

**UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTO TORIBIO DE MOGROVEJO**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**



**Diseño de intercambiador de calor utilizando GLP para reducir demanda de electricidad en horno de añejadoras de arroz 7t**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

**AUTOR**

**Alessandra Jhaely Godos Uchofen**

**ASESOR**

**Amado Aguinaga Paz**

<https://orcid.org/0000-0003-0330-6825>

**Chiclayo, 2025**

**Diseño de intercambiador de calor utilizando GLP para reducir  
demanda de electricidad en horno de añejadoras de arroz 7t**

PRESENTADA POR

**Alessandra Jhaely Godos Uchofen**

A la Facultad de Ingeniería de la  
Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo  
para optar el título de

**INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

APROBADA POR

Dante Omar Panta Carranza  
PRESIDENTE

Lucio Antonio Llontop Mendoza  
SECRETARIO

Amado Aguinaga Paz  
VOCAL

## **Dedicatoria**

A mis padres, por su amor incondicional, su esfuerzo y los sacrificios que hicieron para verme avanzar. Gracias por ser mi ejemplo y por enseñarme que con perseverancia todo se logra. A mis hermanas, por estar siempre conmigo, llenando mis días de apoyo, risas y compañía sincera. A mis amigos y a quienes creyeron en mí incluso cuando yo dudaba, gracias por impulsarme a seguir. Este logro es tanto mío como de ustedes, porque cada palabra, gesto y consejo suyo me dio fuerzas para no rendirme y continuar hasta alcanzar esta meta.

## **Agradecimientos**

Agradezco profundamente a Dios, por ser mi guía y fortaleza en cada paso de este camino, dándome la claridad y el ánimo necesarios para culminar este proyecto. A mi universidad y a mis profesores, por compartir conmigo sus conocimientos y experiencias, que han sido esenciales en mi formación. Expreso mi especial gratitud al Dr. Ing. Amado Aguinaga Paz, por su paciencia, apoyo y valiosa orientación. A Molino Naya Perú S.A.C., gracias por abrirme sus puertas y brindarme los datos que hicieron posible este trabajo. Finalmente, gracias a todos quienes me acompañaron y alentaron en este proceso.

# Diseño de intercambiador de calor utilizando GLP para reducir demanda de electricidad en horno de añejadoras de arroz 7tAbrir

## INFORME DE ORIGINALIDAD

<b>17</b> %	<b>16</b> %	<b>3</b> %	<b>4</b> %
INDICE DE SIMILITUD	FUENTES DE INTERNET	PUBLICACIONES	TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

## FUENTES PRIMARIAS

<b>1</b>	<b>dspace.ups.edu.ec</b> Fuente de Internet	<b>4</b> %
<b>2</b>	<b>hdl.handle.net</b> Fuente de Internet	<b>3</b> %
<b>3</b>	<b>itscv.edu.ec</b> Fuente de Internet	<b>1</b> %
<b>4</b>	<b>repositorio.ucv.edu.pe</b> Fuente de Internet	<b>1</b> %
<b>5</b>	<b>tesis.usat.edu.pe</b> Fuente de Internet	<b>1</b> %
<b>6</b>	<b>qdoc.tips</b> Fuente de Internet	<b>1</b> %
<b>7</b>	<b>www.coursehero.com</b> Fuente de Internet	<b>&lt;1</b> %
<b>8</b>	<b>worldwidescience.org</b> Fuente de Internet	<b>&lt;1</b> %

## Índice

Resumen .....	6
Abstract .....	7
Introducción .....	8
Revisión de literatura .....	11
Materiales y métodos .....	29
Resultados y discusión .....	37
Conclusiones .....	98
Recomendaciones.....	99
Referencias .....	100
Anexos.....	102

## Resumen

Esta investigación diseñó un intercambiador de calor que utiliza GLP como fuente de energía térmica, acoplado a un horno de máquinas añejadoras de arroz de 7 t, con el objetivo de reducir el consumo eléctrico. A través del análisis energético y operacional de las máquinas actuales, se identificaron los altos costos y la baja eficiencia asociados a las resistencias eléctricas. El diseño del intercambiador se desarrolló en SolidWorks, considerando configuraciones optimizadas para transferencia de calor eficiente y resistencia térmica. Posteriormente, las simulaciones en ANSYS evaluaron el comportamiento térmico bajo diversas condiciones operativas, confirmando una transferencia de calor eficiente y una reducción significativa de la demanda eléctrica. Además, se realizó un análisis económico que demostró el ahorro potencial en costos de energía, destacando la viabilidad financiera del sistema. Los resultados validan que el diseño propuesto es técnicamente sólido, energéticamente eficiente y económicamente viable, proporcionando una solución sostenible para mejorar la competitividad en la industria arrocera.

**Palabras clave:** Intercambiador de calor, generación de calor, reducción de consumo eléctrico, horno de añejadora.

## **Abstract**

This research designed a heat exchanger using LPG as a thermal energy source, coupled to a 7 t rice aging machine oven, with the aim of reducing electrical consumption. Through energy and operational analysis of current machines, high costs and low efficiency associated with electrical resistances were identified. The exchanger design was developed in SolidWorks, considering optimized configurations for efficient heat transfer and thermal resistance. Subsequently, simulations in ANSYS evaluated the thermal behavior under various operating conditions, confirming efficient heat transfer and a significant reduction in electrical demand. In addition, an economic analysis was performed that demonstrated the potential savings in energy costs, highlighting the financial viability of the system. The results validate that the proposed design is technically sound, energy efficient and economically viable, providing a sustainable solution to improve competitiveness in the rice industry.

**Keywords:** Heat exchanger, heat generation, reduction of electricity consumption, aging oven.

## **I. Introducción**

### **1. Situación problemática**

La búsqueda constante de soluciones innovadoras para mejorar la eficiencia energética en la industria se ha convertido en una prioridad fundamental en la actualidad. En este contexto, el diseño de un intercambiador de calor utilizando GLP emerge como una propuesta prometedora para abordar el desafío de reducir el consumo energético en el horno de las añejadoras de 7 t. Estas máquinas desempeñan un papel esencial en la maduración de productos, pero también tienden a ser notoriamente demandantes en términos de energía [1]. En este estudio, exploraremos en detalle cómo esta tecnología puede revolucionar la industria al mejorar la eficiencia térmica y, al mismo tiempo, contribuir a la sostenibilidad ambiental al reducir significativamente los costos operativos y las emisiones de carbono asociadas con este proceso crucial.

El concepto subyacente del intercambiador de calor con convectores a gas implica una ingeniosa aplicación de la transferencia de calor. Al aprovechar la combustión controlada de gas y la circulación de aire, este sistema promete optimizar la temperatura en las añejadoras de manera eficiente y precisa [2]. En consecuencia, esto no solo conlleva un potencial ahorro energético significativo, sino que también puede influir en la calidad y uniformidad de los productos sometidos al proceso de maduración. Esta investigación profundizará en los principios de diseño, los beneficios y las consideraciones prácticas asociadas con la implementación de esta tecnología vanguardista.

### **2. Planteamiento del problema**

¿El diseño de un intercambiador de calor utilizando GLP permitirá reducir la demanda de electricidad en horno de añejadora de arroz?

En la industria arrocera, el proceso de maduración del arroz en las añejadoras de 7 toneladas es esencial para obtener un producto de calidad. Sin embargo, este proceso conlleva un alto consumo energético debido al funcionamiento de los hornos que mantienen la temperatura adecuada para la maduración. Esto no solo implica un costo operativo significativo para las empresas, sino también un impacto ambiental considerable debido a las emisiones de carbono asociadas al uso intensivo de energía.

Ante esta situación, surge la necesidad de buscar soluciones innovadoras que permitan reducir el consumo energético y, al mismo tiempo, mantener o incluso mejorar la calidad del

producto final. Una de las propuestas prometedoras es el diseño de un intercambiador de calor que utilice gas licuado de petróleo (GLP) como fuente de energía.

El planteamiento del problema se centra en determinar si el diseño e implementación de este intercambiador de calor con GLP permitirá disminuir de manera significativa la demanda de electricidad en el horno de la añejadora de arroz, reduciendo así los costos operativos y las emisiones de carbono asociadas a este proceso crucial en la industria arrocera.

## **Objetivos**

### **Objetivo General**

Elaborar el diseño de un intercambiador de calor utilizando GLP para reducir la demanda de electricidad en horno de añejadora de arroz de 7 t.

### **Objetivos Específicos**

- ✓ Analizar detalladamente el estado de operación y consumo energético de las máquinas añejadoras que utilizan horno eléctrico en el Molino Naya Perú S.A.C.
- ✓ Establecer los criterios técnicos y las especificaciones de diseño para desarrollar el intercambiador de calor.
- ✓ Desarrollar un diseño detallado del intercambiador de calor utilizando el software SolidWorks.
- ✓ Analizar el rendimiento térmico del intercambiador de calor mediante evaluaciones técnicas basadas en las condiciones de operación y diseño establecidas.
- ✓ Evaluar económicamente el costo del consumo energético consumido en el área de añejado.

## **Justificación**

**Justificación tecnológica:** El diseño de un intercambiador de calor eficiente y adaptado a las necesidades específicas de la industria arrocera representa un desafío técnico interesante. Este proyecto requiere la aplicación de conocimientos en áreas como la transferencia de calor, la termodinámica, la ingeniería de materiales y el diseño de sistemas térmicos. Además, puede servir como base para futuras investigaciones y desarrollos tecnológicos en el campo de la eficiencia energética y la optimización de procesos industriales. La implementación exitosa de esta solución podría impulsar la adopción de tecnologías similares en otras industrias, promoviendo la innovación y el avance tecnológico.

**Justificación económica:** El uso eficiente de la energía en los procesos industriales es crucial para reducir los costos operativos y mejorar la competitividad de las empresas. Al diseñar un intercambiador de calor que utilice GLP (gas natural) para reducir la demanda de electricidad en el horno de añejadoras de arroz, se podría lograr un ahorro significativo en los costos energéticos. Esto permitiría a las empresas arroceras optimizar sus recursos financieros y reinvertir esos ahorros en otras áreas de su negocio, fomentando su crecimiento y desarrollo económico.

**Justificación social:** La industria arroceras desempeña un papel fundamental en la seguridad alimentaria y el desarrollo económico de muchas regiones. Al mejorar la eficiencia energética en el proceso de añejado de arroz, se contribuye a la sostenibilidad de esta industria a largo plazo, lo que beneficia directamente a las comunidades locales que dependen de ella para su sustento. Además, la reducción del consumo de electricidad puede ayudar a mitigar la presión sobre la red eléctrica, lo que puede resultar en un suministro más confiable y accesible para los hogares y otras industrias.

**Justificación ambiental:** La sustitución de la electricidad por GLP en el proceso de añejado del arroz puede tener un impacto positivo en el medio ambiente. El GLP es un combustible fósil más limpio que otros combustibles convencionales, lo que implica una menor emisión de gases de efecto invernadero y contaminantes atmosféricos. Además, al reducir la demanda de electricidad generada a partir de fuentes no renovables, se contribuye a disminuir la huella de carbono asociada a este proceso industrial. Esta iniciativa se alinea con los esfuerzos globales para mitigar el cambio climático y promover prácticas más sostenibles.

En la industria arroceras, el proceso de maduración del arroz en las añejadoras de 7 toneladas es esencial para obtener un producto de calidad. Sin embargo, este proceso conlleva un alto consumo energético.

## II. Revisión de literatura

### 2.1. Antecedentes

En la investigación [3], en la búsqueda de lograr en el corazón del Molino "El Misti", un emprendimiento dedicado al procesamiento del arroz nació una idea visionaria: aprovechar la cascarilla de arroz como fuente de energía calorífica para el secado del grano, diseñando un horno con intercambiador de calor que emplee tecnologías eficientes de combustión como el lecho fluidizado burbujeante. Un equipo de ingeniosos agricultores y artesanos se embarcó en este ambicioso proyecto, recolectando información sobre la producción y subproductos, estudiando las características físicas y químicas de la cascarilla, determinando parámetros de combustión, transferencia de calor e hidrodinámica del lecho. Seleccionaron materiales e implementos adecuados para una combustión eficiente y un intercambiador de calor óptimo, realizando un presupuesto detallado y un análisis de viabilidad económica. Este proyecto representa un legado de innovación sostenible, armonizando tradición y tecnología para el beneficio de la comunidad local.

Según [2], para lograr en una planta industrial un proceso de enfriamiento del emulsificante limitaba la capacidad de producción y generaba cuantiosas pérdidas económicas, un equipo de ingenieros visionarios se embarcó en un proyecto ambicioso: diseñar un intercambiador de calor de carcasa y tubos enfriado por agua. Establecieron meticulosamente las exigencias de diseño, estudiaron la tecnología actual y analizaron comparativamente los tipos de intercambiadores utilizados en la industria. Evaluaron soluciones a través de matrices morfológicas, determinando que un intercambiador tubular era la opción más conveniente. Dimensionaron el equipo con cálculos térmicos, hidráulicos y mecánicos según normas, seleccionando la ingeniería de control automático. Desarrollaron un plan de mantenimiento, evaluaron la factibilidad económica y elaboraron los planos de diseño. Este proyecto integral representa un logro técnico excepcional que mejora la eficiencia productiva, fruto del compromiso inquebrantable de quienes impulsan el progreso industrial superando desafíos.

En [4], en Colombia, un equipo de investigadores se sumergió en la comprensión de los procesos y sistemas que intervienen en la producción tradicional de panela, descubriendo un importante retraso tecnológico en esta industria arraigada culturalmente. Esto los motivó a buscar alternativas económicas y accesibles para aumentar la eficiencia, planteando un modelo matemático basado en ecuaciones de transferencia de calor y termodinámica para el diseño de un intercambiador de calor pirotubular. Encontraron que estas pailas optimizan el

área de transferencia de calor respecto al volumen de jugo, reduciendo tiempos de residencia y uso de bagazo. Para dimensiones específicas, obtuvieron un calor transferido de 62,3 kW, resultados que, aunque acercados a la realidad por simplificaciones, representan un avance técnico apoyado en herramientas computacionales eficientes. Este proyecto conjuga innovación y tradición, buscando impulsar una noble actividad económica y cultural colombiana.

En el artículo [5], señalan que inspirados por la antigua tradición de la apicultura y la necesidad de preservar la calidad de la miel, un equipo visionario se embarcó en modelar un dispositivo que, mediante un intercambio de calor en contracorriente con el refrigerante R134a, permitiera elevar de forma precisa y controlada la temperatura del aire en un tanque de 3 m<sup>3</sup> de los 20°C ambientales a los 55°C óptimos para calentar miel, según investigaciones previas. Después de un riguroso análisis numérico de ecuaciones y un proceso de simulación computacional con SolidWorks y ANSYS Fluent, diseñaron un intercambiador con un serpentín interno de 8 pasos y 1,39 m que logra calentar el aire a una temperatura promedio de 52,75°C con una eficiencia del 95%, validando los cálculos iniciales. Este proyecto representa un avance técnico que conjuga innovación y preservación de tradiciones milenarias, ofreciendo un modelo confiable y eficiente para el calentamiento de fluidos en diversos procesos industriales.

En [6], nos menciona que un grupo de visionarios está recuperando el calor residual de los procesos de fabricación para hacer frente a los desafíos de eficiencia y sostenibilidad. Su enfoque no solo es técnico, sino un compromiso con la armonía entre el progreso industrial y el respeto por el medio ambiente. Han desarrollado un sistema de intercambio de calor que optimiza el aprovechamiento de la energía, integrando tecnologías avanzadas como el software SolidWorks y técnicas como el cambio de fase. Este proyecto es un testimonio del poder humano para innovar y preservar nuestro planeta para las generaciones futuras.

Para [7], en la búsqueda constante de eficiencia e innovación en el mundo industrial, un equipo de talentosos ingenieros se embarcó en el desafiante diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubos utilizando la aplicación Comsol Multiphysics. Calcularon meticulosamente las dimensiones para determinar la calidad del intercambiador basándose en factores clave como el coeficiente global de transferencia de calor, el factor de impureza y la caída de presión. El intercambiador, fabricado con acero inoxidable 304 y cobre para el flujo de aire y agua, cumplía con los requisitos de efectividad de la deflectora y comprendía los factores influyentes en su tipo. Los cálculos LMTD demostraron un calor cedido y recibido óptimos, con un factor de corrección de 1, mientras que el mayor número de Reynolds en los

tubos sugería un flujo más turbulento y una mejor transferencia de calor. Este logro técnico ejemplifica el ingenio y la dedicación de quienes impulsan el avance de la ingeniería, superando desafíos complejos.

## **2.2.Bases Teórico-Científico**

### **Máquina añejadora de arroz**

#### **2.3.Proceso de añejamiento**

El proceso de añejamiento se divide en tres etapas:

- Calentamiento: Dura aproximadamente 10-12 horas.
- Variación de temperatura controlada: Se utiliza un calentador de aire y un ventilador centrífugo para controlar la temperatura.
- Reposo: Las partículas del arroz se estabilizan.

El proceso de añejamiento dura aproximadamente 48 horas y se realiza en una máquina añejadora. Cada máquina puede realizar 3 descargas y 3 procesos por semana [8].

El arroz añejo es arroz que ha sido sometido a temperaturas específicas y humedad durante un tiempo variable, bajo un proceso natural o industrial, para mejorar su calidad culinaria, mejorar su graneado y aumentar el rendimiento en olla [8].

#### **2.4.Añejamiento natural**

El añejamiento natural del arroz consiste en almacenar el arroz recién cosechado en condiciones controladas, como un lugar fresco, seco y bien ventilado, durante un período de 6 meses a un año. Durante este tiempo, el arroz experimenta cambios en su composición química que equilibran los azúcares, almidones y humedad, lo que mejora su calidad para la cocción. Tras el añejamiento, el arroz tiene una textura y sabor más equilibrados, y absorbe el agua de manera más uniforme durante la cocción, resultando en granos sueltos y esponjosos. Esta práctica es común en la producción de arroz de alta calidad y es especialmente apreciada en variedades premium [9].



**Ilustración 1:** Añejado natural del arroz

**Fuente:** [10]

### **2.5. Arroz añejado artificialmente por horno eléctrico**

El envejecimiento artificial del arroz es un proceso que busca simular las características del envejecimiento natural. Consiste en reducir la humedad del arroz fresco al someterlo a calor en hornos, logrando deshidratarlo. Este proceso se realiza con arroz pilado fresco, bajando su humedad a menos del 13% y luego enfriándolo. La calidad final del arroz dependerá del tipo y calidad inicial, ya que los cambios principales son la disminución de humedad y un cambio de color a crema o amarillo [9].

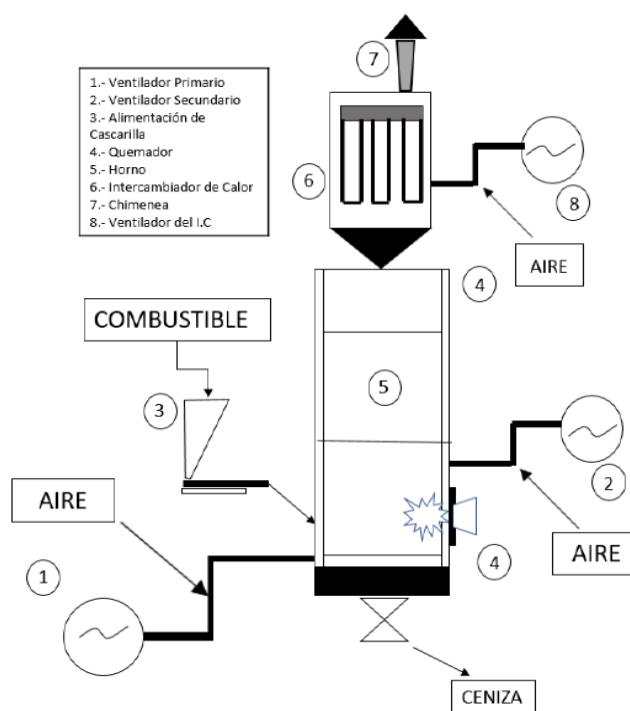


**Ilustración 2:** Añejadora de arroz con horno eléctrico

**Fuente:** [11]

## 2.6. Arroz añejado con un intercambiador de calor

Los procesos de envejecimiento artificial del arroz transforman el almidón del grano en amilopectina, lo que mejora la capacidad del arroz para absorber agua y aumenta su rendimiento cuando se cocina. En particular, el envejecimiento con intercambiadores de calor utiliza calor generado por gas para calentar aire, que se dirige a una cámara de calentamiento. Para obtener un envejecimiento adecuado, es importante controlar con precisión la temperatura tanto durante el calentamiento como durante el enfriamiento del arroz [9].



**Ilustración 3:** Horno con intercambiador de calor

**Fuente:** [3]

## 2.7. Variedad

Para poder determinar la variedad de arroz en el Perú, se realizó un estudio de campo en el Molino “Naya Perú”, siendo estas las variedades de mayor utilización:

**Tabla 1:** Tipos de variedades de arroz que emplea el Molino "Naya Perú"

Variedad	Calidad
Tinajones	Grano Largo
El valor	Grano Largo

**Fuente:** Elaboración propia

## 2.8. Parámetros

El estudio de alternativas comienza con el análisis de las necesidades de los productores de arroz, que buscan envejecer 140 quintales de arroz (50 kg) semanalmente para su venta. Por ello, se diseña un intercambiador de calor que pueda ser acoplado al horno eléctrico de las añejadoras de 7 t, trabajando así de manera dual. El tiempo de envejecimiento oscila entre 20 y 24 horas, un dato crucial ya que la variación en la humedad del arroz es una variable que debe considerarse para el diseño.

## 2.9. Transferencia de calor

La transferencia de calor es el proceso mediante el cual se mueve energía térmica debido a diferencias de temperatura entre un cuerpo o fluido y otro. En el contexto de este intercambiador de calor, la energía se transmite del GLP al aire para elevar su temperatura [5].

La fórmula para calcular la transferencia de calor es:

$$Q = \dot{m} \times c_p \times \Delta T \quad (1)$$

$Q$ : Calor transferido (W)

$\dot{m}$ : Flujo másico ( $kg/s$ )

$c_p$ : Calor específico ( $^{\circ}C$ )

$\Delta T$ : Diferencia de temperatura entre la entrada y salida del fluido ( $^{\circ}C$ )

## 2.10. Mecanismos de transferencia de calor

Existen tres mecanismos principales para la transferencia de calor: conducción, convección y radiación [5].

### Conducción

La conducción ocurre cuando el calor se transfiere a través de un sólido debido a diferencias de temperatura. La ecuación que describe este proceso es la ley de Fourier:

$$Q_{cond} = k \times A \times \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} \quad (2)$$

$k$ : Conductividad térmica del material ( $W/m_K$ )

$A$ : Área de transferencia de calor ( $m^2$ )

$T_1 - T_2$ : Diferencia de temperatura (K)

$\Delta x$ : Espesor del material (m)

### Convección

En la convección, el calor se transfiere entre un sólido y un fluido en movimiento. Esto se puede describir con la fórmula:

$$Q_{conv} = h \times A \times (T_s - T_\infty) \quad (3)$$

$h$ : Coeficiente de convección ( $W/m^2_K$ )

$A$ : Área de la superficie ( $m^2$ )

$T_s$ : Temperatura de la superficie (K)

$T_\infty$ : Temperatura del fluido lejos de la superficie (K)

### Radiación

La radiación térmica es el proceso por el cual el calor se transfiere en forma de ondas electromagnéticas. La ecuación que describe este proceso es:

$$Q_{rad} = \epsilon \times \sigma \times A \times (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (4)$$

$\epsilon$ : Emisividad de la superficie ( $W/m^2_K$ )

$\sigma$ : Constante de Stefan – Boltzmann ( $5,67 \times 10^{-8} W/m^2_K^4$ )

$A$ : Área de la superficie emisora ( $m^2$ )

$T_s^4$  y  $T_\infty^4$ : Temperaturas elevadas a la cuarta potencia (K)

### 2.11. Coeficiente global de transferencia de calor

Este coeficiente mide la eficiencia con la que el intercambiador de calor transfiere energía entre los dos fluidos [5].

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_e}} \quad (5)$$

$h_i$ : Coeficiente de convección dentro de tubo

$h_e$ : Coeficiente de convección en el exterior del tubo

$D_o$  y  $D_i$ : Diámetro exterior e interior del tubo

$k$ : Conductividad térmica del material del tubo

$L$ : Longitud del tubo

En lugar de trabajar con el diámetro  $D$ , para tubos de sección cuadrada utilizamos la dimensión característica de los lados de los tubos. Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor, se sigue una fórmula análoga a la de los tubos redondos, pero adaptada a la forma cuadrada.

Para un tubo cuadrado, la dimensión característica es:

$$L_c = \frac{4 \times A_{sección}}{P_{perímetro}} \quad (6)$$

$A_{sección}$ : Área de la sección transversal del tubo cuadrado

$P_{perímetro}$ : Perímetro del tubo cuadrado

Si el tubo tiene un lado de longitud  $a$ , entonces:

$$L_c = \frac{4 \times a^2}{4a} = a \quad (7)$$

Por lo tanto, la dimensión característica es simplemente el lado del tubo cuadrado [12].

El coeficiente global de transferencia de calor modificado sería:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{a}{k} + \frac{1}{h_e}} \quad (8)$$

$h_i$ : Coeficiente de convección dentro del tubo

$h_e$ : Coeficiente de convección en el exterior

$a$ : Lado del tubo cuadrado

$k$ : Conductividad térmica del material

## 2.12. Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

La LMTD es una herramienta útil para calcular la eficiencia de la transferencia de calor en un intercambiador, especialmente cuando los fluidos fluyen en contracorriente [5].

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (9)$$

$\Delta T_1$ : Diferencia de temperatura en el extremo de entrada

$\Delta T_2$ : Diferencia de temperatura en el extremo de salida

Estos intercambiadores de flujo en contracorriente emplean una relación de temperaturas equivalentes, representada por la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{ml} = F \times \Delta T_{ml,CF} \quad (10)$$

Donde:

$F$ : Factor de corrección

$T_{ml}$ : Diferencial de temperatura promedio logarítmica

Para un intercambiador de calor a contraflujo, las temperaturas se definen como:

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal} \quad (11)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent} \quad (12)$$

### 2.13. Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

El método de la efectividad-NTU es útil para calcular la capacidad de un intercambiador de calor para transferir energía en condiciones no ideales [5]. La efectividad se define como:

$$NTU = \frac{U \times A_s}{C_{min}} \quad (13)$$

Este método es particularmente útil para intercambiadores de flujo cruzado y contracorriente.

### 2.14. Análisis térmico

El análisis térmico de un intercambiador de calor implica calcular cuánta energía debe transferirse para alcanzar las condiciones deseadas. Para dimensionar correctamente el intercambiador, es necesario asegurar que el área de transferencia de calor sea adecuada [5].

#### Calor cedido del condensador

El calor cedido por el condensador se calcula usando la fórmula:

$$Q_{cond} = Q_{evap} + (f)(Nir) \quad (14)$$

$Q_{cond}$ : Calor liberado en el condensador

$Q_{evap}$ : Calor absorbido en el evaporador

$f(Nir)$ : Energía añadida en el proceso de compresión

### 2.15. Número de Reynolds

El número de Reynolds describe el flujo de un fluido. Cuando el número de Reynolds es alto, el flujo es turbulento; cuando es bajo, es laminar [5].

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (15)$$

$\rho$ : Densidad del fluido ( $kg/m^3$ )

$v$ : Velocidad del fluido ( $m/s$ )

$D$ : Diámetro hidráulico ( $m$ )

$\mu$ : Viscosidad dinámica ( $Pa_s$ )

El número de Reynolds para un tubo cuadrado se ajusta utilizando la dimensión característica del lado del tubo cuadrado en lugar del diámetro del tubo circular [12].

$$Re = \frac{\rho va}{\mu} \quad (16)$$

$\rho$ : Densidad del fluido ( $kg/m^3$ )

$v$ : Velocidad del fluido ( $m/s$ )

$a$ : Lado del tubo cuadrado ( $m$ )

$\mu$ : Viscosidad dinámica ( $Pa_s$ )

El cálculo del número de Reynolds para flujos dentro de tubos cuadrados sigue el mismo principio que para tubos circulares, pero usando el lado del tubo como la dimensión clave.

## 2.16. Número de Prandtl

El número de Prandtl describe la relación entre la difusividad de la cantidad de movimiento y la difusividad térmica [5].

$$Pr = \frac{\mu \times c_p}{k} \quad (17)$$

$\mu$ : Viscosidad dinámica ( $Pa_s$ )

$c_p$ : Calor específico del fluido ( $kJ/kg_°C$ )

$k$ : Conductividad térmica del fluido ( $W/m_K$ )

### 2.17. Número de Nusselt

El número de Nusselt mide la eficiencia del intercambio de calor por convección respecto a la conducción pura [5].

$$Nu = \frac{h \times D}{k} \quad (18)$$

$h$ : Coeficiente de convección ( $W/m^2_K$ )

$D$ : Diámetro del tubo (m)

$k$ : Conductividad térmica del fluido ( $W/m_K$ )

El número de Nusselt para un tubo cuadrado también depende de la geometría, pero existen correlaciones empíricas específicas para flujo dentro de tubos de sección cuadrada [12]. Una correlación comúnmente utilizada es:

$$Nu = 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,3} \quad (19)$$

$Re$ : Número de Reynolds

$Pr$ : Número de Prandtl

### 2.18. Número de Grashof

El número de Grashof se utiliza para describir el flujo de fluidos en convección natural, calculando el efecto de las fuerzas de flotación [5].

$$Gr = \frac{g \times \beta \times (T_s - T_\infty) \times D^3}{\nu^2} \quad (20)$$

$g$ : Aceleración debida a la gravedad ( $m/s^2$ )

$\beta$ : Coeficiente de expansión térmica ( $1/K$ )

$T_s - T_\infty$ : Diferencia de temperatura entre la superficie y el fluido (K)

$D$ : Diámetro del tubo (m)

$\nu$ : Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )

Para un tubo cuadrado, la dimensión característica es el lado del cuadrado, donde  $a$  es el lado del tubo cuadrado. Por lo tanto, la fórmula adaptada para el número de Grashof en tubos cuadrados queda:

$$Gr = \frac{g \times \beta \times (T_s - T_\infty) \times a^3}{\nu^2} \quad (21)$$

$a$ : Lado del tubo cuadrado (m)

$g$ : Aceleración debida a la gravedad ( $m/s^2$ )

$\beta$ : Coeficiente de expansión térmica ( $1/K$ )

$T_s - T_\infty$ : Diferencia de temperatura entre la superficie y el fluido (K)

$D$ : Diámetro del tubo (m)

$\nu$ : Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )

### 2.19. Flujo másico y volumétrico

Para un tubo cuadrado, el flujo másico y volumétrico se calcula de manera similar, pero con el área de la sección transversal ajustada a la geometría cuadrada [12]:

$$\dot{V} = A_{sección} \times v \quad (22)$$

$$\dot{V} = a^2 \times v \quad (23)$$

$a$ : Lado del tubo cuadrado (m)

$v$ : Velocidad del fluido ( $m/s$ )

El flujo másico describe cuánta masa de fluido pasa por el intercambiador en un tiempo dado, y el flujo volumétrico es el volumen del fluido que pasa por unidad de tiempo [5]. Ambos se relacionan mediante la densidad del fluido:

$$\dot{m} = \rho \times \dot{V} \quad (24)$$

$\dot{m}$ : Flujo másico ( $kg/s$ )

$\rho$ : Densidad del fluido ( $kg/m^3$ )

$\dot{V}$ : Flujo volumétrico ( $m^3/s$ )

### 2.20. Coeficiente de convección

El coeficiente de convección se calcula mediante la correlación de Nusselt y depende de las propiedades del fluido y del tipo de flujo [5]:

$$h = \frac{Nu \times k}{D} \quad (25)$$

$Nu$ : Número de Nusselt

$k$ : Conductividad térmica ( $W/m_K$ )

$D$ : Diámetro del tubo (m)

El coeficiente de convección se calcula a partir del número de Nusselt y la geometría del tubo cuadrado [12]:

$$h = \frac{Nu \times k}{a} \quad (26)$$

$Nu$ : Número de Nusselt

$k$ : Conductividad térmica ( $W/m_K$ )

$a$ : Lado del tubo cuadrado (m)

### 2.21. Ecuación de balance energético

Se considera que los intercambiadores de calor operan durante largos periodos sin afectar la precisión de los cálculos, por lo que se los clasifica como dispositivos de flujo estable. En los intercambiadores de flujo cruzado, es fundamental calcular la razón de capacidad calorífica, la cual se obtiene a partir del cálculo combinado del calor específico y el flujo másico. Aunque este tipo de intercambiador permite la circulación de un fluido frío y otro caliente, se aplica el primer principio de la termodinámica, que establece que la tasa de transferencia de energía del fluido frío debe ser igual a la del fluido caliente [5]:

$$\dot{Q}_h = C_h \times (T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (27)$$

$$\dot{Q}_c = C_c \times (T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (28)$$

$\dot{m}_c$  y  $\dot{m}_h$ : Gastos de masa

$C_{pc}$  y  $C_{ph}$ : Calores específicos

$T_{c,sal}$  y  $T_{h,sal}$ : Temperatura de salida

$T_{c,ent}$  y  $T_{h,ent}$ : Temperatura de entrada

En el análisis de intercambiadores de calor, es útil combinar el producto de la masa y los calores específicos de los fluidos en un solo término, denominado razón de capacidad calorífica, para el cual se pueden establecer ecuaciones tanto para el fluido frío como para el fluido caliente [5].

$$C_h = \dot{m}_h \times c_{ph} \quad (29)$$

$$C_c = \dot{m}_c \times c_{pc} \quad (30)$$

$h$  y  $c$ : Subíndices del líquido de mayor y menor temperatura respectivamente

$C$ : Cantidad calorífica del fluido ( $W/K$ )

$c_p$ : Calor específico a presión constante del fluido ( $J/kg_K$ )

$\dot{m}$ : Corriente másica del fluido caliente ( $kg/s$ )

Este principio se aplica para asegurar que no haya pérdida de energía durante el proceso de transferencia.

## 2.22. Eficiencia del intercambiador de calor

La eficiencia de un intercambiador de calor mide cuánta energía útil se transfiere en comparación con la máxima energía teórica posible. Se pueden utilizar métodos activos y pasivos para mejorar esta eficiencia [5].

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{act}}{\dot{Q}_{max}} \quad (31)$$

### **Métodos activos**

Los métodos activos implican la adición de dispositivos o mecanismos externos, como ventiladores o bombas, para aumentar el intercambio de calor [5].

### **Métodos pasivos**

Los métodos pasivos no requieren energía adicional y se basan en mejorar el diseño o los materiales del intercambiador, como aumentar el área de contacto o usar materiales con alta conductividad térmica [5].

## **2.23. Intercambiador de flujo cruzado y de pasos múltiples**

El diseño de un intercambiador de flujo cruzado permite que los fluidos fluyan perpendicularmente entre sí, mejorando la eficiencia. En intercambiadores de múltiples pasos, el fluido caliente pasa por varias etapas de intercambio de calor, aumentando la cantidad de energía transferida [5].

### **Diseño del intercambiador de calor**

El diseño incluye determinar la configuración del flujo (paralelo, contraflujo o cruzado), el número de pasos, el tamaño del tubo y el área de transferencia de calor [5].

### **Diseño del tubo**

El diseño del tubo incluye elegir el material adecuado y la longitud, para optimizar el intercambio de calor [5].

Para adaptar la fórmula de la longitud del tubo en el diseño de un intercambiador de calor con tubos cuadrados, la expresión general dependería de la geometría y el área de transferencia de calor, pero se pueden modificar las fórmulas del diseño clásico con tubos redondos. En el caso de tubos cuadrados, las ecuaciones deben ajustarse para reflejar la sección transversal y el perímetro hidráulico característico de estos tubos. Para el cálculo de la longitud del tubo  $L$ , normalmente se usa la ecuación de transferencia de calor, que en su forma básica es:

$$Q = U \times A \times \Delta T_m \quad (32)$$

$Q$ : Calor transferido

$U$ : Coeficiente global de transferencia de calor

$A$ : Área de la superficie de transferencia de calor

$U$ : Coeficiente global de transferencia de calor

$\Delta T_m$ : Diferencia de temperatura media logarítmica

La longitud del tubo  $L$  se puede calcular despejando de la ecuación de transferencia de calor, sabiendo que la diferencia de temperatura y los coeficientes son constantes:

$$L = \frac{Q}{U \times 4a \times \Delta T_m} \quad (33)$$

## 2.24. Propiedades de los fluidos

Las propiedades de los fluidos, como la densidad, el calor específico, la viscosidad y la conductividad térmica, influyen directamente en el rendimiento del intercambiador [5]. A continuación, las características de las propiedades del GLP, para su cálculo ver Anexo 1: Características del GLP (60% propano y 40% butano).

**Tabla 2:** Propiedades del GLP (60% propano y 40% butano)

Características	Magnitudes	GLP
Peso molecular promedio	( $W/m_K$ )	50,28
Densidad del gas (25 °C, 1 atm)	( $kg/m^3$ )	2,12
Calor específico ( $C_p$ )	( $kJ/kg_K$ )	1,67
Poder calorífico superior	( $MJ/kg$ )	50,04
Poder calorífico inferior	( $MJ/kg$ )	46,11
Temperatura de autoignición	(°C)	444
Conductividad térmica	( $W/m_K$ )	0,0172
Viscosidad (25 °C, 1 atm)	( $\mu Pa_s$ )	7,89

Fuente: [13]

### 2.25. Análisis del ventilador

El ventilador en el intercambiador de calor debe ser capaz de mover suficiente aire a través del sistema para asegurar una transferencia de calor eficiente. El tamaño, la velocidad y la potencia del ventilador deben ser calculados en función de las necesidades del sistema [5].

$$\dot{v} = A \times V_{aire} \quad (34)$$

$\dot{v}$ : Flujo volumétrico ( $m^3/s$ )

$A$ : Superficie de sección transversal ( $m^2$ )

$V_{aire}$ : Velocidad del aire ( $m/s$ )

También es relevante calcular la velocidad de salida del aire, ya que se genera una presión estática que permite superar la resistencia del sistema.

$$V_{aire} = \sqrt{\frac{2 \times \dot{W}_{salida}}{\dot{m}_{aire}}} \quad (35)$$

$\dot{W}$ : Fuerza del ventilador ( $W$ )

$\dot{m}_{aire}$ : Corriente másica del aire ( $kg/s$ )

### 2.26. COP (Coeficiente de rendimiento)

El COP es una medida de la eficiencia del sistema de intercambio de calor [5]. Se define como la relación entre la energía útil transferida y la energía consumida:

$$COP = \frac{Q_{he}}{W} \quad (36)$$

$Q_{he}$ : Capacidad total del intercambio de energía ( $MW$ )

$W$ : Potencia requerida para los compresores ( $MW$ )

### **III. Materiales y métodos**

#### **1. Tipo, nivel y enfoque de investigación**

La presente investigación es de tipo aplicada y de nivel descriptivo. Por un lado, es aplicada porque se utilizarán conocimientos teóricos - prácticos de la ingeniería para diseñar y simular un intercambiador de calor que utiliza GLP, con el fin de reducir la demanda de electricidad en hornos de añejadoras de arroz de 7 toneladas.

Por otra parte, es de nivel descriptivo porque se evaluarán y describirán las condiciones operativas del horno y el comportamiento térmico del sistema, permitiendo determinar la eficiencia del intercambiador de calor y su impacto en la reducción del consumo energético.

Asimismo, se describirá el comportamiento del flujo de calor en el intercambiador tras realizar simulaciones CFD.

Además, el enfoque es cuantitativo, ya que la simulación CFD y la evaluación económica proporcionarán datos numéricos y medibles, como la cantidad de calor transferido, el ahorro energético y los costos asociados.

#### **2. Población y muestra**

La investigación no presenta población ni muestra, ya que se trata del diseño y simulación de un sistema. Sin embargo, se tomará en cuenta la demanda de energía térmica de un horno de añejadoras de arroz con capacidad de 7 t, para plantear la cantidad de energía que se desea cubrir mediante el uso de un intercambiador de calor que utiliza GLP.

Se evaluará la demanda energética actual del proceso de añejado y se determinará la reducción en el consumo de electricidad al implementar el intercambiador de calor propuesto.

#### **3. Métodos y técnicas de recolección de datos**

##### **3.1. Métodos**

Se aplicará el método de simulación numérica mediante el uso del software ANSYS Fluent, que permitirá analizar el comportamiento del flujo de calor en el intercambiador de calor diseñado. Esta herramienta de simulación generará datos cuantitativos relacionados con la eficiencia del intercambio térmico, las características del GLP como fluido de trabajo, y las condiciones de operación. Además, se utilizará el método comparativo, donde se analizarán los resultados de la simulación del sistema basado en GLP frente al sistema tradicional con resistencias eléctricas, permitiendo determinar el impacto en la reducción del consumo de energía eléctrica. También se llevará a cabo una revisión documental exhaustiva, recolectando

información técnica y científica sobre diseños previos de intercambiadores de calor, así como sobre el uso de GLP en aplicaciones industriales de transferencia de calor, lo que proporcionará una base teórica sólida para el desarrollo del diseño.

### **3.2.Técnicas**

Se utilizó la técnica de revisión bibliográfica para recopilar investigaciones previas relacionadas con el diseño de intercambiadores de calor utilizando GLP, lo que permitió obtener información y visualizar diseños anteriores aplicados en procesos industriales similares. Asimismo, se aplicó la recolección de datos, obteniendo información relevante como el consumo energético en hornos de añejadoras de arroz, el tipo de combustibles utilizados y las condiciones operativas del proceso, lo que fue clave para el diseño y simulación del intercambiador de calor.

Para la simulación del flujo térmico y la transferencia de calor en el intercambiador, se empleó el software Ansys Fluent enfocado en CFD. Esta técnica proporcionará datos cuantitativos, como el flujo de calor transferido y la eficiencia del sistema, fundamentales para la investigación.

### **3.3.Recolección de datos**

#### **Datos del Molino “Naya Perú S.A.C.”**

##### **– Datos principales**

RUC: 20605393498

Razón social: Naya Perú Sociedad Anónima Cerrada

Fecha de Fundación: 16/10/2019

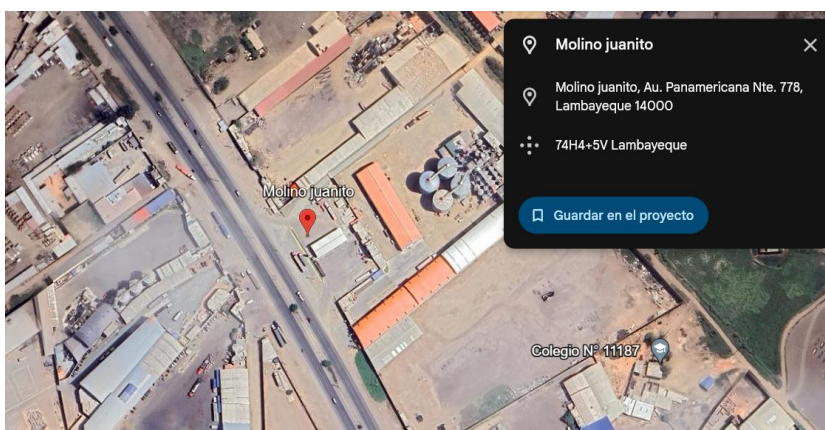
Sector económico de desempeño: Elaboración de productos de molinería

– **Ubicación**

Dirección legal: Carretera Panamericana Norte Km. 778 (Alquiler)

Distrito/Ciudad: Lambayeque

Departamento: Lambayeque

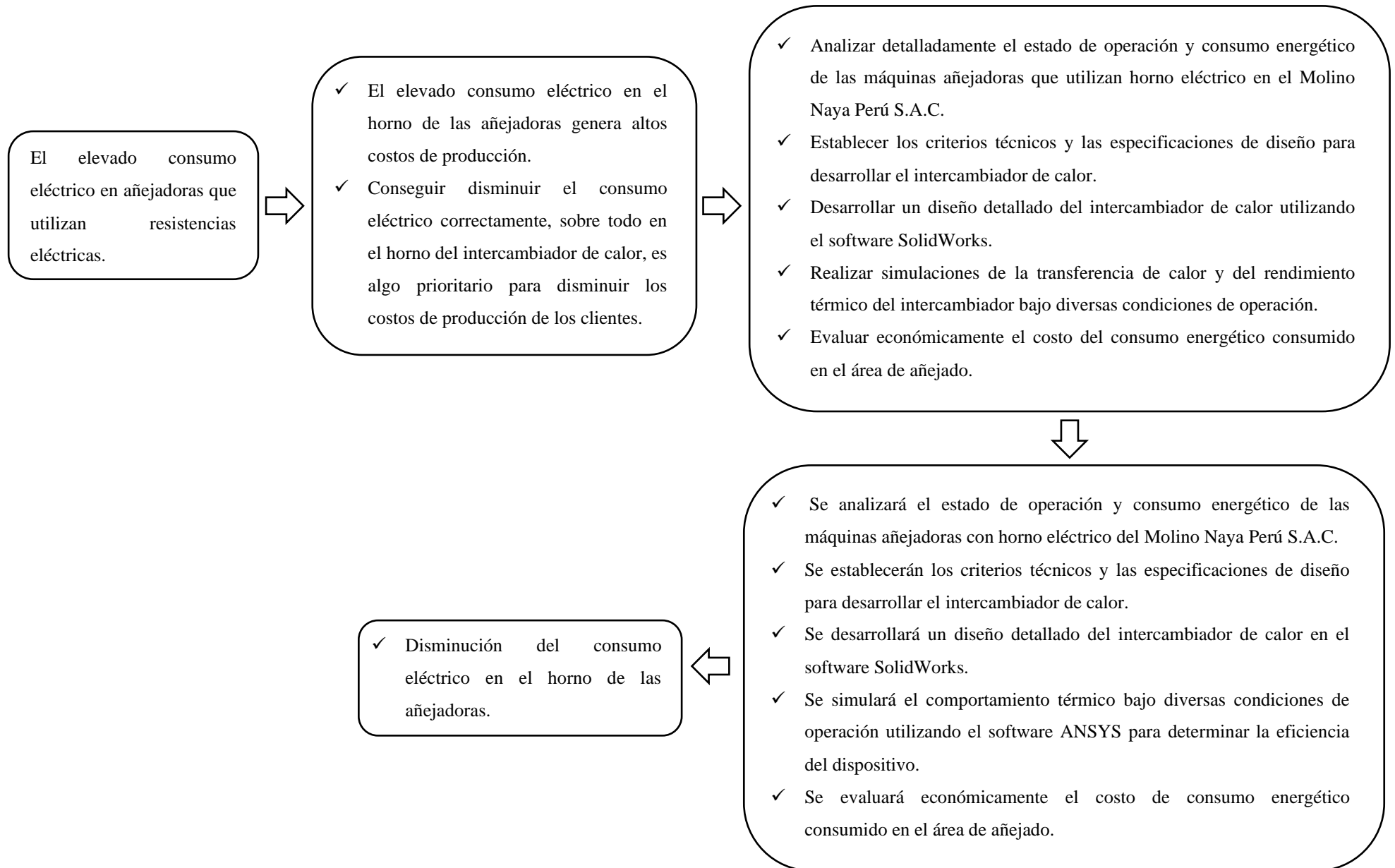


**Ilustración 4:** Ubicación Satelital del Molino Naya Perú

**Fuente:** Google Earth

### 3.4. Diseño de Investigación

**Ilustración 5:** Diseño de Investigación



### 3.5. Matriz de operacionalización

**Tabla 3:** Matriz de operacionalización para variable independiente

Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Dimensiones	Indicadores	Ítems
Variable independiente	El diseño de un intercambiador de calor utilizando GLP se refiere a la planificación y creación de un sistema que utiliza gases calientes, generados a través de la combustión de un combustible gaseoso, para transferir calor a un fluido o medio mediante el proceso de convección [13]. Para ello se realizará un <b>análisis térmico</b> para posteriormente simular y comparar los resultados obtenidos.	La variable se medirá a través de la capacidad de intercambio de calor para simular el análisis térmico con soporte del software ANSYS Workbench.	Análisis térmico	Capacidad de intercambio de calor	W
Diseño de un intercambiador de calor utilizando GLP				Eficiencia de transferencia de calor	%
				Coefficiente global de transferencia de calor	$W/m^2\text{°C}$
				Diferencia media logarítmica de temperatura	$\text{°C}$
				Flujo de masa de los fluidos	kg/s

**Fuente:** Elaboración propia

**Tabla 4:** Matriz de operacionalización para variable dependiente

Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Dimensiones	Indicadores	Ítems
Variable dependiente	La reducción del consumo eléctrico se refiere a la optimización de la eficiencia energética de las añejadoras, con el objetivo de minimizar el gasto eléctrico sin comprometer la calidad del proceso de añejado, teniendo en cuenta la <b>cantidad de energía producida</b> . Esto puede lograrse a través de medidas como la modernización de equipos, en donde se reemplazará al horno eléctrico por un intercambiador de calor [1].	La variable se medirá a través de la potencia generada por el intercambiador solar con énfasis en la eficiencia y su factor de potencia.	Cantidad de energía producida	Potencia	W
Reducción de la demanda de electricidad en horno de añejadoras de arroz de 7 t				Energía	kWh
				Factor de potencia	Adimensional
				Eficiencia del intercambiador de calor	%

**Fuente:** Elaboración propia

### 3.6. Formulación de hipótesis

**Tabla 5:** Formulación de hipótesis

<b>Objetivo general</b>	<b>Hipótesis general</b>
Elaborar el diseño de un intercambiador de calor utilizando GLP para reducir la demanda de electricidad en horno de añejadora de arroz de 7 t.	Si se realiza el diseño de un intercambiador de calor capaz de sustituir las resistencias eléctricas, entonces, se reducirá el consumo eléctrico en el horno de las añejadoras.
<b>Objetivos específicos</b>	<b>Hipótesis específicas</b>
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Analizar detalladamente el estado de operación y consumo energético de las máquinas añejadoras que utilizan horno eléctrico en el Molino Naya Perú S.A.C.</li> <li>2. Establecer los criterios técnicos y las especificaciones de diseño para desarrollar el intercambiador de calor.</li> <li>3. Desarrollar un diseño detallado del intercambiador de calor utilizando el software SolidWorks.</li> <li>4. Realizar simulaciones de la transferencia de calor y del rendimiento térmico del intercambiador bajo diversas condiciones de operación.</li> <li>5. Evaluar económicamente el costo del consumo energético consumido en el área de añejado.</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Si se evalúa la situación actual de los hornos eléctricos de las añejadoras de 7t entonces se podrá proponer un mejor diseño del dispositivo.</li> <li>2. Si se diseña establecen los criterios técnicos y las especificaciones de diseño, entonces se tendrá como resultado un dispositivo correctamente dimensionado.</li> <li>3. Si se desarrolla un diseño detallado del intercambiador utilizando SolidWorks, se podrá apreciar mejor el dibujo del diseño del intercambiador de calor.</li> <li>4. Si se simula la transferencia de calor y el rendimiento térmico, se podrá validar las condiciones de operación correctamente.</li> <li>5. Si se evalúa económicamente el costo del consumo energético consumido en el área de añejado, se calculará una estimación del valor económico.</li> </ol>

**Fuente:** Elaboración propia

### 3.7. Matriz de consistencia

Tabla 6: Matriz de consistencia

<b>Diseño de intercambiador de calor utilizando glp para reducir demanda de electricidad en horno de añejadoras de arroz 7 t</b>					
<b>Problema</b>	<b>Objetivos</b>	<b>Hipótesis</b>	<b>VARIABLES</b>	<b>Metodología</b>	
¿El diseño de un intercambiador de calor utilizando GLP permitirá reducir el consumo eléctrico en las añejadoras?	<b>General</b>	<b>General</b>	<b>Variable independiente</b>	<b>Diseño de investigación</b>	
	Elaborar el diseño de un intercambiador de calor utilizando GLP para reducir la demanda de electricidad en horno de añejadora de arroz de 7 Tn.	Si se realiza el diseño de un intercambiador de calor capaz de sustituir las resistencias eléctricas, entonces, se reducirá el consumo eléctrico en el horno de las añejadoras.	Diseño de un intercambiador de calor utilizando GLP.		Tipo aplicada cuantitativa con utilización del software ANSYS Workbench.
				<b>Indicadores</b>	<b>Técnica: Recolección de datos</b>
				Eficiencia de transferencia de calor Capacidad e intercambio de calor Diferencia media logarítmica de temperatura Coeficiente global de transferencia de calor	Se utilizará la técnica de los datos experimentales obtenidos de la simulación del software y de investigaciones similares.
	Analizar detalladamente el estado de operación y consumo energético de las máquinas añejadoras que utilizan horno eléctrico en el Molino Naya Perú S.A.C.	Si se analiza detalladamente el estado de operación y consumo energético de las máquinas añejadoras de arroz, entonces se podrá proponer un mejor diseño del dispositivo.		<b>Variable dependiente</b>	<b>Población y muestra</b>
Establecer los criterios técnicos y las especificaciones de diseño para desarrollar el intercambiador de calor.	Si se establecen correctamente los criterios técnicos y las especificaciones de diseño para desarrollar el intercambiador de calor, entonces se tendrá como resultado un dispositivo correctamente dimensionado.		Reducción del consumo eléctrico en horno eléctrico de añejadoras de 7 Tn.	La unidad de estudio es la simulación del intercambiador de calor que trabaja en la añejadora de arroz.	

<b>Diseño de intercambiador de calor utilizando glp para reducir demanda de electricidad en horno de añejadoras de arroz 7 t</b>				
<b>Problema</b>	<b>Objetivos</b>	<b>Hipótesis</b>	<b>VARIABLES</b>	<b>Metodología</b>
¿El diseño de un intercambiador de calor utilizando GLP permitirá reducir el consumo eléctrico en las añejadoras?	<b>Específicos</b>	<b>Específicas</b>	<b>Indicadores</b>	Intercambiador de calor convencional rediseñado para trabajar de forma dual en las añejadoras eléctricas.
	Desarrollar un diseño detallado del intercambiador de calor utilizando el software SolidWorks.	Si se desarrolla un diseño detallado del intercambiador de calor con soporte del software SolidWorks, se diseñará correctamente el dispositivo.		
	Realizar simulaciones de la transferencia de calor y del rendimiento térmico del intercambiador bajo diversas condiciones de operación.	Si se realizan las simulaciones de transferencia de calor y del rendimiento térmico del intercambiador bajo diversas condiciones, se podrá validar la eficiencia del dispositivo.	Potencia Energía Factor de potencia Eficiencia del intercambiador de calor	
	Evaluar económicamente el costo del consumo energético consumido en el área de añejado.	Si se evalúa económicamente el costo del consumo energético consumido durante la producción, se calculará una estimación del valor económico y se evaluará la factibilidad.		

**Fuente:** Elaboración propia

#### IV. Resultados y discusión

##### *4.1. Analizar detalladamente el estado de operación y consumo energético de las máquinas anejadoras que utilizan horno eléctrico en el Molino Naya Perú S.A.C.*

Para evaluar el promedio de carga y costo anual de energía, se llevó a cabo un análisis detallado de los datos operacionales del Molino Naya Perú S.A.C. Se recolectaron datos mensuales desde enero de 2023 hasta diciembre de 2023, específicamente sobre la cantidad de energía activa total consumida (en kWh) y el costo mensual de la energía (en soles, S/.).

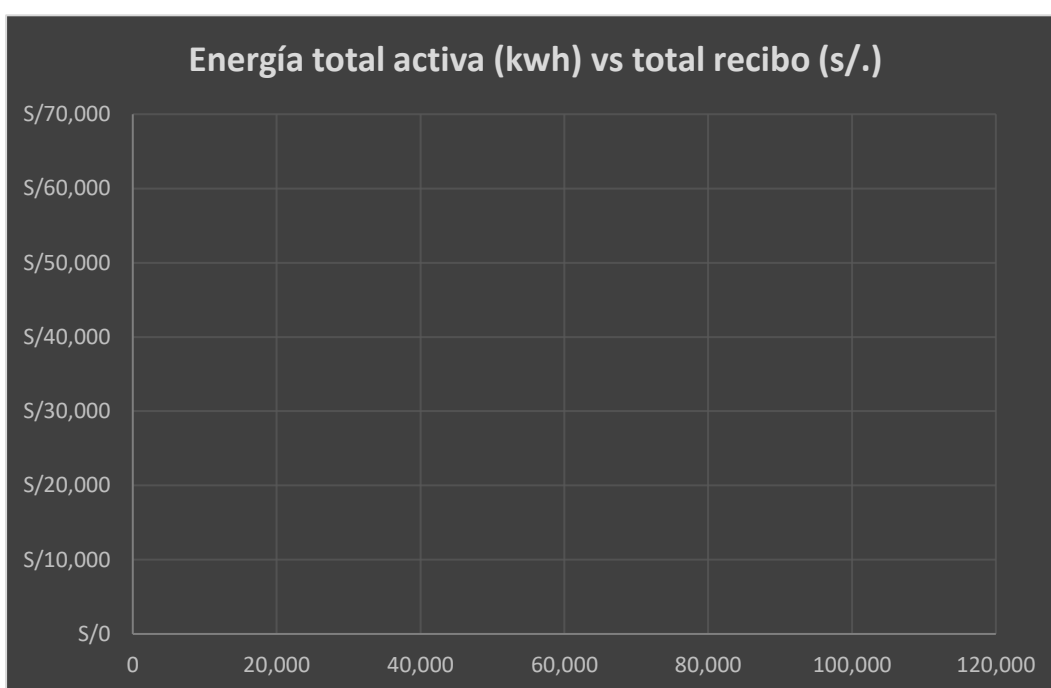
**Tabla 7:** Tabla de carga y costo mensual de energía

<b>Mes / año</b>	<b>Energía Activa Total (kWh)</b>	<b>Total Recibo (S/.)</b>
<b>Enero 2023</b>	61 231,7600 kWh	S/. 44 728,04
<b>Febrero 2023</b>	84 510,4200 kWh	S/. 61 732,43
<b>Marzo 2023</b>	66 746,9000 kWh	S/. 32 522,29
<b>Abril 2023</b>	62 483,5100 kWh	S/. 30 444,96
<b>Mayo 2023</b>	106 614,8700 kWh	S/. 41 907,79
<b>Junio 2023</b>	91 630,6500 kWh	S/. 38 490,19
<b>Julio 2023</b>	87 065,3300 kWh	S/. 39 768,93
<b>Agosto 2023</b>	89 053,2300 kWh	S/. 37 710,61
<b>Septiembre 2023</b>	73 919,2000 kWh	S/. 32 407,93
<b>Octubre 2023</b>	34 090,5800 kWh	S/. 22 909,31
<b>Noviembre 2023</b>	59 654,4700 kWh	S/. 29 801,79
<b>Diciembre 2023</b>	55 876,1500 kWh	S/. 24 584,49
<b>Promedio</b>	872 877,0700 kWh	S/. 437 008,76

**Fuente:** Elaboración propia

El consumo de energía activa varía a lo largo del año, con un máximo en mayo (106,614.87 kWh) y un mínimo en octubre (34,090.58 kWh). Estos altos y bajos también se reflejan en los costos de los recibos, siendo el más alto en mayo (S/. 41,907.79) y el más bajo en octubre (S/. 22,909.31). Esto puede deberse a variaciones en la demanda o en el uso de las máquinas.

A continuación, se presenta la gráfica que compara el consumo de energía total activa (kWh) y el costo mensual de energía (S/.) durante el año 2023. Esta representación visual facilita la observación de la correlación directa entre el aumento de consumo energético y el incremento en los costos.



**Ilustración 6:** Energía total activa (kWh) vs Total recibo (S/.)

**Fuente:** Elaboración propia

Esta gráfica muestra la relación entre el consumo energético mensual y los costos de electricidad.

A lo largo del año, el patrón es claro: a mayor consumo de energía (en kWh), mayor es el costo de los recibos. Sin embargo, también parece que en algunos meses, como en mayo, el aumento de costo es desproporcionado al aumento de consumo, lo que podría explicarse por variaciones en tarifas eléctricas o la utilización de las máquinas a plena capacidad. En contraste, en meses como octubre y diciembre, el consumo es menor y los costos caen.

Este cuadro detalla las especificaciones técnicas de una añejadora de arroz de 7t (INDUHORST) equipada con horno eléctrico [11].

**Tabla 8:** Datos técnicos de añejadora de 7t (INDUHORST)

<b>Datos técnicos</b>	
<b>Longitud</b>	4 040 mm
<b>Ancho</b>	2 240 mm
<b>Altura (sin accesorios)</b>	3 950 mm
<b>Peso (total)</b>	7 060 kg
<b>Capacidad de carga 154 qq</b>	6 970 kg
<b>Motor central</b>	7,5 kW (10 HP)
<b>Motorreductor</b>	0,55 kW (0.75 HP)
<b>Ventilador de circulación</b>	0,55 kW (0.75 HP)
<b>Motor vibrador</b>	1,5 kW (2 HP)
<b>Resistencias eléctricas</b>	54 kW (73 HP)
<b>Consumo por carga</b>	360 – 440 kWh
<b>Consumo eléctrico por qq</b>	2,3 – 2,6 kWh
<b>Consumo máximo</b>	150 A / 220 V
	86 A / 380 V
	75 A / 440 V
<b>Costo de electricidad por qq</b>	\$ 0,42 USD
<b>Caja de control y manejo</b>	SIEMENS

**Fuente:** [11]

Esta información es clave para entender el perfil de consumo y los costos operativos asociados a las añejadoras. Además, ofrece una base técnica para compararla con el diseño propuesto de intercambiadores de calor utilizando GLP.

El Molino “Naya Perú” cuenta con cuatro máquinas añejadoras equipadas con horno eléctrico del modelo descrito en la Tabla 7. Estas máquinas trabajan de manera intercalada para optimizar el proceso de añejado y el consumo energético. En cada ciclo de producción, se encienden dos máquinas añejadoras y, al concluir su operación, las siguientes dos entran en funcionamiento. Este esquema escalonado permite una mejor distribución de la carga eléctrica a lo largo del día y reduce los picos de consumo.

### **Cálculo del consumo eléctrico de la añejadora de 7t**

Cada añejadora tiene un consumo eléctrico significativo, determinado principalmente por los motores y resistencias eléctricas que la componen. El añejado consta de tres etapas fundamentales:

- Levantamiento: Fase inicial donde se eleva la temperatura del arroz.
- Añejamiento: Etapa principal donde se mantiene el arroz a una temperatura y humedad controladas.
- Enfriamiento: Fase final donde se reduce gradualmente la temperatura del arroz.

Cada una de estas etapas contribuye al consumo eléctrico total y es crucial para la calidad del producto final.

### Capacidad de producción

Cada ciclo completo de añejado, la máquina procesa una cantidad de arroz que resulta en 140 sacos, cada uno con un peso neto de 50 kg.

***Producción total por ciclo = 140 sacos × 50 kg***

***Producción total por ciclo = 7 000 kg (7 t)***

Esta capacidad de producción es un factor clave en la evaluación de la eficiencia energética del proceso.

### Costo por Saco Producido

Factores que Influyen en el Costo por Saco:

- Variedad del Arroz: Diferentes variedades tienen distintos costos de producción y valores de mercado.
- Calidad del Grano: Arroz de mayor calidad generalmente implica mayores costos de procesamiento.

- Condiciones del Mercado: La oferta y demanda afectan directamente el precio.
- Costos Operativos: Incluyen mano de obra, mantenimiento de equipos y otros gastos indirectos.
- Eficiencia del Proceso: Procesos más eficientes pueden reducir costos.

El costo por saco se establece en S/. 2,50, dato que fue brindado por el Molino Naya Perú. Es importante notar que este costo puede fluctuar y debe ser revisado periódicamente para mantener la precisión de los cálculos.

#### Cálculo del Costo Total de Producción por Ciclo

**Costo Total** = *N° de Sacos* × *Costo por saco*

**Costo Total** = 140 × S/. 2,50

**Costo Total** = S/. 350

Este costo total de S/. 350 por ciclo es un indicador clave del rendimiento económico del proceso de añejado.

#### Análisis del Consumo Energético

Factores que Influyen en la Tarifa Eléctrica:

- Ubicación Geográfica: Las tarifas varían según la región y la infraestructura eléctrica disponible.
- Tipo de Contrato con la Compañía Eléctrica: Contratos industriales suelen tener tarifas diferentes a las residenciales.
- Horario de Consumo: Muchas compañías ofrecen tarifas diferenciadas por horas punta y fuera de punta.
- Estacionalidad: En algunas regiones, las tarifas pueden variar según la temporada.
- Políticas Energéticas: Regulaciones gubernamentales pueden afectar los precios de la electricidad.

Se establece un costo de energía de  $0,6 \text{ S}/\cdot/\text{kWh}$ , dato que fue brindado por el Molino Naya Perú. Es una tarifa representativa que debe ser actualizada regularmente para mantener la precisión de los cálculos.

### Estimación del Consumo Energético Total

Para estimar el consumo energético total, utilizamos el costo total de producción y la tarifa eléctrica:

$$\mathbf{Consumo\ Energético\ Total = Costo\ Total\ de\ Producción \div Tarifa\ Eléctrica}$$

$$\mathbf{Consumo\ Energético\ Estimado = \frac{S/.350}{0,6\ S/./kWh}}$$

$$\mathbf{Consumo\ Energético\ Estimado = 583,33\ kWh}$$

Entonces, con el resultado del consumo energético por ciclo de añejado, procederemos a hallar el consumo energético y costo por mes, teniendo en cuenta que trabajan 2 máquinas añejadoras en simultaneo.

Se sabe que en 36 horas las máquinas consumen 583,33 kWh. Ahora se necesita estimar cuánta energía consumen en un mes (31 días), donde funcionan 24 horas al día.

$$36\ horas \rightarrow 583,33\ kWh$$

$$31\ días \times 24\ horas \rightarrow x\ kWh$$

Entonces, planteamos la regla de tres simple para calcular x:

$$x = \frac{583,33\ kWh \times (31\ días \times 24\ h)}{36\ h}$$

$$x = 12\ 055,49\ kWh$$

Se obtuvo que el consumo energético mensual para una máquina añejadora es de 12 055,49 kWh.

Como anteriormente fue mencionado, el Molino cuenta con 4 máquinas añejadoras de horno eléctrico. Trabaja con 2 máquinas en simultaneo y de manera escalada con las otras 2. Para ello, se tendrá que multiplicar por 2 el consumo energético mensual de una máquina añejadora.

$$\mathbf{Consumo\ Energético\ Mensual\ (2\ añejadoras) = 12\ 055,49\ kWh \times 2}$$

$$\mathbf{Consumo\ Energético\ Mensual\ (2\ añejadoras) = 24\ 110,98\ kWh}$$

Con el promedio total del Recibo (S/.) por Energía Activa Total (kWh), se calculará el Costo (S/.) por Consumo Energético Mensual (kWh) de las 2 añejadoras.

**Tabla 9:** Promedio de energía total vs total Recibo

<b>Mes / año</b>	<b>Energía Activa Total (kWh)</b>	<b>Total Recibo (S/.)</b>
<b>Promedio</b>	872 877,0700 kWh	S/. 437 008,76

**Fuente:** Elaboración propia

Se sabe que la Energía Activa Total Promedio del año 2023 es 872 877,0700 kWh con un Costo Total de Recibo de S/. 437 008,76. Ahora se necesita estimar cuánto es el Costo Total del Consumo Energético Mensual para 2 máquinas añejadoras.

$$872\ 877,0700\ \text{kWh} \rightarrow S/. 437\ 008,76$$

$$24\ 110,98\ \text{kWh} \rightarrow S/. x$$

Entonces, planteamos la regla de tres simple para calcular x:

$$x = \frac{24\ 110,98\ \text{kWh} \times S/. 437\ 008,76}{872\ 877,0700\ \text{kWh}}$$

$$x = S/. 12\ 071,24$$

Se obtuvo que el Costo del Consumo Energético Mensual para 2 máquinas añejadoras es de S/. 12 071,24.

El análisis detallado de operación y consumo energético de las máquinas añejadoras en el Molino Naya Perú S.A.C. permite identificar los costos asociados al uso de estas máquinas que funcionan con horno eléctrico. A través de los datos obtenidos, se concluye que el consumo energético promedio mensual para dos máquinas añejadoras es de aproximadamente 24 110,98 kWh. Este consumo representa un gasto mensual de S/. 12 071,24, calculado en función de la tarifa promedio de energía activa total del molino durante el año 2023.

Se observa una correlación directa entre el aumento de consumo energético y los costos, con valores de carga máxima en mayo (106 614,87 kWh y S/.41 907,79) y mínima en octubre (34 090,58 kWh y S/.22 909,31). Este análisis evidencia que la operación intercalada de las máquinas contribuye a una distribución equilibrada de la carga a lo largo del día, optimizando el consumo eléctrico y minimizando picos de demanda. Además, con una producción de 140 sacos por ciclo, cada uno de 50 kg, el costo total de producción por ciclo es de S/.350, lo cual resulta en un costo energético estimado de 583,33 kWh por ciclo.



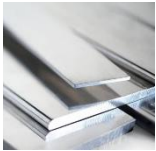












Este enfoque proporciona una base sólida para evaluar alternativas de reducción de costos, como el cambio a sistemas de intercambiador de calor con GLP, que podrían disminuir los costos energéticos de manera significativa. Con el análisis actual, el Molino Naya Perú S.A.C. obtiene una visión clara de la estructura de costos y consumo, lo cual es esencial para planificar mejoras y optimizar la eficiencia del proceso de añejamiento.

**4.2. Establecer los criterios técnicos y las especificaciones de diseño para desarrollar el intercambiador de calor.**

**Matriz morfológica**

**a. Opción 1**

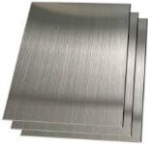
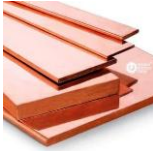
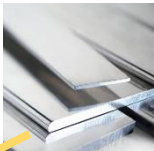











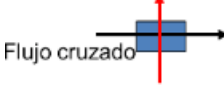
**Tabla 10:** Matriz morfológica - opción 1

	Opción 1	Opción 2	Opción 3
	Acero inoxidable	Cobre	Aluminio
Material de las placas			
	Corrugada	Aleteada	Lisa
Superficie de la tubería interna			
	Corrugada	Aleteada	Lisa
Superficie de la tubería externa			
	Cuadrado	Redondo	Rectangular
Forma del tubo			
Dirección de flujos de los fluidos	Flujo paralelo  Paralelo	Contra flujo  Contracorriente	Flujo cruzado  Flujo cruzado
Fluido que fluirá al exterior de los tubos	GLP	Aire	Agua
Fluido que fluirá al interior de los tubos	GLP	Aire	Agua

**Fuente:** Elaboración propia

**b. Opción 2**

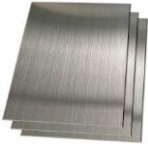
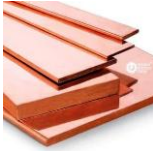
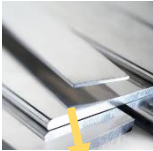











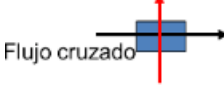
**Tabla 11:** Matriz morfológica - opción 2

	Opción 1	Opción 2	Opción 3
	Acero inoxidable	Cobre	Aluminio
Material de las placas			
	Corrugada	Aleteada	Lisa
Superficie de la tubería interna			
	Corrugada	Aleteada	Lisa
Superficie de la tubería externa			
	Cuadrado	Redondo	Rectangular
Forma del tubo			
	Flujo paralelo	Contra flujo	Flujo cruzado
Dirección de flujos de los fluidos			
	GLP	Aire	Agua
Fluido que fluirá al exterior de los tubos			
	GLP	Aire	Agua
Fluido que fluirá al interior de los tubos			

Fuente: Elaboración propia

## c. Opción 3

Tabla 12: Matriz morfológica - opción 3

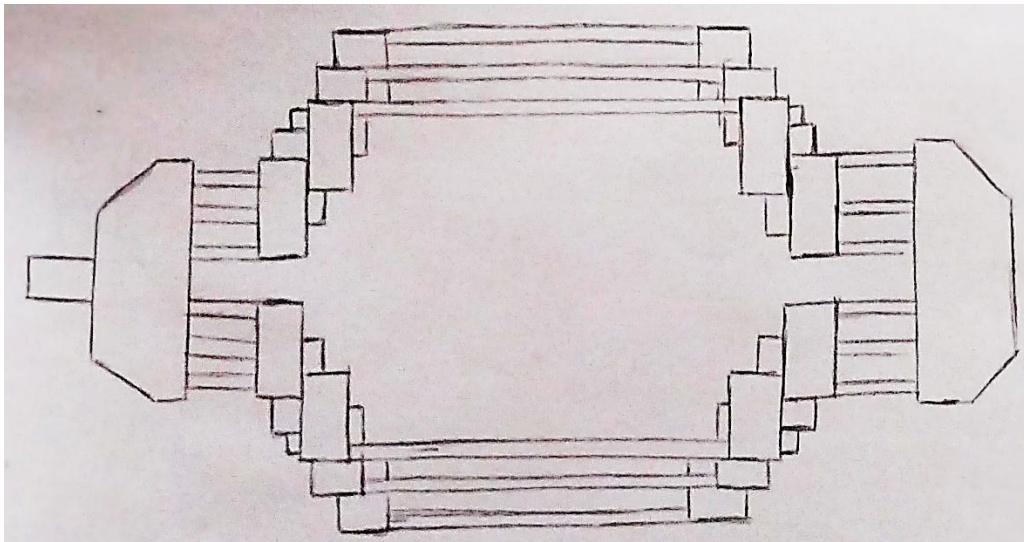
	Opción 1	Opción 2	Opción 3
	Acero inoxidable	Cobre	Aluminio
Material de las placas			
	Corrugada	Aleteada	Lisa
Superficie de la tubería interna			
	Corrugada	Aleteada	Lisa
Superficie de la tubería externa			
	Cuadrado	Redondo	Rectangular
Forma del tubo			
	Flujo paralelo	Contra flujo	Flujo cruzado
Dirección de flujos de los fluidos			
	Paralelo	Contracorriente	Flujo cruzado
Fluido que fluirá al exterior de los tubos	GLP	Aire	Agua
Fluido que fluirá al interior de los tubos	GLP	Aire	Agua

Fuente: Elaboración propia

## Conceptualización de las soluciones

### a. Opción 1

La Opción 1 se considera la mejor entre las tres matrices evaluadas porque combina las características más eficientes para el diseño del intercambiador de calor. Utiliza tubos de acero inoxidable, que ofrecen alta resistencia a la corrosión y durabilidad, y la forma cuadrada del tubo facilita un mejor aprovechamiento del espacio. Además, las superficies lisas de la tubería tanto en el interior como en el exterior optimizan la transferencia de calor, incrementando el área de contacto y la turbulencia del fluido. Esta configuración, junto con un flujo cruzado de GLP en el interior y aire en el exterior de los tubos, permite un intercambio térmico más eficiente en comparación con las otras dos opciones.



**Ilustración 7:** Dibujo a mano alzada del prototipo

**Fuente:** Elaboración propia

### Cálculos preliminares:

#### Selección de la tubería

La tubería de acero inoxidable ASTM A554 se fabrica a partir de acero inoxidable de alta calidad, que pasa por un proceso de conformado en frío mediante varias etapas de deformación plástica, tales como corte, calentamiento, extrusión, laminación, trefilado, recocido y embalaje. Estos tubos sin costura son utilizados ampliamente en aplicaciones industriales y estructurales, especialmente en sistemas de agua, gas y calefacción. Para el diseño del intercambiador de calor, se seleccionaron tubos cuadrados de acero inoxidable, dado que este material es resistente a la corrosión y adecuado para aplicaciones que

involucran tanto la circulación de aire como de refrigerante, tal como se describe en estudios previos. A continuación, las características de los tubos del intercambiador de calor, ver Anexo 5 y Anexo 6.

**Tabla 13:** Características de la configuración interna de este intercambiador

<b>Parámetros</b>	<b>Datos</b>
Lado interior ( $L_i$ )	0,04879 m
Lado exterior ( $L_o$ )	0,05091 m
Grosor ( $e$ )	0,0015 m
Conductividad térmica de este material ( $k$ )	$16,2 \text{ W/m}_K$
Área de la tubería ( $A$ )	$25,92 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

**Fuente:** Elaboración propia

### **Diferencial de temperatura media logarítmica (LMTD)**

El análisis diferencial del aire caliente, para los cálculos, se considera el aire en Lambayeque a 1 atm. A continuación, propiedades del aire a 1 atm, ver Anexo 7.

**Tabla 14:** Propiedades de entrada al aire a 1 atmósfera

<b>Características del aire</b>	<b>Detalles</b>
Temperatura al ingreso ( $T_{Ai}$ )	80 °C
Temperatura a la salida ( $T_{Ao}$ )	30 °C
Capacidad calorífica ( $c_p$ )	$4,199 \text{ kJ/kg}_K$
Densidad ( $\rho$ )	$0,9994 \text{ kg/m}^3$

**Fuente:** [15]

En el proceso de calentamiento, es crucial que aire caliente mantenga una temperatura superior a la del aire frío. Para establecer los parámetros adecuados, se consultaron estudios previos sobre experimentos similares. Estos referentes proporcionaron una base para determinar el diferencial de temperatura óptima entre el aire caliente y el aire frío, asegurando así la eficacia del proceso de transferencia de calor. La selección de estas temperaturas se realizó considerando las variaciones observadas en investigaciones análogas, lo que permite una aproximación más precisa a las condiciones ideales para este tipo de experimentación. Ver Anexo 9 y

## Anexo 10.

**Tabla 15:** Características del aire caliente (GLP) [14]

<b>Características del GLP</b>	<b>Detalles</b>
Temperatura al ingreso ( $T_{Ai}$ )	250 °C
Temperatura en la salida ( $T_{A0}$ )	150 °C
Temperatura de saturación a 2,94 MPa	210,78 °C
Densidad a 250 °C ( $\rho$ )	5 kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad a 250 °C ( $\mu$ )	1,76 × 10 <sup>-5</sup> kg/m_s
Capacidad calorífica específica a 250 °C ( $c_p$ )	2,85 kJ/kg_K
Conductividad térmica 250 °C ( $k$ )	0,04 W/m_K

**Fuente:** [14]

Con la información proporcionada, se determina el valor del LMTD del aire caliente, empleando las temperaturas de entrada y salida de los gases involucrados en el proceso. Según la ecuación (9):

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

$$LMTD = \frac{(250 - 30) - (150 - 80)}{\ln(250 - 30 / 150 - 80)}$$

$$LMTD = 130,989 \text{ °C}$$

### **Relación de aire / combustible en base al exceso de aire**

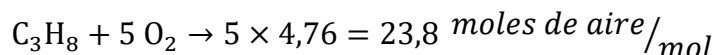
La relación de aire/combustible se refiere a la proporción de aire en relación con el combustible que se suministra a un sistema de combustión, en este caso, GLP (gas licuado de petróleo) compuesto por 60% de propano y 40% de butano. Mantener la relación

adecuada es fundamental para lograr una combustión eficiente y minimizar la generación de contaminantes. Una relación óptima asegura que haya suficiente oxígeno para quemar el combustible completamente, lo que maximiza la eficiencia energética y reduce emisiones nocivas.

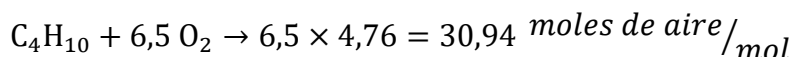
El análisis diferencial del GLP implica examinar cómo varía la combustión de cada componente del gas (propano y butano) bajo distintas condiciones. Este análisis permite ajustar la relación de aire/combustible para obtener la combustión más eficiente en función de la composición exacta del GLP, la temperatura, y la presión de operación. También ayuda a optimizar el uso del GLP y a cumplir con las normativas ambientales.

#### **Aire requerido por mol de combustible:**

Propano  $C_3H_8$



Butano  $C_4H_{10}$



#### **Promedio ponderado según composición del GLP:**

$$A/C_{teórico} = (0,6 \times 23,8) + (0,4 \times 30,94)$$

$$A/C_{teórico} = 26,656 \text{ moles de aire por mol de GLP}$$

#### **Cálculo del exceso de aire**

$$A/C_{real} = A/C_{teórico} \times \left(1 + \frac{\text{exceso}}{100}\right)$$

$$A/C_{real} = 26,656 \times \left(1 + \frac{20}{100}\right)$$

$$A/C_{real} = 31,99 \text{ mol aire/mol GLP}$$

**Tabla 16:** Características técnicas del ventilador [11]

Parámetros	Detalles
Potencia (P)	12,5 hp = 9 321,25 (W)

**Fuente:** Elaboración propia

Se seleccionó un valor aproximado de  $209,325 \text{ m}^3/\text{s}$  para el flujo volumétrico, lo cual permite que el aire frío no circule demasiado rápido y facilite la transferencia de calor con el aire caliente. Según las ecuaciones (23) y (24):

$$\begin{aligned}\dot{v} &= 244,906 \text{ m}^3/\text{s} \\ \dot{m}_{\text{aire}} &= \rho \times \dot{v} \\ \dot{m}_{\text{aire}} &= 0,9994 \text{ kg}/\text{m}^3 \times 209,325 \text{ m}^3/\text{s} \\ \dot{m}_{\text{aire}} &= 209,199 \text{ kg}/\text{s}\end{aligned}$$

Luego, se utiliza el valor del flujo másico para calcular el flujo de aire frío que expulsa el ventilador. Según la ecuación (35):

$$\begin{aligned}V_{\text{aire}} &= \sqrt{\frac{2 \times W_{\text{salida}}}{\dot{m}_{\text{aire}}}} \\ V_{\text{aire}} &= \sqrt{\frac{2 \times 9\,321,25 \text{ W}}{209,199 \text{ kg}/\text{s}}} \\ V_{\text{aire}} &= 9,44 \text{ m}/\text{s}\end{aligned}$$

### Flujo volumétrico

Dado que existen pocas investigaciones que traten específicamente sobre la velocidad del aire caliente dentro del intercambiador, se adopta un valor preliminar de  $5,74 \text{ m}/\text{s}$ , al ser un valor intermedio entre los mencionados [12]. Según la ecuación (23):

$$\begin{aligned}\dot{v} &= V \times A \\ \dot{v} &= 5,74 \text{ m}/\text{s} \times 25,92 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \\ \dot{v} &= 148,78 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}\end{aligned}$$

### Flujo másico

En el estudio del flujo másico, es necesario emplear el valor previamente calculado del flujo volumétrico, junto con el dato de la densidad del aire caliente [12]. Según la ecuación (24):

$$\dot{m} = \dot{v} \times \rho$$

$$\dot{m} = 148,78 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \times 5 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$\dot{m} = 0,07439 \text{ kg}/\text{s}$$

### **Coefficiente de transferencia de calor convectivo interno**

En este análisis del coeficiente de transferencia de energía para el aire caliente, se emplean los datos de las temperaturas de entrada de los fluidos de trabajo, considerando los números de Prandtl, Nusselt y Reynolds.

#### **- Número de Reynolds**

Para determinar el número de Reynolds, es necesario evaluar si el flujo del aire caliente es laminar o turbulento. Para realizar este cálculo, se requieren variables como la densidad, la viscosidad dinámica, la velocidad preliminar previamente calculada y el lado interno de los tubos del intercambiador. Según la ecuación (16):

$$Re = \frac{\rho v a}{\mu}$$

$$Re = \frac{5 \text{ kg}/\text{m}^3 \times 5,74 \text{ m}/\text{s} \times 0,04879 \text{ m}}{1,76 \times 10^{-5} \text{ kg}/\text{m}_s}$$

$$Re = 79\ 560,966$$

#### **- Número de Prandtl**

Para determinar el número de Prandtl, es fundamental conocer algunas propiedades termodinámicas del aire caliente, tales como el calor específico, la conductividad térmica y la viscosidad dinámica. Según la ecuación (17):

$$Pr = \frac{\mu \times c_p}{k}$$

$$Pr = \frac{1,76 \times 10^{-5} \text{ kg}/\text{m}_s \times 2,85 \text{ kJ}/\text{kg}_K \times 1000}{0,04 \text{ W}/\text{m}_K}$$

$$Pr = 1,254$$

#### **- Número de Nusselt**

Una forma alternativa de expresar la transmisión de calor en tubos mediante el número de Nusselt es la correlación de Dithus Boelter. Esta fórmula se aplica en condiciones de flujo turbulento. Según esta correlación, el exponente  $n$  toma diferentes valores: 0,4 para procesos de calentamiento de fluidos, y 0,3 para enfriamiento o condensación. Según la ecuación (19):

$$Nu = 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,3}$$

$$Nu = 0,023 \times 79\,560,966^{0,8} \times 1,254^{0,3}$$

$$Nu = 205,011$$

– **Coefficiente de transferencia de calor convectivo**

Tras calcular el número de Nusselt y establecer una de sus correlaciones, es posible determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección. Según la ecuación (18):

$$Nu = \frac{h \times D}{k}$$

$$Nu = \frac{h \times a}{k}$$

$$h_i = \frac{Nu \times k}{a}$$

$$h_i = \frac{205,011 \times 0,04 \text{ W/m}_K}{0,05091 \text{ m}}$$

$$h_i = 161,077 \text{ W/m}^2_K$$

**Balance de energía**

Es crucial en esta etapa efectuar un análisis del equilibrio energético, considerando el flujo dentro del sistema y las condiciones circundantes del intercambiador de calor. Este análisis energético abarca tres fases distintas. Esta última etapa es particularmente importante debido a la influencia del calor latente en el proceso de cambio de estado. Ver

## Anexo 10:

Tabla 17: Información de los parámetros de salida del aire caliente (GLP)

Características del GLP	Detalles
Capacidad calorífica específica a 250 °C ( $Cp_{gas}$ )	2,85 $\text{kJ}/\text{kg}_K$
Capacidad calorífica específica a 150 °C ( $Cp_{liq}$ )	2,65 $\text{kJ}/\text{kg}_K$
Entalpía de evaporización a 150 °C ( $h_{fg}$ )	180 $\text{kJ}/\text{kg}$
Temperatura de saturación, a 2,94 MPa ( $T_{sat}$ )	210,78 °C
Densidad a 150 °C ( $\rho$ )	27,73 $\text{kg}/\text{m}^3$

Fuente: [7]

- **Transferencia de calor en estado gaseoso**

Para el análisis de la fase gaseosa, se calcula la transferencia de calor del aire caliente. Donde se considera la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del aire caliente. Este enfoque permite cuantificar el intercambio térmico que ocurre mientras el aire caliente se encuentra en estado gaseoso dentro del sistema. Según la ecuación (1):

$$Q_{gas} = \dot{m} \times Cp_{gas} \times \Delta T$$

$$Q_{gas} = 0,07439 \text{ kg/s} \times 2,85 \text{ kJ/kg}_K \times (423,15 \text{ K} - 523,15 \text{ K})$$

$$Q_{gas} = -21,20115 \text{ kJ/s}$$

- **Transferencia de calor en fase líquida**

Para calcular la transferencia de calor en la fase líquida, se introduce una modificación importante en el cálculo de la diferencia de temperatura. Ahora, el delta de temperatura se obtiene utilizando la temperatura de saturación y la temperatura de salida del aire caliente. Esta adaptación permite capturar con precisión las características térmicas específicas del aire caliente en su estado líquido. Según la ecuación (1):

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{liq} &= \dot{m} \times C_{p_{liq}} \times \Delta T \\ \dot{Q}_{liq} &= 0,07439 \text{ kg/s} \times 2,65 \text{ kJ/kg}_K \times (423,15 \text{ K} - 483,93 \text{ K}) \\ \dot{Q}_{liq} &= -11,98177 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

- **Transferencia de calor por calor latente**

En situaciones donde se introduce una cantidad significativa de energía, un fluido puede experimentar un cambio de fase, ya sea condensándose o evaporándose. Este proceso implica lo que se conoce como calor latente de vaporización. Es importante señalar que la energía involucrada en este cambio de fase es similar, tanto en la evaporación como en la condensación. Es destacable que el resultado de este cálculo suele ser un valor negativo, lo cual indica una disminución de calor en el sistema durante este proceso de cambio de fase. Según la ecuación (37):

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{lat} &= \dot{m} \times h_{fg} & (37) \\ \dot{Q}_{lat} &= 0,07439 \text{ kg/s} \times (-180 \text{ kJ/kg}) \\ \dot{Q}_{lat} &= -13,3902 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

- **Transferencia total de calor**

El cálculo de la energía total transferida durante el proceso completo de intercambio térmico se obtiene mediante la combinación de tres componentes clave. Estos componentes son: la energía transferida en la fase gaseosa, la energía transferida en la fase

líquida, y la energía asociada al calor latente durante el cambio de fase. Según la ecuación (38):

$$Q_{total} = Q_{gas} + Q_{liq} + Q_{lat} \quad (38)$$

$$Q_{total} = (-21,20115 \text{ kJ/s}) + (-11,98177 \text{ kJ/s}) + (-13,3902 \text{ kJ/s})$$

$$Q_{total} = -46,57312 \text{ kJ/s}$$

#### - Análisis de la tubería del intercambiador de calor

El estudio de la configuración tubular en el intercambiador de calor implica una secuencia de cálculos específicos. Estos cálculos están enfocados en determinar dos aspectos cruciales: primero, la superficie total disponible para el intercambio térmico, y segundo, el número necesario de pasos que el fluido debe realizar a través de los tubos. Ambos factores se establecen tomando en consideración las propiedades características aire caliente. Este enfoque permite diseñar un sistema de intercambio de calor que se ajuste de manera óptima a las especificaciones del aire caliente.

#### - Transferencia de calor requerido para los tubos

El análisis prosigue con una evaluación de la transferencia energética del aire caliente a través del sistema de tuberías. En este estudio, se parte de ciertas suposiciones simplificadoras: se considera que las pérdidas de calor son insignificantes y que tanto el calor específico como el coeficiente de transferencia térmica se mantienen constantes. Es importante destacar que el resultado de este análisis es fundamental, ya que será utilizado posteriormente para determinar la superficie total efectiva de intercambio de calor en la tubería. Esta información es crucial para comprender la eficiencia global del sistema de intercambio térmico. Según la ecuación (1):

$$Q_{req} = \dot{m} \times C_p \times \Delta T$$

$$Q_{req} = 0,07439 \text{ kg/s} \times 2,85 \text{ kJ/kg}_K \times (523,15 \text{ K} - 423,15 \text{ K})$$

$$Q_{req} = 21,20115 \text{ kJ/s}$$

- **Coefficiente global de transferencia de calor**

Este valor numérico representa la resistencia total al flujo de calor. En este cálculo, es necesario analizar las resistencias tanto en el lado del fluido dentro de la tubería como en el lado del fluido que circula en la caja. Estas resistencias pueden ser atribuidas al material, a la resistencia del aire caliente al fluir y a la del aire frío en su movimiento. Generalmente, estas resistencias se consideran insignificantes debido a su escasa influencia en los cálculos. Se debe identificar el valor del coeficiente global de intercambio de energía, empleando los parámetros del tubo de acero inoxidable. Según la ecuación (39):

$$he = 0,725 \left\{ \frac{K_L^3 \times \rho_L \times (\rho_L - \rho_v) g \times [h_{fg} + [0,68 \times Cp_{liq} \times (T_{Ri} - T_{sat})]]}{a \times \mu \times (T_{Ri} - T_{sat})} \right\}^{1/4} \quad (39)$$

$$he = 0,725 \left\{ \frac{(0,04 \text{ W/m}_K)^3 \times 27,73 \text{ kg/m}^3 \times (27,73 - 5) \text{ kg/m}^3 \dots}{0,05091 \text{ m} \times 1,76 \times 10^{-5} \text{ kg/m}_s \dots} \right\}^{1/4}$$

...

$$\times \left\{ \frac{(9,81 \text{ m/s}^2)^3 \times [180 \times 10^3 \text{ J/kg} + [0,68 \times 2,65 \text{ kJ/kg}_K \times (523,15 - 423,15) \text{ K}]]}{(523,15 - 423,15) \text{ K}} \right\}^{1/4}$$

$$he_{GLP} = 381,3906 \text{ W/m}^2_K$$

Por otro lado, cuando no se conoce con precisión la longitud del tubo en el intercambiador de calor, es posible simplificar la ecuación eliminando la longitud (L) mediante la factorización, de manera que se pueda expresar en términos del perímetro tanto externo como interno de la tubería. Según la ecuación (8):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{a}{k} + \frac{1}{h_e}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{161,077 \text{ W/m}^2_K} + \frac{0,04879 \text{ m}}{16,2 \text{ W/m}_K} + \frac{1}{381,3906 \text{ W/m}^2_K}}$$

$$U = 84,4457 \text{ W/m}^2\text{-K}$$

**- Eficiencia del intercambiador de calor**

Esta eficiencia se define como la relación entre la transferencia de calor real, previamente calculada, y la transferencia de calor máxima, que se obtiene. Antes de esto, se debe determinar el valor de  $C_{min}$  que se utilizará en el cálculo de la transferencia de calor máxima. Según las ecuaciones (29) y (30):

Capacidad de razón calorífica del fluido caliente  $C_h$ .

$$C_h = \dot{m}_{ph} \times c_{ph}$$

$$C_h = 0,07439 \text{ kg/s} \times 2,85 \times 10^3 \text{ J/kg}_\text{K}$$

$$C_h = 212,0115 \text{ W/K}$$

Capacidad de razón calorífica del fluido frío  $C_c$ .

$$C_c = \dot{m}_c \times c_{pc}$$

$$C_c = 209,199 \text{ kg/s} \times 1,013 \text{ kJ/kg}_\text{K}$$

$$C_c = 211,919 \text{ W/K}$$

El  $C_{min}$  generalmente corresponde a la capacidad calorífica del fluido caliente o al valor más bajo entre  $C_h$  y  $C_c$ . Para determinar el calor real en el intercambiador de calor, se aplica la ecuación (27).

$$\dot{Q}_h = C_h \times (T_{h,ent} - T_{h,sal})$$

$$\dot{Q}_h = 212,0115 \text{ W/K} \times (523,15 - 423,15) \text{ K}$$

$$\dot{Q}_h = 21\ 201,15 \text{ W}$$

Una vez obtenido el  $C_{min}$  procedemos a calcular el calor máximo con la ecuación (40).

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{max} &= C_{min} \times (T_{h,ent} - T_{h,sal}) \\ \dot{Q}_{max} &= 211,919 \text{ W/K} \times (523,15 - 413,15) \text{ K} \\ \dot{Q}_{max} &= 23\,311,09 \text{ W}\end{aligned}\tag{40}$$

Una vez obtenidos tanto el calor máximo como el calor real del intercambiador de calor, se procede con el cálculo de la eficiencia del sistema. Según la ecuación (31):

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{\dot{Q}_h}{\dot{Q}_{max}} \\ \varepsilon &= \frac{21\,201,15 \text{ W}}{23\,311,09 \text{ W}} \\ \varepsilon &= 0,91\end{aligned}$$

La eficiencia obtenida fue del 91%, lo que prevé un funcionamiento óptimo en el sistema.

#### - Método de efectividad NTU

Una vez establecidos el coeficiente global de transferencia térmica y la eficiencia del sistema, el siguiente paso es calcular el número de unidades de transferencia (NUT). Para llevar a cabo este cálculo, es necesario primero determinar la relación de capacidades térmicas, denotada como ( $c$ ). Esta relación se obtiene mediante una ecuación específica, que será utilizada en el proceso. La determinación del NUT es un paso crucial en la caracterización completa del rendimiento del intercambiador de calor, ya que proporciona una medida adimensional de su capacidad de transferencia térmica (41).

$$\begin{aligned}c &= \frac{C_{max}}{C_{min}} \\ c &= \frac{211,919 \text{ W/K}}{212,0115 \text{ W/K}} \\ c &= 0,9996\end{aligned}\tag{41}$$

Utilizando la relación de capacidades ( $c$ ) previamente calculada, se procede a determinar el NUT específico para intercambiadores de contraflujo. Este cálculo es esencial para evaluar la eficacia del intercambio térmico en el sistema (42).

$$NTU = \frac{1}{c-1} \times \ln\left(\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon \times c-1}\right) \quad (42)$$

$$NTU = \frac{1}{0,9996-1} \times \ln\left(\frac{0,91-1}{0,91 \times 0,9996-1}\right)$$

$$NTU = 10,091$$

#### - Longitud de la tubería

Aunque el mercado ofrece una amplia gama de tubos con diferentes diámetros y materiales, se optó por el acero inoxidable debido a sus excelentes propiedades de conducción térmica. La longitud necesaria de esta tubería de acero se calcula utilizando la ecuación (33).

$$L = \frac{Q}{U \times 4a \times \Delta T_m}$$

$$L = \frac{21,20115 \text{ kJ/s}}{84,4457 \text{ W/m}^2\text{-K} \times 4 \times 0,05091 \text{ m} \times (523,15 \text{ K} - 423,15 \text{ K})}$$

$$L = 0,0123 \text{ m}$$

#### - Cálculo del número de pasos del tubo

Tras calcular la longitud del tubo, el siguiente paso es determinar el número de pasos necesarios en este tipo de intercambiador. Para este cálculo se establece una relación entre la longitud total de los tubos y la dimensión menor de la caja del intercambiador (43).

$$N_{\text{pasos}} = \frac{L_{\text{tubos}}}{L_{\text{lado_caja}}} \quad (43)$$

$$N_{\text{pasos}} = \frac{3,33 \text{ m}}{0,8325 \text{ m}}$$

$$N_{\text{pasos}} = 4$$

Una vez determinado el número de pasos, se calcula la profundidad del intercambiador de calor. Este cálculo se realiza empleando la ecuación correspondiente (44).

$$H_s = 2 \times N \times a \quad (44)$$

$$H_s = 2 \times 4 \times 0,05091 \text{ m}$$

$$H_s = 0,40728 \text{ m}$$

#### - Cálculo de la caja

Tras calcular la longitud del tubo, el siguiente paso es determinar el número de pasos necesarios en este tipo de intercambiador. Para este cálculo se establece una relación entre la longitud total de los tubos y la dimensión menor de la caja del intercambiador.

#### - Cálculo del coeficiente de intercambio de energía del aire interno en la caja

De manera similar a los cálculos realizados para el gas que fluye dentro del tubo, se procede a analizar el fluido en el lado de la caja. En este caso, se considerarán las temperaturas de entrada del aire, que es de 140 °C. También se evaluarán los números adimensionales previamente calculados, como Reynolds, Prandtl y Nusselt.

**Tabla 18:** Dimensiones de la caja de acero al carbono aislado

Características	Detalle
Largo (l)	4040 mm
Ancho (a)	2240 mm
Altura (h)	3950 mm
Conductividad térmica (k)	50 W/m K

Fuente: Elaboración propia

#### - Número de Reynolds

Para determinar el número de Reynolds para el fluido dentro de la caja, es necesario calcular el diámetro hidráulico utilizando la ecuación. Este cálculo toma en cuenta la altura y la base del rectángulo de la caja. Para obtener el diámetro hidráulico total, se debe restar el diámetro del tubo del diámetro hidráulico de la caja.

$$D_h = \frac{4 \times a \times b}{2 \times (a + b)} \quad (45)$$

$$D_h = \frac{4 \times A}{P} = \frac{4 \times a^2}{4a} = a \quad (46)$$

$$D_h = 0,05091 \text{ m}$$

El cálculo hidráulico arroja un diámetro de 0,05091 m. Considerando que el aire se desplaza a una velocidad de 9,44 m/s, procederemos a determinar el número de Reynolds. Según la formula (16):

$$\text{Re} = \frac{\rho_{\text{aire}} \times V_{\text{aire}} \times a}{\mu}$$

$$\text{Re} = \frac{0,9994 \text{ kg/m}^3 \times 9,44 \text{ m/s} \times 0,05091 \text{ m}}{1,76 \times 10^{-5}}$$

$$\text{Re} = 27\,289,889$$

- **Número de Nusselt**

Para determinar el número de Reynolds para el fluido dentro de la caja, es necesario calcular el diámetro hidráulico utilizando la ecuación. Este cálculo toma en cuenta la altura y la base del rectángulo de la caja. Para obtener el diámetro hidráulico total, se debe restar el diámetro del tubo del diámetro hidráulico de la caja, para el número de Prandtl ver Anexo 7. Según la ecuación (47)(19):

$$\text{Nu} = 0,021 \times \text{Re}^{0,8} \times \text{Pr}^{0,4} \quad (47)$$

$$\text{Nu} = 0,021 \times 27\,289,889^{0,8} \times 0,7041^{0,4}$$

$$\text{Nu} = 64,576$$

- **Coefficiente de intercambio de energía del aire**

Para determinar el número de Reynolds para el fluido dentro de la caja, es necesario calcular el diámetro hidráulico utilizando la ecuación. Este cálculo toma en cuenta la altura y la base del rectángulo de la caja. Para obtener el diámetro hidráulico total, se debe restar el diámetro del tubo del diámetro hidráulico de la caja. Según la ecuación (47)(19):

$$\text{Nu} = \frac{h \times D_h}{k}$$

$$h_{\text{air}} = \frac{\text{Nu} \times k}{D_h}$$

$$h_{\text{air}} = \frac{64,576 \times 0,03374 \text{ W/m}_K}{0,05091 \text{ m}}$$

$$h_{\text{air}} = 42,797 \text{ W/m}^2_K$$

El análisis del diseño y criterios técnicos para el intercambiador de calor en el Molino Naya Perú S.A.C. muestra un avance significativo hacia una solución eficiente y

técnicamente viable. Al comparar diversas opciones de materiales, formas de tubos, y configuraciones de flujo, se seleccionó una estructura con tubos cuadrados de acero inoxidable con superficies lisas internas y externas, orientados en flujo cruzado.

Los cálculos realizados demuestran que el intercambiador de calor logra una eficiencia del 91%, lo cual representa un alto nivel de rendimiento. Esta eficiencia se ha logrado considerando la capacidad del intercambiador para mantener un diferencial de temperatura logarítmica media (LMTD) de aproximadamente 130,99 °C, lo cual maximiza la transferencia de calor entre el aire caliente y el aire frío. Además, se determinaron valores cruciales como el número de Nusselt (205,011) y el coeficiente de transferencia de calor convectivo interno ( $161,077 \text{ W/m}^2\text{-K}$ ), que avalan la efectividad del diseño.

Este diseño robusto, basado en cálculos de flujo másico, número de Reynolds y otras propiedades del aire caliente y el aire frío, permite que el intercambiador alcance una capacidad de transferencia de calor de hasta 46.57 kJ/s. La implementación de este diseño no solo optimizará el uso energético en el proceso de añejamiento, sino que también mejorará la eficiencia operativa del molino, facilitando una reducción potencial en costos de energía y prolongando la vida útil del equipo.

#### ***4.3. Desarrollar un diseño detallado del intercambiador de calor utilizando el software SolidWorks.***

#### **Material de la cámara exhaustora de calor y cámara de fuego**

Material

Propiedades Apariencia Rayado Personalizado Datos de aplicación Favoritos

Propiedades de material  
No se pueden editar los materiales en la biblioteca predeterminada. Para editar un material, cópielo primero a una biblioteca personalizada.

Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal

Unidades: Métrico (MKS)

Categoría: Acero

Nombre: AISI 304

Descripción:

Origen:

Sostenibilidad: Definido

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	1937449	kgf/cm <sup>2</sup>
Coeficiente de Poisson	0.29	N/D
Módulo cortante	764782.5	kgf/cm <sup>2</sup>
Densidad de masa	0.008	kg/cm <sup>3</sup>
Límite de tracción	5272.074051	kgf/cm <sup>2</sup>
Límite de compresión		kgf/cm <sup>2</sup>
Límite elástico	2108.83166	kgf/cm <sup>2</sup>
Coeficiente de expansión térmica	1.8e-05	/°C

Aplicar Cerrar Guardar Config... Ayuda

**Ilustración 8:** Características del material AISI 304

Fuente: Elaboración propia

## Material de los tubos del intercambiador de calor

Material

Propiedades Apariencia Rayado Personalizado Datos de aplicación Favoritos

Propiedades de material  
No se pueden editar los materiales en la biblioteca predeterminada. Para editar un material, cópielo primero a una biblioteca personalizada.

Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal

Unidades: Métrico (MKS)

Categoría: Acero inoxidable ASTM A554

Nombre: ASTM A554 tipo 304

Descripción:

Origen:

Sostenibilidad: No definido Seleccionar...

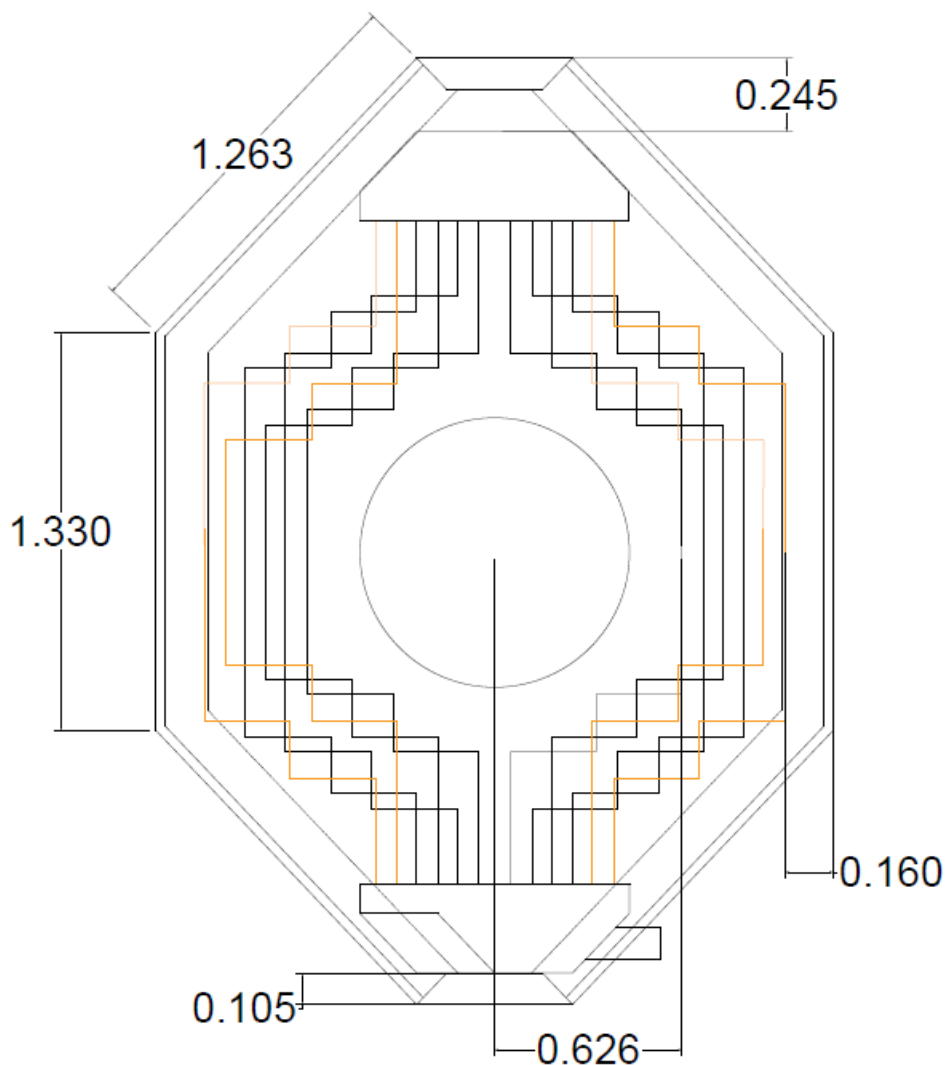
Propiedad	Valor	Unidad
Módulo elástico	1968052.291	kgf/cm
Coeficiente de Poisson	0.3	N/D
Módulo cortante	805576	kgf/cm
Densidad de masa	0.008	kg/cm <sup>3</sup>
Límite de tracción	10554.06	kgf/cm
Límite de compresión		kgf/cm
Límite elástico	2090.42	kgf/cm
Coeficiente de expansión térmica	9.6	/°C

Aplicar Cerrar Guardar Config... Ayuda

**Ilustración 9:** Características del material ASTM A554 tipo 304**Fuente:** Elaboración propia**CAD**

En este sistema, el intercambiador de calor estará compuesto de una serie de tubos que se ubicarán dentro del horno de la máquina añejadora. Esta disposición permitirá el flujo del GLP a través de los tubos, mientras que el calor generado en el horno se transferirá a través de la coraza (la carcasa de la añejadora). El diseño muestra también zonas clave como conductos de entrada y salida, donde el fluido intercambiador circulará para permitir el proceso de transferencia térmica eficiente.

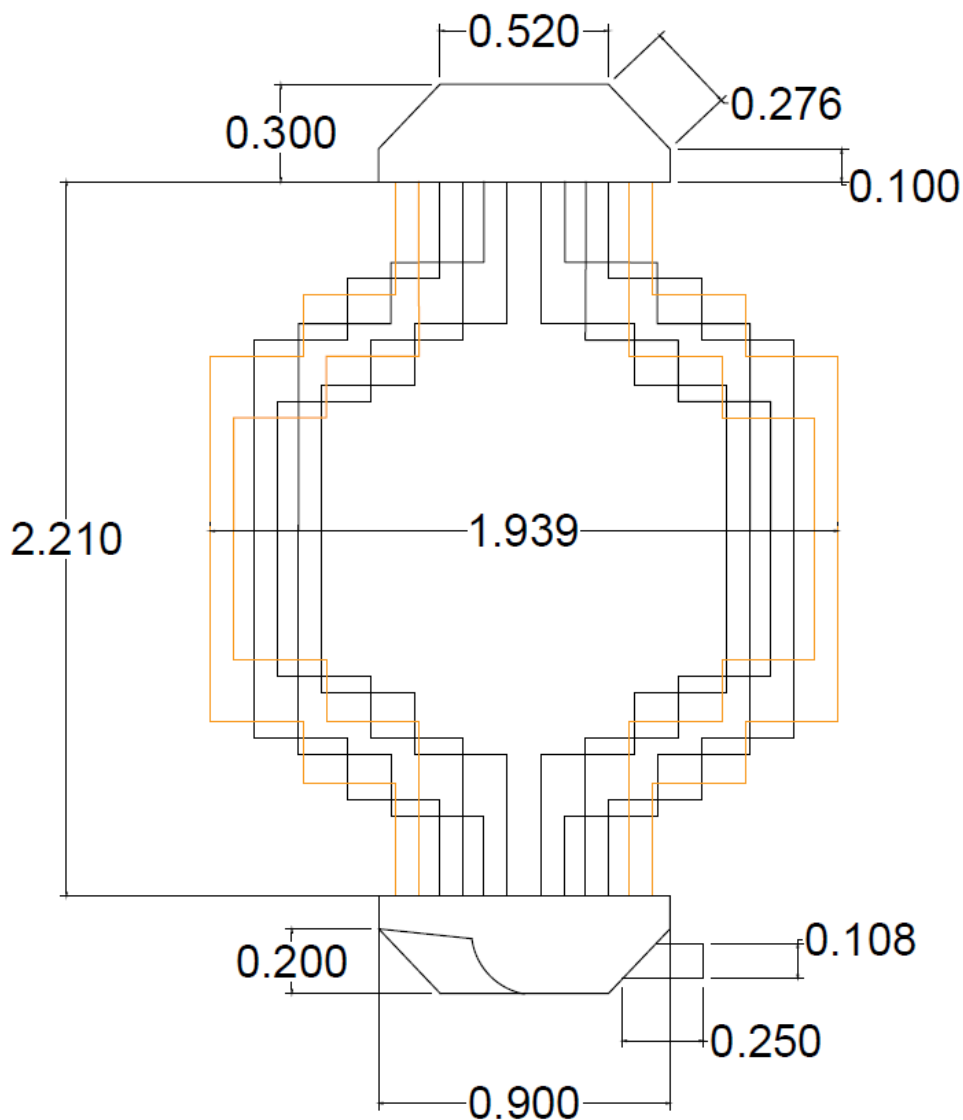
Los tubos del intercambiador quedarán organizados dentro de la coraza, creando diferentes etapas de flujo que permitirán maximizar el contacto térmico con el fluido que circula por los tubos, aprovechando el diseño aislado de acero al carbono de la carcasa. Esto mejorará la eficiencia del proceso de añejamiento al utilizar la energía térmica generada dentro del sistema.



**Ilustración 10:** Coraza del intercambiador de calor

**Fuente:** Elaboración propia

La imagen muestra un diseño de la carcasa de una máquina añejadora con una forma octagonal. Las dimensiones proporcionadas en el dibujo, como el largo de 3,950 m y la altura de 4,040 m, sugieren una estructura robusta que actuará como coraza para el intercambiador de calor que se colocará en su interior.



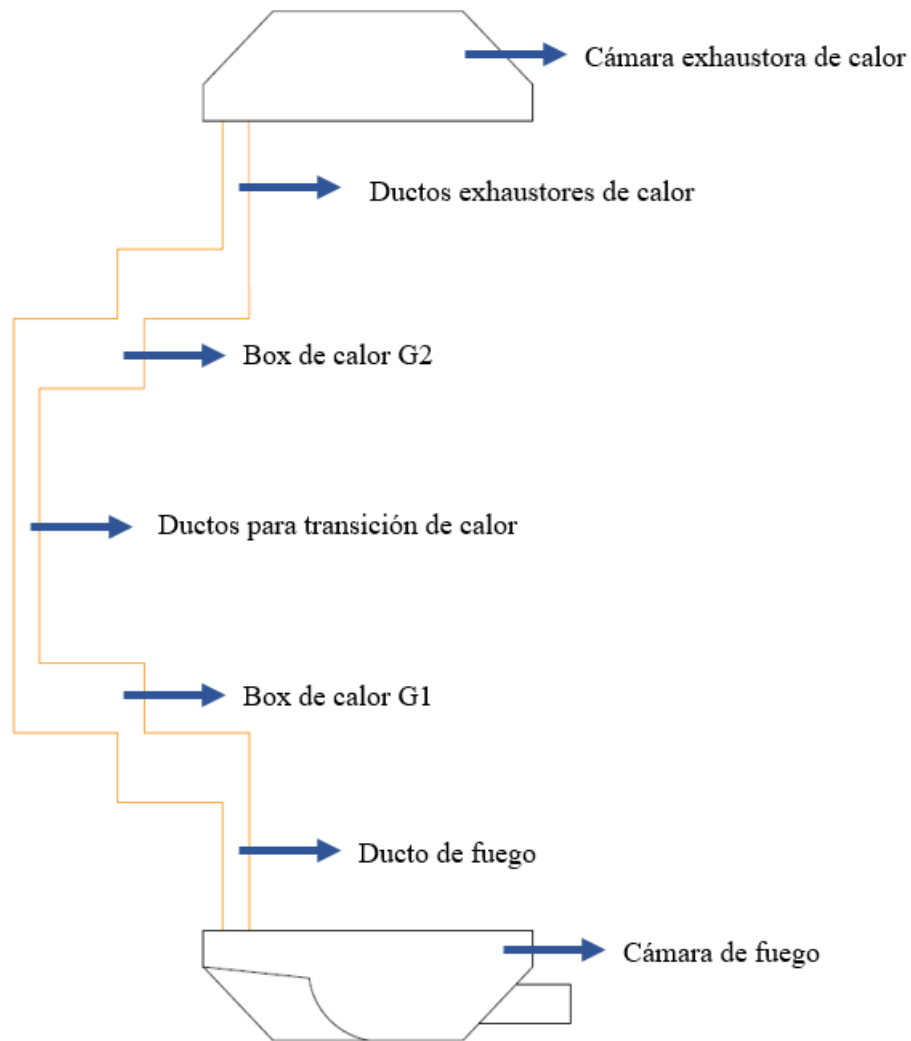
**Ilustración 11:** CAD del intercambiador de calor

**Fuente:** Elaboración propia

En esta imagen se observa el esquema del intercambiador de calor con los seis tubos organizados de manera simétrica dentro de la carcasa. Los tubos están dispuestos de forma que permiten un flujo eficiente del fluido a través del sistema. En la parte superior se encuentra la cámara exhaustora, que facilita la salida del gas residual que ha sido utilizado en el proceso de intercambio térmico.

En la parte inferior del esquema, se encuentra la cámara de fuego. Esta cámara es donde se genera el calor necesario para el funcionamiento del intercambiador, permitiendo que el calor se transfiera al fluido que circula por los tubos. También se observa una abertura adicional, destinada a la entrada del combustible que mantiene el proceso de combustión en marcha.

En esta imagen se muestra el esquema general del flujo térmico dentro del intercambiador de calor. Se destacan las diferentes etapas por las que pasa el calor generado en la cámara de fuego hasta ser expulsado por la cámara exhaustora de calor. A continuación, se describen los componentes clave de este diseño.



**Ilustración 12:** Elementos del intercambiador de calor

**Fuente:** Elaboración propia

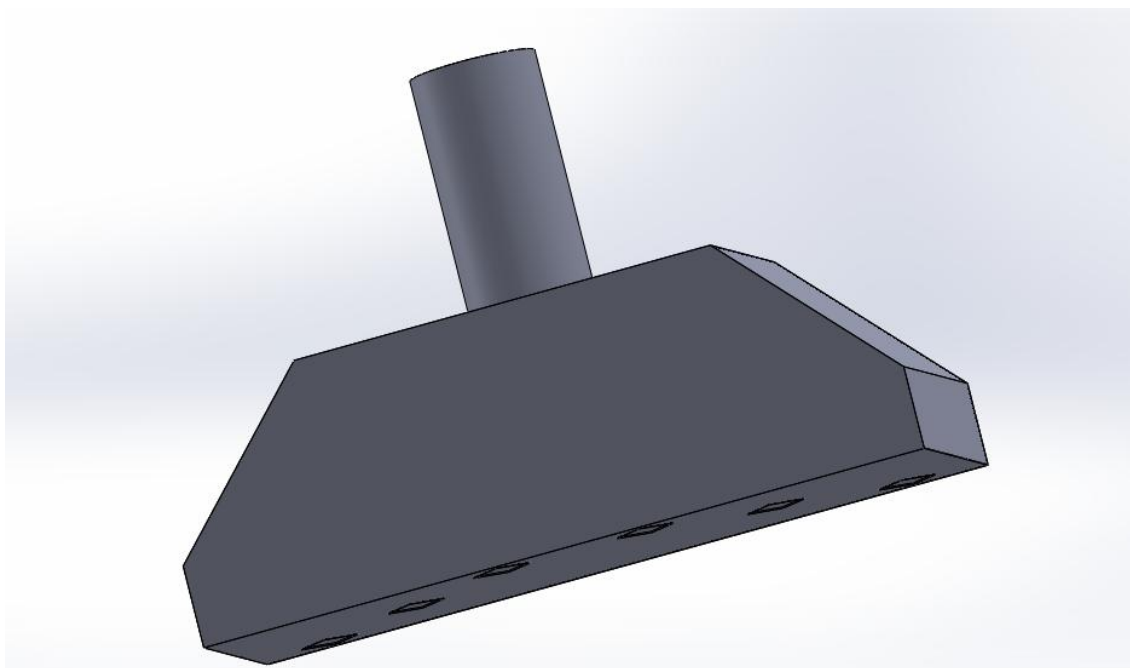
En la parte inferior del esquema, se encuentra la cámara de fuego, donde se genera el calor necesario para el proceso. Este calor asciende por el ducto de fuego, que lo transporta hacia los elementos superiores. A medida que el calor fluye hacia arriba, pasa por el box de calor G1, que actúa como una zona de transición donde el calor es distribuido. Posteriormente, el calor continúa a través de los ductos para la transición de

calor hacia el box de calor G2, que, al igual que el G1, sirve para canalizar y dirigir el calor hacia los siguientes componentes.

Finalmente, el calor es expulsado a través de los ductos exhaustores de calor hacia la cámara exhaustora de calor, donde los gases residuales o el aire caliente son eliminados del sistema. Este flujo escalonado asegura una transferencia de calor eficiente en todas las etapas del intercambiador.

### **Modelamiento en SolidWorks**

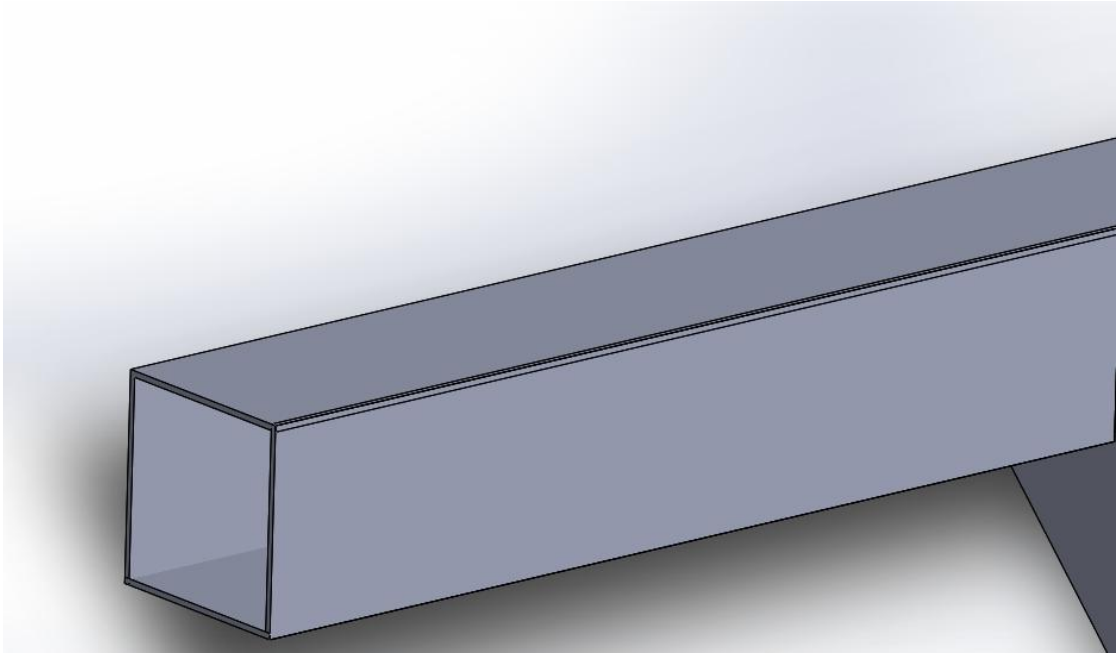
Esta cámara se encuentra al final del ciclo de intercambio térmico. Su función es eliminar los gases residuales que ya ha transferido su energía al fluido intercambiador, asegurando que no haya acumulación de gases dentro del sistema y manteniendo la eficiencia del proceso.



**Ilustración 13:** Cámara exhaustora de calor

**Fuente:** Elaboración propia

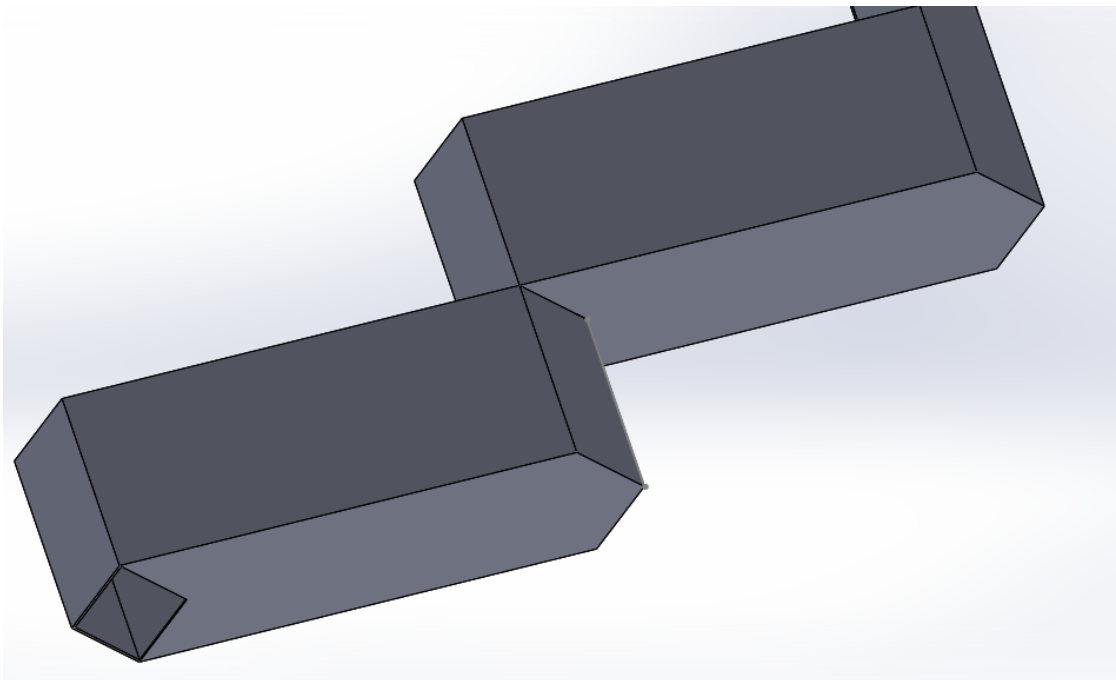
Los ductos de fuego transportan el calor generado en la cámara de combustión hacia las etapas superiores del intercambiador. Mientras tanto, el ducto exhaustor extrae los gases y calor sobrante, evitando que se concentren dentro del sistema y asegurando una operación continua y segura.



**Ilustración 14:** Ducto exhaustor de calor / Ducto de fuego

**Fuente:** Elaboración propia

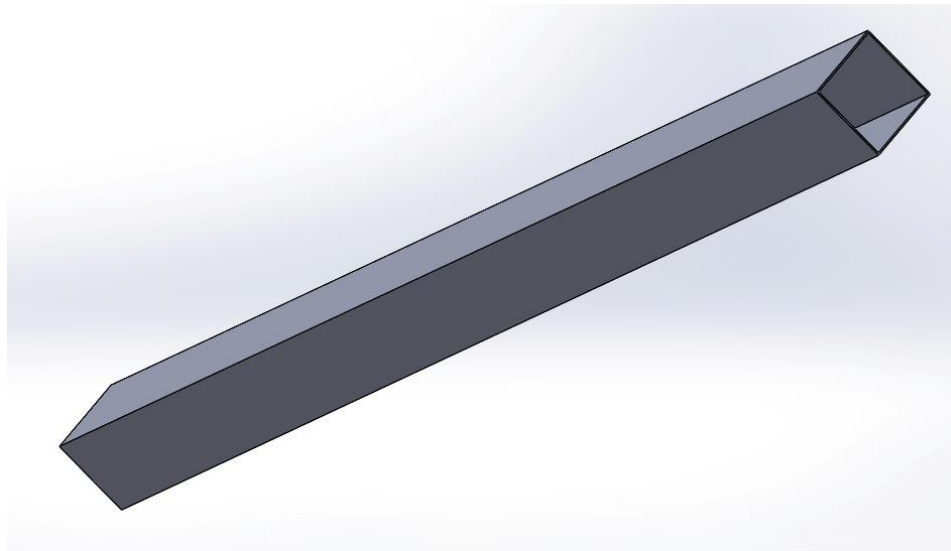
Los boxes de calor G1 y G2 son cámaras de distribución térmica que sirven para redirigir el calor hacia los tubos de intercambio. Actúan como zonas de transición donde el calor es controlado y distribuido uniformemente para garantizar que toda la superficie del tubo reciba calor de manera eficiente.



**Ilustración 15:** Box de calor G2 / Box de calor G1

**Fuente:** Elaboración propia

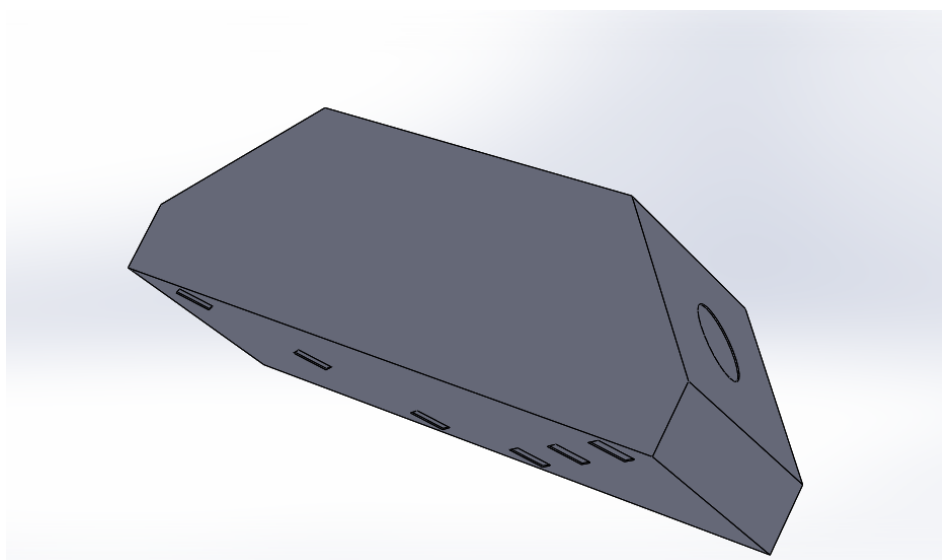
Estos ductos canalizan el calor desde las cámaras de combustión y distribución hacia los tubos de intercambio. Garantizan que el flujo de calor sea continuo y dirigido hacia las zonas donde el fluido lo absorberá, maximizando la eficiencia de la transferencia térmica.



**Ilustración 16:** Ductos para transición de calor

**Fuente:** Elaboración propia

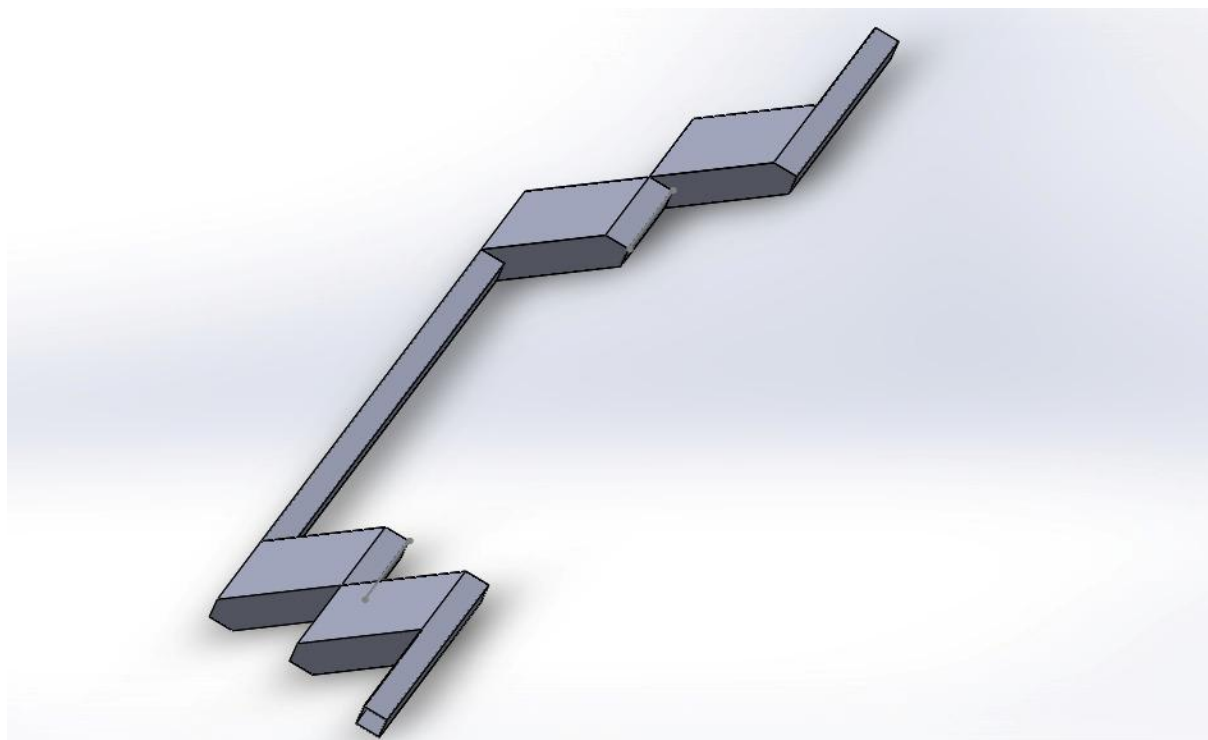
La cámara de fuego es el corazón del intercambiador de calor. Aquí se produce la combustión del GLP (gas licuado de petróleo), generando el calor necesario para el proceso de intercambio térmico. Este calor es luego canalizado hacia los tubos, donde será transferido al fluido intercambiador.



**Ilustración 17:** Cámara de fuego

**Fuente:** Elaboración propia

El ensamblaje de tubos es donde ocurre la transferencia de calor efectiva. El GLP caliente fluye por estos tubos, absorbiendo el calor generado por la cámara de fuego. La disposición de los tubos maximiza el contacto entre el fluido y el calor, optimizando la transferencia térmica y permitiendo que el sistema funcione con alta eficiencia.



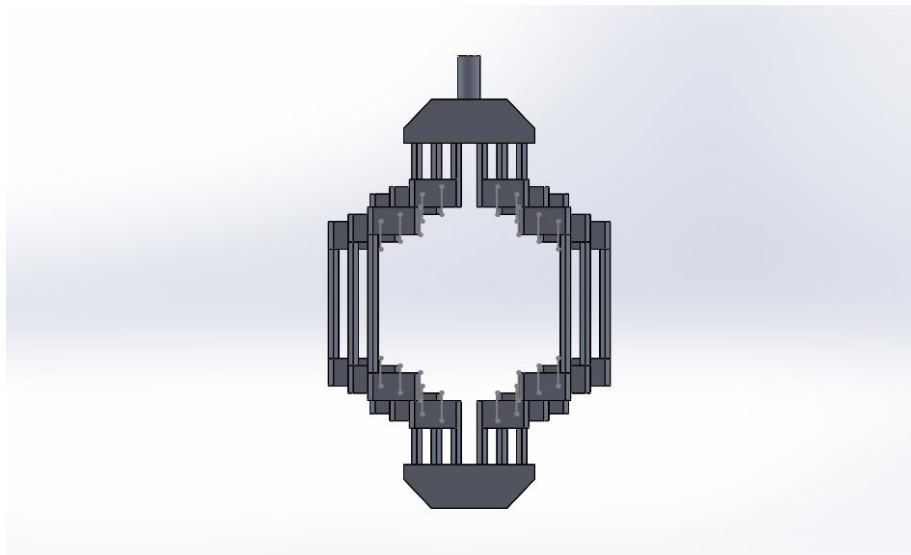
**Ilustración 18:** Ensamblaje de tubo

**Fuente:** Elaboración propia

El ensamblaje final del intercambiador de calor presenta una disposición robusta y cuidadosamente alineada de todos los componentes, que han sido diseñados para maximizar la eficiencia en la transferencia de calor. La estructura, que integra una cámara de combustión en la base y una cámara exhaustora en la parte superior, permite un flujo térmico eficiente a lo largo de los tubos de intercambio.

Cada componente cumple una función específica para optimizar la absorción y distribución del calor generado, mientras que la carcasa externa asegura la contención y aislamiento del sistema. La organización simétrica y el acceso desde diferentes perspectivas (frontal, superior, inferior y laterales) facilitan tanto el mantenimiento como la operación continua del intercambiador, maximizando la eficiencia térmica y la durabilidad estructural dentro del entorno del horno.

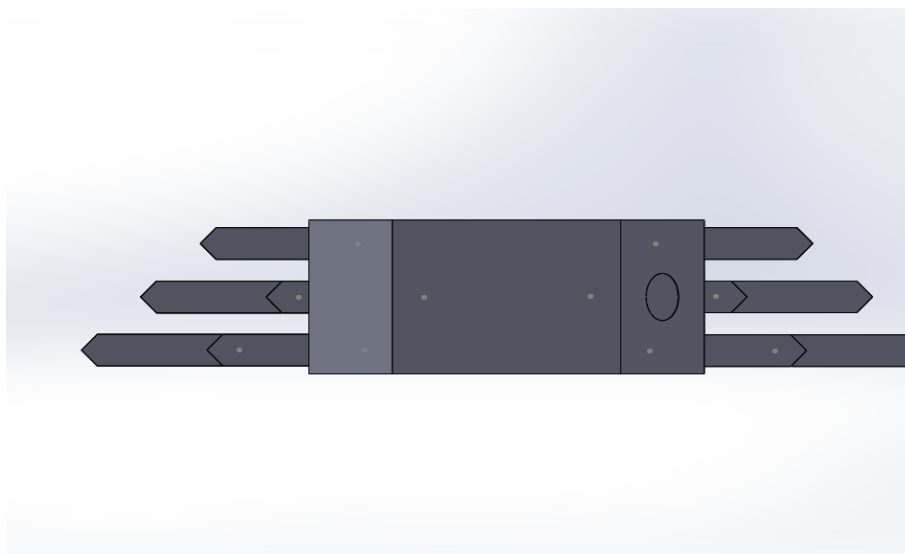
La vista frontal muestra la disposición general del intercambiador, permitiendo observar la alineación de los tubos y la estructura de soporte principal. Esta perspectiva es clave para entender la distribución simétrica y la conexión con los ductos de entrada y salida del fluido intercambiador.



**Ilustración 19:** Vista frontal del intercambiador de calor

**Fuente:** Elaboración propia

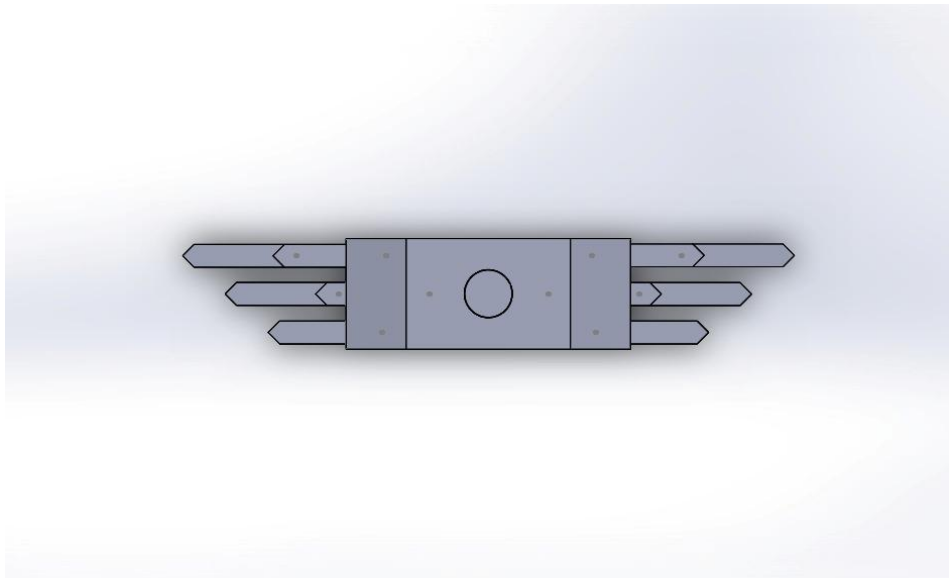
Desde la vista inferior, se pueden observar los puntos de conexión de la cámara de fuego con los ductos. Esta perspectiva ayuda a identificar los elementos de soporte y conexión con la fuente de calor, así como el acceso para la entrada del combustible.



**Ilustración 20:** Vista inferior del intercambiador de calor

**Fuente:** Elaboración propia

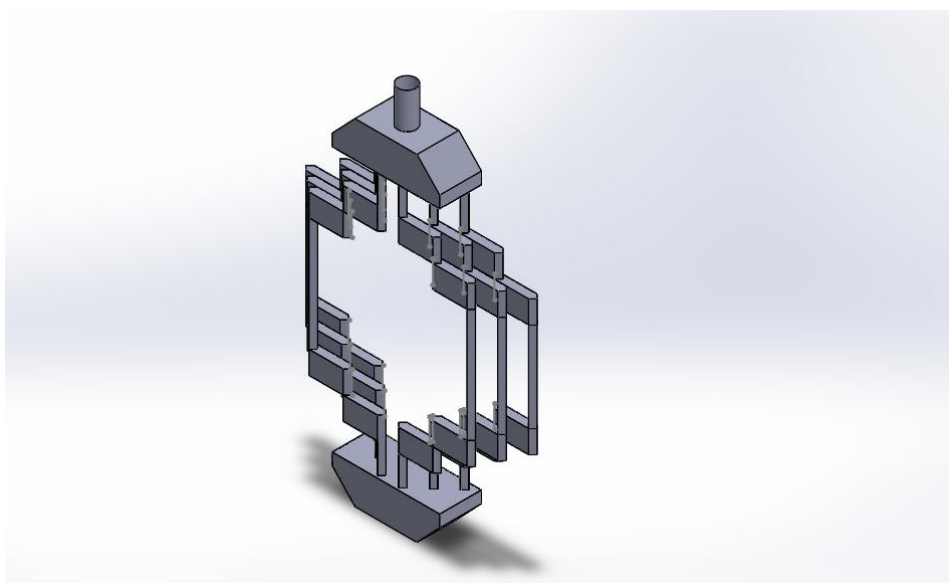
La vista superior permite visualizar el sistema de salida de gases residuales y los puntos de acceso a la cámara exhaustora. Esta imagen es importante para evaluar la eficiencia de la salida de gases y el diseño de los conductos de ventilación.



**Ilustración 21:** Vista superior del intercambiador de calor

**Fuente:** Elaboración propia

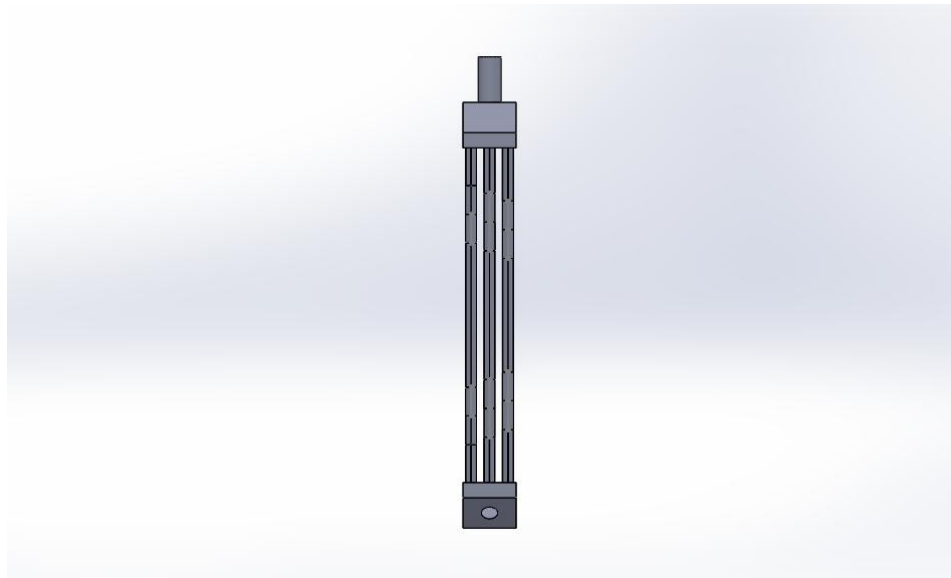
La vista isométrica proporciona una perspectiva tridimensional que permite apreciar la disposición completa del intercambiador. Esta vista facilita el análisis de la geometría general y la disposición de los componentes clave dentro de la carcasa.



**Ilustración 22:** Vista isométrica del intercambiador de calor

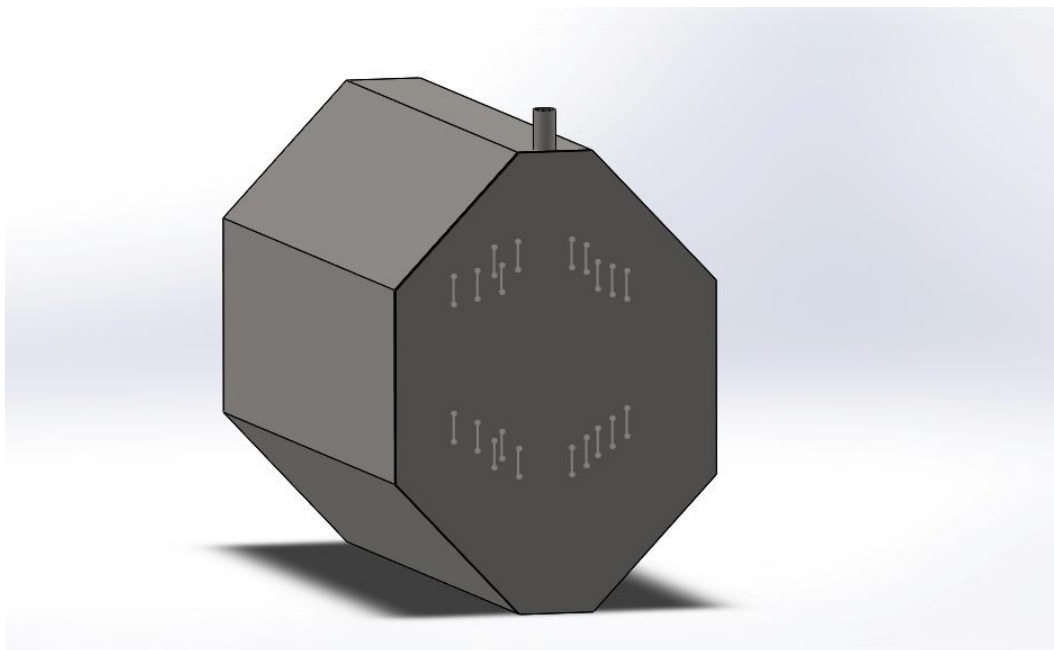
**Fuente:** Elaboración propia

La vista derecha destaca el posicionamiento lateral de los componentes, proporcionando una visión clara de los conductos de entrada y salida. Esta imagen ayuda a analizar la accesibilidad de los elementos de control y monitoreo de flujo térmico.



**Ilustración 23:** Vista derecha del intercambiador de calor

**Fuente:** Elaboración propia



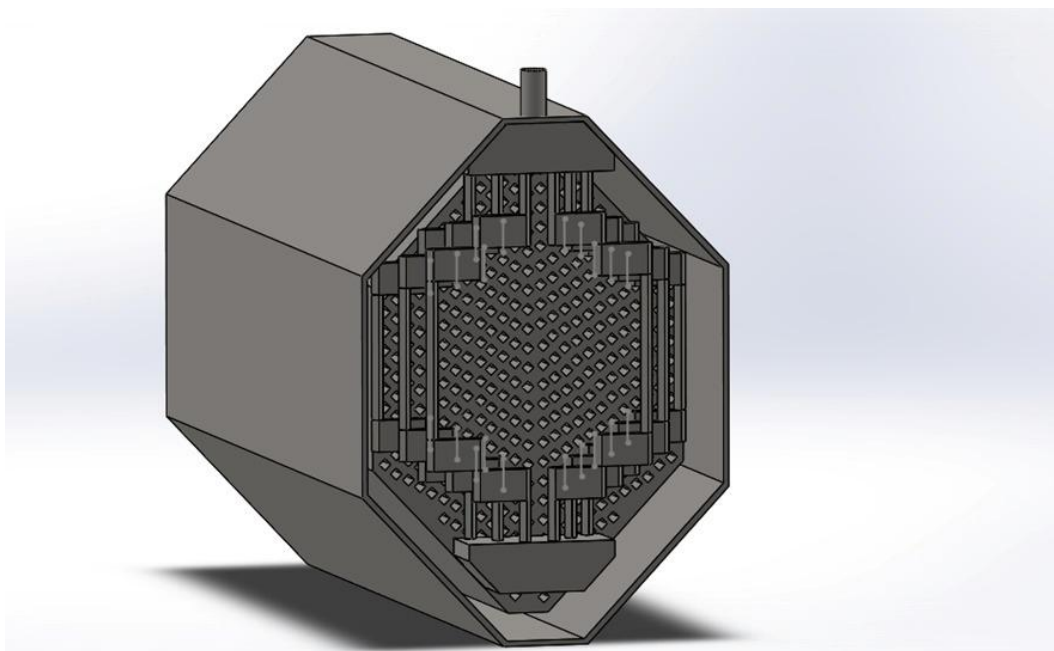
**Ilustración 24:** Intercambiador de calor acoplado a horno de máquina añejadora

**Fuente:** Elaboración propia

La imagen muestra un modelo CAD de un intercambiador de calor, diseñado para ser acoplado a un horno de una máquina añejadora de arroz. Su estructura octogonal cuenta

con un sistema interno que contiene conductos dispuestos en una configuración simétrica y estructurada. Estos tubos están organizados en múltiples filas y niveles, lo cual sugiere que el diseño está optimizado para maximizar el área de transferencia de calor, permitiendo un calentamiento uniforme del GLP.

La estructura que lo rodea actúa como una carcasa de aislamiento, protegiendo el intercambiador y ayudando a conservar la temperatura dentro del sistema. Este diseño en específico con tubos cuadrados y una disposición compacta en el interior está optimizado para ajustarse a las dimensiones de la máquina añejadora de arroz. Además, esta configuración facilita un flujo de calor eficiente, logrando mantener la temperatura objetivo de 80°C establecida para el proceso de añejado.



**Ilustración 25:** Intercambiador de calor acoplado

**Fuente:** Elaboración propia

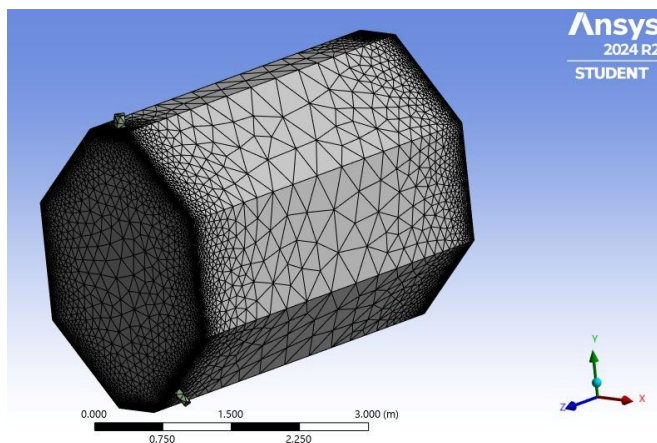
El diseño detallado del intercambiador de calor utilizando SolidWorks revela una estructura meticulosamente organizada, destinada a maximizar la eficiencia en la transferencia térmica y optimizar el uso de GLP como fuente de calor. La disposición de los seis tubos organizados simétricamente dentro de la carcasa permite un flujo de fluido intercambiador continuo y bien controlado, aumentando el contacto térmico entre el GLP y el fluido en cada etapa del proceso.

Con una estructura que mide aproximadamente 3,95 m de largo y 4,04 m de alto, el intercambiador está diseñado para adaptarse perfectamente al horno de la máquina añejadora. Las etapas de distribución de calor a través de los "boxes" G1 y G2, junto con la cámara de fuego y la cámara exhaustora, aseguran que el calor fluya de forma controlada a través de los tubos, alcanzando una eficiencia de transferencia térmica de hasta un 91%.

Este diseño también incorpora elementos clave como la cámara exhaustora y los ductos de fuego, esenciales para la evacuación segura de los gases residuales y el mantenimiento de una operación eficiente. El ensamblaje final del intercambiador logra combinar robustez y accesibilidad, facilitando tanto el mantenimiento como el monitoreo constante, lo cual es crucial para garantizar la durabilidad del sistema en el entorno del horno.

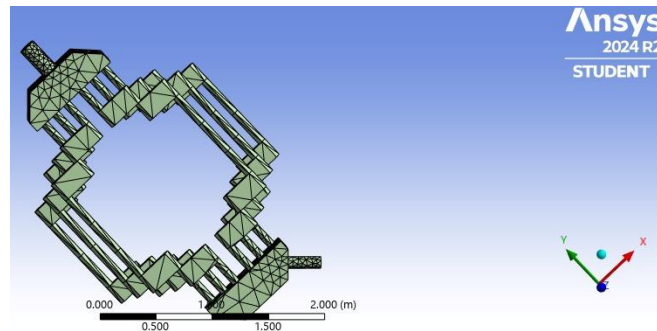
#### ***4.4. Analizar el rendimiento térmico del intercambiador de calor mediante evaluaciones técnicas basadas en las condiciones de operación y diseño establecidas.***

El intercambiador de calor utilizará de manera eficiente el GLP para transferir calor al sistema de añejado de arroz, reduciendo así la demanda eléctrica del horno de añejadoras de 7 toneladas. Este sistema, basado en el principio de intercambio térmico indirecto, aprovecha el flujo controlado del GLP para calentar el aire dentro del horno. Por lo tanto, se realiza un análisis del comportamiento térmico y del flujo de calor dentro del intercambiador, utilizando el software Ansys Fluent para evaluar su desempeño en un diseño orientado a optimizar la eficiencia energética del proceso.



**Ilustración 26:** Vista general del mallado en la máquina añejadora

**Fuente:** Elaboración propia



**Ilustración 27:** Vista general del mallado en tubos internos del intercambiador

**Fuente:** Elaboración propia

En la figura anterior se presenta la geometría y el mallado del intercambiador de calor diseñado para un horno de añejadoras de arroz de 7 toneladas. La estructura principal incluye los tubos cuadrados. Este diseño está ubicado dentro de un dominio que simula el entorno térmico del horno. El mallado mostrado en la imagen se caracteriza por celdas cuadriláteras distribuidas uniformemente, con una mayor densidad en las cercanías de los tubos del intercambiador, lo cual es adecuado, ya que en esta zona se esperan los mayores gradientes de temperatura y flujo de calor.

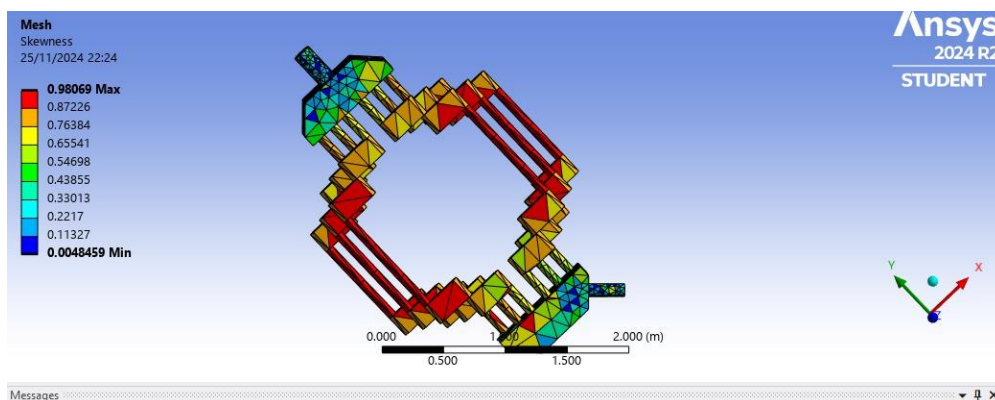
Details of "Mesh"		Inflation	
<b>Display</b>		Use Automatic Inflation	None
Display Style	Use Geometry Setting	Inflation Option	Smooth Transition
<b>Defaults</b>		<input type="checkbox"/> Transition Ratio	0.272
Physics Preference	CFD	<input type="checkbox"/> Maximum Layers	5
Solver Preference	Fluent	<input type="checkbox"/> Growth Rate	1.2
<input type="checkbox"/> Element Size	5.0 m	Inflation Algorithm	Pre
Export Format	Large Model Support	View Advanced Options	No
Export Preview Surface Mesh	No	<b>Advanced</b>	
<b>Sizing</b>		Number of CPUs for Parallel...	Program Controlled
Use Adaptive Sizing	No	Straight Sided Elements	
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1.2)	Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced
<input type="checkbox"/> Max Size	5.0 m	Triangle Surface Mesher	Program Controlled
Mesh Defeaturing	Yes	Topology Checking	Yes
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default (2.5e-002 m)	Pinch Tolerance	Default (4.5e-002 m)
Capture Curvature	Yes	Generate Pinch on Refresh	No
<input type="checkbox"/> Curvature Min Size	Default (5.e-002 m)	<b>Statistics</b>	
<input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle	Default (18.0°)	<input type="checkbox"/> Nodes	78957
Capture Proximity	No	<input type="checkbox"/> Elements	293455
Bounding Box Diagonal	5.9451 m	Show Detailed Statistics	No
Average Surface Area	0.21278 m <sup>2</sup>		
Minimum Edge Length	4.3934e-004 m		
<b>Quality</b>			
Check Mesh Quality	Yes, Errors		
<input type="checkbox"/> Target Skewness	Default (0.9)		
Smoothing	High		
Mesh Metric	None		

**Ilustración 28:** Características del mallado

**Fuente:** Elaboración propia

La figura anterior presenta los detalles técnicos del mallado general. El tamaño de las celdas se ha definido en  $5\text{ mm}$ , siendo adecuado para realizar una simulación térmica precisa del intercambiador de calor a escala industrial. El dominio abarca una diagonal máxima de  $5,9451\text{ m}$ , lo que refleja las dimensiones compactas y detalladas del área estudiada. En cuanto al área superficial, el mallado abarca aproximadamente  $43\,934\text{ m}^2$ , lo que evidencia la extensión de la superficie evaluada en el proceso de transferencia de calor.

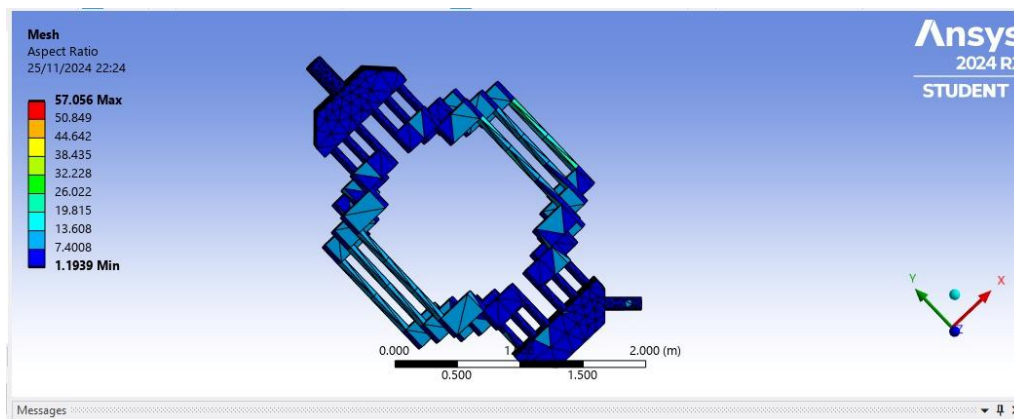
En cuanto a la calidad del mallado, se implementó una verificación para detectar posibles errores, lo que asegura que la deformación de las celdas sea mínima y no afecte la precisión de la simulación térmica del intercambiador de calor. Este enfoque es crucial para capturar los gradientes más pronunciados de temperatura y flujo térmico cerca de dichas superficies.



**Ilustración 29:** Mallado según Skewness

**Fuente:** Elaboración propia

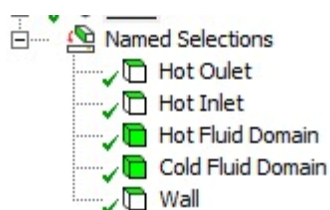
En la figura anterior se analiza la calidad del mallado según el índice de Skewness, con valores que oscilan entre  $0,0048459$  y  $0,98069$ . Este índice mide la deformación de los elementos de la malla respecto a su forma ideal. La predominancia de colores azules y verdes indica que la mayoría de los elementos tienen baja distorsión, lo cual es favorable para la precisión de la simulación térmica del intercambiador de calor. Aunque se identifican áreas con colores anaranjados y rojos, principalmente en los ductos de transición de calor, estos valores no alcanzan el límite crítico de 1, lo que garantiza que dichas zonas no comprometan significativamente la confiabilidad de los resultados.



**Ilustración 30:** Mallado según Aspect Ratio

**Fuente:** Elaboración propia

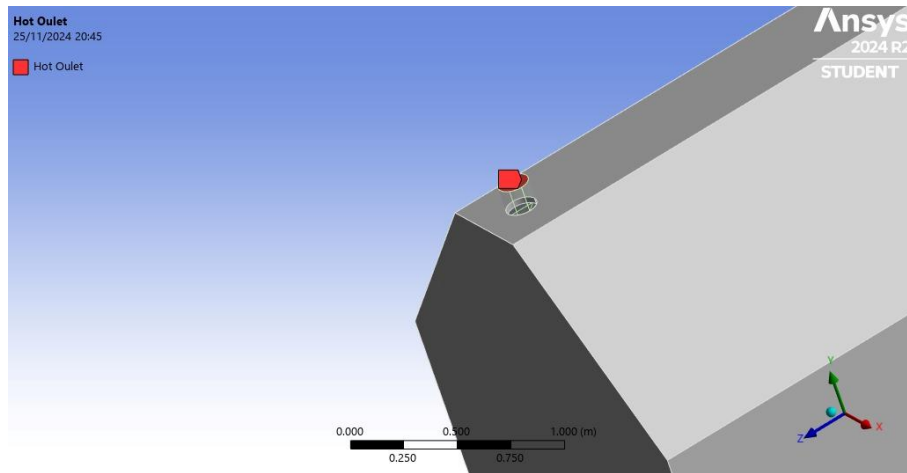
En la figura anterior se analiza la calidad del mallado según el Aspect Ratio, con valores que varían entre 1,1939 y 57,056. Esta métrica evalúa la relación entre la dimensión más larga y la más corta de cada elemento, donde valores cercanos a 1 representan elementos casi equiláteros, considerados ideales para simulaciones numéricas. En el diseño del intercambiador de calor predomina el color azul oscuro, lo que indica que la mayoría de los elementos tienen proporciones cercanas a lo óptimo, favoreciendo la precisión y estabilidad en los cálculos. Aunque el valor máximo alcanzado es 57,056, la baja frecuencia de elementos con Aspect Ratios elevados demuestra que el mallado es de buena calidad y permite obtener resultados confiables en la simulación térmica. Esto refuerza la fiabilidad del diseño para analizar el comportamiento térmico del intercambiador.



**Ilustración 31:** Zonas seleccionadas para estudio

**Fuente:** Elaboración propia

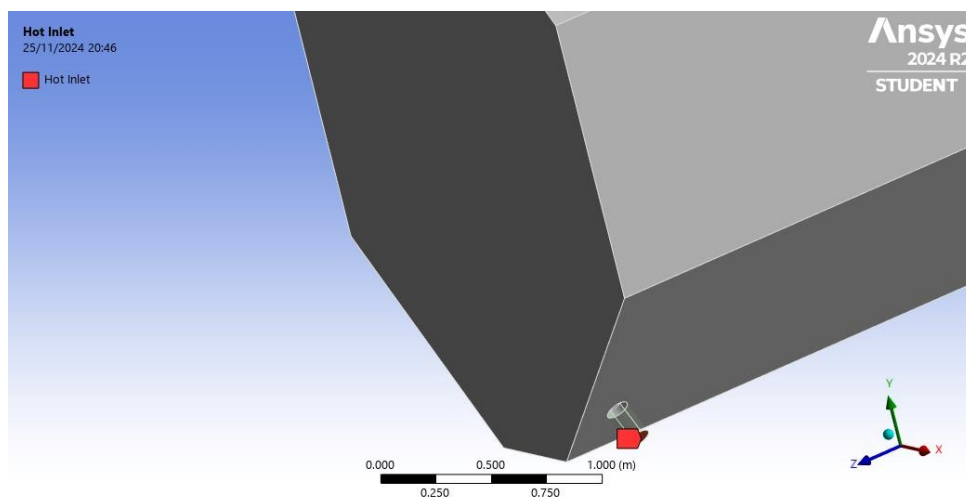
En la figura anterior se ilustran las diferentes regiones del dominio, a las cuales se les han asignado nombres específicos para simplificar la aplicación de las condiciones de contorno. Estas regiones incluyen la entrada y salida del fluido caliente, las paredes de los tubos del intercambiador y las áreas correspondientes al entorno interno del horno de añejadoras de arroz.



**Ilustración 32:** Salida del fluido caliente

**Fuente:** Elaboración propia

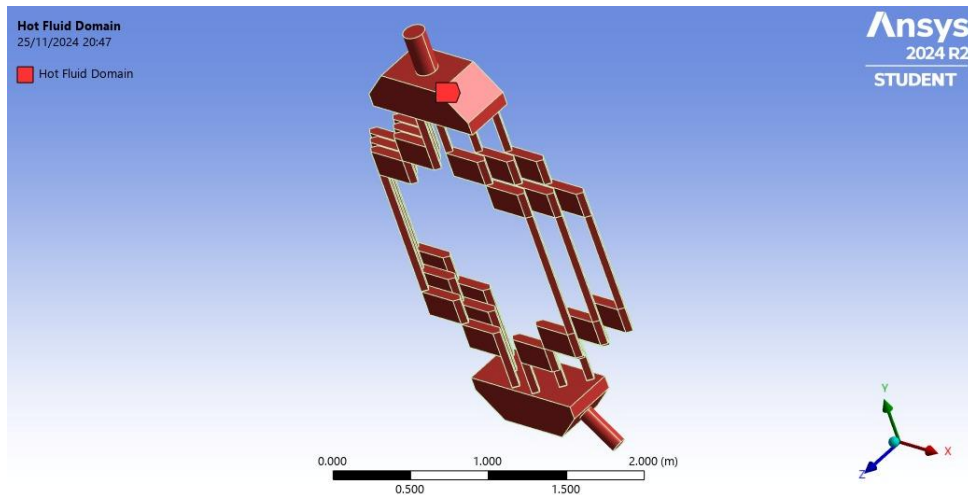
En la anterior imagen se representa el punto o zona de salida del aire caliente que transporta el sistema. Este elemento es crucial en el diseño de intercambiadores para identificar dónde culmina la transferencia térmica.



**Ilustración 33:** Entrada de fluido caliente

**Fuente:** Elaboración propia

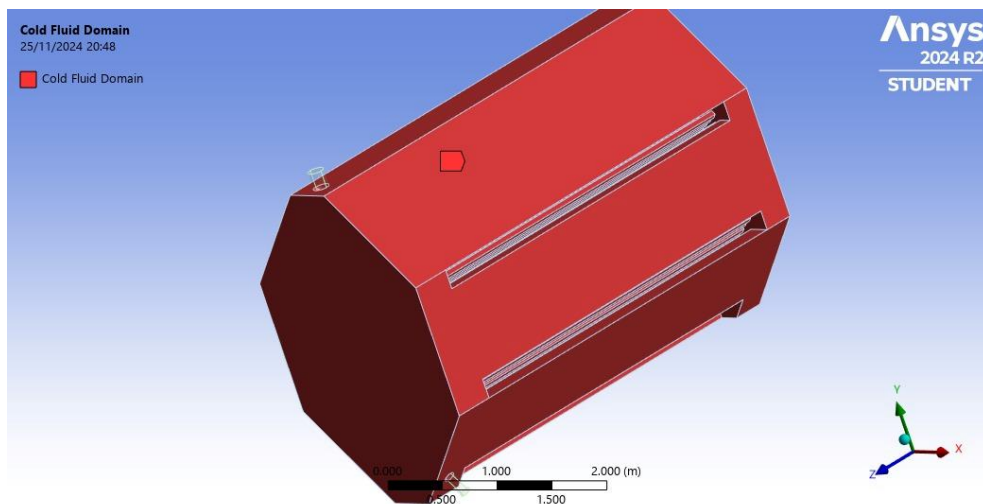
Esta imagen detalla el punto de ingreso del fluido caliente al sistema. En el contexto de un intercambiador de calor utilizando GLP, este fluido caliente es el resultado de la combustión controlada del gas, diseñado para transferir energía térmica al fluido de trabajo. Este punto de entrada es crítico para controlar las condiciones iniciales del proceso térmico, como la temperatura, presión y caudal del fluido, asegurando un rendimiento óptimo en la transferencia de calor.



**Ilustración 34:** Dominio de fluido caliente

**Fuente:** Elaboración propia

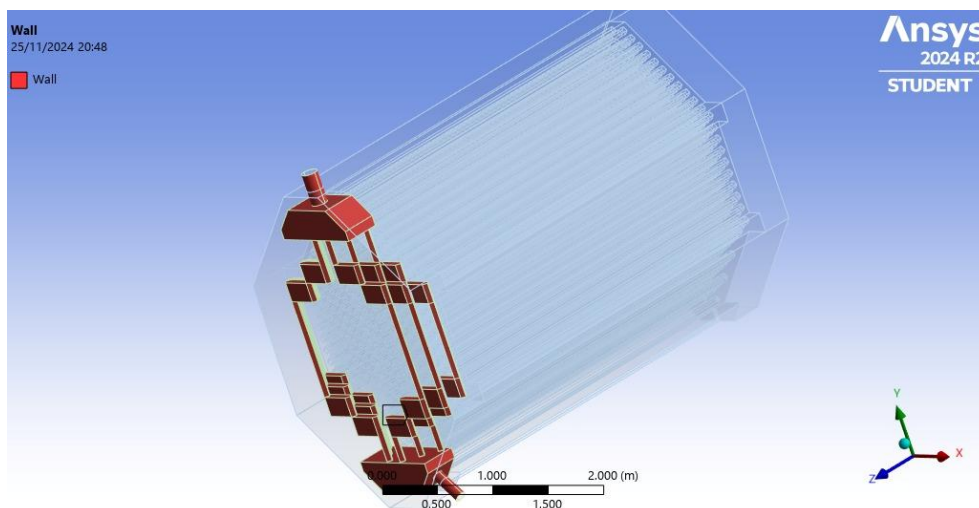
El dominio del fluido caliente corresponde al espacio interno del intercambiador donde el fluido que transporta energía térmica circula. Este dominio está diseñado para maximizar la transferencia de calor hacia el fluido frío mediante la convección.



**Ilustración 35:** Dominio de fluido frío

**Fuente:** Elaboración propia

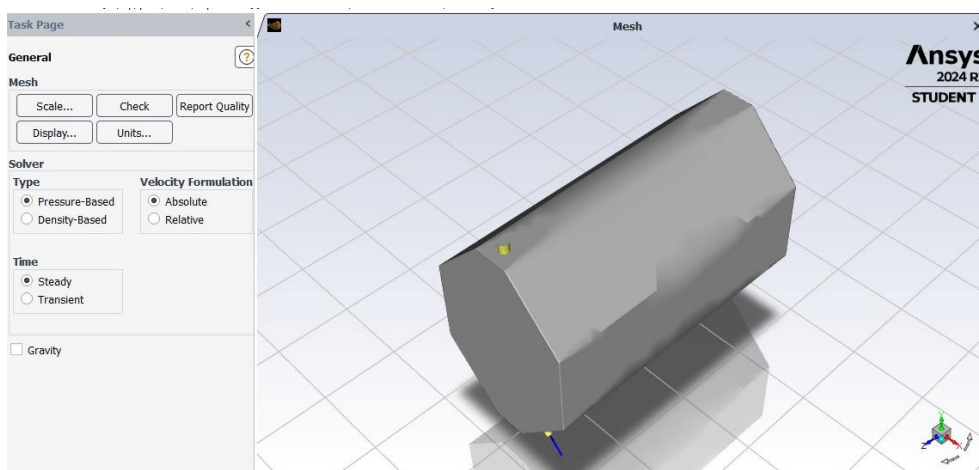
Este dominio representa el área donde circula el fluido receptor, diseñado para extraer el calor transferido desde el fluido caliente. En el diseño del sistema, este fluido de aire frío fue seleccionado para optimizar la absorción térmica. El control del flujo y las propiedades termodinámicas del fluido frío determinan la capacidad del intercambiador para reducir la carga eléctrica en el horno, al proveer la energía térmica necesaria de manera más eficiente.



**Ilustración 36:** Paredes de transferencia

**Fuente:** Elaboración propia

Las paredes de transferencia son los elementos físicos que separan los dominios de fluido caliente y frío mientras permiten el paso de calor. Su diseño, grosor y propiedades afectan directamente la cantidad de energía transferida y las pérdidas térmicas, siendo un componente clave para alcanzar el objetivo de reducir la dependencia eléctrica. El material elegido para el intercambiador de calor es resistente a la corrosión y a las temperaturas generadas por la combustión del GLP, garantizando la durabilidad del sistema.



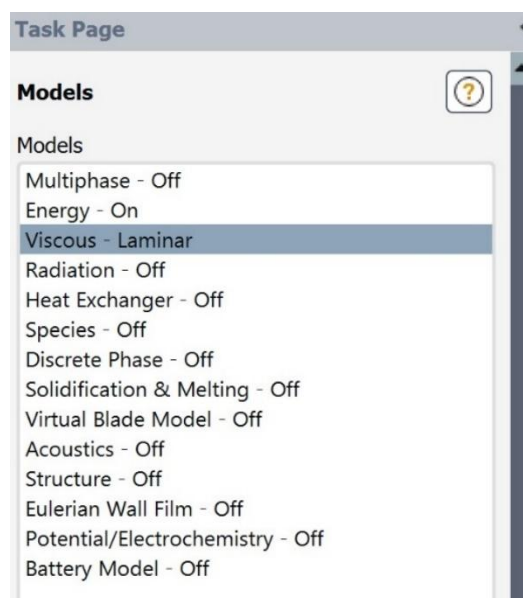
**Ilustración 37:** Configuración de parámetros generales

**Fuente:** Elaboración propia

En la figura anterior se muestra la disposición de las condiciones físicas del modelo CFD para el intercambiador de calor propuesto, diseñado para utilizar GLP con el objetivo

de reducir la demanda eléctrica en el horno de añejadoras de arroz de 7 t. La solución se basa en la simulación de la presión, un enfoque adecuado para modelar sistemas donde las variaciones de presión juegan un papel fundamental en el comportamiento del flujo térmico y de los gases. Además, se seleccionó un estado estacionario para la simulación, lo cual permite obtener una solución estable en el tiempo, ideal para evaluar el rendimiento del sistema bajo condiciones constantes.

Para analizar la velocidad del flujo de los gases y el GLP, se adoptó un enfoque absoluto, considerando las velocidades en relación con un marco de referencia fijo. Esto garantiza que los flujos de aire y gas dentro del intercambiador de calor, desde la entrada hasta la salida, se analicen de acuerdo con las velocidades reales del sistema, lo cual es crucial para optimizar la transferencia de calor y la eficiencia del proceso.



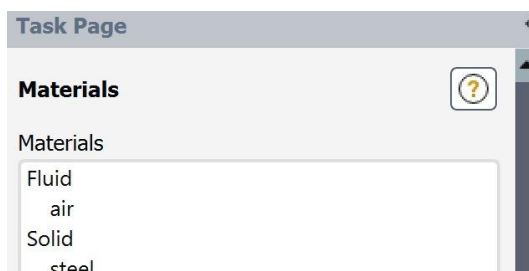
**Ilustración 38:** Modelos de estudio

**Fuente:** Elaboración propia

En la imagen anterior se observa cómo se activó el modelo de Energía porque el estudio se centra en analizar el comportamiento térmico del intercambiador de calor. Este modelo permite calcular las variaciones de temperatura en el fluido y las superficies involucradas, lo cual es esencial para evaluar la eficiencia de la transferencia de calor en el sistema.

Además, se seleccionó el modelo de flujo Laminar debido a que el régimen de flujo en el intercambiador de calor es predominante el laminar. Este modelo es apropiado para

analizar flujos con menor turbulencia y permite capturar con mayor precisión los gradientes térmicos y de velocidad necesarios para el diseño y optimización del sistema.

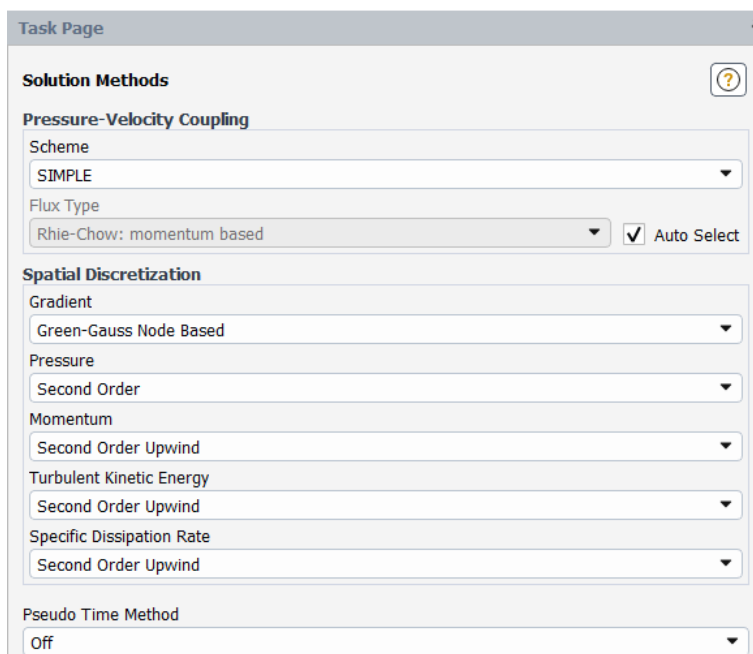


**Ilustración 39:** Materiales utilizados en la simulación

**Fuente:** Elaboración propia

En la configuración de materiales dentro de la página de tareas, se seleccionó aire como fluido porque es el medio principal que se calentará en el intercambiador de calor mediante la transferencia de calor desde el GLP.

El acero fue elegido como material sólido porque es ampliamente utilizado en la fabricación de intercambiadores de calor debido a su resistencia mecánica, durabilidad y buena conductividad térmica. Además, el acero puede soportar las temperaturas alcanzadas durante el proceso, asegurando la integridad estructural y el rendimiento eficiente del intercambiador dentro del horno de añejadoras de arroz.



**Ilustración 40:** Métodos de solución para la simulación

**Fuente:** Elaboración propia

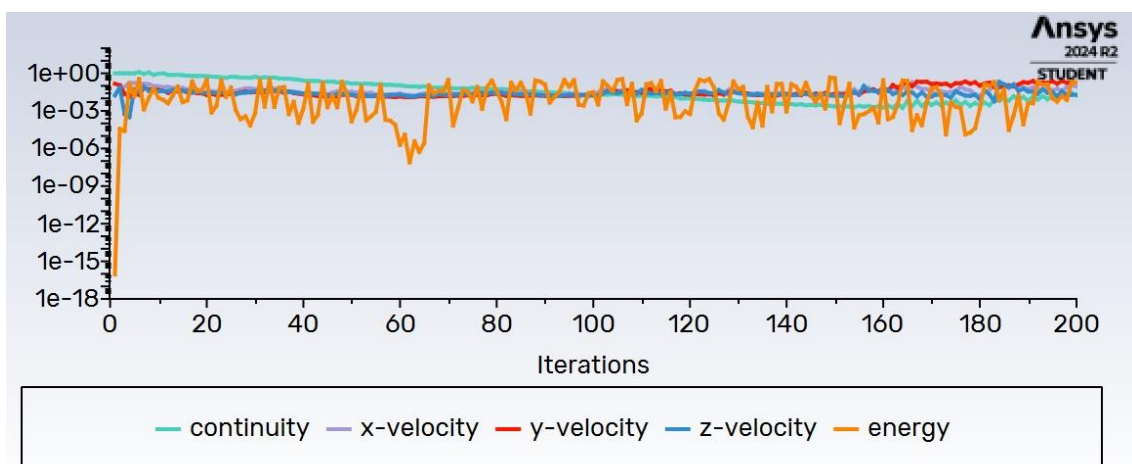
El panel de Métodos de Solución que se muestra en la imagen permite al usuario configurar diversos esquemas numéricos y parámetros para el acoplamiento presión-velocidad, la discretización espacial y el método de pseudo-tiempo utilizados en la simulación.

En primer lugar, el Esquema de Acoplamiento Presión-Velocidad seleccionado es "SIMPLE", el cual es un algoritmo acoplado basado en presión utilizado para simulaciones de flujo de fluidos incompresibles.

En cuanto a la Discretización Espacial, se observa que el Método de Gradiente seleccionado es "Green-Gauss Node Based", una técnica de reconstrucción de gradientes. Para la Presión, el Momento, la Energía Cinética Turbulenta y la Tasa de Disipación Específica, se han seleccionado esquemas de "Segundo Orden Aguas Arriba".

Finalmente, el Método de Pseudo Tiempo está establecido en "Apagado", lo que significa que la simulación no está utilizando un enfoque de paso de tiempo pseudo.

La configuración de estos esquemas numéricos y parámetros es crucial para la precisión, estabilidad y convergencia de la simulación de flujo de fluidos que se está realizando. Las elecciones específicas dependerán de la naturaleza del problema, la física involucrada y el nivel de fidelidad deseado en los resultados.



**Ilustración 41:** Residuales respecto a las iteraciones simuladas

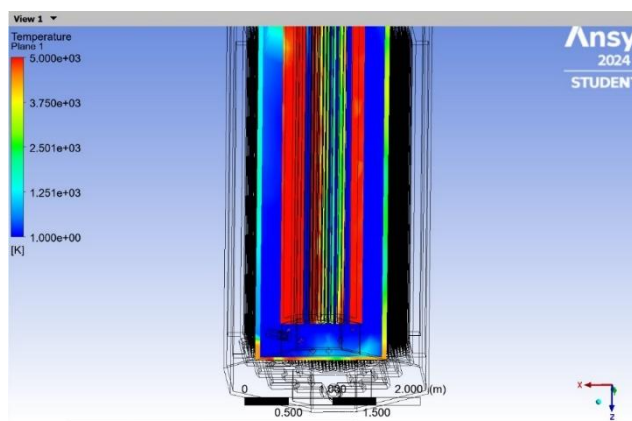
**Fuente:** Elaboración propia

En la figura anterior se presentan los residuos de las variables calculadas en función de las iteraciones realizadas durante la simulación en ANSYS. Estas variables incluyen la continuidad, las velocidades en los ejes X, Y y Z, así como la energía. Se observa que, al inicio de la simulación, los residuos tienen valores altos, oscilando cerca de  $10^0$ , lo que es

característico en las etapas iniciales debido a la falta de equilibrio en los cálculos numéricos.

A medida que avanzan las iteraciones, los residuos tienden a disminuir progresivamente, lo que indica que la solución numérica se está estabilizando y acercando a la convergencia. Sin embargo, algunas variables, como la velocidad en el eje Y, presentan fluctuaciones significativas a lo largo de las iteraciones, lo cual puede deberse a inestabilidades locales en el flujo, complejidad geométrica, o diferencias abruptas en las condiciones de contorno asignadas. Estas fluctuaciones podrían requerir ajustes en los parámetros de la simulación, como el refinamiento del mallado o el modelo de turbulencia empleado.

En general, el comportamiento observado en los residuos demuestra que el modelo converge adecuadamente, ya que los valores finales de las variables se estabilizan dentro de un rango cercano a  $10^{-3}$ .



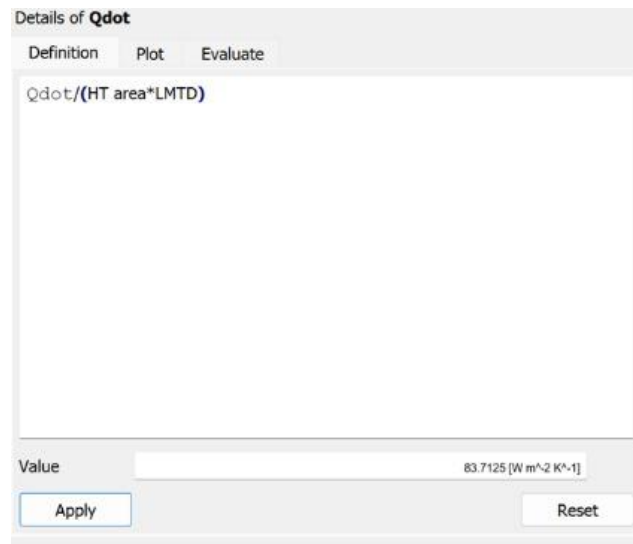
**Ilustración 42:** Corte del intercambiador en el plano YZ

**Fuente:** Elaboración propia

La imagen muestra un corte transversal del intercambiador de calor o sistema de fluidos. El eje Y-Z representa la sección transversal, mientras que el eje X muestra la distancia a lo largo de ese corte.

La imagen utiliza un mapa de calor de colores para representar la distribución de temperaturas, con los tonos más cálidos (rojos y amarillos) indicando las zonas más calientes, y los tonos más fríos (verdes y azules) las zonas más frías.

Es un análisis térmico, realizado con el software de simulación, Ansys. Esto permite a los ingenieros visualizar y comprender mejor los patrones de flujo y transferencia de calor dentro del sistema, lo cual es crucial para el diseño y optimización de este tipo de componentes.



**Ilustración 43:** Coeficiente de transferencia de calor

**Fuente:** Elaboración propia

**Ilustración 44:** Diferencia del coeficiente de transferencia de calor

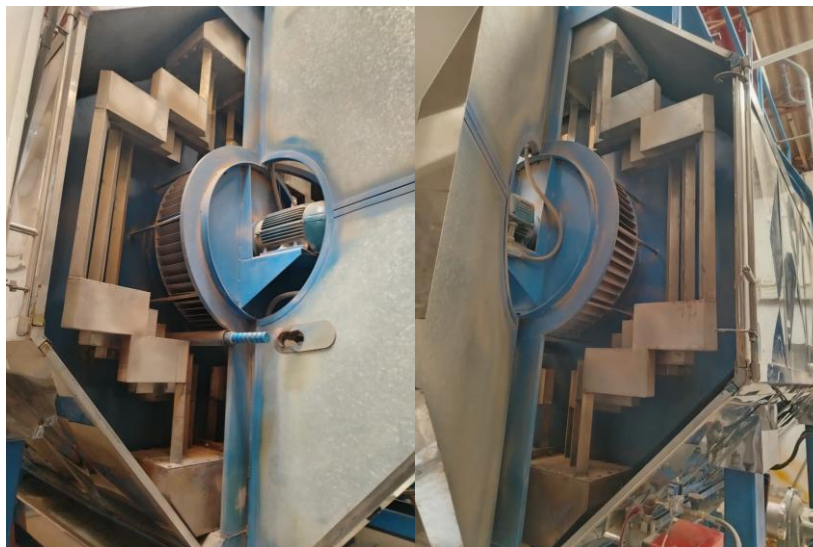
<b>Cálculo manual</b>	<b>Software ANSYS</b>
84,4457 $W/m^2_K$	83,7125 $W/m^2_K$

**Fuente:** Elaboración propia

La comparación entre los resultados del coeficiente de transferencia de calor obtenidos por el análisis numérico en ANSYS ( $83,7125 W/m^2_K$ ) y los cálculos manuales ( $84,4457 W/m^2_K$ ) muestra una excelente concordancia, con una diferencia relativa de apenas el 0.87%. Esta mínima discrepancia puede atribuirse a simplificaciones asumidas en los cálculos manuales, como condiciones ideales o constantes, frente al enfoque más detallado y complejo del análisis numérico, que considera efectos más precisos como variaciones locales en el flujo y gradientes térmicos.

Este resultado no solo valida la precisión del modelo computacional desarrollado en ANSYS, sino que también respalda la metodología y las hipótesis empleadas en los cálculos teóricos. La similitud entre ambos valores proporciona confianza en la robustez del diseño del intercambiador de calor y en la capacidad del modelo para representar de manera precisa el fenómeno de transferencia térmica en condiciones reales.

## Prototipo a escala real del Intercambiador de Calor para añejadoras de 7 t

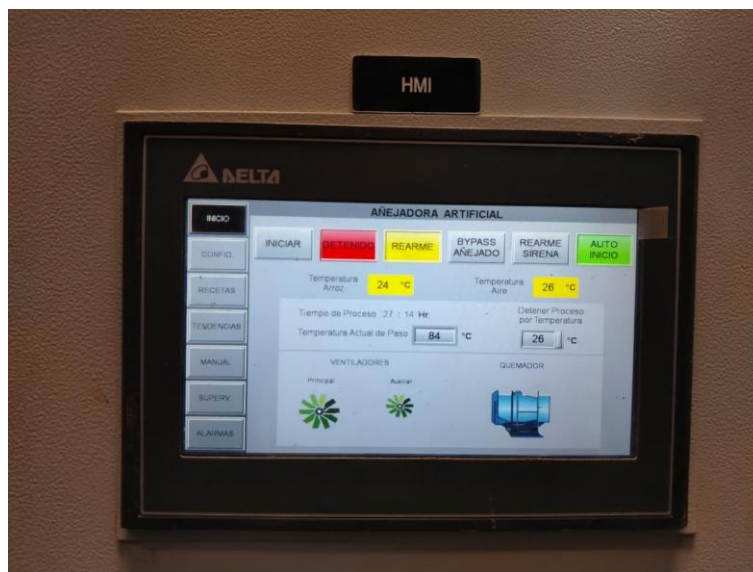


**Ilustración 45:** Prototipo a escala real

**Fuente:** Elaboración propia

En esta imagen se observa el intercambiador de calor a escala real instalado dentro de la maquina añejadora de arroz de 7t. El sistema se encuentra completamente ensamblado y acoplado a la cámara de calentamiento, mostrando una correcta integración con el ducto de aire caliente.

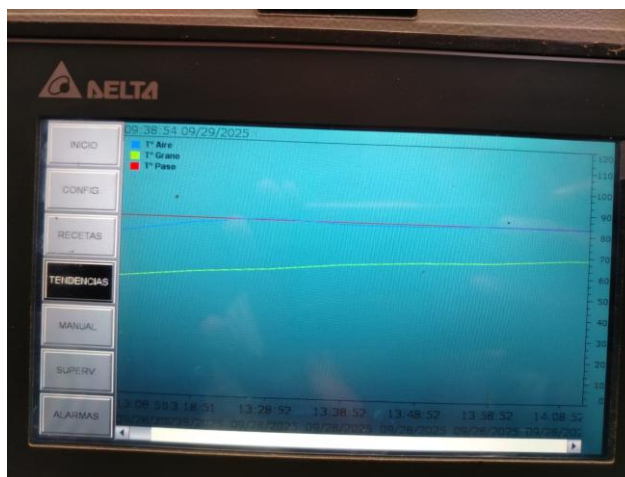
## Gráfico de control de temperatura en el HMI



**Ilustración 46:** HMI de la añejadora 7t

**Fuente:** Elaboración propia

La imagen presenta la pantalla HMI de la añejadora, donde se visualizan las temperaturas del aire y del arroz, junto con el estado operativo del sistema. Se puede apreciar que el quemador se encuentra en funcionamiento y que los ventiladores de la máquina están activos, lo que garantiza la circulación continua del aire caliente. Este sistema de control permite supervisar el proceso de manera precisa, asegurando estabilidad térmica y un funcionamiento seguro durante la operación.



**Ilustración 47:** Gráfico de control de temperaturas - 13:08 p.m. 28/09/2025

**Fuente:** Elaboración propia

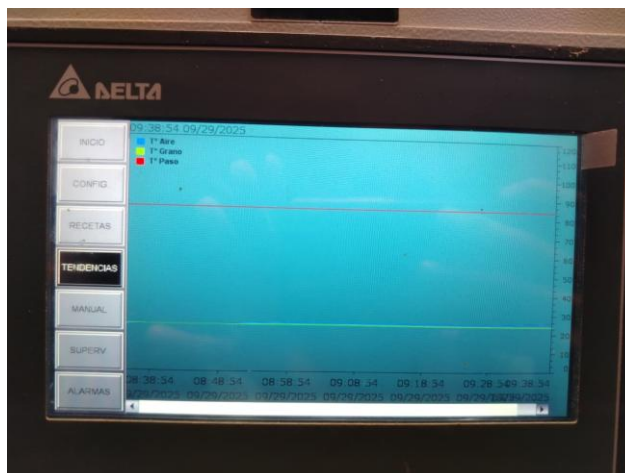
En este registro se aprecia el aumento progresivo de la temperatura del grano, producto de la combustión del GLP. El sistema logra elevar la temperatura del aire hasta unos 84 °C, alcanzando las condiciones necesarias para el inicio del proceso de añejamiento.



**Ilustración 48:** Gráfico de control de temperaturas - 17:38 p.m. 28/09/2025

**Fuente:** Elaboración propia

Pasadas algunas horas de funcionamiento, se observa que las temperaturas del aire y del arroz se estabilizan alrededor de los 83 °C. Esto demuestra que el calor se distribuye de forma uniforme dentro de la cámara de añejamiento, manteniendo condiciones térmicas constantes y controladas.



**Ilustración 49:** Gráfico de control de temperaturas - 09:38 a.m. 29/09/2025

**Fuente:** Elaboración propia

Finalmente, en la fase de enfriamiento del proceso, tanto el aire como el arroz reducen su temperatura gradualmente hasta llegar a unos 25 °C, que corresponde a la temperatura ambiente. Este descenso controlado refleja el apagado del quemador y el final del ciclo térmico de la máquina.

#### ***4.5. Evaluar económicamente el costo del consumo energético consumido en el área de añejado.***

Para calcular el costo del consumo energético de la máquina añejadora de arroz, se identifican primero los componentes que consumen energía y operan directamente durante el proceso de añejado. El costo total de energía consumida se obtiene multiplicando la cantidad de energía en kW por el tiempo de operación en horas de cada componente, lo que permite un cálculo detallado del consumo de cada uno [11].

Los elementos energéticos de la máquina durante el proceso son:

- Motor eléctrico del ventilador principal: 7,5 kW
- Motorreductor del sinfín de llenado: 0,55 kW
- Motor del ventilador de recirculación: 0,55 kW

- Motor vibrador para descarga: 1,5 kW
- Conjunto de resistencias eléctricas: 54 kW

Considerando que el proceso de añejado tiene una duración continua de 24 horas, resulta esencial calcular de forma precisa la energía consumida por cada uno de los componentes de la máquina añejadora a lo largo de este período. Este cálculo se llevará a cabo desglosando el consumo energético de cada componente individual, como el ventilador principal, el motorreductor del sinfín de llenado, el ventilador de recirculación, el motor vibrador de descarga y el conjunto de resistencias eléctricas. Cada uno de estos elementos tiene un patrón de operación específico durante el ciclo de añejado, por lo cual se determinará la cantidad de energía que consume a lo largo de las 24 horas, considerando tanto su potencia en kW como el tiempo exacto de funcionamiento dentro del ciclo. Este análisis permitirá conocer con exactitud la contribución energética de cada componente al consumo total y proporcionará los datos necesarios para un cálculo completo y detallado del gasto energético en cada etapa del proceso de añejado:

- Ventilador principal:  
 $7,5 \text{ kW} \times 24 \text{ h} = 180 \text{ kWh}$
- Sinfín de llenado (solo durante el llenado):  
 $0,55 \text{ kW} \times 0,5 \text{ h} = 0,275 \text{ kWh}$
- Ventilador de recirculación (operando durante el proceso completo):  
 $0,55 \text{ kW} \times 24 \text{ h} = 13,2 \text{ kWh}$
- Conjunto de resistencias (ciclo de operación):  
 $54 \text{ kW} \times 4 \text{ h} = 216 \text{ kWh}$
- Motor vibrador de descarga (durante 1 hora):  
 $1,5 \text{ kW} \times 1 \text{ h} = 1,5 \text{ kWh}$

El siguiente paso consiste en realizar la suma de la energía consumida por cada uno de los componentes que conforman la máquina añejadora de arroz. Para ello, se tomará en cuenta la energía individual utilizada por el ventilador principal, el sinfín de llenado, el

ventilador de recirculación, el motor vibrador de descarga y el conjunto de resistencias eléctricas, cada uno en función de su tiempo de operación específico durante el ciclo completo de añejamiento. Al integrar los valores de consumo de cada elemento, se obtendrá la energía total consumida por la máquina durante un solo ciclo de añejamiento. Este cálculo es fundamental, ya que permitirá visualizar la demanda energética de cada componente en relación con el proceso general, proporcionando una cifra precisa del total de energía requerida para realizar un ciclo completo de operación en el área de añejado.:

$$\text{Energía consumida} = 180\text{kWh} + 0,275 \text{ kWh} + 13,2 \text{ kWh} + 216 \text{ kWh} + 1,5\text{kWh}$$

$$\text{Energía consumida} = 410,975 \text{ kWh}$$

Considerando que el proceso de añejado utiliza dos máquinas añejadoras que operan en simultáneo, es necesario ajustar el cálculo de consumo energético para reflejar el uso combinado de ambas unidades. Esto implica que el valor total de energía consumida, previamente calculado para una sola máquina en un ciclo de operación, debe ser multiplicado por dos. Este ajuste garantiza que el cálculo refleje de forma precisa el consumo energético real de todo el sistema de añejado, ya que cada máquina trabaja de manera continua y coordinada durante el proceso de 24 horas. Al duplicar el valor de energía consumida, obtenemos una representación fiel del gasto energético conjunto, lo cual es crucial para una evaluación económica exacta del costo total asociado al uso de ambas máquinas en simultáneo en el área de añejado. Este dato permitirá, además, comparar los costos de consumo y optimizar el uso de recursos energéticos para el proceso de añejamiento:

$$\text{Energía total consumida por ciclo} = 410,975 \text{ kWh} \times 2$$

$$\text{Energía total consumida por ciclo} = 821,95 \text{ kWh}$$

Para determinar el costo total del consumo energético mensual de las añejadoras eléctricas que funcionan con resistencias, es necesario efectuar un último paso de cálculo. Este consiste en tomar el resultado previamente obtenido, que representa el consumo energético mensual expresado en kilowatts-hora (kWh), y multiplicarlo por el costo unitario del kilowatt-hora establecido por la compañía eléctrica en la región donde se encuentra operando el equipo. Esta multiplicación nos permitirá convertir las unidades de energía consumida en su equivalente monetario, obteniendo así el importe final que

representará el gasto económico asociado al funcionamiento de las añejadoras eléctricas durante el período mensual analizado:

**Costo total mensual** = (Energía consumida × #ciclos al mes) × costo en kWh

$$\text{Costo total mensual} = (810,975 \text{ kWh} \times 31) \times \frac{872\,877,07 \text{ kWh}}{437\,088,76}$$

$$\text{Costo total mensual} = S/. 50\,205,65$$

El análisis económico comparativo continúa con la determinación del costo total mensual del consumo energético en las añejadoras de arroz que emplean resistencias eléctricas. Una vez establecido este valor base, procederemos a calcular el costo energético resultante al implementar la modificación propuesta, que consiste en la sustitución de las resistencias eléctricas por un sistema de intercambiador de calor. Para obtener este nuevo costo energético, es necesario realizar un cálculo integral que considere el consumo energético de todos los componentes involucrados en el proceso.

El GLP consumido durante un ciclo de añejado en promedio es de 60 kg ( $1\frac{1}{4}$  galón) [15]. A continuación, se procederá a calcular la energía total consumida por ciclo:

$$\text{Energía consumida por ciclo} = (180\text{kWh} + 0,275\text{kWh} + 13,2\text{kWh} + 1,5\text{kWh}) \times 2$$

$$\text{Energía consumida por ciclo} = 389,95 \text{ kWh}$$

A continuación, se procederá a efectuar el cálculo del costo total correspondiente al consumo de Gas Licuado de Petróleo (GLP) durante el período de un mes. Este análisis es fundamental para determinar el impacto económico que representa el uso de este combustible en el proceso de añejamiento del arroz. Para realizar este cálculo, se tomarán en consideración variables como el consumo promedio de GLP por ciclo de añejado, el número de ciclos realizados durante un mes, y el precio vigente del GLP en el mercado local. La determinación de este costo mensual permitirá evaluar la eficiencia económica del sistema de intercambiador de calor en comparación con el sistema tradicional de resistencias eléctricas, ver Anexo 11:

$$\text{Costo total GLP} = (\text{Galones consumidos} \times \text{\#ciclos al mes}) \times \text{costo en S/}$$

$$\text{Costo total GLP} = \left(1\frac{1}{4} \times 31\right) \times S/. 210$$

$$\text{Costo total GLP} = S/. 8\,137,5$$

Para la determinación del costo total que implica el proceso de añejamiento del arroz durante un período mensual utilizando Gas Licuado de Petróleo (GLP), es necesario realizar una suma comprehensiva de dos componentes principales: por un lado, el costo asociado a la energía eléctrica consumida por ciclo de añejamiento, que incluye el funcionamiento de todos los elementos electromecánicos del sistema, y por otro lado, el costo total mensual derivado del consumo de GLP. Esta suma nos proporcionará una visión integral y precisa de los gastos operativos totales que implica el funcionamiento del sistema de añejamiento con intercambiador de calor durante un mes completo de operación:

$$\text{Costo total mensual} = (389,95 \text{ kWh} \times 31) \times \frac{872\,877,07 \text{ kWh}}{437\,088,76} + (S/. 8\,137,5 \times 2)$$

$$\text{Costo total mensual} = S/. 40\,415,94$$

Para culminar este análisis económico comparativo, se procederá a calcular la diferencia monetaria existente entre los dos sistemas evaluados para el proceso de añejamiento del arroz. Esta diferencia se obtiene mediante la sustracción entre el costo total de energía del sistema que emplea resistencias eléctricas y el costo total del sistema que utiliza Gas Licuado de Petróleo (GLP) con intercambiador de calor. Este cálculo diferencial es de vital importancia, ya que nos permitirá cuantificar de manera precisa el ahorro o incremento en los costos operativos que representa la implementación del nuevo sistema con GLP en comparación con el método tradicional de resistencias eléctricas:

$$\text{Ahorro de energía en S/.} = S/. 50\,205,65 - S/. 40\,415,94$$

$$\text{Ahorro de energía en S/.} = S/. 9\,789,71$$

El análisis económico realizado para evaluar el costo de consumo energético en el área de añejado de arroz nos ofrece resultados significativos que destacan la eficiencia del sistema de intercambiador de calor utilizando GLP en comparación con el uso de resistencias eléctricas. Al calcular los costos mensuales de operación, encontramos que el sistema tradicional de resistencias eléctricas genera un gasto mensual de S/. 50 205,65.

Sin embargo, al implementar el sistema de intercambiador de calor con GLP, este costo se reduce a S/. 40 415,94.

La diferencia entre ambos sistemas refleja un ahorro sustancial de S/. 9 789,71 mensuales, lo cual representa una reducción en los costos operativos de aproximadamente un 19,5%. Este ahorro no solo optimiza el presupuesto operativo, sino que también sugiere una alternativa más económica y sostenible a largo plazo para el proceso de añejamiento, disminuyendo la dependencia del consumo eléctrico en favor de un combustible más rentable y, posiblemente, con menor impacto ambiental. La implementación del sistema de intercambiador de calor utilizando GLP aparece, por lo tanto, como una solución prometedora para mejorar la eficiencia y reducir los costos en el área de añejado de arroz.

## Conclusiones

El análisis del estado de operación y consumo energético evidenció altos costos asociados al uso de hornos eléctricos en las máquinas añejadoras. Se identificaron variaciones significativas en el consumo energético mensual y la correlación directa entre la carga operativa y los costos, sentando una base sólida para justificar el uso de un intercambiador de calor con GLP como alternativa eficiente.

Los criterios técnicos y especificaciones fueron definidos mediante una matriz morfológica, seleccionando materiales como acero inoxidable para la tubería y un diseño con flujo cruzado. Esto permitió desarrollar una configuración óptima en términos de transferencia térmica y resistencia a condiciones operativas.

Se logró diseñar un intercambiador de calor detallado en SolidWorks, integrando las especificaciones técnicas y parámetros definidos previamente. Este diseño incluye características que optimizan la transferencia de calor y aseguran su adaptabilidad a las máquinas añejadoras actuales.

El análisis del rendimiento térmico mostró una alta eficiencia del intercambiador de calor, validando su capacidad para satisfacer las demandas operativas y reducir significativamente el consumo eléctrico, sin necesidad de simulaciones CFD.

El análisis económico concluyó que la implementación del intercambiador de calor con GLP tiene un impacto positivo en la reducción de costos energéticos. Se demostró que esta solución es financieramente viable y reduce la dependencia del sistema eléctrico tradicional, contribuyendo a la competitividad del proceso industrial.

## **Recomendaciones**

Implementar un sistema de monitoreo continuo del consumo energético para identificar periodos de alta demanda y optimizar el uso de las máquinas aÑejadoras.

Realizar ajustes periódicos en los parámetros operativos del intercambiador, como el flujo de aire y la relación aire-combustible, para mantener una alta eficiencia durante su vida útil.

Capacitar al personal del Molino Naya Perú S.A.C. en la operación y mantenimiento del intercambiador de calor, asegurando su correcto funcionamiento y prolongando su vida útil.

Establecer un programa de evaluación periódica de las emisiones asociadas al uso del GLP, buscando minimizar el impacto ambiental.

## Referencias

- Alcantara Huamán, Danilo Jose. *Estudio de eficiencia energética para reducir la facturación por consumo de energía eléctrica en el Molino El Lirio S.A.C. ubicado en la prolongación Grau y evitamiento en La Victoria, provincia de Chiclayo-Lambayeque*. Lambayeque: Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo, 2021.
- Bergadá Graño, Josep M. *Mecánica de fluidos*. Catalunya: Edicions UPC, 2006.
- Cholán Rodríguez, Mario Enrique. *Diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubos para mejorar la capacidad de producción de emulsión en planta Famesa Explosivos, Salaverry - La Libertad*. Trujillo: Universidad César Vallejos, 2020.
- Chuqui Portero, Sandro Michael, y Luis Gonzalo Díaz Salazar. *Diseño y simulación mediante CFD de un intercambiador de calor para el calentamiento del aire interior en un depósito de 3 m<sup>3</sup> que contiene miel de abeja*. Quito: Universidad Politécnica Salesiana, 2022.
- Del Valle Sequeiros, Gabriel Josias. *Diseño de un horno con intercambiador de calor para un sistema de secado de grano utilizando la cascarilla de arroz como materia prima en el molino "El Misti"*. Chiclayo: Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo, 2020.
- Harto, Tanujaya, y Riza Abrar. *Simulation ans study of shell and tube type heat exchangers*. Indonesia: IOP SCIENCE, 2020.
- Industrias Horst Cia Ltda. *INDUHORST*. s.f. <https://www.induhorst.com/> (último acceso: 24 de Abril de 2024).
- Kishorbhai Patel, Anand. *Advancements in heat exchanger desing fos waste heatt recovery in industrial processes*. Gujarat: World Journal of Advanced Research and Reviews, 2023.
- Labat, Jacobo Canzón. *Diseño y cálculo de un intercambiador de calor*. Cantabria: Universidad de Cantabria, 2018.
- Mejía Burga, Eliana. *Efecto de la Temperatura y el Tiempo en el Proceso de Añejamiento Artificial de Arroz, Sobre Sus Características Fisicoquímicas*. Lambayeque: Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo, 2019.
- Portiarroz S.A. *Portiarroz*. 2023. <https://portiarroz.com.ec/caracteristicas-arroz-viejo/> (último acceso: 24 de Abril de 2024).
- Quingatuña Gallardo, Jaime René, y Kleber Renato Sigcha Cunalata. *Diseño y construcción de un prototipo para el envejecimiento de arroz con capacidad de 40 Kg/día*. Quito: Universidad Politécnica Salesiana, 2013.

Sanabria Alvarino, Sebastián Andrés. *Diseño en EES de un intercambiador de calor pirotubular para un horno panelero*. Bogotá: Universidad de los Andes, 2020.

SOLGAS. *Ficha Técnica - Balones de 45 kg*. Lima: SOLGAS, s.f.

## Anexos

## Anexo 1: Características del GLP (60% propano y 40% butano)

CARACTERÍSTICAS	PROPANO (60%)	BUTANO (40%)	CÁLCULO	GLP
Peso molecular promedio	44,1	58,12	$(0,60 \times 44,1) + (0,40 \times 58,12)$	50,28 $W/m_K$
Densidad del gas (25 °C, 1 atm)	1,87	2,48	$(0,60 \times 1,87) + (0,40 \times 2,48)$	2,12 $kg/m^3$
Calor específico ( $C_p$ )	1,67	1,68	$(0,60 \times 1,67) + (0,40 \times 1,68)$	1,67 $kJ/kg_K$
Poder calorífico superior	50,4	49,5	$(0,60 \times 50,4) + (0,40 \times 49,5)$	50,04 $MJ/kg$
Poder calorífico inferior	46,35	45,76	$(0,60 \times 46,35) + (0,40 \times 45,76)$	46,11 $MJ/kg$
Temperatura de autoignición	470	405	$(0,60 \times 470) + (0,40 \times 405)$	444 °C
Conductividad térmica	0,0177	0,0165	$(0,60 \times 0,0177) + (0,40 \times 0,0165)$	0,0172 $W/m_K$
Viscosidad (25 °C, 1 atm)	8,08	7,65	$(0,60 \times 8,08) + (0,40 \times 7,65)$	7,89 $\mu Pa_s$

Anexo 2: Recibo de luz del Molino Naya mes de Marzo 2023

Recibo N° F090-00002293

Lambayeque/Lambayeque

Recibo por Consumo del 01/03/2023 al 31/03/2023



Ensa



Marzo-2023

CÓDIGO 27512705

Cliente	NAYA PERÚ E.I.R.L		
R.U.C.	20605393498		
Dirección	C.P.M LAMBAYEQUE Cr PANAMERICANA NORTE KM.0779 0000 - Lambayeque,		
Referencia	JUAN C. RENGIFO RUIZ -gerente		
Ruta	6630-61139-1280		
Tarifa	MT1	Serie Medidor	00000002885745 - Electrón.
Medición	Media Tension	N° Hilo Medidor	4
Tensión y SED	10 kV / E-200887	Modalidad	Potencia Variable
Stat. Eléctrico	S201 Chiclayo (ST2)	Inicio Contrato	02/12/2021
Tipo Suministro	Trifásica-Aérea(CS.4)	Término Contrato	16/01/2022

Promedio Máxima Demanda		Potencia Contratada	
Fuera Punta	Punta	Fuera Punta	Punta
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Calificación		No Aplica	
		Horas/Punta	

Magnitud Leída	Lectura Anterior	Lectura Actual	Diferencia	Demanda	Concepto	Consumo	Precio Unitario	Total
Energía Activa Total (kWh)	0.0000	0.0000	0.0000	66,746.9000	Generación-Potencia en Hp	46.3600	24.0118	1113.27
Energía Activa Hora Punta (kWh)	0.0000	0.0000	0.0000	5,141.5900	Gener-Energía Activa Fp	61805.3100	0.1494	9205.07
Energía Activa Fuera Punta (kWh)	0.0000	0.0000	0.0000	61,605.3100	Gener-Energía Activa Hp	5141.5900	0.1494	768.26
Energía Reactiva (kVArh)	0.0000	0.0000	0.0000	48,876.7000	Cargo mensual de Comercialización	414.1900	1.3965	578.42
Potencia Hora Punta (kW)	0.0000	0.0000	0.0000	96.3300	Energía Reactiva Inductiva	28852.6300	0.0496	1431.09
Potencia Fuera Punta (kW)	0.0000	0.0000	0.0000	414.1900	Peaje de Conexión Sistema Principal	46.3600	38.8145	1799.58
Factor Calificación : No Aplica					Cargo Fijo		12.9000	12.90
Fac.Medic. 272.7270					Cargo por Reposición y Mantenimiento de la Conexión			20.26
					Pot. Uso Redes Distrib. HP	151.8800	17.9500	2726.28
					Exc. Pot. Uso Redes Dist. FP	273.7400	19.1700	5247.53
					Peaje Transmisión Secundaria	66746.9000	0.0311	2075.00
					Alumbrado Público ( Alícuota : S/ 0.5748)			1065.90
					Intente Compensatorio	1.0000	135.4255	135.43
					Ajuste Tarifario	1.0000	133.5800	133.58
					SUB TOTAL			26252.57
					Imp. Grat. a las Ventas			4725.46
					Ajuste FISE	1.0000	10.4200	10.42
					FISE - Ley 28652	1.0000	873.0494	873.05
					Aporte Ley No. 28749	1.0000	660.7943	660.79
					<b>TOTAL RECIBO DE MARZO-2023</b>			<b>32522.29</b>

Importe 2 Últimos Meses Facturados	
Ene - 2023 S/ 61728.04	Feb - 2023 S/ 61732.43

HISTORICO DE CONSUMOS Y DEMANDAS												
	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ag	Sep	Oct	Nov	Dic	Ene	Feb
EAFP kWh	4884	8288	12728	10862	10862	8793	7884	8223	7828	7884	7884	7884
EAFP kWh	678	7211	865	11828	688	628	7611	728	728	628	712	6817
PHP kWh	384.900	424.900	487.200	487.700	424.800	449.600	428.900	383.700	424.800	383.700	413.400	427.000
PHP kW	110.840	126.120	184.700	247.840	174.100	110.400	120.800	142.170	127.810	123.710	161.980	113.080

<b>Emisión</b>	<b>11/04/2023</b>	<b>Vencimiento</b>	<b>24/04/2023</b>	<b>TOTAL</b>	<b>S/*****32,522.29</b>
----------------	-------------------	--------------------	-------------------	--------------	-------------------------

Su AMT es : A2086 - LS104 de SE de Potencia : LAMBAYEQUE SUR

Son : TREINTA Y DOS MIL QUINIENTOS VEINTIDOS Y 29/100 SOLES  
 (\*) El importe en letras hace referencia al total del recibo del mes de Marzo-2023 Comprobante emitido según RS-007-99 SUNAT Cap. I, Art. 4, Inciso 6.1.d.

Si realiza el pago vía transferencia bancaria debe enviar un correo a: [pagosensa@distriluz.com.pe](mailto:pagosensa@distriluz.com.pe)  
 Revise el estado de cuenta de su recibo en: <https://servicios.distriluz.com.pe/OficinaVirtualConsulta/Consultas/Consultas/ConsultaMIRecibo/>

Facturación: **Marzo-2023**

NAYA PERÚ E.I.R.L

Suministro 27512705

Dirección C.P.M LAMBAYEQUE Cr

Ruta 6630-61139-1280

Emisión 11/04/2023

Vencimiento 24/04/2023

Recibo N° 90-00002293

Lambayeque/Lambayeque

**TOTAL A PAGAR S/ \*\*\*\*\*32,522.29**



Anexo 3: Recibo de luz del Molino Naya mes de agosto 2023



Recibo N° S90-00002606

Lambayeque/Lambayeque

Recibo por Consumo del 01/08/2023 al 31/08/2023

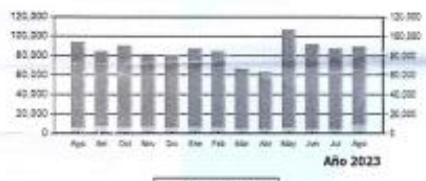
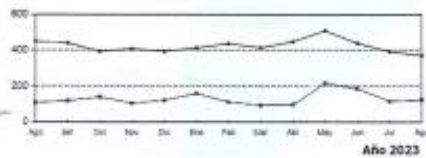
Ciente	NAYA PERÚ E.I.R.L.		
R.U.C.	20605393498		
Dirección	C.P.M LAMBAYEQUE Cr PANAMERICANA NORTE KM.0779 0000		
Referencia	JUAN C. RENGIFO RUIZ -ge		
Ruta	6630-61139-1280		
Tarifa	MT1	Serie Medidor	000000002885745 - Electrón.
Medición	Media Tension	N° Hilos Medidor	4
Tensión y SED	10 kv / E-200887	Modalidad	Potencia Variable
Sist. Eléctrico	S201 Chiclayo (ST2)	Inicio Contrato	02/12/2021
Tipo Suministro	Trifásica-Áerea(C5.4)	Termino Contrato	16/01/2022

Agosto-2023

CÓDIGO 27512705

Promedio	Máxima Demanda	Potencia Contratada	
Fuera Punta	Punta	Fuera Punta	Punta
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Calificación	No Aplica	HorasPunta 0	

Magnitud Leida	Lectura Anterior	Lectura Actual	Diferencia	Demanda	Concepto	Consumo	Precio Unitario	Total
Energía Activa Total (kWh)	0.0000	0.0000	0.0000	89.053.2300	Generación-Potencia en Hp	89.0000	23.4152	1615.05
Energía Activa Hora Punta (kWh)	0.0000	0.0000	0.0000	9.179.2600	Gener-Energía Activa Fp	19873.9600	0.1474	11777.20
Energía Activa Fuera Punta (kWh)	0.0000	0.0000	0.0000	79.873.9600	Gener-Energía Activa Hp	9179.3600	0.1474	1353.46
Energía Reactiva (kVarh)	0.0000	0.0000	0.0000	39.299.8300	Cargo mensual de Comercialización	370.4700	1.3720	509.30
Potencia Hora Punta (kW)	0.0000	0.0000	0.0000	126.7600	Energía Reactiva Industrial	12583.8600	0.0462	581.37
Potencia Fuera Punta (kW)	0.0000	0.0000	0.0000	370.4700	Pago Conexión Sistema Principal	89.0000	37.0592	2557.08
Factor Calificación : No Aplica		Fac.Medic. 272.7279		Carga Fijo			12.5100	12.51
				Carga por Reposición y Mantenimiento				20.00
				Pot. Uso Redes Distrib. HP		201.9100	16.8400	3400.23
				Exo. Pot. Uso Redes Dist. FP		276.8300	17.9900	4982.20
				Pago Transmisión Secundaria		89053.2300	0.0277	2465.94
				Alumbrado Público (Alcudia : S/ 0.5943)				1188.60
				Interés Compensatorio		1.0000	83.9238	83.92
				SUB TOTAL				30544.46
				Imp. Gral. a las Ventas				5498.00
				FISE - Ley 29662		1.0000	786.5181	786.52
				Aporte Ley Nro. 28749		0.0000	89053.2300	0.0099
				TOTAL RECIBO DE AGOSTO-2023				37710.61



Importe 2 Últimos Meses Facturados  
Jun - 2023 S/ 39486.10 Jul - 2023 S/ 38786.93

HISTORICO DE CONSUMOS Y DEMANDAS

	Apr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago
DHP kWh	6700	5840	6200	1030	7310	7420	7300	6900	6077	12070	8610	8200	7870				
DHP kWh	394	731	732	736	632	732	667	612	470	826	819	860	919				
RFP kWh	48960	59160	59760	49160	50760	41030	47360	44100	47660	59660	49320	50270	57470				
RFP kWh	13400	12000	14170	17100	12730	11300	10500	9700	8100	24100	16300	14300	18100				

Emisión 06/09/2023 Vencimiento 25/09/2023 TOTAL S/\*\*\*\*\*37,710.61

Su AMT es : A2086 - L5104 de SE de Potencia : LAMBAYEQUE SUR

Son : TREINTA Y SIETE MIL SETECIENTOS DIEZ Y 61/100 SOLES  
 (\*) El importe en letras hace referencia al total del recibo del mes de Agosto-2023 Comprobante emitido según RS-007-09-SUNAT Cap. I Art. 4, inciso 6.1 d.  
 Si realiza el pago via transferencia bancaria debe enviar un correo a: [pagosensa@distriuz.com.pe](mailto:pagosensa@distriuz.com.pe) Revise el estado de cuenta de su recibo en: <https://servicios.distriuz.com.pe/OficinaVirtual/Consulta/Consultas/Consultas/ConsultaMIRecibo/>  
 LAMBA I - RUTA05 - Letrero: Agroindustria Juanito

Ensa R.U.C. 2008312760  
 Facturación: Agosto-2023  
 NAYA PERÚ E.I.R.L.  
 Suministro 27512705  
 Dirección C.P.M LAMBAYEQUE Cr  
 Ruta 6630-61139-1280  
 Emisión 06/09/2023  
 Vencimiento 25/09/2023

Recibo N° S90-00002606  
 Lambayeque/Lambayeque  
**TOTAL A PAGAR S/ \*\*\*\*\*37,710.61**



Anexo 4: Recibo de luz del Molino Naya mes de noviembre 2023

Recibo N° F090-00002795

Lambayeque/Lambayeque

Recibo por Consumo del 01/11/2023 al 30/11/2023



Ensa



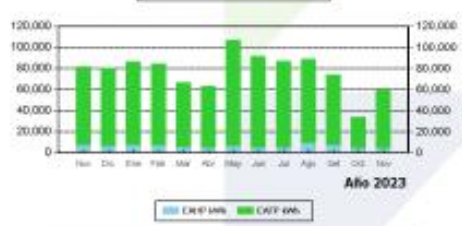
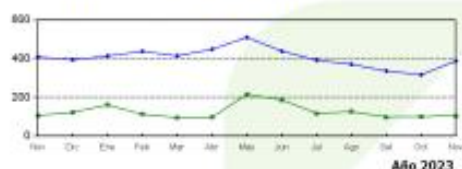
Noviembre-2023

CÓDIGO 27512705

Ciente	NAYA PERÚ E.I.R.L.		
R.U.C.	20605393498		
Dirección	C.P.M LAMBAYEQUE Cr PANAMERICANA NORTE KM.0779 0000 - Lambayeque,		
Referencia	JUAN C. RENGIFO RUIZ -gerente		
Ruta	6630-61139-1280		
Tarifa	MT1	Serie Medidor	00000002885745 - Electrón.
Medición	Media Tension	N° Hilos Medidor	4
Tensión y SED	10 kV / E-200887	Modalidad	Potencia Variable
Sist. Eléctrico	S201 Chiclayo (ST2)	Inicio Contrato	02/12/2021
Tipo Suministro	Trifásica-Aérea(C5.4)	Termino Contrato	16/01/2022

Promedio Máxima Demanda		Potencia Contratada	
Fuera Punta	Punta	Fuera Punta	Punta
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Calificación	No Aplica	HorasPunta	0

Magnitud Leida	Lectura Anterior	Lectura Actual	Diferencia	Demanda	Concepto	Consumo	Precio Unitario	Total
Energía Activa Total (kWh)	0.0000	0.0000	0.0000	59,654.4700	Generación-Potencia en Hp	50.7600	23.3367	1185.18
Energía Activa Hora Punta (kWh)	0.0000	0.0000	0.0000	4,133.6500	Gene-Energía Activa Fp	55520.8200	0.1510	8385.31
Energía Activa Fuera Punta (kWh)	0.0000	0.0000	0.0000	55,520.8200	Gene-Energía Activa Hp	4133.6500	0.1510	624.31
Energía Reactiva (kVArh)	0.0000	0.0000	0.0000	35,485.3100	Cargo mensual de Comercialización	387.6300	1.3889	537.59
Potencia Hora Punta (kW)	0.0000	0.0000	0.0000	104.2100	Energía Reactiva Inductiva	17586.9700	0.0494	868.90
Potencia Fuera Punta (kW)	0.0000	0.0000	0.0000	387.6300	Pesaje de Conexión Sistema Principal	50.7600	35.7253	1814.20
Factor Calificación : No Aplica					Cargo Fijo		11.3900	11.39
Fac.Medic. 272.7270					Cargo por Reposición y Mantenimiento de la Conexión			22.60
					Pot.Usa Redes Distrib.HP	157.2100	19.3800	3046.80
					Exc.Pot.Usa Redes Dist.FP	258.1200	19.7400	5095.34
					Pesaje Transmisión Secundaria	59654.4700	0.0272	1624.41
					Alumbrado Público ( Alícuota : S/ 0.9638)			986.65
					Interés Compensatorio	1.0000	41.7751	41.78
					SUB TOTAL			24244.48
					Imp. Gral. a las Ventas			4364.00
					FISE - Ley 29652	1.0000	802.7487	802.75
					Aporte Ley No. 29749	59654.4700	0.0099	590.58
					<b>TOTAL RECIBO DE NOVIEMBRE-2023</b>			<b>29801.79</b>



Importe 2 últimos Meses Facturados	
Sep - 2023 S/ 30,407.93	Oct - 2023 S/ 22959.31

HISTORICO DE CONSUMOS Y DEMANDAS												
	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct
LRF kWh	7095	7264	7669	7565	6765	6977	12009	6676	8294	7697	6885	2698
CMT kWh	7095	6367	7122	6817	6142	4793	6528	4878	6862	6179	7114	4102
FPF kW	488.4886	393.7620	473.4300	427.6500	474.1800	447.8600	609.8600	458.3000	393.3700	379.6700	238.2700	316.6600
PHP kW	107.6100	123.7100	101.6800	113.8600	98.2000	98.8600	216.3600	107.9000	118.2600	128.7600	98.8600	101.7000

<b>Emisión</b>	<b>06/12/2023</b>	<b>Vencimiento</b>	<b>25/12/2023</b>	<b>TOTAL</b>	<b>S/*****29,801.79</b>
----------------	-------------------	--------------------	-------------------	--------------	-------------------------

Su AMT es : A2086 - L5104 de SE de Potencia : LAMBAYEQUE SUR

Son : VEINTINUEVE MIL OCHOCIENTOS UNO Y 79/100 SOLES

(\*) El importe en letras hace referencia al total del recibo del mes de Noviembre-2023 Comprobante emitido según RS-007-99 SUNAT Cap. I Art. 4, Inciso 5.1.d.

Si realiza el pago via transferencia bancaria debe enviar un correo a: pagosensa@distriluz.com.pe  
 Revise el estado de cuenta de su recibo en:  
<https://servicios.distriluz.com.pe/OficinaVirtualConsulta/Consultas/Consultas/ConsultaMiRecibo/>

Facturación: **Noviembre-2023**

NAYA PERÚ E.I.R.L.

Suministro Ensa 27512705

Dirección C.P.M LAMBAYEQUE Cr

Ruta 6630-61139-1280

Emisión 06/12/2023

Vencimiento 25/12/2023

Recibo N° 90-00002795

Lambayeque/Lambayeque

**TOTAL A PAGAR S/ \*\*\*\*\*29,801.79**



## Anexo 5: Características del tubo cuadrado de acero inoxidable ASTM A554

# TUBO CUADRADO Y RECTANGULAR DE ACERO INOXIDABLE ASTM A554



### TUBO CUADRADO Y RECTANGULAR ACERO INOXIDABLE A554

Los tubos cuadrado y rectangular inoxidable son de calidad 304/304L tienen por fuera y por dentro esquinas redondeadas con una soldadura interior. Son ideales para todas las aplicaciones estructurales y ornamentales donde se requiera una mayor fuerza y resistencia a la corrosión. Son ampliamente utilizados para todo tipo de proyectos de fabricación que está expuesto a elementos como químicos, agua fresca y ácida, y los ambientes salinos.

Especificaciones: ASTM A554

Fácil de soldar, cortar, dar forma y maquinar.

Longitud 6 metros. Pulido grado 180.

Propiedades Mecánicas	Carga de rotura, mín.	75000 PSI
	Límite elástico, mín.	30000 PSI
	Dureza máxima Brinell	170

### TUBO CUADRADO A554

Dimensiones		Espesor		Peso Teórico	
mm	In	mm	Kg/m	Kg (6m)	
12.7 x 12.7	1/2" x 1/2"	1.2	0.44	2.64	
		1.5	0.55	3.3	
19 x 19	3/4" x 3/4"	1.2	0.71	4.26	
		1.5	0.88	5.28	
25.4 x 25.4	1" x 1"	1.0	0.77	4.62	
		1.2	0.97	5.82	
		1.5	1.10	6.6	
		1.5	1.47	8.82	
31.8 x 31.8	1 1/4" x 1 1/4"	1.2	1.37	8.22	
		1.5	1.75	10.5	
		2.0	2.16	13.0	
50.8 x 50.8	2" x 2"	1.5	2.32	13.92	
		2.0	3.08	18.48	
76.2 x 76.2	3" x 3"	1.5	3.54	21.26	
101.6 x 101.6	4" x 4"	2.0	6.25	37.5	

### TUBO RECTANGULAR A554

Dimensiones		Espesor		Peso Teórico	
mm	In	mm	Kg/m	Kg (6m)	
20 x 10	3/4" x 3/8"	1.0	0.30	1.80	
		1.2	0.35	2.10	
		1.5	0.44	2.64	
25 x 15	1" x 5/8"	1.2	0.72	4.32	
		1.5	0.90	5.40	
30 x 10	1 1/4" x 3/8"	1.2	0.71	4.26	
		1.5	0.90	5.40	
30 x 15	1 1/4" x 5/8"	1.2	0.82	4.92	
		1.5	0.76	4.56	
30 x 20	1 1/4" x 3/4"	1.2	0.92	5.52	
		1.5	1.14	6.84	
		2.0	1.49	8.94	
40 x 15	1 5/8" x 5/8"	1.2	1.01	6.06	
		1.5	1.25	7.50	
40 x 20	1 5/8" x 3/4"	1.2	1.10	6.60	
		1.5	1.37	8.22	
		2.0	1.84	11.04	
40 x 30	1 5/8" x 1 1/4"	1.5	1.61	9.66	
		2.0	2.13	12.78	
50 x 25	2" x 1"	1.2	1.41	8.46	
		1.5	1.75	10.50	
		2.0	2.31	13.86	
50 x 30	2" x 1 1/4"	1.5	1.85	11.10	
		3.0	3.61	21.66	
50 x 40	2" x 1 5/8"	3.0	4.08	24.48	
50 x 100	2" x 4"	2.0	4.89	29.34	
80 x 40	3 5/32" x 3 5/32"	1.5	2.75	16.50	

\* Equivalencias de conversión son aproximadas. Pesos referenciales por tubo de 6m.

\* Fotos y datos referenciales. No aceptamos responsabilidad por usos incorrectos o mal interpretaciones de estos datos.

## Anexo 6: Conductividad térmica del tubo ASTM A554

Propiedades físicas del tubo ASTM A554 tipo 304

Calificación	Coeficiente medio de expansión térmica ( $\mu\text{m/m/grad}$ )			Densidad ( $\text{kg/m}^3$ )	Módulo elástico (GPa)	Calor específico 0-100 grado ( $\text{J/kg.K}$ )	Conductividad térmica (W/mK)		Resistividad eléctrica ( $\text{n}\Omega\cdot\text{m}$ )
	0-100 grado	0-315 grado	0-538 grado				a 100 grados	a 500 grados	
TP304	17.2	17.8	18.4	8000	193	500	16.2	21.5	720

### Módulo cortante

## Anexo 7: Propiedades del aire a 25°C

Propiedades del aire a 1 atm de presión

Temp. T, °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
40	1.127	1007	0.02662	$2.346 \times 10^{-5}$	$1.918 \times 10^{-5}$	$1.702 \times 10^{-5}$	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	$2.416 \times 10^{-5}$	$1.941 \times 10^{-5}$	$1.750 \times 10^{-5}$	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	$2.487 \times 10^{-5}$	$1.963 \times 10^{-5}$	$1.798 \times 10^{-5}$	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	$2.632 \times 10^{-5}$	$2.008 \times 10^{-5}$	$1.896 \times 10^{-5}$	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	$2.780 \times 10^{-5}$	$2.052 \times 10^{-5}$	$1.995 \times 10^{-5}$	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	$2.931 \times 10^{-5}$	$2.096 \times 10^{-5}$	$2.097 \times 10^{-5}$	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	$3.086 \times 10^{-5}$	$2.139 \times 10^{-5}$	$2.201 \times 10^{-5}$	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	$3.243 \times 10^{-5}$	$2.181 \times 10^{-5}$	$2.306 \times 10^{-5}$	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	$3.565 \times 10^{-5}$	$2.264 \times 10^{-5}$	$2.522 \times 10^{-5}$	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	$3.898 \times 10^{-5}$	$2.345 \times 10^{-5}$	$2.745 \times 10^{-5}$	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	$4.241 \times 10^{-5}$	$2.420 \times 10^{-5}$	$2.975 \times 10^{-5}$	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	$4.593 \times 10^{-5}$	$2.504 \times 10^{-5}$	$3.212 \times 10^{-5}$	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	$4.954 \times 10^{-5}$	$2.577 \times 10^{-5}$	$3.455 \times 10^{-5}$	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	$5.890 \times 10^{-5}$	$2.760 \times 10^{-5}$	$4.091 \times 10^{-5}$	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	$6.871 \times 10^{-5}$	$2.934 \times 10^{-5}$	$4.765 \times 10^{-5}$	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	$7.892 \times 10^{-5}$	$3.101 \times 10^{-5}$	$5.475 \times 10^{-5}$	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	$8.951 \times 10^{-5}$	$3.261 \times 10^{-5}$	$6.219 \times 10^{-5}$	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	$1.004 \times 10^{-4}$	$3.415 \times 10^{-5}$	$6.997 \times 10^{-5}$	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	$1.117 \times 10^{-4}$	$3.563 \times 10^{-5}$	$7.806 \times 10^{-5}$	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	$1.352 \times 10^{-4}$	$3.846 \times 10^{-5}$	$9.515 \times 10^{-5}$	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	$1.598 \times 10^{-4}$	$4.111 \times 10^{-5}$	$1.133 \times 10^{-4}$	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	$1.855 \times 10^{-4}$	$4.362 \times 10^{-5}$	$1.326 \times 10^{-4}$	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	$2.122 \times 10^{-4}$	$4.600 \times 10^{-5}$	$1.529 \times 10^{-4}$	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	$2.398 \times 10^{-4}$	$4.826 \times 10^{-5}$	$1.741 \times 10^{-4}$	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	$3.908 \times 10^{-4}$	$5.817 \times 10^{-5}$	$2.922 \times 10^{-4}$	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	$5.664 \times 10^{-4}$	$6.630 \times 10^{-5}$	$4.270 \times 10^{-4}$	0.7539

Nota: Para gases ideales,  $c_p$ ,  $k$ ,  $\mu$  y Pr son independientes de la presión. Las propiedades  $\rho$ ,  $\nu$  y  $\alpha$  a una presión  $P$  distinta a 1 atm se determinan cuando se multiplican los valores de  $\rho$  a la temperatura dada por  $P$  (en atm) y cuando se dividen  $\nu$  y  $\alpha$  entre  $P$  (en atm).

Fuente: Datos generados a partir del Software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198, and Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena, y P. Hestermann, IFI/Plenum, NY, 1970. ISBN 0-306067020-8.

### Anexo 8: Capacidad calorífica del agua a 80°C

#### A.2.5 Capacidad calorífica del agua líquida a 101.325 kPa (1 atm)

Temperatura		Capacidad calorífica, $c_p$		Temperatura		Capacidad calorífica, $c_p$	
°C	K	cal/g · °C	kJ/kg · K	°C	K	cal/g · °C	kJ/kg · K
0	273.15	1.0080	4.220	50	323.15	0.9992	4.183
10	283.15	1.0019	4.195	60	333.15	1.0001	4.187
20	293.15	0.9995	4.185	70	343.15	1.0013	4.192
25	298.15	0.9989	4.182	80	353.15	1.0029	4.199
30	303.15	0.9987	4.181	90	363.15	1.0050	4.208
40	313.15	0.9987	4.181	100	373.15	1.0076	4.219

### Anexo 9: Presión de evaporación del propano y butano

Propane Butane Mixture - Evaporation Pressure

Liquid Mixture	Vapor Pressure (psig) (bar)					
	Propane (C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> ) (%)	100	70	50	30	0
	Butane (C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> ) (%)	0	30	50	70	100
Temperature (°F) (deg C)	-44	0	0	0	0	0
	-30	6.8	0	0	0	0
	-20	11.5	4.7	0	0	0
	-10	17.5	9	3.5	0	0
	0	24.5	15	7.6	2.3	0
	10	34	20.5	12.3	5.9	0
	20	42	28	17.8	10.2	0
	30	53	36.5	24.5	15.4	0
	40	65	46	32.4	21.5	3.1
	50	78	56	41	28.5	6.9
	60	93	68	50	36.5	11.5
	70	110	82	61	45	17
	80	128	96	74	54	23
	90	150	114	88	66	30
	100	177	134	104	79	38
110	204	158	122	93	47	

## Anexo 10: Características del GLP a utilizar



### DESCRIPCIÓN

Balón de gas licuado de petróleo (GLP) con capacidad de 45 kg dirigido a empresas y hogares con alto consumo energético. El GLP es una mezcla de hidrocarburos conformados principalmente por propano y butano, obtenidos del gas natural o gases de refinería; los cuales pueden ser almacenados y manipulados como líquidos por aplicación de una presión moderada a temperatura ambiente.



### DIMENSIONES Y PESO

**Diámetro**  
37 +/- 0.2 cm

**Peso balón vacío**  
35 +/- 2 kg

**Capacidad\***  
45 +/- 0.45 kg



**Altura**  
125 +/- 2 cm

**Peso total**  
80 +/- 2.45 kg

**Material**  
Acero

\*Según Decreto Supremo N° 01-04-EM



### ESPECIFICACIONES SEGÚN NORMA TÉCNICA

Características	Detalle
Propano	50% - 90%
Butano	50% - 10%
Punto de inflamación	-104 °C aprox.
Punto de ebullición	-42.0 °C a -0.51 °C
Presión de vapor a 37.8 °C	115.0 a 208.0 psig
Solubilidad en agua a 20 °C	Menos del 0.1%
Etil mercaptano (odorante)	14 - 20 ppm
Olor	El GLP deberá contener odorantes que permitan detectarlo en caso de fuga
Color	Gas incoloro a temperatura y presión ambiente

**Anexo 11:** Costo del GLP (45 kg)

## Resumen de Precios del Balón de Gas de Solgas

Si bien, la lista de precios que veremos en este artículo corresponden a la misma marca, sus precios varían dependiendo del tamaño del balón (3 kg, 5 kg, 10 kg, 15 kg y 45 kg) y la ubicación del establecimiento. Asimismo, al ser los precios del GLP definidos por el libre mercado, el precio final será definido por el proveedor final del producto.

↓ Producto	Precio Mínimo	Precio Máximo
Cilindros de 10 Kg de GLP	S/ 43,00	S/68,00
Cilindros de 15 Kg de GLP	S/ 57,50	S/105,00
Cilindros de 45 Kg de GLP	S/ 125,00	S/295,00