



UNIVERSIDAD LAICA “ELOY ALFARO” DE MANABÍ

**FACULTAD DE INGENIERÍA
CARRERA: INGENIERÍA EN MECÁNICA NAVAL**

TRABAJO DE TITULACIÓN
Previa a la obtención del Título de

INGENIERO MECÁNICO NAVAL

TEMA:

DISEÑO, CÁLCULO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE FRÍO, UTILIZANDO MÓDULOS AUTOMÁTICOS PARA EL CONTROL DEL MÉTODO DE DEFROST Y APERTURAS INDEBIDAS EN LAS PUERTAS DE LAS CÁMARAS FRIGORÍFICAS.

AUTORES:

**ÁLAVA MACÍAS VÍCTOR JOSÉ
CORNEJO DELGADO PABLO JAVIER**

DIRECTOR:

Ing. Aleph Acebo Arcentales

Manta – Manabí – Ecuador

2015

APROBACIÓN DEL TUTOR

CERTIFICO, que en el presente trabajo de titulación los estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica Naval, señores: **Cornejo Delgado Pablo Javier y Álava Macías Víctor José**, con el tema: **DISEÑO, CÁLCULO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE FRÍO, UTILIZANDO MÓDULOS AUTOMÁTICOS PARA EL CONTROL DEL MÉTODO DE DEFROST Y APERTURAS INDEBIDAS EN LAS PUERTAS DE LAS CÁMARAS FRIGORÍFICAS**, han cumplido con todos los requerimientos establecidos en la elaboración y proceso de la tesis; por lo tanto, dejo constancia a usted señor decano y por su intermedio al Honorable Consejo de Facultad, para los fines de trámites pertinentes.

Ing. Aleph Acebo Arcentales
TUTOR DE TESIS

RESPONSABILIDAD DE AUTORÍA

La responsabilidad por los hechos, opiniones, ideas e informaciones vertidas en esta tesis corresponden exclusivamente a los autores, y el patrimonio intelectual de la Tesis de Grado: **DISEÑO, CÁLCULO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE FRÍO, UTILIZANDO MÓDULOS AUTOMÁTICOS PARA EL CONTROL DEL MÉTODO DE DEFROST Y APERTURAS INDEBIDAS EN LAS PUERTAS DE LAS CÁMARAS FRIGORÍFICAS,** pertenecerá a la Universidad Laica “Eloy Alfaro” de Manabí.

Cornejo Delgado Pablo Javier
C.I. 131281490-6

Álava Macías Víctor José
C.I. 131200645-3

TRIBUNAL EXAMINADOR

Los miembros del Tribunal Examinador aprueban con mención honorífica y/o recomendación para su publicación el Trabajo de Titulación, sobre el tema: **DISEÑO, CÁLCULO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE FRÍO, UTILIZANDO MÓDULOS AUTOMÁTICOS PARA EL CONTROL DEL MÉTODO DE DEFROST Y APERTURAS INDEBIDAS EN LAS PUERTAS DE LAS CÁMARAS FRIGORÍFICAS**, de los estudiantes: **Cornejo Delgado Pablo Javier** y **Álava Macías Víctor José**, alumnos de la carrera de Ingeniería Mecánica Naval de la Universidad Laica “Eloy Alfaro” de Manabí.

Manta, Octubre del 2015.

Para constancia firman:

Ing. Aleph Acebo Arcentales
Tutor de Tesis

Ing. Paulo Emilio Macías
Miembro del Tribunal

Ing. Luis Aragundi Cuadros
Miembro del Tribunal

Lic. Luis Eduardo Chávez
Miembro del Tribunal

Lic. Dennis Napa
Secretaria de Carrera Mecánica Naval

AGRADECIMIENTO

Primero y como más importante, nos gustaría agradecer a Dios. A nuestros padres por su motivación y ayuda incondicional en cada decisión que hemos tomado.

A nuestro director de Tesis Ing. Aleph Acebo, por su esfuerzo y dedicación, sus conocimientos, sus orientaciones, su manera de trabajar, su persistencia, su paciencia y su motivación han sido fundamentales para nuestra formación como profesionales.

A nuestros profesores por haber inculcado en nosotros un sentido de seriedad, responsabilidad y rigor académico sin los cuales, no podríamos tener una formación completa.

Al Ing. Boris Vera quien dio un valioso aporte para la culminación de este proyecto.

A nuestros amigos Sr. Milton Sánchez, Sr. Carlos Anchundia y a todos aquellos que de alguna manera apoyaron en esta noble causa.

Cornejo Delgado Pablo Javier

Álava Macías Víctor José

DEDICATORIA

Dedico el presente trabajo de titulación a Dios quien me dio salud, fuerza y paciencia para seguir adelante. A mis padres quien en un principio no confiaron en mi pero que de una u otra manera durante la carrera contribuyeron para poder concluir la con éxito. A toda mi familia por brindarme siempre su apoyo moral.

A la Universidad Laica Eloy Alfaro de Manabí por abrirme las puertas y brindarme la oportunidad de formarme como profesional, también a mis queridos maestros y amigos que estuvieron apoyándome en todas las circunstancias.

Cornejo Delgado Pablo Javier

DEDICATORIA

Agradezco primero a Dios por haberme permitido llegar a mis metas propuestas. A mis queridos padres Víctor Manuel Álava Rodríguez y Mariana Macías Cherrez de Álava, por su paciencia, comprensión y por darme esas palabras de aliento, por ayudarme a sobrellevar las adversidades en los momentos difíciles que transcurrieron en nuestras vidas.

Me han dado todo lo que soy como persona, mis valores, mis principios mi perseverancia y empeño, y todo ello con una gran dosis de amor.
A todos mis maestros, amigos y compañeros.

Álava Macías Víctor José

ÍNDICE GENERAL

APROBACIÓN DEL TUTOR.....	i
RESPONSABILIDAD DE AUTORÍA.....	ii
TRIBUNAL EXAMINADOR	iii
AGRADECIMIENTO.....	iv
DEDICATORIA	v
DEDICATORIA	vi
ÍNDICE GENERAL.....	vii
ÍNDICE DE GRÁFICOS	xiii
ÍNDICE DE TABLAS	xiv
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xvi
RESUMEN.....	xviii
SUMMARY	xix
INTRODUCCIÓN	1
Justificación.....	2
Objetivos	3
Objetivo general.....	3
Objetivos específicos	3
CAPÍTULO I.....	4
LA REFRIGERACIÓN	4
1.1 Principios de refrigeración por compresión de vapor	4
1.1.1 Compresor	5
1.1.2 Evaporador	5
1.1.3 Condensador.....	6

1.1.4	Dispositivos de expansión	7
1.2	Ciclo de Carnot e inversión del ciclo de Carnot	8
1.3	Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor	11
1.4	Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor	12
1.5	Los refrigerantes.....	13
1.5.1	Características principales de los refrigerantes	14
1.5.2	Clasificación.....	14
1.5.3	Aislantes térmicos en instalaciones frigoríficas	16
1.6	Sistema de defrost	17
1.6.1	Formación del hielo en el evaporador	17
1.6.2	Consecuencias de la formación de escarcha.....	18
1.6.3	Tipos de Defrost	19
1.6.3.1	Sistema defrost por gas caliente.....	20
1.6.3.2	Sistema defrost por resistencia eléctrica	23
1.7	Software Sitrad.....	25
1.8	Controlador Lógico Programable (PLC).....	26
1.8.1	Ventajas de los PLC	27
1.8.2	Estructura de un PLC.....	27
1.8.3	Tipos de PLC	29
CAPITULO II		30
DISEÑO Y CÁLCULO DEL SISTEMA DE FRÍO		30
2.1	Introducción	30
2.2	Diseño del sistema de frío	30
2.2.1	Parámetros de construcción de las cámaras.....	30
2.2.2	Características técnicas de los materiales de las cámaras frigoríficas....	31
2.2.3	Diseño de la estructura metálica del sistema de frío	31

2.3	Cálculos generales para las cámaras en el sistema de frío	31
2.3.1	Cálculos del volumen total de la cámara frigorífica.....	32
2.3.2	Cálculo de la masa total almacenada en el interior de cada cámara.....	32
2.3.3	Cálculo del espesor del aislamiento	33
2.4	Cálculo de cargas térmicas.....	36
2.4.1	Pérdidas a través de paredes	36
2.4.2	Pérdidas por transmisión en la puerta de vidrio	38
2.4.3	Pérdidas por servicio	39
2.4.3.1	Pérdidas por apertura de puertas	39
2.4.4	Carga por producto.....	40
2.4.4.1	Carga hasta alcanzar la temperatura de congelación del producto	40
2.4.4.2	Carga por congelación del producto	40
2.4.4.3	Carga del producto hasta alcanzar su temperatura de conservación... ..	41
2.4.5	Carga térmica total en la cámara frigorífica	42
2.5	Cálculo del ciclo de refrigeración	43
2.5.1	Selección del refrigerante	43
2.5.2	Selección y trazado del ciclo de refrigeración.....	43
2.5.3	Cálculos de los parámetros del ciclo	44
2.5.4	Resumen de Entalpías.....	54
2.5.5	Cálculo ciclo real.....	54
2.6	Selección de los elementos del sistema de frío	58
2.6.1	Selección del Compresor.....	58
2.6.2	Selección de los evaporadores.....	60
2.6.3	Selección del condensador	60
2.7	Selección de la Válvula de expansión.....	62
2.7.1	Selección del sistema operativo de frío	63

2.7.1.1	Dispositivos de control de flujo	63
a)	Válvula reguladora de presión de evaporación.....	63
b)	Válvulas Solenoides.....	64
c)	Válvulas de servicio.....	64
d)	Válvulas de retención.....	65
2.7.1.2	Selección de dispositivos de control electrónico	65
a)	Termostatos.....	65
b)	Convertidor de datos (Conv 32).....	65
c)	Presostato de alta	65
d)	Presostato de baja.....	66
2.7.1.3	Sistema Operativo complementario.....	66
a)	Recibidor de líquido.....	66
b)	Acumulador de succión	67
c)	Filtro de secador.....	67
d)	Visor.....	67
e)	Manómetros	68
2.7.2	Selección de Dispositivos eléctricos	68
2.7.2.1	Selección de breaker	69
2.7.2.2	Selección del contactor	69
2.7.2.3	Selección del portafusible.....	69
2.7.2.4	Selección de luces piloto y selector de posición.....	70
2.7.3	Selección del controlador lógico programable (PLC)	70
2.7.3.1	Selección de los dispositivos de entrada.....	71
2.7.3.2	Selección de los dispositivos de salida	71
CAPÍTULO III.....		72
CONSTRUCCIÓN, ENSAMBLAJE Y COSTOS		72

3.1	Materiales y herramientas utilizadas para la construcción de la estructura metálica del sistema de frío.....	72
3.2	Construcción de la estructura metálica	72
3.3	Ensamblaje del mueble frigorífico	73
3.4	Ensamblaje de equipos de la unidad condensadora	73
3.5	Ubicación de los dispositivos del sistema.....	75
3.6	Ensamblaje de las tuberías	77
3.7	Puesta a punto del sistema de frío	78
3.7.1	Verificación de fugas.....	78
3.7.2	Proceso de vacío	79
3.7.3	Carga de refrigerante	80
3.8	Instalaciones eléctricas y conexión al computador	80
3.8.1	Esquema de instalación eléctrico del sistema de frío	80
3.8.2	Esquema de instalación de los full gauge al Pc.....	81
3.8.3	Instalación del PLC y alarmas.....	81
	CAPÍTULO IV.....	82
	PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO, PROGRAMACIÓN Y RECEPCIÓN DE DATOS	82
4.1	Introducción	82
4.2	Pruebas del funcionamiento	82
4.2.1	Calibración de la válvula de expansión termostática	82
4.2.2	Calibración de los presostatos de baja y alta presión	83
4.3	Programación de los controladores de temperatura	83
4.3.1	Toma de datos.....	83
4.3.2	Análisis del defrost en las cámaras.....	86
4.3.2.1	Defrost por resistencia eléctrica (Cámara 1).....	86

4.3.2.2	Defrost por gas caliente (Cámara 2)	88
4.3.3	Análisis económicos de los dos métodos de defrost	89
	CONCLUSIONES	93
	RECOMENDACIONES	94
	BIBLIOGRAFÍA.....	95
	ANEXOS.....	97

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1: funcionamiento del evaporador	6
Gráfico 2: Zonas de alta y baja presión.....	7
Gráfico 3: Ciclo de Carnot,	8
Gráfico 4: Máquina de Carnot, diagrama T vs S	9
Gráfico 5: Ciclo de refrigeración de Carnot, diagrama.....	10
Gráfico 6: Diagrama del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.....	12
Gráfico 7: Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor, diagrama.....	13
Gráfico 8: Formación del hielo en el evaporador.....	17
Gráfico 9: Desescarche por gas caliente	21
Gráfico 10: Temperatura durante el desescarche	22
Gráfico 11: Dispositivo de re-evaporación (acumulador de succión).....	23
Gráfico 12: Defrost por resistencia eléctrica.....	23
Gráfico 13: Modo instalación del software Sitrad	26
Gráfico 14: Estructura interna de un PLC.....	28
Gráfico 15: Diagrama del ciclo de refrigeración.....	44
Gráfico 16: Gráfico para encontrar el valor de M.....	61
Gráfico 17: Vista superior de la unidad condensadora	74
Gráfico 18: Montaje de la unidad condensadora.....	75
Gráfico 19: Diagrama unifilar de los accesorios del sistema de frío.	76
Gráfico 20: Montaje de los accesorios del sistema de frío.....	77
Gráfico 21: Acoplamiento de tuberías de cobre.....	78
Gráfico 22: Prueba de vacío	79
Gráfico 23: Temperatura – tiempo de la cámara 1.....	84
Gráfico 24: Temperatura – tiempo de la cámara 2.....	85

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Tipos de defrost.....	20
Tabla 2: Características técnicas de los materiales de las cámaras frigoríficas	31
Tabla 3: Dimensiones internas de las cámaras frigoríficas	31
Tabla 4: Dimensiones internas de las cámaras frigoríficas	33
Tabla 5: Valores de convección y resistencias térmicas	34
Tabla 6: Resumen de las resistencias térmicas	34
Tabla 7: Datos para calcular h_4	46
Tabla 8: Datos para calcular h_5 , v_5 , S_5	47
Tabla 9: Datos para calcular h a 39.37°C y 1MPa	48
Tabla 10: Datos para calcular h a 46.29°C y 1.20MPa	49
Tabla 11: Datos para calcular h_{6t}	49
Tabla 12: Datos para calcular T a 1MPa y 316.58KJ/kg	51
Tabla 13: Datos para calcular T a 1.2MPa y 316.58KJ/kg	52
Tabla 14: Datos para calcular T_{6r}	52
Tabla 15: Datos para calcular h a 1MPa y 72.83°C	53
Tabla 16: Datos para calcular h a 1.2MPa y 72.83°C	53
Tabla 17: Datos para calcular h_7	54
Tabla 18: Resumen de entalpías del ciclo de refrigeración.....	54
Tabla 19: Características válvula reguladora de presión de evaporación	64
Tabla 20: Características válvula solenoide	64
Tabla 21: Características del presostato de alta	66
Tabla 22: Características del presostato de baja	66
Tabla 23: Características del receptor de líquido.....	66
Tabla 24: Características del acumulador de succión	67
Tabla 25: Características del filtro secador	67
Tabla 26: Características del Visor	67
Tabla 27: Ubicación de manómetros.....	68
Tabla 28: Características eléctricas del compresor	68
Tabla 29: Intensidad de los dispositivos eléctricos a utilizar	68
Tabla 30: Características del breaker	69
Tabla 31: Características del contactor	69

Tabla 32: Características del portafusible	69
Tabla 33: Ubicación de las luces piloto	70
Tabla 34: Características del PLC.....	70
Tabla 35: Características de los fines de carrera.....	71
Tabla 36: Características de la luz piloto y el zumbador intermitente.....	71
Tabla 37: Elementos utilizados en el defrost por resistencia eléctrica.....	86
Tabla 38: Costos de los Elementos utilizados en el defrost por resistencia eléctrica	87
Tabla 39 Elementos utilizados en el defrost por gas caliente	88
Tabla 40: Costos de los elementos utilizados en el defrost por gas caliente.....	89
Tabla 41: Costos del consumo eléctrico por año en los métodos de defrost.....	89
Tabla 42: Costos de los elementos utilizados en los métodos de defrost.....	90

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1: Diagrama Ph del refrigerante 134a.....	98
Anexo 2: Propiedades del refrigerante 134a saturado.....	99
Anexo 3: Propiedades del refrigerante 134a sobrecalentado	100
Anexo 4: Tabla para la selección de compresores	101
Anexo 5: Tabla para la selección de evaporadores	101
Anexo 6: Evaporador instalado en cámara frigorífica	102
Anexo 7: Catálogo para la selección del Condensador	102
Anexo 8: Catálogo para la selección de la válvula de expansión y orificio.....	102
Anexo 9: Válvula de expansión	103
Anexo 10: Orificio 00 de la válvula de expansión.....	103
Anexo 11: Válvula de presión de evaporación	103
Anexo 12: Válvula de presión de evaporación	103
Anexo 13: Válvula de paso	104
Anexo 14: Válvula de retención.....	104
Anexo 15: Termostatos modelo TC 900Ri clock.....	104
Anexo 16: Conv32	104
Anexo 17: Presostato de alta	105
Anexo 18: Presostato de alta	105
Anexo 19: Recibidor de líquido	105
Anexo 20: Acumulador de succión.....	106
Anexo 21: Filtro secador.....	106
Anexo 22: Visor	106
Anexo 23: Manómetros.....	107
Anexo 24: Panel de luces pilote	107
Anexo 25: Diseño arquitectónico de la estructura metálica.....	107
Anexo 26: Construcción de la estructura metálica.....	110
Anexo 27: Ensamblaje de mueble frigorífico	111
Anexo 28: Ensamblaje de las tuberías de cobre.....	112
Anexo 29: Esquema eléctrico del sistema de frío	113
Anexo 30: Diagrama de conexión de los full gauge	114
Anexo 31: Esquema eléctrico del PLC	114

Anexo 32: Calibración de la válvula de expansión termostática	115
Anexo 33: Receta cámara 1.....	116
Anexo 34: Receta cámara 2.....	117
Anexo 35: Esquema de la programación del Sistema de alarmas en el PLC.....	118
Anexo 36: Programación del PLC	119
Anexo 37: Guía de operación.....	119

RESUMEN

En el capítulo I del presente proyecto de titulación con el tema: “Diseño, cálculo y construcción de un sistema de frío, utilizando módulos automáticos para el control del método de defrost y aperturas indebidas en las puertas de las cámaras frigoríficas”, se fundamenta el ciclo de refrigeración por compresión de vapor en el cual se incorporan elementos de automatización para el control de los métodos de defrost por gas caliente y resistencia eléctrica, además se anexa un controlador lógico programable (PLC) que permite controlar la apertura indebida en las puertas de las cámaras frigoríficas.

En el capítulo II se logró diseñar y establecer los parámetros de funcionamiento y los cálculos del ciclo de refrigeración para la adecuada selección de los elementos que conforman el sistema de frío, dicho sistema consta de los siguientes elementos de refrigeración por compresión de vapor: compresor, cámaras de congelación con sus respectivos evaporadores, válvulas de expansión termostática, condensador y los elementos auxiliares complementarios como: válvula reguladora de presión de evaporación, válvulas solenoides, válvulas cheques, acumulador de succión, recibidor de líquido, filtro secante, visor, cañerías, indicadores de temperatura, presión.

Posteriormente, en el capítulo III se inicia la construcción de la instalación frigorífica después de elaborar el diseño arquitectónico que sirve como guía para el ensamblaje de los componentes frigoríficos y eléctricos.

En el capítulo IV fueron realizadas las pruebas de funcionamiento que permitieron analizar y comparar costos/beneficios en cada método de defrost, cuyos resultados demuestran que el defrost por gas caliente trae beneficios económicos para las industrias, pese a que su costo de instalación es alto al inicio, esta inversión será recuperada.

SUMMARY

In Chapter I of this project titration with the theme "Design, calculation and construction of a system of cold, using automatic module to control the method of defrost and openings undue doors of the cold", it is based on compression refrigeration cycle in which steam automation elements to control methods and hot gas defrost electric resistance incorporate also a programmable logic controller (PLC) which controls the unauthorized opening of the doors attached cold storage

In Chapter II we were able to design and establish the operating parameters and calculations of the refrigeration cycle for the proper selection of the elements of the cooling system, the system consists of the following compression refrigeration Vapor compressor, freezing chambers with their respective evaporators, thermostatic expansion valves, condenser and additional aids such as pressure regulating valve evaporation, solenoid valves, check valves, suction accumulator, liquid receiver, drier filter, sight glass, pipes, indicators temperature, pressure.

Later, in chapter III the construction of the refrigeration system after preparing the architectural design that serves as a guide for the assembly of refrigeration and electrical components starts.

Chapter IV were conducted performance tests that allowed to analyze and compare costs / benefits of each method of defrost, the results show that the defrost by hot gas brings economic benefits to industry, although its installation cost is high at start, this investment will be recovered.

INTRODUCCIÓN

Manta es una de las ciudades más importantes del Ecuador, tiene un alto crecimiento debido a la actividad pesquera y el asentamiento de industrias atuneras de reconocimiento nacional e internacional. La actividad industrial requiere el uso indispensable de cámaras frigoríficas para la conservación de la materia prima que proviene principalmente de productos del mar.

La mayoría de industrias pesqueras en la ciudad de Manta, se dedican a la conservación, procesamiento y comercialización de túnidos, por lo que se requiere de sistemas de refrigeración con alta eficiencia para contribuir al ahorro en los costos de producción.

Planteamiento del problema

Este proyecto de investigación se enfoca en el área de refrigeración, donde se construirá un sistema de refrigeración con incorporación de módulos de automatización para el control de método de defrost, puesto que permite generar un análisis integral sobre el rendimiento de los diferentes métodos de desescarche (gas caliente y resistencia eléctrica) en los evaporadores y el uso de un programador lógico controlable (PLC) que ayude a controlar la apertura indebida de las puertas en la cámaras frigoríficas.

El problema se presenta por el escaso control en la apertura de las puertas en el establecimiento frigorífico, que conlleva a un mayor consumo de energía debido al incremento de carga térmica (calor y humedad), que afecta las condiciones ideales de conservación. Así mismo, la excesiva formación de escarcha en la superficie de los evaporadores, actúa como resistencia térmica lo que impide una adecuada transferencia de calor entre el refrigerante y la carga térmica existente en la cámara frigorífica.

Formulación del problema: ¿Cómo diseñar y construir un sistema de frío que incorpore módulos automáticos para el control de métodos de defrost y apertura indebida en las puertas de las cámaras frigoríficas?

Justificación

El alto costo de la energía hace necesario el uso de tecnologías que permitan reducir costos de operación y mantenimiento, incrementar la producción y elevar el nivel de rentabilidad en la empresa, con el estudio realizado en el presente trabajo de titulación se beneficiarán las industrias atuneras y afines, porque conocerán el método de defrost más idóneo para utilizar en sistemas frigoríficos.

Con el presente proyecto técnico se mostrara el método más eficiente para evitar la formación de hielo en los evaporadores (manual y automatizada), cabe resaltar que en la actualidad las empresas, sobre todo las industrias pesqueras, utilizan defrost con activación manual lo que trae como resultado la congelación en el evaporador, por lo que se corre el riesgo de reducir la calidad del producto almacenado así como la eficiencia de la instalación frigorífica.

Este proyecto de refrigeración se considera original, puesto no existen sistemas frigoríficos que cumplan la misma función planteada en la investigación; sin embargo, se consideraron algunas investigaciones realizadas en otro tiempo y espacio, y aportaron significativamente a la culminación de este estudio.

Objetivos

Objetivo general

Diseñar, calcular y construir un sistema de frío con incorporación de un software y un Controlador Lógico Programable que permita controlar el método de defrost en los evaporadores y la apertura indebida en las puertas de las cámaras frigoríficas respectivamente.

Objetivos específicos

- Diseñar y calcular los parámetros del ciclo de refrigeración que permita observar los métodos de defrost por gas caliente y resistencia eléctrica.
- Construir el banco de ensayos con los componentes del sistema de frío a fin de demostrar su desempeño y control de la apertura indebida en las puertas de las cámaras frigoríficas a través de un Controlador Lógico Programable.
- Identificar, analizar y comparar los beneficios en los dos métodos de defrost al implementar los módulos de automatización en los sistemas frigoríficos.

Hipótesis general

¿Con el diseño y construcción de un sistema de frío que incorpore módulos automatizados se logra comprobar un método de defrost apropiado y el control en la apertura indebida de las puertas en las cámaras de frío?

Hipótesis específica

¿El método de defrost por gas caliente permite reducir los costos de operación en el funcionamiento de las cámaras frigoríficas?

CAPÍTULO I

LA REFRIGERACIÓN

1.1 Principios de refrigeración por compresión de vapor

Antes de describir acerca de los principios de la refrigeración es importante conocer que es la refrigeración. Enríquez, (2003) define la refrigeración como “el proceso de mover el calor de un área donde es indeseable a otra donde el calor no es objetable. De acuerdo a la segunda ley de la termodinámica, el calor siempre fluye de un material que tiene una temperatura alta a un material que tiene una temperatura baja” (p.117).

Por tanto, la refrigeración tiene como misión reducir o eliminar el exceso de calor producto de las altas temperaturas. El frío como tal no existe, puesto que la temperatura depende de la cantidad de energía que esté acumulada en un determinado cuerpo.

La refrigeración comprende algunos principios, entre ellos el de compresión de vapor que es utilizado con mayor frecuencia, (Miranda, 2012) “emplea como fuente de energía trabajo mecánico, obtenido casi siempre a partir de un motor eléctrico”. (p. 14)

La función principal de estos sistemas es la extracción del calor desde un recinto en la que no se desea y cederlo en otro recinto donde no es necesario; mediante una serie de componentes y arreglos mecánicos que forman un circuito cerrado en el cual circula fluido refrigerante, que hacen posible la transferencia de calor de un lugar a otro, mediante la evaporación y condensación del refrigerante de manera alternada. Los componentes mecánicos principales en los sistemas de refrigeración por compresión de vapor son los siguientes: Compresor, evaporador, condensador, dispositivo de expansión.

1.1.1 Compresor

Para Barber (2008) el compresor “es el elemento encargado de generar el aire comprimido. En general es una máquina que aspira el aire ambiente (a presión atmosférica) y lo comprime hasta conferirle una presión superior. Para vencer la resistencia del aire a ser comprimido se vale de un motor” (p.14)

También se conoce al compresor como el corazón del sistema de refrigeración por compresión de vapor. Este elemento mecánico también llamado máquina de fluido desplaza refrigerante como vapor de una zona de baja presión hacia otra de alta presión, funcionando como una bomba. Existen varios tipos de compresores utilizados en las instalaciones frigoríficas, entre los más comunes están:

- **Desplazamiento efectivo**
 - ✓ Alternativos
 - ✓ Rotativos.

- **Fuerza viva dinámicos**
 - ✓ Centrifugos
 - ✓ Axiales

1.1.2 Evaporador

Se denomina al evaporador como serpentín de enfriamiento, el cual cumple la función de intercambiador de calor, en esta parte del sistema la energía térmica de las sustancias a enfriar es absorbida hasta el refrigerante en ebullición. El material de construcción de los evaporadores se escoge en base a su buena conductividad de calor, por aquel motivo se fabrican de cobre, aluminio o ambos. Se puede clasificar a los evaporadores en dos grupos: el primer grupo como evaporadores de circulación forzada y evaporadores de circulación natural, en el segundo grupo están los evaporadores húmedos y evaporadores secos.



Gráfico 1: funcionamiento del evaporador

Fuente: <http://www.clubedarefrigeracao.com.br/es/downloads/evaporador-donde-el-fluido-refrigerante-pasa-al-estado-gaseoso>

1.1.3 Condensador

Para Whitman & Johson, (2006) el condensador “funciona a presiones y temperaturas más elevadas que el evaporador y suele estar situado en el exterior. En cuanto al intercambio de calor, se aplican los mismos principios del evaporador” (p.19)

Es decir, que el condensador es un intercambiador de calor, encargado de transferir el calor absorbido en la etapa de evaporación y de compresión hacia el medio ambiente, condensando de esa manera el vapor procedente del compresor y regresándolo a su estado líquido. Su estructura es similar a la de los evaporadores, por la cantidad de tubos por los cuales circula refrigerante en estado de vapor a alta presión y alta temperatura. Para quitar calor del sistema de refrigeración se aprovecha fluidos en abundancia, tales como el agua o el aire.

Los condensadores se clasifican según sus características particulares en:

- Condensadores Enfriados por aire
- Condensadores Enfriador por agua
- Condensadores Evaporativos

1.1.4 Dispositivos de expansión

Menciona Sanz & Sanz (2014) “el dispositivo de expansión regula el flujo de refrigerante hacia el evaporador” (p.129). La selección de este elemento es de gran importancia para la operación del sistema de refrigeración, ya que este elemento separa la zona de alta presión y baja presión de la instalación frigorífica, tiene dos funciones fundamentales, disminuir la presión del fluido frigorífico y controlar el flujo de refrigerante hacia el evaporador.

Los dispositivos de expansión utilizados con mayor frecuencia son:

- Tubo capilar
- Válvula de expansión termostática.

El comportamiento físico del fluido refrigerante dentro del sistema frigorífico por compresión de vapor, se divide en dos zonas: de alta y de baja (presión, temperatura).

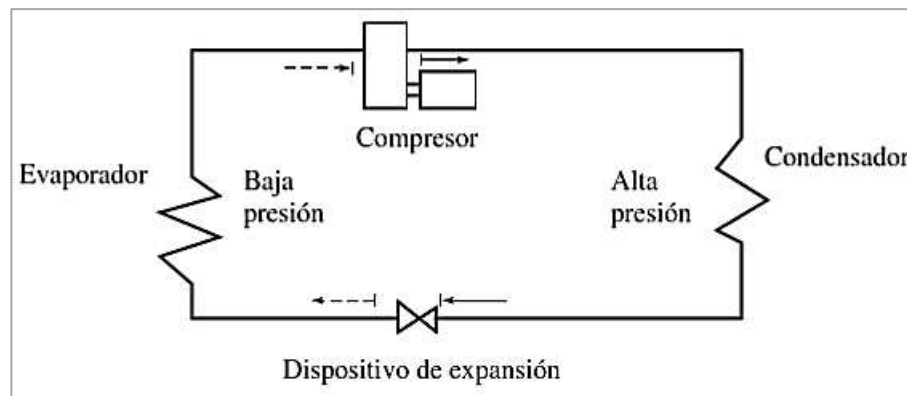


Gráfico 2: Zonas de alta y baja presión
Fuente: (Franco, 2012)

La válvula de expansión disminuye la presión y la temperatura, la zona de baja presión y temperatura tiene lugar en el evaporador cuando el refrigerante absorbe calor latente de vaporización cambiando de estado líquido a vapor, mientras que la zona de alta presión y temperatura tiene lugar cuando el refrigerante aumenta la

presión mediante el trabajo del compresor para posteriormente ceder calor sensible y latente en un intercambiador de calor denominado condensador y producir un subenfriamiento por medio de agua o aire, y cambia de estado vapor a líquido, luego el líquido refrigerante está listo para ser expandido y evaporado empezando así nuevamente el ciclo de refrigeración.

1.2 Ciclo de Carnot e inversión del ciclo de Carnot

El teorema de Carnot hace alusión al segundo principio de la termodinámica. El ciclo de Carnot se conoce debido a los estudios, cálculos y análisis realizados con referencia a procesos reversibles, además a su rendimiento que supera a cualquier otro ciclo que opere entre dos temperaturas extremas iguales.

Menciona López (2010) que “la máquina de Carnot es una máquina teórica, es decir, no construible físicamente, pero que tiene el interés de ser la máquina de máximo rendimiento que trabaja entre dos temperaturas dadas, las que corresponden al foco caliente y frío. Es independiente de la naturaleza del sistema que realice el ciclo” (p.263)

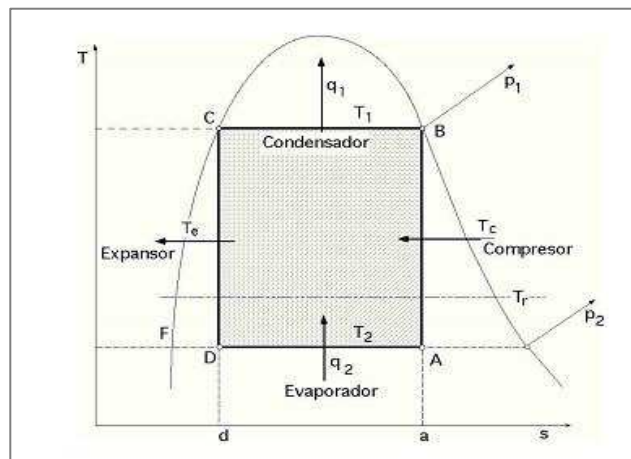


Gráfico 3: Ciclo de Carnot,
Fuente: (Cengel & Boles, 2009, p. 619)

La máquina de Carnot, se estudia en termodinámica y se representa esquemáticamente con el diagrama T-S (Temperatura – Entropía), se lo observa a continuación:

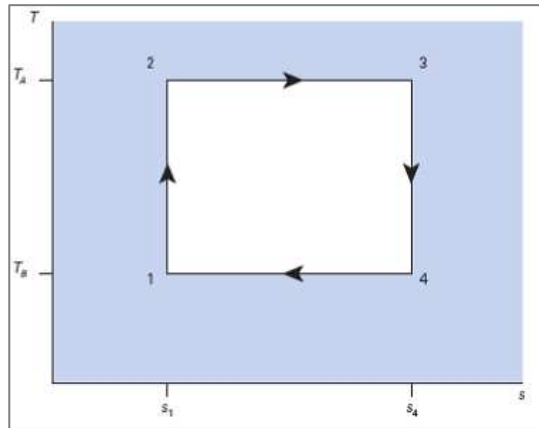


Gráfico 4: Máquina de Carnot, diagrama T vs S
Fuente: (Jiménez & Gutiérrez, 2014, p.103)

Los procesos del ciclo de Carnot según el diagrama en el gráfico 4 son los siguientes:

- 2-3, calor cedido a temperatura constante.
- 3-4, expansión sin intercambio térmico con el entorno.
- 4-1, adición de calor a temperatura constante.
- 1-2, compresión sin intercambio térmico con el exterior.

Por consiguiente, la máquina de Carnot es un mecanismo que muestra de forma clara el ciclo de Carnot; trabaja entre dos áreas de temperatura y lo considera como energía del área caliente, que genera un trabajo y rechaza calor al área de temperatura baja.

Una caldera de vapor es un claro ejemplo de una máquina o motor real, la cual entrega energía en forma de vapor, luego el sistema cilindro-émbolo realiza el trabajo y luego libera calor al área fría que es el ambiente. Se deduce, que lo relativo a la máquina térmica de Carnot, es solo una referencia para comprender el

ciclo de refrigeración debido a que una bomba de calor o un refrigerador trabaja en base al ciclo de Carnot inverso.

En los sistemas de refrigeración no se aplica en sí el ciclo inverso de Carnot, sin embargo facilita la comprensión, observación y análisis de su desempeño cuando se trabaja en condiciones similares debido a que este ciclo traslada calor desde un lugar de baja temperatura hacia un lugar de alta temperatura, lógicamente con el aporte de un trabajo externo.

Los diagramas de componentes y de T-S (Temperatura-Entropía) del ciclo de refrigeración de Carnot inverso son:

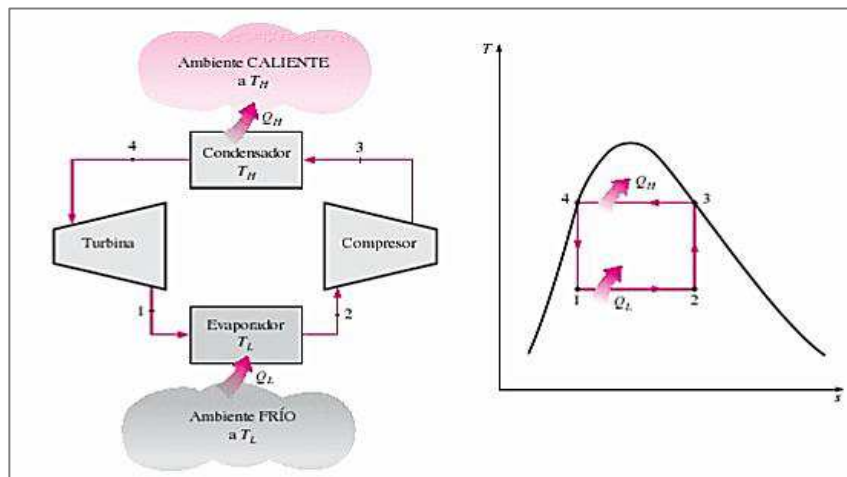


Gráfico 5: Ciclo de refrigeración de Carnot inverso, diagrama
Fuente: (Cengel & Boles, 2009, p. 619)

Menciona (Cengel & Boles, 2009) que un ciclo invertido de Carnot ejecutado dentro de la campana de saturación de un refrigerante cumple los siguientes procesos:

El refrigerante absorbe calor isotérmicamente de una fuente de baja temperatura a T_L en la cantidad de Q_L (proceso 1-2), se comprime isentrópicamente hasta el estado 3 (la temperatura se eleva hasta T_H), rechaza calor isotérmicamente en un sumidero de alta temperatura a T_H en la cantidad de Q_H (proceso 3-4) y se expande isentrópicamente hasta el estado 1 (la temperatura desciende hasta T_L). El

refrigerante cambia de un estado de vapor saturado a un estado de líquido saturado en el condensador durante el proceso 3-4. (p.609)

1.3 Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

Para Jutglar & Miranda(2008) las características de un ciclo de compresión de vapor son:

- Ha de comprimir un vapor, con el gasto energético que esta operación supone.
- Ha de utilizar fluido frigorífico que reúna las características adecuadas que, por cierto, son muchas y por tanto son pocos los fluidos frigoríficos satisfactorios.
- El COP, tanto de la máquina frigorífica como de la bomba de calor, es alto, siempre que las relaciones de compresión sean modestas. (p.21)

El objetivo de un sistema o instalación frigorífica es mantener en un lugar determinado (generalmente una cámara de congelación y/o conservación) una temperatura baja, de tal manera que el producto o materia prima ahí almacenada, permanezca en óptimas condiciones y dentro de los valores de humedad adecuados.

Para cumplir con este objetivo se utilizan sistemas de refrigeración por compresión de vapor, por lo que su estudio y análisis es fundamental para el diseño, cálculo y construcción de instalaciones de frío.

El ciclo ideal o estándar de refrigeración por compresión de vapor consta de cuatro procesos en los cuales ocurren fenómenos que se repiten de manera alternada como son evaporación y condensación gracias al cambio de estado del fluido refrigerante que circula a través del sistema.

La evaporación del refrigerante ocurre a presión y temperatura constante absorbiendo calor desde el entorno a refrigerar, en este caso la presión y temperatura son bajas (zona de baja presión y temperatura). La condensación del

refrigerante ocurre a presión y temperatura constante evacuando el calor al entorno donde no se requiera mantener baja la temperatura.

Se lo puede representar mediante los diagramas P-H (Presión y Entalpías) y T-S (Temperatura y Entropía)

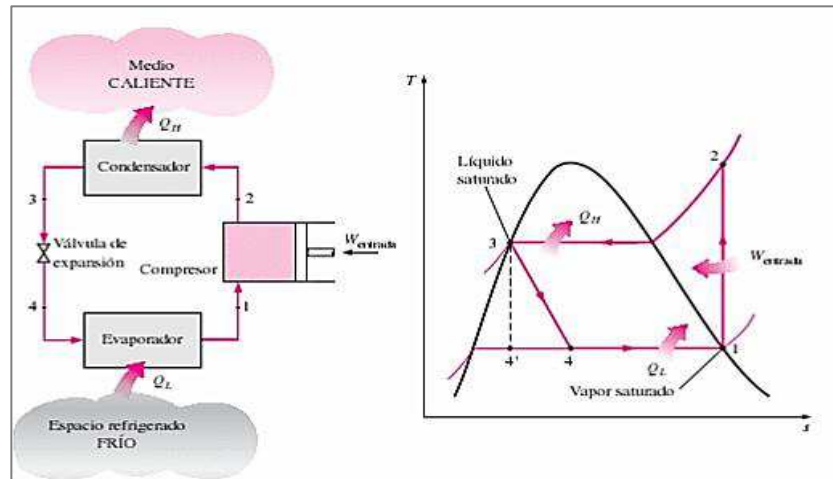


Gráfico 6: Diagrama del ciclo de refrigeración por compresión de vapor
Fuente: (Cengel & Boles, 2009, p. 621)

Para Cengel & Boles (2009) en el gráfico 6 se observan los cuatro procesos termodinámicos que ocurren en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor:

- 1-2 Compresión isoentrópica en un compresor.
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador.
- 3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión.
- 4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador. (p.620)

1.4 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor

En el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor existen varias situaciones irreversibles en los elementos mecánicos que hacen posible una diferencia notable con el ciclo ideal, estas son:

- **Sobrecalentamiento del vapor:** Ocurre en la salida del evaporador con la finalidad de que el refrigerante se evapore en su totalidad y evitar que

ingresen gotas de refrigerante líquido al compresor, previniendo así daños en el mismo.

- **Subenfriamiento de líquido:** Se produce en la salida del condensador con el objetivo de que el refrigerante se condense totalmente y llegue en estado líquido a la válvula de expansión.
- **Caídas de presión:** Se presentan en el evaporador y condensador a causa de la fricción.
- **Compresión no isentrópica:** Se da cuando existe una variación de entropía.
- **Expansión no isoentálpica,** Cuando existe una variación de entalpía.

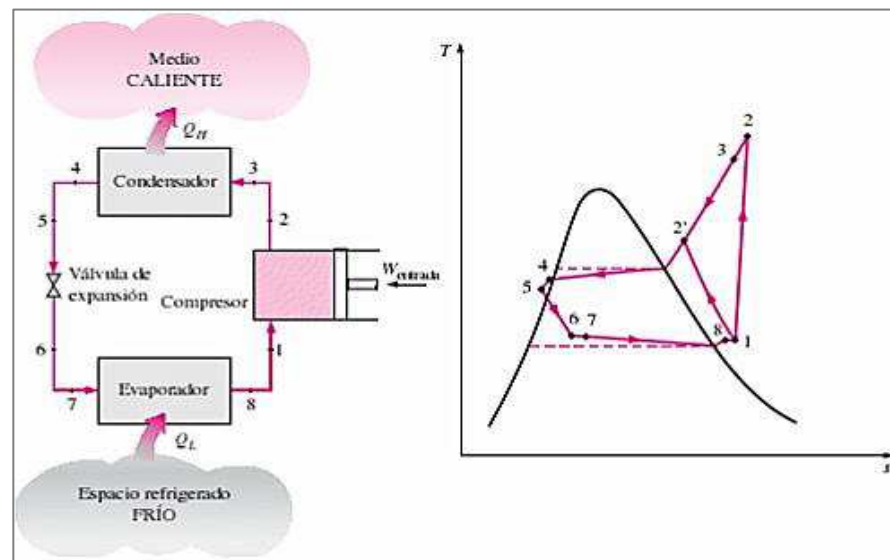


Gráfico 7: Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor, diagrama.

Fuente: (Cengel & Boles, 2009, p. 624)

1.5 Los refrigerantes

Antes de mencionar acerca de los refrigerantes utilizados en los sistemas frigoríficos, es necesario conocer su definición. Para Lapuerta & Armas, (2012) un refrigerante es “cualquier fluido capaz de producir frío, es decir, de evacuar calor de un recinto o de otro fluido, con el objetivo de enfriarlo” (p.33).

Es decir, que son sustancias con propiedades capaces de transportar calor desde la zona donde lo absorbió mediante un cambio de fase denominado ebullición, a baja presión y baja temperatura; hasta la zona donde lo rechaza mediante otro cambio de fase, esta vez llamado condensación, a alta presión y alta temperatura.

1.5.1 Características principales de los refrigerantes

Menciona (Valycontrol, 2002) que las propiedades físicas y químicas de los refrigerantes son:

- No debe ser tóxico ni venenoso.
- No debe ser explosivo ni inflamable.
- No debe tener efecto sobre otros materiales.
- Fácil de detectar cuando se fuga.
- Debe ser miscible con el aceite.
- No debe reaccionar con la humedad.
- Debe ser un compuesto estable. (p.140)

1.5.2 Clasificación

Existe una gama extensa de refrigerantes que podrían utilizarse en instalaciones de frío, cada uno de ellos con características distintas, por lo que resulta obligatorio realizar un profundo análisis para lograr seleccionar el adecuado.

Cada refrigerante debe cumplir con las siguientes propiedades termodinámicas. (Valycontrol, 2002):

Debe operar con presiones positivas

Debe tener una temperatura crítica por arriba de la temperatura de condensación.

Debe tener una temperatura de congelación por debajo de la temperatura del evaporador. Debe tener una temperatura de ebullición baja.

Debe tener un valor bajo de volumen específico en fase vapor, y un valor alto de volumen en fase líquida.

Debe tener un valor alto de calor latente de vaporización.

Debe ser elevada su valor de entropía. (p.140)

En la actualidad, los refrigerantes que no contaminan ni destruyen la capa de ozono se denominan ecológicos; poseen mejores propiedades físicas, químicas y termodinámicas en comparación a los que se utilizaban anteriormente, lo que es una ventaja considerable y con justa razón los actuales refrigerantes han reemplazado a los del pasado.

A continuación se mencionan todas las propiedades físicas, químicas y termodinámicas requeridas para ser un refrigerante ideal, tomando en consideración que ninguno logra reunir las.

Para González (2012) las propiedades termodinámicas de los refrigerantes son:

- Temperatura y presión de vaporización y condensación.
- Relación de compresión.
- Temperatura y presión críticas.
- Calor latente de vaporización.
- Volumen específico del vapor
- Producción frigorífica volumétrica.
- Exponente adiabático. (p. 107 -108)

Es importante recalcar que la presencia de la Sociedad Americana de los Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire acondicionado (ASHRAE), permite el impulso continuo de la educación y creación de estándares en el área de calefacción, refrigeración y aire acondicionado que permiten identificar cada uno de los fluidos frigoríficos.

Generalmente los fabricantes de refrigerantes lo llenan en botellas metálicas en forma de cilindro con cantidades desde 1 kg hasta 22.6 kg, de igual manera hay que tomar en cuenta la importancia del conocimiento y aplicación del código de colores ARI (American Refrigeration Institute) para diferenciar cada refrigerante.

Es importante e imprescindible conocer las especificaciones técnicas de los refrigerantes tales como número, nombre, presentaciones, composiciones químicas, etc.

El R-134a (refrigerante a utilizar en el presente proyecto técnico) es el reemplazo definitivo del R12, posee una serie de ventajas que lo hacen uno de los refrigerantes mayormente utilizados en la actualidad, las ventajas detalladas a continuación junto con sus parámetros técnicos nos guiaron a seleccionarlo como el refrigerante a utilizar en nuestra instalación frigorífica.

Las ventajas del refrigerante R-134a son las siguientes:

- No causa efectos negativos hacia la capa de ozono debido a que no contiene átomos de cloro.
- Utilizado en varias aplicaciones tales como industriales, comerciales, domesticas, automoción.
- Niveles bajos de toxicidad, además de ser no corrosivo, no explosivo ni irritante.
- Posee magnífica estabilidad química y térmica, además es compatible con la mayoría de los materiales.

1.5.3 Aislantes térmicos en instalaciones frigoríficas

Los aislantes son aquellos materiales destinados a eludir la entrada de calor al lugar que está siendo climatizado. Debido a que la obtención del frío es costosa, se requiere obligatoriamente que el aislamiento térmico sea correctamente seleccionado, tomando en consideración las características de los aislantes debemos conocer que un buen aislamiento tiene que ser un mal conductor de calor, es decir que su conductividad térmica sea baja.

Menciona González (2012) que las características básicas de estos materiales son:

La conductividad térmica.

La permeabilidad al vapor de agua.

La resistencia a la compresión y a los choques.

El comportamiento al fuego (que sean incombustibles). (p. 277)

Cada material aislante tiene sus propias ventajas y desventajas, entre los más conocidos están el corcho, fibra de vidrio, espuma rígida de poliuretano, poliestireno expandido, poliestireno extrusionado, lana mineral, entre otros.

1.6 Sistema de defrost

A continuación se detallaran los dos sistemas de defrost utilizados en el proyecto.

1.6.1 Formación del hielo en el evaporador

Para Rapin (2002) “El aire atmosférico es una mezcla de gases contienen vapor de agua en suspensión. Este vapor tiende a depositarse sobre la pared fría que forma el evaporador. Al estar a una temperatura inferior a 0°C, el agua se deposita en forma de escarcha” (p.107).

Por lo tanto, el hielo en el evaporador se produce porque la mezcla de gases que contienen vapor de agua en suspensión. Cuando comienza el proceso de formación de hielo, se forma en primera instancia la escarcha que es la multitud de cristales que disminuye la superficie de intercambio de calor entre el refrigerante y la carga térmica de la cámara de frío.



Gráfico 8: Formación del hielo en el evaporador

Fuente: Autores

El vapor de agua se asienta de forma ilimitada al no haber un cierre estanco en puertas y paredes de la cámara, también, debido a la entrada de aire húmedo y caliente por aperturas de puertas de la cámara frigorífica y a la humedad desprendida por los productos almacenados se produce escarcha convirtiéndose en un problema al impedir el paso de aire por los tubos, disminuyendo la transferencia de calor, por consiguiente se pierde eficiencia en el equipo frigorífico, además de ocasionar un mayor tiempo de trabajo del compresor.

Indica González (2012) acerca del vapor de agua:

Se encuentra en el aire que atraviesa el evaporador, cuya temperatura es inferior a la del recinto (normalmente por debajo de 0 °C), tiende a depositarse sobre su superficie en forma de escarcha. Aparte de las aperturas de puertas con las consiguientes entradas de aire caliente y húmedo, los productos almacenados despiden también humedad, contribuyendo a la formación de escarcha. Este hielo depositado sobre la superficie del serpentín impide el paso del aire y al convertirse en un aislante térmico, dificulta la transmisión de calor. Todo esto produce un descenso en la temperatura del refrigerante en ebullición, que disminuye la producción frigorífica y aumenta el tiempo de funcionamiento del equipo. Para solucionar estos inconvenientes, es necesario realizar una descongelación (desescarche) periódica de las paredes del evaporador, según varios procedimientos.

1.6.2 Consecuencias de la formación de escarcha

La humedad atmosférica y el vapor de agua proveniente de la deshidratación de los productos se condensan y se solidifica al contacto con las paredes exteriores de los evaporadores, llega a formarse en primera instancia la escarcha, denominados como pequeños cristales que aprisionan aire y constituyen un buen aislante. La temperatura exterior de la capa de escarcha aumenta al igual que el espesor de la misma.

Con el trabajo de los compresores la temperatura exterior del evaporador desciende llegando a la fusión de la escarcha pero se vuelve a congelar de nuevo formando el hielo, debido a que se mezclan con los cristales que se encuentran a una temperatura negativa, en consecuencia al aumentar el espesor de la capa de hielo se vuelve aún más aislante.

Este efecto aislante tiende:

- A rebajar la temperatura del fluido frigorígeno en ebullición, con la consiguiente disminución de la producción frigorífica de la máquina y el aumento del tiempo de funcionamiento.
- A elevar el vapor del grado higrométrico medio de la cámara, con la diferencia de temperatura entre la cámara frigorífica y la capa exterior de escarcha disminuyendo a medida que aumenta el espesor de la misma, teniendo ello por efecto la desfavorable modificación de las condiciones de conservación de los géneros almacenados. (Rapín & Jacquard, 2001, p.255)

En cuanto a la presencia de hielo sobre un evaporador, se concluye que su influencia es la de reducir la eficacia de la instalación frigorífica, lo que conlleva a la necesidad de regular periodos de desescarche, de los cuales se analizarán dos métodos.

1.6.3 Tipos de Defrost

Para Pradero (2014) el desescarche de un evaporador “es la operación que consiste en fundir la escarcha acumulada en la batería del evaporador para optimizar el intercambio térmico. Si no se realiza esta fundición regularmente, la escarcha impedirá el intercambio térmico con el refrigerante en el evaporador y tendríamos un grave problema de retorno de líquido al compresor” (p.73).

Los tipos de desescarche son variados, pero se los puede dividir en 2 procedimientos (ver tabla 1) que a su vez tienen una subdivisión para el retiro del aislante en la superficie del evaporador, el uso de estos procedimientos no siempre

va a poder realizarse en todos los sistemas de frío, se debe realizar un estudio y dictaminar cual es el mejor método para la instalación frigorífica.

El primer procedimiento es el tipo externo con lo que se logra la fusión de la escarcha a partir de la capa periférica, logrando un defrost del 100%. El segundo procedimiento más veloz y actual es el de tipo interno, donde la eliminación de la escarcha se logra por medio de la introducción de calor (proveniente del compresor) al evaporador, logrando que el hielo se desprenda de forma rápida sin necesidad de una fusión total del mismo.

Tabla 1: Tipos de defrost

Procedimientos del defrost	
Procedimientos externos o Aporte externo de calor	Procedimientos internos o Aporte interno de calor
Desescarche por paro de máquina y calentamiento natural de los evaporadores	Desescarche por calentamiento eléctrico del evaporador
Desescarche por paro de máquina y circulación de aire forzado sobre el evaporador	Desescarche por gases calientes
Desescarche manual (raspado y cepillado)	Desescarche por inversión del ciclo
Desescarche por aspersion o pulverización de agua.	
Desescarche por calentamiento eléctrico del aire que circula sobre el evaporador, a la parada de la máquina.	

Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

1.6.3.1 Sistema defrost por gas caliente

El orden para el defrost por gas caliente en la cámara frigorífica en construcción es el siguiente:

- a) Toda vez que empieza el proceso de defrost, la válvula solenoide de líquido se cierra y se abre la de gas caliente.
- b) Al abrirse la válvula solenoide, inyecta de gas caliente directamente en el interior del evaporador. Cuando se produce el impacto entre las

temperaturas, inicia el proceso de desescarche donde el vapor recalentado calienta el hielo existente en las aletas del evaporador,

- c) En el interior del evaporador se forma la condensación, dado que el líquido es perjudicial para la aspiración del compresor, se utiliza un acumulador de succión que será el encargado de evaporar el líquido para que ingrese en forma de gas a este.
- d) El sensor de temperatura ubicado en la salida del evaporador dará la señal de la finalización del defrost cuando llegue a -8°C , y por consiguiente cerrara la válvula de gas caliente, luego de dos minutos (tiempo de goteo) enciende la válvula de líquido e inicia el ciclo de refrigeración nuevamente

El sistema de desescarche por gas caliente es uno de los métodos más utilizados pero a su vez debe ser correctamente diseñado e instalado debido a que debemos tener en cuenta dos consideraciones importantes:

- Tener en cuenta que la mezcla de vapores calientes con líquido frío puede llegar a colapsar el sistema por el choque de temperaturas, por lo que se debe intentar obviar este problema.
- A la vez, la apertura de tuberías con mezclas de líquidos y vapor sometidas a una gran diferencia de presión pueden generar golpes de líquido, llegando a dañar las mismas válvulas.

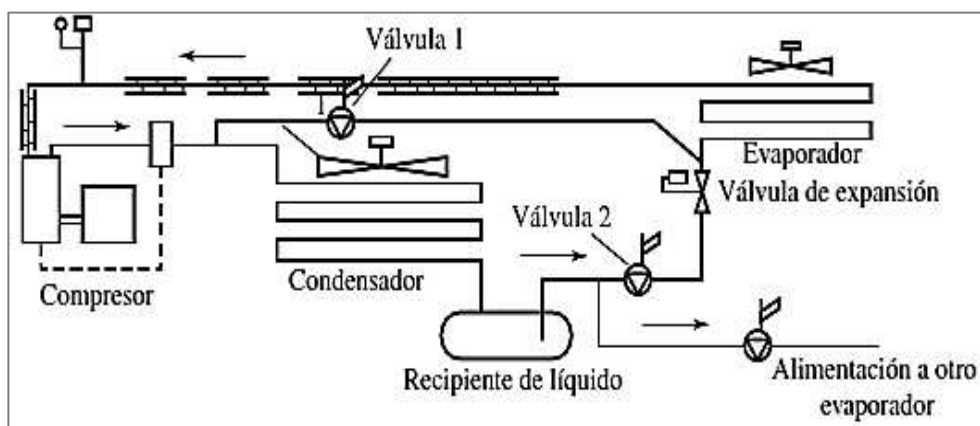


Gráfico 9: Desescarche por gas caliente
Fuente: (Franco, 2012, p. 120)

Para Sanz, F., & Sanz, D. (2014): el proceso de desescarche comienza cuando se da la orden de cortar la producción de frío en el evaporador:

En este momento (inicio 1), inicialmente, aunque comience la aportación de calor interior o exterior al evaporador, se produce la evaporación del líquido residual del evaporador sin aumentar la temperatura. Cuando ya está evaporado todo el líquido residual del evaporador, este y el hielo acumulado en él se calientan (Calentamiento 2) hasta alcanzar la temperatura de cero grados, a la cual se produce la fusión del hielo (Fusión 3). Una vez fundido todo el hielo, la temperatura del evaporador continua subiendo hasta valores positivos, entorno a los 6 u 8 grados, momento en el cual se da por terminado el desescarche (Parada 4). Después de terminado el desescarche se vuelve a dar la orden de volver a introducir frío en el evaporador (Enfriamiento 5).

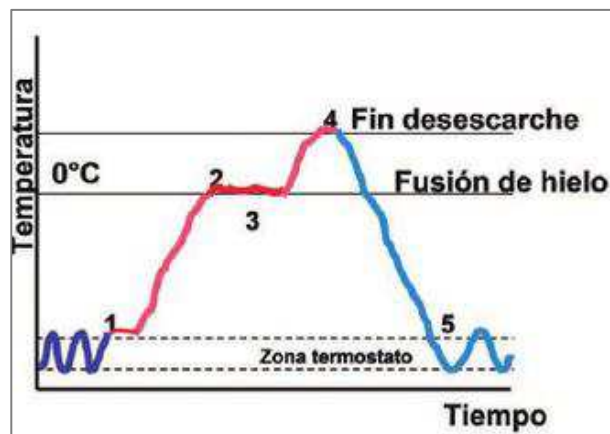


Gráfico 10: Temperatura durante el desescarche
Fuente: (Sanz & Sanz, 2014, p.331)

El dispositivo de re-evaporación que puede ser un acumulador de succión (ver gráfico 11) es el que va a ayudar a re-evaporar el líquido que se condensa en el evaporador durante el desescarchado, evitando también los golpes de líquido al compresor y protegiendo la vida del mismo.

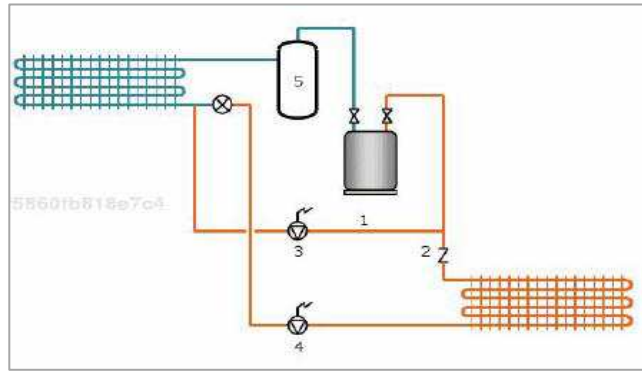


Gráfico 11: Dispositivo de re- evaporación (acumulador de succión)
Fuente: (González S. , 2012, p.162)

1.6.3.2 Sistema defrost por resistencia eléctrica

En este sistema mediante resistencias eléctricas, la fusión de la escarcha se logra por el calentamiento directo de las cañerías del evaporador; las resistencias son colocadas en los tubos del evaporador RE (ver gráfico 12) y también en la bandeja de desagüe para evitar que vuelva a helarse el agua procedente del desescarche.

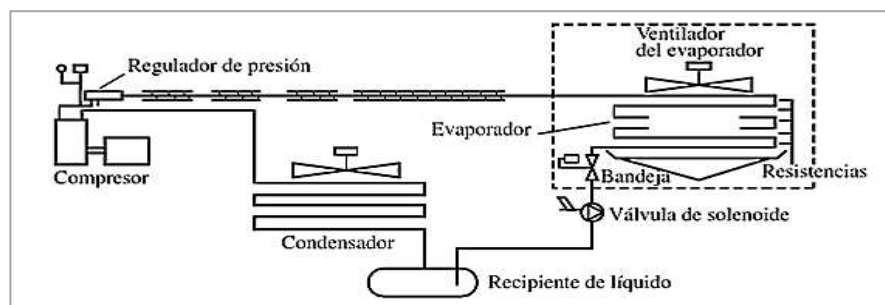


Gráfico 12: Defrost por resistencia eléctrica
Fuente: (Franco, 2012, p.119)

La secuencia del descongelamiento en el evaporador del sistema frigorífico en construcción es el siguiente:

- El período de descongelación inicia cuando del full gauge da la orden de cerrar la válvula solenoide de líquido y energizar la resistencia eléctrica.
- La resistencia eléctrica comienza a calentar el serpentín del evaporador.
- Cuando la resistencia eléctrica comienza a disolver la escarcha presente en el evaporador la temperatura de éste disminuye, el sensor presente en la salida del evaporador, enviará a desconectar la resistencia eléctrica cuando se encuentre a una temperatura de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

- d) Culminado el defrost se enciende la válvula solenoide de líquido y empieza a funcionar normalmente el sistema de frío.

Para González (2012) el ciclo de descongelamiento se desarrolla de la siguiente manera:

Con el ciclo de descongelación se consigue que el aceite retorne apropiadamente. Durante el ciclo de congelación, el aceite se desplaza al punto más frío del sistema (evaporador), quedando atrapado debido a que se hace más viscoso. Durante el ciclo de descongelación, se calienta el aceite lo suficiente como para devolverlo al compresor en el arranque.

En cuanto a los retardos para el desescarche son los siguientes:

Retraso de vaciado del evaporador (al comenzar el desescarche)

- Es un tiempo en el cual se termina de evaporar el líquido residual en el evaporador para lograr una reducción en el tiempo de desescarche.

Retraso de la inyección (a finalizar el ciclo de defrost)

- El agua fundido en el evaporador comienza a gotear cayendo a la bandeja de desagüe, con esto logramos reducir el choque térmico y evitamos una evaporación rápida.

Retardo de encendido del ventilador (al comenzar la inyección)

- Con esto logramos evitar ondas de colapso debido al choque térmico producto del aire caliente del ventilador con la masa fría de la cámara de congelación.

Un punto muy importante para tener a consideración es la ubicación de la sonda de desescarche, este dispositivo es el que va a indicar cuando la temperatura exterior del evaporador alcanza unos 4 a 6 °C por ende debe ubicarse en el último lugar del evaporador donde se funde el hielo, cerca de la válvula de expansión y lejos de la resistencia de desescarche; pero el lugar es relativo porque depende de situaciones como la dinámica del evaporador y la situación geométrica del lugar donde está ubicado el equipo de frío.

La desventaja principal del sistema de defrost por resistencia eléctrica es el consumo energético que se necesitaría para desarrollar este procedimiento por lo tanto no es recomendable para instalaciones de gran potencia.

1.7 Software Sitrad

Uno de los componentes principales del presente proyecto es la manipulación de los procesos de desescarche (defrost) a través de un computador, esto se logra en primera instancia por los controladores desarrollados por la marca Full Gauge, los mismos que trabajan en conjunto con el software Sitrad, a fin de ser manipulados mediante una computadora ya sea en red local o vía internet en cualquier parte del mundo.

El software Sitrad es un programa de Full Gauge que ayuda a la administración a distancia de las instalaciones de refrigeración, calentamiento, climatización y calentamiento solar. Es versátil, se accede a él en forma local y remota, útil para operar desde redes de supermercados, frigoríficos y restaurantes, hasta hoteles, hospitales, laboratorios, residencias, entre otros.

El objetivo principal del programa informático es evaluar, configurar y almacenar, continuamente datos de temperatura, humedad, tiempo, presión y voltaje, permitiendo la modificación de los parámetros de operación de los instrumentos con total seguridad y precisión, desde cualquier lugar del mundo vía internet, a través de la computadora o celular.

El programa ha generado una perspectiva diferente de trabajo, con el cual un operador no necesita estar presente en la cámara para realizar alguna configuración en los controladores o verificar que esté trabajando de manera eficiente el sistema, ahora se puede observar el status de los sistemas de frio en tiempo real, desde una pantalla ya sea en su oficina o cualquier lugar del mundo, una de las ventajas es que nos muestra cuando el ciclo de defrost ha fallado o si existe una caída de presión o alguna otra falla; de manera directa se disminuye la pérdida de productos aumentando la productividad.

La conexión del software Sitrad (gráfico13) con los controladores Full Gauge se realiza como se muestra en la figura, además se necesita el bloque de conexión y el convertidor de datos conv 32, esto se realiza mediante una conexión serial RS-485.

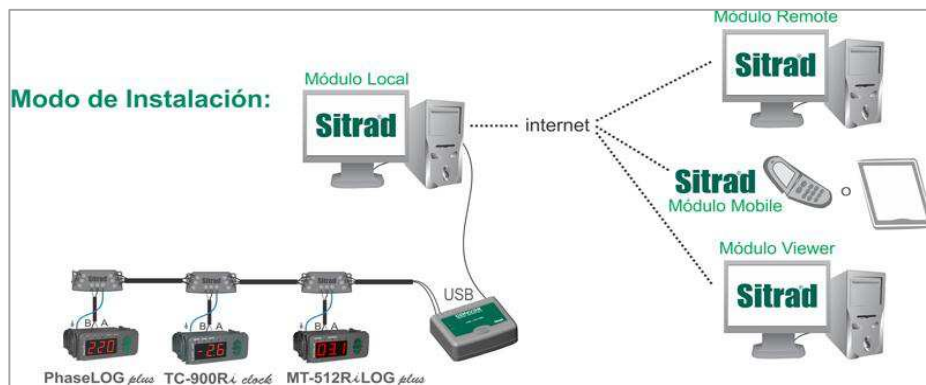


Gráfico 13: Modo instalación del software Sitrad
Fuente: <http://www.sitrad.com/>

1.8 Controlador Lógico Programable (PLC)

Aguinaga (2009) indica que “un controlador lógico programable (PLC, por sus siglas en inglés) se define como un dispositivo electrónico digital que usa una memoria programable para guardar instrucciones y llevar a cabo funciones lógicas, de configuración de secuencia, de sincronización, de conteo y aritméticas, para el control de maquinaria y procesos”.

El controlador lógico programable consta de una memoria interna para el almacenamiento de instrucciones como: lógicas, secuenciación registro y control de tiempos, conteo y operaciones aritméticas que ayudan el control de máquinas y procesos. Estos circuitos realizan la ejecución de un programa de manera secuencial y cíclica, antes de comenzar a ejecutar su primera instrucción.

1.8.1 Ventajas de los PLC

Entre las principales ventajas están:

- Costo reducido de la mano de obra para la instalación.
- Costos bajos para el mantenimiento.
- Su funcionamiento no requiere tiempos prolongados.
- Posibilidad de gobernar varias máquinas/sistemas con el mismo PLC.
- Menor tiempo de elaboración de proyectos, debido a que no es necesario dibujar el esquema de contactos.

Entre las desventajas se encuentran: Costo de capacitación al personal para la manipulación de estos equipos; sin embargo, en la actualidad se desarrollan PLC sencillos de programar y con costos bajos para su adquisición.

1.8.2 Estructura de un PLC

La estructura básica de un PLC se muestra en la (gráfico 14); y sus elementos son: CPU, interfaces de entrada y salida.

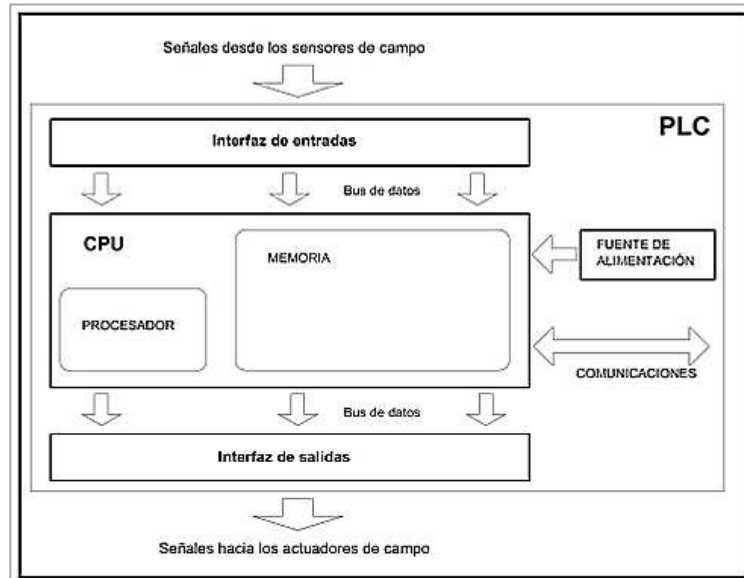


Gráfico 14: Estructura interna de un PLC
Fuente: (Daneri, 2008)

La función que cumple cada uno de los componentes del PLC son:

- a) **Procesador:** Es el cerebro del PLC, responsable de la ejecución del programa diseñado por el usuario. El fabricante del PLC es el encargado de diseñar el sistema operativo necesario para realizar todas las tareas que se necesiten ejecutar.
- b) **Memoria:** Es el almacén donde el PLC guarda lo que necesita para ejecutar la tarea de control, esta información puede ser retirada para su posterior revisión.
- a) **Dispositivos de entrada:** Cada dispositivo de entrada es utilizado para conocer una condición particular de su entorno como temperatura, contador, presión, temporizador entre otras. Se pueden distinguir los siguientes dispositivos: Sensores inductivos magnéticos, Encoders., pulsadores, etc.
- b) **Dispositivos de salida:** Estos dispositivos vienen dado de acuerdo a las señales que reciben de los PLC, cambiando o modificando su entorno.

Entre los dispositivos típicos de salida podemos hallar: Trenes de pulsos, contactores de motor, electroválvulas, frenos y válvulas.

1.8.3 Tipos de PLC

Moraza, (2012) indica que “debido a la gran variedad de tipos distintos de PLC, tanto en sus funciones, en su capacidad, en su aspecto físico y otros, se los puede clasificar de la siguiente manera:

- **Tipo NANO:** Es un PLC compacto, contiene: fuente, CPU dispositivos de entrada y salida integrados. Controla aproximadamente 100 dispositivos de I/O, que le facilitan el control de entradas y salidas digitales y algunos módulos especiales.
- **Tipo Compacto:** Tienen asociado en un solo módulo la Fuente de alimentación, CPU y módulos de I/O, con el objetivo de manejar unas pocas I/O hasta varios cientos (alrededor de 500 I/O).
- **Tipo Modular:** Está compuesto por un conjunto de elementos que lo conforman al controlador como: Rack, fuente de alimentación, y CPU.

CAPITULO II

DISEÑO Y CÁLCULO DEL SISTEMA DE FRÍO

2.1 Introducción

Se presenta en el siguiente apartado el diseño de las dos cámaras frigoríficas, las mismas que están constituidas por poliuretano expandido, con el propósito de evitar las pérdidas de calor dentro de cada una de ellas. Este capítulo muestra el diseño físico de la estructura metálica donde están alojados los elementos que componen el sistema de frío. Además, los cálculos matemáticos que permiten determinar las dimensiones de las cámaras, cargas térmicas y el ciclo de refrigeración que ayudaron a la selección de cada uno de los componentes de la instalación frigorífica.

2.2 Diseño del sistema de frío

Para realizar el diseño del sistema de frío se basara en los siguientes puntos donde quedarán establecidos los parámetros de construcción.

2.2.1 Parámetros de construcción de las cámaras

Los parámetros que se consideran para la construcción del sistema frigorífico son los siguientes:

- ✓ Dimensionamiento de las cámaras
- ✓ Temperatura interior de las cámaras frigoríficas
- ✓ Temperatura ambiente
- ✓ Temperatura de evaporación
- ✓ Temperatura de condensación

2.2.2 Características técnicas de los materiales de las cámaras frigoríficas

Se describe a continuación las características técnicas que presentan los materiales de las cámaras del sistema frigorífico, cuyos valores son indispensables para poder realizar posteriormente el cálculo del espesor del aislamiento:

Tabla 2: Características técnicas de los materiales de las cámaras frigoríficas

MATERIALES	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA (W/m.K)
Aluminio	209.3
Poliuretano expandido	0.0255
Vidrio	0.045

Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

En la tabla 3, se establecen las dimensiones internas de las cámaras frigoríficas:

Tabla 3: Dimensiones internas de las cámaras frigoríficas

CARACTERÍSTICAS	DIMENSIONES
Alto	0.47 m
Ancho	0.60 m
Profundidad	0.56 m

Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

2.2.3 Diseño de la estructura metálica del sistema de frío

Para construir la estructura metálica donde se aloja el sistema de frío, fue necesario utilizar el programa de AutoCAD para realizar un bosquejo de la estructura final de este sistema, el mismo que se muestran en el anexo 25 de esta investigación.

2.3 Cálculos generales para las cámaras en el sistema de frío

Para calcular el ciclo de refrigeración es necesario realizar los cálculos generales de un sistema de frío, los mismos se establecen en los siguientes puntos:

2.3.1 Cálculos del volumen total de la cámara frigorífica

Con las dimensiones de las cámaras frigoríficas se calcula el volumen total, se utiliza como referencia las dimensiones internas de las mismas. Para calcular dicho volumen se emplea la siguiente ecuación:

$$V = H \times A \times L \quad [\text{Ecu. 2.1}]$$

Dónde:

V = Volumen total de la cámara (m³)

H = Altura de la cámara (m)

A = Ancho de la cámara (m)

L = Longitud de la cámara (m)

$$V = (0.47\text{m}) \times (0.60\text{m}) \times (0.56\text{m})$$

$$V = 0.157 \text{ m}^3$$

2.3.2 Cálculo de la masa total almacenada en el interior de cada cámara.

Para determinar la masa total almacenada en el interior de cada cámara, es decir la capacidad máxima de producto que entraría en cada una de las cámaras se utiliza la siguiente ecuación:

$$M = \rho \times V \quad [\text{Ecu. 2.2}]$$

Dónde:

M = masa total almacenada en el interior de la cámara (kg)

ρ = densidad del producto almacenado (kg/m³)

V = volumen total de la cámara (m³)

Para efectos de cálculos, el producto o sustancia que se utiliza dentro de las cámaras es el agua (H₂O), cuya densidad tiene un valor promedio de $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$, por lo tanto, la masa total almacenada en el interior de una cámara es:

$$M = (997 \text{ kg/m}^3) \times (0.157 \text{ m}^3)$$

$$M = 156.5 \text{ kg}$$

Es importante recalcar que los espacios generados por los evaporadores, disminuyen la capacidad física del producto dentro de la cámara, por lo tanto, para efectos de cálculos y demostración práctica, los autores del presente proyecto técnico establecen una masa de 35.5 kg.

2.3.3 Cálculo del espesor del aislamiento

Se muestra en la siguiente tabla los materiales utilizados para la construcción de las cámaras frigoríficas, el espesor del poliuretano es la incógnita (X), por tanto se aplica el siguiente método para encontrar su valor.

Tabla 4: Dimensiones internas de las cámaras frigoríficas

MATERIAL	ESPESOR (M)	CONDUCTIVIDAD (W/m.K)
Aluminio	0.0015	209.3
Poliuretano	(X)	0.0255
Aluminio	0.0015	209.3

Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

Para encontrar la resistencia térmica del aluminio se utiliza la siguiente ecuación

$$R = e/\lambda \quad [\text{Ecu. 2.3}]$$

Dónde:

$R =$ Resistencia térmica de aluminio ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$)

$e =$ Espesor del aluminio (m)

$\lambda =$ Coeficiente de conductividad térmica ($\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$)

$$R = 0.0015 \text{ m} / 209.3 \text{ W/m.K}$$

$$R = 0.000007166 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$$

En la tabla 5 se detallan los coeficientes de convección interna y externa del ambiente. Para encontrar las resistencias térmicas exterior e interior, se aplica la siguiente ecuación:

$$h = 1/R \quad [\text{Ecu. 2.4}]$$

Dónde:

h = coeficiente de convección (interior/exterior) ($W/m^2.K$)

R = resistencia térmica (interior/exterior) ($m^2.K/W$)

Para conocer el valor de la resistencia térmica (interior o exterior) se despeja R de la ecuación 2.4; cuya expresión es la siguiente:

$$R = 1/h \quad [\text{Ecu. 2.5}]$$

De esta manera se obtiene los valores que se especifican en la siguiente tabla:

Tabla 5: Valores de convección y resistencias térmicas

DESCRIPCIÓN	NOMENCLATURA	VALORES
Coeficiente convección exterior	h_{ext}	25 $W/m^2.K$
Coeficiente convección interior	h_{int}	7.69 $W/m^2.K$
Resistencia térmica exterior	R_{ext}	0.04 $m^2.K/W$
Resistencia térmica interior	R_{int}	0.13 $m^2.K/W$

Fuente: (MIDUVI, 2011)

Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

Se detallan los valores de las resistencias ya calculadas anteriormente con la ecuación 5, cabe resaltar que no se conoce el valor de la resistencia térmica del poliuretano.

Tabla 6: Resumen de las resistencias térmicas

DESCRIPCIÓN	Resistencia térmica ($m^2.K/W$)
R_{ext}	0.04
$R_{Aluminio}$	7.166×10^{-6}
$R_{Poliuretano}$	(x)
$R_{Aluminio}$	7.166×10^{-6}
R_{int}	0.13

Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

$$\sum_{RT} - R_{\text{poliuretano}} = 0.17 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \quad [\text{Ecu. 2.6}]$$

Dónde:

\sum_{RT} = sumatoria de las resistencias totales ($\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$)

$R_{\text{poliuretano}}$ = resistencia del poliuretano ($\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$)

Según MIDUVI (2011, p.24) manifiesta que el coeficiente de transferencia máximo en función del cerramiento y la zona climática en Ecuador es igual a:

$$h_{\text{max}} = 0.75 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}.$$

Por tanto, la resistencia total se calcula mediante la ecuación 2.5:

$$R_{\text{Total}} = 1/h_{\text{max}} = 1/0.75 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} = 1.33 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Conocida la resistencia total y el valor de la ecuación 2.6, se procede a calcular el valor de la resistencia del poliuretano, tal como muestra a continuación:

$$\begin{aligned} R_{\text{poliuretano}} &= R_{\text{Total}} - \sum_{RT} - R_{\text{poliuretano}} = 1.33 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} - 0.17 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \\ R_{\text{poliuretano}} &= 1.16 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \end{aligned}$$

Por consiguiente, se despeja e de la ecuación 2.3:

$$\begin{aligned} e &= R_{\text{poliuretano}} \times \lambda = 1.16 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \times 0.0255 \text{ W/m} \cdot \text{K} \\ e &= 0.02958 \text{ m} \\ e &= 2,958 \text{ cm} \end{aligned}$$

Se considera un margen de seguridad, por lo que el espesor del aislamiento utilizado en el proyecto es de 5 cm.

2.4 Cálculo de cargas térmicas

Para calcular la cantidad total de calor por unidad de tiempo en el interior de la cámara frigorífica, se consideran: paredes, cerramientos, aperturas de puertas, congelación de alimentos.

2.4.1 Pérdidas a través de paredes

Para el cálculo de las pérdidas de calor a través de las paredes se consideran los materiales de: aluminio y poliuretano expandido, a fin de encontrar los valores de las resistencias térmicas que permitan obtener la tasa de calor que se pierde a través de las mismas:

Se calcula la resistencia por convección exterior y se utiliza la siguiente ecuación:

$$R_o = \frac{1}{h_o \cdot A} \quad [\text{Ecu. 2. 6}]$$

Dónde:

R_o = resistencia por convección exterior expresado en °C/W.

h_o = coeficiente de convección exterior. (25 W/m².°C)

A = superficie del cerramiento en m². (Se establece una superficie de 0.47m²)

$$R_o = R_{\text{conv}} = \frac{1}{h_o \cdot A} = \frac{1}{\left(25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{°C}}\right) (0.47 \times 1) \text{m}^2} = 0.0851 \text{°C/W}$$

Se calcula la resistencia del aluminio por conducción mediante la siguiente ecuación:

$$R_{\text{aluminio}} = \frac{L}{k \cdot A} \quad [\text{Ecu. 2.7}]$$

Dónde:

R_{aluminio} = resistencia del aluminio por conducción expresado en °C/W.

L = espesor del aluminio en m.

k = conductividad térmica del aluminio expresado en $W/m.^{\circ}C$.

A = superficie del cerramiento en m^2 . (Se establece una superficie de $0.47m^2$)

$$R_1=R_3= R_{\text{aluminio}}= \frac{L}{k \cdot A} = \frac{0.003 \text{ m}}{\left(209.3 \frac{W}{m.^{\circ}C}\right)(0.47 \times 1)m^2} = 3.04967 \times 10^{-5} \text{ }^{\circ}C/W$$

La resistencia del aislamiento por conducción se obtiene utilizando la ecuación 7.

$$R_2= R_{\text{aislamiento}}= \frac{L}{k \cdot A} = \frac{0.05m}{\left(0.0255 \frac{W}{m.^{\circ}C}\right)(0.47 \times 1)m^2} = 4.17189 \text{ }^{\circ}C/W$$

Para encontrar la resistencia por convección interior se aplica la siguiente ecuación:

$$R_i= \frac{1}{h_i \cdot A} \quad [\text{Ecu. 2.8}]$$

Dónde:

R_i = resistencia por convección interior expresado en $^{\circ}C/W$.

H_i = coeficiente de convección interior. ($7.69 \text{ } W/m^2.^{\circ}C$)

A = superficie del cerramiento en m^2 . (Se realizará suponiendo una superficie de $0.47m^2$)

$$R_i= R_{\text{conv}}= \frac{1}{h_i \cdot A} = \frac{1}{\left(7.69 \frac{W}{m^2.^{\circ}C}\right)(0.47 \times 1)m^2} = 0.27668 \text{ }^{\circ}C/W$$

Se realiza la sumatoria de las resistencias térmicas y se calcula la tasa de transferencia de calor con la siguiente ecuación:

$$Q= \frac{T_e - T_i}{R_{\text{Total}}}$$

Dónde:

Q = Tasa de transferencia de calor en W .

T_e = Temperatura exterior de la cámara. (Temperatura ambiente= $32^{\circ}C$)

T_i = Temperatura interior de la cámara. ($-6^{\circ}C$)

R_{Total} = Sumatoria de las resistencias térmicas en °C/W.

$$R_{Total} = \sum R = (0.0851 + 3.04967 \times 10^{-5} + 4.17189 + 0.27668) \text{ °C/W}$$

$$R_{Total} = 4.534 \text{ °C/W}$$

$$Q = \frac{T_e - T_i}{R_{Total}} = \frac{[32 - (-6)] \text{ °C}}{4.534 \text{ °C/W}} = 8.38 \text{ W}$$

Se procede a dividir la tasa de transferencia de calor para el área establecida en los cálculos y se multiplica por el área real (1.1444m²) que componen las paredes, y se encuentra Q_{Total} que se pierde en dichas paredes.

$$\frac{8.38 \text{ W}}{0.47 \text{ m}^2} = 17.83 \text{ W/m}^2$$

$$Q_{paredes} = (17.83 \text{ W/m}^2) (1.1444 \text{ m}^2)$$

$$Q_{paredes} = 20.4 \text{ W}$$

2.4.2 Pérdidas por transmisión en la puerta de vidrio

Para obtener la cantidad de calor que ingresa a través de la puerta de vidrio, se consideran las pérdidas por conducción del vidrio más las de convección interior y exterior, se utilizan los datos ya conocidos del vidrio y de los coeficientes de convección; cuyo valor del área de la puerta es de 0.2773 m², por tanto, se procede a realizar el cálculo de la siguiente manera:

Para calcular la resistencia por convección exterior se aplica la ecuación 6.

$$R_o = R_{conv} = \frac{1}{h_o \cdot A} = \frac{1}{\left(25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{°C}}\right) (0.2773) \text{ m}^2} = 0.1442 \text{ °C/W}$$

Posteriormente se calcula la resistencia del vidrio por conducción al aplicar la ecuación 7.

$$R_1 = R_{\text{vidrio}} = \frac{L}{k \cdot A} = \frac{0.005 \text{ m}}{\left(0.045 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{oC}}\right)(0.2773) \text{ m}^2} = 0.401 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Se calcula la resistencia por convección interior.

$$R_i = R_{\text{conv}} = \frac{1}{h_i \cdot A} = \frac{1}{\left(7.69 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{oC}}\right)(0.2773) \text{ m}^2} = 0.4689 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

A continuación se realiza la sumatoria de las resistencias térmicas y se calcula la tasa de transferencia de calor:

$$R_{\text{Total}} = \sum R = 1.0141 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$Q_{\text{puerta}} = \frac{T_e - T_i}{R_{\text{Total}}} = \frac{[32 - (-6)] \text{ oC}}{1.0141 \text{ } ^\circ\text{C/W}} = 37.47 \text{ W}$$

Para conocer la cantidad de calor de paredes y cerramientos, se suman Q_{paredes} y Q_{puerta} :

$$Q_{\text{T de paredes y cerramientos}} = Q_{\text{paredes}} + Q_{\text{puerta}} = 20.4 \text{ W} + 37.47 \text{ W}$$

$$Q_{\text{T de paredes y cerramientos}} = 57.87 \text{ W}$$

2.4.3 Pérdidas por servicio

Se consideran en este punto las pérdidas por aperturas de puertas únicamente, debido a que no existe alumbrado ni intervención de personas dentro de las cámaras frigoríficas.

2.4.3.1 Pérdidas por apertura de puertas

Para hallar la pérdida de calor por la apertura de puertas (normal), se utiliza un 15% de la cantidad de calor Q que ingresa por las paredes y cerramientos. (Rapín & Jacquard, 2001, p.207); por consiguiente se realiza el siguiente cálculo.

$$Q_a = 15\%Q_p$$

$$Q_a = 15\%(57.87 \text{ W})$$

$$Q_a = 8.68 \text{ W}$$

2.4.4 Carga por producto

Las cargas por congelación de producto incluyen tres tipos de pérdidas, las mismas que se calculan a continuación:

2.4.4.1 Carga hasta alcanzar la temperatura de congelación del producto

Para obtener la tasa de transferencia de calor necesaria hasta alcanzar la temperatura de congelación se emplea la siguiente ecuación:

$$Q_{CI} = C_p \times m \times (T_e - T_c) \quad [\text{Ecu. 2.9}]$$

Dónde:

Q_{CI} = tasa de calor del producto hasta alcanzar la temperatura de congelación, en kW.

C_p = Calor específico másico del producto antes de la congelación, en kJ/kg. °C.

m = masa del producto, en kg.

T_e = temperatura del producto al entrar en la cámara, en °C.

T_c = temperatura de congelación del producto, en °C.

$$Q_{CI} = (4.18 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}) (35.5 \text{ kg}) (25 - [0]) ^\circ\text{C}$$

$$Q_{CI} = 3709.75 \text{ kJ/día} \times (1000 \text{ J/1kJ}) \times (1 \text{ día} / 86400 \text{ seg})$$

$$Q_{CI} = 42.9 \text{ W}$$

2.4.4.2 Carga por congelación del producto

En este proceso existe un cambio de fase a temperatura constante, por lo tanto, la ecuación utilizada es:

$$Q_{C2} = m \times L \quad [\text{Ecu. 2.10}]$$

Dónde:

Q_{C2} = tasa de calor del producto durante el cambio de estado (congelación), en kW.

m = masa del producto, en kg.

L = calor latente de congelación, en kJ/kg.

$$Q_{C2} = (35.5 \text{ kg}) (333.7 \text{ kJ/kg})$$

$$Q_{C2} = 11846.35 \text{ kJ/día} \times (1000\text{J/1kJ}) \times (1 \text{ día} / 86400 \text{ seg})$$

$$Q_{C2} = 137.11 \text{ W}$$

2.4.4.3 Carga del producto hasta alcanzar su temperatura de conservación

Para conseguir la tasa de transferencia de calor del producto hasta alcanzar la temperatura de conservación se utiliza la ecuación siguiente:

$$Q_{C3} = C_p \times m \times (T_e - T_f) \quad [\text{Ecu. 2.11}]$$

Dónde:

Q_{C3} = tasa de calor del producto hasta alcanzar la temperatura de conservación, en kW.

C_p = Calor específico másico del producto después de la congelación, en kJ/kg.K.

m = masa del producto, en kg.

T_e = temperatura de congelación del producto, en °C.

T_f = temperatura final del producto en la cámara, en °C

$$Q_{C3} = C_p \times m \times (T_e - T_f)$$

$$Q_{C3} = (2.11 \text{ KJ/kg.}^\circ\text{C}) (35.5 \text{ kg}) (0 - [-6]) ^\circ\text{C}$$

$$Q_{C3} = 449.43 \text{ kJ/día} \times (1000\text{J/1kJ}) \times (1 \text{ día} / 86400 \text{ seg})$$

$$Q_{C3} = 5.20 \text{ W}$$

Se suman las 3 pérdidas por congelación de alimentos para obtener las pérdidas totales del producto almacenado en la cámara frigorífica:

$$\begin{aligned}Q_{Tp} &= Q_{C1} + Q_{C2} + Q_{C3} \\Q_{Tp} &= 42.9 \text{ W} + 137.11 \text{ W} + 5.20 \text{ W} \\Q_{Tp} &= 185.21 \text{ W}\end{aligned}$$

2.4.5 Carga térmica total en la cámara frigorífica

Para obtener la cantidad de calor total que ingresa en la cámara frigorífica se suman las cargas térmicas calculadas anteriormente: Q_T de paredes y cerramientos, Q_T de servicios y la Q_T del producto:

$$\begin{aligned}Q_{\text{Carga Térmica Total}} &= Q_T \text{ de paredes y cerramientos} + Q_T \text{ de servicios} + Q_T \text{ del producto} \\Q_{\text{Carga Térmica Total}} &= 57.87 \text{ W} + 8.68 \text{ W} + 185.21 \text{ W} \\Q_{\text{Carga Térmica Total}} &= 251.76 \text{ W}\end{aligned}$$

A la carga térmica total se le agrega un 10% de dicho valor, debido al desescarche que ocurre en el sistema y también un 10% como factor de seguridad:

$$\begin{aligned}0.1 \text{ desescarche} + 0.1 \text{ factor de seguridad} &= 0.20 \\251.76 \text{ W} \times 0.20 + 251.76 \text{ W} &= 302.112 \text{ W}\end{aligned}$$

Cálculo de la potencia frigorífica

Para calcular la potencia frigorífica N_f , se considera el número de horas que trabajará el sistema, para este caso se determina que el equipo trabajará 18 horas al día, entonces:

$$\begin{aligned}N_f &= 302.112 \text{ W} \times \frac{1 \text{ kW}}{1000 \text{ W}} = 0.302 \text{ kW} \times \frac{24 \text{ horas}}{18 \text{ horas}} \\N_f &= 0.402 \text{ kW}\end{aligned}$$

2.5 Cálculo del ciclo de refrigeración

Para calcular el ciclo de refrigeración es necesario determinar varios aspectos termodinámicos, los cuales se detallan a continuación:

2.5.1 Selección del refrigerante

En este proyecto técnico, el fluido refrigerante que se utiliza es el R 134a, por ser el reemplazo seguro y eficiente del R12 con similares propiedades y características físicas y termodinámicas que aseguran las necesidades requeridas en este trabajo, cabe señalar que dicho fluido frigorífico no contiene cloro y no perjudica al medio ambiente. Se muestra en el Anexo 1 el diagrama p-h del refrigerante seleccionado.

2.5.2 Selección y trazado del ciclo de refrigeración

Se utiliza como referencia el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor para la realización de los respectivos cálculos, que permitan obtener los datos necesarios y poder realizar posteriormente la selección y/o cálculos de los equipos a utilizar en el sistema de frío.

Como datos principales se tiene que la evaporación del refrigerante se produce a (-16°C) con un recalentamiento en el evaporador de 6°C y 13°C en la línea de aspiración, con una pérdida de presión equivalente a 2°C . En la descarga existe un sub enfriamiento de 10°C y una pérdida de presión de 1°C . La temperatura de condensación es de 40°C con un subenfriamiento y pérdida de presión de 1°C en la tubería del líquido.

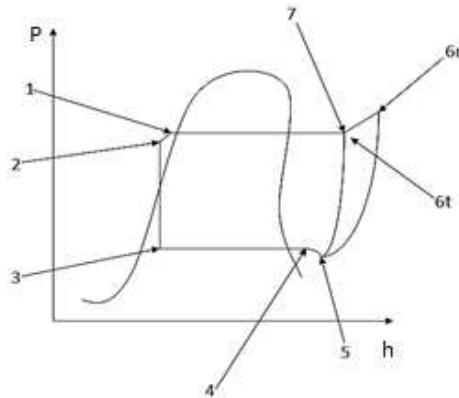


Gráfico 15: Diagrama del ciclo de refrigeración
Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

2.5.3 Cálculos de los parámetros del ciclo

Se utilizan los datos del refrigerante 134a saturado a las temperaturas correspondientes (Anexo 2) para empezar a realizar el cálculo de entalpías.

De acuerdo al gráfico 15 del diagrama p-h, se observa que en el punto (1) se encuentra el refrigerante como líquido saturado a una temperatura de 40°C, es decir a la temperatura de condensación, en el anexo 2 se encuentran los valores de entalpía y presión a dicha temperatura.

1 → líquido saturado

$$T_1 = T_{\text{condensación}} = 40^\circ\text{C}$$

$$h_1 = h_f \text{ a } 40^\circ\text{C} = 108.26 \text{ kJ/kg}$$

$$P_1 = P \text{ a } 40^\circ\text{C} = 1017.1 \text{ kPa} = 1.0171 \text{ MPa}$$

En el punto (2), después del subenfriamiento de 1 °C, se tiene la temperatura del refrigerante en forma de líquido saturado a 39°C, por lo que se procede de igual forma a encontrar la entalpía y la presión a dicha temperatura.

2 → líquido saturado

$$T_2 = 39^\circ\text{C}$$

$$h_2 = h_f \text{ a } 39^\circ\text{C} = 106.78 \text{ kJ/kg}$$

$$P_2 = P \text{ a } 39^\circ\text{C} = 990.39 \text{ k Pa} = 0.99039 \text{ MPa}$$

En el punto (3), el refrigerante se encuentra como líquido saturado a la temperatura de evaporación de -16°C , de igual manera se obtiene únicamente el dato de la presión. En este punto la entalpía 3 es igual a la entalpía 2.

3 \longrightarrow líquido saturado

$$T_3 = T_{\text{evaporación}} = -16^\circ\text{C}$$

$$h_3 = h_2 = 106.78 \text{ kJ/kg}$$

$$P_3 = P \text{ a } -16^\circ\text{C} = 157.81 \text{ k Pa} = 0.157 \text{ MPa}$$

En el punto (4), el refrigerante está como vapor recalentado a una temperatura de -10°C . De acuerdo al diagrama p-h del sistema se observa que la presión en este punto (P4) es igual a la P3.

4 \longrightarrow vapor recalentado

$$T_4 = -10^\circ\text{C}$$

$$P_4 = P_3 = 157.81 \text{ k Pa} = 0.15781 \text{ MPa}$$

$$h_4 = ?$$

Para lograr calcular la entalpía en este punto, se necesitan obtener los valores a través del anexo 3 de vapor recalentado para refrigerante 134a, debido a que la presión en este punto es de 0.157 MPa a una temperatura de -10°C ; se realizan varios procesos de cálculo:

Se consideran los datos de R134a recalentado a presión de 0.14 MPa y a -10°C , según los valores que se muestran en el Anexo 3.

$$h \text{ a } -10^\circ\text{C} \longrightarrow P \text{ a } 0.14 \text{ MPa} = 246.36 \text{ kJ/kg}$$

Se consideran los datos de R134a recalentado a presión de 0.18 MPa y a -10°C .
(Anexo 3)

$$h \text{ a } -10^{\circ}\text{C} \longrightarrow \text{P a } 0.18 \text{ MPa} = 245.16 \text{ kJ/kg}$$

Con las dos entalpías anteriores calculadas a presiones de 0.14 y 0.18 MPa se realiza la interpolación en este paso, debido a que la entalpía a calcular (h_4) es a una presión de 0.157 MPa.

Tabla 7: Datos para calcular h_4

T $^{\circ}\text{C}$	P MPa	h kJ/kg
-10	0.14	246.36
-10	0.157	y?
-10	0.18	245.16

Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

Interpolación para el cálculo de entalpía h_4 a $P = 0.157 \text{ MPa}$ y a $T = -10^{\circ}\text{C}$.

$$Y = y_1 + \left[\frac{(y_2 - y_1)}{(x_2 - x_1)} (x - x_1) \right] \quad [\text{Ecu. 2.12}]$$

$$y = 246.36 + \left[\frac{(245.16 - 246.36)}{(0.18 - 0.14)} [0.157 - 0.14] \right]$$

$$y = h \text{ a } -10^{\circ}\text{C} \longrightarrow \text{P a } 0.157 \text{ MPa} = 245.85 \text{ kJ/kg} \longrightarrow h_4$$

En el punto (5), la temperatura varía debido a un recalentamiento de 13°C en la línea de aspiración, por lo que la temperatura en este punto será entonces de 3°C , para encontrar la presión en este punto se considera la pérdida de presión equivalente a 2 grados con respecto a la temperatura de evaporación; por lo tanto, la presión en este punto se calcula a una temperatura de -18°C .

5 \longrightarrow vapor recalentado

$$T_5 = -10^{\circ}\text{C} + 13^{\circ}\text{C} = 3^{\circ}\text{C}$$

$$P_5 = P \text{ a } -18^\circ\text{C} = 144.69 \text{ kPa} = 0.14 \text{ MPa}$$

$$h_5 = ? \quad v_5 = ? \quad S_5 = ?$$

Para calcular los datos tales como entalpia, volumen específico y entropía, se recurre a la tabla de vapor recalentado (Anexo 3) a la presión correspondiente en este punto (0.14 MPa) y se interpola para lograr el cálculo a la temperatura en este punto (3°C).

Refrigerante 134a sobrecalentado

$$P = 0.14 \text{ MPa} \quad T_{\text{SAT}} = -18.77^\circ\text{C} \text{ (Anexo 3)}$$

Tabla 8: Datos para calcular h_5 , v_5 , S_5

T °C	h kJ/kg	v m ³ /kg	S kJ/kg.K
10	262.93	0.15908	1.0331
3	$y_{h5}=?$	$y_{v5}=?$	$y_{s5}=?$
0	254.60	0.15263	1.0031

Fuente: (Termodinámica, 2007)

Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

Interpolación para el cálculo de entalpia 5. (h_5)

$$y_h = y_1 + \left[\frac{(y_2 - y_1)}{(x_2 - x_1)} (x - x_1) \right] = 254.60 + \left[\frac{(262.93 - 254.60)}{[10 - 0]} [3 - 0] \right]$$

$$y_{h5} = h \text{ a } 3^\circ\text{C} \longrightarrow P \text{ a } 0.14 \text{ MPa} = 257.1 \text{ kJ/kg}$$

Interpolación para el cálculo del volumen específico 5. (v_5)

$$y_{v5} = y_1 + \left[\frac{(y_2 - y_1)}{(x_2 - x_1)} (x - x_1) \right] = 0.15263 + \left[\frac{(0.15908 - 0.15263)}{[10 - 0]} [3 - 0] \right]$$

$$y_{v5} = v \text{ a } 3^\circ\text{C} \longrightarrow P \text{ a } 0.14 \text{ MPa} = 0.154565 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Interpolación para el cálculo de entropía 5. (S_5)

$$y_{s5} = y_1 + \left[\frac{(y_2 - y_1)}{(x_2 - x_1)} (x - x_1) \right] = 1.0031 + \left[\frac{(1.0331 - 1.0031)}{[10 - 0]} [3 - 0] \right]$$

$$y_s = S \text{ a } 3^\circ\text{C} \longrightarrow P \text{ a } 0.14 \text{ MPa} = 1.0121 \text{ kJ/kg.K}$$

En el punto 6t (ciclo teórico), así mismo se usa una entropía constante por lo que $S_6=S_5$, la presión en este punto es igual a la P de condensación, luego se procede a calcular la entalpía en este punto (h_{6t}).

$$P_{6T}= P_1= 1017.1 \text{ kPa}= 1.017 \text{ MPa}$$

$$S_{6T}= S_5= 1.0121 \text{ kJ/kg.K}$$

$$h_{6T}= ?$$

Para calcular la entalpía h_{6t} se utilizan los datos en la tabla de refrigerante como vapor recalentado (Anexo 3). Se calculan las entalpías a presiones de 1 MPa y 1.20 MPa a la entropía correspondiente para luego proceder a interpolar y realizar el cálculo a la presión en este punto del sistema, es decir a 1.017 MPa.

Refrigerante 134a sobrecalentado:

$$P= 1 \text{ MPa} \quad T_{SAT}= 39.37^\circ\text{C} \text{ (Anexo 3)}$$

Tabla 9: Datos para calcular h a 39.37°C y 1MPa

S kJ/kg.K	h kJ/kg
1.0160	303.85
1.0121	Y
0.9850	293.38

Fuente: (Termodinámica, 2007)

Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

Interpolación para el cálculo de entalpía a $P= 1 \text{ MPa}$ y a $S= 1.0121 \text{ kJ/kg.K}$.

$$y_h = y_1 + \left[\frac{(y_2 - y_1)}{(x_2 - x_1)} (x - x_1) \right] = 293.38 + \left[\frac{(303.85 - 293.38)}{[1.0160 - 0.9850]} [1.0121 - 0.9850] \right]$$

$$y_h = h \text{ a } 39.37^\circ\text{C} \longrightarrow P \text{ a } 1 \text{ MPa} = 302.53 \text{ kJ/kg}$$

Refrigerante 134a sobrecalentado:

$$P= 1.20 \text{ MPa} \quad T_{SAT}= 46.29^\circ\text{C} \text{ (Anexo 3)}$$

Tabla 10: Datos para calcular h a 46.29°C y 1.20MPa

S kJ/kg.K	h kJ/kg
0.9938	300.61
1.0121	Y
1.0248	311.39

Fuente: (Termodinámica, 2007)

Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

Interpolación para el cálculo de entalpía a P= 1.20 MPa y a S= 1.0181 kJ/kg.K.

$$y_h = y_1 + \left[\frac{(y_2 - y_1)}{(x_2 - x_1)} (x - x_1) \right] = 300.61 + \left[\frac{(311.39 - 300.61)}{[1.0248 - 0.9938]} [1.0121 - 0.9938] \right]$$

$$y_h = h \text{ a } 46.29^\circ \text{ C} \longrightarrow \text{P a } 1.20 \text{ MPa} = 306.97 \text{ kJ/kg}$$

Datos para calcular la entalpía h_{6t} :

Tabla 11: Datos para calcular h_{6t}

P MPa	h kJ/kg
1	302.53
1.017	Y
1.20	306.97

Fuente: (Termodinámica, 2007)

Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

Interpolación para el cálculo de h_{6t} :

$$y_{h_{6t}} = y_1 + \left[\frac{(y_2 - y_1)}{(x_2 - x_1)} (x - x_1) \right] = 302.53 + \left[\frac{(306.97 - 302.53)}{[1.20 - 1]} [1.017 - 1] \right]$$

$$y_{h_{6t}} = h \text{ a } 1.017 \text{ MPa} = 302.9 \text{ kJ/kg}$$

Ahora en el punto 6r (ciclo real) se considera que existe 1°C de variación en relación a la temperatura de condensación, es decir se usa la P_{6r} a una temperatura de 41°C.

$$P_{6r} = 1044.95 \text{ kPa} = 1.0449 \text{ MPa}$$

$$h_{6r} = ?$$

Se deben realizar varios cálculos con los valores obtenidos anteriormente, para conseguir la entalpía h_{6r} , por lo tanto:

- Se calcula el rendimiento volumétrico.

$$\eta_{v} = 1 - 0.02 (P_{\text{alta}}/P_{\text{baja}}) \quad [\text{Ecu. 2.13}]$$

Dónde:

η_v = Rendimiento volumétrico.

P_{alta} = Presión Alta (P a 6r) en kPa

P_{baja} = Presión Baja (P a 5) en kPa

$$\eta_{v} = 1 - 0.02 (P_{6r}/P_5)$$

$$\eta_{v} = 1 - 0.02 (1044.95 \text{ kPa}/144.69 \text{ kPa})$$

$$\eta_{v} = 0.86$$

- Posteriormente se calcula el rendimiento o eficiencia isoentrópica, para ello se utiliza un rendimiento mecánico $\eta_m = 0.90$.

$$\eta_{\text{iso}} = (\eta_v) (\eta_m) \quad [\text{Ecu. 2.14}]$$

Dónde:

η_{iso} = Eficiencia isoentrópica

η_m = Rendimiento mecánico

η_v = Rendimiento volumétrico.

$$\eta_{\text{iso}} = (0.86) (0.90) = 0.77$$

- De la siguiente ecuación se procede a despejar y posteriormente calcular la h_{6r} :

$$\eta_{\text{iso}} = \frac{h_{6t} - h_5}{h_{6r} - h_5} \quad [\text{Ecu. 2.15}]$$

Dónde:

η_{iso} = Eficiencia isoentrópica

h_{6t} = Entalpía en el punto 6t. En kJ/kg

h_5 = Entalpía en el punto 5. En kJ/kg

h_{6r} = Entalpía en el punto 6r. En kJ/kg

De la ecuación 2.15 se despeja la variable h_{6r} , por lo tanto:

$$h_{6r} = h_5 + \frac{h_{6t} - h_5}{\eta_{iso}}$$
$$h_{6r} = 257.1 \text{ kJ/kg} + \frac{302.9 \text{ kJ/kg} - 257.1 \text{ kJ/kg}}{0.77}$$
$$h_{6r} = 316.58 \text{ kJ/kg}$$

Después de obtener la h_{6r} , es necesario calcular la T_{6r} con la $P_{6r} = 1.0449$ MPa, por lo tanto se calcular dicha temperatura a presión de 1 MPa y 1.20 MPa para luego poder interpolar y calcular el dato a la presión deseada.

Refrigerante 134a sobrecalentado

$P = 1$ MPa $T_{SAT} = 39.37$ °C (Anexo 3)

Tabla 12: Datos para calcular T a 1MPa y 316.58KJ/kg

h kJ/kg	T °C
324.64	90
316.58	Y
314.25	80

Fuente: (Termodinámica, 2007)

Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

Interpolación para el cálculo de la T a la $P = 1$ MPa y $h_{6r} = 316.58$ kJ/kg

$$y_T = y_1 + \left[\frac{(y_2 - y_1)}{(x_2 - x_1)} (x - x_1) \right] = 80 + \left[\frac{(90 - 80)}{[324.64 - 314.25]} [316.58 - 314.24] \right]$$

$$y_T = T \text{ a } 1 \text{ MPa} = 82.25^\circ\text{C}$$

Refrigerante 134a sobrecalentado

$P = 1.20$ MPa $T_{SAT} = 46.29$ °C (Anexo 3)

Tabla 13: Datos para calcular T a 1.2MPa y 316.58KJ/kg

h kJ/kg	T °C
322.07	90
316.58	Y
311.39	80

Fuente: (Termodinámica, 2007)

Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

Interpolación para el cálculo de la T a la P= 1.2 MPa y $h_{6r}= 316.58$ kJ/kg

$$y_T = y_1 + \left[\frac{(y_2 - y_1)}{(x_2 - x_1)} (x - x_1) \right] = 80 + \left[\frac{90 - 80}{[322.07 - 311.39]} [316.58 - 311.39] \right]$$

$$y_T = T \text{ a } 1.20 \text{ MPa} = 84.85^\circ\text{C}$$

Datos obtenidos para calcular la T_{6r} a la presión de 1.0449 MPa:

Tabla 14: Datos para calcular T_{6r}

P MPa	T °C
1	82.25
1.0449	Y
1.20	84.85

Fuente: (Termodinámica, 2007)

Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

Interpolación para el cálculo de la T_{6r} a la $P_{6r}= 1.0449$ MPa y $h_{6r}= 316.58$ kJ/kg

$$y_{T_{6r}} = y_1 + \left[\frac{(y_2 - y_1)}{(x_2 - x_1)} (x - x_1) \right] = 82.25 + \left[\frac{(84.85 - 82.25)}{[1.20 - 1]} [1.0449 - 1] \right]$$

$$y_{T_{6r}} = T_{6r} \text{ a } 1.0449 \text{ MPa} = 82.83^\circ\text{C}$$

En el punto 7, se tiene que la presión $P_7=P_1$; para calcular la temperatura T_7 , simplemente se restan los 10°C correspondientes al subenfriamiento.

$$P_7=P_1= 1017.1 \text{ kPa} = 1.017 \text{ MPa}$$

$$T_7=T_{6r} - 10^\circ\text{C} = 82.83^\circ\text{C} - 10^\circ\text{C} = 72.83^\circ\text{C}$$

$$h_7=?$$

Para obtener la entalpia h_7 a la temperatura $T_7=72.83$ °C y presión $P_7= 1.017$ M Pa, es necesario calcular primero las entalpias a presiones de 1 MPa y 1.20 MPa respectivamente, para luego interpolar y encontrar el dato deseado.

Refrigerante 134^a sobrecalentado

$P= 1$ Mpa $T_{SAT}= 39.37$ °C (Anexo3)

Tabla 15: Datos para calcular h a 1MPa y 72.83°C

T °C	h kJ/kg
70	303.85
72.83	Y
80	314.25

Fuente: (Termodinámica, 2007)

Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

Interpolación para el cálculo de la entalpía a la $P= 1$ MPa y $T_7= 72.83$ °C.

$$y_h = y_1 + \left[\frac{(y_2 - y_1)}{(x_2 - x_1)} (x - x_1) \right] = 303.85 + \left[\frac{(314.25 - 303.85)}{[80 - 70]} [72.83 - 70] \right]$$

$$y_h = h \text{ a } 1 \text{ MPa} = 306.8 \text{ kJ/kg}$$

Refrigerante 134a sobrecalentado

$P= 1.20$ MPa $T_{SAT}= 46.29$ °C (Anexo 3)

Tabla 16: Datos para calcular h a 1.2MPa y 72.83°C

T °C	h kJ/kg
70	300.61
72.83	Y
80	311.39

Fuente: (Termodinámica, 2007)

Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

Interpolación para el cálculo de la entalpía a la $P= 1.20$ MPa y $T_7= 72.83$ °C.

$$y_h = y_1 + \left[\frac{(y_2 - y_1)}{(x_2 - x_1)} (x - x_1) \right] = 300.61 + \left[\frac{(311.39 - 300.61)}{[80 - 70]} [72.83 - 70] \right]$$

$$y_h = h \text{ a } 1.20 \text{ M Pa} = 303.66 \text{ kJ/kg}$$

Datos obtenidos para calcular la h_7 a la presión $P_7= 1.017$ MPa:

Tabla 17: Datos para calcular h_7

P MPa	h kJ/kg
1	306.8
1.017	Y
1.20	303.66

Fuente: (Termodinámica, 2007)

Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

Interpolación para el cálculo de la h_7 a la $P= 1.017$ MPa y $T_7= 72.83$ °C.

$$y_{h_7} = y_1 + \left[\frac{(y_2 - y_1)}{(x_2 - x_1)} (x - x_1) \right] = 306.8 + \left[\frac{(303.66 - 306.8)}{[1.20 - 1]} [1.017 - 1] \right]$$

$$y_{h_7} = h_7 \text{ a } 1.017 \text{ MPa} = 306.5 \text{ kJ/kg}$$

2.5.4 Resumen de Entalpías

Se muestra en la tabla 18 el resumen de las entalpías encontradas en el ciclo de refrigeración trabajado.

Tabla 18: Resumen de entalpías del ciclo de refrigeración

R 134 ^a	T (°C)	P (kPa)	H (kJ/kg)	V(m ³ /s)
1	40	1017.1	108.26	
2	39	990.3	106.78	
3	-16	157.81	106.78	
4	-10	157.81	245.85	
5	3	144.69	257.1	0.154565
6t	72.83	1017.1	302.9	
6r	82.83	1044.95	316.58	
7	72.83	1017.1	306.5	

Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

2.5.5 Cálculo ciclo real

Los datos necesarios en este modelo de cálculo son los siguientes:

Producción frigorífica del evaporador:

$$q_{er} = h_4 - h_3 \quad [Ecu. 2.16]$$

Dónde:

q_{er} = Producción frigorífica del evaporador. (kJ/kg)

h_4 = Entalpía en el punto 4. (kJ/kg)

h_3 = Entalpía en el punto 3. (kJ/kg)

$$q_{er} = (245.85 - 106.78) \text{ kJ/kg}$$

$$q_{er} = 139.07 \text{ kJ/kg}$$

Caudal másico:

$$\dot{m} = \frac{N_f}{q_{er}} \quad [Ecu. 2.16]$$

Dónde:

\dot{m} = Caudal o flujo másico. (Kg/seg.)

N_f = Potencia frigorífica. (Kw)

q_{er} = Producción frigorífica del evaporador. (kJ/kg)

$$\dot{m} = \frac{0.402 \text{ Kw}}{139.07 \text{ kJ/kg}} = 0.00289 \text{ kg/seg}$$

Producción frigorífica volumétrica:

($v_{e5} = 0.154565 \text{ m}^3/\text{kg}$)

$$q_{vr} = \frac{q_{er}}{v_{e5}} \quad [Ecu. 2.17]$$

Dónde:

q_{vr} = Producción frigorífica volumétrica. (kJ/m³)

q_{er} = Producción frigorífica del evaporador. (kJ/kg)

v_{e5} = Volumen específico en el punto 5. (m³/kg)

$$q_{vr} = \frac{139.07 \text{ kJ/kg}}{0.154565 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$q_{vr} = 899.8 \text{ kJ/m}^3$$

Caudal volumétrico:

$$V = \frac{Nf}{(q_{vr}) \cdot (nv)} \quad [\text{Ecu. 2.18}]$$

Dónde:

V = Caudal o flujo volumétrico. (m^3/h)

Nf = Potencia frigorífica. (Kw)

q_{vr} = Producción frigorífica volumétrica. (kJ/m^3)

nv = Volumen específico en el punto 5.

$$V = \frac{0.402 \text{ kw}}{\left(899.8 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}\right)(0.86)} = 5.19 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{seg} = 1.87 \text{ m}^3/\text{h}$$

Equivalente trabajo de compresión Real:

$$W_{cr} = \frac{h_{6t} - h_5}{n_{iso}} \quad [\text{Ecu. 2.19}]$$

Dónde:

W_{cr} = Equivalente de trabajo de compresión Real. (kJ/kg)

h_{6t} = Entalpía en el punto 6t. (kJ/kg)

h_5 = Entalpía en el punto 5. (kJ/kg)

n_{iso} = Eficiencia isoentrópica.

$$W_{cr} = \frac{(302.9 - 257.1) \text{ kJ/kg}}{0.77} = 59.48 \text{ kJ/kg}$$

Potencia absorbida por el compresor:

$$N_{\text{Comp}} = \dot{m} (h_{6r} - h_5) \quad [\text{Ecu. 2.20}]$$

Dónde:

N_{Comp} = Potencia absorbida por el compresor. (kW)

\dot{m} = Caudal o flujo másico. (kg/s)

h_{6r} = Entalpía en el punto 6r. (kJ/kg)

h_5 = Entalpía en el punto 5. (kJ/kg)

$$N_{Comp} = (0.00289 \text{ kg/s}) (316.58 - 257.1) \text{ kJ/kg}$$

$$N_{Comp} = 0.1718 \text{ kW}$$

COP frigorífico Real:

$$COP = \frac{\text{efecto frigorífico}}{\text{trabajo del compresor}} = \frac{q_{er}}{w_{cr}} \quad [\text{Ecu. 2.21}]$$

Dónde:

COP = Coeficiente de rendimiento.

q_{er} = producción frigorífica del evaporador. (kJ/kg)

w_{cr} = potencia absorbida por el compresor. (kJ/kg)

$$COP = \frac{139.07 \text{ kJ/kg}}{59.48 \text{ kJ/kg}} = 2.33$$

Potencia Indicada Real:

$$N_{ir} = \frac{N_f}{COP} \quad [\text{Ecu. 2.22}]$$

Dónde:

N_{ir} = Potencia indicada real. (kW)

N_f = potencia frigorífica. (kW)

COP = coeficiente de rendimiento.

$$N_{ir} = \frac{0.402 \text{ kW}}{2.33} = 0.1725 \text{ kW}$$

Potencia real en el condensador:

$$Q_{rc} = \dot{m} (h_{6r} - h_1) \quad [Ecu. 2.23]$$

Dónde:

Q_{rc} = Potencia real en el condensador. (KW)

\dot{m} = flujo o caudal másico. (kg/s)

h_{6r} = entalpía en el punto 6r. (kJ/kg)

h_1 = entalpía en el punto 1. (kJ/kg)

$$Q_{rc} = (0.00289 \text{ kg/s}) (316.58 - 108.26) \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{rc} = 0.602 \text{ KW}$$

Potencia del Motor:

$$N_{im} = \frac{N_{ir}}{n_{iso}} \quad [Ecu. 2.24]$$

Dónde:

N_{im} = Potencia del motor. (kW)

N_{ir} = potencia indicada real. (kW)

n_{iso} = eficiencia isoentrópica

$$N_{im} = 0.224 \text{ kW}$$

2.6 Selección de los elementos del sistema de frío

Para la selección de los componentes de la instalación frigorífica se realizan los siguientes cálculos:

2.6.1 Selección del Compresor

Para la selección del compresor, se requiere de los siguientes datos y cálculos:

Refrigerante: 134a

Producción frigorífica del evaporador: $q_{er} = 139.07 \text{ kJ/kg}$

Caudal másico: $\dot{m} = 0.00289 \text{ kg/seg}$

Presión de evaporación a -16°C : 157.81 kPa

Presión de condensación a 40°C : 1017.1 kPa

Relación de compresión $= \frac{P_{cond}}{P_{evap}} = \frac{1017.1 \text{ kPa}}{157.81 \text{ kPa}} = 6.4$

Producción frigorífica volumétrica: $q_{vr} = 899.8 \text{ kJ/m}^3$

Caudal volumétrico teórico $= \frac{Nf}{q_{vr}} = \frac{0.402 \text{ kw}}{899.8 \text{ kJ/m}^3} = 4.46 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 1.6 \text{ m}^3/\text{h}$

Potencia Real del Compresor:

$$P_{Real} = \frac{\dot{m} (h_6r - h_5) \times 1.1}{\eta_v} = \frac{(0.00289 \text{ kg/s})(316.58 \text{ kJ/kg} - 257.1 \text{ kJ/kg}) \times 1.1}{0.86}$$

$$\text{Potencia Real} = 0.2198 \text{ kW}$$

Al aplicar un coeficiente de seguridad de 10% se obtiene el siguiente valor:

$$\text{Potencia Real} = 0.2198 \text{ kW} \times 1.1$$

Al resolver y aplicar el factor de conversión de Hp (Caballos de fuerza) se tiene:

$$\text{Potencia Real} = 0.241 \text{ kW} \times \frac{1 \text{ Hp}}{0.7457 \text{ Kw}} = 0.32 \text{ Hp}$$

Este valor se lo multiplica por 2 debido a que en este sistema se trabaja con dos cámaras frigoríficas a igual condiciones:

$$\text{Potencia Real del Sistema} = 0.32 \text{ Hp} \times 2 = 0.64 \text{ Hp}$$

Por seguridad y garantía en el buen funcionamiento del sistema, en el presente trabajo se utiliza un compresor de:

$$\mathbf{0.75 \text{ Hp} = \frac{3}{4} \text{ Hp}}$$

Con los datos obtenidos anteriormente se procede a la selección del compresor, de acuerdo a catálogos de la marca TECUMSEH ver (Anexo 4), donde se encontró un compresor apropiado para este trabajo, a fin de cumplir con los requerimientos establecidos. El modelo que se selecciona es el TYA4475Y.

2.6.2 Selección de los evaporadores

La potencia frigorífica calculada anteriormente es de 402 w. Mediante catálogos proporcionados por la marca THERMOCOIL (Anexo 5); se pudo seleccionar el evaporador de acuerdo a la potencia frigorífica deseada; por consiguiente, primero se debe transformar los 402 w a Btuh para la correcta selección del evaporador.

$$N_f = 402 \text{ W}$$

Por equivalencia $1\text{W} = 3.412 \text{ Btuh}$, y se obtiene el siguiente valor:

$$N_f = 1370.82 \text{ Btuh}$$

La elección correspondiente quedó con el modelo **EB-SRD-1B**, cabe aclarar que el evaporador seleccionado incluye la respectiva resistencia eléctrica que es de 286W y trabaja a 110V, para el evaporador con defrost de gas caliente se obvió la resistencia eléctrica por motivos de demostración del proyecto. (Ver anexo 5).

2.6.3 Selección del condensador

Para determinar la capacidad del condensador se utiliza la siguiente ecuación:

$$P_{sel} = PC \times M \times 15/\Delta T \quad [Ecu. 2.25]$$

Dónde:

$PC (W)$ = Potencia del compresor

$Ta (°C)$ = Temperatura ambiente

$Tc (°C)$ = Temperatura de condensación

$\Delta T (K)$ = $Tc - Ta$

$Te (°C)$ = Temperatura de evaporación

M = Factor de corrección

$Psel (W)$ = Potencia de selección del condensador

El valor de M se lo deduce en el siguiente gráfico 16:

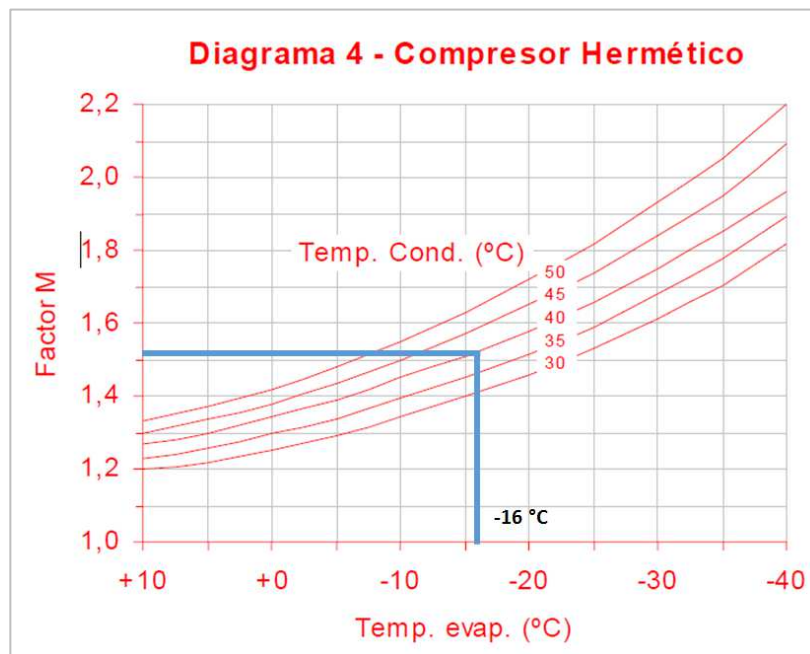


Gráfico 16: Gráfico para encontrar el valor de M
Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

Con la temperatura de evaporación de -16 °C se traza una vertical que se conecta con la temperatura de condensación de 40 °C y luego se gráfica una horizontal que se intercepta con el eje Y , cuyo valor de $M=1.51$, ahora se reemplaza en la ecuación 25.

$$Psel = 558W \times 1.51 \times 15 / (40\text{ °C} - 35\text{ °C})$$

$$Psel = 2527.74 W = \mathbf{8622.48 BTUH}$$

El valor de la potencia del condensador se encuentra en el catálogo de la Thermocoil (Anexo 7). El condensador seleccionado es el modelo **CT-00092** por tener un rendimiento de 9220 BTUH, superior a la de selección.

2.7 Selección de la Válvula de expansión

Para la selección de la válvula de expansión se considera las siguientes características:

- Capacidad de refrigeración: 0.402 KW
- Temperatura de evaporación: -16°C
- Temperatura de condensación: 40°C
- Fluido refrigerante: R134a

Por tanto, se determina una caída de presión neta para el sistema de refrigeración; la cual se obtiene al sustraer las presiones de condensación y evaporación; con los datos obtenidos en la tabla 19(resumen de entalpías del ciclo de refrigeración) se tienen los siguientes valores.

Presión de evaporación a -16°C = 157.81 kpa

Presión de condensación a 40°C = 1017.1 kpa

Por lo tanto,

$$(\Delta P) \text{ caída de presión} = 1017.1 \text{ kpa} - 157.81 \text{ kpa}$$

$$(\Delta P) \text{ caída de presión} = 859.29 \text{ kpa}$$

De acuerdo a lo que menciona (Franco, 2012, p.146) “A este valor hay que restarle todas las demás caídas de presión, como son las debidas a perdidas por fricción en las líneas, incluyendo condensador y evaporador, filtros, codos, válvulas, elevación de la línea de líquido, distribuidor de refrigerante”.

Por consiguiente; se establece una caída de presión de 50 kpa; y la caída de presión neta es:

(ΔP) caída de presión neta = 859.29 kpa – 50 kpa

(ΔP) caída de presión neta = 809.29 kpa.

Para la selección mediante catálogos se requiere convertir las unidades de kpa a bar; cuyo resultado es el siguiente:

Por equivalencia 1kpa = 0.01 bar, se obtiene la siguiente respuesta:

(ΔP) caída de presión neta = 8.09 bar \approx **8 bar**

En el anexo 8 se muestra un catálogo para la selección de la válvula de expansión con su respectivo número de orificio, así mismo en el Anexo 9 se muestra dicha válvula cuyos datos son proporcionados por la marca DANFOSS. La capacidad de la válvula es un poco superior a la tabla de la selección de la válvula de expansión. Por lo tanto se toma el modelo TN2 / TEN2 – 0.25, el orificio a emplear es el 00, como se muestra en el Anexo 10.

2.7.1 Selección del sistema operativo de frío

Existen varios elementos que conforman el sistema operativo de frío, la selección de éstos se muestran a continuación:

2.7.1.1 Dispositivos de control de flujo

Los dispositivos de control de flujo en el sistema de refrigeración son los siguientes:

a) Válvula reguladora de presión de evaporación

Para la selección de la válvula reguladora de presión de evaporación se consideraron los siguientes criterios:

- Diámetro de conexión de la tubería
- Graduación de la presión (0-50 psig)

Para conocer la válvula reguladora de presión ver Anexo 11, cuyas características son las siguientes:

Tabla 19: Características válvula reguladora de presión de evaporación

Marca	Sporlan
Modelo	Orit-6
Conexión de entrada	1/2
Tipo de conexión	Roscable
Rango de presión de trabajo	0-50 PSIG

Fuente: (SPORLAN, 2011)

b) Válvulas Solenoides

Este proyecto requirió de la utilizaron 3 válvulas solenoides (modelo Anexo 12) distribuidas de la siguiente manera:

- 2 en la línea de líquido (1 por cada cámara de congelación).
- 1 en el desvío de gas caliente, para el control del defrost.

Las características técnicas de estas válvulas se aprecian en la tabla 20.

Tabla 20: Características válvula solenoide

Marca	EMERSON
Modelo	200RB 4F3T
Conexión de entrada y salida	3/8
Tipo de conexión	Roscable
Servicio	Líquido-gas
Voltaje de trabajo	120/240 V

Fuente: (EMERSON, 2012)

c) Válvulas de servicio

Las válvulas de servicio se seleccionaron según el diámetro de la tubería, debido a que éstas son ampliamente utilizadas en las líneas de líquido y gas. Para la construcción del sistema de frío se utilizaron 3 válvulas de paso de conexión 3/8 roscable y 1 válvula de paso de conexión 1/2 roscable, todas de la marca EVERWELL modelo HV-35 y HV-12, respectivamente (Anexo 13).

d) Válvulas de retención

Para seleccionar correctamente las válvulas de retención se utilizó el siguiente criterio: tamaño de la tubería de conexión, refrigerante usado y modo de conexión. Según los criterios anteriores se procedió a la adquisición de 2 válvulas de retención marca DANFOSS, modelo NRV 10s las cuales cumplen con parámetros seleccionados (Anexo 14).

2.7.1.2 Selección de dispositivos de control electrónico

A continuación se detallan los elementos de control electrónico a seleccionar:

a) Termostatos

Se utilizaron dos termostatos de la marca FULL GAUGE modelo TC 900Ri clock (Anexo 15), este instrumento permite tener una conexión serial a la PC o en tal caso se puede monitorear por medio de internet mediante el software Sitrad.

b) Convertidor de datos (Conv 32)

La interfaz serial RS-485 permite la conexión de los controladores (termostatos) con un ordenador que permita conexión de puerto USB, mediante la red RS-485. Esta comunicación permite configurar y/o controlar los parámetros desde la computadora a través del Conv32 (Anexo 16).

c) Presostato de alta

La selección del presostato de alta se basó por rangos de presión de trabajo; la imagen del presostato seleccionado se observa en el Anexo 17.

Las características del presostato de alta son las siguientes.

Tabla 21: Características del presostato de alta

Marca	Ranco
Conexión de entrada	Tubo capilar 0.04
Presión (psi)	150-450
Presión (bar)	10-30

Autores: Álava Macías Víctor y Cornejo Delgado Pablo

d) Presostato de baja

La selección del presostato de baja se realizó según los rangos de presión de trabajo del sistema de frío. La imagen se muestra en el Anexo 18 y las características del presostato de baja son las siguientes.

Tabla 22: Características del presostato de baja

Marca	Danfoss
Conexión de entrada	Tubo capilar 0.04
CUT IN	0.2-7.5 Bar
	6-108 Psig
DIFF	0.7-4 Bar
	10-55 Psig

Fuente: (DANFOSS, 2015)

2.7.1.3 Sistema Operativo complementario

A continuación se detallan los elementos del sistema operativo complementario a seleccionar:

a) Recibidor de líquido

La vista frontal del sistema receptor de líquido se observa en el Anexo 19, sus características del receptor de líquido se aprecian en la tabla 23.

Tabla 23: Características del receptor de líquido

Marca	Artesanal
Conexión de entrada y salida	½
Tipo de conexión	Soldable
Díámetro del cilindro	11 cm
Altura del cilindro	26 cm
Volumen	2470 cm ³

Autores: Álava Macías Víctor y Cornejo Delgado Pablo

b) Acumulador de succión

Las características del acumulador de succión se aprecian en la tabla 24 y su imagen en el Anexo 20.

Tabla 24: Características del acumulador de succión

Marca	EMERSON
Modelo	AS-375-4
Medida de conexión	½
Tipo de conexión	soldable
Capacidad (tons)	0.8 TN

Fuente: (EMERSON, 2012)

c) Filtro de secador

Las características del filtro secador (Anexo 21) son las siguientes:

Tabla 25: Características del filtro secador

Marca	Everwell
Medida de conexión	3/8
Tipo de conexión	Roscable
MWP	680 psig
Presión	4700 kpa

Fuente: (EVERVELL, 2010)

d) Visor

Las características del visor (Anexo 22) se detallan en la tabla 26:

Tabla 26: Características del Visor

Marca	Everwell
Medida de conexión	3/8
Tipo de conexión	Roscable
refrigerante	134a

Fuente: (EVERVELL, 2010)

e) Manómetros

La selección de los manómetros (Anexos 23), se presenta de acuerdo a las presiones de trabajo, como se indican a continuación:

Tabla 27: Ubicación de manómetros

Manómetro de alta 1	Salida del compresor
Manómetro de alta 2	Bypass entrada de gas caliente
Manómetro de baja 1	Entrada del compresor
Manómetro de baja 2	Bypass salida del evaporador (prevención)

Fuente: (EVERVELL, 2010)

2.7.2 Selección de Dispositivos eléctricos

Para la selección del sistema eléctrico se utilizó las características del compresor, en el cual viene detallado los siguientes parámetros.

Tabla 28: Características eléctricas del compresor

Frecuencia	60 hz
Voltaje	110 V
potencia	$\frac{3}{4}$ hp
Intensidad de arranque	12 A
Intensidad de trabajo	10 A

Fuente: (Tecumseh, 2012)

Así mismo, se requiere conocer el amperaje de los otros equipos de conexión eléctrica, los cuales se detallan a continuación:

Tabla 29: Intensidad de los dispositivos eléctricos a utilizar

ELEMENTO ELÉCTRICO	INTENSIDAD POR UNIDAD	INTENSIDAD TOTAL
Compresor	12	12
Ventilador del condensador	0.16	0.16
3 Válvulas solenoides	0.16	0.48
Resistencia eléctrica	2.6	2.6
2 full gauge	0.01	0.02
Total de amperaje	14.93	15.26

Autores: Álava Macías Víctor y Cornejo Delgado Pablo

2.7.2.1 Selección de breaker

Las características del breaker son las siguientes:

Tabla 30: Características del breaker

Marca	Schneider
Modelo	DOM A42
Intensidad total de paso	20 A
Numero de polos	2
voltaje	110
Modo de colocación	Riel din

Autores: Álava Macías Víctor y Cornejo Delgado Pablo

2.7.2.2 Selección del contactor

Se usaron dos (2) contactores para el trabajo de potencia; tanto para el encendido del sistema y para activar la resistencia eléctrica de defrost. Las características del contactor son las siguientes:

Tabla 31: Características del contactor

Marca	CAMSCO
Modelo	C1-D18
Intensidad total de paso	18 A
Alimentación de bobina	110v
Modo de colocación	Riel din

Autores: Álava Macías Víctor y Cornejo Delgado Pablo

2.7.2.3 Selección del portafusible

Las características del porta fusible son las siguientes:

Tabla 32: Características del portafusible

Marca	CAMSCO
Modelo	20A-790
Intensidad total de paso	20A
voltaje	110v
Modo de colocación	Riel din

Autores: Álava Macías Víctor y Cornejo Delgado Pablo

2.7.2.4 Selección de luces piloto y selector de posición

Se colocaran cuatro luces pilotos de 110v marca CAMSCO (2 verde y 2 amarilla), las cuales se mantienen encendidas según el trabajo que se realice, para apreciar este panel ver el Anexo 24. La descripción de cada luz piloto es la siguiente:

Tabla 33: Ubicación de las luces piloto

Luz piloto verde 1	En refrigeración cámara 1
Luz piloto verde 2	En refrigeración cámara 2
Luz piloto amarilla 1	En defrost cámara 1
Luz piloto amarilla 2	En defrost cámara 2

Autores: Álava Macías Víctor y Cornejo Delgado Pablo

Y el selector de 2 posiciones ON-OFF marca CAMSCO de 110V será el encargado de dar paso a la energía eléctrica para el encendido del sistema.

2.7.3 Selección del controlador lógico programable (PLC)

Uno de los puntos principales para la selección del controlador lógico programable (PLC) es el número de entradas y salidas que se van a utilizar y la complejidad de las operaciones a realizar. Las dos señales de entrada, se refieren a los micro switch o fines de carrera instalados en las puertas de las cámaras de frío, y las dos señales de salida son las alarmas: una de modo visual y otra de modo sonora. Con estas características se procede a la selección del PLC, también se considera la disponibilidad del producto en el mercado, por esa razón se procedió a seleccionar el siguiente modelo.

Tabla 34: Características del PLC

Marca	PLC Siemens
Modelo	LOGO! 230RC
Número de entradas	8i
Número de salidas	4o
Voltaje	AC/DC 115..240 V
Modo de colocación	Riel din

Autores: Álava Macías Víctor y Cornejo Delgado Pablo

2.7.3.1 Selección de los dispositivos de entrada

Las características de los fines de carrera son las siguientes.

Tabla 35: Características de los fines de carrera

Marca	HANYOUNG
Modelo	MINI MICRO SWITCH
Conexión	1 NO / 1 NC
voltaje	110-240 V

Autores: Álava Macías Víctor y Cornejo Delgado Pablo

2.7.3.2 Selección de los dispositivos de salida

Se colocó una luz piloto y un zumbador con las siguientes características: de 110V marca CAMSCO modelo y un zumbador intermitente de 110V marca DIXSEN.

Tabla 36: Características de la luz piloto y el zumbador intermitente

Luz piloto roja	Marca	CAMSCO
	modelo	AD 16 – 22D/S
	Voltaje	110V
	Función	Alarma visual
Zumbador intermitente	Marca	DIXSEN
	modelo	AD 16 – 22SM
	Voltaje	110V
	Función	Alarma sonora-visual

Autores: Álava Macías Víctor y Cornejo Delgado Pablo

CAPÍTULO III

CONSTRUCCIÓN, ENSAMBLAJE Y COSTOS

3.1 Materiales y herramientas utilizadas para la construcción de la estructura metálica del sistema de frío

- ✓ Tubos rectangulares 20mm x 40mm x 1.5mm
- ✓ Tubos rectangulares 20mm x 40mm x 2.0mm
- ✓ Plancha laminada al frío 1.10mm (1/20)''
- ✓ Plancha corrugada 2mm
- ✓ Soldadura E6011 1/8''
- ✓ Masilla para metal
- ✓ Catalizador
- ✓ Pintura y diluyente
- ✓ Compresor
- ✓ Garruchas
- ✓ Máquina de soldadura
- ✓ Pulidora
- ✓ Herramientas de trabajo mecánico

3.2 Construcción de la estructura metálica

Finalizada la etapa de diseño y cálculo del sistema de frío se continúa con la construcción y ensamblaje de los componentes del proyecto. Se inicia con la construcción de la estructura metálica que da soporte a todos los equipos y accesorios apoyados sobre la mesa de trabajo o el banco de pruebas propiamente dicho. Para construir el sistema de frío fue necesario el diseño arquitectónica de la estructura metálica (Anexo 25), donde se especifican las que sirven de guía en el proceso de la construcción.

La construcción de la estructura metálica se muestra en el Anexo 26, que detalla paso a paso el proceso que se siguió para conseguir el banco de apoyo del sistema

de frío. Dicha estructura metálica está formada por tubos rectangulares de 2''x1'', espesor de 1.8 mm. En el piso se colocara plancha corrugada de 2.5mm de espesor.

3.3 Ensamblaje del mueble frigorífico

El mueble frigorífico consta de 2 cámaras de congelación, estos paneles llevan en su interior la espuma de poliuretano y cubiertas por las dos caras con una multicapa de aluminio-kraft. El mueble frigorífico se colocó sobre la estructura metálica y se procedió a instalar los respectivos soportes para evitar un movimiento involuntario y darle una mayor seguridad al mueble frigorífico. Las fotografías de la colocación del mueble frigorífico y la pintura se detalla en el Anexo 27.

Con las cámaras ya seguras se procede a ubicar las paredes (frontales, laterales y posteriores) con plancha negra de 1.1mm de espesor, a fin de dejar seccionada la estructura metálica. Una vez terminado el paso anterior se colocó la pintura de fondo color verde con la que le dará una protección anticorrosiva adecuada y al siguiente día se le colocó la pintura azul con la que estaba diseñada.

3.4 Ensamblaje de equipos de la unidad condensadora

La unidad condensadora utilizada en sistema de frío consta de los equipos, que fueron seleccionados para este proyecto (capítulo II).

El orden o posición dentro de la mesa de trabajo de los elementos utilizados son los que se muestran en el gráfico 17.

VISTA SUPERIOR

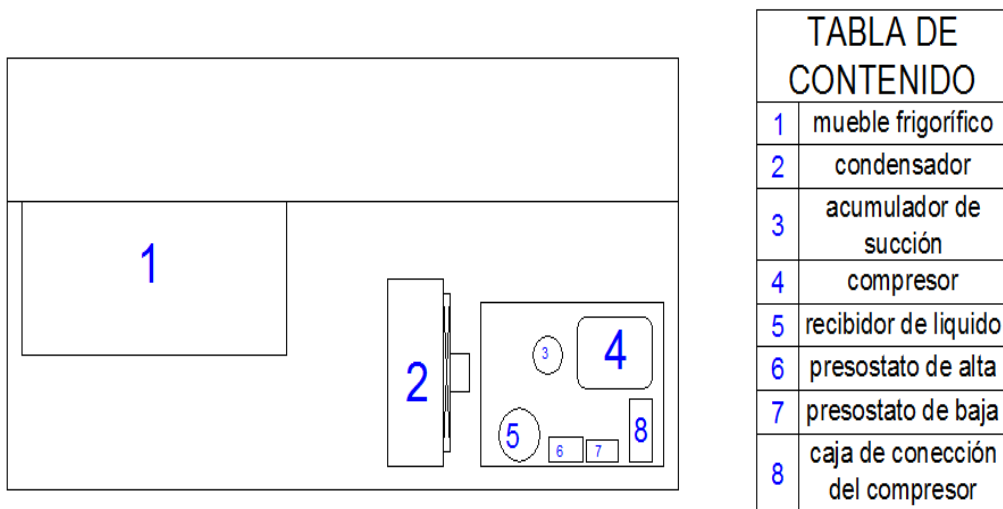


Gráfico 17: Vista superior de la unidad condensadora
Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

Para proceder con el ensamblaje de los equipos de la unidad condensadora se siguen el diagrama de orden descrito en el gráfico 17; a fin de encuadrarlos dentro del banco de pruebas, sujetándolos firmemente al piso de la mesa de trabajo con pernos de 9/16'' y 5/8'' de hierro negro. Ver gráfico 18.

A continuación se muestra la mesa de trabajo y sus elementos correctamente ubicados listos para la colocación de las tuberías de cobre.



Gráfico 18: Montaje de la unidad condensadora
Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

3.5 Ubicación de los dispositivos del sistema

Con los equipos de la unidad condensadora ya colocada se procedió a la ubicación en la pared de los dispositivos necesarios para el funcionamiento del sistema de frío, tal como se muestra en el gráfico 19:

Estos dispositivos se colocaron y quedaron sujetos a la pared por medio de abrazaderas o montados en un soporte (ver gráfico 20) y de esta manera evitar el problema de vibración que podría afectar el correcto funcionamiento del equipo.

DIAGRAMA DEL SISTEMA DE FRÍO

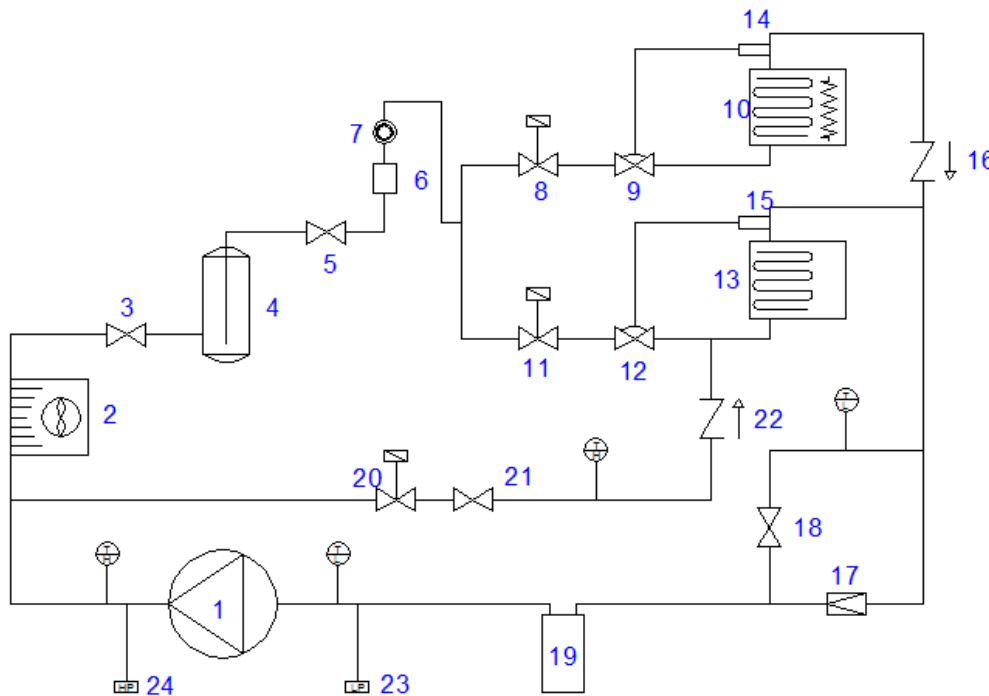


TABLA DE CONTENIDO	
1	Compresor
2	Condensador
3	Válvula de paso
4	Recibidor de liquido
5	válvula de paso
6	Filtro Secador
7	Visor
8	Válvula solenoide cámara 1
9	Válvula de expansión termostática cámara 1
10	Evaporador (defrost resistencia)
11	Válvula solenoide cámara 2
12	Válvula de expansión termostática cámara 2
13	Evaporador (defrost gas caliente)
14	Bulbo sensor camara 1
15	Bulbo sensor camara 2
16	Válvula de retención
17	Válvula reguladora de presión de evaporación
18	Válvula de paso
19	Acumulador de succión
20	Válvula solenoide
21	Válvula de paso
22	Válvula de retención
23	Presostato de alta
24	Presostato de baja

Gráfico 19: Diagrama unifilar de los accesorios del sistema de frío.
Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

En cuanto a las válvulas de paso, válvulas solenoides, filtro secante se debe verificar bien el sentido del fluido, en los elementos viene marcado el sentido en el que deben ir ubicadas, un error de ubicación podría averiar algún elemento o incluso dar paso al colapso del sistema por aumento de presión.



Gráfico 20: Montaje de los accesorios del sistema de frío.
Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

3.6 Ensamblaje de las tuberías

El montaje de tuberías se realizó de acuerdo a los espacios disponibles entre cada accesorio; cabe recalcar que en el proyecto quedó definido que en la succión se colocó tubería de $\frac{1}{2}$ in y para la descarga una tubería de $\frac{3}{8}$ in, debido a que en el diseño del compresor ya están establecidos los parámetros de fábrica. En el caso de los manómetros y presostato se colocó cañería de tubo capilar 0.04, puesto que sólo se utiliza para leer las presiones, ver gráfico 21.



Gráfico 21: Acoplamiento de tuberías de cobre
Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

El sistema de frío requiere el uso de tuberías con uniones roscables y soldables; en los dos tipos de uniones se utilizaron materiales complementarios como: cortador de tuberías, acampanador, expansor, soldadura de plata al 5%, que es comúnmente usado para cañerías de hasta 1/2". Las fotografías del acoplamiento de tuberías y soldadura de las mismas se detallan en el Anexo 28.

La soldadura se realizó por medio de gas propano y soldadura de plata al 5%, es importante que después de cada unión se revise si no existen fugas o fallas en el cordón de soldadura aplicado, además, se debe tener cuidado con algún producto inflamable para evitar algún percance.

3.7 Puesta a punto del sistema de frío

Una vez realizada todas las conexiones, y ensamblado los equipos de la unidad condensadora se procede a realizar las siguientes pruebas: verificación de fugas, proceso de vacío y carga del refrigerante.

3.7.1 Verificación de fugas

Para descartar la presencia de fugas en sistema de frío, se utiliza como insumos: el agua y jabón, que consiste en mezclar estos elementos de tal manera que se forme una solución acuosa y burbujeante.

Para este paso se llenó el sistema de frío con aire presurizado, de tal manera que la presión se centre en todo el circuito, después de esto se roció con la solución acuosa en cada una de las uniones soldadas y roscadas; en caso de que se observe la formación de burbujas, se deduce que existe una fuga, en caso de presentarse fugas se procede a despresurizar el sistema y se da corrección al problema suscitado, posteriormente se repetirá el proceso anterior hasta que no existan fugas.

3.7.2 Proceso de vacío

Una vez que se ha verificado que no existen fugas se avanza al siguiente paso que es la prueba de vacío y presión; la máquina de vacío se conecta por una de las válvulas de carga (gráfico 22), con la finalidad de llegar a 30 psi (negativo), luego de esto se mantiene en vacío por un día (mínimo), luego del tiempo establecido si la presión no varía, es decir se mantiene en 30 psi (negativo), significa que no existen fugas y se puede ya colocar el gas refrigerante, caso contrario se procede a verificar fugas nuevamente hasta que no existan las mismas.



Gráfico 22: Prueba de vacío
Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

3.7.3 Carga de refrigerante

Determinado que no existen fugas con la presión de vacío constante en el sistema, se procede a la carga del gas refrigerante, cuyo procedimiento es el siguiente:

- Se inicia con el sistema en vacío.
- Se coloca la manguera en el lado de carga del compresor.
- Se abre la válvula del refrigerante de manera que sirva para purgar la manguera.
- Se ajustan correctamente las mangueras.
- Se abre la válvula del gas refrigerante (entrara en forma de líquido) hasta que desaparezca el vacío (presión se igualará a 0 psi).
- Esperar 10 minutos para encender el equipo, con la finalidad de que el refrigerante entre por el lado de succión en forma de gas.
- Constar por el visor si existen burbujas, cuando estas desaparezcan significa que el sistema ya cuenta con el refrigerante suficiente para su desempeño normal.
- Cerrar todas las válvulas de la manguera de carga y luego desconectarla.

3.8 Instalaciones eléctricas y conexión al computador

Para realizar las instalaciones eléctricas fue necesario realizar varios esquemas para asegurar un buen desarrollo en el proceso de conexión de los elementos utilizados en el sistema de frío.

3.8.1 Esquema de instalación eléctrico del sistema de frío

La instalación se realizó de acuerdo al esquema eléctrico del sistema de frío (Anexo 29). El mismo que se desarrolló de forma organizada sin que sus elementos sean sustituidos por otros. Se aplicaron las debidas precauciones eléctricas para garantizar que el sistema cumpla con los objetivos planteados. Se utilizaron cables flexibles: número 16 AWG para las conexiones de mando y número 8 AWG para las conexiones de fuerza.

3.8.2 Esquema de instalación de los full gauge al Pc

De acuerdo al diagrama de conexión de los full gauge (Anexo 30); se conectaron los controladores junto al bloque de conexión y el conv32, de este último se utiliza el cable de conexión serial RS-485 que va conectado vía USB al computador. El manual del usuario del controlador full gauge TC 900Ri clock y conv32 se encuentran en la página web: <http://www.fullgauge.com>.

3.8.3 Instalación del PLC y alarmas

La instalación del PLC se realizó de la siguiente forma.

- Se ubicaron los fines de carrera (entradas), uno en cada puerta de las cámaras frigoríficas.
- Se instalaron las alarmas sonoras y visuales (salida).
- Se aplicó un voltaje de 110V.

El esquema eléctrico del PLC se muestra en el Anexo 31.

CAPÍTULO IV

PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO, PROGRAMACIÓN Y RECEPCIÓN DE DATOS

4.1 Introducción

En este apartado se presentan las pruebas de funcionamiento del sistema de frío, el cual consiste en probar el funcionamiento de los elementos ensamblados en la instalación frigorífica, a través del software “**Sitrad local 4.11**”.

Las pruebas aplicadas son: Defrost por gas caliente y defrost por resistencia eléctrica; con la finalidad de conseguir datos y constatar su eficiencia energética y económica. Así mismo, se verifica el funcionamiento de las alarmas controladas por el PLC; a fin de controlar las aperturas indebidas en las puertas de las cámaras frigoríficas.

4.2 Pruebas del funcionamiento

Para las pruebas de funcionamiento del equipo se calibraran los siguientes instrumentos:

4.2.1 Calibración de la válvula de expansión termostática

Esta prueba inicia con la verificación de la válvula de expansión termostática, para lo cual se constata que esté regulada según las condiciones de fábrica. Posteriormente, se lo realizó mediante el vástago de regulación de la válvula de expansión, al girar el tornillo en sentido horario se aumenta el recalentamiento y al girarlo en sentido anti horario se disminuye el recalentamiento (Anexo 32).

Para verificar de forma rápida y visible el ajuste apropiado, se constata que no retorne líquido al compresor, es decir que el compresor no presente escarcha por el lado de succión.

4.2.2 Calibración de los presostatos de baja y alta presión

Para la calibración de los presostatos de baja y alta presión se reguló el tornillo que se aloja en la parte superior de ambos controladores de presión. La regulación quedó de la siguiente forma: en el caso del presostato de baja, la presión a la cual apagará el compresor quedó en 3 psi; y la regulación del presostato de alta quedó configurada para que el compresor apague a 200 psi.

4.3 Programación de los controladores de temperatura

Para programar los controladores de temperatura se analizaron las dos formas que existen: manual (directa en el full gauge) y automatizada (mediante un ordenador a través del programa SITRAD LOCAL 4.11.). El método que se utilizó para este proceso fue a través de un software informático, debido a su eficiencia y facilidad de manejo al momento de la programación de los full gauge.

Para conseguir la programación adecuada en los controladores de las cámaras, fue necesario seguir el proceso de instalación del programa SITRAD LOCAL 4.11; el cual requiere que se escoja la siguiente ruta: **Sitrad loca l4.11/parámetro/**. Cuando se establece el parámetro se introduce la clave que viene por defecto en el sistema (123). Los valores que muestra el software para la cámara 1 se observan en el Anexo 33 y para la cámara 2 se muestran en el Anexo 34.

4.3.1 Toma de datos

Para la toma de datos se mantuvo encendido el sistema de frío por 12 horas continuas, con el objetivo de reflejar las gráficas de las variaciones de temperatura de evaporación y temperatura ambiente en las cámaras frigoríficas.

Los siguientes gráficos muestran las curvas de temperatura-tiempo de defrost, que fueron extraídas del programa SITRAD LOCAL 4.11.

a) Gráfica de resultados en la cámara 1

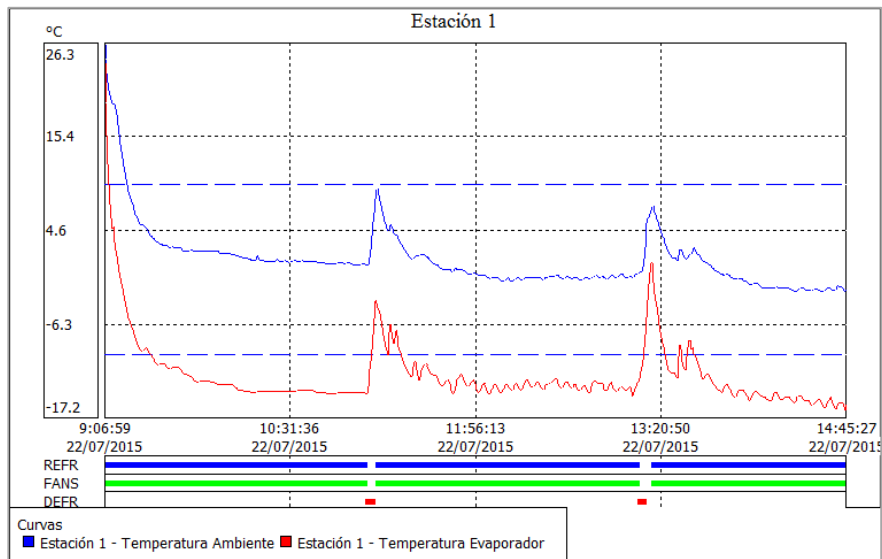


Gráfico 23: Temperatura – tiempo de la cámara 1
Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

b) Resultados técnicos en la cámara 1

Full Gauge Controls - Informe de Supervisión - Resumen

TC-900 clock - Estación 1

Período de supervisión: 22/07/2015 9:06:59 hasta 22/07/2015 17:29:31

Temp Ambiente:

Mínimo = -3.3 °C Máximo = 26.3 °C Mediano = 1.4 °C
Desviación estándar = 3.5 °C Coeficiente de variación = 256.4%.

Temp Evaporador:

Mínimo = -17.2 °C Máximo = 24.1 °C Mediano = -11.7 °C
Desviación estándar = 4.6 °C Coeficiente de variación = -39.5%.

REFR: Tiempo conectado = 08h00m43s; Tiempo desconectado = 00h21m48s.

FANS: Tiempo conectado = 08h00m43s; Tiempo desconectado = 00h21m48s.

DEFER: Tiempo conectado = 00h06m34s; Tiempo desconectado = 08h15m57s.

Tiempo en Refrigeración: 08h02m44s

Tiempo en Deshielo: 00h09m08s

Tiempo en Drenaje: 00h10m39s

Tiempo sin supervisión: 00h00m00s

c) Gráfica de resultados cámara 2

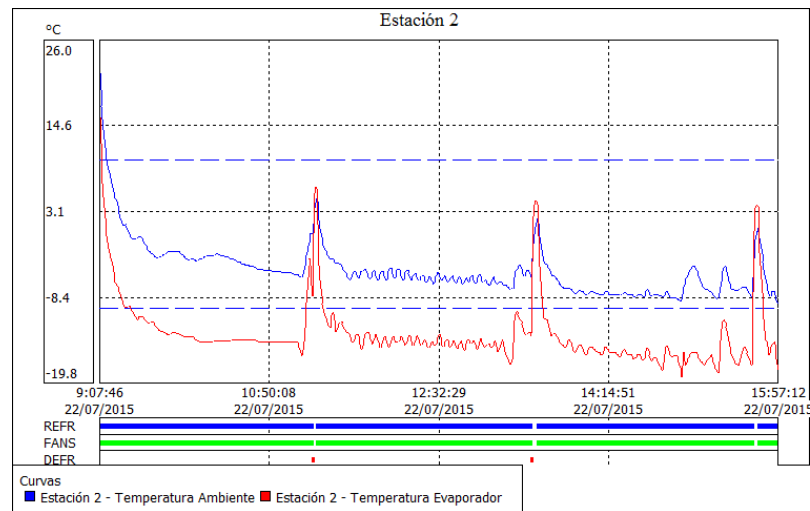


Gráfico 24: Temperatura – tiempo de la cámara 2

Elaborado por: Álava Macías Víctor – Cornejo Delgado Pablo

d) Resultados técnicos de la cámara 2

Full Gauge Controls - Informe de Supervisión - Resumen

TC-900 clock - Estación 2

Período de supervisión: 22/07/2015 9:06:59 hasta 22/07/2015 17:29:59

Temp Ambiente:

Mínimo = -10.9 °C Máximo = 26.0 °C Mediano = -5.3 °C
Desviación estándar = 3.8 °C Coeficiente de variación = -73.0%.

Temp Evaporador:

Mínimo = -19.3 °C Máximo = 24.0 °C Mediano = -13.8 °C
Desviación estándar = 4.4 °C Coeficiente de variación = -32.2%.

REFR: Tiempo conectado = 07h57m44s; Tiempo desconectado = 00h25m15s.

FANS: Tiempo conectado = 07h56m44s; Tiempo desconectado = 00h26m16s.

DEFR: Tiempo conectado = 00h00m00s; Tiempo desconectado = 08h23m00s.

Tiempo en Refrigeración: 08h13m53s

Tiempo en Deshielo: 00h01m00s

Tiempo en Drenaje: 00h08m05s

Tiempo sin supervisión: 00h00m00s

4.3.2 Análisis del defrost en las cámaras

Se detallaran los análisis de los diferentes métodos de defrost.

4.3.2.1 Defrost por resistencia eléctrica (Cámara 1)

Para el análisis del defrost por resistencia eléctrica (cámara 1) se consideran los siguientes aspectos:

a) Consumo eléctrico generado

El consumo energético generado por el defrost de resistencia eléctrica considera los siguientes elementos, los mismos que se utilizaron en este tipo de descongelamiento.

Tabla 37: Elementos utilizados en el defrost por resistencia eléctrica

ELEMENTOS	POTENCIA	HORAS DE TRABAJO POR DÍA
Válvula solenoide de refrigeración	17 W	16 horas
Resistencia eléctrica	286 W	0.3 horas

Autores: Álava Macías Víctor y Cornejo Delgado Pablo

Con los datos detallados en la tabla 37, se encuentran los costos generados por el defrost de resistencia eléctrica a largo plazo (1 año), de la siguiente manera:

Se multiplica la potencia de cada elemento por sus respectivas horas de trabajo diaria.

$$17 \text{ W} \times 16 \text{ horas} = 272 \text{ Wh/día}$$

$$286 \text{ W} \times 0.3 \text{ horas} = 85.8 \text{ Wh/día}$$

Para obtener el valor anual del consumo energético, se multiplica el valor anterior por el número de días que tiene un año.

$$272 \text{ Wh/día} \times 365 \text{ días/año} = 99280 \text{ Wh/año} = 99.28 \text{ kWh/año}$$

$$85.8 \text{ Wh/día} \times 365 \text{ días/año} = 31317 \text{ Wh/año} = 31.317 \text{ kWh/año}$$

Se conoce que el kWh en la ciudad de manta tiene un valor económico de \$0.11, con este dato se obtiene el valor económico generado por el defrost de resistencia eléctrica en el periodo de tiempo estimado anteriormente.

$$99.28 \text{ kWh/año} \times \$0.11/\text{kWh} = \$10.92/\text{año}$$

$$31.317 \text{ kWh/año} \times \$0.11/\text{kWh} = \$3.44/\text{año}$$

Por lo tanto el consumo total generado por el defrost de resistencia eléctrica es:

$$\$14.36/\text{año}$$

b) Costos de los elementos utilizados

Se consideran los elementos necesarios para el funcionamiento del defrost por resistencia eléctrica, los cuales son:

Tabla 38: Costos de los Elementos utilizados en el defrost por resistencia eléctrica

Elementos	Costo
Válvula solenoide de refrigeración	\$ 85
Resistencia eléctrica	\$ 12
Válvula cheque	\$ 41
Cables y accesorios	\$ 15
Costo total	\$ 153

Autores: Álava Macías Víctor y Cornejo Delgado Pablo

4.3.2.2 Defrost por gas caliente (Cámara 2)

Para el análisis del defrost por gas caliente (cámara 2) se consideran los siguientes aspectos:

a) Consumo eléctrico generado

Para determinar el consumo energético generado por el defrost de gas caliente intervienen los siguientes elementos:

Tabla 39 Elementos utilizados en el defrost por gas caliente

ELEMENTOS	POTENCIA	HORAS DE TRABAJO POR DÍA
Válvula solenoide de refrigeración	17 W	16 horas
Válvula solenoide de defrost	17 W	0.033 horas

Autores: Álava Macías Víctor y Cornejo Delgado Pablo

Con los datos detallados en la tabla 39, se encuentran los costos generados por el defrost de gas caliente a largo plazo (1 año), de la siguiente manera:

Se multiplica la potencia de cada elemento por sus respectivas horas de trabajo diaria.

$$17 \text{ W} \times 16 \text{ horas} = 272 \text{ Wh/día}$$

$$17 \text{ W} \times 0.033 \text{ horas} = 0.561 \text{ Wh/día}$$

Para obtener el valor anual del consumo energético, se multiplica el valor anterior por el número de días que tiene un año.

$$272 \text{ Wh/día} \times 365 \text{ días/año} = 99280 \text{ Wh/año} = 99.28 \text{ kWh/año}$$

$$0.561 \text{ Wh/día} \times 365 \text{ días/año} = 204.765 \text{ Wh/año} = 0.204 \text{ kWh/año}$$

Se conoce que el kWh en la ciudad de manta tiene un valor económico de \$0.11, con este dato se obtiene el valor económico generado por el defrost de gas caliente en el periodo de tiempo estimado anteriormente.

$$99.28 \text{ kWh/año} \times \$0.11/\text{kWh} = \$10.92/\text{año}$$

$$0.204 \text{ kWh/año} \times \$0.11/\text{kWh} = \$0.022/\text{año}$$

Por lo tanto el consumo total generado por el defrost por gas caliente es:
\$10.94/año

b) Costos de los elementos utilizados

Se consideran los elementos necesarios para el funcionamiento del defrost por gas caliente, los cuales son:

Tabla 40: Costos de los elementos utilizados en el defrost por gas caliente

ELEMENTOS	COSTO
Válvula solenoide de refrigeración	\$ 85
Válvula solenoide de defrost	\$ 85
Válvula cheque	\$ 41
Manómetro de alta	\$ 5
Cañerías de cobre y accesorios	\$ 9
Costo total	225

Autores: Álava Macías Víctor y Cornejo Delgado Pablo

4.3.3 Análisis económicos de los dos métodos de defrost

Para el análisis económico de los dos métodos de defrost se consideran los siguientes puntos:

4.3.3.1 Análisis del Consumo eléctrico generado

Con los valores del consumo económico total generado por los métodos de defrost por resistencia eléctrica y gas caliente se realiza el siguiente análisis económico que permite determinar el mejor método en cuanto ahorro se refiere.

Tabla 41: Costos del consumo eléctrico por año en los métodos de defrost

MÉTODOS DE DEFROST	CONSUMO GENERADO
Resistencia eléctrica	\$ 14.36/año
Gas caliente	\$ 10.94/año

Autores: Álava Macías Víctor y Cornejo Delgado Pablo

Con los datos reflejados en la tabla 41 se determina que el consumo eléctrico del defrost por resistencia eléctrica supera por \$3.42 USD al consumo eléctrico generado por el defrost por gas caliente.

4.3.3.2 Análisis de costos de los elementos utilizados

Una vez obtenido el valor económico de los elementos utilizados en cada método de defrost (resistencia eléctrica y gas caliente), se realiza el análisis que permita determinar el método más accesible en cuanto ahorro se refiere.

Tabla 42: Costos de los elementos utilizados en los métodos de defrost

MÉTODOS DE DEFROST	COSTO TOTAL GENERADO
Resistencia eléctrica	\$ 153
Gas caliente	\$ 225

Autores: Álava Macías Víctor y Cornejo Delgado Pablo

Con los datos reflejados en la tabla 42 se determina que el costo de los elementos utilizados por el método de gas caliente supera \$ 72 USD al costo económico de los elementos utilizados por el defrost de resistencia eléctrica.

4.3.4 Análisis e interpretación de los resultados de los métodos de defrost

- Los métodos de defrost por gas caliente y resistencia eléctrica ofrecen importantes beneficios para las instalaciones frigoríficas industriales, porque evitan la acumulación de escarcha excesiva (hielo) en los evaporadores; que al no ser corregidos a tiempo actúa como resistencia térmica aumentando de esta manera la temperatura de su superficie externa.
- En la tabla 42 se detallan los costos de instalación de cada método de defrost; donde el método de resistencia eléctrica presenta un costo total de \$153 y para el defrost por gas caliente se genera un costo total de \$225; donde se

constata claramente que el costo del segundo método es más elevado que el primero debido a que utiliza más elementos para su ensamblaje.

- Sin embargo, se observa en la tabla 41, que los costos por consumo eléctrico anual en los dos métodos de defrost son: para resistencia eléctrica \$ 14.36 y por gas caliente \$ 10.94. Con estos resultados se deduce que el método por resistencia eléctrica es barato en costos de instalación pero su consumo energético es alto, lo que conlleva a analizar el uso de este método en instalaciones de gran potencia. En lo que respecta al método defrost por gas caliente, este tiene un costo de instalación alto, pero su consumo energético es bajo, generando una recuperación del capital invertido a largo plazo.
- Es importante resaltar que de acuerdo a las observaciones realizadas en las pruebas de funcionamiento de los métodos de defrost en el sistema de frío, se constata que el método de gas caliente es más eficiente porque elimina más cantidad de escarcha en menor tiempo porque el calor ingresa internamente en el serpentín del evaporador, durante los ensayos realizados se constató que el defrost por gas caliente elimino en un tiempo de 15 seg. la misma cantidad de escarcha que por el método de resistencia eléctrica lo hizo en 145 seg.

4.4 Programación del controlador lógico programable

Existen dos maneras para la programación del controlador lógico programable, que son: manual (directa en el PLC) y mediante un ordenador a través del programa LOGO!Soft Comfort V7.0.

Entre ambos métodos se optó por delimitar los parámetros de trabajo de manera práctica y sencilla, es decir por medio del software antes indicado. El esquema trazado se muestra en el Anexo 35. La programación de la computadora al PLC se realizó por medio de un cable con los terminales específicos, para el controlador lógico programable seleccionado como se muestra en el Anexo 36.

4.4.1 Condiciones para la activación/desactivación de alarmas

Las condiciones para que se activen las alarmas visual y sonora son las siguientes:

- Cualquiera de las dos puertas de las cámaras esté abierta por más de 8 segundos.
- Cualquier puerta se abra y cierre simultáneamente más de 5 veces.
- Cuando las dos puertas de las cámaras permanezcan abiertas.

Se desactivarán las alarmas en el momento en que se cierre una o ambas puertas siempre y cuando algunas de las condiciones nombradas anteriormente lo requieran.

4.4.2 Pruebas de funcionamiento

Para la prueba de funcionamiento del PLC es necesario que el equipo esté encendido (Guía de operación – Anexo 37), una vez cumplida con esta condición se verificó que las alarmas (visual y sonora) se activen/desactiven según las condiciones nombradas anteriormente.

4.4.3 Análisis e interpretación de las pruebas de funcionamiento del PLC

Al finalizar las respectivas pruebas de funcionamiento de las alarmas (visual y sonora) controladas a través del PLC, se comprueba que es importante evitar la apertura indebida de las puertas de las cámaras frigoríficas, ya que al no existir un control pertinente en éstas, se produce el ingreso de carga térmica innecesaria en el interior del recinto enfriado, lo que ocasiona un mayor trabajo del compresor y elevado consumo eléctrico; además, la apertura indebida en las puerta incide negativamente en los productos refrigerados porque estos se verían afectados por el exceso de calor y humedad.

CONCLUSIONES

- Se consiguió diseñar, calcular y construir una instalación frigorífica con incorporación de un software y un PLC que permiten controlar el método de defrost en los evaporadores y la apertura indebida en las puertas de las cámaras frigoríficas.
- Después de realizar pruebas de funcionamiento se logró identificar, analizar y determinar el costo/beneficio de los métodos de defrost por gas caliente y resistencia eléctrica, cuyos resultados determinaron que la inversión al implementar el descongelamiento por gas caliente se recuperará a futuro al considerar su bajo consumo energético y por consiguiente supera las expectativas técnicas y económicas en relación al método por resistencia
- Los módulos de automatización utilizados en los sistemas frigoríficos optimizan la eficiencia de los equipos así como también permiten monitorear de manera presencial y a distancia el funcionamiento y el cumplimiento de los parámetros de trabajo de la instalación frigorífica.
- El descongelamiento por gas caliente permite eliminar la escarcha formada en el evaporador en menor tiempo en relación al defrost por resistencia eléctrica, con esto se permite maximizar el ahorro de energía eléctrica y permite la conservación de los productos almacenados en la cámara frigorífica.

RECOMENDACIONES

- Es importante que las empresas consideren la utilización de módulos de automatización (PLC y full gauge), con la finalidad de evitar el ingreso de carga térmica innecesaria en las cámaras de frío y lograr un control permanente en el funcionamiento de las mismas.
- Antes de iniciar con la construcción de un sistema de frío, se debe diseñar y establecer parámetros en el ciclo de refrigeración, y obtener las variables necesarias para el cálculo de las cargas térmicas y entalpías que ayudarán a seleccionar el equipo apropiado en un sistema de frío.
- Previa construcción de la estructura metálica se recomienda utilizar las medidas establecidas en el diseño; en cuanto al ensamblaje es importante ubicar apropiadamente los elementos y seguir la dirección del circuito de refrigeración, ya que al no ser realizado de manera correcta se eleva el valor de las presiones y se incrementa la vulnerabilidad en el equipo.
- Se recomienda a las industrias utilizar el sistema de defrost por gas caliente, debido a su alta eficiencia al momento de realizar el proceso de desescarche de los evaporadores, los resultados del estudio demuestran que este método reduce el costo de consumo energético y ayuda a la conservación de los productos almacenados.

BIBLIOGRAFÍA

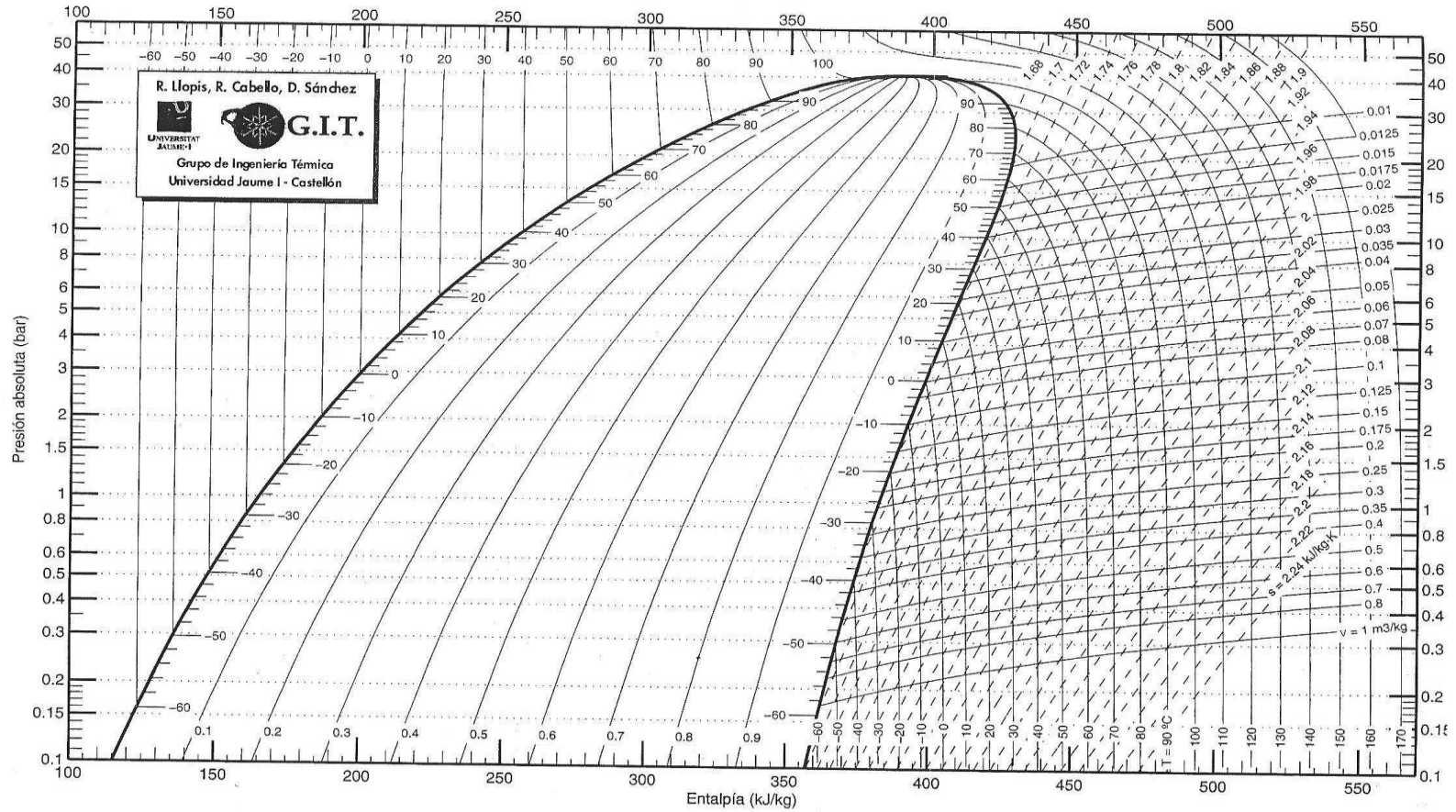
- Acebo, M. (2014). *Mantenimiento de sistemas de climatización. TMVG0209*. España: IC.
- Aguinaga, A. (2009). *Automatización e Instrumentos*. Quito - Ecuador: Escuela Politécnica Nacional.
- Barber, P. (2008). *Maquinarias de obras públicas III: Maquinaria específica. Elementos auxiliares*. (Vol. III). España: ECU.
- Cengel, Y., & Boles, M. (2009). *Termodinámica*. (Sexta ed., Vol. 5). (C. 11, Ed.) España: Mc. Graw Hill.
- Daneri, P. (2008). *Automatización y control industrial*. Argentina: Hispano Americana HASA.
- Danfoss. (2007). *Consejos e indicaciones prácticas para la instalación*. Folleto Técnico Danfoss regulador de presión.
- DANFOSS. (Marzo de 2015). *danfoss*. Recuperado el 25 de julio de 2015, de <https://www.danfoss.com/>
- EMERSON. (Febrero de 2012). *emersonclimate*. Obtenido de http://www.emersonclimate.com/es-LA/brands/emerson/Pages/Emerson_Valves_Controls_System_Protectors.aspx
- EVERVELL. (2010). *everwell*. Recuperado el 25 de julio de 2015, de <https://www.everwellparts.com>
- Franco, L. (2012). *Manual de refrigeración*. España: Reverté.
- González, C. (2012). *Refrigeración industrial: Montaje y mantenimiento de instalaciones frigoríficas*. España: Web. .
- González, S. (2012). *Refrigeración Industrial: Montaje y mantenimiento de instalaciones frigoríficas*. España: Retrieved.
- Hermosa, A. (2012). *Electrónica Aplicada*. Barcelona: Marcombo.
- Jiménez, B., & Gutiérrez, T. (2014). *Termodinámica*. México: Larousse - Grupo editorial Patria.
- Jutglar, L., & Miranda, L. (2008). *Técnicas de refrigeración*. Barcelona: Marcombo.

- Lijó, F., & Manue, J. (2012). *Manual de refrigeración*. España: Reverté.
- López, L. (2010). *Temas de Física*. España: Club Universitario.
- MIDUVI. (Quito de Abril de 2011). Eficiencia energética en la Construcción en Ecuador. *Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda*. Ecuador: Cámara de la Construcción Quito.
- Miranda, Á. (2012). *Manual técnico de refrigerantes*. España: Marcombo.
- Moraza, J. (12 de Noviembre de 2012). *Controladores Programables*. Recuperado el 14 de octubre de 2014, de <http://1521473.blogspot.com/2012/11/26-controladores-programable.html>
- Pradero, M. (2014). *Montaje y mantenimiento de instalaciones frigoríficas industriales*. España: Paraninfo.
- Rapin, P. (2002). *Prontuario del frío*. (Tercera ed.). Barcelona: Reverté.
- Rapín, P., & Jacquard, P. (2001). *Formulario del frío*. México: Alfaomega.
- Sanz, F., & Sanz, D. (2014). *Control de Refrigeración*. Madrid: UNED.
- SPORLAN. (marzo de 2011). *Catálogo de Refrigeración y aire acondicionado de Parker Sporlan*. Italia: www.parker.com/race.
- Tecumseh. (2012). *Compresores y unidades condensadoras. Tablas de aplicación*. Brasil.
- Termodinámica. (2007). *Cengel, Yunus; b* (Quinta ed.). México: Mc-GrawHill.
- Thermo-Coil. (2007). *termocoil*. Obtenido de www.thermocoil.com
- Valycontrol, S. (2002). *Manual de refrigeración*.

ANEXOS

Anexo 1: Diagrama Ph del refrigerante 134a

R134a (1,1,1,2 Tetrafluoroetano)



Fuente: <http://www.scalofrios.es/frio/Mollier/R134a.jpg>

Anexo 2: Propiedades del refrigerante 134a saturado

TABLA A-11

Refrigerante 134a saturado. Tabla de temperatura

Temp., sat., T °C	Pres. sat., P _{sat} kPa	Volumen específico, m ³ /kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
		Líquido sat., v _f	Vapor sat., v _g	Líquido sat., u _f	Evap., u _{fg}	Vapor sat., u _g	Líquido sat., h _f	Evap., h _{fg}	Vapor sat., h _g	Líquido sat., s _f	Evap., s _{fg}	Vapor sat., s _g
-40	51.25	0.0007054	0.36081	-0.036	207.40	207.37	0.000	225.86	225.86	0.00000	0.96866	0.96866
-38	56.86	0.0007083	0.32732	2.475	206.04	208.51	2.515	224.61	227.12	0.01072	0.95511	0.96584
-36	62.95	0.0007112	0.29751	4.992	204.67	209.66	5.037	223.35	228.39	0.02138	0.94176	0.96315
-34	69.56	0.0007142	0.27090	7.517	203.29	210.81	7.566	222.09	229.65	0.03199	0.92859	0.96058
-32	76.71	0.0007172	0.24711	10.05	201.91	211.96	10.10	220.81	230.91	0.04253	0.91560	0.95813
-30	84.43	0.0007203	0.22580	12.59	200.52	213.11	12.65	219.52	232.17	0.05301	0.90278	0.95579
-28	92.76	0.0007234	0.20666	15.13	199.12	214.25	15.20	218.22	233.43	0.06344	0.89012	0.95356
-26	101.73	0.0007265	0.18946	17.69	197.72	215.40	17.76	216.92	234.68	0.07382	0.87762	0.95144
-24	111.37	0.0007297	0.17395	20.25	196.30	216.55	20.33	215.59	235.92	0.08414	0.86527	0.94941
-22	121.72	0.0007329	0.15995	22.82	194.88	217.70	22.91	214.26	237.17	0.09441	0.85307	0.94748
-20	132.82	0.0007362	0.14729	25.39	193.45	218.84	25.49	212.91	238.41	0.10463	0.84101	0.94564
-18	144.69	0.0007396	0.13583	27.98	192.01	219.98	28.09	211.55	239.64	0.11481	0.82908	0.94389
-16	157.38	0.0007430	0.12542	30.57	190.56	221.13	30.69	210.18	240.87	0.12493	0.81729	0.94222
-14	170.93	0.0007464	0.11597	33.17	189.09	222.27	33.30	208.79	242.09	0.13501	0.80561	0.94063
-12	185.37	0.0007499	0.10736	35.78	187.62	223.40	35.92	207.38	243.30	0.14504	0.79406	0.93911
-10	200.74	0.0007535	0.099516	38.40	186.14	224.54	38.55	205.96	244.51	0.15504	0.78263	0.93766
-8	217.08	0.0007571	0.092352	41.03	184.64	225.67	41.19	204.52	245.72	0.16498	0.77130	0.93629
-6	234.44	0.0007608	0.085802	43.66	183.13	226.80	43.84	203.07	246.91	0.17489	0.76008	0.93497
-4	252.85	0.0007646	0.079804	46.31	181.61	227.92	46.50	201.60	248.10	0.18476	0.74896	0.93372
-2	272.36	0.0007684	0.074304	48.96	180.08	229.04	49.17	200.11	249.28	0.19459	0.73794	0.93253
0	293.01	0.0007723	0.069255	51.63	178.53	230.16	51.86	198.60	250.45	0.20439	0.72701	0.93139
2	314.84	0.0007763	0.064612	54.30	176.97	231.27	54.55	197.07	251.61	0.21415	0.71616	0.93031
4	337.90	0.0007804	0.060338	56.99	175.39	232.38	57.25	195.51	252.77	0.22387	0.70540	0.92927
6	362.23	0.0007845	0.056398	59.68	173.80	233.48	59.97	193.94	253.91	0.23356	0.69471	0.92828
8	387.88	0.0007887	0.052762	62.39	172.19	234.58	62.69	192.35	255.04	0.24323	0.68410	0.92733
10	414.89	0.0007930	0.049403	65.10	170.56	235.67	65.43	190.73	256.16	0.25286	0.67356	0.92641
12	443.31	0.0007975	0.046295	67.83	168.92	236.75	68.18	189.09	257.27	0.26246	0.66308	0.92554
14	473.19	0.0008020	0.043417	70.57	167.26	237.83	70.95	187.42	258.37	0.27204	0.65266	0.92470
16	504.58	0.0008066	0.040748	73.32	165.58	238.90	73.73	185.73	259.46	0.28159	0.64230	0.92389
18	537.52	0.0008113	0.038271	76.08	163.88	239.96	76.52	184.01	260.53	0.29112	0.63198	0.92310

TABLA A-11

Refrigerante 134a saturado. Tabla de temperatura (conclusión)

Temp., sat., T °C	Pres. sat., P _{sat} kPa	Volumen específico, m ³ /kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
		Líquido sat., v _f	Vapor sat., v _g	Líquido sat., u _f	Evap., u _{fg}	Vapor sat., u _g	Líquido sat., h _f	Evap., h _{fg}	Vapor sat., h _g	Líquido sat., s _f	Evap., s _{fg}	Vapor sat., s _g
20	572.07	0.0008161	0.035969	78.86	162.16	241.02	79.32	182.27	261.59	0.30063	0.62172	0.92234
22	608.27	0.0008210	0.033828	81.64	160.42	242.06	82.14	180.49	262.64	0.31011	0.61149	0.92160
24	646.18	0.0008261	0.031834	84.44	158.65	243.10	84.98	178.69	263.67	0.31958	0.60130	0.92088
26	685.84	0.0008313	0.029976	87.26	156.87	244.12	87.83	176.85	264.68	0.32903	0.59115	0.92018
28	727.31	0.0008366	0.028242	90.09	155.05	245.14	90.69	174.99	265.68	0.33846	0.58102	0.91948
30	770.64	0.0008421	0.026622	92.93	153.22	246.14	93.58	173.08	266.66	0.34789	0.57091	0.91879
32	815.89	0.0008478	0.025108	95.79	151.35	247.14	96.48	171.14	267.62	0.35730	0.56082	0.91811
34	863.11	0.0008536	0.023691	98.66	149.46	248.12	99.40	169.17	268.57	0.36670	0.55074	0.91743
36	912.35	0.0008595	0.022364	101.55	147.54	249.08	102.33	167.16	269.49	0.37609	0.54066	0.91675
38	963.68	0.0008657	0.021119	104.45	145.58	250.04	105.29	165.10	270.39	0.38548	0.53058	0.91606
40	1017.1	0.0008720	0.019952	107.38	143.60	250.97	108.26	163.00	271.27	0.39486	0.52049	0.91536
42	1072.8	0.0008786	0.018855	110.32	141.58	251.89	111.26	160.86	272.12	0.40425	0.51039	0.91464
44	1130.7	0.0008854	0.017824	113.28	139.52	252.80	114.28	158.67	272.95	0.41363	0.50027	0.91391
46	1191.0	0.0008924	0.016853	116.26	137.42	253.68	117.32	156.43	273.75	0.42302	0.49012	0.91315
48	1253.6	0.0008996	0.015939	119.26	135.29	254.55	120.39	154.14	274.53	0.43242	0.47993	0.91236
52	1386.2	0.0009150	0.014265	125.33	130.88	256.21	126.59	149.39	275.98	0.45126	0.45941	0.91067
56	1529.1	0.0009317	0.012771	131.49	126.28	257.77	132.91	144.38	277.30	0.47018	0.43863	0.90880
60	1682.8	0.0009498	0.011434	137.76	121.46	259.22	139.36	139.10	278.46	0.48920	0.41749	0.90669
65	1891.0	0.0009750	0.009950	145.77	115.05	260.82	147.62	132.02	279.64	0.51320	0.39039	0.90359
70	2118.2	0.0010037	0.008642	154.01	108.14	262.15	156.13	124.32	280.46	0.53755	0.36227	0.89982
75	2365.8	0.0010372	0.007480	162.53	100.60	263.13	164.98	115.85	280.82	0.56241	0.33272	0.89512
80	2635.3	0.0010772	0.006436	171.40	92.23	263.63	174.24	106.35	280.59	0.58800	0.30111	0.88912
85	2928.2	0.0011270	0.005486	180.77	82.67	263.44	184.07	95.44	279.51	0.61473	0.26644	0.88117
90	3246.9	0.0011932	0.004599	190.89	71.29	262.18	194.76	82.35	277.11	0.64336	0.22674	0.87010
95	3594.1	0.0012933	0.003726	202.40	56.47	258.87	207.05	65.21	272.26	0.67578	0.17711	0.85289
100	3975.1	0.0015269	0.002630	218.72	29.19	247.91	224.79	33.58	258.37	0.72217	0.08999	0.81215

Fuente: Las tablas A-11 a A-13 se generaron utilizando el programa para resolver ecuaciones de ingeniería (EES) desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. La rutina utilizada en los cálculos es la R134a, la cual está basada en la ecuación fundamental de estado desarrollada por R. Tillner-Roth y H. D. Baehr, "An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroetano (HFC-134a) for temperatures from 170 K to 455 K and pressures up to 70 MPa", J. Phys. Chem. Ref. Data, Vol. 23, No. 5, 1994. Los valores de entalpía y entropía para el líquido saturado son cero a -40°C (y -40°F).

Fuente: (Termodinámica, 2007; p.902-903)

Anexo 3: Propiedades del refrigerante 134a sobrecalentado

Refrigerante 134a sobrecalentado

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
P = 0.06 MPa (T _{sat} = -36.95°C)				P = 0.10 MPa (T _{sat} = -26.37°C)				P = 0.14 MPa (T _{sat} = -18.77°C)				
Sat.	0.31121	209.12	227.79	0.9644	0.19254	215.19	234.44	0.9518	0.14014	219.54	239.16	0.9446
-20	0.33608	220.60	240.76	1.0174	0.19841	219.66	239.50	0.9721	0.14605	225.91	246.36	0.9724
-10	0.35048	227.55	248.58	1.0477	0.20743	226.75	247.49	1.0030	0.15908	240.66	262.93	1.0331
0	0.36476	234.66	256.54	1.0774	0.21630	233.95	255.58	1.0332	0.16544	248.22	271.38	1.0624
10	0.37893	241.92	264.66	1.1066	0.22506	241.30	263.81	1.0628	0.17172	255.93	279.97	1.0912
15	0.39302	249.35	272.94	1.1353	0.23373	248.79	272.17	1.0918	0.17794	263.79	288.70	1.1195
20	0.40705	256.95	281.37	1.1636	0.24233	256.44	280.68	1.1203	0.18412	271.79	297.57	1.1474
30	0.44075	289.97	307.66	1.2463	0.25937	272.22	298.16	1.1762	0.19025	279.96	306.59	1.1749
40	0.43495	272.64	298.74	1.2191	0.26783	280.35	307.13	1.2035	0.19635	288.28	315.77	1.2020
50	0.44883	280.73	307.66	1.2463	0.27626	288.64	316.26	1.2305	0.20242	296.75	325.09	1.2288
60	0.46269	288.99	316.75	1.2732	0.28465	297.08	325.55	1.2572	0.20847	305.38	334.57	1.2553
70	0.47651	297.41	326.00	1.2997	0.29303	305.69	334.99	1.2836	0.21449	314.17	344.20	1.2814
80	0.49032	306.00	335.42	1.3260	0.30138	314.46	344.60	1.3096				
90	0.50410	314.74	344.99	1.3520								
P = 0.18 MPa (T _{sat} = -12.73°C)				P = 0.20 MPa (T _{sat} = -10.09°C)				P = 0.24 MPa (T _{sat} = -5.38°C)				
Sat.	0.11041	222.99	242.86	0.9397	0.09987	224.48	244.45	0.9377	0.08390	227.14	247.28	0.9346
-10	0.11189	225.02	245.16	0.9484	0.09991	224.55	244.54	0.9380	0.08617	231.29	251.97	0.9519
0	0.11722	232.48	253.58	0.9798	0.10481	232.09	253.05	0.9698	0.09026	238.98	260.65	0.9831
10	0.12240	240.00	262.04	1.0102	0.10955	239.67	261.58	1.0004	0.09423	246.74	269.36	1.0134
20	0.12748	247.64	270.59	1.0399	0.11418	247.35	270.18	1.0303	0.09812	254.61	278.16	1.0429
30	0.13248	255.41	279.25	1.0690	0.11874	255.14	278.89	1.0595	0.10193	262.59	287.06	1.0718
40	0.13741	263.31	288.05	1.0975	0.12322	263.08	287.72	1.0882	0.10570	270.71	296.08	1.1001
50	0.14230	271.36	296.98	1.1256	0.12766	271.15	296.68	1.1163	0.10942	278.97	305.23	1.1280
60	0.14715	279.56	306.05	1.1532	0.13206	279.37	305.78	1.1441	0.11310	287.36	314.51	1.1554
70	0.15196	287.91	315.27	1.1805	0.13641	287.73	315.01	1.1714	0.11675	295.91	323.93	1.1825
80	0.15673	296.42	324.63	1.2074	0.14074	296.25	324.40	1.1983	0.12038	304.60	333.49	1.2092
90	0.16149	305.07	334.14	1.2339	0.14504	304.92	333.93	1.2249	0.12398	313.44	343.20	1.2356
100	0.16622	313.88	343.80	1.2602	0.14933	313.74	343.60	1.2512				
P = 0.28 MPa (T _{sat} = -1.25°C)				P = 0.32 MPa (T _{sat} = 2.46°C)				P = 0.40 MPa (T _{sat} = 8.91°C)				
Sat.	0.07235	229.46	249.72	0.9321	0.06360	231.52	251.88	0.9301	0.051201	235.07	255.55	0.9269
0	0.07282	230.44	250.83	0.9362	0.06609	237.54	258.69	0.9544	0.051506	235.97	256.58	0.9305
10	0.07646	238.27	259.68	0.9680	0.06925	245.50	267.66	0.9856	0.054213	244.18	265.86	0.9628
20	0.07997	246.13	268.52	0.9987	0.07231	253.50	276.65	1.0157	0.056796	252.36	275.07	0.9937
30	0.08338	254.06	277.41	1.0285	0.07530	261.60	285.70	1.0451	0.059292	260.58	284.30	1.0236
40	0.08672	262.10	286.38	1.0576	0.07823	269.82	294.85	1.0739	0.061724	268.90	293.59	1.0528
50	0.09000	270.27	295.47	1.0862	0.08111	278.15	304.11	1.1021	0.064104	277.32	302.96	1.0814
60	0.09324	278.56	304.67	1.1142	0.08395	286.62	313.48	1.1298	0.066443	285.86	312.44	1.1094
70	0.09644	286.99	314.00	1.1418	0.08675	295.22	322.98	1.1571	0.0688747	294.53	322.02	1.1369
80	0.09961	295.57	323.46	1.1690	0.08953	303.97	332.62	1.1840	0.071023	303.32	331.73	1.1640
90	0.10275	304.29	333.06	1.1958	0.09229	312.86	342.39	1.2105	0.073274	312.26	341.67	1.1907
100	0.10587	313.15	342.80	1.2222	0.09503	321.89	352.30	1.2367	0.075504	321.33	351.53	1.2171
110	0.10897	322.16	352.68	1.2483	0.09775	331.02	362.35	1.2626	0.077717	330.55	361.63	1.2431
120	0.11205	331.32	362.70	1.2742	0.10045	340.39	372.54	1.2882	0.079913	339.90	371.87	1.2688
130	0.11512	340.63	372.87	1.2997	0.10314	349.86	382.87	1.3135	0.082096	349.41	382.24	1.2942
140	0.11818	350.09	383.18	1.3250								

Refrigerante 134a sobrecalentado (conclusión)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
P = 0.50 MPa (T _{sat} = 15.71°C)				P = 0.60 MPa (T _{sat} = 21.55°C)				P = 0.70 MPa (T _{sat} = 26.69°C)				
Sat.	0.041118	238.75	259.30	0.9240	0.034295	241.83	262.40	0.9218	0.029361	244.48	265.03	0.9199
20	0.042115	242.40	263.46	0.9383	0.035984	249.22	270.81	0.9499	0.029966	247.48	268.45	0.9313
30	0.04338	250.84	273.01	0.9703	0.037865	257.86	280.58	0.9816	0.031696	256.39	278.57	0.9641
40	0.044656	259.26	282.48	1.0011	0.039659	266.48	290.28	1.0121	0.033322	265.20	288.53	0.9954
50	0.045899	267.72	291.96	1.0309	0.041389	275.15	299.98	1.0417	0.034875	274.01	298.42	1.0256
60	0.050485	276.25	301.50	1.0599	0.043069	283.89	309.73	1.0705	0.036373	282.87	308.33	1.0549
70	0.052427	284.89	311.10	1.0883	0.044710	292.73	319.55	1.0987	0.037829	291.80	318.28	1.0835
80	0.054331	293.64	320.80	1.1162	0.046318	301.67	329.46	1.1264	0.039250	300.82	328.29	1.1114
90	0.056205	302.51	330.61	1.1436	0.047900	310.73	339.47	1.1536	0.040642	309.95	338.40	1.1389
100	0.058053	311.50	340.53	1.1705	0.049458	319.91	349.59	1.1803	0.042010	319.19	348.60	1.1658
110	0.059880	320.63	350.57	1.1971	0.050997	329.23	359.82	1.2067	0.043358	328.55	358.90	1.1924
120	0.061687	329.89	360.73	1.2233	0.052519	338.67	370.18	1.2327	0.044688	338.04	369.32	1.2186
130	0.063479	339.29	371.03	1.2491	0.054027	348.25	380.66	1.2584	0.046004	347.66	379.86	1.2444
140	0.065256	348.83	381.46	1.2747	0.055522	357.96	391.27	1.2838	0.047306	357.41	390.52	1.2699
150	0.067021	358.51	392.02	1.2999	0.057006	367.81	402.01	1.3088	0.048597	367.29	401.31	1.2951
160	0.068775	368.33	402.72	1.3249								
P = 0.80 MPa (T _{sat} = 31.31°C)				P = 0.90 MPa (T _{sat} = 35.51°C)				P = 1.00 MPa (T _{sat} = 39.37°C)				
Sat.	0.025621	246.79	267.29	0.9183	0.022683	248.85	269.26	0.9169	0.020313	250.68	270.99	0.9156
40	0.027035	254.82	276.45	0.9480	0.023375	253.13	274.17	0.9327	0.020406	251.30	271.71	0.9179
50	0.028547	263.86	286.69	0.9802	0.024809	262.44	284.77	0.9660	0.021796	260.94	282.74	0.9525
60	0.029973	272.83	296.81	1.0110	0.026146	271.60	295.13	0.9976	0.023068	270.32	293.38	0.9850
70	0.031340	281.81	306.88	1.0408	0.027413	280.72	305.39	1.0280	0.024261	279.59	303.85	1.0160
80	0.032659	290.84	316.97	1.0698	0.028630	289.86	315.63	1.0574	0.025398	288.86	314.25	1.0458
90	0.033941	299.95	327.10	1.0981	0.029806	299.06	325.89	1.0860	0.026492	298.15	324.64	1.0748
100	0.035193	309.15	337.30	1.1258	0.030951	308.34	336.19	1.1140	0.027552	307.51	335.06	1.1031
110	0.036420	318.45	347.59	1.1530	0.032068	317.70	346.56	1.1414	0.028584	316.94	345.53	1.1308
120	0.037625	327.87	357.97	1.1798	0.033164	327.18	357.02	1.1684	0.029592	326.47	356.06	1.1580
130	0.038813	337.40	368.45	1.2061	0.034241	336.76	367.58	1.1949</				

Anexo 4: Tabla para la selección de compresores

Gas Refrigerante Refrigerant	Modelo del Compresor Compressor Model	Listado de Materiales Bill of Materials	Referencia Comercial Commercial Reference	Desplazamiento Displacement	50 Hz (ASHRAE)		60 Hz (ASHRAE)	
					Capacidad Frigorífica Cooling Capacity 7,2°C (45°F)	C.O.P.	Capacidad Frigorífica Cooling Capacity 7,2°C (45°F)	E.E.R.
					cm ³ /rev	W	W/W	Btu/h
R-134a	AZ0368Y	AZ415	1/8	3,40	333	1,19	1346	6,11
	AZ0374Y	AZ420	1/8	3,60	361	2,01	1403	6,61
	TPA9411Y	TP128	1/6	5,65	-	-	2529	8,07
	AEA3417Y	AE520	1/5	5,67	451	2,01	1960	6,53
	AZ0411Y	AZ440	1/5	5,59	547	1,41	2228	6,94
	AZ0413Y	AZ445	1/4	5,91	624	1,34	2522	6,88
	AE3425Y	-	1/4	6,69	-	-	2800	8,31
	AE3425Y (*)	AE530	1/4	7,57	674	1,95	2740	6,70
	AE4425Y	AE533	1/4	7,57	673	2,04	2740	6,43
	TPA9413Y	TP125	1/4	6,53	-	-	2969	7,45
	AE4430Y	-	1/4	8,02	826	2,46	3400	8,21
	AE4430Y (*)	AE540	1/3	8,85	797	2,03	3200	6,43
	TPA9415Y	TP126	1/3	7,28	796	2,38	3203	7,31
	TPA9417Y	TP127	1/3	8,37	906	2,32	3709	7,47
	TPA9419Y	TP118	1/3+	9,76	988	2,35	3934	7,63
	AE3440Y	AE635	1/3+	12,04	1054	2,00	4200	6,36
	AE4440Y	-	1/3	10,33	1069	2,39	4350	7,91
	AE4440Y (*)	AE630	1/3+	12,04	1055	2,00	4200	6,36
	TPA9421Y	TP119	1/2	10,87	1152	2,38	4383	7,70
	AE4448Y	AE660	1/2	14,17	1231	1,82	4900	6,43
TPA9423Y	TP117	1/2	12,48	1334	2,37	5151	7,97	
TYA4452Y	TY300	1/2	16,00	1391	2,10	5566	7,42	
TYA4466Y	TY301	2/3	18,80	1729	2,04	6983	7,69	
TYA4475Y	TY302	3/4	22,30	2080	2,52	8096	7,21	
TYA4489Y	TY303	7/8	26,00	2403	2,45	9513	7,39	

Fuente: (Tecumseh, 2012)

Anexo 5: Tabla para la selección de evaporadores

Modelo para bajas temperaturas descongelación eléctrica								
Ítem	modelo	Medidas (mm)			Caudal CFM	Ventilador N°x DIA (pulg).	Rendimiento (BTUH) DT=10°F	
		Largo	Alto	Ancho			Te=20°F	Te= -20°F
1	EB-SRD-1B	343	102	132	250	1X8	1500	1300
2	EB-SRD-2B	540	102	132	500	2X8	2700	2450
3	EB-SRD-3B	870	102	132	750	3X8	4230	3650

(Thermo-Coil, 2007)

Anexo 6: Evaporador instalado en cámara frigorífica



Anexo 7: Catálogo para la selección del Condensador

CARACTERÍSTICAS GENERALES								
Item	modelo	Referencia comercial	Medidas (mm)			Caudal CFM	Ventilador N°xDIA	Rendimiento BTUH
			Largo	Alto	Ancho			
1	CT-00027	1/5HP 2x9	266.6	239	85	300	1x8	2770
2	CT-00032	¼ HP 2x10.5	298.6	276	107	300	1x8	3220
3	CT-00035	¼ HP 2X12	336.6	276	107	300	1x8	3470
4	CT-00048	1/3 HP 3x10.5	298.6	276	107	450	1x10	4780
5	CT-00051	1/3 HP 3x12	336.6	276	107	450	1x10	5140
6	CT-00061	½ HP 4X10.5	304.6	283	131	450	1x10	6100
7	CT-00064	½ HP 4X10	342.6	283	131	450	1x10	6440
8	CT-00092	¾ HP	343	319	140	700	1x12	9220
9	CT-00139	1 HP	438	365	140	700	1x12	13900

Fuente: (Thermo-Coil, 2007)

Anexo 8: Catálogo para la selección de la válvula de expansión y orificio

CAPACIDAD EN KW PARA REFRIGERANTE R134a						
Tipo de válvula	Numero de orificio	Caída de presión ΔP (bar)				
		2	4	6	8	10
Temperatura de evaporación a -16°C						
TN2 / TEN2 – 0.11	0X	0.288	0.362	0.406	0.42	0.428
TN2 / TEN2 – 0.25	00	0.54	0.652	0.722	0.756	0.766
TN2 / TEN2 – 0.5	01	0.886	1.12	1.22	1.32	1.32

Anexo 9: Válvula de expansión



Anexo 10: Orificio 00 de la válvula de expansión



Anexo 11: Válvula de presión de evaporación



Anexo 12: Válvula de presión de evaporación



Anexo 13: Válvula de paso



Anexo 14: Válvula de retención



Anexo 15: Termostatos modelo TC 900Ri clock



Anexo 16: Conv32



Anexo 17: Presostato de alta



Anexo 18: Presostato de alta



Anexo 19: Recibidor de líquido



Anexo 20: Acumulador de succión



Anexo 21: Filtro secador



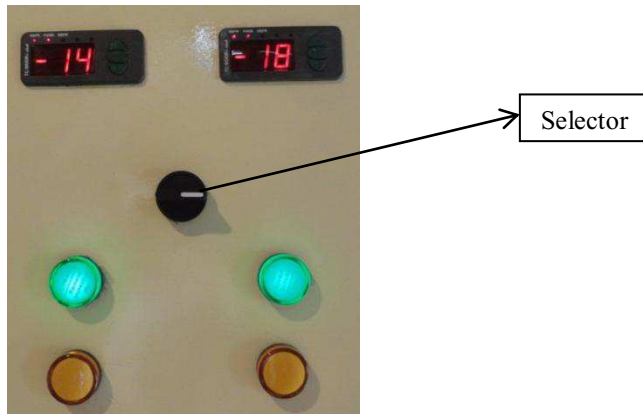
Anexo 22: Visor



Anexo 23: Manómetros

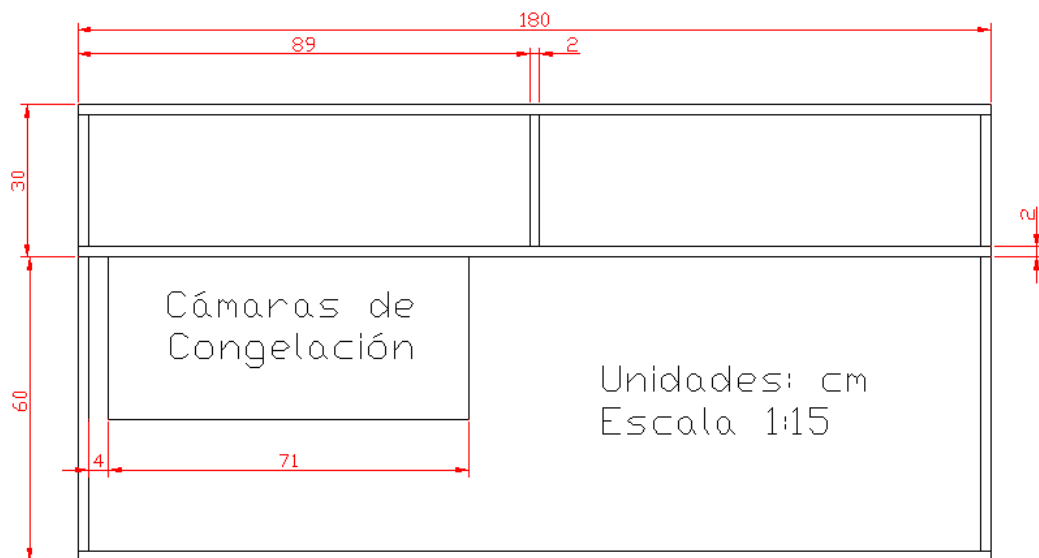


Anexo 24: Panel de luces pilote

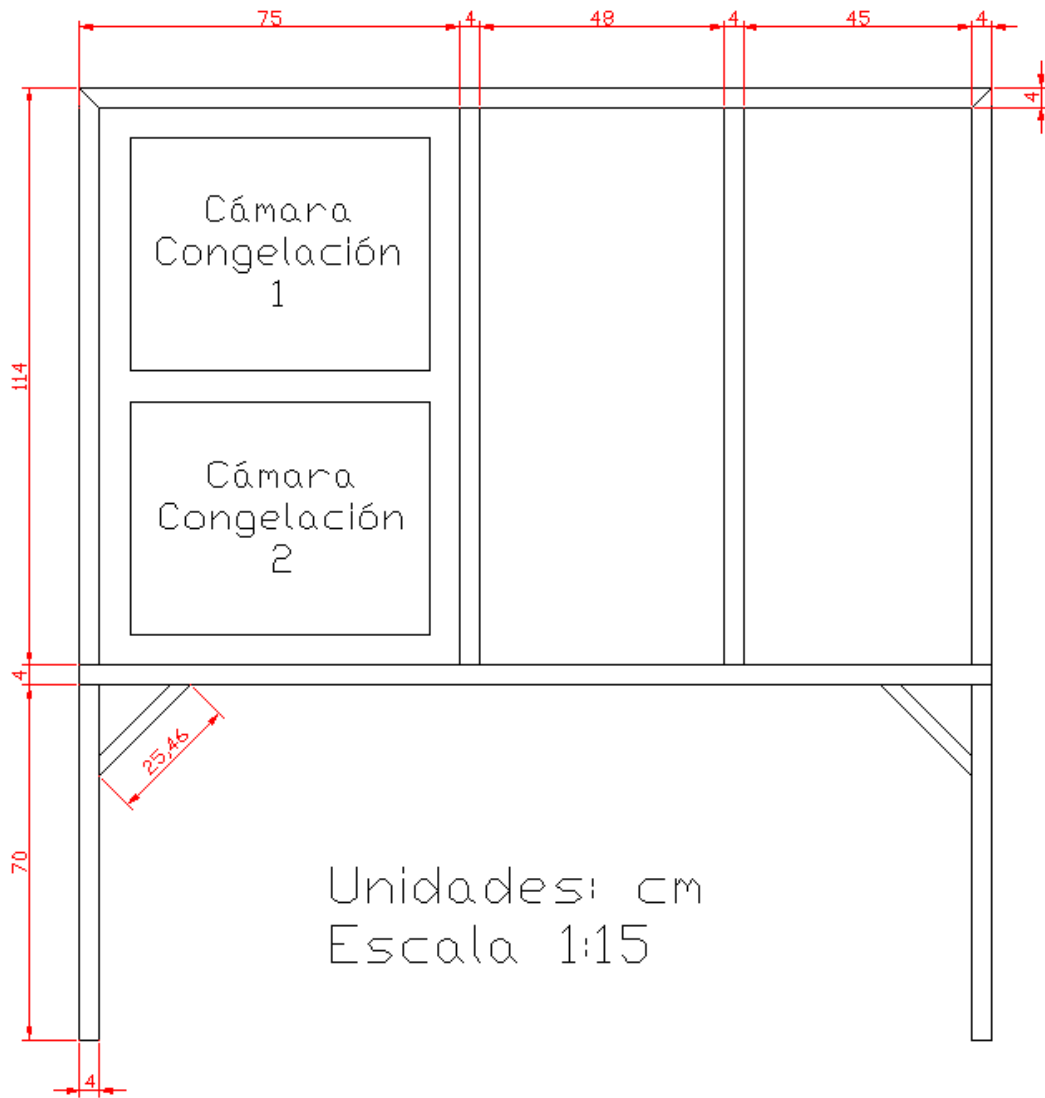


Anexo 25: Diseño arquitectónico de la estructura metálica

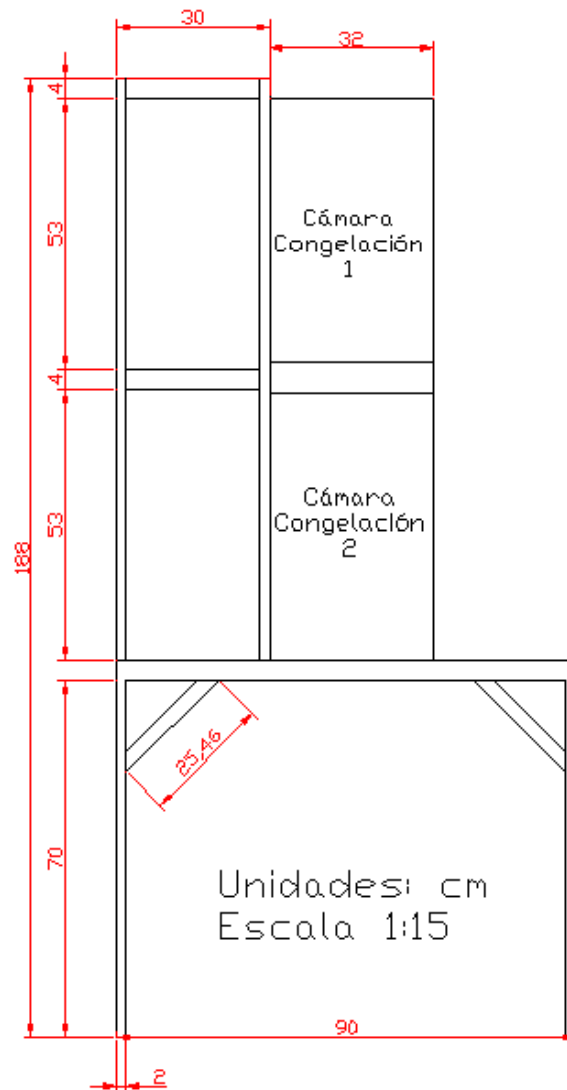
Vista Superior



Vista Frontal



Vista Lateral



Anexo 26: Construcción de la estructura metálica



Selección y corte de materiales



Ilustración 1: Puntos de soldadura - Estructura metálica culminada

Anexo 27: Ensamblaje de mueble frigorífico



Montaje del mueble frigorífico (soportes laterales)



Acabados finales de soldadura – colocación de la pintura de color azul

Anexo 28: Ensamblaje de las tuberías de cobre

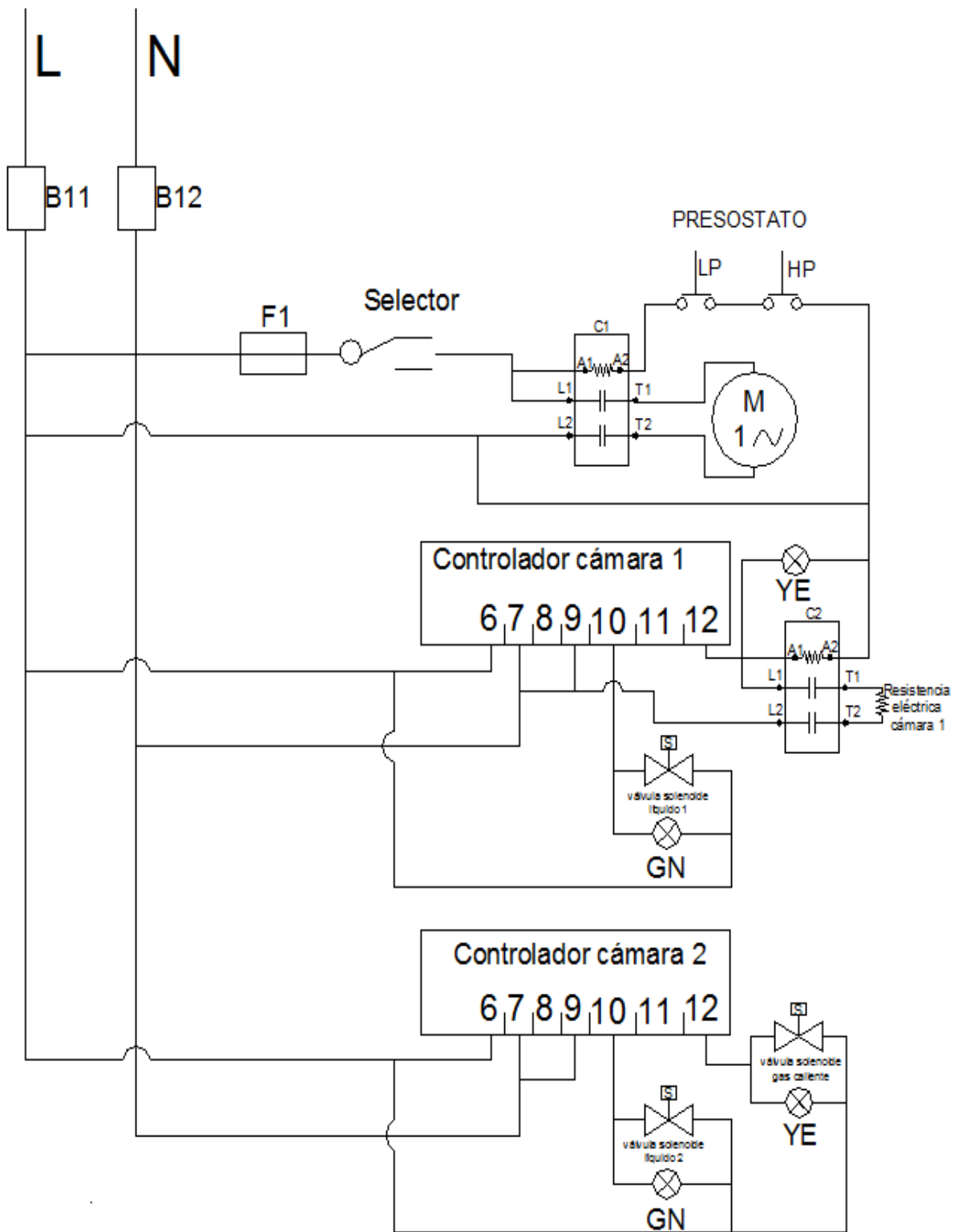


Corte de las cañerías de cobre

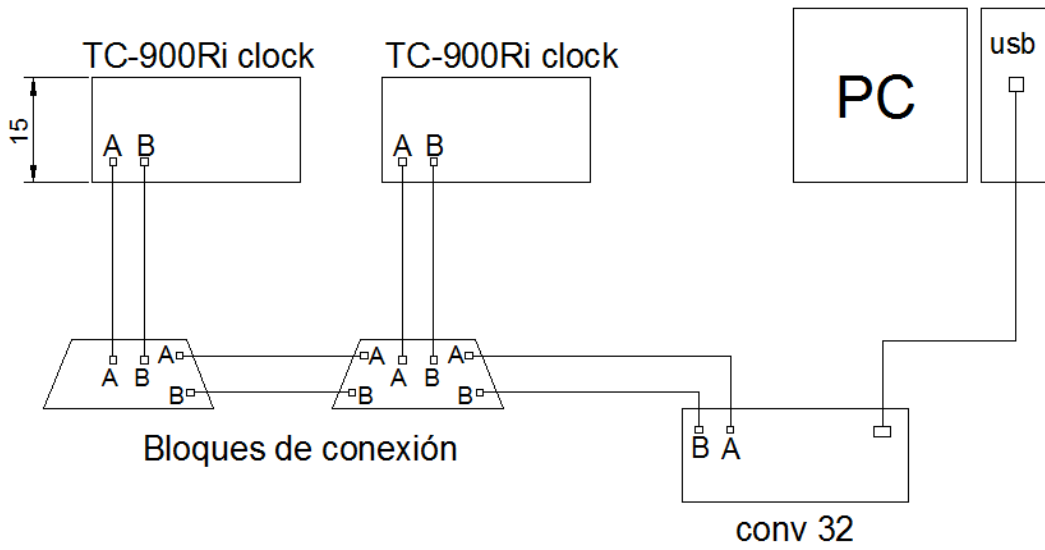


Aplicando soldadura a las cañerías de cobre

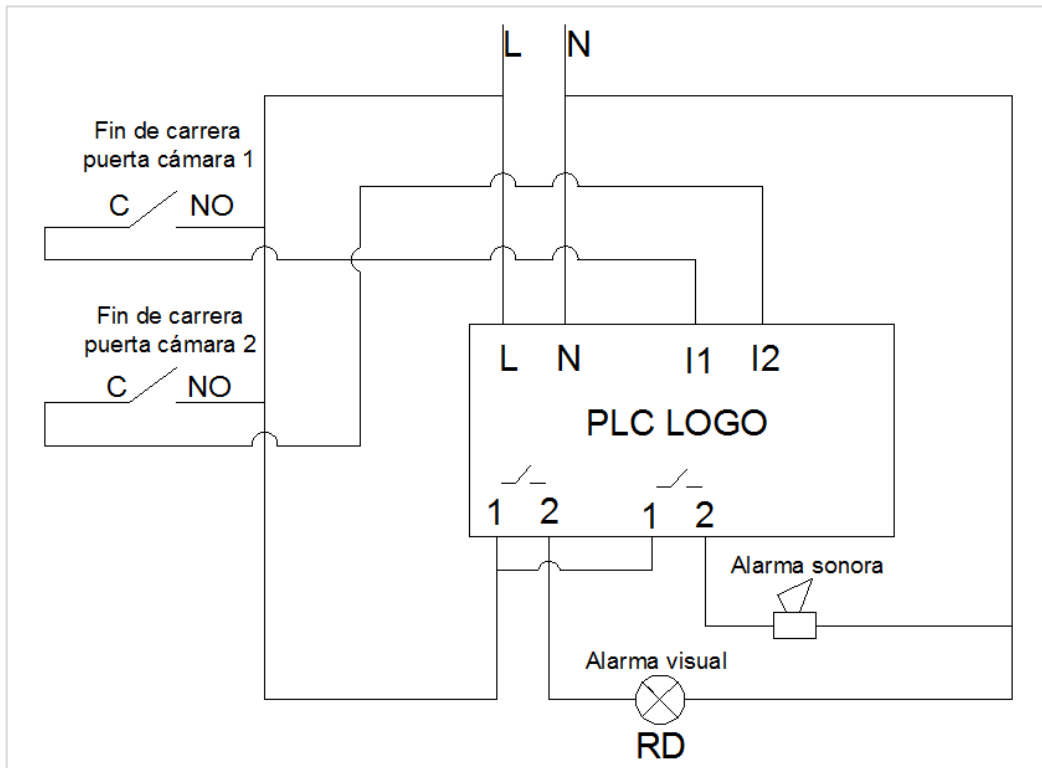
Anexo 29: Esquema eléctrico del sistema de frío



Anexo 30: Diagrama de conexión de los full gauge



Anexo 31: Esquema eléctrico del PLC



Anexo 32: Calibración de la válvula de expansión termostática



Anexo 33: Receta cámara 1

Full Gauge Controls - SITRAD

Instrumento : TC-900 clock

Receta : receta camara 1

Función	Descripción	Mínimo	Máximo	Unidad	Valor
SET	Temperatura de control (setpoint)	-12.0	10.0	°C	-10.0
F01	Deshielos por programación horaria (agenda semanal)	0 - No	1 - Sí	--	0
F02	Diferencial de control (histéresis)	0.1	20.0	°C	1.0
F03	Mínimo setpoint permitido al usuario final	-50.0	10.0	°C	-12.0
F04	Máximo setpoint permitido al usuario final	-12.0	75.0	°C	10.0
F05	Retardo en la partida (energización) de este instrumento	0	30	min	0
F06	Punto de actuación del alerta de temperatura ambiente baja (S1)	-50.0	75.0	°C	-10.0
F07	Punto de actuación del alerta de temperatura ambiente alta (S1)	-50.0	75.0	°C	10.0
F08	Tiempo de refrigeración (intervalo entre deshielos)	1	999	min	120
F09	Retardo del compresor después partida (conecta - desconecta)	0	999	seg	0
F10	Retardo del compresor después parada (desconecta - conecta)	0	999	seg	10
F11	Situación del compresor con sensor ambiente (S1) desactivado	0 - desc	1 - conec	--	1
F12	Deshielo en la partida del instrumento	0 - No	1 - Sí	--	0
F13	Temperatura en el evaporador (S2) p/ determinar fin de deshielo	-50.0	75.0	°C	-8.0
F14	Duración máxima del deshielo (por seguridad)	0	90	min	10
F15	Forzador prendido durante el deshielo	0 - No	1 - Sí	--	0
F16	Tipo de deshielo (0=resistencia 1=gas caliente)	0	1	--	0
F17	Indicación de temperatura (S1) bloqueada durante el deshielo	0 - No	1 - Sí	--	1
F18	Tiempo de drenaje (goteo del agua del deshielo)	0	30	min	3
F19	Temperatura del evaporador (S2) p/ retorno del forzador después	-50.0	75.0	°C	-2.0
F20	Tiempo máximo p/ retorno del forzador después drenaje (fan-dela	0	30	min	0
F21	Forzador conectado con compresor desconectado (en refrigeració	0 - No	1 - Sí	--	0
F22	Parada del forzador por temperatura alta en el evaporador (S2)	-50.0	75.0	°C	50.0
F23	Corrimiento de indicación de la temperatura ambiente - offset (S1)	-20.0	20.0	°C	0.0

Anexo 34: Receta cámara 2

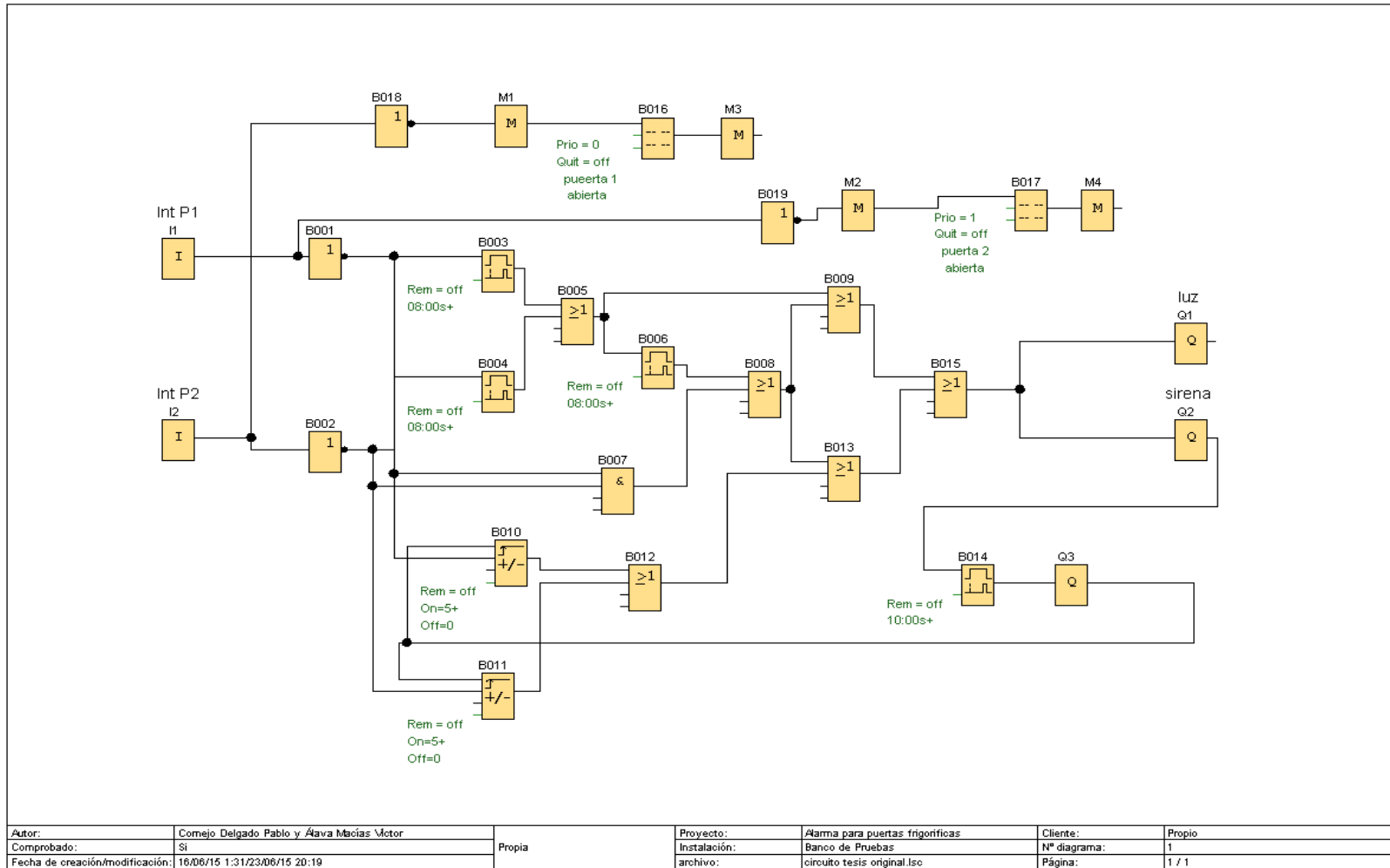
Full Gauge Controls - SITRAD

Instrumento : TC-900 clock

Receta : receta cámara 2

Función	Descripción	Mínimo	Máximo	Unidad	Valor
SET	Temperatura de control (setpoint)	-12.0	10.0	°C	-10.0
F01	Deshielos por programación horaria (agenda semanal)	0 - No	1 - Sí	--	0
F02	Diferencial de control (histéresis)	0.1	20.0	°C	1.0
F03	Mínimo setpoint permitido al usuario final	-50.0	10.0	°C	-12.0
F04	Máximo setpoint permitido al usuario final	-12.0	75.0	°C	10.0
F05	Retardo en la partida (energización) de este instrumento	0	30	min	0
F06	Punto de actuación del alerta de temperatura ambiente baja (S1)	-50.0	75.0	°C	-10.0
F07	Punto de actuación del alerta de temperatura ambiente alta (S1)	-50.0	75.0	°C	10.0
F08	Tiempo de refrigeración (intervalo entre deshielos)	1	999	min	130
F09	Retardo del compresor después partida (conecta - desconecta)	0	999	seg	0
F10	Retardo del compresor después parada (desconecta - conecta)	0	999	seg	10
F11	Situación del compresor con sensor ambiente (S1) desactivado	0 - desc	1 - conec	--	1
F12	Deshielo en la partida del instrumento	0 - No	1 - Sí	--	0
F13	Temperatura en el evaporador (S2) p/ determinar fin de deshielo	-50.0	75.0	°C	-8.0
F14	Duración máxima del deshielo (por seguridad)	0	90	min	10
F15	Forzador prendido durante el deshielo	0 - No	1 - Sí	--	0
F16	Tipo de deshielo (0=resistencia 1=gas caliente)	0	1	--	1
F17	Indicación de temperatura (S1) bloqueada durante el deshielo	0 - No	1 - Sí	--	1
F18	Tiempo de drenaje (goteo del agua del deshielo)	0	30	min	3
F19	Temperatura del evaporador (S2) p/ retorno del forzador después	-50.0	75.0	°C	-2.0
F20	Tiempo máximo p/ retorno del forzador después drenaje (fan-dela	0	30	min	0
F21	Forzador conectado con compresor desconectado (en refrigeració	0 - No	1 - Sí	--	0
F22	Parada del forzador por temperatura alta en el evaporador (S2)	-50.0	75.0	°C	50.0
F23	Corrimiento de indicación de la temperatura ambiente - offset (S1)	-20.0	20.0	°C	0.0

Anexo 35: Esquema de la programación del Sistema de alarmas en el PLC



Anexo 36: Programación del PLC



Anexo 37: Guía de operación

GUÍA DE OPERACIÓN

Lea y analice esta guía de operación antes de poner en funcionamiento el sistema de frío.

Inspección previa

Para garantizar el máximo rendimiento del sistema de frío se deben seguir las siguientes instrucciones:

- Evitar la exposición del equipo a temperaturas superiores a 50°C.
- Mantener el banco de pruebas en una posición estable.
- Asegúrese de que no existan objetos extraños en el banco de pruebas.
- Verificar que la presión en el manómetro de alta se encuentre en el rango de 110-200 psi, caso contrario constatar de que no existan fugas.

- Verificar que las instalaciones eléctricas se encuentren aisladas y en buen estado.
- Asegúrese que la fuente de alimentación cumpla con el voltaje requerido (110V).
- Mantener cerrada las puertas de las cámaras frigoríficas.

Procedimiento para el encendido del equipo

Después de haber cumplido con las recomendaciones anteriores, el procedimiento para el encendido del equipo es el siguiente.

- Conectar el enchufe del equipo a la toma de energía eléctrica.
- Colocar el breaker en posición de encendido (ON).
- Esperar 30 segundos para estabilizar las presiones dentro del sistema de frío.
- Colocar el selector en posición de encendido (ON) para el arranque del compresor y ventilador del condensador.
- Abrir las válvulas manuales (1y2).

Instrucciones para la ejecución del programa SITRAD LOCAL 4.11

Para la ejecución del programa SITRAD LOCAL 4.11 se deben seguir los siguientes pasos:

- Conectar mediante vía USB el CONV32 con la computadora.
- Abrir el programa SITRAD LOCAL 4.11.
- Clic en la opción comunicación, luego en iniciar.
- Se abrirá la ventana localizar estaciones, se procede a dar clic en la opción Buscar todos, para que el SITRAD LOCAL 4.11 pueda escanear y conectarse a los controladores instalados en el sistema de frío.
- Una vez detectados los controladores en la red aparecen en la Guía de Modelos en la parte inferior de la ventana, después de la detección, clic en cerrar.
- Seleccionar cada controlador por separado y hacer clic en iniciar.
- Si la comunicación se realizó con éxito, las señales lumínicas ubicadas en la parte superior del CONV32 comenzarán a parpadear.

- En el panel de información se visualizarán los parámetros de cada estación (cámaras frigoríficas).

Verificaciones a realizar durante el funcionamiento.

Durante el funcionamiento del equipo se verifican los siguientes puntos.

- Que no existan ruidos extraños y/o vibraciones en los componentes del sistema de frío.
- Observar que las temperaturas de las cámaras se mantenga en el rango de trabajo (-6°C-0°C)
- Verificar que se cumplan con los parámetros de defrost establecidos en el capítulo V.
- Si el programa se encuentra en ejecución se proceden a verificar los parámetros de trabajo previamente establecidos en el capítulo V.
- Comprobar que la programación del PLC sea la correcta de acuerdo a lo establecido en el capítulo V.

Procedimiento para el apagado del equipo.

El procedimiento para apagar el equipo es el siguiente:

- Si el programa SITRAD LOCAL 4.11 se encuentra en ejecución, en cada estación se debe dar clic en la opción interrumpir, luego se procede a cerrar el programa.
- Cerrar las válvula manual 1 y esperar un tiempo aproximado de 1 minuto (verificar que el manómetro de baja entre en presión negativa) con la finalidad de que el refrigerante se almacene en el tanque recibidor.
- Cerrar la válvula manual 2 con la finalidad evitar el retorno del refrigerante al condensador cuando el equipo no esté en funcionamiento.
- Colocar el selector en posición de apagado (OFF).
- Colocar el breaker en posición de apagado (OFF).
- Desconectar el enchufe de la fuente de alimentación.
- Ubicar el cobertor sobre el equipo frigorífico para evitar suciedad y deterioro.