

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

ESCUELA DE FORMACIÓN DE TECNÓLOGOS

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DIDÁCTICO PARA ENFRIAMIENTO DE AGUA (CHILLER)

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE TECNÓLOGO EN ELECTROMECAÁNICA

MARCO GIOVANNY CACHAGO LLUGLLUNA

marco.cachago@epn.edu.ec

DIRECTOR: ING. HUGO ZÚÑIGA MSc.

hugo.zuniga@epn.edu.ec

CODIRECTOR: ING. MARCO BONILLA MSc.

marco.bonilla@epn.edu.ec

Julio, 2020

Declaración

Yo, Marco Giovanni Cachago Lluglluna, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

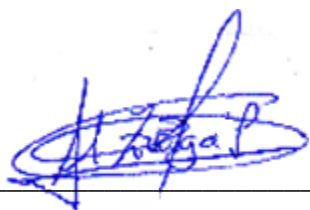
Sin perjuicio de los derechos reconocidos en el primer párrafo del artículo 114 del Código Orgánico de la Economía Social de los Conocimientos, Creatividad e Innovación -COESC-, soy titular de la obra en mención y otorgo una licencia gratuita, intransferible y no exclusiva de uso con fines académicos a la Escuela Politécnica Nacional. Entregaré toda la información técnica pertinente. En el caso de que hubiese una explotación comercial de la obra por parte de la EPN, se negociará los porcentajes de los beneficios conforme lo establece la normativa nacional vigente.



Marco Cachago

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por Marco Giovanni Cachago Lluglluna, bajo nuestra supervisión.



Ing. Hugo Zúñiga MSc.

DIRECTOR DE PROYECTO

Ing. Marco Bonilla MSc.

CODIRECTOR DE PROYECTO

AGRADECIMIENTO

A Dios, por darme salud y vida, por siempre bendecirme todos los días, con mucho más de lo que merezco.

A mis padres, Marco Cachago y Rosario Lluglluna, y mis hermanas Erika y Belén.

A mis amigos, con quienes he compartido momentos gratos de mi vida estudiantil.

A mi tutor, el Ing. Zúñiga por guiarme en el camino correcto del conocimiento.

A la Escuela Politécnica Nacional, quien me ha nutrido de conocimientos y valores.

Marco

DEDICATORIA

Este trabajo está dedicado mis padres, Marco y Rosario quienes son la razón de esforzarme cada día. Gracias por siempre estar preocupados y orgullosos de mí.

Marco

ÍNDICE DE CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Planteamiento del problema.....	1
1.2 Justificación.....	1
1.3 Objetivos.....	2
2. METODOLOGÍA.....	3
2.1 Tipo de investigación.....	3
2.2 Descripción de la metodología usada.....	3
3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	5
3.1 Fundamentos teóricos.....	5
3.2 Requerimientos de enfriamiento.....	16
3.3 Datos diseño del sistema de refrigeración.....	16
3.4 Cálculo de carga de refrigeración.....	18
3.5 Refrigerante.....	24
3.6 Ciclo de refrigeración.....	25
3.7 Relación entre carga de refrigeración con el ciclo termodinámico.....	29
3.8 Selección de equipos del sistema de refrigeración.....	31
3.9 Construcción de la cámara.....	39
3.10 Construcción del soporte del equipo.....	40
3.11 Montaje del circuito de refrigeración.....	40
3.12 Pruebas de funcionamiento.....	44
3.13 Costos, Operación y Mantenimiento.....	52
3.14 Guía de práctica de los estudiantes.....	53
4. Conclusiones y recomendaciones.....	54
4.1 Conclusiones.....	54
4.2 Recomendaciones.....	55
5. Bibliografía.....	56
6. Anexos.....	57

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Esquema de la metodología usada en el proyecto.	4
Figura 3.1. Transferencia de calor por conducción en un segmento.....	7
Figura 3.2. Transferencia de calor por convección natural y forzada.....	8
Figura 3.3. Transferencia de calor por radiación.....	8
Figura 3.4. Esquema de un sistema de compresión de vapor.	10
Figura 3.5. Diagrama termodinámicos del ciclo de ideal de refrigeración T-s y P-h.	10
Figura 3.6. Diagrama P-h del ciclo ideal y real de refrigeración.	12
Figura 3.7. Intercambiador de calor tipo tubos y aletas.....	14
Figura 3.8. Compresor hermético Reciprocante y sus conexiones.	14
Figura 3.9. Válvula de expansión termostática y sus partes.	15
Figura 3.10. Salto térmico dentro de la cámara.	17
Figura 3.11. Salto térmico en el condensador.	17
Figura 3.12. Representación de la estructura de las paredes de la cámara.....	19
Figura 3.13. Diagrama P-h con el ciclo de refrigeración y aspectos reales.	25
Figura 3.14. Proceso de selección para la capacidad de un compresor.	29
Figura 3.15. Compresor Sikelan de 1/3 [HP].	31
Figura 3.16. Evaporador de tubos con aletas y contenedor del equipo.....	32
Figura 3.17. Unidad condensadora y el ventilador en la parte inferior de la cámara.	33
Figura 3.18. Válvula de expansión termostática y bulbo sensor.	34
Figura 3.19. Filtro Hércules.	35
Figura 3.20. Diagrama de conexión del Controlador MT-512E 2HP y Compresor.	36
Figura 3.21 Diagrama eléctrico del controlador.	36
Figura 3.22. Termistor NTC tipo sonda.....	37
Figura 3.23. Diagrama del sistema de control.	38
Figura 3.24. Manómetros de presión baja y alta.	38
Figura 3.25. Estructura externa de la cámara.	39
Figura 3.26. Estructura interna de la cámara.....	39
Figura 3.27. Estructura del soporte del equipo.	40
Figura 3.28. Equipo de suelda y sus componentes.	41
Figura 3.29. Prueba de jabón-espuma para localizar fugas de gas.	41
Figura 3.30. Prueba de fugas utilizando tanque de nitrógeno.	42
Figura 3.31. Presión de alta y baja iguales en la presurización de nitrógeno.....	43

Figura 3.32. Extracción de Humedad.	43
Figura 3.33. Carga de refrigerante R134a.	44
Figura 3.34. Gráfica de Temperatura vs Tiempo con carga en vacío.....	47
Figura 3.35. Gráfica de Presión vs Tiempo con carga en vacío.....	47
Figura 3.36. Gráfica de Temperatura vs Tiempo con carga.....	48
Figura 3.37. Gráfica de Presión vs Tiempo con carga dimensionada.	49
Figura 3.38. Gráfica de Temperatura vs Tiempo con carga sobredimensionada.	49
Figura 3.39. Gráfica de comparación de Temperaturas.....	50
Figura 3.40 Consumo de amperaje del compresor.	51
Figura 3.41 Voltaje medido en el compresor.	51

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1. Datos termodinámicos en cada punto del ciclo.	28
Tabla 3.2. Características del compresor.	32
Tabla 3.3. Selección del orificio de la válvula de expansión.	34
Tabla 3.4. Presiones y temperaturas en el evaporador.....	45
Tabla 3.5. Presiones y temperaturas en el condensador.	46
Tabla 3.6. Consumo de energía del compresor	52
Tabla 3.7. Costos del equipo.	53

Resumen

En el presente proyecto de titulación se implementó un módulo didáctico de sistema de refrigeración para enfriamiento de agua con sistema de lazo cerrado control ON-OFF y se realizó pruebas graficando las variables de temperatura, presión y tiempo.

Este módulo está orientado a la utilización y manejo por parte de los estudiantes de la carrera de Electromecánica, donde pueden poner en práctica los conocimientos teóricos recibidos en clases que ayuda a la formación y asociación de los sistemas de refrigeración y el control de procesos industriales reales.

Para el diseño de la cámara y el sistema de refrigeración, se calculó la carga térmica en base con: transmisión de calor a través de paredes, carga del producto, carga de servicio y factor de seguridad. Se determinó que la carga total de refrigeración para enfriar 13 litros de agua en 30 minutos es de 0.854 [kW], para lo cual mediante el análisis del ciclo termodinámico se determinó que se debe utilizar un compresor de 1/3 [HP] que utiliza refrigerante R134a el cual es miscible y soluble con el aceite (POE) que lubrica las piezas móviles del compresor.

Se construyó la cámara con planchas de acero negro y se recubrió la parte interna con chova para mejorar el aislamiento térmico y proteger al acero del agua. La selección del evaporador, condensador y válvula de expansión termostática se realizó en base con la dimensión del compresor y experiencia de técnicos de las empresas de refrigeración. Se implementó instrumentos de medida y control, que permitirán a los estudiantes analizar el funcionamiento del equipo.

Las pruebas de funcionamiento se realizaron con la cámara vacía, con el volumen de agua calculada y carga sobredimensionada, se analizó la variación de la temperatura del ambiente refrigerado en función del tiempo y se observó la presión de alta y de baja del sistema.

El equipo enfría 13 litros de agua hasta 5 [°C] en 36 minutos. Cuando el sistema se estabiliza presenta periodos de tiempo promedio de encendido y apagado de 12 minutos. Cuando la cámara se encuentra vacía, el sistema tarda 6 minutos en llegar a la temperatura deseada 5 [°C], luego presenta periodos de encendido y apagado de 7 minutos cada uno.

La presión de condensación del sistema cuando el compresor se encuentra encendido fue de 148 [psi] y la presión de evaporación fue de 29 [psi] lo que verifica que el sistema se encuentra funcionando correctamente ya que las temperaturas de evaporación y condensación serían de -10 [°C] y 40 [°C] respectivamente.

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Planteamiento del problema

La Escuela de Formación de Tecnólogos (ESFOT) actualmente no cuenta con un espacio y equipos en donde los estudiantes de la carrera de Tecnología en Electromecánica puedan realizar actividades destinadas al aprendizaje práctico de Sistemas de Refrigeración y Aire Acondicionado. Esta cátedra todavía no cuenta con las actividades prácticas para entender el correcto funcionamiento de los equipos de refrigeración, por lo que es necesario solicitar a la Facultad de Ingeniería Mecánica sus instalaciones. Para subsanar esta carencia se planteó diseñar y construir un sistema de enfriamiento de agua (chiller) en el que se controle la temperatura, se visualice las presiones del sistema y permita realizar cálculos energéticos a los estudiantes y docentes garantizando una buena calidad de enseñanza y aprendizaje.

Los sistemas de refrigeración son muy utilizados en aplicaciones industriales y domésticos, por lo cual, los futuros tecnólogos de la ESFOT deben conocer las bases de funcionamiento de estos equipos.

Se construyó un módulo didáctico, donde el estudiante podrá observar y comprender el proceso de extraer el calor del agua y comprender el ciclo de refrigeración en el cual se tiene un evaporador que extrae el calor del ambiente refrigerado.

1.2 Justificación

El propósito del proyecto se basó en el diseño y construcción de un equipo de refrigeración didáctico en la ESFOT para complementar el aprendizaje de los estudiantes.

Los estudiantes de la carrera de electromecánica necesitan conocer el correcto funcionamiento de refrigeración para futuras actividades prácticas de la materia de Sistemas de Refrigeración y Aire Acondicionado. Para lo cual, se dimensionó y construyó un sistema de refrigeración de enfriamiento de agua que se conoce como unidad generadora de agua helada, (chiller en idioma inglés). Se utilizó el ciclo de refrigeración por compresión de vapor dimensionando el compresor, condensador, evaporador y válvula de expansión.

El chiller es un refrigerador de líquido que utiliza un sistema de expansión directa que enfría mediante el intercambio térmico. El proyecto desarrollado inició por el dimensionamiento del compresor y usó un condensador enfriado por aire que es un intercambiador de calor donde el calor del proceso absorbido por el refrigerante se desprende al aire a su alrededor.

En la construcción física del módulo se tomó las respectivas medidas de seguridad en la instalación del sistema y en la elaboración de un tablero de control para el sistema de refrigeración en la cual se procedió con la circuitería de los elementos y pruebas de funcionamiento.

1.3 Objetivos

❖ Objetivo general

Diseñar y construir un sistema de refrigeración didáctico para enfriamiento de agua (chiller).

❖ Objetivos específicos

- Determinar los requerimientos técnicos- didácticos del equipo de refrigeración.
- Dimensionar los componentes del sistema de refrigeración en función de la carga térmica y el compresor disponible.
- Seleccionar los diferentes componentes del sistema de refrigeración.
- Analizar e instalar diferentes instrumentos de medición en el sistema de refrigeración y el evaporador.
- Ensamblar el sistema de refrigeración.
- Realizar prueba del equipo.
- Elaborar guías para prácticas de laboratorio.

2. METODOLOGÍA

2.1 Tipo de investigación

Este proyecto se fundamenta en investigación aplicada, puesto que a fin de lograr el objetivo general se analiza y se adquiere datos e información de los dispositivos que conforman el circuito de refrigeración como el compresor, evaporador, condensador, válvula de expansión, sistema de control de tal manera que esto aporte más conocimiento teórico y práctico a los estudiantes de la carrera de electromecánica ESFOT.

El campo teórico hace una investigación de los diferentes procesos que serán útiles para entender el sistema de refrigeración. Inicialmente, se analiza el espacio a refrigerar (en el caso del chiller se enfría agua), se procede a estudiar el ciclo de refrigeración para continuar con la selección de los equipos.

2.2 Descripción de la metodología usada

En la **Error! Reference source not found.** se observa la metodología usada para el desarrollo del presente proyecto. En primer lugar, se determinó las condiciones de diseño a partir del objetivo y la demanda de enfriamiento. Los parámetros fundamentales que se consideraron fueron: sustancia a enfriar (tipo y volumen), temperatura de enfriamiento y condiciones ambientales.

Se determinó la carga térmica considerando carga del producto y pérdidas de calor a través de las paredes del contenedor del agua utilizando los conceptos de ASHRAE FUNDAMENTALS [1]. Paralelamente, se analizó el refrigerante adecuado para el proyecto y se estudió el ciclo de refrigeración considerando aspectos reales como la eficiencia isentrópica y el sobrecalentamiento en base a la bibliografía [2] y [3]. Relacionando los resultados obtenidos en los procesos anteriores se seleccionó el compresor, evaporador, condensador y válvula de expansión.

En el proceso de montaje del módulo, se construyó la estructura para los equipos y el contenedor de agua utilizando planchas de acero inoxidable, acero negro, aislamiento de chovaplast y tubos cuadros de acero. Las dimensiones se escogieron en base al tamaño de los equipos del sistema de refrigeración. Además de los componentes principales, se implementó manómetros, sensores y controladores.

Se ensambló el sistema de refrigeración utilizando tubería de cobre para conectar los diferentes componentes y se soldó con proceso OAW (Oxy Acetylene Welding) con varillas de plata al 5% como material de aporte. Posteriormente, se realizó pruebas en el sistema de

refrigeración para comprobar su correcto funcionamiento para evitar daños en los elementos y fugas de refrigerante en el sistema.

Finalmente, se realizó pruebas de funcionamiento del equipo tomando datos de presión de evaporación, presión de condensación y temperatura del ambiente refrigerado para diferentes condiciones de operación.



Figura 2.1. Esquema de la metodología usada en el proyecto.

Fuente: Propia.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1 Fundamentos teóricos

Los conceptos desarrollados en esta sección están explicados en base a: Principios de refrigeración Dossat, Termodinámica Cengel, Transferencia de calor Cengel, Skychillers, Danfoss, Sistemas de refrigeración y aplicación Dincer [2]- [9].

- **Refrigeración**

Se define como la eliminación de calor en un área específica mediante un proceso de sustracción de calor natural o artificial. La refrigeración es necesaria para la conservación de alimentos, productos, ambiente, entre otros [4].

- **Calor**

Es la transferencia de energía de un cuerpo a otro debido a una diferencia de temperatura entre ellos [4].

- **Trabajo mecánico**

Trabajo mecánico es la cantidad de energía transferida de un cuerpo a otro mediante una fuerza cuando se produce un desplazamiento [4].

- **Sistema termodinámico**

Es la materia o región en el espacio estudiada de manera específica con el fin de analizar un análisis energético. En algunos casos se identifica directamente con la sustancia de trabajo.

- **Propiedades del sistema termodinámico**

Cualquier característica dentro de un sistema se denomina propiedad, las cuales pueden ser medidas (cuantificadas) y/o calculadas, por ejemplo: temperatura, presión, volumen, etc. La temperatura, presión y volumen son medibles en base a diferentes principios físicos.

Las propiedades se consideran específicas cuando se analizan por unidad de masa, por ejemplo, el calor específico que es la cantidad de energía que se requiere para un cambio de temperatura de 1 [°C] de 1 [g] de masa, la entalpía específica es la cantidad de energía que un sistema intercambia con su entorno por unidad de masa y se representa con el símbolo h y su

unidad es [kJ/kg]. La entropía específica que la cantidad de energía que no se puede usar para producir un trabajo en el sistema termodinámico por unidad de masas [3], se representa con el símbolo s y su unidad es [kJ/kg.K].

- **Sustancias puras**

Son aquellas formas de la materia homogénea, cuya composición química es fija y definida. Se presentan en más de una fase: sólido, líquido y gaseoso. Cuando se dan cambios de fase en una sustancia se necesita un intercambio de calor, por ejemplo para que se evapore (cambio de líquido a vapor) debe ingresar calor a la sustancia o para que se condense el proceso rechaza energía [5].

- **Propiedades de las sustancias puras**

En un sistema termodinámico, las sustancias sufren cambios de fase como resultado de los fenómenos que experimentan. Un líquido experimenta evaporación que es el cambio de fase de líquido a vapor y viceversa. Sobrecalentamiento es la elevación de su temperatura por encima de su saturación en forma de vapor, subenfriamiento es la temperatura que está por debajo su saturación en forma de líquido [4].

- **Temperatura y presión de saturación**

En la temperatura de saturación se da el cambio de fase de líquido a vapor o inversa a una presión definida, ya que la presión de saturación es función de la temperatura. Por ejemplo: el agua a presión de una 1atmósfera se evapora o se condensa a 100 [°C], a una presión de 0.7 [atm] el agua se evapora o se condensa a 91 [°C] aproximadamente. La temperatura y presión de saturación dependen del tipo de sustancia, a diferencia del agua el refrigerante R134a a una presión de 1 [atm] se cambia de fase a -26.4 [°C] [6].

- **Transferencia de calor**

Es la transferencia de energía en forma de calor entre dos sustancias como resultado de la diferencia de temperaturas. Existen 3 métodos de transferencia de calor: por conducción, convección y radiación.

- **Transferencia de calor por conducción**

Es la transferencia de energía de forma directa entre uno o más cuerpos con buen contacto térmico debido a la interacción de partículas, el fenómeno de conducción es predominante en sólidos o fluidos de alta densidad.

En la Figura 3.1 se observa la transferencia de calor por conducción en un segmento en el que está sometido a una diferencia de temperaturas $[\Delta T]$, la rapidez de transferencia de calor dependerá de la característica de cada sustancia y su capacidad de conducir el calor que se cuantifica con la propiedad del material conocida como conductividad térmica (k) [7].

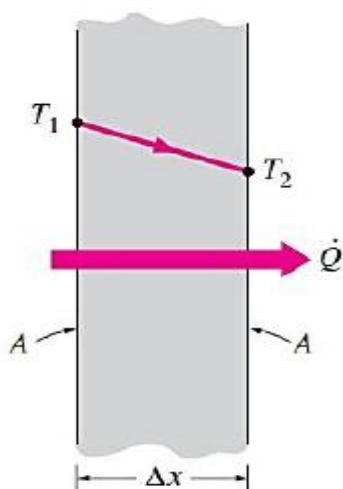


Figura 3.1. Transferencia de calor por conducción en un segmento.
Fuente: [7].

- **Transferencia de calor por convección**

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el fluido (líquido o gas) adyacente que está en movimiento e involucra los efectos combinados de conducción y movimiento fluido estos. Cuanto más rápido sea el movimiento del fluido, mayor será la transferencia de calor por convección. La convección se presenta en dos formas: convección forzada en la que el fluido se ve obligado a fluir la superficie por medios externos como un ventilador, una bomba o el viento y la convección natural en la cual el movimiento del fluido no es generado por un medio externo y se da por diferencias de densidad en el fluido ocurriendo debido a gradientes de temperatura [7].

En la Figura 3.2 se observa el enfriamiento de una pared por convección forzada (derecha) producido por un ventilador y convección natural (izquierda) donde el aire caliente sube mientras el aire frío baja al ser más denso y enfría la pared [3].

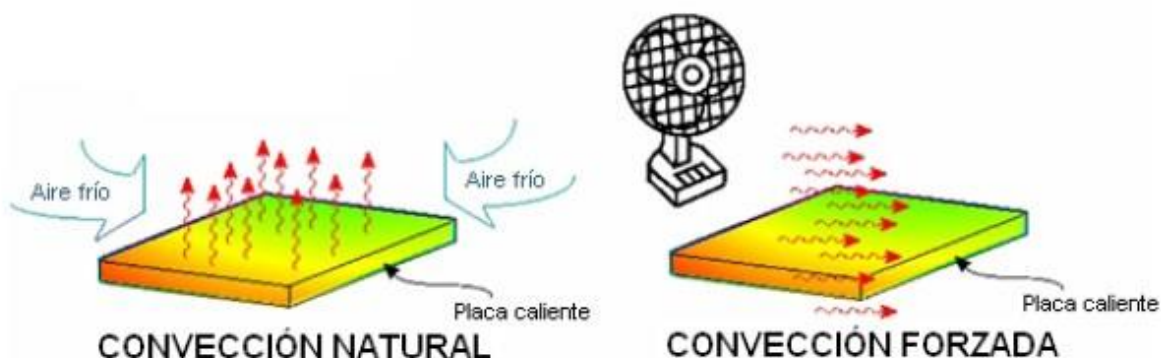


Figura 3.2. Transferencia de calor por convección natural y forzada.
Fuente: [3].

- **Transferencia de calor por radiación**

A la energía térmica transmitida por movimiento de fotones, se le llama energía radiante. La energía se transmite de un cuerpo a otro sin la necesidad de intervención de la materia.

Todos los cuerpos a una temperatura arriba del cero absoluto emiten radiación térmica, la cantidad de energía es proporcional a la temperatura por lo que es perceptible a altas temperaturas, por ejemplo: un metal incandescente o el sol. La transferencia de calor por radiación es la más rápida y no sufre atenuación en un vacío [7].

En la Figura 3.3 se observa la transferencia de calor por radiación de un cuerpo en interacción con el ambiente.

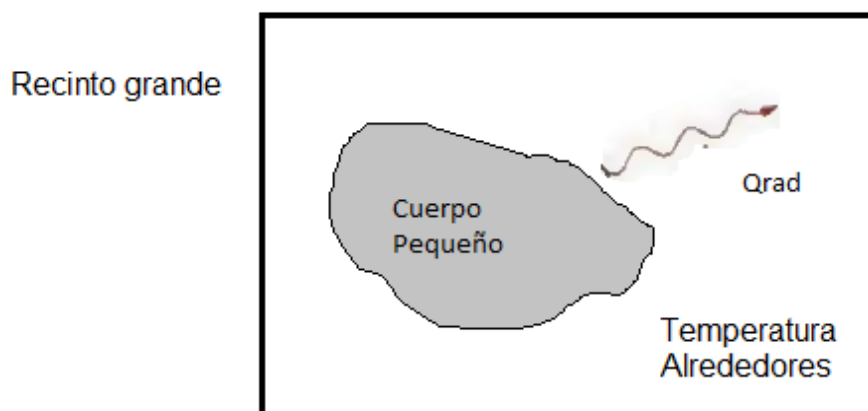


Figura 3.3. Transferencia de calor por radiación.
Fuente: [3].

Componentes del ciclo de refrigeración

El ciclo de refrigeración se compone de 4 elementos importantes: evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión, como se observa en la Figura 3.4.

El sistema se divide en dos partes acorde la presión que es ejercida por el refrigerante como se visualiza en la Figura 3.4 Presión alta (línea roja): el refrigerante se encuentre en forma gaseosa en la tubería de descarga del compresor, pasa al condensador donde el refrigerante cambia su estado a líquido y la tubería de entrada de la válvula de expansión. Presión baja (línea azul): el refrigerante se encuentre en forma líquida en la tubería de salida de la válvula de expansión hacia la entrada del evaporador cambiando de estado a gas hacia la tubería de succión del compresor.

- **Elementos principales del circuito de refrigeración**

La ubicación de cada uno de estos elementos que constituyen el ciclo de refrigeración se identifica en la Figura 3.4 y se explican a continuación.

1. Compresor (1-2): Tiene la función de elevar la presión del refrigerante que viene del evaporador. Es el componente que impulsa al fluido en el ciclo. Este equipo consume energía mecánica proveniente de un motor eléctrico.
2. Condensador (2-3): Es un intercambiador de calor que elimina el calor del refrigerante que viene del compresor, el refrigerante se encuentra a presión alta e ingresa como vapor sobrecalentado y sale como líquido.
3. Válvula de expansión (3-4): Está diseñada para suministrar la cantidad de refrigerante adecuada para el evaporador en forma líquida y baja la presión del refrigerante.
4. Evaporador (4-1): Extrae el calor del medio a enfriar a la temperatura requerida, el calor absorbido del medio pasa hacia el refrigerante por lo que se convierte de líquido a vapor.
5. Refrigerante (circula por todos los componentes) y tuberías: es el fluido que circula en el ciclo termodinámico, cuando se evapora absorbe calor del medio refrigerado y cuando se condensa rechaza calor al ambiente [4].

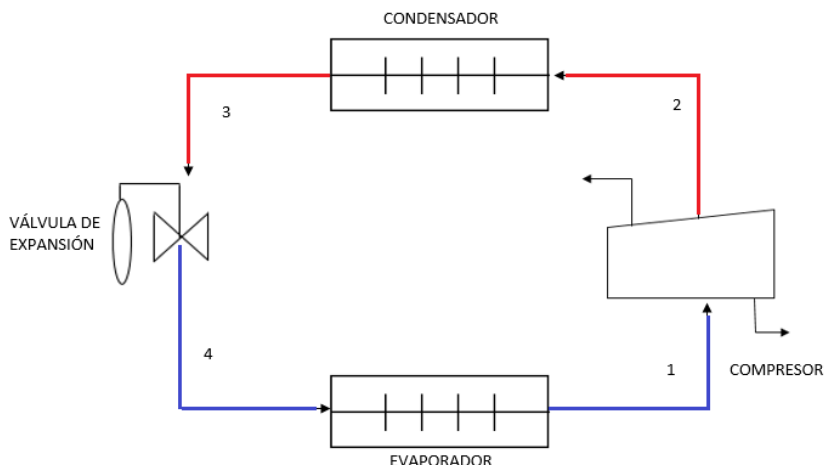


Figura 3.4. Esquema de un sistema de compresión de vapor.
Fuente: Propia.

- **Procesos energéticos del ciclo de refrigeración ideal**

Los diagramas termodinámicos son una representación ideal del comportamiento del cambio de fase del refrigerante para los que existen diferentes comportamientos energéticos y se representan los estados termodinámicos de la sustancia. Además, se muestran propiedades termodinámicas como entalpía específica, entropía específica, presión, temperatura.

En la Figura 3.5 se representa los diagramas termodinámicos en dos formas: Temperatura vs Entropía específica (izquierda) y Presión vs Entalpía específica (derecha) y el comportamiento del refrigerante en todas sus etapas [8]. Los procesos principales que suceden con el refrigerante que se observan son: evaporación, compresión, condensación y expansión.

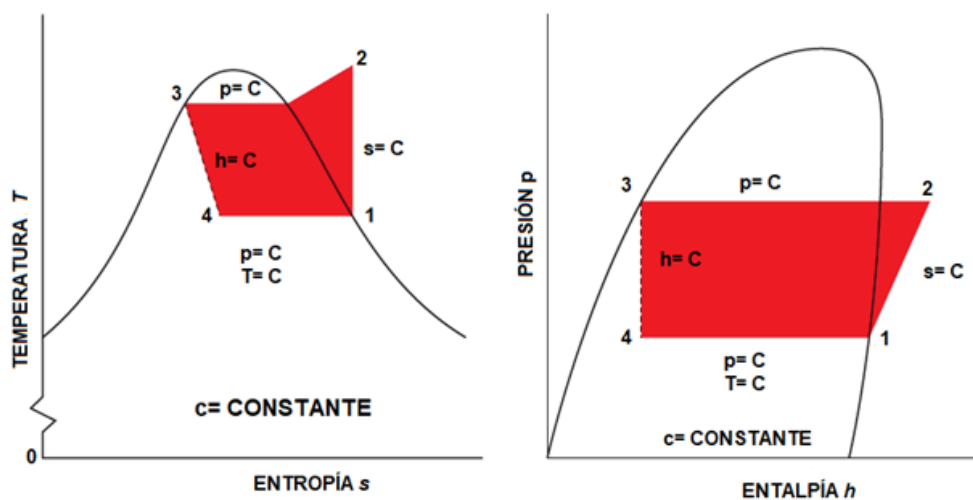


Figura 3.5. Diagrama termodinámicos del ciclo de ideal de refrigeración T-s y P-h.
Fuente: [2].

La representación gráfica de ciclo de refrigeración permite observar todas las consideraciones deseadas en los diferentes cambios que ocurren en la condición del refrigerante durante el ciclo y el efecto que estos cambios producen en el ciclo.

- **Proceso de evaporación**

En esta etapa (4-1), el refrigerante se encuentra circulando en el evaporador, absorbe el calor del espacio refrigerado a presión y temperatura constante, la cantidad de calor que puede absorber el refrigerante es conocido como efecto refrigerante.

- **Proceso de compresión**

En esta etapa del proceso (1-2) el refrigerante es comprimido isentrópicamente, se eleva la presión del refrigerante hasta la presión de condensación. Para que se de este proceso, un trabajo mecánico ingresa al compresor.

- **Proceso de condensación**

En esta etapa (2-3) se da el proceso de rechazo del calor en la cual se transforma el vapor sobrecalentado en líquido saturado a presión constante, el rechazo de calor se envía al medio ambiente.

- **Proceso de expansión**

En esta etapa (3-4) se completa el ciclo en la cual se estrangula el líquido refrigerante a entalpía constante y nuevamente se repite el ciclo [3].

- **Ciclo real de refrigeración**

El ciclo ideal tiene ciertas irreversibilidades por lo que se debe considerar el ciclo real. En este ciclo se toman en cuenta las caídas de presión que existen en la tuberías y en los intercambiadores de calor, el sobrecalentamiento del refrigerante a la salida del evaporador, el subenfriamiento del refrigerante en la línea del líquido en la salida del condensador y las pérdidas mecánicas que existen en el compresor (consideradas en la eficiencia isentrópica) [3].

En la Figura 3.6 se muestra las variaciones del ciclo ideal (rojo) vs ciclo real (verde) en un diagrama P-h.

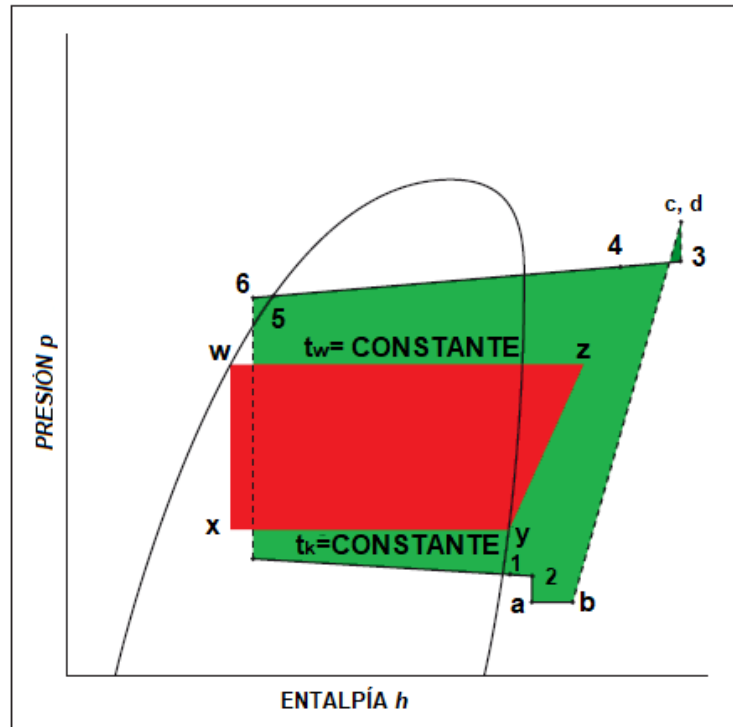


Figura 3.6. Diagrama P-h del ciclo ideal y real de refrigeración.
Fuente: [2].

Los efectos reales más influyentes en el ciclo real son:

- El trabajo del compresor real es mayor al trabajo del compresor ideal debido a las pérdidas por fricción que se dan en el equipo. Este concepto se lo considera con la eficiencia isentrópica y la eficiencia eléctrica del motor.
- El vapor sobrecalentado se encuentra por encima de su temperatura de saturación (evaporación) a la entrada del compresor. Este fenómeno aumenta el trabajo del compresor debido a que es más difícil comprimir un gas que se encuentra a mayor temperatura pero es necesario para asegurar que no ingresen gotas de líquido al compresor [3].

- **Coefficiente de funcionamiento de refrigeración (COP)**

Es una expresión de la eficiencia del ciclo y se define como la relación entre el calor extraído del espacio refrigerado (q_{evap}) dividido por el trabajo realizado por el compresor (w_{comp}) [3].

De este modo, el COP de un refrigerador se expresa en la Ecuación 1.

$$\text{COP} = \frac{q_{\text{evap}}}{w_{\text{comp}}}$$

Ec. 1

- **Comparación del COP de un ciclo ideal y real**

El COP difiere entre un ciclo ideal y uno real, el COP disminuye en el ciclo real principalmente debido a:

- Aumento del trabajo de compresión por causa del sobrecalentamiento que se produce en la entrada de succión del evaporador que genera un trabajo mayor en el compresor, debido a que el trabajo del compresor es directamente proporcional al volumen específico en la succión [3].
- Las pérdidas por fricción del refrigerante que existen en el interior del compresor generan una eficiencia isentrópica que se define como el cociente entre el trabajo ideal y el trabajo real del equipo.
- Las pérdidas mecánicas, eléctricas y térmicas del motor que entrega energía mecánica al compresor, ocasionan que la energía eléctrica necesaria sea mayor a la energía mecánica que ingresa al compresor.

- **Chiller**

Se conoce como unidad generadora de agua helada, el chiller es un refrigerador de líquido que utiliza un sistema de expansión directa que enfría mediante el intercambio térmico [9]. Funciona en base a un ciclo de refrigeración en el que el evaporador remueve el calor directamente del agua.

- **Intercambiador de calor**

Es el equipo encargado del intercambio de calor entre dos fluidos de diferentes temperaturas que se encuentran divididos por una capa sólida, estos intercambiadores realizan transferencia de calor por convección y conducción. En el sistema de refrigeración los intercambiadores de calor son el evaporador y el condensador. Los evaporadores son los encargados de absorber el calor del medio refrigerado proporcionando el efecto refrigerante, el calor absorbido desde el exterior transforma el refrigerante líquido en vapor. El condensador transforma el refrigerante en estado gaseoso a estado líquido y de esta manera rechaza calor desde el refrigerante hacia el medio ambiente [5].

Para el proyecto actual se utilizó intercambiadores de calor de tubos y aletas que se ilustran en la Figura 3.7 las aletas tienen el objetivo de aumentar el área de transferencia de calor mejorando el proceso.

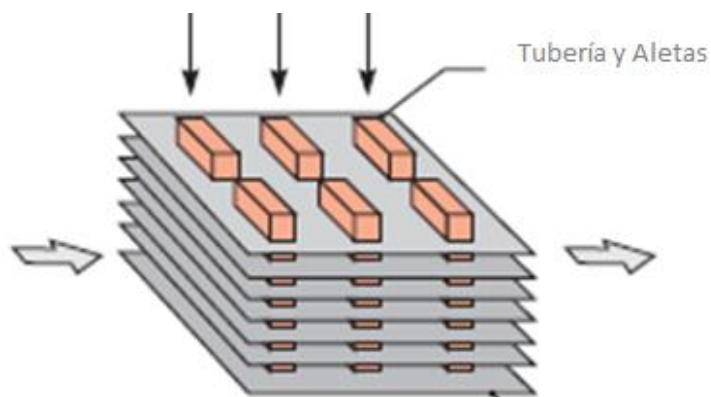


Figura 3.7. Intercambiador de calor tipo tubos y aletas.
Fuente:[5].

- **Compresor**

El compresor es un elemento muy importante de los sistemas de refrigeración que funciona con el ciclo de refrigeración por compresión de vapor y cumple dos funciones: Impulsar el vapor refrigerante del evaporador y aumentar la presión del refrigerante obteniendo vapor sobrecalentado que irá al condensador, existen varios tipos de compresores: reciprocante, rotatorios, centrífugos, tipo tornillo y turbina [5].

Para el proyecto se usó un compresor hermético (internamente se encuentra el compresor y el motor eléctrico) de tipo reciprocante de acción simple que se muestra en la Figura 3.8.

La C corresponde a la succión que se conecta al evaporador, D es la conexión en donde se carga el refrigerante para el circuito de refrigeración y E corresponde a la descarga de refrigerante hacia el condensador [10].

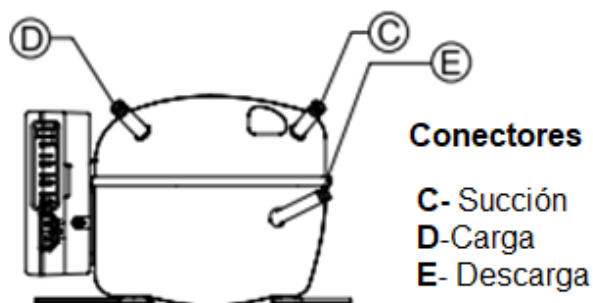


Figura 3.8. Compresor hermético Reciprocante y sus conexiones.
Fuente: [10].

- **Dispositivos de expansión**

Controlan la cantidad de flujo de refrigerante que va hacia el evaporador y mantienen un diferencial de presión entre alta y baja con el fin de mantener el refrigerante en condiciones deseadas de baja presión en el evaporador y alta presión en el condensador.

Existen varios tipos: Válvula de expansión manual, válvula de expansión termostática, válvula de expansión automática, tubo capilar [4].

Para el proyecto se utilizó una válvula de expansión termostática debido a su alta eficiencia y fácil adaptación a cualquier sistema de refrigeración. En la Figura 3.9 se observa una válvula de expansión termostática que regula el flujo de refrigerante en función de la temperatura del refrigerante en el evaporador ya que tiene un sensor de temperatura que retroalimenta la apertura de la válvula [11].

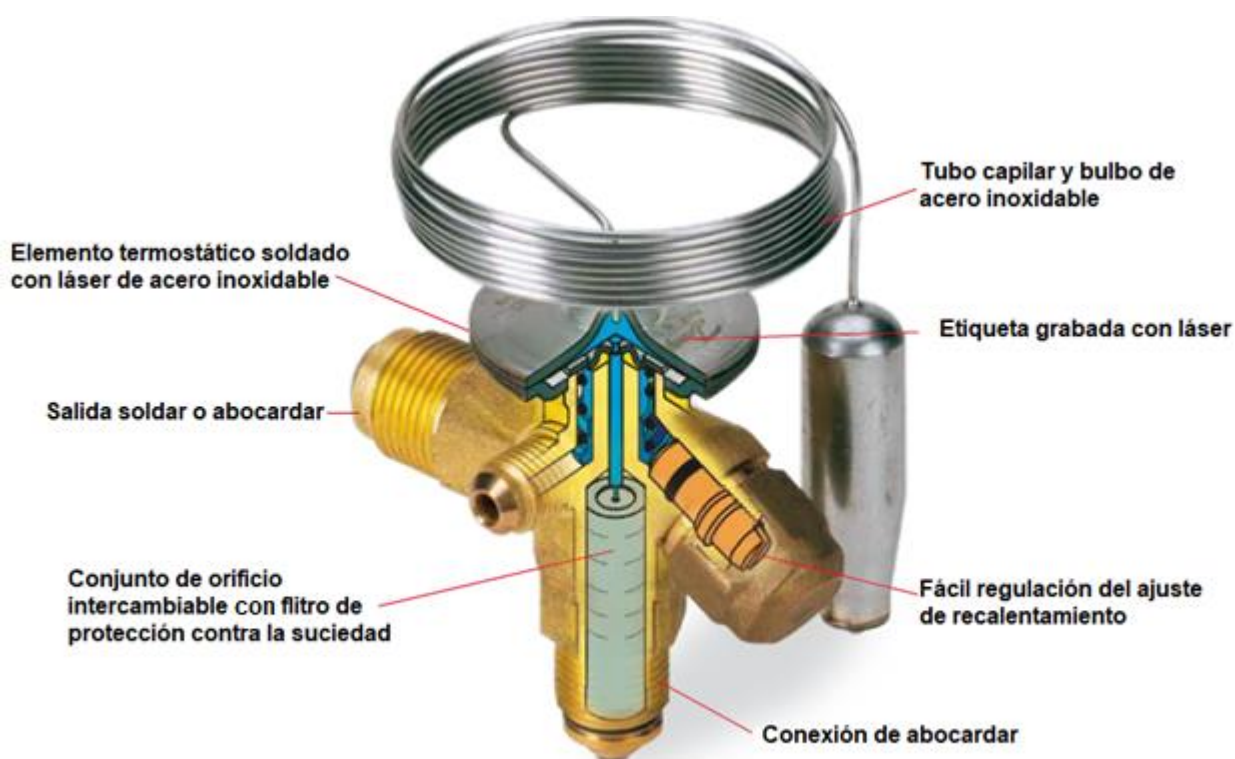


Figura 3.9. Válvula de expansión termostática y sus partes.
Fuente: [11].

3.2 Requerimientos de enfriamiento

Según ASHRAE, el enfriamiento primario de los productos se mantiene por encima de 0 [°C] por lo tanto, se toma como objetivo enfriar el agua hasta 5 [°C]. Se ha escogido reducir hasta la temperatura mencionada considerando que se desea producir agua fría y no debe congelarse. Este equipo chiller es para el laboratorio de instrumentación de la ESFOT por lo que se planeó enfriar 13 litros de agua en un tiempo de 30 minutos para prácticas de la materia de sistemas de refrigeración. El volumen se determinó en base al tamaño adecuado del recipiente de agua para el chiller didáctico que se utilizará en prácticas estudiantiles para el laboratorio. Se determinó que se va fabricar un recipiente de 30 [cm] de largo, 60 [cm] de largo, 20 [cm] de alto, además se instaló una válvula de paso en la base del contenedor para purgar el agua.

3.3 Datos diseño del sistema de refrigeración

- **Condiciones de diseño**

El diseño y análisis del sistema de refrigeración se desarrollan con los siguientes datos: temperatura del espacio refrigerado hasta 5 [°C], temperatura media máxima del ambiente de 25 [°C] según los datos obtenidos de INAHMI en la ciudad de Quito [12], la eficiencia isentrópica de 0.5 que son valores de los compresores herméticos pequeños [10], el motor del compresor está diseñado para funcionar entre el 50% y el 100% de la carga nominal y con base en las especificaciones del equipo la eficiencia del motor es 0.9 [13]. La eficiencia de un motor se expresa usualmente en un porcentaje de la relación de la potencia mecánica disponible y la potencia de eléctrica.

- **Temperaturas, presiones de evaporización y condensación**

En los intercambiadores de calor se producen fenómenos físicos en los cuales existen transferencia de calor por conducción y convección, se considera un (salto térmico, diferencia de temperatura entre el fluido exterior e interior) de 15 [°C] [14]. En este proyecto, las caídas de presión y fricción del refrigerante en las tuberías y los intercambiadores de calor se consideran despreciables ya que la caída de presión es un fenómeno que tiene un bajo impacto en el coeficiente de funcionamiento.

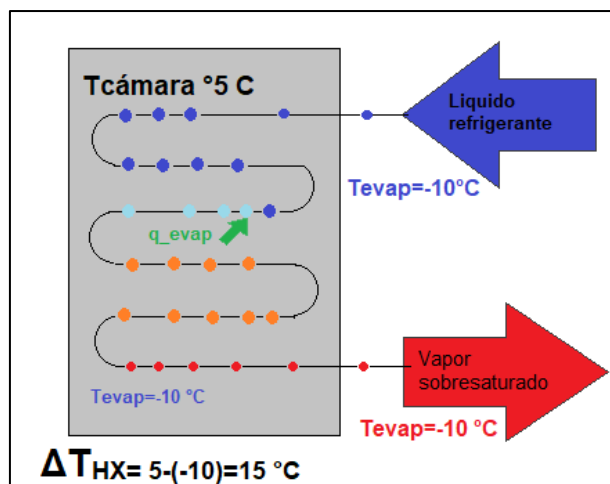


Figura 3.10. Salto térmico dentro de la cámara.
Fuente: Propia.

En la Figura 3.10 se muestra el salto térmico que se da en la tubería del evaporador entre el refrigerante que va por dentro de la tubería y cambia de líquido a gas y el agua que se enfría.

La temperatura en el evaporador se calcula con la Ecuación 2, en la cual la temperatura del evaporador es menor a la del medio refrigerado (en este caso agua) debido a que el calor va desde el interior de la cámara hacia el refrigerante quien absorbe el calor del agua que se enfría en el chiller.

$$T_{\text{evap}} = T_{\text{cámara}} - \Delta T_{\text{HX}} \quad \text{Ec. 2}$$

En la Figura 3.11 se muestra el salto térmico en el condensador que sucede un cambio de fase del refrigerante de gas a líquido, el refrigerante cede calor en el condensador hacia el aire, la transferencia de calor se da a través de la tubería de R134a, la transferencia de calor en el condensador se realiza por convección forzada.

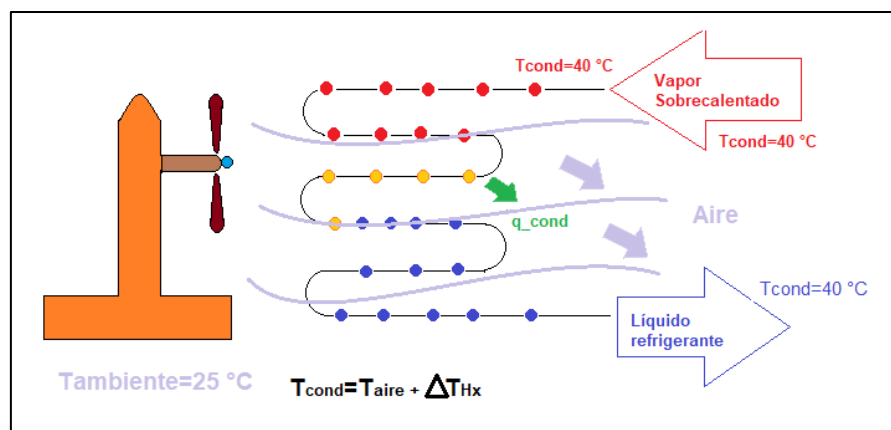


Figura 3.11. Salto térmico en el condensador.
Fuente: Propia.

La temperatura en el condensador se calcula con la Ecuación 3, la cual es mayor a la del medio ambiente debido a que el calor va desde refrigerante hacia los exteriores.

$$T_{\text{cond}} = T_{\text{ambiente}} + \Delta T_{\text{HX}} \quad \text{Ec. 3}$$

Remplazando con los datos de la sección “Datos de diseño” y el salto térmico de 15 [°C], se calculó la temperatura del evaporador y condensador:

$$T_{\text{evap}} = -10 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{\text{cond}} = 40 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Las presiones de evaporización y condensación se calcularon en base al concepto de presión de saturación, detallado con la Ecuación 4 y la Ecuación 5, respectivamente.

$$P_{\text{evap}} = P_{\text{sat}@T_{\text{evap}}} \quad \text{Ec. 4}$$

$$P_{\text{cond}} = P_{\text{sat}@T_{\text{cond}}} \quad \text{Ec. 5}$$

Con las temperaturas de evaporización y condensación se obtuvo las presiones de saturación en el evaporador y condensador con el refrigerante R-134a, estos valores se obtienen del Anexo A en el que se muestra las propiedades termodinámicas de la sustancia.

$$P_{\text{evap}} = 200.7 \text{ [kPa]}$$

$$P_{\text{cond}} = 1017 \text{ [kPa]}$$

3.4 Cálculo de carga de refrigeración

Para el cálculo de la carga térmica se tomó como referencia el capítulo 12 del libro de ASHRAE Refrigeration Load [1] y datos del libro Termodinámica Cengel [7]. Se consideran los siguientes conceptos para determinar la carga de refrigeración total: Transmisión de calor a través de las paredes, Carga del producto (agua), Cargas por servicio y Factor de seguridad.

- **Transmisión de calor a través de las paredes:**

La transmisión de calor a través de las paredes hace referencia al calor sensible que ingresa a través de las paredes, tapa y piso de la cámara. Para la cámara se utilizó acero negro y también se recubrió la parte interna con chova para mejorar el aislamiento térmico y proteger al acero del agua. Para el cálculo se utilizó la Ecuación 6.

$$q_1 = U * A * \Delta T \quad \text{Ec. 6}$$

En donde:

q_1 = Ganancia de calor, [W].

U = Coeficiente global de transferencia de calor, [W / (m²· K)].

A = Área exterior de la sección, [m²].

ΔT =Diferencia entre la temperatura del aire exterior y la temperatura del agua del espacio refrigerado, [°C].

El diseño de las paredes, techo y piso están completamente hechas de acero negro de 3 [mm] de espesor) y recubierto internamente de chovaplast de 2 [mm] de caucho y una fina lámina de aluminio de 1 [mm] de espesor.

Los métodos de transferencia de calor mostrados anteriormente ayudan a explicar los fenómenos que pasan en cada superficie dentro y afuera de la cámara. Como se muestra en la Figura 3.12 cada una de las superficies de la cámara se representa como resistencias las cuales se calculan con las Ecuaciones 7, 8, 9, 10, 11.

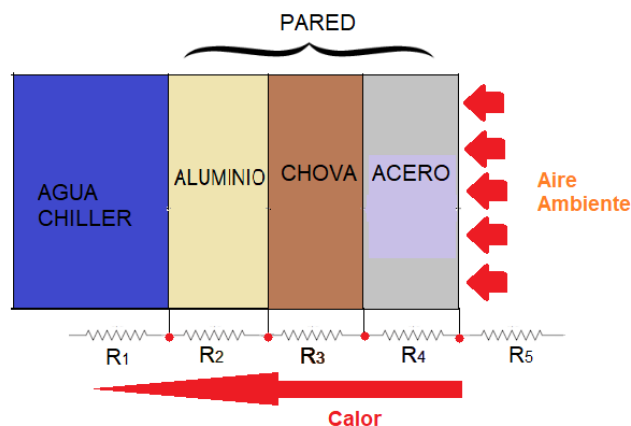


Figura 3.12. Representación de la estructura de las paredes de la cámara.
Fuente: Propia.

$$R_1 = \frac{1}{h_i} \quad \text{Ec. 7}$$

$$R_2 = \frac{x_1}{k_1} \quad \text{Ec. 8}$$

$$R_3 = \frac{x_2}{k_2} \quad \text{Ec. 9}$$

$$R_4 = \frac{x_3}{k_3} \quad \text{Ec. 10}$$

$$R_5 = \frac{1}{h_o} \quad \text{Ec. 11}$$

Las resistencias R_1 y R_5 representa la transferencia de calor por convección natural y las resistencias R_2 , R_3 , R_4 representan la transferencia de calor por conducción en cada material de la pared de la cámara.

El coeficiente de transferencia de calor de las paredes, techo, piso y puerta (U) es igual al inverso de la suma de las resistencias que se lo calcula mediante la Ecuación 12.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{h_o}} \quad \text{Ec. 12}$$

En donde:

U = Coeficiente global de transferencia de calor, $[W/m^2 \cdot K]$.

x_1 = Espesor de pared de aluminio, $[m]$.

k_1 = Conductividad térmica del material de aluminio, $[W / (m \cdot K)]$.

x_2 = Espesor de pared de chova, $[m]$.

k_2 = Conductividad térmica del material de chova, $[W / (m \cdot K)]$

x_3 = Espesor de pared de acero, $[m]$.

k_3 = Conductividad térmica del material de acero, $[W / (m \cdot K)]$.

h_i = Conductancia de la superficie interior, $[W / (m^2 \cdot K)]$.

h_o = Conductancia de la superficie exterior, $[W / (m^2 \cdot K)]$.

El equipo se encuentra al interior de un inmueble por lo que no estará expuesta a corrientes de aire. Un valor de 1.6 para los coeficientes de convección (h_i) se usa con frecuencia para aire quieto, en este caso el agua dentro de la cámara el valor de (h_o) cambia a 10. Se reemplaza en la Ecuación 12 donde se calcula el coeficiente de transferencia:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1.6 \frac{W}{m^2 * K}} + \frac{0.003m}{50 \frac{W}{m * K}} + \frac{0.002m}{0.16 \frac{W}{m * K}} + \frac{0.001m}{160 \frac{W}{m * K}} + \frac{1}{10 \frac{W}{m^2 * K}}} = 1.356 \text{ [W/(m}^2 * \text{K)]}$$

La temperatura exterior del aire es de 25 [°C] y la del agua de 5 [°C] como se explicó en la sección de Datos de diseño.

El área de la cámara a enfriar se calculó con la Ecuación 13, el área se determina por las dimensiones de largo, ancho y profundidad.

$$A = 2(a * p) + 2(l * a) * 2(l * p) \quad \text{Ec. 13}$$

En donde:

A= Área total de la cámara, [m²].

a= Ancho de la pared, [m].

l= Largo de la pared, [m].

p= Profundidad de la pared, [m].

El área total calculada en función de la Ecuación 13 del producto es 0.618 [m²]. Se determinó el tamaño de la cámara de acuerdo con el volumen del evaporador adquirido, el tamaño de la cámara es mayor al tamaño del evaporador para tener un espacio para colocar otros elementos como: bases de apoyo para el evaporador, la válvula de expansión termostática, tubería de cobre. Los datos obtenidos anteriores se reemplazan en la Ecuación 6 para calcular la transferencia de calor por paredes.

$$q_1 = 1.356 \frac{W}{m^2 * K} * 0.618 \text{ m}^2 * (25 - 5)^\circ\text{C}$$

$$q_1 = 16.758 \text{ [W]}$$

- **Carga del producto (agua)**

Se usa la Ecuación 14 para el cálculo de la carga del producto a enfriar desde la temperatura inicial hasta los 5 [°C], se considera únicamente el calor sensible como líquido ya que no se llega hasta la temperatura de congelación:

$$Q_2 = m * c_1 * (T_1 - T_2) \quad \text{Ec. 14}$$

En donde:

Q_2 = Calor eliminado, [kJ].

m = Masa del producto (agua), [kg].

c_1 = Calor específico del producto, [kJ/ (kg · K)].

T_1 = Temperatura inicial del producto por encima de la congelación, [°C].

T_2 = Temperatura más baja del producto, [°C].

La capacidad de refrigeración como tasa de calor se determina como la relación del calor sensible respecto al tiempo en el que se produce el enfriamiento. Se usa la Ecuación 15 para determinar:

$$q_2 = \frac{Q_2}{3600n} \quad \text{Ec. 15}$$

La cantidad de líquido a enfriar es 13 litros, se calculó el volumen del agua entre la diferencia de volumen de la cámara y el volumen del evaporador que se muestra en la Ecuación 16.

$$V_{\text{agua}} = V_{\text{Cámara}} - V_{\text{evap}} \quad \text{Ec. 16}$$

En donde:

V_{agua} = Volumen de agua a enfriar, [lt].

$V_{\text{cámara}}$ = Volumen de la cámara, [lt].

V_{evap} = Volumen del evaporador, [lt].

El volumen del evaporador es 5 litros y el volumen de la cámara a enfriar es 18 litros [lt], reemplazando los datos en la Ecuación 16 se obtiene:

$$V_{\text{agua}} = 13 \text{ [lt]}$$

A partir del volumen del líquido, se calcula la masa de agua con la Ecuación 17 utilizando el concepto de densidad:

$$\rho = \frac{m}{v} \quad \text{Ec. 17}$$

En donde:

ρ = Densidad del agua, [kg/lt].

m= Masa del agua, [kg].

v= Volumen del agua, [lt].

La densidad del agua a una temperatura de 25 [°C] tiene un valor de 1.24 [kg/lt] y el volumen del agua calculado con la Ecuación 16 se despeja la masa del agua de la Ecuación 17 como resultado:

$$m = 1.24 \frac{kg}{lt} * 13lt = 16.2175 [kg]$$

El calor específico del agua es de 4,18 [kJ/(kg*°C)] en términos de energía, este valor es obtenido del libro de ASHRAE [1]. La temperatura inicial del agua es de aproximadamente a la temperatura ambiente 25 [°C], la temperatura de enfriamiento es de 5 [°C]. Con los datos obtenidos se calcula el calor eliminado con la Ecuación 14 como resultado:

$$Q_2 = 16.2175 kg * 4.18 \frac{kJ}{kg * ^\circ C} * (25 - 5)^\circ C = 1355.78 [kJ]$$

El tiempo a enfriar el líquido es aproximadamente 30 min, considerando que se debe obtener la temperatura deseada durante una práctica de laboratorio, por lo que la capacidad de refrigeración relaciona el calor eliminado con el tiempo como se muestra en la Ecuación 15. Con los datos obtenidos se calcula la capacidad de refrigeración como resultado:

$$q_2 = \frac{(1355.78)kJ}{3600 * 0.5 h} = 753 [W]$$

El diseño del sistema se lo realiza para condiciones críticas, en este caso es más complicado enfriar agua que aire debido a que el calor específico del agua es 4.18 [kJ/ (kg*°C)] y el calor específico del aire es 1.005 [kJ/ (kg*°C)]. Si se desea enfriar aire se debe remover aproximadamente la cuarta parte de energía respecto a la energía removida del agua. Por lo tanto, el equipo funcionaría sin problema con aire y se encendería menos tiempo.

- **Carga de servicio**

El enfoque consiste en calcular cada parte en su valor máximo esperado. El resultado combinado puede exagerar la carga total por paredes desde 20% al 50%.

La carga calculada se incrementa en un factor del 40% de la carga de paredes, debido a que no todas las cargas ocurren en el mismo momento del día y sus valores máximos no logran alcanzarlos. Se usa la Ecuación 18 para la diversidad de carga.

$$q_3 = 40\% * q_1 \quad \text{Ec. 18}$$

Reemplazando los datos obtenidos en la Ecuación 18 se obtiene:

$$q_3 = 40\% * 16.758 \text{ W} = 6.70 \text{ [W]}$$

- **Factor de seguridad**

La carga calculada se incrementa en un factor del 10% para permitir posibles discrepancias entre los criterios de diseño y operación real. Se calcula según la Ecuación 19.

$$fs = 10\% * (q_1 + q_2 + q_3) \quad \text{Ec. 19}$$

Reemplazando los valores obtenidos en la Ecuación 19 se obtiene el factor de seguridad.

$$fs = 10\% * (16.759 \text{ W} + 753 \text{ W} + 6.70 \text{ W}) = 77.64 \text{ [W]}$$

- **Carga total**

La carga total de refrigeración es la suma de todas las cargas y el factor de seguridad. Se aplica la Ecuación 20 con los datos que son previamente obtenidos.

$$q_{\text{Total}} = fs + q_1 + q_2 + q_3 \quad \text{Ec. 20}$$

Reemplazando los valores obtenidos en la Ecuación 20 se obtiene el valor total.

$$q_{\text{Total}} = 16.759 \text{ W} + 753 \text{ W} + 6.70 \text{ W} + 78.38 \text{ W} = 854.09 \text{ [W]} \approx 0.854 \text{ [kW]}$$

3.5 Refrigerante

Se toma la referencia de información técnica DUPONT HFC-134a [15]. El refrigerante absorbe el calor de un área específica para después rechazarlo en otro por evaporación y condensación, el sistema de refrigeración depende de las propiedades del refrigerante seleccionado por lo cual se utilizó el refrigerante R134a que corresponde al grupo de hidrofluorocarbono (HFC). En relación con otros refrigerantes que existen, este refrigerante es comercial y económico por lo cual será útil para el presente proyecto. Se encuentra en la categoría A1 según *ASHRAE*

Standard 34 [1] por sus características: Ecológico, no es tóxico ni corrosivo, no destruye la capa de ozono.

Las partes móviles del compresor adquirido se lubrican con aceite poliolester (POE) y el refrigerante R134a tiene una óptima miscibilidad y solubilidad con este aceite para tener un buen funcionamiento del compresor y mejore su vida útil.

3.6 Ciclo de refrigeración

Para el desarrollo y cálculo de los principales parámetros del ciclo se realizó un análisis termodinámico. Para el estudio se parte del ciclo ideal de refrigeración considerando los aspectos reales más influyentes que son la eficiencia isentrópica (η_{sc}) y el sobrecalentamiento en la tubería de succión [16]. Se ha utilizado las propiedades termodinámicas del R134a, en el Anexo A se muestran las tablas termodinámicas de la sustancia.

En la Figura 3.13 se muestra la gráfica de presión vs entalpia (P-h) del refrigerante R134a y su ciclo real de refrigeración.

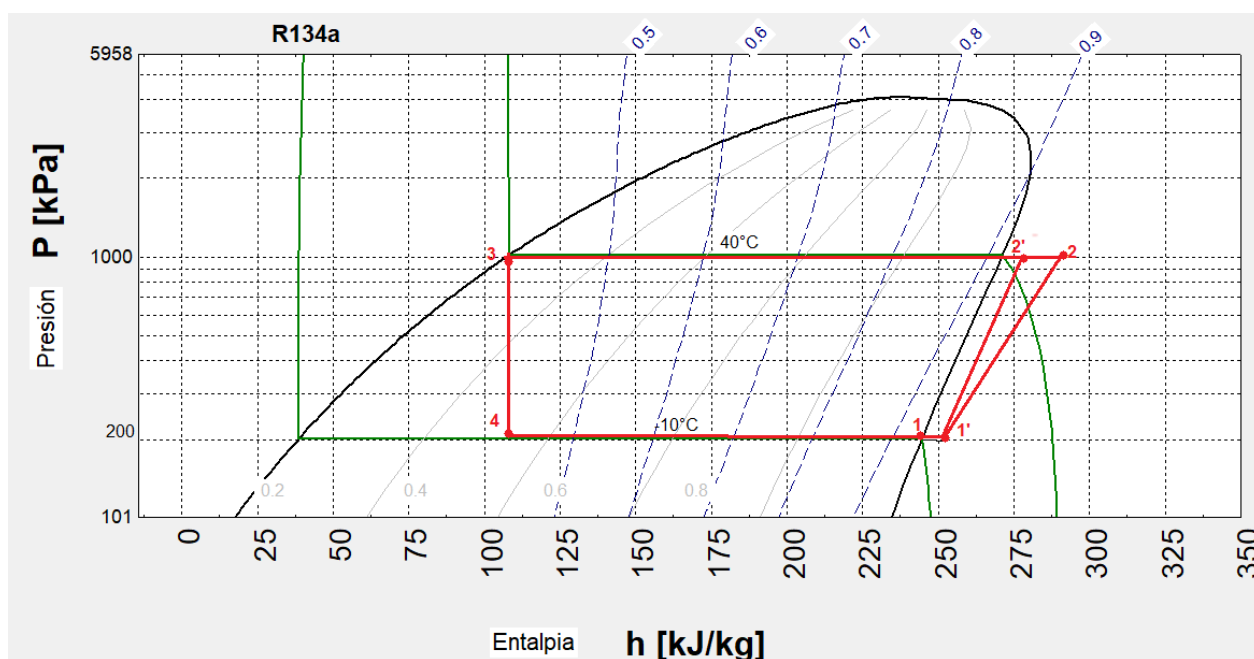


Figura 3.13. Diagrama P-h con el ciclo de refrigeración y aspectos reales.
Fuente: Propia.

Los datos previamente obtenidos en la sección 3.4 y los datos calculados: Temperaturas, presiones de evaporización y condensación, son el punto de partida para el análisis y cálculos del ciclo de refrigeración.

La temperatura del evaporador es igual a -10 [°C] y del condensador igual a 40 [°C], por lo cual se procede a obtener los valores de presión en el evaporador y condensador.

En la Tabla 3.1 se presentan los valores de temperatura, entalpías específicas, entropías específicas, calidad de vapor y presiones en cada punto del ciclo. Para lo cual se ha considerado lo siguiente:

- Estado 1: Vapor saturado, la entalpía específica en el punto 1 se calcula a la presión de evaporación que es 200.7 [kPa] y la calidad del vapor de 1 (100% vapor).
- Estado 1': Vapor sobrecalentado, la entalpía específica en el punto 1' se calcula a la presión de evaporación de 200.7 [kPa] y un aumento de temperatura de 20 [°C] a partir de la temperatura de evaporación en la entrada del compresor.
- Estado 2': Vapor sobrecalentado, la entalpía específica 2' se calcula a la presión de condensación de 1017 [kPa] y la entropía específica constante. (es decir considerando un proceso isentrópico entre 1' y 2').
- Estado 2: Vapor sobrecalentado, la entalpía específica en el punto 2 (valor real) se calcula con la Ecuación 21 donde la eficiencia isentrópica se considera el valor a 0.5 por ser un compresor hermético y la entalpía específica ya calculada en el punto 2'.

$$\eta_{sc} = \frac{h_2' - h_1'}{h_2 - h_1'} \quad \text{Ec. 21}$$

Reemplazando los datos obtenidos en la Ecuación 21 se obtiene:

$$0.5 = \frac{278.3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 261.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{h_2 - 261.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$h_2 = 295.1 \text{ [kJ/kg]}$$

- Estado 3: Líquido saturado, la entalpía específica en el punto 3 se calcula a la presión de condensación de 1017 [kPa] y la calidad del vapor 0 . (100 % líquido).

- Estado 4: Mezcla, la entalpía específica en el punto 4 es la misma que la entalpía específica en el punto 3 debido a que es un proceso isoentálpico y no se genera ningún trabajo. La calidad de vapor en este punto se calcula con la Ecuación 22.

$$x = \frac{h_4 - h_f}{h_g - h_f} \quad \text{Ec. 22}$$

En donde:

x = Calidad de vapor del refrigerante, [kJ/kg].

h_f = Líquido saturado en la temperatura de evaporación, [kJ/kg].

h_g = Vapor saturado a la temperatura de evaporación, [kJ/kg].

Los valores de h_f y h_g a una presión de evaporación de 200.7 [kPa] y luego se reemplaza los datos en la ecuación 22 y se obtiene:

$$x = \frac{108.3 - 38.55}{244.51 - 38.55} = 0.3386 \text{ [kJ/kg]}$$

En función del procedimiento explicado anteriormente, las presiones de evaporización y condensación se encuentran en el sistema internacional (SI) tal como se observan las propiedades termodinámicas de la sustancia que se encuentra en el Anexo A y los equipos de medida en los sistemas de refrigeración utilizan el sistema de medición inglés [psi], por lo cual se colocan ambos sistemas de unidades con su respectiva equivalencia

En la Tabla 3.1 se muestra las propiedades termodinámicas de cada uno de los puntos del ciclo de refrigeración. Las presiones de evaporización y condensación se encuentran en el sistema internacional (SI) tal como se observan las propiedades termodinámicas de la sustancia que se encuentran en el Anexo A y los equipos de medida en los sistemas de refrigeración utilizan el sistema de medición inglés [psi], por lo cual se colocan ambos sistemas de unidades con su respectiva equivalencia.

Tabla 3.1. Datos termodinámicos en cada punto del ciclo.

	Temperatura [°C]	Presión [kPa]	Presión [psi]	Entalpía Específica [kJ/kg]	Entropía Específica [kJ/kgK]	Calidad del vapor [x]
1	-10	200.7	29.10	244.5	0.9377	1
1'	10	200.7	29.10	261.6	-	-
2	61.9	1017	147.50	295.1	-	-
2'	46.29	1017	147.50	278.3	0.9377	-
3	40	1017	147.50	108.3	-	0
4	-10	200.7	29.10	108.3	-	0.3386

Fuente: Propia.

A partir de las entalpías específicas en cada estado termodinámico del ciclo, se procede a calcular las energías por unidad de masa en los diferentes componentes:

- Calor absorbido por unidad de masa en el evaporador que se calcula con la Ecuación 23.

$$q_{\text{evap}} = h_1' - h_4 \quad \text{Ec. 23}$$

Reemplazando los datos obtenidos en la Ecuación 23 se obtiene:

$$q_{\text{evap}} = 261.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 108.3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 153.3 \text{ [kJ/kg]}$$

- Calor rechazado por unidad de masa en el condensador que se calcula con la Ecuación 24.

$$q_{\text{cond}} = h_2 - h_3 \quad \text{Ec. 24}$$

Reemplazando los datos obtenidos en la Ecuación 24 se obtiene:

$$q_{\text{cond}} = 295.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 108.3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 186.8 \text{ [kJ/kg]}$$

- Trabajo del compresor real por unidad de masa que se calcula con la Ecuación 25.

$$w_{\text{comp}} = h_2 - h_1'$$

Ec. 25

Reemplazando los datos obtenidos en la Ecuación 25 se obtiene:

$$w_{\text{comp}} = 295.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 261.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 33.5 \text{ [kJ/kg]}$$

- El coeficiente de funcionamiento COP del ciclo de refrigeración se calcula con la Ecuación 1. Reemplazando los datos obtenidos en la Ecuación 1 se obtiene:

$$\text{COP} = \frac{153.3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{33.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 4.573$$

3.7 Relación entre carga de refrigeración con el ciclo termodinámico

En la Figura 3.14 se muestra el procedimiento con el que se relaciona la carga de refrigeración que se obtuvo analizando cargas térmicas y el ciclo termodinámico en donde se determinó el calor por unidad de masa removido en el evaporador y el coeficiente de funcionamiento. La relación de los conceptos mencionados sirve para determinar el flujo másico de refrigerante y la entrada de potencia en el compresor.

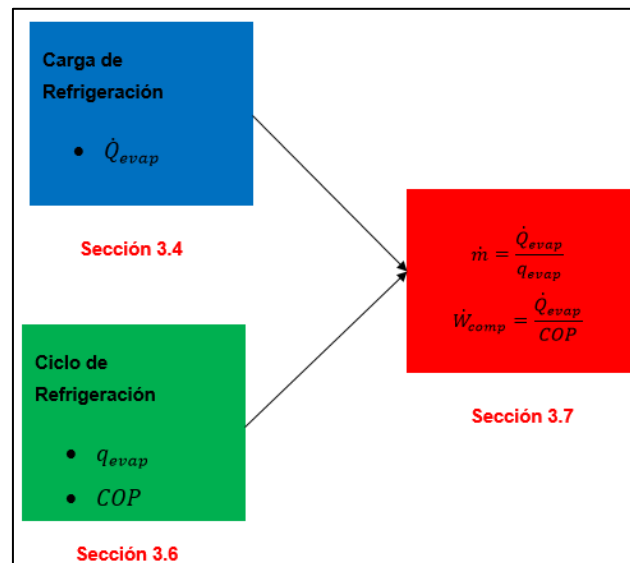


Figura 3.14. Proceso de selección para la capacidad de un compresor.
Fuente: Propia.

La carga total de refrigeración se calcula con el producto del flujo másico por el calor del evaporador por unidad de masa como se muestra en la Ecuación 26.

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m} * q_{\text{evap}} \quad \text{Ec. 26}$$

La carga total de refrigeración (\dot{Q}_{evap}) calculada en la sección 3.4 se obtuvo un valor de 0.854 [kW] y el calor por unidad de masa removido en el evaporador calculada en la sección 3.6 se obtuvo un valor de 153.3 [kJ/kg] .Reemplazando estos valores se despeja en la Ecuación 26 para obtener el valor de flujo másico.

$$\dot{m} = \frac{0.854 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{153.3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0.005571 \text{ [kg/s]} \quad \text{Ec. 26}$$

La potencia de entrada al compresor se calcula con el coeficiente de funcionamiento COP por la carga total y el flujo másico como se muestra en la Ecuación 27.

$$\dot{W}_{\text{comp}} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\text{COP}} \quad \text{Ec. 27}$$

Reemplazando los datos obtenidos en la Ecuación 27 se obtiene:

$$\dot{W}_{\text{comp}} = \frac{0.854 \text{ kW}}{4.573} = 0.1867 \text{ [kW]}$$

La eficiencia mecánica del motor del compresor se puede definir como el cociente entre la entrada de potencia del motor y la energía suministrada al motor, se calcula con la Ecuación 28 donde la eficiencia mecánica es 0,9 de acuerdo con las especificaciones del motor en la sección 3.3.

$$\eta_{\text{mec}} = \frac{\dot{W}_{\text{comp}}}{\dot{W}_{\text{motor}}} \quad \text{Ec. 28}$$

Reemplazando valores y despejando (\dot{W}_{motor}) de la Ecuación 28 se obtiene:

$$\dot{W}_{\text{motor}} = \frac{0.1867 \text{ kW}}{0.9} = 0.2075 \text{ [kW]}$$

La conversión de potencia de [kW] a [HP] se usa la Ecuación 29 en relación con los compresores que habitualmente se encuentra su capacidad en [HP].

$$\dot{W}_{\text{motorHP}} = \dot{W}_{\text{motor}} * 1.341 \frac{\text{HP}}{\text{kW}}$$

Reemplazando los datos obtenidos en la Ecuación 29 se obtiene:

$$\dot{W}_{\text{motorHP}} = 0.2094 \text{ kW} * 1.341 \frac{\text{HP}}{\text{kW}} = 0.2783 \text{ [HP]}$$

3.8 Selección de equipos del sistema de refrigeración

- Selección del compresor

Con los datos obtenidos en la sección 3.7 y los pasos mostrados en la Figura 3.14 el compresor necesario es 0.2783 [HP], los compresores herméticos tienen varias capacidades de potencia y la capacidad del compresor calculado se encuentra entre 1/4 y 1/3 de [HP]. Para una mejor eficiencia del equipo se seleccionó un compresor de 1/3 de [HP]. En la Figura 3.15 se muestra el compresor adquirido y en la Tabla 3.2 se muestra sus principales características. La información se obtuvo de la compañía SIKELAN [17].



Figura 3.15. Compresor Sikelan de 1/3 [HP].
Fuente: Propia.

Tabla 3.2. Características del compresor.

	Características
Marca	Sikelan
Modelo	ADW91T6
Voltaje de alimentación	110-120 (V)
Frecuencia	60 (Hz)
Corriente de arranque	12.5 (A)
Refrigerante	R134a

Fuente: [17].

- **Evaporador**

En base a la carga del producto que se enfría y la dimensión de la cámara se selecciona un evaporador de 1/3 con tubos y aletas de aluminio, la relación de 1/3 corresponde directamente a la capacidad del compresor. Debido a que el líquido está en contacto directo con el evaporador no se produce ningún congelamiento ni escarcha. El evaporador es fabricado de aluminio para que sea resistente a la corrosión y desgaste en contacto con el líquido. En la Figura 3.16 muestra el evaporador y su ubicación dentro de la cámara.



Figura 3.16. Evaporador de tubos con aletas y contenedor del equipo.

Fuente: Propia.

- **Condensador**

Este intercambiador expulsa el calor hacia el exterior (ambiente) utilizando un ventilador para que se produzca convección forzada que mejora la transferencia de calor. En el sistema de refrigeración se usa un condensador nuevo que ha sido seleccionado en conjunto con el compresor para que abastezca su capacidad, es decir se adquirió una unidad condensadora. El condensador cuenta con aletas, las cuales aumentan el área de transferencia de calor. En la Figura 3.17 se muestra el condensador y su ubicación.



Figura 3.17. Unidad condensadora y el ventilador en la parte inferior de la cámara.
Fuente: Propia

- **Dispositivo de expansión**

Se utilizó una válvula de expansión termostática como dispositivo de expansión, se dimensionó el orificio de expansión (00) en relación con el tipo de refrigerante que se usó y la capacidad térmica determinada. En la Tabla 3.3 se indica la dimensión del orificio con base en su capacidad térmica en [kW]. Para el presente proyecto, la dimensión del orificio es (00) con los datos obtenidos en la sección 3.4. Las válvulas de expansión y sus dimensiones se investigó en el catálogo de Danfoss de válvulas de expansión termostática [11].

Tabla 3.3. Selección del orificio de la válvula de expansión.

N° Orificio	Capacidad nominal en kW
	R134a
0x	0.40
00	0.90
01	1.8
02	2.6
03	4.6
04	6.7
05	8.6
06	10.5

Fuente:[11].

El bulbo sensor es el elemento que capta la temperatura sobre la tubería de aspiración a la salida de evaporador, este manda una señal a la válvula regulando la cantidad de refrigerante que se debe enviar para regular la cantidad de refrigerante que entra al evaporador.

En la Figura 3.18 se muestra la válvula de expansión termostática en la cámara conectada a la entrada del evaporador y el bulbo sensor junto a la tubería de cobre a la salida del evaporador.



Figura 3.18. Válvula de expansión termostática y bulbo sensor.
Fuente: Propia.

- **Filtro hércules**

El filtro hércules es un elemento que evita que los sedimentos circulen por el sistema de refrigeración y deshidrata posibles moléculas de agua que pueden generarse en el circuito de enfriamiento. Se ubica a la salida del condensador y a la entrada de la válvula de expansión termostática. En la Figura 3.19 se muestra el filtro hércules.



Figura 3.19. Filtro Hércules.
Fuente: Propia.

- **Instrumentos de medición y control**

Los instrumentos de medición permiten el control, supervisión y regulación de variables de un proceso como presión y temperatura dentro de un lazo abierto o cerrado [18].

En el presente proyecto los instrumentos se dividen en: instrumento de control e indicador de temperatura e indicadores de presión.

- **Instrumento de control con indicador de temperatura**

El MT-512E 2HP es un controlador e indicador digital de temperatura de la marca Full Gauge, recibe información de un sensor y se encarga de abrir o cerrar los contactos de un relé para accionar el encendido del compresor según la temperatura del interior de la cámara. En la Figura 3.20 se muestra el esquema de conexión del controlador, el manual detallado del controlador se encuentra en el anexo B.

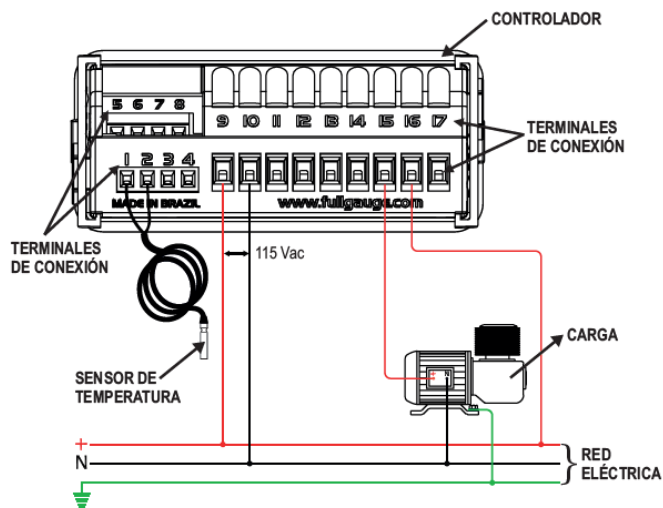


Figura 3.20. Diagrama de conexión del Controlador MT-512E 2HP y Compresor.
Fuente: [19].

Además, se instaló un interruptor automático en la alimentación eléctrica del controlador para protección de sobre corrientes y un selector de dos posiciones para el encendido y apagado del controlador como se muestra en el diagrama eléctrico del equipo en la Figura 3.21.

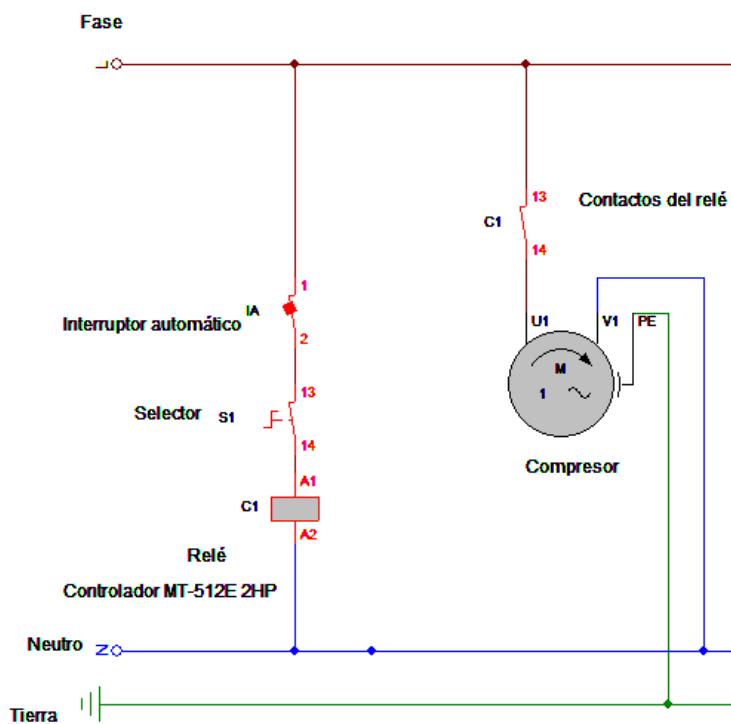


Figura 3.21 Diagrama eléctrico del Controlador MT-512E 2HP.
Fuente: Propia.

Para medir la temperatura en el ambiente refrigerado (agua) se utiliza un termistor NTC el cual envía la información al controlador. Se seleccionó este tipo de sensor ya que presenta variaciones rápidas para cambios de temperatura relativamente pequeños desde 1 [°C] [20]. A continuación, se detalla sus características principales:

- NTC (coeficiente de temperatura negativo): Menor linealidad, mayor sensibilidad, este tipo se utiliza más en medición, supervisión y control de temperatura.

En la Figura 3.22 se muestra un termistor NTC tipo sonda el cual se usa para la medición de temperatura.



Figura 3.22. Termistor NTC tipo sonda.
Fuente: [29].

- **Sistema de control ON-OFF**

El sistema de control es el conjunto de dispositivos (controlador y termistor) que actúan de forma complementaria para lograr un objetivo de control [21]. Se usa el control ON/OFF en el cual el termistor mide la temperatura dentro de la cámara y realiza internamente una comparación con la referencia y el diferencial de control (histéresis). Para el control de la temperatura se utiliza un sistema de control de lazo cerrado, el cual se muestra en la Figura 3.23 con la temperatura del interior de la cámara, se controla el encendido y apagado del compresor.

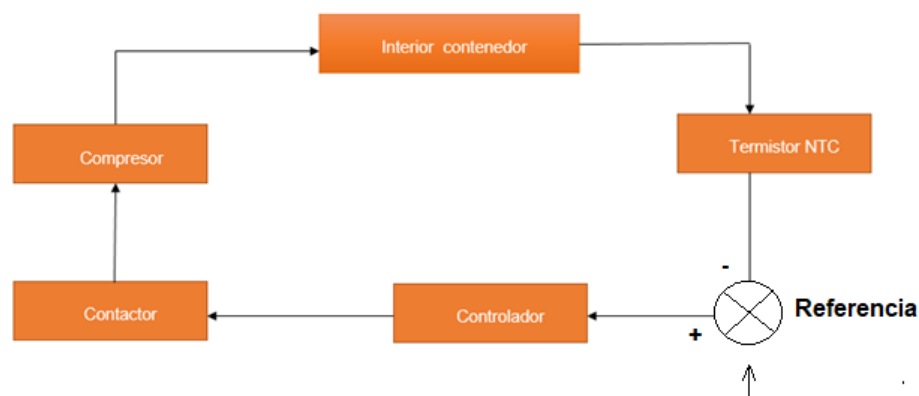


Figura 3.23. Diagrama del sistema de control.
Fuente: Propia.

La configuración de referencia se establece en 5 [°C], si la temperatura dentro de la cámara es igual o menor a 5 [°C] se envía una señal para abrir los contactos del relé del controlador para apagar el compresor. La configuración del diferencial de control (histéresis) se establece en 8 [°C] en lo cual una vez la temperatura de la cámara sea igual o mayor a 8 [°C], los contactos del relé del controlador se cierran para encender el compresor hasta que nuevamente llegue a la temperatura de 5 [°C] y se apague el compresor. En el Anexo B se observa las características técnicas del controlador y en el Anexo C se muestra el manual de uso del controlador con las principales funciones que se van a utilizar.

- **Manómetros de presión.**

Se utilizarán manómetros para medir la presión dentro del sistema como se muestra en la Figura 3.24. El manómetro rojo se usa para indicar la línea de presión alta y el manómetro azul para indicar la línea de presión baja.

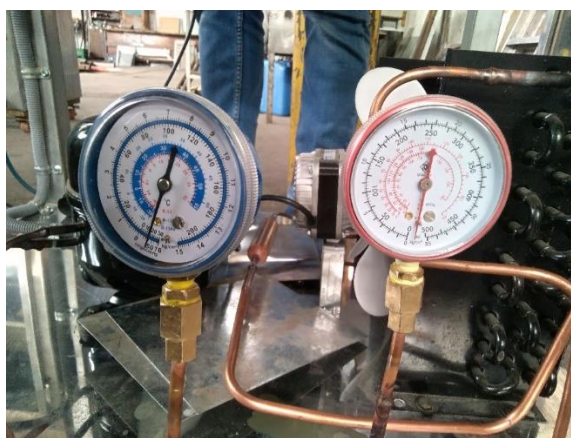


Figura 3.24. Manómetros de presión baja y alta.
Fuente: Propia.

La representación de los instrumentos de medición y control se usa el diagrama de proceso e instrumentación “P&ID” del sistema que se muestra en el Anexo D.

3.9 Construcción de la cámara

La construcción de la cámara se realizó con base a los planos mostrados en el Anexo E. En la Figura 3.25 se muestra la cámara externa. Los materiales utilizados para la fabricación de la cámara fueron: planchas de acero negro para las paredes, base y tapa, chovaplast como el segundo aislante térmico y aluminio como el recubrimiento exterior para tener un buen terminado.

La fabricación de la cámara se realizó mediante el proceso de soldadura Oxiacetilénica (OAW) utilizando varillas de acero al carbón como material de aporte que se funden con la llama y se depositan sobre los bordes de la plancha a soldar.



Figura 3.25. Estructura externa de la cámara.
Fuente: Propia.

En la Figura 3.26 se muestra la cámara internamente recubierta de chovaplast en todas las superficies y las bases de soporte para el evaporador.



Figura 3.26. Estructura interna de la cámara.
Fuente: Propia.

3.10 Construcción del soporte del equipo

La construcción para el soporte del equipo se realizó con base en los planos mostrados en el Anexo E. Los materiales para la fabricación del soporte son: planchas de acero inoxidable para la base de soporte de la cámara y la base del circuito de refrigeración, tubos cuadrados de acero para la estructura del soporte. La fabricación de la estructura se realizó mediante el proceso de soldadura manual por arco eléctrico (SMAW) con electrodo revestido 308L los cuales son utilizados para soldar aceros inoxidables austeníticos. El soporte cuenta además con ruedas móviles en la base para una mayor movilidad del equipo como se muestra en la Figura 3.27.



Figura 3.27. Estructura del soporte del equipo.
Fuente: Propia.

3.11 Montaje del circuito de refrigeración

El montaje del circuito de refrigeración se lo realizó en la base inferior del soporte del equipo el en cual se acoplan: el compresor, condensador, ventilador y manómetros de presión. En la base superior se acopló el evaporador y la válvula de expansión termostática dentro de la cámara.

- **Soldadura en tuberías del circuito**

El proceso de soldadura de las tuberías de cobre se realizó con una llama dirigida por un soplete por la combustión de gases oxígeno-acetileno, el calor de la llama funde la superficie del metal base para formar una poza fundida. Además, el material de aporte es agregado para cubrir orificios [22]. En el proceso de soldadura, el material de aporte que se utilizó fue varillas de plata

al 5% debido a que este material se usa para soldar cobre y sus aleaciones. En la Figura 3.28 se muestra el equipo utilizado para realizar la soldadura oxiacetilénica y sus componentes.

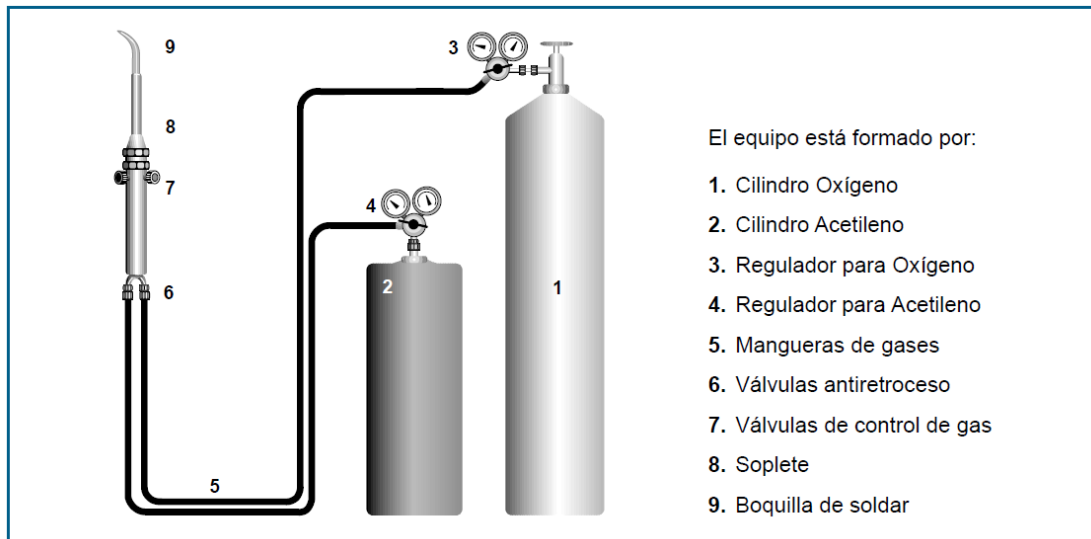


Figura 3.28. Equipo de solda y sus componentes.
Fuente: [22].

- **Detección de fugas: Presurización de Nitrógeno**

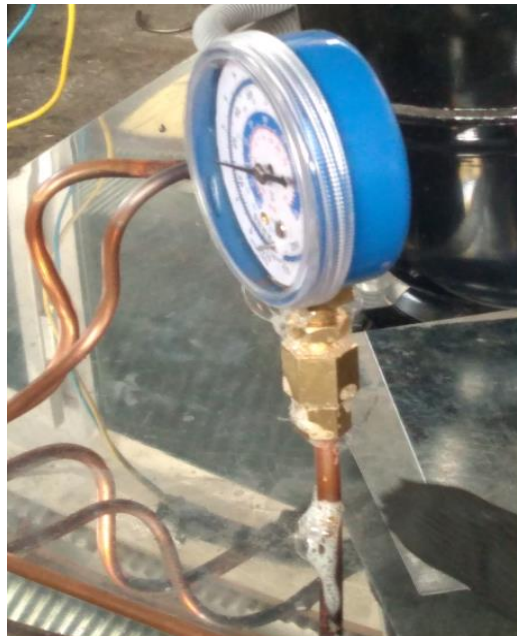


Figura 3.29. Prueba de jabón-espuma para localizar fugas de gas.
Fuente: Propia.

Se debe asegurar que no existan: fugas de gas refrigerante y residuos de óxido de cobre “escoria” que se forman en el interior del tubo y las uniones de cobre una vez soldado todo el

circuito de refrigeración. El mejor método para la prevención de escoria en el interior de la tubería de cobre es circular a baja presión gas nitrógeno seco para evitar problemas y daños en el momento de operar el sistema de refrigeración [23]. Además, como se muestra en la Figura 3.29 se utilizó la prueba de jabón-espuma para localizar fugas de gas en las soldaduras mediante la detección de burbujas.

La presurización con nitrógeno se realiza con el juego de manómetros y el compresor apagado, el sistema no tiene fugas cuando las presiones de los manómetros de presión alta y baja son iguales luego de media hora transcurrida. El tanque de nitrógeno se conecta al juego de manómetros por medio de la manguera azul y se conecta al compresor con la manguera roja, la perilla del lado del manómetro de alta regula la entrada de nitrógeno al sistema. El juego de manómetros y tanque de oxígeno se muestra en la Figura 3.30.



Figura 3.30. Prueba de fugas utilizando tanque de nitrógeno.
Fuente: Propia.

Como se muestra en la Figura 3.31 los manómetros de presión alta y baja del sistema indican la presión de constante 80 [psi], el proceso de presurización con nitrógeno del sistema tomó un tiempo de 30 minutos para demostrar que no existen fugas de gas refrigerante.

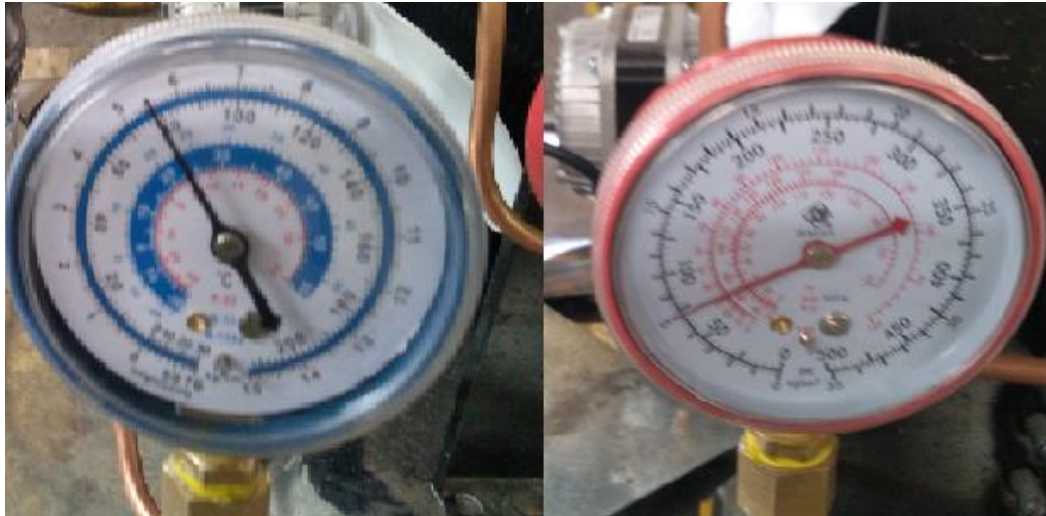


Figura 3.31. Presión de alta y baja iguales en la presurización de nitrógeno.
Fuente: Propia.

- **Extracción de humedad mediante una bomba de vacío**

El método de vacío implica reducir la presión del sistema hasta un nivel 30 [inHg] utilizando una bomba de vacío, si la presión se incrementa quieren decir que existe humedad dentro del sistema o fugas de gas refrigerante.

En el circuito de refrigeración se realizó un vacío de 40 minutos para eliminar toda humedad y extraer la mayor cantidad de aire posible. La bomba de vacío se conecta al manómetro de baja del juego de manómetros, para luego conectarlo al compresor como se muestra en la Figura 3.32.

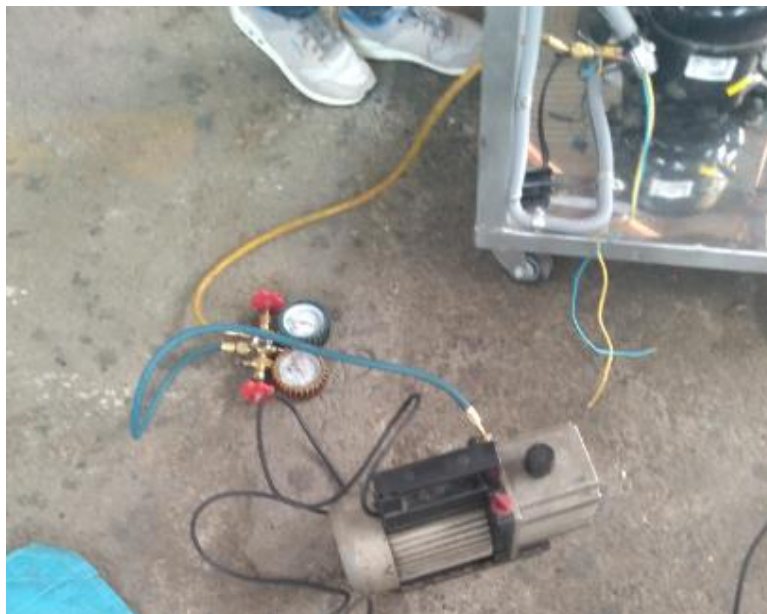


Figura 3.32. Extracción de Humedad.
Fuente: Propia.

- **Carga de gas refrigerante**

Como se indicó en la sección 3.5 se utilizó el refrigerante R134a para el equipo chiller, una vez comprobado que no existen fugas y que se ha extraído la humedad utilizando una bomba de vacío se procede a cargar el refrigerante utilizando el juego de manómetros. Como se muestra en la Figura 3.33, la carga de gas se realiza por el lado de baja presión “manómetro azul” conectando la manguera azul al refrigerante y la manguera amarilla al compresor apagado.



Figura 3.33. Carga de refrigerante R134a.

Fuente: Propia.

3.12 Pruebas de funcionamiento

Se realizó pruebas de funcionamiento del sistema para verificar las presiones de trabajo de entrada y salida del compresor, y las temperaturas dentro de la cámara cuando se encuentra vacía y cuando se encuentra llena con 13 [lt] de agua.

- **Presiones de trabajo del sistema**

Las líneas de succión y descarga experimentan variaciones de presión cuando el compresor se enciende hasta que se estabiliza. Las presiones de los manómetros conectados muestran la presión alta y baja del sistema y en base con estos datos se puede determinar la temperatura de saturación.

Los equipos de medida en los sistemas de refrigeración normalmente utilizan el sistema inglés de unidades, mientras que las propiedades termodinámicas que se encuentran en el Anexo A se

encuentran en el sistema internacional de unidades (SI), por lo cual se colocan ambos sistemas de unidades con su respectiva equivalente de [psi] en [kPa]. La presión absoluta indica la presión total a la que está sometido un cuerpo o sistema, se calcula con la Ecuación 30.

$$P_{\text{absoluta}} = P_{\text{manométrica}} + P_{\text{atmosférica}} \quad \text{Ec. 30}$$

En donde:

P_{absoluta} = Presión total del sistema, [kPa].

$P_{\text{manométrica}}$ = Presión que miden los manómetros, [kPa].

$P_{\text{atmosférica}}$ = Presión que ejerce el aire sobre la Tierra [kPa].

La presión atmosférica de Quito es 540 [mmHg] o 71.94 [kPa], reemplazando los valores de $P_{\text{manométrica}}$ y $P_{\text{atmosférica}}$ en la Ecuación 30 se calcula la presión absoluta en [kPa] para determinar las temperaturas en el evaporador y condensador como se muestra en la Tabla 3.4 y la Tabla 3.5 en base a las propiedades termodinámicas del refrigerante R134a. Es importante mencionar, que las mediciones se tienen en presión manométrica, mientras que los cálculos se realizan en presión absoluta.

Tabla 3.4. Presiones y temperaturas en el evaporador.

$P_{\text{manométrica}}$ de baja [psi]	$P_{\text{manométrica}}$ de baja [kPa]	P_{absoluta} [psi]	P_{absoluta} [kPa]	Temperatura en el evaporador [°C]
56	386.10	66.4	458.04	16
50	344.73	60.4	416.5	10
40	275.79	50.4	347.73	6
35	241.31	45.4	313.25	2
28	193.05	38.43	265	-2
18	124.11	29	196.05	-10

Fuente: Propia.

Tabla 3.5. Presiones y temperaturas en el condensador.

$P_{\text{manométrica}}$ de alta [psi]	$P_{\text{manométrica}}$ de alta [kPa]	P_{absoluta} [psi]	P_{absoluta} [kPa]	Temperatura en el condensador [°C]
56	386.10	66.4	458.04	16
65	448.16	73	520.01	17
77	530.9	88	602.84	22
100	689.5	112	761.44	30
115	792.9	125	864.84	34
135	930.8	148	1002.74	39.4

Fuente: Propia

En la Tabla 3.4 y la Tabla 3.5 se observan que las presiones de alta y baja son iguales cuando el compresor está apagado. En la evaporación, la presión baja permite que absorba calor a temperaturas bajas generando el efecto refrigerante. En cambio, en la condensación, la presión alta implica el rechazo de calor a temperaturas altas hacia el ambiente. Una vez que se encienda el sistema, la presión baja disminuye y la presión alta aumenta hasta cuando se estabilizan en 29 [psi] y 148 [psi].

- **Chiller en vacío (sin agua)**

Los datos de la temperatura del ambiente refrigerado respecto al tiempo se observan en la Figura 3.34. La cámara llega a 5 [°C] en 6 minutos, a partir de ahí permanece encendido por un tiempo promedio de 7 minutos y posteriormente permanece apagado por un tiempo similar. La carga en vacío muestra el comportamiento del sistema cuando no tiene el producto de carga (agua), por lo tanto, solo enfría el aire que se encuentra alrededor del evaporador. Las variables utilizadas para el análisis son: Temperatura, Tiempo y Presión. Además, se muestra el encendido y apagado del compresor a través del tiempo.

En la Figura 3.34 se muestra el encendido y apagado del compresor con la línea roja. El valor es “1” cuando se encuentra encendido el compresor o “0” cuando se apaga en función de la referencia o el diferencial de control (histéresis).

La “línea azul” muestra la variación de la temperatura en la cámara. Se observa que disminuye rápidamente hasta llegar al valor configurado de la referencia del controlador. Una vez que llega a la temperatura deseada el compresor se apaga y la temperatura de la cámara empieza a subir lentamente hasta el valor configurado en el diferencial de control (histéresis) y nuevamente se

enciende el compresor. Este proceso se repite debido a que cuando el compresor se apaga, el aire intercambia calor y eleva su temperatura.

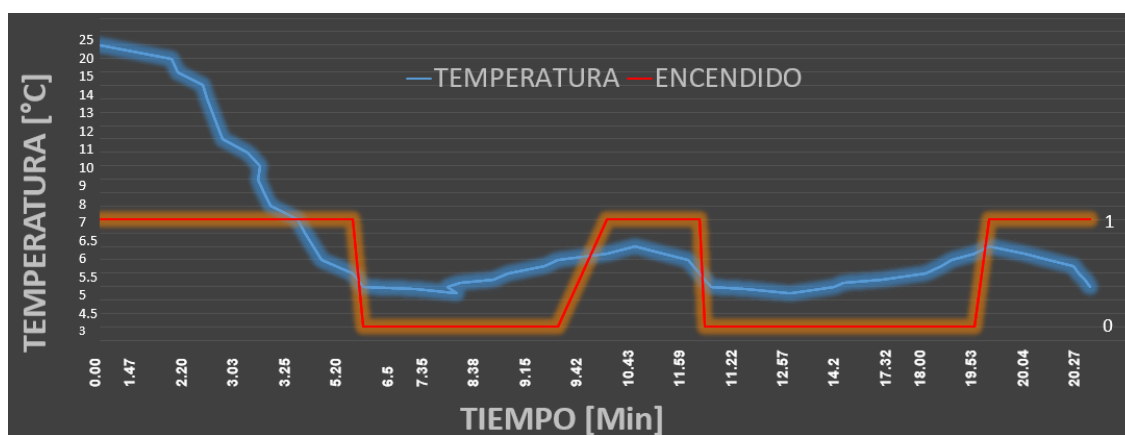


Figura 3.34. Gráfica de Temperatura vs Tiempo con carga en vacío.
Fuente: Propia.

Las presiones en el sistema cambian su valor en forma lineal como se muestra en la Figura 3.35. La presión que sale del evaporador “línea naranja” disminuye mientras la presión del condensador “línea azul” incrementa. Las presiones se mantienen constantes cuando llegan a su valor dimensionado mientras el equipo se encuentre encendido “1”. Las presiones tratan de volver a ser iguales cuando el equipo se encuentra apagado “0”.

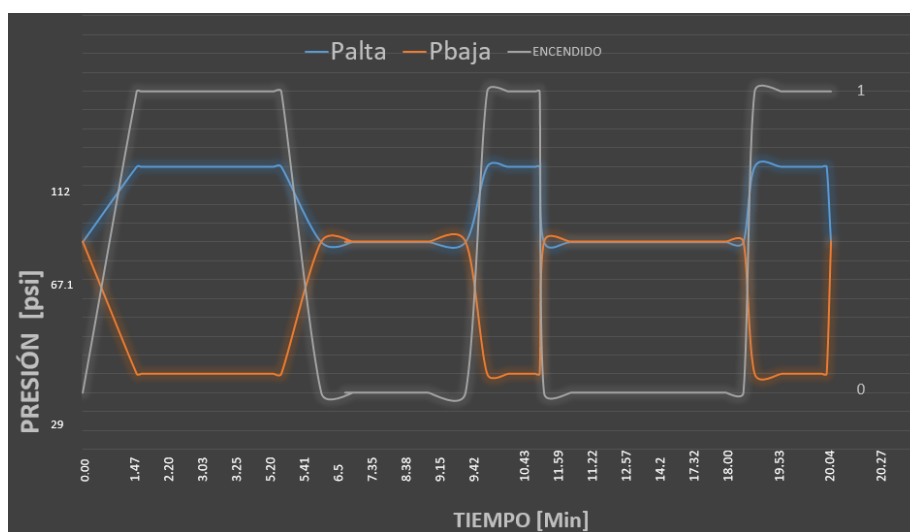


Figura 3.35. Gráfica de Presión vs Tiempo con carga en vacío.
Fuente: Propia.

- **Chiller con carga (agua)**

La carga del producto es agua y el volumen es de 13 [lt], el evaporador se encuentra totalmente sumergido para mejorar la transferencia de calor por convección y como resultado se espera que la temperatura del agua sea igual a 5 [°C] (dato de diseño, sección 3.2). En la Figura 3.36 se muestra la variación de temperatura del agua con la línea amarilla, disminuye lentamente a través del tiempo, debido a que el agua tiene una mayor carga de refrigeración que el aire. Se muestra el encendido y apagado del compresor con la línea roja. El valor es “1” cuando se encuentra encendido el compresor o “0” cuando se apaga en función de la temperatura configurada.

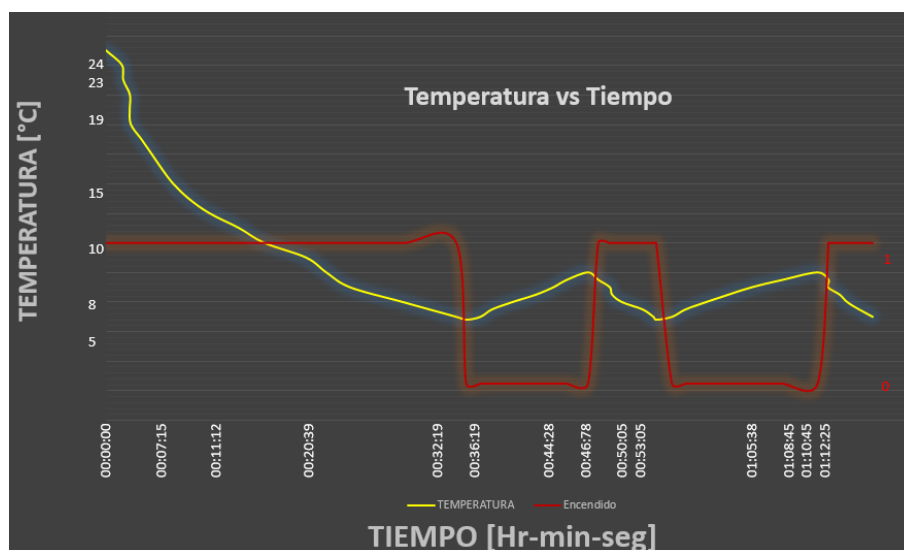


Figura 3.36. Gráfica de Temperatura vs Tiempo con carga.

Fuente: Propia.

En la Figura 3.37 se muestra las presiones alta y baja del sistema. Además, se muestra el encendido y apagado del compresor en función de la temperatura del agua.

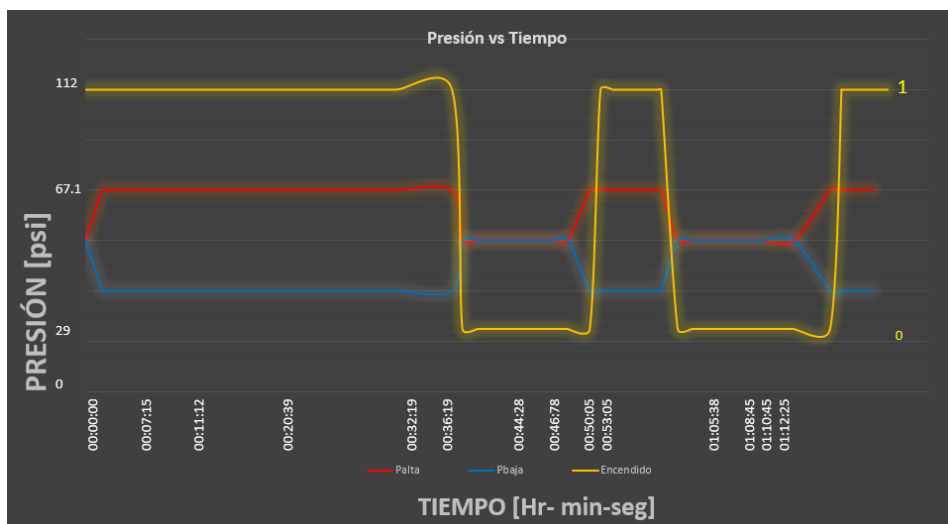


Figura 3.37. Gráfica de Presión vs Tiempo con carga dimensionada.
Fuente: Propia.

En la Figura 3.36 y Figura 3.37 se observa que el agua se enfría desde 25 [°C] hasta 5 [°C] en un tiempo de 36 minutos, esto permite comprobar el dimensionamiento que se realizó en la sección 3.4.

- **Chiller con sobrecarga**

Se aumentó el volumen dimensionado de agua a 15 [lt] para analizar el tiempo de enfriamiento y así llegar a una temperatura de 5 [°C]. En la Figura 3.38 se muestra que el tiempo para que llegue a la temperatura deseada es de 41 minutos, por lo tanto, se incrementa el tiempo en 7 minutos.

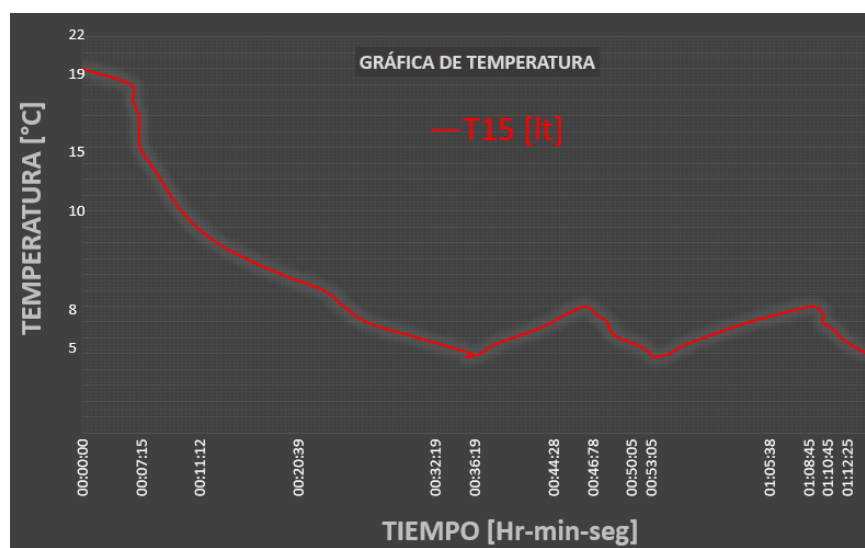


Figura 3.38. Gráfica de Temperatura vs Tiempo con carga sobredimensionada.
Fuente: Propia.

- **Comparación de las pruebas con y sin carga**

En la Figura 3.39 se muestra la comparación de la temperatura dentro de la cámara en la cual la carga con vacío “línea azul” indica que el tiempo de enfriamiento es menor debido a que solo enfría el aire alrededor del evaporador. Con la carga de diseño de 13 [lt] (línea verde) indica que el tiempo de enfriamiento es el esperado en base a los cálculos realizados, mientras que la carga de agua sobredimensionada “línea roja” indica mayor tiempo de enfriamiento.

Se observa que el tiempo desde que se enciende el equipo hasta que llega a los 5 [°C] es de 6 minutos sin carga, 36 minutos con 13 [lt] de agua y 41 minutos con 15 [lt] de agua. Adicionalmente, una vez que se estabiliza, el sistema los ciclos de encendido y apagado del equipo son de 7 minutos sin carga, 12 minutos con 13 [lt] de agua y 14 minutos con 15 [lt] de agua.

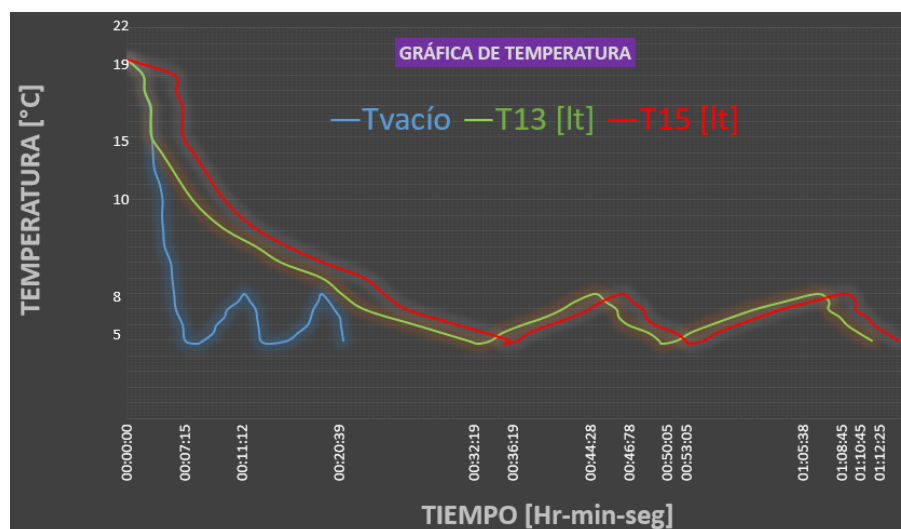


Figura 3.39. Gráfica de comparación de Temperaturas.

Fuente: Propia.

Los compresores están diseñados para funcionar con un factor de uso apropiadamente de 50%. Eventualmente cuando el equipo se enciende no tiene problema con funcionar un largo tiempo, pero una vez que se estabiliza es adecuado que tenga encendidos y apagados con una relación de tiempo alrededor de 50%. Si funciona de forma continua por un periodo demasiado largo podría quemarse.

- **Consumo de energía**

En la Figura 3.40 y Figura 3.41 se muestran el consumo de amperaje y el voltaje del motor del compresor usando un multímetro para medir la cantidad de corriente y voltaje que utiliza en funcionamiento.



Figura 3.40 Consumo de amperaje del compresor.
Fuente: Propia.



Figura 3.41 Voltaje medido en el compresor.
Fuente: Propia

Para determinar la potencia eléctrica del motor se utiliza la Ecuación 31.

$$P = V * I$$

Ec. 31

En donde:

P =Potencia eléctrica del motor [kW].

V = Voltaje de alimentación eléctrica [V].

I = Amperaje del motor [A].

Reemplazando los datos en la Ecuación 31 se obtiene:

$$P = 129.3 \text{ V} * 0.48 \text{ A} = 62.06 \text{ [W]} \approx 0.062 \text{ [kW]}$$

El consumo de energía del motor se calcula con la Ecuación 32 en donde se multiplica la potencia calculada con la Ecuación 31 y el tiempo de funcionamiento.

$$\text{Consumo de energía} = P * h \quad \text{Ec. 32}$$

El consumo de energía se mide en [kWh] en el cual, el tiempo de funcionamiento se obtuvo con las pruebas realizadas con el equipo con carga dimensionada y sobredimensionada. En la Tabla 3.6 se muestra el consumo de energía del compresor en tiempo real, se observa que el consumo en este motor es bajo por lo cual son más utilizados en sistemas de refrigeración doméstica.

Tabla 3.6. Consumo de energía del compresor

Potencia [kW]	Tiempo [h]	Consumo de energía [kWh]
0.062	0.6	0.037
0.052	0.2	0.012
0.052	0.23	0.014

Fuente: Propia.

3.13 Costos, Operación y Mantenimiento

- **Costos**

En la Tabla 3.7 se muestra los costos de materiales, fabricación de infraestructura, ensamble y pruebas de funcionamiento de todo el equipo chiller.

Tabla 3.7. Costos del equipo.

CANTIDAD	DETALLES	PRECIO UNITARIO	TOTAL
1	Evaporador	35.00	35.00
1	Condensador	25.00	25.00
1	Compresor	30.00	30.00
1	Ventilador	10.00	10.00
1	Refrigerante R134a	5.00	5.00
1	Diseño de infraestructura	70.00	70.00
1	Pruebas de funcionamiento	60.00	60.00
1	Controlador full Gauge	22.00	22.00
1	Válvula de expansión	25.00	25.00
1	Tubería de cobre	15.00	15.00
2	Manómetros	8.00	16.00
		Total (USD)	313.00

Fuente: Propia.

- **Operación**

El equipo viene con un manual de operación de manejo del controlador, mantenimiento del equipo que se muestra en el anexo F. Además, el en Anexo C se muestra el manual del controlador MT-512E 2HP de la marca Full Gauge.

- **Mantenimiento**

Se detalla en el Anexo F las actividades que se deben realizar para el mantenimiento del equipo para evitar fallas dentro del sistema, las actividades más importantes son: revisión y supervisión del chiller, limpieza de los elementos del equipo y mantenimiento preventivo eléctrico.

3.14 Guía de práctica de los estudiantes

El equipo permitirá a los estudiantes de la ESFOT entender el funcionamiento de equipos de refrigeración, el funcionamiento de los instrumentos de medida, dimensionamiento de carga de refrigeración y análisis del ciclo termodinámico. Para lo cual en el Anexo G, se plantean hojas guías de prácticas que consideran:

- Principios de funcionamiento del sistema de refrigeración.
- Carga de refrigeración y análisis del ciclo termodinámico.
- Funcionamiento del sistema de control del equipo.

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- La carga térmica de la cámara fue de 0.854 [kW], se calculó en base a: transmisión de calor a través de las paredes, carga de producto, carga de servicio y factor de seguridad. Paralelamente, se analizó el ciclo termodinámico para determinar el COP de funcionamiento en base a las temperaturas del ambiente refrigerado de 5 [°C] y ambiente condensante de 25 [°C].
- Al relacionar la carga térmica calculada con los resultados del ciclo de refrigeración, se determinó que el flujo másico de refrigerante es de 0.005571 [kg/s] y la potencia del compresor es de 0.2075 [kW], por tal motivo se consideró adecuado instalar un compresor de 1/3 [HP].
- El refrigerante que trabaja en un sistema de refrigeración debe ser soluble y miscible con el aceite con el que trabaje el compresor seleccionado para evitar daños en el motor eléctrico. En el equipo se utilizó R134a que es compatible con el aceite poliolester (POE).
- La válvula de expansión termostática tiene varias ventajas respecto al tubo capilar debido a que regula la cantidad necesaria de refrigerante, en el presente proyecto se ha utilizado una válvula de expansión termostática. La dimensión del orificio es (00) con base en la carga de refrigeración de 0.854 [kW].
- Es importante regular adecuadamente la temperatura del refrigerante en las tuberías de cobre del evaporador, debido a que si la temperatura es muy baja en el evaporador se produciría un congelamiento en las tuberías que produce que disminuya el efecto refrigerante dentro de la cámara.
- El análisis del equipo parte considerando el ciclo ideal de refrigeración y a partir del mismo se considera una eficiencia isentrópica recomendada por los fabricantes ya que existe pérdidas mecánicas en el compresor y se considera un sobrecalentamiento en la línea de succión para asegurarse que solo ingrese gas al compresor y evitar daños por el ingreso de gotas líquidas.
- La prueba de fuga es necesaria para determinar la hermeticidad en las conexiones de las tuberías en el sistema de refrigeración por lo cual, se presuriza el sistema con nitrógeno manteniendo la presión a 80 [psi] por 30 minutos para verificar que no existen

fugas de gas. Además, se utiliza agua y jabón sobre las tuberías de cobre para visualizar burbujas que se producirían si existen fugas en las tuberías.

- La humedad que existe dentro del sistema previo a la carga de refrigerante es necesario eliminarlas para asegurar la vida útil del compresor por lo cual. Se realiza la extracción de humedad con una bomba de vacío durante 40 minutos hasta reducir la presión del sistema hasta 30 [inHg].
- El sistema de control ON/OFF se realizó con un termistor NTC ya que tiene una mayor sensibilidad para el control de temperatura del agua dentro de la cámara. La temperatura de referencia es el valor deseado de temperatura del proceso que es 5 [°C] por lo cual el sistema de control realiza una comparación con la temperatura de la cámara y toma acción de corrección sin que intervenga un operador. El diferencial de control (histéresis) representa la región de banda muerta en la cual no existe activación o desactivación del controlador, por lo cual, al configurar el diferencial de control en un valor de 8 el compresor no se enciende hasta que la temperatura de la cámara sea mayor o igual a 8 [°C].
- El controlador de temperatura MT-512E tiene un relé que acciona cargas hasta 2 [HP] por lo cual el compresor de 1/3 de [HP] funciona correctamente con este controlador. Además, se coloca un interruptor automático para protección contra sobre corriente y corto circuitos

4.2 Recomendaciones

- Es importante seleccionar la capacidad adecuada de la válvula de expansión en base a la carga total de refrigeración y el tipo de refrigerante que se utilice, caso contrario la válvula no entregaría la cantidad correcta de líquido refrigerante al evaporador y como resultado no se genera un efecto refrigerante eficaz.
- Se debe colocar aislante térmico en la tubería de cobre para evitar que el líquido refrigerante absorba calor del ambiente. Se usa RUBATEX K-FLEX en la línea de succión para evitar un sobrecalentamiento excesivo.
- Se recomienda realizar una prueba de vacío de 40 minutos para eliminar todo rastro de humedad dentro del sistema.
- Antes de poner en funcionamiento el equipo, leer el manual de operación que se muestra en el anexo F. Adicionalmente, se debe realizar un mantenimiento adecuado por ejemplo: Limpieza de la cámara y de los elementos de equipo, ajuste de terminales en el circuito de control eléctrico, etc.

5. BIBLIOGRAFÍA

- [1] ASHRAE, "Refrigeration Load," in *ASHRAE Refrigeration Handbook (SI)*, 2002.
- [2] Danfoss, "Thermodynamic limitations and opportunities for reaching high energy-efficient refrigeration, heat pump and air conditioning systems," 2010.
- [3] Y. A. Cengel, *Termodinámica*, 6taEdición. 2009.
- [4] R. J. Dossat, *Principios de refrigeración*, 3raEdición. 2001.
- [5] I. Dincer, *Refrigeration Systems and Applications*. 2003.
- [6] R. J. DOSANT, *Principios de refrigeración*. MEXICO, 2008.
- [7] Y. A. Cengel, *Heat Transfer*. 2ndEdition, 1998.
- [8] Z. H. F. Puebla, "Diagramas del ciclo de refrigeración," in *Ciclo de refrigeración*, 2019.
- [9] "Skychillers," 2015. [Online]. Available: <http://www.skychillers.com/que-es-un-chiller.php>.
- [10] Danfoss, *Compresores herméticos*. 2014.
- [11] Danfoss, "Válvula de expansión termostática," p. 2, Jun-2008.
- [12] INAMHI, "Anuario metereológico," Ecuador, p. 30, 2014.
- [13] MSc. Omar Prias Caicedo, "Eficiencia energética en motores eléctricos," Colombia.
- [14] J. M. F. Lijó, *Manual de refrigeración*, 1Era Edici. 2006.
- [15] DUPONT, "DuPont R-134a refrigerante."
- [16] Y. A. Cengel, "Heat Transfer Mechanisms," in *Heat Transfer*, Second., p. 17.
- [17] Sikelan, "Sikelan congelador doméstico nevera sellado herméticamente AC motor alternativo compresor de refrigeración," 2009. .
- [18] A. Cuenca, *CAPITULO 1: Medición y control de procesos industriales*. 2017, p. 60.
- [19] F. Gauge, "Controlador e indicador digital para refrigeracion."
- [20] A. Cuenca, *CAPITULO 3: Medición y control de temperatura*. 2018, p. 34.
- [21] A. Cuenca, *CAPITULO 2: Sistemas de control abierto y cerrado*. 2017, p. 40.
- [22] Indura, *Manual de Soldadura*. .
- [23] Ing. Gerardo López Álvarez, "Uso de Nitrógeno en sistemas de refrigeración," in *HVAC&R*, 2018.

6. ANEXOS

ANEXO A: Propiedades del refrigerante R134a.

ANEXO B: Controlador MT-512E 2HP de la marca FULL GAUGE.

ANEXO C: Manual de uso del controlador MT-512E 2HP de la marca FULL GAUGE.

ANEXO D: Diagrama de instrumentación P&ID.

ANEXO E: Planos de cámara e infraestructura.

ANEXO F: Manual de operación y mantenimiento del equipo.

ANEXO G: Prácticas de laboratorio.