

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
**UNIVERSIDAD
CATÓLICA**
DEL PERÚ

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN
CON DOS TEMPERATURAS DE EVAPORACIÓN
EMPLEANDO UN SOLO COMPRESOR**

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico, que presenta el bachiller:

ISMAEL LUIS PAREDES YATACO

ASESOR:

Ing. Enrique Barrantes Peña

Lima, Octubre del 2015

RESUMEN

El presente proyecto consiste en un sistema de refrigeración que trabaja con dos temperaturas de evaporación ($T_a = 0^\circ\text{C}$, alta, y $T_b = -15^\circ\text{C}$, baja) y un solo compresor. Las capacidades frigoríficas solicitadas son de 400 W y 200 W en los ambientes de alta y baja temperatura correspondientemente. Con la configuración empleada, el sistema cuenta con un COP de 2.78.

Para obtener el diseño final, primero se realizó un estudio, en catálogos y manuales de refrigeración, de los componentes principales y los accesorios de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor para obtener un esquema del sistema con los componentes necesarios. A continuación se realizaron los cálculos energéticos en base al *Ashrae Handbook-Refrigeration*, para poder seleccionar los componentes con las capacidades adecuadas. Luego se realizó el dimensionado y cálculo de la parte estructural de acuerdo a libros de resistencia de materiales, un cálculo básico de la parte eléctrica para definir conductores, dispositivos de protección, y un sistema de arranque adecuado.

El sistema, que opera con R134A como sustancia refrigerante, tiene dentro de sus componentes principales: un compresor recíprocante de dos cilindros, un motor asíncrono trifásico de 0.75 kW, dos evaporadores con capacidades de 418 W y 578 W, dos válvulas de expansión termostáticas con capacidades de 22 kg/h u 11.74 kg/h. Como dispositivos de protección se tienen presostatos de alta y baja presión y válvulas de solenoide, mientras que para el control se seleccionaron termostatos para ambas temperaturas de trabajo. Como aislamiento se escogieron paneles de poliuretano de 100 mm de espesor, y finalmente para la estructura se optó por usar perfiles angulares y canales C de acero estructural A36, y ruedas para poder transportar el módulo entero. Las dimensiones generales de todo el sistema resultantes son de 1.7m x 1m x 1.6 m. Los materiales, el diseño y el ensamblaje en conjunto resultaron en un costo total estimado de S/.17,268.25

El trabajo realizado abarcó el diseño térmico, la selección de los componentes; el diseño mecánico de la estructura, y el diseño del sistema de mando y fuerza del sistema. Adicionalmente se realizó un listado con especificaciones técnicas y un presupuesto del costo total de fabricación del módulo. Se adjunta una guía para la experiencia de laboratorio en los anexos.



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : **DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN CON DOS TEMPERATURAS DE EVAPORACIÓN EMPLEANDO UN SOLO COMPRESOR**

ÁREA : Energía # 370

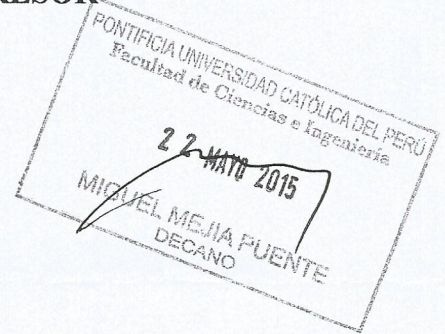
PROPUESTO POR : Ing. Enrique José Barrantes Peña

ASESOR : Ing. Enrique José Barrantes Peña

TESISTA : Ismael Luis Paredes Yataco

CÓDIGO : 20090288

FECHA : 06/05/2015



DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

En el Laboratorio de Energía de la Sección Ingeniería Mecánica (Dpto. Ingeniería PUCP) se cuenta con un equipo de refrigeración por compresión de vapor para una sola temperatura de evaporación mediante una válvula de expansión de ajuste manual, Éste permite realizar ensayos usando un calorímetro como carga térmica. Dado que este sistema limita el acercamiento del estudiante a instalaciones típicas como las que se emplean en procesos industriales (procesos de enfriamiento, procesos de congelamiento) es que se hace necesario contar con una instalación que considere más de una temperatura de evaporación en la mismo equipo, incorporando adicionalmente componentes comerciales de operación y control

Por ello el presente proyecto tiene por objetivo el Diseño de un Sistema de Refrigeración de dos temperaturas de evaporación, con los dispositivos comúnmente usados en instalaciones comerciales e industriales típicas.



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN CON DOS
TEMPERATURAS DE EVAPORACIÓN EMPLEANDO UN SOLO
COMPRESOR**

Introducción

1. Características del proyecto
2. Diseño del sistema
3. Presupuesto del proyecto

Conclusiones

Bibliografía

Anexos

Máximo: 100 páginas



Ing. Enrique Barrantes Peña
Asesor







DEDICATORIA

A mis abuelos Luis y Nelly, como un pequeño gesto de agradecimiento. Por ser padres para mí, haberme brindado y enseñado tantas cosas a lo largo de mi vida.

AGRADECIMIENTOS

A mi abuelo Luis, mi padre, quien fue uno de los que más espero ver culminado este trabajo y siempre me animó a seguir adelante. A mi abuela Nelly, quien hasta la fecha me sigue impulsando a seguir mis metas y a crecer personal y profesionalmente.

A mis asesores, el Ing. Enrique Barrantes Peña, por haberme dado todo el apoyo, los consejos, las motivaciones y las asesorías necesarias para culminar este proyecto. Pero sobre todo, por abrirme las puertas al laboratorio de energía. Al Ing. Ronald Mas por las sugerencias, cuestionamientos y por la confianza depositada en mi persona.

Al Dr. Luis Chirinos y al Dr. Quino Valverde, por sus consejos, su aprecio y buen humor.

A mi familia, mis padres, Ismael y Liliana, por haberme dado la vida, a Renato, más que mi tío, mi hermano, por haberme cambiado los pañales e inculcarme el gusto por el fútbol, a mis abuelos, Ismael y Gaby, por siempre acogirme en su hogar y recordarme que el esfuerzo trae sus frutos, a mi tía Irene, por demostrarme tantas veces su aprecio hacia mi persona.

A mis amigos del laboratorio de energía, Joel, Giuliano, David, Luchito Villarroel, Yhonattan, Broni, José Miguel, Ronald Díaz, Rodolfo quienes me brindaron su apoyo e hicieron amena mi estancia en el laboratorio con su compañerismo y buen humor.

A mis amigos y compañeros de la especialidad, Steve, Kendy, Guillermo, Carlos, Michelle por su apoyo y amistad.

Índice

INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1: CARACTERÍSTICAS DEL PROYECTO.....	3
1.1 Sistemas de Refrigeración.....	3
1.2 Componentes elementales de Sistemas de Refrigeración por Compresión de Vapor:	5
1.2.1 Compresores	5
1.2.2 Condensadores	7
1.2.3 Dispositivos de expansión	8
1.2.4 Evaporadores	10
1.2.5 Dispositivos adicionales para el control del sistema de refrigeración.....	11
1.3 Refrigerantes.....	16
1.4 Sistemas de refrigeración con dos niveles de temperatura	17
1.4.1 Sistema de refrigeración con dos evaporadores y un solo compresor	17
1.4.2 Sistema de refrigeración con dos evaporadores y dos compresores.	18
CAPÍTULO 2: DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	19
2.1 Diseño de la cámara.....	20
2.1.1 Dimensionado geométrico de las cámaras:.....	20
2.1.2 Cálculo de cargas térmicas.....	21
2.2 Selección de componentes para el sistema de refrigeración.....	30
2.2.1 Selección del compresor:.....	31
2.2.2 Selección del motor y la transmisión.....	36
2.2.3 Selección de condensador.....	41
2.2.4 Selección de evaporadores.....	42
2.2.5 Selección de válvulas de expansión:	45
2.2.7 Selección de componentes de control	49
2.3 Diseño de la estructura	52
2.3.1 Cámaras de enfriamiento.....	52
2.3.2 Estructura de soporte.....	55
2.4 Sistema Eléctrico.....	67
2.4.1 Selección de conductores	68
2.4.2 Selección de interruptores de protección.....	72
2.5 Sistema de control.....	74
2.6 Propuesta de ensayo	75
2.6.1 Parámetros a medir	75
2.6.2 Cálculos y resultados a obtener.....	76

CAPÍTULO 3: PRESUPUESTO DEL PROYECTO	79
3.1 Materiales y componentes utilizados.....	79
3.2 Mano de obra.....	86
3.3 Costo total del proyecto.....	87
CONCLUSIONES	88
BIBLIOGRAFÍA	89

LISTA DE SÍMBOLOS

β_w :	Factor que depende del material de soldadura.
γ_{Mw} :	Factor de seguridad correspondiente a la unión soldada.
ΔT_1 :	Diferencia de temperaturas entre el aire exterior y el aire al interior del espacio refrigerado.
$\Delta U\%$:	Caída de tensión porcentual.
η_{iso} :	Eficiencia para el cálculo de la potencia del motor.
θ_d :	Periodo de tiempo diario en el sistema de refrigeración.
θ_o :	Tiempo que la puerta permanece abierta.
θ_p :	Tiempo de apertura y cierre de puera, segundos por puerta.
ρ_i :	Densidad del aire de infiltración.
$\rho_{paneles}$:	Densidad de los paneles.
ρ_r :	Densidad del aire refrigerado.
ϕ :	Humedad relativa.
σ_B :	Resistencia a la tracción del material base.
σ_{eq} :	Esfuerzo equivalente.
σ_{eqT} :	Esfuerzo equivalente utilizando el Criterio de Tresca.
σ_f :	Esfuerzo de fluencia.
σ_{max} :	Esfuerzo máximo.
σ_n :	Esfuerzo normal en el plano de la garganta.
τ_a :	Esfuerzo cortante en el plano de la garganta.
τ_c :	Esfuerzo cortante.
τ_n :	Esfuerzo cortante en el eje normal al plano de la garganta.
τ_t :	Esfuerzo de torsión.
v :	Deflexión máxima.

\dot{v}_i :	Volumen específico en el estado i.
φ_b :	Factor de seguridad.
ω_d :	Carga distribuida en la zona A-E-F-J.
a :	Distancia entre ejes.
a_t :	Aceleración de transporte.
A :	Amperio.
A_1 :	Área de cada superficie exterior de la estructura.
A_c :	Área del conductor eléctrico.
A_i :	Área de la superficie i de la cámara de alta temperatura
A_p :	Área de la puerta
A_{si} :	Área de la zona i, utilizada en el cálculo de soldadura
B_i :	Área de la superficie i de la cámara de baja temperatura
C_i :	Constante i
$\cos\varphi$:	Factor de potencia
d :	Corriente de diseño
D_{dg} :	Diámetro de referencia de la polea mayor
D_{dk} :	Diámetro de referencia de la polea menor
D_f :	Factor de flujo a través de la puerta
D_t :	Factor de tiempo de apertura de la puerta
E :	Módulo de Elasticidad
E_p :	Efectividad de aislamiento de la puerta
F_e :	Factor para que haya espacio de circulación de aire
F_{mA} :	Factor de densidad para la cámara A
F_{mB} :	Factor de densidad para la cámara B
FS :	Factor de seguridad
F_{trans} :	Fuerza de transporte
g :	Aceleración de la gravedad
H :	Altura de la puerta
h_i :	Coefficiente convectivo del aire al interior de la cámara
h_i :	Entalpía del aire de infiltración
H_j :	Entalpía específica en el estado j
h_o :	Coefficiente convectivo del aire al exterior de la cámara
h_r :	Entalpía del aire refrigerado

I :	Momento de inercia
I_{adm} :	Corriente admisible por el conductor
I_{am} :	Corriente de arranque del motor
I_{evA} :	Corriente de operación del evaporador A
I_{evB} :	Corriente de operación evaporador B
I_{motor} :	Corriente de arranque del motor eléctrico
I_{ni} :	Corriente nominal del interruptor
I_{op} :	Corriente de operación
I_{res} :	Corriente de operación de las resistencias de deshielo
I_t :	Corriente total requerida
Ki :	Coeficiente de conductividad térmica del material de la pared i
Kt :	Factor de corrección de temperatura
L :	Distancia del tablero al punto de alimentación
L :	Distancia entre apoyos
L_{dth} :	Desarrollo de referencia de la correa
LS :	Estado: líquido saturado
L_{tot} :	Longitud total de apoyo para la carga
\dot{m}_a :	Flujo másico en el evaporador de alta
\dot{m}_b :	Flujo másico en el evaporador de alta
\dot{m}_j :	Flujo másico en el estado j
\dot{m}_t :	Flujo másico total
$m_{paneles}$:	Masa de los paneles
m_{total} :	Masa total del módulo
M_t :	Momento torsor
$M(x)$:	Momento flector en el punto x
n :	Esfuerzo en el plano del cateto
P :	Potencia
P_t :	Presión total
P_1 :	Número de puertas
P_p :	Carga permitida
P_w :	Presión parcial de vapor a la temperatura de mezcla
P_{ws} :	La presión de saturación de vapor a la temperatura de la mezcla
q :	Calor sensible y latente para un flujo establecido

\dot{Q}_{cond} :	Calor despejado por el condensador
Q_1 :	Carga térmica útil
Q_2 :	Ganancia de calor por transmisión
Q_3 :	Flujo de calor entre las esquinas y aristas de la pared
Q_{3Ar} :	Carga térmica de la resistencia de la cámara A
Q_{3Av} :	Carga térmica del ventilador de la cámara A
Q_{3Br} :	Carga térmica de la resistencia de la cámara B
Q_{3Bv} :	Carga térmica del ventilador de la cámara B
Q_4 :	Ganancia de calor promedio durante 24 horas u otro periodo
Q_{Aad} :	Carga térmica adicional de la cámara A
Q_{Aar} :	Flujo de calor a través de las aristas de la cámara A
Q_{AB} :	Flujo de calor de la cámara A hacia la B
Q_{Aesq} :	Flujo de calor a través de las esquinas de la cámara A
Q_{Ai} :	Transferencia de calor de la pared i de la cámara A
Q_{BA} :	Flujo de calor de la cámara B hacia la A
Q_{Bad} :	Carga térmica adicional de la cámara B
Q_{Bar} :	Flujo de calor a través de las aristas de la cámara B
Q_{Besq} :	Flujo de calor a través de las esquinas de la cámara A
Q_{Bi} :	Flujo de calor de la pared i de la cámara B
Q_{tot} :	Carga térmica total
S_{ar} :	Factor de forma de las esquinas de la pared
S_{esq} :	Factor de forma de las esquinas de la pared
t :	Temperatura de bulbo seco
ta :	Esfuerzo en el plano del cateto
tn :	Esfuerzo en el plano del cateto
T_{iA} :	Temperatura interior de la cámara A
T_{iB} :	Temperatura interior de la cámara B
T_o :	Temperatura del aire exterior
U :	Tensión de operación
U_i :	Coefficiente global de transmisión de calor de la pared i
v :	Volumen específico de la mezcla
v_t :	Velocidad de transporte
$V(x)$:	Fuerza cortante en el punto x

\dot{V} :	Flujo volumétrico
V :	Voltaje
V_{cam} :	Volumen de la cámara
V_{dc} :	Volumen disponible para la carga
V_{ev} :	Volumen del evaporador
V_{ext} :	Volumen exterior de la cámara
VH :	Estado: vapor húmedo
V_{int} :	Volumen interior de la cámara
$V_{paneles}$:	Volumen de los paneles
VS :	Estado: vapor saturado
VSC :	Estado: vapor sobrecalentado
w_d :	Carga distribuida total en el elemento AF
W_a :	Humedad absoluta
W :	Watt
W_e :	Carga debido al peso propio del elemento
W_{tot} :	Carga total a soportar
W_{total} :	Peso total del módulo
X :	Coordenada cartesiana
x_i :	Espesor de la pared i
Y :	Coordenada cartesiana
Z :	Coordenada cartesiana

INTRODUCCIÓN

En el Laboratorio de Energía de la Sección Ingeniería Mecánica (Dpto. Ingeniería PUCP) se cuenta con un equipo de refrigeración por compresión de vapor para una sola temperatura de evaporación mediante una válvula de expansión de ajuste manual. Este permite realizar ensayos usando un calorímetro como carga térmica. Sin embargo en la industria es común encontrar requerimientos de ambientes a diferentes temperaturas de operación, para enfriar y para congelar determinados productos. Por otra parte los componentes usados dentro de un sistema industrial o comercial son diferentes a los empleados en el equipo del laboratorio.

Dado que el sistema de refrigeración del laboratorio limita el acercamiento del estudiante a una instalación típica que se emplea en procesos industriales (procesos de enfriamiento, procesos de congelamiento) es que se hace necesario contar con una instalación que considere más de una temperatura de evaporación y pueda incorporar componentes comerciales de operación y control. Por esta razón se diseña un sistema de refrigeración con dos temperaturas de evaporación, que empleará un solo compresor dada las ventajas en menor costo de mantenimiento y operación.

Para satisfacer esta necesidad se desarrollará la presente tesis en tres capítulos. El primer capítulo mostrará las características del proyecto: una descripción de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor, sus componentes, refrigerantes y las tecnologías usadas para dos niveles de temperatura. En el segundo capítulo se desarrolla el diseño del sistema, se realizan los cálculos térmicos, la selección de los componentes necesarios, el diseño estructural, y el diseño del sistema de fuerza y mando. Finalmente en el tercer capítulo se presenta un listado de los componentes seleccionados con sus especificaciones técnicas y un presupuesto que involucra el costo de los componentes, el costo del diseño y el de la instalación del sistema. Además se adjuntan los planos necesarios para fabricación y distribución del sistema eléctrico.

Teniendo en cuenta lo planteado se proponen los siguientes objetivos para la tesis:

Objetivo General: Diseñar un sistema de refrigeración con dos temperaturas de evaporación: -15°C y 0°C , con capacidad frigorífica de 200 W y 400 W respectivamente.

Objetivos específicos:

- Establecer un esquema técnico del sistema, incluyendo accesorios.
- Diseñar el sistema de refrigeración y seleccionar los componentes principales.
- Elaborar un listado de componentes con sus especificaciones técnicas.
- Elaborar un presupuesto para el proyecto.



CAPÍTULO 1: CARACTERÍSTICAS DEL PROYECTO

En esta primera parte se tratará acerca de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor, considerando un ciclo de refrigeración sencillo compuesto por un evaporador, un compresor y un dispositivo de expansión. Luego se verán las dos soluciones usuales cuando se requiere tener ambientes enfriados a diferentes temperaturas. Estas pueden ser tener dos compresores y dos evaporadores, y la otra opción que consiste en usar dos evaporadores a diferentes temperaturas y un solo compresor. Finalmente se explicará acerca de la función de los componentes principales involucrados en el funcionamiento de un sistema de refrigeración: compresor, evaporador, dispositivo de expansión, condensador, refrigerante, y los componentes adicionales del sistema: válvula solenoide, válvula reguladora de presión, separador de aceite, filtro secador, tanque de líquido, intercambiador de calor, visor de refrigerante, presostatos y termostatos.

1.1 Sistemas de Refrigeración

La necesidad de enfriar nace en épocas antiguas para poder conservar por mayor tiempo los alimentos y bebidas. Una clara ventaja de disminuir la temperatura de estos consumibles es que, a diferencia de otros métodos de conservación (secado, salado ahumado, marinado), esta técnica no modifica el sabor ni la textura de los mismos. Sin embargo en la actualidad se requiere enfriar por otras razones adicionales, por ejemplo para climatización de ambientes, ensayos de laboratorio entre otros.

1.1.1 Sistema de refrigeración por compresión de vapor

Este ciclo de refrigeración se basa en el cambio de fase líquido-vapor de una sustancia refrigerante por la absorción de calor de un determinado entorno. Dicho calor absorbido es luego liberado al medio ambiente para lo cual se eleva la energía interna de la sustancia haciendo uso de un compresor, es decir se requiere energía mecánica para la operación de este ciclo.

Durante el ciclo estándar la sustancia refrigerante atraviesa por 4 procesos listados a continuación:

- 1-2 Compresión adiabática
- 2-3 Enfriamiento y condensación isobárica
- 3-4 Estrangulamiento
- 4-1 Evaporación isobárica

Los componentes requeridos en el ciclo estándar (compresor, evaporador, condensador, y válvula de expansión) se muestran en la siguiente imagen (Figura N° 1.1.1).

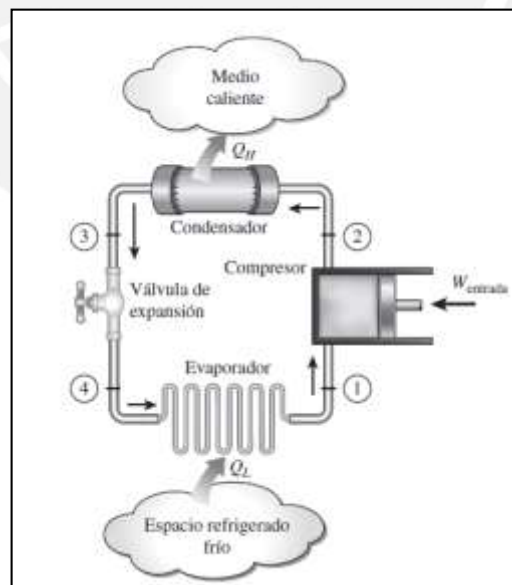


Figura N° 1.1.1 Componentes del ciclo estándar de refrigeración por compresión de vapor.

[CENGEL, 2012, p.619]

Este sistema tiene diversas aplicaciones. Es usado en refrigeradores domésticos, cámaras frigoríficas industriales e incluso en sistemas de aire acondicionado.

1.2 Componentes elementales de Sistemas de Refrigeración por Compresión de Vapor

Debido a que se busca trabajar con un equipo que tenga buena relación entre su capacidad frigorífica y su tamaño, se opta por usar un sistema de refrigeración por compresión de vapor. A continuación se detallarán los componentes usados en sistemas de este tipo: desde los más básicos mencionados en la sección 1.1.1, hasta algunos más especializados de acuerdo a la complejidad del sistema.

1.2.1 Compresores

Considerado el corazón del sistema de refrigeración, el compresor está encargado de absorber el refrigerante a bajas presiones y temperaturas para comprimirlo hasta una temperatura a la cual pueda intercambiar calor con el medio ambiente. Se clasifican de acuerdo al tipo de funcionamiento en dos grandes grupos: compresores reciprocantes y compresores rotativos. A continuación se explicará más acerca de estos compresores así como de algunos modelos incluidos dentro de cada categoría.

A. Compresores Reciprocantes

Los compresores reciprocantes son los de uso más frecuente en sistemas de refrigeración de pequeña y media capacidad. A su vez estos se pueden clasificar de acuerdo al método de accionamiento, en la industria se encuentran tres tipos principales: compresores abiertos, semi-herméticos y herméticos. Se procederá a hacer una descripción de los tipos de compresores reciprocantes herméticos.

A.1 Compresores reciprocantes herméticos:

Se encuentran dentro de una estructura soldada que contiene conectados por un solo eje al compresor y al motor eléctrico (Figura N°1.2.1). Debido a la forma de fabricación,

no es posible acceder al interior del compresor a menos que se realice un corte. Por lo mencionado, son considerados descartables en caso de falla. Sin embargo una de sus ventajas es que se puede refrigerar usando el gas de aspiración. Son usados para bajas potencias e incorporan un sistema de lubricación a presión.



Figura N°1.2.1 Compresor rotativo hermético [ELGIN]

A.2 Compresores recíprocos semi-herméticos.

En este caso el motor y el compresor están unidos y dentro de una carcasa sellada mediante tornillos (Figura N°1.2.2). La principal ventaja a diferencia de los herméticos es que estos compresores si pueden ser abiertos para mantenimiento o reparaciones. Otra diferencia es que en este caso el cigüeñal está ubicado horizontalmente. Usualmente la carcasa está fabricada de hierro fundido, y son enfriados por aire externo. También existen modelos enfriados por el mismo refrigerante. Pueden trabajar a potencias más altas que los herméticos.



Figura N°1.2.2 Compresor semi-hermético [EMERSON]

A.3 Compresores recíprocos abiertos.

Estos compresores son accionados desde el exterior mediante correas o con un acople directo. Se encuentran dos tipos, accionados por correas o accionados directamente.

Los compresores accionados por correas fueron los más primeros en fabricarse. Un problema con este tipo de accionamiento es que al estar en paralelo los ejes del motor y el compresor, la tensión de la correa genera un esfuerzo en los ejes, aunque esto puede ser corregido con los cojinetes de ambos ejes. En el caso de tener un accionamiento directo, el eje del compresor y el del motor están en contacto, unidos mediante un acoplamiento ligeramente flexible.



Figura N°1.2.3 Compresor abierto [BITZER]

1.2.2 Condensadores

El condensador cumple la función de liberar la energía absorbida del ambiente a refrigerar así como la energía que el compresor le transmite al refrigerante para que pueda intercambiar calor con el entorno. Dicha energía es extraída del condensador comúnmente por agua o aire. La clasificación del equipo condensador se hace de acuerdo a los medios de disipación de calor. Se encuentran condensadores refrigerados por aire, evaporativos, y refrigerados por agua.

A. Condensador enfriado por aire

Está compuesto de un serpentín, una carcasa, un ventilador y un motor. En este caso el refrigerante se condensa evacuando el calor hacia el aire exterior, es por esa razón que para tener un mayor coeficiente convectivo exterior se hace uso de un ventilador. La capacidad del condensador está directamente relacionada a la diferencia de temperaturas entre el fluido refrigerante y el medio ambiente exterior. Usualmente se trabaja con una diferencia de temperaturas de entre 8 °C a 20 °C por encima de la temperatura ambiental.

B. Condensador evaporativo

Sus partes son similares a las de un condensador enfriado por aire pero además cuenta con un sistema de distribución de agua y una bomba de recirculación. El calor es disipado por un chorro de agua proyectada a la superficie del condensador para luego ser transferido al aire circulante. Para este tipo de condensador, la capacidad puede incrementarse al disminuir la temperatura del aire de entrada o por otro lado aumentando la temperatura de condensación. Esta temperatura de condensación está dentro del rango de 43°C a 46°C.

C. Condensador refrigerado por agua

A diferencia de los dos modelos anteriores, este condensador tiene un serpentín, por donde atraviesa el agua de refrigeración, dentro de una coraza de acero que se encuentra inundada por el refrigerante condensado. La capacidad de este condensador disminuirá proporcionalmente a la disminución del caudal de agua. La temperatura de condensación para este tipo, está en el rango de 37°C a 45°C.

1.2.3 Dispositivos de expansión

Este elemento se encarga de regular el flujo de refrigerante que circula por el sistema. Se ubica en la línea de líquido, entre el condensador y el evaporador, provoca una drástica caída de presión y temperatura en el refrigerante para que este pueda intercambiar calor con el ambiente a enfriar. Los dispositivos de expansión más comunes son la válvula de expansión termostática y el tubo capilar.

A. Válvula de expansión termostática

La válvula de expansión termostática, mostrada en la Figura N°1.2.4, controla el flujo mediante un elemento térmico sensible, un bulbo, con el cual regula el recalentamiento del refrigerante. Este recalentamiento es importante para que no exista refrigerante en fase líquida a la salida del evaporador, el cual podría llegar al compresor y dañarlo gravemente.

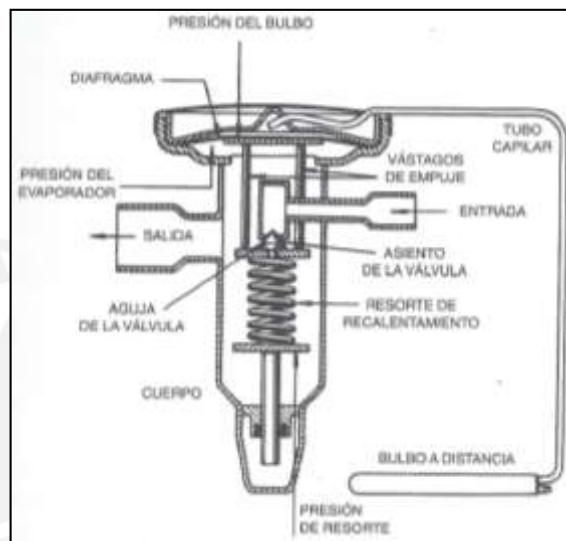


Figura N°1.2.4 Válvula de expansión termostática [CARRIER]

Las principales partes, de una válvula de expansión termostática, se listan a continuación:

1. **Cuerpo de válvula:** Es un compartimento, hecho de latón o acero inoxidable, en donde se encuentran alojados los demás componentes de la válvula. Se fija a la tubería por medio de racores, con bridas o de forma soldada.
2. **Diafragma:** Acciona la aguja, que será descrita líneas abajo, para regular el paso de refrigerante. Está hecho de metal delgado.
3. **Aguja y su asiento:** Tienen el propósito de controlar el flujo de refrigerante que atraviesa la válvula. Están fabricados de materiales duros para evitar el desgaste por el paso del refrigerante. Existen válvulas con conjuntos de aguja y asiento intercambiable para poder modificar la capacidad de refrigeración.
4. **Resorte:** Es una de las tres fuerzas actuantes en el diafragma para regular el paso de refrigerante. Algunas válvulas permiten el ajuste de la fuerza ejercida por el resorte, variando la tensión del mismo para tener un control manual del

recalentamiento. Este ajuste es realizado mediante la ranura de un tornillo o un eje de cabeza cuadrada.

5. Bulbo sensible y tubo de conexión: Dentro del bulbo se encuentra una sustancia refrigerante, la cual aumenta o disminuye su presión dentro del tramo bulbo-tubo-diafragma. Esta variación de presión es una de las tres fuerzas actuantes en el diafragma para la regulación del flujo de refrigerante.

La carga del bulbo puede ser líquido o vapor, iguales o diferentes a los empleados en el sistema de refrigeración.

B. Expansión por tubo capilar

Consiste de un tubo de cobre con un pequeño diámetro interior y gran longitud. Este método de control, a diferencia de la válvula de expansión termostática, no tiene la posibilidad de modificar el recalentamiento. Solamente regula el paso de refrigerante por caída de presión. Debido a esto, suele usarse en instalaciones donde la carga es relativamente constante, sin muchas fluctuaciones. Algunas de sus ventajas son su bajo costo, y además reduce el par de arranque del motor en el compresor al equilibrarse las presiones durante la parada del ciclo.

Cuando se usa este dispositivo de expansión, la cantidad de refrigerante cargado es pequeña porque no se regula el flujo de acuerdo a la carga frigorífica. Un problema común es la sobrecarga de refrigerante. Para evitar esto, se debe prestar atención a los datos de placa del tubo capilar.

1.2.4 Evaporadores

Es en este componente, ubicado después del dispositivo de expansión, donde se concreta el objetivo del sistema de refrigeración: la extracción de calor de un ambiente en particular. Al serpentín del evaporador ingresa una mezcla de vapor-líquido de refrigerante el cual absorbe calor del ambiente hasta evaporarse completamente.



Figura N°1.2.5 Evaporador del tipo forzado [MIPAL]

La temperatura de evaporación está directamente relacionada con la temperatura de entrada y salida del aire a través del evaporador. En sistemas de aire acondicionado se usa, comúnmente, una diferencia de -20°C entre la temperatura de entrada del aire y la temperatura del refrigerante a la entrada del evaporador. Para sistemas de refrigeración la temperatura del refrigerante es de 5.5°C a 11°C menos que la temperatura del aire a la entrada.

Existen dos tipos de evaporadores de acuerdo a la forma de circulación del aire a enfriar. Los primeros en inventarse fueron los evaporadores de convección natural. Estos eran suspendidos en la parte superior del ambiente a refrigerar, con esto se lograba que el aire luego de ser enfriado se desplazase a la parte inferior, mientras que el aire caliente iba hacia la parte superior para ser enfriado. Sin embargo la velocidad del paso de aire era bastante lenta, por lo que se tenía un intercambio de calor no muy eficaz. Por esta razón se empezaron a producir evaporadores de convección forzada, con ventiladores que impulsan el aire a través de los serpentines, con esto se lograba un incremento en la eficiencia del intercambio de calor.

1.2.5 Dispositivos adicionales para el control del sistema de refrigeración

Para asegurar un funcionamiento confiable y con un buen rendimiento se usan dispositivos adicionales a los cuatro mencionados previamente (Condensador, evaporador, válvula de expansión y compresor). Estos permiten controlar el encendido y apagado del sistema, regular el flujo, y además verificar que el sistema opere correctamente. A continuación se procede a hacer un listado de los dispositivos y accesorios más comunes en la refrigeración por compresión de vapor.

1. Válvula solenoide: Es un dispositivo de apertura y cierre, accionado eléctricamente. Su función es interrumpir o permitir el paso de refrigerante a través del circuito. Existe en dos versiones NO (*Normally Opened*) y NC (*Normally Closed*). Al recibir un impulso eléctrico el primer tipo de válvula se cierra, mientras que el segundo se abre. Estas válvulas se pueden conectar a las tuberías mediante soldadura, o mediante racores roscados. En la Figura N°1.2.6 se puede ver una válvula solenoide para conexión soldada de la marca Danfoss.



Figura N°1.2.6 Válvula solenoide EVR 3 [DANFOSS]

2. Válvula reguladora de presión: Una aplicación bastante común de este dispositivo es cuando se tiene una instalación operando con dos evaporadores a diferentes temperaturas y un solo compresor. La válvula reguladora de presión (Figura N°1.2.7) se coloca a la salida del evaporador a mayor temperatura para disminuir su presión hasta igualar la presión de salida del evaporador de menor temperatura, de esa forma el refrigerante ingresa a una presión uniforme al compresor. También son usadas para mantener una presión de evaporación constante y para protección contra una presión de evaporación demasiado baja.



Figura N°1.2.7 Válvula reguladora de presión KVP [DANFOSS]

3. Presostatos: Son interruptores que responden ante una determinada variación en el fluido refrigerante en determinados puntos. En la actualidad se usan tres tipos de presostatos: de alta, de baja, y dual. Los presostatos de alta se activan ante una disminución de presión, mientras que los de baja lo hacen ante un incremento de presión determinado. El presostato de baja presión protege ante una carga por debajo del funcionamiento normal del evaporador, mientras que el de alta presión protege al compresor ante presiones elevadas que podrían dañarlo. El modelo dual (Figura N°1.2.8) cuenta con ambos tipos (alta y baja) integrados en un solo módulo.



Figura N°1.2.8 Presostato dual [DANFOSS]

4. Termostatos: También son interruptores pero accionados por una variación en la temperatura predefinida. Pueden ser usados para apagar el sistema cuando se alcanza la temperatura deseada en el ambiente a refrigerar. Cuando el ambiente vuelve a calentarse y la temperatura incrementa hasta un valor definido, por el usuario, el termostato se activa encendiendo el circuito nuevamente.

5. Separador de aceite: Al momento de comprimir, parte del aceite de lubricación se mezcla con el refrigerante. Esto perjudica al compresor disminuyendo su eficiencia debido a pérdidas por fricción, también influye en las propiedades del refrigerante ocasionando variaciones en su capacidad de refrigeración. Por estas razones se utiliza un separador de aceite, el cual se coloca a la descarga del compresor. Este dispositivo se encarga de retornar el aceite al compresor y solo permite el paso de refrigerante hacia el circuito de refrigeración.

6. Acumulador de succión: En un proceso ideal de refrigeración, se espera que a la salida del evaporador solo se obtenga refrigerante en fase de vapor. Sin embargo es posible que no toda la sustancia se evapore y se obtenga líquido a la salida, el cual puede dañar de forma permanente al compresor. El acumulador se coloca en la línea de succión del compresor, para proteger al compresor, evaporando todo el refrigerante líquido.

7. Filtro secador: Debido a la posibilidad de infiltraciones de humedad en el circuito de refrigeración es necesario colocar un filtro secador en la línea de aspiración con el fin de proteger al compresor. Otro motivo importante para colocar un filtro es el cambio de un compresor hermético dañado, en caso de que el motor se haya quemado se producen ácidos que pueden circular por todo el sistema y producir daños. Como se aprecia en la Figura N°1.2.9, estos filtros secadores contienen un núcleo capaz de absorber agua y retenerla.

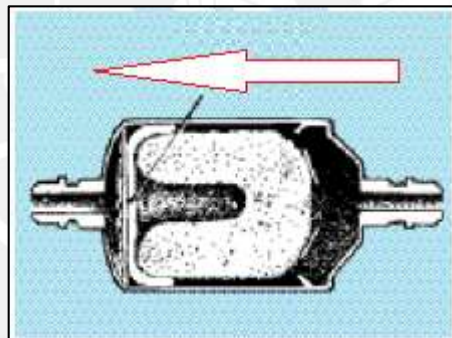


Figura N°1.2.9 Filtro secador [DANFOSS]

8. Tanque de líquido: Tiene la finalidad de almacenar el refrigerante líquido que sale del condensador. Debe tener una gran capacidad en caso se requiera almacenar mucho refrigerante.

9. Intercambiador de calor: Con fines de aumentar la eficiencia del sistema de refrigeración y proteger al compresor de daños por ingreso de líquido, es propicio subenfriar el refrigerante a la salida del compresor, y sobrecalentarlo a la salida del evaporador. Al sub-enfriar el refrigerante de forma isobárica, se incrementa su capacidad de absorber calor, por otra parte sobrecalentarlo asegura que toda la

sustancia se evapore para así evitar el ingreso de líquido al compresor. Es por ello que se usan intercambiadores de calor (Figura N^o1.2.10) entre las líneas de gas y de líquido. Dicho elemento permite un intercambio de calor para sobrecalentar y sub-enfriar el refrigerante en sus respectivos tramos.

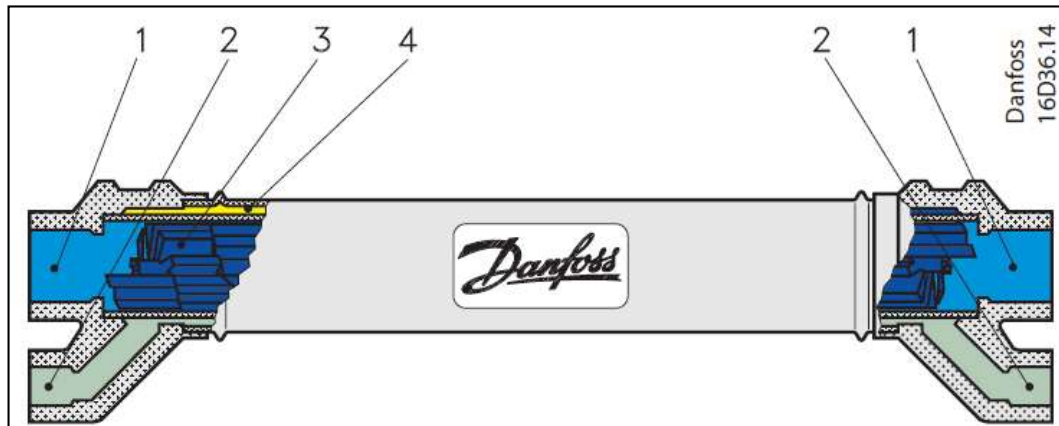


Figura N^o1.2.10 Intercambiador de calor [DANFOSS]

En la imagen mostrada se puede ver la conexión para la línea de succión (1), la conexión para la línea de líquido (2), la cámara interna (3), y la cámara externa (4).

10. Visor de refrigerante: Son usados para poder hacer una inspección visual del estado del refrigerante fluyendo a través del sistema. Para comprobar si es que solo hay flujo de vapor hacia el compresor, se puede colocar un visor a la entrada de este. De igual manera si se desea verificar que a la entrada de la válvula solo ingresa líquido.

11. Aislamientos:

Con la finalidad de evitar gastos energéticos para retirar el ingreso de calor del exterior hacia el ambiente a refrigerar, las cámaras se fabrican con materiales aislantes que ofrecen una mayor resistencia al flujo de calor.

Entre los materiales más usados se encuentra el poliestireno expandido el cual tiene un bajo coeficiente de conductividad térmica que ronda entre los 0,06 y 0,03 W/m°C. Es vendido en planchas reforzadas con acero galvanizado a los extremos.

Otro material muy usado es el poliuretano. De un característico color amarillo, se comercializa en forma de espuma reforzada con láminas de acero galvanizado. Aunque tiene un costo mayor que el poliestireno, su conductividad térmica es menor por lo que para aislar un mismo espacio se requerirá menos espesor de aislante a comparación del poliestireno. Su conductividad térmica es aproximadamente de 0.02 a 0.024 W/m°C

1.3 Refrigerantes

Un refrigerante es cualquier sustancia que pueda absorber calor de algún cuerpo o entorno. También se le puede considerar como un medio para transportar calor de un lugar de baja temperatura hacia otro de alta temperatura. Son muchas las sustancias que pueden ser usadas como refrigerantes sin embargo en la actualidad se usan solo algunas debido a características particulares que las hacen apropiadas. En su mayoría son derivados halogenados saturados que han sido modificados a lo largo del tiempo debido a que se descubrió que producción daños a la atmosfera. Inicialmente se usaron los refrigerantes CFC (Clorofluorocarbonos), el refrigerante R-12 es un ejemplo, y dejaron de usarse a finales de 1994. A su reemplazo se empezaron a usar los HCFC (Hidroclorofluorocarbonos) sin embargo también dejaron de producirse, por ejemplo el R-22. En la actualidad se encontró una nueva composición de refrigerantes que no dañan la capa de ozono, estos son los HFC y PFC.

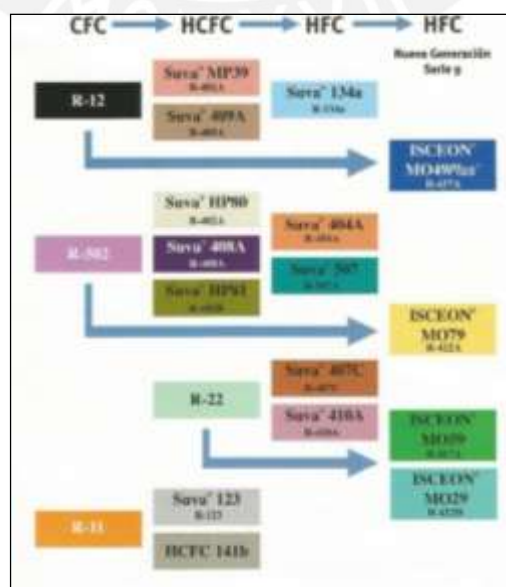


Figura N°1.2.11 Evolución de los refrigerantes. [DUPONT]

1.4 Sistemas de refrigeración con dos niveles de temperatura

Para satisfacer las necesidades de conservación o refrigeración de diferentes productos, se debe adaptar las temperaturas de las cámaras de acuerdo a las propiedades de dichos productos. No es extraño que en un mismo lugar, empresa, se encuentren cámaras de enfriamiento a diferentes temperaturas, totalmente independientes entre sí. Sin embargo se pueden realizar arreglos especiales, para mejorar la eficiencia y/o reducir costos en la adquisición de equipos, con el propósito de obtener diferentes temperaturas en cámaras que compartan el uso de algunos componentes o usando un solo. A continuación se explicará un poco acerca de dos arreglos típicos: el uso de dos evaporadores y un solo compresor, y el uso de dos evaporadores y dos compresores.

1.4.1 Sistema de refrigeración con dos evaporadores y un solo compresor

Una característica de este sistema es que se solo se cuenta con un elemento motriz, el compresor, con lo cual se reducen los requerimientos de mantenimiento. Sin embargo se requiere de un dispositivo especial: una válvula reguladora de presión, que se encarga de disminuir la presión de salida del evaporador de alta temperatura para que los dos flujos de refrigerante puedan mezclarse y ser comprimidos para seguir con el ciclo. En la figura N°1.2.12 se muestra un esquema de este tipo de sistema de refrigeración.

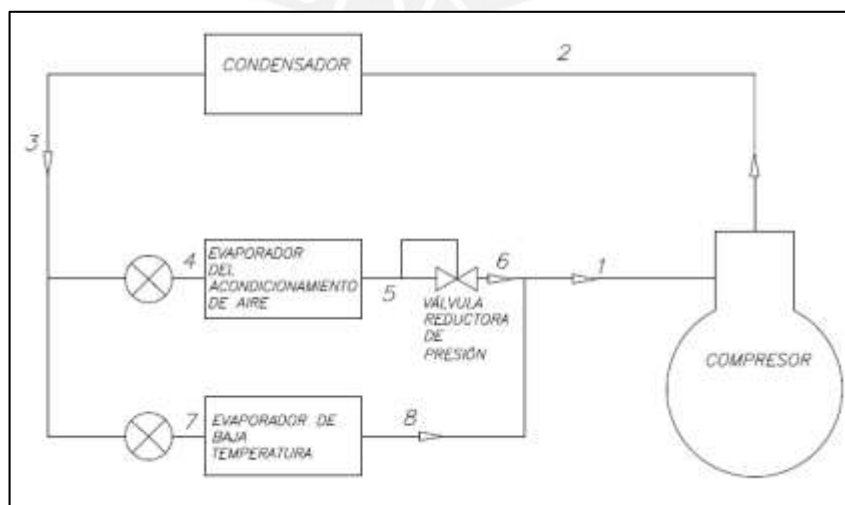


Figura N°1.2.12 Sistema de refrigeración de dos temperaturas con un solo compresor.

1.4.2 Sistema de refrigeración con dos evaporadores y dos compresores

Esta versión hace uso de dos elementos motrices, lo cual repercute en una mayor necesidad de mantenimiento También requiere de un depósito intermedio que asegure la entrada de vapor saturado al compresor de alta temperatura.

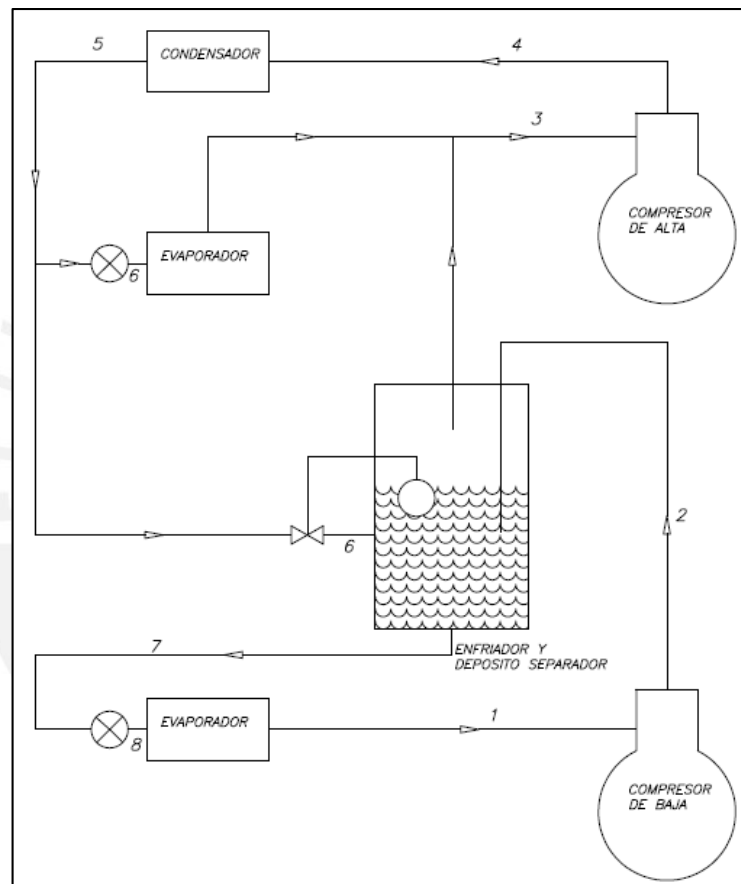


Figura N°1.2.13 Sistema de refrigeración de dos temperaturas con dos compresores.

CAPÍTULO 2: DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

A solicitud del laboratorio de energía, se requiere un sistema de refrigeración que pueda conservar dos ambientes a temperaturas diferentes. Para ello se pidió que una temperatura de evaporación sea considerada de conservación (0°C), del ambiente al cual se le llamará de alta temperatura, y otra temperatura de congelamiento (-15°C), del ambiente al cual se le llamará de baja temperatura. Este sistema debe usar un solo compresor con la capacidad necesaria para dicha exigencia. Además de especificar las temperaturas de trabajo, se ha solicitado que cada una de las etapas de refrigeración tenga una capacidad de refrigeración de 400 W, la de alta temperatura, y de 200 W, la de baja temperatura.

En el presente capítulo se va a dividir el diseño del sistema en tres partes diferentes. La primera es acerca del diseño energético. La segunda parte abarca el diseño mecánico. La tercera y última parte, involucra la parte eléctrica y de control del sistema.

El diseño energético involucra la selección de los aislantes adecuados de acuerdo a las condiciones de cada ambiente a refrigerar. Luego se proceden a calcular las cargas térmicas adicionales a las solicitadas para tener la carga térmica total requerida por el sistema y seleccionar los componentes necesarios, de acuerdo a lo expuesto en el capítulo anterior.

En la parte de diseño mecánico se desarrolla el método de ensamblaje de los módulos de refrigeración. También se define una estructura que servirá de soporte a todo el sistema, cámaras, posibles cargas a refrigerar, y componentes seleccionados. Para

esto se calculan las fuerzas que debe soportar dicha estructura y se verifica la resistencia de los elementos estructurales de acuerdo a normas.

Finalmente en la tercera parte se seleccionan los elementos eléctricos necesarios para operar el sistema, como la selección del conductor de alimentación apropiado, elección de interruptores de protección y además contactores para la distribución de corriente. También se seleccionarán los elementos de control necesarios en el sistema. Estos componentes involucran interruptores, arrancadores y/o contactores para poder encender y apagar los equipos que requieran energía eléctrica.

2.1 Diseño de la cámara

A continuación se describe el proceso de dimensionado de las cámaras, y luego se calculan las cargas térmicas descritas para finalmente hallar la carga útil de refrigeración.

2.1.1 Dimensionado geométrico de las cámaras:

Para el diseño del dimensionado de la cámara se solicitó que tenga un volumen similar al del módulo anterior, que la apertura de las puertas sea de forma horizontal y además que esté hecha de materiales aislantes.

El requerimiento inicial era tener dos cámaras que trabajen a las temperaturas de -10°C y 5°C cada una. Con estas temperaturas de trabajo, según recomendación de la guía de bolsillo para refrigeración de Ashrae, se optó por usar paneles aislantes de poliuretano expandido de 100 mm de espesor como estructura externa y para la división entre cámaras se escogió un panel de 80 mm de espesor.

Las dimensiones internas solicitadas para cada cámara fueron: 800mm de alto, 800 mm de profundidad y 450 mm de ancho. Dado que los paneles son reforzados con planchas de acero de 0.5mm por lado. Bajo esta configuración las dimensiones externas de la cámara serán: 1000mm de alto, 1000 mm de profundidad y 1080 mm de ancho. En la

imagen inferior (Figura N°2.5) se puede apreciar un esquema de la cámara con las dimensiones descritas.

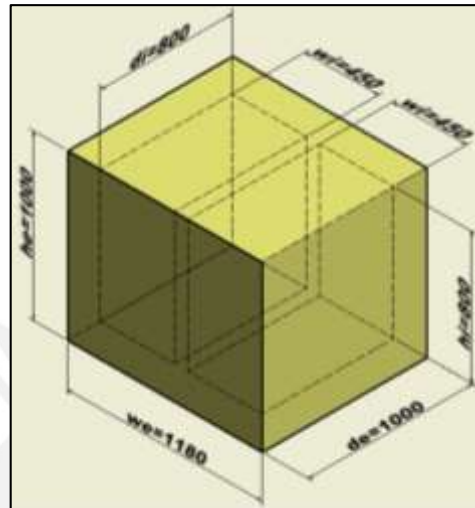


Figura N°2.1.1 Dimensiones de la cámara de refrigeración

2.1.2 Cálculo de cargas térmicas

Además de la carga térmica por el producto a "enfriar" (Q_1), se tienen cargas térmicas adicionales que influyen en el funcionamiento del sistema. Dichas cargas térmicas adicionales son las siguientes:

- Carga térmica por transmisión Q_2 : Es el calor que ingresa desde el exterior a través de los aislantes.
- Carga térmica por equipos internos Q_3 : Es el calor generado por el uso de equipos dentro del ambiente refrigerado, se consideran entre otros: ventiladores, resistencias de deshielo, iluminación.
- Carga térmica por infiltraciones de aire Q_4 : Debido a la apertura y cierre de las puertas de las cámaras.

Existen cargas térmicas adicionales que deben ser consideradas en instalaciones de mayor tamaño, sin embargo, para nuestro sistema de refrigeración, las cargas descritas anteriormente son las únicas que intervienen.

En cada cámara se tendrán las cargas térmicas descritas. A continuación se muestra el procedimiento de cálculo para cada carga térmica adicional.

A. Carga térmica por transmisión de calor (Q_2):

Está dada por la siguiente ecuación:

$$q = U * A * \Delta T \quad \dots(1)$$

Donde:

$Q_2=q$: Ganancia de calor por transmisión [W]

A: Área de cada superficie exterior de la estructura [m^2]

ΔT = Diferencia de temperaturas entre el aire exterior y el aire al interior del espacio refrigerado[K]

El coeficiente global de transferencia de calor U se calcula de la siguiente manera:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_o}} \quad \dots(2)$$

Donde

U: coeficiente global de transmisión de calor, W/(m²-K)

x: espesor de la pared, m

K: coeficiente de conductividad térmica del material de la pared, W/(m-K)

h_i : coeficiente convectivo del aire al interior de la cámara, W/(m²-K)

h_o : coeficiente convectivo del aire al exterior de la cámara W/(m²-K)

De acuerdo a la Figura N° 2.6 mostrada tenemos para cada cámara 3 pares de superficies, 2 aristas y 2 esquinas por donde habrán ganancias de calor. Para cada una de las superficies se calcula un coeficiente de transmisión global. Se tiene una superficie en común entre las dos cámaras, a través de la cual la de mayor temperatura cederá calor a la de menor temperatura, para la cual se calculará un segundo coeficiente de transmisión global. Se tomará el valor de 1.6 W/(m²-K) para los coeficientes de convección interior y exterior, según recomendación del Handbook De Refrigeración Ashrae. También se considera que la temperatura ambiental dentro de cada cámara es

5 grados por encima de la temperatura de evaporación($T_{iA}=6^{\circ}\text{C}$, $T_{iB}=-9^{\circ}\text{C}$) y una temperatura exterior $T_o=30^{\circ}\text{C}$. Luego se tiene lo siguiente:

Superficies de las cámaras

$$A_1=h_i \cdot D_i=0.64\text{m}^2; A_2=w_i \cdot D_i=0.36\text{m}^2; A_3=w_i \cdot h_i=0.36\text{m}^2$$

Espesor de los aislantes

$$x_1=0.1\text{m}, x_2=0.08\text{m}$$

Conductividad térmica de los aislantes:

$$x_1=0.02 \frac{W}{m-K}, K_2=0.02 \frac{W}{m-K},$$

Coefficientes convectivos

$$h_i=1.6 \frac{W}{m^2-K}, h_e=1.6 \frac{W}{m^2-K}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (2) se tienen los siguientes coeficientes globales de transmisión de calor

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{1.6} + \frac{0.1}{0.02} + \frac{1}{1.6}} = 0.69 \frac{W}{m^2 - K}$$

$$U_2 = \frac{1}{\frac{1}{1.6} + \frac{0.08}{0.02} + \frac{1}{1.6}} = 0.667 \frac{W}{m^2 - K}$$

El cálculo de transferencia de calor a través de las aristas y esquinas se realiza usando el factor de forma (S) para cada caso y usando la siguiente ecuación

$$Q = S * K * \Delta T \dots (3)$$

De acuerdo a tablas (Cengel) se encuentran los siguientes factores de forma

$$S_{ar}=0.54 \text{ m}$$

$$S_{esq}=0.015 \text{ m}$$

Para cada cámara se calculan los calores a través de cada superficie A_i , mediante la ecuación (1).

- Cámara de alta temperatura A:

$$Q_{A1} = U_1 * A_1 * (T_o - T_{iA}) = 11.034 W$$

$$Q_{A2} = U_1 * A_2 * (T_o - T_{iA}) * 2 = 12.414W$$

$$Q_{A3} = U_1 * A_3 * (T_o - T_{iA}) * 2 = 12.414W$$

$$Q_{AB} = U_2 * A_1 * (T_{iB} - T_{iA}) * 2 = -6.4W$$

$$Q_{Aar} = 2 * S_{ar} * K_1 * (T_o - T_{iA}) = 0.54W \quad \dots \text{Calor a través de aristas}$$

$$Q_{Aesq} = 2 * S_{esq} * K_1 * (T_o - T_{iA}) = 0.015W \quad \dots \text{Calor a través de esquinas}$$

El calor total será:

$$Q_{2A} = Q_{A1} + Q_{A2} + Q_{A3} + Q_{AB} + Q_{Aar} + Q_{Aesq} = 30.017 W$$

- Cámara de baja temperatura B:

$$Q_{B1} = U_1 * A_1 * (T_o - T_{iB}) = 17.655 W$$

$$Q_{A2} = U_1 * A_2 * (T_o - T_{iB}) * 2 = 19.862W$$

$$Q_{A3} = U_1 * A_3 * (T_o - T_{iB}) * 2 = 19.862W$$

$$Q_{AB} = U_2 * A_1 * (T_{iA} - T_{iB}) * 2 = 6.4W$$

$$Q_{Bar} = 2 * S_{ar} * K_1 * (T_o - T_{iB}) = 0.864W \quad \dots \text{Calor a través de aristas}$$

$$Q_{Besq} = 2 * S_{esq} * K_1 * (T_o - T_{iB}) = 0.024W \quad \dots \text{Calor a través de esquinas}$$

El calor total será

$$Q_{2B} = Q_{B1} + Q_{B2} + Q_{B3} + Q_{BA} + Q_{Bar} + Q_{Besq} = 64.667 W$$

B. Carga térmica por equipos internos (Q_3):

Es la carga añadida debido a equipos dentro de las cámaras frigoríficas, pueden ser resistencias eléctricas, ventiladores e iluminación. No se instalarán sistemas de iluminación al interior de las cámaras, por ello solo se consideran ventiladores y resistencias eléctricas.

- Ventiladores: En cada cámara habrá una carga por ventiladores la cual se halla según tablas del Handbook Ashrae de Refrigeración, para lo cual se consideran ventiladores de 60W de potencia, con el motor fuera de la cámara:

$$Q_{3Av} = 59 \text{ W}$$

$$Q_{3Bv} = 59 \text{ W}$$

- Resistencias: Para remover la escarcha de hielo de los evaporadores, que dificulta la correcta transferencia de calor entre el refrigerante y el aire. Solo se consideran resistencias para temperaturas debajo de los 0°C, donde el agua se congela a presión atmosférica. Para esta carga térmica se asumirá un valor, que luego será corregido al seleccionar el evaporador.

$$Q_{3Ar} = 0 \text{ W}$$

$$Q_{3Br} = 50 \text{ W}$$

La carga térmica total por equipos internos será:

$$Q_{3A} = Q_{3Av} + Q_{3Ar} = 59 \text{ W}$$

$$Q_{3B} = Q_{3Bv} + Q_{3Br} = 109 \text{ W}$$

C. Carga térmica por infiltraciones de aire (Q_4):

Es calculada de la siguiente forma

$$q_t = q * D_t * D_f * (1 - E) \dots (4)$$

Donde

Q_4 : q_t : Ganancia de calor promedio durante 24 horas u otro periodo, kW

q : Calor sensible y latente para un flujo totalmente establecido, kW

D_t : Factor de tiempo de apertura de la puerta.

D_f : Factor de flujo a través de la puerta.

E : Efectividad de aislamiento de la puerta

El calor sensible y latente para un flujo de aire establecido se obtiene con la siguiente ecuación

$$q = 0.221 * A(h_i - h_r) * \rho_r * \left(1 - \frac{\rho_i}{\rho_r}\right)^{0.5} * (g * H)^{0.5} * Fm \dots (5)$$

q : calor sensible y latente para un flujo establecido[kW]

A : Área de la puerta [m^2]

h_i : Entalpía del aire de infiltración [$\frac{kJ}{kg}$]

h_r : Entalpía del aire refrigerado [$\frac{kJ}{kg}$]

ρ_i : densidad del aire de infiltración [$\frac{kg}{m^3}$]

ρ_r : densidad del aire refrigerado [$\frac{kg}{m^3}$]

g : constante gravitacional = $9.81[\frac{m}{s^2}]$

H : Altura de la puerta [m]

Fm : Factor de densidad, que es calculado de la siguiente forma:

$$Fm = \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_r}{\rho_i}\right)^{\frac{1}{3}}}\right]^{1.5} \dots (6)$$

El factor de tiempo de apertura de la puerta Dt es calculado de la siguiente forma:

$$Dt = \frac{(P\theta_p + 60\theta_o)}{3600 * \theta_d} \dots (7)$$

Donde

Dt : Fracción decimal de apertura de puerta

P : Numero de puertas

θ_p : Tiempo de apertura y cierre de puera, segundos por puerta

θ_o : Tiempo que la puerta permanece abierta, [min]

θ_d : Periodo de tiempo diario, [h]

Se trabajó con aire húmedo para hallar las propiedades exactas del aire requeridas por la ecuación (4). Usando las siguientes ecuaciones del manual de Ashrae podemos obtener la entalpía y la densidad del aire:

La entalpía del aire húmedo es hallada de la siguiente forma:

$$h = 1.006t + W(2501 + 1.86t) \dots (8)$$

Donde

W : Humedad absoluta, es la relación de la masa de vapor entre la masa de aire seco de la mezcla. Se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$W = 0.621945 * \frac{p_w}{p - p_w} \dots (9)$$

Donde

P_w : La presión parcial de vapor a la temperatura de mezcla se obtiene de la definición de humedad relativa ϕ

$$\phi = \frac{p_w}{p_{ws}} \dots (10)$$

Donde

P_{ws} : La presión de saturación de vapor a la temperatura de la mezcla, se puede obtener de la tabla de propiedades termodinámicas para vapor saturado.

Finalmente la densidad del aire húmedo se halla mediante la inversa del volumen específico de la mezcla:

$$v = \frac{0.287042 * (t + 273.15) * (1 + 1.607858W)}{p} \dots (11)$$

Donde:

t : temperatura de bulbo seco [$^{\circ}\text{C}$]

W = porcentaje de humedad [$\frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\text{AIRESECO}}}$]

P = presión total [kPa]

En el siguiente cuadro (Tabla 2.1) se encuentran las propiedades del aire al interior y al exterior de las cámaras de refrigeración. La temperatura y humedad relativa ambientales son para condiciones críticas en Lima. La presión atmosférica $P=100\text{kPa}$. Los valores de humedad relativa al interior de las cámaras son fijados por recomendación del Handbook Ashrae de Refrigeración, para almacenaje de diversos productos. Los valores de entalpía (h) fueron hallados usando la ecuación (8), la presión de saturación (P_{ws}) se encontró en tablas termodinámicas, la densidad (ρ) es la inversa del volumen específico, que se halla mediante la ecuación (11).

Tabla N°2.1.1 Propiedades del aire para las condiciones de operación

Ambiente	T (°C)	ϕ (%)	W (kgvapor/kgaire)	P_{ws} (kPa)	h (kJ/kg)	ρ (kg/m ³)
Exterior	30	0.9	0.025	4.247	93.38	1.105
Cámara A	5	0.85	0.005	0.8726	17.39	1.243
Cámara B	-10	0.85	0.001	0.25987	-6.44	1.321

Reemplazando estos valores en la ecuación (5), obtenemos la carga térmica asociada a la infiltración de aire para cada cámara frigorífica.

Factores de densidad, usando la ecuación (6), para la cámara A y cámara B:

$$Fm_A = \frac{2}{\left(1 + \left(\frac{\rho_A}{\rho_o}\right)^{\frac{1}{3}}\right)^{\frac{1}{5}}} = 0.996$$

$$Fm_B = \frac{2}{\left(1 + \left(\frac{\rho_B}{\rho_o}\right)^{\frac{1}{3}}\right)^{\frac{1}{5}}} = 0.994$$

Reemplazando en la ecuación (5):

$$q_{4A} = 0.221 * A3 * (h_o - h_{iA}) * \rho A * \left(1 - \frac{\rho o}{\rho A}\right)^{0.5} * (g * h)^{0.5} * Fm_A = 6.985 * 10^3 W$$

$$q_{4B} = 0.221 * A3 * (h_o - h_{iB}) * \rho B * \left(1 - \frac{\rho o}{\rho B}\right)^{0.5} * (g * h)^{0.5} * Fm_B = 1.18 * 10^4 W$$

Estos valores de calor son para el supuesto de que las puertas de la cámara están abiertas todo el día. Sin embargo esto no ocurre en la realidad y se debe determinar el factor de apertura de puerta, los siguientes tiempos son estimados para las condiciones de trabajo del equipo de refrigeración:

$$\begin{aligned}\theta_p &= 25 \text{ s} \\ \theta_o &= 5 \text{ min} \\ \theta_d &= 24 \text{ hr}\end{aligned}$$

Luego e factor de apertura de puerta, ecuación (7) para ambas cámaras será

$$Dt=0.004$$

Finalmente para obtener el calor por infiltración de aire se usa la ecuación (3) con los siguientes valor de efectividad de puerta y factor de flujo a través de la puerta:

$$E= 0.8$$

El factor de flujo a través de la puerta (Df) toma el siguiente valor debido a que al momento de abrir la puerta el aire ingresa sin ningún obstáculo de por medio.

$$Df= 1$$

Con lo cual se obtiene el calor de infiltración para cada cámara:

$$Q_{4A} = q_{4A} * Df * Dt * (1 - E) = 5.26 W$$

$$Q_{4B} = q_{4B} * Df * Dt * (1 - E) = 8.88 W$$

D. Carga térmica total

Luego de hallar las cargas térmicas adicionales para la cámara de refrigeración tenemos que la capacidad de refrigeración total de cada evaporador será:

$$Q_{tot} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

Donde Q_1 es la carga útil, es decir lo que se puede aprovechar para enfriar algún producto. Para cada cámara tenemos los siguientes valores de cargas térmicas adicionales Q_{ad} , totales:

$$Q_{A_{ad}} = Q_{2A} + Q_{3A} + Q_{4A} = 0.0943 \text{ kW}$$

$$Q_{B_{ad}} = Q_{2B} + Q_{3B} + Q_{4B} = 0.18255 \text{ kW}$$

2.2 Selección de componentes para el sistema de refrigeración

En la presente sección se seleccionaran los componentes principales para la operación del sistema de refrigeración de dos temperaturas. También se escogerán dispositivos de control como termostatos, válvulas solenoide Se hará uso de catálogos y de información técnica en este proceso.

Para la selección de los componentes se tendrán en cuenta los valores solicitados y calculados hasta el momento, mostrados en la Tabla N°2.2.1:

Tabla N°2.2.1 Datos de entrada para selección de componentes

	Cámara A	Cámara B
Temperatura de evaporación (°C)	0	-15
Temperatura de condensación (°C)	50	
Carga térmica solicitada (W)	400	200
Cargas térmicas adicionales (W)	94.27	182.6
Carga térmica total (W)	494.27	382.6

2.2.1 Selección del compresor:

El método usual de selección de compresor es conocer la carga térmica del sistema y las temperaturas de evaporación y condensación. Sin embargo esto es solo para instalaciones típicas en donde se tiene un solo evaporador y un solo compresor. Para nuestro caso específico se opta por seleccionar el compresor de otra manera. Se debe determinar el flujo másico con el cual el compresor es capaz de trabajar. Se optó por trabajar con un compresor del tipo abierto de la marca alemana Bitzer. En el catálogo se tienen como dato el desplazamiento volumétrico del compresor, el flujo másico dependerá del volumen específico del refrigerante en el punto de succión para por hacer la selección se proceden a determinar las propiedades necesarias en todos los estados del circuito de refrigeración para lo cual se usa un esquema simplificado del sistema (Figura N°2.2.1).

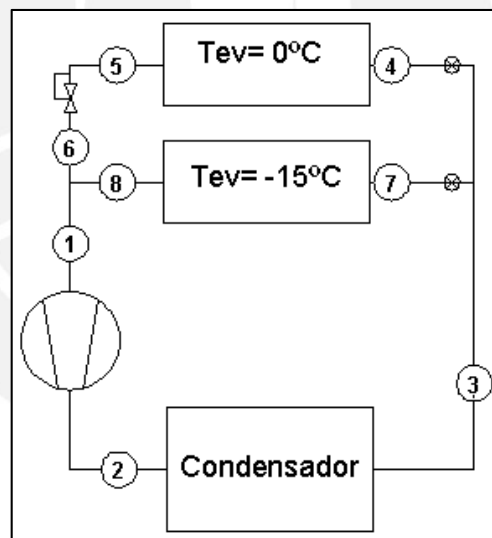


Figura N°2.2.1 Esquema del sistema de refrigeración

De acuerdo a este esquema se tienen 8 estados por los cuales atraviesa el refrigerante de los cuales el más importante es el 1 que se encuentra a la entrada del compresor. Para ayudar a identificar todos los estados se usará también el diagrama p-h (presión entalpía) para el sistema a diseñar tal cual se muestra a continuación.

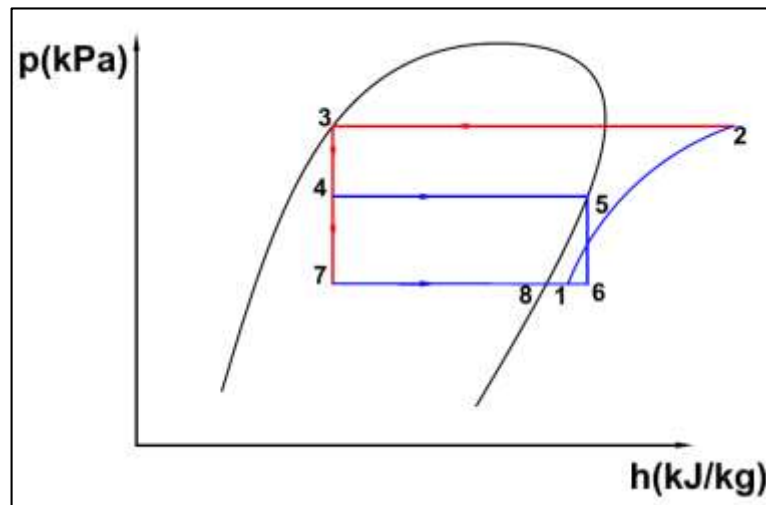


Figura N°2.2.2 Diagrama P-h para el sistema a diseñar.

Se puede ver, también, que en este estado es el resultado de la mezcla de dos flujos, los cuales están en el estado 6 y estado 8. Es importante notar que las propiedades fueron halladas considerando condiciones ideales en el sistema, es decir vapor saturado a la salida de los evaporadores, y líquido saturado a la salida del condensador, por ello los estados 5,8 y 3 fueron los primeros en ser hallados, luego considerando procesos de expansión isoentálpicos en las válvulas se hallaron las propiedades de los estados 4, 7 y 6. Del estado 1 y 2 se conocen solamente la presión. Para hallar las propiedades en el estado 1 se debe hacer un balance energético en la tubería donde se juntan los flujos máxicos 6 y 8 de la siguiente forma:

$$\dot{m}_1 * h_1 = \dot{m}_6 * h_6 + \dot{m}_8 * h_8$$

Por conservación de la masa se tiene lo siguiente:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_8$$

Con lo cual la entalpía en el estado 1 queda de la siguiente forma:

$$h_1 = \frac{\dot{m}_6 * h_6 + \dot{m}_8 * h_8}{\dot{m}_6 + \dot{m}_8}$$

Para hallar el flujo máxico de refrigerante necesario en cada evaporador se divide la potencia frigorífica necesaria en cada uno entre la variación de entalpías de la siguiente forma, ejemplo para el evaporador de alta:

$$\dot{m}_a = \dot{m}_5 = \frac{\dot{Q}_a}{h_5 - h_4} = \frac{0.494 \text{ kW}}{(250.45 - 115.8) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0.03671 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 13.21 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

De igual forma se obtiene el flujo por el evaporador de baja temperatura:

$$\dot{m}_b = \dot{m}_8 = 0.003031 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 10.91 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

El flujo másico total que debe circular por el sistema será la suma del flujo del evaporador de alta y del evaporador de baja:

$$\dot{m}_t = \dot{m}_1 = \dot{m}_a + \dot{m}_b = 24.12 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Teniendo presión y entalpía en el estado 1 se pueden hallar las demás propiedades. En la Tabla N°2.3 se pueden ver los estados hallados haciendo uso de tablas termodinámicas para R134a

Tabla N°2.2.2 Propiedades en cada estado del ciclo de refrigeración

	Estado	P(kPa)	T(°C)	h(kJ/kg)	v(m ³ /kg)	si(kJ/kg*K)
1	VSC	164.1	-9.39	243.12438	0.1233	0.9473
2	VSC	-	-	-	-	-
3	LS	1160	45	113.8	-	-
4	VH	292.8	0	113.8	-	-
5	VS	292.8	0	247.2	-	-
6	VSC	164.1	-4.16	247.2	-	-
7	VH	164.1	-15	113.8	-	-
8	VS	164.1	-15	238.3	-	-

Finalmente con el valor del volumen específico en 1 se puede hallar el flujo volumétrico, o volumen desplazado que debe tener el compresor seleccionado para poder operar en nuestro sistema:

$$\dot{V} = \dot{m}_1 * v_1 = 24.127 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 0.136 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} = 3.28 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Del catálogo de compresores Bitzer se observa que el modelo I1Y (Figura N°2.2) puede trabajar con una velocidad de compresor dentro del rango de 485 RPM a 1000 RPM y tiene un diámetro de polea de 260 mm. Además para un motor de 1450 RPM con una

polea de 130 mm de diámetro se puede tener un volumen desplazado de 3.28 m³/h, y si el diámetro de polea es 150 el volumen desplazado será de 3.8 m³/h. Por lo tanto se puede tener varias velocidades de trabajo del compresor, dependiendo de la velocidad de operación del motor y del diámetro de la polea del mismo. Se debe verificar que el compresor, además de tener la capacidad volumétrica requerida, pueda trabajar con la temperatura del refrigerante a la succión para evitar sobrecalentamientos. Del catálogo se observa que para la selección el fabricante ha previsto que el compresor trabaje con una temperatura de succión de 20°C, y en nuestro caso T₁=10°C, lo cual asegura que no habrá problemas de sobrecalentamiento. Por consiguiente se escoge este compresor para el sistema de refrigeración.



Figura N°2.2.2 Compresor Bitzer IY. [BITZER]

Una vez seleccionado el compresor se procede a verificar la caída de presión a lo largo del sistema. Para este cálculo se toman en cuenta los siguientes componentes: acumulador de succión, compresor, condensador y evaporadores. Se consideran las siguientes longitudes entre cada componente, de acuerdo a la siguiente imagen:

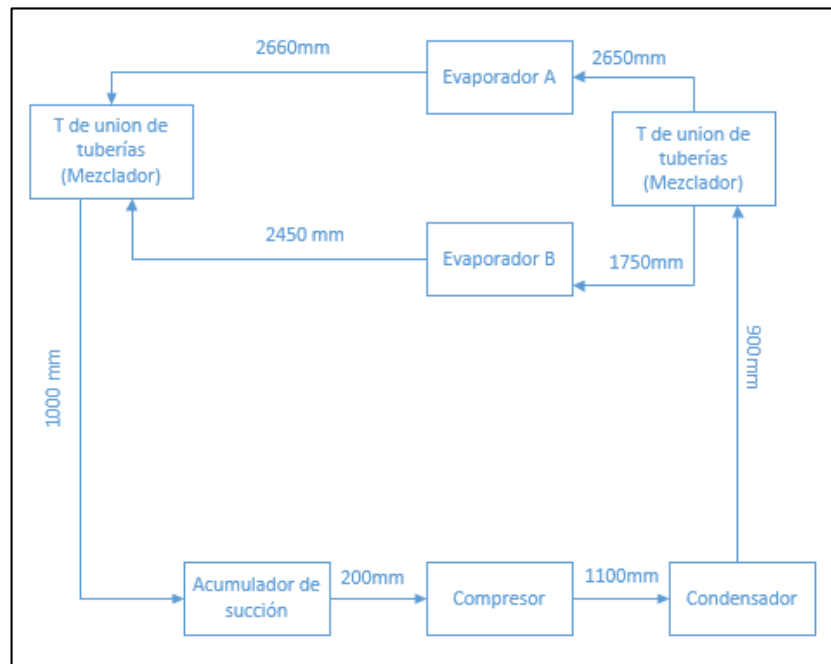


Figura N°2.2.3 Esquema del sistema de refrigeración para cálculo de pérdidas

Se toma en cuenta el método de Darcy para cálculo de pérdidas en tuberías de acuerdo a la siguiente expresión:

$$hf = fd * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g} * Sm \dots (12)$$

Donde

- Fd*: factor de fricción de Darcy
- L*: Longitud de la tubería [m]
- D*: Diámetro de la tubería [m]
- V*: Velocidad [$\frac{m}{s^2}$]
- g*: gravedad [$\frac{m}{s^2}$]
- Sm*: Densidad específica.

Considerando un valor de rugosidad para las tuberías de cobre igual a 2.5 micras y además teniendo en cuenta los estados en los que se encuentra el refrigerante de acuerdo a la Tabla N°2.2.2 se tienen los siguientes resultados:

Tabla N°2.2.3 Pérdida en tuberías

Tramo		Caída de presión (Pa)
Compresor	Condensador	27.5
Condensador	Mezclador	2.49
Mezclador 1	Evaporador A	449
	Evaporador B	204
Evaporador A	Mezclador 2	387
Evaporador B	Mezclador 2	132
Mezclador 2	Compresor	793
Total		1994.99

Se puede ver que la caída de presión total es de 2 kPa, la cual comparada con la presión de salida del compresor (1160 kPa), es despreciable. Se concluye que la caída de presión en tuberías no afectará a los estados hallados en el ciclo de refrigeración planteado.

2.2.2 Selección del motor y la transmisión

En el catálogo del compresor se encuentran potencias de motores para determinadas condiciones de operación, es decir una temperatura de evaporación y una temperatura de condensación fijadas. Sin embargo dado que en el sistema de refrigeración del presente proyecto, se tienen dos temperaturas de evaporación y una temperatura de condensación, no se puede escoger el motor de acuerdo al catálogo. Para poder seleccionar el motor se hace un cálculo de la eficiencia del compresor para una temperatura de evaporación de -15°C , y temperaturas de condensación de 40°C y 50°C , donde el trabajo requerido o real es el solicitado en el catálogo mientras que el trabajo ideal se halla con el producto del flujo másico de refrigerante (correspondiente al volumen desplazado de nuestro caso $3.28 \text{ m}^3/\text{h}$) y la diferencia de entalpías entre la salida y entrada del compresor. De acuerdo al diagrama presión-entalpía (para una instalación típica con un solo evaporador y un compresor) de la Figura N°2.2.5, el punto a la entrada del compresor es el 1, y a la salida de este es el 2.

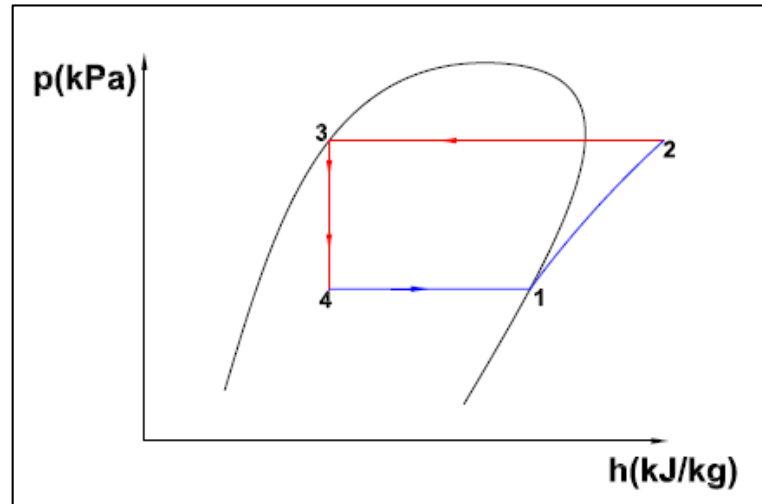


Figura 2.2.5 Diagrama Presión-entalpía de una instalación con un evaporador y un compresor

De acuerdo al diagrama presión-entalpía, el punto 1 se encuentra alejado de la curva de saturación, esto se debe a que el catálogo especifica que la temperatura de succión en el compresor es de 20°C, y es para estas condiciones que se especifica la potencia de motor requerida.

Se obtienen las propiedades para los puntos 1 y 2 de la figura anterior y las potencias de motor solicitadas en el catálogo, y se hallan las eficiencias para las dos condiciones de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\eta_{iso} = \frac{\dot{m} * (h_2 - h_1)}{W_{real}} \dots (13)$$

Donde

- \dot{m} : Flujo másico de refrigerante [kg/s]
- h_2 : Entalpía del refrigerante a la salida del compresor [kJ/kg]
- h_1 : Entalpía del refrigerante a la entrada del compresor [kJ/kg]
- W_{real} : Potencia de motor solicitada en el catálogo [kW]

De acuerdo a los resultados mostrados en la Tabla N°2.2.3, se puede ver que la eficiencia es menor a una temperatura de condensación de 40 °C. Se decide trabajar con este valor para seleccionar el motor eléctrico.

Tabla N°2.2.4 Eficiencias del compresor

Tevaporación (°C)	15	
Tcondensación (°C)	40	50
m (kg/s)	0.0065033	
h1 (kJ/kg)	268.6	268.6
h2 (kJ/kg)	313.1	319.7
m*(h2-h1) (kW)	0.29	0.33
Wsolicitado (kW)	0.37	0.37
η(%)	78.22	89.81

A continuación se procede a calcular el trabajo ideal del sistema de refrigeración del presente trabajo con las propiedades de la Tabla N°2.2.2, que corresponden a ese sistema. Luego se divide a este valor entre la eficiencia hallada para una temperatura de condensación de 40°C con lo cual se obtiene una potencia de motor requerida igual a 0.55kW. Además de la eficiencia del compresor se debe tomar en cuenta la eficiencia de la transmisión entre el motor y el compresor, la cual se estima en 90%, y se obtiene una nueva potencia de selección igual a 0.61 kW. Con este valor de potencia se hace uso del catálogo virtual para motores eléctricos de la marca WEG y resulta que no se encuentran potencias de esta magnitud pero la inmediata superior es una potencia de 0.75kW por lo que se usa este valor para ir descartando opciones en la selección.

El siguiente factor a considerar es la velocidad de operación del motor, sin embargo para esto es necesario conocer la relación de transmisión entre la polea del compresor y la polea del motor. De acuerdo al catálogo del compresor para tener un flujo volumétrico de 3.28 m³/h se requiere contar con una polea de motor de 130 mm de diámetro y una velocidad de motor de 1450 RPM, lo cual implica una velocidad del compresor de 725 RPM. En este caso se requiere un flujo volumétrico de 3.3m³/h, lo cual corresponde a una velocidad en el compresor de 731.54 RPM.

Con la finalidad de ver cuál es la velocidad de operación requerida del motor, se verifican las poleas disponibles, usando el catálogo de la marca Optibelt de fajas y poleas. Se encuentra una polea de 112 mm de diámetro. Se sabe que el compresor tiene una polea de 260 mm de diámetro, entonces la velocidad de motor requerida será de 1698.21 RPM.

Antes de continuar con la selección del motor, se debe verificar que la faja requerida no supere su velocidad de operación. De acuerdo al catálogo del compresor, se requiere una faja DIN2215 de perfil número 13 para la transmisión, y en el catálogo de fajas Optibelt, se menciona que la velocidad de la faja no debe superar los 30 m/s. Tomando el diámetro (112mm) y la velocidad de la polea del motor (1698.21RPM) se tiene una velocidad de 9.96 m/s para la faja, lo cual permite el uso de la transmisión.

A continuación se usa la velocidad de motor calculada para descartar opciones, y luego se usa el voltaje y la frecuencia de la red a la cual se conectará del motor eléctrico como último criterio de selección. Con estos criterios se llega a seleccionar el motor WEG W21 de carcasa 80 estándar de Aluminio, de alta eficiencia IE2, protección IP55, tensión de trabajo de 220(Δ)/380(Y)V (Figura N° 2.2.4)



Figura N°2.2.5 Motor eléctrico WEG W21-Carcasa 80 de 0.75 kW. [WEG]

Por otra parte se selecciona para la transmisión se debe calcular la distancia entre centros y además el desarrollo de la polea, para lo cual se hace uso del manual técnico de Optibelt, y se usa como referencia la Figura N°2.2.5 Para identificar la nomenclatura usada.

Se recomienda que la distancia entre ejes cumpla lo siguiente

$$0.7 * (Ddg + Ddk) < a < 2 * (Ddg + Ddk) \dots (14)$$

Donde

- a : Distancia entre ejes [mm]
- Ddg : Diámetro de referencia de la polea mayor [mm]
- Ddk : Diámetro de referencia de la polea menor [mm]

Que para este caso $Ddg=260$ mm y $Ddk = 120$ mm, con lo que se tiene que la distancia entre centros a debe estar entre 260.4mm y 744 mm. Se escoge dentro de este rango un valor de $a= 500$ mm. Luego con esta distancia entre centros se calcula el desarrollo de referencia de la faja mediante la siguiente ecuación:

$$Ldth = 2 * a + 1.57 * (Ddg + Ddk) + \frac{(Ddg-Ddk)^2}{4*a} \dots(15)$$

Donde

$Ldth$: Desarrollo de referencia de la correa [mm]

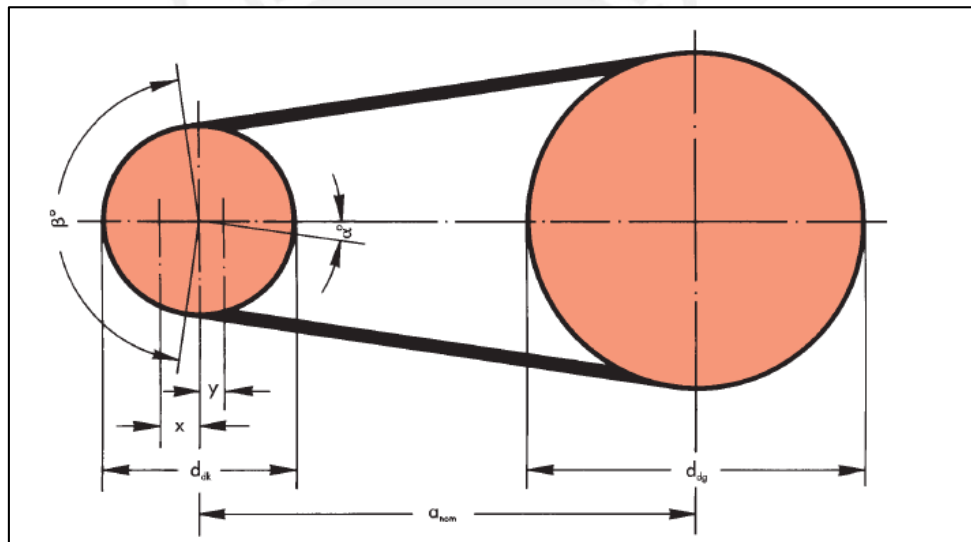


Figura N°2.2.6 Esquema del sistema de transmisión usando faja y poleas. [OPTIBELT]

Con los valores de Ddg , Ddk , y a considerados anteriormente se obtiene un desarrollo de la correa $Ldth= 1580$ mm. Como dato adicional se determina de acuerdo a tablas el ajuste mínimo de la correa $x=25$ mm e $y=30$ mm, que indican el mínimo desplazamiento recomendado que debe tener el eje de la polea más pequeña para el ajuste de la faja.

Finalmente se tiene como elementos de transmisión seleccionados una polea DIN2217 para perfil de correa 13, y de 112 mm de diámetro de referencia; y una correa trapezoidal DIN2215 de perfil número 13 y de 1580mm de longitud.

2.2.3 Selección de condensador

Para seleccionar el condensador se debe conocer el calor que se debe despejar, la temperatura de condensación y la diferencia de temperatura con el ambiente. Para hallar el calor a despejar se deben hallar las propiedades en el estado 2 de acuerdo a la Figura N°2.1. Como no se tiene ningún dato más que la presión de 2, se asumirá que el compresor realiza un proceso isoentrópico, es decir $s_1=s_2$, luego con esas propiedades, y haciendo uso de tablas termodinámicas se puede hallar la entalpía isoentrópica en el estado 2. De considerarse el caso en que el compresor no fuese isoentrópico, la entalpía alcanzada en 2 sería menor puesto que el trabajo entregado al compresor no sería aprovechado solamente por el fluido refrigerante sino también se perdería como calor cedido al medio ambiente y calor por fricción. Es por ello que al asumir un proceso de compresión isoentrópico la variación de entalpía de 2 a 1 será mayor, y por ello el calor que deberá evacuar el condensador también será mayor, es decir se establecen condiciones críticas de operación.

Luego el calor a despejar por el condensador será:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_t * (h_2 - h_3) = 0.0067 \frac{kg}{s} * (303.47 - 115.8) \frac{kJ}{kg} = 1.26 kW$$

Se opta por trabajar con condensadores de la marca brasilera Elgin. De acuerdo a su catálogo, las capacidades están dadas para una temperatura de condensación de 45°C y una diferencia de temperaturas de 35°C, en el lugar de operación del equipo, Lima, la temperatura ambiental es menor lo cual favorece a una mejor transferencia de calor. Las capacidades están dadas en kcal/h por lo cual se realiza la conversión de unidades:

$$\dot{Q}_{cond} = 1.26kW = 1083.4 kcal/h$$

De acuerdo a catálogo el condensador que calza con los requerimientos es el CDE 2782 y CDA 2782. El modelo CDE es fabricado con tubos de cobre y aletas de aluminio, mientras que en el CDA los tubos y las aletas son de aluminio. Se escoge el modelo CDE 2782 debido a la mejor conductividad del cobre. Es bueno mencionar que el catálogo recomienda un ventilador de la misma marca modelo MM11 o EL11 que puede proporcionar el flujo de aire adecuado para el condensador.

2.2.4 Selección de evaporadores

Para la selección de evaporadores se requiere tener los siguientes parámetros: la carga térmica, la temperatura de evaporación requerida y la temperatura final deseada en el producto. En el caso de este proyecto, no se tiene una temperatura final deseada, sin embargo se asumió que el ambiente estaría a 6 grados por encima de la temperatura de evaporación, este dato se conoce como la diferencia de temperatura Dt para operación del evaporador.

Ya que el espacio de las cámaras es pequeño se optó por trabajar con la marca de evaporadores Heatcraft dada su buena relación entre dimensión y capacidad frigorífica. Otra razón es que algunos evaporadores de esta marca son del tipo forzado ya que incluyen un ventilador para incrementar la velocidad de flujo de aire a través del serpentín.

Es importante mencionar que, en el catálogo encontrado, las capacidades frigoríficas (en kcal/h) están dadas para los refrigerantes R-22, R-507 y R404A. Para trabajar con R134A es necesario multiplicar a dichas capacidades por 0.9. En el caso de la cámara de alta temperatura, se selecciona el evaporador modelo RIH 1055 con capacidad de 0.578 kW para una $T_{ev}=0^{\circ}\text{C}$ y una Dt de 6 $^{\circ}\text{C}$. Para el caso de la cámara de baja temperatura se selecciona el modelo RIL-1053 con una capacidad de 0.4187 kW para una $T_{ev}=-15^{\circ}\text{C}$ y una Dt de 6 $^{\circ}\text{C}$. Ambos modelos son de las mismas dimensiones, la diferencia se encuentra en que el modelo RIL cuenta con resistencias para deshielo dado que se trabaja a temperaturas inferiores a 0°C . En la Figura N°2.2.6 se observa la forma de dicho evaporador. En los dos casos (T_{alta} y T_{baja}) el evaporador cuenta con un solo ventilador y las dimensiones de acuerdo a la imagen son: $A=507\text{mm}$, $C=380\text{mm}$

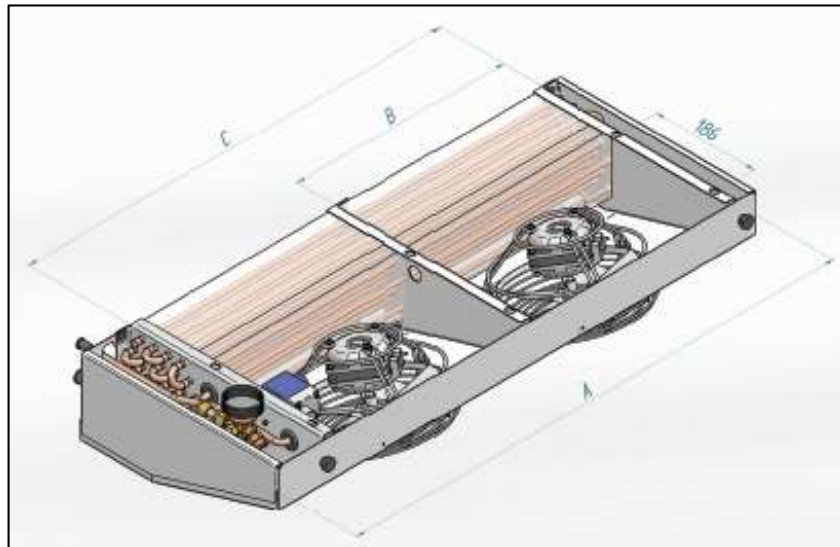


Figura N°2.2.7 Evaporadores Heatcraft. [HEATCRAFT]

En el caso del evaporador de baja temperatura se debe verificar que su capacidad de refrigeración se de abasto para la carga térmica remanente de deshielo. Con este propósito se realizarán cálculos adicionales. Se consideran dos posibles escenarios: el caso más crítico, en el cual la carga térmica remanente luego del deshielo tenga que ser evacuada junto con la carga solicitada de 200 W, y el caso en el cual solo se tenga que evacuar el calor remanente del deshielo en el menor tiempo posible. En ambos casos se debe calcular la energía necesaria para derretir la capa de hielo que se forma alrededor de los tubos del evaporador, para ello se considera una tubería de mayor diámetro al del evaporador seleccionado (con esta contemplación se tendrá mayor cantidad de hielo), de un evaporador de similar capacidad y tamaño, se consideran un total de 26 tubos en el intercambiador y la longitud de los tubos cercana a la dimensión A (507 mm) mostrada en la Figura N°2.2.7. Definido esto se realiza el siguiente esquema de la tubería con un espesor de hielo “e”:

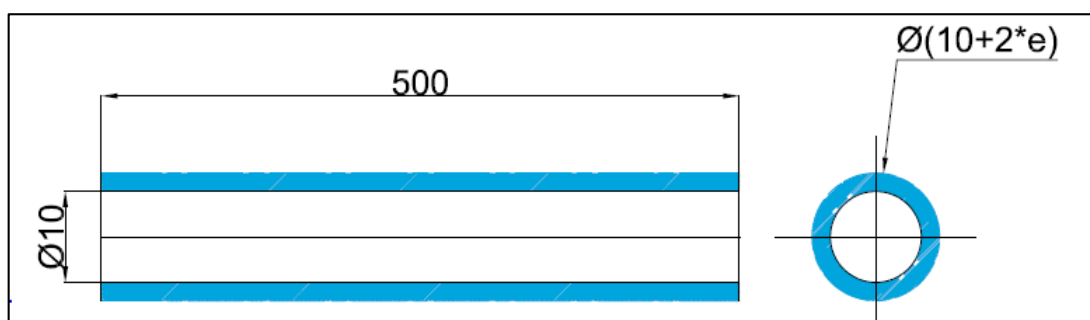


Figura N°2.2.8 Capa de hielo sobre la tubería del evaporador.

La masa de hielo acumulada en las tuberías está dada por la siguiente ecuación

$$m_{Hielo} = \rho_{Hielo} * \frac{\pi}{4} * ((\phi_{Tub} + 2e_{hielo})^2 - \phi_{Tub}^2) * L_{tub} * \#_{tub} * 10^{-9} \dots (14)$$

Donde

m_{Hielo} :	Masa de hielo acumulada en las tuberías [kg]
ρ_{Hielo} :	Densidad del hielo a -10°C y 1 atm [910 $\frac{kg}{m^3}$]
e_{Hielo} :	Espesor de la capa de hielo [mm]
ϕ_{Tub} :	Diámetro de la tubería del evaporador [mm]
L_{tub} :	Longitud de cada tubo del evaporador [mm]
$\#_{tub}$:	Número de tubos en el evaporador [26]

Para un espesor de capa de hielo de 4mm se obtiene una masa de hielo cercana a 0.7 kg, la cual será usada para el siguiente cálculo. El calor necesario para derretir toda la capa de hielo viene dado por la siguiente ecuación:

$$q_{fusión} = m_{Hielo} * Cp_{hielo} * 10^{\circ}C + m_{Hielo} * h_{fusión} \dots (15)$$

Donde

$q_{fusión}$:	Calor necesario para derretir la capa de hielo [kJ]
Cp_{hielo} :	Calor específico del hielo para la temperatura [2.0623 $\frac{kJ}{kg^{\circ}C}$]
$h_{fusión}$:	Entalpía de fusión del hielo [$\frac{kJ}{kg}$]

Reemplazando los valores numéricos se obtiene que el calor necesario es de 248.1 kJ. Se estima que esta masa de hielo debe ser derretida en un período de 10 minutos, entonces la potencia de deshielo (P_{des}) necesaria debe ser la división del calor necesario ($q_{fusión}$) entre el período de tiempo, que resulta en 0.413 kW.

Se evaluará el caso en el que el evaporador debe evacuar la carga térmica junto a la carga residual del deshielo que se obtiene multiplicando el tiempo de deshielo (10 min) la diferencia de la potencia entregada por las resistencias eléctricas ($P_{resis} = 500W$) y la potencia frigorífica necesaria:

$$(P_{resis} - P_{des}) * t_{deshielo} = Q_{residual} \dots (16)$$

$$Q_{residual} = 52.20 \text{ kJ}$$

Tomando un tiempo estimado de dos horas para evacuar este calor se obtiene la potencia residual real que será añadida a la carga térmica total definida en la Tabla 2.2.1, y se tiene una nueva carga total (QB'_{tot}) a ser evacuada por el evaporador de baja temperatura:

$$QB'_{tot} = 382.6 \text{ kW} + \frac{Q_{residual}}{3600 * 2s} = 382.607 \text{ kW}$$

Se puede ver que el incremento en la carga térmica es mínimo. Además la capacidad del evaporador de baja es 418.7 kW por ello cumple con creces con la nueva carga térmica considerando sus resistencias.

En el segundo caso en el cual el evaporador solo debe evacuar el calor residual de deshielo, es decir usando toda la capacidad del evaporador (418.7 kW), no habrá problemas por la elevada potencia frigorífica del evaporador comparado a la residual calculada en (16).

Se concluye que en ambos casos el evaporador se dará abasto para evacuar el calor residual del proceso de deshielo.

Debe notarse que las capacidades del evaporador en ambos casos son mayores que las requeridas por las cargas térmicas, esto es algo útil, dentro de cierto rango, ya que permite sobrecalentar el refrigerante con lo cual se evitan posibles llegadas de líquido al compresor.

2.2.5 Selección de válvulas de expansión:

Para poder seleccionar las válvulas de expansión para cada cámara se deben conocer la capacidad de refrigeración por cámara, la caída de presión que debe darse en la válvula y la temperatura de evaporación por cámara.

Con la finalidad de conocer la caída de presión necesaria en cada cámara se debe saber la presión de refrigerante correspondiente a la temperatura de condensación y luego

conocer las presiones correspondientes a cada temperatura de evaporación en cada cámara. Como se ha considerado que el sistema opera a una temperatura de condensación de 45°C la presión correspondiente será de $P_c=1160.9$ kPa o 11.6 bar. En la cámara de baja temperatura la presión de evaporación será $P_{eb}=164.16$ kPa o 1 bar, y para la cámara de alta temperatura la presión de evaporación será $P_{ea}=293.01$ kPa o 2.9bar. La caída de presión ΔP (P_c-P_e) será para cada caso: $\Delta P_b=9.9$ bar, $\Delta P_a=8.6$ bar. Las cargas térmicas correspondientes son $Q_a=0.494$ W y $Q_b=382.55$ W.

Usando el catálogo de válvulas de expansión Danfoss se obtienen las siguientes válvulas:

- Cámara de alta temperatura: De acuerdo a los datos de entrada para una temperatura de evaporación e interpolando se obtiene que la válvula T2, con un orificio 0X, tiene una capacidad de refrigeración convertida a flujo másico de 12.2 kg/h lo cual es menor a lo requerido. Se prueba con el siguiente # 00 de orificio el cual otorga una capacidad de 22kg/h, con lo cual la válvula trabajaría al 60% de su capacidad. Al ser el menor tamaño disponible se escoge la válvula Ten2-0.25 con orificio #00
- Cámara de baja temperatura: De acuerdo a los datos de entrada, y mediante interpolación se halla que la válvula T2 con un orificio 0X tiene una capacidad de refrigeración de 0.43kW, lo cual convertido a flujo másico de refrigerante es 11.74kg/h. Vemos que esto es un poco mayor a los 10.93kg/h requeridos. Esto asegura que se podrá trabajar sin problemas. Por lo tanto la válvula seleccionada es la Ten2-0.25 con orificio # 0X.

2.2.6 Selección de dispositivos de operación:

En esta sección se seleccionarán dispositivos adicionales que permiten la operación del equipo de forma estable: válvula reguladora de presión, intercambiador de calor, acumulador de succión, separador de aceite, tanque de líquido y filtro secador.

a) Válvula reguladora de presión

Para mantener una presión de evaporación constante en el evaporador de alta temperatura, se hace necesario la válvula reguladora de presión. Esta válvula además permite diferenciar las temperaturas de evaporación a las cuales trabaja el sistema. De acuerdo al catálogo Danfoss, la válvula de menor capacidad es la KVP12, la cual para condiciones de temperatura de evaporación de -10°C y una temperatura de condensación de 25°C tiene una capacidad de 2.8 kW, lo cual es equivalente a un flujo másico de 57 kg/h, valor mucho mayor al requerido por el evaporador de alta temperatura. Por lo tanto se elige la válvula reguladora de presión KVP 12.

b) Intercambiador de calor

Se hace uso de la curva mostrada (Figura N°2.2.8), del catálogo de Danfoss. De acuerdo a ello se ve que la capacidad para el modelo HE 0,5 a temperatura de evaporación de -15°C es 1 kW, y a una temperatura de 0°C la capacidad es aproximadamente 2 kW. En ambos casos la capacidad de este modelo permite que sea usado en el sistema de refrigeración. Para verificar el modelo He 0,5 se puede tomar como referencia la temperatura en el punto 1 (10°C), de la Tabla N° 2.3, la capacidad del intercambiador es de aproximadamente 3 kW, lo cual supera los 0.876 kW del sistema. Por ende se selecciona el intercambiador de calor He 0.5.

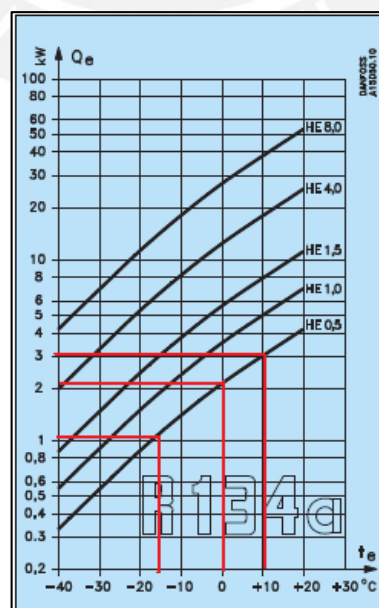


Figura N°2.2.8. Selección del intercambiador de calor. [DANFOSS]

c) Acumulador de succión

De acuerdo al catálogo virtual QeQuality, se selecciona el acumulador de succión QSA-12 con diámetros de conexión de 1/2". Este acumulador tiene un volumen de 0.012m³ y un peso de 4.914 kg.

d) Separador de aceite

Para la selección del separador de aceite se debe conocer la capacidad de refrigeración del sistema y adicionalmente el diámetro de la tubería en la cual irá colocado. En este sistema se tiene como capacidad frigorífica total, la suma de las capacidades de la cámara A y la cámara B, 0.876 kW. El separador se encuentra ubicado entre la salida del compresor y la entrada del condensador, el diámetro correspondiente a esa tubería es de 1/2" y el diámetro a través del cual retorna el aceite hacia el compresor es de 1/4".

Con estos datos de entrada, se procede a seleccionar el modelo OUB1S de la marca Danfoss que cumple con la capacidad requerida, de acuerdo al catálogo mostrado:

Tipo	Conexión			Capacidad nominal de la instalación kW					Código para OUB + conectores (paso recto)
	In. (pulg.)	mm	Versión	R22/R407C	R134a	R404A	R507	R407C	
OUB 1	3/8	10	Abocardar	3.1	2.5	3.5	3.5	4.4	040B0010 + 2 x 040B0132
	3/8		Soldar						040B0010 + 2 x 040B0140
		10	Soldar						040B0010 + 2 x 040B0138
	1/2	12	Abocardar						040B0010 + 2 x 040B0134
	1/2		Soldar						040B0010 + 2 x 040B0142
		12	Soldar						040B0010 + 2 x 040B0139
	3/8	16	Abocardar						040B0010 + 2 x 040B0136
	3/8	16	Soldar						040B0010 + 2 x 040B0144

Figura N°2.2.9. Selección de separador de aceite. [DANFOSS]

e) Filtro secador

Se tienen dos tipos de filtro secador DML Y DCL, con diferencia en el tipo de núcleo usado por cada uno de ellos. El modelo DML es el diseñado para R134A. Según el esquema del sistema, el filtro secador se ubica en la línea de líquido entre el intercambiador de calor y el condensador por lo que la tubería es de 1/4".

Para la selección se debe verificar que el filtro tenga la capacidad de operar con el flujo másico deseado. El catálogo (Figura N° 2.2.10) muestra esta capacidad en forma de carga térmica de líquido, es decir la capacidad del condensador, a determinadas temperaturas de evaporación y de condensación. Con la finalidad de hallar la capacidad en kg/s de refrigerante se deben hallar las propiedades en los estados correspondientes. Se verifica que el filtro DML 032/032s tiene una capacidad de secado de 0.0389kg/s de R134a superior al flujo másico del sistema, y la presión de trabajo de 46bar también es superior a la del sistema, por lo cual se selecciona este modelo.

Tipo	Capacidad de secado en kg de refrigerante ¹⁾						Capacidad de líquido en kW ²⁾			Presión de trabajo máx. PS [bar]
	R134a		R404A R507		R22, R407C R410A		R134a	R404A R507	R22 R407C R410A	
	24°C	52°C	24°C	52°C	24°C	52°C				
DML 032/032s	5.5	5	7.5	4.5	4.5	4	7	5	7	46
DML 032/33s	5.5	5	7.5	4.5	4.5	4	9	7	10	46
DML 033/033s	5.5	5	7.5	4.5	4.5	4	17	13	19	46
DML 034s	5.5	5	7.5	4.5	4.5	4	24	17	26	46

Figura 2.2.10 Selección del filtro secador [DANFOSS]

2.2.7 Selección de componentes de control

a) Válvula solenoide

La válvula solenoide debe ir ubicada en la línea de líquido antes de la válvula de expansión termostática. Para esta ubicación el catálogo (Figura N°2.2.11) brinda capacidades en kW que representan un flujo másico determinado para las siguientes condiciones: Temperatura de evaporación de -10°C y Temperatura de condensación de 25°C. Para estas condiciones se tiene que el flujo másico con el cual puede operar la válvula EVR2 es de 0.01941kg/s = 60 kg/h, capacidad que supera ampliamente lo requerido por cada evaporador, por ello se selecciona la válvula solenoide EVR2 normalmente abierta. Dado que la fuente de alimentación es 220V se selecciona una válvula de 10 W a 220VAC para esta válvula.

Tipo	Capacidad nominal kW											
	Líquido				Vapor de aspiración				Gas caliente			
	R22	R134a	R404A/R507	R407C	R22	R134a	R404A/R507	R407C	R22	R134a	R404A/R507	R407C
EVR 2	3.20	2.90	2.20	3.01					1.50	1.20	1.20	1.46
EVR 3	5.40	5.00	3.80	5.08					2.50	2.00	2.00	2.43
EVR 6	16.10	14.80	11.20	15.13	1.80	1.30	1.60	1.66	7.40	5.90	6.00	7.18

Figura N°2.2.11 Selección de válvula solenoide. [DANFOSS]

b) Visor de líquido

El visor de líquido puede incluir un indicador de humedad de acuerdo al tipo de refrigerante con el cual se trabaje. Para el caso de R134a el modelo es SGN. Se selecciona de acuerdo al catálogo (Figura N°2.2.12) del fabricante, teniendo como dato de entrada el diámetro de la tubería donde irá colocado, antes de la válvula de expansión. El modelo seleccionado es SGN 10.


	Type	Version	Connection in.	Connection mm	Code no.
	SGN 6	Flare ext. x ext.	1/4 x 1/4	6 x 6	014-0161
	SGN 10		3/8 x 3/8	10 x 10	014-0162
	SGN 12		1/2 x 1/2	12 x 12	014-0163
	SGN 16		5/8 x 5/8	16 x 16	014-0165
	SGN 19		3/4 x 3/4	19 x 19	014-0166
	SGN 6		1/4 x 1/4	6 x 6	014-0171

Figura N°2.2.12 Selección de visor de líquido [DANFOSS]

c) Termostatos

Se seleccionan termostatos que puedan operar a las temperaturas de las cámaras con un diferencial de temperatura pequeño para tener mayor precisión en el control de encendido y apagado del sistema. Existen dos tipos de rearme, automático en el cual el sistema se vuelve a encender de forma instantánea cuando la temperatura vuelve a estar dentro del rango de operación, mientras que en el rearme manual alguien debe encender nuevamente el sistema. En la lista (Figura N°2.2.13) se muestran dos tipos de bulbos, el modelo B es el sensor más adecuado para aire, de acuerdo al fabricante. Para ambas cámaras el modelo más adecuado resulta el KP61 con los menores diferenciales de temperatura.

Tipo	Rango de ajuste °C	Diferencial Δt		Carga	Tipo de bulbo	Rearme	Temp. máx. del bulbo en °C	Longitud del tubo capilar en m	Código ¹⁾
		Temperatura mínima °C	Temperatura máxima °C						
KP 61	-30 → 15	5.5 → 23	1.5 → 7	Vapor	A	aut.	120	2	060L110066
	-30 → 15	5.5 → 23	1.5 → 7	Vapor	A	aut.	120	5	060L110166
	-30 → 13	4.5 → 23	1.2 → 7	Vapor	B	aut.	120	2	060L110266
	-30 → 15	5.5 → 23	1.5 → 7	Vapor	B	aut.	120	2	060L110366 060L112866

Figura N°2.2.13 Selección de termostato. [DANFOSS]

d) Presostatos

Se deben seleccionar para proteger al compresor contra altas y bajas presiones de trabajo. El sistema de refrigeración calculado tiene 10.2bar como presión máxima y 1.6bar como presión mínima de trabajo. De igual manera que en el caso de los termostatos, se desea tener una buena precisión para el control de encendido y apagado del sistema por lo cual se escogerán los presostatos con el menor diferencial de temperatura posible, y con la capacidad de regularlo. Por último en el caso del rearme se optará por usar modelos del tipo automático. Según se muestran en la Figura N°2.2.14, las características para los modelos seleccionados, para presión de salida (alta): KP5 y para presión de succión (baja): KP1, son las siguientes:

Pedidos

Presión	Tipo	Baja presión (LP)		Alta presión (HP)		Rearme		Sistema de contactos	N° de código			
		Gama de regulación bar	Diferencial Δp bar	Gama de regulación bar	Diferencial Δp bar	Baja presión LP	Alta presión HP		1/4 pulg. 6 mm abocardada	1/4 pulg. ODF soldar cobre	6 mm ODF soldar cobre	
<i>Para refrigerantes fluorados</i>												
Baja	KP 1	-0.2 → 7.5	0.7 → 4.0			Aut.				060-110166 ²⁾	060-111266 ³⁾	060-111066 ²⁾
Baja	KP 1	-0.2 → 7.5	0.7 → 4.0			Aut.				060-114166 ³⁾		
Baja	KP 1	-0.9 → 7.0	Fijo 0.7			Man.			SPDT	060-110366	060-111166	060-110966
Baja	KP 2	-0.2 → 5.0	0.4 → 1.5			Aut.				060-112066 ²⁾		060-112366 ²⁾
Alta	KP 5			8 → 32	1.8 → 6.0	Aut.				060-117166 ²⁾	060-117966 ²⁾	060-117766 ²⁾
Alta	KP 5			8 → 32	Fijo 3	Man.				060-117366	060-118066	060-117866

Figura N°2.2.14 Selección de presostatos. [DANFOSS]

2.3 Diseño de la estructura

Esta sección aborda el diseño de las cámaras de enfriamiento y de la estructura que servirá de soporte para todo el sistema de refrigeración: cámaras de enfriamiento y componentes seleccionados y también para la carga que será refrigerada por el sistema.

2.3.1 Cámaras de enfriamiento

Como se mencionó en la sección 2.1.1 las cámaras de enfriamiento serán fabricadas con paneles aislantes de 100 mm de espesor, que consisten en poliuretano expandido cubierto por planchas de acero galvanizado. Estas planchas se comercializan para diferentes espesores (s), con un ancho útil de 1100 mm y una longitud de hasta 12m, tal como se ve en la Figura N° 2.2.

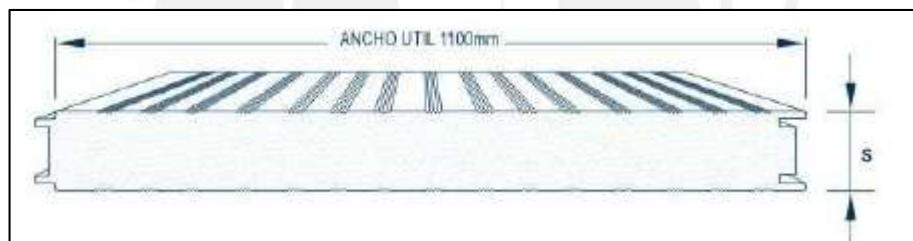


Figura N°2.3.1 Presentación comercial de los paneles aislantes. [PRECOR]

Es por ello que para fabricar la cámara de enfriamiento se deberán realizar cortes en los paneles hasta obtener las dimensiones requeridas. Para la unión de las esquinas se opta por realizar los bordes de los paneles ya cortados, en forma de tronco de pirámide para poder empalmar las esquinas. En total son seis cortes que deben obtenerse para el ensamble de la cámara: dos para las paredes laterales, uno para la tapa inferior, uno para la tapa superior, uno para la tapa posterior y finalmente una plancha de 80 mm de espesor que servirá para dividir las cámaras de alta y baja temperatura. La forma de corte para la tapa posterior se puede ver en la Figura N°2.3.2

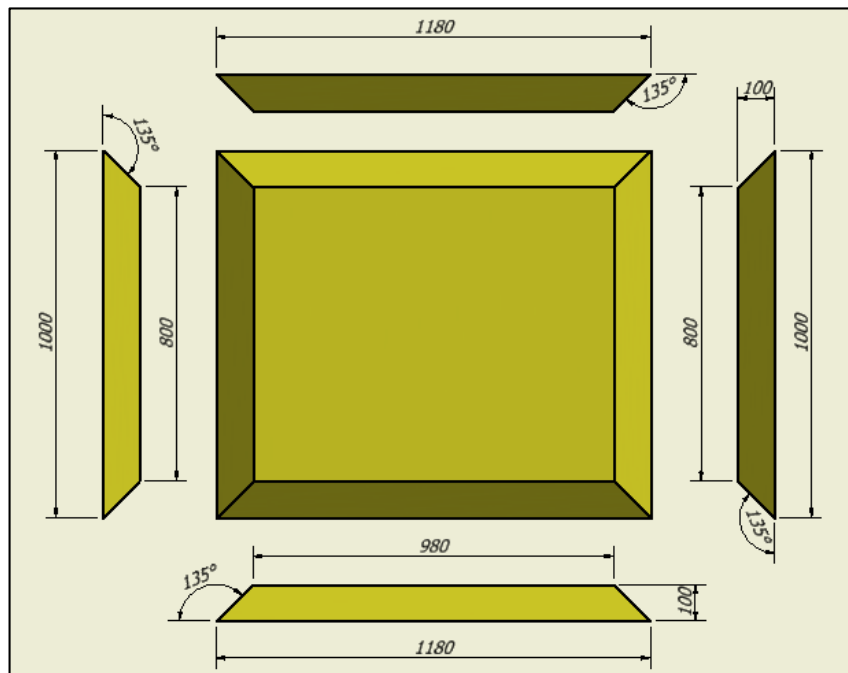


Figura N°2.3.2 Corte para la tapa posterior de la cámara.

Luego se unen los paneles de acuerdo como se puede ver en la Figura N°2.3.3. Sellando las uniones con adhesivo de poliuretano Sikaflex 221. De acuerdo al manual de instalación del fabricante PRECOR, para fijar las esquinas se usarán ángulos L de $\frac{3}{4}$ " de ala y 2 mm de espesor, con remaches de aluminio de $\frac{5}{32}$ ".

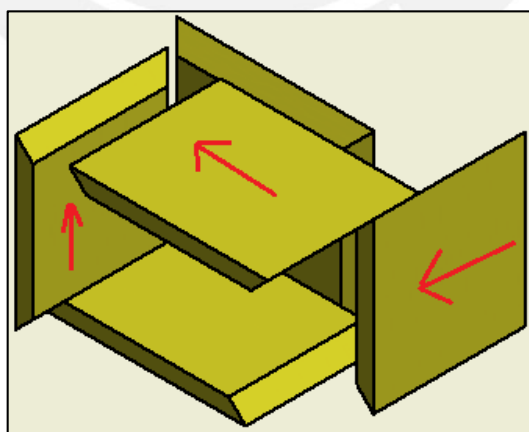


Figura N°2.3.3 Unión de los paneles para el ensamble de la cámara

Luego se debe comprobar que la base de las cámaras pueda soportar el peso de la carga a refrigerar. Si bien es cierto que las cámaras han sido diseñadas para enfriar una determinada cantidad de producto, en determinado período de tiempo, que no ocupará

todo el volumen posible. Es posible que se desee aprovechar al máximo la capacidad geométrica de la cámara al llenarla con la mayor cantidad de producto posible prescindiendo del tiempo necesario para enfriarlo a la temperatura deseada. Por esta razón se decide calcular el peso total, considerando que se llena la cámara y se usará agua como carga. Se sabe que cada cámara tiene un volumen de 0.288 m³ y se modela el evaporador como un paralelepípedo de 0.035 m³. Luego se calcula el volumen disponible de la siguiente forma:

$$V_{dc} = Fe * (V_{cam} - V_{ev}) \dots (14)$$

Donde

- V_{dc} : Volumen disponible para la carga [m³]
- V_{cam} : Volumen de la cámara [m³]
- V_{ev} : Volumen del evaporador [m³]
- Fe : Factor para que haya espacio de circulación de aire [-]

En este caso se toma un $Fe = 0.9$ y se obtiene un $V_{dc} = 0.2275 \text{ m}^3$ por cada cámara. Luego se calcula la masa total de agua que se puede almacenar en dicho volumen tomando un valor de 944.9kg/m³ para la densidad del agua para una temperatura de 25°C. Multiplicando V_{dc} por la densidad del agua se obtiene que se pueden almacenar 215 kg de agua en cada cámara, lo que resulta en un total de 430 kg de producto. De la ficha técnica del fabricante se obtienen la densidad de carga permitida para cada panel de acuerdo número de apoyos sobre los que se encuentra el panel aislante como se muestra en la Figura N°2.3.4, en la cual se han resaltado los valores para los paneles usados, 100 mm de espesor.

Espesor S	Coeficiente de Transmisión de calor K	Espesor Lámina Exterior	Espesor Lámina Interior	Peso del Panel	P						
mm	Watt/m²K	mm	mm	Kg / m²	L(m) =	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,50
50	0.40	0.50	0.50	9.07	P (Kg / m²) =	626	401	278	205	157	118
60	0.33	0.50	0.50	9.47	P (Kg / m²) =	752	481	334	245	188	148
80	0.25	0.50	0.50	10.27	P (Kg / m²) =	1.002	641	445	327	251	198
100	0.20	0.50	0.50	11.07	P (Kg / m²) =	1.253	802	557	409	313	247

Figura N°2.3.4 Tabla de cargas permitidas de acuerdo a la distancia entre apoyos. [PRECOR]

En la estructura la longitud entre los extremos del panel aislante es de 1180 mm, y si consideramos tres apoyos como se muestra en la figura anterior, la distancia L será de 590mm. Como no se tiene ese valor, se tabulan los datos dados por el fabricante para

hallar una ecuación polinómica que relacione la distancia entre los apoyos L con la carga permitida P y se obtiene lo siguiente:

$$P = 29 * L^4 - 452.19 * L^3 + 2701.8 * L^2 - 7500 * L + 8599 \dots(17)$$

Donde

P : Carga permitida $[\frac{kg}{m^2}]$

L : Distancia entre apoyos [m]

Reemplazando $L=0.59m$ en la ecuación anterior se obtiene que la carga permitida es 5025 kg/m^2 . El área de la plancha inferior donde irá apoyada la carga es $0.36m^2$, entonces la carga máxima por cámara será 1809 kg , con lo que se verifica que puede soportar la carga de 430 kg de producto si es que se consideran 3 apoyos con una distancia de 0.59 m entre ellos.

2.3.2 Estructura de soporte

Se requieren conocer las cargas que soportará la estructura metálica. Es por ello que se procede a calcular la masa de las cámaras de refrigeración y la posible carga que se pueda introducir dentro, y la de los componentes seleccionados hasta el momento. En la Tabla N°2.4 se muestran los componentes, más pesados, seleccionados y su masa respectiva.

Tabla N°2.3.1 Masa de componentes seleccionados

Componente	Masa (kg)
Compresor	18
Evaporador Alta	5.1
Evaporador Baja	6.1
Motor eléctrico	18

Para el cálculo de la masa de la cámara se tiene como dato la densidad de los paneles aislantes $\rho_{pan}=40\text{kg/m}^3$. Haciendo uso de las dimensiones mostradas en la Figura 2.1 se puede calcular el volumen de los paneles de la siguiente forma:

$$V_{paneles} = V_{ext} - V_{int} \dots(18)$$

$$V_{\text{paneles}} = 1 * 1 * 1.18 - 0.8 * 0.8 * 0.45 * 2 = 0.604 \text{ m}^3$$

El peso de los paneles al multiplicar su volumen por la densidad es:

$$m_{\text{paneles}} = V_{\text{paneles}} * \rho_{\text{pan}} = 24.16 \text{ kg}$$

El peso de la carga por cada cámara, de acuerdo a lo calculado en la sección 2.3.1 es de 215 kg.

Para facilidad de apertura de las cámaras por parte del usuario se propone colocar las cámaras a una altura de 0.5m sobre el nivel del suelo. Además se ha delimitado un espacio de 1m x 2m disponible para el equipo completo, es decir las cámaras de enfriamiento y los componentes del sistema de refrigeración. Con estas consideraciones se hizo el diseño de la estructura que servirá de soporte para el equipo. En Figura N°2.3.5 se puede ver un dibujo simplificado de la estructura de soporte que sirve para identificar los perfiles que la componen.

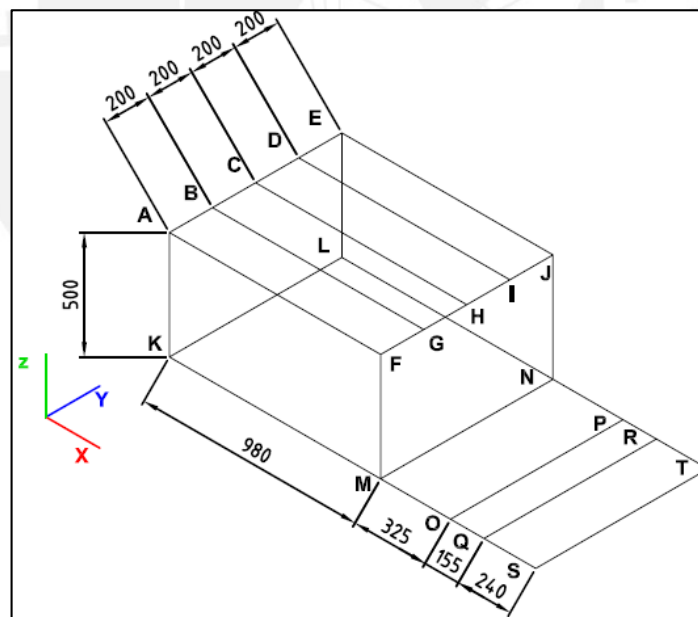


Figura N°2.3.5 Esquema simplificado de la estructura de soporte.

En la siguiente tabla se proceden a identificar los elementos estructurales de acuerdo al esquema mostrado en la figura anterior.

Tabla N°2.3.2 Perfiles seleccionados para la estructura [ACEROS AREQUIPA]

Tramo	Perfil seleccionado	Peso (kg/m)
A-F	L 1.5x1.5x1/4	3.48
B-G	L 1.5x1.5x1/4	
C-H	L 1.5x1.5x1/4	
D-I	L 1.5x1.5x1/4	
E-J	L 1.5x1.5x1/4	
A-K	C 3x4.1	3.82
E-L	C 3x4.1	
F-M	C 3x4.1	
J-N	C 3x4.1	
K-S	C 3x4.1	
L-T	C 3x4.1	
M-N	C 3x4.1	
O-P	C 3x4.1	
Q-R	C 3x4.1	
S-T	C 3x4.1	

La cámara de refrigeración estará colocada encima de la zona delimitada por los nodos A-E-F-J. Luego, de acuerdo a los pesos calculados anteriormente (peso de la cámara, peso de los evaporadores y peso de la carga a refrigerar), la carga total a soportar serán 488 kg. Para efectos de cálculo se considera que esta carga está distribuida de manera uniforme en todos los perfiles que componen la zona A-E-F-J. Se tiene entonces:

$$\omega_d = \frac{W_{tot} * g}{L_{tot}} \dots (19)$$

Donde:

ω_d : Carga distribuida en la zona A-E-F-J [$\frac{N}{mm}$]

W_{tot} : Carga total a soportar [kg]

g : Aceleración de la gravedad [$10 \frac{m}{s^2}$]

L_{tot} : Longitud total de apoyo para la carga [mm]

Reemplazando los valores se obtiene que la carga distribuida ω_d será igual a 0.75 N/mm. Además de la carga, cada elemento deberá soportar su propio peso, definido en la Tabla 2.3.2. Los elementos contiguos serán unidos por uniones soldadas. A continuación se procede a verificar por resistencia cada elemento estructural y también la unión soldada correspondiente. Se agruparán los elementos de acuerdo al tipo de carga que tengan, y como primer paso se presentarán los diagramas de cuerpo libre de

dichos elementos Se usará la norma E.090 para asignar la siguiente combinación de cargas: $1.2D+1.6L$, en donde D representa el peso propio del elemento y L representa la carga que soportará el elemento. También se verificará las uniones entre elementos mediante cálculo del cateto del cordón de soldadura.

- **Elementos AF,BG,CH,DI,EJ**

Los elementos AF, BG, CH, DI, EJ se encuentran sometidos a las mismas cargas y están soportados de forma igual. Los elementos solamente se encuentran unidos mediante un cordón de soldadura a los elementos AE y FJ. En la siguiente imagen se muestra el tipo de soporte y el diagrama de cuerpo libre del elemento AF.

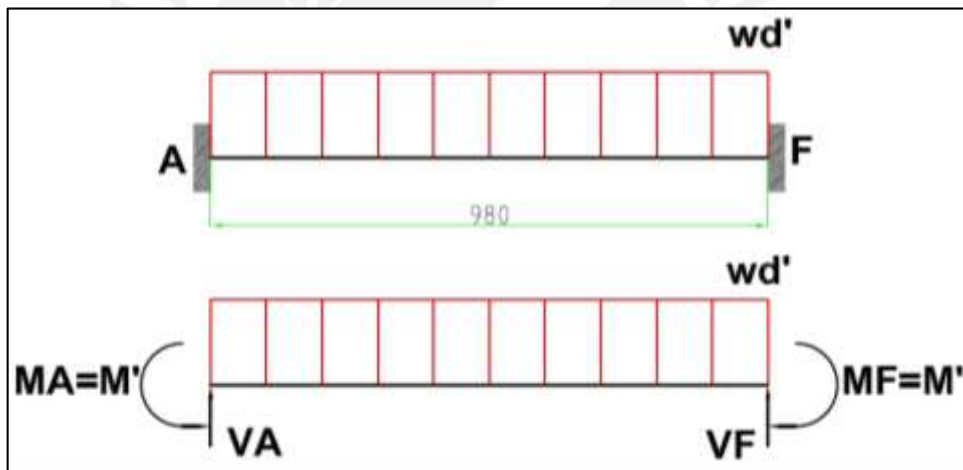


Figura 2.3.6 Soportes y diagrama de cuerpo libre del elemento AF.

Se considera que el elemento está empotrado a ambos extremos debido a que se tiene una unión soldada en los nodos A y F. Por la simetría de los soportes se puede ver que $MA=MF=M'$ y que $VA=VF=V'$. La carga distribuida debido a la combinación de cargas recomendada por la norma E 0.90 tiene el siguiente valor

$$wd' = 1.2 * We + 1.6 * \omega_d \dots(20)$$

Siendo

wd' : Carga distribuida total en el elemento AF $[\frac{N}{mm}]$

We : Carga debido al peso propio del elemento $[\frac{N}{mm}]$

ω_d : Carga distribuida en la zona A-E-F-J $[\frac{N}{mm}]$

El valor de w_e de acuerdo a la Tabla N°2.3.2 es 0.0341 N/mm, el valor de ω_a es 0.75N/mm, luego la carga distribuida total tiene un valor $w_d'=1.218$ N/mm. Se hace uso de las ecuaciones de equilibrio y se tiene:

$$V_A + V_F = w_d' * 980 \text{ mm}$$

Con lo que se tiene el valor de las reacciones $V_A=V_F=596.82$ N. Se observa que es una estructura hiperestática y por esta razón se requiere de un método especial para hallar el valor de los momentos M_A y M_F . Se hace uso del método de integración usando la ecuación de deflexión para vigas y ejes (HIBBELER R. C., 2006):

$$EI * \frac{d^2v}{dx^2} = M(x) \dots (21)$$

Para hallar el momento y la fuerza cortante en función de la distancia de la viga se aplican las ecuaciones de equilibrio en el siguiente tramo del elemento

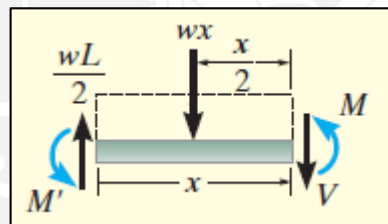


Figura 2.3.7 Tramo para encontrar $M(x)$ [HIBBELER, 2012, p.630]]

Se tiene el momento

$$M(x) = \frac{w_d' * L * x}{2} - \frac{w_d'}{2} * x^2 - M' \dots (22)$$

Y la fuerza cortante

$$V(x) = \frac{w_d' * L}{2} - wx \dots (23)$$

Luego integrando la ecuación (19) se tiene lo siguiente:

$$EIv = \frac{w_d' * L * x^3}{12} - \frac{w_d' * x^4}{24} - \frac{M' * x^2}{2} + C1 * x + C2 \dots (24)$$

Se hace uso de las condiciones de frontera

➤ $v = 0$ en $x = 0$

➤ $\frac{dv}{dx} = 0$ en $x = 0$

➤ $v = 0$ en $x = L$

Se obtiene que $C1=0$, $C2= 0$ y finalmente el momento M'

$$M' = \frac{wd' * L^2}{12}$$

Se reemplazan los valores numéricos para obtener las ecuaciones de momento flector $M(x)$ y fuerza cortante $V(x)$:

$$M(x) = 596.82 * x - 0.609 * x^2 - 584883.6 \text{ (N - mm)}$$

$$V(x) = 596.82 - 1.218 * x$$

Para hallar el punto de máximo momento flector se deriva el momento respecto a la distancia x y se halla que el máximo momento flector se encuentra en $x=490$ mm y tiene un valor de 48.74N/m. Luego se procede a verificar el elemento a flexión de acuerdo al siguiente diagrama

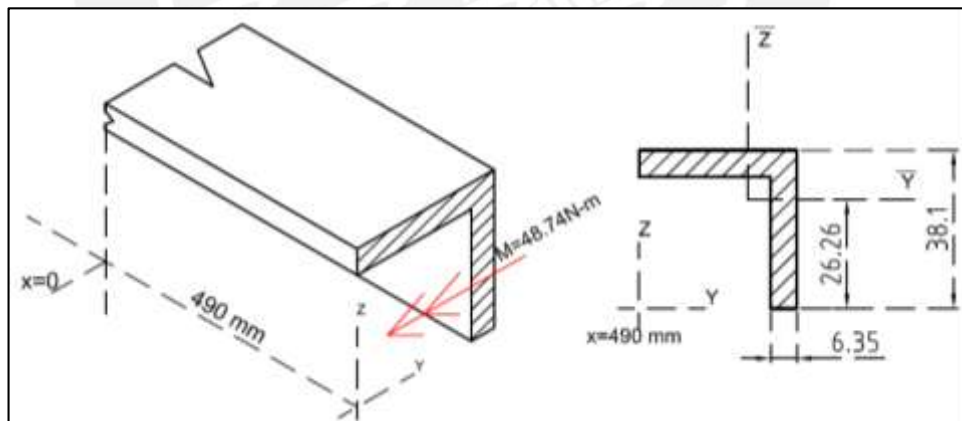


Figura N°2.3.7 Sección de la viga a analizar por flexión.

El esfuerzo máximo (σ_{max}) que deberá soportar la sección del perfil mostrada en la imagen anterior será, de acuerdo a la fórmula de la flexión (HIBBELER R. C., 2006)

$$\sigma_{max} = \frac{M * c}{I_y} \dots (25)$$

Donde c representa la distancia perpendicular más alejada respecto al eje neutro del perfil, \bar{Y} , es decir 26.26 mm, e I_y (57658.01 mm^4) es el momento de inercia de la sección respecto al mismo eje. Esto arroja como resultado un valor de esfuerzo máximo igual a

$$\sigma_{max} = \frac{48.74N - m * 26.26mm}{57658.01 \text{ mm}^4} = 22.198MPa$$

Valor que se compara con el esfuerzo de fluencia $\sigma_f = 248.19 \text{ MPa}$ del material (A-36) multiplicado por un factor $\phi_b = 0.9$, de acuerdo a la Norma E0.90:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_f * \phi_b \dots (26)$$

$$22.198MPa \leq 223.37MPa$$

Se ve que el elemento no falla por resistencia, y puede soportar hasta 10 veces más la carga actual.

Ahora se procede a calcular al elemento por rigidez, para esto se halla la máxima deflexión (v), de acuerdo a la ecuación (24), reemplazando los valores de carga distribuida, de módulo de elasticidad (E) y la inercia (I_y) se obtiene lo siguiente:

$$v = 8.63 * 10^{-9} * x^3 - 4.276 * 10^{-12} * x^4 - 4.106 * 10^{-6} * x^2$$

Y reemplazando para $x = 490$ se obtiene un valor de deflexión $v = -0.217 \text{ mm}$. Este valor es muy 4516.12 veces más pequeño que la longitud del perfil. Con esto se verifica el elemento por rigidez. Como se mencionó líneas arriba, los elementos AF, BG, CH, DI, EJ están sometidos a las mismas cargas por lo que verificar uno de ellos basta para asegurar que ninguno fallará.

El análisis de resistencia de la soldadura se basará en el capítulo 5 del material de enseñanza del curso de Elementos de Máquinas 1 (PAULSEN MOSCOSO, 2014). Para el cálculo de soldadura se debe definir la geometría del cordón de soldadura. En la figura inferior se puede ver cómo estará unido el elemento AF con los elementos AE Y FJ. A la izquierda se observa la soldadura con un cateto de a mm de longitud, al centro se muestra una división de áreas que se hace al cordón para poder realizar los cálculos y a la derecha se muestran las reacciones que debe soportar el cordón de soldadura.

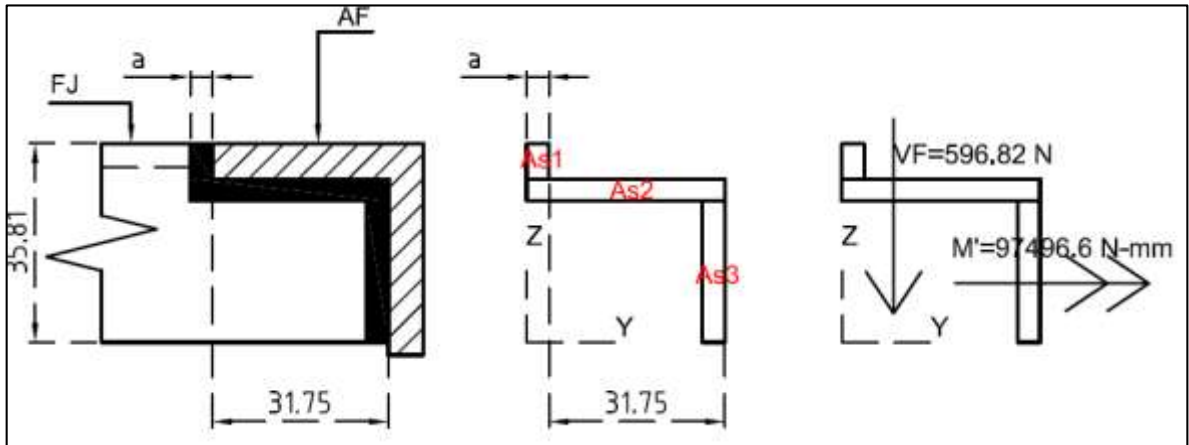


Figura 2.3.8 Dibujo de la unión soldada

Se verificará el cordón considerando un espesor $a=3\text{mm}$, que es el mínimo recomendado. A continuación se proceden a hallar las propiedades geométricas del cordón de soldadura, tomando como ejes de referencia los mostrados (Y-Z) en la imagen de la derecha de la figura 2.3. Se muestra en el siguiente cuadro, las áreas denotadas As_1 , As_2 , y As_3 , así como la ubicación del eje principal \bar{Y} (distancia z en mm) de la soldadura y el momento de inercia respecto a dicho eje.

Tabla N°2.3.3 Propiedades geométricas del cordón de soldadura

	Area (mm ²)	Z (mm)	(mm)	I _y (mm ⁴)	(Z - Z̄) ² (mm ²)	I _ȳ (mm ⁴)	I _ȳ (mm ⁴)
As1	19.05	34.925	24.579	64.011969	107.04	2103.05	19466
As2	104.25	30.25		26.0625	32.16	3378.57	
As3	77.25	14.375		5940.918	104.13	13984.6	

En el punto de soldadura se tiene un momento flector $M_s=97496.6\text{ N-mm}$, también se tiene una fuerza cortante $V_F=596.82\text{ N}$. De acuerdo a la figura anterior se deben definir los esfuerzos en el plano del cateto (n, t_n, t_a) y luego descomponerlos para hallar los esfuerzos en el plano de la garganta (σ_n, τ_n, τ_a). Se definen entonces los esfuerzos

$$n = \frac{M' \cdot Z}{I_{\bar{y}}} = \frac{97496.6 \cdot 24.579}{19466} = 123.1\text{ MPa} \dots (27)$$

El esfuerzo t_n es soportado por el área As_2 , entonces:

$$t_n = \frac{596.82}{104.25} = 5.72\text{ MPa}$$

El esfuerzo t_a es soportado por las áreas A_{s1} y A_{s3} :

$$t_a = \frac{596.82}{19.05 + 77.25} = 6.2 \text{ MPa}$$

Luego se hallan los esfuerzos en el plano de la garganta de la siguiente forma

$$\sigma_n = \frac{n + tn}{\sqrt{2}} = \frac{123.1 + 5.72}{\sqrt{2}} = 91.1 \text{ MPa}$$

$$\tau_n = \frac{n - tn}{\sqrt{2}} = \frac{123.1 - 5.72}{\sqrt{2}} = 83 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = t_a = 6.2 \text{ MPa}$$

Con estos esfuerzos en el plano de la garganta se halla el esfuerzo equivalente con la siguiente ecuación

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 * (\tau_n^2 + \tau_a^2)} = 170.53 \text{ MPa} \dots (28)$$

Se deben cumplir dos condiciones para que la soldadura no falle (PAULSEN MOSCOSO, 2014)

$$1. \quad \sigma_{eq} \leq \sigma_B * \beta_W * \gamma_{Mw} \dots (29)$$

$$2. \quad \sigma_n \leq 0.9 * \frac{\sigma_B}{\gamma_{Mw}} \dots (30)$$

Donde:

σ_B : Resistencia a la tracción del material base

β_W : Factor que depende del material

γ_{Mw} : Factor de seguridad correspondiente a la unión

Para el caso en análisis, se tienen los siguientes valores: $\sigma_B = 400 \text{ MPa}$, $\beta_W = 0.83$ y se tomará un valor de $\gamma_{Mw} = 1.3$. Con esto se verifican ambas condiciones:

La condición 1 cumple, ya que como se ve a continuación el esfuerzo equivalente es 2.5 veces menor que la resistencia a la tracción del material base multiplicada por los factores β_W y γ_{Mw}

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_B * \beta_W * \gamma_{Mw}$$

$$170.53 \text{ MPa} \leq 431.6 \text{ MPa}$$

La condición 2 cumple, ya que el esfuerzo normal en el plano de la garganta es 3 veces menor que la resistencia a la tracción del material base.

$$\sigma_n \leq 0.9 * \frac{\sigma_B}{\gamma_{Mw}}$$

$$91.1\text{MPa} \leq 276.92\text{MPa}$$

Se verifica entonces que ni los perfiles seleccionados ni la unión soldada fallarán por la carga asignada.

- **Elementos AE y FJ**

Los elementos AE y FJ, soldados a las columnas AK, FM, EL y JN, soportan la carga distribuida w_d' y adicionalmente soportan a los elementos transversales: AF, BG, CH, DI, EJ, los cuales generan fuerzas cortantes y momentos torsores en AE Y FJ. En la siguiente figura se puede ver al elemento FJ. Al lado izquierdo se puede ver el tipo de apoyo del elemento y al lado derecho, en el diagrama de cuerpo libre, se pueden ver las fuerzas y momentos que actúan en el elemento FJ así como las reacciones del apoyo en el que se encuentra.

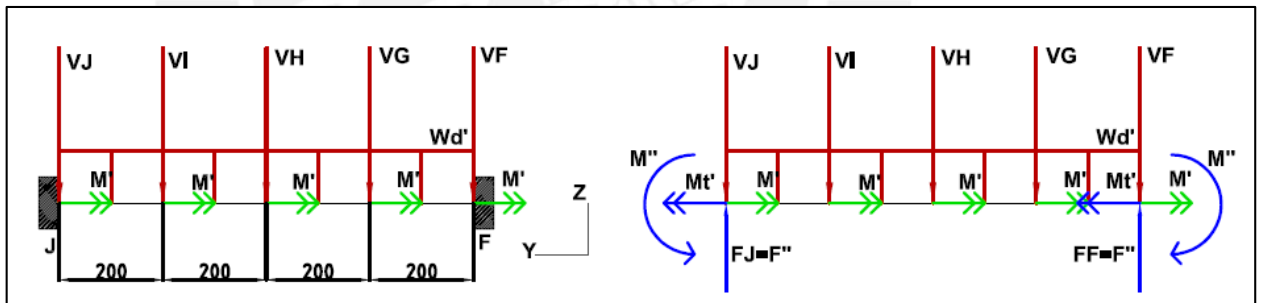


Figura N°2.3.9 Diagrama de cuerpo libre del elemento FJ

Se trabaja de forma similar al elemento AF, analizando en la parte anterior. Como las fuerzas VJ, VI, VH, VG Y VF tienen la misma magnitud, se les considerará una carga distribuida w_d'' a lo largo de toda la longitud del elemento. Desarrollando las ecuaciones de deflexión y ecuaciones de equilibrio estático se llegan a los siguientes valores de fuerza cortante, momento flector y momento torsor:

$$V'(x) = 400 * (w_d'' + w_d''') - (w_d'' + w_d''') * x$$

$$M''(x) = (wd'' + wd''') * 400 * x - (wd'' + wd''') * \frac{x^2}{2} - 13333.33(wd'' + wd''')$$

$$Mt = 97488.6 N - m$$

Donde

$wd'' + wd'''$: Representan la suma de la carga debido al peso de la cámara más la suma de las fuerzas VJ, VI, VH, VG, VF divididas entre la longitud total. (7.2178 N/mm)

El caso crítico de flexión se da para $x=0$ mm, donde reemplazando la ecuación se tiene un momento flector

$$M'' = 384949.3 N - mm$$

Lo cual genera el siguiente esfuerzo de flexión

$$\sigma_f = \frac{M'' * l/2}{I} = \frac{384.949 * (3 * \frac{25.4}{2000})}{1.66 * (\frac{25.4}{1000})^4} = 21.22 MPa$$

Por otra parte el momento torsor Mt genera el siguiente esfuerzo de torsión, en toda la longitud del canal C:

$$\tau_t = \frac{97488.6 * (\frac{3}{2} * 25.4)}{(1.66 + 0.197) * (25.4)^4} = 4.81 MPa$$

Y la fuerza distribuida genera un esfuerzo cortante igual a

$$\tau_c = \frac{2887.12}{1.21 * 25.4^2} = 3.698 MPa$$

Luego aplicando el criterio de Von Mises (RODRÍGUEZ HERNÁNDEZ, 2012) se puede hallar el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq'} = \sqrt{(\sigma_f)^2 + 3 * (\tau_t^2 + \tau_c^2)} = 23.68 MPa$$

Se compara con la resistencia a la fluencia del material y se tiene el siguiente factor de seguridad FS:

$$FS = \frac{\sigma F}{\sigma_{eq'}} = \frac{248.19}{23.68} = 10.52$$

Lo cual indica que los elementos AE Y FJ cumplen con las sollicitaciones de carga.

- **Verificación de volcadura**

Dado que el módulo está diseñado para poder transportarse con ruedas en su base, se debe verificar que sea estable cuando esté siendo empujado. Para este cálculo se considera una velocidad de transporte $v_t=0.5\text{m/s}$ y se estima que se debe llegar a esta velocidad en unos 3 segundos y con ello se tiene una aceleración de transporte $a_t=0.17\text{ m/s}^2$. Con estos valores se puede hallar la fuerza necesaria (F_{trans}) aplicando la segunda ley de Newton. Previamente se ha calculado el peso total del módulo $m_{total}=570\text{kg}$, luego se tiene:

$$F_{trans} = m_{total} * a_t = 96.9\text{ N}$$

Luego se realiza un esquema del módulo con las fuerzas actuando sobre el mismo. De acuerdo a la Figura N°2.3. la mayor posibilidad de volteo se da si es que la fuerza se aplica en la dirección Y ya que el momento que genera el peso propio de la estructura respecto del soporte paralelo al eje X, es menor que el momento que generaría respecto al soporte paralelo al eje Y al otro extremo de la estructura. Para realizar este cálculo, se realizará el equilibrio de momentos respecto al soporte que está en la recta (x, 800, 0), tomando las fuerzas normales N, en la dirección mostrada. En el caso de obtener magnitudes negativas de N, se producirá la volcadura del módulo, caso contrario la estructura será estable.

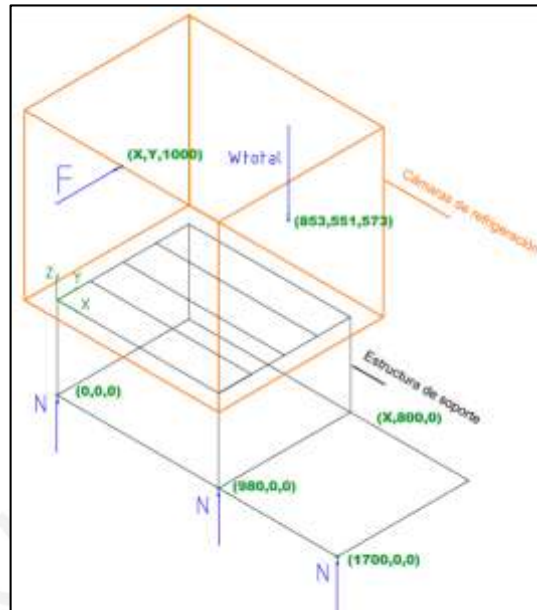


Figura N°2.3.10 Esquema para análisis de volcadura
 Se tiene la siguiente ecuación de equilibrio de momentos respecto al eje $(x, 800, 0)$

$$F * 1000 - W_{total} * (800 - 551) + 3N * 800 = 0$$

Reemplazando los valores para $F=96.9 \text{ N}$ y $W_{total}=570*9.81\text{N}$, se obtiene que la reacción N es igual a 539.76N , con lo cual se verifica que la estructura no volcará. No es necesario la verificación si la fuerza se aplicase en la dirección "x" ya que al ser mayor la distancia entre el soporte que contiene a la recta $(1700, y, 0)$ y el peso de la estructura, el momento ejercido por este será mayor.

2.4 Sistema Eléctrico

En esta sección se seleccionarán los conductores más apropiados para la alimentación eléctrica del módulo de refrigeración. También se escogerán los elementos de protección para cada componente de acuerdo a sus características eléctricas.

Para esto se ha elaborado un listado de los componentes del sistema que requieren de energía eléctrica. En la Tabla N°2.4.1 se muestra dicha lista junto con las características eléctricas de cada componente.

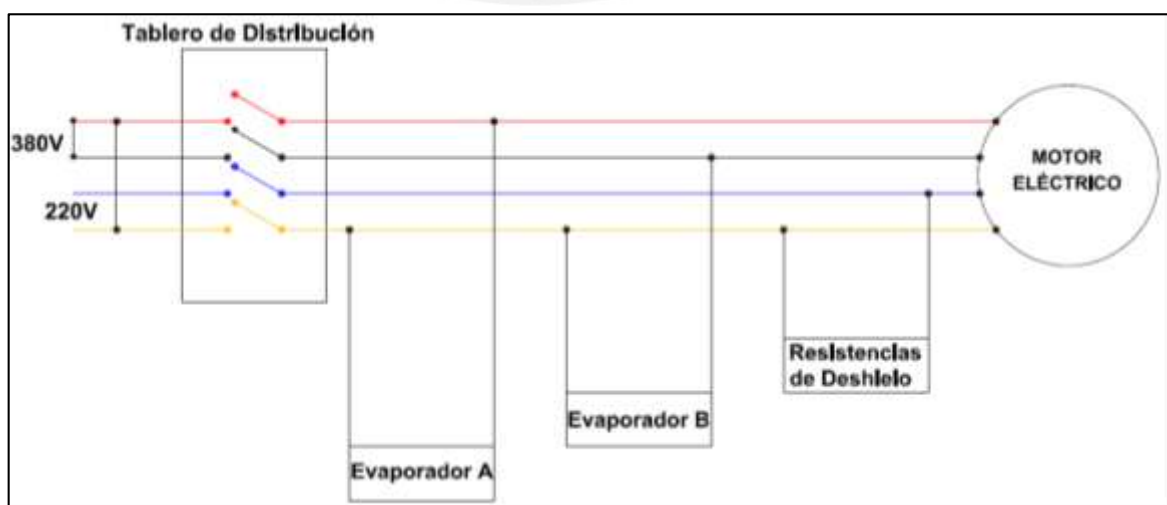
Tabla N° 2.4.1 Características eléctricas de los componentes del sistema

Componente	Voltaje (V)	Corriente (A)	Potencia (W)
Evaporador RIH1053	220,1 ϕ	0.26	42
Evaporador RIL1055	220,1 ϕ	0.26	42
Resistencias de deshielo	220,1 ϕ	2.27	500
Motor WEG W-21, 80	220/380,3 ϕ	2.98/1.73	922

Para el caso del motor eléctrico se debe considerar las corrientes de arranque que en cada caso para 220/380 serán 23.8 A y 13.8 A respectivamente.

2.4.1 Selección de conductores

Se instalará un tablero de alimentación para el sistema de refrigeración el cual será acoplado en la estructura diseñada. Para alimentar a este tablero se seleccionará el cable conductor más adecuado, considerando que la carga eléctrica principal, la que requiere de mayor corriente, es la del motor eléctrico y es un equipo del tipo trifásico. Teniendo en cuenta que el principal interés es evitar corrientes elevadas, se optará por trabajar con una conexión en estrella (Y) de 380V entre líneas bajo la cual, el motor absorbe la menor cantidad de corriente. Otro factor importante es que al utilizar una conexión estrella con línea de neutro se pueden conectar, a la misma red, cargas monofásicas con diferente tensión de operación (220V). El siguiente esquema (Figura N° 2.4.1) permite ver la forma de distribución de dicho tablero.


Figura N°2.4.1 Esquema de distribución eléctrica del sistema

Se calculará el conductor para la suma de todas las corrientes de cada componente del sistema, y la corriente del motor durante el arranque del mismo. Si bien es cierto que el motor eléctrico debe encenderse primero para accionar el compresor y luego se encenderán los evaporadores, y además las resistencias de deshielo se encienden cuando los otros componentes están apagados; el hecho de considerar que todos los equipos funcionan simultáneamente asegurará que el cable pueda operar bajo las peores condiciones. Con esta consideración aseguramos que cada uno de los cables pueda soportar la máxima corriente de operación. Entonces la corriente total será:

$$I_t = I_{evA} + I_{evB} + I_{res} + I_{motor}$$

$$I_t = 0.26 A + 0.26 A + 2.27 A + 13.8A = 16.59 A$$

Donde:

I_t	: Corriente total requerida [A]
I_{evA}	: Corriente de operación del evaporador A [A]
I_{evB}	: Corriente de operación evaporador B [A]
I_{res}	: Corriente de operación de las resistencias de deshielo [A]
I_{motor}	: Corriente de arranque del motor eléctrico [A]

Para el cálculo de la corriente se tuvo en cuenta que de acuerdo al CNE “un conductor neutro que conduce sólo la corriente de desbalance de otros conductores [...] no debe ser tomado en cuenta para determinar las capacidades de corriente” (MINISTERIO DE ENERGÍA Y MINAS, 2006). Por ello solo se considerará un cable tri-polar para la alimentación del sistema.

En la selección del conductor la corriente de diseño debe ser como mínimo 25% superior a la corriente total calculada previamente (DEL ROSARIO, 2014).

$$I_d \geq 1.25 * I_t \dots (31)$$

$$I_d \geq 20.74A$$

Siendo:

I_d : Corriente de diseño [A]

I_t : Corriente total requerida [A]

El método de instalación del conductor de alimentación será al aire libre. Para este tipo de instalación se debe corregir la capacidad del conductor por un factor relacionado a la temperatura de trabajo de este. Se opta por un cable con aislamiento de PVC y se busca el factor de corrección en las tablas del CNE (Código nacional eléctrico)- Utilización.

Tabla N°2.4.2 Factor de corrección por temperatura de trabajo (MINISTERIO DE ENERGÍA Y MINAS, 2006)

Temperatura ambiente [°C]	PVC	
	Cables al aire	Cables en ductos enterrados
10	1,22	1,10
15	1,17	1,05
20	1,12	1,00
25	1,06	0,95
30	1,00	0,89
35	0,94	0,84
40	0,87	0,77
45	0,79	0,71
50	0,71	0,63
55	0,61	0,55
60	0,50	0,45
65	-	-
70	-	-
75	-	-
80	-	-
85	-	-
90	-	-
95	-	-

Se escoge el factor de corrección para una temperatura ambiente de 35°C, $K_t=0.94$. Entonces la capacidad del conductor multiplicada por este factor debe ser mayor a la capacidad requerida por el sistema de acuerdo a la siguiente ecuación (DEL ROSARIO, 2014):

$$I_{adm} * K_t \geq I_d \dots (32)$$

Que también se puede expresar de la siguiente forma

$$I_{adm} \geq \frac{I_t}{K_d}$$

Siendo:

I_{adm} : Corriente admisible por el conductor [A]

I_d : Corriente de diseño [A]





K_t : Factor de corrección de temperatura [-]

Con lo cual se tiene que la corriente admisible por el conductor debe ser

$$I_{adm} \geq 22.1A$$

Con la corriente admisible calculada se ingresa a la Tabla N°2.4.2 del CNE para la selección del conductor más apropiado.

Tabla N°2.4.3 Capacidad de corriente para conductores aislados-AI aire libre. (MINISTERIO DE ENERGÍA Y MINAS, 2006)

Sección nominal del conductor [mm ²]	Cables multipolares				Cables unipolares				
	Método de instalación de acuerdo a la NTP 370.301 (IEC 60364-5-523)								
	Dos conductores de carga		Tres conductores de carga		Dos conductores de carga al contacto		Tres conductores de carga en triángulo		
									
	Método E		Método E		Método F		Método F		
Aislamiento	PVC	XLPE o EPR	PVC	XLPE o EPR	PVC	XLPE o EPR	PVC	XLPE o EPR	
Temperatura	70 °C	90 °C	70 °C	90 °C	70 °C	90 °C	70 °C	90 °C	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1,5	22	26	18,5	23	-	-	-	-	-
2,5	30	36	25	32	-	-	-	-	-
4	40	49	34	42	-	-	-	-	-
6	51	63	43	54	-	-	-	-	-
10	70	86	60	75	-	-	-	-	-
16	94	115	80	100	-	-	-	-	-
25	119	149	101	127	131	161	110	135	

Se escoge como conductor tentativo el de sección de 2.5 mm² (columna 4), el cual tiene una capacidad de 25 A, superior a la corriente de diseño corregida para la temperatura de operación del sistema.

A continuación se debe verificar que la caída de tensión, que en este caso, alimentadores, no debe ser mayor al 4% (MINISTERIO DE ENERGÍA Y MINAS, 2006). Para ello se usa la siguiente ecuación (DEL ROSARIO, 2014):

$$\Delta U\% = \frac{0,0357 * I * L * \cos \phi}{A * U} * 100\% \dots(33)$$

Donde:

$\Delta U\%$: Caída de tensión [%]

I : Corriente de operación [A]

L : Distancia del tablero al punto de alimentación [m]

$\text{Cos}\phi$: Factor de potencia [-]

Ac : Área del conductor [mm]

U : Tensión de operación [V]

Considerando una longitud $L = 5$ m y un $\text{Cos}\phi = 0.96$, se obtiene la siguiente caída de tensión

$$\Delta U\% = 0.451$$

La cual es menor que la máxima caída de tensión admisible, con lo que el cable queda seleccionado.

2.4.2 Selección de interruptores de protección

Los dispositivos de protección tienen la función de interrumpir el paso de la corriente ante alguna falla en el sistema, como por ejemplo un cortocircuito. En este caso se seleccionará un interruptor termomagnético para la alimentación del motor. Para los demás equipos se seleccionaran interruptores automáticos.

El interruptor termomagnético debe ser del tipo tripolar y además debe poder soportar la corriente en el arranque del motor eléctrico durante el período de duración de este. De acuerdo al catálogo del motor, el tiempo de rotor bloqueado, o tiempo de arranque es de 12 segundos, y la corriente de arranque para una conexión estrella es de 13.8 A. Se tienen los interruptores de la marca Schneider Electric modelo Ie60N, los cuales operan con una curva de disparo C, de acuerdo a la norma IEC60898, la cual se muestra en la Figura N° 2.4.2.

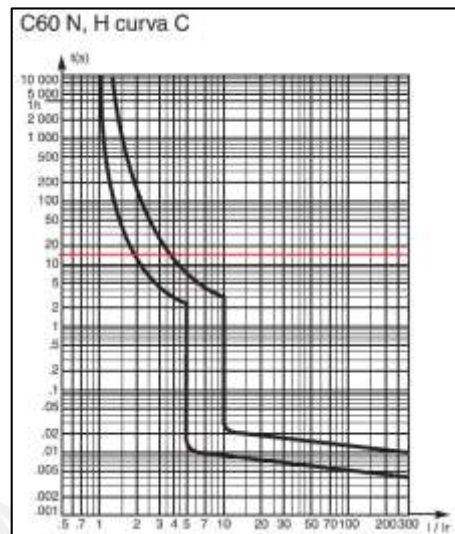


Figura N°2.4.2 Curva C de disparo para interruptores termomagnéticos. [SCHNEIDER]

De acuerdo a esta figura, el interruptor no se abrirá antes de 12 segundos cuando la corriente sea de 2 a 4 veces mayor a la corriente nominal del interruptor. Para poder seleccionar el interruptor adecuado se toma un valor de 14 A para la corriente de arranque del motor y en base a eso se usa la siguiente ecuación.

$$\frac{I_{am}}{4} \leq I_{ni} \leq \frac{I_{am}}{2} \dots (34)$$

Donde

I_{am} : Corriente de arranque del motor [A]

I_{ni} : Corriente nominal del interruptor [A]

Resulta entonces que la corriente nominal del interruptor termomagnético debe estar entre 3.5A y 7A. De los interruptores disponibles se selecciona el modelo A9F74306 con corriente nominal de 6 A.

Para los demás componentes, evaporadores y resistencias eléctricas se seleccionan los interruptores bipolares de acuerdo a la corriente nominal de cada uno de ellos. La selección se muestra en el cuadro mostrado a continuación (Tabla N°2.4.4). Además de las cargas mencionadas (evaporadores y resistencias) se consideran cargas adicionales las cuales pueden incluir: controladores adicionales, bobinas para las válvulas solenoide, motoventiladores pequeños, para las que se ha estimado una corriente total de 3 A.

Tabla N°2.4.4 Selección de interruptores de protección.

Componente	Evaporador	Resistencia	Adicionales
Voltaje de operación (V)	220, 1 ϕ	220,1 ϕ	220,1 ϕ
Corriente de operación (A)	0.26	2.27	2
Interruptor seleccionado	A9F74201	A9F74204	A9F74204
Tipo	Bipolar	Bipolar	Bipolar
Cantidad	2	1	1
Poder de corte a 400 VAC (A)	6000	600	6000
Corriente nominal (A)	1	4	4

2.5 Sistema de control

La finalidad del control en el equipo diseñado se puede dividir en tres partes. El control para protección del sistema, del cual se encargan los presostatos seleccionados previamente al desconectar el compresor frente a anomalías en las presiones de succión o descarga. El control para encendido o apagado cuando se llegan a valores deseados de temperatura dentro de las cámaras, función de la que se encargan los termostatos. Finalmente el control manual del sistema para encendido y apagado del mismo a voluntad del operador, el cual se realiza haciendo uso de pulsadores y contactores eléctricos.

Dada la baja potencia del motor eléctrico se opta por realizar un arranque directo con contactores. En el caso de las resistencias eléctricas se ha seleccionado un temporizador que encenderá las resistencias de acuerdo a lo solicitado por el operario para el deshielo de la cámara de baja temperatura. Se tienen perillas giratorias para el encendido de los ventiladores de cada evaporador. Así mismo se colocan los presostatos en serie con el contactor encargado de encender al motor eléctrico, así ante cualquier variación anómala en la presión de entrada o salida del compresor se procede a desconectar el motor. Para el caso de encendido o apagado de los evaporadores se colocan los termostatos en serie con las válvulas solenoides, que al interrumpir su flujo de energía eléctrica proceden a cerrarse.

El circuito de fuerza y mando se puede ver a más detalle en el plano PC-01.

2.6 Propuesta de ensayo

A continuación se presentan las características de posibles ensayos a efectuar con el equipo diseñado. Se mostrarán los parámetros a medir y también los posibles cálculos a realizar. En todos los casos principalmente se modificará la carga térmica en cada cámara, ya sea mediante el uso de resistencias o adicionando algún producto a alta temperatura.

2.6.1 Parámetros a medir

Uno de los propósitos más importantes de los equipos del laboratorio, es poder aplicar la primera ley de la termodinámica en los componentes principales. Para ello es necesario conocer las propiedades de las sustancias con las que el equipo trabaja. En la Tabla N° 2.6.1, se muestran los parámetros a medir para poder conocer las propiedades de la sustancia de trabajo, refrigerante R-134^a. También se muestran los parámetros de las cámaras de enfriamiento y del motor eléctrico que son importantes para los ensayos de laboratorio.

Tabla N°2.6.1 Parámetros a medir en el sistema de refrigeración diseñado

Punto de medición		Parámetros a medir		
1	Succión del compresor	Presión	Temperatura	-
2	Salida del compresor	Presión	Temperatura	-
3	Salida del condensador	Presión	Temperatura	-
4	Entrada a la válvula de expansión de alta temperatura	-	-	Caudal
5	Entrada a la válvula de expansión de baja temperatura	-	-	Caudal
5	Entrada al evaporador de alta temperatura	Presión	Temperatura	-
6	Salida del evaporador de alta temperatura	Presión	Temperatura	-
6	Salida de la válvula reguladora de presión	Presión	Temperatura	-
7	Entrada al evaporador de baja temperatura	Presión	Temperatura	-
8	Salida del evaporador de baja temperatura	Presión	Temperatura	-
9	Interior de la cámara de alta temperatura	Humedad Relativa	Temperatura	-
10	Interior de la cámara de baja temperatura	Humedad Relativa	Temperatura	-
11	Motor eléctrico	Voltaje	Corriente	RPM

2.6.2 Cálculos y resultados a obtener

Una vez medidos los parámetros mostrados en la Tabla N°2.6.1, haciendo uso de tablas termodinámicas o de software se proceden a hallar las propiedades (volumen específico, entalpía, entre otras) del refrigerante en cada punto especificado en el esquema de la Figura N°2.2.1. Con estos datos de entrada se pueden realizar los siguientes cálculos.

- Coeficiente de performance (COP) del sistema:

$$COP = \frac{\dot{m}_a(h_5 - h_4) + \dot{m}_b(h_8 - h_7)}{(\dot{m}_a + \dot{m}_b) * (h_3 - h_2)}$$

Donde

COP : Coeficiente de performance [-]

\dot{m}_a : Flujo másico de refrigerante a través del evaporador de alta temperatura [$\frac{kg}{s}$]

\dot{m}_b : Flujo másico de refrigerante a través del evaporador de baja temperatura [$\frac{kg}{s}$]

h_2 : Entalpía del refrigerante a la entrada del condensador [$\frac{kJ}{kg}$]

h_3 : Entalpía del refrigerante a la salida del condensador [$\frac{kJ}{kg}$]

h_4 : Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador de alta temperatura [$\frac{kJ}{kg}$]

h_5 : Entalpía del refrigerante a la salida del evaporador de alta temperatura [$\frac{kJ}{kg}$]

h_7 : Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador de baja temperatura [$\frac{kJ}{kg}$]

h_8 : Entalpía del refrigerante a la salida del evaporador de baja temperatura [$\frac{kJ}{kg}$]

- Capacidad de refrigeración (\dot{Q}_R) en los evaporadores:

$$\dot{Q}_R = \dot{m}_r(h_s - h_e)$$

Donde

\dot{Q}_R : Capacidad de refrigeración en el evaporador [kW]

\dot{m}_r : Flujo másico de refrigerante a través del evaporador [$\frac{kg}{s}$]

h_s : Entalpía del refrigerante a la salida del evaporador [$\frac{kJ}{kg}$]

h_e : Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador [$\frac{kg}{kJ}$]

- Conductividad térmica en aislantes (k_A):

Una vez determinada la capacidad de refrigeración de cada evaporador, se puede hacer uso de resistencias eléctricas para simular una carga térmica. Luego la conductividad de los aislantes (k_A) se puede hallar de la siguiente forma:

$$k_A = \frac{\dot{Q}_R - \dot{Q}_{Resis}}{\sum_1^i (T_{se_i} - T_{si_i}) \frac{A_i}{e_i}}$$

Donde

k_A : Conductividad del aislante [$\frac{W-mm}{m^2-^{\circ}C}$]

\dot{Q}_R : Capacidad de refrigeración en el evaporador [kW]

\dot{Q}_{Resis} : Potencia eléctrica de las resistencias [kW]

T_{se_i} : Temperatura superficial exterior de la pared i [$^{\circ}C$]

T_{si_i} : Temperatura superficial interior de la pared i [$^{\circ}C$]

A_i : Área superficial de la pared i [m^2]

e_i : Espesor del aislante en la pared i [mm]

En este caso es necesario medir las temperaturas superficiales exteriores e interiores de cada cámara frigorífica. Además considerar que en la pared divisora, la cámara de alta temperatura cederá calor a la de baja temperatura. La potencia eléctrica en las resistencias se transforma completamente en calor y es hallada como el producto del voltaje (V), por la corriente (A) medidas, dividido entre 1000 para obtener el valor en kW.

- Rendimiento volumétrico del compresor (η_{vc})

$$\eta_{vc} = \frac{\dot{V}_{med}}{\frac{\pi * D_{cil}^2 * S_{cil} * N * 60}{4}} * 100\%$$

Donde

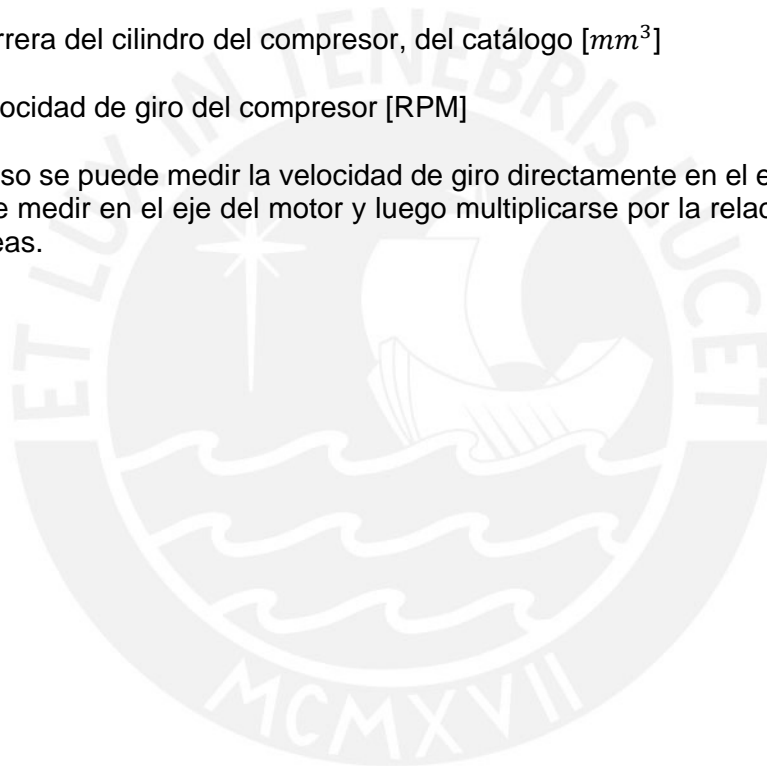
\dot{V}_{med} : Suma de flujos volumétricos de refrigerante medidos antes de cada evaporador [$\frac{mm^3}{s}$]

D_{cil} : Diámetro del cilindro del compresor, del catálogo [mm^3]

S_{cil} : Carrera del cilindro del compresor, del catálogo [mm^3]

N : Velocidad de giro del compresor [RPM]

En este caso se puede medir la velocidad de giro directamente en el eje del compresor, o se puede medir en el eje del motor y luego multiplicarse por la relación de transmisión en las poleas.



CAPÍTULO 3: PRESUPUESTO DEL PROYECTO

En el presente capítulo se detallarán los costos involucrados en el proyecto que son: los materiales usados, el servicio de ingeniería y el servicio de ensamble del sistema. Se especificarán las características técnicas de los componentes usados en la fabricación del sistema de refrigeración y el precio de cada uno de ellos. También se estimará el costo por el trabajo de ingeniería realizado y el costo por el trabajo de montaje del equipo. Finalmente se presentará el costo total del proyecto

3.1 Materiales y componentes utilizados

Se procede a elaborar un listado de los componentes con las características técnicas de los mismos. Al final se presenta en una tabla el costo total de adquisición de los productos.

3.1.1 Sistema de refrigeración

En esta parte se listan los componentes principales: compresor, motor eléctrico, evaporadores, válvulas de expansión, condensador, y también los componentes de línea: filtros, válvulas solenoide, válvula reguladora de presión, intercambiador de calor.

1. Compresor:

Marca	Bitzer	
Modelo	II(Y)	
Refrigerante	R-134A	
Número de cilindros	2	
Diámetro de cilindro (mm)	40	
Carrera del cilindro (mm)	30	
Diámetro de polea (mm)	260	
Faja de transmisión (Número x perfil, según DIN 2215)	1X13	
Conexión de succión (")	1/2	
Conexión de descarga (")	1/2	
Velocidad mínima de giro (rpm)	485	
Velocidad máxima de giro (rpm)	1000	
Peso (kg)	18	

2. Motor eléctrico

Marca	WEG	
Rotor	Jaula de ardilla	
Modelo	W21- HighEfficiency- IE2	
Carcasa	Aluminio-80	
Potencia (kW)	0.75	
Frecuencia (Hz)	60	
Número de polos	4	
Rotación nominal (RPM)	1730	
Voltaje nominal (V) (Δ/Y)	220/380	
Corriente nominal (A) (Δ/Y)	2.98/13.8	
Corriente de arranque (A)	23.8/13.8	
Torque nominal (N-m)	4.14	
Protección	IP55	
Peso (kg)	18	

3. Separador de aceite

Marca	Danfoss	
Modelo	OUB 1	
Presión máxima (bar)	28	
Volumen neto (L)	0.52	
Depósito de aceite (L)	0.1	
Conexión	1/2" Roscable	
Conexión de retorno de aceite	1/4" Roscable	
Capacidad nominal del sistema (kW) [R134A]	2.5	

4. Condensador

Marca	Elgin	
Modelo	CDA 2782	
Flujo de aire recomendado (m3/h)	570	
Número de tubos	12	
Número de filas	2	
Número de aletas por pulgada	8	
Área frontal (cm2)	432.8	
Área de intercambio (m2)	1.356	
Número de ventiladores	1	
Calor evacuado (kcal/h) [Tcond=45°C, y Taire=35°C, dt=10°C]	1133	
Material de tubos	Cobre	
Material de aletas	Aluminio	

5. Filtro secador.

Marca	Danfoss	
Modelo	DML 032	
Conexión material	Acero	
Conexión de entrada	1/4" Roscable	
Volumen neto (L)	0.038	
Conexión de salida	1/4" Roscable	
Refrigerantes	HCFC/HFC	
Rango de temperatura	-40°C- 70°C	
Volumen del núcleo (cm3)	41	
Capacidad ácido (g)	0.58	
Peso (kg)	0.176	

6. Intercambiador de calor

Marca	Danfoss	
Modelo	HE 0.5	
Conexión de líquido (")	1/4	
Conexión de succión (")	1/2	
Presión máxima (bar)	28	
Temperatura de operación (°C)	-60°C a 120 °C	
Refrigerantes	HCFC,HFC Y HC	
Volumen cámara externa (cm3)	8.5	
Volumen cámara interna (cm3)	23	

7. Válvulas solenoide

Marca	Danfoss	
Modelo	EVR 2	
Capacidad nominal del sistema (kW) [R134A]	2.9	
Conexión	1/4' Roscable	
Refrigerante	R134-A	
Bobina	220 VAC, 10 W	

8. Válvulas de expansión

Las válvulas de expansión para ambas cámaras son del mismo modelo sin embargo para la cámara de alta temperatura el número de orificio será 00 y para la cámara de baja temperatura el orificio será 0X

Tipo	Valvula de expansión termostática	Valvula de expansión termostática	
Marca	Danfoss	Danfoss	
Modelo	TEN2-0.25	TEN2-0.25	
Igualación de presión	Externo	Externo	
Refrigerante	R-134A	R-134A	
Conexión entrada	3/8 Roscable	3/8 Roscable	
Conexión salida	1/2 Roscable	1/2 Roscable	
Tubo capilar (m)	1.5	1.5	
Número de orificio	0	0X	

9. Evaporadores

Son dos evaporadores, el de la cámara de alta temperatura RIH1055 y el de la cámara de baja temperatura RIL1053

Marca	Heatcraft		
Modelo	RIL1053	RIH1055	
Aletas por pulgada	5	7	
Conexión de líquido (")	3/16	3/16	
Conexión de succión (")	5/16	5/16	
Peso neto (kg)	4	5	
Peso bruto(kg)	5.1	6.1	
Potencia (W)	42	42	
Corriente (220V-1F)	0.26	0.26	
Ventiladores	Flujo de aire (m3/h)	381	
	Número	1	1
	Diámetro (mm)	203	203
Resistencias	Potencia (W)	500	-
	Corriente (220-1F)	2.27	-

10. Válvula reguladora de presión

Marca	Danfoss	
Modelo	KVP 12	
Capacidad nominal del sistema (kW) [R134A]	2.8	
Conexión	1/2" Roscable	
Refrigerante	R134-A	
Gama de regulación (bar)	0-5.5	
Presión máxima de trabajo (bar)	18	

11. Termostatos

Marca	Danfoss	
Modelo	KP61	
Rango temperatura ambiente (°C)	-40 a 65	
Protección	IP30	
Tipo de carga	Vapor	
Longitud del tubo capilar (mm)	2000	
Rango de ajuste diferencial (°C)	5.5 a 23	
Rango de temperatura (°C)	-30 a 15 °C	
Tipo de sensor	Tubo capilar	

12. Presostatos

Marca	Danfoss	Danfoss	
Modelo	KP1	KP5	
Rango temperatura ambiente (°C)	-25 a 65°C	-40 a 65°C	
Protección	IP44	IP44	
Presión máxima (bar)	20	35	
Conexión	1/4 Roscable	1/4 Roscable	
Rango de regulación (bar)	-0.2 a 7.5	8 a 32	
Refrigerante	HCFC	HCFC	
Rearme	Automático	Automático	

3.1.2 Sistema eléctrico y de control

1. Interruptor termomagnético

Marca	Schneider Electric	
Modelo	A9F74306	
Norma	IEC 60898-1	
In(A)	6	
Capacidad de corte última a 400VAC(A)	6000	

3.1.4 Costos totales

En la siguiente tabla se tiene el presupuesto total de adquirir los componentes listados anteriormente.

Cant.	Descripción	Costo	
		Unitario	Total
1	Evaporador Heatcraft RIL 1053	S/. 600.00	S/. 600.00
1	Evaporador Heatcraft RIH 1055	S/. 600.00	S/. 600.00
1	Compresor Reciprocante Bitzer ILY	S/. 2,000.00	S/. 2,000.00
1	Motor eléctrico Weg W21-0.75kW Carcasa 80	S/. 1,400.00	S/. 1,400.00
1	Condensador Mipal CDA 2782	S/. 200.00	S/. 200.00
1	Separador de aceite Danfoss OUB 1	S/. 195.00	S/. 195.00
2	Válvula solenoide Danfoss EVR 2	S/. 150.00	S/. 300.00
2	Bobina 10W, 200VAC	S/. 142.00	S/. 284.00
2	Válvula de expansión Danfoss TEN2 (R-134A)	S/. 300.00	S/. 600.00
1	Orificio 0	S/. 72.00	S/. 72.00
1	Orificio 0X	S/. 72.00	S/. 72.00
2	Visor de líquido	S/. 50.00	S/. 100.00
1	Filtro secador DML162	S/. 55.00	S/. 55.00
1	Acumulador de succión 3/4"	S/. 158.00	S/. 158.00
1	Presostato de alta KP-5 R/Automático	S/. 265.00	S/. 265.00
1	Presostato de baja KP-1 R/Automático	S/. 216.00	S/. 216.00
2	KP 61 Termostato -30/15°C 5.5-23/1.5-7°C	S/. 336.00	S/. 672.00
1	Válvula reguladora de presión KVP12	S/. 400.00	S/. 400.00
1	Interruptor termomagnético A9F74306	S/. 173.00	S/. 173.00
Total			S/. 8,362.00

3.2 Mano de obra

3.2.1 Servicio de ingeniería

El costo de ingeniería, que contempla el proceso de diseño del sistema de refrigeración, involucra los cálculos realizados, la selección de todos los componentes, y el dibujo de planos. Se toma como referencia un sueldo mensual de S/.5000.00 para un ingeniero, lo cual otorga un costo de hora de ingeniería igual a S/.31.25.

A continuación se presenta en el siguiente cuadro las actividades realizadas y las horas invertidas en cada actividad, y finalmente se indica cual es el costo total por el servicio de ingeniería para este proyecto.

Actividad Realizada	Horas	Costo (S/.)
Estudio de los sistemas de refrigeración	20	S/. 625.00
Selección del sistema adecuado	10	S/. 312.50
Dimensionado de las cámaras	10	S/. 312.50
Cálculos térmicos	35	S/. 1,093.75
Selección de componentes	30	S/. 937.50
Cálculos estructurales	30	S/. 937.50
Cálculos eléctricos	30	S/. 937.50
Diseño del sistema de control	20	S/. 625.00
Dibujo de planos	40	S/. 1,250.00
Total	225	S/. 7,031.25

3.2.2 Servicio de fabricación y montaje

El costo de montaje involucra el proceso de construcción del sistema de refrigeración. Esto incluye el ensamble de las cámaras, la estructura de soporte la instalación eléctrica y el módulo de control. Para este caso se toma como referencia un sueldo mensual de S/.3000.00 para un técnico, lo cual equivale un costo horario de mano de obra igual a S/.18.75. Nuevamente se presenta una tabla con las actividades a realizarse durante la fabricación y las horas invertidas por actividad.

Actividad Realizada	Horas	Costo (S/.)
Ensamble de cámaras	20	S/. 375.00
Ensamble de estructura	30	S/. 562.50
Ensamble de componentes	20	S/. 375.00
Instalación eléctrica	10	S/. 187.50
Módulo de control	20	S/. 375.00
Total	100	S/. 1,875.00

3.3 Costo total del proyecto

Para hallar el costo total del proyecto se suman los costos de los componentes seleccionados más el costo de mano de obra, ingeniería y fabricación. Resultando un costo total de S/.17,268.25



CONCLUSIONES

1. Se ha diseñado el sistema de refrigeración de dos temperaturas de evaporación (-15°C y 0°C) para capacidades de 200 W y 400 W en baja y alta temperatura respectivamente. Se podrá usar para fines didácticos en el Laboratorio de Energía de la Sección Ingeniería Mecánica (Dpto. Ingeniería PUCP)
2. Las dimensiones generales del sistema son 1700mm de largo x1000 mm de ancho x 1600mm de altura. Se usaron perfiles angulares y canales C de acero estructural A36 para la fabricación de la estructura de soporte, la cual fue diseñada para soportar una carga de 500 kg.
3. Los parámetros de diseño del sistema son: temperatura de condensación, 45°C , temperatura de ambiente de diseño, 35°C , temperaturas de evaporación, -15°C y 0°C .
4. Se seleccionaron, para el sistema de refrigeración, componentes principales (compresor, motor eléctrico, condensador, válvulas de expansión y evaporadores), componentes secundarios (acumulador de succión, válvulas solenoide, visores de líquido, filtro deshumedecedor, válvula reguladora de presión) y componentes de control (presostato y termostato). Además para el sistema eléctrico se seleccionaron contactores y dispositivos de protección.
5. El presupuesto total del sistema asciende a S/.17,268.25 que incluye el costo de diseño: cálculos, elaboración de planos, costo de fabricación y montaje, y costo de los componentes del sistema de refrigeración.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] AIR-CONDITIONING AND REFRIGERATION INSTITUTE. (1994). *Manual de refrigeración y aire acondicionado*. Mexico: Prentice-Hall.
- [2] ASHRAE Inc. . (2006). *ASHRAE Handbook Refrigeration*. New York.
- [3] ASHRAE Inc. . (2009). *ASHRAE Handbook Fundamentals*. New York.
- [4] CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. (2009). *Manual de aire acondicionado (Handbook of air conditioning system design)*. Barcelona: Marcombo.
- [5] CATALÁ GREGORI, C. (2009). *Guía básica del frigorista*. Madrid.
- [6] ÇENGEL, Y. A., & BOLES, M. A. (2012). *Termodinámica*. Mexico: Mc Graw Hill.
- [7] Cengel, Y., & Ghajar, A. (2007). *Transferencia de calor y masa FUNDAMENTOS Y APLICACIONES*. México DF: McGraw-Hill Interamericana.
- [8] DE LA OLIVA CARMONA, J. F. (2009). *Guía Práctica : Selección de los elementos de una instalación frigorífica*. SEVILLA: CSIF.
- [9] DEL ROSARIO, R. (2014). LOS CONDUCTORES ELÉCTRICOS PARTE 2 [Diapositivas]. Lima. Retrieved 05 20, 2015
- [10] FRAILE MORA, J. (2008). *Máquinas Eléctricas*. Madrid: Mc Graw Hill.
- [11] HIBBELER, R. C. (2006). *Mecánica de Materiales*. Naucalpan de Juárez: Pearson Education.
- [12] HIBBELER, R. C. (2010). *Ingeniería Mecánica Estática*. Naucalpan de Juárez: Pearson Education.
- [13] Incropera, F., & De Witt, D. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor*. Naucalpan de Juárez: PRENTICE HALL HISPANOAMERICANA, S.A.
- [14] MINISTERIO DE ENERGÍA Y MINAS. (2006). Código Nacional de Electricidad. *Utilización*.
- [15] PAULSEN MOSCOSO, K. F. (2014). Elementos de Máquinas. *Uniones Soldadas. Material de enseñanza*. Lima.
- [16] Postigo, J., & Cruz, J. F. (2010). *TERMODINAMICA II*. Lima: WHEditores.
- [17] RODRÍGUEZ HERNÁNDEZ, J. (2012). *Resistencia de Materiales 2*. LIMA: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [18] WHITMAN, W. C. (1997). *Tecnología de refrigeración y aire acondicionado*. Barcelona: Marcombo.

- [19] YAMADA TANAKA, L. (1986). *Refrigeración*. Lima: PUCP.

