



**Optimización de un Intercambiador de Calor Aire – Gases de Combustión Mediante  
Simulación Numérica**

David Fernando Diaz Torres

Informe de práctica para optar al título de Ingeniero Mecánico

Tutor

Andrés Felipe Colorado Granda, Doctor (PhD) en ingeniería Mecánica y Aeroespacial

Universidad de Antioquia  
Facultad de Ingeniería  
Ingeniería Mecánica  
Medellín, Antioquia, Colombia  
2021

<b>Cita</b>	(Diaz Torres, 2021)
<b>Referencia</b>	Diaz Torres, D. (2021). Optimización de un intercambiador de calor aire – gases de combustión mediante simulación numérica [Trabajo de grado profesional]. Universidad de Antioquia, Medellín, Colombia.
<b>Estilo APA 7 (2020)</b>	



Director de Operaciones Termaltec S.A: Sebastián Ospina Cano  
 Asesor interno: Andrés Felipe Colorado Granda



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

Universidad de Antioquia - [www.udea.edu.co](http://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.

## **Dedicatoria**

Este trabajo está dedicado a mis padres Martha Torres y Fernando Diaz, quienes me apoyaron económicamente y moralmente para la culminación de mi carrera, permitiéndome estudiar en una universidad de prestigio a la cual pude ingresar gracias a los esfuerzos que ellos realizaron por mí en mi etapa del colegio. Me siento profundamente agradecido por culminar esta etapa con ellos y anhelo de corazón que el sentimiento sea mutuo.

De igual manera, le dedico este trabajo a mi hermano Diego, quien me ha enseñado de la vida, cosas que nadie más ha hecho y me han hecho crecer como persona, como deportista y como profesional. A mi novia Marcela, quien, con su amor, se ha preocupado en que más que un ingeniero exitoso, sea una buena persona con capacidad de resolver problemas, además de enseñarme a ser una persona más fuerte en el ámbito laboral y personal. A mis amigos, quienes me brindaron de su ayuda cada que lo necesitaba para poder culminar esta etapa y extender su mano en momentos difíciles, siempre los llevo en el corazón.

## **Agradecimientos**

Agradezco a Termaltec S.A por brindarme la oportunidad de aprender más del mundo de la ingeniería térmica, a mis jefes Sebastián y Jairo por las enseñanzas y darme la capacidad de tener criterio y forjar un carácter más adecuado.

Agradezco a mi profesor Andrés Colorado, quien, con su apoyo, pude sacar adelante la carrera mediante la tutoría del presente trabajo. Al profesor Pedro León, quien siempre expresó su apoyo a los estudiantes de ingeniería mecánica en lo que necesitaran y formar excelentes profesionales.

A Paulo Chávez, Joan Quiróz, Iván Muñoz, Santiago Jurado y otros colegas más, quienes de cierta manera aportaron un granito de arena en la culminación de este trabajo, el cual se vio dificultado por el Covid-19.

## Tabla de Contenido

Resumen .....	10
Abstract .....	11
1 Introducción .....	12
2 Justificación .....	14
3 Objetivos .....	15
3.1 Objetivo General .....	15
3.2 Objetivos Específicos .....	15
4 Marco Teórico.....	16
5 Caracterización del Sistema de Calentamiento.....	18
5.1 Caracterización del Quemador .....	18
5.2 Caracterización del Intercambiador de Calor .....	19
5.3 Caracterización del Ventilador del Lado – Aire.....	21
5.4 Leyes de la ventilación .....	22
5.4.1 Efecto de la Velocidad de Giro de un Ventilador .....	23
5.4.1.1 Velocidad de Giro vs Flujo Volumétrico.....	23
5.4.1.2 Presión vs Velocidad.....	23
5.4.1.3 Potencia Eléctrica vs Velocidad. <sup>3</sup> .....	23
5.4.2 Efecto de la Densidad del aire en un Ventilador .....	23
5.4.2.1 Flujo Volumétrico vs Densidad. ....	23
5.4.2.2 Flujo Másico vs Densidad.....	23
5.4.2.3 Presión vs Densidad.....	23
5.4.2.4 Potencia Eléctrica vs Densidad.....	23
6 Metodología.....	24
6.1 Parámetros de Entrada del Quemador .....	24

6.1.1	Flujo másico del combustible.....	24
6.1.2	Flujo másico del aire de combustión.....	25
6.1.3	Temperatura de llama adiabática.....	26
6.2	Parámetros de entrada del ventilador del lado – aire.....	26
6.3	Mallado.....	27
6.4	Modelos Utilizados .....	28
6.4.1	Modelo de Energía .....	29
6.4.2	Modelo de Turbulencia .....	29
6.4.3	Modelo de Radiación .....	29
6.5	Materiales .....	29
6.6	Condiciones de frontera .....	31
6.7	Cell Zone Condition .....	32
6.8	Esquemas de Solución.....	32
6.9	Criterios de Convergencia.....	32
6.10	Relación de Consumo Eléctrico vs Condiciones de Operación del Ventilador .....	33
7	Resultados .....	34
7.1	Resultados Arrojadados por la Simulación.....	34
8	Conclusiones .....	39
9	Referencias.....	41

## Lista de Tablas

<b>Tabla 1</b> Parámetros de operación basados en datos teóricos y reales .....	19
<b>Tabla 2</b> Parámetros obtenidos de la ficha técnica del ventilador .....	22
<b>Tabla 3</b> Parámetros ingresados a la calculadora de temperatura de llama adiabática .....	26
<b>Tabla 4</b> Variables a parametrizar en la simulación numérica .....	27
<b>Tabla 5</b> Resultados para comprobar la independencia de mallado .....	28
<b>Tabla 6</b> Lista de espesores de los materiales usados .....	30
<b>Tabla 7</b> Condiciones de frontera para el ingreso y salida del IC.....	31
<b>Tabla 8</b> Temperaturas de salida arrojadas por el software de simulación.....	34
<b>Tabla 9</b> Resultados de la efectividad del IC en función de los resultados de la simulación .....	35

## Lista de Figuras

<b>Figura 1</b> Quemador PP5es del tipo no premezclado ya que posee boquilla de múltiple etapa para su mezcla.....	18
<b>Figura 2</b> Vista en corte del intercambiador de calor en estudio.....	20
<b>Figura 3</b> Dimensiones generales del IC .....	20
<b>Figura 4</b> Vista general y en corte del ventilador de un quemador tipo compacto.....	21
<b>Figura 5</b> Mallado del intercambiador de calor completo a la izquierda y vista en corte a la derecha .....	28
<b>Figura 6</b> Distribución de los componentes del IC.....	30
<b>Figura 7</b> Temperaturas de entrada y salida para cada caso estudiado en función del tiempo.....	36
<b>Figura 8</b> Perfiles de temperatura obtenidos mediante la simulación.....	36
<b>Figura 9</b> Contorno de presión para el IC .....	37
<b>Figura 10</b> Líneas de flujo de ambos volúmenes de control.....	37
<b>Figura 11</b> Comparativo del aumento de consumo eléctrico con los cambios en presión y flujo..	38

## Lista de Ecuaciones

<b>Ecuación (1)</b> Ecuación de Potencia Térmica.....	24
<b>Ecuación (2)</b> Reacción de Oxidación Para el Gas Metano.....	25
<b>Ecuación (3)</b> Fórmula para la Potencia Eléctrica de un Ventilador .....	33
<b>Ecuación (4)</b> Potencia Eléctrica en Función del Cambio de Flujo.....	33
<b>Ecuación (5)</b> Potencia Eléctrica en Función del Cambio de la Presión .....	33

## **Siglas, acrónimos y abreviaturas**

IC	Intercambiador de Calor
CFD	Dinámica de fluidos computacional
GLP	Gas licuado de petróleo
PCI	Poder calorífico inferior
GN	Gas Natural
UdeA	Universidad de Antioquia
PP	Piro Pro

## Resumen

En este trabajo, se ha tenido como objetivo principal, la optimización mediante modelación y simulación numérica de un intercambiador de calor que utiliza los gases de combustión de un quemador no premezclado de gas natural, para calentar aire limpio a la temperatura deseada. El intercambio se realiza mediante un intercambiador de coraza y tubos con una cámara de combustión inferior, que permite el desarrollo de la llama para posteriormente pasar a través de los piro-tubos.

Para esto, se realizó el modelado CAD del intercambiador, revisión de la independencia del mallado, y simulación en Ansys Fluent. Según la potencia del quemador y una calibración realizada en sitio mediante análisis de gases de combustión, se busca el punto óptimo de eficiencia de combustión para finalmente determinar los flujos máxicos y poder parametrizar la simulación.

Finalmente, se comparan los diferentes resultados respecto a las temperaturas de salida de los gases de combustión y del ventilador de circulación con los resultados del aumento en consumo eléctrico al cambiar ya sea la presión estática o el caudal del ventilador, encontrando la configuración más óptima en términos de consumo eléctrico versus efectividad del IC.

*Palabras clave:* intercambiador de calor, combustión, flujo, presión, temperatura, simulación, flujo variable

### **Abstract**

This work, has as main objective, the optimization through modeling and numerical simulation, a heat exchanger that uses the combustion gases of a non-premixed natural gas burner to heat clean air to the desired temperature. The exchange is carried out by a shell and tube exchanger with a lower combustion chamber, which allows the development of the flame to later pass through the pyro-tubes.

For this, the CAD modeling of the exchanger was carried out, checked the independence of the mesh and simulation in Ansys Fluent. According the power of the burner and a previous calibration on site by means of combustion gas analysis, the optimum point of combustion efficiency is sought to finally determine the mass flow and be able to parametrize the simulation.

Finally, the different results regarding the combustion gas outlet temperatures and the circulation fan are compared with the results of the increase in electricity consumption when changing either the static pressure or the fan flow, finding the most optimal configuration in terms of electricity consumption versus effectiveness of the CI.

*Keywords:* heat exchanger, combustion, flow, pressure, temperature, simulation variable flow.

## 1 Introducción

Este trabajo busca hallar el punto óptimo de operación de un intercambiador del tipo coraza y tubos mediante el análisis y simulación numérica del mismo, buscando el punto óptimo de operación basado en parámetros como flujo del ventilador de recirculación y presión estática del ventilador de recirculación.

El intercambiador nace de un diseño previo que se desarrolló en Termaltec S.A hace algunos años mediante consideraciones numéricas y empíricas, las cuales, debido a un problema externo, la información previa fue sustraída sin quedar registro alguno. Por tal motivo se requiere de una simulación numérica computacional para determinar la rentabilidad del mismo y su continuidad en el mercado. El intercambiador se compone de un quemador marca Pirotec Burners fabricado y desarrollado por Termaltec S.A de referencia PP5, el cual corresponde a un quemador del tipo compacto con una potencia nominal de 500.000 BTU/hora. Según el análisis de gases de combustión, en función de la cantidad de oxígeno encontrado en chimenea, se determinó el flujo másico de gases que circulan por los piro-tubos. De la misma manera, para el lado aire, se implementó de manera estándar un ventilador con una capacidad nominal de 125 CFM.

Posteriormente, se le realizaron modificaciones al CAD original, con el objetivo de obtener una geometría lo más sencilla posible para su posterior mallado. Adicionalmente se obtuvo el negativo para poder mallar los dos fluidos en cuestión y finalmente incluir ambas geometrías. Se procede a realizar un mallado 3D estructurado usando la herramienta Meshing de ANSYS. Las simulaciones se realizaron usando la herramienta CFD del software Ansys Fluent. Para definir de la mejor manera el fenómeno, se usaron los siguientes modelos; se activó la ecuación de la energía, la turbulencia se trabajó con el modelo kappa - omega ( $k-\omega$ ), para la radiación se usó el modelo (s2s) Surface to Surface, la gravedad fue activada al igual que el fenómeno de convección en las paredes al no contar con un aislamiento.

Se realizaron 4 casos de estudio en total, se parametrizó el flujo del ventilador, el cual corresponde a 250 CFM con una presión estática de 2 inH<sub>2</sub>O. Posteriormente se varió a 125 CFM, es decir, la mitad del flujo, luego se aumentó la presión estática otras 2 inH<sub>2</sub>O y finalmente se repite con esta presión a los 250 CFM inicial, con el objetivo de buscar la configuración más óptima teniendo en cuenta los gastos de consumo eléctrico que genera el ventilador de recirculación. Esto se sabe ya que un ventilador para un mayor caudal, requiere un motor más potente, al igual que al

tratar de aumentar la presión estática del mismo. Siendo consecuentes con las leyes de la ventilación, la cual habla de cómo se afecta la potencia eléctrica al cambiar parámetros como el flujo o la presión estática de descarga para poder comparar los cambios en la efectividad de transferencia de calor junto a costa de la potencia eléctrica que se debe suministrar.

## 2 Justificación

En todo proceso, la energía es un factor de producción cuya disponibilidad y calidad contribuye a la competitividad empresarial, en el sentido que cualquier tipo de ahorro energético puede determinar la venta de un producto o un proyecto. Termaltec S.A como empresa de ingeniería térmica, en su brochure cuenta con servicios como auditorías, venta de proyectos de eficiencia energética y venta de productos de calentamiento industrial en su mayoría, provenientes del uso del gas natural o del GLP, ya que en los últimos años, han venido tomando cierta importancia en los procesos de calentamiento industrial, debido a su bajo costo y a la notable reducción de contaminantes en comparación a la combustión del combustible líquido como el diésel y algunos aceites pesados.

Uno de los productos estrella de Termaltec, son los intercambiadores de calor que utilizan la energía de los gases de combustión como fuente de calentamiento. Los intercambiadores de calor gases de combustión – aire, son comúnmente usados en la industria, cuando se desea calentar aire limpio sin contaminar el mismo con gases de combustión, en procesos como el curado de tanques de fibra de vidrio o principalmente en la industria alimenticia

En este orden de ideas, uno de los principales objetivos por el cual se decidió investigar en la configuración óptima del intercambiador en cuestión, es el interés en ofrecer un producto que tenga un valor agregado al que se tiene actualmente, tratando de reducir el consumo eléctrico manteniendo la misma potencia térmica por parte del quemador.

En Colombia, la fabricación de quemadores y equipos de calentamiento industrial no es un proceso que se realice de forma óptima, seleccionando o diseñando equipos sobredimensionados para las aplicaciones para las que fueron escogidas, adicionalmente y teniendo en cuenta que la mayoría de estos equipos, no cuentan con una calibración adecuada en la relación aire – combustible, restándole eficiencia al proceso lo que implica un mayor gasto operacional, por lo que es de gran importancia, encontrar un punto de operación en que la potencia eléctrica sea baja sin sacrificar la transferencia de calor, parametrizando los valores de presión estática del ventilador y el flujo del mismo.

### 3 Objetivos

#### 3.1 Objetivo General

Optimizar el consumo eléctrico del ventilador de aire de carga de un Intercambiador de Calor de coraza y tubos que utiliza los gases de combustión de un quemador no premezclado de gas natural para el calentamiento de aire. mediante simulación numérica

#### 3.2 Objetivos Específicos

- Caracterizar el quemador que provee la potencia térmica para el calentamiento de aire, así como la geometría del intercambiador.
- Simular el actual intercambiador de calor en un software de dinámica de fluidos computacional (CFD).
- Parametrizar la presión de suministro, así como el flujo del ventilador de circulación de aire.
- Optimizar la configuración del ventilador de carga del intercambiador de calor analizando los resultados de la parametrización del mismo.

## 4 Marco Teórico

La termodinámica es la rama de la física que describe los estados de equilibrio termodinámico a nivel microscópico. Además, estudia los cambios de energía que ocurren en un sistema cuando hay intercambio de calor y trabajo con sus alrededores, sin embargo, no se interesa en cómo se realiza esta transferencia de calor ni a qué tasa se transfiere ya que se toma como un sistema global. En la transferencia de calor, se analiza en detalle la tasa o rapidez con la que se transmite el calor y cómo se transmite. En la transferencia de calor podemos encontrar los tres mecanismos básicos de transferencia: la conducción que corresponde a la transferencia de calor entre las partículas más energéticas a otras menos energéticas adyacentes a ellas, normalmente entre paredes; la convección corresponde a la transferencia de calor combinada entre la conducción y el movimiento de un fluido ya sea gaseoso o líquido sobre una superficie sólida; y finalmente la radiación que hace referencia a la cantidad de energía emitida por la materia en forma de fotones.

En el presente estudio, se analiza la transferencia de calor mediante un intercambiador de calor que obtiene su energía mediante la combustión del gas natural. Para poder realizar esta conversión de energía química a energía térmica, se debe llevar a cabo un fenómeno llamado combustión. La cual es una reacción de oxidación en la que elementos combustibles (C, H, y S) reaccionan con el oxígeno ( $O_2$ ), liberándose calor y formando productos de combustión; el carbono se oxida convirtiéndose en dióxido de carbono ( $CO_2$ ), el hidrógeno se oxida y se convierte en agua y finalmente el azufre se oxida y se convierte en dióxido de azufre ( $SO_2$ ). El calor liberado proviene de la energía química almacenada en las moléculas de los combustibles. Este proceso de combustión, ha sido el principal mecanismo de conversión energética desde el descubrimiento del fuego, el cual ha sido la base de diferentes innovaciones tecnológicas, con grandes impactos como generación térmica de potencia, transporte y propulsión, calentamiento e iluminación, incineración de residuos peligrosos, reducción de agentes químicos bélicos, entre otros.

El gas natural está esencialmente constituido por metano ( $CH_4$ ), con una pequeña proporción de otros hidrocarburos saturados como el etano, propano y butano. Se denomina con el término gas natural y es un combustible fósil.

Los intercambiadores de calor, son los dispositivos que permiten transferir calor de un lugar a otro, o bien, de un fluido a otro, ya sea en sistemas mecánicos, químicos, nucleares, entre otros. Para entender los intercambiadores de calor, es preciso aclarar que son dispositivos que permiten

remover calor de un punto a otro de manera específica en determinada aplicación. Debido a esto, y en función de la dirección de flujo, los podemos encontrar de flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado. No obstante, estos pueden ser de paso simple o múltiples pasos. Las principales razones por las que se utilizan intercambiadores de calor son:

- Calentar un fluido frío mediante un fluido con mayor temperatura o reducir la temperatura de un fluido mediante un fluido con menor temperatura.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mediante un fluido con mayor temperatura.
- Condensar un fluido en estado gaseoso mediante un fluido frío o llevar el punto de ebullición a un fluido mientras se condensa el otro.
- Recuperar calor de gases de combustión para transferirlo a un fluido industrial como el agua, el aire o cualquier otro fluido que requiera calentamiento, incluso el mismo combustible.

Los intercambiadores de coraza y tubos, consisten en un conjunto de tubos contenidos dentro de una carcasa o coraza, el flujo del fluido que circula dentro de los tubos, generalmente se le conoce como flujo interno y el fluido que circula alrededor de los tubos o por la carcasa se le denomina flujo externo. Generalmente estos tubos se sueldan a la placa posterior de la carcasa, esto con el fin de proporcionar el sello adecuado. Al tratarse de contraflujo el intercambiador seleccionado, los dos fluidos entran y salen por los extremos contrarios, de esta manera se consigue un intercambio de calor más eficiente, es decir, en contraste con el intercambiador de flujo paralelo, en este tipo de intercambio se puede lograr una mayor temperatura en el fluido frío y una menor temperatura de salida en el fluido caliente.

El funcionamiento de los intercambiadores de calor suele ser muy simple, y como su función principal es transferir calor de un sitio a otro, se describen a continuación los tres intercambios de calor necesarios dentro del mismo: transferencia de calor convectivo del fluido hacia la pared interna del mismo, transferencia de calor conductivo mediante la pared del mismo y finalmente la transferencia de calor convectivo desde la pared exterior del tubo al fluido externo.

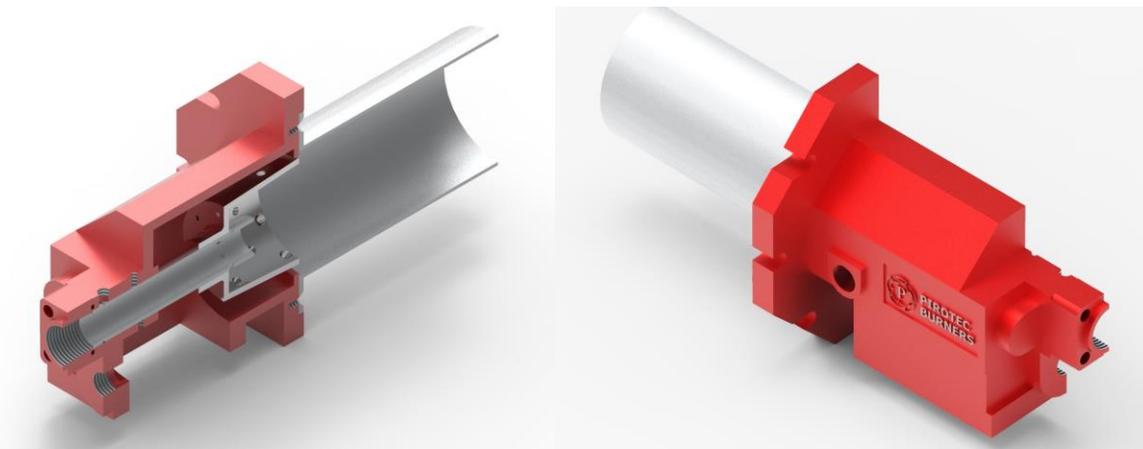
## 5 Caracterización del Sistema de Calentamiento

### 5.1 Caracterización del Quemador

El quemador con el que fue diseñado inicialmente el intercambiador, corresponde a un quemador PP5 marca Pirotec Burners (**Figura 1**), el cual corresponde a un quemador del tipo compacto de trabajo pesado, ideales para satisfacer las necesidades básicas de calentamiento en complejos ambientes industriales, el cual se utiliza normalmente para hornos de curado de pintura, hornos de secado, intercambiadores de calor que no presenten una caída de presión muy alta, hornos rotatorios, calderas de bajas potencias, entre otras aplicaciones.

#### **Figura 1**

*Quemador PP5es del tipo no premezclado ya que posee boquilla de múltiple etapa para su mezcla*



El quemador PP5 se fabrica normalmente en aluminio, no obstante, la boquilla de suministro de gas se fabrica en acero inoxidable al igual que el cañón del mismo, el cual tiene una geometría cilíndrica que permite desarrollar la el frente de llama con suficiente estabilidad. Posee una potencia nominal de 500.000 BTU/hora. Los parámetros de operación del quemador se consignan en la **Tabla 1** los cuales fueron obtenidos bajo las siguientes condiciones: temperatura ambiente de 21°C, 1 atm de presión, cámara de combustión a presión neutra y finalmente un 20.9% de oxígeno en el aire.

No obstante, estos son resultados que parten desde pruebas realizadas en ambientes controlados, por tal motivo se requiere la corrección de los mismos a las condiciones con las que fue probado el intercambiador, las cuales son a una temperatura ambiente de 25°C, 0,84 atm de presión, cámara de combustión a presión neutra y finalmente el mismo porcentaje de oxígeno en el aire.

**Tabla 1**

*Parámetros de operación basados en datos teóricos y reales*

Parámetro	Teórico	Real
Máxima potencia BTU/h	500.000	500.000
Máxima temperatura de cámara °C	570	570
Longitud de llama en alto fuego mm	500	500
Caudal de aire SCFH	6000	5977,41
Presión de gas requerida inH <sub>2</sub> O	10.2	10.2
Exceso de aire %	20	24,78
Caudal de gas requerido SCFH	500	505,45

## 5.2 Caracterización del Intercambiador de Calor

Como se menciona en el marco teórico, un intercambiador de coraza y tubos, consta de dos fluidos de control completamente separados en los que no se permite la mezcla de los fluidos, siendo el fluido interno el que pasa por dentro de los tubos, el cual en este caso corresponde a los gases de combustión y el fluido externo el que pasa por dentro de la carcasa, el cual corresponde al aire que se desea calentar. El diseño actual (**Figura 2**) contempla una serie de baffles con el objetivo de aumentar la turbulencia y provocar que el paso del fluido sea transversal a los tubos por donde circulan los gases de combustión. No obstante, ya que la energía para calentar el fluido proviene de la energía química almacenada en el gas metano combustible, se debe realizar la combustión del gas, por lo que es preciso agregar una cámara de combustión, la cual requiere mínimamente y según los datos de la **Tabla 1**, una longitud de 500mm.

**Figura 2**

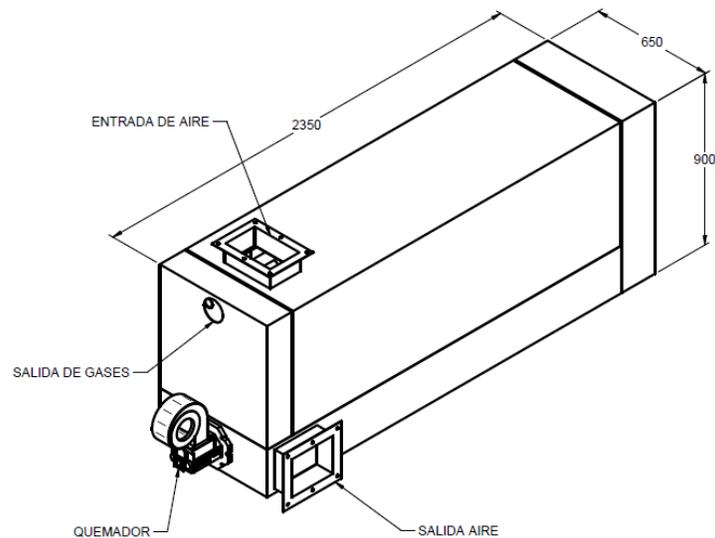
*Vista en corte del intercambiador de calor en estudio*



En cuanto a la geometría del intercambiador, este no es del tipo cilíndrico, ya que ambos fluidos al estar en estado gaseoso y manejar presiones bajas, permite trabajar con este tipo de geometrías lo que reduce significativamente los costos de fabricación del mismo (**Figura 3**)

**Figura 3**

*Dimensiones generales del IC*



En este orden de ideas, la llama se desarrolla y propaga por el hogar de combustión el cual está ubicado en la parte inferior del IC, donde posteriormente pasa a un plénum trasero en el cual se distribuye y pasa dentro de cada uno de los piro – tubos, para salir a un plénum final y ser

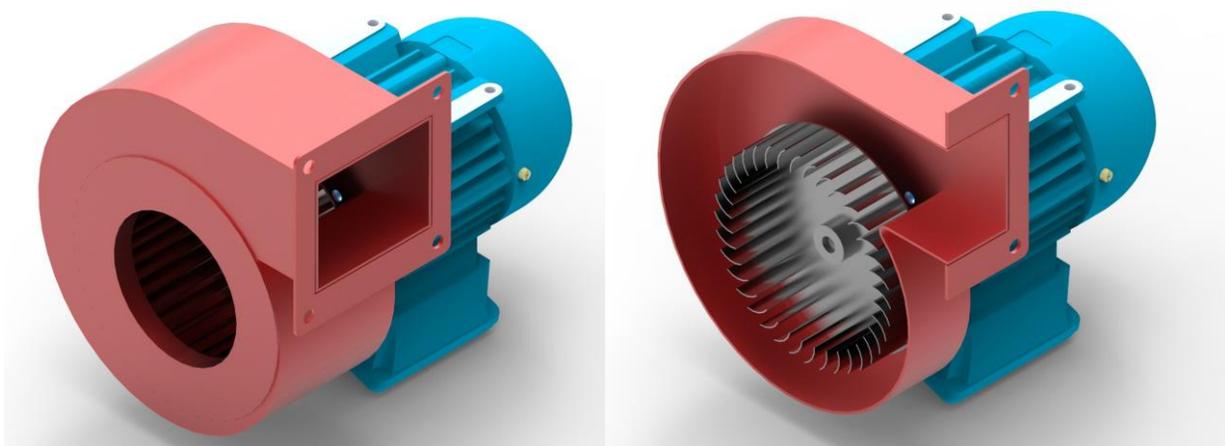
liberados a la atmósfera a través de a la chimenea. Por otro lado, el ventilador de circulación de aire frío, ingresa el aire a temperatura ambiente, el cual pasa a través de los baffles y finalmente hace intercambio con la cámara de combustión, para finalmente hacer la descarga de aire por la parte inferior.

### 5.3 Caracterización del Ventilador del Lado – Aire

Se cuenta con un ventilador tipo jaula de ardilla (**Figura 4**), el cual corresponde a un ventilador de alabes curvos adelantados el cual es ideal para la aplicación en cuestión, ya que no se necesita una presión estática tan elevada.

#### **Figura 4**

*Vista general y en corte del ventilador de un quemador tipo compacto*



Es importante caracterizar este ventilador a detalle, debido a que es el elemento que será parametrizado al ser el enfoque del presente estudio. En la se muestran los datos obtenidos de la ficha técnica del ventilador en cuestión, al cual se le instala un dámper en el oído para obtener diferentes valores de caudal de aire.

**Tabla 2***Parámetros obtenidos de la ficha técnica del ventilador*

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Velocidad de giro RPM	3600
Caudal SCFM	250
Presión estática inH <sub>2</sub> O	2
Marca del motor	Weg
Voltaje Vac	220 - 440
Número de fases	3
Potencia HP	½

#### 5.4 Leyes de la ventilación

Los ventiladores jaula de ardilla, normalmente se dan en términos de condiciones estándar, por tal motivo, a medida que la temperatura y presión se acercan a las condiciones estándar, el dimensionamiento de un ventilador o de un quemador puede ser mediante tablas sin corrección.

Los ventiladores centrífugos son básicamente dispositivos de volumen constante; a una velocidad de rotación dada, ellos entregarán el mismo volumen de aire, independientemente de la densidad del mismo. Por ejemplo, si se tiene un ventilador centrífugo hecho con  $n$  número de álabes, cada uno con un volumen  $V$  y el eje gira a una velocidad de rotación  $R$ , el flujo volumétrico teórico será de  $n \cdot V \cdot R$ , ya que cada álabe, se llena de aire y este aire se expulsa por sí mismo una vez por cada revolución.

El volumen real entregado es estrictamente una función de la capacidad de carga del eje y su velocidad. Consecuentemente, si la densidad del aire se reduce por temperatura, presión o ambas, el ventilador entregará un menor flujo másico de aire, aún si el volumen deseado no ha cambiado. La densidad del aire afecta tanto la presión suministrada por el ventilador como su consumo eléctrico. Esto debido a que la densidad del aire está relacionada a la temperatura, presión y altitud. Estas afectaciones pueden ser relacionadas de manera matemática mediante lo que se conoce como leyes de la ventilación, las cuales se basan principalmente en el efecto que pueda generar la velocidad de rotación o la densidad de aire.

### 5.4.1 Efecto de la Velocidad de Giro de un Ventilador

**5.4.1.1 Velocidad de Giro vs Flujo Volumétrico.** La tasa de flujo (V) cambia linealmente a la velocidad de giro (S), quedando definida como  $V_2/V_1=S_2/S_1$ .

**5.4.1.2 Presión vs Velocidad.** La presión (P) cambia como el cuadrado del cambio de la velocidad (S), quedando definida como  $P_2/P_1=(S_2/S_1)^2$ .

**5.4.1.3 Potencia Eléctrica vs Velocidad.** La potencia eléctrica consumida (HP) cambia como el cubo de la relación de velocidad de giro (S), quedando definida como  $HP_2/HP_1=(S_2/S_1)^3$ .

### 5.4.2 Efecto de la Densidad del aire en un Ventilador

**5.4.2.1 Flujo Volumétrico vs Densidad.** El flujo volumétrico permanece constante independiente del valor de la densidad.

**5.4.2.2 Flujo Másico vs Densidad.** El flujo másico (W) cambia linealmente con la densidad (D) o la gravedad específica (G), quedando definida como  $W_2/W_1=D_2/D_1=G_2/G_1$ .

**5.4.2.3 Presión vs Densidad.** La presión (P) cambia en proporción directa con la densidad (D) o la gravedad específica (G), quedando definida como,  $P_2/P_1=D_2/D_1=G_2/G_1$ .

**5.4.2.4 Potencia Eléctrica vs Densidad.** La potencia eléctrica consumida (HP), cambia en proporción directa con la densidad (D) o la gravedad específica (G), quedando definida como,  $HP_2/HP_1=D_2/D_1=G_2/G_1$ .

## 6 Metodología

En esta sección se define el alcance del estudio, al definir en primera instancia, las variables con las que ingresan los fluidos de trabajo al intercambiador, así como las variables parametrizadas del ventilador del lado – aire. Para posteriormente ajustar en el Fluent, los diferentes parámetros como creación de los volúmenes de trabajo, mallado y arreglo de las variables para la simulación del mismo. Se deben dejar claras las suposiciones realizadas al igual que el alcance de la investigación.

En cuanto al análisis de resultados, en base a las leyes de la ventilación, se busca la relación matemática adecuada que permita realizar una comparación directa entre cada uno de las variables parametrizadas en el presente estudio, con el fin de poder escoger la configuración óptima del ventilador en función de los resultados arrojados por el software de simulación numérica computacional.

### 6.1 Parámetros de Entrada del Quemador

Los parámetros ingresados al Fluent como condiciones de entrada, corresponden al flujo másico de los gases de combustión y la temperatura de llama de los gases de combustión, los cuales deben ser calculados según los datos de placa del quemador mostrados en la **Tabla 1**.

#### 6.1.1 Flujo másico del combustible

El flujo de los gases de combustión, parte de la suma de los flujos tanto del aire de combustión, como del gas. Para el presente estudio, se desean obtener 500.000 BTU/h. y para obtener el flujo másico se debe conocer el poder calorífico inferior del Gas Natural, el cual se asume para el presente estudio como 47400 BTU/kg. De la **Ecuación (1)** podemos obtener el valor del flujo másico en función de la potencia, al realizar el respectivo despeje de la ecuación 1

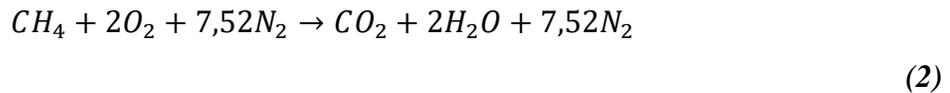
$$P = \dot{m} * PCI$$

(1)

Al despejar el flujo másico de la **Ecuación (1)**, se tiene que el flujo de gas natural necesario para producir 500.000 BTU/h, es de 0,00293 [kg/s]. A partir de este valor, teniendo en cuenta la reacción de combustión del metano, se obtiene la cantidad de aire estequiométrico.

### 6.1.2 Flujo másico del aire de combustión

Para conocer el flujo másico del aire de combustión, se debe hallar en primera instancia la cantidad de aire estequiométrico para oxidar el gas natural, para posteriormente, según la cantidad de aire en exceso, ajustar el factor de aireación y tener el volumen de aire que está entrando al quemador. La reacción de combustión para el gas natural se puede observar en la **Ecuación (2)**.



De la literatura se sabe que la masa estequiométrica de aire para el gas natural es de 17,19 [kg<sub>aire</sub>/kg<sub>gas</sub>], por lo tanto, al multiplicar este valor por el flujo másico obtenido del despeje de la **Ecuación (1)**, se tiene que el flujo másico de aire estequiométrico es de 0,05037 [kg<sub>aire</sub>/s]. Ahora bien, se estima un factor de aireación “n” de 1,24, el cual corresponde a una calibración común en campo de aproximadamente 4,5% O<sub>2</sub>. Para este exceso de aire, se encuentra una combustión más eficiente, sin castigar la temperatura de llama, la cual se sabe que disminuye conforme al factor de aireación aumenta su valor. En este orden de ideas, se tiene un flujo másico real de 0,06246[kg<sub>aire</sub>/s], el cual se obtiene al multiplicar la cantidad de aire estequiométrico por el factor de aireación.

Finalmente, se sabe que el flujo másico que ingresará al IC, parte de la suma del flujo másico de gas natural más el aire de combustión, donde se obtiene un valor de 0,06539 [kg<sub>gases</sub>/s]. Para efectos prácticos del presente estudio, se asumirá el fluido de trabajo de los gases de combustión como aire, para factores propios de cada fluido como la capacidad calorífica (c<sub>p</sub>).

### 6.1.3 Temperatura de llama adiabática

Para el presente estudio, se toma de manera práctica la temperatura de entrada de los gases de combustión como la temperatura de llama adiabática, claramente, ajustando el valor al factor de aireación de 1,24. Para esto, se recurre a una herramienta gratuita en la web, llamada calculadora de temperatura de llama adiabática (*ELearning at CERFACS*, n.d.). Para obtener este valor, se deben ingresar los parámetros en sitio, los cuales se muestran en la **Tabla 3**, donde el resultado de la temperatura arroja un valor de 1996,98 K.

**Tabla 3**

*Parámetros ingresados a la calculadora de temperatura de llama adiabática*

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Presión atmosférica atm	0,84
Temperatura inicial K	298,15
Combustible	CH <sub>4</sub>
Relación molar de aire (N <sub>2</sub> /O <sub>2</sub> )	3,76
Factor de aireación	0,8414
<b>Temperatura de llama adiabática K</b>	<b>1996,98</b>

## 6.2 Parámetros de entrada del ventilador del lado – aire

Al igual que con los parámetros de entrada del quemador, se define la temperatura de entrada a 25°C, debido a que se está considerando que el aire entra por el oído del ventilador a temperatura ambiente y presión atmosférica de 0,84 atm. Para hablar de la presión manométrica y el flujo másico que circula por el ventilador, se debe indicar que estas fueron las variables parametrizadas en el presente estudio, en la **Tabla 4** se muestra el resumen de las variables ingresadas.

**Tabla 4***Variables a parametrizar en la simulación numérica*

No Simulación	Parámetro	Valor
<b>Primera</b>	Presión estática inH2Oo	2
	Flujo másico kg/s	0,14456
<b>Segunda</b>	Presión estática inH2Oo	4
	Flujo másico kg/s	0,14456
<b>Tercera</b>	Presión estática inH2Oo	2
	Flujo másico kg/s	0,072278
<b>Cuarta</b>	Presión estática inH2Oo	4
	Flujo másico kg/s	0,072278

### 6.3 Mallado

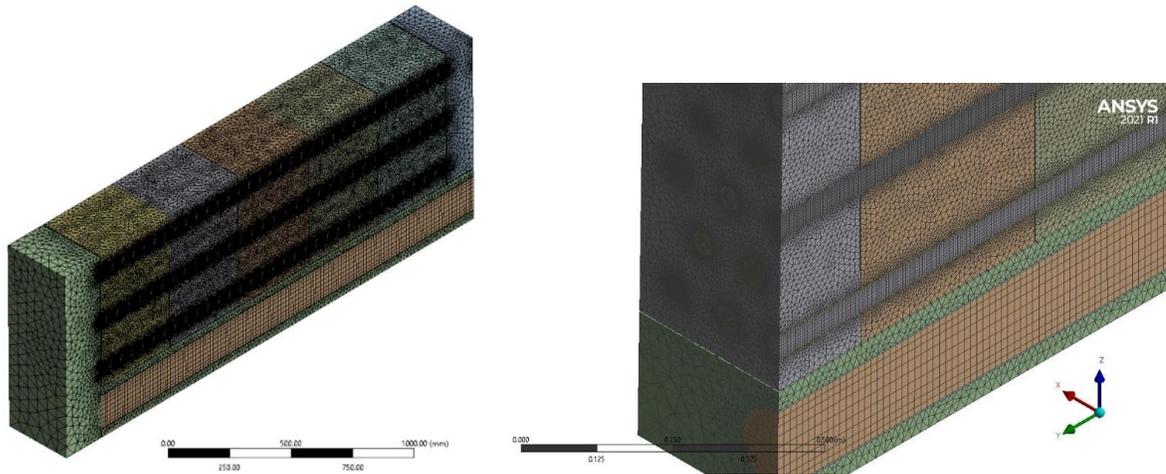
Para realizar el mallado de las geometrías, se utilizó la herramienta Meshing del paquete de Ansys Fluent. Todas las simulaciones se realizaron con un mallado 3D hexaédrico para las partes que estaban comprendidas por cilindros (cámara de combustión y piro – tubos) y un mallado 3D tetraédrico para las demás zonas. Esta geometría se exportó como octaedros al cargar la simulación en el entorno de Fluent, con el objetivo de tener una mayor convergencia. La métrica de calidad que se tomó como parámetro fue el Aspecto Ratio.

El mallado inicial de la geometría, tiene un total de 412693 elementos (ver **Figura 5**), el Aspect Ratio quedó en promedio como 1,8288; el Skewness quedó en promedio como 0,2194 y finalmente la Calidad Ortogonal quedó en promedio como 0,801. Adicionalmente, es importante verificar la estructura del mallado con un corte transversal a lo largo del IC, este se puede visualizar en la **Figura 5**.

Para el estudio de la independencia de mallado, se tomó como criterio, encontrar el tamaño de malla computacional límite, tal que las predicciones del modelo fueran independientes de cualquier disminución de esta. En este caso, se llevó al doble y al triple el número de elementos del mallado, y se verificó que la variación de resultados era menor al 5%, por lo tanto, se procedió a continuar con el mallado inicial. En la **Tabla 5** se puede observar la temperatura de salida de aire de la Simulación 1, para los 3 diferentes casos en número de elementos.

**Figura 5**

*Mallado del intercambiador de calor completo a la izquierda y vista en corte a la derecha*



Cabe resaltar que se incrementó la densidad de malla, en cada uno de los piro - tubos, ya que es el punto donde se realiza la transferencia de calor, la cual es objeto de este estudio. Para los espejos del IC, se permitió una malla más gruesa debido a que estos sitios se consideran como plénium y participan de manera casi nula en la transferencia de calor.

**Tabla 5**

*Resultados para comprobar la independencia de mallado*

Número de elementos	Temperatura de salida del aire [K]
532.589	926,77
270350	917,97
113592	903,61

## 6.4 Modelos Utilizados

En este trabajo se utilizó el software institucional Fluent 2021 R1 de Ansys, para estudiar cómo se comporta la transferencia de calor en un intercambiador de calor, al cambiar parámetros del ventilador del lado – aire como el flujo volumétrico y la presión estática de descarga que genera el mismo. Se consideró el metano como gas combustible y los modelos con los cuales se describió la simulación fueron los siguientes:

### **6.4.1 Modelo de Energía**

Debido a que se debe considerar un flujo turbulento, con transferencia de calor y energía, se activó la ecuación de la energía para que esta sea considerada en la simulación.

### **6.4.2 Modelo de Turbulencia**

Se consideró el modelo  $k - \omega$  SST, ya que se ha visto en la literatura que brinda buenos resultados al realizar simulaciones en flujos internos (Ochoa et al., 2016). El modelo trata de predecir la turbulencia mediante dos ecuaciones diferenciales parciales de las variables  $\kappa - \omega$ . Para este caso de estudio, se usaron los valores que trae por defecto el software para las constantes de este modelo.

### **6.4.3 Modelo de Radiación**

El modelo Surface to Surface (S2S) normalmente se aplica para simular transferencia de calor mediante radiación numérica en los casos que se requiere dar cuenta de la transferencia de calor por radiación en un conjunto de superficies asumidas como “gris difuso” (Kantor, 2016). El intercambio de energía entre dos superficies depende en parte de su tamaño, la distancia de separación y orientación. Estos parámetros se tienen en cuenta mediante una función geométrica llamada factor de forma, el cual es calculado internamente por el software Fluent.

## **6.5 Materiales**

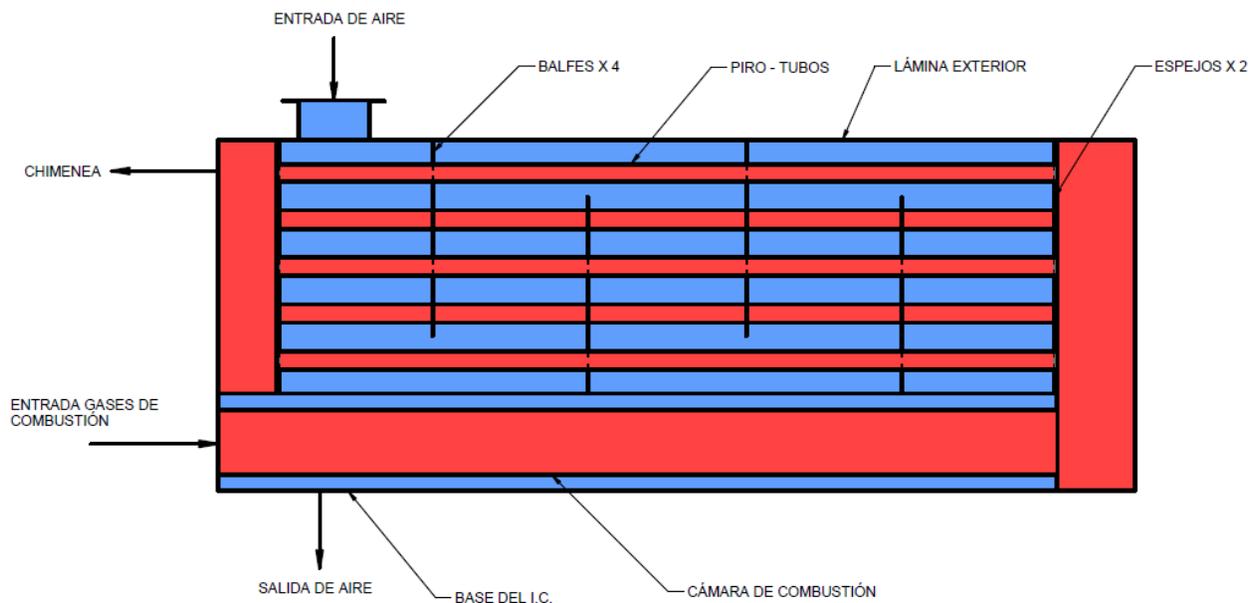
Las propiedades de los materiales fueron tomadas en su mayoría por defecto del software “Fluent”, en las que se definieron las propiedades del aire a temperatura ambiente basado en la ciudad de Medellín. No obstante, para efectos prácticos, se asumieron los gases de combustión, como aire a una temperatura de 1998,98 K. Se activa el modelo de la gravedad y ambos fluidos se asumen como gas ideal.

En cuanto a los materiales de fabricación del IC, este fue diseñado en acero estructural laminado en caliente ASTM A653M, debido a que está ensamblado mediante láminas y para los

piros – tubos, se toma tubería ASTM192 el cual es un acero diseñado para calderas de vapor sin costura, el cual es ideal para la aplicación del presente estudio. En la **Figura 6** se detalla la distribución de cada una de las partes que componen el IC, mientras que en la **Tabla 6** se relacionan las partes con su respectivo calibre. Algo que se debe considerar debido a que el espesor de pared, afecta significativamente la transferencia de calor entre dos fluidos de trabajo.

**Figura 6**

*Distribución de los componentes del IC*



**Tabla 6**

*Lista de espesores de los materiales usados*

Componentes	Calibre [in]	Espesor [mm]
Base del IC	16	1,5
Espejos	5/16"	7,94
Lámina exterior	16	1,5
Baffles	11	3
Piro – tubos SCH10	1,5	2,77
Cámara de combustión SCH10	6	3,4

\*Los valores de calibre de los piro-tubos y cámara de combustión corresponden al diámetro nominal

## 6.6 Condiciones de frontera

Para definir las condiciones de frontera, se debe verificar la **Figura 6**, en la que se detallan los componentes del intercambiador, así como las entradas y salidas del volumen de control. Las fronteras, entrada quemador y entrada de aire, se definieron como condiciones de frontera del tipo “ingreso de flujo másico”. Para ambos fluidos se definió aire como fluido de trabajo, debido a que, en las condiciones presentadas, se puede realizar una aproximación entre estos dos fluidos. En la **Tabla 7** se encuentran resumidos los valores de entrada. Para el modelo de radiación, se deja activa la función “participar en el cálculo del factor de visión”.

**Tabla 7**  
*Condiciones de frontera para el ingreso y salida del IC*

Parámetro	Inlet Quemador	Inlet Ventilador	Outlet Quemador	Outlet Ventilador
<b>Composición del fluido</b>	O <sub>2</sub> , N <sub>2</sub> , CO <sub>2</sub> , H <sub>2</sub> O	Aire Atmosférico	O <sub>2</sub> , N <sub>2</sub> , CO <sub>2</sub> , H <sub>2</sub> O	Aire Atmosférico
<b>Flujo másico [kg/s]</b>	0.0653838795	0.144559	0.0653838795	0.144559
<b>Presión manométrica [inH<sub>2</sub>O]</b>	7	2	0	0
<b>Diámetro hidráulico [m]</b>	0,162	0.2141	0,108	0,2141
<b>Temperatura [K]</b>	1996,98	298,15	298,15	298,15
<b>Turbulencia [%]</b>	5	5	N/A	N/A
<b>Emisividad</b>	1	1	N/A	N/A

\* Los valores de flujo másico y presión manométrica se encuentran parametrizados para el Inlet del ventilador, se ingresan los valores de la primera simulación

Posteriormente se definen las condiciones de salida, en la que se toma la función presión de salida y al igual que para las condiciones de entrada, se dejó activa la función de participar en el cálculo del factor de visión. Para las paredes se activa la ecuación de momentum y se activa la convección de las paredes exteriores del intercambiador y para la convección natural se establece un coeficiente de convección de 5 [W/m<sup>2</sup>K] (Çengel & Boles, 2011), temperatura ambiente de 298,15 K, un espesor de lámina de 1,5 mm, emisividad  $\varepsilon = 1$  ya que se asume un cuerpo negro, al estar en su totalidad con una capa de pintura negra para alta temperatura color negro mate, con resistencia al agua y finalmente se deja activa la función de participar en el cálculo del factor de visión.

Con el objetivo de disminuir la cantidad de elementos, ya que un mallado 3D maneja una gran cantidad de elementos, se realizó una simetría a lo largo del IC, a todas las paredes externas se les definió como “walls” y finalmente, las interfaces que se crearon entre sólido - fluido, se dejaron de manera predeterminada, es decir la interfaz de transferencia de calor entre los gases de combustión y los piro – tubos y la interfaz creada entre los piro – tubos y el aire de recirculación.

## 6.7 Cell Zone Condition

En esta sección se definen los volúmenes de control como fluidos para los gases de combustión del quemador y para el aire de recirculación (se asumen gas ideal) y adicionalmente, se define el sólido el acero para la transferencia de calor.

## 6.8 Esquemas de Solución

El esquema para el método de solución fue *coupled*, ya que soluciona la ecuación de presión y velocidad al tiempo. La discretización se dejó predeterminada y los controles se dejaron predeterminados, es decir los factores de relajación y se conservaron durante los cuatro casos de estudio.

## 6.9 Criterios de Convergencia

Para determinar si la simulación ha convergido, 2 diferentes criterios de convergencia fueron usados, el primero fue la verificación de los residuales de las iteraciones y para una mejor convergencia los residuales quedaron definidos como: continuidad  $1 \cdot 10^{-2}$ , velocidad en los ejes  $x$ ,  $y$  y  $z$   $1 \cdot 10^3$ , ecuación de la energía  $1 \cdot 10^{-4}$  y finalmente los residuales  $\kappa$  y  $\omega$   $1 \cdot 10^{-3}$ . El segundo criterio fue el balance de energía entre las entradas y salidas, verificando que el flujo másico de cada fluido sea igual a la entrada y a la salida y que la energía perdida por el fluido más caliente sea ligeramente mayor a la energía ganada por el fluido frío y que se sabe que hay pérdidas de las paredes del IC hacia el exterior.

## 6.10 Relación de Consumo Eléctrico vs Condiciones de Operación del Ventilador

De las leyes de la ventilación, se sabe que la potencia eléctrica incrementa con el flujo volumétrico entregado y la presión suministrada. La **Ecuación (3)** muestra una relación sencilla para cuantificar dicho cambio en función de los dos parámetros de estudio. Se parte de la base de un ventilador de 125 CFM con una presión estática de 2 inH<sub>2</sub>O. Adicionalmente, se considera que un ventilador tipo jaula de ardilla, seleccionado adecuadamente, trabaja con una eficiencia global aproximadamente del 75% (Quinchia Hernandez & Puerta Sepulveda, 1995, p.175).

$$hp = \frac{scfm * inH_2O}{6356 * eficiencia} \quad (3)$$

Ahora bien, para poder dimensionar el aumento de potencia eléctrica respecto a los cambios en presión estática o flujo volumétrico entregado, recurrimos a las leyes de la ventilación, despejando de las ecuaciones que dependen de la velocidad de giro del ventilador, se obtienen finalmente las **ecuaciones (4) y (5)**. Donde HP es la potencia eléctrica consumida, V es el flujo volumétrico y P es la presión estática otorgada por el ventilador.

$$HP_2 = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^3 * HP_1 \quad (4)$$

$$HP_2 = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1.5} * HP_1 \quad (5)$$

## 7 Resultados

Los resultados del presente trabajo, se dividen en dos, los cuales deben ser comparados y analizados para obtener una conclusión adecuada al objetivo principal. Estos resultados son los datos arrojados por el software de simulación numérica computacional y los resultados de la comparación en términos de potencia eléctrica de las cuatro configuraciones posibles según las leyes de los ventiladores.

### 7.1 Resultados Arrojados por la Simulación

En primera instancia, se requería conocer cada una de las temperaturas de salida de ambos fluidos, para realizar un balance energético y verificar que los resultados sean razonables según la termodinámica. Los resultados de cada una de estas simulaciones, se observan en la **Tabla 8**.

**Tabla 8**

*Temperaturas de salida arrojadas por el software de simulación*

Parámetros	Número de Simulación	Volumen de control	Valor
Temperatura de Entrada [K]		Gases de Combustión	1996,328
		Aire	298,137
Temperatura de salida [K]	Primera	Gases de Combustión	340,061
		Aire	926,77
	Segunda	Gases de Combustión	337,686
		Aire	847,705
	Tercera	Gases de Combustión	531,002
		Aire	982,461
	Cuarta	Gases de Combustión	502,277
		Aire	941,522

Según los valores indicados en la **Tabla 8**, se procede a realizar el cálculo de cada una de las efectividades; para ello, se debe seleccionar el fluido de menor capacidad calórica, para el cálculo de este valor se realiza el cálculo del calor específico a la temperatura de entrada de cada uno de los fluidos y se multiplica por el flujo másico. Después de estas consideraciones, se puede

concluir que el fluido de menor capacidad calórica son los gases de combustión debido a su bajo flujo másico, en los cuatro casos de estudio. A continuación, se procede a calcular la cantidad de energía que es transferido al fluido frío y se compara con la transferencia de calor máxima posible en función de las temperaturas de salida obtenidas mediante los resultados de la **Tabla 8**. Estos resultados pueden apreciarse en la **Tabla 9**

**Tabla 9**

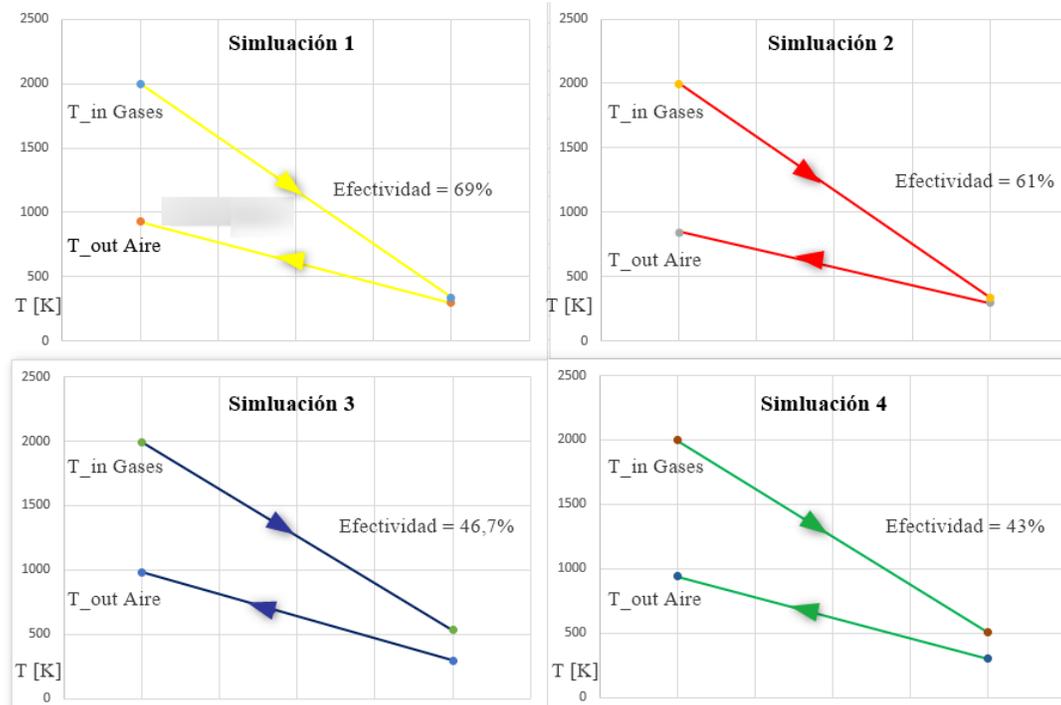
*Resultados de la efectividad del IC en función de los resultados de la simulación*

Parámetros		Número de Simulación			
		Primera	Segunda	Tercera	Cuarta
<b>Temperaturas de Entrada [K]</b>	Gases de Combustión	1996,328			
	Aire	298,137			
<b>Temperatura de salida [K]</b>	Gases de Combustión	340,	337	531	502
	Aire	926,	847	982	941
<b>Máxima transferencia de calor [kW]</b>		136,9	137	110,57	112,76
<b>Transferencia de calor real [kW]</b>		94,46	82,99	51,64	48,59
<b>Efectividad [%]</b>		69	61	47	43

Como se puede observar, en ambos casos que el flujo se mantenía constante, al incrementar la presión estática en 2 inH<sub>2</sub>O, la efectividad del IC baja, contrario a lo que sucede cuando se aumenta el flujo másico, que le otorga más efectividad al IC. Esto se puede ilustrar de manera más clara en la **Figura 7**, en donde se puede observar que es más significativo el cambio en el caudal que el cambio en la presión estática a la hora de medir la efectividad en un intercambiador de calor. Adicionalmente, si la salida del fluido caliente se aproxima a la entrada del ventilador en términos de temperatura, la efectividad tiende a aumentar. Se debe comparar estos resultados con los consumos estimados del motor eléctrico del ventilador.

**Figura 7**

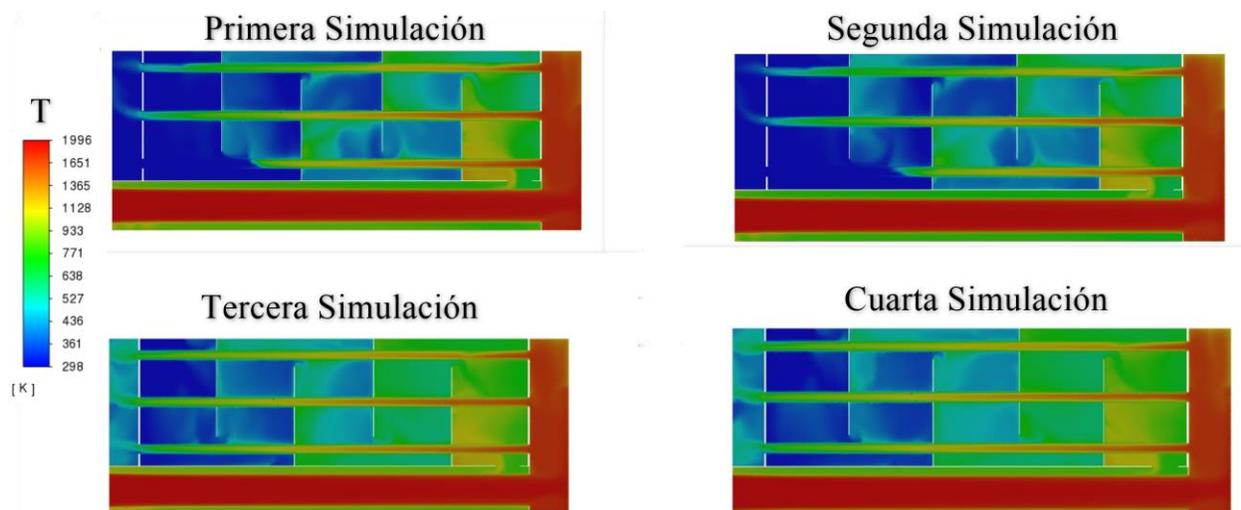
*Temperaturas de entrada y salida para cada caso estudiado en función del tiempo*



Con el objetivo de comparar y verificar cada una de las temperaturas obtenidas en la salida, en la **Figura 8**, se puede observar los cuatro diferentes perfiles de temperatura para el intercambiador.

**Figura 8**

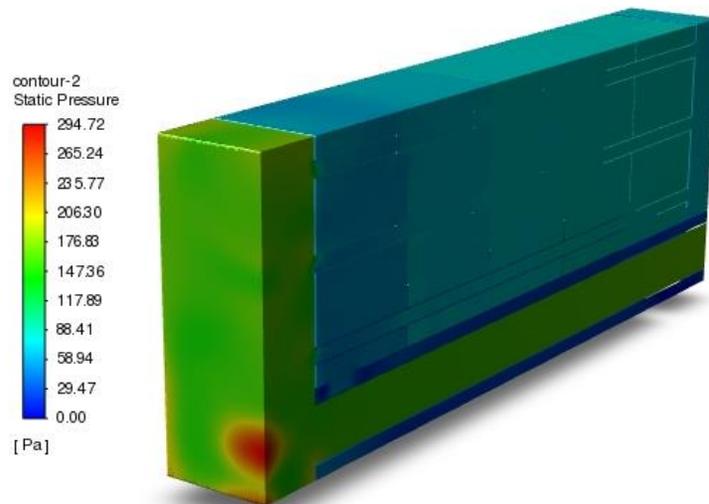
*Perfiles de temperatura obtenidos mediante la simulación*



Otra forma de conocer si la simulación estaba convergiendo correctamente, es mediante la visualización del contorno de presión a lo largo del IC (**Figura 9**), la cual debe mostrar una evidente caída de presión conforme se avanza a lo largo del IC ya sea para los gases de combustión, como para el aire de circulación.

**Figura 9**

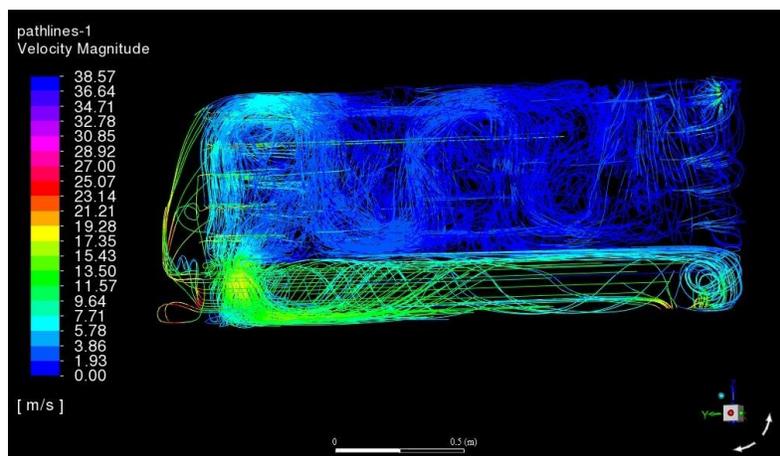
*Contorno de presión para el IC*



Finalmente, se verifica mediante las líneas de flujo, la dirección de cada uno de los fluidos, para verificar que no haya mezcla de ambos y que son volúmenes de control completamente diferentes. Las líneas de flujo se pueden observar en la

**Figura 10**

*Líneas de flujo de ambos volúmenes de control*

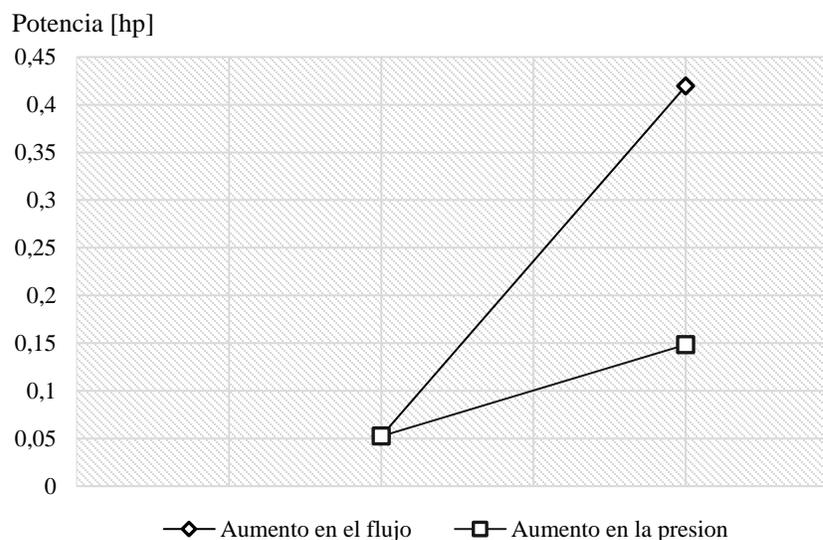


Ahora bien, en cuanto al consumo eléctrico en función de los parámetros de estudio, se deben reemplazar los valores de la situación que resultaría bajo hipótesis, la de menor consumo eléctrico, es decir el ventilador que funciona con 2 inH<sub>2</sub>O y flujo volumétrico de 125 SCFM. Para ello, se reemplazan estos valores en la **Ecuación (3)**, donde se obtiene un resultado de 0,052 hp, no se debe olvidar que este es un valor teórico para el cual se asumió la eficiencia de un ventilador jaula de ardilla del 75%. Una vez obtenido este valor se deben utilizar las leyes de la ventilación resumidas en las **Ecuaciones (4)** y **(5)**. Reemplazando los respectivos valores, la potencia eléctrica para cada uno de los casos actuales se detalla en la **Figura 11**.

Para la línea llamada aumento en el flujo, mediante el uso de la **Ecuación (4)**, se puede determinar el efecto del consumo eléctrico cuando se aumenta el flujo de descarga. En este caso, se incrementó el flujo de 125 CFM a 250 CFM, el cual pasó de 0,052 [hp] a 0,42 [hp]. Para la línea llamada aumento en la presión, mediante el uso de la **Ecuación (5)**, se puede determinar el efecto del consumo eléctrico cuando se aumenta la presión estática de descarga. En este caso se incrementó la presión de 2 inH<sub>2</sub>O a 4 inH<sub>2</sub>O, el cual se incrementó de 0,052 [hp] a 0,15 [hp], algo que es coherente ya que el aumento en el flujo se ve reflejado en una ecuación cúbica, lo que puede provocar un aumento más rápido en el consumo eléctrico.

### Figura 11

*Comparativo del aumento de consumo eléctrico con los cambios en presión y flujo*



## 8 Conclusiones

Los intercambiadores de calor, son sistemas que dependen la capacidad calorífica de dos fluidos, en los cuales, el fluido más frío se calienta con la energía térmica disponible del fluido caliente, lo que implica que la transferencia de calor máxima, está limitada por el fluido de menor capacidad calórica, el cual, en los cuatro casos de estudio, fueron los gases de combustión, debido a su bajo flujo másico en comparación respecto al flujo de aire de circulación. Esto da una indicación de la efectividad del equipo. El número de simulación con mayor efectividad, fue el primer caso, en el que se contaba con 250 CFM y 2 inH<sub>2</sub>O de presión estática, esto se debe a que un fluido de mayor caudal, tiene mayor capacidad de extraer o ceder calor, en este caso se aumenta la máxima transferencia de calor, aumentando así su efectividad.

Se puede evidenciar que en las simulaciones que se trabajó con un flujo de 125 CFM, la salida de gases de combustión estaba del orden de los 500 [K], lo que también da nociones de una baja eficiencia. Lo ideal es que los gases de combustión salgan lo más cercano a la temperatura ambiente. Algo que está relacionado con la efectividad del IC, ya que en los casos en los que se tenía 125 CFM, la efectividad presentó valores inferiores. En este orden de ideas, y según los datos de la **Figura 7**, para las primeras simulaciones en las que la temperatura final del fluido caliente esta más cercana a la temperatura del fluido frío, se tiene una mayor eficiencia.

Se puede observar, que al aumentar al doble la presión estática, manteniendo constante el flujo de aire, la efectividad del intercambiador disminuye, sin embargo, esta disminución en la efectividad es mucho menor, en comparación que al disminuir el flujo a la mitad. Esto puede deberse a que el flujo está directamente relacionado con la transferencia de calor y un cambio en este valor, afecta directamente la ecuación de energía. Sin embargo, en cuanto a la presión, al ser el aire un fluido compresible, un aumento en la presión estática, implica un aumento en el flujo, sin embargo, el cambio en la presión estática, implica un cambio al cuadrado del flujo según las leyes de la ventilación expuestas, por lo que se espera que sea más significativo el cambio en el flujo que en la presión estática.

Ahora bien, respecto al diseño del IC, la **Figura 9** da una indicación de las zonas más críticas en cuanto los perfiles de presión, esto quiere decir, que para el volumen de control de gases de combustión, se evidencia una caída de presión constante hasta el plenum trasero, sin embargo, al pasar de este plenum trasero a cada uno de los piro – tubos, la caída de presión se vuelve más

significativa lo que podría afectar la normal operación del quemador, ya que cuando se tiene una contra – presión muy elevada, se generan sonidos de explosiones en el quemador. Por otro lado, para el volumen de control de aire de circulación, se evidencia una caída de presión constante, a medida que se avanza por cada uno de los bafles o pasos del IC, sin embargo, cuando el aire entra a la parte inferior del IC, donde se realiza el último intercambio de calor con la cámara de combustión, se evidencia una caída de presión significativa, dejando el fluido a una presión muy cercana a la presión atmosférica.

Finalmente, para comparar los resultados de las simulaciones con los datos de consumo eléctrico de cada uno de los 4 casos de estudio, se compara uno a uno la efectividad del intercambiador con respecto al aumento de consumo eléctrico de cada uno de los casos. En primera instancia, para la opción de 125 CFM y 2 inH<sub>2</sub>O, el consumo eléctrico teórico fue de 0,05 [hp] con una efectividad del 47%. Al aumentar la presión estática al doble, el consumo teórico sería de 0,15 [hp] con una efectividad del 43% y finalmente al aumentar el flujo al doble, el consumo teórico es de 0,42 [hp] con una efectividad del 69%. En este orden de ideas, se plantean dos escenarios, el primero en el que la operación de un IC es mucho más económica a costa de una efectividad menor. O se podría invertir en aumentar el flujo de aire al doble, a costa de una operación eléctrica más costosa, pero con una efectividad mayor, teniendo el doble de flujo casi a la misma temperatura el caso con el flujo de 125 CFM. Sin embargo, en todos los casos, se debe evitar incrementar únicamente la presión estática, ya que es un parámetro que disminuye la efectividad de un IC y a su vez hace más costosa la operación del mismo.

## 9 Referencias

- Amell, A. (2013). *Estimación de las Propiedades de Combustión de Combustibles Gaseosos* [Ebook] (1st ed.). Medellín: Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía. Universidad de Antioquia, Facultad De Ingeniería.
- Cengel, Y. (2007). *Transferencia de calor y masa*. McGraw-Hill.
- Zukauskas, A., & Ulinskas, R. (1988). *Heat transfer in tube banks in crossflow*. Hemisphere publ. Corp.
- Incropera, F., Dewitt, D., & Bergman, T. (2000). *Fundamentos de transferência de calor e de massa (6a. ed.)*. Grupo Gen - LTC.
- Çengel, Y., & Boles, M. (2011). *Thermodynamics*. McGraw-Hill.
- Minkowycz, W., Sparrow, E., Abraham, J., & Gorman, J. (2017). *Numerical simulation of heat exchangers*.
- eLearning at CERFACS*. Elearning.cerfacs.fr. (2021). Retrieved 6 October 2021, from <https://bit.ly/3uLnSLM>.
- Ospina Cano, S. (2016). *Estudio numérico del efecto de la temperatura de precalentamiento y el ángulo de divergencia de la cámara de combustión en el rango de operación de un quemador no premezclado*. Medellín: Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía. Facultad de Ingeniería, Universidad de Antioquia.
- Martinek, R. (1959). *Eclipse industrial process heating guide*. Eclipse fuel engineering Co. of Canada, Ltd.
- Ocloń, P., Łopata, S., & Chłosta, K. (2016). Experimental and Numerical Investigation of Flow Distribution within the Heat Exchanger with Elliptical Tubes. *Procedia Engineering*, 157, 428-435. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.08.386>
- Kantor, R. (2016). Modelling of a Coupled Radiation-conduction Heat Transfer through a Heat Shield in Vacuum Thermal Isolation Applications. *Procedia Engineering*, 157, 271-278. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.08.366>.
- Quinchia Hernandez, R., & Puerta Sepulveda, J. (1995). *Ventilación industrial* (2nd ed., p. 175). Litografía Dinámica.