



**Verificación del diseño fluidodinámico y de transferencia de calor para la fabricación de tres sistemas de calentamiento industriales**

Santiago García Castrillón

Informe de práctica presentado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Asesores

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

David Fernando Diaz Torres, Especialista (Esp) en Gestión de Proyectos

Universidad de Antioquia  
Facultad de Ingeniería  
Ingeniería Mecánica  
Medellín, Antioquia, Colombia  
2024

---

<b>Cita</b>	(García Castrillón, 2024)
<b>Referencia</b>	García Castrillón, S. (2024). Verificación del diseño fluidodinámico y de transferencia de calor para la fabricación de tres sistemas de calentamiento industriales. [Informe de práctica]. Universidad de Antioquia, Medellín, Colombia.
<b>Estilo APA 7 (2020)</b>	

---



Director Departamento de Ingeniería Termaltec – David Fernando Díaz Torres



Centro de Documentación de Ingeniería (CENDOI)

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

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

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**

El desarrollo de este trabajo se lo dedico a mis padres, quienes incansablemente me han ayudado a culminar mi etapa universitaria brindándome apoyo económico, sentimental y motivacional.

Siempre he encontrado en ellos un ejemplo a seguir desde la disciplina, el amor y el respeto.

También se lo dedico a mi hermana Paola, la cual ha estado presente y apoyando en situaciones difíciles las cuales la vida me ha traído, y he tenido en ella una verdadera hermana con la cual contar.

### **Agradecimientos**

Quiero expresar mi agradecimiento a los profesores Pedro León Simancas, Andrés Felipe Colorado, Andrés Felipe Agudelo Santamaría y Johny Antonio Álvarez los cuales fueron parte esencial de mi formación crítica y analítica como ingeniero mecánico, me brindaron sólidas bases en diversos campos que requiere un ingeniero hoy en día para enfrentarse a cualquier reto o desafío que en mi vida profesional me espere. Adicional me gustaría agradecer a David Diaz, Julio Cesar Morales y Jairo Montes, empleados y socio de Termaltec, los cuales me aportaron grandes conocimientos y mucho valor en el transcurso de mis prácticas profesionales por la empresa.

---

## Tabla de contenido

Resumen .....	12
Abstract .....	13
Introducción .....	14
1 Planteamiento del problema .....	16
1.1 Validación de parámetros de diseño.....	16
1.2 Análisis termodinámico.....	16
1.3 Entrega de documentación .....	16
2 Justificación.....	17
3 Objetivos .....	18
3.1 Objetivo general .....	18
3.2 Objetivos específicos.....	18
4 Marco teórico .....	19
4.1 Definición quemador .....	19
4.2 Componentes de un quemador .....	19
4.3 Tipos de quemadores (según la velocidad de los gases) .....	21
4.3.1 PP: Piro Pro (Baja velocidad).....	21
4.3.2 PJMV: Piro Jet Media Velocidad.....	22
4.3.3 PJ: Piro Jet (Alta velocidad) .....	23
4.4 Tipos de controles de potencia de los quemadores .....	23
4.4.1 Control ON-OFF.....	23
4.4.2 Control High-Low.....	24
4.4.3 Control Modulado.....	25
4.5 Quemadores especiales.....	26
4.5.1 PFT: Piro Fire Tube .....	26

---

4.5.2 Quemador dual.....	26
4.6 Sistema de calentamiento N°1: Horno de cementación .....	26
4.6.1 Tubo radiante .....	27
4.6.2 Recuperador de calor .....	28
4.7 Sistema de calentamiento N°2: Horno de revenido.....	28
4.8 Sistema de calentamiento N°3: Sistema de calentamiento de agua para lavadoras de tornillos.....	29
5 Metodología .....	30
5.1 Sistema de calentamiento N°1: Horno de cementación .....	30
5.1.1 Cálculo caída de presión del recuperador de calor .....	30
5.1.2 Cálculo de la caída de presión hasta el punto más remotamente hidráulico en los trenes de aire.....	38
5.1.3 Selección de la turbina de acuerdo con las caídas de presión en el tren de aire, recuperador, accesorios, número de quemadores y corrección por altura .....	43
5.1.4 Análisis de transferencia de calor del recuperador de calor .....	46
5.1.5 Análisis de transferencia de calor del horno de cementación.....	52
5.2 Sistema de calentamiento N°2: Horno de revenido.....	56
5.2.1 Análisis de transferencia de calor del horno de revenido .....	56
5.3 Sistema de calentamiento N°3: Sistema de calentamiento de agua para lavadoras de tornillos.....	59
5.3.1 Cálculo del tiempo de calentamiento del agua utilizando el quemador PFT 2.5.....	59
6 Resultados .....	65
6.1 Sistema de calentamiento N°1: Horno de cementación .....	65
6.2 Sistema de calentamiento N°2: Horno de revenido.....	70
6.3 Sistema de calentamiento N°3: Sistema de calentamiento de agua para lavadoras de tornillos.....	71
7 Conclusiones .....	75

---

8 Referencias.....	77
Anexos.....	78

**Lista de tablas**

<b>Tabla 1</b> Componentes sobre los cuales se diseñan y configuran los quemadores.....	19
<b>Tabla 2</b> Longitudes equivalentes para distintos accesorios .....	34
<b>Tabla 3</b> Valores de rugosidad equivalentes para tuberías comerciales .....	35
<b>Tabla 4</b> Propiedades del aire a 1 atm de presión .....	36
<b>Tabla 5</b> Tuberías, longitudes y caudales respectivos de cada tramo .....	39
<b>Tabla 6</b> Número de accesorios y valor k respectivo para cada uno.....	39
<b>Tabla 7</b> Sizing branch piping by the equal area method .....	40
<b>Tabla 8</b> Efecto de la altitud en el aire .....	44
<b>Tabla 9</b> Emisividad superficial y coeficientes de convección típicos para calcular pérdidas por paredes.....	53
<b>Tabla 10</b> Pérdidas de energía por convección y radiación de las paredes para horno de cementación.....	53
<b>Tabla 11</b> Corrección valores recuperador de calor teniendo en cuenta las condiciones de operación reales del horno.....	55
<b>Tabla 12</b> Emisividad superficial y coeficientes de convección típicos para calcular pérdidas por paredes.....	57
<b>Tabla 13</b> Perdidas de energía por convección y radiación de las paredes para horno de revenido .....	58
<b>Tabla 14</b> Análisis comparativo de la potencia del horno de cementación .....	65
<b>Tabla 15</b> Selección turbina de alimentación de aire .....	66
<b>Tabla 16</b> Valores más representativos del recuperador de calor .....	66
<b>Tabla 17</b> Aumento de la temperatura y efectividad del recuperador de calor dado el aumento de la longitud.....	69
<b>Tabla 18</b> Resultados del análisis de transferencia de calor de los coeficientes de convección del aire (cold), de los gases (hot) y las resistencias térmica equivalente (aire y aletas) e interna de los gases. ....	69
<b>Tabla 19</b> Análisis comparativo de la potencia del horno de revenido.....	70

---

<b>Tabla 20</b> Valores más representativos del intercambiador de tubo sumergido .....	71
<b>Tabla 21</b> Análisis del tiempo de calentamiento para diferentes diámetros de tubería Schedule 40 comerciales.....	72
<b>Tabla 22</b> Resultados del análisis de transferencia de calor de los coeficientes de convección y las resistencias térmicas del agua y de los productos de combustión.....	74

**Lista de figuras**

<b>Figura 1</b> Gas train valve and safety controls for gas burner .....	21
<b>Figura 2</b> PP 2.5 Modulado con ventilador y tren de gas .....	22
<b>Figura 3</b> PJMV 2.5 Modulado con tren de gas.....	23
<b>Figura 4</b> Control ON-OFF de temperatura.....	24
<b>Figura 5</b> Tren de gas en configuración bypass.....	25
<b>Figura 6</b> Esquema de operación de tubo radiante y recuperador de calor.....	27
<b>Figura 7</b> Requerimientos de operación horno de cementación .....	28
<b>Figura 8</b> Requerimientos de operación horno de revenido .....	29
<b>Figura 9</b> Requerimientos de operación del sistema de calentamiento de agua para lavadoras .....	29
<b>Figura 10</b> Modelo 3D recuperador de calor .....	31
<b>Figura 11</b> Vista en corte recuperador de calor .....	32
<b>Figura 12</b> Dimensiones vista en corte recuperador de calor .....	33
<b>Figura 13</b> Código en Python para calcular el factor de fricción.....	37
<b>Figura 14</b> Diagrama horno de cementación .....	38
<b>Figura 15</b> Resumen cálculo de pérdidas mayores .....	42
<b>Figura 16</b> Resumen cálculo de pérdidas menores .....	43
<b>Figura 17</b> Requerimientos de potencia de una turbina dado el caudal de aire, eficiencia y caída de presión .....	45
<b>Figura 18</b> Vista en corte recuperador de calor .....	46
<b>Figura 19</b> Ecuaciones para determinar la efectividad de la aleta cilíndrica circular .....	49
<b>Figura 20</b> Efectividad para intercambiadores de calor de doble tubo en contraflujo y flujo en paralelo .....	51
<b>Figura 21</b> Diámetro, espesor de pared y radio de longitud de arco de tuberías Schedule 40.....	60
<b>Figura 22</b> Correlación para calcular el número de Nusselt para cilindro horizontal.....	62
<b>Figura 23</b> Temperatura media logarítmica de un IC .....	63

<b>Figura 24</b> Efecto del cambio de longitud, número de aletas y espesor de las aletas en la temperatura de salida del aire del recuperador de calor .....	67
<b>Figura 25</b> Aumento de la figura anterior .....	68
<b>Figura 26</b> Aumento del diámetro y cambio en la longitud respectivo vs tiempo de calentamiento del agua .....	73

---

### Siglas, acrónimos y abreviaturas

<b>BTU</b>	British Thermal Unit
<b>EES</b>	Engineering Equation Solver
<b>GLP</b>	Gas licuado de petróleo
<b>IC</b>	Intercambiador de calor
<b>NTU</b>	Number of Thermal Units
<b>PCI</b>	Poder calorífico inferior
<b>PCS</b>	Poder calorífico superior
<b>PFT</b>	Piro Fire Tube
<b>PID</b>	Proporcional, integral y derivativo
<b>PJMV</b>	Piro Jet Media Velocidad
<b>PP</b>	Piro Pro
<b>P&amp;ID</b>	Process and Instrumentation Diagram
<b>Re</b>	Número de Reynolds
<b>SAPG</b>	Suich alta presión de gas
<b>SBPG</b>	Suich baja presión de gas
<b>SCH</b>	Schedule

## Resumen

Este trabajo tiene como objetivo validar y verificar el diseño fluidodinámico para la fabricación de 3 sistemas de calentamiento industriales, los cuales son: horno de cementación, horno de revenido y sistema de calentamiento de agua para lavadoras de tornillos.

El horno de cementación consta de 11 quemadores acoplados a tubos radiantes, 11 recuperadores de calor para precalentar el aire de combustión que ingresa a cada quemador y 2 turbinas de alimentación que suministrarán el aire necesario para los 11 equipos de combustión; para este sistema se calcularán las pérdidas de energía de todo el tren de aire incluyendo los recuperadores de calor, para así seleccionar adecuadamente el caudal, potencia y presión de las turbinas. Adicional a esto se analizará la transferencia de calor de los recuperadores de calor y se expondrán posibles mejoras para aumentar la eficiencia de estos. Simultáneamente se validará la potencia requerida por el horno dadas las condiciones de operación que han sido suministradas y se mostrará como influyen los recuperadores de calor en términos de ahorro energético.

El horno de revenido consta de 3 quemadores y también se validará la potencia requerida para operar bajo las condiciones suministradas.

Para finalizar se analizará la transferencia de calor del sistema de calentamiento de agua, calculando el tiempo requerido para elevar la temperatura del agua al valor deseado; y por último se verificará que la selección del diámetro del tubo sumergido haya sido adecuada en términos de eficiencia energética y se expondrán posibles mejoras para aumentarla.

*Palabras clave:* fluidos, horno, quemador, tubo radiante, recuperador de calor, combustión, pérdidas de energía, eficiencia energética, transferencia de calor.

### Abstract

The purpose of this work is to validate and verify the fluid dynamic design for the fabrication of 3 industrial heating systems, which are: carburizing furnace, tempering furnace, and water heating system for screw washers.

The carburizing furnace consists of 11 burners coupled to radiant tubes, 11 heat recuperators to preheat the combustion air that enters each burner and 2 feed turbines that will supply the necessary air for the 11 combustion equipment; for this system the energy losses of the whole air train including the heat recuperators will be calculated, in order to properly select the flow, power and pressure of the feed turbines. In addition to this, the heat transfer of the heat recuperators will be analyzed and possible improvements to increase their efficiency will be presented. Simultaneously, the power required by the furnace will be validated given the operating conditions that have been supplied and it will be shown how the heat recuperators impact in terms of energy savings.

The tempering furnace consists of 3 burners and will also validate the power required to operate under the supplied conditions.

Finally, the heat transfer of the water heating system will be analyzed, calculating the time required to raise the water temperature to the desired value; and finally, it will be verified that the selection of the submerged pipe diameter has been adequate in terms of energy efficiency and possible improvements to increase it will be presented.

*Keywords:* fluid, furnace, burner, radiant tube, heat recuperators, combustion, energy losses, energy efficiency, heat transfer.

## Introducción

Este trabajo busca documentar y respaldar con información técnica el diseño y selección de quemadores de gas natural, que la empresa Termaltec vendió a la empresa IonHeat para 3 sistemas de calentamiento industriales; estos sistemas son: Un horno de cementación <sup>1</sup> el cual constará de 11 quemadores, 2 turbinas de alimentación de aire y 3 zonas de calentamiento, la transferencia de calor de los gases de combustión a la carga (acero) se dará por contacto indirecto mediante un tubo radiante por cada quemador; y además cada quemador tendrá un recuperador de calor que precalentará el aire que ingresa al quemador, utilizando los gases de combustión que salen por la chimenea. El segundo sistema es un horno de revenido <sup>2</sup>, el cual constará de 3 quemadores de gas natural y 3 turbinas de alimentación de aire, la transferencia de calor de los gases de combustión a la carga (acero) se dará por contacto directo. El tercer sistema de calentamiento serán 2 tanques de almacenamiento de agua, los cuales cada uno tiene un tubo sumergido al cual se acoplará a cada uno un quemador de tipo tubo sumergido para calentar el agua a 80°C, con el objetivo de utilizar el agua caliente en un proceso posterior de lavado de tornillos. Teniendo en cuenta que el diseño completo de estos sistemas fue realizado por IonHeat, y Termaltec se encargará de suministrar los quemadores que cumplan con el requerimiento necesario para su funcionamiento, se desean validar algunos parámetros de diseño antes de suministrar los equipos.

Por consiguiente, para el horno de cementación, se debe seleccionar las 2 turbinas y motores respectivos para garantizar el adecuado funcionamiento del sistema, teniendo en cuenta la caída de presión adicional que genera el recuperador además considerando que estas 2 turbinas deberán tener el suficiente caudal y presión para suministrar aire a los 11 quemadores. De la misma forma también se desea conocer la temperatura a la cual entrará al aire a los quemadores, luego de salir del recuperador de calor; en otras palabras, se desea diagnosticar y realizar el análisis de transferencia de calor de estos recuperadores de calor. Adicional a esto se realizará el análisis termodinámico del horno completo.

---

<sup>1</sup> La potencia térmica del horno de cementación es de 805 kW

<sup>2</sup> La potencia térmica del horno de revenido es de 220 kW

El siguiente punto será realizar el análisis termodinámico para el horno de revenido del mismo modo que se realizó para el horno de cementación. Se obvia la selección de turbinas en este sistema debido a que el diseño de estos quemadores simultáneamente con la turbina ya está completamente desarrollado por Termaltec.

Por otra parte, se tiene el sistema de calentamiento de agua <sup>3</sup>, al cual se le transfiere calor mediante los gases de combustión por medio del tubo sumergido, ahora bien, se desea conocer el tiempo necesario para calentar el agua a la temperatura deseada, con el diseño ya propuesto. De la misma manera que para el horno de revenido, la selección de la turbina se obviará también en este sistema dado que para este quemador ya se encuentra desarrollado completamente el diseño de la turbina por parte de Termaltec.

Para concluir se entregarán como anexo los planos eléctricos de los quemadores correspondientes a cada sistema y los diagramas P&ID para los 3 sistemas de calentamiento.

---

<sup>3</sup> La potencia térmica del sistema de calentamiento de agua es de 73.3 kW ó 250000 Btu/h

## 1 Planteamiento del problema

### 1.1 Validación de parámetros de diseño

- **Objetivo:** Validar los parámetros de diseño de los sistemas de calentamiento industrial antes de suministrar los equipos.
- **Acciones por realizar:** Asegurar el adecuado funcionamiento del horno de cementación, considerando la caída de presión adicional generada por el recuperador de calor, esto mediante la selección adecuada de las turbina y el motor correspondientes.

### 1.2 Análisis termodinámico

- **Objetivo:** Evaluar el comportamiento termodinámico de los 3 sistemas de calentamiento industrial.
- **Acciones por realizar:**
  1. Realizar el análisis termodinámico del horno de cementación.
  2. Determinar la temperatura de entrada del aire a los quemadores después de salir del recuperador de calor.
  3. Replicar el análisis termodinámico para el horno de revenido.
  4. Evaluar la transferencia de calor mediante los gases de combustión a través del tubo sumergido.
  5. Estimar el tiempo requerido para alcanzar los 80°C con el diseño propuesto.

### 1.3 Entrega de documentación

- **Objetivo:** Preparar la documentación técnica necesaria para respaldar el diseño y selección de los quemadores de gas natural.
- **Acciones por realizar:**
  1. Diseñar los planos eléctricos para los tres sistemas de calentamiento industrial.
  2. Elaborar diagramas P&ID para los tres sistemas de calentamiento industrial.

## **2 Justificación**

La industria colombiana se ha caracterizado por incluir diversos sistemas industriales en los cuales se ven involucrados sistemas energéticos y de calentamiento como hornos, calderas e intercambiadores de calor. Adicional a esto la eficiencia energética de los mismos es un factor relevante que debe tener la industria, dado que impacta negativamente sus costos al tener sistemas obsoletos, diseños antiguos y equipos en mal estado; y tiene un impacto positivo cuando se seleccionan y usan adecuadamente los equipos térmicos, se tienen tecnologías de vanguardia y nuevos diseños que mejoran y optimizan la eficiencia de los sistemas. Adicional a todo esto, una buena selección y diseño de estos sistemas tiene un impacto ambiental en la reducción de emisiones de carbono y una menor huella ambiental generada.

En este orden de ideas, este trabajo será una guía para seleccionar y mejorar diseños de sistemas térmicos utilizando los conocimientos adquiridos sobre Mecánica de Fluidos, Termodinámica, Transferencia de calor, Combustión y Control de Procesos durante el transcurso de mis estudios profesionales.

### 3 Objetivos

#### 3.1 Objetivo general

Satisfacer la necesidad térmica del proyecto con los 16 quemadores para los 3 sistemas de calentamiento.

#### 3.2 Objetivos específicos

- Analizar la caída de presión del sistema de recuperación de calor del horno de cementación y del tren de aire completo (incluyendo el recuperador de calor), para así seleccionar adecuadamente la turbina y el motor que alimentan aire a los quemadores.
- Verificar el diseño térmico del sistema de recuperación de calor del horno de cementación estableciendo la temperatura de salida del aire del recuperador.
- Establecer el tiempo de calentamiento del agua en los sistemas de lavadoras.
- Verificar con cálculos energéticos el diseño de los 3 sistemas de calentamiento.
- Diseñar los trenes de gas y de aire de los quemadores para los 3 sistemas de calentamiento.
- Generar los diagramas P&ID de los sistemas de calentamiento.
- Generar los diagramas eléctricos de los quemadores.

## 4 Marco teórico

### 4.1 Definición quemador

Un quemador es un equipo industrial el cual está diseñado para, como su nombre lo indica “quemar” un combustible gaseoso o líquido en presencia de un comburente. Los combustibles pueden ser hidrógeno, gas natural, GLP o diésel. El comburente por excelencia es el aire; pero también hay casos en los cuales el aire se mezcla con oxígeno para aumentar la eficiencia de combustión o en ciertos casos se utiliza como comburente el oxígeno puro.

### 4.2 Componentes de un quemador

**Tabla 1**

*Componentes sobre los cuales se diseñan y configuran los quemadores*

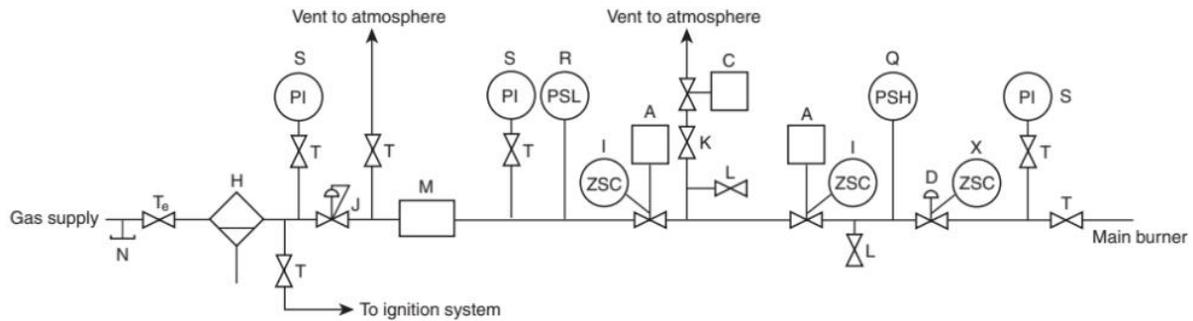
Sistema	Dispositivo	Definición
<b>Sistema de control de potencia del quemador</b>	Control de temperatura o presión	Es el dispositivo encargado de dar la señal de encendido o apagado del quemador; o en su defecto aumento o disminución de la potencia del equipo, de acuerdo con el requerimiento de energético del sistema.
	Electroválvula de apertura rápida	Válvula On-Off, encargada de abrir o cerrar el paso de gas abruptamente al quemador.
	Electroválvula de apertura lenta	Válvula On-Off, encargada de abrir el paso de gas de forma gradual, para realizar un encendido del equipo más seguro.
	Actuador válvula mariposa gas	Actuador proporcional, el cual en compañía de una válvula mariposa, aumenta o disminuye el caudal de gas de acuerdo con los requerimientos del sistema.
	Actuador válvula mariposa aire	Actuador proporcional, el cual en compañía de una válvula mariposa, aumenta o disminuye el caudal de aire, de forma que se dé una combustión estequiométrica.

<b>Sistema de encendido y supervisión de estabilidad de llama</b>	Monitor de llama	Dispositivo encargado de realizar la purga del sistema, encendido, monitoreo y si es necesario, apagar el equipo y mostrar alarma si algún dispositivo de seguridad del quemador lo indica.
	Sensor de llama	Dispositivo encargado de supervisar la existencia de llama.
	Transformador de ignición	Dispositivo encargado de generar la energía mínima de ignición para darse el encendido del quemador.
	Suiches de gas	Dispositivo encargado de supervisar la existencia de presión mínima de gas (SBPG) y de proteger el sistema en caso de altas presiones (SAPG).
	Suiches de aire	Dispositivo encargado de supervisar la existencia de presión mínima de aire, algunas configuraciones de estos equipos pueden garantizar no solo presión, sino flujo de aire al sistema.
<b>Sistema de suministro de combustible</b>	Tren de gas	Arreglo de electroválvulas, suiches de gas y en ciertos caso, actuadores, dependiendo de la configuración (On-Off, Alto y bajo fuego, Modulado) que controlan la cantidad de gas y por lo tanto potencia que genera el equipo.
	Bomba de combustible e inyectores	Dispositivos encargados de suministrar combustible líquido y atomizarlo para generar una adecuada combustión.
<b>Sistema de suministro de aire</b>	Turbina	Dispositivo encargado de suministrar aire a los quemadores.
	Motor eléctrico	Dispositivo eléctrico encargado de transmitir potencia a la turbina.

A continuación, se observa en la **Figura 1**, un sistema de suministro de combustible y sus respectivos controles de seguridad para un quemador de gas natural bajo la norma NFPA 85.

### Figura 1

*Gas train valve and safety controls for gas burner*



*Nota.* Fuente (National Fire Protection Association, 2023)

## 4.3 Tipos de quemadores (según la velocidad de los gases)

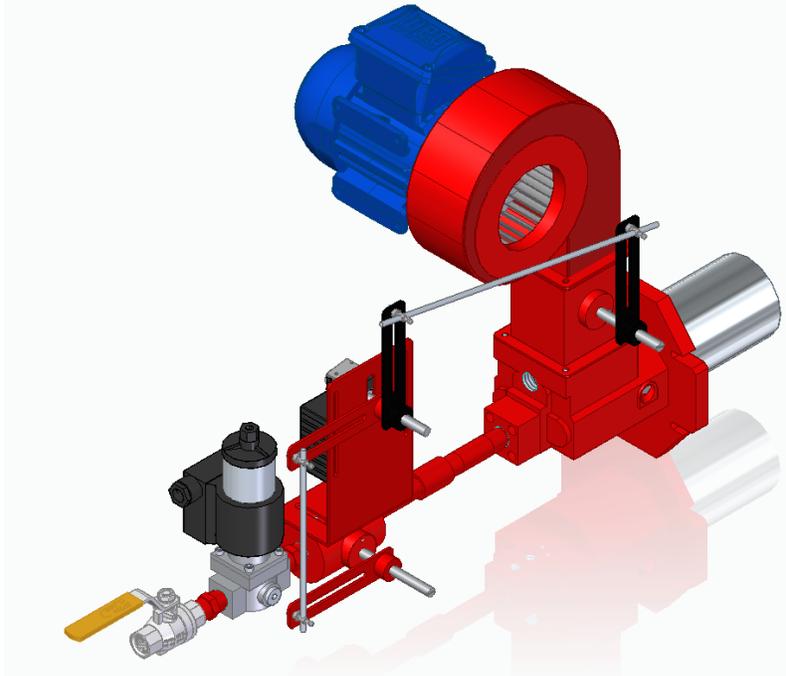
Algunos tipos de quemadores de la marca Pirotec fabricados por Termaltec, de los cuales algunos van a ser utilizados en este proyecto son:

### 4.3.1 PP: Piro Pro (Baja velocidad)

Es un quemador de gas natural del tipo baja velocidad. Se fabrica en un rango de potencias desde los 250.000 BTU/h hasta los 4.000.000 BTU/h. En la figura 1 se observa un quemador de baja velocidad con una potencia de 250.000 BTU/h con su sistema de control por modulación (varillaje), su tren de gas y turbina de aire. Los PP se caracterizan por ser los equipos más económicos y compactos.

**Figura 2**

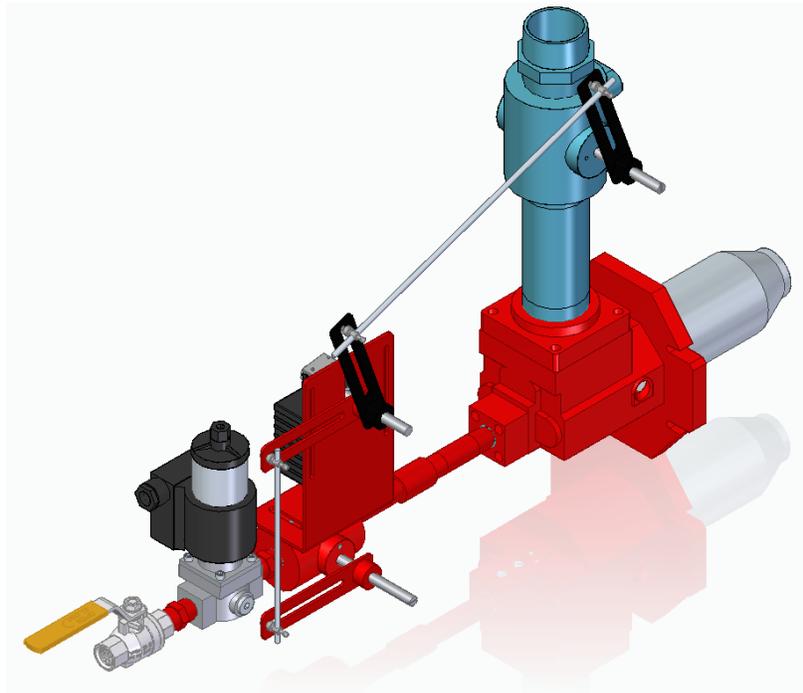
*PP 2.5 Modulador con ventilador y tren de gas*

**4.3.2 PJMV: Piro Jet Media Velocidad**

Es un quemador de gas natural del tipo media velocidad. Se fabrica en un rango de potencias desde los 250.000 BTU/h hasta los 25.000.000 BTU/h. En la figura 2 se observa un quemador de media velocidad con una potencia de 250.000 BTU/h con su sistema de control por modulación (varillaje), tren de gas y entrada de aire al quemador.

**Figura 3**

*PJMV 2.5 Modulado con tren de gas*

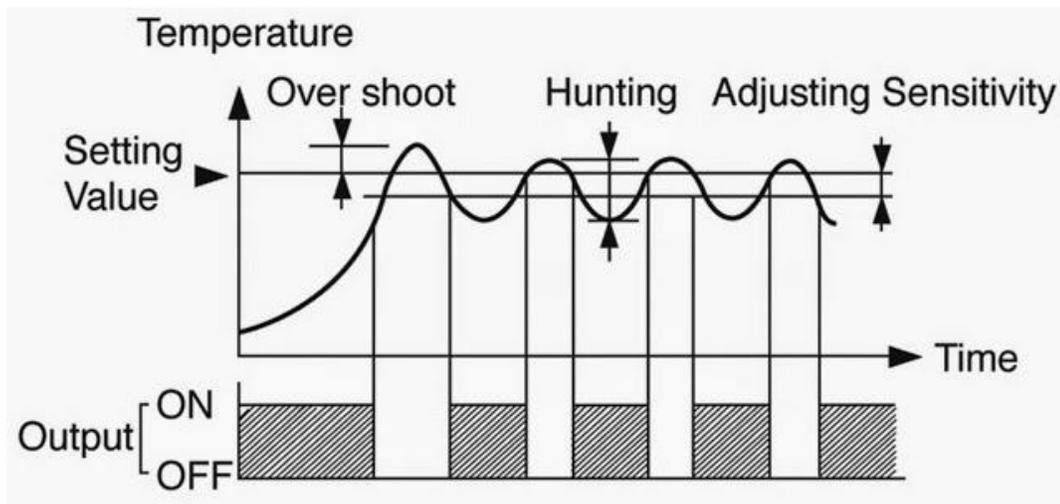
**4.3.3 PJ: Piro Jet (Alta velocidad)**

Es un quemador de gas natural del tipo alta velocidad. Se fabrica en un rango de potencias desde los 250.000 BTU/h hasta los 25.000.000 BTU/h.

**4.4 Tipos de controles de potencia de los quemadores****4.4.1 Control ON-OFF**

Este tipo de control es el más básico presente en estos equipos, el cual, mediante la señal recibida por un sensor (sensor de temperatura o presóstato), acciona la válvula de gas, cerrándola o abriendo de acuerdo con el requerimiento del sistema.

Si se detecta una baja temperatura, el sistema realiza el encendido del quemador suministrando energía al sistema y efectuando así un aumento en la temperatura; hasta que se llega y supera la temperatura deseada y el control envía la señal de apagado del quemador.

**Figura 4***Control ON-OFF de temperatura*

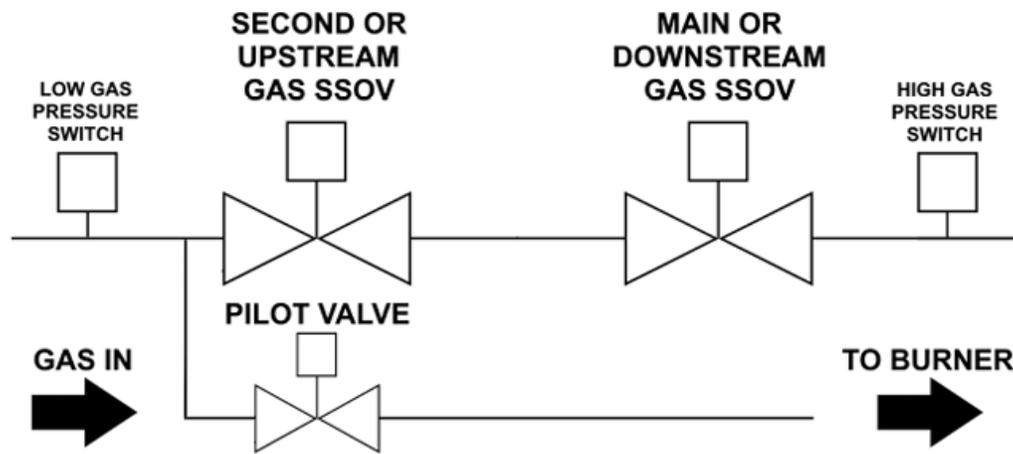
Nota: Fuente <https://bit.ly/3UffZg4> (Control e Instrumentación Industrial S.A., 2016)

**4.4.2 Control High-Low**

Este tipo de sistemas utilizan un arreglo en bypass de válvulas de gas, en las cuales se manejarán dos potencias, la línea principal será la de mayor potencia y cuando esta línea está energizada, el quemador entrará en alto fuego, suministrado una alta potencia al sistema. Mientras el quemador está en alto fuego la línea secundaria estará desenergizada.

El otro modo de funcionamiento que tiene este sistemas será cuando la línea secundaria está energizada; esta línea maneja un caudal menor que la línea principal, por lo tanto, la potencia suministrada al sistema será menor y podemos decir que el quemador estará en bajo fuego. Mientras el quemador está en bajo fuego la línea secundaria estará desenergizada.

Este tipo de configuraciones se utiliza para un consumo más eficiente de energía, debido a que cuando el sistema requiere mucha potencia el quemador estará en alto fuego, pero cuando alcanza la temperatura o presión requeridas, el quemador entra a bajo fuego, sosteniendo la temperatura o presión del sistema, pero utilizando menos potencia y por lo tanto, teniendo un menor consumo de energía.

**Figura 5***Tren de gas en configuración bypass*

Nota: Fuente <https://bit.ly/3vJ8ZyH> (Fireye, 2020)

#### 4.4.3 Control Modulado

Este tipo de control es más eficiente que los dos anteriores, debido a que no funciona mediante la apertura y cierre de una electroválvula, sino que tiene un tipo de válvula especial de control de flujo, la cual, mediante un actuador, aumenta o disminuye el caudal de combustible o aire que pasa por el mismo. Estos actuador se retroalimentan con una señal proporcional (4-20 mA) provenientes del control de temperatura o presión (en algunos casos finos controles PID); en otras palabras, si el requerimiento de potencia es muy alto, el actuador dará paso a la mayor cantidad de combustible y aire, para así, aumentar la potencia suministrada; pero si el requerimiento de potencia empieza a disminuir; el actuador empezará a cerrarse disminuyendo la cantidad de combustible y aire entregados al quemador, de tal forma que la potencia suministrada al sistema sea menor. Para realizar un control modulado tenemos dos alternativas:

- Control modulado mediante actuadores independientes: Este tipo de control modulado garantiza una combustión estequiométrica debido a que tiene 2 actuadores independientes, uno para el aire y otro para el gas. El actuador de gas tiene puntos fijo de calibración por los cuales siempre pasa, y el actuador de aire se retroalimenta mediante una sonda de oxígeno en la chimenea, garantizando que, en cada punto

calibrado del quemador, el porcentaje de oxígeno en chimenea sea alrededor del 3%; garantizando así una combustión lo más eficiente posible.

- Control modulado por varillaje: Este tipo de control requiere únicamente un actuador para controlar tanto combustible como aire. Esto debido a que, mediante el sistema de varillaje, transmite la potencia a la segunda válvula mariposa, manipulando así mediante un solo actuador, 2 válvulas de control de flujo. Como es de esperarse, este tipo de control no puede garantizar con la adecuada exactitud una combustión estequiométrica en todo el recorrido del actuador, teniendo como resultado algunos puntos del recorrido con más exceso de aire que otros.

## **4.5 Quemadores especiales**

### **4.5.1 PFT: Piro Fire Tube**

Es un quemador de gas natural concebido para operar como tubo sumergido para el calentamiento de fluidos. Se fabrica en un rango de potencias desde los 250.000 BTU/h hasta los 4.000.000 BTU/h.

### **4.5.2 Quemador dual**

Es un tipo de quemador el cual puede quemar 2 tipos de combustibles, por ejemplo, quemar gas natural y diésel. Estos están adaptados para tener un sistema de bombeo y atomización de diésel y también una red de suministro de gas natural con su tren de gas y electroválvulas de control de suministro de gas. Estos quemadores tienen un solo monitor de llama que controla ambos combustibles.

## **4.6 Sistema de calentamiento N°1: Horno de cementación**

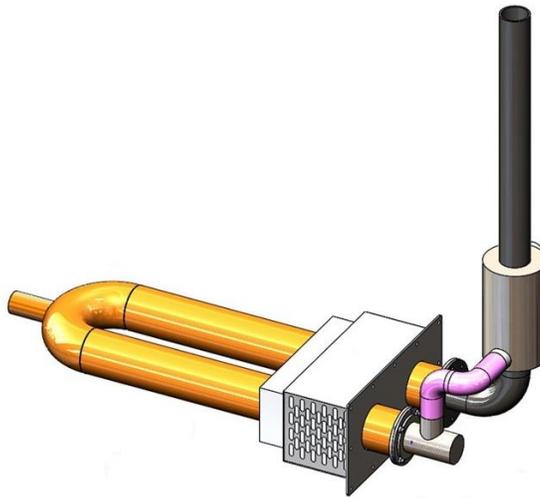
La cementación es un tratamiento térmico el cual aumenta la dureza superficial de una pieza de acero dulce, aumentando la concentración de carbono en la superficie. Se consigue creando una atmósfera controlada y garantizando cierta temperatura (por lo general entre 900°C y 950°C) para realizarse una adición de carbono sobre la capa superficial del acero, cambiando así sus propiedades. El tratamiento logra aumentar el contenido de carbono de la zona periférica, obteniéndose después, por medio de temple y revenidos, una gran dureza superficial, resistencia al desgaste y buena tenacidad en el núcleo. La finalidad del temple es aumentar la dureza y la resistencia del acero. Para ello, se calienta el acero a una temperatura ligeramente más elevada que

la crítica superior (entre 900-950 °C) y se enfría luego más o menos rápidamente (según características de la pieza) en un medio como agua, aceite, etc.

Para el horno de cementación serán destinados 11 quemadores PJMV 2.5 modulados además este horno dispondrá de 3 zonas de calentamiento. El horno de cementación para lograr esta temperatura utiliza quemadores acoplados a tubos radiantes como se observa en la figura 3, los cuales transfieren todo el calor por radiación al sistema, logrando así el aumento de la temperatura. El horno en cuestión además tiene un recuperador de calor en cada quemador para así precalentar el aire de combustión y lograr mejores eficiencias energéticas.

### Figura 6

*Esquema de operación de tubo radiante y recuperador de calor*



*Nota.* Elaborado por IonHeat.

#### 4.6.1 Tubo radiante

Los tubos radiantes son utilizados en aplicaciones industriales en procesos de calentamiento indirecto donde la llama o los productos de combustión no deben estar en contacto con la carga o producto a calentar, evitando su contaminación y garantizando una transferencia de calor uniforme. Por medio de una combustión confinada se hacen pasar los productos de combustión por el interior del tubo calentándolo hasta alcanzar una determinada temperatura para transferir calor por radiación a los procesos.

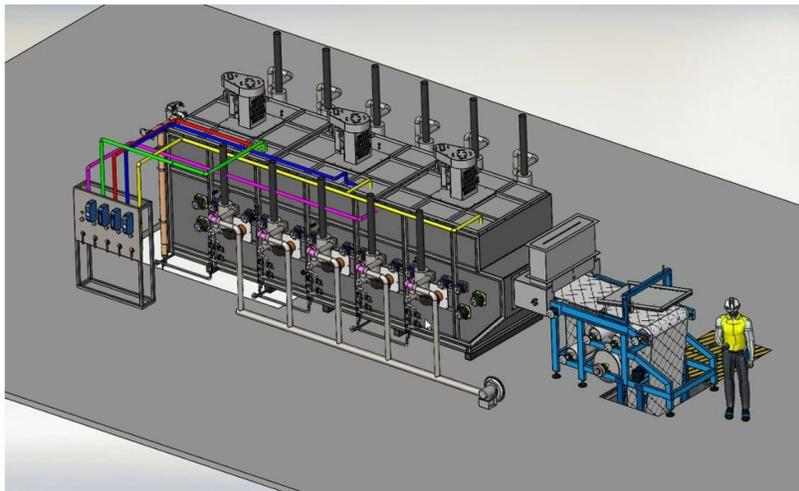
### 4.6.2 Recuperador de calor

Los recuperadores de calor son intercambiadores de calor los cuales transfieren calor de los productos de combustión al aire de entrada del quemador para precalentar el aire de combustión con el fin de disminuir la temperatura de los humos y así disminuir las pérdidas por calor sensible, aumentando así la eficiencia de combustión. Los recuperadores mencionados anteriormente únicamente serán instalados en el horno de cementación, y habrá un total de 11 recuperadores de calor, teniendo así 1 recuperador de calor por quemador.

En la figura 4, se observan algunos parámetros de operación del horno de cementación, así como una configuración esquemática del sistema completo.

### Figura 7

#### Requerimientos de operación horno de cementación



Utilities Horno de cementacion	
Capacidad	250 kg/hr
Ancho útil de banda	700 mm
Ancho de la banda	800 mm
Largo útil de banda	4900 mm
Largo de la banda	23000 mm
Potencia electrica instalada	15 kW
Potencia termica instalada	810 kW
Temperatura maxima	950 °C
Temperatura de operación	920 °C
Velocidad de operación	3.6 mm/s
Consumo electrico	12 kWh
Consumo de gas natural	30 Nm3/hr
Consumo de nitrógeno*	65 Nm3/hr
Consumo de endogas	35 m3/hr

Nota. Elaborado por IonHeat.

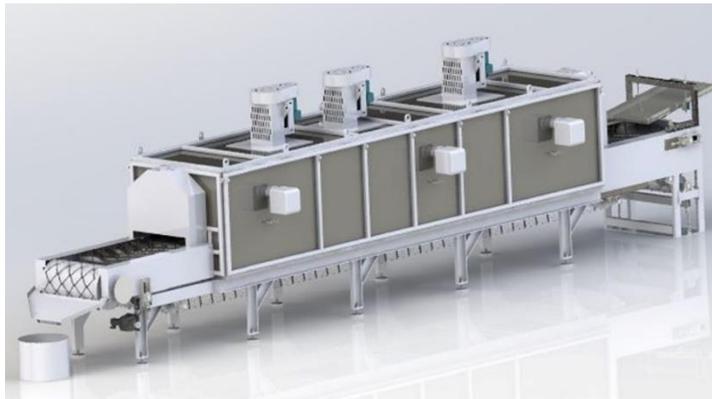
### 4.7 Sistema de calentamiento N°2: Horno de revenido

Para el horno revenido serán destinados 3 quemadores PP 2.5 modulados. El revenido es un tratamiento térmico, que va de la mano del temple (temple y revenido) y es posterior a la cementación. Consiste en un proceso mediante el cual después del temple (enfriamiento rápido en agua o aceite), se vuelve a calentar el material a una temperatura más baja (250°C) que la del tratamiento térmico (cementación) y esta se sostiene por determinado tiempo. En la figura 5, se

observan algunos parámetros de operación del horno de revenido, así como una configuración básica del sistema.

**Figura 8**

*Requerimientos de operación horno de revenido*



UTILITIES HORNO DE REVENIDO	
CAPACIDAD	250 KG/HR
ANCHO UTIL DE LA BANDA	700MM (0.7M)
ANCHO DE LA BANDA	800 (0.8M)
LARGO UTIL DE LA BANDA	6500MM (6.5M)
POTENCIA ELECTRICA INSTALADA	8KW
POTENCIA TERMICA INSTALADA	220 KW
TEMPERATURA MAXIMA	450°C
TEMPERATURA DE OPERACION	250°C
CONSUMO ELECTRICO	6.5KWH
CONSUMO GAS NATURAL	10 NMS/HR
LARGO DE LA BANDA	2200 MM
VELOCIDAD DE OPERACION	1.8 MM/S

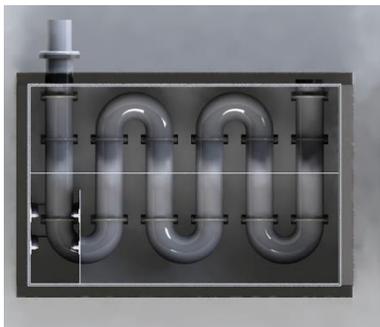
Nota. Elaborado por IonHeat.

**4.8 Sistema de calentamiento N°3: Sistema de calentamiento de agua para lavadoras de tornillos**

Para el sistema de calentamiento de agua se van a utilizar 2 quemadores PFT 2.5 High Low. Serán 2 tanques de almacenamiento y calentamiento de agua, que suministrarán esta agua caliente a un sistema de lavado. En la **Figura 9** se observa el tubo que va sumergido en los tanques de calentamiento donde irá acoplado el quemador; además se pueden observar también algunos parámetros de operación del sistema de calentamiento.

**Figura 9**

*Requerimientos de operación del sistema de calentamiento de agua para lavadoras*



Sistema de calefacción		
Fluido a calentar	Agua	
Temperatura de operación	80	°C
Volumen	1,2	m <sup>3</sup>
Densidad	1000	kg/m <sup>3</sup>
Quemador	PFT 2,5	
Potencia	250000	Btu/h

Nota. Elaborado por IonHeat.

## 5 Metodología

### 5.1 Sistema de calentamiento N°1: Horno de cementación

#### 5.1.1 Cálculo caída de presión del recuperador de calor

Para calcular las pérdidas de presión que debe vencer la turbina de aire para ingresar aire por el recuperador de calor, primero debemos caracterizar adecuadamente el sistema. Lo primero que se realizó fue estimar el caudal de aire que va a pasar por la sección externa del recuperador de calor (aire limpio), partiendo de la potencia térmica de cada quemador. Como los 11 quemadores que se va a instalar son PJMV 2.5, cada uno de ellos requiere el mismo flujo másico de gas natural y de aire; por lo tanto, el cálculo se realizará una vez para los 11 quemadores. La potencia térmica de un quemador PJMV 2.5 es de  $250.000 \text{ BTU/h}$  ( $73.31 \text{ kW}$ ) y el poder calorífico del gas natural es de  $1000 \text{ BTU/ft}^3$  aproximadamente.

Partiendo de la ecuación para calcular la potencia térmica de un sistema tenemos lo siguiente:

$$P = Q_{fuel} * PCI_v$$

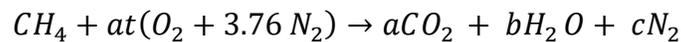
$$250000 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} = Q_{fuel} * 1000 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^3}$$

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

De la siguiente ecuación podemos encontrar el caudal de gas natural para una potencia de  $250.000 \text{ BTU/h}$  el cual es  $250 \text{ cfh}$  o  $\text{ft}^3/\text{h}$ .

$$Q_{fuel} = 7.07 \frac{\text{m}^3_{std,fuel}}{\text{h}} \approx 250 \text{ cfh}_{std,fuel}$$

Para estimar el caudal de aire necesario para quemar completamente el gas natural partimos de la estequiometría del combustible.



Del planteamiento de la estequiometría surge una ecuación por elemento para determinar los coeficientes estequiométricos de la siguiente manera.

$$C: 1 = 1 * a$$

$$H: 4 = 2 * b$$

$$O: 2 * at = (2 * a) + b$$

$$N: 2 * 3.76 * at = 2 * c$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se obtiene que:

$$a = 1 \therefore b = 2 \therefore at = 2 \therefore c = 7.52$$

Por lo tanto, el balance estequiométrico queda de la siguiente forma:



Asimismo, el volumen estequiométrico de aire corresponde a:

$$V_a = at * 4.76 = 2 * 4.76 = 9.56 \frac{kmol_{air}}{kmol_{fuel}} = 9.56 \frac{m^3_{std,air}}{m^3_{std,fuel}} \approx 10$$

Aproximamos el volumen estequiométrico de aire a 10. Así entonces, obtendremos el caudal de aire necesario para quemar el combustible, con un factor de aireación del 20%, el cual será:

$$Q_{air} = V_a * Q_{fuel} * n$$

$$Q_{air} = 10 \frac{m^3_{std,air}}{m^3_{std,fuel}} * 7.07 \frac{m^3_{std,fuel}}{h} * 1.2$$

$$Q_{air} = 84.84 \frac{m^3_{std,air}}{h} \approx 3000 \text{ cfh}_{std,air}$$

Ahora procederemos a estimar el diámetro hidráulico del recuperador de calor por donde pasará el aire de entrada a los quemadores, para estimar las caída de presión de este. La geometría del recuperador de calor es la siguiente:

### Figura 10

Modelo 3D recuperador de calor

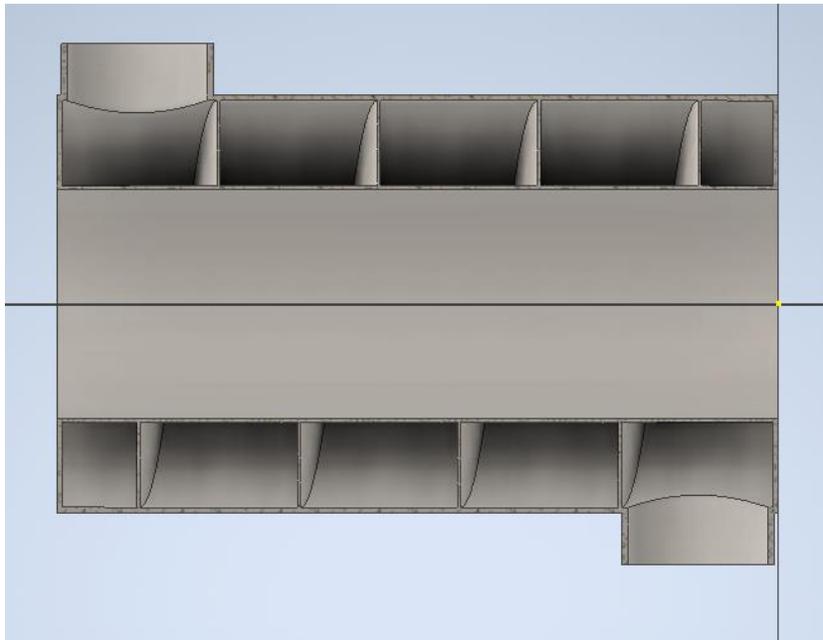


Nota. Elaborado por IonHeat.

La sección del medio será la chimenea del horno, por los cuales pasarán los productos de combustión; y la sección externa es por donde ingresará el aire a los quemadores, en este trayecto los productos de combustión transferirán calor al aire antes de ingresar al quemador, precalentando así el aire de la combustión y aumentando la eficiencia del sistema.

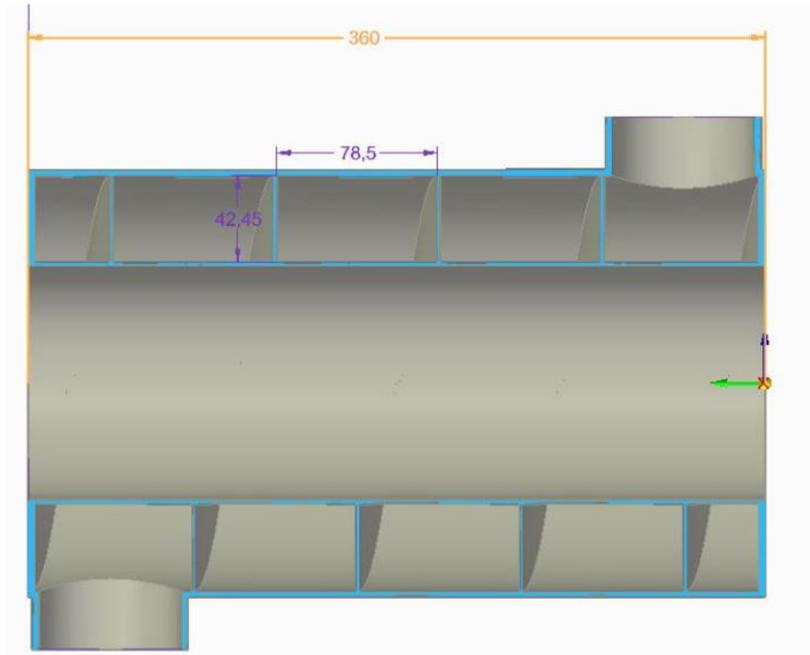
**Figura 11**

*Vista en corte recuperador de calor*



*Nota.* Elaborado por IonHeat.

Para calcular la caída de presión de la parte externa del recuperador asumiremos las hélices de la parte externa del recuperador como la caída de presión de pasar por 4 codos por cada vuelta completa que estas hélices dan sobre la parte interna del recuperador.

**Figura 12***Dimensiones vista en corte recuperador de calor*

*Nota.* Elaborado por IonHeat.

Con las dimensiones de la **Figura 12**, procederemos a calcular el diámetro hidráulico de una sección rectangular.

$$D_h = \frac{4 * A}{P_{mojado}}$$

$$A = b * h$$

$$P_{mojado} = (2 * b) + (2 * h)$$

La base y la altura corresponden a:  $b = 78.5 \text{ mm}$  y  $h = 42.45 \text{ mm}$

Reemplazando los valores en las ecuaciones tenemos que:

$$A = 3332.32 \text{ mm}^2 \therefore P_{mojado} = 241.9 \text{ mm} \therefore D_h = 55.10 \text{ mm} = 0.0551 \text{ m}$$

Utilizaremos la **Tabla 2** para estimar la longitud equivalente de acuerdo con el tipo de accesorio (codo estándar a  $90^\circ$ ).

**Tabla 2**  
*Longitudes equivalentes para distintos accesorios*

Tipo	(L/D) <sub>es</sub>
Válvula de globo-abierta por completo	340
Válvula de ángulo abierta por completo	150
Válvula de compuerta-abierta por completo	8
¼ abierta	35
½ abierta	160
¾ abierta	900
Válvula de verificación tipo giratoria	100
Válvula de verificación tipo bola	150
Válvula de mariposa abierta ,por completo (2 a 8 pulg)	45
10 a 14 pulg	35
16 a 24 pulg	25
Válvula de pie tipo disco de vástago	420
Válvula de pie tipo disco de bisagra	75
Codo estándar de 90	30
Codo de 90 de radio largo	20
Codo roscado a 90	50
Codo estándar a 45	16
Codo roscado a 45	26
Vuelta cerrada en retorno	50
Te estándar con flujo directo	20
Con flujo en el ramal	60

Nota. Fuente <https://bit.ly/3U2GuEb>

De la **Tabla 2** escogemos el caso más crítico para un codo en el cual la relación Longitud equivalente sobre  $D_h$  es igual a 30 y despejamos la longitud equivalente.

$$L_e = 30 * D_h$$

$$L_e = 30 * 0.0551 \text{ m}$$

$$L_e = 1.653 \text{ m}$$

Ahora conociendo la longitud equivalente para 1 codo, y conociendo que tenemos 4 codos por vuelta y 4 vueltas de la hélice exterior del recuperador, podremos conocer la longitud equivalente de toda la parte externa del recuperador de calor.

$$L_{e\text{total}} = L_e * 4 \frac{\text{codo}}{\text{vuelta}} * 4 \text{ vueltas}$$

$$L_{e\text{total}} = \frac{1.654 \text{ m}}{\text{codo}} * 4 \frac{\text{codo}}{\text{vuelta}} * 4 \text{ vueltas}$$

$$L_{e\text{total}} = 26.45 \text{ m}$$

A continuación, se procederá a calcular el factor de fricción de Darcy utilizando la ecuación de Colebrook que es para calcular este factor de fricción para flujos turbulentos.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon}{3.7D_h} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right)$$

Para solucionar esta ecuación y conocer el factor de fricción ( $f$ ), debemos conocer previamente la rugosidad del material ( $\varepsilon$ ) por la cual va a pasar el fluido, el diámetro hidráulico ( $D_h$ ) y el número de Reynolds ( $Re$ ).

Primero que todo, conociendo el material con el cual se fabricará el recuperador de calor, podremos buscar en tablas la rugosidad.

**Tabla 3**

*Valores de rugosidad equivalentes para tuberías comerciales*

Material	Rugosidad $\varepsilon$	
	ft	mm
Vidrio, plástico	0 (liso)	
Concreto	0.003-0.03	0.9-9
Duela de madera	0.0016	0.5
Hule, alisado	0.000033	0.01
Tubería de cobre o latón	0.000005	0.0015
Hierro fundido	0.00085	0.26
Hierro galvanizado	0.0005	0.15
Hierro forjado	0.00015	0.046
Acero inoxidable	0.000007	0.002
Acero comercial	0.00015	0.045

\* La incertidumbre en estos valores puede ser hasta  $\pm 60$  por ciento..

*Nota:* Fuente (Cengel, Y. 2007)

Conociendo que el material de fabricación será un acero comercial, utilizamos el valor de rugosidad para nuestro cálculo de  $\varepsilon = 0.045 \text{ mm} = 0.000045 \text{ m}$

Posteriormente procedemos a calcular el número de Reynolds utilizando la siguiente ecuación, el cual nos caracteriza como laminar o turbulento nuestro fluido en cuestión.

$$Re = \frac{\rho_{fluido} V_{prom} D_h}{\mu_{fluido}}$$

Para esto necesitamos algunas propiedades del aire las cuales serán seleccionadas de la **Tabla 4**. Como el aire será tomado de la atmósfera, a temperatura ambiente (25°); seleccionamos las propiedades de la siguiente tabla.

**Tabla 4**  
*Propiedades del aire a 1 atm de presión*

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Densidad $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico $c_p$ $\text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Viscosidad dinámica $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl Pr
-150	2.866	983	0.01171	$4.158 \times 10^{-6}$	$8.636 \times 10^{-6}$	$3.013 \times 10^{-6}$	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	$8.036 \times 10^{-6}$	$1.189 \times 10^{-5}$	$5.837 \times 10^{-6}$	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	$1.252 \times 10^{-5}$	$1.474 \times 10^{-5}$	$9.319 \times 10^{-6}$	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	$1.356 \times 10^{-5}$	$1.527 \times 10^{-5}$	$1.008 \times 10^{-5}$	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	$1.465 \times 10^{-5}$	$1.579 \times 10^{-5}$	$1.087 \times 10^{-5}$	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	$1.578 \times 10^{-5}$	$1.630 \times 10^{-5}$	$1.169 \times 10^{-5}$	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	$1.696 \times 10^{-5}$	$1.680 \times 10^{-5}$	$1.252 \times 10^{-5}$	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	$1.818 \times 10^{-5}$	$1.729 \times 10^{-5}$	$1.338 \times 10^{-5}$	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	$1.880 \times 10^{-5}$	$1.754 \times 10^{-5}$	$1.382 \times 10^{-5}$	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	$1.944 \times 10^{-5}$	$1.778 \times 10^{-5}$	$1.426 \times 10^{-5}$	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	$2.009 \times 10^{-5}$	$1.802 \times 10^{-5}$	$1.470 \times 10^{-5}$	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	$2.074 \times 10^{-5}$	$1.825 \times 10^{-5}$	$1.516 \times 10^{-5}$	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	$2.141 \times 10^{-5}$	$1.849 \times 10^{-5}$	$1.562 \times 10^{-5}$	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	$2.208 \times 10^{-5}$	$1.872 \times 10^{-5}$	$1.608 \times 10^{-5}$	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	$2.277 \times 10^{-5}$	$1.895 \times 10^{-5}$	$1.655 \times 10^{-5}$	0.7268

Nota: Fuente (Cengel, Y., & Boles, M. 2011)

$$\rho = 1.184 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \therefore \mu = 1.849 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

Finalmente, para calcular el número de Reynolds, necesitamos conocer la velocidad del flujo; esta velocidad la podremos aproximar conociendo el área por la cual pasará el fluido y el caudal de aire que vamos a ingresar al quemador.

$$Q_{air} = V_{air} \cdot Area$$

$$V_{air} = \frac{Q_{air}}{Area}$$

El caudal de aire que ingresará al recuperador de calor es de:

$$Q_{air} = 84.84 \frac{\text{m}^3_{std,air}}{\text{h}} = 0.0235 \frac{\text{m}^3_{std,air}}{\text{s}}$$

El área de la sección transversal la calcularemos utilizando el diámetro hidráulico, de la siguiente forma:

$$Area = \frac{\pi D_h^2}{4} = \frac{\pi (0.0551 \text{ m})^2}{4} = 0.00238 \text{ m}^2$$

Lo cual nos da como resultado una velocidad del aire de:

$$V_{air} = \frac{0.0235 \frac{m^3_{std,air}}{s}}{0.00238 m^2} = 9.89 \frac{m}{s}$$

Finalmente calculamos el número de Reynolds de la siguiente manera:

$$Re = \frac{1.184 \frac{kg}{m^3} \times 9.89 \frac{m}{s} \times 0.0551 m}{1.849 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}}$$

$$Re \cong 34900$$

Este número de Reynolds no da como resultado un flujo de aire turbulento.

Finalmente podremos calcular el factor de fricción de Darcy con la ecuación de Colebrook, utilizando un solucionador de ecuaciones como el EES o Python para determinar el valor de  $f$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon}{3.7D_h} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right)$$

A continuación, se anexa el código en Python donde se calculó el factor de fricción.

### Figura 13

*Código en Python para calcular el factor de fricción*

```
[7] import colebrook
import numpy as np
e = 0.045 #Rugosidad de la tubería en milímetros

#Propiedades del aire a 20°C y 1 atm
rho = 1.184 #kg/m**3
mu = 1.849e-5 #kg/m*s

Area = ((np.pi*(D_h_m**2))/4)
V_prom = Q_aire_std / Area
Reynolds = (rho*V_prom*D_h_m)/mu
relative_roughness = e/D_h
friction_factor = colebrook.sjFriction(Reynolds, relative_roughness)
print(friction_factor)

0.025
```

Como se observa el **Figura 13**, el resultado que nos arroja el programa para el factor de fricción de Darcy es  $f = 0.025$ , con este resultado procedemos a calcular las pérdidas o la caída de presión dada por la longitud de la tubería y los efectos viscosos con las siguientes ecuaciones:

*Pérdida de presión:* 
$$\Delta P_L = f \frac{L}{D} \frac{\rho V_{prom}^2}{2}$$

$$\text{Pérdida de carga:} \quad h_L = \frac{\Delta P_L}{\rho g} = f \frac{L}{D} \frac{V_{\text{prom}}^2}{2g}$$

$$\Delta P_L = 0.02508 \left( \frac{26.45 \text{ m} * 1.184 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \left(9.89 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 * 0.0551 \text{ m}} \right)$$

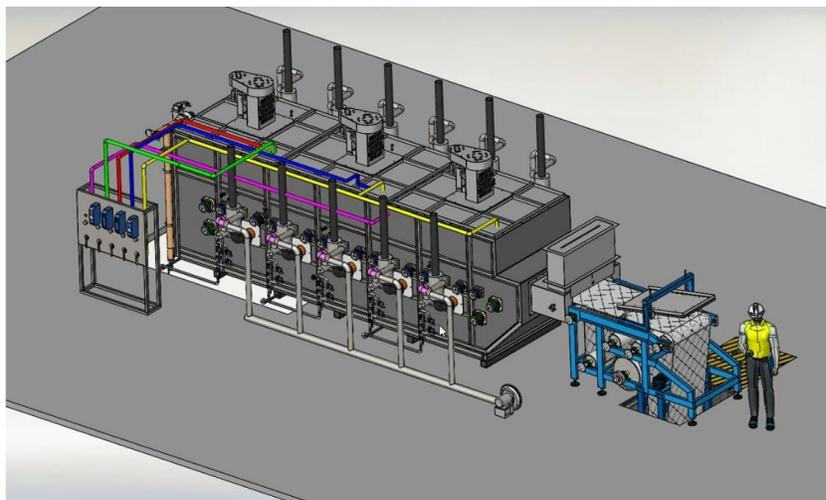
$$\Delta P_L = 697 \text{ Pa}$$

Reemplazando los valores ya conocidos en la ecuación nos da una caída de presión de 697 Pa correspondiente a una pérdida de carga de 60 m.

### 5.1.2 Cálculo de la caída de presión hasta el punto más remotamente hidráulico en los trenes de aire

Para realizar este cálculo se mostrará de forma esquemática la ubicación de los quemadores en el horno; posteriormente se realizarán los cálculos de caída de presión hasta el punto más alejado de la turbina.

**Figura 14**  
Diagrama horno de cementación



Nota. Elaborado por IonHeat.

Como se observa en la **Figura 14**, el punto más remotamente hidráulico es el cual que está más alejado de la presión de entrada del sistema, en este caso es el quemador en el cual su entrada de aire tiene mayor distancia o longitud hasta la turbina. Para calcular la caída de presión hasta este

punto, deberemos conocer todos los tramos de tuberías y accesorios que van hasta este punto; incluyendo el recuperador de calor el cuál su caída de presión se calculó en el punto anterior.

A continuación, se muestra en la **Tabla 5** las tuberías y accesorios que hay hasta este punto, los caudales de aire que pasarán dependiendo del tramo que corresponda y el valor  $k$  de cada accesorio respectivo.

**Tabla 5**

*Tuberías, longitudes y caudales respectivos de cada tramo*

Tubería	Longitud	Caudal
Tubería de 6 in	5m	300 <i>cfm</i>
Tubería de 2 in	2m	50 <i>cfm</i>
Tubería de 2 in	4m	50 <i>cfm</i>

**Tabla 6**

*Número de accesorios y valor  $k$  respectivo para cada uno*

Accesorios	Coefficiente de descarga $k$
Reducción de 6 in a 2 in	0.35
5 codos de 2 in	0.9
Válvula mariposa de 2 in	0.24

El primer tramo de 6" corresponde al plenum de aire que distribuye aire por los 6 quemadores correspondientes a cada turbina; los siguientes tramos son de 2" debido a que la entrada de aire al quemador es de 2".

El diámetro del plenum de aire fue seleccionado mediante la tabla del Eclipse Engineering Guide de la siguiente forma: Conociendo que la entrada de aire de los quemadores es de 2", nos posicionamos en la sección "Size of Branch Connection" en el valor de 2, además sabemos que cada turbina alimentará aire para 6 quemadores por lo cual, no posicionaremos en el número 6 en la sección "Number of Branch Connections", finalmente nos desplazaremos en forma horizontal y vertical en estos dos puntos previamente seleccionados, y el valor donde se encuentren corresponde al diámetro del plenum de aire (6") que alimentará aire a los 6 quemadores con salida del plenum cada uno a 2".

**Tabla 7**  
*Sizing branch piping by the equal area method*

Size of Branch Connection	Number of Branch Connections							
	1	2	3	4	5	6	7	8
1/4	1/4	3/8	1/2	3/4	3/4	1	1	1
3/8	3/8	3/4	3/4	1	1-1/4	1-1/4	1-1/4	1-1/4
1/2	1/2	3/4	1	1	1	1-1/4	1-1/2	2
3/4	3/4	1-1/4	1-1/4	1-1/2	2	2	2	2-1/2
1	1	1-1/4	2	2	2-1/2	2-1/2	3	3
1-1/4	1-1/4	2	2-1/2	3	3	4	4	4
1-1/2	1-1/2	2-1/2	3	3	4	4	4	6
<b>2</b>	2	3	4	4	6	<b>6</b>	6	6
2-1/2	2-1/2	4	4	6	6	6	6	6
3	3	4	6	6	8	8	8	8
4	4	6	8	8	10	10	10	12
6	6	8	10	12	14	16	18	18
8	8	12	14	16	18	20	20 or 24	24
10	10	14	18	20	24	24	30	30

Nota: Fuente (Eclipse, Inc. 1996)

Con todos estos datos ya conocidos, procederemos a calcular las pérdidas mayores dadas por las tuberías y las pérdidas menores dadas por los accesorios.

**5.1.2.1 Cálculo de pérdidas mayores**

Este cálculo se realizará una vez para la tubería de 6m, debido a que el procedimiento es el mismo para las demás tuberías.

Lo primero será estimar la velocidad del aire, la cual podremos conocer con el diámetro de la tubería y el caudal que pasa por esta misma.

$$V_{air} = \frac{Q_{air}}{Area}$$

Debido a que el caudal que pasa por esta tubería es de 300 cfm, y el diámetro hidráulico correspondiente a una tubería SCH40 de 6 pulgadas es de 0.15408 m tenemos que:

$$V_{air} = \frac{0.1416 \frac{m^3}{s}}{\frac{\pi(0.15408 m)^2}{4}}$$

La velocidad promedio del aire en este tramo será de:  $V_{air} = 7.59 \frac{m}{s}$

Posteriormente procederemos a calcular el número de Reynolds con los valores de viscosidad y densidad del aire ya conocidos.

$$Re = \frac{\rho_{fluido} V_{prom} D_h}{\mu_{fluido}}$$

$$Re = \frac{1.184 \frac{kg}{m^3} \times 7.59 \frac{m}{s} \times 0.15408 m}{1.849 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}}$$

$$Re \cong 74900$$

Este valor nos indica un flujo de aire turbulento, lo siguiente será calcular el factor de fricción de Darcy utilizando la ecuación de Colebrook.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon}{3.7 D_h} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

Utilizando un solucionador de ecuaciones nos arroja un valor del factor de fricción de  $f = 0.0189$ ; con este resultado se procederá a calcular las pérdidas mayores asociadas a la tubería de 6 pulgadas con una longitud de 5m con la ecuación:

$$\text{Pérdida de presión:} \quad \Delta P_L = f \frac{L}{D} \frac{\rho V_{prom}^2}{2}$$

$$\text{Pérdida de carga:} \quad h_L = \frac{\Delta P_L}{\rho g} = f \frac{L}{D} \frac{V_{prom}^2}{2g}$$

$$\Delta P_L = 0.0189 \left( \frac{5 m * 1.184 \frac{kg}{m^3} * \left(7.59 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 0.15408 m} \right)$$

$$\Delta P_L = 20.91 Pa$$

Reemplazando los valores ya conocidos en la ecuación nos da una caída de presión de 21 Pa correspondiente a una pérdida de carga de 1.8 m

A continuación, se muestra en la **Figura 15** un resumen donde se encuentran los resultados de los cálculos de las pérdidas mayores correspondientes a los tramos de tuberías mencionados

anteriormente y al recuperador de calor, además se observa la velocidad promedio en cada tramo de tubería, la longitud, el tipo de flujo, el largo de cada tramo o su longitud equivalente, y el factor de fricción de Darcy. Este valor de pérdidas está expresado en metros (pérdida de carga) y en Pascales (pérdida de presión).

### Figura 15

#### Resumen cálculo de pérdidas mayores

Cálculo de pérdidas mayores										
Referencia	Caudal [m <sup>3</sup> /s]	Velocidad [m/s]	Diámetro [in]	Diámetro hidráulico [m]	Numero de Reynolds	Tipo de flujo	Largo [m]	Factor de fricción	Pérdidas mayores [m]	Pérdidas [Pa]
a	0.1415842	7.59	6	0.15408	74919	Turbulento	5	0.01899	1.8	21.04
b	0.0235974	10.9	2	0.05248	36660	Turbulento	2	0.02227	5.1	59.79
c	0.0235974	10.9	2	0.05248	36660	Turbulento	4	0.02227	10.3	119.58
RECUPERADOR	0.0235974	9.89	2.17	0.055118	34906	Turbulento	26.45	0.02509	60.0	697.09
TOTAL									77.3	897.5

Finalmente tenemos como resultado un valor de pérdidas mayores de 897.5 Pa correspondiente a una pérdida de carga de 77.3 m, este valor corresponde a las pérdidas por los efectos viscosos de los 3 tramos de tuberías de 6", 2" y 2" y del recuperador de calor, teniendo como valor más alto las pérdidas de presión dadas por el recuperador de calor, lo cual muestre la importancia de haber teniendo en cuenta este elemento para la adecuada selección de la turbina.

#### 5.1.2.2 Cálculo de pérdidas menores

Se procederá a calcular las pérdidas para el primer accesorio, el cual corresponde a la reducción de 6" a 2" que tiene el plenum de aire, para los demás accesorios el procedimiento es el mismo.

De la tabla resumen del cálculo de pérdidas mayores tenemos la velocidad del fluido a la entrada de este accesorio, la cual corresponde a  $V_{air} = 7.59 \frac{m}{s}$ . Además de la literatura encontramos que el coeficiente de descarga  $k$  para este tipo de accesorios es de  $k = 0.35$ ; con estos valores podemos calcular las pérdidas asociadas a este accesorio con la siguiente ecuación:

$$\text{Pérdida de carga:} \quad h_L = k \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$h_L = 0.35 \cdot \frac{\left(7.59 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$h_L = 1.03 \text{ m}$$

La velocidad del fluido en los codos es la velocidad que tiene el fluido antes de pasar por el recuperador de calor, la cual corresponde a  $V_{air} = 10.91 \frac{m}{s}$ ; y finalmente la velocidad que se tiene en la válvula mariposa es la velocidad que tiene el fluido luego de pasar por el recuperador de calor, la cual es de  $V_{air} = 9.89 \frac{m}{s}$ . Con estos valores y los coeficientes de descarga ya enunciados en la tabla de accesorios; conoceremos el valor total de pérdidas asociadas a los accesorios.

A continuación, se muestra en la **Figura 16** un resumen donde se encuentran los resultados de los cálculos de las pérdidas menores correspondientes a los accesorios de las tuberías.

**Figura 16**

*Resumen cálculo de pérdidas menores*

Accesorios							
Referencia	Accesorio	Velocidad [m/s]	K	Gravedad [m/s <sup>2</sup> ]	Cantidad	Pérdidas menores [m]	Pérdidas menores totales [m]
1	Codo 2"	10.91	0.9	9.81	5	5.46	27.30
2	Válvula mariposa 2"	9.89	0.24	9.81	1	1.20	1.20
3	Reducción 6" a 2"	7.59	0.35	9.81	1	1.03	1.03
						TOTAL	29.52

Finalmente tenemos como resultado un valor de pérdidas menores correspondiente a una pérdida de carga de 29.52 m ; este valor corresponde a las pérdidas por los efectos viscosos de los accesorios necesarios para la construcción de los trenes de aire de los quemadores.

### 5.1.2.3 Pérdida de carga asociada al punto más remotamente hidráulico

La pérdida de presión o carga necesaria que debe asumir la turbina de aire para llevar aire al quemador más alejado que se encuentra en el sistema es el resultado de sumar las pérdidas mayores y las pérdidas menores; teniendo como resultado una pérdida de carga de aproximadamente 107 m correspondiente a una caída de presión de 1243 Pa

### 5.1.3 Selección de la turbina de acuerdo con las caídas de presión en el tren de aire, recuperador, accesorios, número de quemadores y corrección por altura

Ya conocidas las pérdidas de presión del sistema, el siguiente paso será seleccionar la presión de salida de la turbina para cumplir con el requerimiento de aire para los 6 quemadores respectivamente. Utilizando la ecuación fundamental de la energía para los fluidos tenemos que:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + h_{bomba} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_L$$

En nuestro caso el objetivo será conocer la presión en el punto 1, el cual corresponde a la presión a la salida de la turbina de alimentación de aire para los quemadores; la velocidad en el punto 1 es conocida; y será de  $V_1 = 7.59 \frac{m}{s}$ . La altura 1 será  $0m$  dado que ese será nuestro punto de referencia. Asumimos que no hay bomba dado que deseamos conocer la presión a la salida de la turbina. La presión en el punto 2 es conocida, esta será la presión a la entrada de los quemadores la cual es de  $P_2 = 14 \text{ inH}_2\text{O}$  manométricos, la velocidad 2 será la velocidad de entrada a los quemadores la cual será de  $V_2 = 9.89 \frac{m}{s}$ , la altura 2 es la altura que tienen los quemadores sobre la turbina y esta corresponde a un valor de  $Z_2 = 2.5m$  y las pérdidas de carga ya fueron calculadas en los puntos anteriores y tienen un valor de  $h_L = 107m$

La presión 2 corresponde a  $3487.15 \text{ Pa}$  y sumada a la presión atmosférica nos da un valor de  $P_2 = 104814 \text{ Pa}$ .

Reemplazando todos los valores en la ecuación obtenemos un resultado para la presión en el punto 1 de  $P_1 = 106105 \text{ Pa}$ , lo cual nos da como resultado una turbina de  $P = 19.2 \text{ inH}_2\text{O}$  manométricos y un caudal de  $Q = 300 \text{ cfm}$  ó  $0.1416 \frac{m^3}{s}$ .

Este resultado inicial debe ser corregido para las condiciones donde se instalará el sistema de calentamiento; el cual será la ciudad de Cali, está se encuentra ubicada a una altura de  $1018 \text{ msnm}$  o aproximadamente  $3500 \text{ ft}$ . De la **Tabla 8** podemos encontrar que la gravedad específica a esta altura es de  $G_2 = 0.88$

**Tabla 8**  
*Efecto de la altitud en el aire*

**THE EFFECT OF ALTITUDE ON AIR**

Basis: 70°F dry air at sea level  
(29.92" Hg) barometric pressure

Altitude Ft.	Barometric "Hg	Pressure, PSIA	Density Lb./Cu. Ft.	Specific Gravity	Specific Volume Cu. Ft./Lb.
0	29.92	14.7	.07500	1.00	13.33
500	29.38	14.4	.07365	.98	13.58
1000	28.86	14.2	.07234	.96	13.82
1500	28.33	13.9	.07101	.95	14.08
2000	27.82	13.7	.06974	.93	14.34
2500	27.31	13.4	.06846	.91	14.61
3000	26.81	13.2	.06720	.90	14.88
3500	26.32	12.9	.06598	.88	15.16
4000	25.84	12.7	.06477	.86	15.44
4500	25.36	12.5	.06357	.85	15.73
5000	24.89	12.2	.06239	.83	16.03
5500	24.43	12.0	.06124	.82	16.33

*Nota:* Fuente (Eclipse, Inc. 1996)

Posteriormente; según las leyes de la ventilación del mismo libro, procederemos a corregir el caudal de aire de la turbina de la siguiente forma.

$$Q_2 = Q_1 \times \frac{G_1}{G_2} = 300 \text{ cfm} \times \frac{1.00}{0.88} = 340 \text{ cfm}$$

Ahora se debe corregir la presión teniendo en cuenta la menor densidad del aire.

$$P_2 = P_1 \times \frac{G_1}{G_2} = 19.2 \text{ "w. c.} \times \frac{1.00}{0.88} = 21.8 \text{ "w. c.}$$

Finalmente debemos hacer otra corrección por presión para que se suministre el flujo másico necesario de aire debido al efecto de la altura sobre la presión del aire y la densidad del aire [Eclipse].

$$P_2 = P_1 \times \frac{G_1}{G_2} = 21.8 \text{ "w. c.} \times \frac{1.00}{0.88} = 24.7 \text{ "w. c.}$$

Ahora podemos concluir que la turbina seleccionada debe satisfacer un caudal de 340 cfm ó  $0.16 \frac{m^3}{s}$  y una presión de aproximadamente 25 inH<sub>2</sub>O y podrá trabajar a una altura sobre el nivel del mar de más de 1000 metros a temperatura ambiente.

### Figura 17

*Requerimientos de potencia de una turbina dado el caudal de aire, eficiencia y caída de presión*

#### **Blower horsepower requirements**

Blower horsepower increases with the air flow delivered and the pressure developed. The four equations below can be used to predict blower horsepower consumption. They differ only in the flow and pressure units used. The term "efficiency" is the overall blower efficiency – a composite of fan, motor and drive train efficiencies – expressed as a decimal.

$$hp = \frac{\text{scfm} \times \text{"w.c.}}{6356 \times \text{efficiency}} \quad hp = \frac{\text{scfm} \times \text{osi}}{3670 \times \text{efficiency}}$$

$$hp = \frac{\text{scfh} \times \text{"w.c.}}{381,360 \times \text{efficiency}} \quad hp = \frac{\text{scfh} \times \text{osi}}{220,200 \times \text{efficiency}}$$

*Nota:* Fuente (Eclipse, Inc. 1996)

El motor que deberá estar acoplado a esta turbina de aire, lo seleccionaremos dada la siguiente ecuación, presente en la **Figura 17**:

$$hp = \frac{Q \cdot P}{\eta \cdot 6356}$$

El caudal y la presión ya son conocidos, y la eficiencia de una turbina tipo jaula de ardilla es de aproximadamente el 33.6%, entonces tenemos que:

$$hp = \frac{340 \text{ scfm} \times 25" \text{w. c.}}{0.336 \times 6356}$$
$$hp = 3.98$$

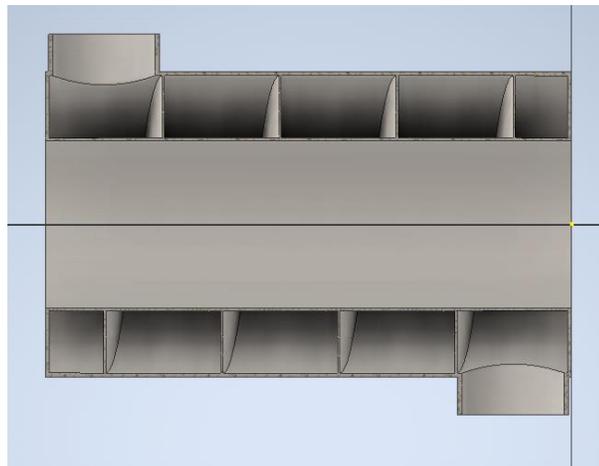
Así entonces el motor que deberá tener cada turbina será de 4 *hp* y cada turbina deberá desarrollar un caudal de aire de 340 *scfm* a una presión de 25" *w. c.*

#### 5.1.4 Análisis de transferencia de calor del recuperador de calor

Se tiene un recuperador de calor en cada uno de los quemadores del horno de cementación, el objetivo de estos elementos será precalentar el aire que ingresa a los quemadores, con el fin de aumentar la eficiencia del sistema. El diseño de estos recuperadores de calor ya está definido por parte del cliente, por lo tanto, se validará este diseño realizando los cálculos de transferencia de calor respectivos; para así, estimar la temperatura de salida del aire luego de haber pasado por el recuperador de calor. Cabe señalar que este IC consta de un doble tubo en contraflujo, donde además el tubo exterior tiene 4 aletas como se muestra a continuación en la **Figura 18**.

#### Figura 18

Vista en corte recuperador de calor



Nota. Elaborado por IonHeat.

El primer paso será conocer las temperaturas de entrada de los fluidos al intercambiador de calor, como bien sabemos este intercambiador aumentará la temperatura del aire, aprovechando la

salida de los productos de combustión a alta temperatura. El aire ingresa al intercambiador de calor a una temperatura de  $T_{aire,in} = 20^{\circ}\text{C}$  y los gases de combustión ingresan al intercambiador de calor a una temperatura de  $T_{gases,in} = 1050^{\circ}\text{C}$ . Para realizar este cálculo vamos a asumir que el IC estará completamente aislado. Ambos flujos másicos son conocidos, tanto como del aire como de los productos de combustión, y estos son:  $\dot{m}_{air} = 0.02732 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  y  $\dot{m}_{gases} = 0.02863 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ . Asumiremos también algunas propiedades adicionales, tales como: La conductividad térmica del material del IC será (ASTM A36)  $k_{tubo} = 50 \frac{\text{W}}{\text{m-K}}$  y la resistencia térmica de las incrustaciones será  $R_{foulings} = 0.0004 \frac{\text{m}^2\text{-K}}{\text{W}}$ .

El segundo paso será aplicar la ecuación de primera ley para ambos fluidos, teniendo en cuenta que el calor que pierde el fluido caliente (gases de combustión), lo ganará el fluido frío (aire). El calor específico de ambos fluidos será a la temperatura promedio de cada uno de los fluidos, como se explica a continuación.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{air} C_{p_{aire}}(T_{aire,out} - T_{aire,in})$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{gases} C_{p_{gases}}(T_{gases,in} - T_{gases,out})$$

Posteriormente se procederá a calcular el número de Nusselt para el lado del IC por donde circula el aire, para esto debemos calcular las propiedades del aire a una temperatura promedio (entre la entrada y la salida del aire del IC). Estas propiedades son calor específico, densidad, conductividad térmica, viscosidad cinemática y número de Prandtl. Con estas propiedades y conociendo el flujo másico, densidad del aire y sección geométrica por la cual circulará el aire ( $Area = 0.003332 \text{ m}^2$ ), se procederá a calcular el caudal de aire y velocidad de este con las siguientes ecuaciones:

$$Q_{aire} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho_{aire}}; V_{aire} = \frac{Q_{aire}}{Area}$$

Conociendo las propiedades mencionadas anteriormente, y la velocidad del aire se calculará el número de Reynolds del aire, con su velocidad, diámetro hidráulico ( $D_h = 0.0551 \text{ m}$ ), y viscosidad cinemática así:

$$Re_{aire} = \frac{V_{aire} D_h}{\nu_{fluido}}$$

Con estas variables ya conocidas procederemos a calcular el número de Nusselt para flujo interno turbulento, y utilizaremos el valor de 0.4 dado que el aire se está calentando, de la siguiente forma.

$$Nusselt_{aire} = 0.023 Re_{aire}^{0.8} Pr_{aire}^{0.4}$$

Posteriormente, ya conociendo el número de Nusselt, podremos calcular el coeficiente de convección del fluido frío (aire) de la siguiente ecuación.

$$Nusselt_{aire} = \frac{h_{cold} D_h}{k_{aire}}$$

Ahora procederemos a calcular el número de Nusselt y coeficiente de convección del fluido caliente siguiendo el algoritmo de cálculo explicado anteriormente, pero utilizando los valores y propiedades de los gases para el lado de los productos de combustión, los cuales son:

$$Area = 0.01026 m^2$$

$$D_h = 0.1143 m$$

Con el caudal, velocidad y número de Reynolds ya conocido para los gases, se procederá a calcular el número de Nusselt para flujo interno turbulento, y utilizaremos el valor de 0.3 dado que los gases se están enfriando, de la siguiente forma.

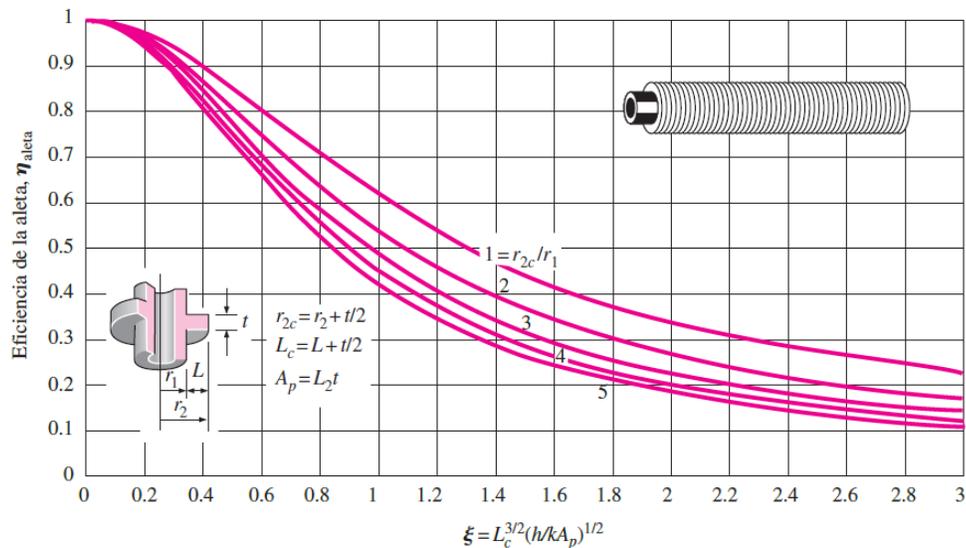
$$Nusselt_{gases} = 0.023 Re_{gases}^{0.8} Pr_{gases}^{0.3}$$

Finalmente, ya conociendo el número de Nusselt, podremos calcular el coeficiente de convección del fluido caliente (gases) a partir de la siguiente ecuación.

$$Nusselt_{gases} = \frac{h_{hot} D_h}{k_{gases}}$$

Conociendo estos dos coeficientes de convección, el paso siguiente será realizar un análisis de las resistencias térmicas involucradas en el sistema. Lo primero será calcular la resistencia térmica de la aleta el cual es el elemento más complejo del sistema.

**Figura 19**  
Ecuaciones para determinar la efectividad de la aleta cilíndrica circular



Aletas circulares de perfil rectangular

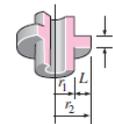
$$m = \sqrt{2h/kt}$$

$$r_{2c} = r_2 + t/2$$

$$A_{aleta} = 2\pi(r_{2c}^2 - r_1^2)$$

$$\eta_{aleta} = C_2 \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_{2c}) - I_1(mr_1)K_1(mr_{2c})}{I_0(mr_1)K_1(mr_{2c}) + K_0(mr_1)I_1(mr_{2c})}$$

$$C_2 = \frac{2r_1/m}{r_{2c}^2 - r_1^2}$$



Nota: Fuente (Cengel, Y. 2007)

De la **Figura 19** ubicamos el tipo de aleta correspondiente a nuestro intercambiador de calor y las ecuaciones que lo describen. El espesor de la aleta será  $t = 3\text{mm}$ , el valor  $r_1$  y  $r_2$  serán de  $59.15$  y  $103\text{ mm}$  respectivamente, la longitud de la aleta será de  $L = 43.85$ . El perímetro de la aleta será de  $P_{aleta} = 2\pi r_2$  correspondiente a  $64.72\text{ m}$  y el número de aletas será de  $N = 4$ . Con estos valores procederemos a calcular la resistencia térmica de las aletas de la siguiente ecuación.

$$R_{aletas} = \frac{1}{N_{aletas} * \sqrt{h_{cold} P_{aleta} k_{tubo} A_{aleta}} * \tanh(m * L_c)}$$

Con este valor ya conocido se procede a analizar el sistema completo de resistencias para identificar cuales resistencias irán en paralelo y cuales en serie; como en el lado externo del intercambiador están las aletas, hay 2 mecanismos de transferencia de calor que involucran al aire, las aletas y la convección, lo cual nos indica que el análisis de estas dos resistencias se debe manejar en paralelo, de la siguiente forma.

$$R_{conv,ext} = \frac{1}{h_{cold} * A_{ext}}$$

$$\frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{R_{aletas}} + \frac{1}{R_{conv,ext}}$$

Ahora ya conocemos la resistencia equivalente del lado externo del intercambiador, por lo tanto, el sistema completo de resistencias ahora de manejará en serie para las demás resistencias involucradas.

La resistencia dada la convección interna (del fluido caliente) será:

$$R_{conv,int} = \frac{1}{h_{hot} * A_{int}}$$

La resistencia dada la conducción del tubo será:

$$R_{tubo} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi * L_{tubo} * k_{tubo}}$$

Las resistencias asociadas a las incrustaciones externas e internas serán respectivamente:

$$R_{f,ext} = \frac{R_{foulings}}{A_{ext}}$$

$$R_{f,int} = \frac{R_{foulings}}{A_{int}}$$

Así entonces la resistencia total será:

$$R_{total} = R_{eq} + R_{f,ext} + R_{tubo} + R_{f,int} + R_{conv,int}$$

Utilizando la ecuación del coeficiente global de transferencia de calor tenemos que

$$R_{total} = \frac{1}{U * A}$$

Como para este ejercicio son desconocidas las temperaturas de salida de ambos fluidos del IC, vamos a utilizar el método de la efectividad-NTU para poder resolver el sistema con las ecuaciones que hemos desarrollado hasta el momento.

Primero vamos a calcular los valores de  $C_{min}$  y  $C_{max}$  de la siguiente forma:

$$C_{min} = \dot{m}_{aire} C_{p_{aire}}$$

$$C_{max} = \dot{m}_{gases} C_{p_{gases}}$$

Al obtener los resultados finales se comprobará que efectivamente se cumpla que  $C_{max} > C_{min}$  para que tengan validez los resultados. Ahora procederemos a calcular el valor de  $c$ .

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

También vamos a calcular la transferencia de calor máxima posible del sistema, teniendo en cuenta la diferencia máxima posible de temperaturas, la cual será:

$$\Delta T_{max} = T_{gases,in} - T_{aire,in}$$

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \Delta T_{max}$$

Posteriormente se calculará la efectividad del intercambiador.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}$$

Además, calcularemos el valor de NTU, o número de unidades térmicas.

$$NTU = \frac{1}{R_{total} C_{min} * \left[ 1000 \frac{W}{kW} \right]}$$

Debemos tener en cuenta el factor de conversión de kW a W, dado que NTU es un valor adimensional.

Finalmente utilizamos la ecuación para calcular la efectividad a partir de NTU y c, para doble tubo en contraflujo, que es el IC que tenemos en nuestro sistema, presente en la **Figura 20**.

**Figura 20**

Efectividad para intercambiadores de calor de doble tubo en contraflujo y flujo en paralelo

**TABLA 11-4**

Relaciones de la efectividad para los intercambiadores de calor:  
 $NTU = UA_s / C_{min}$  y  $c = C_{min} / C_{max} = (\dot{m}c_p)_{min} / (\dot{m}c_p)_{max}$

Tipo de intercambiador de calor	Relación de la efectividad
1 <i>Doble tubo:</i>	
Flujo paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$

Nota: Fuente (Cengel, Y. 2007)

Con todas estas ecuaciones y análisis del sistema es posible determinar (utilizando un solucionador de ecuaciones como el EES) la tasa de transferencia de calor del sistema, coeficiente global de transferencia de calor, efectividad del intercambiador de calor, y temperaturas de salida de ambos fluidos (aire y gases de combustión) del intercambiador de calor. Los resultados para nuestro intercambiador de calor son los siguientes:

La tasa de transferencia de calor del sistema es de  $\dot{Q} = 1.864 \text{ kW}$ , el coeficiente global de transferencia de calor es  $U = 14.39 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{-K}}$ , la efectividad del intercambiador de calor es  $\varepsilon = 6.5 \%$  y  $NTU < 1$ , la temperatura de salida de ambos fluidos es  $T_{gases,out} = 1268 \text{ K}$  [ $995.2 \text{ }^\circ\text{C}$ ] y  $T_{aire,out} = 360.8 \text{ K}$  [ $87.7 \text{ }^\circ\text{C}$ ].

### 5.1.5 Análisis de transferencia de calor del horno de cementación

Para estimar la potencia requerida por este horno primero debemos conocer las propiedades del material que se va a calentar y que cantidad.

Por lo tanto, tenemos que el acero tiene un calor específico de  $C_p = 0.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg-K}}$ , el flujo másico de acero que va a calentar el horno es de  $\dot{m} = 250 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$  o en SI es  $\dot{m} = 0.06944 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ . La temperatura máxima a la cual va a operar este horno es de  $T_{salida,acero} = 950^\circ\text{C}$  y la temperatura a la cual entra el acero es  $T_{entrada,acero} = 20^\circ\text{C}$ .

Con estos valores ya conocidos vamos a calcular la potencia necesaria para calentar el acero a la temperatura máxima, así:

$$P_{acero} = \dot{m}C_p(T_{salida,acero} - T_{entrada,acero})$$

$$P_{acero} = 32.29 \text{ kW}$$

Con esta energía ya conocida; procedemos a estimar las pérdidas por paredes que el horno va a experimentar; para esto debemos conocer todas las dimensiones del horno, y estas son:

$$ancho = 0.8 \text{ m}, alto = 0.8 \text{ m}, largo = 4.9$$

Con estas dimensiones podemos calcular las áreas superficiales correspondientes a la pared superior, inferior y laterales. Los coeficientes de convección y emisividad superficial asociado a las paredes se muestran en la **Tabla 9**.

**Tabla 9***Emisividad superficial y coeficientes de convección típicos para calcular pérdidas por paredes*

	Coeficiente de convección $\left[\frac{W}{m^2-K}\right]$	Emisividad superficial
Pared superior	3.26	0.7
Pared lateral	2.56	0.7
Pared inferior	1.74	0.7

Otro parámetro importante de diseño será asumir un buen asilamiento del horno, generando así, una temperatura exterior de las paredes no superior a los 60°C. Con estos valores ya conocidos, podemos calcular las pérdidas por convección y radiación asociadas a las paredes de la siguiente forma.

$$Q_{rad} = A_{s,pared} \sigma \varepsilon [(T_{prom,pared} + 273)^4 - (T_{inf} + 273)^4]$$

$$Q_{conv} = A_{s,pared} h_{pared} (T_{prom,pared} - T_{inf})^{5/4}$$

$$L_{pared} = Q_{conv} + Q_{rad}$$

Realizando este análisis para todas las paredes del horno obtenemos lo siguiente.

**Tabla 10***Pérdidas de energía por convección y radiación de las paredes para horno de cementación*

	Pérdidas de energía [kW]
Pared superior	2.053
Paredes laterales	4.134
Pared inferior	1.454
Total	7.641

Con estos valores ya conocidos, podemos tener un estimado de energía que requerirá el horno para calentar la carga, más la energía que el sistema disipará por paredes. A este valor se le llamará potencia neta.

$$P_{neta} = P_{acero} + L_{paredes}$$

$$P_{neta} = 39.9 \text{ kW}$$

Ahora bien, para estimar la potencia total requerida por el sistema, debemos considerar la energía contenida el combustible o PCI, las pérdidas adicionales de energía calor sensible ( $T_{gases,salida} = 1050^{\circ}C$ ), y la potencia neta que requiere nuestro sistema. Teniendo en cuenta que el combustible es gas natural, tenemos los siguiente:

$$V_{air} = 9.56 \frac{m_{std,air}^3}{m_{std,fuel}^3}$$

$$M_{air} = V_{air} * \left[ \frac{29 \frac{kg_{air}}{kmol_{fuel}}}{16 \frac{kg_{fuel}}{kmol_{fuel}}} \right]$$

$$M_{air} = 17.32 \frac{kg_{air}}{kg_{fuel}}$$

Un factor de aireación de 1.2, representa un exceso de aire del 20%, así entonces procedemos a calcular la masa de productos de combustión sobre kilogramo de combustible, teniendo como resultado:

$$n = 1.2$$

$$M_{gases} = [1 + M_{air}(1.2)]$$

$$M_{gases} = 21.79 \frac{kg_{gases}}{kg_{fuel}}$$

Ahora podemos calcular el caudal de combustible necesario para las condiciones descritas anteriormente.

$$PCI_v = 1000 \frac{BTU}{ft^3}, PCI_v = 37259 \frac{kJ}{m^3}$$

$$C_{p,gases}(535^{\circ}C) = 1.422 \frac{kJ}{m^3 - K}$$

$$Q_{std,fuel} = \frac{P_{acero} + L_{paredes}}{PCI_v - (M_{gases} C_{p,gases}(T_{gases,salida} - T_{inf}))}$$

$$Q_{std,fuel} = 7.48 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

Teniendo el caudal estándar de combustible, procedemos a calcular la potencia térmica del sistema.

$$P_{total} = Q_{std,fuel} * PCI_v$$

$$P_{total} = 7.48 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s} * 37259 \frac{kJ}{m^3}$$

$$P_{total} = 278.7 kW$$

La eficiencia del horno será la siguiente:

$$\eta = \frac{P_{acero}}{P_{total}} = \frac{32.29 kW}{278.7 kW}$$

$$\eta = 11.58\%$$

Ahora consideramos el sistema de recuperación de calor, el cual precalienta el aire de combustión a aproximadamente 90°C. Vamos a calcular la potencia que el sistema ahorra dado este aumento de temperatura del aire. Realizando la conversión de caudal a flujo másico del gas natural tenemos que:

$$\dot{m}_{fuel} = 0.005236 \frac{kg}{s}$$

Utilizando la relación de masa de productos de combustión sobre masa de combustible tenemos que:

$$\dot{m}_{gases} = \dot{m}_{fuel} * M_{gases}$$

$$\dot{m}_{gases} = 0.1141 \frac{kg}{s}$$

Con estos nuevos flujos másicos, procedemos a recalcular la temperatura de salida del aire del recuperador de calor, y obtenemos los siguientes resultados, presentes en la **Tabla 11**.

**Tabla 11**

*Corrección valores recuperador de calor teniendo en cuenta las condiciones de operación reales del horno*

	Flujo másico aire $\left[\frac{kg}{s}\right]$	Flujo másico gases $\left[\frac{kg}{s}\right]$	Temperatura aire precalentado $[\text{°C}]$
Valor inicial	0.02732	0.02863	87.7
Valor corregido	0.00939	0.01037	102.9

Así entonces, procedemos a calcular la potencia que aportan estos gases al sistema.

$$P_{aire} = \dot{m}_{gases} C_{p,aire} (T_{aire,precalentado} - T_{inf})$$

Finalmente tenemos que el  $C_{p,gases}$  a la temperatura promedio ( $61.5^{\circ}\text{C}$ ) es de  $C_{p,aire} = 1.008 \frac{\text{kJ}}{\text{kg-K}}$  y la potencia que el aire entrega al sistema es de:

$$P_{aire} = 9.551 \text{ kW}$$

Con esta potencia adicional, volvemos a calcular el caudal de combustible requerido para el proceso, teniendo en cuenta que esta potencia ya no debe ser suministrada por el combustible.

$$Q_{std,fuel} = \frac{P_{acero} + L_{paredes} - P_{aire}}{PCI_v - (M_{gases} C_{p,gases} (T_{gases,salida} - T_{inf}))}$$

$$Q_{std,fuel} = 5.691 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Teniendo el caudal estándar de combustible, procedemos a calcular nuevamente la potencia térmica del sistema.

$$P_{total} = Q_{std,fuel} * PCI_v$$

$$P_{total} = 5.691 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 37259 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$$

$$P_{total} = 212 \text{ kW}$$

La eficiencia del horno teniendo en cuenta el sistema de recuperación de calor será la siguiente:

$$\eta_{recuperación} = \frac{P_{acero}}{P_{total}} = \frac{32.29 \text{ kW}}{212 \text{ kW}}$$

$$\eta_{recuperación} = 15.23\%$$

## 5.2 Sistema de calentamiento N°2: Horno de revenido

### 5.2.1 Análisis de transferencia de calor del horno de revenido

Para estimar la potencia requerida por este horno primero debemos conocer las propiedades del material que se va a calentar y que cantidad.

Por lo tanto, tenemos que el acero tiene un calor específico de  $C_p = 0.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg-K}}$ , el flujo másico de acero que va a calentar el horno es de  $\dot{m} = 250 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$  o en SI son  $\dot{m} = 0.06944 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ . La temperatura máxima a la cual va a operar este horno es de  $T_{salida,acero} = 450^{\circ}\text{C}$  y la temperatura a la cual entra el acero es  $T_{entrada,acero} = 20^{\circ}\text{C}$ .

Con estos valores ya conocidos vamos a calcular la potencia necesaria para calentar el acero a la temperatura máxima, así:

$$P_{acero} = \dot{m}C_p(T_{salida,acero} - T_{entrada,acero})$$

$$P_{acero} = 14.93 \text{ kW}$$

Con esta energía ya conocida; procedemos a estimar las pérdidas por paredes que el horno va a experimentar; para esto debemos conocer todas las dimensiones del horno, y estas son:

$$ancho = 0.8m, alto = 0.8m, largo = 2.2$$

Con estas dimensiones podemos calcular las áreas superficiales correspondientes a la pared superior, inferior y laterales. Los coeficientes de convección y emisividad superficial asociado a las paredes se muestran en la **Tabla 12**.

**Tabla 12**

*Emisividad superficial y coeficientes de convección típicos para calcular pérdidas por paredes*

	Coeficiente de convección $\left[\frac{W}{m^2-K}\right]$	Emisividad superficial
Pared superior	3.26	0.7
Pared lateral	2.56	0.7
Pared inferior	1.74	0.7

Otro parámetro importante de diseño será asumir un buen asilamiento del horno, generando así, una temperatura exterior de las paredes no superior a los  $60^\circ C$ . Con estos valores ya conocidos, podemos calcular las pérdidas por convección y radiación asociadas a las paredes de la siguiente forma.

$$Q_{rad} = A_{s,pared} \sigma \varepsilon [(T_{prom,pared} + 273)^4 - (T_{inf} + 273)^4]$$

$$Q_{conv} = A_{s,pared} h_{pared} (T_{prom,pared} - T_{inf})^{5/4}$$

$$L_{pared} = Q_{conv} + Q_{rad}$$

Realizando este análisis para todas las paredes del horno obtenemos lo siguiente:

**Tabla 13***Perdidas de energía por convección y radiación de las paredes para horno de revenido*

	Pérdidas de energía [kW]
Pared superior	0.9218
Paredes laterales	2.176
Pared inferior	0.6527
Total	3.75

Con estos valores ya conocidos, podemos tener un estimado de energía que requerirá el horno para calentar la carga, más la energía que el sistema disipará por paredes. A este valor se le llamará potencia neta.

$$P_{neta} = P_{acero} + L_{paredes}$$

$$P_{neta} = 18.68 \text{ kW}$$

Ahora bien, para estimar la potencia total requerida por el sistema, debemos considerar la energía contenida el combustible o PCI, las pérdidas adicionales de energía calor sensible ( $T_{gases,salida} = 550^{\circ}\text{C}$ ), y la potencia neta que requiere nuestro sistema. Teniendo en cuenta que el combustible es gas natural, tenemos los siguiente:

$$V_{air} = 9.56 \frac{m_{std,air}^3}{m_{std,fuel}^3}$$

$$M_{air} = V_{air} * \left[ \frac{29 \frac{kg_{air}}{kmol_{fuel}}}{16 \frac{kg_{fuel}}{kmol_{fuel}}} \right]$$

$$M_{air} = 17.32 \frac{kg_{air}}{kg_{fuel}}$$

Un factor de aireación de 1.2, representa un exceso de aire del 20%, así entonces procedemos a calcular la masa de productos de combustión sobre kilogramo de combustible, teniendo como resultado:

$$n = 1.2$$

$$M_{gases} = [1 + M_{air}(1.2)]$$

$$M_{gases} = 21.79 \frac{kg_{gases}}{kg_{fuel}}$$

Ahora podemos calcular el caudal de combustible necesario para las condiciones descritas anteriormente.

$$PCI_v = 1000 \frac{BTU}{ft^3}, PCI_v = 37259 \frac{kJ}{m^3}$$

$$C_{p,gases}(285^\circ C) = 1.346 \frac{kJ}{m^3 - K}$$

$$Q_{std,fuel} = \frac{P_{acero} + L_{paredes}}{PCI_v - (M_{gases} C_{p,gases}(T_{gases,salida} - T_{inf}))}$$

$$Q_{std,fuel} = 8.6 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

Teniendo el caudal estándar de combustible, procedemos a calcular la potencia térmica del sistema.

$$P_{total} = Q_{std,fuel} * PCI_v$$

$$P_{total} = 8.6 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} * 37259 \frac{kJ}{m^3}$$

$$P_{total} = 32.06 kW$$

La eficiencia del horno será la siguiente:

$$\eta = \frac{P_{acero}}{P_{total}} = \frac{14.93 kW}{32.06 kW}$$

$$\eta = 46.57\%$$

### 5.3 Sistema de calentamiento N°3: Sistema de calentamiento de agua para lavadoras de tornillos

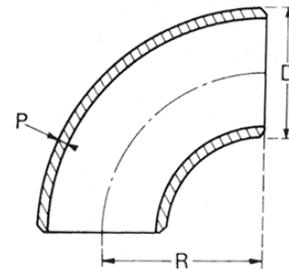
#### 5.3.1 Cálculo del tiempo de calentamiento del agua utilizando el quemador PFT 2.5

Se tiene un sistema de calentamiento de agua, el cual consta de un tanque de almacenamiento de agua, y un tubo sumergido de acoplado a un quemador de gas natural de una potencia de  $250000 \frac{Btu}{hr}$ . Este tanque tiene una capacidad de almacenamiento de  $1.2 m^3$ . La temperatura objetivo a calentar el agua es de  $80^\circ C$ .

Las dimensiones del tubo sumergido son conocidas, tales como, su diámetro 4 in SCH40 y la longitud se calculará teniendo en cuenta que las longitudes de los 6 brazos del serpentín miden cada uno 0.5 m y adicional a esto, teniendo en cuenta las dimensiones de los 5 codos de 180°, se calculan las longitudes de arco de esas secciones utilizando los valores de la **Figura 21**, para finalmente tener una longitud total de 5.39 m

**Figura 21**

*Diámetro, espesor de pared y radio de longitud de arco de tuberías Schedule 40*



**ASME B16.9**

NPS	D mm.	R mm.	Schedule 5S		Schedule 10S		Schedule 40S	
			P mm.	Peso aprox. Kg/Und	P mm.	Peso aprox. Kg/Und	P mm.	Peso aprox. Kg/Und
1/2"	21,3	38,1	1,65	0,06	2,11	0,06	2,77	0,08
3/4"	26,7	28,6	1,65	0,06	2,11	0,70	2,88	0,09
1"	33,4	38,1	1,65	0,09	2,77	0,14	3,38	0,16
1 1/4"	42,2	47,6	1,65	0,14	2,77	0,23	3,56	0,25
1 1/2"	48,3	57,2	1,65	0,17	2,77	0,31	3,68	0,40
2"	60,3	76,2	1,65	0,29	2,77	0,51	3,91	0,71
2 1/2"	73,0	95,3	2,11	0,68	3,05	0,85	5,16	1,40
3"	88,9	114,3	2,11	0,90	3,05	1,20	5,49	2,20
3 1/2"	101,6	133,4	2,11	1,20	3,05	1,70	5,74	2,83
4"	114,3	152,4	2,11	1,50	3,05	2,20	6,02	4,16
5"	141,3	190,5	2,77	2,95	3,40	3,60	6,55	6,85
6"	168,3	228,6	2,77	4,50	3,40	5,40	7,11	10,87
8"	219,1	304,8	2,77	7,80	3,76	10,60	8,18	21,50

Nota: Fuente <https://bit.ly/3vVuwEj> (Tubinox, 2018)

El coeficiente de conducción del acero es de  $k_{tubo} = 80.2 \frac{W}{m-K}$  y conociendo la geometría procederemos a calcular las propiedades de los gases de combustión a la temperatura promedio (entre la entrada  $T_{gases,in} = 1200 \text{ }^\circ\text{C}$  y la salida del sistema). Estas propiedades son, densidades, calor específico, conductividad, viscosidad cinemática y el número de Prandtl. El flujo másico de los productos de combustión es conocido de cálculos anteriores y es:

$$\dot{m}_{gases} = 0.02863 \frac{kg}{s}$$

Con estas propiedades y conociendo el flujo másico de los productos de combustión, densidad de estos y sección geométrica por la cual circularán los gases ( $D_{ext} = 114.3 \text{ mm}$ ) y ( $D_{int} = 102.3 \text{ mm}$ ), se procederá a calcular el caudal de gases y velocidad de estos con las siguientes ecuaciones:

$$Q_{gases} = \frac{\dot{m}_{gases}}{\rho_{gases}}; V_{gases} = \frac{Q_{gases}}{Area}$$

Conociendo las propiedades mencionadas anteriormente, y la velocidad de los gases de combustión se calculará el número de Reynolds, con su velocidad, diámetro hidráulico, y viscosidad cinemática así:

$$Re_{gases} = \frac{V_{gases} D_h}{\nu_{fluido}}$$

Con estas variables ya conocidas y verificando que el número de Reynolds sea mayor a 10.000, procederemos a calcular el número de Nusselt para flujo interno turbulento, y utilizaremos el valor de 0.3 dado que los gases se están enfriando, de la siguiente forma.

$$Nusselt_{gases} = 0.023 Re_{gases}^{0.8} Pr_{gases}^{0.3}$$

Posteriormente, ya conociendo el número de Nusselt, procedemos calcular el coeficiente de convección interno de los gases de combustión de la siguiente ecuación.

$$Nusselt_{gases} = \frac{h_{gases} D_{int}}{k_{gases}}$$

Ahora el siguiente paso será realizar el análisis del coeficiente de convección del lado del agua. Como el agua está en reposo, lo que quiere decir que no tenemos ningún flujo másico del lado del agua, la convección es natural y buscaremos una ecuación que cumpla con los requisitos de nuestro sistema.

Para este análisis, lo primero que haremos será calcular las propiedades del agua a la temperatura de película  $T_f = 200 \text{ }^\circ\text{C}$ . Estas propiedades son, número de Prandtl, conductividad, calor específico, viscosidad y coeficiente de expansión volumétrica.

Con estas propiedades conocidas procedemos a calcular el número de Grashof y número de Rayleigh a partir de las siguientes ecuaciones:

$$Gr_{agua} = \frac{g * \beta_{agua} * (T_{prom,gases} - T_{agua}) * D_{ext}^3}{\nu_{agua}^2}$$

$$Ra_{agua} = Gr_{agua} * Pr_{agua}$$

Con estas propiedades ya conocidas procedemos a calcular el número de Nusselt del agua, utilizando la correlación para cilindro horizontal como se muestra en la **Figura 22**:

**Figura 22**

*Correlación para calcular el número de Nusselt para cilindro horizontal*

<p>Cilindro horizontal</p> 	<p><math>D</math></p>	<p><math>Ra_0 \leq 10^{12}</math></p>	<p><math>Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_0^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{1/4}} \right\}^2</math> (9-25)</p>
--	-----------------------	---------------------------------------	---

Nota: Fuente (Cengel, Y. 2007)

Posteriormente, calculamos el coeficiente de convección natural del agua.

$$Nusselt_{agua} = \frac{h_{agua} D_{ext}}{k_{agua}}$$

Conociendo ambos coeficientes de convección, procedemos a plantear el circuito de resistencias térmicas del sistema para así calcular la transferencia de calor, utilizando el método de la temperatura media logarítmica. Para esto se plantea inicialmente la resistencia a la convección que opone el agua a la transferencia de calor, así:

$$R_{conv,ext} = \frac{1}{h_{agua} * A_{ext}}$$

La resistencia dada la pared del tubo sumergido se expresa así:

$$R_{cond,tubo} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi * L_{tubo} * k_{tubo}}$$

La resistencia a la convección que oponen los gases de combustión se expresa así:

$$R_{conv,int} = \frac{1}{h_{gases} * A_{int}}$$

Así entonces la resistencia total del sistema a la transferencia de calor se calcula teniendo en cuenta las resistencias anteriores y su configuración, de la siguiente forma.

$$R_{total} = R_{conv,ext} + R_{cond,tubo} + R_{conv,int}$$

Conociendo la resistencia total, utilizamos la ecuación de primera ley para calcular cuánto calor pierden los gases de combustión así:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{gases} C_{p,gases} (T_{gases,in} - T_{gases,out})$$

Finalmente, nos falta una ecuación para determinar completamente el sistema, esta ecuación relaciona la transferencia del calor del sistema, la diferencia de temperaturas de ambos fluidos y la resistencia térmica del sistema.

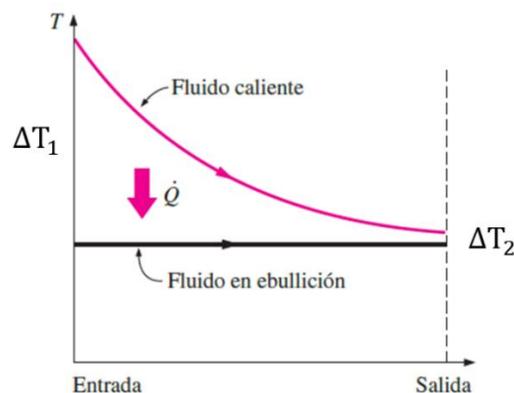
$$\dot{Q} = \frac{\Delta TML}{R_{total}}$$

La temperatura media logarítmica se expresa de la siguiente forma:

$$\Delta TML = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Donde,  $\Delta T_1$  será la diferencia de temperatura de ambos fluidos a la entrada del sistema y  $\Delta T_2$  será la diferencia de temperatura de ambos fluidos a la salida del sistema, como se observa en la **Figura 23**:

**Figura 23**  
*Temperatura media logarítmica de un IC*



*Nota:* Fuente (Cengel, Y. 2007)

De la **Figura 23** tenemos que:  $\Delta T_1 = T_{gases,in} - T_{agua}$  y  $\Delta T_2 = T_{gases,out} - T_{agua}$

Finalmente obtenemos como resultado, que la tasa de transferencia de calor será de  $\dot{Q} = 6.351 \frac{kW}{m^2}$ , la cantidad total de calor transferido es de  $\dot{Q} = 12.3 kW$ , los coeficientes de convección interno y externo son de  $h_{gases} = 20.06 \frac{W}{m^2-K}$  y  $h_{agua} = 11.08 \frac{W}{m^2-K}$  respectivamente. La temperatura de salida del sistema de los gases de combustión es de  $T_{gases,out} = 1112 K [838.4 ^\circ C]$  El número de Reynolds de los gases es de  $Re_{gases} = 7323$  lo cual corresponde efectivamente a flujo turbulento. La eficiencia en la transferencia de calor del sistema es de  $\eta = 16.78 \%$ .

Para calcular el tiempo de calentamiento del agua de  $20^\circ C$  a  $80^\circ C$ , primero calculamos la energía necesaria para elevar la temperatura de esa masa de agua de la siguiente forma.

$$m_{agua} = volumen_{agua} * \rho_{agua, T_{prom}}$$

Teniendo en cuenta que la temperatura promedio es de  $T_{prom, agua} = 50^\circ C$ , la masa de agua a calentar es de  $m_{agua} = 1186 kg$ . Ahora calculamos la cantidad de energía necesaria para elevar la temperatura del agua.

$$E = m_{agua} * Cp_{agua} * (T_{agua,2} - T_{agua,1})$$

Dado que el delta de temperatura será de  $\Delta T_{agua} = 60^\circ C$ ,  $Cp_{agua} = 4.181 \frac{kJ}{kg-K}$  y la masa de agua es  $m_{agua} = 1186 kg$ , la energía necesaria será  $E = 297462 kJ$ .

Así entonces, el tiempo finalmente lo calcularemos utilizando la energía necesaria para incrementar la temperatura y la cantidad total real de calor transferido por el tubo sumergido al agua.

$$t = \frac{E}{\dot{Q}} = \frac{297462 kJ}{12.29 kW} = 24203 s * \frac{1 h}{3600 s} = 6.72 h$$

## 6 Resultados

### 6.1 Sistema de calentamiento N°1: Horno de cementación

Inicialmente debemos analizar la potencia total requerida por el sistema en comparación con la potencia total suministrada.

**Tabla 14**

*Análisis comparativo de la potencia del horno de cementación*

Potencia	Valor [kW]
Potencia requerida con sistema de recuperación de calor	212
Potencia requerida sin sistema de recuperación de calor	279
Potencia suministrada por los 11 quemadores	805

Como podemos observar en la **Tabla 14** la potencia suministrada es mucho mayor a la potencia total requerida por el horno; este criterio de selección de 11 quemadores PJMV modulados de  $250000 \frac{Btu}{h}$  ó  $73.3 kW$  cada uno, fue un requerimiento realizado por la empresa IonHeat para garantizar una adecuada homogeneidad de la temperatura en toda la sección longitudinal del horno, dado que estos quemadores tienen la potencia nominal más baja fabricados por Termaltec. Además, se debe considerar que los quemadores fabricados por Termaltec tienen un turndown de 1:10, el cual le permite al quemador operar desde valores de potencia 10 veces menores a la potencia máxima del equipo, lo cual quiere decir que cada quemador podrá operar desde  $7.3 kW$  hasta los  $73 kW$ . En conclusión, la potencia térmica total suministrada por los quemadores al sistema es variable y en función del requerimiento energético podrán entregar un suministro total de potencia desde los  $80.5 kW$  hasta una potencia máxima de  $805 kW$  teniendo en cuenta que estos quemadores tienen un sistema de control modulado, el cual permite variar la potencia entregada abriendo y cerrando las válvulas de control de flujo de gas natural y de aire con un actuador mecánico, de acuerdo a la señal de control recibida.

A continuación, se muestran en la **Tabla 15** los resultados asociados a la selección de las turbinas que alimentarán el aire de los 11 quemadores.

**Tabla 15**  
*Selección turbina de alimentación de aire*

Parámetro	Valor
Cantidad	2
Caudal	340 scfm
Presión estática	25 in H <sub>2</sub> O
Potencia motor	4 hp

Posteriormente se mostrará en la **Tabla 16** los resultados luego de realizar el análisis termodinámico del recuperador de calor.

**Tabla 16**  
*Valores más representativos del recuperador de calor*

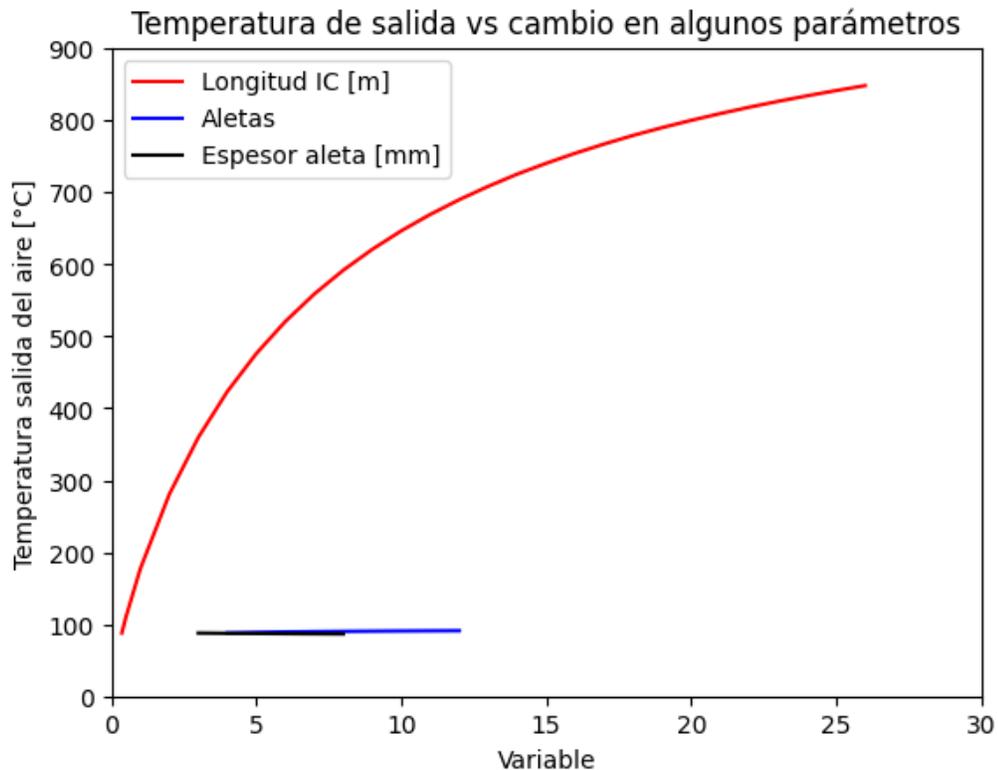
Parámetro	Valor
Temperatura de salida del aire	87.7 °C
Temperatura de entrada de los gases	1200 °C
Temperatura de salida de los gases	995 °C
Coefficiente de convección interno (productos de combustión)	$16.39 \frac{W}{m^2-K}$
Coefficiente de convección externo (aire)	$31.53 \frac{W}{m^2-K}$
Coefficiente global de transferencia de calor	$14.39 \frac{W}{m^2-K}$
Efectividad del IC	6.5%
Longitud del IC	0.36 m

Adicionalmente, teniendo la geometría del IC y demás parámetros de operación del sistema, se procede a realizar un análisis sobre cuáles de las variables involucradas en el sistema puede aumentar la efectividad del IC y, por lo tanto, aumentar la temperatura de salida del aire, volviendo más eficiente el sistema completo. En este sentido, procedemos a parametrizar el cálculo

aumentando la longitud desde 0.36 m hasta 26 m; también aumentamos el número de aletas del IC de 4 hasta 12 y finalmente aumentamos el espesor de las aletas de 3mm hasta los 8 mm.

### Figura 24

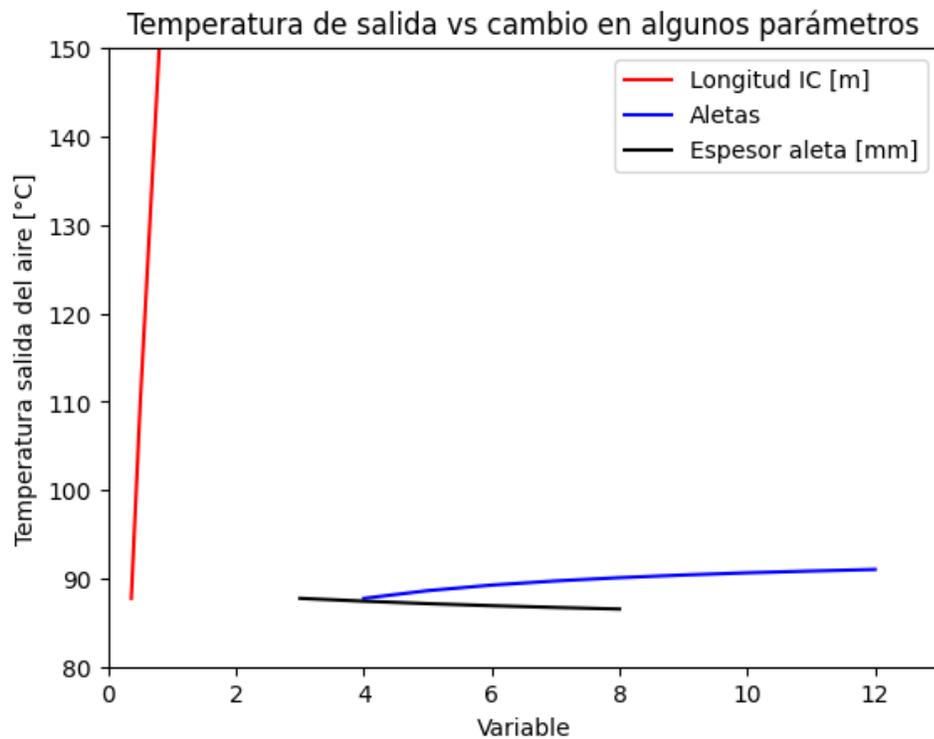
*Efecto del cambio de longitud, número de aletas y espesor de las aletas en la temperatura de salida del aire del recuperador de calor*



Como podemos observar en la **Figura 24**, la variable que más impacto tiene sobre el aumento de la temperatura es la longitud del IC, dado que, al aumentar la longitud, aumentamos el área de transferencia de calor; y a la vez aumentamos la cantidad de calor transferido. Para ver el efecto de las otras variables, haremos un aumento en el gráfico anterior, así:

**Figura 25**

*Aumento de la figura anterior*



Como podemos observar en la **Figura 25**, el aumento del número de aletas no genera un aumento significativo en la temperatura de salida del aire y, además, el aumento en el espesor de las aletas genera una disminución de la temperatura de salida del aire, lo que significa que un aumento en el espesor de la aleta genera un aumento en la resistencia a la transferencia de calor de estas. Nuevamente, observamos que pequeños aumentos en la longitud del IC, nos genera un aumento significativo en la temperatura de salida del aire del recuperador de calor, siendo así esta, la variable más crítica si se desea hacer algún cambio para aumentar la eficiencia del sistema.

**Tabla 17**

*Aumento de la temperatura y efectividad del recuperador de calor dado el aumento de la longitud*

Longitud del IC	Temperatura de salida del aire	Efectividad del IC
0.36 m	87.74 °C	6.5%
0.54 m	115.8 °C	9.3%
0.72 m	141.4 °C	11.79%

Como se observa en la **Tabla 17**, un aumento de un 50% en la longitud del IC, nos genera un aumento del 32% en la temperatura de salida del aire y un aumento de casi 3 puntos porcentuales en la efectividad; además un aumento del 100% en la longitud del IC, nos genera un aumento del 61% en la temperatura de salida del aire y un aumento de más de 5 puntos porcentuales en la efectividad. Este aumento de temperatura del aire representaría un ahorro sustancial de gas natural en el funcionamiento del horno, dado a mayor temperatura de entrada del aire a un quemador, menor consumo de gas natural requiere es su funcionamiento.

Adicional a esto, analizando los coeficientes de convección de ambos fluidos, y el coeficiente global de transferencia de calor y las resistencias térmicas interna y externa (incluyendo la aleta) presentes en la **Tabla 18**, se puede concluir que sería una decisión acertada incluir aletas en la parte interna del IC, debido a que es donde se presenta la mayor resistencia térmica y tenemos el coeficiente de convección más bajo, en pocas palabras, al incluir aletas en la parte interna, estaríamos aprovechando mejor la energía proveniente de los productos de combustión, aumentando así la temperatura de salida del aire, a un costo relativamente bajo y generando una mejor eficiencia y ahorro energético del sistema.

**Tabla 18**

*Resultados del análisis de transferencia de calor de los coeficientes de convección del aire (cold), de los gases (hot) y las resistencias térmica equivalente (aire y aletas) e interna de los gases.*

	Aire	Productos de combustión
Resistencia térmica	$0.04103 \frac{K}{W}$	$0.4718 \frac{K}{W}$
Coefficiente de convección	$31.53 \frac{W}{m^2-K}$	$16.39 \frac{W}{m^2-K}$

## 6.2 Sistema de calentamiento N°2: Horno de revenido

Inicialmente debemos analizar la potencia total requerida por el sistema en comparación con la potencia total suministrada.

**Tabla 19**

*Análisis comparativo de la potencia del horno de revenido*

Potencia	Valor [kW]
Potencia requerida	32
Potencia suministrada por los 3 quemadores	220

Como podemos observar en la **Tabla 19**, la potencia suministrada es mucho mayor a la potencia total requerida por el horno; este criterio de selección de 3 quemadores PP modulados de  $250000 \frac{Btu}{h}$  ó  $73.3 kW$  cada uno, fue un requerimiento realizado por la empresa IonHeat para garantizar una adecuada homogeneidad de la temperatura en toda la sección longitudinal del horno, dado que estos quemadores tienen la potencia nominal más baja fabricados por Termaltec. Además, se debe considerar que los quemadores fabricados por Termaltec tienen un turndown de 1:10, el cual le permite al quemador operar desde valores de potencia 10 veces menores a la potencia máxima del equipo, lo cual quiere decir que cada quemador podrá operar desde  $7.3 kW$  hasta los  $73 kW$ . En conclusión, la potencia térmica total suministrada por los quemadores al sistema es variable y en función del requerimiento energético podrán entregar un suministro total de potencia desde los  $22 kW$  hasta una potencia máxima de  $220 kW$  teniendo en cuenta que estos quemadores tienen un sistema de control modulado, el cual permite variar la potencia entregada abriendo y cerrando las válvulas de control de flujo de gas natural y de aire con un actuador mecánico, de acuerdo a la señal de control recibida.

### 6.3 Sistema de calentamiento N°3: Sistema de calentamiento de agua para lavadoras de tornillos

A continuación, se muestran los resultados en la **Tabla 20**, asociados al análisis de transferencia de calor del sistema para calentamiento de agua para lavadora.

**Tabla 20**

*Valores más representativos del intercambiador de tubo sumergido*

Parámetro	Valor
Potencia del quemador	73 kW
Temperatura de entrada productos de combustión	1200 °C
Temperatura de salida productos de combustión	838.4 °C
Coefficiente de convección forzada (productos de combustión)	$20.06 \frac{W}{m^2-K}$
Coefficiente de convección natural (agua)	$11.08 \frac{W}{m^2-K}$
Eficiencia del IC	16.78 %
Longitud del IC	5.4 m
Tiempo de calentamiento	6.72 h

Adicionalmente, teniendo la geometría del tubo sumergido y demás parámetros de operación del sistema, se procede a realizar un análisis sobre cuáles de las variables involucradas en el sistema puede aumentar la efectividad de la transferencia de calor y, por lo tanto, disminuir, el tiempo de calentamiento del agua volviendo más eficiente el sistema completo. En este sentido, procedemos a parametrizar el cálculo variando el valor del diámetro del tubo desde 2.5 pulgadas nominal hasta 8 pulgadas; teniendo en cuenta que al aumentar el diámetro cambia el valor del espesor de pared, además la longitud de arco también cambia dados los valores mostrados en la **Figura 21**; así que se corrige el valor de la longitud total del tubo en el serpentín de acuerdo a cada diámetro, haciendo énfasis en conservar la distancia entre la entrada y salida de gases al sistema con estos nuevos diámetros.

**Tabla 21**

*Análisis del tiempo de calentamiento para diferentes diámetros de tubería Schedule 40 comerciales*

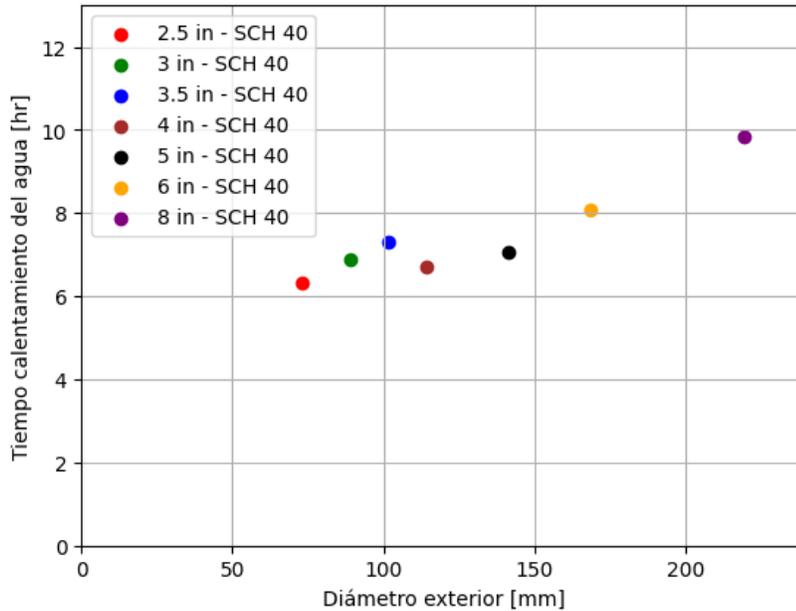
Tubería comercial [in]	Diámetro exterior [mm]	Espesor de pared [mm]	Longitud corregida [m]	Tiempo [hr]	Temperatura salida de los gases [°C]	Eficiencia [%]	Coefficiente de convección gases $\left[ \frac{W}{m^2 - K} \right]$	Coefficiente de convección agua $\left[ \frac{W}{m^2 - K} \right]$
2.5	73.03	5.16	6.9	6.31	814.4	17.87	48.28	11.59
3	88.9	5.49	5.66	6.88	846.6	16.39	32.74	11.39
3.5	101.6	5.74	5.01	7.31	867.8	15.44	25.24	11.27
4	114.3	6.02	5.39	6.72	838.4	16.78	20.06	11.08
5	141.3	6.55	4.9	7.06	856.1	15.97	13.37	10.9
6	168.3	7.11	4.15	8.06	899.5	13.99	9.64	10.81
8	219.1	8.18	3.41	9.82	954.1	11.48	5.90	10.69

Analizando los valores de la **Tabla 21**, observamos que, al aumentar el diámetro del tubo, aumenta el espesor de pared, lo cual aumentará la resistencia térmica por conducción de la pared, también se observa que la longitud disminuye, dado que las longitudes de arco para tubos más grandes son mayores, sacrificando así longitud total para mantener la distancia entre entrada y salida de gases, parámetro que no cambia en este análisis, conservando así las dimensiones generales del sistema de almacenamiento de agua. Al disminuir esta longitud, aumenta en gran medida la temperatura de salida de los gases, afectando negativamente la transferencia de calor del sistema. Adicional a esto debemos analizar un efecto combinado que se está presentando, para diámetros menores, el número de Reynolds aumenta, aumentando así drásticamente el coeficiente de convección del agua; pero también al disminuir el diámetro disminuye el área total expuesta a la transferencia de calor, aumentando la resistencia a la convección y así disminuyendo la transferencia de calor; pero el efecto que más impacto tiene es el del aumento del coeficiente de convección dado el aumento de la velocidad de los gases por la disminución del diámetro, disminuyendo el tiempo de calentamiento del agua hasta un mínimo de 6.3 hr para el tubo Schedule 40 de 2.5 in

**Figura 26**

*Aumento del diámetro y cambio en la longitud respectivo vs tiempo de calentamiento del agua*

Efecto de la variación de diámetro y longitud en el tiempo de calentamiento



Como se observa en la **Figura 26**, los diámetros correspondientes a los tiempos de calentamiento más bajos son 2.5 in y 4 in. El primero logra un tiempo de calentamiento más bajo y una mejor eficiencia; pero es un poco más complejo en su fabricación dado que corresponde a un serpentín de mayor longitud y al tener un espesor de pared más delgado, sería un poco más difícil de realizar las juntas soldadas. Aun así, la opción de fabricar este serpentín con tubos de 4 in es también viable dado su bajo tiempo de calentamiento y su facilidad para la fabricación, al tener un espesor de pared mayor, facilita la aplicación de soldadura en las juntas.

Adicional a esto, analizando los coeficientes de convección de ambos fluidos para el caso inicial, las resistencias térmicas interna y externa presentes en la **Tabla 22**, se puede concluir que sería una decisión acertada incluir aletas en la parte externa del tubo sumergido, donde está en contacto con el agua, debido a que es donde se presenta la mayor resistencia térmica y tenemos el coeficiente de convección más bajo, en pocas palabras, al incluir aletas en la parte externa, estaríamos aprovechando mejor la energía proveniente de los productos de combustión, disminuyendo el tiempo de calentamiento del agua. Este coeficiente de convección es mucho menor al de los gases debido que la transferencia de calor del tubo sumergido al agua se da por convección natural; sin embargo, al adicionar aletas sobre toda la superficie externa del tubo, mejoraríamos notablemente este coeficiente de convección del agua.

**Tabla 22**

*Resultados del análisis de transferencia de calor de los coeficientes de convección y las resistencias térmicas del agua y de los productos de combustión*

	Agua	Productos de combustión
Resistencia térmica	$0.04662 \frac{K}{W}$	$0.02879 \frac{K}{W}$
Coefficiente de convección	$11.08 \frac{W}{m^2-K}$	$20.06 \frac{W}{m^2-K}$

## 7 Conclusiones

Para suministrar aire a los 11 quemadores del horno de cementación, las 2 turbinas deberán tener un caudal de 340 *scfm*, vencer una caída de presión de 25 *in H<sub>2</sub>O* y tener un motor eléctrico que suministre 4 *hp* para cada una. La mayor caída de presión del sistema se presenta por el recuperador de calor y equivale a una caída de presión de 697 *Pa* equivalente a un 56% de las pérdidas totales de energía.

La temperatura de salida del aire de cada recuperador de calor es 87.7 °C cuando los quemadores trabajan al 100% de capacidad, pero esta temperatura aumenta a 102.9 °C para las condiciones reales de operación del horno. Además, si se desea mejorar el intercambio de calor en los recuperador, se deberá evaluar un posible aumento de la longitud de estos e incluir aletas en la sección interna de los IC, aumentando así el área de transferencia de calor, y disminuyendo la resistencia a la convección de los productos de combustión.

La potencia requerida por el horno de cementación es de 212 *kW* para procesar 250  $\frac{kg}{h}$  de acero a una temperatura máxima de 950°C utilizando el sistema de recuperación de calor y la potencia nominal capaz de suministrar los 11 quemadores PJMV2.5 modulados es de 805 *kW*, en conclusión, la capacidad de procesamiento del horno puede ser mayor, además estos quemadores al tener un turndown de 1:10, pueden trabajar a potencias menores mediante el sistema de control de potencia modulado que tienen, disminuyendo así la potencia mínima entregada al sistema a 85 *kW*. De la misma forma se puede concluir que si algún recuperador de calor queda fuera de servicio, los quemadores tienen la capacidad de suplir la potencia necesaria para que el horno funcione bajo estas condiciones.

La potencia requerida por el horno de revenido es de 32 *kW* para procesar 250  $\frac{kg}{h}$  de acero a una temperatura máxima de 450°C y la potencia nominal capaz de suministrar los 3 quemadores PP2.5 modulados es de 220 *kW*, en conclusión, la capacidad de procesamiento del horno puede ser mayor, además estos quemadores al tener un turndown de 1:10, pueden trabajar a potencias menores mediante el sistema de control de potencia modulado que tienen, disminuyendo así la potencia mínima entregada al sistema a 22 *kW*.

El tiempo de calentamiento del agua a  $80^{\circ}C$  es de  $6.72\text{ hr}$ , pero este valor puede disminuir añadiendo aletas en la superficie exterior del tubo para aumentar el coeficiente de convección natural y cambiando el diámetro del tubo de  $4\text{ in}$  a  $2.5\text{ in}$ ; con lo cual aumentamos la velocidad de los gases, número de Reynolds, y coeficiente de convección de los gases, aumentando en gran medida la transferencia de calor de los gases al agua, disminuyendo el tiempo de calentamiento a  $6.3\text{ hr}$ .

## 8 Referencias

- Amell, A. (2013). *Estimación de las Propiedades de Combustión de Combustibles Gaseosos* [E-book] (1st ed.). Medellín: Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía. Universidad de Antioquia, Facultad De Ingeniería.
- Çengel, Y. (2007). *Transferencia de calor y masa*. McGraw-Hill.
- Çengel, Y., & Boles, M. (2011). *Thermodynamics*. McGraw-Hill.
- Çengel, Y., & Cimbala, J.M. (2006) *Fluid Mechanics. Fundamentals and Applications*. McGraw-Hill.
- Control e Instrumentación Industrial S.A. (2016) *Control ON-OFF*. <https://bit.ly/3UffZg4>
- Eclipse, Inc. (1986). *Eclipse Combustion Engineering Guide*. (8th ed.) Eclipse, Inc.
- Fireye. (2020). *Verifying the integrity of the gas train*. <https://bit.ly/3vJ8ZyH>
- Incropera, F., Dewitt, D., & Bergman, T. (2000). *Fundamentos de transferencia de calor y de masa* (6a. ed.). Grupo Gen - LTC.
- Klein, S.A. (2013). *Engineering Equation Solver*. [software] (Version 9.457-3D). F-Chart Software.
- National Fire Protection Association [NFPA]. (2023). *NFPA 85 Boiler and Combustion Systems Hazards Code*. NFPA.
- Tubinox. (2018). *Accesorios ASTM/BW – Codo 90° Radio Largo*. <https://bit.ly/3vVuwEj>
- WordPress (s.f.) *Longitudes equivalentes para distintos accesorios*. <https://bit.ly/3U2GuEb>

## **Anexos**

### **Anexo 1. Póster**

**PRACTICANTE:** Santiago García Castrillón

**ASESORES:** Andrés Felipe Colorado y David Diaz Torres

**PROGRAMA:** Ingeniería Mecánica

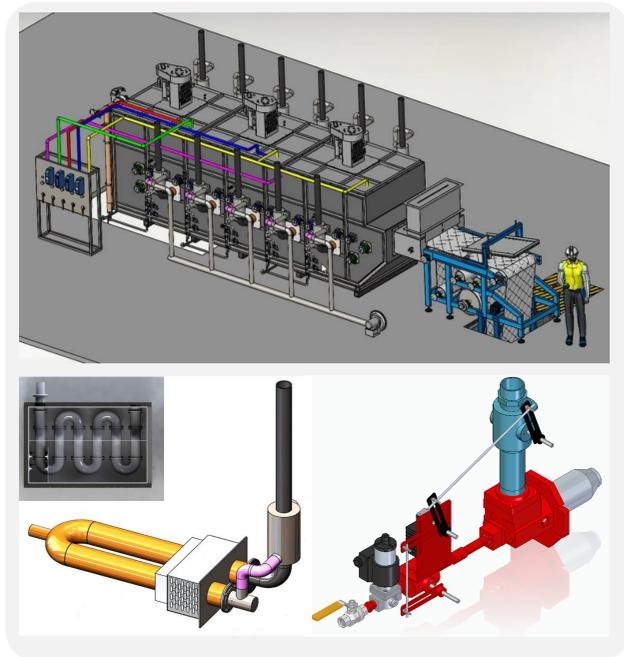
Semestre de la práctica: 2023-2

Se tienen 3 sistemas de calentamiento los cuales son: El primero es un horno de cementación compuestos por 11 quemadores PJMV de 73.3 kW, acoplados a tubos radiantes y un recuperador de calor que precalienta el aire que ingresa a cada quemador aprovechando la temperatura de salida de los gases por la chimenea. Este horno procesará 250 kg/h de

acero a una temperatura máxima de 950°C. El segundo sistema es un horno de revenido compuesto por 3 quemadores PP de 73.3 kW. Este horno procesará 250 kg/h de acero a una temperatura máxima de 450°C. El último sistema es un tanque de almacenamiento de 1.2 m<sup>3</sup> de agua la cual se calentará de 20°C a 80°C utilizando un quemador de tubo sumergido PFT de 73.3 kW

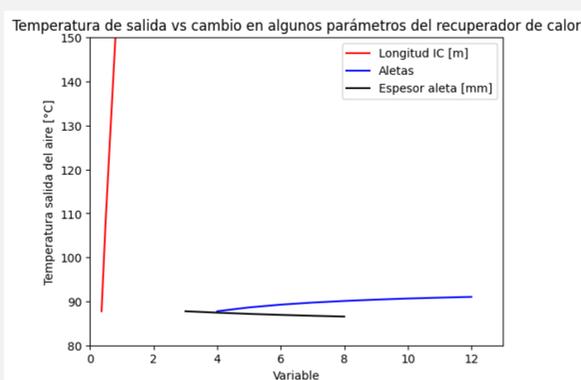
## Introducción

Este trabajo tiene como finalidad validar el diseño fluidodinámico y de transferencia de calor de los 3 sistemas de calentamiento mencionados. Se seleccionarán las turbinas y motor para los quemadores del horno de cementación, se calculará la transferencia de calor del recuperador de calor y se hará el análisis energético del horno de cementación y de revenido. Por último se calculará el tiempo de calentamiento del agua en el sistema de calentamiento de agua para lavadoras de tornillos. Adicional a esto se expondrán algunas recomendaciones dados los resultados encontrados.



## Metodología

Se calculan las pérdidas de energía del recuperador de calor, luego del tren de aire completo, con estas pérdidas se procede a seleccionar la potencia de la turbina necesarios para el horno de cementación. Se calcula la temperatura de salida del aire del recuperador y la potencia requerida por el horno de cementación y revenido. Se calcula el tiempo de calentamiento del agua en el sistema de tubo sumergido.

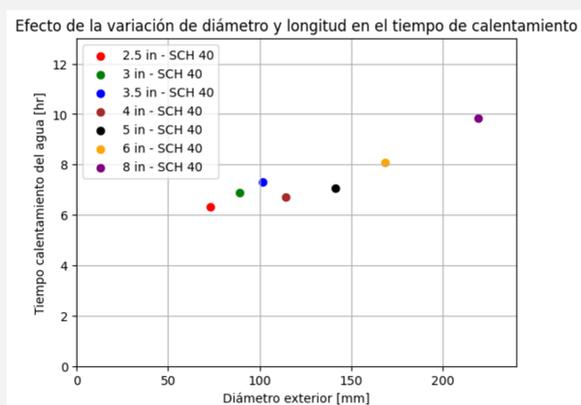


## Resultados

Las 2 turbinas del horno de cementación deberán tener un caudal de 340 scfm, vencer una caída de presión de 25 in H<sub>2</sub>O y tener un motor eléctrico que suministre 4 hp.

La temperatura de salida del aire del recuperador será de 87.7°C para 805 kW.

El tiempo de calentamiento del agua desde 20°C a 80°C es de 6.72 h



**Más información sobre el proyecto**



## Objetivos

- ✓ Analizar la caída de presión del sistema de recuperación de calor del horno de cementación y del tren de aire completo
- ✓ Seleccionar adecuadamente la turbina y el motor para los 11 quemadores del horno de cementación
- ✓ Verificar el diseño térmico del sistema de recuperación de calor del horno de cementación estableciendo la temperatura de salida del aire del recuperador
- ✓ Calcular el tiempo de calentamiento del agua para el tubo sumergido
- ✓ Verificar con cálculos energéticos el diseño de los 3 sistemas de calentamiento
- ✓ Diseñar los trenes de gas y de aire de los quemadores para generar los diagramas P&ID de los 3 sistemas
- ✓ Generar los diagramas eléctricos de los quemadores para los 3 sistemas.

## Conclusiones

- ✓ La mayor caída de presión del sistema se presenta por el recuperador de calor y equivale a una caída de presión de 697 Pa equivalente a un 56% de las pérdidas totales de energía en el tren de aire del horno de cementación
- ✓ La temperatura de salida del aire del recuperador aumenta a 102.9°C para las condiciones reales de operación del horno
- ✓ La potencia requerida por el horno de cementación es de 212 kW utilizando el sistema de recuperación y 279 kW sin utilizarlo. La potencia instalada fue de 805kW
- ✓ La potencia requerida por el horno de revenido es de 32 kW. La potencia instalada fue de 220 kW
- ✓ El tiempo de calentamiento del agua desde 20°C a 80°C puede disminuir a 6.3 h cambiando el diámetro del tubo sumergido de 4 in a 2.5 in