 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

Evaluación numérica de pérdidas de calor en quemador poroso

David Alexis Uribe Patiño

Duban Alexander Cardona Munera

Ingeniería Electromecánica

Asesor

Msc. Luis Fernando Cardona Sepúlveda

INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO

FACULTAD DE INGENIERÍA

INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

MEDELLÍN -COLOMBIA

2018

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

RESUMEN

Los quemadores porosos son dispositivos que se han venido desarrollando e implementando para reducir el consumo de combustibles fósiles. Esta disminución es de gran importancia para aumentar la competitividad del sector industrial y reducir las emisiones de gases tipo invernadero. En este trabajo se ha diseñado y construido un quemador poroso hecho de un lecho de partículas de Al_2O_3 procedentes de residuos de molienda y combinado con espuma cerámica de SiSiC, evaluando su eficiencia térmica empleando gas licuado de petróleo y finalmente hallando las pérdidas de calor a través de las paredes del quemador.

La eficiencia térmica se calculó para dos casos empleando inyectores de diferentes diámetros y los valores encontrados fueron de 15% y 18.4 %. Las pérdidas de calor a través de las paredes del quemador se encontraron para cada caso empleado y mostraron ser mínimas comparadas con las pérdidas por los gases de combustión.

Palabras claves: quemador poroso, pérdidas de calor, eficiencia térmica, evaluación numérica.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

RECONOCIMIENTOS

Deseamos agradecer a aquellas personas que en algún momento de nuestras vidas causaron un gran impacto en nuestra formación. En primer lugar, recuerdo a mis padres Ovidio y María Victoria mis primeros maestros que con su esfuerzo, humildad y dedicación se convirtieron en mis guías y modelos a seguir. A los profesores que supieron motivarnos a adquirir ese conocimiento y pasión por esta profesión: Luis Fernando Cardona (ingeniero mecánico, universidad de Antioquia), Jorge Iván Villegas Cardona (ingeniero mecánico, universidad EAFIT), Jorge Alberto Londoño Pulgarín (ingeniero electrónico, universidad de Antioquia), Luis Jorge Gómez Gallón (ingeniero electricista, universidad de Antioquia), Luis Alfonso Loaiza Upegui (ingeniero mecánico, universidad nacional), Carlos Eleazar Maya Montoya (ingeniero químico, universidad de Antioquia) y a los demás profesores del Instituto Tecnológico Metropolitano que hicieron parte de nuestra formación académica.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

ACRÓNIMOS

Símbolo	Término	Unidad en SI
A	Área	m^2
T	Temperatura	$^{\circ}C$
T_{abs}	Temperatura absoluta	K
T_b	Temperatura de ebullición del agua	$^{\circ}C$
T_0	Temperatura inicial del agua	$^{\circ}C$
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$\frac{W}{m^2 K^4}$
P_o	Potencia térmica específica	$\frac{kW}{m^2}$
m_w	Masa de agua	kg
m_v	Masa del recipiente	kg
C_{pw}	Calor específico del agua	$\frac{kJ}{kg^{\circ}C}$
C_{pv}	Calor específico del Aluminio	$\frac{kJ}{kg^{\circ}C}$
t	Tiempo	s
\dot{m}_f	Flujo másico del combustible	$\frac{kg}{s}$
LHV_f	Poder calorífico inferior del combustible (másico)	$\frac{kJ}{kg}$
p	Presión manométrica	Pa
P_{atm}	Presión atmosférica	Pa
ρ_{aire}	Densidad del aire	$\frac{kg}{m^3}$
d_i	Diámetro del inyector	m^2
R_{aire}	Constante universal de gases ideales	$\frac{kJ}{kgK}$
Al_2O_3	Alúmina	Adimensional
SiSiC.	Cerámica sin óxido - Carburo de silicio	Adimensional

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

GLP	Gas Licuado De Petróleo	Adimensional
FB	Retrollama	Adimensional
FL	Desprendimiento de llama	Adimensional
NO	Óxidos nitrógeno	Adimensional
GN	Gas Natural	Adimensional
CO	Monóxido de carbono	Adimensional
Φ	Dosado	Adimensional
η_R	Eficiencia radiante	Adimensional
ε	Emisividad	Adimensional
η	Eficiencia térmica	Adimensional
C	Coeficiente de descarga del inyector	Adimensional
d	Densidad relativa con respecto al aire	Adimensional
T_S	Termopar superficial	°C
T_1	Termopar 1	°C
T_2	Termopar 2	°C
T_3	Termopar 3	°C
T_4	Termopar 4	°C
\dot{Q}_E	Calor de entrada	W
\dot{Q}_S	Calor de salida	W
\dot{Q}_U	Calor útil	W
\dot{Q}_P	Calor de salida por paredes	W
\dot{Q}_{GC1}	Calor perdido en los gases de combustión	W
$\dot{V}_{teorico}$	Caudal teórico	m ³ /s
q	Calor específico neto	J/kg
W	Trabajo específico neto	J/kg
Δh	Cambio en la entalpía del sistema	J/kg
Δe_c	Cambio en la energía cinética del sistema	J/kg
Δe_p	Cambio en la energía potencial del sistema	J/kg

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

V	Velocidad	$\frac{m}{s}$
u	Energía interna específica	J/kg
C_v	Calor específico a volumen constante	J/kgK

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

TABLA DE CONTENIDO

1	INTRODUCCIÓN.....	8
1.1	Hipótesis	9
1.2	Objetivos.....	9
1.2.1	Objetivo General.....	9
1.2.2	Objetivos Específicos	9
2.	MARCO TEÓRICO.....	10
3.	METODOLOGÍA	25
3.1	Metodología experimental	26
3.2	Metodología numérica	39
4.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	43
4.1	Resultados Experimentales.....	43
4.2	Resultados Numéricos	54
4.3	Balance de energía.....	55
5.	CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO	58
	REFERENCIAS	61
	APÉNDICE.....	63
	Código UDF perfil de temperatura interna.....	63

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

1 INTRODUCCIÓN

La combustión en medios porosos inertes ha sido ampliamente investigada debido a muchas aplicaciones de ingeniería y la demanda para el desarrollo de dispositivos de producción de energía de alta eficiencia que permitan reducir el consumo de combustibles fósiles y a su vez reducir las emisiones de gases tipo invernadero. Teniendo en cuenta los problemas de protección ambiental y la rigurosa regulación de las emisiones, es necesario explorar las formas de obtener mayores eficiencias térmicas.

Los quemadores porosos han sido considerados como una tecnología posible para lograr la alta eficiencia y baja emisión, ya que pueden recircular el calor del gas quemado en sentido descendente hacia el gas frío entrante a través del medio poroso y, por lo tanto, operar bajo condiciones muy escasas de combustible, mejorando la eficiencia térmica de los quemadores tanto a nivel industrial como doméstico. Además, los quemadores porosos ofrecen ventajas significativas sobre los quemadores convencionales de llamas libres, por ejemplo, emisiones bajas de NO_x y CO, alta densidad de potencia, mayor temperatura de llama, amplio rango de carga de potencia, aumento de la velocidad de la llama y temperaturas locales por encima de la temperatura de la llama adiabática.

Un quemador poroso hecho de un lecho de bolas de Al₂O₃ procedentes de residuos de molienda y combinado con espuma cerámica de SiSiC se ha evaluado con respecto a la eficiencia térmica y sus pérdidas de calor a través de las paredes. En el pasado reciente, se han desarrollado y aplicado modelos con diversos grados de sofisticación para predecir la velocidad de la llama, los perfiles de emisión, temperatura y concentración, y la eficiencia radiativa de la combustión dentro de medios porosos, pero no se encuentra en la literatura registros de pérdidas de calor asociados a las paredes del quemador poroso, es

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

por este motivo que se buscó cuantificar esas pérdidas y anexarlas a las ecuaciones de balance de energía.

1.1 Hipótesis

Se puede evaluar las pérdidas de calor en el quemador de los investigadores ITM (Herrera, Cacia, & Olmos-Villalba, 2015), a partir de las mediciones de temperatura y simulaciones numéricas.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Realizar estudios numéricos que permitan calcular la distribución de temperatura y flujo de calor del quemador poroso. A partir de ello cuantificar las pérdidas de calor que se escapan a través de las paredes del quemador.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Identificar los componentes estructurales del quemador poroso y de acuerdo a ello realizar un modelado 3D en el software ANSYS-FLUENT para su análisis de flujo de calor.
- Evaluar numéricamente las pérdidas de calor través de las paredes del quemador poroso.
- Comparar los datos obtenidos en el software ANSYS-FLUENT con datos experimentales, con el fin de obtener una estimación más real de la eficiencia térmica del sistema.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2. MARCO TEÓRICO

Los quemadores son equipos o dispositivos que sirven para preparar la mezcla de combustibles, tales como gas natural (GN) o gas licuado de petróleo (GLP), junto con el comburente para realizar la combustión. A través de los años los quemadores han sido utilizados como fuentes de energía térmica en aplicaciones domesticas como industriales, buscando una mejora continua de la tecnología de dichos dispositivos, siendo estas más compactas y capaces de generar rangos más altos de potencias caloríficas, y satisfacer las demandas requeridas por los usuarios. (García, Miranzo, & Osendi, 2003).

Por lo general, los quemadores utilizados en la industria alimenticia son de llama libre y se basan en el principio de Bunsen, donde un chorro de combustible gaseoso arrastra el aire del entorno y la combustión de la premezcla se produce en la cabeza del quemador. El calor se transfiere a la carga principalmente por convección, pero la radiación de la llama libre también tiene alguna contribución. La eficiencia global de este tipo de quemadores no depende solamente de la eficiencia de la combustión en la mezcla previa, sino también de diferentes condiciones tales como temperatura, presión, velocidad del viento, la capacidad de calor específico del recipiente, la forma general del recipiente, el peso del recipiente, y el tamaño del recipiente (Channiwala & Gohil , 2011).

La modelización de la combustión en quemadores porosos es un gran desafío debido a los requisitos para la solución simultánea de balances de masa y energía para una gama de escalas geométricas y de longitudes, estimación de propiedades termofísicas y termoquímicas. Los medios porosos también abarcan una amplia gama de tamaños de poros, conectividad de poros y áreas interfaciales específicas entre fases. Las matrices porosas también utilizan diferentes materiales orgánicos, cerámicos o metálicos y las propiedades de la fase fluida pueden variar desde gases de baja presión hasta

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

macromoléculas líquidas. También debe incluirse la convección, conducción y radiación entre la fase gaseosa y la fase sólida, así como la liberación de energía debido a la reacción química (Oliveira & Kaviany, 2001).

El quemador poroso convierte una alta proporción de la energía que le suministra el combustible en energía radiante. La fuente de calor requiere una matriz porosa en donde se lleva a cabo la reacción de combustión, que hace más eficiente la transferencia de calor. La combustión en medios porosos, ofrece alta densidad de potencia, alto rango dinámico de potencia y muy bajas emisiones de NO y CO, debido a los altos niveles de capacidad calorífica, conductividad y emisividad de la matriz sólida, en comparación con un gas.

La retroalimentación de calor de la zona de reacción de alta temperatura (postllama), por radiación y conducción a través del medio sólido sirve para calentar el sólido poroso en la zona de precalentamiento (prellama) que, a su vez, precalienta convectivamente los reactantes entrantes. Este mecanismo regenerativo de retroalimentación de calor interno da lugar a varias características interesantes en relación con una llama de combustión libre. (Abdul Mujeebu, Zulkifly Abdullah, Mohamad, & Abu Bakar , 2010). Por esta razón y también por ventajas económicas y operacionales, diversos sectores de la industria han acoplado este sistema a sus procesos, tales como en el secado de papel y en diferentes etapas tanto en la industria alimenticia como en la cerámica tradicional.

La alúmina es de los materiales más utilizados en la fabricación de las matrices porosas para aplicaciones que requieren temperaturas de operación significativamente altas, alrededor de los 1650°C. Un factor clave que la diferencia de la zirconia, compuesto de gran similitud en cuanto a propiedades físicas (Tabla 1) y que también ha sido utilizada en quemadores porosos, es el precio por kilogramo siendo aproximadamente 1/3 del de la zirconia. (Herrera, Álvarez, Escobar, Moreno, Oliveira , & Hotza, 2012).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Tabla1. Propiedades físicas de la alúmina y la zirconia

PROPIEDAD	ALÚMINA	ZIRCONIA
Máxima temperatura de empleo [°C]	1900	1800
Coefficiente de expansión térmica (20-1000°C) [$\times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$]	8	10-13
Conductividad térmica a 20°C [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]	20-30	2-5
Conductividad térmica a 1000°C [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]	5-6	2-4
Emisividad a 2000 K	0,28	0,31

Se han examinado los rangos de estabilidad, la distribución de la temperatura, y las emisiones a lo largo de una gama de dosados y caudales, demostrando que se producen concentraciones muy bajas de NO_x para dosados entre 0,6 y 0,9 (Chafin, y otros, 1991). El criterio más importante es si el proceso de combustión tiene lugar o no dentro de una estructura porosa es su tamaño de poro crítico. Si el tamaño de los poros es menor que su dimensión crítica, se prohíbe la propagación de la llama; la llama siempre se apaga. Por otra parte, si el tamaño de poro excede su dimensión crítica, es posible la propagación de la llama dentro de la estructura porosa.

Con el fin de tener un mejor control sobre la estabilización de la llama, en el quemador poroso se construye de dos materiales diferentes, formando dos zonas. La primera es la zona de precalentamiento, de baja porosidad y material pobremente conductor y la segunda es la zona de combustión, hecha de material altamente radiante y conductor. La razón para escoger un material de baja conductividad térmica y baja porosidad en la zona de precalentamiento es evitar la combustión y el flashback resultante (Babkin, Korzhavin, & Bunev, 1991).

En los quemadores cilíndricos y esféricos, el aire fluye radialmente a través de la matriz anular porosa como se muestra esquemáticamente en la Fig. 1. La principal característica

de estas geometrías es que la superficie aumenta a medida que aumenta el radio. Tal propiedad geométrica proporciona un amplio rango de estabilidad de la llama en comparación con el quemador axial. Puesto que la llama se estabiliza en una región donde la velocidad de la llama es igual a la velocidad del flujo, la distribución de la velocidad a través de la capa porosa está relacionada con la estabilidad de la llama y con la velocidad de modulación de potencia. El perfil de velocidad en la capa porosa se puede calcular fácilmente a partir de la ecuación de continuidad (Abdul Mujeebu, Zulkifly Abdullah, Mohamad, & Abu Bakar , 2010). Estas geometrías ofrecen un rango mucho más amplio de límite de estabilidad de la llama y modulación de potencia que los quemadores porosos axiales y de llama libre.

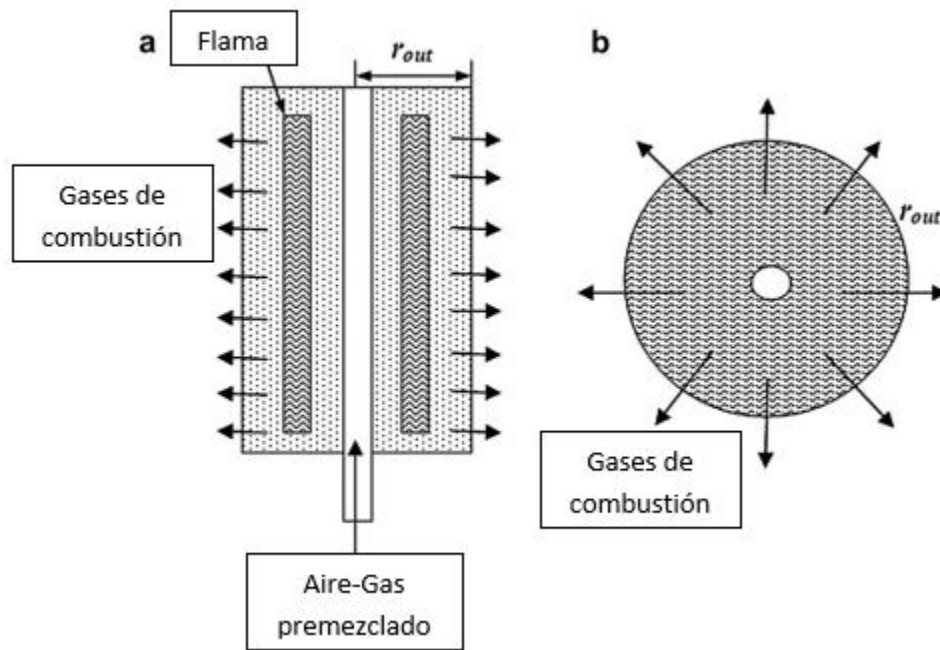


Figura 1. Esquema de geometrías cilíndricas (flujo radial) (a) y esféricas (b) (Abdul Mujeebu, Zulkifly Abdullah, Mohamad, & Abu Bakar , 2010)

La estabilidad de la combustión es considerada como una propiedad de un quemador poroso mientras en la zona de combustión se pueda trabajar durante mucho tiempo sin retrollama (flashback), desprendimiento de llama y altas emisiones de CO resultantes de

una combustión incompleta. Aunque los quemadores porosos no tienen un frente de llama visible, el concepto de estabilidad es apropiado puesto que puede producirse un retrollama o desprendimiento dependiendo del dosado, la relación de aire/combustible.

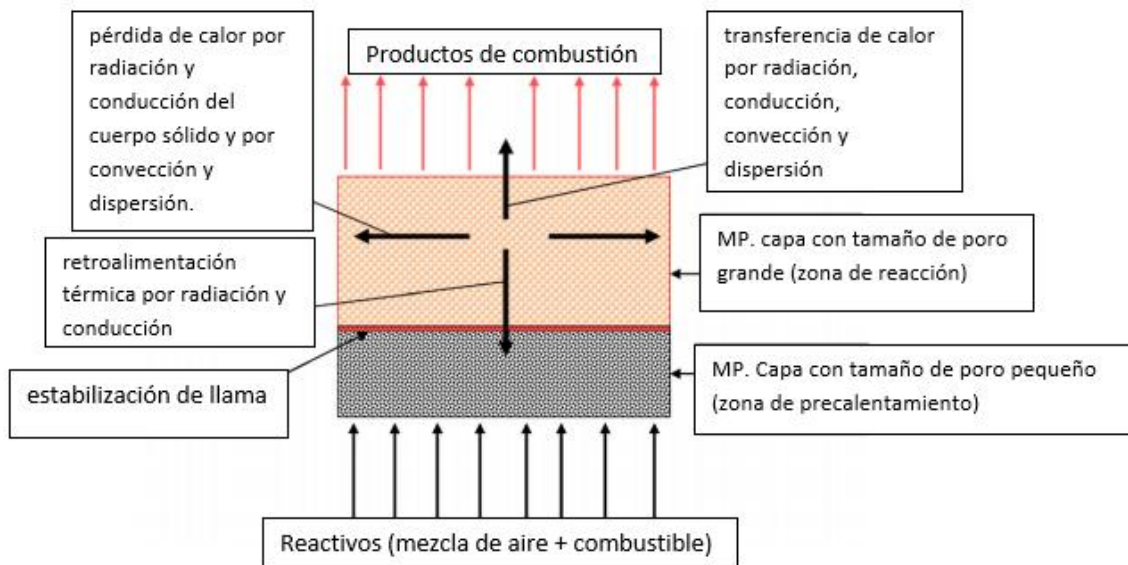


Figura 2. Esquema de un típico quemador de medios porosos de dos capas, que muestra los principales modos y direcciones de transferencia de calor (Abdul Mujeebu, Zulkifly Abdullah, Mohamad, & Abu Bakar , 2010).

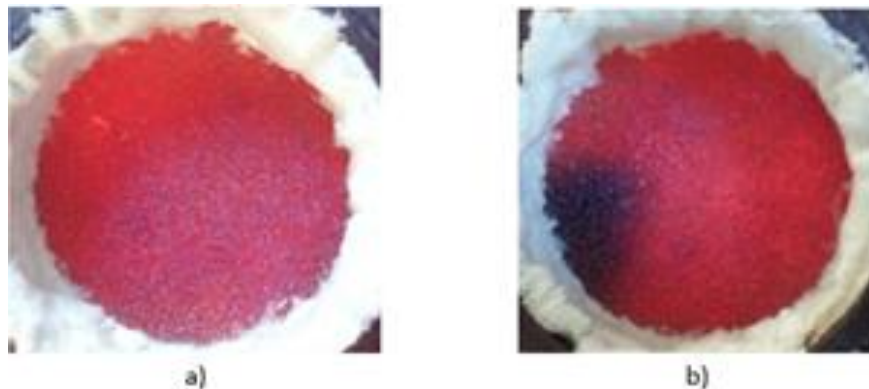


Figura 3. Operación del quemador poroso a) operación estable b) operación inestable en relación de dosado más baja (Herrera, Cacua, & Olmos-Villalba, 2015).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Como se mencionó anteriormente, los dos fenómenos adversos que pueden ocurrir en el quemador poroso son el retrollama (FB) y el desprendimiento de llama (FL). Cuando la velocidad de combustión es mayor que la velocidad de la mezcla entrante de aire y combustible, se produce FB y cuando la velocidad de la mezcla de aire y combustible es mayor que la velocidad de combustión, FL ocurre desde la superficie del quemador. Para el funcionamiento estable de cualquier quemador de GLP, deben evitarse FB y FL. Para cada puerto de quemador y diámetros de orificio, se realizó el análisis de estabilidad (presentado en la Tabla 2). Para un diámetro de orificio de 0,25 mm, se ha observado FL con todos los diámetros de puerto combinados y, por lo tanto, no es adecuado para ninguno de los diámetros de los puertos. Se observó que, para un diámetro de orificio de 0,35 mm, el quemador podía producir una combustión estable y sin llama en todos los diámetros de los orificios. (Mishra & Muthukumar, 2017).

Tabla 2: Análisis de estabilidad de un quemador poroso radiante para diferentes orificios y diámetros de puerto (Mishra & Muthukumar, 2017).

S.no	Diámetro de poro interno (Dp) en mm	Diámetro de orificio (Di) en mm		
		Di = 0.25	Di = 0.35	Di=0.50
1	Dp= 17	FL	estable	FB
2	Dp= 19	FL	estable	estable
3	Dp= 21	FL	estable	estable

nota: FL= desprendimiento de llama y FB = retro llama (flash-back)

Se ha encontrado que la eficiencia de recirculación del calor aumenta a medida que disminuye el dosado (relación de equivalencia) Φ . También se examinaron las contribuciones relativas de la conducción y la radiación al proceso de recirculación.

Se encontró que a la menor relación de equivalencia investigada ($\Phi = 0,55$), la conducción es más importante a velocidades de flujo más bajas y viceversa a velocidades más altas. A medida que aumenta la relación de equivalencia (y por lo tanto la temperatura), la

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

radiación se convierte en el mecanismo dominante. (Wood & Harris, 2008). El grado de recirculación de calor, y el papel desempeñado por cada uno de los mecanismos de transferencia de calor, obviamente dependerá en gran medida de las propiedades del material poroso real que se está considerando. Con el fin de estabilizar el proceso de combustión dentro del medio poroso, debe conseguirse un equilibrio entre la recirculación de calor, la liberación de calor y las pérdidas de calor, de tal manera que la velocidad de la llama efectiva sea igual a la velocidad entrante.

Las eficiencias radiantes reportadas abarcan una amplia gama de valores hasta el 40%. Es probable que la gran variación en las eficiencias reportadas se deba a la falta de un procedimiento estándar para medir la salida radiante, así como a las diferencias en el diseño del quemador y las condiciones de operación. Comúnmente, el rango de funcionamiento de un quemador poroso se ilustrará mediante un "diagrama de estabilidad" o "mapa del quemador" (figura 4), que representa la velocidad de inyección versus el dosado (relación de equivalencia), mostrando la región de combustión estable e indicando aquellas regiones donde se producen explosiones, flashback o extinción de la llama. Alternativamente, el rendimiento del quemador puede ser más simplemente especificado en términos de su potencia térmica o carga (kW), velocidad de cocción (kW /m²) o densidad de potencia (kW /m³).

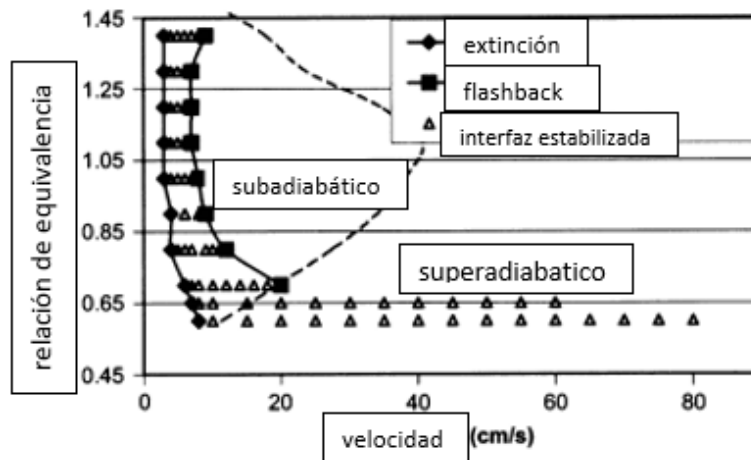


Figura 4. Rango de funcionamiento estable un quemador FeCrAlY de dos secciones que muestra la existencia de varios modos de funcionamiento (Susie Wood, Andrew T. Harris).

Se ha demostrado que la eficiencia del quemador aumenta con la concentración de oxígeno, Por lo tanto, la combustión enriquecida en oxígeno es particularmente beneficiosa para el rendimiento del quemador radiante, debido a la cuarta relación de potencia entre la salida de radiación y la temperatura del emisor. Como se ve en la Fig. 5, un aumento modesto en la concentración de oxígeno da como resultado un aumento significativo en la eficiencia radiante. Esto podría reducir drásticamente el consumo de combustible. (Qiu & Hayden, 2009).

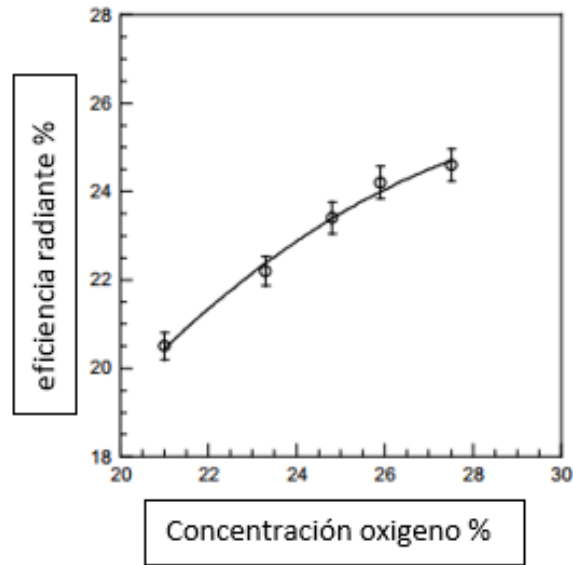


Figura 5. Variación de la eficiencia radiante con la concentración de oxígeno, en un quemador poroso radiante cerámico (K. Qiu *, A.C.S. Hayden,2009).

Las eficiencias de los quemadores son diferentes unas de otros debido a sus diferentes combinaciones empleadas tales como el tamaño de la matriz porosa, la entrada de aire/combustible, el tipo de combustible empleado, la potencia de entrada suministrada y de otras variables. Esto hace que el quemador poroso sea constantemente estudiado por los diferentes investigadores, muchos de los cuales realizan simulaciones numéricas en programas tales como el ANSYS-FLUENT para analizar diferentes tipos de combinaciones y variables. Por ejemplo, en el estudio de Hayashi y colegas (Hayashi , Malico , & Pereira , 2004) se afirma que el modelo 3D propuesto podría facilitar un estudio detallado del flujo en la interfaz de las dos capas sólidas, lo que no es posible mediante modelos unidimensionales o bidimensionales, debido a la compleja estructura del flujo originada por los chorros 3D de la placa perforada en la espuma del SiSiC. Se consideró el flujo 3D, estable, laminar y newtoniano en medios inertes porosos. Dado que se asumió el equilibrio térmico local, se realizaron balances energéticos tanto para las fases líquidas

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

como sólida, lo que permitió que la simulación numérica fuera más apropiada para evaluar el quemador poroso.

Normalmente las pérdidas de calor en un sistema cilíndrico como el que se va a evaluar se calculan con resistencias térmicas (Cengel & Ghajar, 2011). La pérdida de calor es:

$$\dot{Q}_{perdidas} = \frac{T_{interna} - T_{externa}}{\left[\frac{\ln\left(\frac{\text{radio exterior}}{\text{radio interior}}\right)}{2\pi \times (\text{longitud}) \times (\text{Conductividad termica})} \right]} \quad (0)$$

La anterior ecuación asume las temperaturas constantes. En el caso del quemador poroso las temperaturas al interior no son constantes y por tanto la anterior ecuación no se podría utilizar.

Con respecto a la eficiencia de la radiación, las diferentes fuentes de radiación que están presentes en un quemador de medios porosos son la llama, los medios porosos y los gases de escape. Además, dado que se ha demostrado que la estructura porosa del SiC irradia de manera similar a un cuerpo negro (Arrieta, Garcia, & Amell, 2017). Los valores de eficiencia de radiación se calcularon usando la ecuación (1):

$$\eta_R = \frac{\varepsilon\sigma(T_{sup}^4 - T_{\infty}^4)}{P_o} \quad (1)$$

En la ecuación (1), ε es la emisividad de la superficie del quemador, que se supone que es igual a uno. σ es la constante de Stefan-Boltzmann y T_{sup}^4 es medida por el termopar colocado en la superficie del quemador. P_o es la carga térmica dada en $\frac{kW}{m^2}$.

Para el cálculo de la eficiencia general del sistema, según (Herrera, Cacia, & Olmos-Villalba, 2015), se utiliza la ecuación 2:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$\eta = \frac{[(m_w \times C_{pw} + m_v \times C_{pv}) \times (T_b - T_0)]}{\dot{m}_f \times LHV_f} \quad (2)$$

Donde η es la eficiencia térmica, m_w y m_v son la masa de agua y el recipiente en kg, C_{pw} y C_{pv} son el calor específico del agua (4.18 kJ/kg°C) y el aluminio (0.903 kJ/kg°C), T_b y T_0 son los puntos de ebullición y la temperatura inicial del agua en °C, t es el tiempo para alcanzar el punto de ebullición en segundos, \dot{m}_f es el flujo másico de combustible en kg/s Y LHV_f es el valor del poder calorífico inferior del combustible en kJ/kg que es 45414.5 kJ/kg (UPME, 2017).

Para hallar \dot{m}_f hacemos referencia a la teoría de descarga en inyectores u orificios (Copete Lopez, 2004) según la geometría del inyector. En un sistema de combustión común el inyector es el dispositivo que determina la potencia térmica a la que trabaja éste.

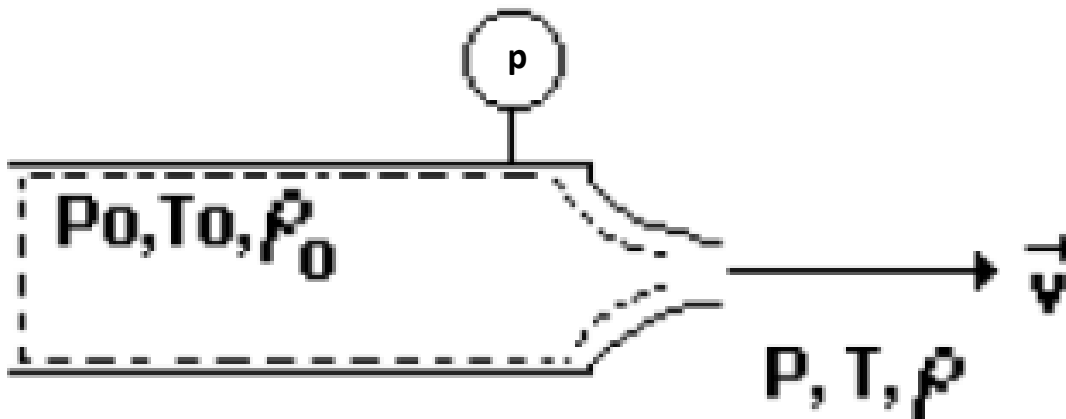


Figura 6. Esquema de descarga de fluido en un inyector a baja presión (Copete Lopez, 2004)

Considerando un inyector que descarga un fluido a baja presión (0 a 100 mbar) -ver figura 6-, y asumiendo que:

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- El flujo es adiabático, en estado estable, flujo estacionario
- El gas descargado se considera gas ideal
- Flujo es incompresible
- La corriente es subsónica
- Los cambios en la energía potencial son despreciables
- No hay interacciones de trabajo

Al aplicar la primera ley de la termodinámica para este sistema:

$$q - W = \Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p \rightarrow -\Delta h = \Delta e_c$$

$$h_0 - h = \frac{1}{2}V^2 - \frac{1}{2}V_0^2 \quad (3)$$

dado que:

- $V \gg V_0$
- $h = u + Pv$
- $v = 1/\rho$
- $u_0 - u = C_v(T_0 - T)$

Entonces:

$$C_v(T_0 - T) + \left(\frac{P_0}{\rho_0} - \frac{P}{\rho}\right) = \frac{1}{2}V^2 \quad (4)$$

Como el flujo es adiabático, incompresible e isotérmico se tiene:

$$C_v(T_0 - T) = 0 \quad \gamma \quad \rho = \rho_0$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Dado que $P_0 = P_{atm} + p$ y $P = P_{atm}$, entonces la ecuación (4) se transforma en:

$$V = \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \quad (5)$$

El caudal teórico descargado por el inyector en las condiciones descritas es

$$\dot{V}_{teorico} = V \cdot A \quad (6)$$

Dónde:

$\dot{V}_{teorico}$ Caudal teórico descargado a las condiciones del sitio.

A Área del inyector = $\left(\frac{\pi \cdot d_i^2}{4}\right)$

V Velocidad promedio de descarga

En el caso real estas condiciones no se cumplen, lo cual implica el caudal real es menor que el caudal teórico, teniéndose entonces que:

$$\dot{V}_{real} = C \cdot \dot{V}_{teorico} \quad (7)$$

C : Coeficiente de descarga del inyector, el cual evalúa las pérdidas de energía por fricción y el efecto de vena contracta en él. Depende de la configuración geométrica del inyector y el régimen de flujo del gas en este.

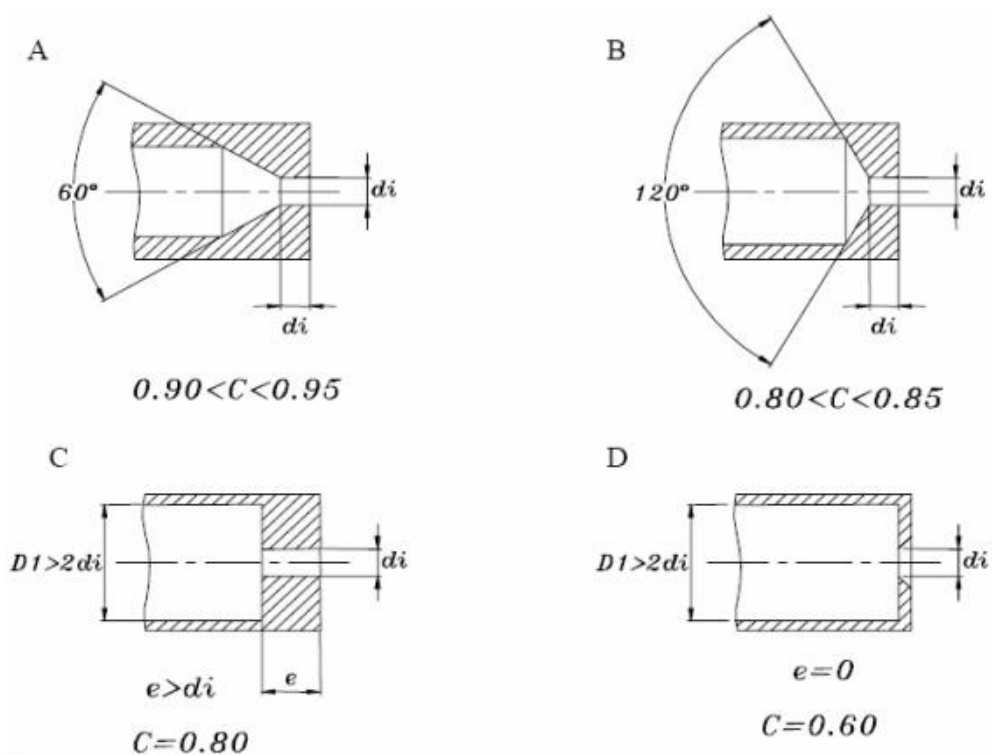


Figura 7. Coeficientes de descarga según la geometría del inyector (Copete Lopez, 2004)

Reemplazando la ecuación (5) y (6) en la ecuación (7), se obtiene:

$$\dot{V}_{real} = C \times A \times \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \quad (8)$$

Donde \dot{V}_{real} es el caudal real descargado por el orificio en un sitio determinado.

El caudal másico descargado queda definido como por

$$\dot{m}_f = \rho \times \dot{V}_{real} = \rho \times C \times A \times \sqrt{\frac{2p}{\rho}} = C \times A \times \sqrt{2p\rho} \quad (9)$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Para la potencia térmica en función del poder calorífico másico y el flujo másico de gas descargado se obtiene:

$$P_T = \dot{m}_f LHV_f = A \times C \times \sqrt{2p\rho} \times LHV_f \quad (10)$$



Figura 8: Gama de inyectores gas

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

3. METODOLOGÍA

Basados en los experimentos y metodología de los investigadores (Herrera, Cacua, & Olmos-Villalba, 2015) y (Arrieta, Garcia, & Amell, 2017), procedemos a realizar los experimentos y recopilar la información para cumplir los objetivos expresados al comienzo del trabajo.

La primera actividad que se realizó fue la toma de medidas y posteriormente la modelización del quemador.

La segunda actividad fue la fabricación del quemador con los planos obtenidos. En las figuras 9, 10, 11 y 12 se muestran las piezas del quemador poroso con sus medidas y diseño 3D realizado con el software Creo Parametric 3.0 versión estudiantil.

Luego de la fabricación del quemador, la tercera actividad fue realizar los experimentos para obtener los datos necesarios y así calcular la eficiencia del quemador, además tomar los perfiles de temperatura necesarios para la modelización del quemador en el programa ANSYS – FLUENT y posteriormente encontrar las pérdidas de calor en las paredes del quemador poroso.

3.1 Metodología experimental

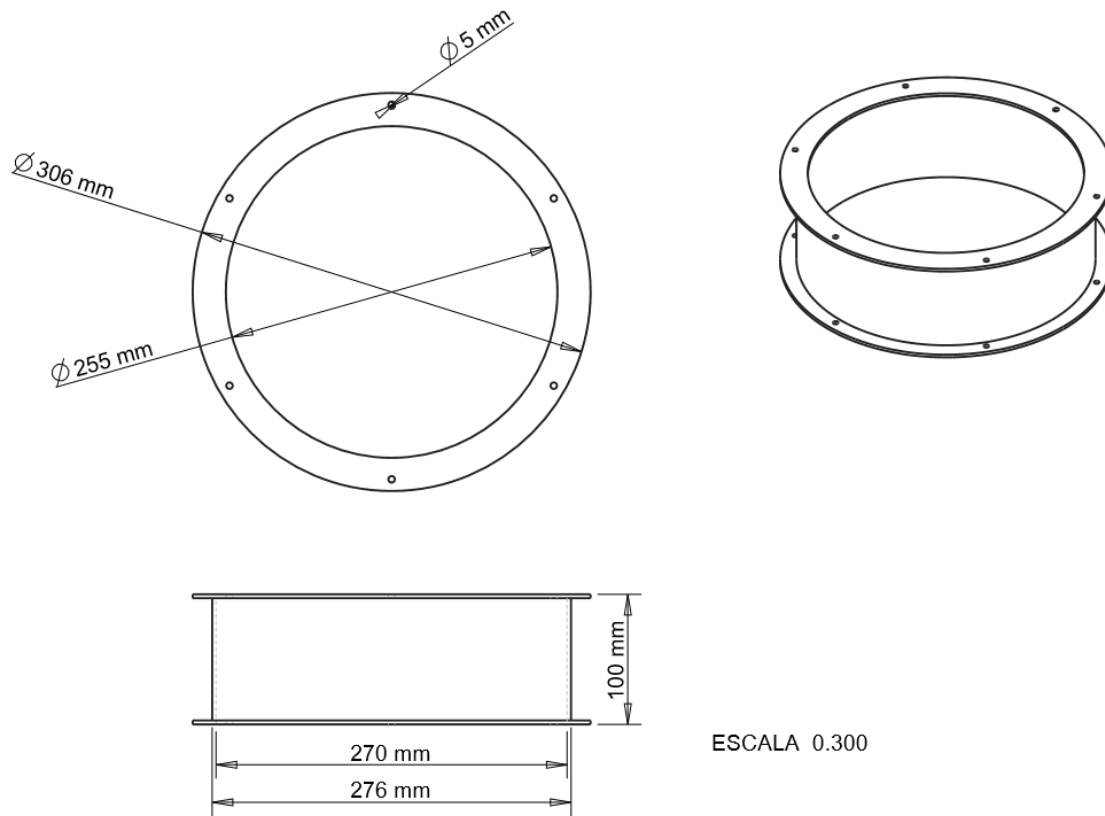
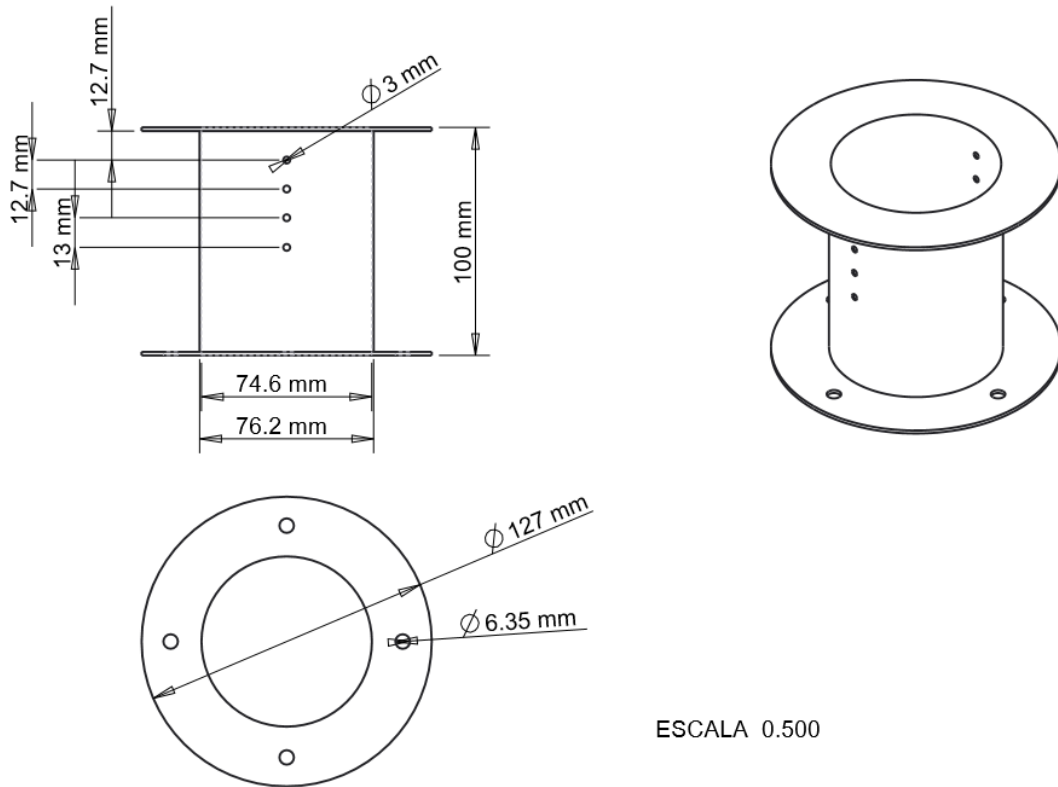


Figura 9: Soporte lecho

El soporte del lecho nos sirve además de contener el lecho poroso, como contenedor de la fibra de vidrio, que realiza la función de aislante térmico entre el medio ambiente y el quemador poroso. Esta fue fabricada en hierro de seis milímetros de espesor.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



ESCALA 0.500

Figura 10: Lecho poroso

En el lecho poroso se encuentran finalmente lo que serán las partículas amorfas de alúmina, procedentes de residuos de molienda, y la espuma cerámica de SiSiC, fabricada en acero inoxidable de tres milímetros de espesor. Allí se realiza la combustión de los gases junto con el aire suministrado. Tiene cuatro perforaciones ubicadas equidistantes una de otra, en donde se ubicarán los termopares que se utilizaron para medir el perfil de temperatura del quemador poroso.

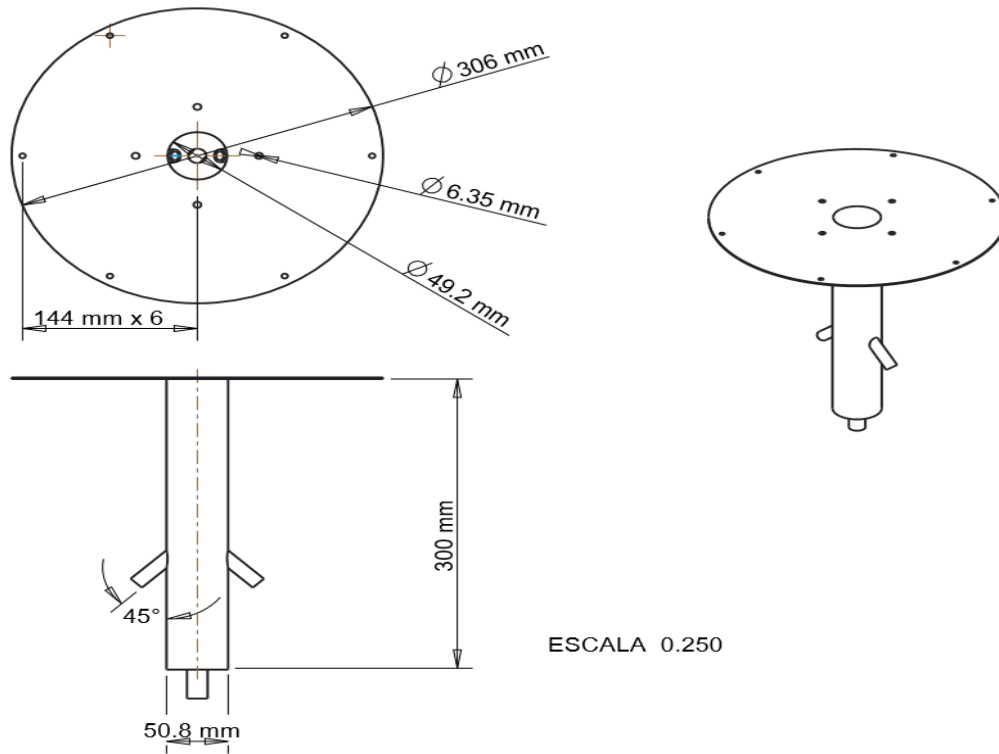
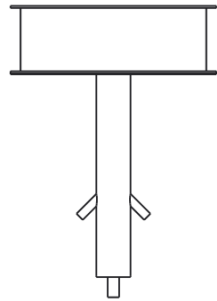
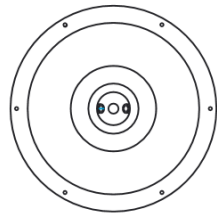
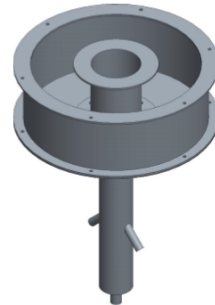


Figura 11: Tapa soporte lecho

La tapa soporte realiza la función de unir el soporte del lecho y el lecho poroso, además de del tubo en donde se realiza la premezcla del gas y el aire suministrado por el cilindro de gas, y el compresor respectivamente. Fabricada en acero inoxidable con un espesor de tres milímetros.



a)



b)

Figura 12: Ensamble quemador poroso: a) diseño en creo parametric, b) vista real del quemador.

Esta es la forma final del quemador ya ensamblado. Entre las piezas de las figuras 10 y 11 se encuentra una malla que tiene como función mantener las bolas cerámicas en el lecho poroso y que a su vez permita que el gas y el aire que viene premezclado puedan ingresar al lecho poroso.

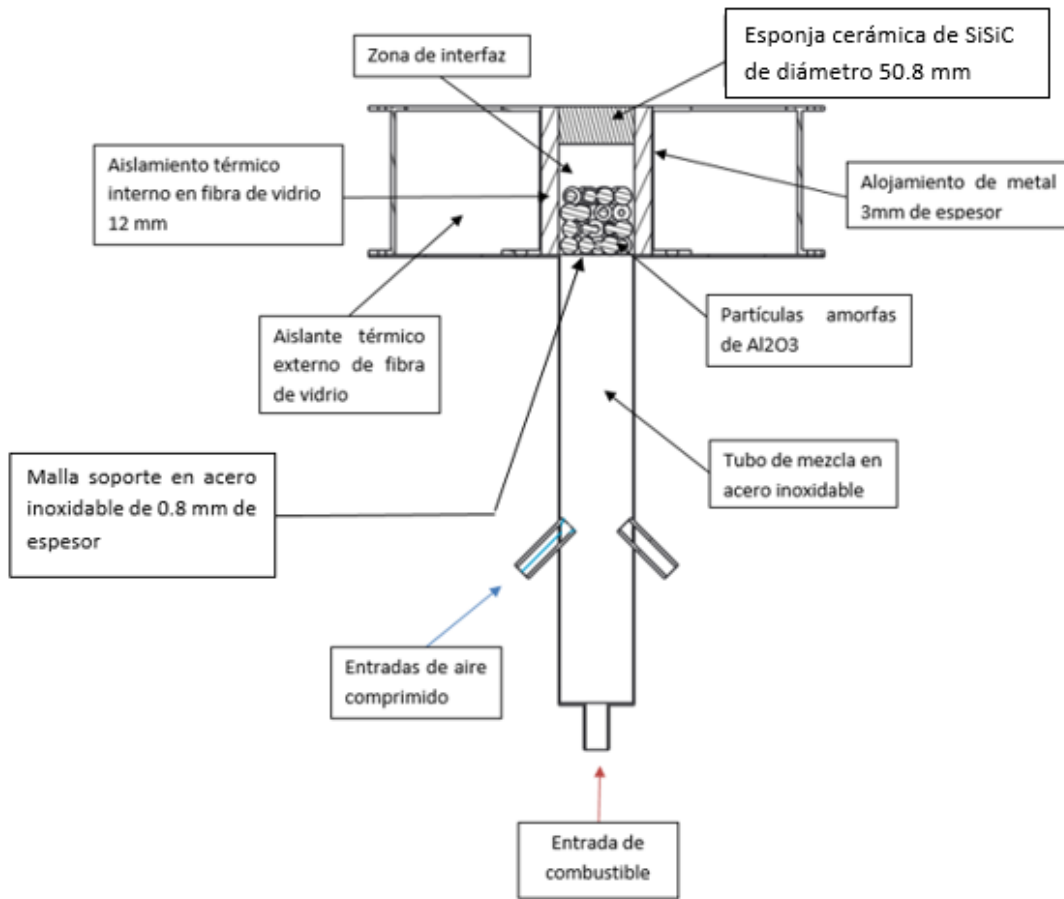


Figura 13: Esquema del quemador poroso (vista corte transversal).

En la fig. 13, hay una zona de interfaz entre las partículas de Al₂O₃ y la esponja cerámica de SiSiC. Esta zona es similar a la propuesta en otros estudios anteriores (Arrieta, Garcia, & Amell, 2017).

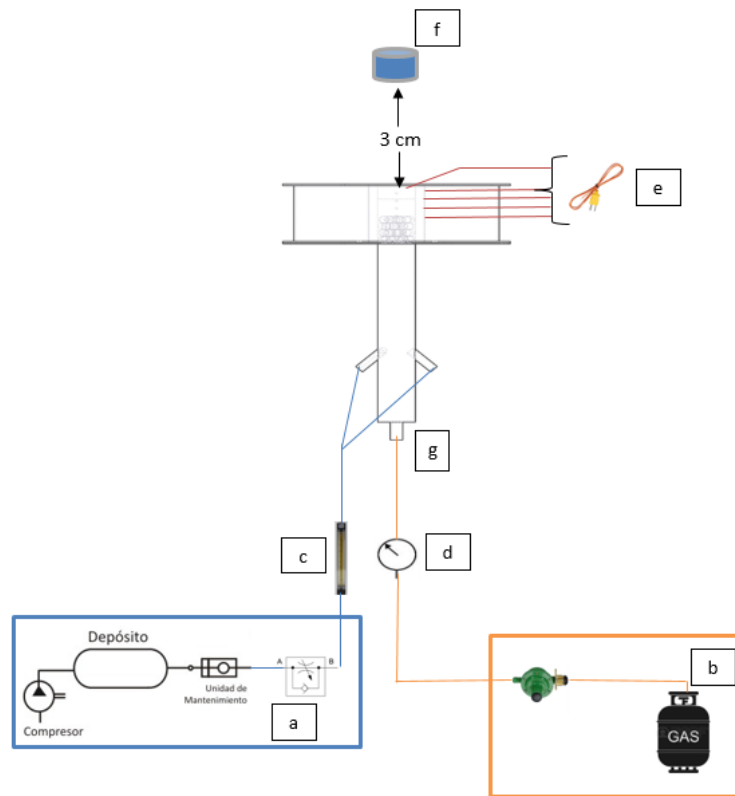


Figura 14: Configuración y metodología experimental.

La fig. 14 es un diagrama esquemático de la configuración experimental que se utilizó para medir los perfiles de temperatura en el interior y exterior del quemador poroso, además de la eficiencia. El montaje consistió en siete componentes: sistema de aire comprimido (a), combustible empleado y su regulador de presión (b), rotámetro (c), manómetro (d), termopares (e), olla de aluminio con la carga de agua (f), inyector de gas (g).

El aire fue suministrado por un compresor de aire, pasando primero por un secador, unidad de mantenimiento y regulador de presión para pasar finalmente a las entradas de aire del quemador. Las relaciones aire-combustible y la potencia térmica se controlaron mediante el rotámetro, manómetro y el inyector de gas teniendo en cuenta que la

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

potencia térmica era determinada por el diámetro del inyector de gas. La carga de agua es de 1kg, la cual fue utilizada para los cálculos de eficiencia en cada uno de los experimentos realizados.

El diseño del quemador corresponde a un quemador de medios porosos como en las referencias (Babkin, Korzhavin, & Bunev, 1991), (Arrieta, Garcia, & Amell, 2017) y (Herrera, Cacua, & Olmos-Villalba, 2015).

El quemador poroso se construyó específicamente de dos materiales diferentes, formando dos zonas. La primera es la zona de precalentamiento, de baja porosidad y material pobremente conductor térmico y la segunda es la zona de combustión, hecha de material altamente radiante y conductor térmico. La zona de combustión es una pieza de espuma de carburo de silicio (SiC) con un tamaño de poro de 20 ppp, diámetro de 50.8 mm, área de $2.026 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ y una altura de 25.4 mm. La zona de precalentamiento es de 50 mm de altura en la que se envasan las partículas de Al_2O_3 resultantes de los residuos de la molienda en molinos de bolas industriales. Estas partículas tienen un diámetro promedio de 11 mm.



Figura 15: Partículas amorfas de Al_2O_3 adentro del quemador cubiertas de fibra de vidrio como aislante térmico.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Los perfiles de temperatura dentro de los medios porosos se midieron utilizando cuatro termopares tipo k, distribuidos en las zonas de combustión, interfaz y precalentamiento. Ubicando el primer termopar a una distancia de 12,7 mm de la superficie de la espuma de SiSiC, los demás termopares a 12,7 mm uno de otro como se muestra en la fig.10. La temperatura en la superficie también fue tomada con termopar tipo k.

Se suministró gas licuado de petróleo (GLP), de un cilindro presurizado y entra al quemador a 34 mbar (manométrica) como se muestra en la fig.16. El GLP colombiano tiene 60% de propano y 40% de butano según el Unidad de Planeación Minero y Energético de Colombia (UPME, 2017).



Figura 16: Presión manométrica del GLP- 34 mbar

Para el primer ensayo se utilizó un inyector de 1 mm de diámetro, un dosado de 0,8 y un flujo de aire de 2,3 cfm. Se colocó la carga de agua en una olla de aluminio que tiene un diámetro de fondo de 16 cm de 2 litros de capacidad, con un peso de 112 gramos como se muestra en la fig.17.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 17: Olla de aluminio más la carga de agua = 1112 gramos

El aire seco ha sido suministrado desde un compresor de aire mecánico de tornillo a 120 psi y su caudal y presión son regulados por una unidad de mantenimiento neumático, una válvula reguladora de caudal y un rotámetro como se muestra en la fig. 18. Tanto el combustible como el aire se mezclan en un tubo de acero inoxidable por medio de una trayectoria helicoidal ascendente causada por la disposición de dos entradas de aire como se muestra en la figura 13 y 14.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

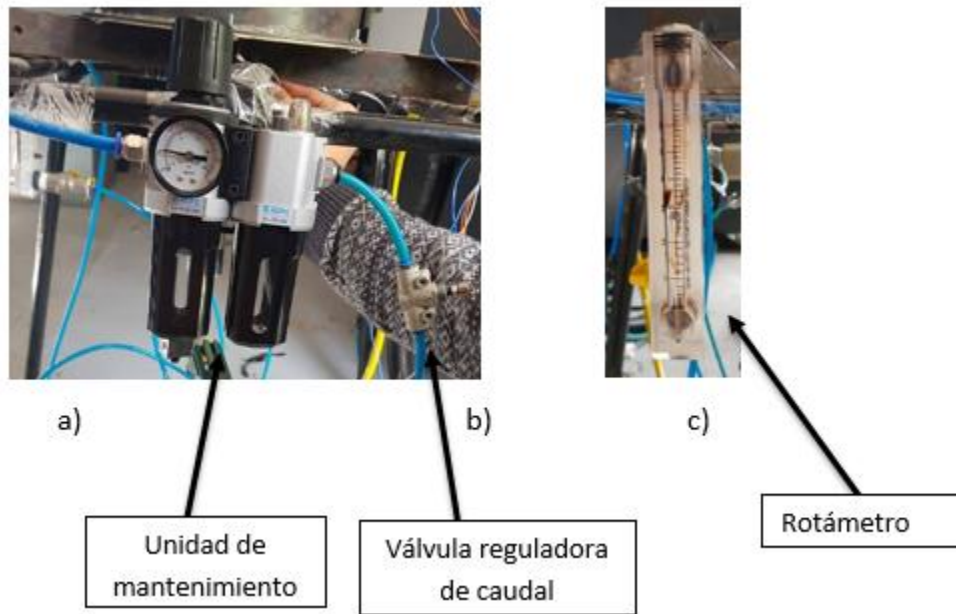
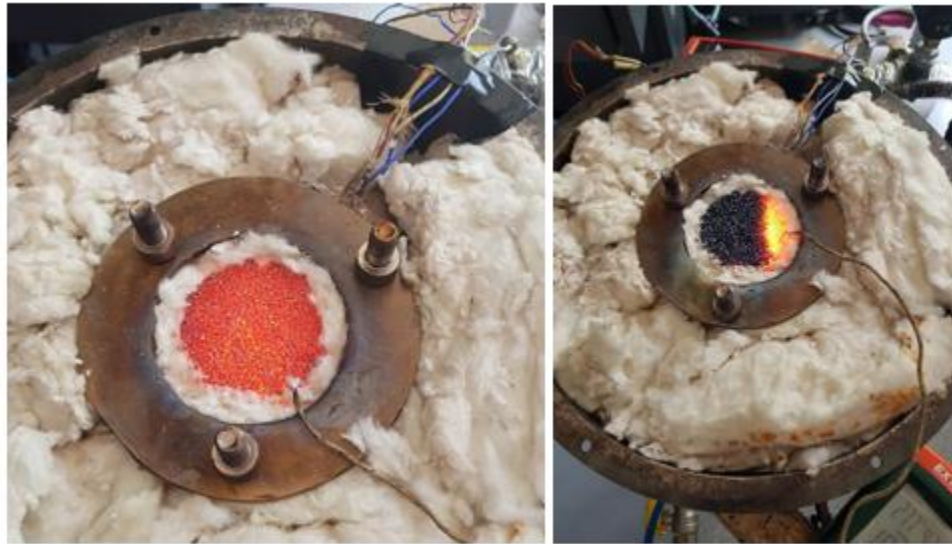


Figura 18: control de presión y flujo de aire.

La operación del quemador comienza con un precalentamiento de las bolas de Al_2O_3 hasta la temperatura de autoignición del combustible cerca a $550\text{ }^\circ\text{C}$ (Herrera, Cacua, & Olmos-Villalba, 2015). El precalentamiento se realiza mediante una llama libre situada aguas arriba de las bolas de Al_2O_3 y la premezcla que entra en el quemador en esta etapa tiene una relación de equivalencia de alrededor de 0.8. Cuando se alcanza la temperatura de autoignición después de 8 a 12 minutos, la combustión de lecho poroso comienza como se muestra en la Fig.19.



a)

b)

Figura 19: a) funcionamiento estable del quemador poroso. b) funcionamiento inestable del quemador poroso.

Quando el quemador se encuentra estable se coloca la olla de aluminio más la carga de agua a una distancia de 3 centímetros de altura de la esponja de SiSiC como se muestra en la fig.14. Se registra la temperatura inicial del agua por medio de un termopar tipo k, y se toma cada treinta segundos el aumento de temperatura hasta llegar a 90 grados como se muestra en la fig.20. A partir de ahí se apaga el quemador y se toma la temperatura máxima que alcanza el agua. Después de realizar la prueba se dispone a pesar de nuevo el agua y calcular el agua evaporada como se muestra en la fig.21.

Se registran las temperaturas del quemador con los termopares tipo k, ubicados en el lecho poroso como se muestra en la fig.14. Además de las temperaturas de la parte exterior, inferior y superior del quemador.



Figura 20: registro de temperatura del agua a) inicial b) cada 30 segundos con olla puesta a 30 mm de la esponja de SiSiC.



Figura 21: masa final del agua junto con la olla luego de la prueba= 1084 gramos

Los datos obtenidos en la prueba uno, quedaron registrados como se muestran en la Tabla 3.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

El segundo ensayo se realizó con un inyector de 0.7 mm de diámetro, un dosado de 0.5, presión manométrica de 34 mbar y un flujo de aire de 1.8 cfm. La metodología en la prueba dos es la misma que se realizó en la uno, pero los datos que se registraron fueron diferentes tal y como se muestra en la Tabla 4.

Para el tercer ensayo no se realizó prueba de eficiencia y solo se tomaron las temperaturas en todo el quemador como en las anteriores pruebas, los datos registrados se muestran en la tabla 5.

Finalmente, con los datos registrados en las pruebas se procedió a realizar los cálculos de eficiencia en los ensayos uno y dos, y el modelado en ANSYS FLUENT para cada prueba.

3.2 Metodología numérica

Se extruye la geometría del volumen que ocupa el aislante térmico, luego se exporta al ANSYS. Se realiza el mallado al volumen exportado cambiando las características por defecto del módulo del mallado del ANSYS a una relevancia de 100 y centro de relevancia fino (fig.22).

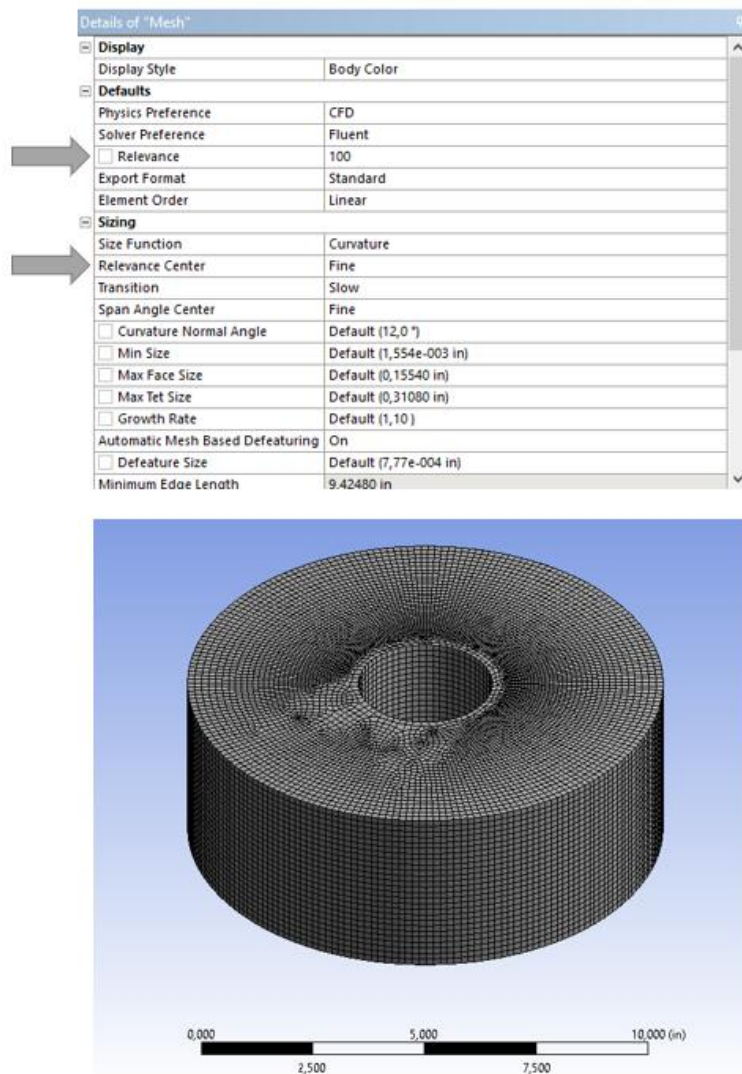


Figura 22: mallado del aislamiento y paredes del quemador.

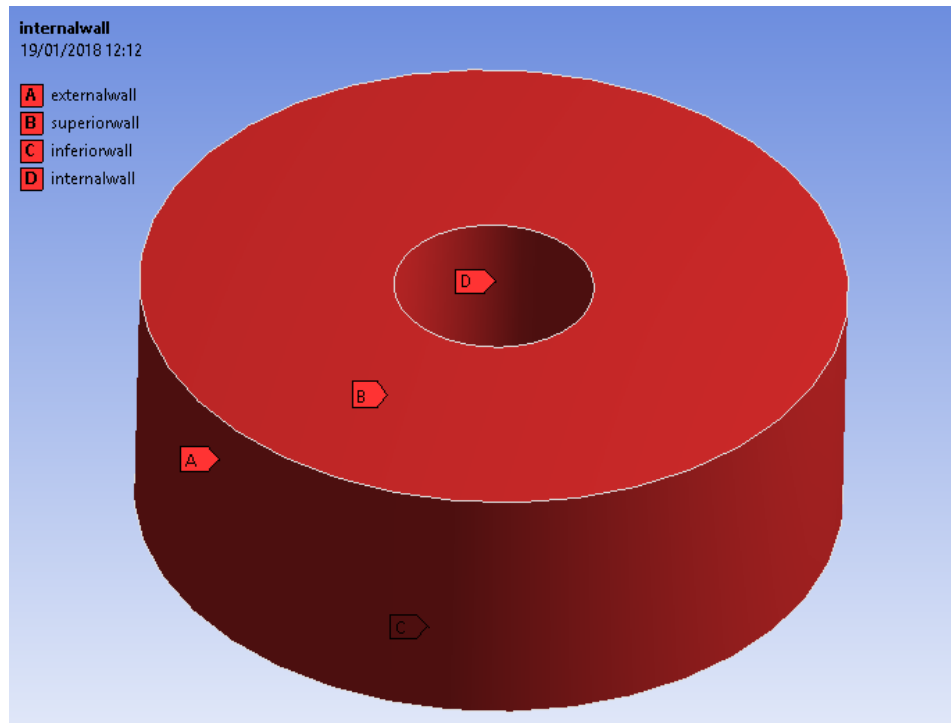


Figura 23: Caras del Volumen

Se bautizan las caras del volumen extruido, A (Pared Externa), B (Pared Superior), C (Pared Inferior), D (Pared Interna).

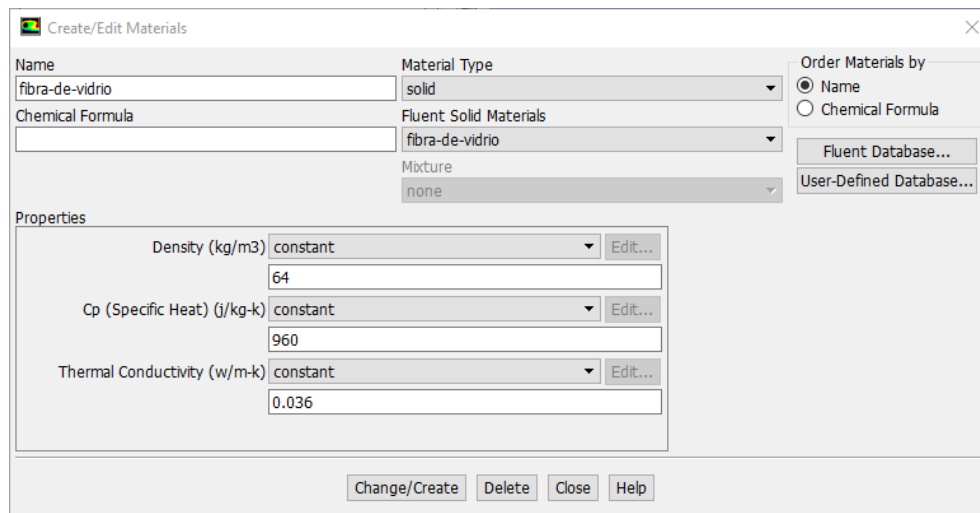


Figura 24: configuración de las propiedades del material aislante según (Cengel & Ghajar, 2011)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

En la fig.24 se determina las propiedades del material aislante que en nuestro caso fue fibra de vidrio, dando valor a las propiedades de densidad, calor específico y conductividad térmica del material.

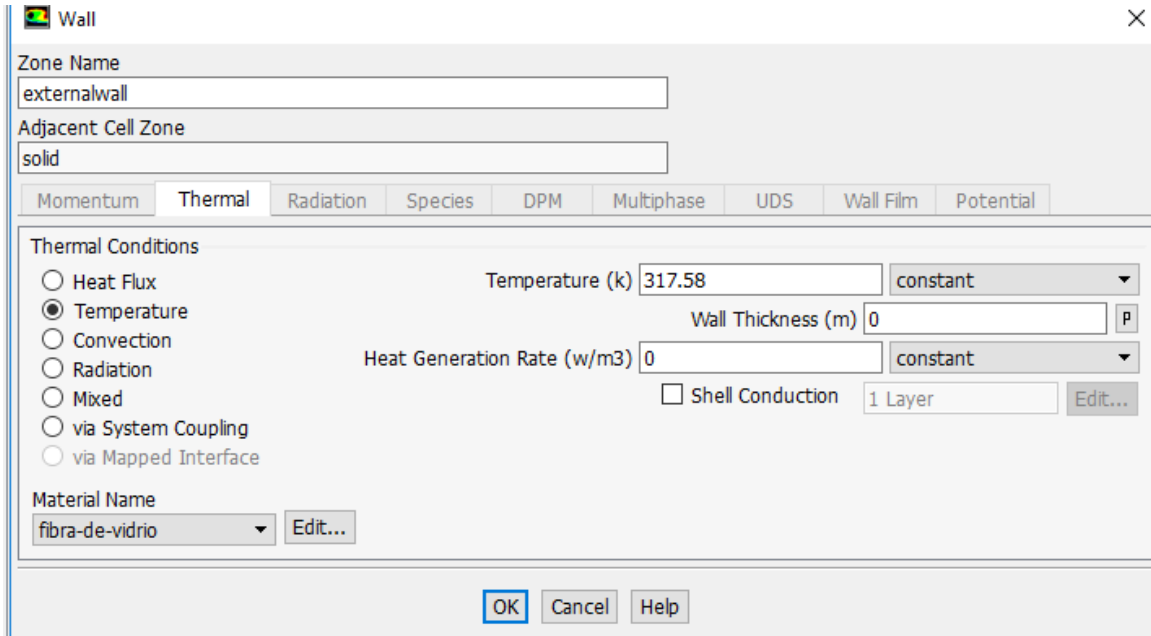


Figura 25: configuración de las condiciones de borde de la pared externa del quemador de acuerdo con los datos obtenidos en la prueba 1.

Las condiciones de borde se determinaron de acuerdo con los datos de temperatura obtenidos experimentalmente, como se muestran en la tabla 3.

El perfil de temperatura interior se halló en función de la curva por tramos del perfil de temperatura de cada ensayo, introduciendo las ecuaciones de las curvas en un código UDF (“user defined function”, función definida por el usuario) del ANSYS FLUENT que modela un perfil variable y no lineal como ocurre por defecto. Este código se muestra en el apéndice y aparece como ejemplo en el manual de UDF para la presión. Se modificó para

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

tener los 3 rangos de temperatura descritos por las funciones por tramos como se muestra en la figura 27.

Con el código modificado finalmente podemos encontrar las pérdidas de calor del quemador poroso, utilizando los reportes de flux del FLUENT.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

4.RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1 Resultados Experimentales

Resultado de ensayo quemador poroso				
PRUEBA N° 1				
Diametro inyector (mm)	Presion de gas (mbar)	Dosado	SCFM	Masa de agua (g)
1	34	0,8	2,3	1000
Tiempo (seg)	Temperaturas del agua (°c)		Masa de la olla (g)	
0	25,4		112	
30	28,2		Masa total (agua + olla) g	
60	31,6		1112	
90	34,8		Masa de agua final (g)	
120	38,8		1084	
150	42,5		Masa de agua evaporada (masa final- olla) g	
180	45,3		972	
210	48,7			
240	52,3		Temperatura en termocuplas ensayo 1 (°c)	
270	56,2		Ts	1004
300	59		T1	543
330	63		T2	1075
360	66,3		T3	582
390	69,5		T4	224
420	73,1			
450	76,9		temperatura externas del quemador (°c)	
480	82,2		Temperatura lateral superior	47,1
510	84,9		Temperatura lateral media	42,3
540	88,2		Temperatura lateral inferior	43,9
570	90		Temperatura por debajo	44,9
600	91,4		Temperatura superior fibra	131,5

Tabla 3: Resultados de ensayo n°1

La tabla 3 nos muestra los resultados obtenidos en el ensayo 1 para el cálculo de la eficiencia, donde se registraron las temperaturas del agua en un intervalo de cero a seiscientos segundos. Además se registran la presión de suministro del gas, flujo de aire y el perfil de temperatura medido por los termopares que se ubicaron adentro del quemador poroso y las temperaturas en la parte externa.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Finalmente aparecen registrados la masa inicial de la olla, la masa de la olla con el agua antes del experimento y la masa final después del experimento.

Los datos registrados son datos promedios de dos ensayos diferentes para verificar su repetitividad.

Hallamos la eficiencia del quemador con los datos obtenidos en el ensayo 1 con la ecuación de eficiencia antes descrita.

Eficiencia ensayo 1:

$$\eta = \frac{\left[\frac{(m_w \times C_{pw} + m_v \times C_{pv}) \times (T_b - T_0)}{t} \right]}{\dot{m}_f \times LHV_f}$$

Calculamos \dot{m}_f que se obtiene con el inyector empleado en el ensayo 1

$$\dot{m}_f = C \times A \times \sqrt{2p\rho}$$

$C = 0.8$ Coeficientes de descarga según la geometría del inyector que para nuestro caso tiene la forma c) en la fig.7

$$A = \left(\frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \right) \text{ Área del inyector}$$

$$A = \frac{\pi (0,001 \text{ m})^2}{4} = 785.398 \times 10^{-9} \text{ m}^2$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$p = 3.4 \text{ k Pa}$ Presión manométrica (34 mbar)

$\rho = d \times \rho_{aire}$ Densidad del propano

$d = (d_{propano} \times 0.6) + (d_{butano} \times 0.4)$ Densidad relativa con respecto al aire

$$d = (1.5222 \times 0.6) + (2.0064 \times 0.4)$$

$$d = 1.71588$$

$$\rho_{aire} = \frac{P}{RT}$$

$$R_{aire} = 0.2870 \text{ kJ/kK}$$

$$P = p_{atm} + p_{manometrica}$$

$$P = 86 \text{ k Pa} + 3.4 \text{ k Pa} = 89.4 \text{ k Pa}$$

$$T = 25.4 \text{ }^\circ\text{C} + 273.15 = 298.55 \text{ K}$$
 Temperatura absoluta del gas

Reemplazamos los datos y hallamos ρ_{aire}

$$\rho_{aire} = \frac{89.4 \text{ k Pa}}{\left(0.2870 \frac{\text{kJ}}{\text{kK}}\right) \times (298.55 \text{ K})}$$

$$\rho_{aire} = 1.0433 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Con los datos obtenidos hallamos finalmente la densidad ρ del propano

$$\rho = d \times \rho_{aire}$$

$$\rho = 1.71588 \times 1.0433 \frac{kg}{m^3}$$

$$\rho = 1.7901 \frac{kg}{m^3}$$

Finalmente hallamos \dot{m}_f del inyector

$$\dot{m}_f = C \times A \times \sqrt{2p\rho}$$

$$\dot{m}_f = 0.8 \times 785.398 \times 10^{-9} m^2 \times \sqrt{2 \times 3400 \frac{kg \ m/s^2}{m^2} \times 1.7901 \frac{kg}{m^3}}$$

$$\dot{m}_f = 69.322 \times 10^{-6} \frac{kg}{s}$$

Finalmente hallamos la eficiencia del quemador para el ensayo 1

$$\eta = \frac{\left[\frac{(m_w \times C_{pw} + m_v \times C_{pv}) \times (T_b - T_0)}{t} \right]}{\dot{m}_f \times LHV_f}$$

$$\eta = \frac{\left\{ \frac{[1kg \times 4.18 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}] + (0.112kg \times 0.903 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}) \times (91.4^\circ\text{C} - 25.4^\circ\text{C})}{600 \text{ s}} \right\}}{69.322 \times 10^{-6} \frac{kg}{s} \times 45414.5 \text{ kJ/kg}}$$

$$\eta = 0.15$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Esta eficiencia es similar a la reportada por Herrera y colegas para una potencia específica de 90 kW/m^2 (Herrera, Cacia, & Olmos-Villalba, 2015). Este ensayo tuvo una potencia específica (155.8 kW/m^2) mucho más alta que las estudiadas en el trabajo de referencia, ya que no fue posible estabilizar la combustión con potencias térmicas tan bajas. La diferencia principal con el estudio anterior fue el diámetro de la espuma cerámica (50,8 mm vs 160 mm en el anterior trabajo).

En la tabla 4 se muestran los resultados obtenidos en el ensayo 2 para el cálculo de la eficiencia 2. Se tomaron las temperaturas del agua en un intervalo de cero a novecientos noventa segundos. Además se registran la presión de suministro del gas, flujo de aire y el perfil de temperatura medido por los termopares que se ubicaron adentro del quemador poroso y las temperaturas en la parte externa. Utilizando la misma metodología del ensayo 1. Los datos registrados son datos promedios de dos ensayos diferentes para verificar su repetitividad.

Finalmente aparecen registrados la masa inicial de la olla, la masa de la olla con el agua antes del experimento y la masa final después del experimento.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Resultado de ensayo quemador poroso				
PRUEBA N° 2				
Diametro inyector (mm)	Presion de gas (mbar)	Dosado	SCFM	Masa de agua (g)
0,7	34	0,5	1,8	1000
Tiempo (seg)	Temperaturas del agua (°c)		Masa de la olla (g)	
0	24,6		112	
30	30,2		Masa total (agua + olla) g	
60	34		1112	
90	35,8		Masa de agua final (g)	
120	37,1		1071	
150	37,1		Masa de agua evaporada (masa final- olla) g	
180	40		959	
210	42,7			
240	45,1		Temperatura en termocuplas ensayo 2 (°c)	
270	47,8		Ts	984
300	50,4		T1	521
330	52,7		T2	766
360	54,7		T3	344
390	56,4		T4	140,7
420	58,8			
450	60,8		Temperatura externa del quemador (°c)	
480	63		Temperatura lateral superior	34
510	65,5		Temperatura lateral media	33,6
540	67,6		Temperatura lateral inferior	34,9
570	68,8		Temperatura por debajo	36,1
600	70,5		Temperatura superior fibra	64,36
630	73,7			
660	74,9			
690	76,8			
720	78,6			
750	80			
780	81,7			
810	83,4			
840	84,6			
870	86,2			
900	87,2			
930	88,1			
960	88,6			
990	90,4			

Tabla 4: Resultados de ensayo n°2

Eficiencia ensayo 2:

$$\eta_2 = \frac{\left[\frac{(m_w \times C_{pw} + m_v \times C_{pv}) \times (T_{b2} - T_{02})}{t_2} \right]}{\dot{m}_{f2} \times LHV_f}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Calculamos \dot{m}_f que se obtiene con el inyector empleado en el ensayo 2

$$\dot{m}_{f2} = C \times A \times \sqrt{2p\rho}$$

$C = 0.8$ Coeficientes de descarga según la geometría del inyector que para nuestro caso tiene la forma c) en la fig.7

$$A_2 = \left(\frac{\pi \cdot d_{i2}^2}{4} \right) \text{ Área del inyector}$$

$$A_2 = \frac{\pi (0,0007 \text{ m})^2}{4} = 384.845 \times 10^{-9} \text{ m}^2$$

$$p = 3.4 \text{ k Pa} \text{ Presión manométrica}$$

$$\rho = d \times \rho_{aire} \text{ Densidad del propano}$$

$$d = (d_{propano} \times 0.6) + (d_{butano} \times 0.4) \text{ Densidad relativa con respecto al aire}$$

$$d = (1.5222 \times 0.6) + (2.0064 \times 0.4)$$

$$d = 1.71588$$

$$\rho_{aire} = \frac{P}{RT}$$

$$R_{aire} = 0.2870 \text{ kJ/kK}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$P = p_{atm} + p_{manometrica}$$

$$P = 86 \text{ k Pa} + 3.4 \text{ k Pa} = 89.4 \text{ k Pa}$$

$$T = 25.4 \text{ }^\circ\text{C} + 273.15 = 298.55 \text{ K} \quad \text{Temperatura absoluta del gas}$$

Reemplazamos los datos y hallamos ρ_{aire}

$$\rho_{aire} = \frac{89.4 \text{ k Pa}}{\left(0.2870 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right) \times (298.55 \text{ K})}$$

$$\rho_{aire} = 1.0433 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Con los datos obtenidos hallamos finalmente ρ del propano

$$\rho = d \times \rho_{aire}$$

$$\rho = 1.71588 \times 1.0433 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho = 1.7901 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Finalmente hallamos \dot{m}_{f2} del inyector del ensayo 2

$$\dot{m}_{f2} = C \times A \times \sqrt{2p\rho}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$\dot{m}_{f2} = 0.8 \times 384.845 \times 10^{-9} \text{ m}^2 \times \sqrt{2 \times 3400 \frac{\text{kg m/s}^2}{\text{m}^2} \times 1.7901 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$\dot{m}_{f2} = 33.967 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Finalmente hallamos la eficiencia del quemador para el ensayo 2

$$\eta_2 = \frac{\left[\frac{(m_w \times C_{pw} + m_v \times C_{pv}) \times (T_{b2} - T_{02})}{t_2} \right]}{\dot{m}_{f2} \times LHV_f}$$

$$\eta_2 = \frac{\left[\frac{(1\text{kg} \times 4.18 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} + 0.112\text{kg} \times 0.903 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}) \times (90.4^\circ\text{C} - 24.6^\circ\text{C})}{990 \text{ s}} \right]}{33.967 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 45414.5 \text{ kJ/kg}}$$

$$\eta_2 = 0.184$$

La eficiencia obtenida en el ensayo 2 se asemeja a la eficiencia del ensayo 1. El incremento fue solamente de un 3 % lo que indica que este quemador en diferentes condiciones de operación, muy probablemente va a seguir teniendo una eficiencia baja. Lo que se debe de entrar analizar es la forma en que se debe aprovechar el calor debido a que en los resultados reportados por otros investigadores (Herrera, Cacua, & Olmos-Villalba, 2015), a pesar de que el diámetro de la espuma de SiSiC era mayor al nuestro, la eficiencia es similar (muy baja). Esto demuestra que la manera de transferir el calor a la olla no es adecuada y se deben buscar diseños alternativos del quemador en los cuales se mejore el calor transferido.

Resultado de ensayo quemador poroso				
PRUEBA N° 3				
Diametro inyector (mm)	Presion de gas (mbar)	Dosado	SCFM	
1	34	0,7	2,6	
Temperatura en termocuplas ensayo 3 (°c)		Temperatura s externas del quemador (°c)		
Ts	972,3	temperatura lateral superior	46,4	
T1	537	temperatura lateral media	42,2	
T2	944	temperatura lateral inferior	43,8	
T3	375	temperatura por debajo	55,6	
T4	156,6	temperatura superior fibra	98,3	

Tabla 5: resultados de ensayo n° 3

En la tabla 5 se registran solamente las temperaturas internas y externas en el quemador poroso debido a que no se realizó prueba de eficiencia, están además los datos de presión de suministro y flujo de aire. Los datos se promediaron de tres ensayos para asegurar su repetitividad y finalmente crear el perfil de temperatura que se utilizó en la simulación numérica.

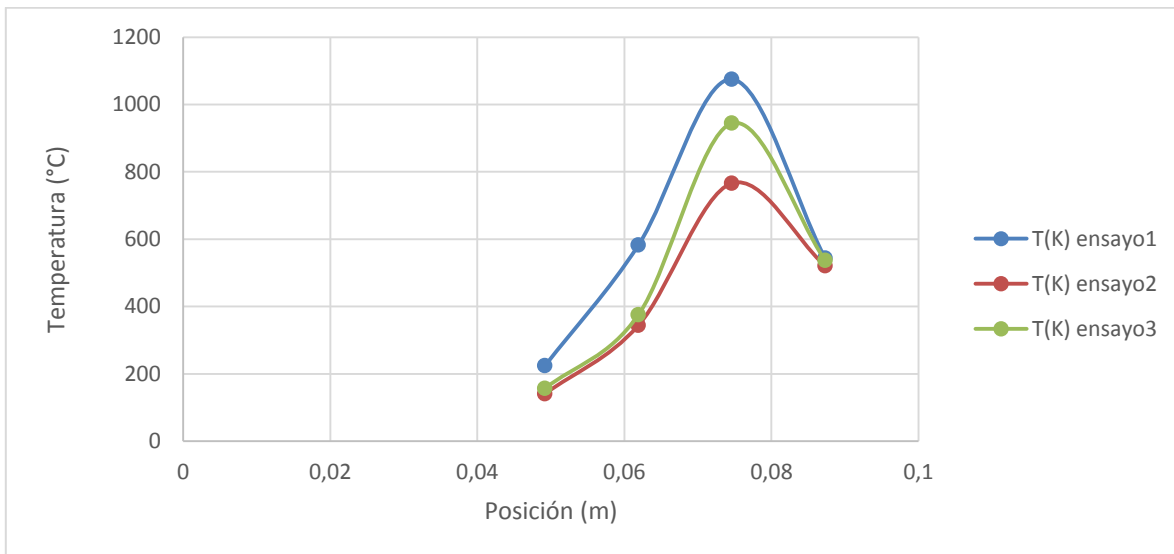


Figura 26: perfil de temperatura dentro del quemador para $\Phi = 0.8$ ensayo 1, $\Phi = 0.5$ ensayo 2 y $\Phi = 0.7$ ensayo 3 para condición de operación de $155.8 \frac{kW}{m^2}$, $76.34 \frac{kW}{m^2}$ usando gas propano.

En el ensayo 1 y 3 se empleó el mismo inyector de 1mm de diámetro, pero con diferentes dosados, donde se observa que el que tiene mayor temperatura es el que tiene menor exceso de aire. Estas gráficas son similares a las mostradas en el artículo de Arrieta y colegas (Arrieta, Garcia, & Amell, 2017). A partir de estas curvas de temperatura se pudo obtener el perfil por tramos utilizado en la simulación numérica tal como se muestra en la figura 27.

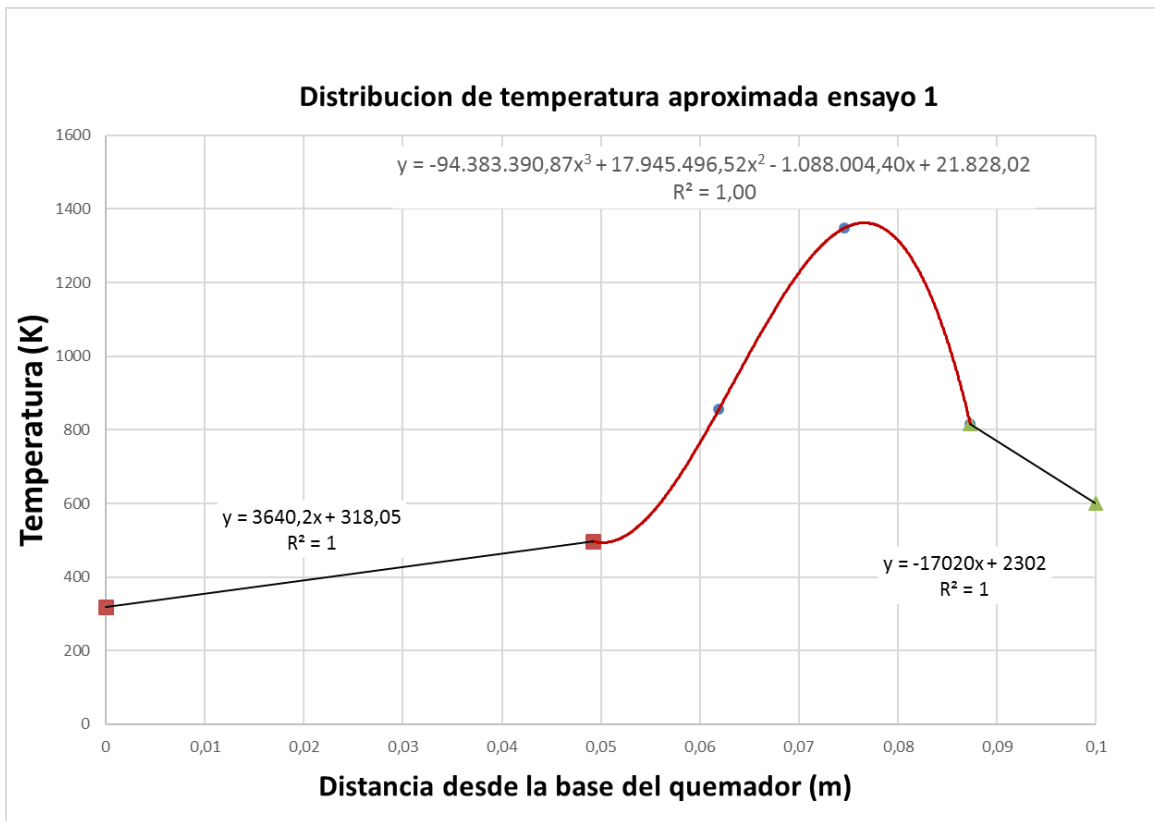


Figura 27: Perfil aproximado de temperaturas experimentales para el ensayo 1

4.2 Resultados Numéricos

A continuación se muestra en la figura 28 el aspecto de la distribución de temperatura obtenida en la simulación numérica para el ensayo 1.

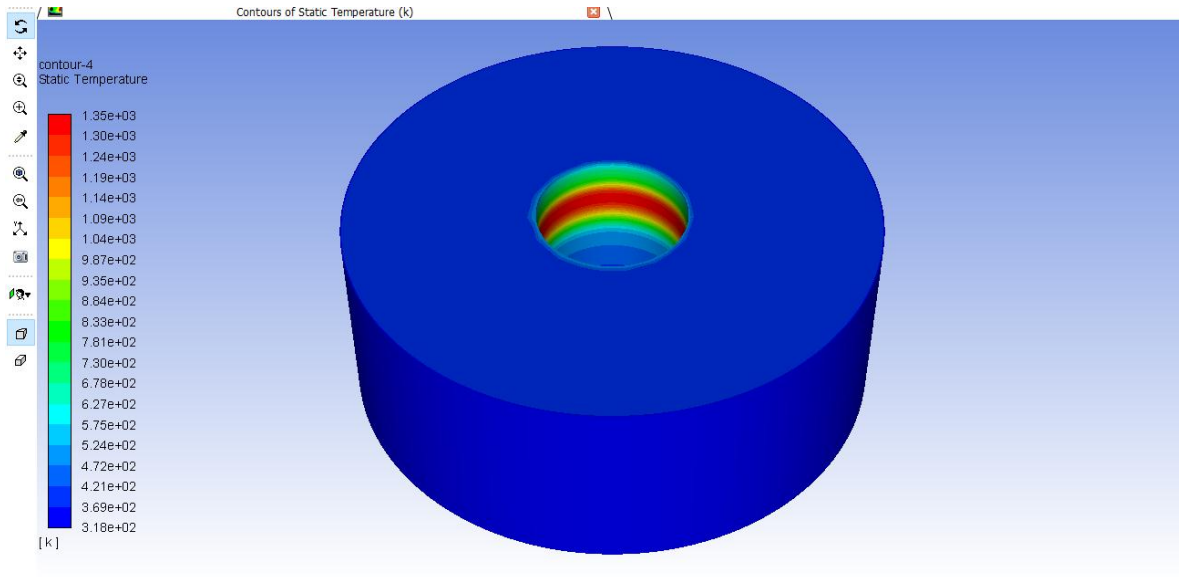


Figura 28: vista del perfil de temperatura en cada una de las paredes del quemador.

Los resultados obtenidos en la simulación numérica se muestran en la tabla 6. En donde se muestran los resultados en los ensayos 1, 2 y 3. Además se realizó el balance de energía para los ensayos 1 y 2 en los cuales se obtuvieron la eficiencia térmica.

	Ensayo1	Ensayo 2	Ensayo 3
interior	14,306	12,865	12,724
externa	-8,356	-3,700	-6,272
superior	-2,62	-7,668	-5,886
inferior	-3,33	-1,497	-0,566
EficienciaTermica	0,15	0,184	

Tabla 6: Resultados numéricos de pérdidas de calor en las paredes del quemador en Watts

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

En la tabla 6 los valores negativos indican las pérdidas de calor en watts. Las mayores pérdidas se registraron en la pared superior y la externa; este resultado es consecuente con las temperaturas promedio medidas en los ensayos. En la pared inferior las pérdidas fueron bajas y están consecuentes con los datos registrados en los tres ensayos. Las pérdidas obtenidas son realmente bajas comparadas a la potencia de entrada del sistema como se muestra en la siguiente sección.

4.3 Balance de energía

Ensayo 1

$$\dot{Q}_{E1} = \dot{Q}_{S1}$$

$$\dot{Q}_{E1} = \dot{m}_f \times LHV_f$$

$$\dot{Q}_{E1} = 69.322 \times 10^{-6} \frac{kg}{s} \times 45414.5 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{E1} = 3148.2 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{U1} = \dot{Q}_{E1} \times \eta_1$$

$$\dot{Q}_{U1} = 3148.2 \times 0.15$$

$$\dot{Q}_{U1} = 472.23 \text{ W}$$

Balance de energía

$$\dot{Q}_{E1} - (\dot{Q}_{Ut1} - \dot{Q}_{P1} + \dot{Q}_{GC1}) = 0$$

$$\dot{Q}_{GC1} = \dot{Q}_{E1} - \dot{Q}_{U1} + \dot{Q}_{P1}$$

$$\dot{Q}_{GC1} = 3148.2 \text{ W} - 472.23 \text{ W} + 14.36 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{GC1} = 2690.33 \text{ W}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Este resultado muestra que las mayores pérdidas de calor se dieron en los gases de combustión y muestra que se debe pensar en un rediseño del quemador para aprovechar la energía calorífica de los gases y mejorar la eficiencia.

Ensayo 2

$$\dot{Q}_{E2} = \dot{Q}_{S2}$$

$$\dot{Q}_{E2} = \dot{m}_{f2} \times LHV_f$$

$$\dot{Q}_{E2} = 33.967 \times 10^{-6} \frac{kg}{s} \times 45414.5 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{E2} = 1542.6 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{U2} = \dot{Q}_{E2} \times \eta_2$$

$$\dot{Q}_{U2} = 1542.6 \times 0.184$$

$$\dot{Q}_{U2} = 283.8 \text{ W}$$

Balance de energía

$$\dot{Q}_{E2} - (\dot{Q}_{U2} - \dot{Q}_{P2} + \dot{Q}_{GC2}) = 0$$

$$\dot{Q}_{GC2} = \dot{Q}_{E2} - \dot{Q}_{U2} + \dot{Q}_{P2}$$

$$\dot{Q}_{GC2} = 1542.6 \text{ W} - 283.8 \text{ W} + 12.865 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{GC2} = 1271.7 \text{ W}$$

La mayoría de las pérdidas de calor se dieron en los gases de combustión en ambos ensayos. Las pérdidas de calor a través de las paredes del quemador fueron bajas en comparación con la energía de entrada y las pérdidas por los gases de combustión en ambos casos.

	<p style="text-align: center;">INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</p>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Estos quemadores para que mejores su eficiencia deben trabajar en modo conducción lo cual es colocar la olla encima del medio poroso al rojo vivo tal como se evidencia en el artículo de los investigadores ITM (Herrera, Cagua, & Olmos-Villalba, 2015) en donde las eficiencias fueron mucho mayores a las reportadas con la olla a cierta distancia.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

5.CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

CONCLUSIONES

- Los resultados de los ensayos nos mostraron que las pérdidas de calor a través de las paredes del quemador representaron el 0.4 % y 0.8 % siendo mínimas en comparación con las pérdidas de los gases de combustión que representan el 85.4 % y el 82.4 % para este modelo de quemador. Las eficiencias encontradas en este trabajo se asemejan a las reportadas en el artículo de los docentes Bernardo herrera y Karen Cacua. Las fortalezas del proyecto son los datos obtenidos de las pérdidas de calor en las paredes ya que este dato nos permitió saber que realmente las pérdidas de calor más grandes se dieron en los gases de combustión y no por las paredes del quemador. Con este dato se puede entrar a evaluar cómo reducir esas pérdidas enfocándonos más en un diseño que mejore la eficiencia y no en el aislamiento que resultó ser el adecuado para este caso.

Las limitaciones encontradas están sujetas directamente al quemador, debido a que los ensayos se realizaron con inyectores de diámetros fijos, y no con inyector electrónico que nos permitiera evaluar más rangos de potencias. Además, no se contó con un analizador de gases con el cual medir los gases de combustión y tener así un dato reportado. La restricción encontrada para este trabajo se basa en que el oxígeno arrastrado al sistema de forma natural es insuficiente para generar una adecuada combustión y se precisa implementar las entradas de aire comprimido como se ilustran en el diseño del quemador.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- El análisis de los componentes estructurales del quemador poroso nos permite tener una mejor visión del sistema y su funcionamiento. De acuerdo con esto pudimos reconocer las zonas en las que se divide un quemador poroso y la importancia de cada una de ellas, como lo son las zonas de precalentamiento, interfaz y combustión dentro del lecho poroso, además de relacionar según el perfil de temperatura hallado en que zona se encontraban y tener un punto de comparación con los ensayos realizados por los investigadores citados. De esta manera nos dimos cuenta si estaban correctos nuestros ensayos y si los datos que reportamos estaban correctos.
- Para encontrar las pérdidas de calor en el software se recurrió a introducir un código UDF en el ANSYS-FLUENT debido al perfil de temperatura que el quemador mostraba, tomado de las ecuaciones de las curvas por tramos del perfil de temperatura, para tratar de ser lo más real posible. Es importante realizar un adecuado modelamiento del perfil de temperatura debido a que los datos arrojados por el programa se pueden alejar de la realidad y tornarse erróneos, pero finalmente hallamos los resultados esperados y pudimos conocer la pérdida de calor en la pared como se prometió en este proyecto.
- Las temperaturas registradas por los termopares dentro del quemador poroso son de un rango de 800 a 1000° C y en las paredes del quemador se registraron promedios de 40 a 45°C, lo que es claramente coherente con los datos obtenidos en la simulación numérica.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

RECOMENDACIONES Y TRABAJO A FUTURO

Se recomienda utilizar una esponja cerámica con mayor área superficial de la utilizada en este proyecto con el fin de realizar experimentos que determinen si esto llega a mejorar las eficiencias reportadas. Además de contar con un dispositivo que controle de manera precisa la potencia de entrada y el aire suministrado así poder evaluar diferentes rangos de potencia y diferentes dosados. También se recomienda el empleo del analizador de gases para determinar si existe una buena combustión de los gases y además de tener un registro de las temperaturas que estos producen y compararlos con los datos obtenidos experimentalmente.

El trabajo a futuro para estos quemadores es muy amplio y se puede empezar con hallar formas de reducir las pérdidas de calor y el aumento de la eficiencia del sistema con diseños en los cuales se tengan en cuenta las pérdidas por los gases de combustión bien sea con otras geometrías o con dispositivos que nos ayuden a retornar ese calor. Por otra parte, es conocido que estos quemadores están siendo investigados de forma que puedan ser empleados domésticamente pero que en la actualidad sea complicado por la combustión incompleta de los gases y que se debe ayudar con fuentes de aire externas. Es importante entonces mejorar esta problemática bien sea con diseños geométricos que optimicen el arrastre de oxígeno natural hasta llegar a los valores deseados o con dispositivos que no representen un aumento significativo en la energía empleada para su funcionamiento.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

REFERENCIAS

- Abdul Mujeebu, M., Zulkifly Abdullah, M., Mohamad, A. A., & Abu Bakar, M. Z. (2010). Trends in modeling of porous media combustion. *Progress in Energy and Combustion Science*, 627-650.
- Arrieta, C. E., Garcia, A. M., & Amell, A. A. (2017). Experimental study of the combustion of natural gas and high-hydrogen content syngases in a radiant porous media burner. *international journal of hydrogen energy xxx (2017) 1 - 1 2*, 1-12.
- Babkin, V., Korzhavin, A., & Bunev, V. (1991). Propagation of premixed gaseous explosion flames in porous media. *Combustion and Flame*, 182-190.
- Chafin, C., Koenig, M., Koeroghlian, M., Matthew, R., Hall, M., Nichol, S., y otros. (1991). Experimental investigation of premixed combustion within highly porous. *Proceeding ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference*, 219-224.
- Channiwala, S. A., & Gohil, P. P. (2011). Experimental investigation of performance of conventional LPG cooking stove. *Fundam J Therm Sci Eng*, 25-34.
- Copete Lopez, H. (2004). Optimizacion de un sistema de combustion. *Grupo de ciencia y tecnologia del gas y uso racional de la energia*, 77-80.
- García, E., Miranzo, P., & Osendi, M. I. (septiembre-octubre de 2003). Quemadores de gas cerámicos. *Boletín de la sociedad española de cerámica y vidrio*, 277-282.
- Hayashi, T. C., Malico, I., & Pereira, J. C. (2004). Comparison of single-step and multi-step models for the three-dimensional study of a two-layer porous burner. *International conference on applications of porous media.*, 369-375.
- Herrera, A., Álvarez, O., Escobar, J., Moreno, V., Oliveira, J., & Hotza, D. (2012). Fabrication and characterization of alumina foams for application. *REVISTA MATERIA*, 973-987.
- Herrera, B., Cagua, K., & Olmos-Villalba, L. (2015). Combustion stability and thermal efficiency in a porous media burner for LPG cooking in the food industry using AL2O3 particles coming from grinding wastes. *Applied Thermal Engineering*, 1-26.
- Mishra, N. K., & Muthukumar, P. (2017). Development and testing of energy efficient and environment friendly porous radiant burner operating on liquefied petroleum gas. *Applied Thermal Engineering*, 482-489.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Oliveira, A., & Kaviany, M. (2001). Nonequilibrium in the transport of heat and reactants in combustion in porous media. *Progress in Energy and Combustion Science*, 523-545.

Qiu , K., & Hayden, A. C. (2009). Increasing the efficiency of radiant burners by using polymer membranes. *Applied Energy*, 349–354.

UPME. (11 de septiembre de 2017). *FECOC-WEB 2016*. Obtenido de UPME:
http://www.upme.gov.co/calculadora_emisiones/aplicacion/calculadora.html#

Wood, S., & Harris, A. T. (2008). Porous burners for lean-burn applications. *Progress in Energy and Combustion Science*, 667– 684.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

APÉNDICE

Código UDF perfil de temperatura interna

```

#include "udf.h"

DEFINE_PROFILE(temperature_profile,t,i)
{
real x[ND_ND]; /* this will hold the position vector */
real y;
face_t f;
begin_f_loop(f,t)
{
F_CENTROID(x,f,t);
y = x[1];
if(y<0.0492)
{
F_PROFILE(f,t,i) = 3640.2*y + 318.05;
}
else
{
if(y>0.0873)
{
F_PROFILE(f,t,i) = -17020*y + 2302;
}
else
{
F_PROFILE(f,t,i) = -94383390.87*y*y*y + 17945496.52*y*y -
1088004.40*y + 21828.02;
}
}
}
end_f_loop(f,t)
}

```

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

FIRMA ESTUDIANTES David Uribe P.
Dubán Cardona.

FIRMA ASESOR [Signature]

INFORME FINAL APROBADO

2:00 PM FECHA ENTREGA: 12 MARZO 2018

FIRMA COMITÉ TRABAJO DE GRADO DE LA FACULTAD _____

ACEPTADO _____ ACEPTADO CON MODIFICACIONES _____

ACTA NO. _____
 FECHA ENTREGA: _____

FIRMA CONSEJO DE FACULTAD _____

ACTA NO. _____
 FECHA ENTREGA: _____