

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



**Diseño y construcción de la fase de condensación y expansión
y el diseño teórico de la etapa de precalentamiento de una
máquina didáctica para prácticas de laboratorio de
refrigeración y transferencia de calor**

Trabajo de graduación presentado por David Alberto Alvarado Lara
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala,
2021

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



**Diseño y construcción de la fase de condensación y expansión
y el diseño teórico de la etapa de precalentamiento de una
máquina didáctica para prácticas de laboratorio de
refrigeración y transferencia de calor**

Trabajo de graduación presentado por David Alberto Alvarado Lara
para optar al grado académico de Ingeniería Mecánica

Guatemala,
2021

Vo.Bo.:

(f) 

Ing. Luis Diego Castañeda Fernández


Tribunal Examinador:

(f) 

Ing. Víctor Hugo Ayerdi Bardales

(f) 

Ing. Luis Diego Castañeda Fernández

(f) 

Ing. Gustavo Adolfo Barrera Noriega

Fecha de aprobación: Guatemala, 10 de diciembre de 2021.

Lista de figuras	VIII
Lista de cuadros	X
Resumen	XII
Abstract	XIII
1. Introducción	1
2. Justificación	3
3. Objetivos	5
3.1. Objetivo general	5
3.2. Objetivos específicos	5
4. Marco teórico	7
4.1. Sistema didáctico de refrigeración: trayectoria de condensación y expansión	7
4.1.1. Condensador	7
4.1.2. Dispositivos de expansión	10
4.2. Sistema didáctico de transferencia de calor: etapa de precalentamiento	12
4.2.1. Intercambiador de calor	12
4.2.2. Flujómetros máscicos	14
4.2.3. <i>Chillers</i>	15
4.2.4. Transductor de presión	17
5. Metodología	21
5.1. Sistema didáctico de refrigeración: trayectoria de condensación y expansión	25
5.1.1. Análisis de los puntos termodinámicos	29
5.1.2. Análisis de la tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado y el calor rechazado al ambiente	30
5.1.3. Etapa de condensación	31
5.1.4. Coeficiente de desempeño sistema de refrigeración	33

5.1.5.	Etapa de expansión	34
5.1.6.	Fabricación de sistema de refrigeración	40
5.1.7.	Pruebas de funcionamiento y obtención de datos del sistema de refrigeración	50
5.2.	Sistema didáctico de transferencia de calor: etapa de precalentamiento	54
5.2.1.	Primer estado termodinámico: etapa de precalentamiento	56
5.2.2.	Segundo estado termodinámico: intercambiador de calor de contraflujo, sección de pruebas	64
5.2.3.	Evaluación del refrigerante R507a en el sistema de transferencia de calor	67
5.2.4.	Coefficiente de transferencia de calor por convección en intercambiador de calor de contraflujo, sección de pruebas	70
6.	Resultados	73
6.1.	Resultados sistema de refrigeración	73
6.2.	Resultados sistema de transferencia de calor	75
6.3.	Cumplimiento de requisitos	76
7.	Análisis de resultados	79
7.1.	Análisis de resultados del sistema de refrigeración	79
7.2.	Análisis de resultados del sistema de transferencia de calor	80
8.	Conclusiones	81
9.	Recomendaciones	83
10.	Bibliografía	85
11.	Anexos	87
11.1.	Pruebas previas al arranque del sistema de refrigeración	87
11.2.	Planos	90

Lista de figuras

1.	Condensador de tubo liso, enfriado por aire	8
2.	Condensador de tubos con aletas	8
3.	Condensador de doble tubo	9
4.	Condensador multitubulares horizontal	9
5.	Condensador evaporativo	10
6.	Tubo capilar	10
7.	Válvula de expansión de flotador	11
8.	Partes de una válvula de expansión termostática	11
9.	Intercambiador de calor de flujo paralelo	13
10.	Intercambiador de calor de flujo cruzado	14
11.	Medidor de flujo de presión diferencial	14
12.	Caudalímetro másico térmico	15
13.	Medidor de flujo másico Coriolis	15
14.	Componentes de un ciclo de refrigeración de un chiller centrífugo	16
15.	Chiller de interior enfriado por aire con condensador evaporativo	17
16.	Transductor de presión con salida en mA	19
17.	Vista isométrica de la estructura	23
18.	Circuito de refrigeración	26
19.	Puntos termodinámicos ciclo de refrigeración por compresión de vapor	29
20.	Vista isométrica del condensador	33
21.	Pérdida de presión por trayectoria en el condensador	35
22.	Condiciones de diseño para válvula de expansión	35
23.	Curva de rendimiento para válvula de expansión	35
24.	Válvula de expansión termostática Danfoss TUA 068U3923	36
25.	Orificio para válvula de expansión termostática Danfoss 068U1031	37
26.	Selección de dimensiones de tubo capilar	38
27.	Circuito de refrigeración, modelo CAD	40
28.	Soldadura de las diferentes uniones de los marcos	41
29.	Contorno de un marco para la estructura	41
30.	Visualización de elaboración de los marcos	42
31.	Puesta de piezas verticales	42
32.	Armazón de estructura completa	43

33.	Mejoramiento de acabados con masilla	44
34.	Pintura gris base para la estructura	44
35.	Pintura azul para la estructura	45
36.	Producto final de la estructura	46
37.	Instalación de plancha de ACM para componentes de refrigeración	46
38.	Proceso de cortar tubería de cobre	47
39.	Primera conexión línea de líquido	48
40.	Estimación de espacio con primera conexión de línea de líquido	48
41.	Distribución de línea de expansión	49
42.	Distribución de línea de expansión y condensación	49
43.	Vista preliminar del sistema de refrigeración	50
44.	Lectura con el amperímetro en el compresor	51
45.	Revisión visor de líquido	51
46.	Presión de descarga del compresor	52
47.	Temperatura a la salida del compresor	52
48.	Temperatura a la salida del compresor con cámara termográfica	53
49.	Temperatura a la salida del condensador	53
50.	Temperatura a la salida del condensador con cámara termográfica	53
51.	Esquema de proceso de transferencia de calor	55
52.	Curva de flujo para bomba TMCF07S	57
53.	Resistencias eléctricas flexibles OMEGA	60
54.	Vista isométrica de tubería etapa precalentamiento	61
55.	Medidor de flujo másico OMEGA	62
56.	Medidas transductor de presión OMEGA	63
57.	RTD OMEGA	64
58.	Vista isométrica de intercambiador de contraflujo	67
59.	Prueba de presurización sistema de refrigeración	88
60.	Prueba de vacío del sistema de refrigeración	89

Lista de cuadros

1.	Definición de requisitos para estructura	22
2.	Definición de requisitos para sistema de refrigeración	24
3.	Definición de requisitos para sistema de transferencia de calor	25
4.	Componentes y partes del sistema de transferencia de calor	26
5.	Dimensiones del espacio refrigerado	26
6.	Propiedades térmicas y características físicas del poliestireno expandido	27
7.	Resultados de calor por conducción en materiales de espacio refrigerado	27
8.	Especificaciones del compresor	28
9.	Propiedades de los estados termodinámicos proceso refrigeración	30
10.	Datos de operación del compresor	31
11.	Resultado de cálculo de largo de tubería de condensación	33
12.	Especificaciones de válvula de expansión	36
13.	Especificaciones del orificio de válvula de expansión	37
14.	Componentes y partes del sistema de transferencia de calor	55
15.	Características principales de bomba magnética	56
16.	Características del fluido a la salida de la bomba	58
17.	Propiedades de los estados termodinámicos proceso de precalentamiento	58
18.	Características de resistencias eléctricas flexibles OMEGA	59
19.	Resultados de diseño etapa de precalentamiento	60
20.	Características de medidor de flujo másico OMEGA	62
21.	Características del transductor de presión OMEGA	63
22.	Características del RTD OMEGA	64
23.	Propiedades de los estados termodinámicos en intercambiador de calor de contraflujo	65
24.	Características <i>chiller</i> PolyScience	65
25.	Temperatura de salida del agua del <i>chiller</i>	66
26.	Resultados de diseño para intercambiador de calor de contraflujo	67
27.	Características del fluido R507A a la salida de la bomba	68
28.	Propiedades de los estados termodinámicos proceso de precalentamiento	68
29.	Resultados de diseño etapa de precalentamiento	69
30.	Propiedades de los estados termodinámicos en intercambiador de calor de contraflujo	69
31.	Temperatura de salida del agua del <i>chiller</i>	70

32.	Coeficiente de transferencia de calor por convección del agua para la sección de pruebas	71
33.	Coeficiente de transferencia de calor por convección del R134a para la sección de pruebas	71
34.	Coeficiente de transferencia de calor por convección del R507a para la sección de pruebas	72
35.	Propiedades de los estados termodinámicos de resultados experimentales . . .	73
36.	Comparación de condiciones del sistema teóricos y experimentales del sistema de refrigeración	74
37.	Resultados experimentales del sistema de Refrigeración	74
38.	Resultados teóricos y experimentales del sistema de Refrigeración	74
39.	Coeficiente de transferencia de calor por convección del R507a y R134a	75
40.	Cumplimiento de requisitos para estructura	76
41.	Cumplimiento de requisitos para sistema de refrigeración	77
42.	Cumplimiento de requisitos para sistema de transferencia de calor	78

Se realizó el diseño y construcción de una máquina didáctica de refrigeración y el diseño teórico de un sistema de transferencia de calor para el apoyo en distintos cursos del departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Valle de Guatemala. Para ello, se definieron los componentes principales para los sistemas, así como los componentes pertinentes para darle un uso didáctico. La máquina didáctica de refrigeración consta de dos secciones de diseño y construcción, la etapa condensación-expansión y la de evaporación-compresión. Por otro lado, la máquina didáctica de transferencia de calor lo consta dos etapas, la etapa de precalentamiento y la etapa de post-calentamiento. El desarrollo de estas dos secciones de diseño y construcción se realizarán de manera simultánea y en conjunto con otro estudiante. En este trabajo se hace énfasis a la elaboración de la sección de la etapa de precalentamiento en el sistema de transferencia de calor y la trayectoria de condensación-expansión del sistema de enfriamiento. Se contempló para el diseño un análisis termodinámico y de transferencia de calor para el dimensionamiento de los diferentes componentes y para la selección del equipo que se ve implicado en cada sistema. Asimismo, la incorporación de sensores y dispositivos de medición para la validación de resultados experimentales del sistema físico. De lado del sistema de transferencia de calor, se incorporó una sección de pruebas, con el fin de poder evaluar el coeficiente de transferencia de calor para los refrigerantes R134a y R507a.

Se obtuvo de la máquina didáctica del sistema de refrigeración, una capacidad de enfriamiento y calentamiento superior a lo estipulado en el diseño teórico. Teniendo así temperaturas de enfriamiento más bajas y temperaturas de calentamiento más altas. Comparando el coeficiente de desempeño de ambos modelos, teórico como físico, se obtuvo que a pesar de tener una mayor capacidad en el modelo físico, el parámetro de diseño bajo condiciones ideales del modelo teórico resulta en un mejor desempeño. Para el próximo uso de esta máquina en las instalaciones de la Universidad del Valle de Guatemala, se realizó un manual de usuario que facilitará el buen manejo de la máquina. Por otro lado, en el sistema de transferencia de calor, se obtuvo un resultado un coeficiente superior para el refrigerante R507a, al comparar su desempeño con el R134a bajo las mismas condiciones de entrada en la sección de pruebas. A partir de estos dos sistemas, se proporcionó al departamento de Ingeniería Mecánica un equipo de alta calidad que permita el estudio de procesos termodinámicos en la máquina didáctica de refrigeración de calor con componentes reales y que se puedan interactuar con ellos, y un modelo teórico para el análisis de refrigerantes en estudio

de coeficientes de transferencia de calor. Brindando así un aprendizaje más profundo, en base a la experiencia e interacción con equipo real.

The design and construction of a didactic refrigeration machine and the theoretical design of a heat transfer system were carried out to support different courses in the Mechanical Engineering department of the Universidad del Valle de Guatemala (UVG). For this, the main components for the systems were defined, as well as the relevant components to give it a didactic use. The didactic refrigeration machine consists of two sections for design and construction, the condensation-expansion stage and the evaporation-compression stage. On the other hand, the didactic heat transfer machine consists of two stages, the preheating stage and the post-heating stage. The development of these two sections of design and construction will be carried out simultaneously and in conjunction with another student. In this work, emphasizes on the elaboration of the section of the preheating stage in the heat transfer system and the condensation-expansion path of the refrigeration system. A thermodynamic and heat transfer analysis was considered for the design for the sizing of the different components and for the selection of the equipment that is involved in each system. Likewise, the incorporation of sensors and measurement devices for the validation of experimental results of the physical system. On the side of the heat transfer system, a test section was incorporated, in order to be able to evaluate the heat transfer coefficient for the R134a and R507a refrigerants.

A cooling and heating capacity higher than that stipulated in the theoretical design was obtained from the didactic machine of the refrigeration system. Thus having lower cooling temperatures and higher heating temperatures. Comparing the performance coefficient of both models, theoretical and physical, it was obtained that despite having a greater capacity in the physical model, the design parameter under ideal conditions of the theoretical model results in better performance. For use of this machine in the facilities of the UVG, a user manual was made that will facilitate the proper handling of the machine. On the other hand, in the heat transfer system. A higher coefficient result was obtained for R507a refrigerant, when comparing its performance with R134a under the same entry conditions in the test section. With these two systems, the Mechanical Engineering department was provided with a high quality equipment that allows the study of thermodynamic processes in the didactic heat cooling machine with real components that can be interacted with, and a theoretical model for the analysis of refrigerants in the study of heat transfer coefficients. Thus providing a deeper learning, based on experience and interaction with real equipment.

Actualmente, el uso de máquinas didácticas en los centros educativos representan un apoyo importante para el estudio de diferentes procesos. A nivel universitario, en específico, en el campo de la ingeniería mecánica, existen diversidad de opciones para el desarrollo de máquinas didácticas; estas pueden ir desde aplicaciones en hidráulica, neumática, fluidos, y procesos de transferencia de calor. En este último campo, se ha profundizado en el análisis del comportamiento térmico de diferentes fluidos y refrigerantes en circuitos en los cuales están expuestos a diferentes condiciones, en donde el fluido de trabajo cambia sus propiedades y su desempeño. El objetivo de este tipo de estudios, se ha centralizado en análisis de caída de presión, análisis de coeficientes de transferencia de calor en fluidos de una o dos fases y la prueba y medición de diferentes ciclos termodinámicos, como el ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Ante esta versatilidad de aplicación de estudio al desarrollar máquinas didácticas orientadas a los campos de aplicación mencionados para ingeniería mecánica, se pretende realizar el diseño y la construcción de un sistema de refrigeración y el diseño teórico de un sistema de transferencia de calor con fines didácticos. La finalidad del desarrollo de este equipo es brindar un nuevas herramientas que mejoren el aprendizaje de los estudiantes de la Universidad del Valle de Guatemala al poder interactuar con un ciclo real de refrigeración y los componentes principales que un ciclo de este tipo conlleva. Así también brindar un campo nuevo de estudio al realizar prácticas orientado al análisis de refrigerantes.

Para el sistema de refrigeración se pretende diseñar y construir la etapa de condensación y expansión, incluyendo así componentes de uso frecuente en sistema de refrigeración y aire acondicionado, como lo son filtros de secado, visores de líquido, diferentes tipos de medios para realizar la expansión del ciclo, manómetros y sensores de temperatura . Para el sistema de transferencia de calor se busca desarrollar un modelo teórico el cual permita realizar un estudio del comportamiento de un refrigerante en una etapa de precalentamiento, la cual incluye la sección de precalentamiento y un sección de pruebas en un intercambiador de calor de contraflujo. Para ello se seleccionó diferentes componentes vitales para este tipo de diseños, como los son *chillers*, sensores de temperatura resistivos, transductores de presión,

resistencias eléctricas flexibles y medidores de flujo másico. Para ambos sistemas descritos, se seguiría un proceso de diseño en donde se parte de la elección de ciertos componentes puntuales, los cuales brindan información para seguir con el diseño bajo conceptos termodinámicos y para el sistema de refrigeración, se realizaría la construcción a partir de la soldadura de plata en tubería flexible de cobre y formar así un sistema completo de refrigeración, con la ubicación de sensores de temperatura y manómetros de refrigeración para la obtención de datos. De esta manera se obtiene como resultado una máquina didáctica con todos los elementos necesarios para el estudio de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor y el diseño y modelo teórico de un sistema de transferencia de calor para el estudio de refrigerantes.

En el departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Valle de Guatemala, se tiene como filosofía que el mejor método de enseñanza es “aprender-haciendo”. Para llevar a cabo esta idea, se cuentan con talleres, herramientas y equipo especializado para poder desarrollar un sinnúmero de proyectos y prácticas de laboratorio. El plan de estudios de la carrera involucra distintas disciplinas; y de manera específica en las rama de termodinámica, tanto a nivel de pregrado, como profesional, es común toparse con sistemas de refrigeración y transferencia de calor, utilizando elementos como bombas, compresores, intercambiadores de calor, elementos de expansión, entre otros. Para el desarrollo de los estudiantes en este campo es necesario contar con diferentes máquinas y sistemas que cuenten con los componentes pertinentes y que actualmente, la UVG no cuenta con este tipo de equipo. Empresas como TECquipment, Edibon y DIDAC International, se dedican a comercializar equipo didáctico de ingeniería, los cuales, para el área de transferencia de calor y refrigeración, el precio de sus productos ronda aproximadamente entre \$100,000 a \$300,000. Estos precios, además de ser muy elevados, las aplicaciones de estudio para estos equipos son muy limitados, ya que cuentan con pocas funciones o se enfocan en un solo tipo de prueba; haciendo que su funcionalidad no justifique su costo. Ante este escenario, en donde el precio de estos productos es muy elevado y la utilización de equipos didácticos es indispensable como equipo principal para prácticas de laboratorio y el desarrollo académico; se pretende desarrollar el diseño teórico de un sistema de transferencia de calor y diseñar y construir un sistema de refrigeración, para su uso en el departamento de Ingeniería Mecánica de la UVG, permitiendo realizar varias pruebas con diferentes condiciones de trabajo dentro del sistema. La elaboración de este equipo se hará tomando en cuenta un enfoque de diseño de componentes del sistema, bajo aspectos físicos, térmicos, de ensamblaje y orientados a un uso didáctico. A partir de la construcción de este sistema, se busca brindar un equipo de alta calidad, ya que representa una herramienta sumamente versátil en donde permite la realización de pruebas para determinar el comportamiento de un fluido ante diferentes condiciones de prueba, con el objetivo de encontrar y/o definir sus propiedades térmicas y estados termodinámicos. Así también, implementarla como un apoyo visual y didáctico para prácticas de laboratorio en donde se busca ver procesos termodinámicos y componentes reales, para poder interactuar con ellos.

3.1. Objetivo general

Diseñar y construir la etapa de condensación y expansión de una máquina didáctica de refrigeración y el diseño teórico de la fase de precalentamiento de una máquina didáctica de transferencia de calor para el desarrollo de los estudiantes en la Universidad del Valle de Guatemala.

3.2. Objetivos específicos

- Establecer el listado de componentes que se ven implicados en los dos sistemas.
- Determinar el diámetro y longitud de la tubería para la sección de condensación en el sistema de refrigeración.
- Seleccionar y dimensionar dos componentes de expansión para el sistema de refrigeración.
- Definir el diámetro y longitud de la tubería para la sección de precalentamiento y la sección de pruebas para el sistema de transferencia de calor.
- Ensamblar los componentes de la etapa de condensación y expansión del sistema de refrigeración en una estructura metálica para fines didácticos.
- Determinar y comparar el rendimiento experimental y teórico del sistema de refrigeración.
- Definir el coeficiente de transferencia de calor para los refrigerantes R134a y R507a en la etapa de precalentamiento del sistema de transferencia de calor.

4.1. Sistema didáctico de refrigeración: trayectoria de condensación y expansión

Los sistemas de refrigeración por compresión de vapor lo componen, esencialmente, los siguientes equipos: compresor, evaporador, condensador y válvula de expansión. Es importante conocer las características principales de estos para lograr comprender el funcionamiento del sistema completo. Haciendo énfasis únicamente en la trayectoria de condensación y expansión, se detallan a continuación sus características y algunos de los diferentes tipos que se pueden encontrar para cada uno de ellos:

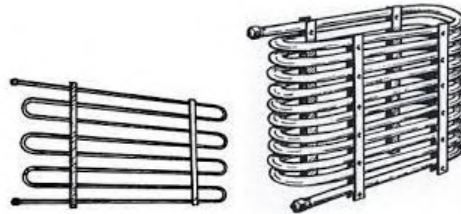
4.1.1. Condensador

El condensador es un intercambiador de calor que principalmente rechaza el calor del sistema de refrigeración. Este rechazo abarca tanto el calor absorbido por el evaporador, como el calor generado por el compresor. El condensador recibe el refrigerante caliente y a alta presión, generalmente en estado de gas sobrecalentado, del compresor. Los medios de transferencia de calor en el condensador, para su enfriamiento, pueden ser por agua o por aire, o una combinación de aire-agua. A partir de lo anterior se logra remover la energía del gas para lograr condensarlo, llevando al refrigerante a un estado subenfriado. Ya condensado se dirige al evaporador, pasando antes por una válvula de expansión (McQuiston y col., 2007) Tal como se mencionó, existen diferentes tipos, según su medio de transferencia de calor, a continuación se mencionan unos ejemplos de estos: Condensadores enfriados por aire: son aquellos que usan aire como fluido para el rechazo de calor por medio de una transferencia de calor del refrigerante al medio ambiente. De este tipo de condensador se pueden encontrar los siguientes:

- De tubo liso: tal como se puede observar en la Figura 2, este tipo de condensador

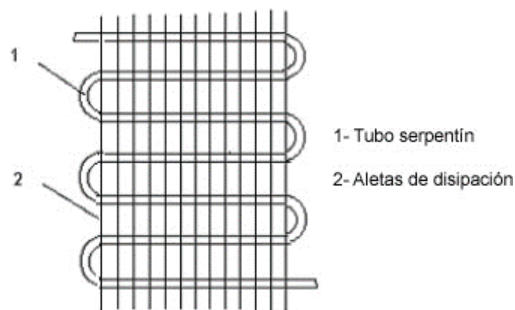
enfriado por aire se emplea en instalaciones pequeñas. Generalmente se usa una tubería de cobre para esto y el medio de transferencia de calor se da por convección natural. Esto quiere decir que el aire del ambiente, conforme se va calentando, asciende y aire más frío toma su lugar, esto se da por cambio de densidad en el aire al momento de calentarse y el aire se renueva por gravedad, véase Figura 1 (Franco, 2006).

Figura 1: Condensador de tubo liso, enfriado por aire



- De tubos con aletas: este tipo de condensador, lo compone un serpentín de cobre y aletas de aluminio que se encuentran ligeramente separadas entre sí. La implementación de estas aletas de aluminio es para poder aumentar el área superficial para lograr una mayor transferencia de calor, tal como se mira en la Figura 2. Se puede integrar ventiladores para aumentar la capacidad del condensador, ya que de esta manera, existe un mayor caudal de aire que entra en contacto con la tubería, aumentando así la transferencia de calor. Este tipo se suele aplicar a sistemas más grandes o en instalaciones industriales (Franco, 2006).

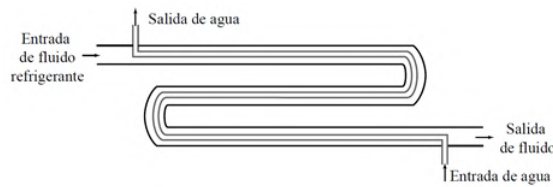
Figura 2: Condensador de tubos con aletas



Condensadores enfriados por agua: son aquellos que usan agua como fluido para el rechazo de calor por medio de una transferencia de calor del refrigerante al agua. De este tipo de condensador se pueden encontrar los siguientes:

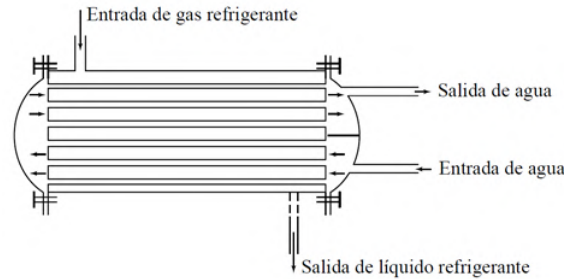
- De doble tubo (contracorriente): este tipo de condensador enfriado por agua consiste en dos tubos concéntricos, con diferente diámetro, en el cual, se puede tener, ya sea el agua o el refrigerante, en tubo interior o exterior tal como se puede ver en la Figura 3, en donde se puede visualizar que existe un área compartida en la misma tubería, pero que se encuentran en tuberías independientes. La transferencia de calor se da por medio de un intercambio de calor entre los dos fluidos, los cuales van en sentido contrario y nunca entran en contacto (Franco, 2006).

Figura 3: Condensador de doble tubo



- Multitubulares: estos están formados por una envolvente metálica con una forma cilíndrica, la cual se encuentra cerrada por los laterales. En el interior se encuentra el serpentín enrollado. Los materiales para este tipo de condensador dependen de los fluidos que se utilicen, tanto por el refrigerante, como por el tipo de agua (agua dulce o salada). Estos pueden ser horizontales o verticales. El funcionamiento se da a partir de introducir agua por la parte inferior, por medio de aberturas en los laterales, luego el agua llena el espacio de forma ascendente, en sentido perpendicular al flujo en la tubería del refrigerante. Luego de llenarse se dirige a la salida de agua ubicado en la misma tapa lateral, ubicado en la parte superior. El refrigerante entra por la parte superior y llena la envolvente. Por medio de transferencia de calor, el refrigerante se condensa y sale del sistema por la parte inferior ya en estado líquido. Véase la las entradas y salidas anteriormente mencionadas en la Figura 4 (Franco, 2006).

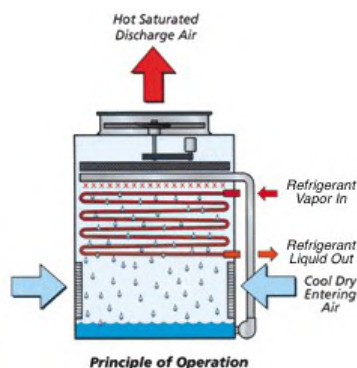
Figura 4: Condensador multitubulares horizontal



Condensadores enfriados por aire-agua: en este caso se emplea aire y agua de manera conjunta para lograr la condensación del refrigerante.

- Condensadores evaporativos: estos son los más empleados a la hora de utilizar aire y agua para condensar el refrigerante. Estos funcionan a partir de la temperatura del bulbo húmedo del aire a la entrada; se busca que esta temperatura sea menor, para que se consiga un mayor rendimiento. Cuando el fluido se encuentra circulando en el serpentín en el condensador, un ventilador hace circular aire en sentido ascendente, provocando que el aire circule por el serpentín, enfriándolo; así como en la parte superior se instala una serie de toberas con agua, la cual es pulverizada sobre el serpentín. Al ser pulverizada, el aire entrante por los costados del sistema, así como aparece en la Figura 5, este caudal de aire enfría el agua pulverizada, reduciendo su entalpía y haciendo que se condense (Franco, 2006). Este tipo de condensadores se les conoce mayormente como torres de enfriamiento.

Figura 5: Condensador evaporativo



4.1.2. Dispositivos de expansión

Los dispositivos de expansión cumplen la función de regular la cantidad de refrigerante que debe entrar al evaporador, sirven frontera entre la alta y baja presión del sistema, ya que este produce una expansión en el fluido, pasando de una alta a una baja presión que se necesita en el evaporador. Los dispositivos de expansión más empleados son: tubos capilares, válvulas de expansión termostáticas y válvulas de expansión de flotador. Se detallará brevemente el funcionamiento de cada uno de estos tipos (Franco, 2006)

- Tubos capilares: estos se emplean en pequeñas instalaciones, en donde no varía mucho la carga de refrigeración. Su uso se da principalmente en instalaciones domésticas comerciales y, y acondicionamiento de aire. El tubo capilar, que es un tubo de cobre de diámetro pequeño, une el condensador y el evaporador. Al pasar por el tubo, el refrigerante sufre una caída de presión y por ende, de temperatura, lo cual provoca que se expanda (Franco, 2006). La selección de este tipo de componente se da mayormente por la capacidad del compresor, para determinar el largo y diámetro interno del tubo capilar. Tal como se mira en la Figura 6, se tiene una rosca del tipo *flare*, la cual conecta a un acople del tubo capilar, ya que el tubo capilar posee un diámetro interno mucho menor al del acople que va con la rosca.

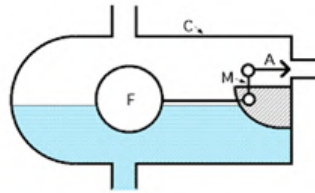
Figura 6: Tubo capilar



- Válvulas de expansión de flotador: para este tipo de válvula, el refrigerante se encuentra en estado líquido tanto a la entrada, como a la salida. Los evaporadores se alimentan por válvulas de flotador. Este flotador cumple la función de regular el nivel de líquido

del refrigerante, accionando una válvula cuya entrada es la que produce la expansión del fluido (véase Figura 7). Para cambiar las condiciones del fluido se debe de cambiar el tamaño del orificio. Estas válvulas pueden ser de alta o baja presión, dependiendo de la presión de su posición en la sistema (Franco, 2006).

Figura 7: Válvula de expansión de flotador



- Válvulas de expansión termostáticas (VET): son de las más utilizadas para refrigeración. A la entrada de este dispositivo, el fluido debe tener una calidad 0 o ser líquido subenfriado, para que así, a la salida esté en un estado de mezcla, pero en esta, la proporción de líquido debe ser mayor. Para que no exista pérdidas de rendimiento, la válvula termostática debe estar lo más cerca posible del evaporador (Franco, 2006). Tal como se puede observar en la Figura 8, la válvula de expansión consta de un elemento termostático, separado del cuerpo de la válvula por una membrana. La válvula termostática consiste en dos partes que funcionan en conjunto. La primera es el cuerpo del elemento, el cual actúa como el actuador que regula el sistema. El segundo es el orificio, el cual contiene un regulador y desarrolla la expansión del fluido. El cuerpo de la válvula incluye el elemento termostático, el cual es el “motor” de la válvula, y los componentes internos. Para el funcionamiento del diafragma, esta está conectada a un tubo capilar, el cual transmite la presión del bulbo a la cámara superior del diafragma de la válvula. La presión está relacionada con la temperatura de la carga termostática (mezcla de gases dentro del bulbo) (Castel, 2017).

El funcionamiento de una VET se determina a partir de tres presiones. La primera presión es la presión del bulbo que actúa en la parte superior de la membrana y en la dirección de apertura de la válvula. La segunda presión es la del evaporador, esta influye en la parte inferior de la membrana y en la dirección del cierre de la válvula. Por último, la presión del muelle, esta actúa de igual manera en la parte inferior de la membrana y en la dirección del cierre de la válvula. Por medio del muelle se ajusta el recalentamiento. La elección de la VET se realiza conociendo los siguientes datos: refrigerante a utilizar, capacidad del evaporador, presión de evaporación, caída de presión por la válvula y temperatura de subenfriamiento (Danfoss, 2005).

Figura 8: Partes de una válvula de expansión termostática



- Cargas termostáticas en una VET:
 - Carga líquida: el comportamiento de las válvulas con este tipo de carga está determinada a partir de los cambios en la temperatura del bulbo y no se ven influenciadas por las condiciones del medio ambiente.
 - Carga de gas: el comportamiento de las válvulas con carga de gas está determinadas por la temperatura más baja en cualquier parte de la válvula. Si se utiliza otra temperatura más baja o de otro componente, puede ocurrir un mal funcionamiento de la válvula.
 - Presión máxima de operación (MOP en sus siglas en inglés): esta función permite limitar la presión en el evaporador, en relación con el valor máximo para proteger el compresor de una sobrecarga. MOP es la presión de evaporación a la que la válvula va a someter la inyección de líquido, evitando que la presión aumente. El punto de funcionamiento MOP puede cambiar si el recalentamiento de fábrica es cambiado. Los ajustes se dan de la siguiente manera; si aumenta el recalentamiento, disminuye el MOP; si disminuye el sobrecalentamiento, aumenta el MOP.
 - Sobrecalentamiento: este sirve como parámetro de control para la VET. Este es medido en la salida del evaporador y se define como la diferencia entre el bulbo y la temperatura de evaporación. Para evitar que refrigerante en estado líquido entre al compresor, se debe mantener el valor mínimo de recalentamiento.
 - Subenfriamiento: esta definido como la diferencia entre la temperatura en el condensador y la temperatura real en la entrada de la válvula. El subenfriamiento generalmente aumenta el potencial de refrigeración del sistema, por lo que esto se debe de considerar al momento de diseñar un sistema con una VET.

(Castel, 2017).

4.2. Sistema didáctico de transferencia de calor: etapa de precalentamiento

El sistema didáctico de transferencia de calor comprende, en este caso, al estudio del cambio de comportamiento de un refrigerante, al verse expuesto a una etapa de precalentamiento y una de postcalentamiento. Haciendo referencia únicamente a la etapa de precalentamiento, el fluido entra en contacto con los siguientes componentes: intercambiadores de calor, flujómetro másico, un detector de temperatura resistivo (RTD, por sus siglas en inglés), un transductor de presión, un chiller y un calentador flexible. Es importante conocer las características de cada uno de estos componentes para poder realizar su correcta selección y dimensionamiento. Por ello, a continuación se detalla información pertinente para cada uno de ellos.

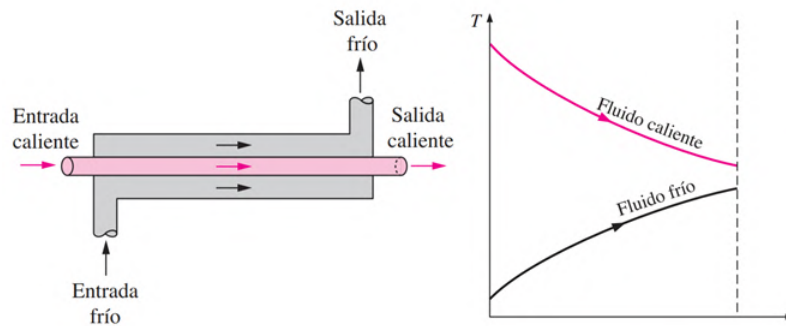
4.2.1. Intercambiador de calor

El objetivo de implementar un intercambiador de calor es la de remover calor de un punto a otro por una aplicación en específico, a partir de la interacción de dos o más fluidos

a diferentes temperaturas. En un intercambiador de calor, los métodos de transferencia de calor que en su mayoría se ven implicados son convección entre cada fluido y conducción a través de la pared que los separa. El método de análisis de este tipo de dispositivos es la de determinar el coeficiente de transferencia de calor U , el cual considera el efecto de la conducción y convección. Existen varias aplicaciones que implican la utilización de diferentes configuraciones y componentes para lograr los resultados esperados; esto ha conducido a que se cuente con varios tipos de diseños de intercambiadores de calor. Para este apartado se hará énfasis en el intercambiador de calor más simple, el cual consta de dos tubos concéntricos, llamada intercambiador de calor de doble tubo. En esta configuración, uno de los fluidos pasa por el tubo más pequeño, mientras que el otro para por el espacio anular entre los dos tubos. En este tipo de intercambiador de calor, existen dos posibles tipos de disposición, flujo paralelo y contraflujo. A continuación se detallará brevemente las características principales de los dos tipos de disposiciones mencionados (Cengel & Ghajar, 2011).

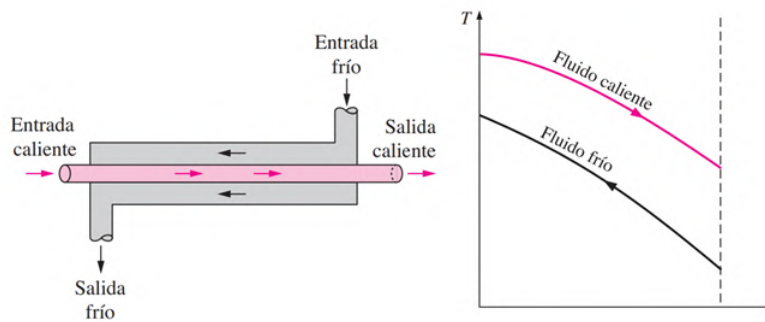
- Flujo paralelo: en este tipo de configuración, los dos fluidos, el frío y el caliente, pasan por el intercambiador de calor entrando en el mismo extremo y moviéndose en la misma dirección, tal como se puede observar en la Figura 9. Debido a que la transferencia de calor se da del fluido con mayor temperatura hacia el fluido con menor temperatura; la temperatura de los fluidos a la salida se aproxima una de la otra (Jaramillo, 2007)

Figura 9: Intercambiador de calor de flujo paralelo



- Flujo cruzado: en esta configuración, uno de los fluidos fluye de manera perpendicular y en sentido contrario con relación al otro fluido, lo que significa que uno de los fluidos pasa por el tubo, mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos. Este tipo de disposición es comúnmente usado donde uno de los fluidos presenta un cambio de fase. El uso de intercambiadores de calor de flujo paralelo no es muy común, ya que, al observar las características en las gráficas respectivas Figuras 9 y 10, de cada intercambiador de calor, se puede notar que en el caso de flujo paralelo no es posible llevar la temperatura de salida de un fluido, cerca de la temperatura de entrada del otro; además, que el calor que se puede transferir es mayor en sistemas de flujo cruzado que en flujo paralelo (Jaramillo, 2007).

Figura 10: Intercambiador de calor de flujo cruzado

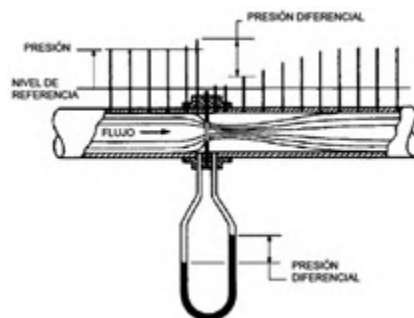


4.2.2. Flujómetros máscicos

Este dispositivo permite hacer la medición del flujo volumétrico. Para ello, se pueden implementar tres diferentes tipo de obtención de datos, ya que la medición se puede realizar de manera directa, por medio de pérdida de calor, indirecta, por medio de caída de presión o por el gasto máscico. A continuación se detallará el principio de funcionamiento de cada uno de estos tipos.

- Medidor de flujo de presión diferencial: el funcionamiento de este medidor se basa en una obstrucción, en donde un disco con una perforación de diámetro conocido se inserta en una región de flujo laminar, tal como se mira en el flujo del cuerpo del medidor en la Figura 11. Se mide la presión en cada lado, y se sabe que la presión será mayor en el lado superior. Se obtiene la medición a partir de la diferencia de lecturas en ambos lados, viscosidad, diámetro del tubo. Esto está basado a partir de la Ley de Poiseulle (OMEGA, s.f.).

Figura 11: Medidor de flujo de presión diferencial



- Caudalímetro máscico térmico: este tipo de medidor se puede encontrar en dos formatos: tubo de muestra calentado y sonda insertada. El principio de funcionamiento de ambos es el mismo, en donde obtienen masa por medio de la capacidad de calor específico del fluido. Este tipo es ideal para bajas tasas de flujo de gas. Los caudalímetros con sonda insertada funcionan igual, solo que cuentan con dos sondas RTD posicionadas en el flujo. Este sensor mide la temperatura del fluido, mientras que el segundo se calienta

a una mayor temperatura que el primero. Esto para poder obtener la transferencia de calor del segundo sensor al fluido, a una tasa que corresponde a la del flujo másico (OMEGA, s.f.)

Figura 12: Caudalímetro másico térmico



- Medidor de flujo másico coriolis: este tipo de medidor, miden la masa por medio de la inercia del gas o del líquido. El gas denso o líquido fluye por medio de un tubo que hace vibrar un pequeño actuador. Esta aceleración provoca una fuerza de torsión que se puede medir en el tubo y que es proporcional a la masa. Los medidores más sofisticados implementan tubos dobles curvados, esto para poder ofrecer una mejor y mayor sensibilidad y una menor caída de presión. A pesar de que este tipo de medidor es uno de los más precisos y con alto grado de exactitud, son susceptibles a los errores que surgen por burbujas de líquido. Estas generan salpicaduras dentro del tubo, ocasionando ruido, el cual se ve reflejado en un cambio de energía necesario para la vibración del tubo (OMEGA, s.f.)

Figura 13: Medidor de flujo másico Coriolis



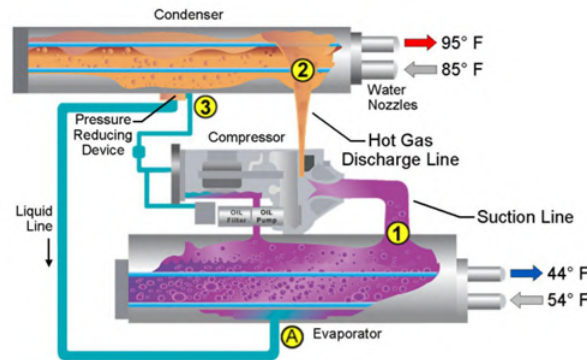
4.2.3. *Chillers*

El objetivo de la implementación de un *chiller* es para lograr un enfriar un fluido, siendo el agua el más utilizado. Se suele agregar algunos químicos al agua, como el etilenglicol, para prevenir el congelamiento cuando se necesita enfriar a bajas temperaturas. El principio de funcionamiento de un *chiller* es a partir de un ciclo de refrigeración por compresión o absorción de vapor, utilizando algún tipo de refrigerante para lograr el enfriamiento del agua. El agua enfriada es bombeada para lograr extraer el calor en el proceso deseado, para luego retornar como agua con cierta ganancia de calor y ser de nuevo, enfriada. Existen dos

tipos de condensadores utilizados en los *chillers*; enfriados por aire o enfriados por agua. El funcionamiento de cada uno de estos se explicará a continuación (Hanson y col., 2011).

- *Chillers* enfriados por agua: tal como se puede observar en la Figura 14, este tipo de *chillers* utiliza agua recirculada de condensación de una torre de enfriamiento para lograr condensar el refrigerante. Los componentes principales de un *chiller* enfriado por agua son: evaporador, condensador, compresor, dispositivo de expansión (véase Figura 14). Para el evaporador se puede implementar un intercambiador de calor, ya sea de placas (uso generalmente en *chillers* de baja capacidad, en un rango de 15 a 60 TR) o de tubo y coraza (uso en para capacidades más grandes, operando regularmente de 40 a 60 TR). El condensador, al ser enfriado por agua, se puede utilizar algunas de las siguientes fuentes: lagos, ríos o tanques de enfriamiento. El compresor está agrupado en dos categorías: desplazamiento positivo y compresión dinámica. Entre ellos se puede mencionar al compresor recíprocante y al compresor de centrífugo (Carrier, 2005a)

Figura 14: Componentes de un ciclo de refrigeración de un chiller centrífugo

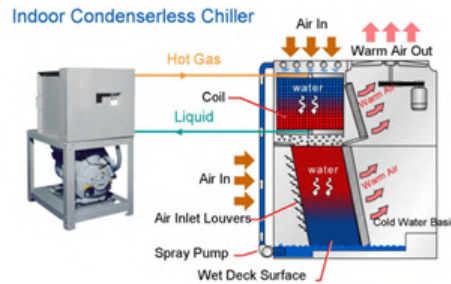


- *Chillers* enfriados por aire: Los *chillers* enfriados por aire utilizan el ciclo de refrigeración para enfriar agua o alguna mezcla que no permita que se congele a temperaturas bajas. Este tipo de sistemas rechaza el calor a partir de circular aire por medio de los intercambiadores de calor refrigerante-aire. Se puede mejorar el rendimiento de la transferencia de calor en el intercambiador de calor a partir de colocar ventiladores, esto para ayudar a aumentar el caudal del aire en la entrada de aire que se puede observar en la Figura 15. El montaje ideal es ubicar el compresor y el evaporador en el interior y el condensador enfriado por aire al aire libre. El ciclo de refrigeración en un *chiller* enfriado por aire incluye dos procesos importantes: la evaporación del refrigerante en el evaporador y la condensación del refrigerante en el condensador enfriado por aire y el rechazo de calor a la atmósfera. Los *chillers* enfriados por aire, al utilizar el aire ambiental para condensar el refrigerante, su eficiencia de su funcionamiento depende de la variación en la temperatura del ambiente (Carrier, 2005b)

Debido a que el *chiller* se configura para enfriar el agua a cierta temperatura constante, cualquier incremento en la temperatura ambiental resulta en una mayor temperatura de condensación. Al tener diferenciales de temperatura más grandes, se requiere una mayor elevación de carga por parte del compresor. Una mayor elevación de carga necesita más potencia y esto resulta en una menor eficiencia y desempeño del *chiller*. El diseño para estos sistemas para la mayor parte de Norte América se basa en una

temperatura de bulbo seco de 95°F (35°C), esta temperatura se ve reflejada en una temperatura de diseño del condensador de 125°F (52°C) (Carrier, 2005b)

Figura 15: Chiller de interior enfriado por aire con condensador evaporativo



4.2.4. Transductor de presión

Un transductor de presión es un dispositivo que mide la presión de un fluido, indicando la fuerza que el fluido está experimentando en la superficie que entra en contacto con el sensor, véase Figura 16 como un ejemplo de este tipo de sensor. Para poder obtener la presión, un transductor de presión tiene un colector de fuerza, como un diagrama flexible que se deforma cuando se presuriza y un elemento de transducción que utiliza un método resistivo, capacitivo o inductivo dependiente, el cual se encarga de generar una señal eléctrica. Estas señales luego se transmiten a controladores o PLC para que sean procesadas y registradas. Los transductores de presión utilizan galgas extensométricas que al sufrir alguna deformación, crea un cambio en el voltaje. La medición de presión se realiza a partir de la lectura del cambio en el voltaje (OMEGA, 2018). Para elegir el transductor de presión correcto para el sistema, se debe de contemplar el tipo de presión que posee el sistema. Las presiones que existen son: estática y dinámica. Así también el tipo referencia de medición de presión, en las que se pueden encontrar tres tipos: absoluta, manométrica y diferencial. A continuación se detalla brevemente las características principales de cada una.

- Presión estática: el funcionamiento de los transductores de presión estática se basa en la medición del fluido en reposo. Al momento de que el fluido provoque una presión sobre el transductor, la galga extensométrica (dispositivo que figura como el sensor) se deforma. Esta deformación se ve reflejada como una señal de variación de voltaje, en la cual, su magnitud representa la intensidad de la presión. Al momento que se libere la presión, la galga extensométrica regresa a su forma original.
- Presión dinámica: a diferencia de la estática, esta mide las variaciones de presión en tiempo real. Este tipo de transductor utiliza medidores de tensión unidos al diafragma flexible, para que así se logre detectar cualquier cambio en la presión.
- Presión absoluta: en este caso se mide la presión en relación con el vacío, al utilizar el cero absoluto como punto de partida. Un ejemplo de este tipo es el transductor de presión barométrica. Estos también incluyen un manómetro sellado, el cual la señal se ha modificado de tal modo para que coincida con la presión manométrica en el momento de la construcción.

- Presión manométrica: en este caso, el punto de referencia es la medición de presión relativa a la atmosférica.
- Presión diferencial: en este caso se mide la diferencia de presión en referencia a cada lado del sensor. Un ejemplo de este tipo es el transductor de presión de líquido, los cuales miden los niveles de líquido que están por encima o por debajo del mismo.

(OMEGA, 2018).

Al momento de conectar el transductor de presión a una fuente eléctrica y a una fuente de presión, el sensor produce una señal eléctrica de salida que es proporcional a la presión que se aplica en este. La señal de salida puede ser voltaje, corriente o frecuencia. Existen los cuatro diferentes parámetros de salida:

- Transductor de presión digital: una señal digital provee mayor versatilidad en comparación de las señales digitales. Suelen llamarse sensores inteligentes, debido a que se le puede calibrar información, puede detectar eventos inusuales, entre otros.
- Sensor de presión con salida en Milivoltios (radiométrico): la salida real es directamente proporcional a la potencia de entrada del transductor de presión. Si la entrada fluctúa, la salida tendrá el mismo comportamiento. Es por ello que se sugieren fuentes de alimentación reguladas para su uso con transductores de presión en milivoltios. Por otro lado, el sensor tampoco debe estar en un ambiente eléctricamente ruidoso, debido que la señal es muy baja. El mejor uso se da cuando el transductor se encuentra a una corta distancia del instrumento de lectura.
- Sensor de presión con salida en voltaje: en este tipo de sensor, la salida es normalmente 0 a 5 VDC o de 0 a 10 VDC y provee una salida mayor a la del transductor de presión con salida en milivoltios. Debido a esto, este tipo de sensores no se ven tan susceptibles al ruido eléctrico.
- Sensor de presión con salida en mA: este tipo de salida es la que más se utiliza. El rango de corriente de la señal de salida puede variar desde 0 a 4 mA y de 4 a 20 mA. Este sensor está diseñado de tal manera que consta de dos cables en su instalación; en donde la fuente de alimentación provee de voltaje al transductor y este, controla la corriente en el circuito para generar la señal. Por su configuración, la señal es inmune a interferencias eléctricas y permite que el cable de conexión pueda ser mayor a 1000 pies.

(OMEGA, 2018).



Figura 16: Transductor de presión con salida en mA

En el presente capítulo se detalla el proceso de análisis y diseño para la elaboración práctica de la trayectoria de condensación y expansión de un sistema didáctico de refrigeración y el diseño teórico de la etapa de precalentamiento de un sistema didáctico de transferencia de calor. El enfoque principal para el diseño de ambos sistemas, fue orientado a que estos cuenten con una apariencia y visibilidad que facilite la demostración del funcionamiento de cada componente de los equipos. Para el sistema de refrigeración se contempló el uso de un ciclo de refrigeración simple por medio de compresión de vapor y para el ciclo de transferencia de calor, una etapa de precalentamiento y otra de post calentamiento, para evaluar el comportamiento del fluido a lo largo de estos dos cambios de fase. Para ello, en ambos casos, el proceso de diseño comenzó a partir de la definición de los requisitos, tanto funcionales, como requerimientos para el ensamblaje y construcción (véase los Cuadros 2 y 3). Para el diseño de ambos sistemas se optó por una metodología en donde, para cada sistema se definió las características de un componente en específico para poder realizar el diseño y elección de los demás componentes entorno a la capacidad y funcionamiento de este. El espacio designado para ambos sistemas fue en una estructura metálica. Para ello se eligió como material perfiles cuadrados de hierro negro de una pulgada chapa 14. Los requisitos para esta sección se presentan a continuación:

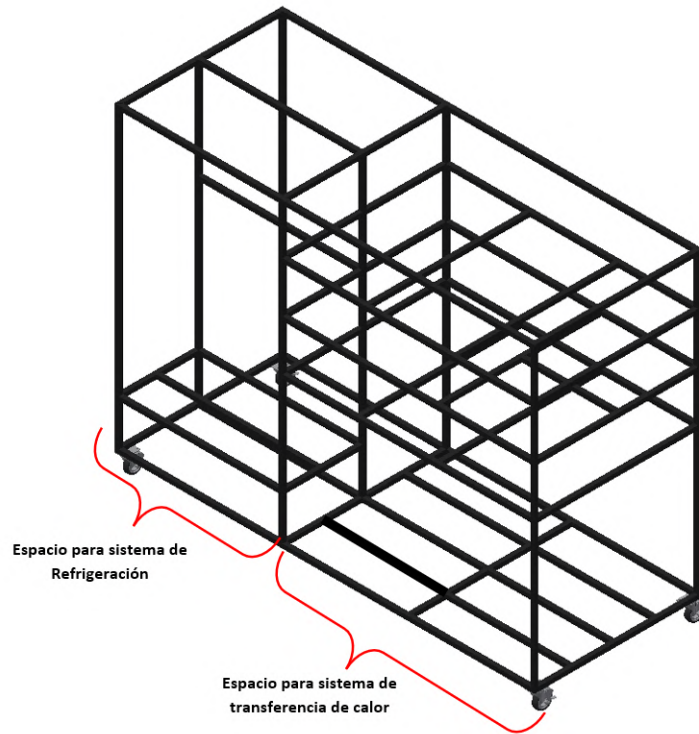
Cuadro 1: Definición de requisitos para estructura

Tipo de requerimiento	Código	Requisito
Restricción	E-R-1	El costo del material de la estructura no debe ser superior a Q1,200.
Restricción	E-R-2	La estructura metálica debe tener al menos 2.5 m de largo, por 1 m de ancho y 1.8 m de alto
Restricción	E-R-3	La estructura debe contar con dos divisiones para el montaje de ambos sistemas didácticos
Restricción	E-R-4	El método de sujeción de la estructura debe ser por medio de soldadura eléctrica
Funcional	E-F-5	La estructura debe de poderse trasladar por el laboratorio
Restricción	E-R-6	La estructura debe contar con una capa de protección de pintura.
Restricción	E-R-7	El método de sujeción de la estructura a las ruedas debe ser por medio de platinas soldadas
Restricción	E-R-8	La estructura debe contar con diferentes niveles para la colocación de los componentes del sistema de transferencia de calor
Restricción	E-R-9	La sección del sistema de refrigeración debe contar con un marco de soporte para el montaje de los componentes
Funcional	E-F-10	El factor de seguridad de la estructura no debe ser inferior a 1.5.
Funcional	E-F-11	El espacio contemplado para el crecimiento de equipo no debe ser menor a 1 m de largo, 0.5 de ancho y 1.8 m de alto
Restricción	E-R-12	La estructura debe contar con al menos cuatro ruedas. Y como mínimo, dos de estas deben contar con freno
Restricción	E-R-13	Se debe eliminar todo borde filoso o partes expuestas de metal que puedan dañar al usuario

Fuente: Elaboración propia

A partir de lo anterior, se definió las proporciones de los espacios y las dimensiones generales de la estructura. De esta manera, se cuenta con el siguiente espacio: 2.5 m de largo, por 1 m de ancho y 1.8 m de alto, de los cuales, el sistema de refrigeración cuenta con un área designada de 1 m de largo, por 0.5 m de ancho y 1.8 m de alto, ubicado en el lado izquierdo de la estructura (véase Figura 17).

Figura 17: Vista isométrica de la estructura



Para validar el requisito E-F-10, se hizo un análisis estructural en ANSYS, para determinar el valor del factor de seguridad de la estructura. Para efectos del análisis, se tomó en todos los puntos en donde se posiciona algún elemento el peso del componente más pesado. En este caso, se sabe que el sistema de transferencia de calor tendrá un *chiller*, el cual representa el componente con mayor peso, con 102 lb. A partir de esto, se encontró que la estructura cumple con el requisito, debido a que tiene un factor de seguridad mínimo de 2.24. Para más detalle sobre este análisis y dimensiones de la estructura, véase la referencia (García, 2021). Al contar con los espacios designados para cada sistema, se define a continuación los requisitos del sistema de refrigeración y para el sistema de transferencia de calor.

Cuadro 2: Definición de requisitos para sistema de refrigeración

Tipo de requerimiento	Código	Requisito
Restricción	SR-R-1	Todos los componentes del sistema deben poder ser fijados a un Panel de Aluminio Compuesto (ACM)
Restricción	SR-R-2	El panel de ACM debe poderse atornillar al marco estipulado para el sistema de refrigeración
Restricción	SR-R-3	La tubería del evaporador y condensador debe ser de cobre tipo flexible
Restricción	SR-R-4	La unión entre los componentes del sistema debe ser por medio de soldadura de plata
Restricción	SR-R-5	El sistema debe contar con dos manómetros de refrigeración para medición de presiones
Restricción	SR-R-6	El manómetro de baja presión debe tener una capacidad de medición de 0-500 psi con una precisión de más o menos
Restricción	SR-R-7	Se debe utilizar Armaflex para el aislamiento de los sensores de temperatura.
Restricción	SR-R-8	El sistema de refrigeración debe de contar cuatro sensores de temperatura. Uno para cada punto termodinámico
Restricción	SR-R-9	El sistema de refrigeración debe funcionar con el refrigerante R-134a
Funcional	SR-F-10	La línea de líquido debe contar con un visor de refrigerante
Restricción	SR-R-11	El sistema debe contar con una válvula de expansión
Restricción	SR-R-12	El espacio ocupado por el sistema de refrigeración en la estructura no debe ser mayor a 1 m de largo, por 0.5 m de ancho y 1.8 m de alto
Restricción	SR-R-13	El costo de los componentes y materiales para el sistema de refrigeración no deben exceder los Q8,000
Restricción	SR-R-14	Toda conexión de cableado (sensores, alimentación, y cables de datos) deben estar cubiertos de canaletas de PVC.
Restricción	SR-R-15	Todas las superficies calientes deben contar con un sticker de precaución de superficie caliente

Fuente: Elaboración propia

Cuadro 3: Definición de requisitos para sistema de transferencia de calor

Tipo de requerimiento	Código	Requisito
Restricción	STC-R-1	Se debe de contar con un medidor de flujo másico tipo coriolis luego de la válvula de aguja
Funcional	STC-F-2	El método de suministro de calor debe ser a través de resistencias eléctricas flexibles para la etapa de pre y post-calentamiento
Funcional	STC-F-3	La potencia de las resistencias eléctricas no debe ser inferior a 150 W
Restricción	STC-R-4	Las resistencias eléctricas no deben sobrepasar una temperatura máxima de 250°C.
Restricción	STC-R-5	El sistema debe contar con sensores de presión y temperatura para obtener las mediciones de cada punto termodinámico
Restricción	STC-R-6	El sistema debe contar dos chillers con una capacidad mínima de enfriamiento de 230 W
Restricción	STC-R-7	Se debe contar con dos transformadores de voltaje variable (0-130 VAC) para suministrar energía a las resistencias eléctricas
Funcional	STC-F-8	Las tuberías del sistema deben ser de cobre rígido
Restricción	STC-R-9	El espacio ocupado por el sistema de transferencia de calor en la estructura no debe ser mayor a 2 m de largo, por 1 m de ancho y 1.8 m de alto
Restricción	STC-R-10	El costo de los componentes y materiales para el sistema no deben exceder los \$28,700, según presupuesto proporcionado
Restricción	STC-R-11	El sistema debe tener un intercambiador de calor de contraflujo

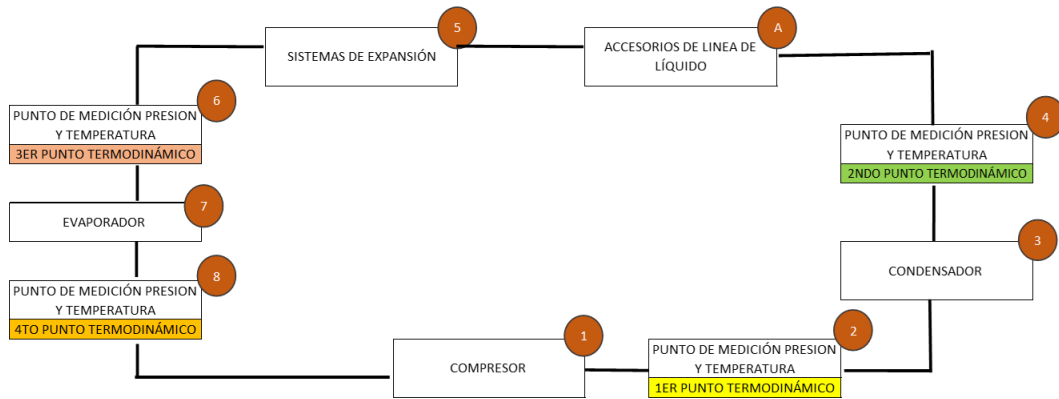
Fuente: Elaboración propia

5.1. Sistema didáctico de refrigeración: trayectoria de condensación y expansión

En esta sección se desarrolla la metodología de análisis y elaboración práctica de un sistema didáctico de refrigeración por compresión de vapor, específicamente la trayectoria de condensación y expansión. Para un mejor detalle, véase la Figura 18, en donde se visualiza un diagrama con los puntos que se ven involucrados, así como abajo de esta imagen, un cuadro con la descripción pertinente. Los resultados y valores que hagan referencia a la trayectoria de evaporación y compresión fueron obtenidos de (García, 2021). La primera etapa de diseño para realizar el sistema didáctico de refrigeración fue el dimensionamiento del espacio a refrigerar, esto para determinar la carga térmica que se debe extraer del espacio para mantener la temperatura deseada, contemplando únicamente la transferencia de calor entre las condiciones ambientales y las propiedades físicas de los materiales. Como elección de

diseño, se definió como temperatura objetivo llegar a 5°C en la espacio refrigerado. Usando como referencia la temperatura promedio para Guatemala en la ubicación de la Universidad del Valle de Guatemala de 25°C para las condiciones exteriores. Las dimensiones del espacio se detallan en el Cuadro 5. Para fines didácticos se utilizó acrílico para una mejor visualización de una porción del interior y poliestireno expandido (duroport) como material aislante. Véase en el Cuadro 6 las propiedades térmicas y características físicas de estos materiales.

Figura 18: Circuito de refrigeración



Cuadro 4: Componentes y partes del sistema de transferencia de calor

No.	Descripción
1	Compresor
2	1er punto termodinámico: medición de temperatura y presión
3	Condensador
4	2ndo punto termodinámico: medición de temperatura y presión
A	Accesorios: filtro de secado, visor de líquido y válvula solenoide
4	Expansión por válvula de expansión termostática y tubo capilar
6	3er punto termodinámico: medición de temperatura y presión
7	Evaporador
8	4to punto termodinámico: medición de temperatura y presión

Fuente: Elaboración propia

Cuadro 5: Dimensiones del espacio refrigerado

Concepto	Símbolo	Valor
Ancho	a	0.3 m
Alto	h	0.5 m
Profundidad	p	0.3 m
Área total	A_{tot}	$0.78m^2$
Volumen de espacio refrigerado	V_{er}	$0.045m^3$

Fuente: Elaboración propia

Cuadro 6: Propiedades térmicas y características físicas del poliestireno expandido

Concepto	Símbolo	Valor
Conductividad térmica del acrílico	k_{ac}	$0.195W * m/°C$
Grosor de la plancha de acrílico	t_{ac}	0.005 m
Conductividad térmica del poliestireno expandido	k_{dur}	$0.0425W * m/°C$
Grosor de la plancha de poliestireno expandido	t_{dur}	0.0127 m

Fuente: Elaboración propia

Para determinar cuánto calor absorbe las paredes del espacio refrigerado, se calculó la resistencia térmica que presenta las diferentes capas de los materiales como resultado del efecto de la conducción, mientras que los efectos de la convección son despreciable, asumiendo de esta manera que la temperatura en las paredes es la misma temperatura del espacio refrigerado para la sección interior y la misma temperatura ambiental en la sección exterior. Para ello se utilizó las siguientes ecuaciones (1), (2) y (3). Véase los valores y resultados en el Cuadro 7.

A partir de lo anterior, se encontró que el carga de calor que se debe considerar por parte del espacio refrigerado para poder mantener la temperatura en esta zona es de 29.6 W véase el Cuadro 7.

$$R_{ac} = \frac{t_{ac}}{(k_{ac}A_{tot})} \quad (1)$$

$$R_{dur} = \frac{t_{dur}}{(k_{dur}A_{tot})} \quad (2)$$

$$\dot{Q}_c = \frac{T_{ext} - T_{int}}{R_{ac} + R_{dur}} \quad (3)$$

Cuadro 7: Resultados de calor por conducción en materiales de espacio refrigerado

Concepto	Símbolo	Valor
Resistencia térmica del acrílico	R_{ac}	$0.03287W * m/°C$
Resistencia térmica del poliestireno expandido	R_{dur}	$0.7541W * m/°C$
Temperatura interior espacio refrigerado	T_{int}	5°C
Temperatura ambiente	T_{ext}	25°C
Calor por conducción en paredes	Q_{ac}	29.6 W

Fuente: Elaboración propia

Luego de analizar el espacio refrigerado, se hizo el estudio del comportamiento del sistema de refrigeración a partir de la caracterización de la carga de enfriamiento del espacio a enfriar, pero debido a que el sistema cumple fines didácticos, el diseño se realizó en torno a la elección y características de operación del compresor. En este caso se eligió un compresor

reciprocante, marca Embraco, modelo EMY70HER. Véase en el Cuadro 8 las características funcionales del compresor elegido.

Cuadro 8: Especificaciones del compresor

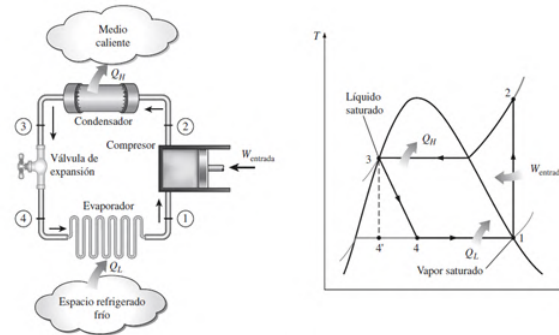
Concepto	Descripción
Marca	Embraco
Modelo	EMY70HER
Tipo	Compresor reciprocante MBP/LBP
Voltaje y frecuencia	115 V a 60 Hz
Potencia	1/5 hp
Refrigerante	R-134a

Fuente: Embraco, 2013

A partir de esta elección, se definió también una temperatura diseño de 5°C para del espacio refrigerado. Luego, se planteó el cálculo de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el cual lo consta de cuatro puntos termodinámicos (véase Figura 19). Para una óptima transferencia de calor entre el fluido y el ambiente, se sabe que la diferencia de temperatura entre el lugar refrigerado y el refrigerante que pasa por el evaporador debe ser de -10°C. Por lo tanto, se puede definir que la temperatura del refrigerante en ese punto es de -5°C. Para definir los demás puntos termodinámicos se necesita evaluar las condiciones ambientales del lugar en el que está en funcionamiento el equipo. El sistema se encontrará en operación en las instalaciones de CIT, en la Universidad del Valle de Guatemala; por lo que se contempla una temperatura de 25°C. Siguiendo el proceso anterior, la diferencia de temperatura entre al ambiente y el condensador es también de 10°. A partir de una temperatura ambiental de 25°C, se establece que la temperatura del fluido en el condensador es de 35°C. Definidos estos dos puntos termodinámicos se pueden armar los siguientes puntos termodinámicos. Para ello se utilizó la herramienta de MINI REFPROP, con un estado de referencia según ASHRAE. Véase también la distribución del

- Temperatura en el espacio refrigerado: 5°C
- Temperatura del refrigerante en el evaporador: -10°C
- Temperatura ambiental: 25°C
- Temperatura del refrigerante en el condensador: 35°C

Figura 19: Puntos termodinámicos ciclo de refrigeración por compresión de vapor



5.1.1. Análisis de los puntos termodinámicos

Al contar con la información de diseño para las temperaturas que utilizaron para el sistema y los datos que se pueden obtener sobre la posición de los puntos termodinámicos según una curva típica de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor (véase Figura 19), se realizó el análisis de los diferentes puntos termodinámicos siguiendo el modelo ideal del ciclo de refrigeración. A continuación se presenta el detalle de cada punto evaluado.

Análisis del primer estado termodinámico

Tal como se puede ver en la Figura 19, el primer estado termodinámico se encuentra a la salida del evaporador y a la entrada del compresor. Ya que se sabe que la temperatura del evaporador se encontrara a -10°C y que en este punto, según la campana de saturación, el fluido se encuentra como vapor saturado con una calidad de 1, a partir de estas dos propiedades, se puede definir por completo el primer estado termodinámico (véase el resultado en el Cuadro 9)

Análisis del tercer estado termodinámico

Tal como se puede ver en la Figura 19, el tercer estado termodinámico se encuentra a la salida del condensador y a la entrada de la válvula de expansión. En este punto se sabe que se encuentra el fluido como líquido saturado, por lo que tiene calidad 0, así también, al saber que la temperatura en el condensador es de 35°C , se puede definir con estas dos propiedades el tercer estado termodinámico (véase el resultado en el Cuadro 9)

Análisis del segundo estado termodinámico

Tal como se puede observar en la Figura 19, el segundo estado termodinámico se encuentra a la salida del compresor y a la entrada del condensador. En este punto, debido a que del estado 1 al 2 se realiza una compresión isentrópica, siempre siguiendo el modelo ideal para el análisis de este caso; se puede asumir la misma entropía del estado número 1. Por

otro lado, observando el proceso de 3 a 2, se puede observar que sigue la trayectoria sobre una isobárica por lo que se puede asumir la misma presión del estado número 3. A partir de estas dos propiedades se puede definir el segundo estado termodinámico (véase resultado en el Cuadro 9)

Análisis del cuarto estado termodinámico

Para este último estado termodinámico, es necesario evaluar un estado auxiliar, el cual se denota como estado 4'. Este proceso es necesario debido a que no se cuenta con la información completa para poder definir el cuarto estado termodinámico. De esta manera, se evalúa un punto siguiendo la misma nomenclatura que aparece en la Figura 19, en donde, el punto 4' se puede observar que una línea punteada vertical, haciendo referencia a un proceso isentrópico, de esta manera, evaluando la misma entropía que el estado 3, y al estar dentro de la campana de saturación, este punto posee la misma temperatura que el estado 1. Con estos dos valores, se encuentra definido el estado auxiliar.

Para definir el estado 4, se utiliza la información de la presión del estado auxiliar 4' y sabiendo que el proceso que refleja en la válvula de expansión es aproximadamente isoentálpico, se puede utilizar la misma entalpía que el estado 3. Con esta información se definió completamente el estado 4 (véase resultado en el Cuadro 9).

Cuadro 9: Propiedades de los estados termodinámicos proceso refrigeración

Estado	Temperatura [T] °C	Presión [P] PSIG	Densidad [ρ] kg/m ³	Entalpía [h] kJ/kg	Entropía [s] kJ/kg-k	Calidad
1	-10	14.39	10.04	245	0.94	1
2	40.9	113.95	41.77	275	0.94	<i>Superheated</i>
3	35	113.95	1167.50	101	0.37	0
4'	-10	14.4	35.62	95.49	0.37	0.28
4	-10	14.4	32.62	101	0.392	0.30

Fuente: Elaboración propia - MINIREFPROP

5.1.2. Análisis de la tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado y el calor rechazado al ambiente

Al tener definidas las propiedades del sistema de refrigeración, se calculó la tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado y la tasa de rechazo de calor al ambiente. Para ello se tomaron en consideración las entalpías de los diferentes estados termodinámicos y datos de operación del compresor según las condiciones del sistema, como el flujo másico y capacidad de enfriamiento. Para definir estos datos de operación. Siguiendo las tablas de las curvas de rendimiento del compresor EMY70HER a una temperatura de condensación de 35°C, y una temperatura de evaporación de -10°C, se encontraron los siguientes datos:

Cuadro 10: Datos de operación del compresor

Concepto	Símbolo	Valor
Capacidad de enfriamiento	C_{enf}	407 W
Flujo másico del compresor	\dot{m}	0.002 W
Corriente del compresor	I_{comp}	2.15 A
Corriente del compresor	V_{comp}	110 V

Fuente: Elaboración propia

A partir del Cuadro 10, se definieron dos aspectos importantes, el primero es la definición del límite de capacidad de enfriamiento. Este valor se utilizó como parámetro de diseño, para buscar que la tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado debe ser menor a este valor, esto para asegurar de poder conseguir las temperaturas de diseño planteadas al inicio. Y segundo, el flujo másico de operación del compresor. A partir de las siguientes ecuaciones (4) y (5) se calcularon las tasa de eliminación de calor en el espacio refrigerado y el rechazo de calor al ambiente, respectivamente. Para el valor de las entalpías "h", seguir la nomenclatura según el estado a que hace referencia el subíndice:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (5)$$

Se obtuvo una tasa de remoción de calor en el espacio refrigerado \dot{Q}_L de 287.3 W y una tasa de rechazo de calor al ambiente \dot{Q}_H de 349.1 W. A partir del primer resultado mencionado se validó el funcionamiento del sistema bajo las condiciones planteadas. A partir de estos resultados se diseñó la etapa de condensación y la selección de la válvula de expansión.

5.1.3. Etapa de condensación

El proceso de diseño de la etapa de condensación partió de la selección del material de la tubería y su diámetro, seguido del cálculo para encontrar la longitud de la tubería de cobre. Para ello se utilizó un tubo de cobre flexible de $\frac{1}{4}$ de pulgada del tipo L, el cual es para aplicaciones de aire acondicionado y refrigeración. A partir de tablas del Manual Técnico de Cobre (Nacobre, s.f.) se obtuvo que el diámetro interno para esta tubería es de 8.001 mm.

Se definió la longitud de la tubería a partir de la expresión (9). A partir de los estados termodinámicos encontrados en el punto anterior, se encontró que la temperatura a la que entra el refrigerante al condensador en el estado 2 es de 40.9°C (véase Cuadro 9. De igual forma, se encontró que la temperatura a la que sale el refrigerante del condensador es de 35°C, teniendo así un diferencial de temperatura entre estos dos puntos de 5.9°C.

Para el término de calor del condensador en la anterior ecuación se encontró a partir de la suma del calor absorbido en el evaporador encontrado, la carga de enfriamiento necesario para el espacio refrigerado por la conducción en las paredes del espacio refrigerado y el

calor generado por el compresor, véase ecuación (7). El calor generado por el compresor se encontró a partir de la ecuación (8) utilizando la información de los datos de operación del compresor en el Cuadro 10. El término U_{cobre} hace referencia al coeficiente global de transferencia de calor obtenido en las tablas de (Kreith y col., 2011) en su libro de texto “Principles of Heat Transfer”. De esta fuente se obtuvo un rango de 300 a 1000 W/m^2K , específicamente para una aplicación de condensación. En el artículo de investigación de (Nagalakshmi & Marurhipras, 2014), en su estudio de “The Design and Performance Analysis of Refrigeration System Using R12 and R134a Refrigerants” se encontró que para el mismo material de tubería utilizaron un valor de 465 W/m^2K . A partir de estas dos fuentes se definió un valor de 400 W/m^2K para el coeficiente global de transferencia de calor del cobre en la etapa de condensación. Véase el Cuadro 9 para las temperaturas según los puntos termodinámicos indicados en el subíndice.

Despejando de la ecuación (6) el área de la superficie de la tubería y con los resultados de las ecuaciones (7) y (8), se puede evaluar estos valores en la ecuación (9) para encontrar el largo de la tubería para la sección de condensación. Estos resultados se detallan en el Cuadro 11, obteniendo así un largo de tubo de 1.94 m para la sección de condensación. Para asegurar una mayor eficiencia en esta sección para lograr llevar a líquido el refrigerante, se utilizará un largo de 3.50 m. Siguiendo la idea de obtener una mejor eficiencia en el lado de condensación, se implementó en el montaje un ventilador, ya que, con este tipo de dispositivos se logra una mayor capacidad en la condensación. Según el espacio disponible en la estructura y para el espacio refrigerado, se optó a realizar 10 vueltas, con una medida de referencia de 30 cm en el tramo recto. Véase Figura 20.

$$\dot{Q}_{cond} = U_{cobre} A_{cond} (T_2 - T_3) \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{comp} + \dot{Q}_c \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{comp} = V_{comp} I_{comp} \quad (8)$$

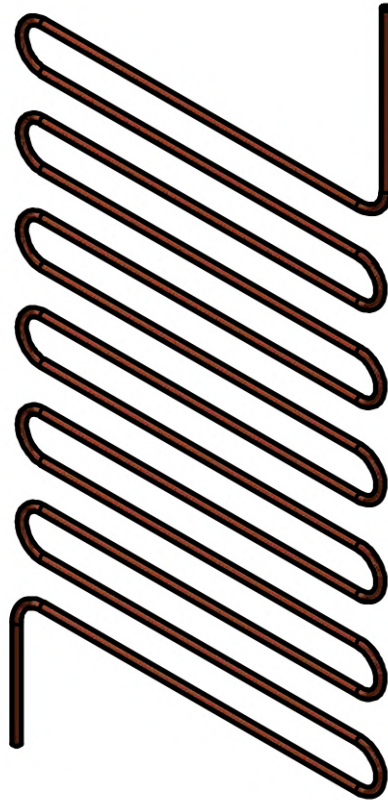
$$L_{cond} = \frac{A_{cond}}{\pi D_{cond}} \quad (9)$$

Cuadro 11: Resultado de cálculo de largo de tubería de condensación

Concepto	Símbolo	Valor
Coefficiente global de transferencia de calor del cobre	U_{cobre}	465 W
Diferencia de temperaturas T2- T3	$T_2 - T_3$	5.9°C
Diámetro interno del tubo (1/4")	D_{cond}	0.008m
Calor absorbido por el evaporador	\dot{Q}_{evap}	316.9 W
Calor generado por el compresor	\dot{Q}_{comp}	237 W
Calor por conducción en paredes	\dot{Q}_c	29.60 W
Calor de desecho en condensador	\dot{Q}_{cond}	553.42 W
Área superficial de tubería	A_{cond}	0.048 m ²
Largo teórico de tubería de condensador	L_{cond}	1.94 m
Largo práctico de tubería de condensador	L_{cond}	3.5 m

Fuente: Elaboración propia

Figura 20: Vista isométrica del condensador



5.1.4. Coeficiente de desempeño sistema de refrigeración

Al contar con la información teórica sobre el calor a remover del espacio a refrigerar y sobre el calor de desecho al ambiente como resultado del calor removido y el calor generado

por el compresor, se puede calcular el coeficiente de desempeño del sistema de refrigeración. Para ello se utilizó la siguiente ecuación:

$$COP_R = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} \quad (10)$$

En donde Q_H es el calor de desecho del condensador, el cual según el Cuadro 11 es 553 W y Q_L es la suma de del calor absorbido por el evaporador y la ganancia de calor por conducción de calor de las paredes del espacio refrigerado, con un valor de 316.9 W.

A partir de estos valores, se obtuvo un valor de coeficiente de desempeño de:

$$COP_R = 1.34 \quad (11)$$

5.1.5. Etapa de expansión

Para esta etapa, se hizo la selección de dos dispositivos de expansión, como lo es una válvula de expansión termostática (VET) y un tubo capilar. Se detalla en primera instancia la VET. Para la selección de este componente se siguió el proceso de selección a partir de la capacidad del evaporador. Para ello se consultó diferentes catálogos de proveedores. La selección se hizo a partir de conocer la capacidad de carga del sistema, en donde esta carga hace referencia a la suma entre el calor extraído del evaporador y el calor por conducción en las paredes del espacio refrigerado, tomando un valor de 0.316 kW. Consultando el fabricante Danfoss, se buscó dentro de las opciones en su catalogo para válvulas de expansión termostáticas, buscando que tenga una capacidad variable y que su rango de operación abarque la capacidad de enfriamiento del sistema. Así también se tomó en consideración que el rango de temperatura de enfriamiento contenga la temperatura del refrigerante en el evaporador de -10°C , que tenga ecualizador interno y que las conexiones sean soldables. A partir de lo anterior, se encontró que el tipo de válvula que reúne estas características es la serie TUA, en donde se cuenta con lo siguiente: capacidad ajustable, un rango de capacidad para el refrigerante R134a de 0.2 a 7.7 kW, rango de temperatura de enfriamiento de -40 a 10°C , material del cuerpo de la válvula de acero inoxidable, conexiones soldables y tamaños de entrada y salida acorde a los tamaños de tubería del condensador y el evaporador.

A partir de haber determinado la serie de la válvula de expansión, se utilizó la herramienta de CoolSelector 2 de Danfoss, para encontrar una unidad en específico que cumpla con las condiciones de diseño. Para ello, se llenaron la información necesaria con los siguientes datos que se pueden observar a continuación. Los primeros tres valores se encuentran a partir de la información ya establecida anteriormente del sistema. El término de carga hace referencia al nivel de carga que estará el sistema; debido a que no se cuenta con alguna válvula que limite la carga del sistema, se establece un valor del 100 % de carga. Para el término de caída de presión, se tomó en consideración la caída de presión que ocurre en la línea de línea de líquido del condensador, en la trayectoria antes de llegar a la válvula de expansión. A partir del la 21, se puede observar que para el refrigerante R134a de 4.9 PSIG (0.34 bar).

Figura 21: Pérdida de presión por trayectoria en el condensador

Table 9. Pressure Loss of Liquid Refrigerants in Liquid Line Risers (Expressed in Pressure Drop, PSIG, and Subcooling Loss, °F).

Refrigerant	Liquid Line Rise in Feet																	
	10'		15'		20'		25'		30'		40'		50'		75'		100'	
	PSIG	°F	PSIG	°F	PSIG	°F	PSIG	°F	PSIG	°F	PSIG	°F	PSIG	°F	PSIG	°F	PSIG	°F
R22	4.8	1.6	7.3	2.3	9.7	3.1	12.1	3.8	14.5	4.7	19.4	6.2	24.2	8.0	36.3	12.1	48.4	16.5
R134a	4.9	2.0	7.4	2.9	9.8	4.1	12.3	5.2	14.7	6.3	19.7	8.8	24.6	11.0	36.8	17.0	49.1	23.7
R507, R404A	4.1	1.1	6.1	1.6	8.2	2.1	10.2	2.7	12.2	3.3	16.3	4.1	20.4	5.6	30.6	8.3	40.8	11.8

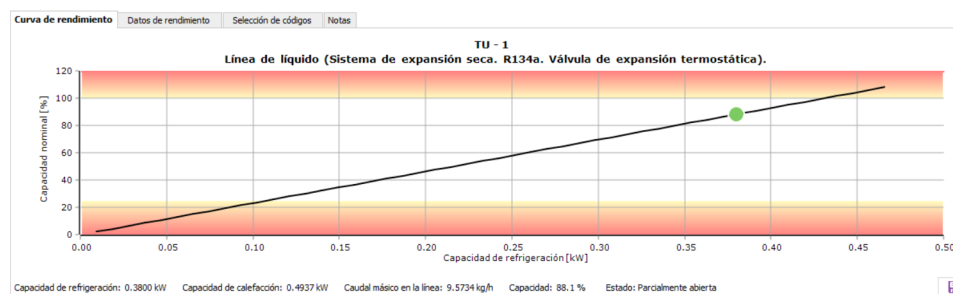
Based on 110°F liquid temperature at bottom of riser.

- Capacidad de enfriamiento: 0.316 kW
- Temperatura de evaporación: -10°C
- Temperatura de condensación: 35°C
- Carga: 100 %
- Caída de presión: 0.34 bar

Figura 22: Condiciones de diseño para válvula de expansión



Figura 23: Curva de rendimiento para válvula de expansión



A partir de estos valores, y las condiciones y características de interés planteadas anteriormente, se encontró que la válvula de expansión con código 068U3923 cumple con todo lo necesario, ya que la capacidad nominal y mínima marcan el rango de operación, en donde si

se encuentra la capacidad del sistema. Así también, cumple con el tipo de conexión soldable y que la entrada tiene un tamaño de 1/4 in y de salida 3/8 in, valores que coinciden con el diámetro del condensador y el evaporador respectivamente. Véase el Cuadro 12 con el detalle del producto seleccionado y en la Figura 24. Al ya contar con la selección del cuerpo de la válvula de expansión, se seleccionó el orificio para dicha válvula, elemento el cual le permite generar capacidades de refrigeración según el tamaño seleccionado. En este caso la selección parte de un orificio del tipo intercambiable, en donde se debe tomar en cuenta la capacidad del sistema para determinar el orificio adecuado.

Cuadro 12: Especificaciones de válvula de expansión

Concepto	Descripción
Marca	Danfoss
Serie	TUA
Familia del producto	TU/TC
Ecuador	Interno
Refrigerantes	R134a/R513A
Código	068U3923
Material	Acero inoxidable
Tamaño de entrada	1/4 in
Tamaño de salida	3/8 in
Ecuador	Interno
Rango de temperatura	-40 a 10 °C
Temperatura máxima en bulbo	100°C
Presión permisible	28 bar

Fuente: Danfoss, 2021b

Figura 24: Válvula de expansión termostática Danfoss TUA 068U3923



Al ya contar con la selección del cuerpo de la válvula de expansión, se seleccionó el orificio

para dicha válvula, elemento el cual le permite generar capacidades de refrigeración según el tamaño seleccionado. En este caso la selección parte de un orificio del tipo intercambiable, en donde se debe tomar en cuenta la capacidad del sistema para determinar el orificio adecuado. Contemplando que estos orificios se pueden regular hasta un 60 % más o menos de la capacidad nominal que indica el proveedor y una capacidad de enfriamiento de 0.316kW, se seleccionó un orificio tamaño 1 del mismo proveedor que el cuerpo de la válvula de expansión, siguiendo la misma serie y familia del producto. Véase el detalle de este en el Cuadro 13

Cuadro 13: Especificaciones del orificio de válvula de expansión

Concepto	Descripción
Marca	Danfoss
Serie	TUA
Familia del producto	TU/TC
Capacidad nominal	0.53kW
Refrigerante	R134a
Código	068U1031
Material	Acero inoxidable

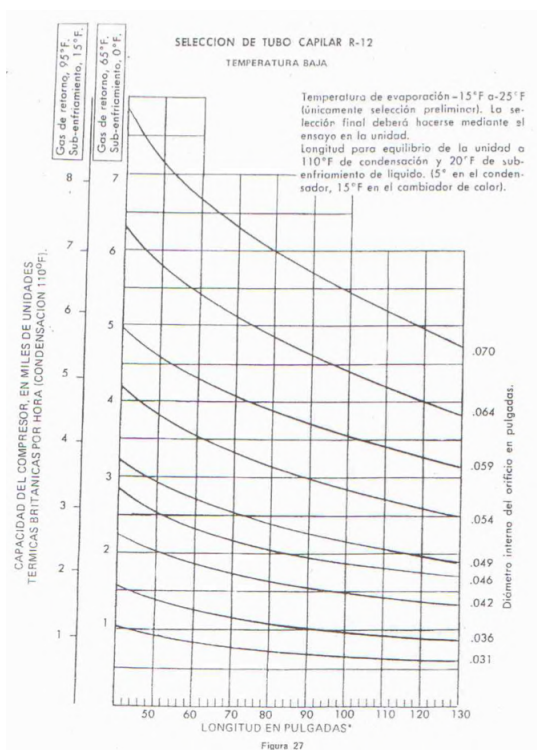
Fuente: Danfoss, 2021

Figura 25: Orificio para válvula de expansión termostática Danfoss 068U1031



Para el caso del tubo capilar, la selección y diseño se hizo a partir de la capacidad del compresor. En este caso, la selección depende del refrigerante en uso. Para este caso se utilizó como referencia la selección con el refrigerante R12, refrigerante que quedó sin uso luego de introducir su sustituto directo, el R134a. Debido a sus similitudes en cuanto rendimiento, se usó la gráfica del R22 para esta selección. Partiendo de gas de retorno a 95°F y Subenfriamiento a 15°F, y una capacidad del compresor de 0.5 kBTU/h (0.2hp), se obtuvo un diámetro interno de 0.031 in, con una longitud de 130 pulgadas. Véase la 26.

Figura 26: Selección de dimensiones de tubo capilar



Componentes de medición y componentes auxiliares para uso didáctico

Con el objetivo de poder medir experimentalmente los puntos termodinámicos del sistema de refrigeración y poder definir experimentalmente los estados termodinámicos del sistema, se incorporaron los sensores de temperatura y los manómetros de refrigeración.

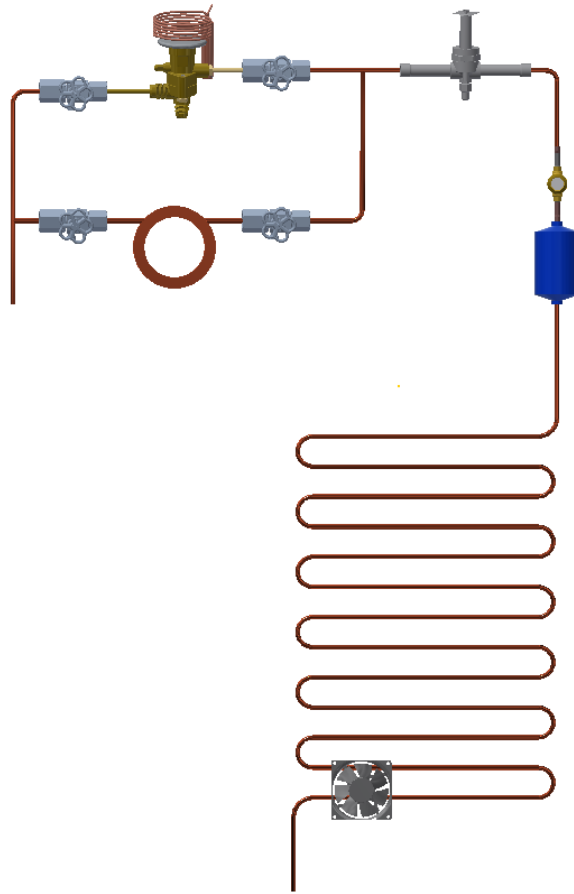
- Sensores de temperatura. Estos se ubicaron en cada punto termodinámico del sistema de refrigeración y los sensores poseen las siguientes características: Marca FullGauge MT512E2HP, con conexión a 110V. Con estos se puede medir temperatura en un rango de -50 a 105°C. Poseen una resolución de 0.1°C en un rango de aplicación de -10 a 100°C. Con este dispositivo se puede hacer control de equipos de hasta 2HP de potencia.
- Se incorporaron manómetros de refrigeración marca Uniweld cuyas características son: modelo QS8N3SMEZ, con un rango de lecturas en baja presión de 0 a 500 psi y en alta de 0 a 800 psi. Con este dispositivo se puede cargar refrigerante para R410, R22, R404 y R134a.

Para completar la línea de líquido con los componentes necesarios para que cumpla con las expectativas didácticas, se ubicaron cinco componentes adicionales, estos son: un filtro de secado, un visor de líquido, un ventilador, una válvula solenoide y válvulas de paso para la etapa de expansión. La descripción de cada uno de ellos se presenta a continuación:

- Filtro de secado: este componente se ubica entre la entrada de la válvula de expansión y la salida del condensador, el objetivo de este es filtrar los residuos que fluyen en el circuito y absorber cualquier humedad del refrigerante y así evitar que esta humedad se congele o se solidifique al momento de llegar a la etapa de expansión. y su elección únicamente dependen del tamaño de la tubería de conexión y si dichas conexiones son para tubería roscada o soldable. Para este caso, se optó por el Filtro de secado de 3/8". Marca TGM, modelo 083S para conexiones soldables.
- Visor de líquido: este dispositivo auxiliar que permite evaluar las condiciones del refrigerante, ya sea en estado líquido o su cantidad de humedad y se ubica luego del filtro de secado. La elección de este componente se realiza únicamente con las dimensiones de entrada y salida. Por cuestiones de disponibilidad se optó por un Visor de líquido de 3/8" conexiones soldables
- Válvula solenoide: este componente se ubica después del visor de líquido y para su selección se corroboró que el modelo seleccionado si pueda operar con el refrigerante R134a y que la presión y temperatura de operación del sistema no supere la presión máxima del componente. A partir de estas características, se eligió la válvula solenoide E6S130-HP, Marca Sporlan, conexión de 3/8" máxima presión de 450 PSI.
- Ventilador: una manera de poder aumentar la capacidad de condensación es a partir de implementar ventiladores en esta sección, de esta manera, como apoyo didáctico para visualizar este cambio, se implementó un ventilador. Se utilizó un ventilador marca STEREN de 4", a 115V, 60Hz y un consumo de 0.18A.
- Válvulas de paso: como apoyo complementario y funcional para la etapa de expansión, al contar con dos ramales, de los cuales se debe permanecer abierto uno y cerrado otro, se optó por utilizar válvulas de paso para poder cerrar o abrir según el caso el dispositivo de expansión a elegir. Para esta elección únicamente se realizó a partir de conocer los tamaños de conexiones en ambos extremos de cada válvula. En este caso se utilizaron válvulas de paso de 1/4 con rosca *flare*.

A partir de lo anterior se definió completamente el circuito, el cual quedaría de la siguiente manera en un modelo CAD:

Figura 27: Circuito de refrigeración, modelo CAD



5.1.6. Fabricación de sistema de refrigeración

El proceso de fabricación del sistema de refrigeración se dio primeramente a partir del desarrollo de la estructura. Para ello, se utilizó tubo cuadrado de hierro negro de una pulgada de chapa 14. Para el modo de unión de las diferentes partes se utilizó soldadura por arco eléctrico con electrodo 6013, tal como se puede observar en la Figura 28. Siguiendo el detalle de la distribución de secciones establecido en el documento (García, 2021), se realizó la construcción a partir de la unión de los diferentes marcos de los niveles de la estructura, en la Figura 29 se puede observar el montaje para realizar la soldadura en el contorno de uno de los marcos de la estructura y en la Figura 30 la terminación de dos de los marcos inferior (izquierda) y superior (derecha) del sistema.

Figura 28: Soldadura de las diferentes uniones de los marcos



Figura 29: Contorno de un marco para la estructura



Figura 30: Visualización de elaboración de los marcos

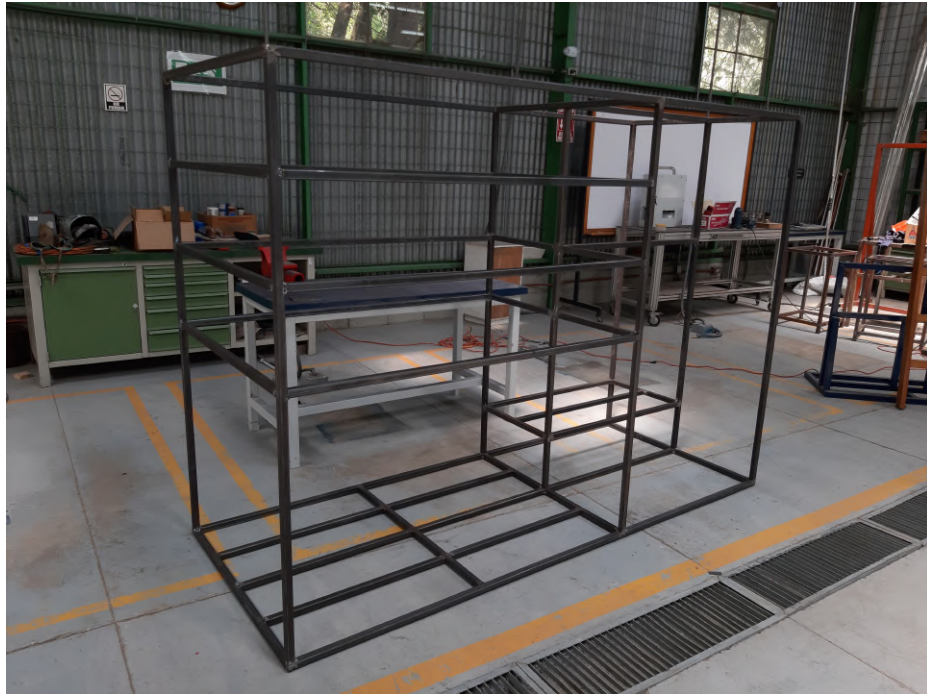


Al contar con los diferentes marcos de la estructura, se realizó la soldadura a las piezas verticales, tal como se puede observar en la Figura 31. Luego de colocar estas piezas, se completó todo el armazón de la estructura (véase Figura 32).

Figura 31: Puesta de piezas verticales



Figura 32: Armazón de estructura completa



Al ya tener el armazón se dieron los detalles finales. Estos involucraron cubrir con masilla todos los puntos de soldadura, para luego, con una pulidora se pudiera desbastar estos puntos y darle un acabado liso y sin rastro de la soldadura. Este proceso se puede ver en la Figura 33. Otro de los acabados finales que se realizaron a la estructura fue pintarla. Para ello se utilizó una doble capa, una color gris para la base y luego una capa azul para el acabado final. El proceso se realizó con pistola y compresor para obtener un mejores resultados (véase Figuras 34 y 35).

Figura 33: Mejoramiento de acabados con masilla



Figura 34: Pintura gris base para la estructura



Figura 35: Pintura azul para la estructura



Ya con la estructura pintada, se colocaron en cada esquina una rueda posicionada en una platina, para facilitar su traslado y se ubicó en el salón de sistemas mecánicos en el edificio CIT de la Universidad del Valle de Guatemala (véase Figura 36). Con la estructura en su lugar, se instaló la plancha de ACM en donde estarán situados todos los componentes para el sistema de refrigeración. Para ello se perforó la plancha y se utilizaron pernos para el anclaje, así como se muestra en la Figura 37. Por otro lado, se realizó el proceso de fabricación del sistema de refrigeración, el cual se dio primeramente con el desarrollo de los diferentes tramos que se lleva la tubería para la sección del condensador. Según los planos del condensador ubicados en la sección de anexos, se elaboraron tramos de 30 cm de largo, para ello se utilizó cortadora de tubo de cobre, tal como se puede observar en la Figura 38. Para las diferentes vueltas que lleva el condensador, se utilizaron codos a 90°.

Figura 36: Producto final de la estructura



Figura 37: Instalación de plancha de ACM para componentes de refrigeración



Figura 38: Proceso de cortar tubería de cobre



A partir de los tramos cortados y el uso de los codos a 90° para la conexión entre líneas, se procedió a realizar la soldadura. Para este caso, se implementó soldadura con varilla de plata, utilizando varillas al 0% para los tramos de tubería y varilla al 5% para los tramos cercanos a los diferentes accesorios. Esto último con el fin de evitar que estos componentes se calientes demasiado, es por ello que al utilizar una varilla al 5%, el material de aporte se derrite con mayor facilidad y no se debe de aplicar calor por mucho tiempo. La fuente de calor fue por medio del uso del equipo de soldadura autógena, utilizando los cilindros de acetileno y oxígeno. A partir de esto, se ensambló la línea del condensador junto con el filtro de secado y el visor de líquido, tal como se muestra en la Figura 39. Para mayor rigidez y una mejor transferencia de calor, se soldaron dos varillas de la misma tubería utilizada, al condensador. Al contar con este tramo, se evaluó la posición y el espacio directamente en la plancha para determinar el tamaño de los tramos faltantes de la línea de expansión (véase Figura 40)

Figura 39: Primera conexión línea de líquido



Figura 40: Estimación de espacio con primera conexión de línea de líquido



Al ya tener contemplado el espacio, se realizó la conexión de la etapa de expansión. En este tramo se realizó la soldadura de la válvula solenoide, las válvulas de paso, el tubo capilar y la válvula de expansión termostática. La distribución de estos componentes para su respectivo montaje se puede observar en las Figuras 41 y 42

Figura 41: Distribución de línea de expansión

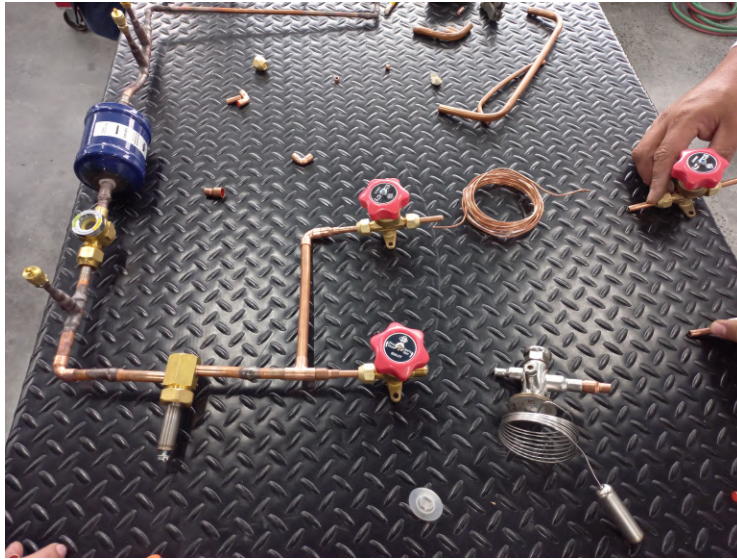
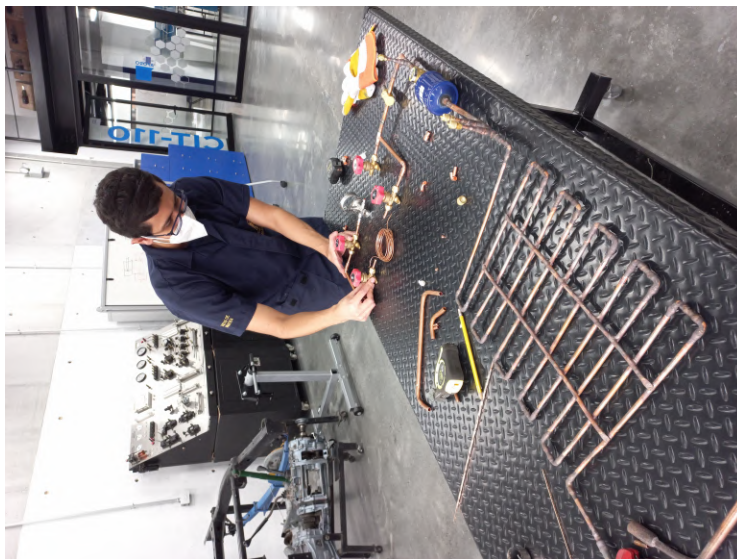


Figura 42: Distribución de línea de expansión y condensación



Al estar completa la etapa de condensación y la de expansión, se soldaron con la etapa de evaporación y la conexión al compresor. De esta manera el sistema ya se encuentra completamente instalado. Véase la vista preliminar del sistema en la Figura 43.

Figura 43: Vista preliminar del sistema de refrigeración



5.1.7. Pruebas de funcionamiento y obtención de datos del sistema de refrigeración

Luego de haber realizado el protocolo de pruebas para la verificación de un buen estado y operación del sistema (véase sección de anexos 11.1), se realizó la prueba final de funcionamiento con el objetivo de recabar los datos del sistema de refrigeración. Para ello, partiendo del mismo montaje descrito en el protocolo de pruebas, se encendió el sistema de refrigeración y se evaluaron las condiciones iniciales de presión en los manómetros de alta conectada a la válvula *pinch* ubicada después del condensador y el manómetro de baja conectada a la válvula *pinch* en la sección de succión del compresor. Así también se mantuvo el control de la corriente en el compresor a partir de un amperímetro. Para asegurar una correcta obtención de datos, se optó por utilizar una cámara termográfica para poder comparar los valores que se ven reflejados en los sensores de temperatura.

Luego de encender el sistema, y al momento de observar que las condiciones de corriente del compresor y presión fueran constantes se procedió a evaluar los diferentes puntos de medición. Se obtuvo una medición en el amperímetro de 2.31 A (véase Figura 44). También se observó que en el visor de líquido efectivamente estuviera mostrando un flujo de líquido (véase Figura 45). A partir de estas dos consideraciones se realizó la obtención de datos de la temperatura y presión en la región de salida del condensador y de la descarga después del compresor.

Figura 44: Lectura con el amperímetro en el compresor



Figura 45: Revisión visor de líquido



Para el punto ubicado en la descarga del compresor, se obtuvo una lectura de presión de 250 PSI y una de temperatura de 57.6°C (véase Figuras 46 y 47). Se corroboró la temperatura de este punto con la cámara termográfica y se observó una diferencia en cuanto a la lectura. Con la cámara se llegó a una temperatura de 64.5°C. Debido a que el sensor, a pesar que posee una cubierta de armaflex, el aislamiento no es completamente perfecto, la lectura puede verse alterada por una pérdida de calor al ambiente. Ante esta diferencia, se optó por utilizar el valor mostrado en la cámara termográfica para la temperatura de este punto (véase Figura 48).

Figura 46: Presión de descarga del compresor

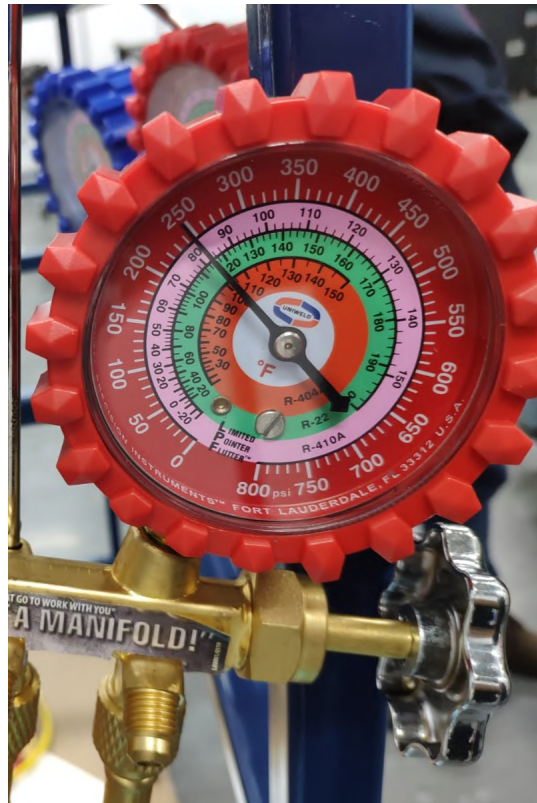
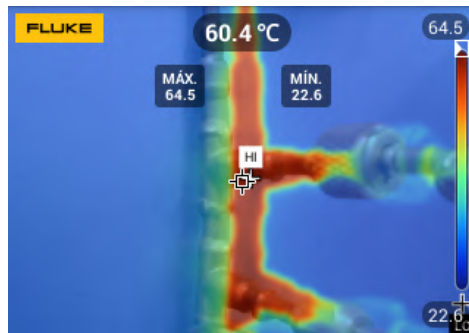


Figura 47: Temperatura a la salida del compresor



Figura 48: Temperatura a la salida del compresor con cámara termográfica

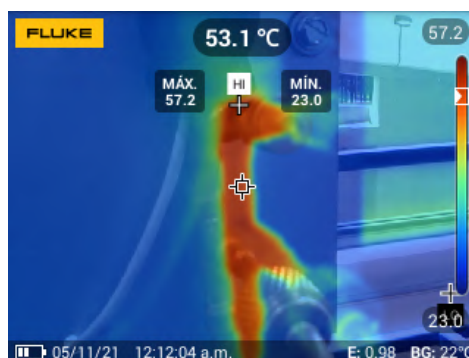


Para el punto ubicado a la salida del condensador, se comprobó que la presión se mantuvo a la medición realizada en el anterior punto, por lo que se utilizó el valor de 250 PSI para la salida del condensador. La temperatura según el sensor de temperatura mostró un valor de 53.6°C, y al momento de corroborar este valor con la cámara termográfica, se obtuvo que con este dispositivo, se tiene una temperatura de 57.2°C. Así como con la lectura del anterior punto, se utilizará de referencia el valor mostrado por la cámara termográfica (véase Figuras 49 y 50).

Figura 49: Temperatura a la salida del condensador



Figura 50: Temperatura a la salida del condensador con cámara termográfica



A partir de estos datos, debido a que se cuenta la información de dos propiedades de cada punto, se puede obtener el resto de propiedades para así definir por completo cada estado. Las lecturas y propiedades encontradas de los estados termodinámicos a la entrada del evaporador y a la entrada al compresor, fueron consultadas en el documento presentado por García, S. (2021). Véase el Cuadro 35 en la sección de resultados con la información de cada estado termodinámico.

Utilizando la información de los puntos termodinámicos, se encontró el calor extraído por el espacio refrigerado y el calor rechazado al ambiente. Al observar que en el sistema se obtuvo temperaturas menores a las estipuladas en el diseño teórico del sistema y que el consumo del amperaje en el compresor refleja un valor mayor al visto en el Cuadro 10, se obtuvo así como resultado una capacidad de enfriamiento y calentamiento mayor, por lo que se estimó un valor superior al flujo másico utilizado para el apartado teórico del sistema de refrigeración, de tal manera que al evaluar este dato, se obtuviera así una capacidad de evaporación y condensación ligeramente superior. Se encontró que el flujo másico que cumple con las condiciones obtenidas experimentalmente es de 14 kg/h (0.0038 kg/s). Con este valor de flujo másico se obtuvo como resultado los calores anteriormente mencionados, así como el COP experimental. Para ello, se utilizaron las siguientes ecuaciones:

$$\dot{Q}_{He} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{Le} = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad (13)$$

$$COP_{Re} = \frac{Q_{Le}}{Q_{He} - Q_{Le}} \quad (14)$$

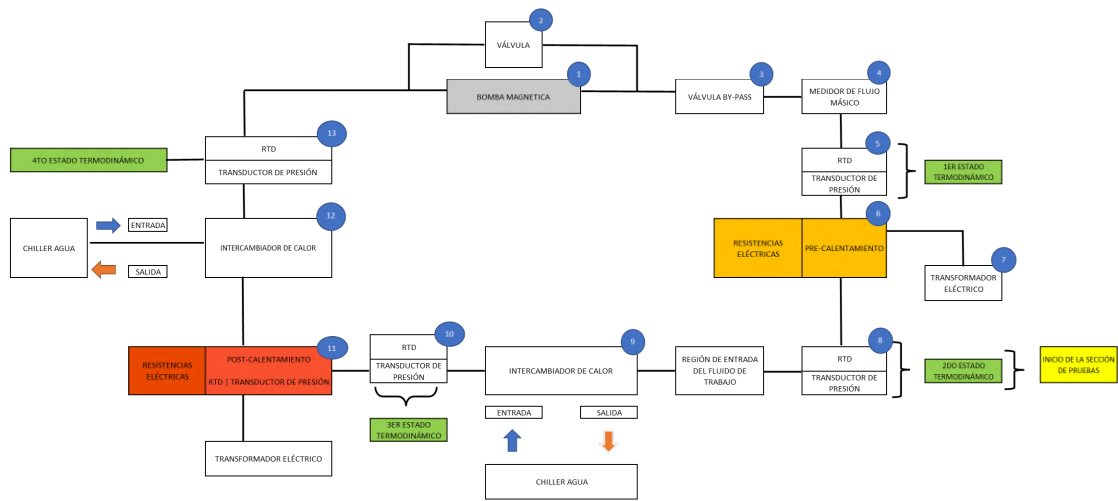
Véase el resultado de estas expresiones en la sección de resultados del sistema de refrigeración.

5.2. Sistema didáctico de transferencia de calor: etapa de precalentamiento

En esta sección se desarrolla el análisis y estudio teórico de un sistema de transferencia de calor para uso didáctico, específicamente de la etapa de precalentamiento del sistema. Los resultados y valores que hagan referencia a la etapa de post-calentamiento fueron obtenidos de (García, 2021). Este sistema pretende poder evaluar el desempeño térmico de diferentes fluidos, los cuales en este documento se evaluaron el refrigerante R134a y R507a, ambos con aplicaciones a nivel industrial y para usos en sistema de refrigeración. A partir de exponer al fluido ante diversas situaciones de calentamiento y enfriamiento, se pretende encontrar a partir de diferentes sensores y conocimientos de termodinámica y transferencia de calor las propiedades del fluido en diferentes puntos y poder de esta manera definir completamente los estados termodinámicos del sistema. Para la distribución de componentes del sistema de transferencia de calor véase la Figura 51. Según la Figura anterior, la etapa

de precalentamiento lo conforman los numerales en el rango del 3 al 9, véase también el Cuadro 14. El proceso de análisis en la etapa de precalentamiento y en los demás puntos termodinámicos en estudio, se realizó a partir de caracterizar el comportamiento de los procesos a partir del cambio de entalpías a la entrada y salida de cada sistema que contribuye a la transferencia de calor al fluido. Este tipo de análisis se hizo debido a que el fluido, al estar en constante cambio de fase y al estar ocupando estados dentro de la campana de saturación, no se puede utilizar cálculos mediante calores específicos. Se hizo una primera iteración para evaluar el comportamiento de cada fase, sin contemplar caídas de presión. Al contar con la información del diseño ya se evaluó las caídas de presión en las diferentes líneas, para determinar si representa un resultado significativo y de esta manera realizar los ajustes necesarios.

Figura 51: Esquema de proceso de transferencia de calor



Cuadro 14: Componentes y partes del sistema de transferencia de calor

No.	Descripción
1	Bomba magnética
2	Válvula para regular la entrada de flujo al sistema
3	Válvula para regular el flujo másico del fluido
4	Medidor de flujo másico
5	1er estado termodinámico, inicio de etapa de precalentamiento
6	Aumento de temperatura por resistencias eléctricas
7	Transformador eléctrico para regular voltaje en las resistencias eléctricas
8	2ndo estado termodinámico, intercambiador de calor de contraflujo
9	Intercambiador de calor de contra-flujo
10	3er estado termodinámico
11	Etapa de post-calentamiento
12	Intercambiador de calor de placas
13	4to estado termodinámico

Fuente: Elaboración propia

La etapa de precalentamiento busca calentar y llevar el fluido a un punto de sobrecalentamiento con calidad 1, para luego de ser enfriado y bajar la calidad de este para estar dentro de la campana de saturación. Al contar ya con la información de las dimensiones disponibles para el sistema, se puede realizar el diseño de etapa de precalentamiento. El proceso de diseño se dio a partir de la caracterización de la bomba magnética. Este proceso se desarrolló en la etapa de post-calentamiento, para más detalle de este punto se puede referir a los resultados y selección en (García, 2021). A partir de las propiedades de la salida del fluido de la bomba se hizo el estudio termodinámico de los puntos siguientes. El análisis se realizó por punto termodinámico, estableciendo la caracterización de los componentes implicados, así como el diseño respectivo de los sistemas de transferencia de calor.

5.2.1. Primer estado termodinámico: etapa de precalentamiento

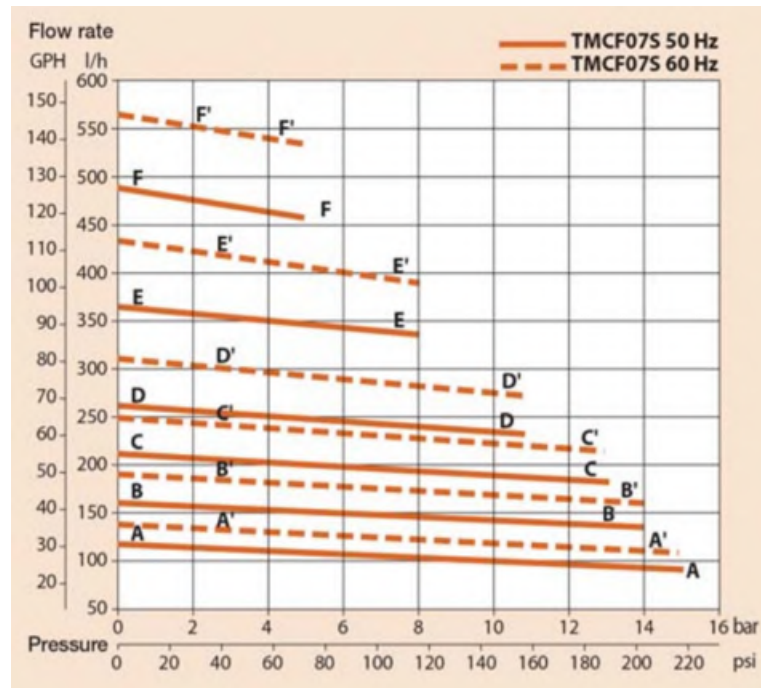
El objetivo de esta etapa es la de llevar el fluido a un estado de sobrecalentado. En este punto se cuentan los siguientes componentes y sistemas: medidor de flujo másico, un detector de temperatura resistivo, un transductor de presión, un transformador eléctrico y el intercambiador de calor. Para lograr encontrar las propiedades de la etapa de precalentamiento y realizar el diseño del intercambiador de calor y la selección de los componentes de esta etapa, se definió como primera instancia las condiciones de funcionamiento de la bomba magnética. El sistema cuenta con un acumulador que se encuentra presurizado con nitrógeno a 85 PSI. Valor el cual se debe de tomar en cuenta para la presión del sistema.

Cuadro 15: Características principales de bomba magnética

Concepto	Descripción
Marca	Clark
Modelo	TMSS030
Modelo del motor	TMCF07S
Tipo	Bomba magnética de paletas
Material carcasa	Acero inoxidable AISI 303
Temperatura máxima	70°C
Presión máxima	260 PSI
Voltaje/Frecuencia	230AC/60Hz
Trabajo	Continuo

Fuente: Clark, 2021

Figura 52: Curva de flujo para bomba TCMF07S



La bomba elegida para el proceso fue una bomba magnética de paletas modelo TMSS030 de la marca Clark, véase las características principales de la bomba en el Cuadro 15. A partir de esta información y al ubicar la curva de flujo de la bomba (véase la Figura 52, se definió el flujo másico al cual estaría trabajando el sistema. Se definió una presión de salida de la bomba de referencia de 29 PSI. Debido a que la referencia de presión de la curva vista anteriormente es el agua y en este caso se está utilizando un fluido diferente a este, se hizo el debido ajuste para determinar la presión de salida por parte de la bomba para el sistema. Para ello se utilizó la expresión (15), la cual relaciona la presión anteriormente indicada, expresada en ft de columna de agua y la gravedad específica del fluido. A partir de ello se encontró la presión de salida real de la bomba, valor al cual se le debe adicionar la presión por el acumulador. Véase estos resultados en el Cuadro 16.

$$P_{bomb} = \frac{SG * H}{2.31} \quad (15)$$

Cuadro 16: Características del fluido a la salida de la bomba

Concepto	Símbolo	Valor
Gravedad Específica R134a	SG	1.22
Presión de salida de curva	H	66.71 ft
Presión en el acumulador	P_{acm}	85 PSI
Presión corregida de salida	P_b	120 PSI
Flujo másico de la bomba	\dot{m}_{bomba}	0.0381 kg/s
Diámetro de salida de la bomba	D_{bomba}	0.0109 m

Fuente: Elaboración propia

Para el escenario con el refrigerante R134a, en la etapa de precalentamiento se busca que se llegue a un estado de sobrecalentado. Se sabe que a la salida de la bomba, se cuenta con estado líquido a la presión indicada en el Cuadro 16. A partir de esta información se puede definir completamente las propiedades del fluido a la salida de la bomba, que por ende, se tendrán a la entrada del intercambiador de calor, véase el Cuadro 17.

El Intercambiador de calor en la etapa de precalentamiento lo compone un tubo de cobre rígido el cual en su interior estará circulando el refrigerante y en su exterior, en la superficie del tubo se encontrarán resistencias eléctricas flexibles, las cuales estarán calentando el refrigerante, con el objetivo de llevarlo gas sobrecalentado. El estudio termodinámico se hizo a partir del análisis del cambio de entalpías en los diferentes estados de entrada y salida de los puntos termodinámicos propuestos, con el supuesto que la transferencia de calor se hará mediante un proceso adiabático. Para este primer estado termodinámico ya se cuenta con la información a la entrada del intercambiador. A la salida de este se, contemplando la misma presión que a la entrada del intercambiador y sabiendo que el objetivo es llegar a gas sobrecalentado, se puede definir el estado con esta presión y una calidad de 1, pero debido a que se busca estar en sobrecalentado, pero fuera de la campana de saturación; a partir de la temperatura definida a la entrada, ya que esta es la misma temperatura que se tiene a lo largo de la campana de saturación, se tomo como referencia aproximadamente un aumento de temperatura de 4°C, de esta manera, se está asegurando que el punto termodinámico se encuentra fuera de la campana de saturación. A partir de la información de temperatura y presión, se puede definir en su totalidad las propiedades a la salida del intercambiador de calor.

Cuadro 17: Propiedades de los estados termodinámicos proceso de precalentamiento

Estado	Temperatura [T] °C	Presión [P] PSI	Entalpía [h] J/kg	Calidad
Entrada [in]	36.7	120	103,320	0
Salida [out]	40	120	273,490	<i>Superheated</i>

Fuente: Elaboración propia

A partir de la información de la entalpía a la entrada y salida, y el flujo másico del sistema, se calculó cuanto calor se le debe ingresar al sistema para que pueda ocurrir este

cambio de fase en el refrigerante en cuestión usando la expresión (16). Véase el Cuadro 19.

$$\dot{Q}_{prec} = \dot{m}_{bomba}(h_{out} - h_{in}) \quad (16)$$

Caracterización de resistencias eléctricas flexibles

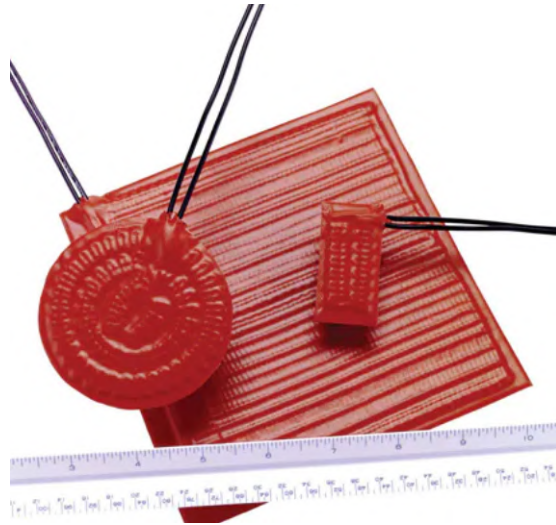
A partir del resultado obtenido a partir de la expresión (16, se seleccionaron las resistencias eléctricas flexibles que tengan la capacidad de suministrar esta cantidad de calor en forma de potencia al intercambiador de calor. Se optó el proveedor OMEGA para estos componentes, en donde, dentro de sus catálogos se encontró la opción de *Silicone Rubber Heaters*, las cuales cuentan con una potencia de 720 W. A partir de este valor, al dividir el calor necesario que ingrese al sistema en \dot{Q}_{prec} con la potencia de las resistencias, se encontró que la cantidad de estas necesarias para poder suplir con la demanda son de 9. Estas resistencias están hechas del material *Silicone Rubber* y cuentan con las siguientes características (véase Cuadro 18 y la Figura 53

Cuadro 18: Características de resistencias eléctricas flexibles OMEGA

Concepto	Descripción
Marca	OMEGA
Forma	Rectangular
Rango de temperatura	de -51°C a 232°C
Potencia	720 W
Voltaje de entrada	120 VAC
Largo x Ancho	18 in x 4 in
Espesor	0.125 in
Densidad de potencia	15500 W/m ²
Unidades necesarias	9 unidades

Fuente: Omega, 2021c

Figura 53: Resistencias eléctricas flexibles OMEGA



Caracterización de intercambiador de calor calentado en su superficie

A partir de saber cual es el calor necesario para llevar el refrigerante a un estado sobrecalentado, se realizó el diseño y caracterización del intercambiador de calor. El proceso se realizó a partir de fijar un diámetro de tubería, para así encontrar el largo de la tubería necesario. Para ello se utilizó una tubería de cobre de temple rígido tipo L de 1.25 in con un diámetro interno D_{prec} de 0.03213 m según (Nacobre, s.f.). Usando esta información y la planteada anteriormente sobre el calor necesario de suministrar \dot{Q}_{prec} , véase valor en Cuadro 19 y la densidad de potencia de las resistencias P_ρ según Cuadro 18, se calcula el largo de la tubería para el precalentamiento a partir de la expresión (17). Véase el Cuadro 19 para consultar los resultados para el diseño del intercambiador de calor en la etapa de precalentamiento. Así como la Figura 54 para las vistas isométrica diseño de la tubería para el precalentamiento.

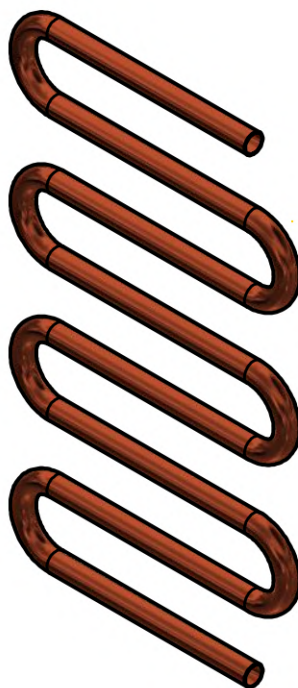
$$L_{prec} = \frac{\dot{Q}_{prec}}{P_\rho \pi D_{prec}} \quad (17)$$

Cuadro 19: Resultados de diseño etapa de precalentamiento

Concepto	Símbolo	Valor
Entalpía de entrada	h_{in}	103,320 J/kg
Entalpía de salida	h_{in}	273,490 J/kg
Flujo másico bomba	\dot{m}	0.0381 kg/s
Diámetro de precalentamiento	D_{prec}	0.03213m
Densidad de potencia resistencias	P_ρ	15,500 W/m ²
Calor en precalentamiento	\dot{Q}_{prec}	6,478 W
Largo de tubería precalentamiento	L_{prec}	4.14m

Fuente: Elaboración propia

Figura 54: Vista isométrica de tubería etapa precalentamiento



A partir de los resultados de diseño de esta etapa se pueden definir los componentes que se ven involucrados, Ya que en este punto se define la presión y temperatura más alta que durante el trayecto del sistema. A continuación se presenta la selección de los siguientes componentes: medidor de flujo másico, detector resistivo de temperatura (RTD), el transformador eléctrico y el transductor de presión.

Caracterización de medidor de flujo másico

Para el caso del medidor de flujo másico, este se hizo la selección principalmente procurando que efectivamente sea uno que trabaje con líquido, que pueda medir el flujo másico y que tenga la capacidad de soportar las condiciones de presión y temperatura a las que estará expuesto. En este caso, el tipo de medidor de flujo másico correcto a utilizar sería el tipo coriolis, el cual permite medir líquidos. En cuanto al flujo másico, el que se cuenta por medio de la bomba es de 154.8 kg/h. A partir de las resultados de las condiciones de salida de la etapa de precalentamiento se obtiene la temperatura y presión, ya que en este punto el fluido se encuentra en el extremo derecho de la campana de saturación, en un estado de gas sobrecalentado. Las propiedades en este estado son: 120 PSI y 40°C (véase Cuadro 17).

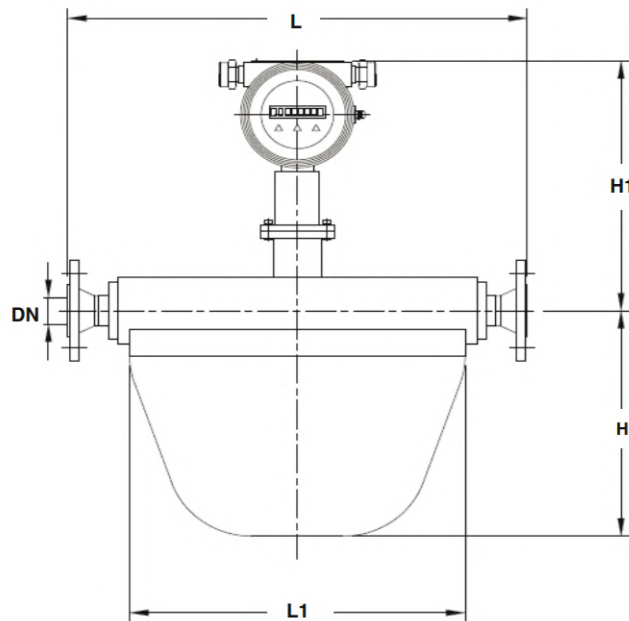
Tomando esto en cuenta, se seleccionó del fabricante OMEGA el *Coriolis Mass Flow Meter* con las especificaciones indicadas en el Cuadro 20. En la Figura 55 se pueden observar las medidas para el modelo seleccionado, en donde $L = 15.75$ in, $L1 = 11.02$ in, $H = 7.24$ in, $H1 = 11.73$ y DN (Ansi) = 15(1/2).

Cuadro 20: Características de medidor de flujo másico OMEGA

Concepto	Descripción
Marca	OMEGA
Modelo	FCM-5501 LA
Medición	Líquido
Rango de flujo	de 100 a 3,000 kg/h
Monitor	integrado de LCD
Señal de salida	de 4 a 20mA
Max presión de operación	230 PSI
Max temperatura de operación	125°C
Tamaño de conexión	1/2"

Fuente: Omega, 2021a

Figura 55: Medidor de flujo másico OMEGA



Caracterización de RTDs y transductores de presión

El objetivo de la selección de estos dos componentes es para lograr definir los diferentes estados termodinámicos a partir de encontrar la presión y la temperatura. Para ello, se buscó que ambos elementos, en su rango de operación y resistencia logren captar la información del sistema en las condiciones que se está desarrollando el fluido. Para el caso del transductor de presión, así como se mencionó en la selección del medidor de flujo másico sobre las condiciones críticas, se buscó que la resistencia del transductor sea más alta que 120 PSI y 40°C. Así también se priorizó una señal de salida en voltaje DC, esto para que las mediciones que se obtengan no sean tan susceptibles al ruido eléctrico. Se encontró con el proveedor OMEGA los *General Purpose, Stainless Steel Pressure Transducers*, con las siguientes características

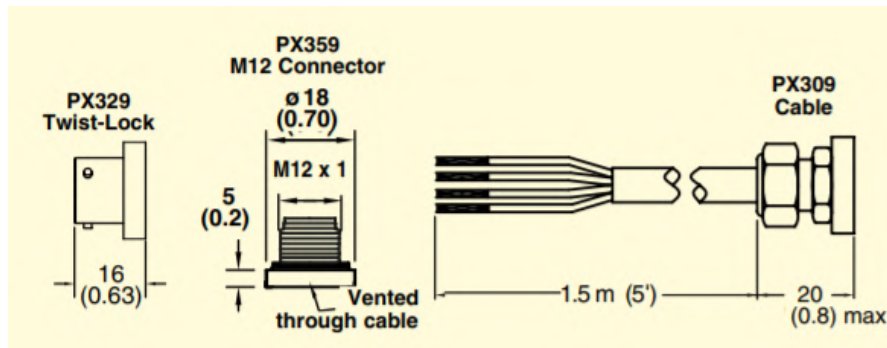
de operación (véase Figura 56):

Cuadro 21: Características del transductor de presión OMEGA

Concepto	Descripción
Marca	OMEGA
Modelo	PX309-200G10V
Rango de presión	0 a 200 PSI
Tipo de presión	de Manométrica
Señal de salida	Voltaje
Rango de salida	0 a 10Vdc
Rango de temperatura	-40 a 85°C
Max temperatura de operación	125°C
Tamaño de conexión	1/4"NPT
Material	Acero inoxidable

Fuente: Omega, 2021b

Figura 56: Medidas transductor de presión OMEGA



Para la selección del detector resistivo de temperatura (RTD), siguiendo la misma línea de selección que los anteriores componentes, se encontró, siempre con el proveedor OMEGA el siguiente producto *RTD Probes with Mounting Threads and M12 Connectors*, el cual cumple con las condiciones críticas ya establecidas anteriormente. Además de estas condiciones, también se evaluó que sea un RTD de inmersión y que la longitud de la sonda tenga un valor máximo de 2". Esto último se debe a que, estas sondas, al ser sumergibles, se debe de tomar en cuenta el diámetro de la tubería si se posiciona la sonda de manera perpendicular al flujo, o bien, el largo de la tubería, si se llegase a instalar de manera paralela al flujo del fluido. A partir de estas consideraciones se encontró lo siguiente:

Cuadro 22: Características del RTD OMEGA

Concepto	Descripción
Marca	OMEGA
Modelo	PR-21C-3-100-A-1/4-0100-M12-1
Temperatura máxima	250°C
Rango de temperatura	-50 a 250°C
Aplicación de sensor	Sonda de inmersión
Señal de salida	100 Ω
Terminal de conexión	Conector M12
Número de cables	4
Diámetro sonda	0.25 in
Largo de sonda	1 in
Max temperatura de operación	125°C
Tamaño de conexión	3/8"NPT
Material	316 Acero inoxidable

Fuente: Omega, 2021c

Figura 57: RTD OMEGA



5.2.2. Segundo estado termodinámico: intercambiador de calor de contraflujo, sección de pruebas

Luego de que el fluido pase por la etapa de precalentamiento, logrando llegar a un estado de gas sobrecalentado, en este segundo estado termodinámico, se busca bajar la calidad del refrigerante por medio de un intercambiador de calor de contraflujo, en donde se utilizó agua como segundo fluido. Este intercambiador de calor de contraflujo lo compone dos tubos de cobre rígido tipo L de diferente diámetro, posicionados de manera concéntrica. En este caso, el refrigerante se fluirá en el tubo con diámetro menor, mientras que el agua lo hará en el tubo de diámetro mayor. El objetivo de este tipo de intercambiador es que la dirección de ambos fluidos sea en direcciones opuestas pero fluyen de manera paralela. Para mantener una transferencia de calor entre estos dos fluidos, se utilizó un *chiller*. A partir de la información obtenida a la salida del primer estado termodinámico, en la salida se definió una calidad en específico para el diseño y manteniendo la misma presión del estado de entrada, a partir de la expresión (18) se encontró el calor necesario que se debe extraer al refrigerante para llegar al estado deseado. Véase Cuadro 23 para las propiedades del estado y el Cuadro 26

para los resultados generales de este estado. Para este caso se utilizó un **chiller** de la marca PolyScience, en el cual se buscó que sea enfriado por aire. Se encontró el modelo LS-5M, del cual, véase sus características principales en el Cuadro 24.

Cuadro 23: Propiedades de los estados termodinámicos en intercambiador de calor de contraflujo

Estado	Temperatura [T] °C	Presión [P] MPa	Entalpía [h] kJ/kg	Calidad
Entrada [3]	40	120	273,490	1
Salida [4]	36.66	120	223,190	0.72

Fuente: Elaboración propia - MINIREFPROP

$$\dot{Q}_{contf} = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (18)$$

Cuadro 24: Características *chiller* PolyScience

Concepto	Descripción
Marca	PolyScience
Modelo	LS-5M/LS51M11A110C
Rango de temperatura	-20 a 40°C
Capacidad del reservorio	2.65 L
Max capacidad de enfr.	1550W
Tipo de bomba	Centrífuga
Tamaño compresor	1/2 HP
Peso	102 lb
Presión	9 PSI
Flujo volumétrico a 9 PSI	0.00025 m ³ /s
Max temperatura de operación	125°C
Tamaño de conexión	1/2"NPT
Requerimientos eléctricos	120VAC/60Hz

Fuente: PolyScience, 2017

Para verificar si existe efectivamente una transferencia de calor, se verificó que temperatura de salida del *chiller* sea siempre menor a la temperatura de salida del refrigerante. Para ello, se calculó mediante el flujo másico proveniente del *chiller*, a partir del producto flujo volumétrico y y la densidad del agua (998 kg/m³), el calor a extraer del refrigerante, el cual es el que absorbe el agua, y debido a que este fluido no cambia de fase, se puede utilizar el calor específico. Se utilizó la expresión (19) y la descripción de estos datos ubicado en el Cuadro 25.

Cuadro 25: Temperatura de salida del agua del *chiller*

Concepto	Símbolo	Valor
Flujo másico <i>chiller</i>	\dot{m}_w	0.2735 kg/s
Entalpía de entrada	h_3	273,490J/kg
Entalpía de salida	h_4	223,190J/kg
Calor específico del agua	$c_{p,w}$	4,182 J/kgK
Temperatura de entrada agua	$T_{in,w}$	20°C
Calor a extraer del refrigerante	\dot{Q}_{contf}	1,810 W
Temperatura de salida agua	$T_{out,w}$	21.38°C

Fuente: Elaboración propia

$$T_{w,out} = \frac{\dot{Q}_{contf}}{c_{p,w}\dot{m}_w} + T_{in,w} \quad (19)$$

Al saber la temperatura de salida del agua (21.38°C) y la temperatura de salida del refrigerante (36.66°C) se verificó que siempre existe una transferencia de calor entre estos dos fluidos, debido a la diferencia de temperatura. A partir de esto, se diseñó el largo de la tubería de ambos fluidos. Para el caso de la tubería en donde fluye el refrigerante se utilizó la expresión (20), en el cual, se utilizó una tubería de cobre rígido tipo L de 2 pulgadas y el mismo valor para el coeficiente global de transferencia de calor utilizado en la sección anterior, en los cálculos del largo del condensador en el sistema de refrigeración. Véase el resultado en el Cuadro 26. Al obtener este largo, se calculó la longitud de la tubería de agua, mediante el área superficial de la tubería de este tramo, qué largo tendría que tener la otra sección de la tubería si se aumenta el diámetro. Para la tubería se utilizó un diámetro nominal de 3 pulgadas y la expresión (21). Así también, para este escenario, se utilizó nuevamente el coeficiente global de transferencia de calor. En este caso se tiene el escenario en donde se ponen en contacto indirecto dos fluidos, en donde un refrigerante en estado de vapor sobrecalentado y agua en estado líquido. Debido a lo anterior, se utilizó esta aplicación en específico para encontrar de esta manera el rango de operación entre los 1,500 a 4,000 W/m^2K , con este rango, se utiliza el valor de 2,000 W/m^2K . Este término U hace referencia al coeficiente global de transferencia de calor obtenido en las tablas de Kreith, F. y *et al*, (2011) en su libro de texto “*Principles of Heat Transfer*”.

Véase el resultado en el Cuadro 26. Véase también la Figura 58 con las vista indicada del intercambiador de calor de contraflujo.

$$L_{R134a} = \frac{\dot{Q}_{contf}}{U_{cont}\pi D_{R134a}(T_3 - T_4)} \quad (20)$$

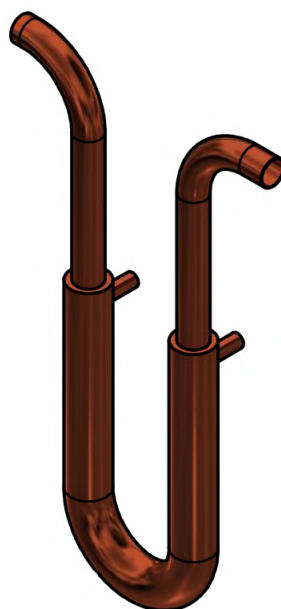
$$L_w = \frac{\pi L_{R134a} D_{R134a}}{D_w} \quad (21)$$

Cuadro 26: Resultados de diseño para intercambiador de calor de contraflujo

Concepto	Símbolo	Valor
C. global de transferencia de calor en contraflujo	U_{cont}	2,000 W/m^2K
Calor a extraer del refrigerante	Q_{conf}	1,810 W
Diámetro interno tubería 2"	D_{R134a}	0.0504 m
Diámetro interno tubería 3"	D_w	0.0748 m
Largo tubería interna con R134a	L_{R134a}	1.70 m
Largo tubería externa con agua	L_w	1.20 m

Fuente: Elaboración propia

Figura 58: Vista isométrica de intercambiador de contraflujo



5.2.3. Evaluación del refrigerante R507a en el sistema de transferencia de calor

En esta sección se pone a prueba en el sistema anteriormente planteado otro refrigerante. En este caso se optó por el refrigerante R507a, el cual es un refrigerante que se utiliza a nivel industrial en temas de refrigeración en general. Se buscó que este refrigerante cumpliera con las condiciones ya diseñadas. Se presentan a continuación los cálculos, tanto para la etapa de precalentamiento y para el intercambiador de calor de contraflujo. En el escenario con el refrigerante se utilizó la herramienta de MINIREFPROP para determinar las propiedades en los diferentes estados, pero esta herramienta no cuenta con el fluido R507a, por lo que las propiedades en los diferentes estados fueron encontradas con la página educativa de IRC (*Industrial Refrigeration Consortium* de la *University of Wisconsin-Madison* (UW, s.f.)).

Primer estado termodinámico: etapa de precalentamiento con R507a

En este caso, tal como se mencionó con el anterior refrigerante, el sistema cuenta con un acumulador que se encuentra presurizado con nitrógeno a 85 PSI. Adicionalmente a esto, la bomba, se estará configurando para que trabaje a una presión de 100 PSI de referencia. Este cambio se puede realizar debido a que se cuenta con un variador de frecuencia, de esa manera, se puede modificar el comportamiento de la bomba. Debido a que la referencia de presión de la curva en 52 es el agua y en este caso se está utilizando un fluido diferente a este, se hizo el debido ajuste para determinar la presión de salida por parte de la bomba para el sistema. Para ello se utilizó la expresión (15). A partir de ello se encontró la presión de salida real de la bomba, valor al cual se le debe adicionar la presión por el acumulador. Véase estos resultados en el Cuadro 27.

Cuadro 27: Características del fluido R507A a la salida de la bomba

Concepto	Símbolo	Valor
Presión en el acumulador	P_{acm}	85 PSI
Presión corregida de salida	P_b	190 PSI
Flujo másico de la bomba	\dot{m}_{bomba}	0.035 kg/s
Diámetro de salida de la bomba	D_{bomba}	0.0109 m

Fuente: Elaboración propia

Se sabe que a la salida de la bomba, se cuenta con estado líquido a la presión indicada en el Cuadro 27. A partir de esta información se puede definir completamente las propiedades del fluido a la salida de la bomba, que por ende, se tendrán a la entrada del intercambiador de calor, véase el Cuadro 28. A la salida de la etapa de precalentamiento, contemplando la misma presión que a la entrada del intercambiador y sabiendo que el objetivo es llegar a gas sobrecalentado, se puede definir el estado con esta presión y una calidad de 1, pero debido a que se busca estar en sobrecalentado, pero fuera de la campana de saturación; a partir de la temperatura definida a la entrada, ya que esta es la misma temperatura que se tiene a lo largo de la campana de saturación, se tomo como referencia aproximadamente un aumento de temperatura de 4°C, de esta manera, se está asegurando que el punto termodinámico se encuentra fuera de la campana de saturación. A partir de la información de temperatura y presión, se puede definir en su totalidad las propiedades a la salida del intercambiador de calor.

Cuadro 28: Propiedades de los estados termodinámicos proceso de precalentamiento

Estado	Temperatura [T] °C	Presión [P] PSI	Entalpía [h] J/kg	Calidad
Entrada [in]	28.71	190	80,700	0
Salida [out]	32	190	225,000	<i>Superheated</i>

Fuente: Elaboración propia - IRC

A partir de la información de la entalpía a la entrada y salida, y el flujo másico del

sistema, se calculó cuanto calor se le debe ingresar al sistema para que pueda ocurrir este cambio de fase en el refrigerante en cuestión usando la expresión (16). Véase el Cuadro 29. Al contar con el calor que se debe ingresar al sistema y la potencia de las resistencias eléctricas ya anteriormente seleccionadas, las cuales tienen una potencia de 970W, se obtuvo que para poder suplir la demanda de calor a suministrar se debe de utilizar únicamente 5 resistencias.

Cuadro 29: Resultados de diseño etapa de precalentamiento

Concepto	Símbolo	Valor
Calor en precalentamiento	\dot{Q}_{prec}	4,736 W
Resistencias necesarias	RN	5 unidades

Fuente: Elaboración propia

Segundo estado termodinámico: intercambiador de calor de contraflujo con R507a

A partir de las propiedades a la salida de la etapa de precalentamiento, estos valores son lo que se utilizan para la entrada al intercambiador de calor de contraflujo. Para la salida de este componente, así como en el escenario con el R134a, se definió una calidad en específico y al utilizar la misma presión que a la entrada de este elemento, se puede definir por completo ambos puntos con sus respectivas propiedades. A partir de la expresión (18) se encontró el calor necesario que se debe extraer al refrigerante para llegar al estado deseado. Véase Cuadro 30 para las propiedades del estado.

Cuadro 30: Propiedades de los estados termodinámicos en intercambiador de calor de contraflujo

Estado	Temperatura [T] °C	Presión [P] PSI	Entalpía [h] J/kg	Calidad
Entrada [in]	32	190	225,000	<i>Superheated</i>
Salida [out]	28.71	190	187,000	0.72

Fuente: Elaboración propia - IRC

Para verificar si existe efectivamente una transferencia de calor, se verificó que temperatura de salida del *chiller* sea siempre menor a la temperatura de salida del refrigerante. Para ello, se calculó mediante el flujo másico proveniente del *chiller*, a partir del producto flujo volumétrico y la densidad del agua (998 kg/m³), el calor a extraer del refrigerante, el cual es el que absorbe el agua, y debido a que este fluido no cambia de fase, se puede utilizar el calor específico. Se utilizó la expresión (19) y la descripción de estos datos ubicado en el Cuadro 31. Al saber la temperatura de salida del agua (21.15°C) y la temperatura de salida del refrigerante (28.71°C) se verificó que siempre existe una transferencia de calor entre estos dos fluidos, debido a la diferencia de temperatura. De esta manera se comprobó que el segundo fluido también cumple con las condiciones del sistema.

Cuadro 31: Temperatura de salida del agua del *chiller*

Concepto	Símbolo	Valor
Flujo másico <i>chiller</i>	\dot{m}_w	0.2735 kg/s
Calor específico del agua	$c_{p,w}$	4,182 J/kgK
Temperatura de entrada agua	$T_{in,w}$	20°C
Calor a extraer del refrigerante	\dot{Q}_{contf}	1,325 W
Temperatura de salida agua	$T_{out,w}$	21.15°C

Fuente: Elaboración propia

5.2.4. Coeficiente de transferencia de calor por convección en intercambiador de calor de contraflujo, sección de pruebas

Al contar con el diseño completo del sistema de transferencia de calor, se evalúa el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección "h.^{em}" la sección de pruebas para los refrigerantes utilizados. Este coeficiente no es una propiedad termodinámica, ya que está catalogada como una correlación simplificada entre el estado del fluido y las condiciones de flujo, por lo cual generalmente se la conoce como una propiedad de flujo antes las condiciones específicas a las que está expuesto. Debido a que es una correlación, el porcentaje de error ante ecuaciones utilizadas generalmente representan errores superiores al 25 %. Existen otras ecuaciones, como la "segunda ecuación de Petukhob", la cual de un rango de porcentaje de error de 10 %. Se puede aún mejorar el nivel de precisión al utilizar la ecuación de Gnielinski. A partir de esto, se implementó la correlación de Gnielinski adaptada al cálculo del coeficiente de transferencia de calor en un intercambiador de calor de contraflujo, usando de referencia el artículo de investigación del coeficiente de transferencia de calor (Li & *et al*, 2017). Para este caso en específico, debido a que no se evalúa algún caso de tubos lisos o con micro aletas, el factor de corrección se puede omitir. Las expresiones para calcular el coeficiente de transferencia de calor, en donde primero se determina el coeficiente para el fluido que sirve de refrigerante, en este caso agua y luego la del refrigerante, son las siguientes:

$$h_w = \frac{\lambda_w}{D} \frac{(f/2)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/2)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (22)$$

$$h_r = 1 / \left(A_i \left(\frac{\Delta T_m}{Q_a} - \frac{1}{h_w A_0} - \frac{\ln(D_0/D_i)}{2\pi\lambda_t L} \right) \right) \quad (23)$$

$$\Delta T_m = \frac{|(T_{con} - T_{win}) - (T_{con} - T_{wout})|}{\ln |(T_{con} - T_{win}) - (T_{con} - T_{wout})|} \quad (24)$$

Las propiedades térmicas de los fluidos fueron evaluadas según la temperatura promedio entre la entrada y la salida, y la presión en la sección de pruebas a partir de la herramienta MiniRefprop. Para el término de factor de fricción de fanning se utilizó el arreglo de la ecuación de Petukhov. Esta queda de la siguiente manera:

$$f = (1.58 \ln(Re) - 3.28)^{-2} \quad (25)$$

A continuación se presenta la información y la evaluación de las ecuaciones de la (22) a (25). Como primer punto se detalla el caso del refrigerante R134a:

Cuadro 32: Coeficiente de transferencia de calor por convección del agua para la sección de pruebas

Concepto	Símbolo	Valor
Temperatura de entrada agua	$T_{in,w}$	20°C
Temperatura de salida agua	$T_{out,w}$	21.58°C
Presión del agua	P_w	9 PSI
Conductividad térmica	λ_w	$0.599 \frac{W}{mC}$
Número de Prandtl	Pr	6.85
Número de Reynolds	Re	4,647.87
Factor de fricción Petukhov	f	0.0098
Diámetro tubería agua 3"	D	0.0748"
C. de transferencia de calor por convección del agua	h_w	$748.31 \frac{W}{m^2K}$

Fuente: Elaboración propia

Cuadro 33: Coeficiente de transferencia de calor por convección del R134a para la sección de pruebas

Concepto	Símbolo	Valor
Temperatura de entrada agua	T_{win}	20°C
Temperatura de salida agua	T_{wout}	21.58°C
Temperatura de salida refrigerante	T_{cond}	36.66°C
Temperatura media logarítmica	ΔT_m	15.86°C
Diámetro interior 2"	D_i	0.0504m
Diámetro exterior 2"	D_o	0.0539m
Área transversal interior	A_i	$0.002m^2$
Conductividad térmica	λ_r	$0.015 \frac{W}{mC}$
Calor en la sección	\dot{Q}_a	1,694.61 W
Largo de la tubería	L	1.714 m
C. de transferencia de calor por convección del agua	h_w	$748.31 \frac{W}{m^2K}$
C. de transferencia de calor por convección del R134a	h_r	$2,796 \frac{W}{m^2K}$

Fuente: Elaboración propia

Implementando la misma serie de ecuaciones que se utilizaron para el refrigerante anterior, se evalúa el escenario del refrigerante R507a. Debido a que las propiedades del agua son muy similares entre ambos escenarios, se utilizó la información detallada en el Cuadro 32. Y debido a que la tubería mantiene sus dimensiones, esto de la misma manera no cambia. A continuación se presenta el coeficiente de transferencia de calor por convección para el R507a:

Cuadro 34: Coeficiente de transferencia de calor por convección del R507a para la sección de pruebas

Concepto	Símbolo	Valor
Temperatura de entrada agua	T_{win}	20°C
Temperatura de salida agua	T_{wout}	21.15°C
Temperatura de salida refrigerante	T_{cond}	28.71°C
Temperatura media logarítmica	ΔT_m	8.12°C
Diámetro interior 2"	D_i	0.0504m
Diámetro exterior 2"	D_o	0.0539m
Área transversal interior	A_i	0.002m ²
Conductividad térmica	λ_r	0.0118 $\frac{W}{mC}$
Calor en la sección	\dot{Q}_a	1,451 W
Largo de la tubería	L	1.714 m
C. de transferencia de calor por convección del agua	h_w	748.31 $\frac{W}{m^2K}$
C. de transferencia de calor por convección del R507a	h_r	9,438.42 $\frac{W}{m^2K}$

Fuente: Elaboración propia

6.1. Resultados sistema de refrigeración

A partir de los datos obtenidos de la prueba final descrita en la sección de metodología, se obtuvieron las demás propiedades para los diferentes puntos termodinámicos de la máquina didáctica de refrigeración. Utilizando nuevamente la herramienta de MiniRefprop para determinar las propiedades del refrigerante (véase Cuadro 35)

Cuadro 35: Propiedades de los estados termodinámicos de resultados experimentales

Estado	Temperatura [T] °C	Presión [P] PSIG	Densidad [ρ] kg/m^3	Entalpía [h] kJ/kg	Entropía [s] kJ/kg-k	Calidad
1	-15.3	8.5	8.08	241.4	0.94	<i>Superheated</i>
2	64.5	250	95.19	281	0.91	<i>Superheated</i>
3	57.2	250	1070.7	135	0.47	<i>Subcooled</i>
4	-18.2	6.01	14.52	134	0.529	0.5

Fuente: Elaboración propia

A partir de los valores de las propiedades de los estados termodinámicos, se detalla la comparación entre las condiciones establecidas en el diseño teórico del sistema, contra las condiciones experimentales encontradas, véase esta información en el siguiente Cuadro:

Cuadro 36: Comparación de condiciones del sistema teóricos y experimentales del sistema de refrigeración

Concepto	Teórico	Experimental
Temperatura y presión de salida en el evaporador	-10°C y 14.4 PSI	-18.2°C y 6.1 PSI
Temperatura y presión a la entrada del condensador	40.9°C y 113.95PSI	64.5°C y 250 PSI
Temperatura y presión a la salida del condensador	35°C y 113.95 PSI	57.2°C y 250 PSI
Temperatura y presión a la entrada del evaporador	-10°C y 14.4 PSI	-15.3°C y 8.5 PSI

Fuente: Elaboración propia

Evaluando los puntos termodinámicos anteriormente descritos, siguiendo la nomenclatura de cada estado y evaluando en las expresiones presentadas en la sección de metodología en el apartado de pruebas finales (véase expresiones de la (12) a (14), se obtuvo el coeficiente de desempeño experimental y el valor del calor de desecho al ambiente y el calor extraído del evaporador y del espacio refrigerado, o en pocas palabras, calor extraído para refrigeración. Véase estos valores en el siguiente Cuadro:

Cuadro 37: Resultados experimentales del sistema de Refrigeración

Concepto	Símbolo	Valor
Flujo másico experimental	\dot{m}	0.0038 kg/s
Calor de desecho al ambiente	\dot{Q}_{He}	568.28 W
Calor a extraer para refrigeración	\dot{Q}_{Le}	319.35 W
Coficiente de desempeño experimental	COP_e	1.28

Fuente: Elaboración propia

Se presenta a continuación un resumen entre los resultados obtenidos, tanto de manera teórica, como experimental, a modo de comparación en su posterior análisis de resultados. Para el valor del COP teórico se puede obtener el resultado en la evaluación de la expresión (11).

Cuadro 38: Resultados teóricos y experimentales del sistema de Refrigeración

Concepto	Teórico	Experimental
Flujo másico	0.002 kg/s	0.0038 kg/s
Calor de desecho al ambiente	553.42 W	568.28 W
Calor a extraer para refrigeración	316.9 W	319.35 W
Coficiente de desempeño	1.34	1.28

Fuente: Elaboración propia

6.2. Resultados sistema de transferencia de calor

A partir de la información obtenida en la evaluación del coeficiente de transferencia de calor por convección en la sección de pruebas para ambos fluidos de estudio, detallada en los Cuadros 32, 33 y 39, se presenta a continuación la comparación entre el resultados del coeficiente de transferencia de calor de los refrigerantes R134a y R507a

Cuadro 39: Coeficiente de transferencia de calor por convección del R507a y R134a

Concepto	Símbolo	Valor
C. de transferencia de calor por convección del R134a	h_{R134a}	$2,796 \frac{W}{m^2K}$
C. de transferencia de calor por convección del R507a	h_{R507a}	$9,438.42 \frac{W}{m^2K}$

Fuente: Elaboración propia

A partir de esta comparación se observa un coeficiente de transferencia de calor del refrigerante R507a 3.38 veces mayor el refrigerante R134a bajo las mismas condiciones de diseño. Los resultados mostrados anteriormente poseen un porcentaje de error menor al 10 %, debido a la correlación utilizada a partir de la ecuación de Gnielinski (Li & *et al*, 2017).

6.3. Cumplimiento de requisitos

Cuadro 40: Cumplimiento de requisitos para estructura

Cumplimiento	Código	requisito
Sí	E-R-1	El costo del material de la estructura no debe ser superior a Q1,200.
Sí	E-R-2	La estructura metálica debe tener al menos 2.5 m de largo, por 1 m de ancho y 1.8 m de alto
Sí	E-R-3	La estructura debe contar con dos divisiones para el montaje de ambos sistemas didácticos
Sí	E-R-4	El método de sujeción de la estructura debe ser por medio de soldadura eléctrica
Sí	E-F-5	La estructura debe de poderse trasladar por el laboratorio
Sí	E-R-6	La estructura debe contar con una capa de protección de pintura.
Sí	E-R-7	El método de sujeción de la estructura a las ruedas debe ser por medio de platinas soldadas
Sí	E-R-8	La estructura debe contar con diferentes niveles para la colocación de los componentes del sistema de transferencia de calor
Sí	E-R-9	La sección del sistema de refrigeración debe contar con un marco de soporte para el montaje de los componentes
Sí	E-F-10	El factor de seguridad de la estructura no debe ser inferior a 1.5.
Sí	E-F-11	El espacio contemplado para el crecimiento de equipo no debe ser menor a 1 m de largo, 0.5 de ancho y 1.8 m de alto
Sí	E-R-12	La estructura debe contar con al menos cuatro ruedas. Y como mínimo, dos de estas deben contar con freno
Sí	E-R-13	Se debe eliminar todo borde filoso o partes expuestas de metal que puedan dañar al usuario

Fuente: Elaboración propia

Cuadro 41: Cumplimiento de requisitos para sistema de refrigeración

Cumplimiento	Código	Requisito
Sí	SR-R-1	Todos los componentes del sistema deben poder ser fijados a un Panel de Aluminio Compuesto (ACM)
Sí	SR-R-2	El panel de ACM debe poderse atornillar al marco estipulado para el sistema de refrigeración
Sí	SR-R-3	La tubería del evaporador y condensador debe ser de cobre tipo flexible
Sí	SR-R-4	La unión entre los componentes del sistema debe ser por medio de soldadura de plata
Sí	SR-R-5	El sistema debe contar con dos manómetros de refrigeración para medición de presiones
Sí	SR-R-6	El manómetro de baja presión debe tener una capacidad de medición de 0-500 psi
Sí	SR-R-7	Se debe utilizar Armaflex para el aislamiento de los sensores de temperatura.
Sí	SR-R-8	El sistema de refrigeración debe de contar cuatro sensores de temperatura. Uno para cada punto termodinámico
Sí	SR-R-9	El sistema de refrigeración debe funcionar con el refrigerante R-134a
Sí	SR-F-10	La línea de líquido debe contar con un visor de refrigerante
Sí	SR-R-11	El sistema debe contar con una válvula de expansión
Sí	SR-R-12	El espacio ocupado por el sistema de refrigeración en la estructura no debe ser mayor a 1 m de largo, por 0.5 m de ancho y 1.8 m de alto
Sí	SR-R-13	El costo de los componentes y materiales para el sistema de refrigeración no deben exceder los Q8,000
Sí	SR-R-14	Toda conexión de cableado (sensores, alimentación, y cables de datos) deben estar cubiertos de canaletas de PVC.
Sí	SR-R-15	Todas las superficies calientes deben contar con un sticker de precaución de superficie caliente

Fuente: Elaboración propia

Cuadro 42: Cumplimiento de requisitos para sistema de transferencia de calor

Cumplimiento	Código	Requisito
Sí	STC-R-1	Se debe de contar con un medidor de flujo másico tipo coriolis luego de la válvula de aguja
Sí	STC-F-2	El método de suministro de calor debe ser a través de resistencias eléctricas flexibles para la etapa de pre y post-calentamiento
Sí	STC-F-3	La potencia de las resistencias eléctricas no debe ser inferior a 150 W
Sí	STC-R-4	Las resistencias eléctricas no deben sobrepasar una temperatura máxima de 250°C.
Sí	STC-R-5	El sistema debe contar con sensores de presión y temperatura para obtener las mediciones de cada punto termodinámico
Sí	STC-R-6	El sistema debe contar dos chillers con una capacidad mínima de enfriamiento de 230 W
Sí	STC-R-7	Se debe contar con dos transformadores de voltaje variable (0-130 VAC) para suministrar energía a las resistencias eléctricas
Sí	STC-F-8	Las tuberías del sistema deben ser de cobre rígido
Sí	STC-R-9	El espacio ocupado por el sistema de transferencia de calor en la estructura no debe ser mayor a 2 m de largo, por 1 m de ancho y 1.8 m de alto
Sí	STC-R-10	El costo de los componentes y materiales para el sistema no deben exceder los \$28,700, según presupuesto proporcionado
Sí	STC-R-11	El sistema debe tener un intercambiador de calor de contraflujo

Fuente: Elaboración propia

7.1. Análisis de resultados del sistema de refrigeración

A partir de los resultados obtenidos de los puntos termodinámicos experimentales, reflejan que el comportamiento del modelo físico del sistema de refrigeración presenta condiciones de diseño diferente a las planteadas en el modelo teórico del sistema. Estas diferencias se pueden observar en las temperaturas de salida del evaporador y del condensador. Al ver la comparación entre las condiciones teóricas contra las experimentales, se obtuvo una temperatura experimental de evaporación 8.2°C más baja y una temperatura experimental de condensación 22.2°C más alta. Esto indica que la capacidad, tanto de enfriamiento, como de calentamiento fue más alta en el modelo físico. Esto también se puede observar al momento de comparar la medición de la corriente en el compresor, ya que según la tabla del catalogo del compresor, para las condiciones estipuladas en el diseño teórico era de 2.15A y para el desarrollo de las pruebas experimentales, para llegar a un funcionamiento óptimo del sistema de refrigeración, se cargó refrigerante, de tal manera que se obtuvo una corriente de funcionamiento de 2.31A, viéndose también reflejado en una circulación de flujo másico mayor y también una mayor presión en el lado de descarga, llegando hasta 250 PSI.

Al evaluar el coeficiente de desempeño de ambos modelos, se obtuvo que el COP del modelo teórico es superior por un 4.47 % al experimental. El motivo de esta variación se debe a que, a pesar que experimentalmente se logró obtener un sistema con mayores capacidades de enfriamiento y calentamiento, al comparar el coeficiente ante un modelo ideal como lo es el teórico, este marca un límite superior máximo, además que, al ser un modelo físico, este se ve expuesto a variaciones en su desempeño debido a pérdidas o fugas de calor en el espacio refrigerado al no contar con un aislamiento que se pudiera considerar adiabático y también, este se ve expuesto ante la variación en las condiciones climáticas de la ubicación, ocasionando que no se de una transferencia de calor idónea para el desecho del calor hacia

el medio ambiente en el proceso de condensación.

7.2. Análisis de resultados del sistema de transferencia de calor

A partir de la evaluación de los refrigerantes R134a y R507a en el intercambiador de calor de contraflujo, en la sección de pruebas, se obtuvo los coeficientes de transferencia de calor para ambos refrigerantes, se puede observar que el refrigerante con un mayor coeficiente es el del R507a, siendo 3.38 veces superior, teniendo un valor de $9,438.42 \frac{W}{m^2K}$, mientras que el R134a $2,796 \frac{W}{m^2K}$. Cabe resaltar que estos valores tienen una precisión mayor al 90 %, la cual se da por la implementación de una de las correlaciones más precisas como lo es la ecuación de Gnielinski (Li & *et al*, 2017)

Este incremento representa que las propiedades refrigerante R507a tienen una mayor influencia en la interacción del fluido con su superficie y al momento que el flujo produce una transferencia de calor. Esto quiere decir que este refrigerante, en las mismas condiciones de diseño posee un mejor desempeño para la transferencia de calor. Estos resultados también hacen sentido al momento de evaluar el uso que se le da a cada refrigerante en la industria. El R134a se suele utilizar en sistemas de aires acondicionados, y refrigeración de ata y media temperatura, pero el refrigerante R507a puede ser utilizado desde aires acondicionados hasta aplicaciones de refrigeración de muy baja temperatura, de hasta menos $-60^{\circ}C$. Esta diferencia en aplicaciones se debe a que la capacidad de refrigeración del R507a es más alta que su contraparte R134a y también al observar que el coeficiente de transferencia de calor es considerablemente más alto.

1. Se enlistaron los componentes principales para cada sistema, en donde, para el sistema de refrigeración se tuvo como métodos de expansión el uso de una válvula de expansión termostática y un tubo capilar, mientras que para el sistema de transferencia de calor, para la sección de pruebas se tuvo un intercambiador de calor de contraflujo, con agua como segundo fluido.
2. Se diseñó la tubería para la sección de condensación, la cual debe de ser tubería de cobre flexible tipo L con un diámetro de 1/4 pulg y una longitud de 3.5m
3. Se seleccionó como primer método de expansión una válvula de expansión termostática con condiciones de diseño de capacidad de refrigeración de al menos 0.316 kW
4. Se seleccionó como segundo método de expansión un tubo capilar con una condición de diseño para suplir la capacidad del compresor, siendo así un diámetro interno de tubo de 0.031 pulg y con una longitud de 130 pulg.
5. Se diseñó la tubería para la sección de precalentamiento en el sistema de transferencia de calor, la cual es de cobre de temple rígido tipo L con un diámetro de 1.25 pulg y 4.14m de largo.
6. Para la sección de pruebas, en un intercambiador de calor de contraflujo en el sistema de transferencia de calor, se obtuvo un diámetro de 2 pulg y una longitud de 1.7m para la tubería del refrigerante, mientras que para la tubería de agua, se tuvo un diámetro de 3 pulg y una longitud de 1.2m. Amabas secciones con tubería de cobre de temple rígido tipo L.
7. Para un mejor desarrollo práctico y didáctico, se instaló dos juegos de válvulas de paso, válvulas pinch, visor de líquido, filtro de secado al ensamble de la fase de expansión y condensación del sistema de refrigeración.
8. Se determinó que el coeficiente de desempeño del modelo teórico es superior al COP del modelo experimental por un 4 %, a partir del análisis de calor extraído del sistema

y el calor rechazado al ambiente. La variación se debe a que este al ser un modelo ideal cumple con el límite máximo teórico del ciclo.

9. Se obtuvo una capacidad mayor de refrigeración y calentamiento del modelo experimental, y debido a los efectos de pérdidas por transferencia de calor al ambiente y filtraciones de calor en el espacio refrigerado disminuyeron el coeficiente de desempeño de la máquina didáctica.
10. Para el refrigerante R507a, se obtuvo un coeficiente de transferencia de calor de $9,438.42 \frac{W}{m^2K}$, el cual es 3.38 veces mayor al coeficiente obtenido del refrigerante R134a, con un valor de $2,796 \frac{W}{m^2K}$. Ambos valores cumplen con una precisión mayor al 90 %, resultado de la implementación de la ecuación de Gnielinski.

Recomendaciones

Para la máquina didáctica de refrigeración se recomienda monitorear constantemente las presiones del sistema, ya que, al contar con una variedad de accesorios y válvulas *pinch* para el control de puntos termodinámicos, pueden existir pérdidas de presiones ante esta interacción con el equipo. Al notar alguna caída de presión se recomienda realizar una carga de refrigerante. Por otro lado, también se recomienda que al momento de realizar lecturas u obtención de datos de temperaturas por medio de los sensores MT-512E2HP de Full Gauge, comparar estos resultados por medio de una cámara termográfica, debido a que el aislamiento por medio de armaflex de las sondas de los sensores no es perfecta y podría variar la precisión de la medición de la por el calor que se disipa al medio ambiente y el sensor no es capaz de recabar. De la misma manera, se recomienda siempre observar el estado del armaflex en los diferentes puntos del sistema de refrigeración para determinar si están en buen estado o si es necesario hacer el cambio por un aislamiento nuevo. Con el objetivo de controlar la capacidad del condensador, se recomienda instalar un ventilador que tenga la opción de variar su velocidad y de esta manera poder regular al nivel deseado la capacidad del condensador, implementando un *dimmer* a la conexión del ventilador.

- Carrier. (2005a). *Commercial HVAC Chiller Equipment. Air-Cooled Chillers*. Syracuse.
- Carrier. (2005b). *Commercial HVAC Chiller Equipment. Water-Cooled Chillers*. Syracuse.
- Castel. (2017). *Handbook Expansion Valves*. Pessano con Borgano. ed. 001-VE-ENG.
- Cengel, Y. & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones*. McGrawHill.
- Danfoss. (2005). Válvulas de expansión termostática. Notas del instalador. https://sistemamid.com/panel/uploads/biblioteca/2015-01-24_08-12-48113753.pdf
- Franco, J. (2006). *Manual de Refrigeración*. Reverté.
- García, S. (2021). *Diseño y construcción de la etapa de post-calentamiento y la fase de enfriamiento de una máquina didáctica para prácticas de laboratorio de transferencia de calor y refrigeración*. Universidad del Valle de Guatemala.
- Hanson, Schwedler & Bakkum. (2011). *Chiller System Design and Control*. Syracuse.
- Jaramillo. (2007). *Intercambiadores de calor*. Universidad Nacional Autónoma de México.
- Kreith, F., Manglik, R. & Bohn, M. (2011). *Principles of Heat Transfer*. Cengage Learning.
- Li, Q. & et al. (2017). *Experimental Investigation of the Condensation Heat Transfer Coefficient of R134a inside Horizontal Smooth and Micro-Fin Tubes*. Energies.
- McQuiston, Parker & Spitler. (2007). *Calefacción y aire acondicionado: Análisis y diseño*. Limusa Wiley.
- Nacobre, P. (s.f.). *Manual Técnico de Cobre*. Nacobre.
- Nagalakshmi & Marurhipras, Y. (2014). *The Design and Performance Analysis of Refrigeration System Using R12 and R134a Refrigerants*. St. Johns Collage of Engg; Technology, India.
- OMEGA. (s.f.). Criterio de selección de un caudalímetro másico. <https://es.omega.com/technical-learning/seleccionando-un-medidor-de-flujo-masico-para-su-aplicacion.html#:~:text=Los%5C%20medidores%5C%20de%5C%20flujo%5C%20m%5C%20C3%5C%A1sico,es%5C%20proporcional%5C%20a%5C%20la%5C%20masa>
- OMEGA. (2018). Pressure Transducers. <https://www.omega.com/en-us/resources/pressure-transducers>
- UW. (s.f.). IRC. <https://irc.wisc.edu/properties/>

11.1. Pruebas previas al arranque del sistema de refrigeración

Al contar con las conexiones completamente soldadas, se realizaron una serie de pruebas antes de poner en marcha todo el sistema. Este proceso se realizó una sola vez, ya que se necesita únicamente para poder poner en funcionamiento el sistema por primera vez. Luego de haber terminado el proceso ya no es necesario volverlo a realizar. Estas pruebas fueron las siguientes:

- Presurización del sistema: para la verificación de posibles fugas dentro del sistema
- Prueba de vacío: para eliminar cualquier rastro de humedad dentro de las tuberías, así como una segunda validación de que no exista fugas en el sistema.

Para realizar estos procedimientos se necesita con el siguiente equipo:

- Un cilindro de nitrógeno o un cilindro con el refrigerante a utilizar en el sistema
- Manómetros de refrigeración con sus tres mangueras (roja, amarilla y azul)
- Puntos en la tubería con válvulas *pinch* para la conexión de los manómetros.
- Bomba de vacío

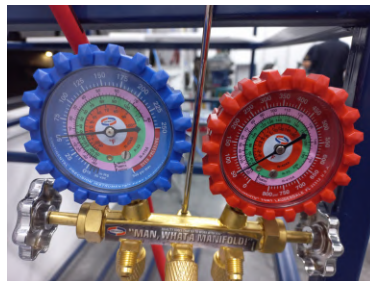
Prueba 1: presurización del sistema

Al contar con todas las conexiones del sistema soldadas, se debe de presurizar el sistema con el objetivo de evaluar que no exista ningún tipo de fugas. Para este tipo de presurización se puede realizar por medio de introducir nitrógeno al sistema o también se puede realizar este procedimiento a partir de inyectar el refrigerante a utilizar. Para este escenario se optó

por esta última opción. Se cuenta con un cilindro de 30 lbs del refrigerante R134a, el cual es más que suficiente para este procedimiento. Los pasos que se realizaron fueron los siguientes:

- Para realizar esta prueba, se debe de introducir una misma cantidad de refrigerante en forma de gas y otra en forma de líquido. Solo se debe de introducir una mínima cantidad de refrigerante la cual sea capaz de levantar la presión del sistema hasta que llegue al punto en donde se establezca la presión del sistema de refrigeración con la presión del cilindro.
- Los manómetros deben de ir conectados a las válvulas *pinch* disponibles en el sistema. El manómetro de alta se debe de colocar después del condensador y el manómetro de baja se debe de conectar a la válvula de servicio del compresor. La manguera amarilla se debe de conectó al cilindro.
- Con las válvulas de paso, tanto de alta, como de baja, ambas cerradas, se abrió la válvula del cilindro. Luego, abriendo un poco ambas válvulas, se debe de cargar refrigerante en forma de gas hasta que en los manómetros se visualice que subió la presión. Se realizó este mismo procedimiento, pero ahora en vez de gas, se inyectó líquido al sistema. Para lograr esto se debe de dar vuelta al cilindro de refrigerante de tal manera que quede la llave de apertura viendo hacia abajo. Con esta última carga se logró llegar a 60 PSI, tanto en el manómetro de baja, como en el de alta.
- Al ya haber presurizado el sistema, se debe de dejar el reposo al menos 24 horas para evaluar qué tanto ha variado la presión. El rango aceptable de pérdida de presión es de 5 a 15 PSI. En este caso se tuvo una lectura de presión de 52 PSI (véase la lectura del manómetro en la Figura 59), con una pérdida de 8 PSI. Esta variación se debe principalmente porque el sistema tiene bastantes accesorios, como las válvulas *pinch*, las cuales suelen ser una fuente de pequeñas fugas. Pero al estar en el rango aceptable, el sistema pasó la prueba de presurización.

Figura 59: Prueba de presurización sistema de refrigeración



Prueba 2: vacío

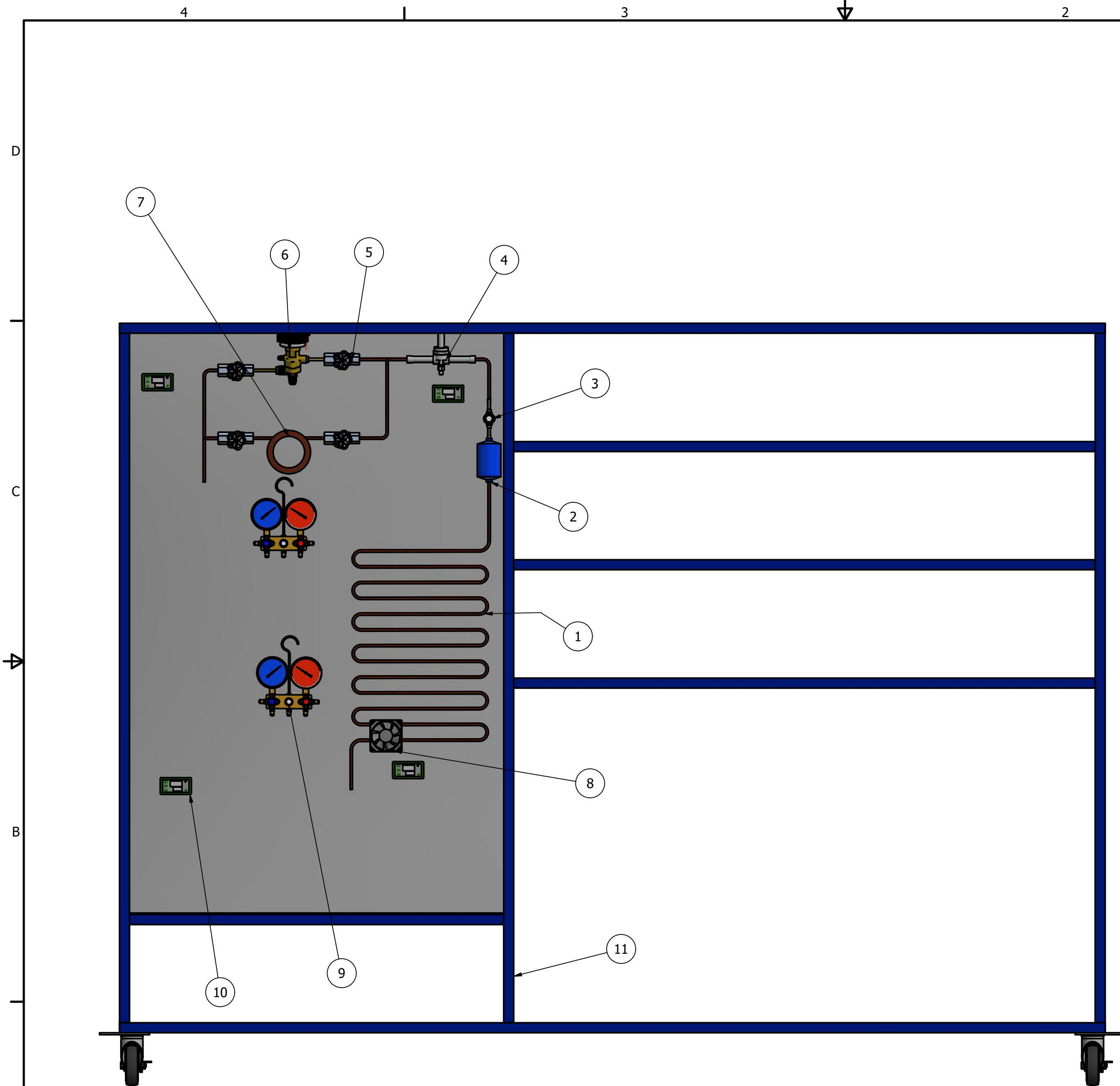
Esta prueba cumple dos funciones, validar la prueba anterior y eliminar cualquier rastro de humedad que puede quedar presente en toda la trayectoria del sistema. Para ello, siguiendo con el mismo montaje que en el punto anterior y con una bomba de vacío, se hizo lo siguiente:

- Siempre con la manguera del manómetro de alta conectada después del condensador y la manguera de baja conectada en la válvula de servicio, y con la diferencia que la manguera amarilla, ahora se conectó a la bomba de vacío.
- Con las válvulas de paso de los manómetros cerradas, se encendió la bomba de vacío. Al momento de hacer eso, se observó que efectivamente los manómetros estaban indicando una presión de vacío (véase la Figura 60).
- Así como con la prueba anterior, se debe dejar el sistema en reposo, únicamente que en este caso el tiempo es de 1 hora. Luego de este tiempo se observaron los manómetros y estos no habían variado su presión. De esta manera, el sistema también paso la prueba del vacío.

Figura 60: Prueba de vacío del sistema de refrigeración

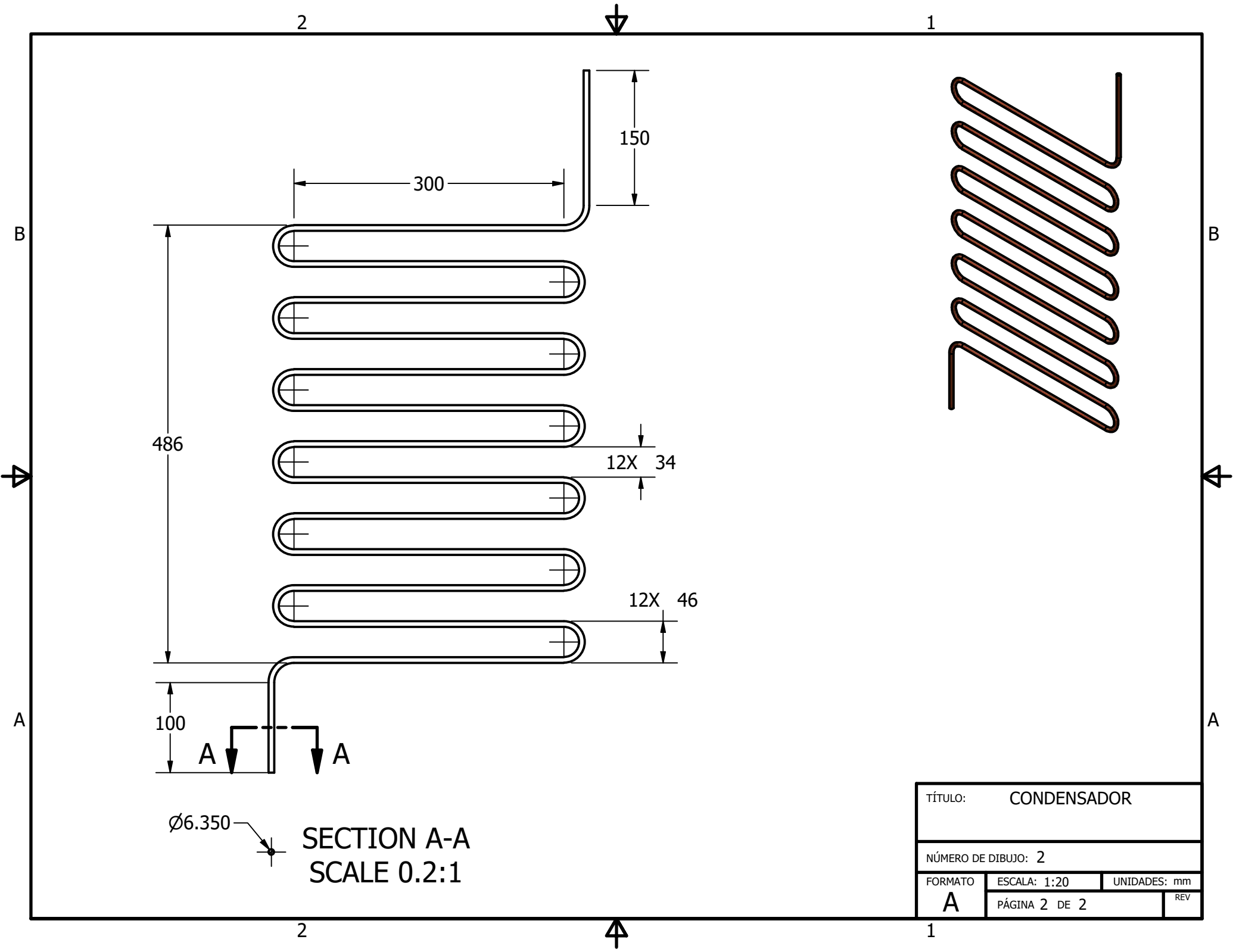


11.2. Planos



LISTADO DE PARTES			
ELEMENTO	CANTIDAD	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
1	1	Tubería de condensador	Tubería de 1/4" de cobre flexible tipo L
2	1	Filtro de Secado	Conexiones soldables de 3/8"
3	1	Visor de líquido	Conexiones soldables de 3/8"
4	1	Válvula solenoide	Sporlan E6S130-HP de 3/8"
5	4	Válvulas de paso	1/4" con rosca flare
6	1	Válvula de expansión termostática	Danfoss 068U3923 acero inoxidable con conexiones soldables
7	1	Tubo capilar	Materia cobre 0.031 in x 130 in
8	1	Ventilador	4"x4" a 115V, 60Hz y 0.18A
9	4	Sensores de temperatura	MT-512E2HP FullGauge
10	4	Manómetros de refrigeración	Uniweld para refrigerante R410A-R22-R404A-R134A
11	1	Estructura metálica	Estructura para montaje del sistema

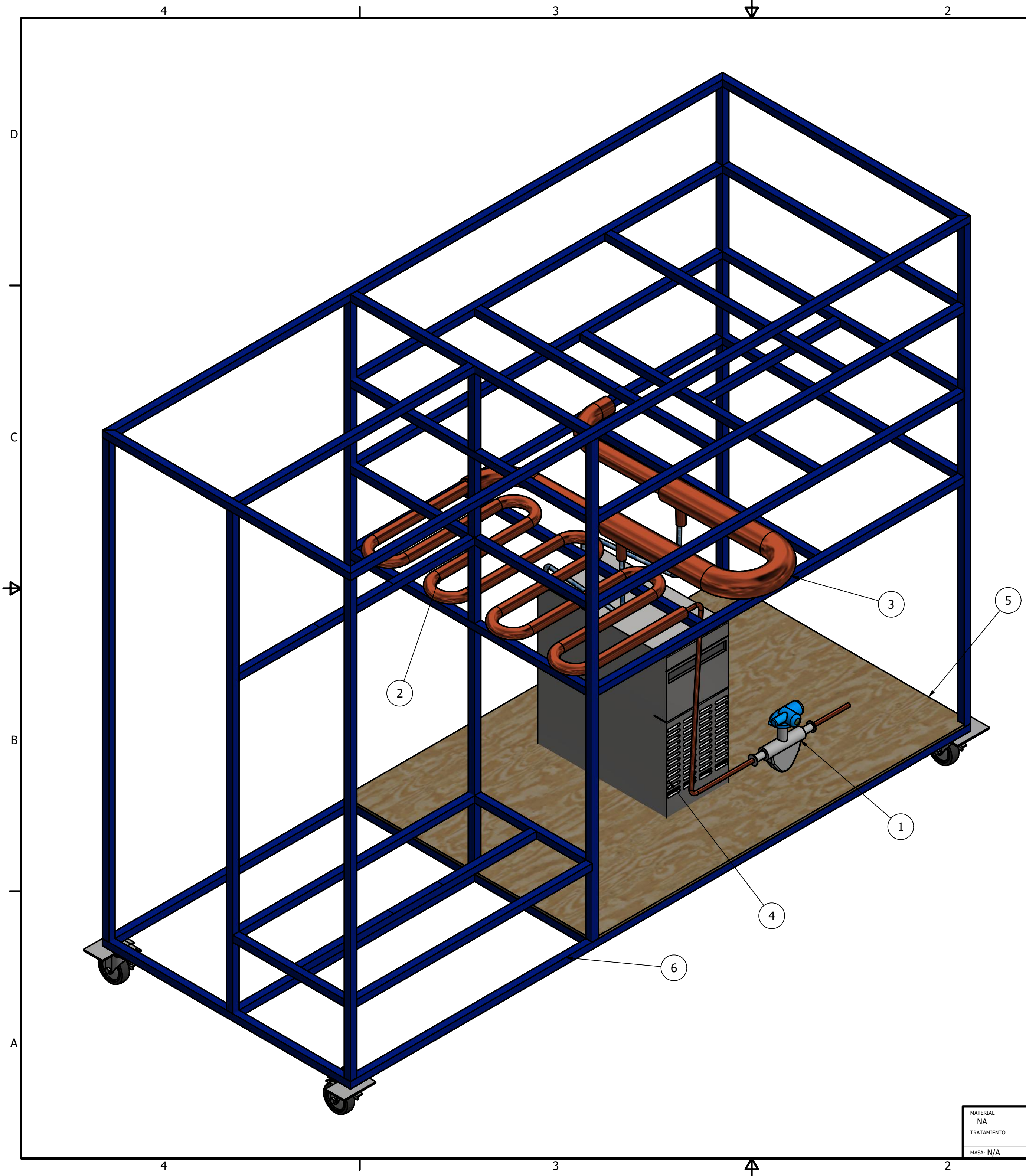
<p>TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERPRETAR SEGUN ASME Y I.S. - 2009.</p> <p>TOLERANCIAS GENERALES</p> <p>LINEAL .X ± 0.90 .XX ± 0.09 .XXX ± 0.009</p> <p>ANGULAR ± 0.25°</p> <p>FRACCIONES ± 1/16"</p> <p>RUGOSIDAD SUPERFICIAL ✓</p>	<p>DIBUJADO POR DAVID ALVARADO</p> <p>FECHA 06/11/2021</p>	<p>UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA</p> <p>18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015 PBX: (502) 2634-0336 / 40 info@uvv.edu.gt</p>	
	<p>DISEÑADO POR DAVID ALVARADO</p> <p>FECHA 01/11/2021</p>		<p>TÍTULO: ETAPA DE CONDENSACIÓN Y DE EXPANSIÓN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN</p>
	<p>REVISADO POR ING. LUIS CASTAÑEDA</p> <p>FECHA 07/11/2021</p>		<p>NÚMERO DE DIBUJO: 1</p>
	<p>APROBADO POR ING. LUIS CASTAÑEDA</p> <p>FECHA 07/11/2021</p>		<p>FORMATO: C</p> <p>ESCALA: 1/8</p> <p>UNIDADES: mm</p> <p>PÁGINA 1 DE 2</p>
<p>MATERIAL NA</p> <p>TRATAMIENTO</p> <p>MASA: N/A</p>	<p>NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO SISTEMA DE REFRIGERACIÓN</p> <p>TODER ANGLULO DE PROYECCIÓN</p>	<p>TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.</p>	



Ø6.350

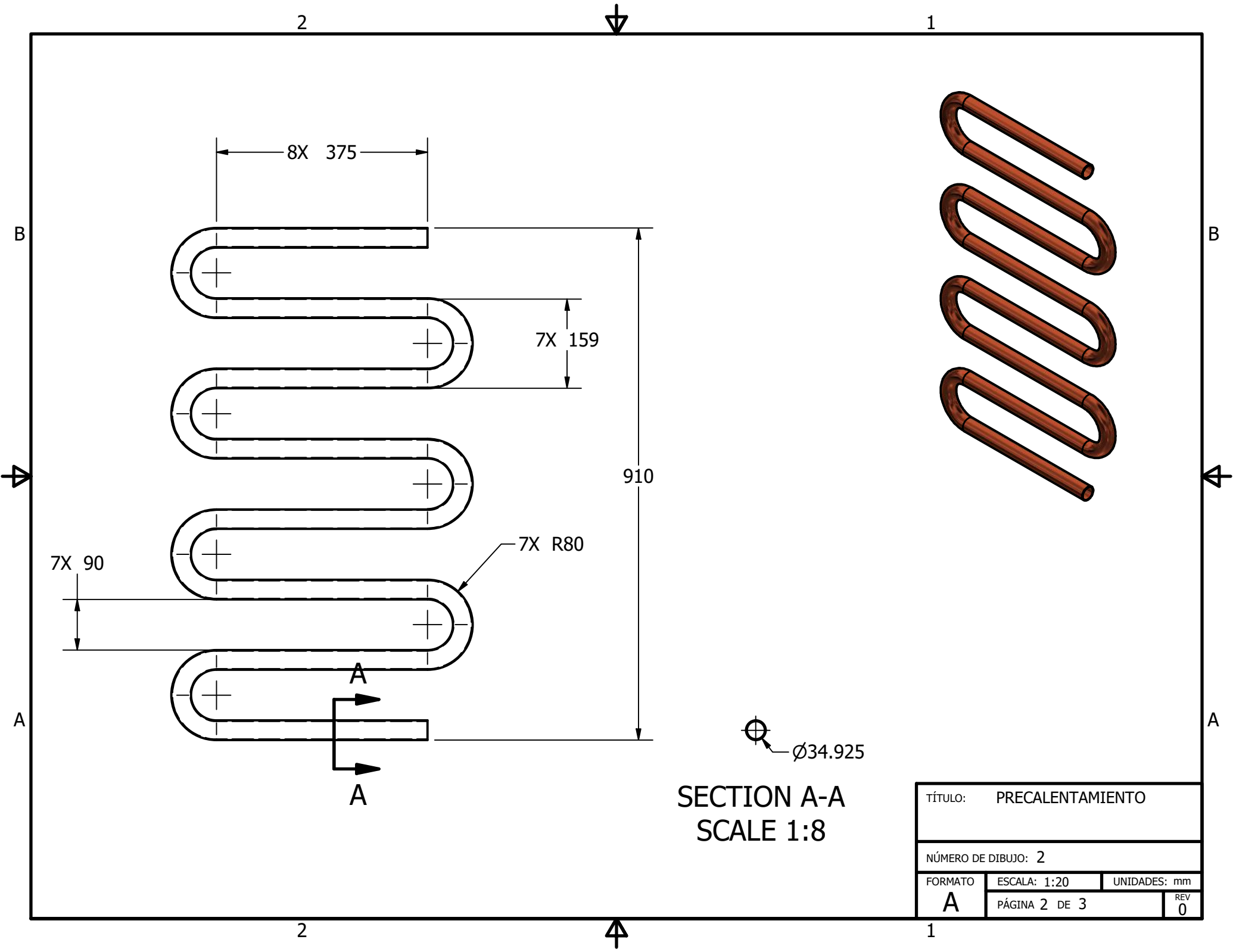
SECTION A-A
SCALE 0.2:1

TÍTULO: CONDENSADOR		
NÚMERO DE DIBUJO: 2		
FORMATO	ESCALA: 1:20	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 2 DE 2	REV



LISTADO DE PARTES			
ELEMENTO	CANTIDAD	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
1	1	Medidor de flujo másico	Tipo coriolis. OMEGA FMC-5501LA
2	1	Pre calentamiento	Intercambiador de calor calentado por resistencias eléctricas
3	1	Sección de pruebas	Intercambiador de calor de contraflujo
4	1	Chiller	PolyScience LS Series 1/2 HP
5	1	Soporte para Chiller	Plancha de playwood
11	1	Estructura metálica	Estructura para montaje del sistema

<p>TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERPRETAR SEGUN ASME Y 14.5 - 2009.</p> <p>TOLERANCIAS GENERALES</p> <p>LINEAL .X ± 0.90 .XX ± 0.09 .XXX ± 0.009</p> <p>ANGULAR ± 0.25°</p> <p>FRACCIONES ± 1/16"</p> <p>RUGOSIDAD SUPERFICIAL ✓</p>	<p>DIBUJADO POR DAVID ALVARADO FECHA 06/11/2021</p> <p>DISEÑADO POR DAVID ALVARADO FECHA 01/11/2021</p> <p>REVISADO POR ING. LUIS CASTAÑEDA FECHA 07/11/2021</p> <p>APROBADO POR ING. LUIS CASTAÑEDA FECHA 07/11/2021</p>	 <p>UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA</p> <p>18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015 PBX: (502) 2634-0336 / 40 info@uvvg.edu.gt</p>
	<p>TÍTULO: ETAPA DE CONDENSACIÓN Y DE EXPANSIÓN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN</p>	
	<p>NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO SISTEMA DE REFRIGERACIÓN</p>	
	<p>NÚMERO DE DIBUJO: 1</p>	
<p>MATERIAL NA</p> <p>TRATAMIENTO</p> <p>MASA: N/A</p>	 <p>TERCER ÁNGULO DE PROYECCIÓN</p>	<p>TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.</p>
<p>FORMATO C</p>	<p>ESCALA: 1/8</p>	<p>UNIDADES: mm</p> <p>PÁGINA 1 DE 3</p>



2

1

B

B

A

A

8X 375

7X 159

910

7X 90

7X R80

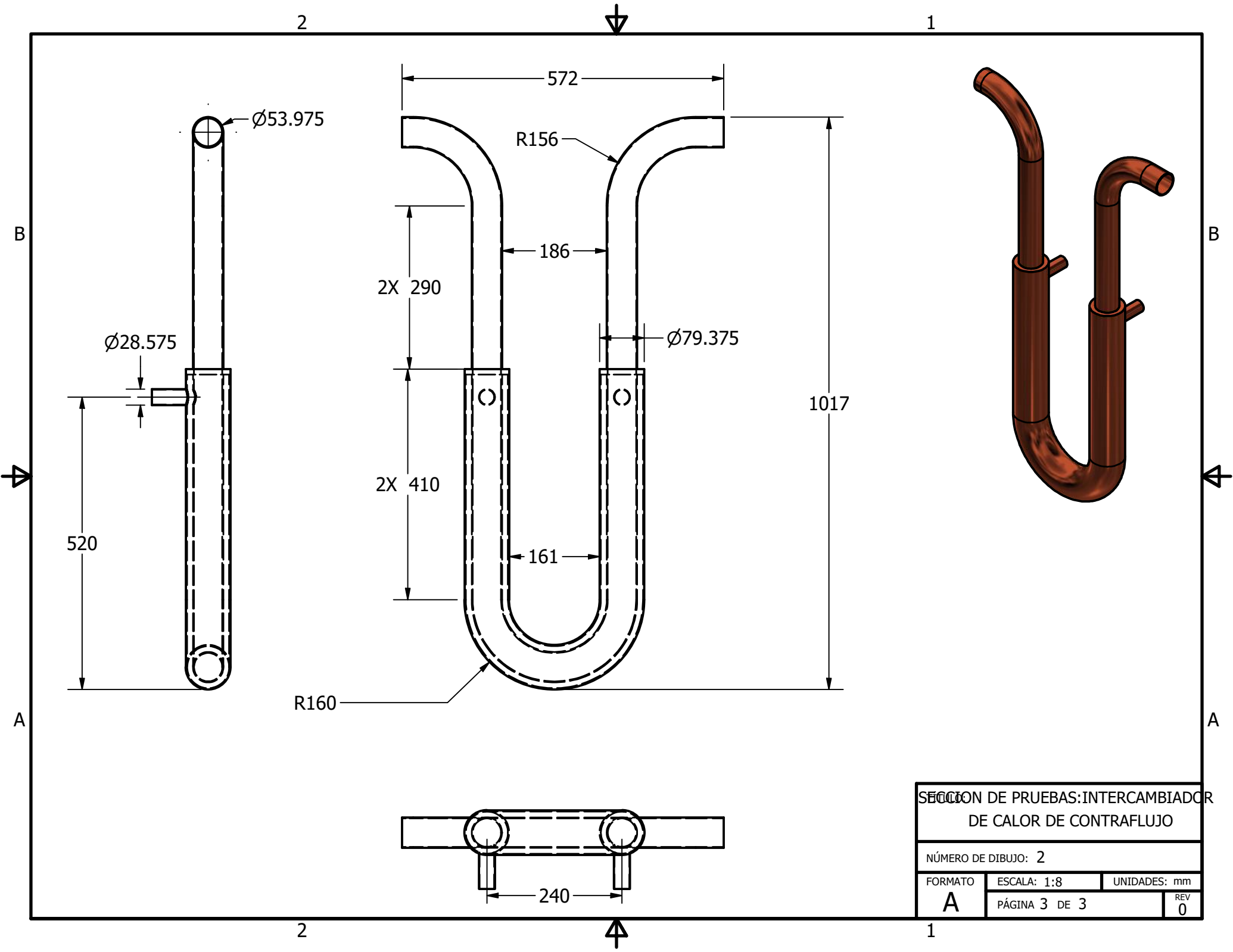
Ø34.925

SECTION A-A
SCALE 1:8

TÍTULO: PRECALENTAMIENTO		
NÚMERO DE DIBUJO: 2		
FORMATO	ESCALA: 1:20	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 2 DE 3	REV 0

2

1



SECCION DE PRUEBAS:INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CONTRAFLUJO		
NÚMERO DE DIBUJO: 2		
FORMATO	ESCALA: 1:8	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 3 DE 3	REV 0