

Diseño en detalle y simulación de un sistema de refrigeración por compresión de vapor para el enfriamiento del mosto en la fabricación de cerveza artesanal.

Wilson Andrés Villamizar Santa y Daniel Francisco Basto Arenas

Trabajo de Grado para Optar el Título de Ingeniero Mecánico

Director

Yesid Javier Rueda Ordoñez

PhD en Ingeniería Química

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Físicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2025

**Tabla de Contenido**

	<b>Pág.</b>
Introducción .....	11
1. Objetivos.....	13
1.1 Objetivo General.....	13
1.2 Objetivos Específicos .....	13
2. Marco referencial .....	14
2.1 Estado del arte .....	14
2.2 Marco legal .....	15
2.2.1 ANSI/ASHRAE Standard 34-2013 (Designation and Safety Classification of Refrigerants) .....	15
2.2.2 ANSI/ASHRAE Standard 15-2013 (Safety Standard for Refrigeration Systems).....	16
2.2.3 Protocolo de Montreal .....	16
2.2.4 Resolución 4142 de 2012.....	17
2.2.5 Reglamento Técnico de Instalaciones Eléctricas (RETIE).....	18
3. Método .....	18
3.1 Desarrollo del modelo termodinámico .....	18
3.1.1 Cálculo de la razón de transferencia de calor .....	18
3.1.2 Selección del refrigerante .....	19
3.1.3 Cálculo del flujo másico del refrigerante.....	20
3.1.4 Selección del compresor .....	23
3.1.5 Selección de la valvula de expansión termostática.....	25
3.1.6 Modelo termodinámico del evaporador.....	25

3.1.7 Modelo termodinámico del condensador.....	36
3.2 Simulación de los modelos termodinámicos .....	47
4.2.1 Simulación del modelo del evaporador .....	48
4.2.2 Simulación del modelo del condensador .....	51
3.3 Dimensionamiento de los subsistemas .....	52
4.3.1 Dimensionamiento del evaporador .....	52
4.3.2 Dimensionamiento del condensador .....	53
4.3.3 Modelado 3D de los subsistemas.....	55
3.4 Análisis técnico económico .....	57
3.4.1 Identificación y Cuantificación de los Costos de Inversión .....	57
3.4.2 Identificación y Cuantificación de los Costos de operación.....	58
3.4.3 Comparativa del sistema propuesta frente a otros métodos de enfriamiento .....	58
4. Resultados.....	61
5. Conclusiones.....	64
Bibliografía .....	65
Apéndices.....	70

**Lista de Tablas**

	<b>Pág.</b>
<b>Tabla 1</b> Refrigerantes prohibidos hasta el año 2025 _____	17
<b>Tabla 2</b> Temperaturas y entalpías correspondientes a los puntos clave en el ciclo de refrigeración _____	24
<b>Tabla 3</b> Constantes empíricas utilizadas en la correlación de Kandlikar _____	31
<b>Tabla 4</b> Valores de $F_{fl}$ para diferentes fluidos _____	33
<b>Tabla 5</b> Cuantificación de los costos de inversión (CAPEX) _____	57
<b>Tabla 6</b> Cuantificación de los Costos de operación (OPEX) _____	58
<b>Tabla 7</b> Tabla comparativa entre sistemas de enfriamiento _____	60
<b>Tabla 8</b> Resultados correspondientes al evaporador _____	61
<b>Tabla 9</b> Dimensiones del condensador _____	61
<b>Tabla 10</b> Resultados correspondientes al condensador _____	62

**Lista de Figuras**

<b>Figura 1</b> Proceso térmico en la fabricación de cerveza artesanal _____	11
<b>Figura 2</b> Clasificación de los refrigerantes _____	15
<b>Figura 3</b> Límites de temperaturas del R290 _____	21
<b>Figura 4</b> Sistema de refrigeración propuesto _____	21
<b>Figura 5</b> Ciclo de refrigeración en un diagrama de mollier (Diagrama P-h) _____	22
<b>Figura 6</b> Compresor recíprocante hermético NST26RA 123F3537 _____	23
<b>Figura 7</b> Válvula de Expansión Termostática TU-5 068U3734 _____	25
<b>Figura 8</b> Patrones del flujo en un evaporador _____	30
<b>Figura 9</b> Efecto de la estratificación en tubos horizontales _____	32
<b>Figura 10</b> Disposición alineada del intercambiador de calor de tubos y aletas planas continuas	38
<b>Figura 11</b> Detalles geométricos del intercambiador de calor tubo-aleta con arreglo rectangular	42
<b>Figura 12</b> Acumulación de depósitos sobre las superficies de transferencia de calor _____	47
<b>Figura 13</b> Modelo 3D del evaporador _____	56
<b>Figura 14</b> Modelo 3D del condensador _____	56
<b>Figura 15</b> Disminución de la temperatura del mosto respecto al tiempo _____	63

**Lista de Apéndices**

<b>Apéndice A</b> Lista de refrigerantes.....	70
<b>Apéndice B</b> Requerimientos para la selección del refrigerante .....	71
<b>Apéndice C</b> Evaluación de refrigerantes candidatos mediante ponderación de puntajes asignados .....	73
<b>Apéndice D</b> Diagrama de Mollier para el R290 del ciclo de refrigeración.....	74
<b>Apéndice E</b> Procedimiento para la selección del compresor .....	75
<b>Apéndice F</b> Procedimiento para la selección de la válvula de expansión termostática .....	78
<b>Apéndice G</b> Tabla de equivalencias para tubería de acero inoxidable .....	79
<b>Apéndice H</b> Propiedades termofísicas del R290 a diferentes temperaturas.....	80
<b>Apéndice I</b> Tabla de equivalencias para tubería de cobre.....	81
<b>Apéndice J</b> Resistencias térmicas por ensuciamiento para el agua .....	82
<b>Apéndice K</b> Resistencias térmicas por ensuciamiento para fluidos industriales .....	83
<b>Apéndice L</b> Código utilizado para el primer tramo del evaporador .....	84
<b>Apéndice M</b> Código utilizado para el segundo tramo del evaporador.....	88
<b>Apéndice N</b> Iteraciones realizadas para obtener el coeficiente promedio en el tramo de ebullición .....	91
<b>Apéndice O</b> Planos del evaporador .....	92
<b>Apéndice P</b> Planos del condensador .....	93
<b>Apéndice Q</b> Planos de la válvula de expansión termostática.....	94
<b>Apéndice R</b> Planos del compresor .....	95
<b>Apéndice S</b> Cotización tubería de acero inoxidable.....	96
<b>Apéndice T</b> Tarifa de energía eléctrica vigente .....	97

### Glosario

Dimetilsulfuro (DMS): compuesto sulfurado generado como subproducto natural durante el malteado y la maceración. En la cerveza, su presencia suele ser indeseada, ya que puede percibirse fácilmente por la sensibilidad del ser humano, aportando aromas y sabores no deseados que afectan negativamente la calidad final de la bebida.

Efecto de estratificación: tendencia de ciertos elementos o sustancias a organizarse en capas dentro de un sistema, como resultado de diferencias en propiedades físicas, tales como la densidad o la temperatura.

Fuerzas gravitacionales: son las fuerzas que tienden a hacer que el flujo fluya hacia abajo debido a la gravedad.

Fuerzas inerciales: son las fuerzas que tienden a mantener el flujo en su estado actual, resistiéndose a los cambios en la velocidad o dirección.

Isomerización de los lúpulos: proceso químico en el que los alfa-ácidos del lúpulo se transforman en iso-alfa-ácidos durante el hervido del mosto. Este proceso depende de factores como la temperatura, el tiempo de cocción y de enfriado, los cuales influyen en el balance final entre amargor, sabor y aroma.

Mosto: es una solución acuosa que contiene azúcares fermentables, proteínas y nutrientes necesarios para la fermentación por parte de la levadura. Es el punto de partida crucial para la elaboración de la cerveza, ya que proporciona los ingredientes básicos que la levadura transformará en alcohol y dióxido de carbono durante la fermentación.

Número de Froude: número adimensional que relaciona las fuerzas inerciales con las gravitacionales en un flujo, usado para evaluar la importancia de la estratificación.

Potencial de Agotamiento del Ozono (ODP): es el indicador con el que cuentan los gases refrigerantes para medir el daño que pueden causarle a la capa de ozono, varía de cero a uno, donde el valor de uno se le atribuye al R-11, conocido como la sustancia más destructiva para la capa de ozono, y, mientras más cercano a cero sea este valor, menor el impacto.

Potencial de Calentamiento Global (GWP): indica el efecto de calentamiento a lo largo del tiempo que produce una liberación instantánea de un kilogramo de un gas de efecto invernadero, en comparación con el causado por el dióxido de carbono. Por estándar, el GWP del CO<sub>2</sub> es igual a uno. Como mayor el GWP de un refrigerante, mayor el impacto sobre el calentamiento global, es decir, un refrigerante más contaminante.

Suspensión de proteínas: fenómeno que ocurre durante el enfriado del mosto, cuando la disminución de la solubilidad de las proteínas provoca su coagulación y precipitación en forma de partículas insolubles suspendidas.

## Resumen

**Título:** Diseño en detalle y simulación de un sistema de refrigeración por compresión de vapor para el enfriamiento del mosto en la fabricación de cerveza artesanal.\*

**Autor:** Daniel Francisco Basto Arenas, Wilson Andrés Villamizar Santa.

**Palabras Clave:** *Refrigeración por compresión de vapor, enfriamiento de mosto, cerveza artesanal, transferencia de calor.*

**Descripción:** La elaboración de cerveza artesanal ha crecido significativamente, impulsando la necesidad de mejorar técnicas tradicionales mediante soluciones de ingeniería. Entre las etapas clave del proceso, el enfriamiento del mosto después del hervido es crucial para evitar problemas como la contaminación bacteriana, la formación de dimetilsulfuro (DMS) y la alteración del perfil sensorial del producto. Este proyecto tiene como objetivo diseñar un sistema de refrigeración por compresión de vapor para reducir el tiempo de enfriamiento del mosto en lotes de 20 litros, comunes en la producción artesanal. Tras el análisis de alternativas, se eligió un sistema que implementa como herramienta de transferencia de calor, un evaporador en forma de serpentín sumergido directamente en el mosto caliente. Se desarrolló un modelo termodinámico considerando parámetros asociados a las condiciones iniciales del mosto y un tiempo objetivo de enfriamiento. Posteriormente se realizó un proceso iterativo en el cual se realizó la simulación mediante herramientas informáticas para obtener los datos que permitieron el dimensionamiento y selección de los subsistemas encargados de cumplir con el requerimiento de la capacidad de enfriamiento. Finalmente, se efectuó un análisis técnico-económico que respalda la viabilidad de implementación del sistema propuesto en contextos reales y confirma que este proyecto representa una inversión estratégica para productores a pequeña escala. Los resultados obtenidos validan la pertinencia del diseño propuesto, evidencian su aplicabilidad en la elaboración de cerveza artesanal y demuestran que es posible mejorar el proceso de enfriamiento del mosto mediante un sistema de refrigeración por compresión de vapor. Este diseño busca minimizar los riesgos asociados al proceso térmico, conservar la calidad del producto final y ofrecer una solución práctica y adaptable para los maestros cerveceros.

---

\*Trabajo de Grado

### Abstract

**Title:** Detailed design and simulation of a vapor compression refrigeration system for wort cooling in craft beer production.\*

**Author:** Daniel Francisco Basto Arenas, Wilson Andrés Villamizar Santa.

**Key Words:** *Vapor compression refrigeration, wort cooling, craft beer, heat transfer.*

**Description:** The production of craft beer has grown significantly, driving the need to improve traditional techniques through engineering solutions. Among the key stages of the process, wort cooling after boiling is crucial to prevent issues such as bacterial contamination, dimethyl sulfide (DMS) formation, and alterations in the product's sensory profile. This project aims to design and simulate a vapor compression refrigeration system to reduce the cooling time of 20-liter batches of wort, which are common in craft production. After conducting an alternatives analysis, the selected system employs a coil-type evaporator immersed directly in the hot wort as the heat transfer tool. A thermodynamic model was developed considering parameters related to the initial conditions of the wort and a target cooling time. An iterative process was later performed, in which simulations were carried out using computational tools to obtain the parameters required for the sizing and selection of the subsystems responsible for meeting the cooling capacity demand. Finally, a technical and economic analysis supports the feasibility of implementing the proposed system in real contexts, confirming that this project represents a strategic investment for small-scale producers. The results validate the relevance of the proposed design, demonstrate its applicability in craft beer production, and show that it is possible to improve wort cooling through a vapor compression refrigeration system. This design seeks to minimize risks associated with the thermal process, preserve the quality of the final product, and provide a practical and adaptable solution for brewmasters.

---

\*Trabajo de Grado

Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director Yesid Rueda Ordoñez.

## Introducción

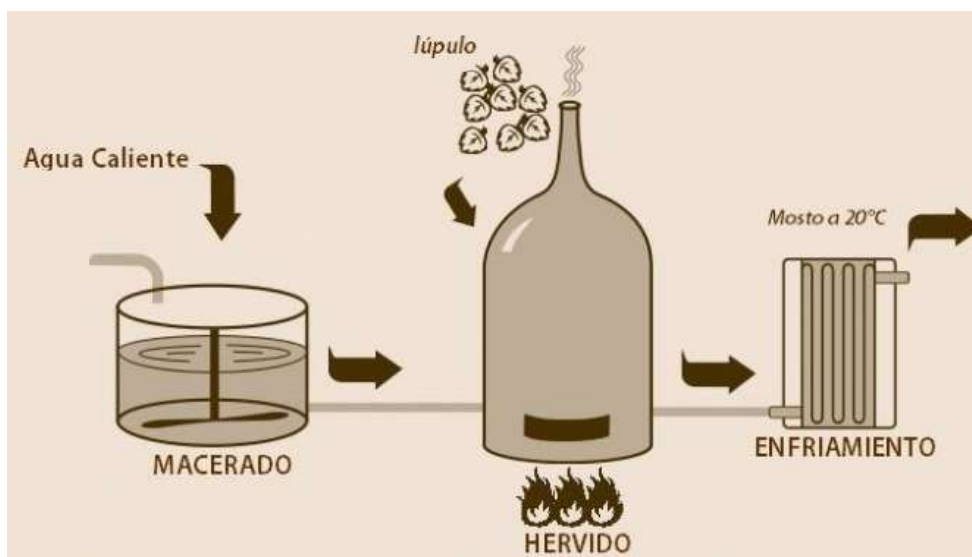
La industria cervecera en Colombia representa un sector de gran relevancia tanto en lo económico como en lo cultural. Esta actividad genera empleo, contribuye de manera significativa al Producto Interno Bruto (PIB), además de estar profundamente arraigada en la sociedad, donde la cerveza ocupa un papel central en festivales, celebraciones familiares y reuniones sociales (Durán, 2020).

En los últimos años, la elaboración de cerveza artesanal se ha popularizado debido al interés de las personas en la producción de bebidas con sabores y aromas únicos, diferenciados de los productos industriales. Adicionalmente, el acceso a kits de elaboración y la baja inversión necesaria, permiten incursionar en este tipo de producción fácilmente.

Esta bebida artesanal implica un proceso que se desglosa en cuatro etapas fundamentales para su producción: la molienda de los granos, el proceso térmico, la fermentación controlada y, finalmente, la etapa de maduración.

### Figura 1

*Proceso térmico en la fabricación de cerveza artesanal*



Nota. Adaptado de *¿Cómo se hace una cerveza artesanal?*, por Darwin Cerveza Artesanal, (2015), Descripción audiovisual de Facebook.

La figura 1 ilustra el proceso térmico el cual se compone de tres fases esenciales: el macerado, donde se inicia la extracción de los azúcares de la malta; el hervido, que desencadena reacciones químicas cruciales para el perfil de sabor; y el enfriamiento del mosto, etapa crítica que prepara el líquido para la fermentación.

El mosto de cerveza constituye la base de la bebida, y de su correcta preparación depende la calidad del producto final. No obstante, durante su enfriamiento surgen retos técnicos relevantes. Entre ellos se destacan la suspensión de proteínas que afecta la claridad y estabilidad de la cerveza, la contaminación bacteriana, la formación de dimetilsulfuro (DMS) y la isomerización de los lúpulos. El control de estos factores es crucial para lograr el equilibrio adecuado entre amargor, sabor y aroma de la cerveza.

De esta manera, resulta evidente la necesidad de optimizar esta etapa y reducir al menos en un 50% el tiempo de enfriado frente a métodos tradicionales.

Por todo lo abordado anteriormente, la pregunta de investigación es: **¿De qué manera afectaría la implementación de un sistema de enfriamiento en el proceso de elaboración de cerveza artesanal, para disminuir el tiempo de enfriado del mosto, en la mejora de la calidad, estabilidad y atributos sensoriales del producto final, mientras se minimizan los riesgos asociados con la contaminación, la formación de DMS, la suspensión de proteínas y la isomerización de los lúpulos?**

## 1. Objetivos

### 1.1 Objetivo General

Diseñar un sistema de refrigeración por compresión de vapor para enfriar el mosto en la producción de cerveza artesanal, en afinidad con la misión de la Universidad Industrial de Santander de ofrecer conocimientos y soluciones que satisfagan las diversas necesidades de la industria.

### 1.2 Objetivos Específicos

- Desarrollar el modelo termodinámico de los subsistemas presentes en un sistema de refrigeración por compresión de vapor, considerando factores como la temperatura inicial del mosto (98 °C), temperatura final del mosto (25 °C), volumen de control (20 L) y tiempo de enfriado (30 min).
- Simular el comportamiento del proceso de enfriamiento mediante herramientas informáticas, para identificar posibles problemas y realizar ajustes necesarios, validando así el diseño antes de su implementación física.
- Dimensionar los subsistemas en un sistema de refrigeración por compresión de vapor para garantizar la capacidad de enfriamiento de manera efectiva.
- Evaluar la viabilidad del sistema de enfriamiento enfocado a una eventual implementación mediante un análisis técnico-económico.

## 2. Marco referencial

### 2.1 Estado del arte

El proyecto titulado “Diseño de un intercambiador de calor de serpentín para el enfriamiento de acetona”, presentado por A. Pérez Sánchez et al. (2019), demuestra que el uso de intercambiadores de calor tipo serpentín, es una alternativa técnicamente viable en procesos de pequeña escala. Su configuración helicoidal optimiza la transferencia de calor en espacios reducidos, una condición habitual en la elaboración de cerveza artesanal. De esta manera, su implementación contribuye a mejorar el tiempo de enfriamiento en comparación a otros métodos empleados actualmente.

Por otra parte, Ariza Gamero y Florez Villamizar (2008) desarrollaron el proyecto llamado “Diseño y montaje de una maquina productora de hielo en bloque para demostracion del ciclo de refrigeracion aplicado en el laboratorio de refrigeracion y aire acondicionado”. Este proyecto proporciona una referencia concreta sobre la selección de componentes, el montaje del sistema y las pruebas operativas necesarias para validar el funcionamiento de un sistema térmico de pequeña escala. Además, refuerza la viabilidad del uso de un serpentín sumergido como evaporador, lo que permite extrapolar su aplicación a procesos donde, en lugar de congelar agua, se busca reducir la temperatura de un fluido como el mosto.

Finalmente, el “Diseño y construccion del prototipo de una maquina productora de hielo tubular” es una propuesta desarrollada por Caicedo Amaranto y Ardila Sierra (2011), cuyo prototipo permitió optimizar el ciclo de operación, haciendo viable su implementación tanto en el entorno educativo como en pequeñas aplicaciones comerciales. Si bien es cierto que el objetivo de los proyectos son distintos, se puede obtener información acerca de la selección, dimensionamiento y ejecución de las distintas tareas, necesaria para el diseño de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.

## 2.2 Marco legal

Los sistemas de refrigeración modernos deben adherirse a una serie de normativas nacionales e internacionales que regulan el diseño de estos sistemas, el uso de refrigerantes, la manipulación de materiales en contacto con alimentos y los criterios de seguridad industrial. A continuación, se describen las disposiciones legales y técnicas relevantes que sustentan el diseño del sistema de refrigeración propuesto.

### 2.2.1 ANSI/ASHRAE Standard 34-2013 (*Designation and Safety Classification of Refrigerants*)

La norma ASHRAE 34 (2013) establece un sistema para identificar y clasificar los refrigerantes utilizados en sistemas de refrigeración y aire acondicionado. Este sistema se refiere a los refrigerantes utilizando números y letras, en lugar de nombres químicos complejos. La figura 2 ilustra la clasificación de los refrigerantes de acuerdo a esta norma.

**Figura 2**

*Clasificación de los refrigerantes*

	Lower Toxicity	Higher Toxicity
No flame Propagation	A1: CFC, HCFC, most HFCs	B1: Seldom used
Lower Flammability	A2L: Most HFOs, R32	B2L: Ammonia
Flammable	A2: R152	B2: Seldom used
Higher Flammability	A3: Hydrocarbons	B3: no refrigerants

Nota. La figura presentada fue adaptada de *Refrigerantes A2L en refrigeración comercial*, por Danfoss, (2020).

El refrigerante R-290 se trata de un hidrocarburo, por tanto, se clasifica como A3 (baja toxicidad, alta inflamabilidad), lo que implica restricciones y medidas específicas de seguridad que han sido consideradas en el diseño del sistema.

### ***2.2.2 ANSI/ASHRAE Standard 15-2013 (Safety Standard for Refrigeration Systems).***

La norma ASHRAE 15 (2013) establece requisitos para proteger a las personas y la propiedad. Esta norma establece que los refrigerantes clasificados como A3 y B3 no deben emplearse debido a su alta inflamabilidad. No obstante, se contemplan excepciones que permiten su uso en ocupaciones industriales, es decir, en locales o áreas que no están abiertos al público y que se destinan a la fabricación, procesamiento o almacenamiento de productos químicos, alimentos, hielo, carne o petróleo, con acceso restringido únicamente a personal autorizado.

De esta manera se concluye que, pese a su clasificación, el R-290 puede implementarse en el sistema de refrigeración propuesto, siempre y cuando se cumpla rigurosamente con las disposiciones establecidas en las normas previamente mencionadas.

### ***2.2.3 Protocolo de Montreal***

Colombia es parte del Protocolo de Montreal desde la sanción de la ley 29 de 1992 (Congreso de Colombia) el cual ha promovido la eliminación progresiva de refrigerantes con alto Potencial de Agotamiento del Ozono (ODP) y Potencial de Calentamiento Global (GWP).

El ODP es el indicador con el que cuentan los gases refrigerantes para medir el daño que pueden causarle a la capa de ozono. Por su parte, el GWP indica el efecto de calentamiento a lo largo del tiempo que produce una liberación instantánea de un kilogramo de un refrigerante en comparación con el causado por el dióxido de carbono (Química Marcat, 2023).

Gracias a este tratado, se encuentran prohibidos varios refrigerantes que fueron utilizados ampliamente a nivel mundial como se presenta en la tabla 1. Esto evidencia el peligro para el medio ambiente que representan el uso de estas sustancias. Ante estas restricciones los refrigerantes naturales como los hidrocarburos (HC) se convierten en una gran alternativa, ya que estos no dañan la capa de ozono y se encuentran en abundancia en la naturaleza (Arnabat, 2024).

**Tabla 1***Refrigerantes prohibidos hasta el año 2025*

<i>Tipo de refrigerante</i>	<i>Ejemplo</i>	<i>Año de prohibición</i>	<i>Motivo (ODP/GWP)</i>
<i>CFC</i>	<i>R-12</i>	<i>1995</i>	<i>Alto ODP y GWP</i>
<i>HCFC</i>	<i>R-22</i>	<i>2010</i>	<i>Alto ODP y GWP</i>
<i>HFC</i>	<i>R-404A</i>	<i>2020</i>	<i>Alto GWP</i>
<i>HFC</i>	<i>R-134A</i>	<i>2022</i>	<i>Alto GWP</i>

El apéndice A presenta una lista de refrigerantes comunes con su información técnica relativa más relevante. En esta tabla se puede observar que el refrigerante R290 (propano), cuenta con bajo GWP y nulo ODP, y, en consecuencia, el uso de este refrigerante en el proyecto se alinea con estas disposiciones medioambientales y normativas.

#### **2.2.4 Resolución 4142 de 2012**

La Resolución 4142 (Ministerio de Salud y Protección Social, 2012) establece el reglamento técnico sobre los requisitos sanitarios que deben cumplir los materiales destinados a entrar en contacto con alimentos y bebidas para consumo humano en Colombia. Esta resolución especifica que el cobre solo podrá ser utilizado si está revestido íntegramente por una capa de oro, plata, o estaño técnicamente puros, mientras que el acero y sus aleaciones inoxidables están permitidos.

En conclusión, la elección del acero inoxidable para la fabricación del evaporador en este proyecto se justifica primordialmente por su conformidad con las normativas vigentes y por las superiores características de higiene y seguridad que ofrece respecto al cobre, garantizando la protección de los consumidores del producto procesado por el sistema de refrigeración propuesto.

### ***2.2.5 Reglamento Técnico de Instalaciones Eléctricas (RETIE)***

El RETIE es un documento técnico-legal de obligatorio cumplimiento en Colombia cuyo objetivo es establecer las medidas necesarias para minimizar los riesgos de origen eléctrico. La Resolución 40117 (Ministerio de Minas y Energías, 2024) establece que todo el esquema eléctrico asociado al sistema de refrigeración debe diseñarse en estricta conformidad con los requisitos técnicos del RETIE.

Adicionalmente, menciona que en una supuesta fase de implementación, la construcción y el montaje de la instalación eléctrica deben ser ejecutados por personal competente y, una vez finalizados, sean sometidos a la inspección y certificación por parte de un Organismo de Inspección Acreditado (OIA).

## **3. Método**

Este proyecto se desarrolló con base en la ejecución de cuatro etapas: Desarrollo del modelo termodinámico, simulación del comportamiento del proceso, dimensionamiento de los subsistemas y finalmente el análisis técnico económico cada una descrita a continuación.

### **3.1 Desarrollo del modelo termodinámico**

#### ***3.1.1 Cálculo de la razón de transferencia de calor***

Para iniciar a construir el modelo termodinámico se debe determinar la energía a disipar del mosto a partir de sus condiciones iniciales. El mosto es una solución acuosa por lo que se puede afirmar que las propiedades del mosto corresponden a las propiedades del agua. En este proyecto se seleccionó un recipiente con un volumen de  $0,02[\text{m}^3]$  comúnmente usado en los kits básicos para la fabricación de cerveza artesanal.

Teniendo en cuenta este volumen ( $V_{\text{mosto}}$ ) y la densidad ( $\rho_{\text{mosto}}$ ), se calcula la masa del mosto con la ecuación 1.

La variación de temperatura ( $\Delta T_{mosto}$ ) se obtiene con la ecuación 2, donde la temperatura inicial del mosto ( $T_{inicial}$ ) corresponde a 98[°C] y se debe obtener una temperatura final ( $T_{final}$ ) de 25[°C] al final del proceso.

El cálculo de la energía que se intercambia entre el mosto y el refrigerante que fluye a través del evaporador ( $Q_{mosto}$ ), corresponde al cambio en la energía interna del mosto y se determina a partir de la ecuación 3.

De acuerdo a Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar (2011) la cantidad de calor transferido por unidad de tiempo, se llama razón de transferencia de calor ( $\dot{Q}_{disipar}$ ) y se obtiene a partir de la ecuación 4, la cual representa la carga térmica que el refrigerante debe absorber en el periodo de tiempo definido ( $\Delta t$ ).

$$m_{mosto}[kg] = V_{mosto} * \rho_{mosto} \quad (1)$$

$$\Delta T_{mosto}[°C] = (T_{inicial} - T_{final}) \quad (2)$$

$$Q_{mosto}[J] = m_{mosto} * Cp_{mosto} * \Delta T_{mosto} \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{disipar}[W] = \frac{Q}{\Delta t} \quad (4)$$

### 3.1.2 Selección del refrigerante

Una vez obtenida la razón de transferencia de calor se debe seleccionar un refrigerante. Para esto, se llevó a cabo un análisis de alternativas en el cual se evaluaron criterios clave relacionados con la viabilidad técnica, económica y ambiental del sistema de refrigeración propuesto.

Los requerimientos considerados responden tanto a las necesidades del proceso como a las condiciones normativas y de seguridad. A cada requerimiento se le asignó un peso porcentual según su importancia relativa en el diseño del sistema, donde además, se encuentra una breve descripción de cada uno. Esta información se encuentra detallada en el apéndice B.

En el siguiente paso se evaluaron cinco refrigerantes candidatos: R290, R600a, R717, R744 y R1234yf. Como se detalla en el apéndice C a cada refrigerante se le asignó un puntaje del 1 al 5 según qué tanto cumple cada requerimiento, donde 5 es el valor ideal. Por ejemplo, un puntaje de 5 puntos en “Impacto ambiental” significa que el refrigerante tiene un ODP = 0 y un GWP = 1 como es el caso del CO<sub>2</sub>. Estos conceptos de impacto ambiental se encuentran definidos en el marco legal.

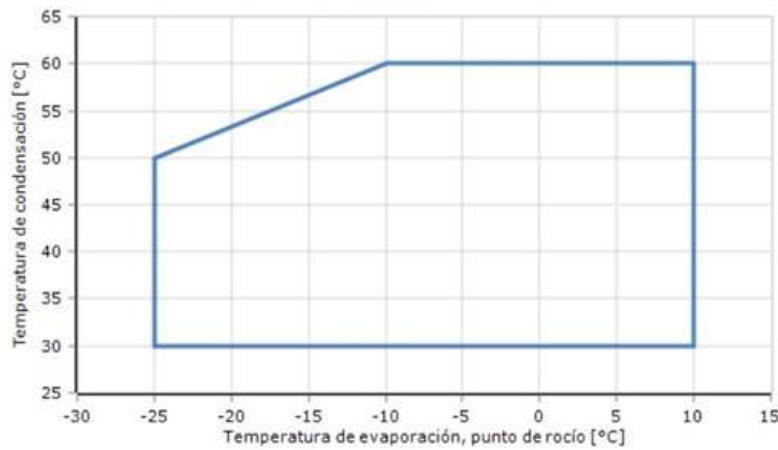
Según el análisis de alternativas, los refrigerantes R290 y R1234yf alcanzaron la misma calificación ponderada (4,0), cumpliendo con los criterios técnicos y ambientales. Sin embargo, la selección final se definió por dos factores diferenciadores:

- Seguridad: El R290, clasificado como A3 (alta inflamabilidad), requiere estrictas medidas de seguridad para su implementación. Por su parte, el R1234yf, clasificado como A2L, obtuvo una mejor calificación en este criterio gracias a su menor riesgo.
- Costo de adquisición: El R290, al ser un hidrocarburo natural, presenta un costo considerablemente bajo y componentes compatibles en el mercado. En contraste, el R1234yf, utilizado principalmente en sistemas de aire acondicionado para vehículos de gama alta, es hasta 10 veces más costoso y cuenta con poca disponibilidad de compresores adecuados.

Luego de esta comparativa se puede afirmar que el refrigerante **R290** es la mejor opción para este proyecto, a pesar de su clasificación como refrigerante inflamable (A3).

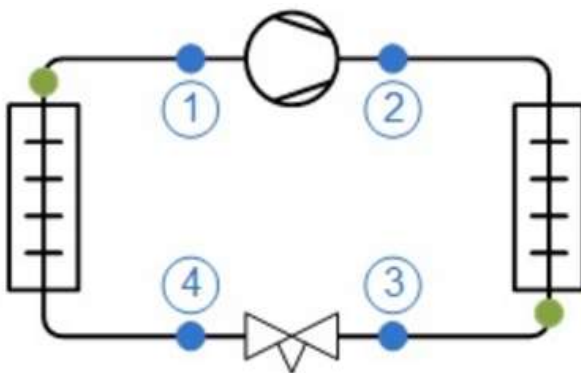
### ***3.1.3 Cálculo del flujo másico del refrigerante***

Como se puede observar en la figura 3, la temperatura de evaporación del R290 se encuentra dentro de un rango que va desde -25[°C] hasta 10[°C], mientras que la temperatura de condensación oscila entre 30[°C] y 60[°C]. Por lo tanto, las temperaturas de operación del ciclo deben seleccionarse dentro de estos intervalos.

**Figura 3***Límites de temperaturas del R290*

Nota. La figura presentada ilustra los rangos límites de la temperatura de condensación y la temperatura de evaporación, fue adaptada de un informe generado por el software Coolselector2.

A continuación, se presenta una representación gráfica del sistema propuesto (figura 4), con el fin de facilitar la comprensión de la nomenclatura y los puntos clave del ciclo de refrigeración.

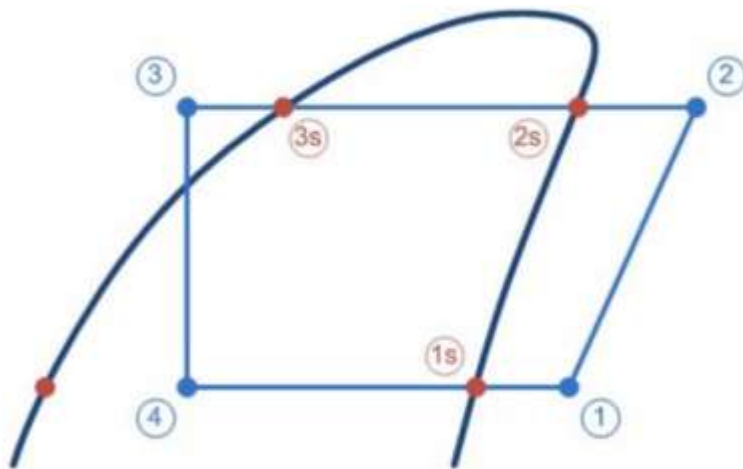
**Figura 4***Sistema de refrigeración propuesto*

Nota. La figura presentada fue adaptada de un informe generado por el software Coolselector2.

Al construir el ciclo de refrigeración sobre un diagrama de mollier, se obtiene la representación mostrada en la figura 5.

**Figura 5**

*Ciclo de refrigeración en un diagrama de mollier (Diagrama P-h)*



Nota. La figura presentada fue adaptada de un informe generado por el software Coolselector2.

En este diagrama, las líneas de temperatura son horizontales dentro del domo de saturación, lo que implica que los puntos 4 y 1s comparten la misma temperatura. Por tal motivo  $T_4$  y  $T_{1s}$  adoptan el valor correspondiente a la temperatura de evaporación. En el tramo comprendido entre el punto 1s y el punto 1 se lleva a cabo el proceso de sobrecalentamiento, en el cual se presenta un aumento de  $5[^\circ\text{C}]$ . De forma análoga, los puntos 2s y 3s se encuentran dentro del tramo de condensación del ciclo cuya temperatura corresponde a la temperatura de condensación del refrigerante. Entre el punto 3s y el punto 3, se lleva a cabo el subenfriamiento. Para este diseño se estableció un subenfriamiento de  $10[^\circ\text{C}]$ .

A partir de la temperatura de evaporación ( $T_4$ ), se determinó la entalpía a la entrada del evaporador ( $h_4$ ), y utilizando la temperatura de entrada al compresor ( $T_1$ ), se obtuvo la entalpía a la entrada del compresor ( $h_1$ ), ambos valores extraídos del diagrama de Mollier para el refrigerante R290 presentado en el apéndice D. Según Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar (2011), el balance de energía para un sistema de flujo estacionario se reduce a la ecuación 9. De esta manera se calcula

el flujo másico del refrigerante ( $\dot{m}_{ref}$ ) y se procede a la selección del compresor, con el fin de calcular la temperatura a la salida de este componente.

$$T_4 = T_{1s} = 5[^\circ C] \quad (5)$$

$$T_1 = T_{1s} + 5 = 10[^\circ C] \quad (6)$$

$$T_{2s} = T_{3s} = 45[^\circ C] \quad (7)$$

$$T_3 = T_{3s} - 10 = 35[^\circ C] \quad (8)$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_{disipar}}{(h_1 - h_4)} \quad (9)$$

### 3.1.4 Selección del compresor

Para la selección del compresor se utilizó la herramienta Coolselector2 desarrollada por la empresa Danfoss, con la cual se realizó el procedimiento presentado en el apéndice E. Como resultado de dicho procedimiento, se identificó que el compresor recíprocante “NST26RA 123F3537” (figura 6) es una opción adecuada para las condiciones definidas en el sistema.

#### Figura 6

*Compresor recíprocante hermético NST26RA 123F3537*



Nota. La figura presentada fue tomada de *Reciprocating compressor, NST26RA 123F3537*, por danfoss disponible en <https://store.danfoss.com/en/Climate-Solutions-for-cooling/Compressors/Compressors-for-refrigeration/Light-commercial-compressors/Light-commercial-compressors/S-range/Reciprocating-compressor%2C-NST26RA/p/123F3537>

Una vez seleccionado el compresor, Danfoss proporciona la ficha técnica, la cual contiene información detallada sobre las características del equipo. Según este documento, y considerando las temperaturas de evaporación ( $T_4$ ) y condensación ( $T_{2s}$ ) definidas en el diseño, se determinó que para generar una capacidad de enfriamiento de 3449[W], el compresor seleccionado consume una potencia de 1087[W].

Con el valor de la potencia consumida por el compresor ( $W_{compresor}$ ), junto con el flujo másico del refrigerante ( $\dot{m}_{ref}$ ) y la entalpía en la entrada del compresor ( $h_1$ ), es posible determinar la entalpía a la salida del compresor ( $h_2$ ) mediante la aplicación de la Ecuación 10. Con este valor de entalpía se consultó el diagrama de Mollier para el refrigerante R290, obteniendo la temperatura de descarga del compresor ( $T_2$ ).

$$W_{compresor} = \dot{m}_{ref} * (h_2 - h_1) \quad (10)$$

De esta forma, se completa la caracterización del ciclo de refrigeración definiendo los siete puntos clave con sus respectivas temperaturas y entalpías. El ciclo obtenido fue generado a través del software Coolpack y se presenta en el apéndice D. A partir de este ciclo se extrae la información presentada en la tabla 2.

**Tabla 2**

*Temperaturas y entalpías correspondientes a los puntos clave en el ciclo de refrigeración*

<i>Temperaturas</i>		<i>Entalpías</i>	
$T_4$	5	$h_4$	290960
$T_{1s}$	5	$h_{1s}$	578700
$T_1$	10	$h_1$	587888
$T_2$	73,9721	$h_2$	682988
$T_{2s}$	45	$h_{2s}$	616145
$T_{3s}$	45	$h_{3s}$	319227
$T_3$	35	$h_3$	290960

### ***3.1.5 Selección de la válvula de expansión termostática***

El software Coolselector2 también desempeñó un papel fundamental en la elección de la válvula de expansión. El procedimiento seguido fue similar al implementado para la selección del compresor y se encuentra detallado en el apéndice F.

Como resultado de lo anterior, el software determinó que la válvula adecuada es la TU-5, con capacidad nominal de 3968[W], la cual operaría al 86% de su capacidad. Para el proyecto se seleccionó la referencia 068U3734 (figura 7), con entrada de ¼” y salida de ½”, diámetros que se emplearon como base en el dimensionamiento del condensador y el evaporador.

#### **Figura 7**

*Valvula de Expansión Termostática TU-5 068U3734*



### ***3.1.6 Modelo termodinámico del evaporador***

Para desarrollar el modelo termodinámico del evaporador, se determinó que la geometría adecuada para el intercambiador de calor es la de un evaporador en forma de espiral, conocido como serpentín. Posteriormente se calculó el coeficiente de transferencia de calor por convección en el exterior, aplicando la correlación formuladas para la geometría seleccionada.

Por otra parte, para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior del evaporador, es necesario analizar el comportamiento del refrigerante que fluye en el interior del serpentín.

En una primera etapa, dicho refrigerante absorbe el calor proveniente del mosto y emplea esta energía para efectuar un cambio de fase, este proceso se conoce como ebullición en flujo.

En la segunda etapa, el refrigerante se encuentra en estado de vapor y continúa absorbiendo energía, sin embargo, al no poder cambiar de fase, esta energía se traduce en un aumento de temperatura. Este proceso se denomina sobrecalentamiento, y su implementación garantiza que el refrigerante ingrese al compresor en estado completamente gaseoso, evitando la entrada de líquido que podría afectar negativamente el funcionamiento del compresor.

Según lo expuesto anteriormente, resulta evidente que la naturaleza de ambos procesos es fundamentalmente distinta, lo cual implica que el modelo utilizado para calcular el coeficiente de transferencia de calor debe adaptarse a cada caso. Por tal motivo, se decidió dividir el evaporador en dos tramos distintos:

- Un primer tramo, en el que se presenta un flujo bifásico asociado al proceso de ebullición del refrigerante.
- Un segundo tramo, correspondiente al flujo monofásico en estado de vapor, donde tiene lugar el sobrecalentamiento.

A continuación se presenta el procedimiento detallado para obtener los coeficientes de transferencia de calor por convección externo e interno en los tramos mencionados anteriormente.

#### **4.1.6.1 Modelo termodinámico del exterior del primer tramo del evaporador**

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección externa en el primer tramo del evaporador ( $h_o$  (Ebullición)), el primer paso consiste en determinar la temperatura de película

( $T_p$ ) mediante la ecuación 11. En esta ecuación se relaciona una temperatura promedio del mosto ( $T_{prom. (mosto)}$ ) la cual se calculó con la ecuación 12.

En este tramo, la temperatura del refrigerante permanece constante en 5[°C] y para una primera iteración se asumió que la temperatura de la superficie es 1[°C] superior a dicho valor. Aunque este supuesto no representa con exactitud la condición real, constituye una aproximación inicial razonable que permite contar con un valor de partida para continuar posteriormente con el proceso iterativo correspondiente.

La temperatura de película calculada, permite obtener las propiedades termofísicas del mosto. Dentro de las propiedades consideradas se encuentran el calor específico ( $Cp_{mosto}$ ), la conductividad térmica ( $k_{mosto}$ ), la viscosidad dinámica ( $\mu_{mosto}$ ) y la densidad del mosto ( $\rho_{mosto}$ ).

Esta última fue la única propiedad ajustada específicamente al mosto, considerando su gravedad específica. El mosto presenta un rango de gravedad específica entre 1,045 y 1,050 (TheElectricBrewery, 2024). Tomando como referencia el valor promedio de 1,0475 y aplicando el concepto de gravedad específica, se obtuvo esta propiedad con la ecuación 13.

Posteriormente se tuvo en cuenta la agitación mecánica del mosto, aspecto crucial ya que evita la formación de gradientes de temperatura en el mosto, asegurando la homogeneidad de la temperatura del mosto. El cálculo de este coeficiente se realizó adaptando la correlación propuesta por el Dr. Antonio Valiente Barderas (2013) presentada en la ecuación 14.

En esta correlación, la constante adimensional ( $a$ ) depende del tipo de agitador utilizado y de la superficie en la cual ocurre la transferencia de calor. Para el presente proyecto se seleccionó un agitador tipo turbina y la superficie corresponde al evaporador en forma de serpentín, por lo cual esta constante toma un valor de 1,5 según la fuente consultada (Barderas, 2013).

Luego se define que el diámetro del tanque ( $D_T$ ) es igual a 0,4[m], magnitud correspondiente a la olla seleccionada. Adicionalmente, el autor menciona que para un agitador de turbina con seis paletas planas, el diámetro del tanque ( $D_T$ ) debe ser 3 veces mayor al diámetro del rodete ( $D_a$ ). Finalmente, ( $N$ ) se trata de las revoluciones por segundo.

Reemplazando las propiedades y las variables definidas anteriormente en la ecuación 14, se obtiene el resultado inicial para el coeficiente de transferencia de calor por convección externa en el primer tramo del evaporador.

$$T_{prom. (mosto)} = \frac{T_{inicial} + T_{final}}{2} \quad (11)$$

$$T_p = \frac{T_{prom. (mosto)} + T_{sup}}{2} \quad (12)$$

$$\rho_{mosto} = \rho_{H2O} * 1,0475 \quad (13)$$

$$\frac{h_o (Ebullición) * D_T}{k_{mosto}} = a \left( \frac{D_a^2 * N * \rho_{mosto}}{\mu_{mosto}} \right)^{\frac{2}{3}} \left( \frac{Cp_{mosto} * \mu_{mosto}}{k_{mosto}} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu_{mosto}}{\mu_{sup}} \right)^{0,14} \quad (14)$$

#### 4.1.6.2 Modelo termodinámico del interior del primer tramo del evaporador

Las correlaciones usadas para determinar el coeficiente de transferencia de calor al interior del evaporador en ambos tramos, emplean las dimensiones geométricas de la tubería y la conductividad térmica del material utilizado en la fabricación del serpentín. El acero inoxidable 304 de grado alimenticio fue el material elegido para la fabricación del evaporador, esta selección se fundamentó en lo establecido por la Resolución 4142 de 2012.

El apéndice G presenta la tabla con las dimensiones normalizadas de tuberías de acero inoxidable fabricadas por la empresa Cortesa (2016), organizadas según el sistema de designación por diámetro nominal expresado en pulgadas.

Teniendo en cuenta que la válvula seleccionada para el presente sistema de refrigeración tiene un diámetro de salida de  $\frac{1}{2}$  [in], se asume este valor para el diámetro del evaporador. De esta manera se obtiene el diámetro externo ( $D_o$ ), el espesor ( $e$ ), el diámetro interno ( $D_i$ ) y el diámetro medio del tubo ( $D_m$ ).

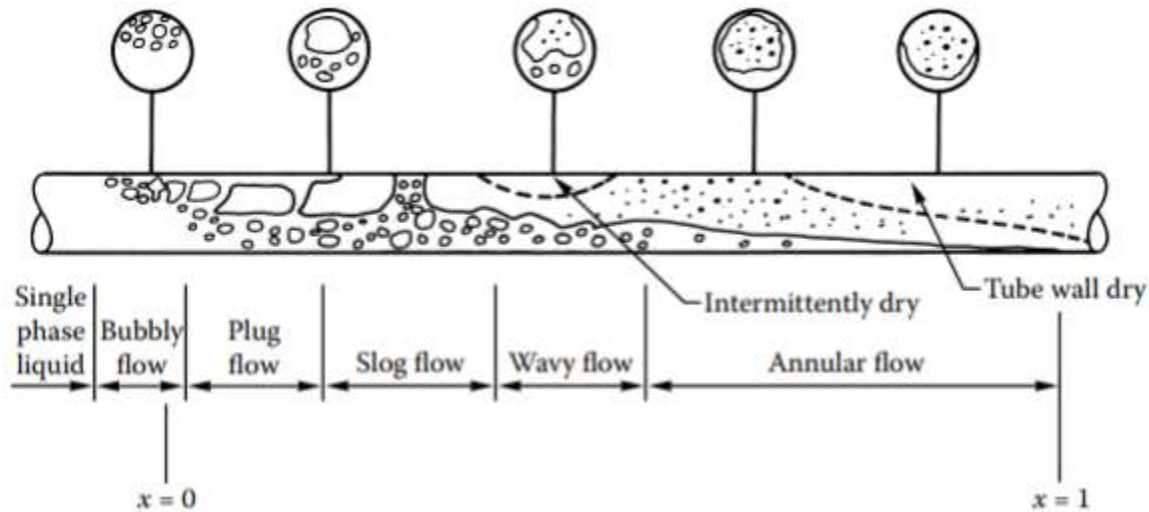
Para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en ebullición en flujo ( $h_{i(Ebullición)}$ ), el primer paso consiste en determinar las propiedades termodinámicas del refrigerante a lo largo de dicho tramo. Dado que en esta etapa el proceso de ebullición ocurre a presión y temperatura constantes, las propiedades necesarias para la aplicación de la correlación se calculan a la temperatura de evaporación.

En el apéndice H se presenta la interfaz del software CoolPack, herramienta utilizada para la obtención de las propiedades del refrigerante R290 entre las cuales se encuentran el calor específico en fase líquida ( $Cp_\ell$ ) y fase gaseosa ( $Cp_g$ ), la viscosidad dinámica en fase líquida ( $\mu_\ell$ ) y fase gaseosa ( $\mu_g$ ), la conductividad térmica en fase líquida ( $k_\ell$ ) y fase gaseosa ( $k_g$ ), la densidad en fase líquida ( $\rho_\ell$ ) y en fase gaseosa ( $\rho_g$ ) las cuales se determinan a partir del volumen específico y finalmente la entalpía de vaporización ( $h_{fg}$ ) calculada a partir de la diferencia de entalpías en cada estado.

Una vez recopiladas las propiedades, se aplica la ecuación 15 propuesta por Kandlikar (1990) la cual considera los efectos del flujo bifásico durante el proceso de ebullición en flujo. Esta correlación permite modelar el comportamiento del refrigerante a lo largo del primer tramo del evaporador. La figura 8 ilustra este fenómeno en el interior de un tubo horizontal.

**Figura 8**

*Patrones del flujo en un evaporador*



Nota. La figura presentada fue tomada de *Convective Boiling and Condensation, 2nd ed*, por Collier, J. G., (1981).

El primer parámetro que se desarrolla en esta correlación se trata del coeficiente de transferencia de calor monofásico ( $h_x$ ), el cual se determina a partir de la ecuación 16.

En esta expresión, el flujo másico por unidad de área transversal ( $G$ ) se obtiene a partir de la ecuación 17 en donde ( $\dot{m}_{ref}$ ) representa el flujo másico del refrigerante, y, el área transversal ( $A_t$ ) se obtiene a partir del diámetro interno del tubo ( $D_i$ ) con la relación geométrica presentada en la ecuación 18.

En la ecuación 16 se introduce la fracción másica del refrigerante en estado de vapor ( $\mathcal{X}$ ). El coeficiente de transferencia de calor monofásico obtenido corresponde a un valor específico de  $\mathcal{X}$ , es decir, asume que todo el refrigerante se encuentra en ese punto del perfil bifásico. Por esta razón, es necesario calcular  $h_x$  para múltiples valores de  $\mathcal{X}$ , y, posteriormente, obtener un valor promedio que represente el comportamiento del refrigerante a lo largo de este tramo. Para el primer valor de  $h_x$  se usó un valor de  $\mathcal{X}$  igual a 0,5.

Por otra parte, el número de Prandtl para fase líquida ( $Pr_\ell$ ) se calcula con la ecuación 19. Reemplazando todos los parámetros en la ecuación 16 se obtiene como resultado la primera iteración para el coeficiente de transferencia de calor monofásico cuando  $\mathcal{X} = 0,5$ .

El segundo parámetro corresponde a la región de ebullición nucleada, la cual se caracteriza mediante el número de ebullición ( $Bo$ ). Este régimen de transferencia de calor se presenta cuando en una superficie calentada, se forman pequeñas burbujas de vapor que posteriormente crecen y se desprenden de la misma. Este parámetro se determina a partir de la ecuación 20 en donde el flujo de calor por unidad de Área ( $q''$ ) se determina a partir de la ecuación 21.

El tercer parámetro se trata del número de convección ( $Co$ ) calculado mediante la ecuación 22 y representa la región de ebullición convectiva, la cual se refiere a un régimen de transferencia de calor donde el movimiento del fluido juega un papel importante en la ebullición. Este número se emplea como variable dentro de la correlación, y a su vez como referencia para la asignación de los valores de las constantes adimensionales ( $C_1, C_2, C_3, C_4, C_5$ ). El valor de estas constantes se obtienen a partir de la tabla 3 de acuerdo al valor obtenido.

**Tabla 3**

*Constantes empíricas utilizadas en la correlación de Kandlikar*

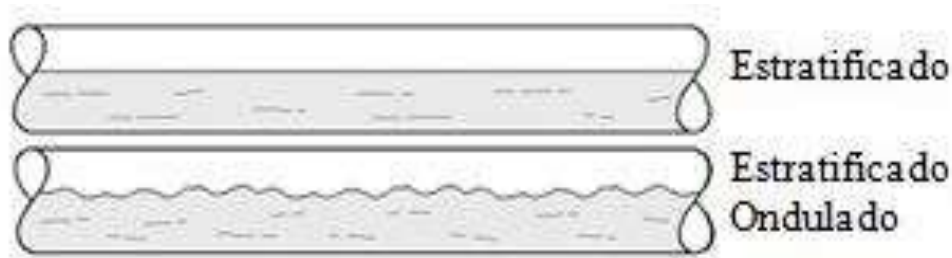
Constant	$Co < 0.65$	$Co > 0.65$
$C_1$	1.136	0.6683
$C_2$	-0.9	-0.2
$C_3$	667.2	1058.0
$C_4$	0.7	0.7
$C_5$	0.3	0.3

Nota. La tabla presentada fue construida a partir de *J. Heat Transfer*, (p. 113, 966) por Kandlikar, S. G., (1991) y *J. Heat Transfer*, (p. 112, 219) por Kandlikar, S. S., (1990).

En procesos de ebullición dentro de tubos horizontales, puede producirse una estratificación del flujo, generando una zona en la parte superior del tubo donde el coeficiente local de transferencia de calor se reduce notablemente. Este comportamiento se ilustra en la figura 9.

### Figura 9

*Efecto de la estratificación en tubos horizontales*



Nota. Adaptado de *Análisis de las estadísticas del Flujo Bifásico Horizontal en Padrón de Pistón*, por (Roberto Carlos Chucuya Hualpachoque, 2016), [https://www.researchgate.net/publication/336175605\\_Analisis\\_de\\_las\\_Estadisticas\\_del\\_Flujo\\_Bifasico\\_Horizontal\\_en\\_Padron\\_de\\_Piston](https://www.researchgate.net/publication/336175605_Analisis_de_las_Estadisticas_del_Flujo_Bifasico_Horizontal_en_Padron_de_Piston)

El cuarto parámetro corresponde al número de Froude ( $Fr_L$ ) calculado a partir de la ecuación 23. Este número adimensional relaciona las fuerzas inerciales con las fuerzas gravitacionales en un flujo y su valor permite identificar si los efectos de estratificación son importantes o no.

Finalmente el parámetro dependiente del fluido ( $F_{fl}$ ) se obtiene a partir de la tabla 4. Aunque el refrigerante R-290 no aparece en esta tabla, Heinen & Hopman (2022) señalan que sus propiedades termodinámicas son similares a las del R-22. Osama et al. (2024) evaluaron mezclas de R-290 con R-22, observando en general mejoras en el rendimiento de los sistemas de refrigeración analizados. Con base en los estudios mencionados, se considera razonable emplear el valor del R-22 como una aproximación válida para el R-290.

**Tabla 4***Valores de  $F_{fl}$  para diferentes fluidos*

Fluid	$F_{fl}$
Water	1.00
R-11	1.30
R-12	1.50
R-13B1	1.31
R-22	2.20
R-113	1.10
R-114	1.24
R-152a	1.10
Nitrogen	4.70
Neon	3.50

Nota. La tabla presentada fue construida a partir de *J. Heat Transfer*, (p. 113, 966) por Kandlikar, S. G., (1991) y *J. Heat Transfer*, (p. 112, 219) por Kandlikar, S. S., (1990).

Retomando la ecuación 15 y reemplazando los parámetros previamente definidos, se obtiene el coeficiente de transferencia de calor por convección en ebullición en flujo cuando  $\mathcal{X} = 0,5$ .

$$\frac{h_i (Ebullición)}{h_x} = C_1 (Co)^{C_2} (25Fr_L)^{C_5} + C_3 (Bo)^{C_4} F_{fl} \quad (15)$$

$$h_x = 0,023 \left[ \frac{G (1 - \mathcal{X}) D_i}{\mu_\ell} \right]^{0,8} Pr_\ell^{0,4} \frac{k_\ell}{D_i} \quad (16)$$

$$G = \frac{\dot{m}_{ref}}{A_t} \quad (17)$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} D_i^2 \quad (18)$$

$$Pr_\ell = \frac{Cp_\ell * \mu_\ell}{k_\ell} \quad (19)$$

$$Bo = \frac{q''}{G * h_{fg}} \quad (20)$$

$$q'' = h_{o (Ebullición)} * (T_{prom\ mosto} - T_{sup}) \quad (21)$$

$$Co = \left(\frac{1}{X} - 1\right)^{0,8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_\ell}\right)^{0,5} \quad (22)$$

$$Fr_L = \frac{G^2}{\rho_\ell^2 g D_i} \quad (23)$$

#### 4.1.6.3 Modelo termodinámico del exterior del segundo tramo del evaporador

El coeficiente de transferencia de calor por convección externa en el segundo tramo ( $h_{o (SC)}$ ), se determinó mediante la ecuación 24. En donde el valor de estos parámetros fue obtenido de acuerdo al procedimiento explicado previamente en el exterior del primer tramo.

Reemplazando las propiedades y las variables en esta ecuación, se obtiene el resultado inicial para el coeficiente de transferencia de calor por convección externa en el segundo tramo del evaporador.

$$\frac{h_{o (SC)} * D_T}{k_{mosto}} = a \left(\frac{Da^2 * N * \rho_{mosto}}{\mu_{mosto}}\right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{Cp_{mosto} * \mu_{mosto}}{k_{mosto}}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_{mosto}}{\mu_{sup}}\right)^{0,14} \quad (24)$$

#### 4.1.6.4 Modelo termodinámico del interior del segundo tramo del evaporador

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior del segundo tramo del evaporador, se empleó una metodología análoga a la utilizada en el tramo bifásico.

Dado que las propiedades termodinámicas del refrigerante varían con la temperatura, estas se determinaron a partir de la temperatura promedio alcanzada por el fluido durante el proceso. Dichas propiedades fueron obtenidas mediante el software CoolPack, siguiendo el mismo procedimiento aplicado en el primer tramo del evaporador.

La correlación propuesta por Gnielinski (1976) permite modelar el comportamiento del refrigerante en los tramos donde se encuentre en una sola fase, en este caso en fase gaseosa. Con la ecuación 25 se calcula el número de Nusselt ( $Nu_g$ ).

El factor de fricción ( $f_g$ ) se puede obtener del diagrama de Moody o de la ecuación 26 propuesta por Petukhov (1970). Esta correlación es válida para flujo turbulento completamente desarrollado. Este régimen de flujo se identifica cuando el número de Reynolds y el número de Prandtl se encuentran en los siguientes rangos:

- Número de Reynolds ( $3000 < Re_g < 5 \times 10^6$ ): Aplicando la ecuación 27 se obtiene el valor de 107801.

- Número de Prandtl ( $0,5 < Pr_g < 2000$ ): Por otra parte, reemplazando las propiedades del refrigerante en la ecuación 28 este número toma un valor de 0,8121.

Con los valores obtenidos se confirma que se trata de flujo turbulento completamente desarrollado y bajo estas condiciones se determina el factor de fricción ( $f_g$ ) y posteriormente el número de Nusselt ( $Nu_g$ ). Finalmente, a partir de la ecuación 29 se obtiene el coeficiente de transferencia de calor por convección interna correspondiente al tramo de sobrecalentamiento.

$$Nu_g = \frac{\frac{f_g}{8} (Re_g - 1000) Pr_g}{1 + 12,7 \left(\frac{f_g}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr_g^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (25)$$

$$f_g = (0,790 \ln(Re_g) - 1,64)^{-2} \quad (26)$$

$$Re_g = \frac{\dot{m}_{ref}}{\frac{\pi}{4} * D_i * \mu_g} \quad (27)$$

$$Pr_g = \frac{Cp_g * \mu_g}{k_g} \quad (28)$$

$$h_{i(sc)} = \frac{Nu_g * k_g}{D_i} \quad (29)$$

### ***3.1.7 Modelo termodinámico del condensador***

Para desarrollar el modelo termodinámico del condensador, el primer paso es definir el tipo de intercambiador de calor para llevar a cabo la condensación del refrigerante. A diferencia del evaporador, el condensador no presenta restricciones de forma o tamaño, lo que permite optar por un diseño de mayores dimensiones y con una geometría distinta. Posteriormente, se emplean las correlaciones que describen la transferencia de calor entre el aire ambiente y la superficie externa del condensador, con el fin de calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en el exterior.

Después de realizar el intercambio de calor con el mosto, el refrigerante ingresa al compresor, donde experimenta un aumento de presión en un breve periodo de tiempo, esto genera que haya un aumento de temperatura del mismo. Como resultado, el refrigerante entra al condensador en estado de vapor sobrecalentado. Por este motivo, se debe realizar un proceso llamado desrecalentamiento, el cual consiste en la eliminación del exceso de calor de un vapor sobrecalentado, acercando su temperatura a la de condensación.

Una vez alcanzada la temperatura de condensación, la continua disipación de calor provoca un cambio de fase del refrigerante, conocido como condensación.

Al finalizar el proceso de condensación, el refrigerante debería encontrarse completamente en fase líquida. No obstante, es posible que aún persistan pequeñas cantidades de vapor. Por esta razón, se implementa un proceso denominado subenfriamiento, el cual consiste en reducir la temperatura del refrigerante por debajo de su temperatura de condensación. Este proceso asegura que el refrigerante llegue en estado completamente líquido a la válvula de expansión termostática,

evitando la formación de vapor en dicha válvula, lo cual podría reducir la capacidad de enfriamiento del sistema.

Considerando la naturaleza de los procesos que se desarrollan dentro del condensador, tratarlo como un único sistema resulta poco adecuado. Por ello, se decidió dividirlo en tres tramos, permitiendo aplicar correlaciones a cada uno y así obtener resultados que representen mejor el comportamiento real del sistema.

- Un primer tramo, correspondiente al flujo monofásico en estado de vapor sobrecalentado, donde tiene lugar el desrecalentamiento del refrigerante.

- Un segundo tramo, en el que se presenta un flujo bifásico asociado al proceso de condensación del refrigerante.

- Un tercer tramo, correspondiente al flujo monofásico de refrigerante en estado de líquido, donde tiene lugar el subenfriamiento.

A continuación, se describe el procedimiento realizado para desarrollar el modelo termodinámico del condensador.

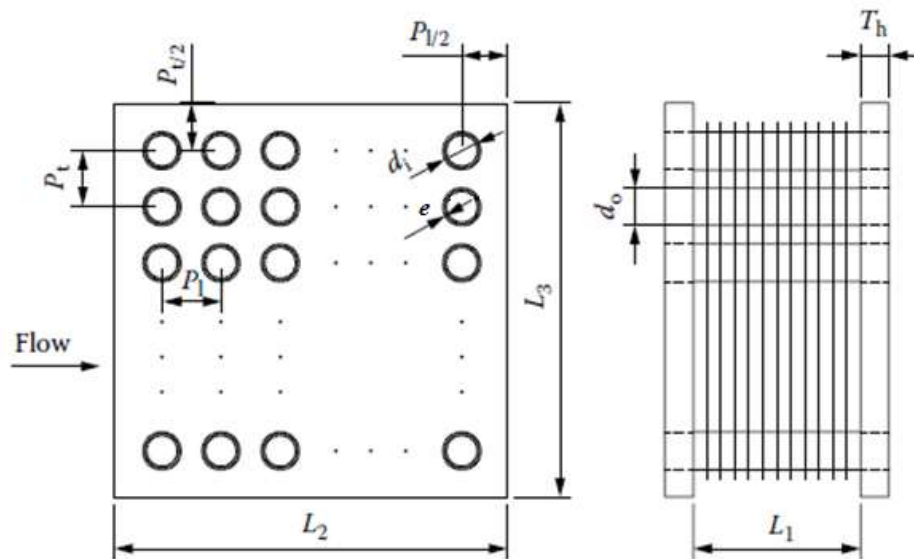
#### **4.1.7.1 Modelo termodinámico del exterior del condensador**

En el presente proyecto, se seleccionó un intercambiador de tubos circulares y aletas planas continuas dispuestos en un arreglo alineado como se ilustra en la figura 10. Esta configuración ofrece una mayor área de transferencia de calor entre el refrigerante y el aire ambiente, lo cual es fundamental dada la elevada carga térmica asociada a la condensación.

Para la construcción de este intercambiador de calor, se empleó aluminio como material para las aletas. En cuanto a los tubos, al no estar en contacto directo con el mosto, se optó por utilizar cobre, el cual representa una buena alternativa debido a su alta conductividad térmica.

**Figura 10**

*Disposición alineada del intercambiador de calor de tubos y aletas planas continuas*



Nota. La figura presentada fue adaptada de *Heat Exchanger Design Handbook Second Edition*, (p. 183), por Kuppan Thulukkanam, (2013).

El apéndice I presenta las dimensiones normalizadas de tuberías de cobre tipo M, tipo L y tipo K fabricadas por la empresa Nacobre (2025), organizadas según el sistema de designación por diámetro nominal expresado en pulgadas. Considerando que el condensador se conecta directamente a la entrada de la válvula, la tubería a implementar en el condensador debe coincidir con ese diámetro. Por esta razón, se seleccionó tubería de cobre tipo L de 1/4 de pulgada, con la cual se establecieron las dimensiones para el tubo como lo son el diámetro exterior del tubo ( $D_o$ ), el diámetro medio del tubo ( $D_m$ ), el diámetro interior del tubo ( $D_i$ ) y el espesor del tubo ( $e$ ).

Se denomina paso transversal ( $P_t$ ) a la distancia entre el centro de dos tubos pertenecientes a la misma columna de tubos. Su valor fue definido con la ecuación 30.

Por el contrario, se denomina paso longitudinal ( $P_l$ ) a la distancia entre el centro de dos tubos pertenecientes a la misma fila de tubos. Y su valor se obtuvo a partir de la ecuación 31.

La Profundidad del condensador ( $L_1$ ), se refiere en otras palabras a la longitud de los tubos, esta medida puede manipularse según la necesidad del área que se desea obtener. Para una primera iteración se definió que su valor sería de 0,3[m].

Además, se definieron otros parámetros como el número de aletas ( $N_a$ ), asumiendo una cantidad de 50[aletas]. Este parámetro permitió determinar la densidad de aletas por unidad de longitud ( $N_f$ ) a partir de la ecuación 32. Por otra parte, el espesor de la aleta ( $t_a$ ) tomará un valor de 0,001[m].

Adicionalmente, se definió un valor de 10 para el número de columnas de tubos ( $N_c$ ). La correlación implementada para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor restringe el número de filas de tubos ( $N_r$ ) a una cantidad máxima de 4. Por tanto, este valor se mantendrá en las iteraciones realizadas.

Tal como se muestra en la figura 10, el ancho del condensador ( $L_2$ ) depende directamente del paso longitudinal ( $P_l$ ) y del número de columnas de tubos ( $N_c$ ). Además, es importante considerar que tanto el primer como el último tubo se posicionan a una distancia equivalente a la mitad del paso longitudinal respecto a los bordes laterales de la aleta. Esta dimensión se calcula mediante la relación geométrica presentada en la ecuación 33.

Por su parte el alto del condensador ( $L_3$ ) depende del paso transversal y la cantidad de filas de tubos. La ecuación 34 permite determinar este parámetro y el número total de tubos ( $N_T$ ) fue determinado a partir de la ecuación 35.

Finalmente la separación entre aletas ( $S$ ) es la distancia entre dos aletas consecutivas. Para obtener este valor, primero se determina la longitud libre disponible, esto se realiza restando a la longitud total del intercambiador, el espacio ocupado por todas las aletas. Posteriormente, esta longitud libre se divide entre el número de espacios existentes entre aletas, teniendo en cuenta que

siempre hay un espacio adicional respecto al número de aletas. Como resultado de este análisis, se obtuvo la ecuación 36.

A partir de principios fundamentales propuestos por Shah (1993) se derivan relaciones geométricas de la superficie para intercambiadores de calor tipo tubos y aletas. El área total de transferencia de calor está compuesta por dos componentes:

El área primaria ( $A_p$ ), correspondiente a la superficie expuesta de los tubos calculada con la ecuación 37, y el área secundaria ( $A_f$ ) correspondiente a la superficie de las aletas determinada a partir de la ecuación 38. De esta manera se obtiene el área total disponible por el intercambiador de calor con la configuración de tubos propuesta ( $A_{disponible}$ ) mediante la ecuación 39.

Una vez se han calculado las relaciones geométricas del intercambiador de calor, se procede a calcular el coeficiente de transferencia de calor en el exterior del primer tramo. Para ello, el primer paso consiste en determinar las propiedades termofísicas del fluido externo (aire ambiente). Las propiedades mencionadas son el calor específico ( $Cp_{aire}$ ), la conductividad térmica ( $k_{aire}$ ), la viscosidad dinámica ( $\mu_{aire}$ ) y la densidad ( $\rho_{aire}$ ).

Dado que en este tramo el refrigerante alcanza una temperatura máxima ( $T_2$ ) de 73,9721[°C] y la temperatura de condensación seleccionada es de 45[°C], para una primera iteración se asumió que la temperatura en la superficie del tubo en esta etapa corresponde al promedio entre estos dos valores.

Además, en la ciudad de Bucaramanga se presenta una temperatura promedio ( $T_{ambiente}$ ) de 27[°C].

Dicho lo anterior, se procede a definir una temperatura de propiedades, para ello se realiza un promedio entre la temperatura ambiente ( $T_{ambiente}$ ) y el promedio de la temperatura de la superficie del tubo del condensador ( $T_{prom. tubo (DR)}$ ).

El número de Reynolds ( $Re_o$ ) se obtiene a partir de la ecuación 40 en donde se supone que la velocidad del aire ( $V_{aire}$ ) es igual a 10 [m/s]. Este parámetro permite obtener la velocidad de masa ( $G$ ) mediante la ecuación 41.

Una vez obtenidas las propiedades termofísicas y las relaciones geométricas, se calcula el factor de Colburn ( $J$ ) para arreglos de 4 filas con la correlación propuesta por Gray and Webb (1986) presentada en la ecuación 42.

Kuppan Thulukkanam (2013) sintetizó el trabajo publicado en “Transactions of the ASME” y propuso la ecuación 43 para calcular el coeficiente de transferencia de calor para aletas lisas continuas en tubos circulares ( $h$ ), incluyendo el factor  $J$ .

Las aletas utilizadas para aumentar el área de intercambio de calor experimentan una disminución de temperatura desde su base hasta la punta, producto de la conducción interna en la aleta y la convección hacia el entorno, lo que provoca que la aleta transfiera menos calor al ambiente. Por esta razón, se debe considerar la eficiencia de las aletas ( $\eta_{aletas}$ ), la cual representa la capacidad real de una aleta para transferir calor en comparación con su desempeño ideal si toda su superficie estuviera a la temperatura de la base.

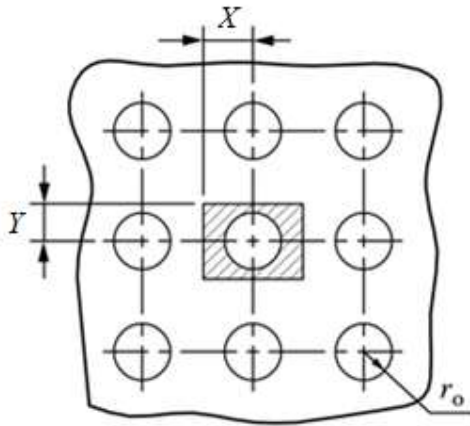
Este comportamiento se modela mediante la ecuación 44, propuesta por Schmidt (1949). En la cual se relaciona la variable ( $m$ ) determinada con la ecuación 45, en donde a su vez, la conductividad térmica de la aleta ( $k_{aleta}$ ) corresponde a la conductividad del aluminio.

La figura 11 presenta las dimensiones de la aleta de manera individual correspondiente a cada uno de los tubos. En esta ilustración, el valor de ( $r_o$ ) corresponde al radio del tubo, la dimensión de mayor longitud ( $X$ ) se obtiene con la expresión 46 y la dimensión de menor longitud ( $Y$ ) con la expresión 47. Estas dimensiones son de gran utilidad para determinar el parámetro  $l^*$ , el cual se obtiene a partir de la ecuación 48. En la cual el parámetro denominado “ $\rho_e$ ”, se define

mediante la ecuación 49. Donde  $\lambda_1$  se determina a partir de la ecuación 50 y  $\beta_1$  corresponde a la ecuación 51.

### Figura 11

*Detalles geométricos del intercambiador de calor tubo-aleta con arreglo rectangular*



Nota. La figura presentada fue adaptada de *Heat Exchanger Design Handbook Second Edition*, (p. 204), por Kuppan Thulukkanam, (2013).

Según Kuppan Thulukkanam (2013) la eficiencia total de la superficie ( $\eta_{Total}$ ) está relacionada con la eficiencia de las aletas ( $\eta_{aletas}$ ) y con la razón entre el área superficial de las aletas ( $A_f$ ) y el área superficial total ( $A_{disponible}$ ), de acuerdo a la ecuación 52.

Finalmente el coeficiente de transferencia de calor por convección en el exterior del primer tramo correspondiente al proceso de desrecalentamiento ( $h_{o(DR)}$ ), se calcula mediante la ecuación 53 teniendo en cuenta la eficiencia total de la superficie ( $\eta_{Total}$ ).

Este mismo procedimiento se realizó para el segundo y tercer tramo del condensador. El coeficiente de transferencia de calor correspondiente al tramo de condensación ( $h_{o(Cond.)}$ ) y al tramo de subenfriamiento ( $h_{o(SE)}$ ) se calcularon mediante la ecuación 54 y 55 respectivamente.

$$P_t = 2 * D_o \quad (30)$$

$$P_l = 4 * D_o \quad (31)$$

$$N_f = \frac{N_a}{L_1} \quad (32)$$

$$L_2 = (P_l * (N_c - 1)) + P_l \quad (33)$$

$$L_3 = (P_t * (N_r - 1)) + P_t \quad (34)$$

$$N_T = \left[ \frac{L_2 * L_3}{P_t * P_l} \right] \quad (35)$$

$$S = \left[ \frac{L_1 - (N_a * t_a)}{N_a + 1} \right] \quad (36)$$

$$A_p = \pi D_o (L_1 - t_a N_f L_1) N_T \quad (37)$$

$$A_f = 2 \left( L_2 L_3 - \frac{\pi D_o^2}{4} N_f \right) N_f L_1 + 2 L_3 t_a N_f L_1 \quad (38)$$

$$A_{disponible} = A_p + A_f \quad (39)$$

$$Re_o = \frac{\rho_{aire} * V_{aire} * D_o}{\mu_{aire}} \quad (40)$$

$$G = \frac{Re_o * \mu_{aire}}{D_o} \quad (41)$$

$$J = 0,14 Re_o^{-0,328} \left[ \frac{P_t}{P_l} \right]^{-0,502} \left[ \frac{S}{D_o} \right]^{0,0312} \quad (42)$$

$$h = J * G * Cp_{aire} * \left( \frac{\mu_{aire} * Cp_{aire}}{k_{aire}} \right)^{-\frac{2}{3}} \quad (43)$$

$$\eta_{aletas} = \frac{\tanh ml^*}{ml^*} \quad (44)$$

$$m = \left[ \frac{2 * h}{k_{aleta} * t_a} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (45)$$

$$X = D_o \quad (46)$$

$$Y = r_o + 0,002 \quad (47)$$

$$l^* = (X - r_o) \left[ 1 + \frac{t_a}{2(X - r_o)} \right] [1 + 0,35 \ln(\rho_e)] \quad (48)$$

$$\rho_e = 1,28 \lambda_1 (\beta_1 - 0,2)^{0,5} \quad (49)$$

$$\lambda_1 = \frac{Y}{r_o} \quad (50)$$

$$\beta_1 = \frac{X}{Y} \quad (51)$$

$$\eta_{Total} = 1 - \frac{A_f}{A_{disponible}} (1 - \eta_{aleta}) \quad (52)$$

$$h_o (DR) = h_{ideal} * \eta_{Total} \quad (53)$$

$$h_o (Cond.) = h_{ideal} * \eta_{Total} \quad (54)$$

$$h_o (SE) = h_{ideal} * \eta_{Total} \quad (55)$$

#### 4.1.7.2 Modelo termodinámico del interior del primer tramo del condensador

Como se explicó anteriormente, en el interior del primer tramo del condensador circula un flujo monofásico de vapor sobrecalentado. La correlación de Gnielinski (1976) presentada en la sección 3.1.6.4 correspondiente al segundo tramo del evaporador, permite determinar este coeficiente de transferencia de calor.

Dicha ecuación utiliza las propiedades del refrigerante evaluadas a la temperatura promedio del refrigerante ( $T_{prom. ref.}$ ), la cual corresponde a 59,5[°C]. Estas propiedades fueron obtenidas a través del software CoolPack y el procedimiento realizado es el mismo. Como resultado de lo anterior, se obtiene el coeficiente de transferencia de calor ideal ( $h_{ideal}$ ).

Debido a que el intercambiador de calor seleccionado para el condensador opera con una eficiencia total, el coeficiente interno de transferencia de calor por convección para el tramo de

desrecalentamiento ( $h_{i(DR)}$ ) se obtiene multiplicando el valor idea por dicha eficiencia como se presenta en la ecuación 56.

$$h_{i(DR)} = h_{ideal} * \eta_{Total} \quad (56)$$

#### 4.1.7.3 Modelo termodinámico del interior del segundo tramo del condensador

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor en el interior del segundo tramo ( $h_{i(Cond.)}$ ), el primer paso es definir las propiedades termodinámicas del refrigerante en ambos estados (líquido y gaseoso).

En el apéndice H se presenta la interfaz del software CoolPack, herramienta utilizada para la obtención de las propiedades del refrigerante R290 a 45[°C]. A partir de este programa se extrajo el calor específico ( $Cp$ ), viscosidad dinámica ( $\mu$ ), conductividad térmica ( $k$ ), la densidad ( $\rho$ ) y la entalpía de vaporización ( $h_{fg}$ ).

Para velocidades bajas del vapor, Chato (1962) sugiere la ecuación 57 en la cual se relacionan las propiedades obtenidas previamente y además se incluyen parámetros como la gravedad ( $g$ ), la temperatura de condensación ( $T_{cond}$ ) y la temperatura de la superficie del condensador ( $T_{sup}$ ). Este valor se definió 1[°C] inferior a la temperatura de condensación, ya que, si se utilizara el mismo valor, la expresión generaría un error matemático.

Finalmente el coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior del segundo tramo ( $h_{i(Cond.)}$ ), se calcula teniendo en cuenta la eficiencia total de la superficie ( $\eta_{Total}$ ) con la ecuación 58.

$$h_{ideal} = 0,555 \left[ \left( \frac{g \rho_{\ell} (\rho_{\ell} - \rho_g) k_{\ell}^3}{\mu_{\ell} (T_{cond} - T_{sup}) D_i} \right) \left( h_{fg} + \frac{3}{8} Cp_{\ell} (T_{cond} - T_{sup}) \right) \right]^{\frac{1}{4}} \quad (57)$$

$$h_{i(Cond.)} = h * \eta_{Total} \quad (58)$$

#### 4.1.7.4 Modelo termodinámico del interior del tercer tramo del condensador

En el interior del tercer tramo del condensador, el refrigerante circula como líquido subenfriado en un régimen de flujo monofásico. Lo que indica que para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección en el tramo de subenfriamiento ( $h_{i(SE)}$ ), se debe aplicar la correlación de Gnielinski (1976) pero con las propiedades del refrigerante líquido como se presenta en la ecuación 59.

Estas propiedades fueron obtenidas a través del software CoolPack y fueron evaluadas a la temperatura promedio del refrigerante ( $T_{prom. ref.}$ ). Este promedio se realiza entre la temperatura de condensación ( $T_{cond}$ ) y la temperatura final del refrigerante posterior al subenfriamiento ( $T_{final(SE)}$ ).

En la ecuación 59 se relaciona el número de Prandtl ( $Pr_g$ ) obtenido a partir de la ecuación 60, el número de Reynolds ( $Re_\ell$ ) calculado con la ecuación 61 y el factor de fricción ( $f_\ell$ ) para flujo turbulento completamente desarrollado, se determina utilizando la ecuación 62.

Posteriormente, a partir de la ecuación 63 se obtiene el coeficiente de transferencia de calor ideal ( $h_{ideal}$ ). Finalmente, el coeficiente interno de transferencia de calor por convección para el tramo de subenfriamiento ( $h_{i(SE)}$ ) se obtiene multiplicando el valor teórico por la eficiencia total de la superficie como se presenta en la ecuación 64.

$$Nu_\ell = \frac{\frac{f_\ell}{8} (Re_\ell - 1000) Pr_\ell}{1 + 12,7 \left(\frac{f_\ell}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr_\ell^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (59)$$

$$Pr_\ell = \frac{Cp_\ell * \mu_\ell}{k_\ell} \quad (60)$$

$$Re_{\ell} = \frac{\dot{m}_{ref}}{\frac{\pi}{4} * D_i * \mu_{\ell}} \quad (61)$$

$$f_{\ell} = (0,790 \ln(Re_{\ell}) - 1,64)^{-2} \quad (62)$$

$$h_{ideal} = \frac{Nu_{\ell} * k_{\ell}}{D_i} \quad (63)$$

$$h_{i(SE)} = h_{ideal} * \eta_{Total} \quad (64)$$

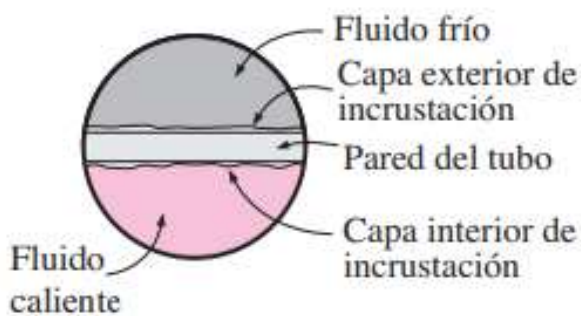
### 3.2 Simulación de los modelos termodinámicos

En esta etapa del procedimiento, el objetivo es determinar el coeficiente global de transferencia de calor ( $U_o$ ). Para calcularlo, se ingresaron los modelos termodinámicos desarrollados previamente en el software E.E.S. y se implementaron los procesos iterativos detallados en cada subsistema.

A medida que pasa el tiempo se forma una capa de depósitos, como se muestra en la figura 12. Esta capa reduce la tasa de transferencia de calor, por lo que resulta necesario considerar la resistencia térmica por ensuciamiento tanto en el exterior como en el interior del tubo.

#### Figura 12

*Acumulación de depósitos sobre las superficies de transferencia de calor*



Nota. La figura presentada fue adaptada de *Transferencia de Calor y Masa. Fundamentos y Aplicaciones, Cuarta Edición* (p. 638), por Yunus A. Çengel, (2011).

Asumiendo un comportamiento equivalente al del agua, se estimó el factor de ensuciamiento en el exterior del evaporador ( $R_{f,o(mosto)}$ ) utilizando los valores de la tabla del

apéndice J. Dado que el mosto es una mezcla de agua y cebada, se seleccionó el factor de ensuciamiento correspondiente a “River water average”.

Para determinar el factor de ensuciamiento correspondiente tanto al aire ambiente como al refrigerante, se recurrió a la tabla del apéndice K, la cual presenta valores asociados a diversos fluidos industriales. A partir de esta tabla se determinó el factor de ensuciamiento en el exterior del condensador ( $R_{f,aire}$ ), el factor por ensuciamiento asociado al refrigerante en fase vapor ( $R_{f,ref g}$ ) y en fase líquida ( $R_{f,ref l}$ ).

#### **4.2.1 Simulación del modelo del evaporador**

Para el modelado termodinámico del evaporador, este se dividió en dos tramos. En cada tramo se determinó un coeficiente de convección externa ( $h_o$ ) y un coeficiente de convección interna ( $h_i$ ), por lo que a cada uno le corresponde un coeficiente global de transferencia de calor ( $U_o$ ) independiente.

##### **4.2.1.1 Método de iteración en el primer tramo del evaporador**

El primer paso del proceso iterativo aplicado, consiste en verificar que el flujo de calor desde el mosto hacia la superficie del evaporador ( $q''_{ext.}$ ), es igual al flujo de calor desde dicha superficie hacia el refrigerante ( $q''_{int.}$ ). Para esto, se realizó un balance de energía en la superficie del tubo (ecuación 65), en el cual se despreció la conducción de calor debido a que el espesor de la tubería es muy pequeño.

Adaptando la ley de enfriamiento de Newton a los parámetros asociados al exterior del primer tramo se obtiene la ecuación 66. Esta misma relación se implementó con los parámetros asociados al interior del primer tramo obteniendo la ecuación 67.

Como resultado se observa que  $q''_{ext.} > q''_{int.}$ , lo que indica la necesidad de iterar todo el procedimiento hasta alcanzar la condición de  $q''_{ext.} = q''_{int.}$ . Para conseguir esta condición de

igualdad, se debe modificar el valor de la temperatura superficial ( $T_{sup}$ ), ya que se trata del parámetro en común que comparten ambos flujos de calor.

No obstante, es importante considerar que esta temperatura superficial no solo influye en la iteración final de los flujos de calor, sino que también modifica las propiedades termodinámicas del mosto y altera parámetros clave que provocan variaciones en los dos coeficientes de transferencia de calor por convección. Este proceso de iteración se llevó a cabo mediante el código presentado en el apéndice L y se obtuvo la condición de igualdad ( $q''_{ext.} = q''_{int.}$ ).

Llegados a este punto, se debe considerar que la fracción de masa de vapor del refrigerante ( $\mathcal{X}$ ) varía a lo largo de este tramo debido al proceso de ebullición. Según las condiciones termodinámicas del ciclo de refrigeración, el refrigerante ingresa al evaporador con una calidad de 0,215 y debe salir de este con una calidad aproximada a 1.

Por esta razón, en esta etapa del procedimiento se consideraron veinte valores de  $\mathcal{X}$  distribuidos dentro de dicho rango, y se repitió el proceso iterativo para cada uno de ellos con el fin de obtener veinte coeficientes de transferencia de calor por convección en ebullición en flujo. El apéndice N presenta la hoja de cálculo en la cual se sintetizan los resultados obtenidos de las veinte iteraciones realizadas.

Estos valores se promediaron para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección en ebullición en flujo promedio ( $h_i (Ebullición)_{prom.}$ ) el cual representa de manera aproximada el comportamiento del refrigerante en el interior de este tramo.

Finalmente, para obtener el coeficiente global correspondiente al primer tramo del evaporador ( $U_{ebullición}$ ) se aplicó la ecuación 68. En esta ecuación los coeficientes de transferencia de calor por convección y las dimensiones geométricas del tubo han sido determinadas previamente.

Adicionalmente, se relacionan la conductividad térmica del tubo (acero inoxidable) y los factores de ensuciamiento correspondientes al mosto y al refrigerante en estado de vapor.

$$q''_{ext.} = q''_{int.} \quad (65)$$

$$q''_{ext.} = h_o (Ebullición) * (T_{prom. (mosto)} - T_{sup}) \quad (66)$$

$$q''_{int.} = h_i (Ebullición) * (T_{sup} - T_{ref}) \quad (67)$$

$$U_{ebullición} = \frac{1}{\frac{1}{h_o (Ebullición)} + R_{f,o} + \frac{e * D_o}{k_{tubo} * D_m} + \frac{D_o}{D_i * h_i (Ebullición)_{prom.}} + R_{f,i} \frac{D_o}{D_i}} \quad (68)$$

#### 4.2.1.2 Método de iteración en el segundo tramo del evaporador

De la misma manera, en el segundo tramo del evaporador se aplicó el mismo método de iteración descrito anteriormente. Este procedimiento se implementó ya que, con los valores obtenidos a partir de la primera iteración, no se cumplía la condición de igualdad entre los flujos de calor. La iteración se realizó mediante el código presentado en el apéndice M.

Una vez conseguida la condición de igualdad, se adapta la ecuación 69 para calcular el coeficiente global de transferencia de calor correspondiente al segundo tramo ( $U_{SC}$ ). En esta expresión las resistencias por ensuciamiento ( $R_{f,o}$ ,  $R_{f,i}$ ), la conductividad térmica ( $k_{tubo}$ ) y las dimensiones geométricas del tubo ( $D_o$ ,  $D_i$ ,  $D_m$ ) son las mismas utilizadas en la sección anterior, la única diferencia son los coeficientes de transferencia de calor por convección ( $h_o (SC)$ ,  $h_i (SC)$ ).

De esta manera se obtuvieron los coeficientes globales de transferencia de calor correspondientes al primer tramo ( $U_{ebullición}$ ) y al segundo tramo ( $U_{SC}$ ) del evaporador. Estos valores serán empleados posteriormente en el dimensionamiento del mismo.

$$U_{sc} = \frac{1}{\frac{1}{h_o (SC)} + R_{f,o} + \frac{e * D_o}{k_{tubo} * D_m} + \frac{D_o}{D_i * h_i (SC)} + R_{f,i} \frac{D_o}{D_i}} \quad (69)$$

#### 4.2.2 Simulación del modelo del condensador

Para el condensador se aplicó el mismo método de iteración utilizado previamente en el evaporador. El modelado termodinámico de este subsistema se realizó dividiéndolo en tres tramos, en los cuales se determinó un coeficiente de convección externa ( $h_o$ ) y un coeficiente de convección interna ( $h_i$ ), por lo que a cada uno le corresponde un coeficiente global de transferencia de calor ( $U_o$ ) independiente.

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor en el tramo de desrecalentamiento ( $U_{DR}$ ) se implementó la ecuación 70. Por su parte, el coeficiente global de transferencia de calor en el tramo de condensación ( $U_{Cond}$ ) y en el tramo de subenfriamiento ( $U_{SE}$ ) se determinaron a partir de las ecuaciones 71 y 72 respectivamente.

En estas expresiones la conductividad térmica ( $k_{tubo}$ ) y las dimensiones geométricas del tubo ( $D_o$ ,  $D_i$ ,  $D_m$ ) son las mismas para los tres tramos. La diferencia se encuentra en los coeficientes de transferencia de calor por convección ( $h_o$ ,  $h_i$ ) y la eficiencia total del tramo ( $\eta_{Total}$ ). El factor de ensuciamiento en el exterior ( $R_{f,aire}$ ) se mantiene constante, sin embargo, el factor de ensuciamiento en el interior ( $R_{f,i}$ ) varía su valor, dado que en estas etapas el refrigerante cambia de estado gaseoso a líquido.

$$U_{DR} = \frac{1}{\frac{1}{h_o(DR)} + \frac{R_{f,aire}}{\eta_{Total}} + \frac{e * D_o}{k_{tubo} * D_m * \eta_{Total}} + \frac{D_o}{D_i * h_i(DR)} + \frac{R_{f,ref g} * D_o}{D_i * \eta_{Total}}} \quad (70)$$

$$U_{Cond} = \frac{1}{\frac{1}{h_o(Cond.)} + \frac{R_{f,aire}}{\eta_{Total}} + \frac{e * D_o}{k_{tubo} * D_m * \eta_{Total}} + \frac{D_o}{D_i * h_i(Cond.)} + \frac{R_{f,ref g} * D_o}{D_i * \eta_{Total}}} \quad (71)$$

$$U_{SE} = \frac{1}{\frac{1}{h_o(SE)} + \frac{R_{f,aire}}{\eta_{Total}} + \frac{e * D_o}{k_{tubo} * D_m * \eta_{Total}} + \frac{D_o}{D_i * h_i(SE)} + \frac{R_{f,ref l} * D_o}{D_i * \eta_{Total}}} \quad (72)$$

### 3.3 Dimensionamiento de los subsistemas

En esta sección, el objetivo es determinar el área de transferencia de calor requerida necesaria para satisfacer la carga térmica establecida en el diseño del evaporador y del condensador.

#### 4.3.1 Dimensionamiento del evaporador

Para determinar el área de transferencia de calor requerida en el evaporador, se calculó de manera individual el área correspondiente a cada tramo. Para determinar el área de intercambio de calor correspondiente al primer tramo ( $A_{sup\ ebu.}$ ), se aplicó el método de la diferencia media logarítmica, utilizando la ecuación 73.

En donde la razón de transferencia de calor en el primer tramo ( $\dot{Q}_{ebullición}$ ), corresponde al calor que debe absorber el refrigerante a lo largo de la sección donde ocurre la ebullición. Este valor se determina restando al calor total a disipar del mosto, el calor absorbido por el refrigerante en el segundo tramo como se presenta en la ecuación 74. En la cual el calor a disipar del mosto ( $\dot{Q}_{disipar}$ ) ha sido definido previamente, mientras que el calor que absorbe el tramo donde ocurre el sobrecalentamiento ( $\dot{Q}_{SC}$ ) se calcula adaptando la ecuación 75.

La diferencia media logarítmica de temperatura ( $\Delta T_{ml}$ ) se calcula con la expresión 76. En la cual  $\Delta T_1$  y  $\Delta T_2$  se determinan con las ecuaciones 77 y 78 respectivamente. Una vez determinada el área de transferencia de calor, se calcula la longitud correspondiente al primer tramo a partir de la ecuación 79.

Por otra parte, se aplicó el mismo procedimiento para determinar el área de intercambio de calor correspondiente al segundo tramo ( $A_{sup\ SC}$ ) mediante la ecuación 80 y posteriormente se calculó la longitud de este tramo a partir de la ecuación 81.

Finalmente se suman ambas longitudes (ecuación 82) y se obtiene como resultado la longitud total del evaporador.

$$A_{sup\ eb.} = \frac{\dot{Q}_{ebullición}}{U_{ebullición} * \Delta T_{ml}} \quad (73)$$

$$\dot{Q}_{ebullición} = \dot{Q}_{disipar} - \dot{Q}_{SC} \quad (74)$$

$$\dot{Q}_{SC} = \dot{m}_{ref} * (h_1 - h_{1s}) \quad (75)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left( \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (76)$$

$$\Delta T_1 = T_{mosto\ (entrada)} - T_{Ref.\ (salida)} \quad (77)$$

$$\Delta T_2 = T_{mosto\ (salida)} - T_{Ref.\ (entrada)} \quad (78)$$

$$L_{ebullición} = \frac{A_{sup}}{\pi * D_o} \quad (79)$$

$$A_{sup\ SC} = \frac{\dot{Q}_{SC}}{U_{SC} * \Delta T_{ml}} \quad (80)$$

$$L_{SC} = \frac{A_{sup}}{\pi * D_o} \quad (81)$$

$$L_{total} = L_{ebullición} + L_{SC} \quad (82)$$

#### 4.3.2 Dimensionamiento del condensador

El área total disponible en el condensador con la configuración de tubos propuesta ( $A_{disponible}$ ), fue calculada previamente y corresponde a 2,022[m<sup>2</sup>]. Esta área debe ser equivalente al área total requerida por el sistema de refrigeración para garantizar la disipación de energía hacia el ambiente ( $A_{requerida}$ ). En donde dicho valor se obtiene mediante la suma de las áreas superficiales asociadas a cada uno de los tramos del condensador, según la expresión 83.

El área de intercambio de calor correspondiente al tramo de desrecalentamiento ( $A_{DR}$ ) se determinó a partir de la ecuación 84, en donde la razón de transferencia de calor en este tramo ( $\dot{Q}_{DR}$ ) se obtiene mediante la ecuación 85.

Por su parte, el área de intercambio de calor correspondiente al tramo de condensación ( $A_{Cond}$ ) se calculó con la ecuación 86 y la razón de transferencia de calor en este tramo ( $\dot{Q}_{Cond}$ ) se determina a partir de la ecuación 87.

Finalmente, el área de intercambio de calor correspondiente al tramo de subenfriamiento ( $A_{SE}$ ) se obtuvo con la ecuación 88, en la cual la razón de transferencia de calor en este tramo ( $\dot{Q}_{SE}$ ) se determina mediante la ecuación 89.

En estas expresiones, se relaciona la diferencia media logarítmica de temperatura ( $\Delta T_{ml}$ ) la cual se calcula con la expresión 90, donde  $\Delta T_1$  y  $\Delta T_2$  se determinan con las ecuaciones 91 y 92 respectivamente.

Reemplazando los valores de cada área en la ecuación 83, se obtiene que el área total requerida ( $A_{requerida}$ ).

$$A_{requerida} = A_{DR} + A_{Cond} + A_{SE} \quad (83)$$

$$A_{DR} = \frac{\dot{Q}_{DR}}{U_{DR} * \Delta T_{ml}} \quad (84)$$

$$\dot{Q}_{DR} = \dot{m}_{ref} * (h_{74} - h_{45}) \quad (85)$$

$$A_{Cond} = \frac{\dot{Q}_{Cond}}{U_{Cond} * \Delta T_{ml}} \quad (86)$$

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_{ref} * (h_{45g} - h_{45\ell}) \quad (87)$$

$$A_{SE} = \frac{\dot{Q}_{SE}}{U_{SE} * \Delta T_{ml}} \quad (88)$$

$$\dot{Q}_{SE} = \dot{m}_{ref} * (h_{45} - h_{35}) \quad (89)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left( \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (90)$$

$$\Delta T_1 = T_{ref. (entrada)} - T_{aire (salida)} \quad (91)$$

$$\Delta T_2 = T_{ref. (salida)} - T_{aire (entrada)} \quad (92)$$

### 4.3.3 Modelado 3D de los subsistemas

Una vez determinada la longitud total del evaporador, se procedió a realizar su modelado 3D en el software SolidWorks. Para este proceso se utilizaron los siguientes parámetros:

- Diámetro del serpentín ( $D_{serp}$ ): Se definió su valor en 0,25[m] a criterio propio, teniendo en cuenta que debía ser significativamente menor que el diámetro de la olla.

- Número de espiras ( $N_{espiras}$ ): Se determinó a partir de la longitud total ( $L_{total}$ ) y del diámetro del serpentín ( $D_{serp}$ ) empleando la ecuación 93 y posteriormente se aproxima este valor al siguiente número entero.

- Paso entre centros de las espiras ( $P_{espiras}$ ): Se calculó con la ecuación 94 considerando el diámetro externo del tubo ( $D_o$ ) y el espacio entre espiras deseado (*Espacio*).

Finalmente, a partir de los parámetros previamente calculados, el resultado obtenido fue el modelo tridimensional del evaporador en forma de serpentín presentado en la figura 13. A partir del modelo 3D se generaron los planos técnicos presentados en el apéndice O, los cuales incluyen vistas isométricas, frontales y laterales. Este modelo fue integrado virtualmente dentro de la olla, confirmando que el espacio disponible resulta suficiente para su instalación.

$$N_{espiras} = \frac{L_{total}}{\pi * D_{serp}} \quad (93)$$

$$P_{espiras} = Espacio * D_o \quad (94)$$

**Figura 13**

*Modelo 3D del evaporador*



Las dimensiones y parámetros relacionados al condensador fueron definidos previamente. Con esto, se construyó el modelo presentado en la figura 14 y se generaron los planos que se encuentran en el apéndice P.

**Figura 14**

*Modelo 3D del condensador*



### 3.4 Análisis técnico económico

En esta sección se evaluará la viabilidad del sistema de refrigeración propuesto comparando costos de inversión (CAPEX), costos de operación (OPEX), además de los beneficios que el sistema de refrigeración traería, comparado con alternativas comunes en la industria de la cerveza artesanal.

#### 3.4.1 Identificación y Cuantificación de los Costos de Inversión

La tabla 5 presenta el desglose de los costos asociados a la construcción e implementación del sistema de refrigeración propuesto.

**Tabla 5**

*Cuantificación de los costos de inversión (CAPEX)*

Componente	Descripción	Costo unitario	Costo total
Compresor	Compresor 1hp 110v R290 NST26RA-110v	\$ 1.154.000	\$ 1.154.000
Condensador	Tubería de cobre tipo K ¼"	\$ 13.753	\$ 206.300
	láminas de aluminio (aletas) 38,1 x 7,62 * 0,1[cm]	\$ 135.660	\$ 135.600
Evaporador	Tubería de acero inoxidable SCH10 1/2"	\$ 104.000	\$ 52.000
Filtro deshidratador	filtro para eliminar humedad y partículas solidas en el refrigerante	\$ 35.900	\$ 35.900
Elemento de expansión	Válvula de expansión termostática TU-5 068U3734	\$ 346.000	\$ 346.000
Gas refrigerante	Gas refrigerante R290 X 400g	\$ 59.900	\$ 59.900
Aislamiento	Aislante térmico de calor Thermolon	\$ 34.900	\$ 69.800
Mano de obra	Costo por instalación del sistema de refrigeración	\$ 1.000.000	\$ 1.000.000
Conexiones	Incluye soldadura y codos	\$ 85.000	\$ 85.000
Total			\$ 3.144.500

Entre los elementos más representativos se encuentra el compresor, que constituye el componente de mayor inversión. Para estimar el costo del evaporador, se cotizó el material en la empresa Cortesa como se presenta en el apéndice S. El condensador por su parte se estimó con el

costo de la tubería de cobre y de las láminas de aluminio con las especificaciones expuesta en la tabla 5. Adicionalmente, se contemplan los costos de accesorios complementarios como el filtro deshidratador, el elemento de expansión, el gas refrigerante, el aislamiento térmico y las conexiones, así como la mano de obra requerida para la instalación del sistema.

### ***3.4.2 Identificación y Cuantificación de los Costos de operación***

La Tabla 6 muestra el cálculo del gasto operativo asociado al consumo eléctrico del sistema de refrigeración. Para la estimación, se consideró la potencia eléctrica del compresor y un tiempo de operación promedio de horas diarias. Bajo estas condiciones, el consumo diario de energía corresponde a 0,543 kWh. Multiplicando este valor por la tarifa de energía eléctrica vigente presentado en el apéndice T, se obtiene el costo eléctrico diario. Al proyectar este valor durante un año (365 días), se determina el costo eléctrico anual del sistema.

**Tabla 6**

*Cuantificación de los Costos de operación (OPEX)*

Gasto Operativo	Cálculo o Estimación	Valor
Potencia Eléctrica	Consumo en Watts	1,086 [kW]
Consumo Diario	1,086[kW]* 0,5 [h]	0,543 kWh
Costo Eléctrico Diario	0,543 kWh x 767,5 \$/kWh	\$ 416,562
Costo Eléctrico Anual	\$ 416,562 x 365 [días]	\$ 152.045
Gasto Operativo Total Anual		\$ 152.045

### ***3.4.3 Comparativa del sistema propuesta frente a otros métodos de enfriamiento***

En esta sección se realizó una comparación del sistema propuesto en el proyecto, con dos métodos de enfriamiento artesanales y un sistema de enfriamiento más tecnológico usado ampliamente en procesos como la pasteurización de la leche.

El primer método se trata de la inmersión del recipiente con el mosto en una especie de piscina llena de agua y hielo. Básicamente, el mecanismo de transferencia de calor es la convección natural. Aunque este método tiene un bajo costo de inversión inicial, representa un alto costo operativo. El proceso de enfriamiento con este método requiere varias horas, lo que significa una exposición prolongada ante bacterias que podrían contaminar el mosto o sabores indeseados en el producto final.

El segundo método lleva a cabo el uso de un serpentín con agua fluyendo en su interior para absorber el calor del mosto. Cada ciclo de enfriamiento consume una cantidad significativa de agua potable que se calienta y se desecha. Aunque esta agua puede ser recogida y reutilizada en otras tareas como la limpieza del establecimiento, representa un gran reto logístico, ya que obliga al maestro cervecero a contar con grandes tanques para esta reserva de agua y un espacio muy amplio donde realizar el proceso de enfriamiento. Este método puede resultar rápido en cuanto a la implementación y a la operación, sin embargo es económicamente insostenible además de tener un impacto ambiental negativo.

El tercer método consiste en la implementación de un intercambiador de calor de placas, en el cual el mosto caliente es bombeado para intercambiar calor con agua fría. Este sistema es muy utilizado en la industria, ya que permite un enfriamiento rápido y eficiente. No obstante, su diseño presenta serios desafíos de limpieza y mantenimiento, dado que las placas y los conductos estrechos son propensos a obstruirse con los residuos de malta y lúpulo presentes en el mosto. Además, son difíciles de limpiar y sanitizar por completo, lo que puede generar contaminación que dañen la calidad de futuras producciones.

Para estos tres métodos, se realizó el mismo procedimiento y se realizó una tabla comparativa de los costos de inversión y de operación generados por cada uno de ellos.

**Tabla 7***Tabla comparativa entre sistemas de enfriamiento*

Metrica	Sistema propuesto	Enfriamiento con hielo	Serpentin con agua	Intercambiador de placas
CAPEX	\$ 3.144.500	\$ 175.000	\$ 238.000	\$ 1.061.000
OPEX	\$ 152.045	\$ 2.555.000	\$ 156.585	\$ 78.129
Costo total en 5 años	\$ 3.904.725	\$ 12.950.000	\$ 1.020.925	\$ 1.451.646

En la tabla 7 se puede observar que el sistema de refrigeración propuesto requiere una inversión inicial más alto que los otros métodos. Sin embargo, los costos de operación resultan ser mas bajos, esto indica que el proyecto es una buena alternativa a largo plazo.

Adicionalmente, el sistema propuesto ofrece ventajas técnicas frente a los métodos comparados. Está diseñado para lograr un enfriamiento rápido y controlado, evitando la exposición al aire y reduciendo así el riesgo de contaminación. Al funcionar en un ciclo cerrado, no requiere consumo de agua ni genera residuos contaminantes. Por otra parte, el evaporador planteado corresponde a un serpentín de diseño simple y de una sola pieza, lo que facilita su limpieza y sanitización tras cada uso, eliminando la posibilidad de contaminación cruzada.

#### 4. Resultados

La tabla 8 presenta los parámetros claves que permitieron el correcto dimensionamiento del evaporador, entre los cuales se encuentran la temperatura superficial ( $T_{sup}$ ), los coeficiente de transferencia de calor por convección externa ( $h_o$ ) e interna ( $h_i$ ), el coeficiente global de transferencia de calor ( $U_o$ ), el área superficial ( $A_{sup}$ ) y finalmente la longitud correspondiente a cada tramo ( $L$ ).

**Tabla 8**

*Resultados correspondientes al evaporador*

<i>Tramo</i>	$T_{sup} [^{\circ}C]$	$h_o \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	$h_i \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	$U_o \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	$A_{sup} [m^2]$	$L [m]$
<i>Ebullición</i>	17,2745	994,4	3583,05	406,8	0,1703	2,545
<i>Sobrecalentamiento</i>	53,1355	1188	217,8	130,4	0,01755	0,2623
						2,8073

**Tabla 9**

*Dimensiones del condensador*

<i>Dimensión</i>	<i>Longitud [m]</i>
<i>Profundidad (<math>L_1</math>)</i>	0,3
<i>Ancho (<math>L_2</math>)</i>	0,381
<i>Altura (<math>L_3</math>)</i>	0,0762

La profundidad ( $L_1$ ), el ancho ( $L_2$ ) y la altura ( $L_3$ ) del condensador fueron definidas como parte del método de iteración y sus valores se presentan en la tabla 9. Estas dimensiones influyeron en los resultados de los parámetros claves asociados al condensador como la temperatura

superficial ( $T_{sup}$ ), los coeficiente de transferencia de calor por convección externa ( $h_o$ ) e interna ( $h_i$ ), el coeficiente global de transferencia de calor ( $U_o$ ) y el área superficial ( $A_{sup}$ ).

**Tabla 10**

*Resultados correspondientes al condensador*

<i>Tramo</i>	$T_{sup} [^{\circ}C]$	$h_o \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	$h_i \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	$U_o \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	$A_{sup} [m^2]$
<i>Desrecalentamiento</i>	55,399	156,7	1050	123	0,2108
<i>Condensación</i>	44,017	157,6	2568	134,8	1,483
<i>Subenfriamiento</i>	38,4638	158,1	1076	127,7	0,2195
					1,9133

Al sumar las áreas correspondiente a cada tramo, se obtiene que el área total requerida ( $A_{requerida}$ ) es igual a 1,9133[m<sup>2</sup>]. Por su parte el área total disponible por el intercambiador de calor con la configuración de tubos propuesta ( $A_{disponible}$ ) corresponde a 2,022[m<sup>2</sup>]. Como se puede evidenciar, el área requerida resulta ligeramente menor que el área disponible, lo que confirma que la configuración de tubos seleccionada para el condensador es adecuada y cumple satisfactoriamente con la demanda de disipación de calor establecida en el diseño.

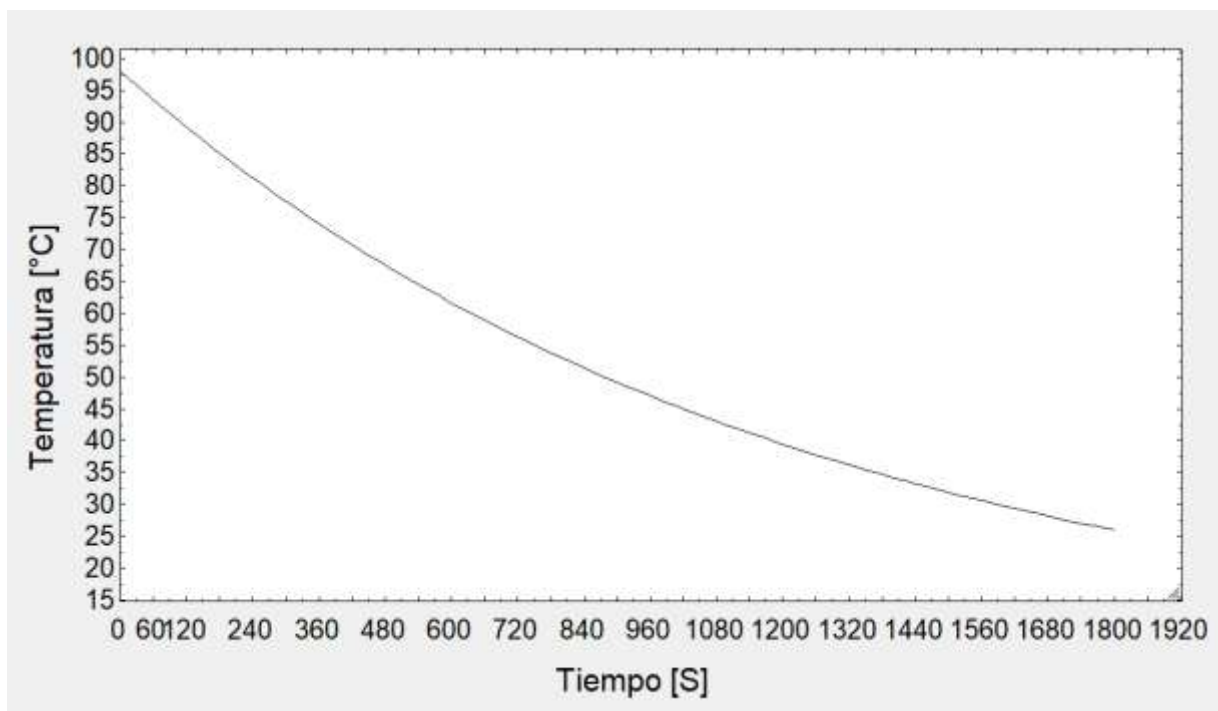
A partir de los resultados obtenidos, se llevó a cabo el análisis unidimensional del comportamiento de la temperatura del mosto. Este análisis se fundamenta en la primera ley de la termodinámica aplicada al sistema, mediante el cual, es posible establecer la ecuación diferencial de primer orden, que describe la variación temporal de la temperatura del mosto durante el proceso de enfriamiento (ecuación 95). En esta expresión el signo negativo indica que el calor está saliendo del sistema, haciendo que la temperatura disminuya.

Realizando el procedimiento matemático para resolver dicha ecuación, se obtiene la función presentada en la ecuación 96, con la cual se construyó una gráfica que representa la disminución progresiva de la temperatura del mosto en el tiempo definido (figura 15).

$$\frac{dT}{dt} = -\frac{U \cdot A}{m \cdot cp} \cdot (T - T_{Evap}) \quad (95)$$

$$T(t) = e^{-\frac{U \cdot A}{m \cdot cp} t} * (T_0 - T_{Evap}) + T_{Evap} \quad (96)$$

**Figura 15** Disminución de la temperatura del mosto respecto al tiempo



Nota. Se observa una disminución progresiva de la temperatura desde 98 °C hasta aproximadamente 26 °C en un intervalo de 1800 segundos (30 minutos).

## 5. Conclusiones

El desarrollo de este proyecto permitió plantear y diseñar un sistema de refrigeración por compresión de vapor orientado al enfriamiento del mosto en la producción de cerveza artesanal, cumpliendo con el objetivo general propuesto. La propuesta busca aportar una alternativa técnica viable que contribuya a mejorar los procesos productivos de los maestros cerveceros y, en consecuencia, fortalecer la competitividad dentro de la industria cervecera local.

El modelo termodinámico formulado y las simulaciones realizadas mediante herramientas computacionales permitieron estimar y dimensionar los subsistemas del ciclo de refrigeración, identificando los parámetros operativos necesarios para satisfacer la carga térmica establecida en el diseño. Los resultados obtenidos indican un desempeño teórico favorable, evidenciando la posibilidad de alcanzar un enfriamiento rápido y controlado del mosto bajo condiciones de operación adecuadas.

El análisis técnico-económico sugiere que la propuesta puede considerarse una alternativa con potencial de implementación, al combinar criterios de eficiencia, sostenibilidad y viabilidad económica. Aunque el sistema no fue construido ni evaluado experimentalmente, los resultados teóricos respaldan su factibilidad como solución preliminar para mejorar el proceso de enfriamiento del mosto.

En conjunto, el trabajo realizado establece un diseño inicial el cual representa una base sólida para futuros desarrollos experimentales que permitan comprobar su desempeño real.

### Bibliografía

- A. Pérez Sánchez, E. P. (2019). Diseño de un intercambiador de calor de serpentín para el enfriamiento de acetona. *Nexo Revista Científica*. Obtenido de <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=7317083>
- Arnabat, I. (11 de Julio de 2024). *Los gases refrigerantes sustitutos - Infografía: evolución y futuro*. Obtenido de Caloryfrio.com: <https://www.caloryfrio.com/refrigeracion-frio/evolucion-futuro-refrigeracion-gases-refrigerantes.html>
- Artesanal, D. C. (16 de Agosto de 2015). ¿Cómo se hace una cerveza artesanal? Obtenido de <https://www.facebook.com/share/16oMFy7n5M/>
- ASHRAE. (2013). Designation and Safety Classification of Refrigerants. *ANSI/ASHRAE Standard 34*. Obtenido de <https://www.ashrae.org/technical-resources/bookstore/ashrae-refrigeration-resources>
- ASHRAE. (2013). Safety Standard for Refrigeration Systems. *ANSI/ASHRAE Standard 15*. Obtenido de <https://www.ashrae.org/technical-resources/bookstore/ashrae-refrigeration-resources>
- Barderas, A. V. (2013). *Ingeniería del calor*. Ciudad de México.
- Chato., J. C. (1962). Laminar Condensation inside Horizontal and Inclined Tubes. *ASHRAE Journal* 4, 52.
- Collier, J. G. (1981). *Convective Boiling and Condensation, 2nd ed.* London: McGraw-Hill.
- Congreso de Colombia. (28 de Diciembre de 1992). *Ley 29 de 1992*. Obtenido de Función pública-Gestor normativo:  
<https://www.funcionpublica.gov.co/eva/gestornormativo/norma.php?i=10584#:~:text=A>

- RTICULO%2016&text=Entrada%20en%20vigor-  
,1.,%2C%20aceptación%2C%20aprobación%20o%20adhesión
- Cortesa. (2016). *Tubería Inoxidable - Pinox - Hecho en Colombia !!!* Obtenido de corteaceros.com: <https://www.corteaceros.com/Tubes.html>
- Danfoss. (15 de Diciembre de 2020). Refrigerantes A2L en refrigeración comercial. Obtenido de <https://www.danfoss.com/es-es/about-danfoss/our-businesses/cooling/refrigerants-and-energy-efficiency/a2l-refrigerants-in-commercial-refrigeration>
- Durán, I. (2020). Una Cerveza Con: Aporte de Bavaria y el sector al desarrollo del país. Obtenido de <https://www.bavaria.co/una-cerveza-con-aporte-de-bavaria-y-el-sector-al-desarrollo-del-pais>
- Giménez, A. (02 de Diciembre de 2024). Enfriamiento por desrecalentamiento. Obtenido de <https://areacooling.com/es/glosario-de-terminos-hvac/enfriamiento-por-desrecalentamiento/#:~:text=El%20desrecalentamiento%20es%20un%20proceso,saturación%20a%20la%20presión%20correspondiente>
- Gnielinski, V. (1976). New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow. *International Chemical Engineering, Vol. 16*, 359-368. Obtenido de V. Gnielinski, “New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow,” *International Chemical Engineering, Vol. 16, No. 2, 1976, pp. 359-68.*
- Gray, D. L. (1986). Heat transfer and friction correlations for plate fin and tube heat exchangers having plain fins. *Proceedings of the Eighth International Heat Transfer Conference, Vol. 6*, págs. 2745-2750. San Francisco.
- Heinen & Hopman. (2022). *Heinen & Hopman*. Obtenido de Propane as a Natural Refrigerant: <https://www.heinenhopman.com/20220503-choosing-natural-refrigerants-r290-propane>

International Organization for Standardization. (19 de Junio de 2018). *ISO 22000*. Obtenido de ISO Standards: <https://www.iso.org/obp/ui/es/#iso:std:iso:22000:ed-2:v2:es>

Intersam. (16 de Noviembre de 2020). ¿Qué es el subenfriamiento en un sistema de refrigeración? Obtenido de <https://intersam.es/que-es-el-subenfriamiento-en-un-sistema-de-refrigeracion>

Kandlikar, S. G. (1991). A model for correlating flow boiling heat transfer in augmented tubes and compact evaporators. *J. Heat transfer*, 113,966.

Kandlikar, S. S. (1990). A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. *J. Heat Transfer*, 112,219.

Ministerio de Minas y Energía. (07 de Abril de 2004). *Reglamento Técnico de Instalaciones Eléctricas - RETIE*. Obtenido de [minenergia.gov.co: https://www.minenergia.gov.co/es/misional/energia-electrica-2/reglamentos-tecnicos/reglamento-técnico-de-instalaciones-eléctricas-retie/#:~:text=¿Qué%20es%20el%20RETIE?,inducir%20a%20error%20al%20usuario](https://www.minenergia.gov.co/es/misional/energia-electrica-2/reglamentos-tecnicos/reglamento-técnico-de-instalaciones-eléctricas-retie/#:~:text=¿Qué%20es%20el%20RETIE?,inducir%20a%20error%20al%20usuario).

Ministerio de Minas y Energías. (02 de Abril de 2024). *RESOLUCIÓN NÚMERO 40117*. Obtenido de [minenergia.gov.co: https://www.minenergia.gov.co/documents/11563/Resolución\\_40117\\_de\\_2024.pdf](https://www.minenergia.gov.co/documents/11563/Resolución_40117_de_2024.pdf)

Ministerio de Salud y Protección Social. (07 de Diciembre de 2012). Resolución 4142 de 2012. Colombia. Obtenido de <https://www.minsalud.gov.co/sites/rid/Lists/BibliotecaDigital/RIDE/DE/DIJ/resolucion-4142-de-2012.pdf>

Nacobre. (2025). *Tubería Rígida Cobre Tipo M – L – K*. Obtenido de Tuvalrep S.A.S: <https://tuvalrep.com.co/producto/tuberia-rigida-cobre-tipo-k-nacobre>

- Osama Abd Al-Munaf Ibrahim, S. A. (2024). Review of hydrocarbon refrigerants as drop-in alternatives to high-GWP refrigerants in VCR systems: The case of R290. *Cleaner Engineering and Technology*, Vol. 23, 5,6. Obtenido de <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2666790824001058#sec7>
- Petukhov, B. S. (1970). *Advances in Heat Transfer. Academic Press, Vol. 6.*
- Química Marcat. (02 de Noviembre de 2023). ¿Qué es el GWP y ODP y cómo estos impactan al medio ambiente? Tlajomulco de Zúñiga, Jalisco, México. Obtenido de <https://www.marcata.com.mx/que-es-el-gwp-y-odp-y-como-estos-impactan-al-medio-ambiente/#:~:text=Es%20decir%2C%20expresa%20el%20potencial,global%20y%20al%20cambio%20climático>
- Ramón Enrique Ariza Gamero, N. F. (2008). Diseño y montaje de una maquina productora de hielo en bloque para demostracion del ciclo de refrigeracion aplicado en el laboratorio de refrigeracion y aire acondicionado. Bucaramanga. Obtenido de <https://noesis.uis.edu.co/items/44b61737-543a-4bbf-96fa-0ecacd373814>
- Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque, Á. O. (2016). Análisis de las estadísticas del Flujo Bifásico Horizontal en Padrón de Pistón. *INGnosis*, 157. Obtenido de [https://www.researchgate.net/publication/336175605\\_Analisis\\_de\\_las\\_Estadisticas\\_del\\_Flujo\\_Bifasico\\_Horizontal\\_en\\_Padron\\_de\\_Piston](https://www.researchgate.net/publication/336175605_Analisis_de_las_Estadisticas_del_Flujo_Bifasico_Horizontal_en_Padron_de_Piston)
- Schmidt, T. E. (Abril de 1949). Heat transfer calculations for extended surfaces. *J. ASHRAE*, 351-357.
- Shah, R. K. (1993). Surface geometrical properties, Tube-fin heat exchangers. 413–418.

Tello, J. (04 de Octubre de 2023). Venta de cervezas artesanales crece 51% en Colombia. Obtenido de <https://forbes.co/2023/10/04/actualidad/venta-de-cervezas-artesanales-crece-51-en-colombia>

TheElectricBrewery. (2024). *Measuring Gravity*. Obtenido de [https://shop.theelectricbrewery.com:  
https://shop.theelectricbrewery.com/pages/measuring-gravity#Introduction](https://shop.theelectricbrewery.com:https://shop.theelectricbrewery.com/pages/measuring-gravity#Introduction)

Thulukkanam, K. (2013). *Heat Exchanger Design Handbook Second Edition*. Boca Raton: CRC Press Taylor & Francis Group.

Tubular Exchanger Manufacturers Association. (1988). *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*.

Villalta, O. E. (28 de Enero de 2012). Tabla de Refrigerantes. Obtenido de <https://es.scribd.com/document/79651157/Tabla-de-Refrigerantes>

Yesid Alfonso Caicedo Amaranto, O. A. (2011). Diseño y construcción del prototipo de una máquina productora de hielo tubular. Bucaramanga. Obtenido de <https://noesis.uis.edu.co/items/2e4e38ef-ac17-4af9-8dd3-3d2d7025a1ba>

Yunus A. Çengel, A. J. (2011). *Transferencia de Calor y Masa. Fundamentos y Aplicaciones, Cuarta Edición*. Mcgraw-Hill/Interamericana Editores, S.A. De C.V.

Apéndices

Apéndice A Lista de refrigerantes

REFRIGERANTE	En sustitución de	ODP R 11 = 1	GWP CO2 = 1 100a	T (1 bar) °C	T (25 bar) °C	Aceite recomendado		Aplicación		
R 12		1	8500	-29.8	84	A	M	A/M		H
R 22	R 502, R 12	0,055	1700	-40.8	61	A	M	A/M	M	H
R 124	R 114	0,022	480	-12.1	102	A	M	A/M		H
R 401 A	R 12	0,037	1082	-33.8	78	A		A/M	M	H
R 401 B	R 502, R 12	0,04	1186	-35.5	75	A		A/M	M	H
R 402 A	R 502	0,021	1816	-49.2	52	A		A/M	L	M
R 402 B	R 502	0,033	2084	-47.1	55	A		A/M	L	M
R 403 B	R 502	0,03	3685	-50.2	53	A		A/M	L	M
R 408 A	R 502	0,023	2743	-44.4	57	A		A/M	L	M
R 409 A	R 12	0,05	1440	-34.2	78	A		A/M	M	H
R 409 B	R 502	0,05	1425	-35.6	76	A		A/M	M	H
R 23	R 13	0	11700	-82.1	0			E	L	
R 32 (I / AP)		0	650	-51.8	40			E	L	
R 125		0	2800	-48.6	49			E	L	M
R 134a	R 12	0	1300	-26.1	77			E		H
R 143a		0	3800	-47.4	53			E	L	M
R 152a (I)	R 12	0	140	-24.2	83			E		H
R 227ea	R 114	0	2000	-16.3	92			E		H
R 404A	R 502	0	3260	-46.5	54			E	L	M
R 407A (AT)	R 502	0	1770	-45.8	57			E	L	M
R 407B	R 502	0	2285	-47.6	53			E	L	M
R 407C	R 22	0	1526	-44.3	60			E	L	M
R 410A (AP)	R 22	0	1725	-52.7	41			E	L	M
R 413A	R 12	0	1774	-35	74	A	M	A/M	M	H
R 507	R 502	0	3300	-46.5	53			E	L	M
ISCEON 59	R 22	0	1938	-38.3	68	A	M	A/M	M	H
ISCEON 89	R 13B1	0	3038	-54.6	49	A	M	A/M	L	
R 170 Ethan (I)		0	3	-88.8	1	A	M		L	
RC 270 Cyklopropan (I)		0	3	-32.9	79	A	M		M	H
R 290 Propan (I)		0	3	-42.1	68	A	M		L	M
R 600a Isobutan. (I)		0	3	-11.7	112	A	M			H
R 717 NH3 (I / V / AT)		0	0	-33.3	58	A	M		M	H
R 744 CO2 (AP)		0	1	-79	-12	A	M		L	M
R 1150 Ethylen. (I)		0		-103.7	-22	A	M		L	
R 1270 Propen (I)		0		-47.7	59	A	M		L	M

Nota. La tabla presentada lista 27 refrigerantes comunes con su información técnica relevante y categoriza los refrigerantes según su aplicación y aceite recomendado, fue adaptada de *Tabla de Refrigerantes*, por Oscar Edgardo Villalta, (2012), <https://es.scribd.com/document/79651157/Tabla-de-Refrigerantes>

**Apéndice B** *Requerimientos para la selección del refrigerante*

<b>Requerimientos</b>	<b>Peso</b>	<b>Descripción</b>
<b>Alta eficiencia en la transferencia de calor.</b>	25%	Para evitar la formación de DMS y la posible contaminación del mosto durante el proceso de enfriamiento, es fundamental seleccionar un refrigerante con alta capacidad de refrigeración.
<b>Bajo impacto ambiental (GWP y ODP).</b>	20%	La industria cervecera artesanal suele estar comprometida con prácticas sostenibles. Por ello, buscan refrigerantes con bajo Potencial de Calentamiento Global (GWP) y Potencial de Agotamiento del Ozono (ODP).
<b>Cumplimiento Normativo en Colombia.</b>	15%	El uso de refrigerantes en Colombia está regulado por entidades como el Ministerio de Ambiente y regulaciones derivadas del Protocolo de Montreal. Los refrigerantes seleccionados deben ser legalmente comercializables, no estar sujetos a restricciones futuras o a procesos de eliminación gradual ("phase-out").
<b>Seguridad (baja toxicidad, Baja inflamabilidad).</b>	15%	Muchos cerveceros artesanales trabajan en espacios reducidos, como microcervecerías o incluso ambientes semi-industriales. Podría ser beneficioso evitar refrigerantes que sean altamente inflamables (como el R290 o R600a) o tóxicos (como el amoníaco), a menos que se garantice un manejo muy seguro.
<b>Costo inicial</b>	10%	Los cerveceros artesanales suelen tener presupuestos limitados. Un refrigerante costoso puede representar una barrera económica,

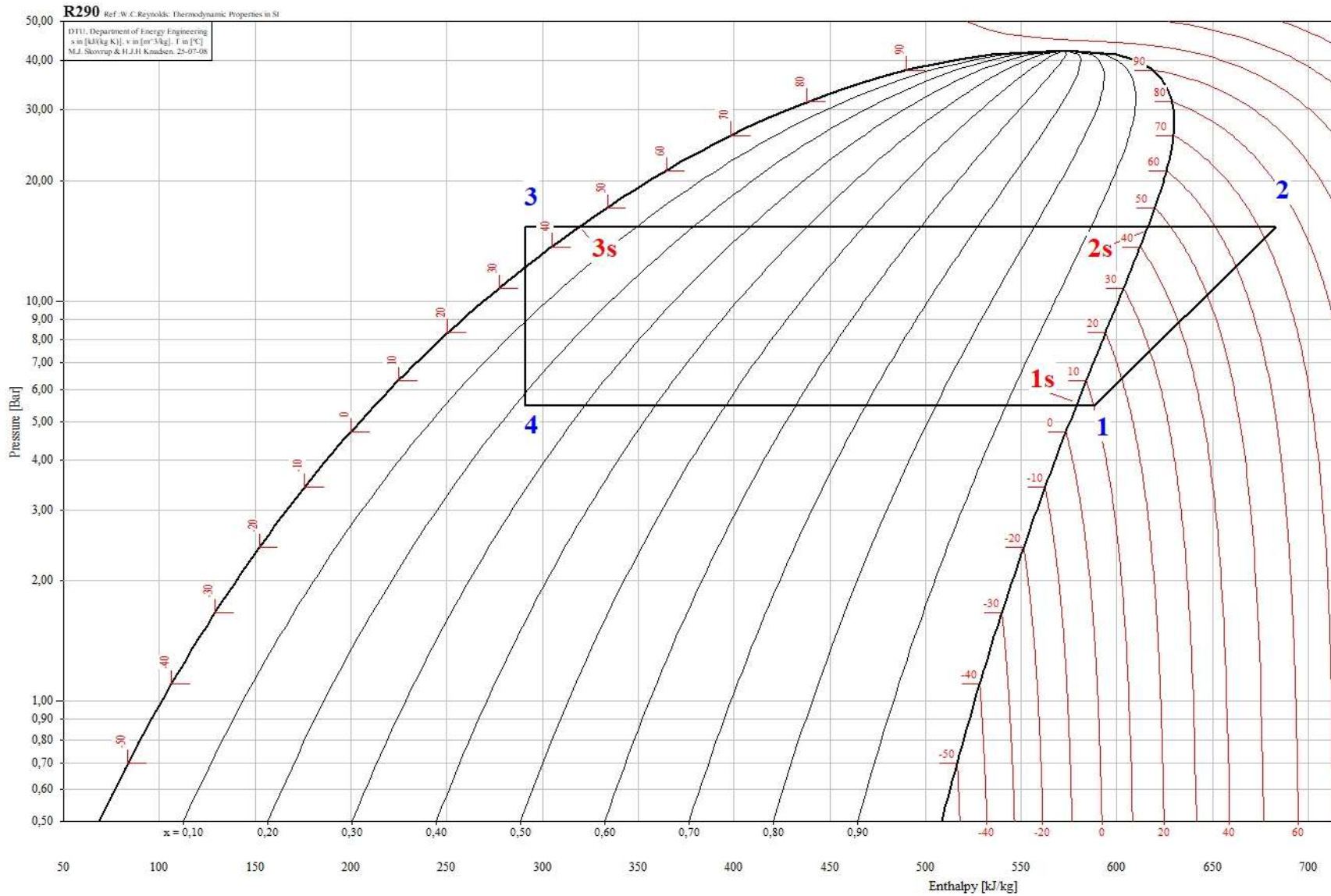
<b>del refrigerante.</b>		tanto en la compra inicial como en su mantenimiento (por ejemplo, en caso de recargas o fugas).
<b>Disponibilidad local y soporte técnico.</b>	10%	Es importante que el refrigerante esté disponible fácilmente en el mercado colombiano, sin necesidad de importación especializada, y que haya personal técnico calificado que conozca su manipulación. Esto facilita mantenimientos, reparaciones y garantiza la operatividad del sistema en el tiempo.
<b>Compatibilidad con los componentes del sistema.</b>	5%	El refrigerante debe ser compatible con los materiales del compresor, válvulas, sellos, aceites lubricantes, etc. Elegir un refrigerante no compatible puede llevar a fallos prematuros, fugas o disminución de la eficiencia del sistema.

## Apéndice C

*Evaluación de refrigerantes candidatos mediante ponderación de puntajes asignados*

<b>Requerimientos</b>	<b>Peso</b>	<b>R290 (Propano)</b>	<b>R600a (Isobutano)</b>	<b>R717 (Amoniaco)</b>	<b>R744 (CO2)</b>	<b>R1234yf</b>
<b>Eficiencia en la transferencia de calor</b>	25%	5	4	4	3	4
<b>Impacto ambiental (GWP y ODP)</b>	20%	4	4	5	5	4
<b>Cumplimiento normativo en Colombia</b>	15%	5	5	5	5	5
<b>Seguridad</b>	15%	2	2	2	5	4
<b>Costo de adquisición del refrigerante</b>	10%	4	4	3	2	2
<b>Disponibilidad local y soporte técnico</b>	10%	3	3	3	2	4
<b>Compatibilidad con componentes del sistema</b>	5%	3	3	4	3	4
<b>TOTAL</b>	100%	4,0	3,7	3,9	3,8	4,0

Apéndice D Diagrama de Mollier para el R290 del ciclo de refrigeración



### Apéndice E Procedimiento para la selección del compresor

Al iniciar el programa, en la parte izquierda de la interfaz se despliega un menú con los distintos tipos de componentes disponibles. Tal como se muestra a continuación, se selecciona la categoría “Compresores” y luego la subcategoría “Compresores herméticos”, acorde al tipo de aplicación planteado en este diseño.



Una vez seleccionada la opción de compresores herméticos, el software despliega una nueva interfaz compuesta por dos secciones principales. La primera sección está enfocada específicamente en el compresor. En esta área, el usuario debe ingresar los parámetros correspondientes a la aplicación, el tipo de refrigerante utilizado y el tipo de compresor.

**Coolselector2 - SELECCION COMPRESOR.csprj**

Archivo Opciones Herramientas Ayuda Acerca de

**Compresor hermético 2** x + Nuevo

**Seleccionar compresor:**

**Aplicación:**

Refrigeración  Calefacción

Baja temperatura, LT

Media temperatura, MT

Alta temperatura, HT

Aire acondicionado / reversible

**Refrigerante:**

R290

**Fuente de alimentación:**

50 Hz  60 Hz  c.c.

Todos

\*: para tensión de doble frecuencia

**Tipos de compresores:**

Alternativo  Scroll

Velocidad fija  Velocidad fija

Velocidad variable  Velocidad variable

Economizador/inyección de líquido

**Filtros de producto:**

Modelos descatalogados

Configuraciones múltiples

Seleccionar modelo:



La segunda sección de la interfaz está dedicada a definir las condiciones de funcionamiento del sistema. En esta sección el usuario debe ingresar parámetros clave como la capacidad de refrigeración requerida, las temperaturas de evaporación y condensación, así como los valores de sobrecalentamiento y subenfriamiento.

Sección de navegación: Secciones Informe Lista de materiales Buscar producto, código...

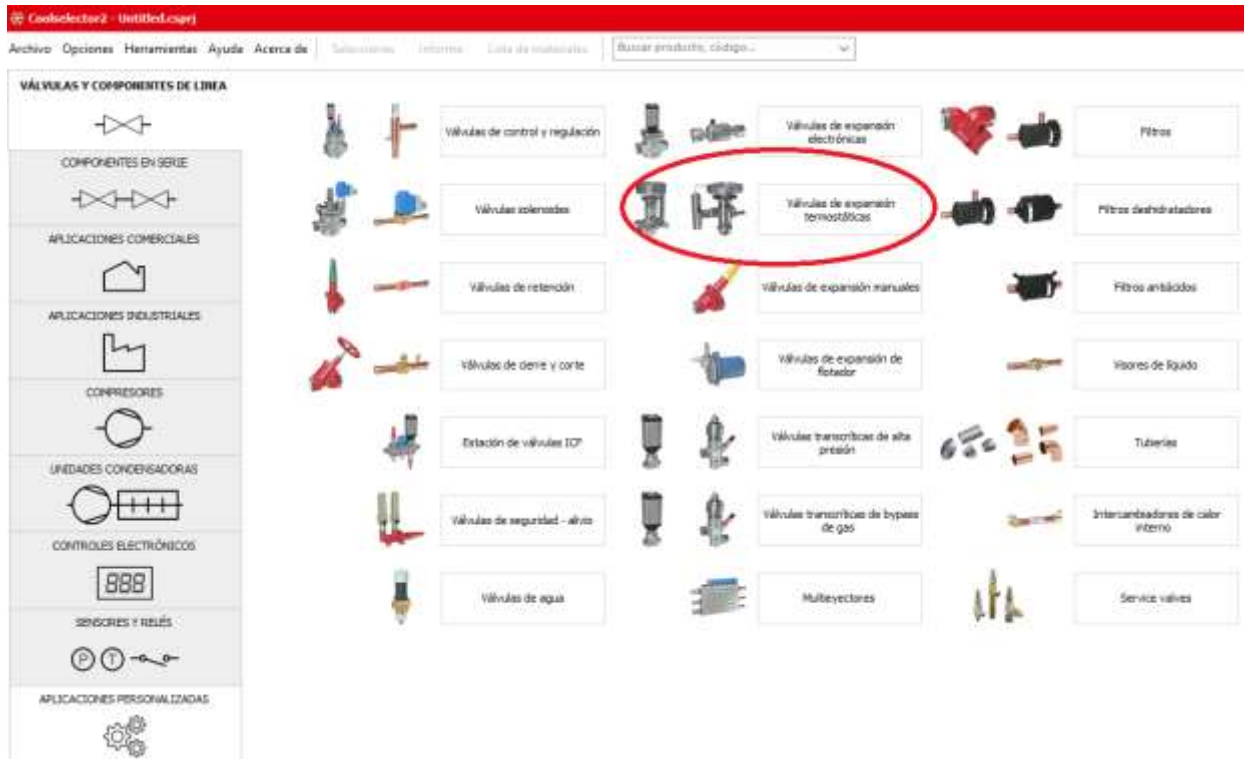
**Condiciones de funcionamiento**

Capacidad requerida:	Evaporación:	Condensación:
Capacidad de refrigeración: 3,395 kW	Temperatura: 5,0 °C	Temperatura: 45,0 °C
<input type="radio"/> Mostrar todos los m	Recalentamiento útil: 5,0 K	Subenfriamiento: 10,0 K
<input checked="" type="radio"/> Mostrar: 10 modelos	Recalentamiento adicional: 0 K	Subenfriamiento adicional: 0 K
Condiciones nominales: Personalizar	<input type="checkbox"/> Temperatura del gas de retorno: 10,0 °C	Subenfriamiento total: 10,0 K
		Temperatura del líquido: 35,0 °C

Con base en la información suministrada, el programa realiza un filtrado automático de los modelos disponibles, mostrando aquellos compresores compatibles con las condiciones operativas establecidas en ambas secciones.

### Apéndice F Procedimiento para la selección de la válvula de expansión termostática

En la interfaz principal del programa, se seleccionó la categoría “Válvulas y componentes de línea”, y luego la subcategoría “Válvulas de expansión termostáticas”.



Posteriormente, se ingresaron las condiciones de funcionamiento, las cuales se mantuvieron exactamente iguales a las utilizadas durante la selección del compresor. Con esta información, el programa realiza un filtrado de modelos disponibles, asegurando una selección que sea compatible con los parámetros operativos del diseño.

**Apéndice G** *Tabla de equivalencias para tubería de acero inoxidable*

DIAM. PULG.	DIAM EXT MM	SCH 10		SCH 40	
		ESP PARED	KG/METRO	ESP PARED	KG/METRO
1/8"	10.3	1.24	--	1.73	0.36
1/4"	13.7	1.65	0.50	2.24	0.63
3/8"	17.1	1.65	0.65	2.31	0.85
1/2"	21.3	2.11	1.03	2.77	1.27
3/4"	26.7	2.11	1.40	2.87	1.68
1"	33.4	2.77	2.20	3.38	2.50
1 1/4"	42.2	2.77	--	3.56	3.38
1 1/2"	48.3	2.77	3.20	3.68	4.05
2"	60.3	2.77	4.20	3.91	5.44
2 1/2"	73.0	3.05	5.30	5.16	8.62
3"	88.9	3.05	6.50	5.49	11.29
4"	114.3	3.05	8.40	6.02	16.07
5"	141.3	3.40	11.60	6.55	21.78
6"	168.3	3.40	13.83	7.11	28.26
8"	219.1	3.40	20.17	8.18	42.53
10"	273.0	4.75	31.44	9.27	60.29

Nota. La tabla presentada fue adaptada de <https://www.corteaceros.com/Tubes.html>

Apéndice H Propiedades termofísicas del R290 a diferentes temperaturas

Refrigeration utilities - [Table of properties for: R290, CH3CH2CH3, Propane]

File Options Window Help

T	p	v liquid	v gas	H saturated liquid	H gas	Heat of evap.	Cp liquid	Cp gas	Viscosity liquid	Viscosity gas	Conductivity liquid	Conductivity gas
°C	Bar	dm <sup>3</sup> /kg	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg K)	kJ/(kg K)	kg/(m s)	kg/(m s)	W/(m K)	W/(m K)
5,000	5,474	1,932674601	0,08353197244	212,3335194	578,6996147	366,3666418	2,485977475	1,837321835	0,0001303281477	7,699134564E-6	0,1066757545	0,01731635682
5,500	5,474	1,934943937	0,08376917595	213,5776175	579,6182613	365,6489196	2,490016737	1,837264287	0,0001297889201	7,744438358E-6	0,1064364695	0,0174329203
6,000	5,474	1,937224195	0,08400580558	214,8237451	580,5368867	364,9281348	2,494092283	1,837240434	0,0001292534374	7,787461048E-6	0,1061971845	0,01754783826
6,500	5,474	1,939515517	0,08424186928	216,0719204	581,4555076	364,2042572	2,49820345	1,837249605	0,0001287216656	7,828324532E-6	0,1059578995	0,01766116854
7,000	5,474	1,941818047	0,08447737484	217,3221609	582,3741404	363,4772569	2,502349575	1,837291147	0,0001281935713	7,867144613E-6	0,1057186145	0,01777296651
7,500	5,474	1,944131933	0,08471232989	218,5744839	583,2928012	362,747104	2,506529995	1,837364422	0,0001276691213	7,904031325E-6	0,1054793295	0,01788328519

T	p	v liquid	v gas	H saturated liq	H gas	Cp liquid	Cp gas	Viscosity liqu	Viscosity gas	Conductivity liqu	Conductivity gas
°C	Bar	dm <sup>3</sup> /kg	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg K)	kJ/(kg K)	kg/(m s)	kg/(m s)	W/(m K)	W/(m K)
45,000	15,315	2,167472091	0,02920005361	319,2727653	616,144966	2,89485775	2,4079861	9,672897747E-6	9,403196466E-6	0,0875329545	0,02302109545

**Apéndice I** *Tabla de equivalencias para tubería de cobre*

Medida Nominal	Diámetro Exterior	Espesor de Pared		
		M	L	K
1/4" 6.35 mm	0.375" 9.525 mm	0.025" 0.635 mm	0.030" 0.762 mm	
3/8" 9.50 mm	0.500" 12.700 mm	0.025" 0.635 mm	0.035" 0.889 mm	0.049" 1.245 mm
1/2" 12.7 mm	0.625" 15.875 mm	0.028" 0.711 mm	0.040" 1.016 mm	0.049" 1.245 mm
3/4" 19 mm	0.875" 22.225 mm	0.032" 0.812 mm	0.045" 1.143 mm	0.065" 1.651 mm
1" 25 mm	1.125" 28.575 mm	0.035" 0.889 mm	0.050" 1.270 mm	0.065" 1.651 mm
1 1/4" 32 mm	1.375" 34.925 mm	0.042" 1.067 mm	0.055" 1.397 mm	0.065" 1.651 mm
1 1/2" 38 mm	1.625" 41.275 mm	0.049" 1.245 mm	0.060" 1.524 mm	0.072" 1.829 mm
2" 51 mm	2.125" 53.975 mm	0.058" 1.473 mm	0.070" 1.778 mm	0.083" 2.108 mm
2 1/2" 64 mm	2.625" 66.675 mm	0.065" 1.651 mm	0.080" 2.032 mm	
3" 76 mm	3.125" 79.375 mm	0.072" 1.889 mm	0.090" 2.286 mm	
4" 102 mm	4.125" 104.775 mm	0.095" 2.413 mm	0.110" 2.794 mm	

Nota. La tabla presentada fue tomada de <https://tuvalrep.com.co/producto/tuberia-rigida-cobre-tipo-k-nacobre>

**Apéndice J** Resistencias térmicas por ensuciamiento para el agua

Temperature of Heating Medium Temperature of Water Velocity (m/s)	Up to 115°C 50°C		$R_f$ (m <sup>2</sup> · K/W) 115°C to 205°C Over 50°C	
	0.9 and Less	Over 0.9	0.9 and Less	Over 0.9
350.000176	0.000528	0.000352	Cooling tower and artificial spray pond	Treated make up 0.0.52
Cooling tower and artificial spray pond				
Treated make up	0.000176	0.000176	0.000352	0.000352
Untreated	0.000528	0.000528	0.000881	0.000705
City or well water	0.000176	0.000176	0.000352	0.000352
River water				
Minimum	0.000352	0.000176	0.000528	0.000352
Average	0.000528	0.000352	0.000705	0.000528
Muddy or silty	0.000528	0.000352	0.000705	0.000528
Hard (over 15 grains/gal)	0.000528	0.000528	0.000881	0.000881
Engine jacket	0.000176	0.000176	0.000176	0.000176
Distilled or closed cycle				
Condensate	0.000088	0.000088	0.000088	0.000088
Treated boiler feedwater	0.000176	0.000088	0.000176	0.000176
Boiler blowdown	0.000352	0.000352	0.000352	0.000352

Nota. La tabla presentada fue tomada de *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*, (1988).

**Apéndice K** *Resistencias térmicas por ensuciamiento para fluidos industriales*

<b>Industrial Fluids</b>	<b><math>R_f</math> (m<sup>2</sup> · K/W)</b>
<i>Oils</i>	
Fuel oil no. 2	0.000352
Fuel oil no. 6	0.000881
Transformer oil	0.000176
Engine lube oil	0.000176
Quench oil	0.000705
<i>Gases and Vapors</i>	
Manufactured gas	0.001761
Engine exhaust gas	0.001761
Steam (nonoil bearing)	0.000088
Exhaust steam (oil bearing)	0.000264–0.000352
Refrigerant vapors (oil bearing)	0.000352
Compressed air	0.000176
Ammonia vapor	0.000176
CO <sub>2</sub> vapor	0.000176
Chlorine vapor	0.000352
Coal flue gas	0.001761
Natural gas flue gas	0.000881
<i>Liquids</i>	
Molten heat transfer salts	0.000088
Refrigerant liquids	0.000176
Hydraulic fluid	0.000176
Industrial organic heat transfer media	0.000352
Ammonia liquid	0.000176
Ammonia liquid (oil bearing)	0.000528
Calcium chloride solutions	0.000528
Sodium chloride solutions	0.000528
CO <sub>2</sub> liquid	0.000176
Chlorine liquid	0.000352
Methanol solutions	0.000352
Ethanol solutions	0.000352
Ethylene glycol solutions	0.000352

Nota. La tabla presentada fue tomada de *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*, (1988).

**Apéndice L** Código utilizado para el primer tramo del evaporador

## Condiciones Iniciales

$$T_{C_{out}} = 5$$

$$T_{C_{in}} = 5$$

$$T_{promref} = \frac{T_{C_{out}} + T_{C_{in}}}{2}$$

$$T_{H_{in}} = 98$$

$$T_{H_{out}} = 25$$

$$T_{prom;mosto} = \frac{T_{H_{in}} + T_{H_{out}}}{2} \quad \text{Temperatura promedio del agua durante su enfriamiento}$$

$$T_{sup} = 17,2745 \quad \text{Temperatura de la superficie del serpentín ( para iteración )}$$

$$T = \frac{T_{prom;mosto} + T_{sup}}{2} \quad \text{Temperatura a la cual se calculan las propiedades del mosto}$$

## Variables de todo el sistema

$$Q_{disipar} = 3395$$

$$m = 0,01143 \quad \text{Flujo másico calculado a partir de la termodinámica del sistema}$$

$$gravedad = 9,81$$

$$x = 0,634$$

Propiedades del mosto ( Debido a que el mosto es principalmente agua, se usarán las propiedades del Agua a una  $T_p = T_{pelicula}$  )

Extraídas de: Transferencia de calor y masa, 4ta Edición Autor: Yunus A. Cengel

## TABLA A-9 Propiedades del agua saturada

$$P = 101,325$$

$$\rho_{mosto} = \rho(\text{water}; T = T; P = P) \cdot 1,0475 \quad \text{Densidad del mosto ( kg / m}^3 \text{ )}$$

$$Cp_{mosto} = Cp(\text{water}; T = T; P = P) \quad \text{Capacidad calorífica específica del mosto ( J / kg · K )}$$

$$k_{mosto} = k(\text{water}; T = T; P = P) \quad \text{Conductividad térmica del mosto ( W / m · K )}$$

$$\mu_{mosto} = \text{Visc}(\text{water}; T = T; P = P) \quad \text{Viscosidad dinámica del mosto ( Pa · s )}$$

$$\mu_{sup} = \text{Visc}(\text{water}; T = T_{sup}; P = P) \quad \text{Viscosidad dinámica en la película de mosto sobre la superficie del serpentín ( Se usó a 20°C )}$$

Variables del agitador ( necesarias para la homogeneidad de la temperatura del mosto )

Extraídas de: Ingeniería del calor, 2013 Autor: Dr. Antonio Valiente Barderas

$$D_T = 0,4 \quad \text{Diámetro del tanque (m)}$$

$$\frac{D_T}{D_a} = 3 \quad D_a \rightarrow \text{Diámetro del agitador (m)}$$

$$\text{RPM} = 10 \quad \text{Revoluciones por minuto del agitador}$$

$$N = \frac{\text{RPM}}{60} \quad \text{Revoluciones por segundo del agitador}$$

Suponiendo que se emplee un agitador de turbina con 6 paletas planas y con deflectores tenemos que:

$$a = 1,5 \quad \text{Constante empírica del tipo de agitador}$$

Cálculo del coeficiente externo ( $h_o$ )

$$\frac{h_o \cdot D_T}{k_{mosto}} = a \cdot \left[ \frac{D_a^2 \cdot N \cdot \rho_{mosto}}{\mu_{mosto}} \right]^{(2 / 3)} \cdot \left[ \frac{Cp_{mosto} \cdot \mu_{mosto}}{k_{mosto}} \right]^{(1 / 3)} \cdot \left[ \frac{\mu_{mosto}}{\mu_{sup}} \right]^{0,14}$$

Propiedades del material del serpentín

Tubería Acero inoxidable 304 de grado alimenticio

$$K_w = 17 \quad \text{Conductividad térmica ( W / m \cdot K )}$$

Extraído de: <https://www.corteaceros.com/Tubes.html>

1/2 in

$$D_{o_w} = \frac{21,3}{1000} \quad \text{Diámetro externo del tubo}$$

$$e_w = \frac{2,11}{1000} \quad \text{Espesor del tubo}$$

$$D_{i_w} = D_{o_w} - 2 \cdot e_w \quad \text{Diámetro interno del tubo}$$

$$D_{m_w} = D_{o_w} - e_w$$

$$A_w = \pi \cdot \frac{D_{i_w}^2}{4} \quad \text{Área transversal del tubo}$$

$$G = \frac{m}{A_w} \quad \text{Flujo másico por unidad de Área transversal}$$

Propiedades del R-290 a Temperatura de evaporación = 5°C

Extraído de: Refrigeration Utilities by Coolpack (EES)

$$\rho_l = \frac{1}{0,00193} \quad \text{Se calcula a partir del volumen específico obtenido de la tabla, así -> 1 / v_l}$$

$$\rho_g = \frac{1}{0,08353} \quad \text{Se calcula a partir del volumen específico obtenido de la tabla, así -> 1 / v_g}$$

$$h_l = 212,333 \cdot 1000 \quad \text{Entalpía en fase líquida del refrigerante, se multiplica por 1000 para pasarlo a J / kg}$$

$$h_g = 578,699 \cdot 1000 \quad \text{Entalpía en fase gaseosa del refrigerante, se multiplica por 1000 para pasarlo a J / kg}$$

$$h_{fg} = h_g - h_l \quad \text{Entalpía de vaporización}$$

$$Cp_l = 2,485 \cdot 1000 \quad \text{Calor específico en fase líquida del refrigerante, se multiplica por 1000 para pasarlo a J / kg \cdot K}$$

$$Cp_g = 1,837 \cdot 1000 \quad \text{Calor específico en fase gaseosa del refrigerante, se multiplica por 1000 para pasarlo a J / kg \cdot K}$$

$$\mu_l = 0,0001303 \quad \text{Viscosidad dinámica en fase líquida del refrigerante}$$

$$\mu_g = 0,000007699 \quad \text{Viscosidad dinámica en fase gaseosa del refrigerante}$$

$$k_l = 0,1066 \quad \text{Conductividad térmica en fase líquida del refrigerante}$$

$$k_g = 0,01731 \quad \text{Conductividad térmica en fase gaseosa del refrigerante}$$

Numero de Prandtl para la fase líquida

$$Pr = \frac{Cp_l \cdot \mu_l}{k_l}$$

Calculo de coeficiente de transferencia de calor de una sola fase SP = Single Phase

$$h_{SP} = 0,023 \cdot \left[ \frac{G \cdot (1 - x) \cdot Di_w}{\mu_l} \right]^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \frac{k_l}{Di_w}$$

Número de Froude

$$Fr_L = \frac{G^2}{\rho_l^2 \cdot gravedad \cdot Di_w}$$

Tabla 12.5: Parámetro dependiente del fluido en la correlación propuesta ( $F_{fl}$ )

$$F_{fl} = 2,2$$

Número de Ebullición

$$Bo = \frac{qll}{G \cdot h_{fg}}$$

Número de Convección a la calidad supuesta

$$Co = \left[ \frac{1}{x} - 1 \right]^{0,8} \cdot \left[ \frac{\rho_g}{\rho_l} \right]^{0,5}$$

Para  $Co < 0.65$  - región de ebullición convectiva:

$$C_1 = 1,136$$

$$C_2 = -0,9$$

$$C_3 = 667,2$$

$$C_4 = 0,7$$

$$C_5 = 0,3$$

Para  $Co > 0.65$  - región de ebullición nucleada:

$$C_1 = 0,6683$$

$$C_2 = -0,2$$

$$C_3 = 1058,0$$

$$C_4 = 0,7$$

$$C_5 = 0,3$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor local bifásico ( $h_{TP} \leftrightarrow TP = Two Phase$ )

$$\frac{h_{TP}}{h_{SP}} = C_1 \cdot Co^{C_2} \cdot (25 \cdot Fr_L)^{C_5} + C_3 \cdot Bo^{C_4} \cdot F_{fl}$$

El flujo de calor por unidad de área desde el mosto a la superficie exterior es:

$$q_{ll} = h_o \cdot (T_{prom,mosto} - T_{sup}) \quad \text{Ley de enfriamiento de newton}$$

Se calcula el flujo de calor hacia el refrigerante, este debe ser el mismo que transfiere el líquido a la superficie del tubo esta temperatura se encuentra iterando hasta que el flujo de ambos lados del tubo sea el mismo

$$q_{lin} = h_{prom} \cdot (T_{sup} - T_{promref}) \quad \text{Ley de enfriamiento de newton}$$

Para calcular la Longitud del evaporador en donde ocurre cambio de fase del refrigerante usaremos un  $h_{prom}$  a partir de las iteraciones realizadas a distintas calidades estos valores de  $h$  fueron tabulados en excel y se obtuvo dicho  $h_{prom}$

$$h_{prom} = 3583,05$$

Factor de ensuciamiento externo -> Table 6,5: TEMA Design Fouling Resistances for Industrial Fluids Refrigerant vapors (oil bearing)

$$R_{di} = 0,000352$$

Factor de ensuciamiento externo -> Table 6,11: Fouling Resistances for Water ( River Water - Average )

$$R_{do} = 0,000528$$

hallamos el coeficiente global de transeferencia de calor

$$U_{o2} = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{e_w \cdot D_{ow}}{K_w \cdot D_{mw}} + \frac{D_{ow}}{D_{iw} \cdot h_{prom}} + R_{di} \cdot \frac{D_{ow}}{D_{iw}}}$$

Cálculo del DTLM

$$DTLM = \frac{DT_1 - DT_2}{\ln \left[ \frac{DT_1}{DT_2} \right]}$$

Donde:

$$DT_1 = Th_{in} - T_{Cout}$$

$$DT_2 = Th_{out} - T_{Cin}$$

Balance de energía, el calor a disipar es el mismo que debe absorber el refrigerante

$$Q_{cambiofase} = Q_{disipar} - Q_{sobrecalentamiento}$$

El calor absorbido por el evaporador usado para realizar el sobrecalentamiento y que por consiguiente aumenta la Temperatura se calculó previamente

$$Q_{sobrecalentamiento} = 105$$

Ahora podemos encontrar el Area superficial del serpentín

$$Q_{cambiofase} = U_{o2} \cdot A_{prom} \cdot DTLM$$

Cálculo de la longitud del serpentín a partir del Área superficial

$$A_{prom} = \pi \cdot D_{ow} \cdot L_{cambiofase}$$

Longitud del tramo de sobrecalentamiento ( calculado previamente en otro programa )

$$L_{sc} = 0,2623$$

Longitud Total

$$L_{total} = L_{cambiofase} + L_{sc}$$

Cálculo de  $n_{espiras}$

$$D_{serp} = 0,25$$

$$L_{total} = n_{espiras} \cdot \pi \cdot D_{serp}$$

$$n_{espiras} = 3,574$$

$$n_{espred} = 4$$

Cálculo altura serpentín

$$P_{rosca} = 0,01$$

$$ZZZ = P_{rosca} + D_{ow}$$

$$Alt_{serp} = n_{espred} \cdot ZZZ$$

**Apéndice M** Código utilizado para el segundo tramo del evaporador

Cálculo de hi usando R-290 a Temperatura Promedio

$$T_{C_{out}} = 10$$

$$T_{C_{in}} = 5$$

$$T_{promref} = \frac{T_{C_{out}} + T_{C_{in}}}{2}$$

$$T_{H_{in}} = 98$$

$$T_{H_{out}} = 25$$

$$T_{prom;mosto} = \frac{T_{H_{in}} + T_{H_{out}}}{2} \quad \text{Temperatura promedio del agua durante su enfriamiento}$$

$$T_{sup} = 53,1355 \quad \text{Temperatura de la superficie del serpentín ( para iteración )}$$

$$T = \frac{T_{prom;mosto} + T_{sup}}{2} \quad \text{Temperatura a la cual se calculan las propiedades del mosto}$$

Variables de todo el sistema

$$Q_{disipar} = 3395$$

$$m_{II} = 0,01143 \quad \text{Flujo másico calculado a partir de la termodinámica del sistema}$$

$$g = 9,81$$

Propiedades del mosto ( Debido a que el mosto es principalmente agua, se usarán las propiedades del Agua a una  $T_p = T_{pelicula}$  )

$$P = 101,325$$

$$\rho_{mosto} = \rho (\text{water}; T = T; P = P) \cdot 1,0475$$

$$Cp_{mosto} = Cp (\text{water}; T = T; P = P) \cdot 1000 \quad \text{Capacidad calorífica específica del mosto ( J / kg · K )}$$

$$k_{mosto} = k (\text{water}; T = T; P = P) \quad \text{Conductividad térmica del mosto ( W / m · K )}$$

$$\mu_{mosto} = \text{Visc} (\text{water}; T = T; P = P) \quad \text{Viscosidad dinámica del mosto ( Pa · s )}$$

$$\mu_{sup} = \text{Visc} (\text{water}; T = T_{sup}; P = P) \quad \text{Viscosidad dinámica en la película de mosto sobre la superficie del serpentín ( Pa · s ) ( Se usó a } T_{sup} \text{ )}$$

Variables del agitador ( necesarias para la homogeneidad de la temperatura del mosto )

Extraídas de: Ingeniería del calor, 2013 Autor: Dr. Antonio Valiente Barderas

$$\frac{D_T}{D_a} = 3 \quad D_a \rightarrow \text{Diámetro del agitador (m)}$$

$$D_T = 0,4 \quad \text{Diámetro del tanque (m)}$$

$$\text{RPM} = 10 \quad \text{Revoluciones por minuto del agitador}$$

$$N = \frac{\text{RPM}}{60} \quad \text{Revoluciones por segundo del agitador}$$

Suponiendo que se emplee un agitador de turbina con 6 paletas planas y con deflectores tenemos que:

$$a = 1,5 \quad \text{Constante empírica del tipo de agitador}$$

Cálculo del coeficiente externo ( $h_o$ )

$$\frac{h_o \cdot D_T}{k_{mosto}} = a \cdot \left[ \frac{D_a^2 \cdot N \cdot \rho_{mosto}}{\mu_{mosto}} \right]^{(2 / 3)} \cdot \left[ \frac{Cp_{mosto} \cdot \mu_{mosto}}{k_{mosto}} \right]^{(1 / 3)} \cdot \left[ \frac{\mu_{mosto}}{\mu_{sup}} \right]^{0,14}$$

Propiedades del material del serpentín

Tubería Acero inoxidable 304 de grado alimenticio

$$K_w = 17 \quad \text{Conductividad térmica (W / m · K)}$$

Extraído de: <https://www.corteaceros.com/Tubes.html>

1/2 in

$$D_{o_w} = \frac{21,3}{1000} \quad \text{Diámetro externo del tubo}$$

$$e_w = \frac{2,11}{1000} \quad \text{Espesor del tubo}$$

$$D_{i_w} = D_{o_w} - 2 \cdot e_w \quad \text{Diámetro interno del tubo}$$

$$D_{m_w} = D_{o_w} - e_w$$

Propiedades del R-290 a  $T_{prefri} = 7,5^\circ\text{C}$

Extraído de: Refrigeration Utilities by Coolpack (EES)

$$\rho_g = \frac{1}{0,08471} \quad \text{Se calcula a partir del volumen específico obtenido de la tabla, así -> } 1/v_g$$

$$h_l = 218,574 \cdot 1000 \quad \text{Entalpía en fase líquida del refrigerante, se multiplica por 1000 para pasarlo a J / kg}$$

$$h_g = 583,292 \cdot 1000 \quad \text{Entalpía en fase gaseosa del refrigerante, se multiplica por 1000 para pasarlo a J / kg}$$

$$h_{fg} = h_g - h_l \quad \text{Entalpía de vaporización}$$

$$Cp_g = 1,837 \cdot 1000 \quad \text{Calor específico en fase gaseosa del refrigerante, se multiplica por 1000 para pasarlo a J / kg * K}$$

$$\mu_g = 0,000007904 \quad \text{Viscosidad dinámica en fase gaseosa del refrigerante}$$

$$k_g = 0,01788 \quad \text{Conductividad térmica en fase gaseosa del refrigerante}$$

Prandtl para la fase vapor

$$Pr_g = \frac{Cp_g \cdot \mu_g}{k_g}$$

Reynolds para la fase vapor

$$V = \frac{m\dot{l}}{\rho_g \cdot \text{Area}}$$

$$\text{Area} = \frac{\pi \cdot D_{i_w}^2}{4}$$

$$Re_g = \frac{\rho_g \cdot V \cdot D_{i_w}}{\mu_g}$$

Nusselt a  $X=1$

$$F_g = (0,79 \cdot \ln(Re_g) - 1,64)^{-2} \quad \text{Turbulent, fully developed, } 3000 < Re_D < 5 \times 10^6 \quad 0,5 < Pr < 2000$$

$$Nuss_g = \frac{\frac{F_g}{8} \cdot (Re_g - 1000) \cdot Pr_g}{1 + 12,7 \cdot \left[ \frac{F_g}{8} \right]^{(1/2)} \cdot (Pr_g^{(2/3)} - 1)}$$

$$Nuss_g = \frac{h_{sc} \cdot D_{i_w}}{k_g}$$

El flujo de calor por unidad de área desde el agua a la superficie exterior es:

$$q_{ll} = h_o \cdot (T_{prom;mosto} - T_{sup})$$

Se calcula el flujo de calor hacia el refrigerante, este debe ser el mismo que transfiere el líquido a la superficie del tubo esta temperatura se encuentra iterando

hasta que el flujo de ambos lados del tubo sea el mismo

$$q_{lin} = h_{SC} \cdot (T_{sup} - T_{promref})$$

Factores de ensuciamiento

$$R_{di} = 0,000352 \quad \text{Factor de ensuciamiento externo -> Table 6,5: TEMA Design Fouling Resistances for Industrial Fluids Refrigerant vapors (oil bearing)}$$

$$R_{do} = 0,000528 \quad \text{Factor de ensuciamiento externo -> Table 6,11: Fouling Resistances for Water (River Water - Average)}$$

hallamos el coeficiente global de transeferencia de calor

$$U_{o2} = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{e_w \cdot Do_w}{K_w \cdot Dm_w} + \frac{Do_w}{Di_w \cdot h_{SC}} + R_{di} \cdot \frac{Do_w}{Di_w}}$$

Ahora podemos encontrar el Area superficial del serpentín

$$Q_{sobrecalentamiento} = U_{o2} \cdot A_{sup} \cdot DTLM$$

Se calcula el calor absorbido por el refrigerante en el tramo de sobrecalentamiento

$$Q_{sobrecalentamiento} = m_{ll} \cdot (h_{10} - h_5)$$

$$h_{10} = 587888$$

$$h_5 = 578700$$

Cálculo del DTLM

$$DTLM = \frac{DT_1 - DT_2}{\ln \left[ \frac{DT_1}{DT_2} \right]}$$

Donde:

$$DT_1 = Th_{in} - Tc_{out}$$

$$DT_2 = Th_{out} - Tc_{in}$$

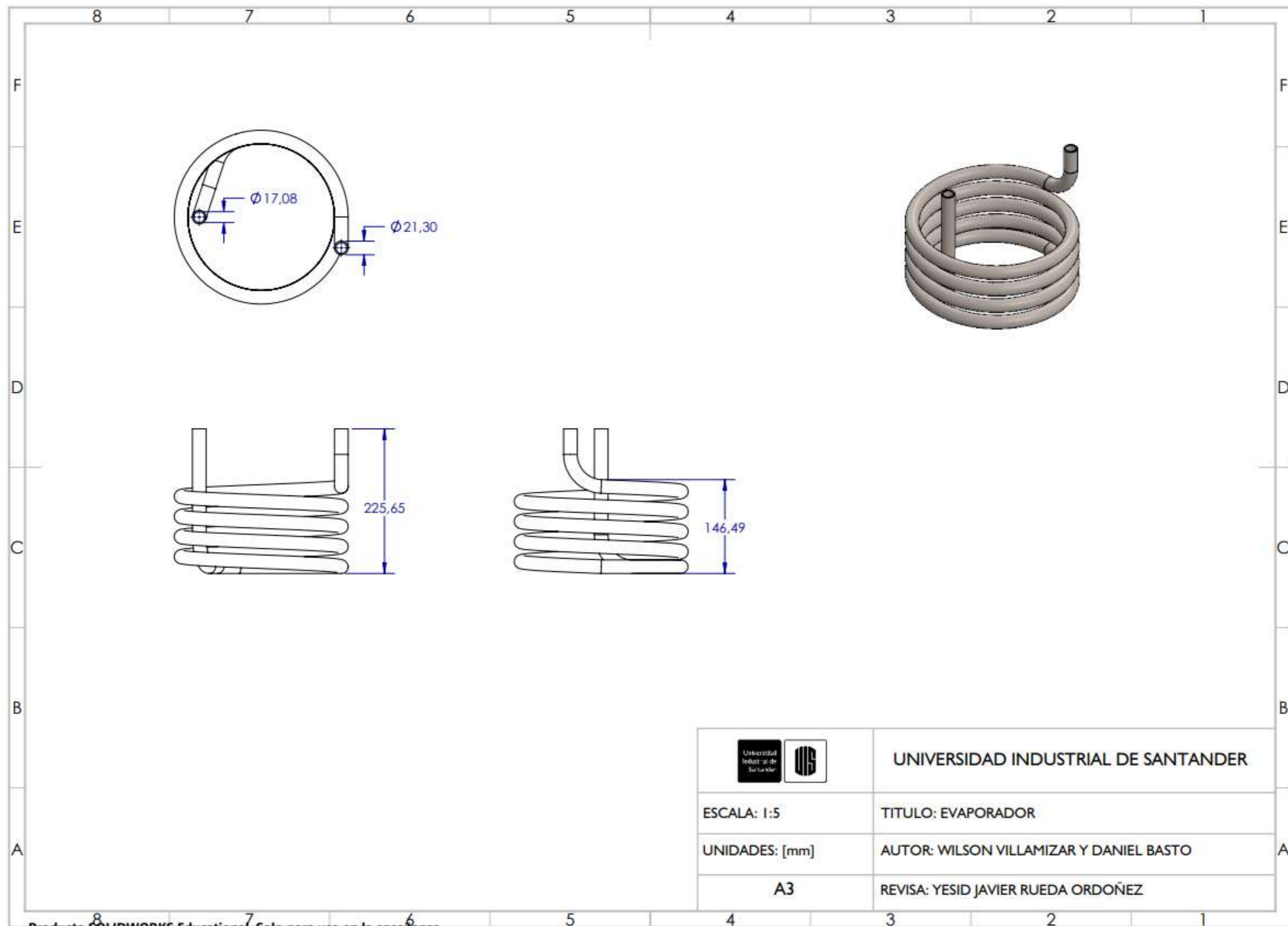
Cálculo de la longitud del serpentín a partir del Área superficial

$$A_{sup} = \pi \cdot Do_w \cdot L_{SC}$$

**Apéndice N** Iteraciones realizadas para obtener el coeficiente promedio en el tramo de ebullición

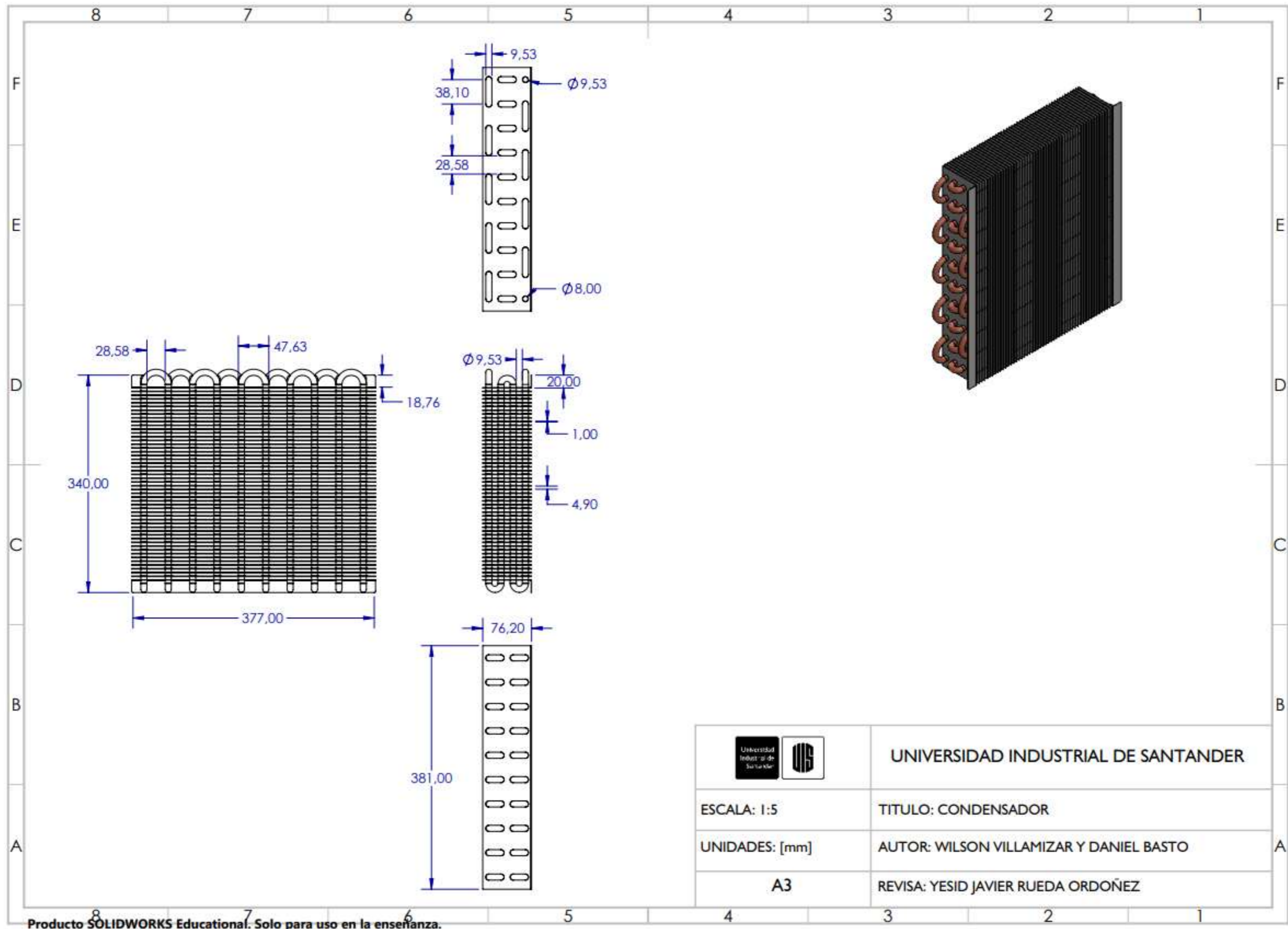
X	Tsup	Lcambiofase	Co	qll	ho	hTP
0,01			6,0030			
0,05			1,6030			
0,1			0,8816			
0,15			0,6089			
0,2			0,4608			
0,215	13,8914	2,454	0,4284	46369		5215
0,25	14,0650	2,459	0,3661	46250		5102
0,3	14,3385	2,466	0,2994	46062		4932
0,35	14,6442	2,473	0,2494	45851		4754
0,4	14,9860	2,482	0,2102	45613		4568
0,45	15,3692	2,492	0,1785	45345		4373
0,5	15,8005	2,555	0,1520	45040	985,60	4170
0,55	16,2897	2,517	0,1295	44692		3959
0,6	16,8485	2,533	0,1099	44289		3738
0,634	17,2745	2,545	0,0979	43978	994,40	3582
0,635	17,2899	2,545	0,0976	43968		3578
0,64	17,3569	2,545	0,0959	43920		3554
0,65	17,4937	2,552	0,0926	43819		3507
0,7	18,2488	2,574	0,0772	43262		3265
0,75	19,1475	2,602	0,0631	42589		3010
0,8	20,2425	2,638	0,0501	41755		2739
0,85	21,6207	2,686	0,0380	40681		2448
0,9	23,4525	2,756	0,0262	39217		2125
0,95	26,1715	2,873	0,0144	36963		1746
0,99	30,5644	3,107	0,0038	33128		1296
				Promedio		3583,050
						3583,05

Apéndice O Planos del evaporador



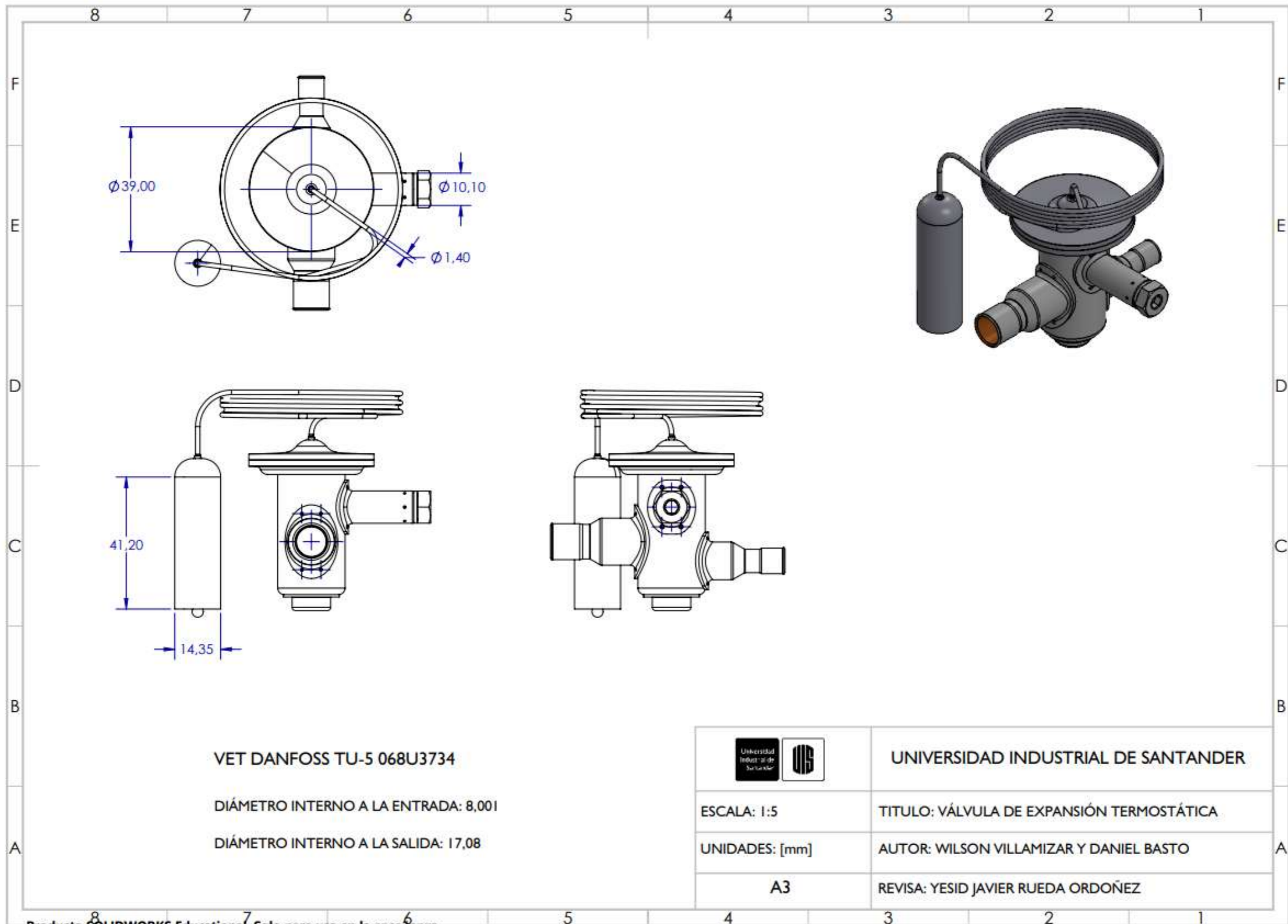
	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCALA: 1:5	TITULO: EVAPORADOR
UNIDADES: [mm]	AUTOR: WILSON VILLAMIZAR Y DANIEL BASTO
A3	REvisa: YESID JAVIER RUEDA ORDOÑEZ

Apéndice P Planos del condensador

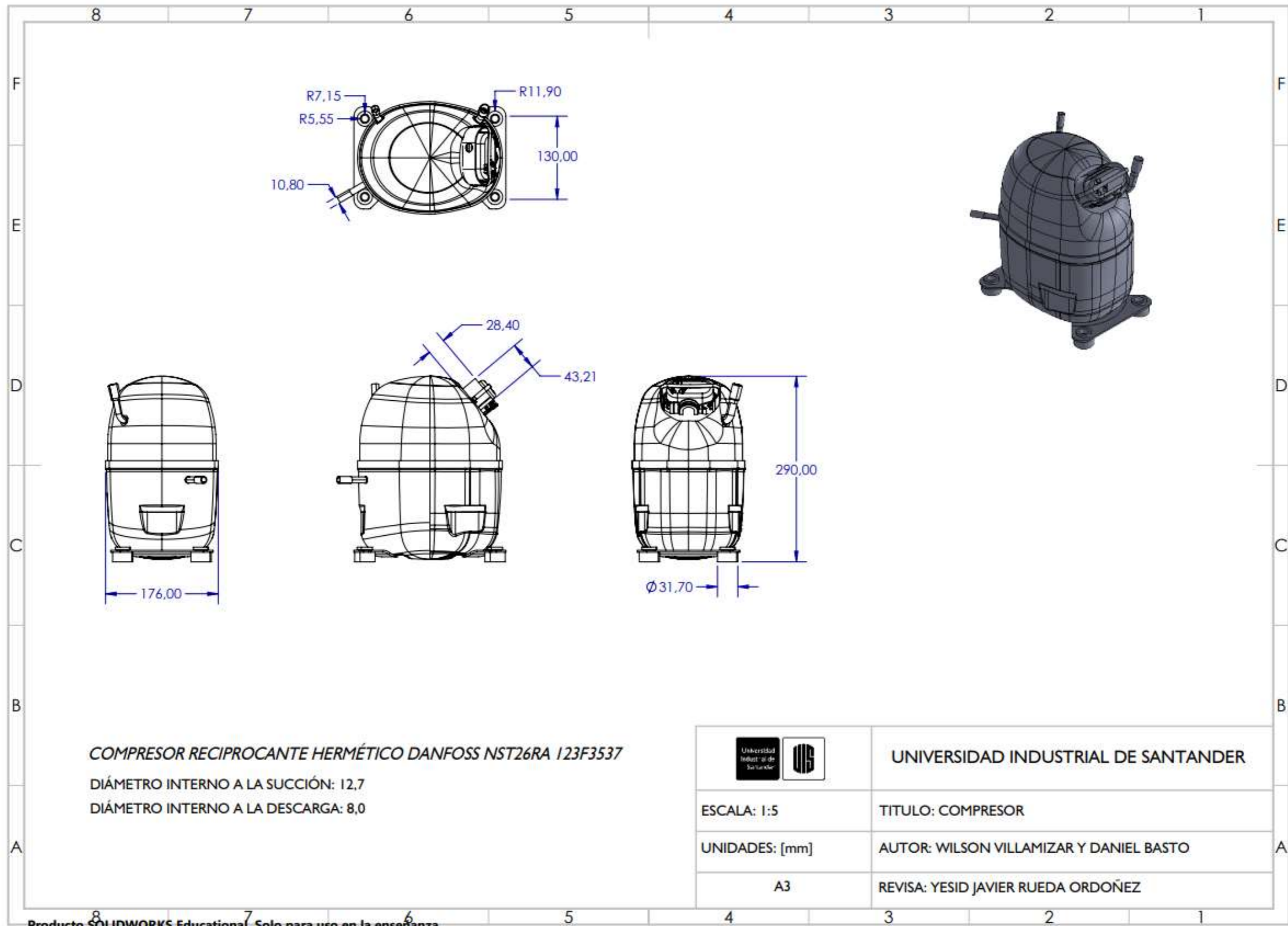


	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCALA: 1:5	TITULO: CONDENSADOR
UNIDADES: [mm]	AUTOR: WILSON VILLAMIZAR Y DANIEL BASTO
A3	REvisa: YESID JAVIER RUEDA ORDOÑEZ

Apéndice Q Planos de la válvula de expansión termostática



Apéndice R Planos del compresor



Apéndice S Cotización tubería de acero inoxidable



**CORTEACEROS S.A.**  
 800.134.371-5  
 Planta Principal: CL 33 41 84 Itagüí  
 PBX: 3771515

<b>COTIZACION</b>
No. CCO-16529

<b>Cliente</b>		<b>Fecha:</b> 11/09/2025
<b>Nombre:</b> TERCERO COTIZACION		<b>Validez Oferta:</b> 11/09/2025
<b>Dirección:</b> CLL 33 41 84		<b>Días Entrega:</b> 0 Dias
<b>Ciudad:</b> Itagüí	<b>Teléfono:</b> 3771515	<b>Forma de Pago:</b>
<b>Contacto:</b>		<b>Vendedor:</b> GENERALES GENERALES

Item	U.M.	Cantidad	Precio Unitario	Sub-Total	Impuestos	Valor Total
TUBO 304 SCH10 1/2"X6000MM	UX6	1	\$87.395	\$87.395	\$16.605	\$104.000

**Notas**

**Garantía:** Corteaceros S.A. garantiza los materiales con certificado de calidad de propiedades químicas y mecánicas del producto (Expedido por la siderurgica del producto).

Dicha garantía se extiende a errores en el correcto despacho y a la calidad en la apariencia física del mismo. No es responsable por la aplicabilidad del tipo de acero ni a su manipulación posterior a la entrega a satisfacción al cliente, esto es por proceso de ensamble y/o soldaduras. Se limita esta garantía a usos inadecuados o manejos incorrectos.

Los valores cotizados son al día y susceptibles a variación del precio, se conserva los precios cotizados únicamente con orden de compra firme.

<b>Totales</b>	
<b>Sub Total:</b>	\$87.395
<b>IVA:</b>	\$16.605
<b>Total:</b>	<b>\$104.000</b>

Cordialmente,



Apéndice T Tarifa de energía eléctrica vigente

ELECTRIFICADORA DE SANTANDER S.A. ESP.								
INFORMA A SUS USUARIOS DEL SISTEMA DE ENERGIA ELECTRICA DEL DEPARTAMENTO DE SANTANDER, NORTE DE SANTANDER, SUR DEL CESAR, BOLIVAR Y BOYACA, Y LAS TARIFAS DEL MERCADO REGULADO DE SEPTIEMBRE DE 2025								
Teniendo en cuenta la Ley 142/94 y las resoluciones CREG 058/2000, 119/07, 173/11, 180/14, 191/14, 015/16, 015/18, 019/18, 158/19, 103/19, 129/19, 036/19, 199/19, 104/20, 174/21, 101 002/22, 101 020/22, 501 023/22, 105 006/23, 101 028/23 expedidas por la Comisión de Regulación de Energía y Gas CREG, que permiten establecer los costos de la prestación del servicio a usuarios regulados.								
TARIFAS RESIDENCIALES								
ESTRATO		1		2		3		4
PROPIEDAD ACTIVOS	NIVEL MEDIDA	% SUBSIDIO	TARIFA \$/kWh	% SUBSIDIO	TARIFA \$/kWh	% SUBSIDIO	TARIFA \$/kWh	TARIFA \$/kWh
ESSA	I	-53.6072%	418.71	-42.0090%	523.39	-15.00%	767.15	902.53
CLIENTE		-52.2161%	384.15	-40.2701%	480.18	-15.00%	683.34	803.92
COMPARTIDA		-52.9518%	401.43	-41.1898%	501.78	-15.00%	725.24	853.23
ESSA sin COT	I	-51.7217%	416.67	-39.6521%	520.84	-15.00%	733.60	863.06
CLIENTE sin COT		-50.3365%	379.65	-37.9206%	474.57	-15.00%	649.78	764.45
COMPARTIDA sin COT		-50.8802%	399.71	-38.6002%	499.64	-15.00%	691.69	813.75