración ni enriquecimiento de oxígeno. Cuando se opera con auto regeneración y con una inyección de agua de 2500 mg/s las simulaciones indican que la concentración de CO en chimenea será de 4 ppm, pero durante la operación experimental se encontró que este valor estaba por encima de 100 ppm. Cuando se opera con enriquecimiento de oxígeno el modelo predice 7 ppm de CO en chimenea, mientras que la operación real se estabilizó en un valor cercano a los 800 ppm.

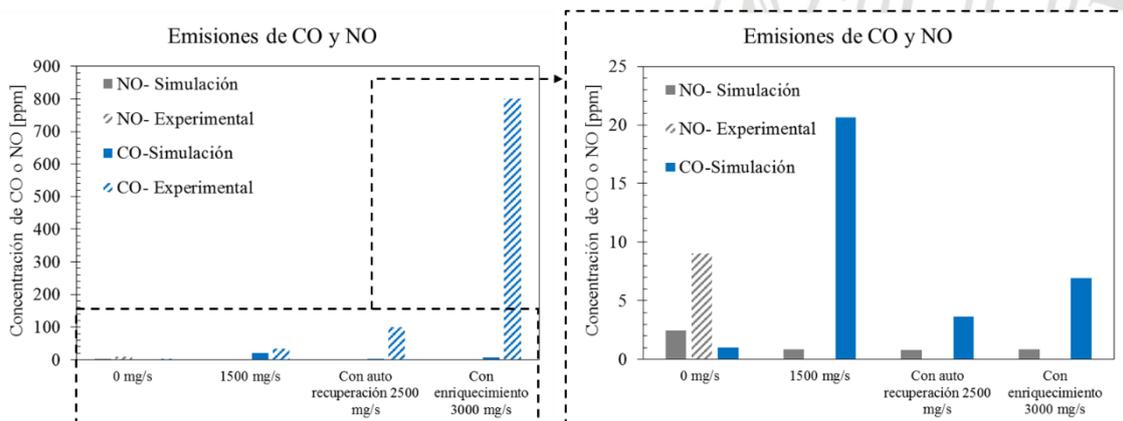


Figura 32. Gráfico de emisiones de CO y NO en la chimenea del horno.

En la Figura 33 se presenta de forma gráfica el volumen de reacción obtenido para las condiciones donde se encuentran los máximos flujos de agua que pueden ser inyectados al sistema bajo la operación en modo llama con y sin recuperación de calor, y con enriquecimiento de oxígeno. Se observa que para las condiciones en que se inyecta agua la zona de reacción tiende a ubicarse hacia la parte superior del horno, lo cual se debe a que el vapor de agua diluido en los gases aumenta la flotabilidad de estos, y dado que en las simulaciones se tuvo en cuenta el efecto de la gravedad, esto hace que a medida que se inyecte más agua, los gases al interior del horno, tiendan a ser afectados por la flotabilidad. Otro hecho importante que se encuentra es que a medida que se inyecta agua, la zona de reacción tiende a cubrir zonas al interior de la chimenea, es decir, que existen zonas de reacción aún dentro de la chimenea, lo cual explica porque en los experimentos se encontraba que, para los casos de inyección de agua, la concentración de CO era mayor al interior del horno, pero presentaba concentraciones bajas cuando se medían gases en chimenea. Por último, se tiene que la Relación de volumen de reacción (R_F) aumenta con

la inyección de agua, aunque no de manera significativa, pasando de un 33 % cuando no se inyecta agua a valores entre 35 % y 39 % cuando se inyecta agua, que se calculan teniendo en cuenta que el volumen de la cámara de combustión que es de 0.242312 m^3 .

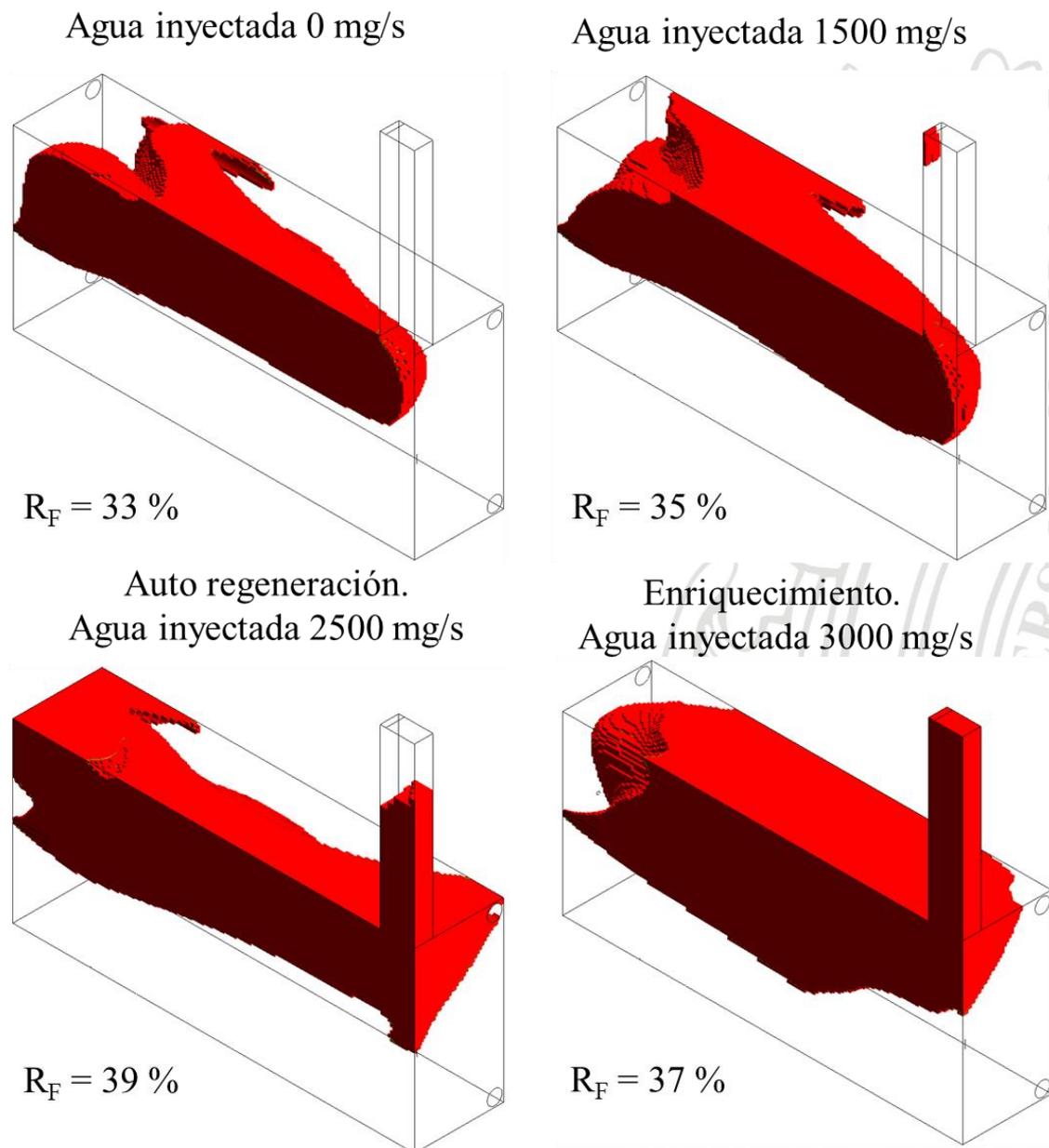


Figura 33. Volumen y Relación de la zona de reacción.

5. CONCLUSIONES

En este trabajo se evaluó numérica y experimentalmente el efecto de inyectar agua desde una fuente externa hacia el interior de una cámara de combustión en régimen de combustión sin llama operando con gas natural a una potencia de 30 kW con base al PCS y un factor de aireación de 1.2. Se analizaron los efectos sobre la estabilidad del régimen para varios flujos de agua y evaluando algunas estrategias de mitigación de los efectos negativos que generan altos flujos de inyección de agua como la auto regeneración y el enriquecimiento del aire con O₂ al 35 %, encontrándose las siguientes condiciones:

- El régimen de combustión sin llama se obtuvo para un horno operando a 30 kW con un 20 % de exceso de aire, evidenciado a través de una buena uniformidad de temperatura y emisiones de CO y NO por debajo de 10 ppm, para la condición sin inyección de agua.
- Es posible inyectar agua desde una fuente externa sobre la zona de reacción del sistema de combustión sin llama hasta que la relación entre la masa de agua que ingresa y la masa de combustible, sea máximo de 2.5. Esto sin aplicar estrategias de mitigación de los efectos negativos de la inyección de agua como la auto regeneración ni el enriquecimiento del aire de combustión con oxígeno.
- Al implementar la regeneración de calor con 60 % de los gases de combustión y una efectividad del regenerador de 0.7, es posible aumentar la relación entre la masa de agua y la masa de combustible a 4.3, manteniéndose estable el régimen de combustión sin llama.
- Al enriquecer el aire de combustión con oxígeno hasta una concentración de O₂ de 35.5 %, es posible aumentar la relación entre la masa de agua y la masa de combustible a 5, manteniéndose estable el régimen de combustión sin llama.
- Se determinó a través de simulaciones numéricas y se corroboró de forma experimental que cuando se implementan estrategias como la regeneración de calor y el enriquecimiento de oxígeno, se puede aumentar la cantidad de agua que ingresa al sistema para una misma potencia de operación.
- La concentración de CO aumenta con la adición de agua externa, mientras que la emisión de NO se mitiga con la inyección del agua a valores de 0 ppm.
- Un régimen de combustión sin llama en condiciones de dilución de agua inyectada a la zona de reacción, cuando se supere el Índice crítico de estabilidad del régimen de combustión sin llama en presencia de altas concentraciones de H₂O, puede alcanzar condiciones de inestabilidad relacionadas con incrementos en la emisión de CO y ocurrencia de micro explosiones, las cuales se presentan hasta llegar al apagado del sistema.
- Un sistema de combustión sin llama operando sin auto regeneración de calor ni enriquecimiento de oxígeno presenta baja eficiencia útil cuando se inyecta agua, comparado con los casos en los que se implementa alguna de dichas estrategias.
- El precalentamiento del aire de combustión aumenta la temperatura de los gases al interior de la zona de reacción, lo que permite que las zonas con alta dilución de agua no lleguen a valores críticos de temperatura, es decir, a valores por debajo de la temperatura de autoignición de la mezcla aire-combustible.
- El enriquecimiento del aire de combustión con oxígeno permite mayor temperatura de los gases al interior del horno y también reduce la rapidez de dilución del agua inyectada en los productos de combustión, al reducirse el factor de recirculación por tener menores impulsos de descarga de aire.
- Un sistema de combustión operando a una potencia específica en el régimen de combustión sin llama permitirá la inyección de mayores flujos de agua si se precalienta el aire de combustión, si se enriquece el aire con oxígeno y si se reduce la recirculación de gases hasta donde sea posible sin afectar el régimen de combustión sin llama.

6. DISCUSIONES, SUGERENCIAS Y TRABAJOS FUTUROS

De los resultados obtenidos en el presente trabajo, se plantean las siguientes notaciones:

- Se evaluó el efecto de la inyección de agua directamente a la zona de reacción de una cámara de combustión operando bajo el régimen de combustión sin llama. En los procesos reales de secado, tratamiento de aguas residuales o desalinización, no solo existe interacción del agua evaporada con la zona de reacción, sino que también hay interacción con las partículas sólidas húmedas. Esto plantea un trabajo futuro referente a evaluar el comportamiento de un sistema de combustión sin llama cuando se alimentan partículas húmedas a la zona de reacción.
- Para mejorar las mediciones obtenidas por la técnica quimioluminiscencia espontánea para los radicales OH* y CH* se sugiere agregar el CO₂ a la lista de especies a medir. Esto con el fin de evaluar posibles interferencias entre los radicales y el CO₂.
- Se evaluó una cámara de combustión a escala de laboratorio con una geometría que se mantuvo constante durante las pruebas experimentales y las simulaciones numéricas. Por lo anterior, se podría plantear la posibilidad de evaluar cámaras de combustión con geometría diferente, con el fin de determinar si hay cambios en los resultados obtenidos en el presente trabajo.
- El enriquecimiento del aire de combustión con O₂ al 35.5% dio buenos resultados en cuanto a aumentar la cantidad de agua que se podía inyectar al sistema. Lo cual plantea si utilizar oxígeno puro, o aire con mayores enriquecimientos, aumentaría la cantidad de agua que se puede suministrar al sistema y en qué porcentaje la aumentaría. Discusión similar se presenta al analizar la auto-regeneración de calor: ¿Qué sucedería si se aumenta la cantidad de gases recuperados a un 80 %? ¿Qué sucedería si se combinan las estrategias de auto regeneración de calor y enriquecimiento del aire de combustión con O₂?

7. BIBLIOGRAFIA

- [1] Karacsonyi, J. G. Panorama Energetico Mundial Un Desafio Para La Ingenieria, (2002), pp. 1–27.
- [2] Unidad de planeación minero energética-UPME. Plan De Acción Indicativo De Eficiencia Energética 2016 - 2021, (2017), p. 119.
- [3] Zel'dovich, Y.B., The oxidation of nitrogen in combustion and explosions. Acta Physicochimica, Academy of Science of the USSR, 1946. USSR 21 (4): 577.
- [4] Wüning, J. A., Wüning, J. G. Flameless oxidation to reduce thermal no-formation, *Prog. Energy Combust. Sci.*, 23 (1), (1997), pp. 81–94.
- [5] Cavaliere, A., de Joannon, M. Mild Combustion, *Prog. Energy Combust. Sci.*, 30 (4), (2004), pp. 329–366, <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2004.02.003>.
- [6] Milani, A., Saponaro, A. Diluted combustion technologies, *IFRF Combust. J.*, 1, (2001), pp. 1–32.
- [7] Wüning, J. G. Flox®—flameless combustion, in *Thermprocess Symposium 2003*.
- [8] Abuelnuor, A. A. A., Wahid, M. A., Mohammed, H. A., Saat, A. Flameless combustion role in the mitigation of NO X emission: a review, *Int. J. Energy Res.*, 38 (7), (2014), pp. 827–846, 10.1002/er.3167.
- [9] Grupo GASURE. Horno de combustión sin llama con quemador autoregenerativo para recuperación de calor. [En línea]. Disponible en: <http://gasure.udea.edu.co/es/content/horno-de-combustión-sin-llama-con-quemador-autoregenerativo-para-recuperación-de-calor>. [Revisado: 18-Jun-2020].

- [10] Amell, A. a, Herrera, B. a, Sepúlveda, C. Metodología para el Desarrollo de Sistemas de Combustión Sin Llama, *Inf. Tecnológica*, 21 (1), (2010), pp. 17–22, 10.1612/inf.tecnol.4160it.09.
- [11] P.Li, J. Mi, B.B.Dally, F. Wang, L. Wang, Liu, S. C. y C. Z. Progress and recent trend in MILD combustion, *Sci. China Technol. Sci.*, 54, (2011), pp. 255–269.
- [12] Li, P., Mi, J., Dally, B. B., Wang, F., Wang, L., Liu, Z., Chen, S., Zheng, C. Progress and recent trend in MILD combustion, *Sci. China Technol. Sci.*, 54 (2), (2011), pp. 255–269, 10.1007/s11431-010-4257-0.
- [13] Capocelli, A. M. Flameless Combustion, *Catal. from A to Z*, (2020), 10.1002/9783527809080.cataz06955.
- [14] Veríssimo, A. S., Rocha, A. M. A., Costa, M. Importance of the inlet air velocity on the establishment of flameless combustion in a laboratory combustor, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 44, (2013), pp. 75–81, 10.1016/j.expthermflusci.2012.05.015.
- [15] Sánchez, M., Cadavid, F., Amell, A. Experimental evaluation of a 20kW oxygen enhanced self-regenerative burner operated in flameless combustion mode, *Appl. Energy*, 111, (2013), pp. 240–246, 10.1016/j.apenergy.2013.05.009.
- [16] Amell, A. A. A. Fenómenos de combustión en llamas de premezcla, Facultad de ingeniería, Universidad de Antioquia., 2009.
- [17] Lapuerta, M., Armas, O., Agudelo, J. R., Sánchez, C. A. Study of the altitude effect on internal combustion engine operation. Part 1: Performance, *Inf. Tecnol.*, 17 (5), (2006), pp. 1–13, 10.4067/S0718-07642006000500005.
- [18] Amell, A. A., Yepes, H. A., Cadavid, F. J. Numerical and experimental study on laminar burning velocity of syngas produced from biomass gasification in sub-atmospheric pressures, *Int. J. Hydrogen Energy*, 39 (16), (2014), pp. 8797–8802, 10.1016/j.ijhydene.2013.12.030.
- [19] Burbano, H. J., Pareja, J., Amell, A. A. Laminar burning velocities and flame stability analysis of syngas mixtures at sub-atmospheric pressures, *Int. J. Hydrogen Energy*, 36 (4), (2011), pp. 3243–3252, 10.1016/j.ijhydene.2010.12.001.
- [20] Amell, A., Agudelo, J., Cortez, J. Verificación experimental del efecto de la altitud sobre la potencia térmica de un quemador atmosférico, *Revista Facultad de Ingeniería N° 25*, pp. 26–35, 2002.
- [21] Amell, A. A. Influence of altitude on the height of blue cone in a premixed flame, *Appl. Therm. Eng.*, 27 (2–3), (2007), pp. 408–412, 10.1016/j.applthermaleng.2006.07.013.
- [22] A. Amell, Estimación de las Propiedades de Combustibles Gaseosos, Universidad de Antioquia, 2002.
- [23] Colorado, A. F., Herrera, B. A., Amell, A. A. Performance of a Flameless combustion furnace using biogas and natural gas, *Bioresour. Technol.*, 101 (7), (2010), pp. 2443–2449, 10.1016/j.biortech.2009.11.003.
- [24] Kumar, S., Paul, P. J., Mukunda, H. S. Investigations of the scaling criteria for a mild combustion burner, *Proc. Combust. Inst.*, 30 (2), (2005), pp. 2613–2621, <https://doi.org/10.1016/j.proci.2004.07.045>.
- [25] Echavarría, J. D. Estudio del régimen de combustión sin llama ante la variación de la carga térmica, 13 (25), (2017), pp. 185–208, 10.17230/ingciencia.13.25.8.
- [26] Rafidi, N., Blasiak, W. Heat transfer characteristics of HiTAC heating furnace using regenerative burners, *Appl. Therm. Eng.*, 26 (16), (2006), pp. 2027–2034, 10.1016/j.applthermaleng.2005.12.016.
- [27] Yang, W., Blasiak, W. Numerical study of fuel temperature influence on single gas jet combustion in highly preheated and oxygen deficient air, *Energy*, 30 (2), (2005), pp. 385–398, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2004.05.011>.

- [28] Park J, Choi JW, Kim SG, Kim KT, Keel SI, Noh DS. Numerical study on steam-added mild combustion. *Int J Energy Res* 2004;28:1197–212.
- [29] Cheong K-P, Li P, Wang F, Mi J. Emissions of NO and CO from counterflow combustion of CH₄ under MILD and oxyfuel conditions. *Energy* 2017;124:652–64.
- [30] Liu Y, Chen S, Yang B, Liu K, Zheng C. First and second thermodynamic-law comparison of biogas MILD oxy-fuel combustion moderated by CO₂ or H₂O. *Energy Convers Manage* 2015;106:625–34.
- [31] T.H. Shih, W.W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, J.A. Zhu, New K-epsilon eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows: model development and validation, *Comput. Fluids* 24 (August) (1995) 227–238.
- [32] Chen S, Liu H, Zheng C. Methane combustion in MILD oxyfuel regime: influences of dilution atmosphere in co-flow configuration. *Energy* 2017;121:159–75.
- [33] Boushaki T, Dhué Y, Selle L, Ferret B, Poinot T. Effects of hydrogen and steam addition on laminar burning velocity of methane–air premixed flame: experimental and numerical analysis. *Int J Hydrogen Energy* 2012;37:9412–22.
- [34] Zou C, Song Y, Li G, Cao S, He Y, Zheng C. The chemical mechanism of steam’s effect on the temperature in methane oxy-steam combustion. *Int J Heat Mass Transf* 2014;75:12–8.
- [35] He Y, Zou C, Song Y, Luo J, Jia H, Chen W, et al. Comparison of the characteristics and mechanism of CO formation in O₂/N₂, O₂/CO₂ and O₂/H₂O atmospheres. *Energy*. 2017;141:1429–38.
- [36] Mostafa, M. E., He, L., Xu, J., Hu, S., Wang, Y., Su, S., Hu, X., Elsayed, S. A., Xiang, J. Investigating the effect of integrated CO₂ and H₂O on the reactivity and kinetics of biomass pellets oxy-steam combustion using new double parallel volumetric model (DVM), *Energy*, 179, (2019), pp. 343–357, 10.1016/j.energy.2019.04.206.
- [37] H, S. P., Gonsalvis, J., S., V. V., H, S. P., Gonsalvis, J., S., V. V. Effect of Introduction of Water into Combustion Chamber of Diesel Engines – A Review, *Energy and Power*, 5 (1A), (2015), pp. 28–33, 10.5923/c.ep.201501.06.
- [38] Du, G., Wang, Z., Wang, D., Wang, X., Fu, X. Study on the effect of water addition on combustion characteristics of a HCCI engine fueled with natural gas, *Fuel*, 270 (December 2019), (2020), p. 117547, 10.1016/j.fuel.2020.117547.
- [39] Sabia, P., Lubrano Lavadera, M., Giudicianni, P., Sorrentino, G., Ragucci, R., de Joannon, M. CO₂ and H₂O effect on propane auto-ignition delay times under mild combustion operative conditions, *Combust. Flame*, 162 (3), (2015), pp. 533–543, <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2014.08.009>.
- [40] Cavaliere, A., De Joannon, M. Mild combustion, 30 (4), 2004.
- [41] Amell A., Mejía C. Comparación entre el efecto numérico de la adición de CO₂ y H₂O a partir de una fuente externa sobre el régimen de combustión sin llama. Documento de trabajo.
- [42] Zeng, W. Experimental and modeling study on effects of N₂ and CO₂ on ignition characteristics of methane / air mixture, (2015), pp. 189–201.
- [43] Cadavid, Y., Amell, A., Alzate, J., Bermejo, G., Ebratt, G. A. Analysis of Water–Fuel Ratio Variation in a Gas Turbine With a Wet-Compressor System by Change in Fuel Composition, *J. Eng. Gas Turbines Power*, 140 (5), (2017), 10.1115/1.4038137.
- [44] Vandel, A., Chica Cano, J. P., de Persis, S., Cabot, G. Study of the influence of water vapour and carbon dioxide dilution on flame structure of swirled methane/oxygen-enriched air flames, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 113, (2020), p.

- 110010, <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2019.110010>.
- [45] Chica Cano, J. P., Cabot, G., Foucher, F., de Persis, S. Effects of oxygen enrichment and water dilution on laminar methane flames at high pressure, *Fuel*, 225, (2018), pp. 499–508, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.03.112>.
- [46] Sierra, F. C., Perez, F. M., Ruiz, W. Chemical Kinetic Study of Nitrogen Oxides Formation in Methane, (2009).
- [47] Juan, D., Andrés, A. Estudio del régimen de combustión sin llama ante la variación de la carga térmica, 13 (25), (2017), pp. 185–208, 10.17230/ingciencia.13.25.8.
- [48] Sabia, P., Joannon, M. de, Picarelli, A., Ragucci, R. Methane auto-ignition delay times and oxidation regimes in MILD combustion at atmospheric pressure, *Combust. Flame*, 160 (1), (2013), pp. 47–55, 10.1016/j.combustflame.2012.09.015.
- [49] Mahendra Reddy, V., Sawant, D., Trivedi, D., Kumar, S. Studies on a liquid fuel based two stage flameless combustor, *Proc. Combust. Inst.*, 34 (2), (2013), pp. 3319–3326, <https://doi.org/10.1016/j.proci.2012.06.028>.
- [50] Manabendra Saha, Bassam B. Dally, Paul R. Medwell, E. M. C. Moderate or Intense Low Oxygen Dilution (MILD) Combustion Characteristics of Pulverized Coal in a Self-Recuperative Furnace, *Energy & Fuels*, (2014).
- [51] Li, P., Wang, F., Mi, J., Dally, B. B., Mei, Z., Zhang, J., Parente, A. Mechanisms of NO formation in MILD combustion of CH₄/H₂ fuel blends, *Int. J. Hydrogen Energy*, 39 (33), (2014), pp. 19187–19203, 10.1016/j.ijhydene.2014.09.050.
- [52] Múnera, B. A. H., Arrieta, A. A. A., Sierra, F. J. C. Modelos para el estudio fenomenológico de la combustión sin llama con simulación numérica, *Ing. e Investig.*, 29 (2), (2009), pp. 70–76.
- [53] Jaidi, J. CFD Studies of Flameless Combustion IHMTC2017-04-0015, (December 2017), (2018), 10.1615/IHMTC-2017.1580.
- [54] ANSYS Inc. ANSYS Fluent Theory Guide, 18.0., 2017. Canonsburg, PA, USA.
- [55] Magnussen, F., 1981, “On the Structure of Turbulence and a Generalized Eddy Dissipation Concept for Chemical Reaction in Turbulent flow,” 19th American Institute of Aeronautics and Astronautics Aerospace Science Meeting, St. Louis, Jan. 12–15, p. 7.
- [56] Kim, J. P., Schnell, U., Scheffknecht, G. Comparison of Different Global Reaction Mechanisms for MILD Combustion of Natural Gas, *Combust. Sci. Technol.*, 180 (4), (2008), pp. 565–592, 10.1080/00102200701838735.
- [57] Westbrook, C. K., Livermore, L. Simplified Reaction Mechanisms for the Oxidation of Hydrocarbon Fuel in Flames, (October 2015), (1981), 10.1080/00102208108946970.
- [58] Raithby, G. D., Chui, E. H. A finite-volume method for predicting a radiant heat transfer in enclosures with participating media, *J. Heat Transfer*, 112 (2), (1990), pp. 415–423.
- [59] Smith, T. F., Shen, Z. F., Friedman, J. N. Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gases Model, *J. Heat Transfer*, 104 (4), (1982), p. 602, 10.1115/1.3245174.